



HAL
open science

Validation du dimensionnement d'opérations d'usinage de pièces industrielles sujettes à vibrations à partir de simulations.

Marc Raffestin

► To cite this version:

Marc Raffestin. Validation du dimensionnement d'opérations d'usinage de pièces industrielles sujettes à vibrations à partir de simulations.. Mécanique [physics]. HESAM Université, 2024. Français. ⟨NNT: 2024HESAE022⟩. ⟨tel-04773997⟩

HAL Id: tel-04773997

<https://pastel.hal.science/tel-04773997v1>

Submitted on 8 Nov 2024

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.



HAL Authorization

ECOLE DOCTORALE SCIENCES DES METIERS DE L'INGENIEUR
Laboratoire Procédés et Ingénierie en Mécanique et Matériaux (PIMM)
Campus de Paris

THÈSE

présentée par : **Marc RAFFESTIN**

soutenue le : **27 Mai 2024**

pour obtenir le grade de : **Docteur d'HESAM Université**

Spécialité : **Mécanique**

**VALIDATION DU DIMENSIONNEMENT D'OPÉRATIONS
D'USINAGE DE PIÈCES INDUSTRIELLES SUJETTES À
VIBRATIONS À PARTIR DE SIMULATIONS**

THÈSE dirigée par :
M. Philippe LORONG

et co-encadrée par :
M. Mikhaïl GUSKOV

M. Joël RECH
M. Vincent GAGNOL
M. Édouard RIVIERE-LORPHEVRE
Mme Hélène CHANAL
M. Philippe LORONG
M. Mikhaïl GUSKOV
M. Cyrille URVILLE

Ecole Centrale Lyon ENISE
Institut Pascal, SIGMA Clermont
Faculté Polytechnique, Université de Mons
Institut Pascal, SIGMA Clermont
PIMM, Arts et Métiers Paris
PIMM, Arts et Métiers Paris
PCI MACHINING

Jury

Président
Rapporteur
Rapporteur
Examinatrice
Examinateur
Examinateur
Invité

**T
H
È
S
E**

Remerciements

Mes premiers remerciements vont à mes encadrants, Philippe Lorong, Mikhaïl Guskov et Cyrille Urville. Merci pour la confiance que vous m'avez accordée au cours de ces années et pour la liberté que vous m'avez laissée dans mes recherches. Je tiens également à saluer votre disponibilité et votre accompagnement dans les avancées comme dans les moments plus difficiles.

Je tiens à remercier les rapporteurs de cette thèse, Vincent Gagnol et Edouard Rivière-Lorphèvre, pour l'intérêt qu'ils ont montré pour les travaux réalisés et nos échanges, bienveillants et constructifs, tout au long de la thèse comme le jour de la soutenance. Je remercie également Hélène Chanal et Joël Rech d'avoir accepté de participer au jury de thèse et pour leurs interrogations pertinentes lors de la soutenance.

Cette thèse ayant eu lieu entre le laboratoire et l'industrie, je remercie l'équipe DISCOH du PIMM ainsi la SCEMM pour l'accueil et l'accompagnement que j'ai reçus.

Un auteur que j'affectionne tout particulièrement a publié en préambule de la synthèse de ses travaux de recherches : « *L'exercice des remerciements est toujours délicat, de crainte d'omettre quelqu'un de cette liste de personnes sans lesquelles cet ouvrage ne serait pas. Soit il faut les inscrire toutes, et cela ferait déjà un ouvrage, soit il faut se limiter aux plus illustres, mais quelle injustice pour tous ces contributeurs inconnus qui ont apportés leur criques à la construction de cette publication. A vrai dire je dois une immense reconnaissance à tous, même ceux que j'oublie, à cause du temps qui passe et de l'absence d'indication notée au bon moment.* »¹. Bien que l'ampleur de mes contributions soit beaucoup plus modeste, je choisis ici de suivre ses traces et, par peur d'omission, de ne pas détailler l'ensemble des amis et collègues de l'entreprise comme du laboratoire, ainsi que mes proches qui ont contribué chacun à leur manière à la présentation de ces travaux de thèse. Ils se reconnaîtront et j'aurai l'occasion de leur témoigner de vive voix ma reconnaissance pour leurs apports et leur soutien.

Un second auteur que j'affectionne m'a un jour écrit dans un contexte plus personnel : « *Le temps c'est un mystère, difficile à comprendre. Mais, amoureux, c'est plus facile, on est deux à ne pas comprendre ! ... c'est plus confortable.* »². Je ne peux conclure ces remerciements sans l'expression d'une reconnaissance exceptionnelle à celle qui m'a accompagné et qui a supporté

1. Rivoire [2020]

2. Y. Raffestin - extrait des félicitations de mariage

mes absences mais aussi (et surtout ?) mes présences pendant les différentes étapes de ce projet.
A mon épouse, merci pour tout.

Table des matières

Remerciements	iii
Table des matières	v
Table des figures	xi
Liste des tableaux	xvii
Introduction générale	1
1 État de l'art	5
1.1 Introduction	7
1.2 Représentation du comportement dynamique du système	9
1.2.1 Modèle spatial	9
1.2.2 Modèle modal	11
1.2.3 Modèle de réponse	11
1.2.4 Conclusions sur la présentation des modèles	13
1.3 Modélisation des éléments du système de bridage	14
1.3.1 Comportement d'un contact élémentaire	14
1.3.1.1 Comportement normal	14
1.3.1.2 Comportement tangentiel	15
1.3.1.3 Du comportement d'un contact élémentaire vers un modèle dynamique de pièce	17
1.3.2 Implémentation des modèles de contact à un modèle structurel dans le cadre de simulations d'usinage	17
1.3.2.1 Apport en raideurs normale et tangentielles	17
1.3.2.2 Apport en masse	18
1.3.2.3 Apport en amortissement	18
1.3.3 Conclusions sur les modélisations du bridage de la pièce	20
1.4 Méthodes et outils descriptifs du comportement dynamique d'un usinage	21
1.4.1 Études de stabilité	21
1.4.2 Approches temporelles	22
1.4.3 Moyens pour l'observation de l'apparition des vibrations en usinage	23

TABLE DES MATIÈRES

1.4.3.1	Observation des efforts et puissances d'usinage	24
1.4.3.2	Observation des mouvements induits par l'usinage	24
1.4.4	Conclusions sur les outils et méthodes descriptifs du comportement dynamique d'un usinage	26
1.5	Conclusion	26
2	Mise en place de la simulation numérique d'usinage	29
2.1	Présentation du cas d'étude	31
2.1.1	Du bac de batteries de véhicule électrique au cas d'étude	31
2.1.2	Opération d'usinage étudiée	32
2.1.3	Particularités de la trajectoire de l'outil	32
2.2	Modèles en entrée du solveur nesy2m	33
2.2.1	Modélisation de la géométrie des parties actives de l'outil	35
2.2.2	Modélisation de la géométrie de la pièce dans la zone usinée	35
2.2.3	Modélisation des efforts d'usinage	36
2.2.3.1	Calcul des efforts de coupe	36
2.2.3.2	Démarche d'identification d'une loi de coupe	37
2.2.3.3	Application au cas d'étude	41
2.2.4	Modélisation du comportement dynamique de l'outil	43
2.2.5	Modélisation du comportement dynamique de la pièce	43
2.3	Études de convergence nesy2m	44
2.3.1	Convergence liée à la taille des dexels	45
2.3.2	Convergence liée au pas de temps	48
2.3.3	Convergence liée au nombre de modes du modèle dynamique pièce	49
2.3.3.1	Impact de la réduction de modèle sur le comportement statique de la pièce	49
2.3.3.2	Erreur en profil d'ondulation le long de la trajectoire	50
2.3.3.3	Erreur en ondulations locales	52
2.4	Conclusion	54
3	Modélisation du comportement dynamique de la pièce bridée	57
3.1	Introduction	59
3.2	Analyse modale expérimentale	59
3.2.1	Identification non paramétrique	59
3.2.2	Identification paramétrique	61
3.3	Modèle dynamique de la pièce libre	65
3.3.1	Modèle EF de la pièce libre	65
3.3.1.1	Modèle par éléments volumiques de la pièce libre	65
3.3.1.2	Modèle par éléments coques de la pièce libre	66
3.3.1.3	Comparaison modèle EF volumique / modèle EF coques	67
3.3.2	Recalage du modèle EF de la pièce libre	68

3.3.3	Conclusion sur la dispersion du modèle structurel de la pièce libre	69
3.4	Recalage du modèle dynamique de la pièce bridée	70
3.4.1	Présentation du modèle de bridage utilisé : implémentation du noeud maitre et introduction du modèle de Kelvin-Voigt	71
3.4.2	Identification paramétrique de la pièce bridée	71
3.4.3	Impact de l'enlèvement de matière sur le comportement dynamique de la pièce	72
3.4.4	Méthodologie de recalage du modèle de bridage de Kelvin-Voigt	73
3.4.4.1	Construction du modèle réduit par approche de type MacNeal	73
3.4.4.2	Méthodologie de recalage des paramètres de raideur	74
3.4.4.3	Méthodologie de recalage des paramètres d'amortissements	76
3.4.4.4	Confrontation du modèle dynamique de la pièce bridée avec le modèle pôles-résidus	77
3.4.5	Conclusions sur la méthode de recalage proposée	79
3.5	Apparition des non-linéarités sur certains modes	79
3.5.1	Mise en évidence des non-linéarités et de leur incidence	79
3.5.2	Identification pour l'ensemble des localisations d'impacts	80
3.5.3	Répétition des impacts en un point d'excitation	82
3.5.4	Conclusion sur l'analyse des non-linéarités	83
3.6	Modèles pour le bureau d'études	85
3.6.1	Modèle de bridage	85
3.6.2	Utilisation d'un modèle structurel dégradé	85
3.6.3	Repositionnement du modèle recalé pour estimer sa prédictibilité	87
3.6.4	Conclusion sur les modèles pour le bureau d'études	87
3.7	Conclusion	88
4	Optimisation process	91
4.1	Introduction	93
4.2	Configuration expérimentale	94
4.3	Modélisation numérique de l'opération d'usinage	96
4.4	Définition des travaux modaux	97
4.5	Fidélité de la simulation vis-à-vis essais d'usinage	99
4.6	Analyse de l'apparition des vibrations	102
4.6.1	Analyse des efforts de coupe	103
4.6.2	Déplacements de la pièce sous les dents de l'outil	104
4.6.3	Travaux modaux	105
4.6.4	Conclusion du cas d'études	107
4.7	Conclusion	109
5	Sensibilité des simulations vis-à-vis des modèles physiques	111
5.1	Introduction	113

5.2	Modèle de référence	113
5.2.1	Confrontation du cas de référence avec l'expérience	114
5.2.1.1	Spectrogrammes	114
5.2.1.2	États de surfaces	115
5.2.2	Résultats numériques utilisés pour la confrontation avec les essais	116
5.2.2.1	Efforts de coupe	117
5.2.2.2	Déplacements de la pièce sous l'outil	117
5.2.2.3	Travaux modaux W_i^c	118
5.2.2.4	Extraction du tapis de dexels global	119
5.2.3	Conclusion sur l'analyse du cas de référence	119
5.3	Dépendance des résultats de simulation aux modèles en entrée	120
5.3.1	Sensibilité au modèle d'efforts de coupe	120
5.3.2	Sensibilité aux choix de modélisation du modèle EF pièce	120
5.3.2.1	Modèle EF volumique non recalé	121
5.3.2.2	Modèle EF coques recalé	121
5.3.2.3	Modèle EF avec bridages encastrés	122
5.3.2.4	Conclusion sur la sensibilité au modèle EF pièce	122
5.3.3	Sensibilité aux taux d'amortissement	123
5.3.3.1	Taux d'amortissement provenant des modèles de Kelvin-Voigt	124
5.3.3.2	Taux d'amortissement moyen identique pour tous les modes	124
5.3.3.3	Taux d'amortissement identifiés pour les essais classés comme représentatifs des excitations en usinage	126
5.3.3.4	Conclusion sur la sensibilité aux taux d'amortissement	127
5.4	Conclusion	128
6	Applications industrielles : apport d'un anti-vibreux - bac de batteries miniature	129
6.1	Introduction	131
6.2	Validation de la modélisation de l'anti-vibreux industriel	132
6.2.1	Introduction des études liées à l'anti-vibreux	132
6.2.2	Modélisation dynamique de l'anti-vibreux	132
6.2.2.1	Construction du modèle dynamique de la pièce bridée avec anti- vibreux	132
6.2.2.2	Analyse modale expérimentale	133
6.2.2.3	Conclusion sur la modélisation de l'anti-vibreux	134
6.2.3	Simulation d'usinage nesy2m	134
6.2.4	Confrontations avec les essais	135
6.2.5	Conclusions des études liées à l'anti-vibreux	136
6.3	Études du bac de batteries miniature : bac batteries "miniature"	137
6.3.1	Introduction	137
6.3.2	Modélisation dynamique de la pièce	137
6.3.2.1	Pièce libre	137

6.3.2.2	Pièce bridée	139
6.3.2.3	Pièce bridée avec ajout de l'anti-vibreur	140
6.3.2.4	Conclusion sur les modèles dynamiques du bac de batteries mini- niature	140
6.3.3	Simulations d'usinage nesy2m	141
6.3.4	Confrontations avec les essais	142
6.3.4.1	Spectrogrammes	142
6.3.4.2	État de surface	143
6.3.5	Conclusions des études liées au bac de batteries miniature	144
6.4	Conclusion	146
	Conclusion générale	147
	Bibliographie	153

TABLE DES MATIÈRES

Table des figures

1	Pièces cibles de PCI MACHINING, source : PCI MACHINING	1
2	Expertises de PCI MACHINING, source : PCI MACHINING	2
1.1	Modèle structurel, modal, de réponse - classification d'après Ewins [2000]	9
1.2	Maillage éléments finis d'une pièce	10
1.3	Exemple de déformée modale avec l'amplitude maximale des déplacements en rouge	12
1.4	FRF du système	13
1.5	Loi de contact de Signorini, Source : Vermot Des Roches [2011]	15
1.6	Modèle de Coulomb et régularisation linéaire et arc-tangente, Source : Vermot Des Roches [2011]	15
1.7	Modèle de Coulomb combiné avec modèle de Signorini, Source : Deng and Melkote [2006]	16
1.8	Modèle de Dahl, Source : Vermot Des Roches [2011]	17
1.9	Modèle de raideur du système de bridage, Source : Liao and Hu [2001]	18
1.10	Modélisation proposée par Nguyen and Möhring composée d'un modèle de Maxwell non linéaire en parallèle avec un modèle de Valanis, Source : Nguyen and Möhring [2017]	20
1.11	Modélisation broutement régénératif 2 degrés de liberté (DDL). a) schématisation de la coupe et des DDL outil et b) lobes de stabilités pour deux modes de l'outil, Source : Altintas [2012]	22
1.12	État de surface expérimental et numérique, Source : Duchemin et al. [2014]	23
1.13	Configuration expérimentale de mesures des efforts de coupe, Source : Liu and Cheng [2005]	24
1.14	Système de monitoring du déplacement de l'outil en cours d'usinage , Source : Nakagawa et al. [2008]	25
1.15	Démarche proposée, plan du mémoire	27
2.1	Bac batteries BENTELEER : positionnement des batteries - sources : HEGGEMANN [2023], BENTELEER [2023]	31
2.2	Pièce d'études : traverse de bac de batteries	32
2.3	Configurations trajectoires outil	33
2.4	Modèles en entrée et données d'entrées de nesy2m	34

TABLE DES FIGURES

2.5	Définition du modèle géométrique de l'outil, exemple pour une dent : (a) outil ; (b) porte-plaquette ; (c) partie active ; (d) géométrie de la partie active de l'outil ; (e) maillage d'éléments triangulaires de surface et décomposition en outils élémentaires	35
2.6	Initialisation du tapis de dexels permettant d'épouser la forme de la pièce avant usinage	36
2.7	Bases d'expression des lois de coupe dans nesy2m, extrait de Lorong et al. [2023]	37
2.8	Expression de l'épaisseur et de la largeur de coupe selon la base d'expression, extrait de Lorong et al. [2023]	37
2.9	Configuration et mesures expérimentales - (a) expérience ; (b) efforts mesurés ; (c) base globale $\langle \underline{f}, \underline{p}, \underline{s} \rangle$ nesy2m - (c) est extrait de Lorong et al. [2023]	38
2.10	Section coupée sur un tour	39
2.11	Synchronisation dans signaux - (a) sans top tour - (b) avec top tour	40
2.12	Comparaison entre les efforts de coupe simulés et mesurés	40
2.13	Loi de coupe 6060-T6	41
2.14	Spectre fréquentiel efforts de coupe axe X	42
2.15	Fonction de Réponse en Fréquence (FRF) en déplacement, suivant l'axe X, de la table dynamométrique	42
2.16	Sonnage outil en broche	43
2.17	Dexels balayés par un outil élémentaire sur deux incréments de temps successifs	45
2.18	Module des efforts de coupe pour $dt = 5,0e-5$ pour différents ratios R^d	46
2.19	Convergence du débit de dexels effacés en (mm^3/s) en fonction du ratio R^d	47
2.20	Discretisation de la trajectoire d'une dent - Source : Lorong et al. [2023]	48
2.21	Convergence du débit de matière coupée vis-à-vis du pas de temps	49
2.22	Localisation et direction des efforts appliqués individuellement pour analyser la déformée statique pièce	50
2.23	Comparaison des déplacements approchés par la base de Ritz (en fonction du nombre de modes) et du calcul statique EF	50
2.24	Convergence de la souplesse pièce en fonction du nombre de modes dans la base de Ritz	51
2.25	MAC matrix fréquence	51
2.26	Extraction du tapis de dexels pour les simulations à 1, 4 et 80 modes	52
2.27	Convergence en nombre de modes	52
2.28	Premières formes modales de la pièce bridée	53
2.29	Convergence d'ondulations W_t locales	53
2.30	Convergence du profil brut en $Y = 0$	54
3.1	Placement des capteurs et emplacements des excitations au marteau d'impact	60
3.2	Exemple d'identification non paramétrique - Mesure colocalisée Traverse 400mm	62
3.3	AutoMAC de la traverse libre pour 12 localisations de mesure	64
3.4	Exemple d'identification paramétrique - Mesure colocalisée Traverse 400mm	64

3.5	MAC de la traverse libre d'après le modèle identifié	64
3.6	Convergence des fréquences propres en fonction de la taille des éléments	65
3.7	Modes 1 à 4 modèle traverse libre recalé	66
3.8	Présentation de la configuration du modèle coques	67
3.9	MAC modèle EF volumique et coques (E, ρ) théoriques - Géométrie théorique	67
3.10	MAC modèle EF volumique et coques E, ρ recalés - Géométrie recalée	69
3.11	Modélisation du bridage par lien rigide vers un nœud maitre et modèle de Kelvin-Voigt	71
3.12	Positionnement des accéléromètres et configuration expérimentale de l'analyse modale	72
3.13	Forces et moments unitaires utilisés pour l'approche de Mac-Neal	74
3.14	Matrice MAC modèle réduit vs expérience après recalage des raideurs de liaisons	75
3.15	Étude paramétrique pour le paramètre K_{Ty}	76
3.16	Formes modales numériques (vert – pièce non déformée, orange – mode propre)	77
3.17	Présentation des non-linéarités observées sur les FRF	80
3.18	FRF, pour chaque localisation d'excitation, moyennées pour une répétition de dix impacts par localisation	81
3.19	Mise en évidence des non-linéarités pour le mode 2	81
3.20	Dispersion des (f_i, ξ_i) , identifiés pour chaque localisation d'excitation, moyennés pour dix répétitions d'impact marteau	82
3.21	FRF pour dix répétitions d'impact marteau à une même localisation	82
3.22	FRF recentrées sur les modes 1 et 2	83
3.23	Dispersion des (f_i, ξ_i) identifiés pour dix répétitions d'impact marteau à une même localisation	83
3.24	Dispersion des (f_i, ξ_i) identifiés pour chaque impact marteau considéré individuellement - modes 1 et 2	84
3.25	MAC modèle dynamique recalé avec encastremets aux zones de bridages vs expérience	86
3.26	MAC modèle dynamique libre, en éléments coques, recalé puis considération de différents modèles de bridages	86
3.27	Localisation du repositionnement des éléments de bridage	87
3.28	MAC modèle dynamique, en éléments coques, recalé puis considération de différents modèles de bridages	88
4.1	Pièce bridée dans le centre d'usinage pendant l'essai au marteau dynamométrique	94
4.2	Définition du paramètre de la position de l'outil : distance d	95
4.3	Positionnement de l'accéléromètre	95
4.4	Matrice de MAC de la pièce bridée	96
4.5	Topographies de surfaces : photographies, mesures par scanner à lumière blanche et extraction du tapis de dexels nesy2m	100
4.6	Spectrogrammes pour la position de l'outil $d = 0$ mm	101

TABLE DES FIGURES

4.7	Spectrogrammes pour la position de l'outil $d = 12.5$ mm	102
4.8	Localisation de la mesure des déplacements sous les dents de l'outil	103
4.9	Evolution du module des efforts de coupe autour de la position $Y = 50$ mm	104
4.10	Déplacements de la pièce à l'avant de l'outil au cours de l'opération d'usinage	105
4.11	Contributions modales aux déplacements de la pièce : direction \mathbf{Z}	106
4.12	Contributions modales aux déplacements de la pièce : direction \mathbf{X}	106
4.13	Évolutions de W^c de la pièce	107
4.14	Évolution des contributions modales à W^c , configuration $d = 12.5$ mm	107
4.15	Évolutions de W^c pour l'outil pour le cas $d = 12.5$ mm	108
4.16	Évolution de la valeur maximale de W^c pour $d \in [-35, 35]$ mm	109
5.1	Matrice de MAC entre modes mesurés et modes simulés pour le modèle dynamique recalé correspondant à ce chapitre	114
5.2	Spectrogrammes en déplacements	115
5.3	Position des topographies locales	115
5.4	Topographies de surface : photographies, mesures par lumière blanche et extractions tapis de dexels nessy2m	116
5.5	Efforts de coupe cinématiques et dynamiques	117
5.6	Contributions des modes aux déplacements de la pièce sous l'outil	118
5.7	Travaux modaux W_i^c des efforts d'usinage sur les déplacements de la pièce	118
5.8	Travail modal W^c des efforts d'usinage sur les déplacements de l'outil	119
5.9	Extraction du tapis de dexels pour la simulation de référence	119
5.10	Évolution de l'indicateur W^c selon la pondération de la loi de coupe	121
5.11	W^c par mode pour le modèle volumique non recalé	122
5.12	W^c par mode pour le modèle coques recalé	122
5.13	Matrice de MAC du modèle, en éléments volumiques, recalé avec zones de bridages encastrées	123
5.14	W^c par mode pour le modèle avec les zones de bridages encastrées	123
5.15	Extractions du tapis de dexels	124
5.16	W^c par mode pour ξ^{recKV}	125
5.17	W^c par mode pour ξ^{moy}	125
5.18	W^c par mode pour $\xi^{classés}$	126
5.19	Extractions du tapis de dexels	127
6.1	Solutions disponibles lorsque que des vibrations surviennent en usinage	131
6.2	Modélisation simplifiée de l'anti-vibreux	133
6.3	Matrice de MAC et paramètres modaux identifiés pour les essais au marteau dynamométrique de la pièce bridée avec l'anti-vibreux	133
6.4	Efforts de coupe cinématiques et dynamiques	134
6.5	Travaux modaux W_i^c pour l'usinage de la traverse avec anti-vibreux et trajectoire $d = 12,5$ mm	135

6.6	Spectrogrammes, numérique et expérimental, du surfaçage de la traverse avec anti-vibreur	136
6.7	Topographies de surface ($d = 12,5$ - avec anti-vibreur (AV)) : photographies, mesures par lumière blanche et extractions tapis de dexels nesy2m	136
6.8	Extraction du tapis de dexels de l'usinage avec l'anti-vibreur	136
6.9	Extraction nesy2m	138
6.10	MAC du bac de batteries miniature libre	138
6.11	Formes modales du bac de batteries miniature bridée sans anti-vibreur	139
6.12	Confrontation modèle numérique et expérimental du bac de batteries miniature bridé sans anti-vibreur - valeurs des taux d'amortissements expérimentaux disponibles en tableau 6.2	140
6.13	Confrontation modèle numérique et expérimental du bac de batteries miniature bridé avec anti-vibreur - valeurs des taux d'amortissements expérimentaux disponibles en tableau 6.3	140
6.14	Efforts de coupe cinématiques et dynamiques pour les différentes configurations d'usinage du bac de batteries miniature	142
6.15	Travaux modaux W_i^c pour les différentes configurations d'usinage du bac de batteries miniature	143
6.16	Spectrogrammes, numérique et expérimental, du surfaçage du bac de batteries miniature pour les différentes configuration étudiées	144
6.17	Topographies de surface : photographies, mesures par lumière blanche et extractions tapis de dexels nesy2m	145
6.18	Évolution de la valeur maximale de W^c pour le bac de batteries miniature bridé avec et sans l'anti-vibreur	146

TABLE DES FIGURES

Liste des tableaux

2.1	Conditions de coupe des essais	38
2.2	Modes propres outil	44
3.1	Modes appairés (MAC>70%, Δf <10%) avant et après recalage du modèle libre volumique	69
3.2	Modes appairés (MAC>70%, Δf <10%) avant et après recalage du modèle libre coques	70
3.3	Modes appairés (MAC>70%, Δf <10%) modèles recalés libres volumique et coques	70
3.4	Résultats de l'identification paramétrique	72
3.5	Évolution des fréquences avant et après usinage	73
3.6	Évolution des taux d'amortissement avant et après usinage	73
3.7	Fréquences propres : comparaison fréquences expérimentales et numériques . .	77
3.8	Rapports d'amortissement modaux : comparaison expérimental et numérique .	78
3.9	Contribution normalisée à l'amortissement modal pour chaque paramètre d'amortissement et pour chaque mode propre	78
3.10	Dispersion des (f_i, ξ_i) , identifiés pour chaque impact marteau, considérés individuellement - x^i exprimées en %	84
3.11	Dispersion des (f_i, ξ_i) , identifiés pour chaque impact marteau, considérés individuellement comparés aux valeurs initialement identifiées - x^i exprimées en % .	84
4.1	modèle numérique de la pièce : fréquences propres et taux d'amortissement utilisés pour le modèle dynamique	97
4.2	Valeurs d'ondulation ($\lambda^c = 0.25$ mm)	101
4.3	Maximum de W^c pour la pièce [mJ]	108
5.1	Paramètres modaux mesurés pour la pièce d'analyse fine	114
5.2	Paramètres modaux recalés pour la pièce d'analyse fine	114
5.3	Maximum W^c et instant d'initialisation des vibrations	120
5.4	Taux d'amortissement expérimentaux ξ^x et moyen ξ^{moy}	125
5.5	Taux d'amortissement expérimentaux ξ^x et classés suivant les directions et amplitudes d'excitations d'usinage $\xi^{classés}$	126
6.1	Erreurs relatives en fréquence pour le bac de batteries miniature libre	139

LISTE DES TABLEAUX

6.2 Taux d'amortissement modaux identifiés ξ_{BR}^x et utilisés dans nesy2m ξ_{BR}^{n2m} pour le bac de batteries miniature bridé 141

6.3 Taux d'amortissement modaux identifiés ξ_{BR+AV}^x , liés à l'anti-vibreur ξ_{AV}^i et utilisés dans nesy2m ξ_{BR+AV}^{n2m} pour le bac de batteries miniature bridé avec anti-vibreur 141

Introduction générale

L'évolution du marché automobile vers les solutions de mobilités électriques est guidée par les projets de lois européennes concernant l'interdiction de vente de véhicules thermiques neufs dès 2035. Les analyses de l'historique, des futures tendances et des limites actuelles des développements de la technologie électrique sont présentées par IEA [2020]. Ce changement énergétique induit de nouvelles problématiques et a amené la création de nouvelles pièces dont les caractéristiques diffèrent fortement des pièces connues jusqu'à maintenant dans le secteur automobile (pièces repérées en rouge et par un astérisque en figure 1). Ces nouvelles pièces induisent une définition de nouveaux moyens et de nouvelles stratégies d'usinage pour les acteurs du secteur industriel concevant et réalisant des usinages sur ces composants (comme l'entreprise PCI MACHINING).

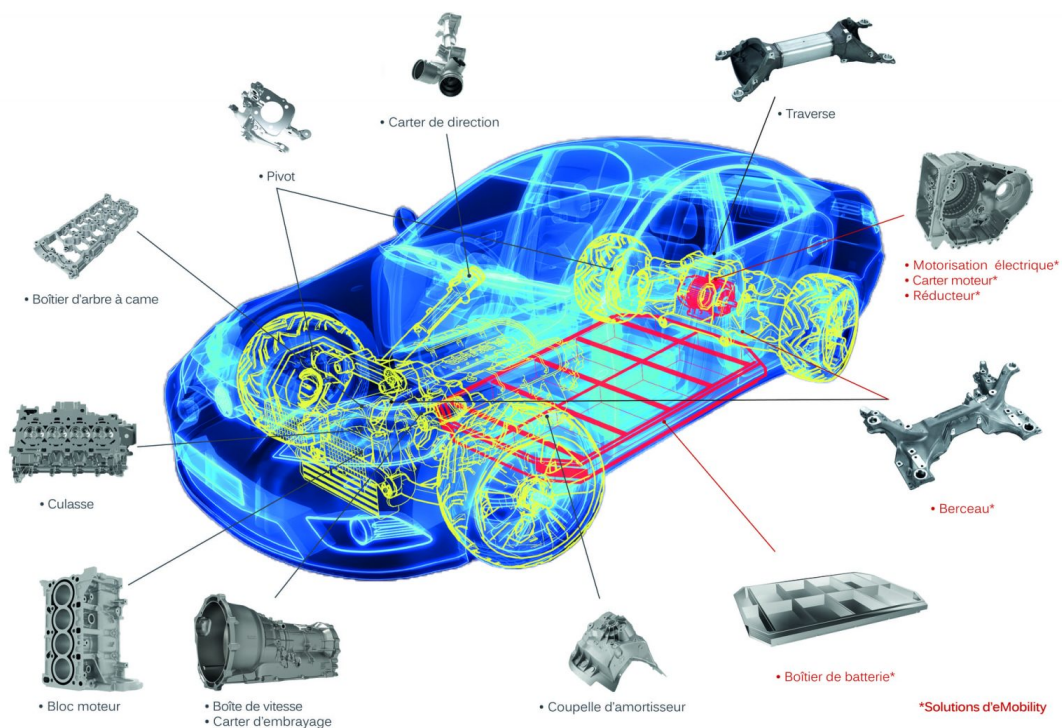


FIGURE 1 – Pièces cibles de PCI MACHINING, source : PCI MACHINING

Les supports de batteries ("battery trays" en anglais) constituent un exemple type. Il s'agit de pièces de grandes dimensions, avec une surface projetée supérieure à 1 m^2 pour une épais-

leur totale de l'ordre de la dizaine de centimètres. Ces pièces comportent des parois minces (structures alvéolées) et résultent, déjà avant usinage, d'assemblage de plusieurs composants. Ces particularités font que ces pièces sont flexibles et délicates à usiner. Dans ce contexte, concevoir un système de bridage et définir des conditions de coupe aptes à garantir des surfaces usinées présentant les qualités souhaitées (dimensions, forme, ondulation et rugosité) est un challenge. De plus, dans le domaine automobile ces choix doivent être compatibles avec des grandes séries de pièces, des cadences élevées et doivent donc présenter une grande fiabilité et une grande robustesse. Le bridage doit permettre de limiter, tout comme les conditions de coupe, les vibrations tout au long de l'usinage.

La société PCI MACHINING est spécialisée dans la fabrication de centres d'usinage et dans la définition de procédés d'usinage incluant les outillages, dont le système de bridage, et les gammes d'usinage associées, voir [figure 2a](#). PCI intègre toutes ces compétences pour fournir à ses clients des lignes de production clés en main, voir [figure 2b](#).

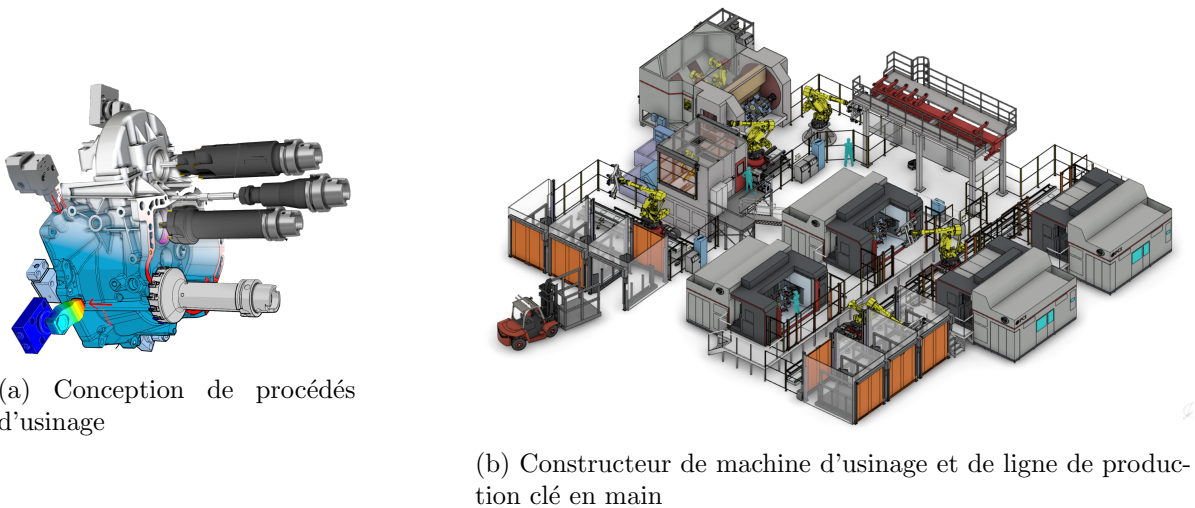


FIGURE 2 – Expertises de PCI MACHINING, source : PCI MACHINING

Les développements de pièces automobiles et des procédés associés sont de plus en plus rapides et la réalisation de prototypes et d'essais sont limités en termes de coûts et de délais. La définition de moyens d'usinage par une approche purement expérimentale de type essai-erreur est loin d'être optimale. Le recours à des modèles d'usinage virtuel, intégrant le comportement dynamique de la pièce bridée avec son montage et prenant en compte l'interaction outil/pièce, peut sensiblement aider. Ces modèles de simulation doivent cependant être suffisamment représentatifs et demandent des savoir-faire spécifiques pour leur élaboration et leur utilisation. Anticipant les nouvelles exigences de la mobilité électrique, PCI MACHINING s'est engagée depuis plusieurs années dans l'extension de ses expertises dans l'objectif d'intégrer des outils de simulation dans sa démarche de conception et de mise au point. Elle s'est notamment associée avec le laboratoire PIMM de l'École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers (ENSAM) de Paris dans le cadre du développement d'un outil numérique de simulation d'usinage intégrant

le comportement dynamique du système.

La proposition de thèse CIFRE s'insère dans cette problématique de développement de solution logicielle de simulation numérique d'usinage prédictive. Pour cette thèse, les principaux objectifs industriels sont de valider, pour des pièces en aluminium de type support de batteries, la capacité de la simulation numérique à :

- représenter le comportement expérimental,
- discriminer des choix de conception d'usinage (trajectoire, montage prise de pièce) en prenant en compte le comportement vibratoire,
- guider la conception et la mise au point du procédé d'usinage, avec comme objectif d'aboutir à ce que la première pièce usinée soit conforme.

Cela nécessite notamment de valider la robustesse de la solution numérique vis-à-vis des modèles en entrée. Ces derniers peuvent être construits d'après différentes approches afin de simplifier l'utilisation industrielle de l'outil numérique ou de gagner en temps de calcul.

Dans ce travail de thèse, une approche numérique (via le solveur nesy2m) est retenue afin de développer une simulation prédictive de la géométrie des surfaces usinées et des efforts de coupe dans un contexte vibratoire. La pièce d'étude considérée est un profilé extrudé qui est inspiré d'une famille de composants industriels. Elle présente un comportement représentatif des problématiques rencontrées sur ces composants. Après une présentation de l'état de l'art en [chapitre 1](#), les modèles en entrées du solveur nesy2m sont présentés en [chapitre 2](#) ainsi que les méthodes utilisées pour leur obtention. Les aspects bridage, modélisation et impacts de leur localisation, sont également étudiés. Pour l'obtention de modèles prédictifs, un point clé est la prédiction des dissipations au niveau des points de bridage. Une première approche de la prise en compte de ces phénomènes est proposée en [chapitre 3](#). Par ailleurs, afin de faciliter l'analyse des résultats de simulation ainsi que la comparaison de résultats obtenus pour différents paramètres ou configurations d'usinage, une approche, basée sur les travaux modaux est présentée dans le [chapitre 4](#). La fidélité des simulations vis-à-vis des essais réalisés durant la thèse est abordée au [chapitre 5](#), tant du point de vue des paramètres numériques que des modèles constitutifs du modèle global de simulation. La sensibilité des résultats à ces modèles est notamment abordée. Enfin le [chapitre 6](#) est consacré à une validation de l'approche par simulation sur un cas représentatif du comportement de la famille de pièces considérées industriellement. Plus précisément il s'agit, sur un support de batteries de taille réduite, d'étudier deux solutions permettant de limiter les vibrations : ajout d'un anti-vibreux ou modification de la trajectoire d'usinage. Dans les deux cas une confrontation numérique/expérimentale est présentée.

Chapitre 1

État de l'art

Résumé

Ce chapitre a pour objectif de présenter les méthodes existantes pour caractériser le comportement dynamique d'une opération d'usinage. Ces méthodes nécessitent d'utiliser un modèle descriptif du comportement de la pièce lors d'une opération d'usinage. Pour les pièces souples qui sont le cas d'étude de ce projet, le système de bridage a un apport prépondérant sur la souplesse du système. Afin d'introduire les méthodes de caractérisation dynamique d'un usinage, le choix a été fait ici de présenter en premier les approches de modélisation du comportement dynamique du système. Ce chapitre sera ainsi composé en trois parties : les modèles descriptifs du comportement dynamique d'un système, l'apport des modèles de bridage, et enfin, les méthodes de caractérisation du comportement vibratoire d'une opération d'usinage.

Sommaire

1.1	Introduction	7
1.2	Représentation du comportement dynamique du système	9
1.2.1	Modèle spatial	9
1.2.2	Modèle modal	11
1.2.3	Modèle de réponse	11
1.2.4	Conclusions sur la présentation des modèles	13
1.3	Modélisation des éléments du système de bridage	14
1.3.1	Comportement d'un contact élémentaire	14
1.3.1.1	Comportement normal	14
1.3.1.2	Comportement tangentiel	15
1.3.1.3	Du comportement d'un contact élémentaire vers un modèle dynamique de pièce	17
1.3.2	Implémentation des modèles de contact à un modèle structurel dans le cadre de simulations d'usinage	17
1.3.2.1	Apport en raideurs normale et tangentielles	17
1.3.2.2	Apport en masse	18
1.3.2.3	Apport en amortissement	18
1.3.3	Conclusions sur les modélisations du bridage de la pièce	20
1.4	Méthodes et outils descriptifs du comportement dynamique d'un usinage	21
1.4.1	Études de stabilité	21
1.4.2	Approches temporelles	22
1.4.3	Moyens pour l'observation de l'apparition des vibrations en usinage	23
1.4.3.1	Observation des efforts et puissances d'usinage	24
1.4.3.2	Observation des mouvements induits par l'usinage	24
1.4.4	Conclusions sur les outils et méthodes descriptifs du comportement dynamique d'un usinage	26
1.5	Conclusion	26

1.1 Introduction

Van Luttervelt et al. [1998] présentent, quelques années après la création de la conférence et du regroupement CIRP MMO (Collège International pour la Recherche en Productique (CIRP) Guillard [2017] groupement "Modelling Machining Operations" (MMO) soit "modélisation des opérations d'usinage" en français), l'avancement des recherches en simulation des procédés d'usinage et les perspectives associées. L'article conclut par un constat sur les sujets de recherches traités en 1998 et les approches utilisées (analytiques, numériques, expérimentales, basées sur l'intelligence artificielle) ainsi que les futures tendances à développer. de nombreux phénomènes physiques ont une incidence sur l'efficacité d'un usinage où la qualité de la pièce obtenue comme le montre la variété des sujets traités lors de la conférence CIRP CMMO 2023 à Karlsruhe CMMO. D'autre part, de nombreux articles présentent des états de l'art respectifs aux différents axes thématiques : analyse de la coupe Byrne et al. [2003], l'intégrité de surface M'Saoubi et al. [2008], Ulutan and Ozel [2011] très liée la formation du copeau Gao et al. [2016], Liu et al. [2021], Yilmaz et al. [2020] et la modélisation des propriétés matériaux Zhao et al. [2022] ainsi qu'à l'usure de outil Sarikaya et al. [2021], erreurs géométriques Zhang et al. [2023], Ramesh et al. [2000], monitoring en usinage Kovac et al. [2011], utilisation des méthodes d'intelligence artificielle Soori et al. [2023], aspects thermiques Abukhshim et al. [2006], etc.

Van Luttervelt et al. [1998] distingue de manière générale deux critères d'évaluations majeurs de la qualité d'un usinage dans un contexte de production : l'efficacité de l'opération et la qualité de surface. Un aspect à ajouter ici est la durée de vie des composants qui peut être détériorée dans des conditions d'usinage défavorables. Ces objectifs peuvent se retrouver dans les travaux de recherches réalisés dès lors, souvent de manière complémentaire, et notamment dans les aspects dynamiques liés au domaine de l'usinage.

Cette thèse étudie les aspects dynamiques liés à l'usinage de pièces de structure. Pour ce faire l'impact du système de bridage sur la dynamique de la pièce bridée est étudié et notamment l'apport en souplesse et en amortissement considéré comme provenant de la dissipation aux interfaces de bridage. La table de montage est quant à elle considérée comme rigide en comparaison à la souplesse pièce. De manière équivalente, l'outil et les modes de la broche associés sont considérés comme susceptibles de contribuer à la dynamique de l'usinage, cependant l'ensemble du support de broche et des éléments mécaniques des axes de la machine sont supposés comme n'amenant pas de contribution à la dynamique de ces usinages qui ne sont pas des opérations lourdes.

D'une part, l'efficacité de l'usinage a été étudiée au travers de la recherche de conditions de coupe permettant soit d'optimiser la profondeur de passe, soit la vitesse d'avance, tout en évitant l'apparition de vibrations. Ainsi, de nombreux travaux ont été réalisés autour du phénomène de broutement régénératif ou vibrations forcées pour de nombreux procédés. La stabilité du fraisage a notamment été détaillée dans Smith and Thusty [1993]. Altintas et al. [2008] compare une approche fréquentielle et une approche temporelle. La stabilité de l'usinage de pièces flexibles a été étudiée par Rivière-Lorphèvre et al. [2013]. Munoa et al. [2016], Quintana and Ciurana [2011], Altintas and Weck [2004] présentent un état de l'art des études liées au

broutement dans une perspective plus générale.

D'autre part, la prédiction de la qualité de l'état de surface nécessite de réaliser une simulation temporelle afin d'enregistrer le mouvement de l'outil relativement à la pièce. Ces informations sont utiles pour calculer le volume de matière usiné à chaque instant et en déduire les efforts d'usinages mais également pour déterminer la géométrie du volume retiré à la pièce. A la fin de la simulation, l'état de surface post usinage a ainsi été généré. Grzesik [1996] prend en compte l'adhésion dans un modèle analytique de rugosité en tournage. La prédiction de la rugosité de tournage en présence de vibrations est analysée par Jang et al. [1996], Lin and Chang [1998], Lu [2008]. Benardos and Vosniakos [2003] propose en 2003 un état de l'art sur la prédiction de l'état de surface classifiant les méthodes selon celles qui sont issues de la théorie de l'usinage, d'approches empiriques, ou d'approches par intelligence artificielle. Le fraisage a été étudié par Baek et al. [2001] en prenant en compte les défauts expérimentaux liés à l'outil (faux rond et excentration), d'après Lee et al. [2001]. Heisel and Milberg [1994] utilise un modèle dynamique d'outil à deux directions pour modéliser l'état de surface en fraisage en roulant avec un outil à plaquettes.

La prédiction de l'état de surface par un monitoring de l'accélération de l'outil et la connaissance de son faux rond permettent également de prédire l'état de surface, voir Tsai et al. [1999]. Enfin, les méthodes numériques (modèles géométriques, interaction outil/pièce avec modèles d'efforts de coupe, etc.) utilisées pour obtenir l'état de surface d'une opération d'usinage sont présentées par Altintas et al. [2014].

Que le but d'une simulation soit d'optimiser l'efficacité d'un usinage ou de valider le choix de conditions de coupe pour respecter un niveau de qualité pièce, la modélisation des vibrations et la détection de leur apparition est primordiale. Il est alors important d'avoir à disposition des outils et des méthodes descriptives du comportement vibratoire d'une opération d'usinage. Dans ces travaux de thèse, on s'intéressera à valider l'utilisation d'une approche temporelle, dans le cadre de l'usinage de pièces de structures flexibles, pour détecter l'apparition de vibrations et guider le dimensionnement d'une opération de surfaçage. La section [section 1.4](#) présente les méthodes disponibles pour obtenir une description du comportement dynamique d'un usinage. L'utilisateur peut choisir un indicateur selon ses besoins de qualifications et ses attentes en efficacité de l'usinage ou qualité pièce souhaitée par exemple. Ces indicateurs sont alors comparés à des critères propres à un cas d'études. Ces outils et méthodes reposent cependant sur des représentations du comportement vibratoire du système. Il est alors important d'avoir des modèles fidèles représentant le comportement dynamique du système : lié à l'outil et à la pièce. Afin d'introduire les indicateurs des vibrations en usinage, il sera d'abord présenté en [section 1.2](#) les différentes représentations disponibles pour les aspects dynamiques. De part leurs interfaces avec la pièce usinée, les éléments de bridage sont une source de dissipation et peuvent également impacter la souplesse du système. L'intégration de ces éléments et de leurs contributions au modèle dynamique de la pièce est donc un aspect prépondérant qui sera détaillé dans la [section 1.3](#).

Nous chercherons à détecter l'apparition des vibrations par approche temporelle pour pou-

voir déterminer la qualité de surface obtenue. Pour ce faire il est nécessaire de construire un modèle dynamique du système (pièce bridée et outil) qui soit représentatif du comportement expérimental et qui prenne en considération l'apport des éléments de bridage. Cette modélisation pourra ensuite être utilisée dans une démarche de caractérisation du comportement vibratoire visant à discrétiser le choix d'une conception de montage prise de pièce ou de conditions de coupes lors du dimensionnement d'une opération d'usinage.

1.2 Représentation du comportement dynamique du système

Pour analyser le comportement vibratoire d'un système mécanique, plusieurs représentations sont possibles. Ewins [2000] en distingue trois principales, voir figure 1.1. Par une approche théorique, le comportement dynamique d'un système est d'abord représenté par son équation de mouvement, voir équation 1.1. La répartition dans l'espace des propriétés de ce système permet de définir les matrices de masse \underline{M} , d'amortissement \underline{C} et de raideur \underline{K} qui régissent la réponse du système à une sollicitation. Ewins [2000] appelle cette formulation matricielle un modèle spatial (ou modèle structurel) et le considère comme le point d'entrée de l'analyse modale. Dans notre cas le système est discrétisé par éléments finis ce qui permet une construction des matrices évoquées. Ensuite le calcul des modes permet d'obtenir le modèle modal puis, enfin, le ratio de l'excitation p du modèle et la mesure vibratoire q permet d'obtenir le modèle en réponse. Les sections suivantes ont pour objectif d'introduire ces modèles pour donner une vision globale du recalage.



FIGURE 1.1 – Modèle structurel, modal, de réponse - classification d'après Ewins [2000]

1.2.1 Modèle spatial

Dans notre étude on s'intéressera à représenter à l'échelle macroscopique le comportement vibratoire de l'opération d'usinage. Modéliser le comportement dynamique d'une opération d'usinage nécessite de décrire l'évolution, au cours de l'opération d'usinage, du système étudié. L'équation de mouvement correspond à la formalisation de la représentation d'un système et peut s'obtenir par différentes approches (principe des puissances virtuelles ou formulation de Lagrange par exemple). Dans le cas d'une approximation par éléments finis, l'équation de mouvement de la pièce est définie comme :

$$\underline{M}\ddot{q} + \underline{C}\dot{q} + \underline{K}q = \underline{G}_c + \underline{G}_o \quad (1.1)$$

avec $\underline{\ddot{q}}$, $\underline{\dot{q}}$ et \underline{q} les vecteurs colonnes contenant respectivement les accélérations, vitesses et déplacements de l'ensemble des degrés de liberté, \underline{M} , \underline{C} et \underline{K} sont les matrices de masse, d'amortissement et de raideur, \underline{G}_c est le vecteur colonne des efforts généralisés qui proviennent exclusivement des efforts de coupe et, enfin, \underline{G}_o est le vecteur colonne des efforts généralisés d'autres origines (bridage, forces d'inerties, ...). Une approche identique peut être appliquée à l'outil et l'ensemble du système usinant.

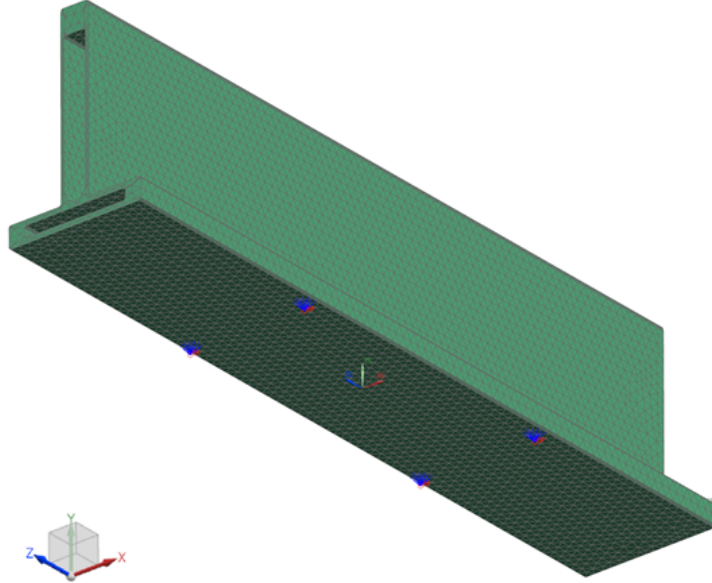


FIGURE 1.2 – Maillage éléments finis d'une pièce

La méthode éléments finis est présentée par [Gérardin and Rixen \[2014\]](#). D'après cette référence, cette méthode discrétise un volume à l'aide de mailles élémentaires, voir [figure 1.2](#). Les déplacements sont définis en des points spécifiques appelées nœuds. Ces déplacements sont prolongés sur l'ensemble de la structure à l'aide des fonctions de formes ou fonctions d'interpolations propres aux éléments choisis. La matrice des fonctions de formes est notée \underline{N} . La matrice de masse du système est déduite de sa masse volumique ρ et du maillage. On a alors la matrice de masse définie telle que :

$$\underline{M} = \int_{\Omega} \underline{N}^T \rho \underline{N} dv \quad (1.2)$$

De manière équivalente on obtiendra la matrice de raideur telle que

$$\underline{K} = \int_{\Omega} \underline{B}^T \underline{D} \underline{B} dv \quad (1.3)$$

où \underline{B} est la matrice des dérivées des fonctions de forme et \underline{D} la matrice représentant le comportement élastique.

Les approches par éléments finis permettent de représenter le comportement de la pièce lors d'une opération d'usinage. [Le lan \[2007\]](#) présente dans sa thèse l'utilisation de modèles éléments finis dans l'utilisation du solveur nesy2m. [Rivière-Lorphèvre et al. \[2013\]](#), [Yang et al.](#)

[2016] utilisent une modélisation éléments finis, évolutif en cours d'usinage pour représenter l'enlèvement de matière qui est non négligeable dans ces études, avec des éléments plaques pour construire le modèle spatial d'un voile mince.

1.2.2 Modèle modal

La résolution du problème aux valeurs propres formulé en [équation 1.4](#) permet de déterminer les modes normaux (non amortis) du système. Les valeurs propres obtenues correspondent aux fréquences naturelles ω_i non amorties du système et les vecteurs propres $\underline{\phi}_i$ obtenus correspondent aux déformées modales correspondantes. On peut définir $\underline{\omega} = [\omega_1, \dots, \omega_N]$ et $\underline{\underline{\phi}} = [\underline{\phi}_1, \dots, \underline{\phi}_N]$

$$\det(\underline{\underline{K}} - \omega^2 \underline{\underline{M}}) = 0 \text{ donne comme solution } (\omega_i, \underline{\phi}_i) \text{ avec } i = 1, \dots, N . \quad (1.4)$$

Pour assurer l'unicité de la solution, ces derniers peuvent-être normalisés en amplitude, en raideur ou en masse (qui est la méthode retenue dans notre étude). Les vecteurs $\underline{\underline{\phi}}$ forment alors une base appelée base modale. En ne considérant que les N premiers modes du système, on obtient l'approximation $\underline{q} \simeq \underline{\underline{\phi}}^T \underline{\alpha}$, on peut définir $\underline{\underline{\tilde{M}}} = \underline{\underline{\phi}}^T \underline{\underline{M}} \underline{\underline{\phi}}$ la matrice de masse modale, $\underline{\underline{\tilde{C}}} = \underline{\underline{\phi}}^T \underline{\underline{C}} \underline{\underline{\phi}}$ la matrice d'amortissement modal et $\underline{\underline{\tilde{K}}} = \underline{\underline{\phi}}^T \underline{\underline{K}} \underline{\underline{\phi}}$ la raideur modale. La projection de l'[équation 1.1](#) dans la base modale donne l'[équation 1.5](#).

$$\underline{\underline{\tilde{M}}} \ddot{\underline{\alpha}} + \underline{\underline{\tilde{C}}} \dot{\underline{\alpha}} + \underline{\underline{\tilde{K}}} \underline{\alpha} = \underline{\underline{\phi}}^T [\underline{\tilde{G}}_c + \underline{\tilde{G}}_o] \quad (1.5)$$

L'expression en base modale, qui est une base de Ritz, correspond à une approximation du système spatial mais également à un modèle réduit de ce dernier. On passe ainsi d'un modèle pouvant comporter plusieurs millions de degrés de liberté à un modèle en comportant généralement quelques dizaines. Le coût numérique de l'utilisation de ce type de modèle réduit est donc moindre.

La [figure 1.3](#) montre la forme propre d'un mode issu du modèle spatial présenté [figure 1.2](#). De nombreuses études utilisent le modèle spatial comme point de départ pour la construction d'un modèle modal, servant ensuite pour le recalage. Par exemple, [Lee et al. \[2015\]](#) modélise par éléments finis le comportement dynamique de la pièce, de la table de montage avec son système d'avance et ses lois de contrôle pour calculer les modes de vibrations de la pièce. [Rubeo and Schmitz \[2016\]](#) résolvent directement l'équation de mouvement en formulation modale par une méthode d'Euler pour déterminer les efforts d'usinage et les déflexions dynamiques de l'outil et de la pièce.

1.2.3 Modèle de réponse

Le modèle de réponse peut être déduit du modèle spatial ou du modèle modal par le calcul d'une fonction de transfert entre un point p du modèle auquel est appliqué une excitation $F_p(\omega)$ et un point q où est mesurée l'amplitude de la réponse $X_q(\omega)$ en accélération, vitesse ou

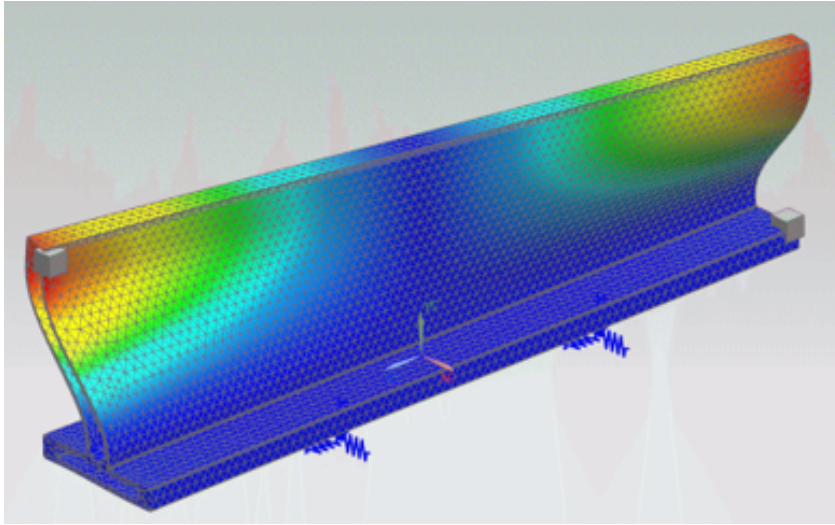


FIGURE 1.3 – Exemple de déformée modale avec l’amplitude maximale des déplacements en rouge

déplacement. L’équation 1.6 présente la formulation de la fonction de transfert $\underline{H}_p q(\omega)$ qui est une fonction complexe.

$$\underline{X}_q(\omega) = \underline{H}_{pq}(\omega)\underline{F}_p(\omega) \quad (1.6)$$

Ce modèle peut aussi être extrait de mesures. Des analyses modales expérimentales (ou en anglais "Experimental Modal Analysis" abrégé EMA) peuvent être réalisées par sonnage ou excitation au pot vibrant par exemple. Les fonctions de transfert sont appelées Fonctions de Réponse en Fréquence, ou FRF. Elles constituent l’identification non paramétrique du système. Iglesias et al. [2022] dresse un état de l’art des méthodes d’obtention des FRF. Les paramètres modaux (ω la pulsation propre et ξ le taux d’amortissement modal) et les résidus peuvent être extraits pour chaque mode de la FRF, on parle alors d’identification paramétrique. La figure 1.4 montre une FRF lors de l’identification des paramètres modaux. Ces paramètres modaux correspondent à ceux du modèle modal. Richardson and Formenti [1985], Maamar et al. [2019] identifient les paramètres modaux d’une FRF d’après l’identification non paramétrique du système. De nombreuses études Ko [2014], Luo et al. [2016], Zhao and Balachandran [2001] utilisent la mesure de FRF comme outils pour déterminer le comportement vibratoire de leur système dans le cadre d’une approche temporelle pour calculer la variation dynamique de l’épaisseur de copeaux. Plus particulièrement Altintas et al. [2008] utilise ces modèles dans une approche temporelle de résolution de l’équation de mouvement permettant de calculer l’état de surface et la stabilité du système en usinage. Les FRF du système peuvent également être reconstruites à partir d’un modèle de broche auquel est ajouté la contribution d’un outil spécifique. Cette construction est appelée en anglais "receptance coupling" et permet, avec une broche et un outil étalon, de prédire le comportement dynamique pour un nouvel outil. Un exemple est présenté par Schmitz et al. [2001].

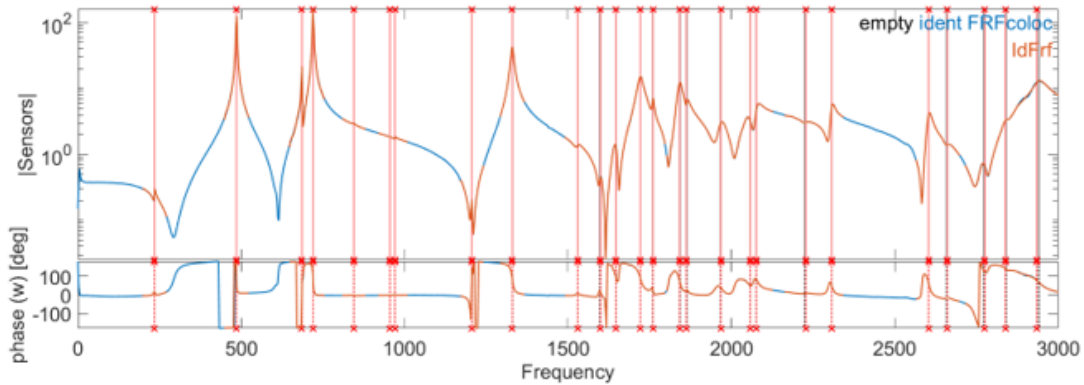


FIGURE 1.4 – FRF du système

1.2.4 Conclusions sur la présentation des modèles

Le comportement dynamique du système broche/porte-outil/outil a historiquement été étudié en lien avec le développement des études sur le broutement régénératif pour des pièces massives. Brecher et al. [2009] présentent un état de l'art sur l'impact du comportement machine orienté outil sur l'interaction avec le procédé et traite de la prise en considération de pièces massives. De nombreux aspects restent en développement pour l'analyse de stabilité d'après (Altintas et al. [2008]) comme l'aspect gyroscopique, l'évolution des FRF en cours d'usinage (voir par exemple Gagnol et al. [2011]) ou les non linéarités propres au système ou à l'opération étudiée.

L'objectif peut également être de disposer d'un modèle représentatif du comportement expérimental. Pour ce faire un maillage du système est réalisé pour obtenir une référence à ajuster pour correspondre aux essais, on parle alors de recalage de modèle. Pour retrouver les déformées modales ϕ une expansion peut être réalisée à partir des mesures sur le premier modèle spatial. Le modèle en réponse permet donc d'obtenir le modèle modal pour une première discrétisation du système. Les propriétés du système spatial seront alors ajustées pour modifier les matrices \underline{M} , \underline{C} , \underline{K} de telle manière que la résolution de l'équation 1.4 corresponde au modèle modal issu de l'expansion et de l'identification paramétrique. Les approches de recalage imbriquent généralement l'ensemble des typologies de modèles dynamiques présentés.

Dans le cadre de l'utilisation du solveur nesy2m, on peut par exemple citer Moussavi et al. [2021] qui modifient les matrices du système spatial pour représenter les éléments de bridage et recalcr un modèle modal à partir de mesures d'un modèle en réponse et des pôles et résidus extraits lors de l'identification paramétrique. Pour notre étude, la méthodologie de recalage utilisée est développée en sous-section 3.4.4.

De manière générale, la modélisation d'une pièce isolée ne pose pas autant de problématiques que la représentation des assemblages. Dans notre cas on considère des pièces de structures souples avec le système de bridage. L'apport de ces éléments au comportement dynamique est plus complexe et constitue un aspect clé de la thèse. La section suivante traite de ce point plus en détails.

1.3 Modélisation des éléments du système de bridage

Pour modéliser un élément de bridage il faut prendre en compte le comportement du composant en lui même ainsi que les interfaces avec la table et la pièce. Le comportement des contacts est présenté, via une classification des modèles de contacts à l'échelle microscopique, par [Vermot Des Roches \[2011\]](#) dans sa thèse sur l'analyse du crissement de frein. Il évoque l'histoire du développement des modèles depuis l'apparition du frottement étudié par Léonard de Vinci, puis généralisé en dynamique par Stribeck. Le modèle de Coulomb formalise une loi de friction statique. Dahl propose un modèle continu qui représente une meilleure implémentation des transitions glissement-adhésion par un phénomène d'hystérésis de mouvement.

L'ensemble de ces modèles permet de représenter de manières variées l'apport des contacts et leurs impacts sur le couplage de deux éléments. A une échelle macroscopique, de nombreuses études ont utilisé ces modélisations pour représenter le comportement du bridage. Cette prise en compte permet d'apporter une raideur, une dissipation de contact et, dans le cas d'une adhésion, un apport de l'inertie du bridage à celle de la pièce. En plus des modèles précédemment cités, certains modèles se basent sur des représentations discrètes en ajoutant des éléments spécifiques dédiés : ajout de raideurs, amortissements ou masses locales. Par extension le choix a été fait ici de traiter les modèles éléments finis des composants de bridage avec les représentations discrètes.

1.3.1 Comportement d'un contact élémentaire

Dans le cadre d'un contact entre deux solides élémentaires, les différentes typologies de comportement peuvent être représentées par des modèles dédiés. On distinguera ici le comportement normal qui est responsable des phénomènes locaux de décollement ou d'indentation, du comportement tangentiel qui définit l'adhésion ou le glissement des corps entre eux.

1.3.1.1 Comportement normal

Le modèle de Signorini, voir [Signorini \[1933\]](#) représente le comportement normal d'un contact élémentaire entre deux solides. Il est établi que le contact respecte une condition unilatérale liant la pression dans le contact et la distance entre les deux corps. La pression de contact p apparait lorsque la distance g entre les deux surfaces est nulle, on parle de contact fermé, mais s'annule s'ils sont distants, on parlera de contact ouvert. Ces conditions de contacts sont représentées par l'équation 1.7.

$$\left\{ \begin{array}{l} g \geq 0 \\ p \geq 0 \\ (g) \cdot (p) = 0 \end{array} \right. \quad (1.7)$$

La modèle de Signorini permet de formaliser le décollement des deux corps et d'introduire une loi de pression lorsqu'il y a contact, voir [figure 1.5](#). Dans le cadre de la modélisation du

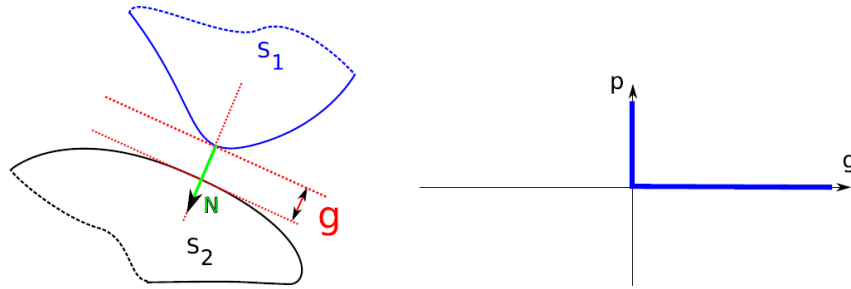


FIGURE 1.5 – Loi de contact de Signorini, Source : [Vermot Des Roches \[2011\]](#)

bridage, [Deng and Melkote \[2006\]](#) utilisent un modèle de Signorini pour exprimer la perte de contact entre le bridage et la pièce.

Le modèle de Hertz, voir [Hertz \[1882\]](#), permet de formaliser une loi de comportement pour l'indentation des solides. Il décrit la répartition de contraintes entre deux solides en contact sous chargement normal. Les solides considérés ici sont deux corps ellipsoïdes de courbures différentes. Cette approche permet également de déterminer l'aire de la surface de contact. Cette théorie a été largement étendue à divers contacts élémentaires tels que des contacts sphère-plan ou cylindre-plan par exemple. Le modèle de Hertz peut être utilisé pour approcher la raideur du contact normal lors d'un contact de surfaces rayonnées au niveau macroscopique.

1.3.1.2 Comportement tangentiel

Le modèle de Coulomb, voir [Coulomb \[1821\]](#), représente le comportement tangentiel du contact élémentaire. La formulation distingue la phase d'adhésion du contact et la phase de glissement : lorsqu'il existe un mouvement tangentiel relatif entre les deux solides en contact.

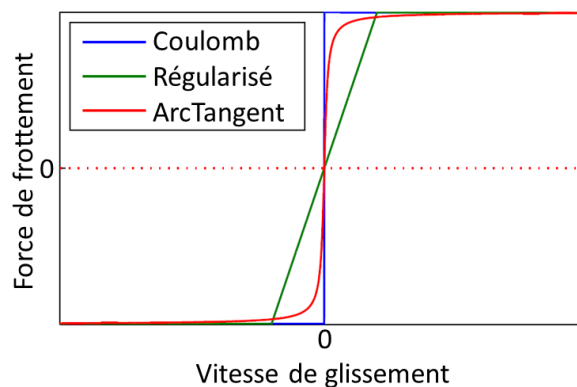


FIGURE 1.6 – Modèle de Coulomb et régularisation linéaire et arc-tangente, Source : [Vermot Des Roches \[2011\]](#)

La loi de Coulomb peut être traduite en modèle régularisé afin d'éviter les discontinuités lors de la transition adhésion-glissement. L'objectif est de supprimer les discontinuités du modèle comme le montre la [figure 1.6](#). Si cette régularisation améliore grandement l'intégration numérique du modèle, elle fausse également le comportement en n'autorisant qu'un effort de

frottement nul à vitesse de déplacement nulle. Le système perd alors ses propriétés d'adhésions statiques. Toutefois, il est possible de déterminer la limite adhésion-glissement par cette approche. Une seconde limite de la régularisation est de déterminer les coefficients de la fonction de régularisation pour les grandes surfaces de contact. Ces coefficients manquent de sens physique et peuvent varier localement avec la répartition de rugosité. Cette variation pourra être modélisée par une loi de comportement spatiale. Il peut être choisi d'utiliser des éléments de contact d'épaisseur nulle incluant une loi de répartition telle que présentée par [Gaul and Mayer \[2008\]](#).

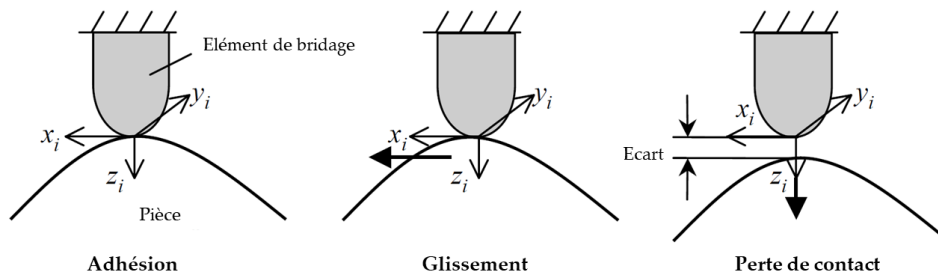


FIGURE 1.7 – Modèle de Coulomb combiné avec modèle de Signorini, Source : [Deng and Melkote \[2006\]](#)

L'application de ces modèles dans un contexte de simulation d'usinage permet de déterminer la zone d'adhésion du bridage afin de s'assurer du bon maintien de la pièce, voir [Selvakumar et al. \[2010\]](#). La [figure 1.7](#) présente la combinaison d'un modèle de Coulomb et d'un modèle de Signorini pour représenter le comportement du bridage utilisé par [Deng and Melkote \[2006\]](#).

La transition entre l'adhésion et le glissement dans le contact revêt un intérêt particulier. Dans les applications de bridage on comprendra le terme glissement au sens de micro-glissement interne au contact mais qui induit des déplacements de la pièce négligeables. Le glissement avec frottement est un phénomène permettant de dissiper de l'énergie. Cet aspect introduit donc un comportement dissipatif dans le système considéré. L'impact du coefficient de frottement sur le comportement dynamique a notamment été étudié par [Deiab and Elbestawi \[2004\]](#) qui utilisent un modèle de Coulomb régularisé pour déterminer la transition entre un contact glissant ou collé. Le coefficient de frottement peut être identifié à partir d'essais expérimentaux.

Le coefficient de frottement introduit dans le modèle de Coulomb lie l'effort normal à l'effort de frottement. Il devient donc possible, comme montré par [Deiab and Elbestawi \[2004\]](#), de déterminer un l'effort de bridage optimisant le taux d'amortissement lié aux frottements aux interfaces avec les éléments de bridage.

Une utilisation plus avancée du modèle de Coulomb est de prédire le comportement global d'un système en déterminant l'amortissement des zones de contact. Par exemple, le modèle mécanistique présenté par [Fu et al. \[1984\]](#) est utilisé dans une analyse de stabilité tirée de la méthode présentée par [Jayaram \[1997\]](#) mais incluant le modèle éléments finis développé avec prise en compte des phénomènes de contact pour différents efforts de bridage.

Un modèle présentant une variation plus continue est obtenu avec la modélisation de Dahl

qui définit les paramètres influents de la courbe d'hystérésis de contact, voir [Dahl \[1968\]](#) et [figure 1.8](#).

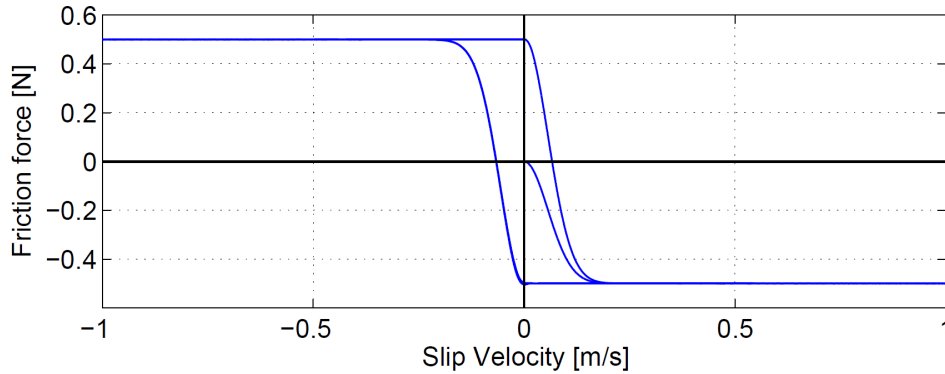


FIGURE 1.8 – Modèle de Dahl, Source : [Vermot Des Roches \[2011\]](#)

1.3.1.3 Du comportement d'un contact élémentaire vers un modèle dynamique de pièce

Le comportement du contact élémentaire peut être décomposé suivant la direction normale ou les directions tangentielles. Les modèles présentés permettent d'exprimer les différents comportements du contact : indentation, décollement, glissement, adhésion.

Ces modèles et leurs équations constitutives sont utilisables dans une approche temporelle pour déterminer le comportement d'un système. L'avantage de ces approches est la prise en compte des aspects non linéaires et transitoires dans l'évolution du comportement des contacts. Un modèle dynamique structurel incluant ces modèles peut faire l'objet d'une résolution directe. Parfois des simplifications de ces modèles consistent à remplacer le contact par une raideur. Pour ce faire il est intéressant de déterminer les raideurs et amortissements présents dans le contact pour un point de fonctionnement pré-déterminé [Liao and Hu \[2001\]](#). Par exemple, le modèle de Hertz permet de déterminer la raideur de contact normale connaissant la géométrie des éléments en contact et l'effort de bridage. Un autre aspect utilisant ces simplifications pour un point de fonctionnement connu est la construction d'un modèle dynamique modal pour lequel il est nécessaire d'estimer les taux d'amortissements modaux et qui ne permet pas l'utilisation de modèles d'amortissement locaux ou transitoires.

1.3.2 Implémentation des modèles de contact à un modèle structurel dans le cadre de simulations d'usinage

1.3.2.1 Apport en raideurs normale et tangentielles

L'apport en terme de raideur des éléments de bridage peut provenir de plusieurs sources : la zone de contact, la raideur de l'élément de bridage et enfin la raideur de chaque composant considéré. La [figure 1.9](#) montre un exemple de ces raideurs qui sont considérées pour le modèle de la raideur d'appui utilisé par [Liao and Hu \[2001\]](#).

Le modèle de Hertz présenté précédemment peut permettre de déterminer les raideurs

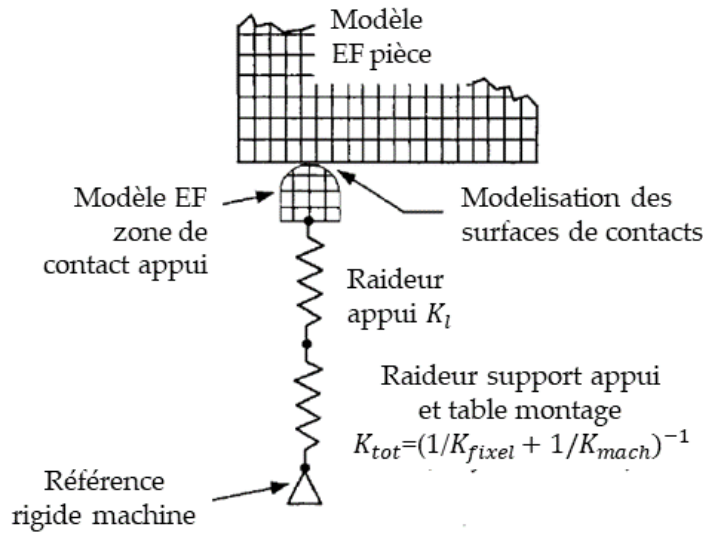


FIGURE 1.9 – Modèle de raideur du système de bridage, Source : [Liao and Hu \[2001\]](#)

équivalentes de contact et ainsi de modéliser la liaison entre la pièce et la bridage par un élément de type ressort [Yeh and Liou \[1999\]](#), [Machado et al. \[2012\]](#), [Ivanov and Pavlenko \[2018\]](#). Les valeurs de raideur peuvent être déterminées par essais afin de correspondre à la configuration étudiée [Liao and Hu \[2001\]](#), [Wang et al. \[2006\]](#). Cette approche peut être généralisée aux raideurs suivant l'ensemble des degrés de liberté du contact (3 translations et 3 rotations) afin de représenter de manière détaillé le comportement de la pièce bridée [Zeng et al. \[2012\]](#), [Moussavi et al. \[2021\]](#).

1.3.2.2 Apport en masse

Il est peut être intéressant de considérer l'apport en masse en plus de l'apport en raideur du système de bridage. [Moussavi et al. \[2021\]](#) utilisent un modèle réduit de type Craig-Bampton pour recalculer les raideurs de contact et les apports en masse aux conditions limites du modèle. Cette réduction permet de passer d'un modèle éléments finis à plusieurs milliers de degrés de libertés à un modèle réduit à 54 degrés de libertés (composés des 30 premiers modes propres et des modes statiques 6 composantes de raideurs pour chaque nœud maître relié aux 4 zones de contacts du système).

Dans le cadre d'une adhésion parfaite des contacts entre la pièce usinée et les éléments de bridage, les modèles structuraux des éléments de bridage peuvent être ajoutés à ceux de la pièce et peuvent alors être modélisés par éléments finis [Möhring and Wiederkehr \[2016\]](#), [Matejic et al. \[2018\]](#). Les fréquences et formes propres peuvent alors être déduites de [équation 1.4](#).

1.3.2.3 Apport en amortissement

Il existe plusieurs sources d'amortissement et, par conséquent, différentes manières de le modéliser. Dans le cas de la représentation des contacts, on choisit de différencier deux approches : les modèles à amortissement locaux visqueux ou hystérétiques.

Les modèles d'amortissement visqueux définissent l'amortissement comme proportionnel à la vitesse. L'élément dissipatif est donc un élément constant représentant la relation linéaire entre l'amortissement visqueux et la vitesse. Cette approche linéaire est facile à utiliser dans le cadre d'analyses transitoires ou harmoniques.

Le modèle de Coulomb est caractérisé par son coefficient de frottement, qui crée un effort de glissement constant, et donc indépendant de la vitesse. Il s'agit d'un amortissement hystérétique. Le seuil de Coulomb peut être intégré dans le modèle sous la forme d'un actionneur qui à un mouvement nul en dessous d'un seuil donné. Ainsi des études ont cherché à représenter les apports du frottement dans les contacts de bridage par des modélisations de types ressort, amortisseur et actionneur en parallèle [Mittal et al. \[1991\]](#), [Liao and Hu \[2000\]](#).

[Jayakumar \[2020\]](#) présente deux axes principaux dans ses travaux : la modélisation des raideurs de contact et la répartition spatiale de l'amortissement. La modélisation des raideurs de contact est basée sur un recalage des fréquences propres analytiques avec les résultats de l'identification locale des fréquences propres du système réel. L'amortissement est introduit dans le modèle éléments finis par une définition d'une zone amortie au voisinage de l'interface d'assemblage avec coefficient minimisant les écarts avec les amplitudes des FRF expérimentales à proximité des fréquences de résonance. Cette approche est comparée avec d'autres modélisations d'amortissement telles qu'un taux d'amortissement modal ou un amortissement de Rayleigh.

Les modèles d'amortissements hystérétiques, comme le modèle de Dahl, permettent de définir une relation plus complexe. Il est possible de déterminer le niveau de dissipation dans le contact dépendant non linéairement de l'amplitude d'excitation. Cette approche est utilisée pour représenter le lien entre l'effort et le déplacement dans le contact. Il est possible d'en déduire l'énergie dissipée.

On observe dans la littérature l'utilisation de modèles élasto-plastiques pour approcher le comportement hystérétique de la relation force-amplitude dans le contact lors de micro-glissement, par exemple [Konowalski \[2009\]](#), [Coppolino \[2016\]](#). L'aire de l'hystérésis observée correspond à l'énergie dissipée par frottement dans le contact. Un modèle simple repose sur une cellule de Jenkins, qui associe une raideur de contact et un patin, voir l'étude [Segalman \[2001\]](#) pour un exemple d'utilisation du modèle. Ce modèle représente le comportement tangentiel de la loi de Coulomb sur un contact élémentaire. La généralisation à une surface à aspérités multiples peut être représentée par la généralisation de ce modèle : le modèle de Maxwell généralisé frottant, voir [Al-Bender et al. \[2005\]](#).

[Nguyen and Möhring \[2017\]](#) présentent un modèle de raideur et d'amortissement tangentiel de translation et contact sec de bridage, voir [figure 1.10](#). Un modèle de Valanis représente le comportement sous un chargement harmonique alors qu'en parallèle, une modélisation en éléments de Maxwell non-linéaires a été retenue pour représenter la dépendance au taux de chargement.

Les paramètres constitutifs des modèles présentés dans cette section peuvent être recalés par rapport aux mesures expérimentales. Par exemple, [Ratchev et al. \[2007\]](#) présentent une

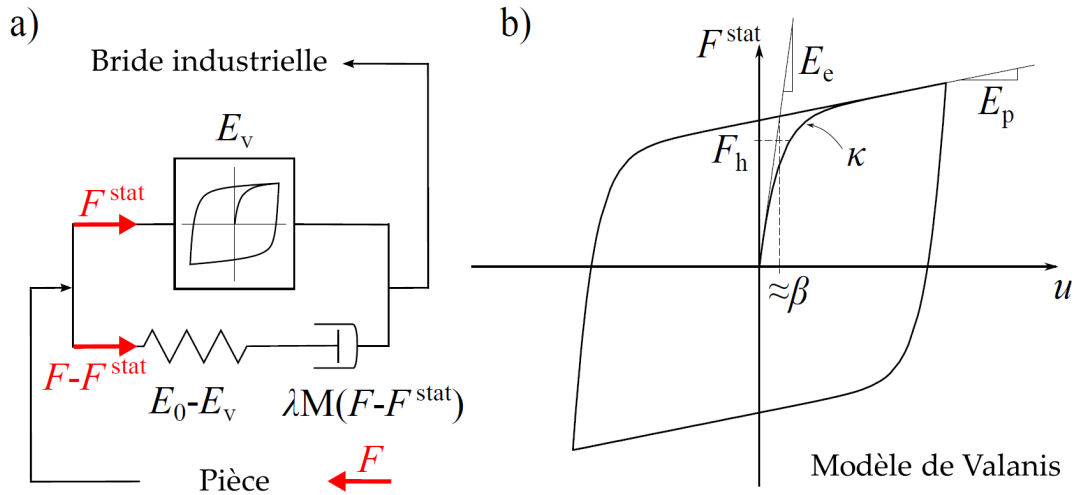


FIGURE 1.10 – Modélisation proposée par [Nguyen and Möhring](#) composée d'un modèle de Maxwell non linéaire en parallèle avec un modèle de Valanis, Source : [Nguyen and Möhring \[2017\]](#)

méthodologie prenant en compte les contacts bridage/pièce avec des modèles empiriques non linéaires avec précharge. [Nguyen and Möhring \[2017\]](#) caractérisent le comportement dynamique et statique d'une bride hydraulique industrielle afin de recalibrer les paramètres constitutifs du modèle de bridage considéré mêlant amortissements visqueux et hystérétiques.

1.3.3 Conclusions sur les modélisations du bridage de la pièce

De nombreuses approches ont été développées pour répondre aux besoins divers de modélisations des phénomènes de contacts. Dans notre cas d'application, les objectifs sont de représenter correctement le comportement modal expérimental de la structure bridée afin de pouvoir construire une base de Ritz la plus représentative possible. On choisira le modèle alliant le mieux simplicité d'implémentation numérique, rapidité de calcul et fidélité de représentation du comportement dynamique mesuré du système. La phase de recalage du modèle sera considérée par la corrélation avec le comportement global expérimental du système. De nombreuses études présentent des méthodologies de recalage de modèles de contact vis-à-vis du comportement global de la pièce : [Deaner et al. \[2015\]](#) proposent une méthode de recalage d'un modèle de Iwan, [Pabst and Hagedorn \[1995\]](#) utilisent une approche analytique pour recalibrer le modèle de liaison qui est composé de raideurs et d'amortisseurs en translation et en rotation, [Mousavi et al. \[2021\]](#) recalibrer les raideurs associées aux mouvements de surface rigide de la zone de contact des éléments de bridage.

1.4 Méthodes et outils descriptifs du comportement dynamique d'un usinage

Comme évoqués lors de l'introduction de ce chapitre, il existe de nombreux critères pour caractériser le comportement vibratoire d'une opération d'usinage. Il peut alors être important de définir des critères ou des outils pour discriminer une configuration amenant à un résultat acceptable ou non.

L'étude de stabilité permet de déterminer, à partir d'un état nominal d'usinage, si une modification de la raideur de coupe induit des vibrations du système. Cette approche décrit l'amplitude de la réponse vibratoire du système dans la domaine fréquentiel. Les approches temporelles permettent de prédire les phénomènes transitoires et non linéaires qui peuvent apparaître en cours d'usinage. Les mesures expérimentales permettent d'obtenir des informations, par une approche plus directe que la simulation, sur le comportement en cours d'usinage.

Ces trois aspects seront donc présentés par la suite. On s'attachera ici à présenter les méthodes et outils descriptifs du comportement dynamique d'un usinage. Les critères et seuils associés à ces métriques restent à la discrétion des utilisateurs.

1.4.1 Études de stabilité

La considération de la stabilité, telle que présentée par [Altintas \[2012\]](#) dans le domaine fréquentiel, permet d'avoir une évolution du comportement vibratoire de l'usinage au voisinage d'un point de fonctionnement. Il est nécessaire de déterminer au préalable un régime d'usinage établi. A cette étape, l'ensemble des phénomènes non linéaires ou transitoires peuvent être considérés. Une perturbation est ensuite appliquée au système et le calcul de la réponse dynamique est réalisé. C'est à cette étape qu'une hypothèse de linéarisation du comportement est réalisée afin de simplifier la résolution du système. Il est alors possible de tracer les lobes de stabilité du système. Il s'agit de la représentation, dans un espace à deux paramètres (en général la vitesse de rotation N et la profondeur de passe A_p), de l'évolution de vibrations suite à la perturbation. Ce diagramme représente la frontière entre le comportement nominal de l'usinage étudié et l'apparition de vibrations. La [figure 1.11](#) présente le paramétrage de la modélisation du broutement régénératif pour le cas d'un outil suivant deux degrés de liberté et les lobes obtenus pour deux modes.

Cette approche a été développée historiquement pour analyser le broutement régénératif de l'outil et de la broche. De nombreuses études traitent de ces aspects et notamment de la possibilité de créer un modèle dynamique prédictif de la FRF de l'outil en broche, voir [Selmi \[2015\]](#).

Les avantages de ce critère sont sa simplicité d'utilisation, sa fidélité vis-à-vis des essais malgré ses hypothèses et son efficacité numérique. Les inconvénients sont issus des hypothèses utilisées : la linéarisation empêche l'apparition de non linéarités ultérieures à l'application de la perturbation. On peut par exemple imaginer que l'augmentation des vibrations puissent induire du talonnage qui re-stabiliserait l'opération. L'étude en stabilité permet de déterminer la

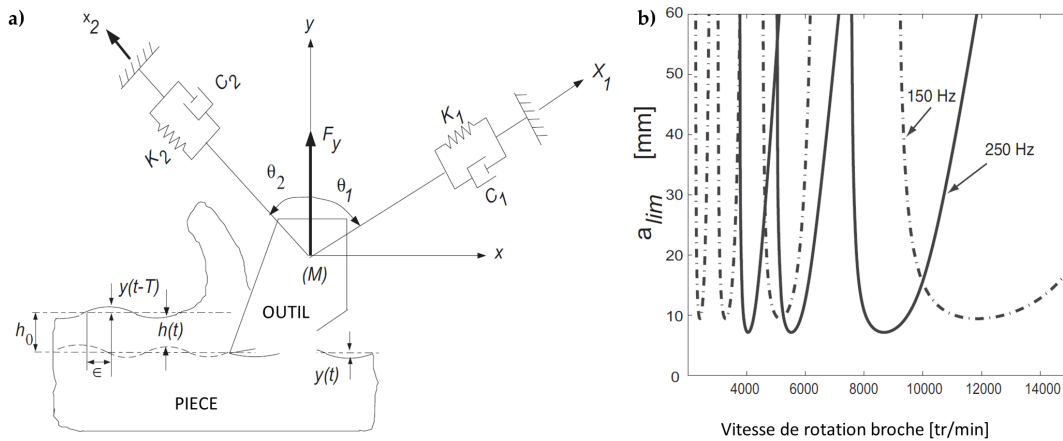


FIGURE 1.11 – Modélisation broutement régénératif 2 degrés de liberté (DDL). a) schématisation de la coupe et des DDL outil et b) lobes de stabilités pour deux modes de l'outil, Source : Altintas [2012]

tendance des vibrations mais pas leur amplitude. Ainsi une augmentation infime des vibrations sera considérée comme une opération non souhaitable alors que les conditions d'usinage restent très proches des nominales. L'état de surface obtenu dans un opération équivalente serait alors acceptable. Un avantage à cet aspect est, cependant, que dans le cas d'un usinage validé par ce critère il est possible de déterminer si la frontière de stabilité est située loin des conditions de coupe choisies ou non. L'utilisateur peut alors déterminer la marge qu'il possède pour optimiser son opération d'usinage pour gagner en efficacité.

1.4.2 Approches temporelles

Benardos and Vosniakos [2003] proposent en 2002 un état de l'art des méthodologies de prédiction d'état de surface en usinage. Ils recensent les approches numériques, théoriques, expérimentales, et liées à l'intelligence artificielle.

Baek et al. [2001] optimisent le taux d'enlèvement matière pour une opération de fraisage en prenant en considération le faux-rond de l'outil. Il est mis en avant dans cette étude que toutes les dents ne contribuent pas de manière équivalente et que, selon le faux-rond, certaines ne laissent pas la contribution de leur passage sur l'état de surface final de la pièce. Une partie de l'historique de la construction de l'état de surface n'est donc pas conservé.

Rivière et al. [2006] comparent l'approche linéarisée de l'étude de stabilité avec l'approche temporelle pour des références bibliographiques données. L'apport d'un outil de simulation qui prédit l'état de surface est de prendre en compte les aspects annihilés par les hypothèses de l'approche de stabilité. Il est conclu que la résolution temporelle fournit un apport pour la compréhension des phénomènes non linéaires tels que la coupe interrompue ou les phénomènes d'entrées sorties matière. Par exemple, Duchemin et al. [2014] comparent les états de surfaces prédit par la simulation temporelle et les essais pour un cas de fraisage avec une géométrie de surface présentant de nombreuses entrées et sorties de la matière. Cependant ces avantages

d'analyse de l'évolution temporelle du comportement vibratoire s'obtiennent au détriment du coût numérique du calcul. La [figure 1.12](#) montre les résultats de simulation numérique de surfacage d'un collecteur d'échappement de moteur thermique. Dans cet article, le modèle de broche a été présenté en prenant en compte les raideurs des roulements et un modèle dynamique de pièce a permis de représenter les déplacements de la zone usinée.

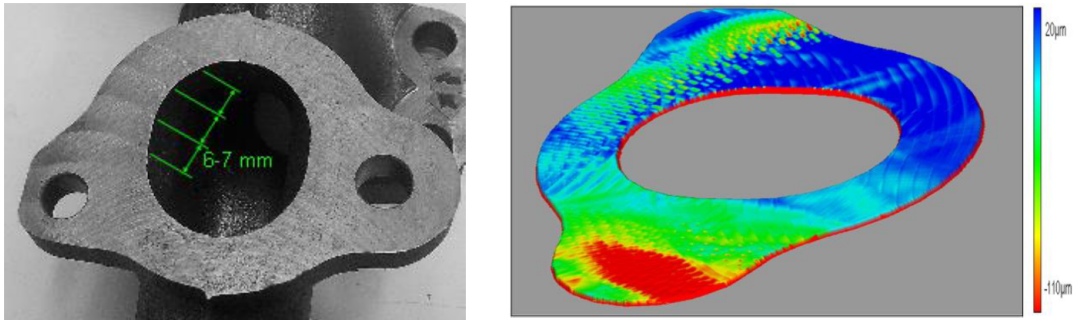


FIGURE 1.12 – État de surface expérimental et numérique, Source : [Duchemin et al. \[2014\]](#)

[Lorong et al. \[2012\]](#) étudient l'impact du taux d'amortissement modal, choisi par l'utilisateur a priori, sur l'état de surface prédit par la simulation numérique. Le modèle modal de la pièce et de l'outil font ainsi l'objet d'une étude paramétrique dans le cas d'usinage d'une aube de turbine aéronautique. Il est démontré l'importance de considérer la dynamique de la pièce et de l'outil ainsi que du choix du taux d'amortissement pour ces applications.

1.4.3 Moyens pour l'observation de l'apparition des vibrations en usinage

De nombreuses mesures sont disponibles au cours d'une opération d'usinage pour obtenir des informations sur le procédé. [Liang et al. \[2004\]](#) et [Rehorn et al. \[2005\]](#) proposent des états de l'art des méthodes de mesures de l'apparition des vibrations en usinage. Les algorithmes de surveillance (ou monitoring) du procédé d'usinage cherchent à détecter la transition entre un régime nominal et un régime anormal. Ces algorithmes sont donc un outil expérimental d'observation et d'indication de l'instant auquel la dynamique de l'usinage engendre l'apparition de vibrations. Ces mesures sont donc introduites au sens d'indicateurs expérimentaux de l'apparition de vibrations en cours d'usinage et d'observation du comportement du système durant l'opération de coupe.

Une opération d'usinage peut être caractérisée par l'évolution des efforts de coupe au cours du temps. Lors de l'apparition des vibrations, le déplacement relatif des dents de l'outil par rapport à la matière coupée s'éloigne des conditions nominales car l'outil coupera alors plus de matière. Le déplacement de l'outil ou la pièce, induit par les vibrations, sont donc un critère de l'apparition des vibrations comme les efforts de coupe, et les puissances d'usinages liées, qui sont impactés par ces déplacements.

1.4.3.1 Observation des efforts et puissances d'usinage

Les mesures liées aux efforts de coupe peuvent être réalisées dans le porte-outil ou par table de mesures dynamométriques [Liu and Cheng \[2005\]](#), [Cahuc et al. \[2010\]](#). La [figure 1.13](#) montre une configuration expérimentale utilisant une table dynamométrique pour mesurer les efforts subits par la pièce lors de l'usinage. L'apparition de vibrations, et notamment de broutement, résulte dans une augmentation des efforts de coupe maximaux. Cependant la mesure d'effort peut s'avérer lointaine de la zone usinée et manquer de pertinence pour représenter le comportement de la zone usinée, par exemple dans le cas de pièces souples de grandes dimensions. La résonance de la platine de mesure autour de ses fréquences propres peut également induire des biais dans la mesure du comportement de l'usinage de la pièce, notamment en usinage grande vitesse.

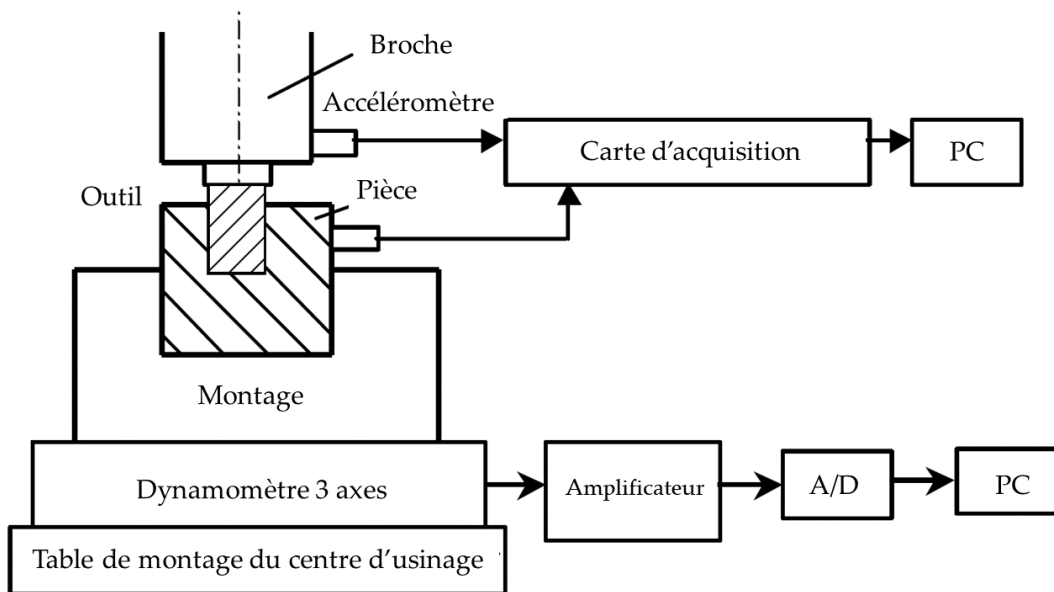


FIGURE 1.13 – Configuration expérimentale de mesures des efforts de coupe, Source : [Liu and Cheng \[2005\]](#)

La puissance d'alimentation de la broche, de par le lien entre la puissance électrique d'alimentation et la puissance mécanique disponible, est un indicateur du comportement vibratoire d'un usinage. L'apparition des vibrations entraînent une augmentation de la matière coupée, il devient possible, par ce moyen, de détecter une variation de la puissance de la broche [Soliman and Ismail \[1997\]](#). Les conclusions sont positives bien que les variations soient difficiles à détecter pour de faibles engagements de l'outil d'après ces auteurs.

1.4.3.2 Observation des mouvements induits par l'usinage

On peut noter sur la [figure 1.13](#) que les mouvements de la broche et de la pièce sont mesurés en simultanément des efforts de coupe. Comme évoqué précédemment, ces aspects sont étroitement liés lorsque des vibrations apparaissent en cours d'usinage. Une approche répandue

consiste à utiliser des accéléromètres pour la mesure des vibrations du système. Elle est utilisée, par exemple, par [Kuljanic et al. \[2008\]](#), [Wehbe et al. \[2007\]](#). Les limitations de cette solution résident dans la saturation des capteurs et le choix de leur placement. On peut noter dans la [figure 1.13](#), le capteur situé sur la broche est loin des dents de l'outil et ne peut pas mesurer la flexion de ce dernier par exemple. La difficulté rencontrée ici est de pouvoir mesurer un point mobile du système.

Cet aspect peut être contourné par l'utilisation de capteurs sans fils ou par des mesures sans contact comme la mesure par laser [Nakagawa et al. \[2008\]](#), [Seguy et al. \[2008\]](#) permettant de mesurer au plus proche de la zone d'usinage. Ces mesures sans contact ont l'avantage de ne pas perturber le système en cours d'usinage comme le ferait un accéléromètre par un ajout de masse par exemple. Cependant, l'environnement interne à l'enceinte d'usinage peut venir occulter le faisceau laser avec les projections de copeaux ou de fluide de coupe. La [figure 1.14](#) montre la mise en place d'une mesure laser des déplacements de l'outil en cours d'usinage.

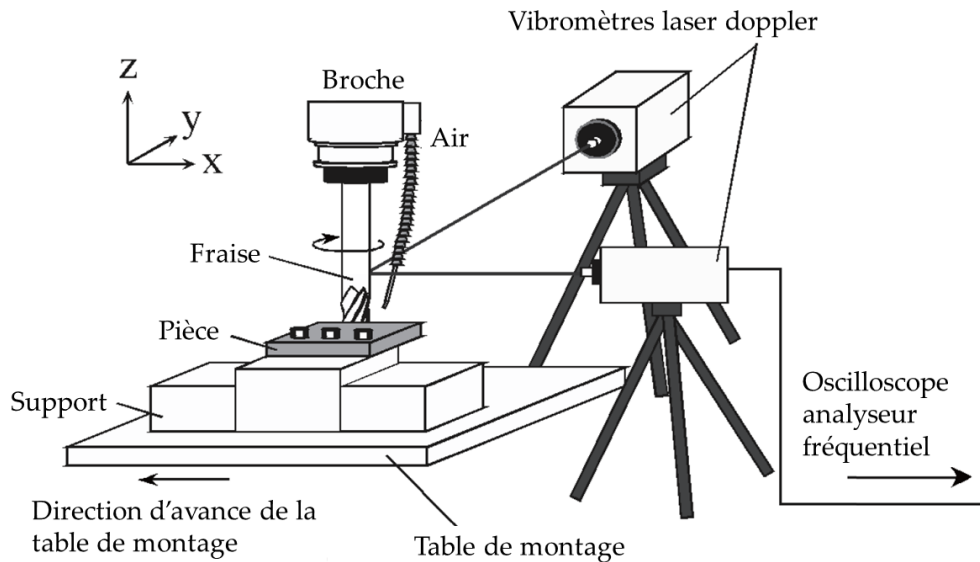


FIGURE 1.14 – Système de monitoring du déplacement de l'outil en cours d'usinage , Source : [Nakagawa et al. \[2008\]](#)

Les capteurs inductifs permettent une autre mesure sans contact, qui peut être utilisée en présence de fluides de coupe, et présentent les mêmes avantages et inconvénients que la mesure laser. Cependant la plage de distance de mesure du capteur peut être une limitation dans le cas de vibrations avec une amplitude trop importante. Un avantage de ces deux mesures sans contact est la capacité de mesurer une déflexion statique progressive de la pièce. [Corduan \[2006\]](#), [Rehorn et al. \[2005\]](#) implémentent ce type de mesures vibratoires dans leurs études.

Les vibrations du système interfèrent avec l'air ambiant et génèrent ainsi une pression acoustique qui peut également être utilisée pour déterminer l'instant de changement de comportement de l'usinage. Les niveaux sonores peuvent être mesurés et les signaux obtenus traités pour faire ressortir les fréquences spécifiques des vibrations comme le broutement régénératif

qui possède une signature spectrale particulière, [Rivière et al. \[2006\]](#), [Schmitz \[2003\]](#).

1.4.4 Conclusions sur les outils et méthodes descriptifs du comportement dynamique d'un usinage

De nombreuses approches existent pour décrire le comportement dynamique d'un usinage. Les solutions technologiques de monitoring présentées ont chacune leurs avantages et leurs inconvénients. Des travaux existent suggérant l'utilisation de ces technologies pour détecter certains comportements vibratoires anormaux de façon à appliquer une action corrective, idéalement en cours d'usinage. Le challenge réside dans la précocité de la détection et de la compensation qui doivent avoir lieu avant la détérioration de l'usinage supérieure aux critères d'acceptabilité défini par l'utilisateur.

Des approches numériques permettent d'évaluer le comportement dynamique d'un usinage. Les approches de stabilités aident à définir des conditions de coupe qui n'induisent pas de vibrations. Les hypothèses simplificatrices liées à l'étude de stabilité induisent une incertitude autour de la frontière des lobes de stabilité. Les méthodologies temporelles prédictives de l'état de surface permettent de valider la qualité pièce et de prendre en compte les non-linéarités diverses qui ne sont pas incluses dans la méthode des lobes de stabilités. Les deux approches deviennent donc complémentaires, la première pour choisir des conditions de coupes, la seconde pour valider le comportement en incluant des phénomènes non-linéaires complexes et l'état de surface après usinage. La mesure du comportement vibratoire en cours d'usinage permet de s'assurer que le comportement expérimental de l'usinage se déroule de manière équivalente au modèle numérique malgré ses approximations.

1.5 Conclusion

Il a été présenté les différents modèles dynamiques permettant de décrire le comportement vibratoire du système lors d'un usinage. Les différentes représentations d'un système dynamique telles que classifiées par [Ewins \[2000\]](#) ont été présentées : le modèle spatial, le modèle modal et le modèle en réponse. La démarche d'une analyse prédictive ou d'une approche de recalage ont été évoquées succinctement. De plus amples détails seront donnés pour notre cas d'études. Des exemples de l'utilisation de ces modèles dynamiques dans le cadre de simulations d'opérations d'usinages ont été fournis pour illustrer la présentation.

Les approches historiques sont issues des cas de pièces massives et rigides vis-à-vis du système usinant. La dynamique outil-attachement-broche a été un angle d'approche important pour développer les approches de stabilités ou les outils prédictifs de la qualité de la pièce. Ce n'est qu'ultérieurement que ces approches se sont étendues pour intégrer le comportement de la pièce et notamment des pièces souples. De nombreuses études ont démontré dans ce cas l'importance de l'apport du bridage au comportement dynamique global du système usiné. La modélisation des éléments de fixation de la pièce a été présenté au travers des modèles de bridage disponibles dans la littérature. Ces derniers mettent en avant l'importance de la souplesse ajoutée à la pièce mais également de l'amortissement qui peut être généré au niveau

de ces interfaces. Des études ont aussi cherché à optimiser la souplesse de la zone usinée à l'aide de la définition du montage de la pièce. La maîtrise de l'amortissement apporté est encore source d'études de nos jours notamment pour déterminer les taux d'amortissement modaux. Un autre point d'intérêt à évoquer ici est la sensibilité des résultats de simulation d'usinage par rapport à la qualité des modèles d'entrées de simulation. En effet, de nombreuses études sont en cours sur l'obtention des paramètres des modèles dynamiques pièce en cours d'usinage [Ren et al. \[2023\]](#), [Iglesias et al. \[2022\]](#).

Le comportement vibratoire du système peut être étudié par différentes approches numériques ou expérimentales de manières variées lors de l'opération d'usinages. Ces outils et méthodes de caractérisation de la dynamique du système sont complémentaires. Cependant, dans le cadre du dimensionnement d'une opération d'usinage la pièce n'est pas toujours disponible pour réaliser des essais. Il est alors important de considérer les méthodes numériques. La littérature traite largement de l'approche de stabilité basée sur une études fréquentielle des amplitudes de réponse du système. On propose dans cette thèse de développer, par une approche temporelle, un indicateur basé sur une méthode énergétique de caractérisation du comportement dynamique.

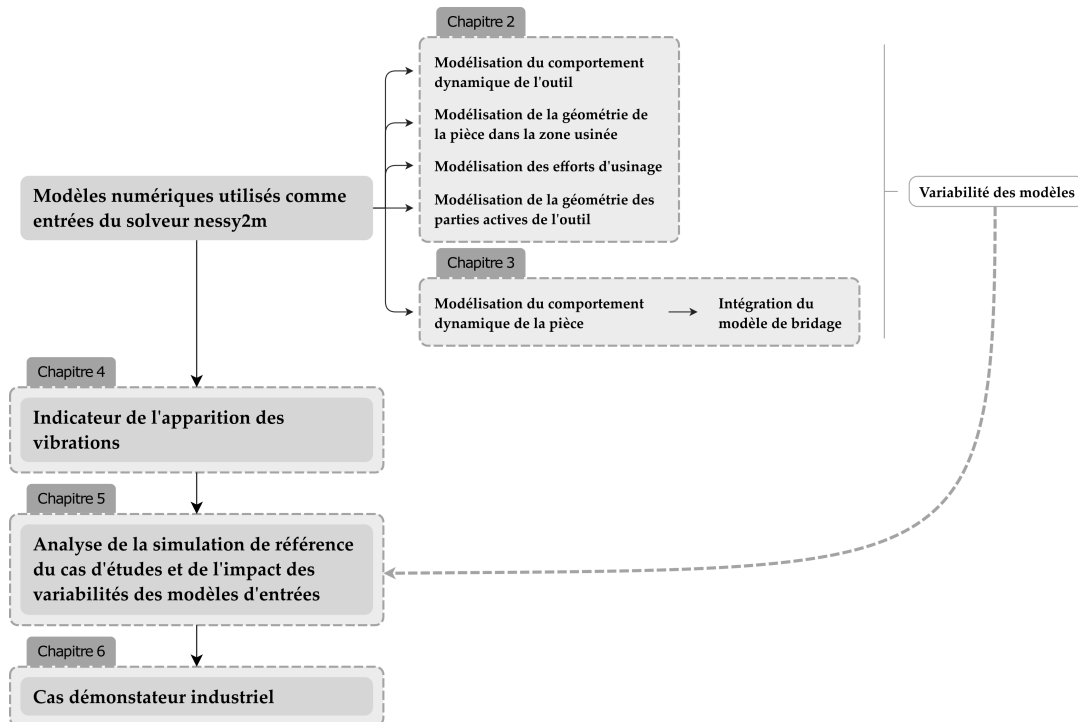


FIGURE 1.15 – Démarche proposée, plan du mémoire

Dans cette thèse nous chercherons à détecter l'apparition des vibrations par approche temporelle. Il s'agit en particulier de maîtriser et d'exploiter des modèles de simulation permettant de discriminer différentes configurations d'usinage. La [figure 1.15](#) schématise le plan de ce mémoire. Les modèles d'entrée du solveur nassy2m [Lorong et al. \[2023\]](#) sont présentés en [chapitre 2](#). Parmi eux, il est nécessaire de construire un modèle du comportement dynamique du système

(pièce bridée et outil), voir [section 1.2](#), qui soit représentatif du comportement expérimental et qui prenne en considération l'apport des éléments de bridage. Ces éléments sont présentés en [chapitre 3](#). Les aspects présentés en [chapitre 4](#) sont liés à l'utilisation des travaux modaux des efforts d'usinage comme un indicateur de l'apparition de vibrations lors de l'opération. Les modélisations du comportement dynamique et des bridages donnent lieu à des hypothèses et des dispersions sur les valeurs constitutives des modèles d'entrées du solveur temporel. Ces variabilités donnent lieu à une étude des sensibilités des résultats des simulations sur le cas de surfacage étudié qui sont étudiées en [chapitre 5](#) et confrontées aux essais. Un modèle de référence est construit à partir des modèles les plus fidèlement recalés vis-à-vis des essais. Il permet une analyse fine du comportement de la pièce d'étude lors de l'usinage. Enfin, dans le [chapitre 6](#) est présenté un cas démonstrateur induisant l'apparition de vibrations dans une configuration de bridage et de conditions de coupe initiale. L'objectif est alors de déterminer deux solutions réduisant les vibrations du système, la première par modification du montage prise de pièce et la seconde par changement des conditions de coupe.

Chapitre 2

Mise en place de la simulation numérique d'usinage

Résumé

L'objectif de ce chapitre est de présenter les éléments nécessaires pour réaliser une simulation numérique d'usinage telle que présentée par [Coffignal et al. \[2015\]](#). Il sera détaillé ici le cas d'études considéré dans la thèse, la définition et la construction des modèles utilisés en entrées du solveur nesy2m ainsi que les études de convergences de la simulation d'usinage.

Sommaire

2.1	Présentation du cas d'étude	31
2.1.1	Du bac de batteries de véhicule électrique au cas d'étude	31
2.1.2	Opération d'usinage étudiée	32
2.1.3	Particularités de la trajectoire de l'outil	32
2.2	Modèles en entrée du solveur nesy2m	33
2.2.1	Modélisation de la géométrie des parties actives de l'outil	35
2.2.2	Modélisation de la géométrie de la pièce dans la zone usinée	35
2.2.3	Modélisation des efforts d'usinage	36
2.2.3.1	Calcul des efforts de coupe	36
2.2.3.2	Démarche d'identification d'une loi de coupe	37
2.2.3.3	Application au cas d'étude	41
2.2.4	Modélisation du comportement dynamique de l'outil	43
2.2.5	Modélisation du comportement dynamique de la pièce	43
2.3	Études de convergence nesy2m	44
2.3.1	Convergence liée à la taille des dexels	45
2.3.2	Convergence liée au pas de temps	48
2.3.3	Convergence liée au nombre de modes du modèle dynamique pièce	49
2.3.3.1	Impact de la réduction de modèle sur le comportement statique de la pièce	49
2.3.3.2	Erreur en profil d'ondulation le long de la trajectoire	50
2.3.3.3	Erreur en ondulations locales	52
2.4	Conclusion	54

2.1 Présentation du cas d'étude

Dans cette thèse nous nous intéressons au surfacage des bacs de batteries, ou support de batteries (également "battery tray" en anglais). Il s'agit d'une pièce se situant principalement sous le plancher des véhicules hybrides (véhicule thermique - électrique) ou électriques. Pour ce faire, on utilise une pièce d'études : une traverse de support de batteries industriel. Le retour d'expérience de l'entreprise PCI MACHINING ainsi que des essais préalables aux travaux de thèse ont permis de valider que la pièce, son système de bridage et son comportement en surfacage sont représentatifs des phénomènes observés sur des applications d'usinage de bac de batteries industriels. Le dernier chapitre de ce mémoire présente une étude de cas portant sur une pièce démonstrateur, un bac batterie miniature, avec un comportement plus représentatif des pièces cibles industrielles.

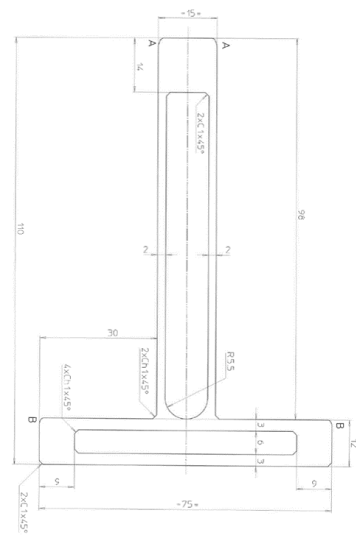
2.1.1 Du bac de batteries de véhicule électrique au cas d'étude

Cette pièce a pour fonction de loger les batteries électriques mais elle a également, comme montré par [AEC \[2023\]](#), un rôle structural important pour le véhicule. Elle est composée d'un assemblage mécano-soudé de profilés extrudés, et parfois de tôles, en aluminium. Ces profilés sont assemblés par soudage traditionnel et/ou par friction-malaxage pour obtenir le support de batteries qui est une pièce de structure de grandes dimensions (jusqu'à $2,5\text{ m} \times 1,5\text{ m} \times 20\text{ cm}$), voir [figure 2.1](#). Ces composants légers, assimilables globalement à des pièces de structure mais ayant localement des parois minces peuvent présenter des défis majeurs en matière de vibrations pendant l'usinage.

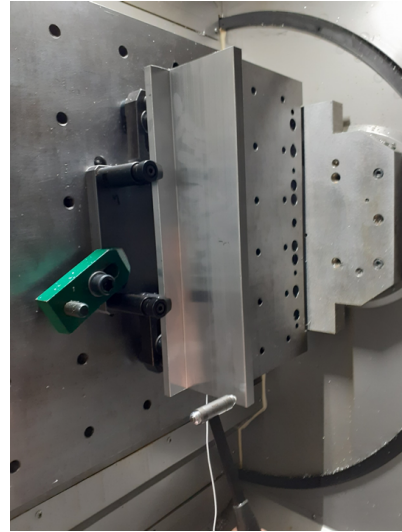


FIGURE 2.1 – Bac batteries BENTELER : positionnement des batteries - sources : [HEGGEMANN \[2023\]](#), [BENTELER \[2023\]](#)

Les profilés extrudés ont une typologie de bridage équivalente aux bacs de batteries. De plus la gamme de raideurs locales et de fréquences propres de la pièce, qui sont bien inférieures aux fréquences de passage des dents de l'outil en usinage, des pièces de grandes dimensions est équivalente à celles des profilés élémentaires. C'est pourquoi le cas d'étude est un profilé extrudé en aluminium issu d'une traverse de support de batteries industriel. Une vue de la section de la pièce est présentée [figure 2.2a](#). Cette pièce présente localement de fortes variations d'épaisseur, avec des voiles minces de 2 mm et des zones plus massives, pour une longueur totale de 400 mm.



(a) Section de la pièce d'études



(b) Pièce dans un centre d'usinage Météor 630P (PCI SCEMM) PCI [2023]

FIGURE 2.2 – Pièce d'études : traverse de bac de batteries

2.1.2 Opération d'usinage étudiée

La face supérieure du bac de batteries est une surface fonctionnelle du système. La qualité de l'état de surface doit être respectée afin d'assurer l'étanchéité entre le support de batteries et la plaque supérieure. Cette étanchéité doit être assurée en cas de crash ou de fuite des batteries pour respecter des aspects sécuritaires. On devra donc s'assurer de la qualité de l'état de surface pour éviter des surfaces présentant des ondulations qui pourraient impacter l'étanchéité. Cependant, cette pièce en aluminium est souple, de par sa géométrie, et particulièrement les voiles minces qui la constituent. Ce manque de rigidité tend à favoriser les déformations ou les vibrations de la pièce sous les efforts de coupe. Dans notre étude, on considérera une opération de surfacage sur la face supérieure de la traverse de référence, voir [figure 2.2b](#). Les conditions de coupe de cette opération sont les suivantes : vitesse de rotation outil $N = 18000$ tr/min, vitesse d'avance $V_f = 900$ mm/min, profondeur de passe $A_p = 0,5$ mm.

2.1.3 Particularités de la trajectoire de l'outil

On s'intéresse à l'influence des paramètres de l'opération d'usinage sur le risque vibratoire. Il a été observé que la trajectoire de l'outil et le bridage ont un rôle dans l'apparition de vibrations. Ainsi la [figure 2.3](#) présente deux trajectoires d'outil retenues induisant des comportements vibratoires différents en cours d'usinage. La configuration [figure 2.3a](#) induit un état de surface respectant les exigences alors que des vibrations apparaissent dans la configuration [figure 2.3b](#) et conduisent à un état de surface non acceptable. Il a été déduit de ces essais une trajectoire en diagonale de surfacage présentant une transition d'un état de surface non vibré vers un résultat vibré ([figure 2.3](#)). Observer les deux phénomènes sur une même trajectoire permet d'analyser l'initialisation des vibrations et de valider la capacité des simulations d'usinage à

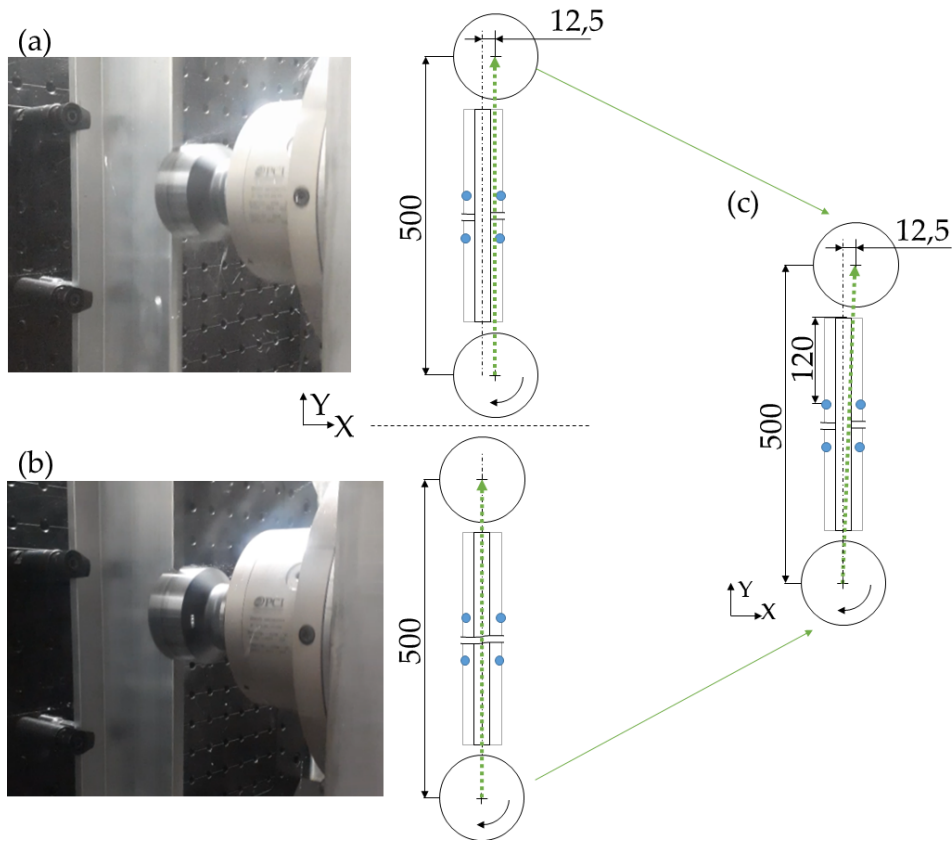


FIGURE 2.3 – Configurations trajectoires outil

représenter les deux comportements dynamiques ainsi que la transition entre les deux. Les trajectoires rectilignes seront utilisées en [chapitre 4](#) pour analyser le comportement du système et élaborer un indicateur tandis que la trajectoire oblique, qui permet une transition d'un usinage acceptable vers un usinage non acceptable sur une même opération d'usinage mono-passe, sera utilisée en [chapitre 5](#) pour analyser les sensibilités des résultats nesy2m à la qualité des modèles en entrée de nesy2m.

2.2 Modèles en entrée du solveur nesy2m

Le solveur nesy2m, utilisé pour les simulations d'usinage, nécessite des données d'entrée représentant le système usinant afin de pouvoir procéder aux simulations d'usinage. Cette section s'attachera à présenter les modèles constitutifs retenus et leur construction pour le cas d'étude. Une présentation plus générale de cette approche est donnée dans [Coffignal et al. \[2015\]](#), [Lorong et al. \[2023\]](#). Les données en entrée sont ici listées selon les choix faits pour le cas d'étude. Leur construction est détaillée dans la suite du chapitre. Il faut transmettre au solveur, voir [figure 2.4](#) :

- une discrétisation de la position de l'outil durant l'usinage en spécifiant la normale de ce dernier. Au regard de l'extrême simplicité de notre trajectoire il ne sera pas discuté plus amplement de cette entrée du solveur.

- modèles géométriques :
 - une modélisation de la géométrie des parties actives de l'outil ; dans notre cas une triangularisation des faces des parties actives, c'est à dire des zones coupant la matière, de l'outil est utilisée.
 - une modélisation de la géométrie de la pièce dans la zone usinée. Le solveur nesy2m utilise des dexels pour représenter la géométrie de la pièce dans la zone usinée et pour calculer le volume de matière coupée par pas de temps. Le tapis de dexels initial est créé par intersection avec la géométrie de la pièce avant usinage. Les parties actives de l'outil suppriment les dexels lors du passage des dents, ce qui permet d'obtenir l'état de surface usinée après la simulation.
- modèles dynamiques :
 - un modèle dynamique de la pièce qui revêt un intérêt particulier dans notre cas. Le [chapitre 3](#) y sera consacré et détaillera :
 - l'approche utilisée pour recalcr le modèle de la pièce libre,
 - l'observation de l'apparition des non-linéarités lors des sonnages de la pièce bridée ainsi que l'identification paramétrique du système qui en découle,
 - La méthodologie de recalage du modèle bridée développée pour un modèle de bridage de Kelvin-Voigt,
 - enfin, la prédictibilité du modèle de Kelvin-Voigt sera testée en déplaçant en un nouveau point un modèle de bridage recalé en une localisation initiale.
 - une modélisation du comportement dynamique de l'outil qui, au regard de la souplesse de la pièce, pourra être approchée dans notre étude par un modèle de mouvement de corps rigide. Ce dernier sera tiré de mesures expérimentales de sonnage de l'outil en broche.
- le schéma d'intégration temporel utilisé par le solveur : schéma incrémental de Newmark implicite ou méthode des différences centrées explicite ([Gérardin and Rixen \[2015\]](#)). La deuxième option est retenue dans notre cas. Le choix du pas de temps est réalisé par étude de convergence détaillée ultérieurement, voir [sous-section 2.3.2](#).

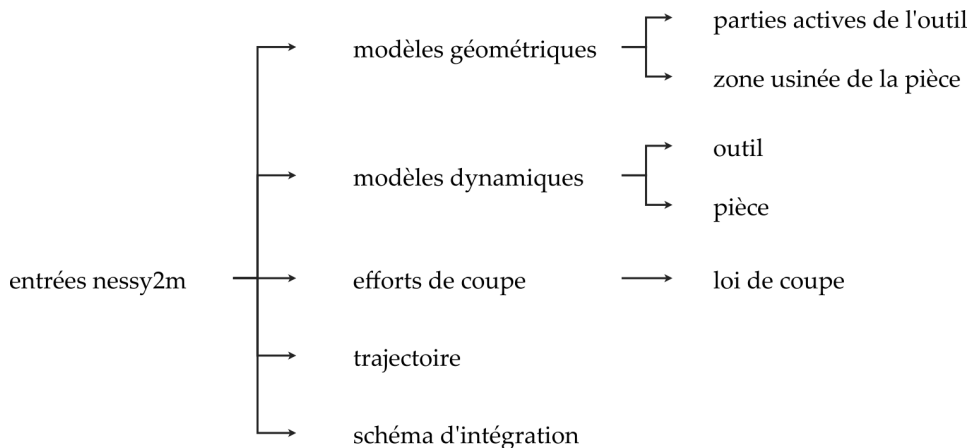


FIGURE 2.4 – Modèles en entrée et données d'entrées de nesy2m

2.2.1 Modélisation de la géométrie des parties actives de l'outil

La géométrie de l'outil est définie localement au voisinage de ses parties actives. Il s'agit de représenter la section géométrique qui effacera la matière lors du passage des dents. Dans le cadre du solveur nesy2m les parties actives de l'outil sont discrétisées par un maillage d'éléments triangulaires plats de surface. Les sommets de ces éléments sont contraints de suivre la cinématique de l'outil y compris ses déformations si elles sont représentées.

Pour déterminer les zones actives de l'outil, les conditions de coupe nominales sont à considérer (A_p , f) auxquelles on ajoute l'effet des vibrations sur l'évolution de ces grandeurs. Dans notre cas, la modélisation de l'outil s'étend au delà afin de pouvoir simuler de plus larges conditions de coupe dans de futures études.

Les parties actives de l'outil sont divisées en outils élémentaires, afin d'obtenir une discrétisation des arêtes de coupe de l'outil et pour permettre de prendre en compte l'évolution des efforts de coups le long des arêtes de coupe, voir [figure 2.5](#).

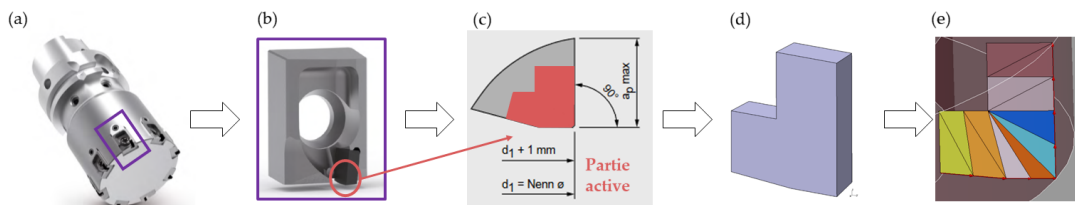


FIGURE 2.5 – Définition du modèle géométrique de l'outil, exemple pour une dent : (a) outil ; (b) porte-plaquette ; (c) partie active ; (d) géométrie de la partie active de l'outil ; (e) maillage d'éléments triangulaires de surface et décomposition en outils élémentaires

2.2.2 Modélisation de la géométrie de la pièce dans la zone usinée

La géométrie pièce est décrite par un modèle de dexels [Van Hook \[1986\]](#), [Lee and Nestler \[2011\]](#), [Kadashevich et al. \[2015\]](#). L'objectif principal de cette modélisation est de permettre de suivre l'évolution de l'enlèvement de matière tout au long de l'usinage afin de pouvoir calculer avec précision le volume de matière coupée durant chaque pas de temps. D'après [Altintas et al. \[2014\]](#), d'autres solutions pour modéliser la géométrie pièce et son évolution au cours de l'usinage peuvent être utilisées. Les auteurs évoquent notamment : une approche volumique (comme la géométrie de construction de solides ou "Constructive Solid Geometry (CSG)" en anglais mais aussi la représentation par les bords ou "Boundary Representation (B-Rep)" en anglais), une approche par triangularisation des surfaces, une discrétisation volumique de type voxels. Le solveur nesy2m a fait le choix d'utiliser les dexels pour la robustesse de cette approche ainsi que pour sa précision et ses avantages en terme de coût numérique.

Le tapis de dexels initial est créé par intersection avec la géométrie de la pièce avant usinage, voir la [figure 2.6](#). La peau de cette pièce, décrite par une surface triangulée, est utilisée.

Ensuite, à chaque pas de temps, le volume balayé par les dents élémentaires de l'outil redéfinit les nouvelles altitudes des dexels dans la zone correspondante. L'historique du passage

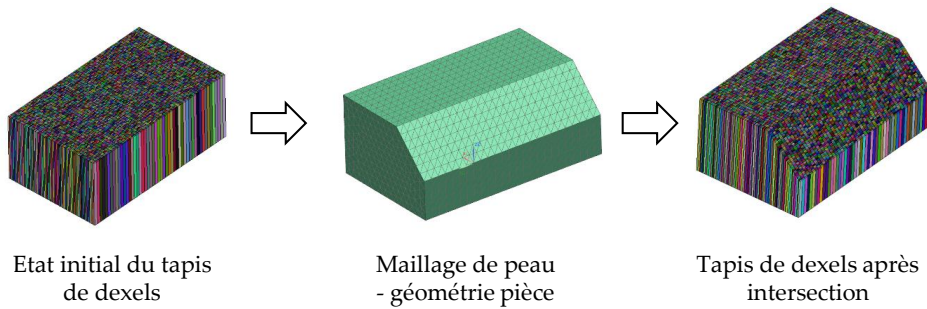


FIGURE 2.6 – Initialisation du tapis de dexels permettant d'épouser la forme de la pièce avant usinage

des dents est ainsi conservé ce qui permet d'obtenir l'état de surface global obtenu suite à l'usinage. La [figure 2.26](#) présente des extractions de la face supérieure du tapis de dexels pour plusieurs configurations de modèles dynamiques. Le volume de matière coupée, déduit de la quantité de dexels balayés par une face de coupe de l'outil, est utilisé pour le calcul des efforts de coupe.

2.2.3 Modélisation des efforts d'usinage

Les efforts de coupe \vec{f}^c sont calculés grâce à un modèle mathématique, appelé loi de coupe, à partir des quantités extraites de l'interaction outil-matière. Pour notre étude, il a été retenu un modèle mathématique affine pour les formulations des lois de coupe. La loi de coupe a été identifiée pour le modèle géométrique de l'outil précédemment présenté. Les résultats obtenus sont exprimés dans une base locale liée à l'arête de coupe pour chaque outil élémentaire. Le calcul des efforts est basé sur l'épaisseur h et la largeur de copeaux b déduits du volume balayé pendant un pas de temps par chaque outil élémentaire. Ces grandeurs sont divisées par une longueur de référence, notée l_{ref} , afin d'obtenir des coefficients de loi de coupe non dépendants des unités utilisées. La loi de coupe sera donc exprimée en fonction de l'épaisseur relative $\tilde{h} = h/l_{ref}$ et de la largeur relative de copeaux $\tilde{b} = b/l_{ref}$. Durant la phase d'identification de la loi de coupe, le modèle affine retenu est formulé tel que $F = \tilde{b} [K \tilde{h} + K_0]$. Dans notre étude $l_{ref} = 1\text{ mm}$ et K et K_0 sont exprimés en Newton.

2.2.3.1 Calcul des efforts de coupe

La loi de coupe est associée à chaque outil élémentaire (chaque groupe coloré de triangles sur la [figure 2.5](#)). Il s'agit d'un modèle mathématique permettant de déduire les efforts de coupe, à partir des données calculées à la fin de chaque pas de temps de l'interaction outil-matière. Dans nesy2m, deux bases d'expression des lois de coupe sont disponibles, la base $\langle \underline{n}, \underline{e}, \underline{c} \rangle$ liée à l'arête de coupe, et la base $\langle \underline{v}, \underline{b}, \underline{h} \rangle$ liée à la vitesse de coupe, présentées en [figure 2.7](#).

Le mouvement relatif de l'outil vis-à-vis de la pièce, lié à leurs déplacements respectifs, permet de déterminer le volume balayé en un pas de temps par chaque outil élémentaire. Cette

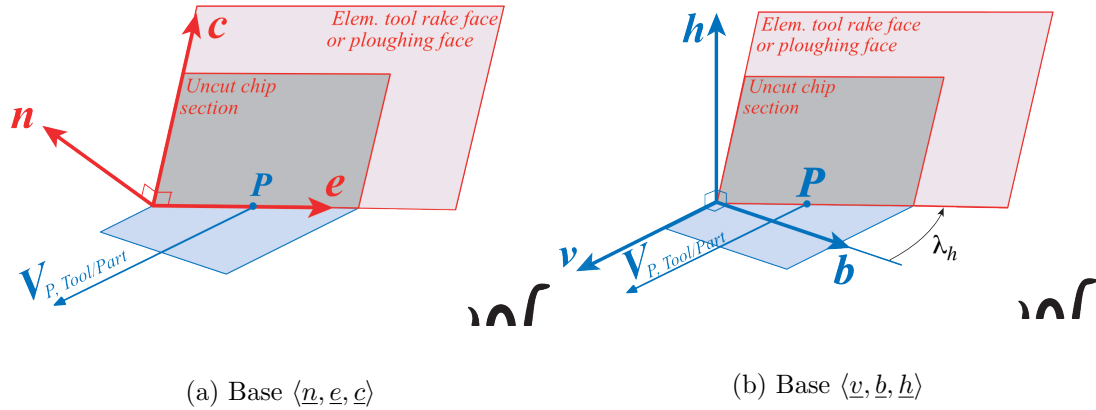


FIGURE 2.7 – Bases d'expression des lois de coupe dans nessy2m, extrait de Lorong et al. [2023]

portion de matière est ensuite retirée du tapis de dexels représentant la pièce en cours d'usinage. Ce volume de dexels balayé par un outil élémentaire permet de calculer une épaisseur et une largeur de copeaux équivalente locale pour chaque outil élémentaire, voir figure 2.8

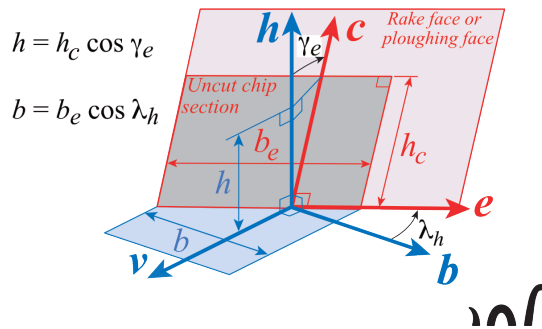


FIGURE 2.8 – Expression de l'épaisseur et de la largeur de coupe selon la base d'expression, extrait de Lorong et al. [2023]

Les efforts de coupe sont représentés par des efforts linéiques \vec{f}^c le long des arêtes de coupe en contact avec la pièce. Dans cette section on discutera de l'obtention du modèle d'effort \vec{f}^c . Dans notre cas, on s'attachera à déterminer la colonne des composantes \underline{f}^c de \vec{f}^c dans la base $\langle \underline{n}, \underline{e}, \underline{c} \rangle$. Le solveur calculera donc à chaque instant les b_e et h_c pour chaque outil élémentaire. Différents modèles mathématiques lient les composantes de \underline{f}^c à b_e et h_c . Ici, un modèle affine et puissance ont été testés. La qualité d'identification étant très similaire, le modèle affine a été retenu et sera présenté par la suite.

2.2.3.2 Démarche d'identification d'une loi de coupe

Le plan d'expérience a été conçu afin de couvrir l'ensemble des conditions de coupe potentiellement utilisées avec cet outil. Dans notre cas, le plan d'expérience est construit autour des conditions nominales d'usinage suivantes : profondeur de passe $A_p = 1$ mm, vitesse de rotation outil $N = 18000$ tr/min, avance par tour $f = 0,5$ mm/tr, voir tableau 2.1. Les efforts de coupe appliqués à la pièce par l'outil lors de l'opération d'usinage ont été mesurés à l'aide d'une table

Kistler (référence 9255B) reliée à un amplificateur Kistler 5017B puis à un ordinateur de mesure pour acquérir les signaux. Un profil plein de 20×50 mm a été utilisé comme échantillon. La [figure 2.9a](#) montre la configuration expérimentale utilisée dans l'enceinte d'usinage du Météor 630P.

	N [tr/min]	f [mm/dent]	A_p [mm]	A_e [mm]
TEST1	18000	0,05	0,5	48
TEST2	18000	0,05	1	48
TEST3	18000	0,1	0,5	48
TEST4	18000	0,1	1	48
TEST5	18000	0,05	1,5	48
TEST6	18000	0,1	1,5	48

TABLE 2.1 – Conditions de coupe des essais

Il est à noter que seulement deux plaquettes sont montées sur le porte-outil pour ces essais. Cela permet de n'avoir qu'une dent en prise et ainsi d'isoler la contribution individuelle des dents sur un tour. La zone d'intérêt est définie lorsque l'outil est en régime nominal et pleinement inséré dans la matière.

Les efforts, dans cette zone, sont alors moyennés pour pouvoir procéder à l'identification sur une durée équivalente à un tour de broche, comme montré [figure 2.9b](#). On remarque ici que les efforts comportent une forte composante dynamique qui sera évoquée ultérieurement.

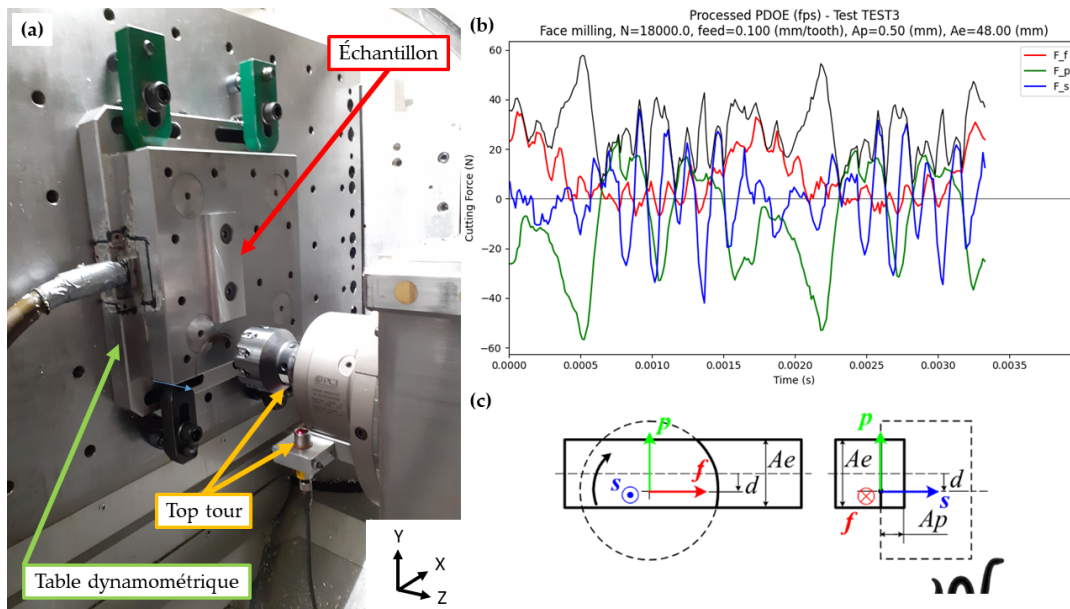


FIGURE 2.9 – Configuration et mesures expérimentales - (a) expérience ; (b) efforts mesurés ; (c) base globale $\langle \underline{f}, \underline{p}, \underline{s} \rangle$ nesy2m - (c) est extrait de [Lorong et al. \[2023\]](#)

Les simulations cinématiques (sans considération du comportement dynamique de l'outil et de la pièce) des usinages équivalents aux essais physiques sont réalisées à l'aide du solveur nesy2m. Ce modèle permet de définir sur un tour de broche la quantité de matière enlevée

par l'outil en détaillant la hauteur et le profondeur de coupe en chaque instant. De manière équivalente, une fois l'engagement nominal établi, les données numériques sont moyennées sur un tour d'outil afin de limiter l'influence de la discrétisation géométrique de la pièce induite par les dexels. La [figure 2.10](#) présente l'extraction correspondant à la section coupée moyennée sur un tour.

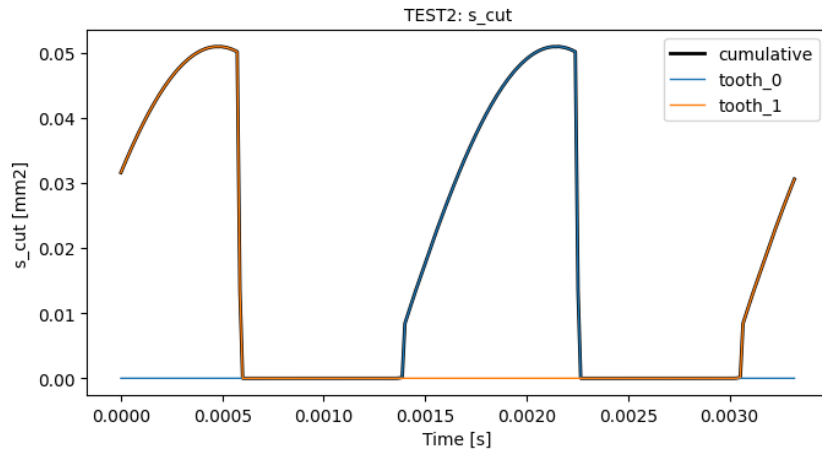


FIGURE 2.10 – Section coupée sur un tour

Les courbes d'efforts expérimentaux moyennés sur un tour sont ensuite comparées aux données numériques équivalentes. Pour ce faire, il faut synchroniser les données temporelles provenant des expériences et de la simulation. Cette synchronisation se fait entre l'évolution du module de force de coupe (expérimental, courbe de module noire [figure 2.9b](#)) et la section de coupe totale (virtuelle, courbe "cumulative" noire sur la [figure 2.10](#)). Les signaux mesurés et simulés sont, si on ne dispose pas de signal de type top tour, alignés angulairement par corrélation.

Cette solution ne permet pas de synchroniser les signaux avec une précision suffisante à cause de fortes contributions dynamiques présentes à ces vitesses de coupe. La [figure 2.11a](#) montre les écarts induits par cette mauvaise estimation de la synchronisation. On note sur la zone en évidence que la section coupée est encore proche de sa valeur maximale alors que les efforts mesurés diminuent fortement. Cet instant correspond à la sortie d'une dent de la matière. Cet écart pourrait s'expliquer lorsque des phénomènes dynamiques, ou transitoires de sortie matière, interviennent et ont pour effet de fausser la synchronisation.

Pour palier à ces incertitudes un top tour a été mis en œuvre de manière à connaître le positionnement angulaire des dents de l'outil dans la matière durant les essais. La prise en compte de ce repérage angulaire a été introduite à l'outil d'identification de nesy2m. Dans notre cas le top tour se compose d'un capteur laser et d'un scotch réfléchissant positionné sur l'outil. La position angulaire des dents par rapport au bord du scotch (front montant ou descendant du signal du top tour) est relevée au banc de mesure outil avant les essais. Cette donnée est implémentée dans la simulation numérique et permet donc de synchroniser précisément les deux

signaux. La [figure 2.11b](#) présente la synchronisation des données avec la mise en place du top tour. Cette étape de synchronisation, incluant l'utilisation du top tour, est un préalable à toute approche par compensation dynamique.

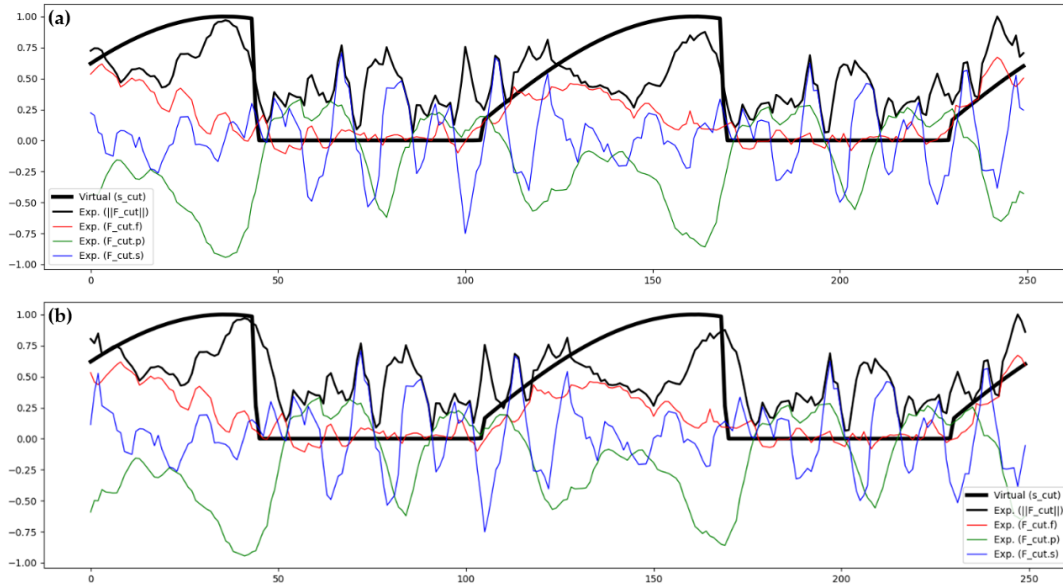


FIGURE 2.11 – Synchronisation dans signaux - (a) sans top tour - (b) avec top tour

Enfin, le logiciel d'aide à l'identification des lois de coupe optimise la valeur des paramètres de la loi de coupe afin de minimiser l'écart entre les efforts mesurés et calculés à l'aide des données virtuelles. Les résultats de cette optimisation permettent d'obtenir un calcul numérique des efforts de coupe reproduisant au mieux les essais, comme montré [figure 2.12](#) et [figure 2.13a](#). Ces paramètres de loi de coupe sont déterminés par méthode de moindres carrés entre la section coupée numérique et le module des efforts de coupe. Les lois de coupe sont exprimées de manière à être directement utilisables dans *nessy2m* pour renseigner une nouvelle loi de coupe et pouvoir l'utiliser lors d'une simulation d'usinage.

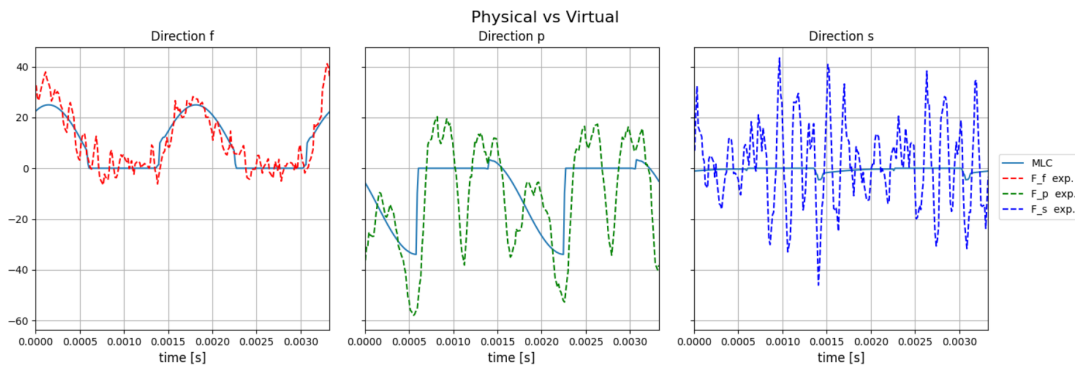
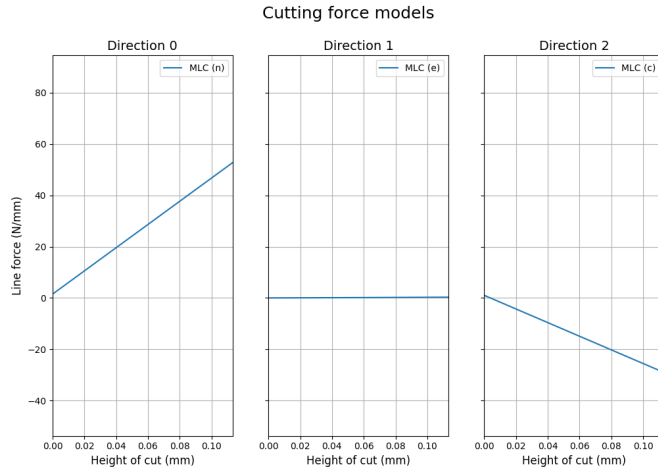


FIGURE 2.12 – Comparaison entre les efforts de coupe simulés et mesurés

	n	e	c
K	452.4	-53.8	-265.8
K_0	4.42	0.0	1.01

(a) Paramètres des lois de coupe, K et K_0 en [N]



(b) Représentation graphique de la loi de coupe

FIGURE 2.13 – Loi de coupe 6060-T6

On remarque ici que la représentation des essais par la loi de coupe et la simulation numérique fournit une bonne représentation de l'évolution du niveau moyen des efforts. Cependant, on notera aussi que les signaux expérimentaux sont encore parasités par de forts aspects dynamiques par rapport aux signaux théoriques. Du fait des vibrations de la table dynamométrique et de l'utilisation des moindres carrés, cette erreur est sensiblement supérieure à celle qui serait obtenue sans vibrations parasites.

2.2.3.3 Application au cas d'étude

Les oscillations observées sur les signaux expérimentaux sont proches d'une fréquence propre du système de mesure. Une partie des sollicitations dynamiques mesurées par la table Kistler ne provient pas de l'action de l'outil mais du comportement dynamique du système de mesure. Afin de pouvoir remonter aux efforts d'usinage réels, il est important de pouvoir annihiler cette contribution propre au moyen de mesure. Ce problème, accentué pour un usinage à grande vitesse et pour des cas de fraisages avec des phénomènes d'entrées des dents dans la matière pouvant présenter des chocs, est soulevé dans la littérature par [Girardin et al. \[2010\]](#), [Jemielniak et al. \[2016\]](#), [Curti \[2018\]](#). De nombreuses études présentent ces aspects et proposent des méthodes de compensation dynamique pour essayer de palier à ces biais de mesure. Il peut par exemple être utilisé un filtre identifié par méthode inverse ou un filtre de Kalman [Altintas and Park \[2004\]](#), [Scippa et al. \[2015\]](#).

Ces post-traitements des signaux expérimentaux permettent d'améliorer les mesure des efforts de coupe. Cependant leurs apports sont supposés limités. Dans notre cas les efforts dans la direction p (correspondant à l'axe \mathbf{X} de la machine) présentent un front descendant très marqué lors de la sortie matière. Bien que l'ajout du top tour ait permis un bon recalage de l'origine des signaux numériques et expérimentaux, la compensation dynamique impactera fortement cette

particularité de la coupe interrompue. Certaines méthodes proposent de compenser l'amplitude d'une fréquence donnée du système afin d'amoinrir la composante dynamique. Cependant, le signal a besoin d'un grand nombre d'harmoniques pour bien approcher ce front descendant par une décomposition de Fourier. Le spectre du module des efforts simulés le montre en [figure 2.14](#). De plus, un sonnage de la table Kistler dans la machine nous montre que les fréquences propres du moyen de mesure monté dans la machine sont nombreuses, voir [figure 2.15](#). Certains harmoniques de la fréquence de passage des dents correspondant à des fréquences propres du système comme 1800Hz qui est la fréquence commune la plus marquée.

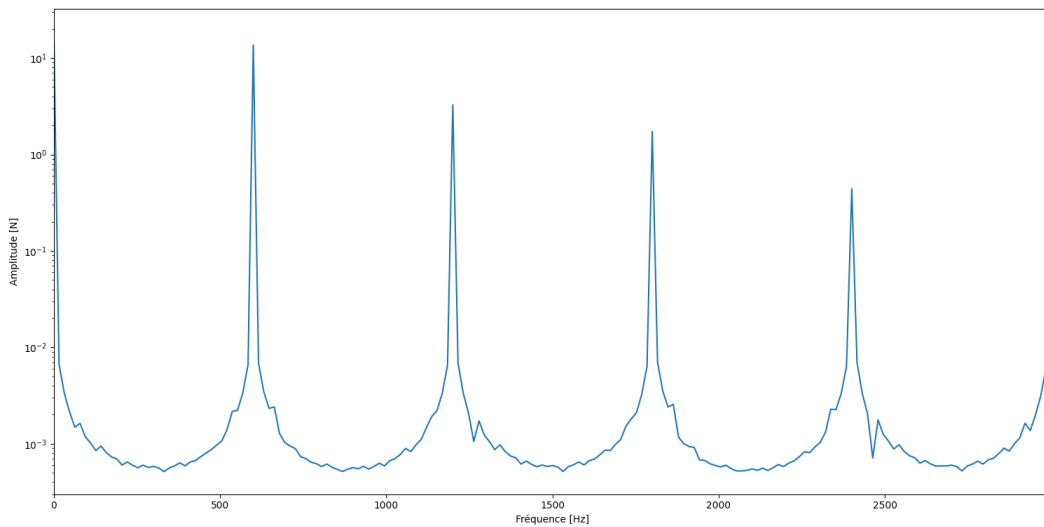


FIGURE 2.14 – Spectre fréquentiel efforts de coupe axe X

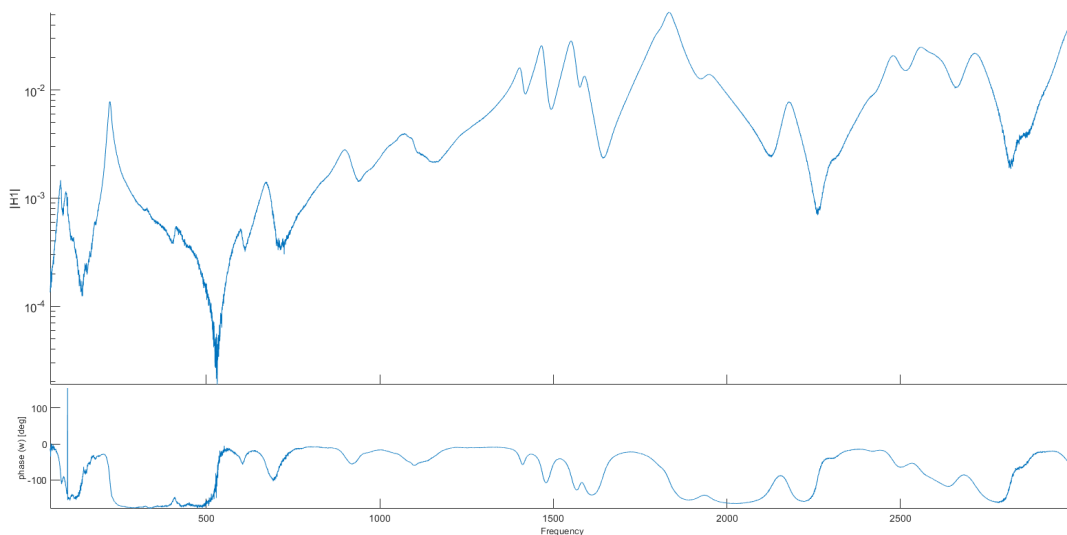


FIGURE 2.15 – Fonction de Réponse en Fréquence (FRF) en déplacement, suivant l'axe X, de la table dynamométrique

Dans ce contexte il devient alors délicat de découpler dans le signal les fréquences à compenser de celles utilisées pour la bonne représentation des efforts réels. Toutefois, ces éléments

seront étudiés au sein du développement du solveur nesy2m ultérieurement à la thèse, ces traitements resteront donc des perspectives aux travaux présentés.

2.2.4 Modélisation du comportement dynamique de l'outil

Dans notre cas d'étude, l'outil de surfacage est massif et rigide en comparaison à la pièce. Dans ce contexte, l'hypothèse qui est classiquement considérée est que l'outil, et donc ses parties actives, possèdent un mouvement de corps rigide. Cela signifie que les déformations du corps de l'outil et des plaquettes sont négligées. La souplesse du système, coté outil, dépend en effet principalement des modes de la broche et du support de broche. Pour nos simulations, des modes de corps rigide sont déduits d'essais de sonnage de l'outil en broche. On représente en [figure 2.16](#) l'instrumentation utilisée.

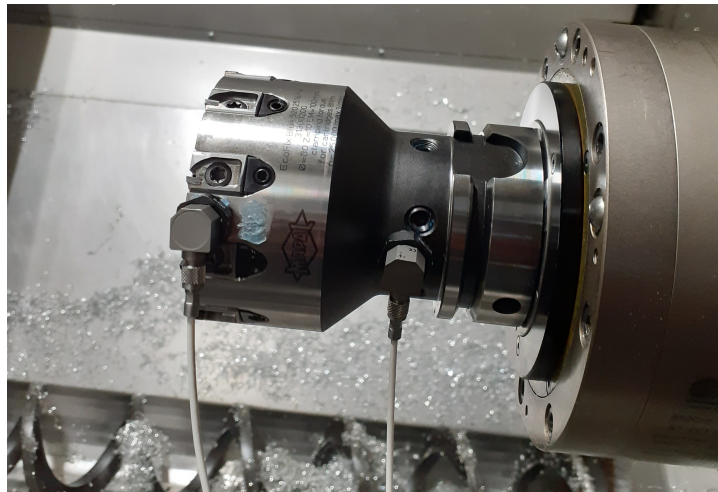


FIGURE 2.16 – Sonnance outil en broche

Pour le modèle numérique outil, un maillage permet de définir la géométrie du corps rigide considéré. Pour chaque mode propre mesuré expérimentalement, les déplacements de corps rigide ϕ_i sont associés au modèle. Ces déplacements sont exprimés aux points P_i dans les directions \underline{d}_i , correspondant aux points et aux directions de mesures. Les accélérations mesurées aux points P_i permettent de remonter aux déplacements $\underline{U}(P_i)$ de l'outil. L'utilisation simultanée de deux capteurs permet de déterminer les rotations en flexion $\underline{\theta}$ du système. Le déplacement $\underline{U}(P_i)$, mesuré dans la direction \underline{d}_i , est exprimé comme $U(P_i) = \underline{d}_i \cdot (\underline{U}(O_T) + \underline{\theta} \times \underline{O_T P_i})$. Il est ainsi possible de déterminer pour chaque mode propre le mouvement de solide rigide correspondant. Les fréquences propres et taux d'amortissement du système lié à l'outil et son attachement sont présentés par le [tableau 2.2](#)

2.2.5 Modélisation du comportement dynamique de la pièce

Le solveur nesy2m représente le comportement dynamique de la pièce, ou de l'outil, à l'aide d'une base réduite (méthode de Ritz) composée des modes propres du système, des fréquences propres, et des taux d'amortissement qui leurs sont associés. L'objectif du modèle numérique

Mode	Fréquence [Hz]	Taux amortissement [%]
1	253.3	0.25
2	253.3	0.25
3	299.0	0.34
4	299.0	0.34
5	544.8	1.83
6	544.8	1.83
7	613.9	0.66
8	613.9	0.66
9	691.1	0.74
10	691.1	0.74
11	718.9	0.91
12	718.9	0.91
13	793.2	1.04
14	793.2	1.04
15	867.9	1.21
16	867.9	1.21
17	893.2	1.03
18	893.2	1.03

TABLE 2.2 – Modes propres outil

sera donc de représenter au mieux les modes propres et les taux d'amortissement mesurés expérimentalement pour que le modèle réduit construit pour `nessy2m` soit représentatif du comportement en usinage. La représentation du comportement dynamique de la pièce, ou de l'outil, joue un rôle clé dans la fidélité des simulations vis-à-vis de la réalité. L'obtention de tels modèles n'est pas immédiate et le [chapitre 3](#) détaillera la mise en place et l'étude de ces modèles dynamiques.

2.3 Études de convergence `nessy2m`

L'objectif des études de convergence est de déterminer un jeu de paramètres de simulation tel que si on raffine ces paramètres d'entrée le résultat ne change que de manière suffisamment faible. Ce résultat peut osciller autour d'une valeur moyenne convergée. On considérera ainsi parfois la valeur moyenne de certains paramètres comme référence. Notre objectif est donc d'avoir une simulation globalement convergée pour un critère choisi, observable en sortie. Cette modélisation convergée devra être représentative des phénomènes physiques utiles et nécessaires pour représenter le comportement du système en usinage tout en étant la moins coûteuse possible en temps de calcul et taille de stockage.

Il est considéré ici une simulation cinématique pour étudier la capacité du tapis de dexels à bien représenter l'enlèvement de matière. Il est en effet important de discrétiser suffisamment la zone usinée afin d'évaluer fidèlement la quantité de matière coupée et donc par incidence les efforts de coupe. L'objectif ici est de garantir que le volume coupé par pas de temps est représenté par un nombre suffisant de dexels. La [figure 2.17](#) montre, pour une section plane,

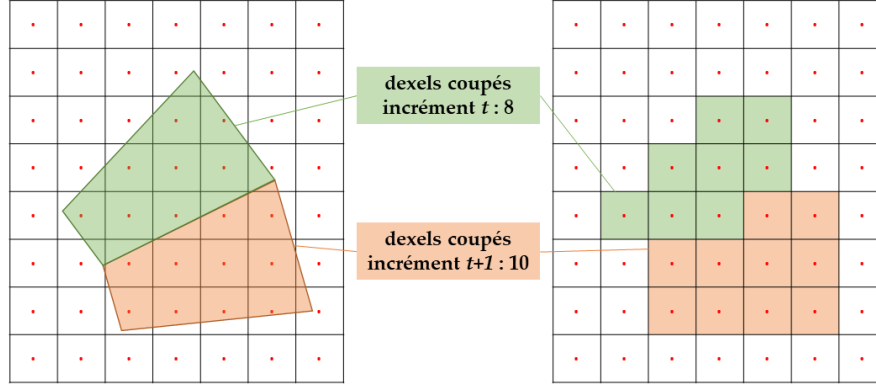


FIGURE 2.17 – Dexels balayés par un outil élémentaire sur deux incréments de temps successifs

le volume de dexels (représentés par la grille et avec leur axe en rouge) balayé lors de deux incréments de temps successif. On remarque que, de par la discrétisation par les dexels, le volume de matière coupée par pas de temps est approximé de manière irrégulière. L'incidence de cet aspect est que la section de matière coupée par chaque outil élémentaire, et donc les h_c et b_e déduit par le solveur `nessy2m`, sont impactés par cette discrétisation. Les efforts d'usinage, déduits par la loi de coupe et qui permettent de résoudre les équations de mouvement du système, sont affectés par cet aspect.

La [figure 2.17](#) permet de mettre en avant deux aspects majeurs des études de convergence. D'une part, l'approximation faite est déterminée par le raffinement du tapis de dexels. Plus le nombre de dexels balayés par incrément de temps sera grand, plus le volume de matière coupée discrétisé sera proche du volume de matière coupée réel. D'autre part, ce critère est fortement lié à la taille du volume à représenter par rapport à la taille des dexels. Plus l'incrément de temps sera faible, plus le volume balayé par un outil élémentaire sera petit et donc plus les dexels devront être fins pour représenter fidèlement ce dernier. On propose d'introduire ici un indicateur spécifique, le ratio R^d , pour exprimer cette interdépendance, avec V_c la vitesse de coupe, Δd la taille d'un dexel, et Δt le pas de temps :

$$R^d = \frac{\Delta d}{V_c \Delta t} \quad (2.1)$$

2.3.1 Convergence liée à la taille des dexels

Afin d'éviter un décompte exhaustif et coûteux numériquement du nombre de dexels actifs pour chaque pas de temps, on utilisera l'indicateur indirect R^d basé sur les données d'entrées de la simulation. Cette convergence est à réaliser pour chaque étude car elle dépend fortement des

paramètres de l'usinage considéré comme les conditions d'engagement de l'outil ou la trajectoire par exemple. Ce calcul a été réalisé pour différents pas de temps afin de conforter le choix du ratio R^d et s'assurer que le pas de temps choisi soit cohérent pour l'analyse. La convergence vis à vis de ce paramètre sera étudiée par la suite.

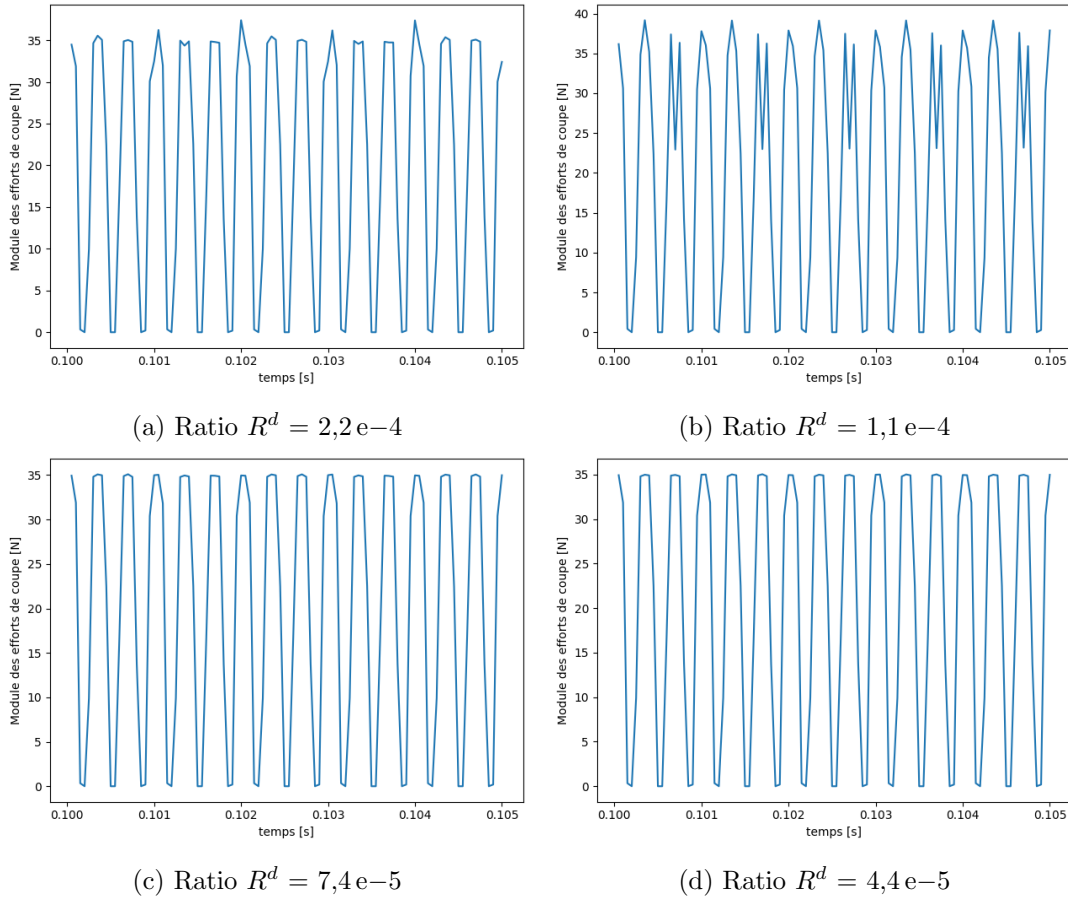


FIGURE 2.18 – Module des efforts de coupe pour $dt = 5,0e-5$ pour différents ratios R^d

La convergence globale des niveaux d'efforts étant déjà atteinte, on se basera sur l'observation des phénomènes locaux et l'évolution des signaux temporels présentés en [figure 2.18](#) correspond à la ligne pour $dt = 5,0e-5$ de la [figure 2.19](#). On remarque que les efforts présentent des variations locales qui sont imputables au phénomène de discrétisation présenté précédemment. On remarque que ce phénomène tend à converger vers un profil d'effort répétable. La [sous-section 2.3.3](#) permettra de montrer que ce niveau de convergence des efforts est suffisant pour obtenir une simulation dynamique convergée et pour représenter de manière acceptable le comportement du système en usinage.

A partir d'un ratio $R^d = 7,4e-5$ on n'observe plus de variation significative des quantités simulées (variation de l'ordre du pourcent). Ce ratio permet, dans le cadre d'une simulation cinématique, de garantir un calcul du volume de matière coupée par pas de temps suffisamment convergé. Les efforts de coupe ensuite calculés avec la loi de coupe seront donc convergés également.

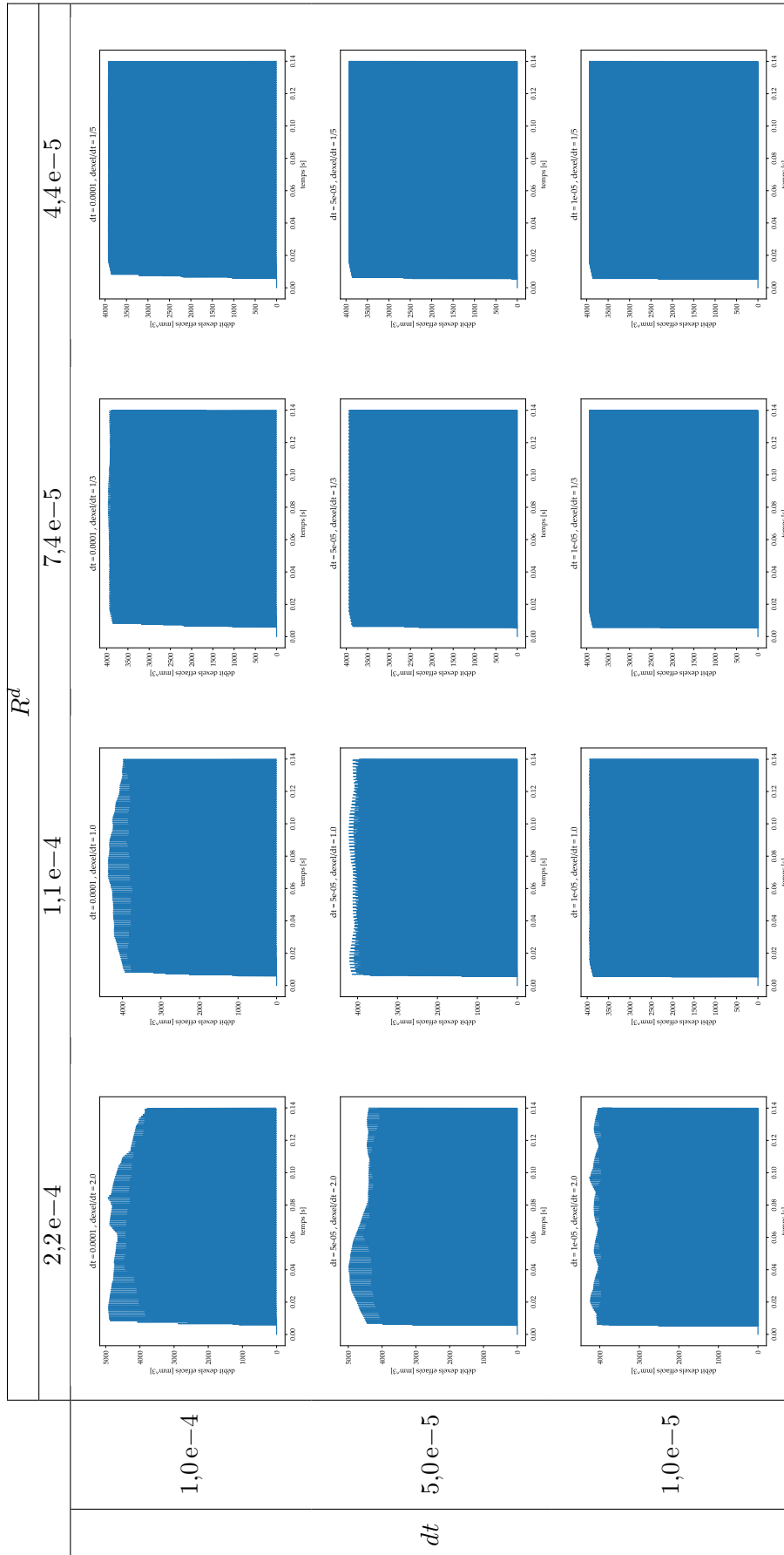


FIGURE 2.19 – Convergence du débit de dexels effacés en (mm^3/s) en fonction du ratio R^d

2.3.2 Convergence liée au pas de temps

La convergence de pas de temps est issue de plusieurs critères de convergence. Nous retiendrons, dans notre cas, trois principaux aspects majeurs induits par le choix du pas de temps : l'erreur à la corde induite lors de la discrétisation de la trajectoire des dents, la bonne représentation de la plus haute fréquence propre du modèle de simulation et de la convergence du schéma d'intégration numérique. Dans cette section, on s'attachera à étudier la convergence de la discrétisation de la trajectoire des dents. Il sera vérifié par la suite que le pas de temps choisi permet de bien représenter l'ensemble des fréquences considérées. On utilisera, comme précédemment, la quantité de matière coupée comme indicateur dans le cadre d'une simulation statique. La documentation du solveur nesy2m [Lorong et al. \[2023\]](#) présente l'erreur induite sur l'épaisseur de copeaux par la discrétisation de la trajectoire. La [figure 2.20](#) présente la discrétisation de la trajectoire d'une dent. L'épaisseur de copeaux théorique est notée h , l'approximation de cette valeur par la trajectoire discrétisée est notée \tilde{h} , l'erreur est notée $e = h - \tilde{h}$.

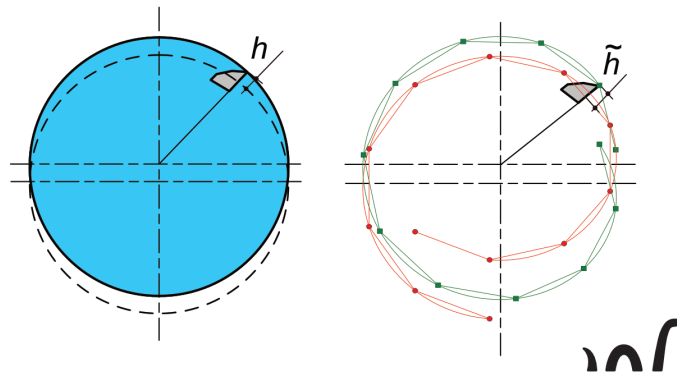


FIGURE 2.20 – Discretisation de la trajectoire d'une dent - Source : [Lorong et al. \[2023\]](#)

L'utilisateur peut calculer le pas de temps Δt tel que l'erreur e soit inférieure à un pourcentage choisi de l'épaisseur de copeaux maximale h_{max} . On notera l'erreur à la corde associée à l'épaisseur de copeaux théorique maximale $\eta^c = \frac{e}{h_{max}}$. Dans notre cas, l'erreur dépendra des paramètres d'usinage définissant la géométrie de la trajectoire d'une dent : la vitesse de rotation de l'outil ω et son rayon R . L'équation 2.2 définit le pas de temps maximal pour une erreur η^c choisie. Pour cette étude on choisira arbitrairement $\eta^c < 2.5\%$ avec une vitesse de rotation d'outil de $N = 18000 \text{ tr.min}^{-1}$ et $R = 40 \text{ mm}$. On obtient à l'aide de l'équation 2.2 un pas de temps maximum de $5,27 \cdot 10^{-5} \text{ s}$.

$$\Delta t \leq \frac{2}{\omega} \cos^{-1} \left(1 - \frac{\eta^c h_{max}}{R} \right) \quad (2.2)$$

La [figure 2.21](#) montre une étude de convergence correspondante issue des données présentées par la [figure 2.19](#). On note ici que la quantité de matière usinée est déjà bien convergée pour l'ensemble des pas de temps préalablement choisis. Le choix d'un pas de temps inférieur (comme

$1,0 \cdot 10^{-5}$ s) n'améliorera pas significativement la simulation. On retiendra donc le pas de temps de $5,0 \cdot 10^{-5}$ s pour une erreur de $\Delta flow = 2,25\%$, d'après l'équation 2.3 où $flow_{moyen}^{REF}$ et $flow_{moyen}^i$ représentent les débits numériques de matière usinée moyens, respectivement pour la plus faible valeur de R^d , utilisé comme référence, et pour la $i^{ème}$ simulation.

$$\Delta flow = 100 \times \frac{flow_{moyen}^{REF} - flow_{moyen}^i}{flow_{moyen}^{REF}} \quad (2.3)$$

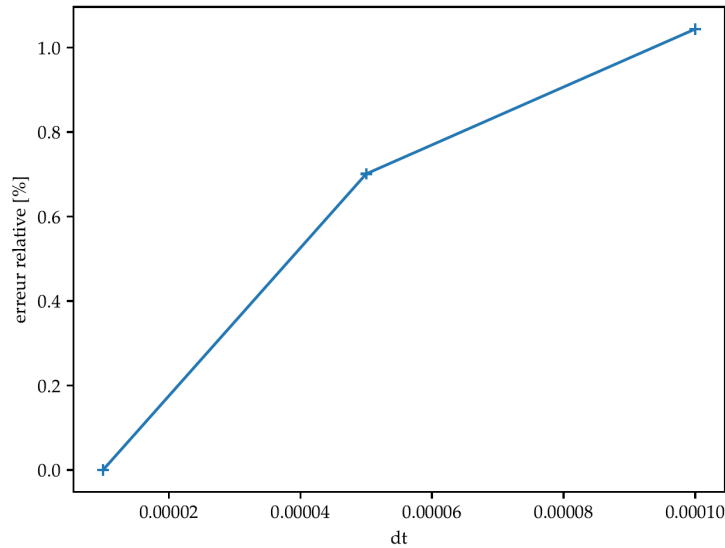


FIGURE 2.21 – Convergence du débit de matière coupée vis-à-vis du pas de temps

2.3.3 Convergence liée au nombre de modes du modèle dynamique pièce

2.3.3.1 Impact de la réduction de modèle sur le comportement statique de la pièce

Dans le cadre de vibrations forcées, on cherchera à estimer si le modèle réduit, et notamment l'approximation des déplacements de la pièce par un faible nombre de modes propres, permet de représenter fidèlement les déformations quasi-statiques.

Pour ce faire des efforts individuels de 30N, valeur correspondante aux efforts de coupe moyens hors vibrations dans la direction \mathbf{X} , sont appliqués en différents points de la pièce et la déflexion induite est mesurée. La figure 2.22 montre l'ensemble des points d'application des efforts par un trait rose.

Les déformations statiques obtenues en fonction du nombre de modes utilisés dans le modèle dynamique sont ensuite comparées aux résultats de la simulation numérique statique équivalente, voir figure 2.23. On remarque que la base de Ritz converge vers une solution plus souple que la simulation statique. L'ajout de modes plus hautes fréquences permettrait de répartir l'énergie de déformation sur plusieurs modes et donc de limiter le déplacement des neuf premiers modes nécessaires pour représenter le déplacement de la zone d'intérêt. La convergence de l'erreur relative en souplesse est exprimée au point centrale de la pièce (à la position 200 mm) en

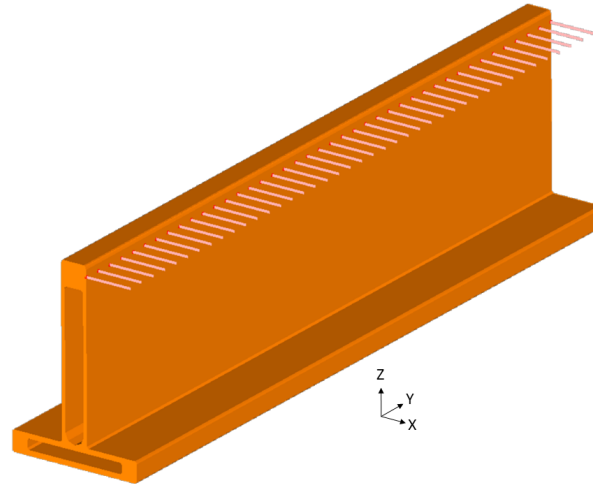


FIGURE 2.22 – Localisation et direction des efforts appliqués individuellement pour analyser la déformée statique pièce

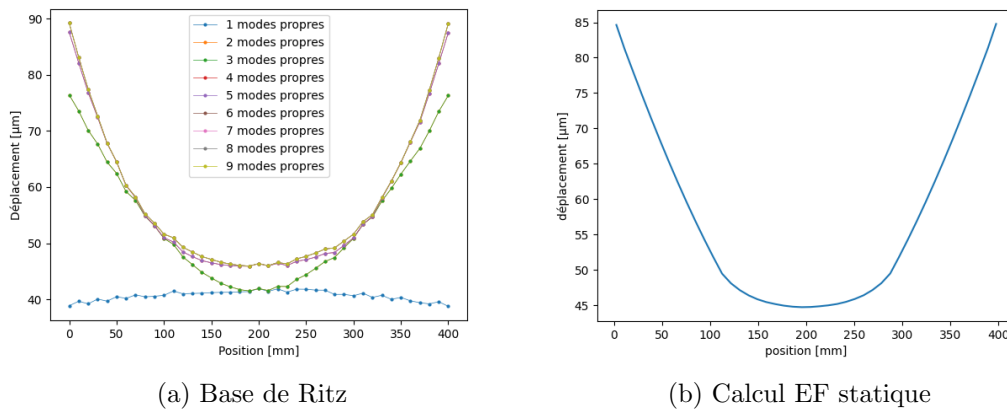


FIGURE 2.23 – Comparaison des déplacements approchés par la base de Ritz (en fonction du nombre de modes) et du calcul statique EF

figure 2.24. Cette figure confirme les observations réalisées en figure 2.24 et valide la convergence du comportement du système représenté par les quatre premiers modes.

2.3.3.2 Erreur en profil d'ondulation le long de la trajectoire

L'étude de convergence est basée sur l'ondulation extraite le long de la trajectoire en $Y = 0$. Ce profil est ensuite filtré avec une longueur de coupure de 0.25mm pour ne retenir que l'état de surface de l'ordre de l'ondulation. On analysera l'écart des valeurs d'ondulations Wt avec le plus grand nombre de modes (80^{ème} mode à 6274 Hz) et le cas considéré. Les simulations ont été réalisées pour chaque dizaine de modes avec un raffinement pour les dix premiers et autour de la fréquence de passage des dents de l'outil (3000Hz) et son premier harmonique (6000Hz). Ces fréquences particulières de l'outil sont mises en avant sur la figure 2.27 avec le premier mode à 215Hz. Cette figure montre la convergence en erreur relative point à point du profil de la surface filtré en ondulation.

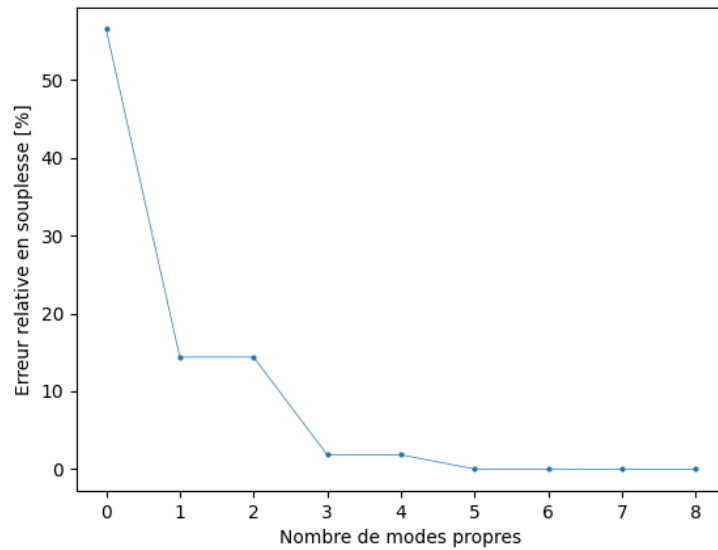


FIGURE 2.24 – Convergence de la souplesse pièce en fonction du nombre de modes dans la base de Ritz

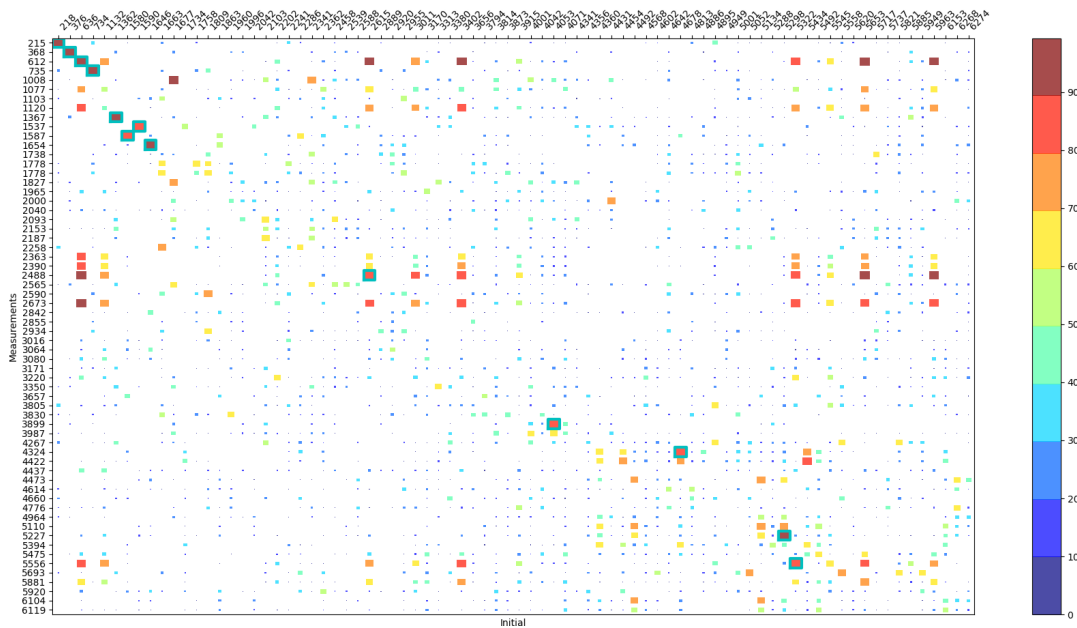


FIGURE 2.25 – MAC matrix fréquence

L'analyse modale expérimentale pour une plage de fréquences allant jusqu'à 6000 Hertz n'a pas permis d'appairer l'ensemble des modes numériques et expérimentaux, voir MAC en [figure 2.25](#). Une bonne identification des taux d'amortissements modaux expérimentaux n'est donc pas disponible pour définir de manière fidèle un taux d'amortissement individualisé. Il a été choisi d'utiliser un taux d'amortissement identique pour l'ensemble des modes comme utilisé dans [Lorong et al. \[2012\]](#) pour démontrer l'influence du paramètre. La valeur retenue est de $\xi = 0,3\%$ et est représentative de la valeur moyenne des neufs premiers modes du système,

voir [tableau 3.4](#).

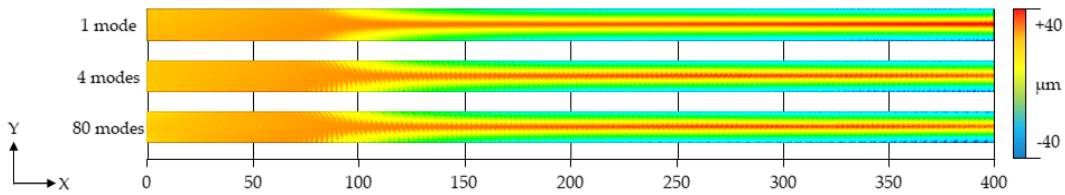


FIGURE 2.26 – Extraction du tapis de dexels pour les simulations à 1, 4 et 80 modes

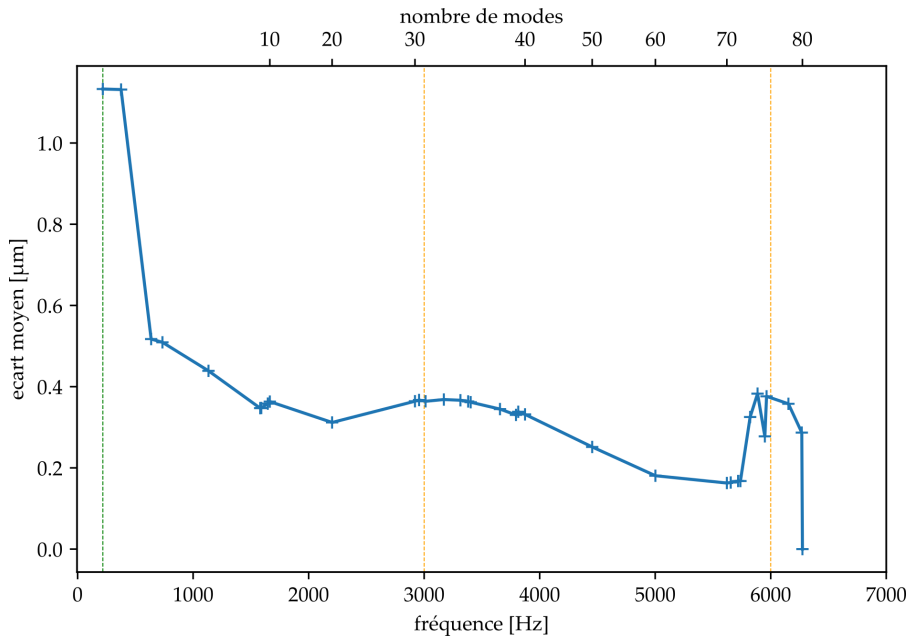


FIGURE 2.27 – Convergence en nombre de modes

La [figure 2.26](#) présente les extractions des tapis de dexels pour les simulations avec 1, 4 et 80 modes qui confirment visuellement, sur la globalité de la surface, les tendances observées avec la convergence en [figure 2.27](#). On remarque une amélioration nette en incluant le 3^{ème} mode. L'analyse faite de cette observation est que les deux premiers modes permettent de bien reproduire les déplacements latéraux de la surface alors que le 3^{ème} mode permet de représenter les déplacements verticaux de la zone usinée, voir la [figure 2.28](#) pour les déformées modales correspondantes.

2.3.3.3 Erreur en ondulations locales

L'objectif d'un usage industriel est de pouvoir prédire la qualité pièce dans une zone de la surface usinée prédéterminée (tolérance élevée, risque vibratoire important). Pour notre cas d'étude il est nécessaire de vérifier la convergence locale du critère W_t pour différentes localisations sur la pièce correspondantes à différents comportements en usinage. On analysera plusieurs profils centrés en Y sur la zone usinée, voir [figure 2.26](#), et répartis tous les 50mm, en débutant à 25mm du bord, sur l'ensemble de la longueur de la pièce. Des ondulations locales

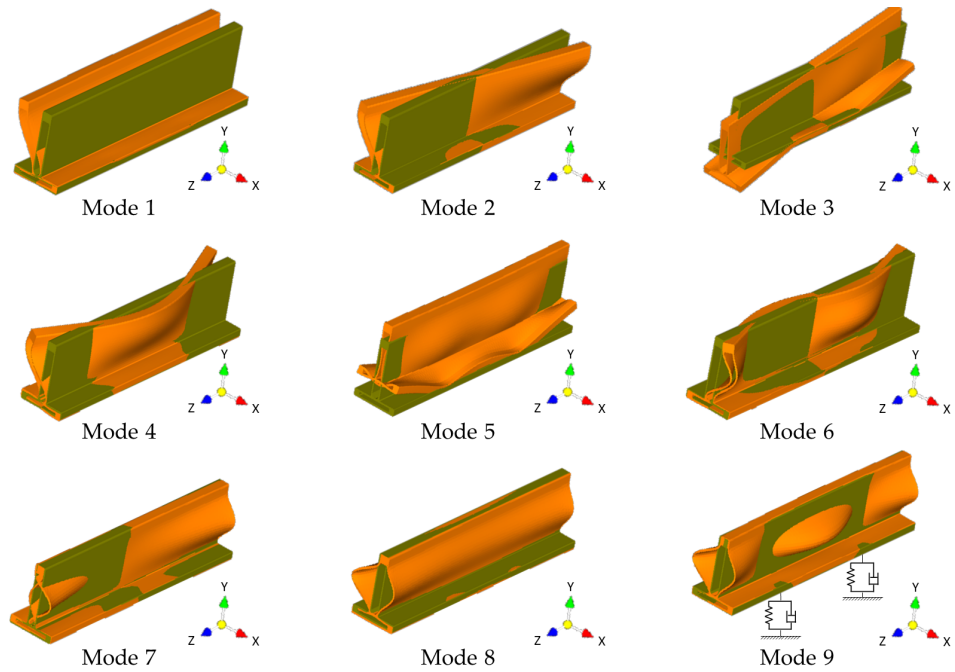


FIGURE 2.28 – Premières formes modales de la pièce bridée

calculées d'après la norme NF EN ISO 21920-2 permettent de caractériser la convergence locale de l'état de surface pour des zones présentant des vibrations ou un état de surface acceptable. La [figure 2.29](#) montre que les premiers modes sont suffisants pour approcher convenablement le comportement de la pièce tel qu'il peut être représenté avec un grand nombre de modes, ce qui est en accord avec la convergence du profil global présentée en [figure 2.27](#).

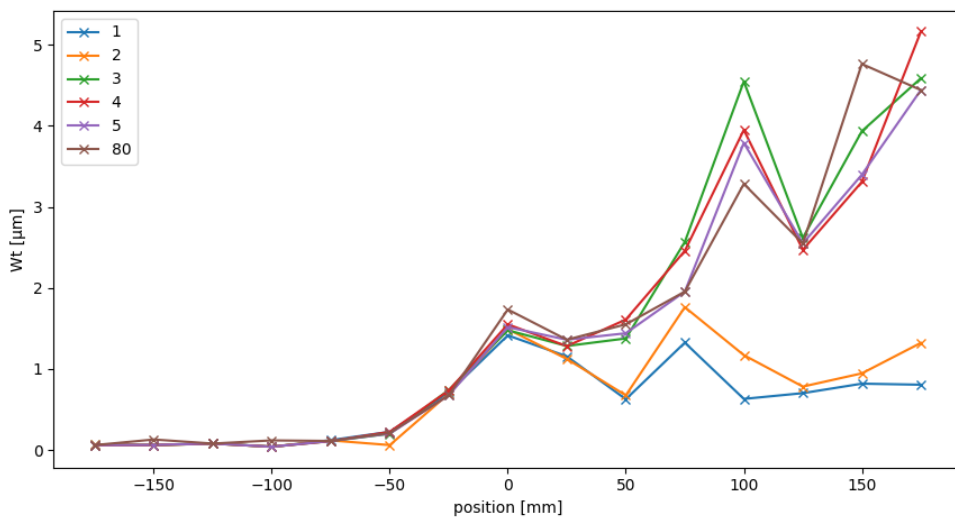


FIGURE 2.29 – Convergence d'ondulations W_t locales

2.4 Conclusion

Les éléments nécessaires pour réaliser une simulation numérique d'usinage utilisant le solveur nassy2m ont été présentés pour le cas d'études considéré dans la thèse. Le [chapitre 3](#) présentera plus en détail l'obtention du modèle dynamique de la pièce. Les études de convergence ont été réalisées afin de s'assurer de la bonne approximation numérique de la simulation. Le [chapitre 5](#) utilisera les modèles présentés pour réaliser une analyse du comportement de la simulation d'usinage du système vis-à-vis de certains modèles en entrée.

Une des limitations présentée dans ce chapitre est la difficulté d'obtention d'une loi de coupe pour de grandes vitesses de rotation de l'outil. Les forts couplages dynamiques liés aux variations nettes d'effort de coupe lors de l'entrée et/ou la sortie d'une dent de la matière en surfacage rendent l'exploitation des efforts mesurés difficile. Cependant le niveau d'effort moyen est bien représenté par la loi de coupe retenue. Le [chapitre 5](#) présentera la sensibilité des résultats de simulation d'usinage à la variation de ce paramètre d'entrée du solveur nassy2m.

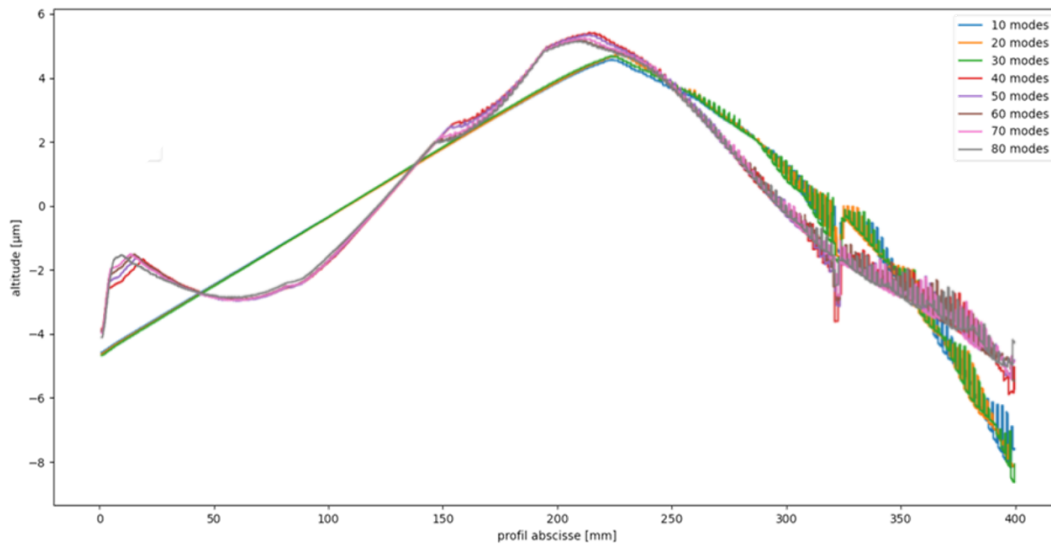


FIGURE 2.30 – Convergence du profil brut en $Y = 0$

Pour notre cas d'étude, les premiers modes de la pièce sont très inférieurs à la fréquence de passage des dents. La convergence de l'état de surface simulé par rapport au nombre de modes utilisés dans le modèle dynamique pièce a été étudiée jusqu'à une fréquence deux fois supérieure à la fréquence de passage de dents pour s'assurer que l'ensemble des phénomènes dynamiques sont bien représentés. L'utilisation des quatre premiers modes dans la création du modèle dynamique permet d'atteindre la convergence du profil d'ondulation comme montré précédemment. Il est cependant à noter que l'observation du profil brut centré montre que le nombre de modes a un impact dans le cadre d'une analyse plus poussée de la génération de la surface usinée, voir la [figure 2.30](#). L'incidence de la considération d'un grand nombre de modes dans la modèle dynamique de la pièce produit une évolution de faible amplitude, de l'ordre du

micromètre. Cette variation d'état de surface est négligeable dans l'estimation de l'apparition des vibrations pour le pré-dimensionnement d'une opération d'usinage mais peut impacter la finesse d'une analyse plus avancée.

Chapitre 3

Modélisation du comportement dynamique de la pièce bridée

Résumé

Après un rappel sur quelques notions d'analyse modale expérimentale, les méthodologies d'obtention et de recalage du modèle dynamique de la pièce (libre puis bridée), pour une utilisation par le solveur nesy2m, sont présentées. Les incertitudes d'identification des paramètres modaux liées aux non-linéarités observées sur certains modes sont mises en évidence. Les simplifications faites sur les modèles de bridage sont étudiées pour analyser la prédictivité des modèles développés.

Sommaire

3.1	Introduction	59
3.2	Analyse modale expérimentale	59
3.2.1	Identification non paramétrique	59
3.2.2	Identification paramétrique	61
3.3	Modèle dynamique de la pièce libre	65
3.3.1	Modèle EF de la pièce libre	65
3.3.1.1	Modèle par éléments volumiques de la pièce libre	65
3.3.1.2	Modèle par éléments coques de la pièce libre	66
3.3.1.3	Comparaison modèle EF volumique / modèle EF coques	67
3.3.2	Recalage du modèle EF de la pièce libre	68
3.3.3	Conclusion sur la dispersion du modèle structurel de la pièce libre	69
3.4	Recalage du modèle dynamique de la pièce bridée	70
3.4.1	Présentation du modèle de bridage utilisé : implémentation du nœud maître et introduction du modèle de Kelvin-Voigt	71
3.4.2	Identification paramétrique de la pièce bridée	71
3.4.3	Impact de l'enlèvement de matière sur le comportement dynamique de la pièce	72
3.4.4	Méthodologie de recalage du modèle de bridage de Kelvin-Voigt	73
3.4.4.1	Construction du modèle réduit par approche de type MacNeal	73
3.4.4.2	Méthodologie de recalage des paramètres de raideur	74
3.4.4.3	Méthodologie de recalage des paramètres d'amortissements	76
3.4.4.4	Confrontation du modèle dynamique de la pièce bridée avec le modèle pôles-résidus	77
3.4.5	Conclusions sur la méthode de recalage proposée	79
3.5	Apparition des non-linéarités sur certains modes	79
3.5.1	Mise en évidence des non-linéarités et de leur incidence	79
3.5.2	Identification pour l'ensemble des localisations d'impacts	80
3.5.3	Répétition des impacts en un point d'excitation	82
3.5.4	Conclusion sur l'analyse des non-linéarités	83
3.6	Modèles pour le bureau d'études	85
3.6.1	Modèle de bridage	85
3.6.2	Utilisation d'un modèle structurel dégradé	85
3.6.3	Repositionnement du modèle recalé pour estimer sa prédictibilité	87
3.6.4	Conclusion sur les modèles pour le bureau d'études	87
3.7	Conclusion	88

3.1 Introduction

Les modèles dynamiques pour le solveur nesy2m sont construits à partir d'une base modale. Pour le comportement de la pièce ou de l'outil on cherche à représenter le plus fidèlement possible, pour des formes modales appairées, les mesures de fréquences propres et de taux d'amortissement expérimentaux (dans la version actuelle de nesy2m seul l'amortissement visqueux linéaire est implémenté).

Ce chapitre débute par quelques rappels sur l'analyse modale expérimentale. Les concepts introduits sont illustrés par des mesures réalisées sur la traverse ce qui permet une première familiarisation avec les particularités de cette dernière.

On procède ensuite en deux temps en présentant le recalage du modèle dynamique de la pièce libre puis de la pièce bridée avec le modèle de bridage de Kelvin-Voigt associé. Les incertitudes liées à l'identification paramétrique des modes sont ensuite mises en évidence vis-à-vis des non-linéarités indiquées par les FRF. Enfin, la simplification des modèles de bridage et la capacité prédictive des modèles de bridage sont étudiées.

3.2 Analyse modale expérimentale

Cette section a pour but d'introduire les notions d'analyse modale qui sont utilisées par la suite. Les démarches d'identifications, non-paramétrique et paramétrique, détaillent notamment les mesures du système réalisées ainsi que les traitements permettant d'aboutir au modèle en réponse du système.

3.2.1 Identification non paramétrique

Le modèle modal permet de définir les amplitudes des vibrations en tout point du système. On pourra ainsi définir, pour chaque mode, les zones où les déplacements sont nuls, qui sont appelées les nœuds du mode, et les zones où le déplacement est localement maximal, qui sont appelées les ventres du mode. Ces zones dépendent des formes modales et sont propres à chaque mode. Certaines zones de la pièce ont une réponse vibratoire plus importante et ainsi plus aisément mesurable selon les modes.

Le comportement dynamique d'un système peut être caractérisé expérimentalement par la mesure de Fonctions de Réponses en Fréquence (FRF). Ces mesures sont des fonctions de transfert force-accélération (accélération) du système. Différentes technologies peuvent être utilisées pour appliquer et mesurer les niveaux d'excitations introduites dans le système (capteurs piézo-électriques, pot vibrant, impact marteau, impulsion laser) et les niveaux de vibrations générées (accéléromètres, capteurs piézoélectriques, scan laser). Dans notre cas, les essais seront réalisés avec un marteau dynamométrique et des accéléromètres, voir [figure 3.1](#). La démarche utilisée correspond à celle présentée dans des ouvrages généralistes tels que [Ewins \[2000\]](#), [Altintas \[2012\]](#).

Les signaux temporels ont été obtenus avec des accéléromètres Kistler (référence 8702B500) une carte d'acquisition Nationale Instrument 9234 et le logiciel Labview. On notera $f(t)$ le signal

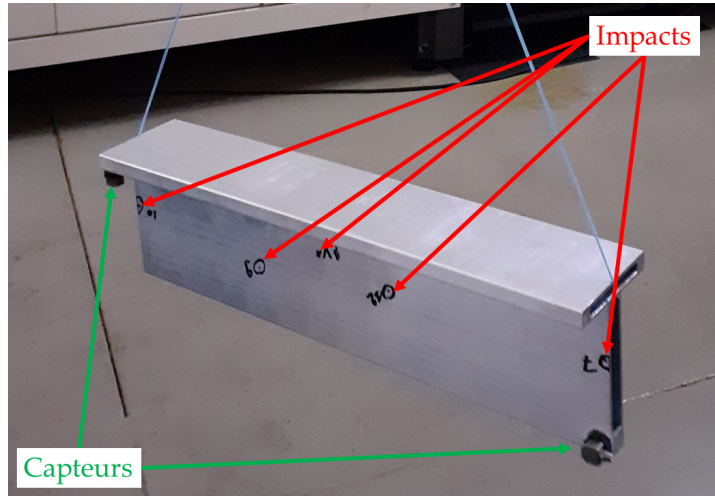


FIGURE 3.1 – Placement des capteurs et emplacements des excitations au marteau d'impact

temporel de l'effort appliqué en entrée et $x(t)$ le signal temporel mesuré en sortie (accélération). La transformée de Fourier discrète est ensuite appliquée pour obtenir leurs spectres $F(\omega)$ et $X(\omega)$. La FRF de ces signaux est défini par l'équation 3.1. Si le système est linéaire, $H(\omega)$ est indépendante de l'amplitude de X .

$$H(\omega) = \frac{X(\omega) + N(\omega)}{F(\omega) + M(\omega)} \quad (3.1)$$

où cette définition prends en compte le bruit de mesure inclus dans les signaux, dont les spectres sont notés $M(\omega)$ pour le bruit sur l'entrée et $N(\omega)$ pour le bruit sur la sortie. L'hypothèse considérée est que le bruit mesuré est décorrélié du comportement du système. L'introduction des spectres d'autocorrélation et des spectres de corrélation croisée définis par l'équation 3.2 permettent de réduire l'effet d'un tel bruit de mesure en annulant les spectres croisés entre les composantes physiques des signaux et le bruit. Les termes non nuls liés aux bruits sont donc le bruit autocorrélé sur l'entrée S_{MM} et le bruit autocorrélé sur la sortie S_{NN} .

$$S_{XX}(\omega) = X(\omega) \cdot X^*(\omega) \quad (3.2a)$$

$$S_{FF}(\omega) = F(\omega) \cdot F^*(\omega) \quad (3.2b)$$

$$S_{XF}(\omega) = X(\omega) \cdot F^*(\omega) = F(\omega) \cdot X^*(\omega) = S_{FX}(\omega) \quad (3.2c)$$

$$S_{MM}(\omega) = M(\omega) \cdot M^*(\omega) \quad (3.2d)$$

$$S_{NN}(\omega) = N(\omega) \cdot N^*(\omega) \quad (3.2e)$$

Dans l'hypothèse d'un bruit M ou N sont décorréllés entre eux et avec X et F . L'équation 3.1 devient :

$$H(\omega) = \frac{S_{XF}(\omega)}{S_{FF}(\omega) + S_{MM}(\omega)} = \frac{S_{XX}(\omega) + S_{NN}(\omega)}{S_{FX}(\omega)} \quad (3.3)$$

Pour amoindrir l'impact du bruit, plusieurs mesures sont réalisées pour moyenniser les spectres croisés calculés précédemment. On note N_m le nombre de mesures réalisées et $\overline{S(\omega)}$ les spectres croisés moyennés.

$$\overline{S_{XF}(\omega)} = \frac{1}{N_m} \cdot \sum_{n=1}^{N_m} [X(\omega) \cdot F^*(\omega)] \quad (3.4)$$

La démarche présentée ici permet de définir par l'équation 3.5 l'estimateur H_1 qui minimise l'impact du bruit par rapport à l'entrée.

$$H_1(\omega) = \frac{\overline{S_{XF}(\omega)}}{\overline{S_{FF}(\omega)} + \overline{S_{MM}(\omega)}} \quad (3.5)$$

L'estimateur H_2 , défini par l'équation 3.6, minimise l'erreur liée au bruit par rapport à la sortie.

$$H_2(\omega) = \frac{\overline{S_{XX}(\omega)} + \overline{S_{NN}(\omega)}}{\overline{S_{XF}(\omega)}} \quad (3.6)$$

Les estimateurs ainsi définis suite à l'analyse modale expérimentale constituent l'identification non-paramétrique du système. Les FRF seront représentées sous forme de diagrammes amplitude-phase tel que montré figure 3.2. Sur cette figure, l'estimateur H_1 correspond à une mesure colocalisée (impact marteau en vis-à-vis d'un accéléromètre placé près de la surface usinée de la traverse) réalisée sur la traverse 400mm.

Dans un système idéalement linéaire, et exempt de bruit, on a $H_1 = H_2$. La fonction de cohérence γ^2 est définie par l'équation 3.7. Une valeur de $\gamma^2(\omega)$ proche de 1 indique un comportement linéaire entre l'entrée et la sortie, tandis qu'une valeur proche de 0 indique la présence importante de bruits ou de phénomènes physiques induisant des non-linéarités.

$$\gamma^2 = \frac{H_1(\omega)}{H_2(\omega)} \quad (3.7)$$

La démarche est adaptable à d'autres grandeurs mesurables comme la vitesse ou le déplacement.

Dans notre cas, on choisira d'utiliser l'hypothèse de réciprocité du système qui permet d'inverser les points de mesures et d'excitations et d'avoir $H(\omega)_{pq} = H(\omega)_{qp}$. Ce choix est fait pour éviter de multiplier le nombre d'accéléromètres sur les parois minces et sur la pièce de manière générale. L'ajout des masses correspondantes aux capteurs modifie quelque peu le comportement du système. La simulation inclura cet aspect.

3.2.2 Identification paramétrique

L'objectif d'une identification paramétrique est d'extraire un modèle mathématique représentant les FRF obtenues expérimentalement. Dans notre cas, une FRF est mesurée sur un système afin de caractériser son comportement dynamique. Il sera utilisé une identification locale en fréquence (voir Balmès [1996]). Ceci permet un gain de précision des résultats de

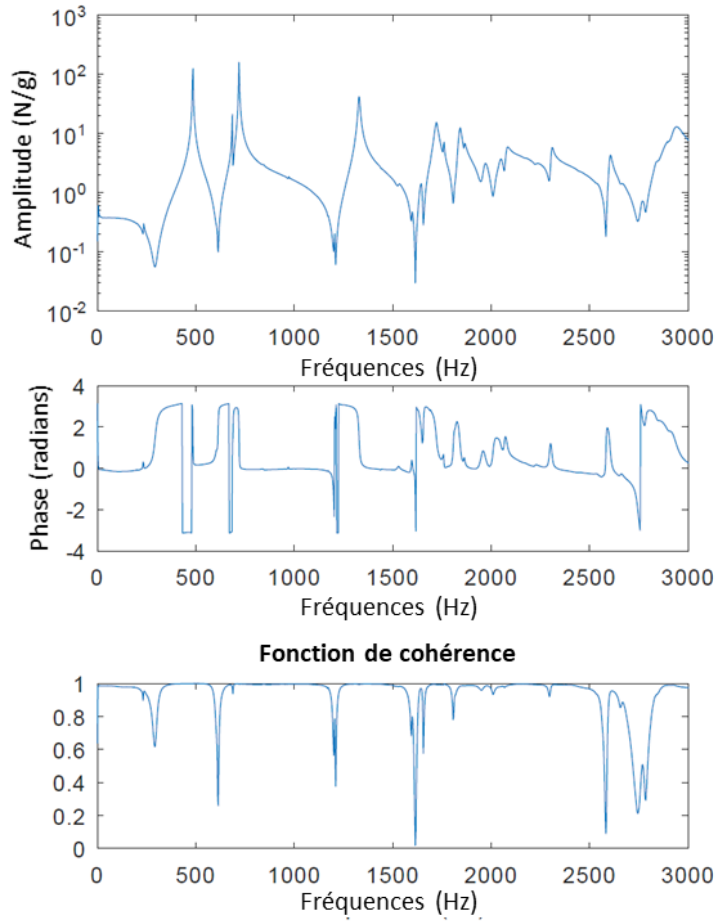


FIGURE 3.2 – Exemple d’identification non paramétrique - Mesure colocalisée Traverse 400mm

manière locale. Le solveur nesy2m utilise une base modale pour représenter le comportement du système en usinage. Il est notamment important de bien identifier les pôles (fréquences et taux d’amortissement). On cherche à présenter ici une méthode d’identification du modèle pôles-résidus. Pour ce faire, on s’appuie sur [Ewins \[2000\]](#).

Les FRF expérimentales sont notées $H_{jk}^{exp}(\omega)$. Les valeurs théoriques associées sont exprimées par :

$$H_{jk}^{model}(\omega) = \sum_{s=1}^N \frac{A_{jk}^s}{\omega_s^2 - \omega^2 + 2i\xi_s\omega_s\omega} + \frac{1}{K_{jk}^R} - \frac{1}{\omega^2 M_{jk}^R} \quad (3.8)$$

avec ω_s , ξ_s et A_{jk}^s à déterminer pour l’ensemble des $j \times k$ signaux afin de représenter les N modes par leurs pulsations propres, taux d’amortissement modaux et amplitudes respectivement. Les termes résiduels $\frac{1}{K_{jk}^R}$ et $\frac{1}{\omega^2 M_{jk}^R}$ correspondent, respectivement, aux contributions statiques et à hautes fréquences des modes ayant une fréquence propre éloignée de la plage fréquentielle considérée. Les paramètres K_{jk}^R et M_{jk}^R sont également à déterminer.

Soit l'erreur totale :

$$E_{jk} = \sum_{\ell=1}^p \epsilon_{\ell} = \sum_{\ell=1}^p \left| H_{jk}^{exp}(\omega_{\ell}) - H_{jk}^{modèle}(\omega_{\ell}) \right| \quad (3.9)$$

L'objectif de l'identification paramétrique expérimentale est de trouver le jeu de paramètres A_{jk}^s , ω_s , ξ_s , K_{jk}^R et M_{jk}^R minimisant cette erreur de manière à ce que ce jeu de paramètres, $H^{modèle}$ représente au mieux la FRF expérimentale.

La matrice de MAC (« *Modal Assurance Criterion* », voir [Pastor et al. \[2012\]](#)) permet de déterminer la similitude de deux formes modales exprimées sur un même maillage. Ce maillage peut-être le maillage complet d'un modèle EF ou bien un maillage très partiel, comme c'est souvent le cas pour des mesures expérimentales. L'équation 3.10 définit le calcul du MAC avec $\underline{\phi}_m$ le $m^{ième}$ mode mesuré et $\underline{\phi}_n$ le $n^{ième}$ mode numérique, définissant ainsi le terme (m, n) de la matrice de MAC. Lorsque la valeur d'indices (m, n) du MAC est proche de 1 (ou 100%), cela signifie que le mode m calculé correspond à le mode n expérimental. Pour des modes identiques et classés dans le même ordre, on obtient des valeurs de 100% sur la diagonale de la matrice de MAC. Il est donc important de placer les capteurs de sorte que chaque mode ait une mesure qui n'a pas de correspondance avec les mesures des autres modes. Ils sont donc tous individuellement différenciables et identifiables.

$$MAC(m, n) = \frac{\left| \underline{\phi}_n^T \underline{\phi}_m \right|^2}{\left(\underline{\phi}_n^T \underline{\phi}_n \right) \left(\underline{\phi}_m^T \underline{\phi}_m \right)} \quad (3.10)$$

Les positionnements des capteurs et des points d'excitations du système sont déterminés préalablement à l'analyse modale expérimentale. Les objectifs sont de s'assurer de la capacité des mesures à représenter les modes et de minimiser le nombre de mesures nécessaires. L'algorithme utilisé est présenté par [Balmes et al. \[2005\]](#). Le critère de validation est basé sur l'autoMAC (lorsque l'on remplace la partie expérimentale par la partie calcul elle-même) aux capteurs de la configuration expérimentale proposée. Pour cet essai, le choix a été fait de retenir une configuration expérimentale à 12 localisations de mesure dont l'autoMAC en [figure 3.3](#) montre que les modes sont bien distincts.

La [figure 3.4](#) présente une identification localisée des pôles pour une mesure colocalisée sur le cas d'étude de la traverse 400 mm. La [figure 3.5](#) présente le MAC pour le modèle identifié et les propriétés initiales du matériau.

Le modèle issu de l'identification permettra de recalibrer le modèle numérique (éléments finis) dans l'optique de réaliser des simulations d'usinage. Ces données peuvent être intégrées directement en entrée du solveur, en termes de fréquences propres et de taux d'amortissements, pour corriger un modèle numérique.

CHAPITRE 3. MODÉLISATION DU COMPORTEMENT DYNAMIQUE DE LA PIÈCE BRIDÉE

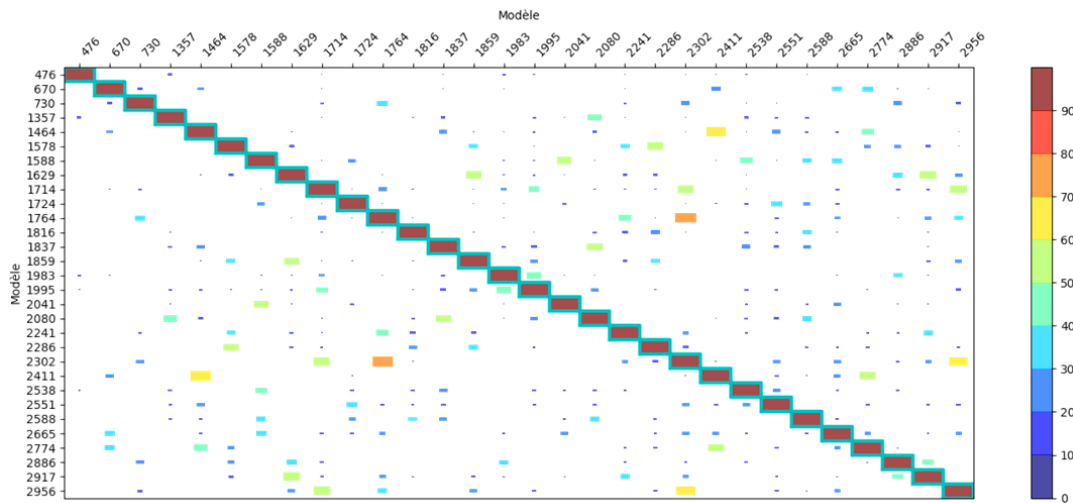


FIGURE 3.3 – AutoMAC de la traverse libre pour 12 localisations de mesure

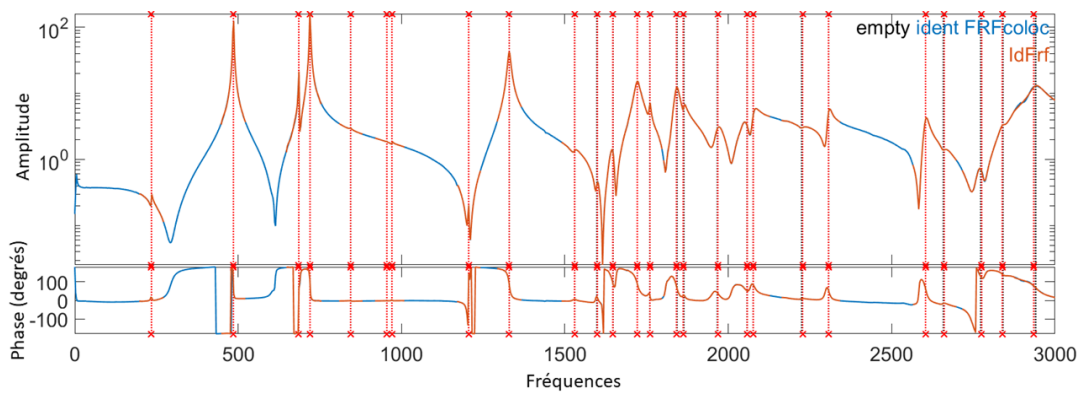


FIGURE 3.4 – Exemple d'identification paramétrique - Mesure colocalisée Traverse 400mm

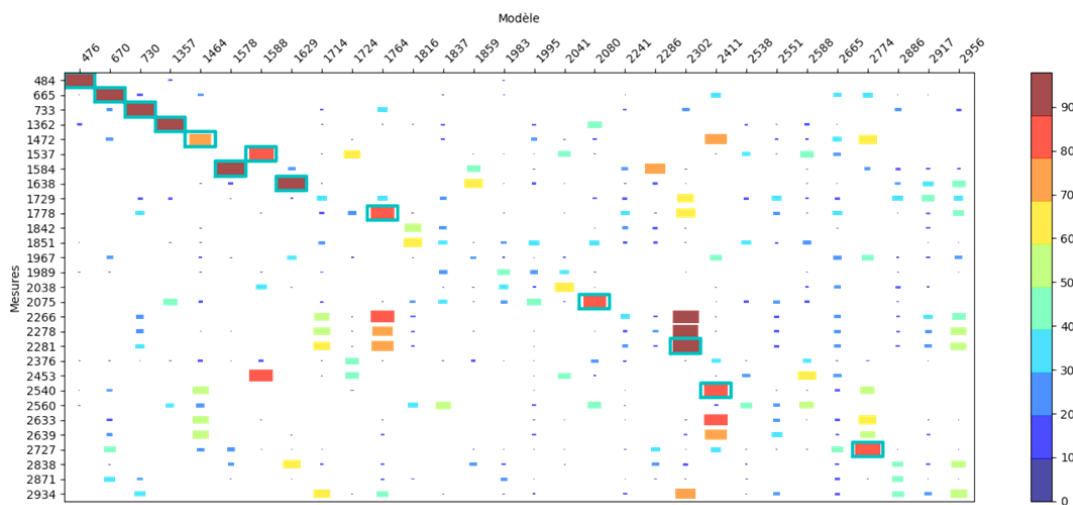


FIGURE 3.5 – MAC de la traverse libre d'après le modèle identifié

3.3 Modèle dynamique de la pièce libre

3.3.1 Modèle EF de la pièce libre

3.3.1.1 Modèle par éléments volumiques de la pièce libre

L'approximation EF se base sur la discrétisation de la géométrie de la pièce. [Martin \[2017\]](#) évoque l'importance de recaler le modèle CAO utilisé pour construire le modèle spatial le plus fidèle possible à la géométrie réelle. La pièce a donc été mesurée afin d'ajuster le modèle CAO. Le maillage volumique éléments finis a été réalisé avec les propriétés du matériau disponibles dans la base de données du logiciel de calcul. Le problème aux valeurs propres a été résolu afin d'obtenir les modes libres de la pièce.

Une étude de convergence a été réalisée sur les fréquences des dix premiers modes propres vis-à-vis de la taille des éléments. L'écart entre la simulation avec la taille de maille la plus faible (2 mm, avec une simulation réalisée sur un serveur de calcul), choisie comme référence, et les simulations avec des tailles de mailles plus grandes permet de donner un indicateur de la convergence du modèle. Cet écart a été calculé d'après l'équation 3.11. La [figure 3.6](#) montre que le modèle numérique est convergé pour l'ensemble des modes considérés avec une erreur relative inférieure à 1% dès la taille de 5 mm.

$$\Delta(\omega_i) = \left| \frac{(\omega_{2\text{mm}} - \omega_i)}{\omega_{2\text{mm}}} \right|, \text{ avec } i \in \{2\text{ mm}, 3\text{ mm}, 4\text{ mm}, 5\text{ mm}\} \quad (3.11)$$

La [figure 3.7](#) montre les quatre premiers modes libres non-rigides de la pièce. Une taille d'éléments de 5 mm est choisie pour les modèles EF.

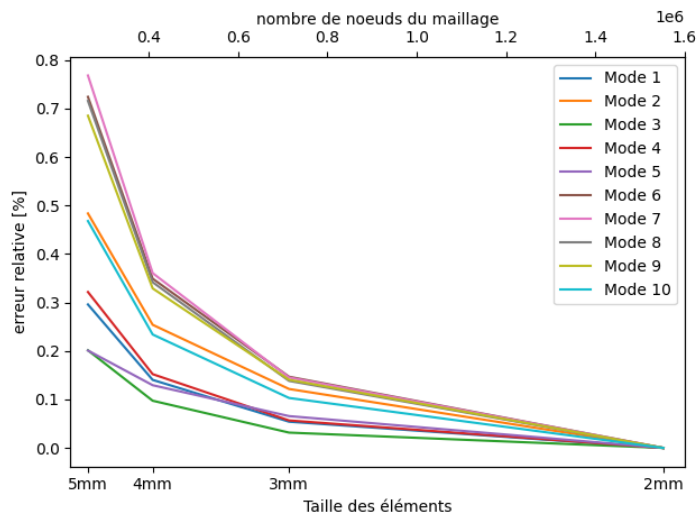


FIGURE 3.6 – Convergence des fréquences propres en fonction de la taille des éléments

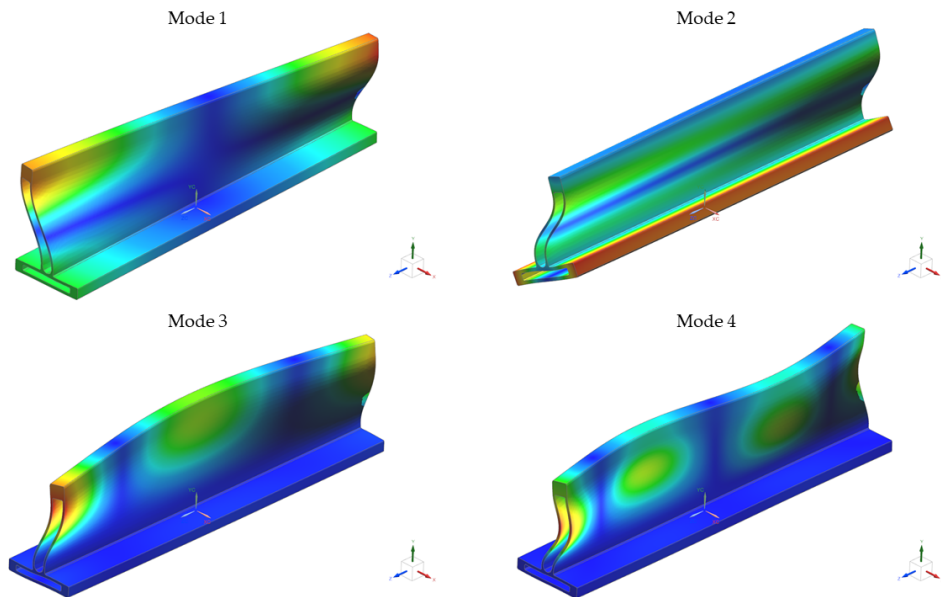


FIGURE 3.7 – Modes 1 à 4 modèle traverse libre recalé

3.3.1.2 Modèle par éléments coques de la pièce libre

Certaines études nécessitent de prendre en compte des structures de grandes dimensions. Le recours à des simplifications afin de réduire les temps de calculs devient alors nécessaire. Au regard de la géométrie de la pièce, une simplification par utilisation d'éléments coques a été adoptée.

La [figure 3.8](#) met en avant les choix de positionnement des éléments coques. Il est à noter que certains éléments géométriques sont ignorés par cette modélisation. Certains, en guise d'exemples, sont marqués d'une flèche rouge sur la [figure 3.8](#). Cette dernière montre notamment les chanfreins qui apportent une rigidité à la liaison de deux coques et qui ne sont pas pris en compte ici. Un autre élément, le rayon interne de raccord entre les deux voiles minces n'est pas non plus représenté. Dans cette zone la rigidité de la liaison des éléments coques est grandement sous-estimée. Cette hypothèse est péjorative de par les éléments évoqués.

Le maillage présente une particularité : l'ajout d'éléments volumiques au modèle coques est nécessaire pour les futurs besoins de simulation nesy2m. Ces éléments volumiques servent à décrire la zone usinée, en cours de simulation nesy2m, à suivre la position des dents de l'outil dans la matière et à réaliser la bijection entre la configuration actuelle et non-déformée du tapis de dexels afin de calculer la quantité de matière coupée. Cette modélisation mixte en éléments est plus lourde à mettre en place. On retient une taille de maille de 5 mm de coté pour les éléments coques et volumiques constituant ce modèle d'après la convergence du modèle volumique.

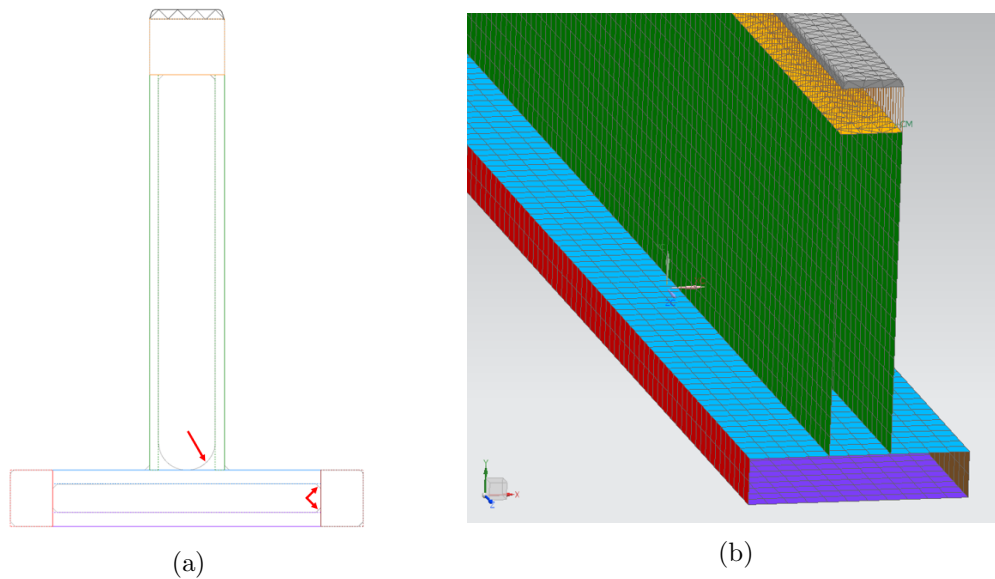


FIGURE 3.8 – Présentation de la configuration du modèle coques

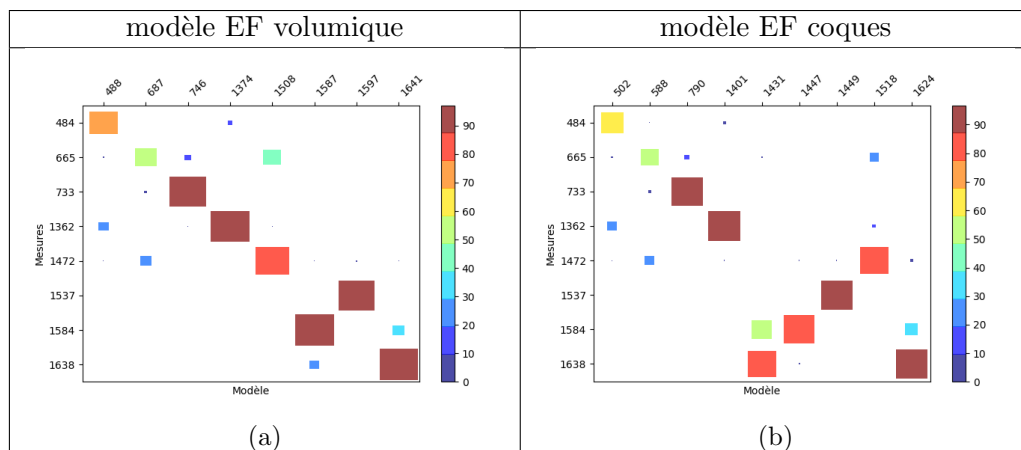


FIGURE 3.9 – MAC modèle EF volumique et coques (E, ρ) théoriques - Géométrie théorique

3.3.1.3 Comparaison modèle EF volumique / modèle EF coques

Les matrices de MAC des modèles volumiques et coques, avant recalage de la géométrie et des propriétés du matériau, sont présentées en [figure 3.9](#). Ces MAC ne sont pas diagonaux car certains modes sont inversés, ce qui correspond à des modes proches en fréquences propres comme montré en [sous-section 2.3.3](#).

Le temps de calcul nécessaire pour résoudre le problème aux valeurs propres est d'environ 3,5 minutes pour le modèle coques contre 30 minutes pour le modèle volumique (processeur i7 avec 4 CPU à 2.9 GHz et 32 GB RAM). Pour la suite des études, le modèle volumique sera utilisé pour avoir la représentation du comportement dynamique de la pièce le plus proche des essais. Le modèle coques sera utilisé lors des études du cas démonstrateur afin de réduire les temps de calculs et d'analyser la capacité d'un modèle simplifié à reproduire les tendances

observées expérimentalement.

3.3.2 Recalage du modèle EF de la pièce libre

Dans une phase de bureau d'étude on ne dispose pas de la pièce réelle il n'est donc pas possible de comparer la modélisation à l'expérience et il faut alors considérer les données théoriques (géométrie, propriétés matériaux). Dans une phase de mise au point sur pièce réelle cette comparaison est possible. On peut alors : prendre en compte des corrections quant à la géométrie de la pièce (après mesures réalisées sur la pièce réelle), peser la pièce (ou un morceau de la matière de la pièce pour évaluer la masse volumique), pour ajuster le module de Young. Ceci est réalisé par comparaison des premières fréquences propres mesurées à celles produites par le modèle numérique après correction de la géométrie et de la masse volumique. Ce travail est fait sur le modèle volumique puis les valeurs recalées sont appliquées au modèle coques. Pour chacun de ces deux modèles on dispose au final de deux modèles : le modèle brut sans aucun recalage, et le modèle recalé avec correction de la géométrie, de la masse volumique et du module d'Young (le coefficient de Poisson restera celui de la littérature).

Une pesée de la pièce associée au volume du modèle CAO basé sur ces mesures a permis de déterminer la masse volumique du profilé avec une valeur de $\rho = 3\,133 \text{ kg/m}^3$, ce qui est cohérent avec le poids par mètre linéaire indiqué par le fournisseur.

D'après [Martin \[2017\]](#), on peut définir une erreur en fréquence telle que :

$$\varepsilon = \min_{\alpha} \left(\sum_i \frac{|\alpha \text{freq}_{exp,i} - \text{freq}_{num,i}|}{\text{freq}_{exp,i}} \right) \quad (3.12)$$

et il est précisé que, pour E_{init} et ρ_{init} les propriétés initiales du matériau donnant les fréquences initiales de freq_{num} et E_{rec} et ρ_{rec} les propriétés recalées du matériau, on a :

$$\alpha = \sqrt{\frac{E_{rec}/E_{init}}{\rho_{rec}/\rho_{init}}} \Leftrightarrow E_{rec} = \alpha^2 \frac{\rho_{rec}}{\rho_{init}} E_{init} . \quad (3.13)$$

En considérant les quatre premiers modes, qui sont les mieux appairés dans la matrice de MAC avant recalage, on obtient un module de Young $E_{rec} = 79\,729 \text{ MPa}$. D'après le [tableau 3.1](#), on remarque que l'erreur initiale était déjà faible pour le modèle volumique avec $\varepsilon = 1,5\%$ pour le plus mauvais mode avant recalage pour $\varepsilon = 1,25\%$ après.

Le modèle EF obtenu correspond fidèlement aux essais pour les fréquences inférieures à 1650 Hz, d'après le MAC ([figure 3.10a](#)) et l'appairage des modes ([tableau 3.1](#)). Certains modes au-delà de 1600 Hz sont mal détectés car il s'agit de modes de voiles qui n'induisent que peu de déplacement des zones massives où sont positionnés les capteurs. Les points de mesures étant proche des nœuds de ces modes, ils ne sont donc pas bien identifiables par la configuration de mesures malgré l'autoMAC préalablement réalisé.

Ce modèle modal libre recalé de la pièce servira de référence pour la suite des études et présente un gain substantiel pour ce qui est de la matrice de MAC entre [figure 3.9a](#) et [figure 3.10a](#).

	exp	T10 th	$\Delta f_{vol th}^{exp}$	T10 rec	$\Delta f_{vol rec}^{exp}$
Mode 1	484	488	-0,83%	478	1,24%
Mode 2	665	687	-3,31%	671	-0,90%
Mode 3	733	746	-1,77%	733	0,00%
Mode 4	1362	1374	-0,88%	1361	0,07%
Mode 5	1472	1508	-2,45%	1472	0,00%
Mode 6	1537	1597	-3,90%	1588	-3,32%
Mode 7	1584	1587	-0,19%	1578	0,38%
Mode 8	1638	1641	-0,18%	1629	0,55%

TABLE 3.1 – Modes appairés (MAC>70%, Δf <10%) avant et après recalage du modèle libre volumique

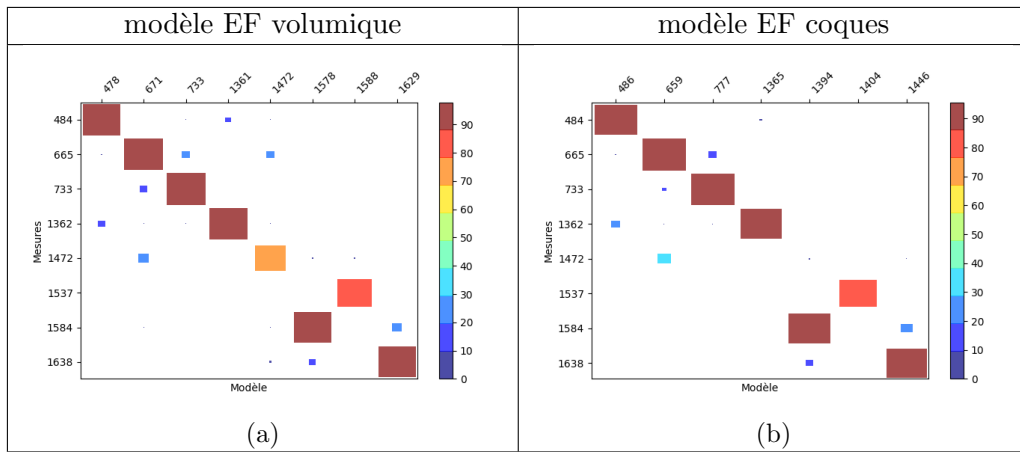


FIGURE 3.10 – MAC modèle EF volumique et coques E, ρ recalés - Géométrie recalée

Le MAC du modèle coques recalé est acceptable, voir [figure 3.10b](#). Les valeurs des deux premières fréquences propres ([tableau 3.2](#)) sont assez éloignées parce que les déplacements associés dépendent des raideurs des liaisons de coques. Ces raideurs sont impactés par des éléments géométriques (chanfreins, rayons) qui ne sont pas représentés. De plus, le mode mesuré à 1472 Hz n'est pas bien représenté par le modèle coques. Il apparait dans le modèle numérique à 1831 Hz, en dehors de la plage de fréquences considérée. Cette variation est imputée aux approximations géométriques présentées en [figure 3.8](#).

Sur la [figure 3.10b](#) on remarque que les premiers modes sont identifiables, cependant l'erreur relative en fréquence atteint une valeur maximale de 11,58% pour le 2ème mode avant recalage de la géométrie, voir le [tableau 3.2](#). Les modes inversés sont des modes de voiles minces mais aussi des modes faisant travailler la zone massive reliée à ces voiles.

3.3.3 Conclusion sur la dispersion du modèle structural de la pièce libre

On notera que le modèle coques ne reproduit pas fidèlement la répartition de matière dans certaines zones de la pièce (comme les liaisons entre les coques) et donc de ce fait qu'il s'éloigne d'avantage de la réalité. Le [chapitre 5](#) mettra en évidence les différences entre un modèle dynamique pièce construit avec un maillage volumique recalé en géométrie et propriétés du matériau,

CHAPITRE 3. MODÉLISATION DU COMPORTEMENT DYNAMIQUE DE LA PIÈCE BRIDÉE

	exp	coques th	$\Delta_{shell\ th}^{exp}$	coques rec	Δf
Mode 1	484	502	-3,72%	486	-0,41%
Mode 2	665	588	11,58%	659	0,90%
Mode 3	733	790	-7,78%	777	-6,00%
Mode 4	1362	1401	-2,86%	1365	-0,22%
Mode 5	1472	1518	-3,13%	-	-
Mode 6	1537	1447	5,86%	1404	8,65%
Mode 7	1584	1449	8,52%	1394	11,99%
Mode 8	1638	1624	0,85%	1446	11,72%

TABLE 3.2 – Modes appairés (MAC>70%, Δf <10%) avant et après recalage du modèle libre coques

un modèle issu d'un maillage volumique théorique et également un modèle en éléments coques théorique également. Le [tableau 3.3](#) présente la comparaison du modèle volumique et coques. L'écart entre les deux modèles présente un écart relatif maximum en fréquence de 6% pour les quatre premiers modes. Cependant, cette différence tend à augmenter pour des fréquences propres supérieures. Les MAC en [figure 3.10](#) montrent également l'absence du mode à 1472 Hz qui n'est pas représenté par le modèle coques sur la plage [0, 1600] Hz.

	f^x	$fT10_{rec}$	$fcoques_{rec}$	Δf
Mode 1	484	478	486	-1,67%
Mode 2	665	671	659	1,79%
Mode 3	733	733	777	-6,00%
Mode 4	1362	1361	1365	-0,29%
Mode 5	1472	1472	-	-
Mode 6	1537	1588	1404	11,59%
Mode 7	1584	1578	1394	11,66%
Mode 8	1638	1629	1446	11,23%

TABLE 3.3 – Modes appairés (MAC>70%, Δf <10%) modèles recalés libres volumique et coques

3.4 Recalage du modèle dynamique de la pièce bridée

La démarche présentée en [section 3.2](#), permettant d'aboutir à un modèle non paramétrique d'un système, est utilisée pour la pièce bridée. On applique les mêmes étapes :

- création du modèle EF de la pièce bridée,
- calcul des formes modales associées,
- localisation des mesures avec le logiciel SDTools [SDT](#),
- essais au marteau dynamométrique de la pièce bridée,
- calcul des FRF du système.

On s'attache dans cette section à présenter le modèle de bridage utilisé et les résultats de l'identification paramétrique avant de détailler l'apparition des non-linéarités et leurs impacts sur les pôles extraits dans la section suivante.

3.4.1 Présentation du modèle de bridage utilisé : implémentation du nœud maitre et introduction du modèle de Kelvin-Voigt

La pièce est maintenue par 4 brides (Norelem ref 04371). La taille de la zone du contact entre ces brides et la pièce est assez faible par rapport à la taille de la pièce ou à la taille de la longueur d'onde des premiers modes propres. Ainsi, comme dans [Moussavi et al. \[2021\]](#), nous avons choisi de modéliser ces zones de contact par de petites surfaces rigides. Un nœud maitre est lié à chacune de ces 4 surfaces. Un ressort viscoélastique à six degrés de liberté (DOF) est utilisé pour représenter la rigidité et l'amortissement global de l'élément de contact et de l'élément de fixation pour chaque zone de contact, voir la [figure 3.11](#). Les zones de contact étant identiques, tous les modèles Kelvin-Voigt sont considérés comme égaux. Six paramètres sont considérés pour définir les raideurs de chaque ressort : raideur normale K_{Ty} , raideur en cisaillement K_{Tx} et K_{Tz} , raideur en torsion K_{Ry} , raideur en flexion K_{Rx} et K_{Rz} ; six paramètres d'amortissement sont représentés de manière équivalente par l'amortissement normal C_{Ty} , l'amortissement en cisaillement C_{Tx} et C_{Tz} , l'amortissement en torsion C_{Ry} , l'amortissement en flexion C_{Rx} et C_{Rz} .

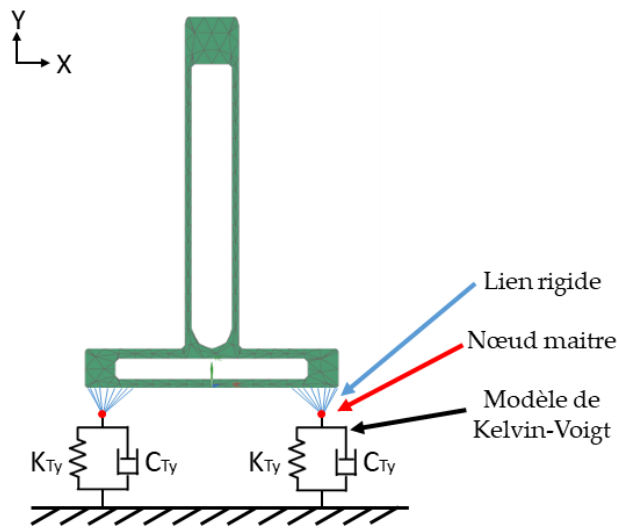


FIGURE 3.11 – Modélisation du bridage par lien rigide vers un nœud maitre et modèle de Kelvin-Voigt

3.4.2 Identification paramétrique de la pièce bridée

Deux accéléromètres Kistler (réf. 8776B100S) sont utilisés pour l'analyse modale expérimentale. L'emplacement de ces capteurs et le choix de la localisation des impacts du marteau PCB (réf. 086C02), voir [figure 3.12](#), sont déterminés à l'aide d'un algorithme détaillé dans [Balmes et al. \[2005\]](#) et implémenté dans le logiciel SDTools [SDT](#).

Les fonctions de réponse en fréquence (FRF) du système sont ensuite extraites pour effectuer une identification paramétrique du modèle pôles-résidus. Ces données modales expérimentales, à savoir les fréquences propres f_i^x , les taux d'amortissement ξ_i^x , et les formes modales correspon-

CHAPITRE 3. MODÉLISATION DU COMPORTEMENT DYNAMIQUE DE LA PIÈCE BRIDÉE

dantes ϕ_i^x (sur les emplacements des capteurs et des impacts), sont utilisées comme références pour le recalage ultérieure du modèle. Ces données sont résumées dans le [tableau 3.4](#).

Il est également à noter que certains modes expérimentaux ne correspondant à aucun mode numérique du système et n'ont pas été retenus. Il s'agit par exemple du mode à 1000 Hz ou celui aux environs de 1075 Hz, voir [figure 3.18](#) pour un tracé de la valeur absolue des FRF mesurées. Nous supposons que ces modes, fortement amortis, et de faible amplitude dans les FRF, proviennent d'une partie du système qui n'est pas représentée (la machine) et qu'ils auront un impact négligeable durant l'usinage.

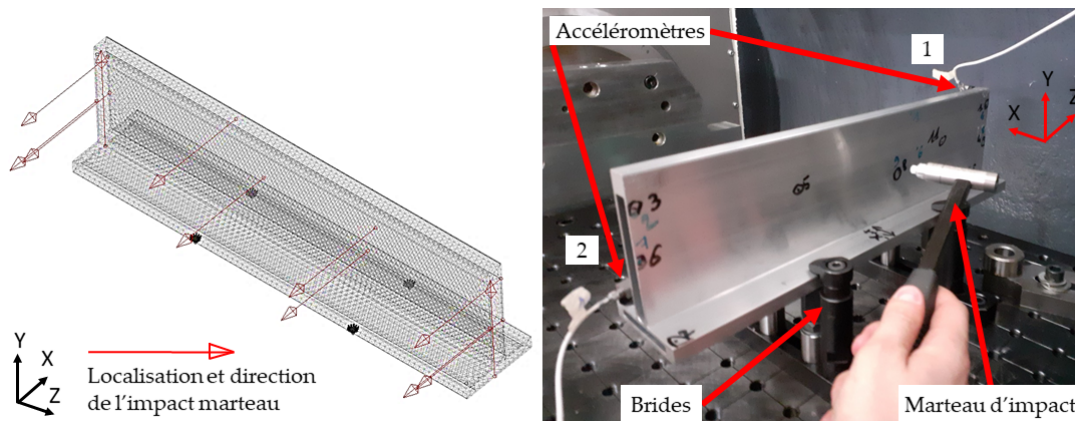


FIGURE 3.12 – Positionnement des accéléromètres et configuration expérimentale de l'analyse modale

TABLE 3.4 – Résultats de l'identification paramétrique

	Fréquence propre expérimentale (Hz)	Taux d'amortissement modal expérimental (%)
Mode 1	215,34	0,367
Mode 2	368,40	0,606
Mode 3	612,36	1,050
Mode 4	735,87	0,518
Mode 5	1120,59	0,392
Mode 6	1367,82	0,310
Mode 7	1537,37	0,393
Mode 8	1587,26	0,356
Mode 9	1654,31	0,357

3.4.3 Impact de l'enlèvement de matière sur le comportement dynamique de la pièce

Le [tableau 3.5](#) présente l'évolution des fréquences propres identifiées lors d'essais de sonnage avant (f_{av}^x) et après (f_{ap}^x) l'usinage de la traverse. Une traverse dédiée à cet aspect est utilisée ici. Une identification modale expérimentale spécifique a été réalisée. Les valeurs obtenues présentent donc une légère variations de par la dispersion géométrique du lot de pièces. On peut noter que l'enlèvement de la matière joue peu sur les fréquences propres du système avec des écarts

inférieurs à 3% en comparaison au plus grand écart relatif en fréquence lors du recalage du modèle libre qui est de 3.32%, voir [tableau 3.1](#).

	f_{av}^x	f_{ap}^x	Δf
Mode 1	215,34	220,61	2,45%
Mode 2	368,40	376,05	2,08%
Mode 3	612,36	618,33	0,98%
Mode 4	735,87	742,89	0,95%
Mode 5	1120,59	1128,33	0,69%
Mode 6	1367,82	1369,96	0,16%
Mode 7	1537,37	1533,41	-0,26%
Mode 8	1587,26	1586,62	-0,04%
Mode 9	1654,31	1651,40	-0,18%

TABLE 3.5 – Évolution des fréquences avant et après usinage

	ξ_{av}^x	ξ_{ap}^x	$\Delta \xi$
Mode 1	0,37%	0,25%	-33,07%
Mode 2	0,61%	0,30%	-50,03%
Mode 3	1,05%	1,20%	14,58%
Mode 4	0,52%	0,42%	-18,61%
Mode 5	0,39%	0,37%	-6,23%
Mode 6	0,31%	0,29%	-7,36%
Mode 7	0,39%	0,44%	13,33%
Mode 8	0,36%	0,40%	12,54%
Mode 9	0,36%	0,38%	6,64%

TABLE 3.6 – Évolution des taux d’amortissement avant et après usinage

Le [tableau 3.6](#) présente l’évolution des taux d’amortissement identifiés lors d’essais de sonnage avant (ξ_{av}^x) et après (ξ_{ap}^x) l’usinage de la traverse. De manière équivalente, on peut se rapporter aux variations des valeurs identifiées montrées en [figure 3.24](#). On remarque alors que la variation $\Delta \xi$ du mode 2, bien que non-linéaire (voir [section 3.5](#)), est importante au regard des écarts observés pour les autres modes. On peut supposer que ce mode, de par sa déformée, fait travailler durant l’usinage les zones de contact dans ses directions tangentielles. Ce travail pourrait induire du matage ou une modification des contacts étroits dans la zone de bridage modifiant ainsi le niveau d’amortissement mesuré.

3.4.4 Méthodologie de recalage du modèle de bridage de Kelvin-Voigt

Les développements liés à l’analyse des non-linéarités, impactant la mesure des fréquences propres et des taux d’amortissement, ont été réalisés chronologiquement après le développement de la méthode du recalage de modèle de bridage présenté dans cette sous-section. Le choix a été fait de présenter ces aspects à cet emplacement en cohérence avec la méthodologie d’obtention du modèle pôles-résidus utilisée par la suite. Les conclusions sur la variabilité des paramètres obtenus permettent de mettre en perspective certaines discussions liées au recalage du modèle de bridage, notamment la difficulté à recalculer l’amortissement de certains modes. Les données présentées dans le [tableau 3.4](#) issues d’une première analyse sont utilisées dans la suite de ce chapitre.

3.4.4.1 Construction du modèle réduit par approche de type MacNeal

Un modèle d’éléments finis (FE) de la pièce serrée est utilisé pour calculer une base de Ritz dans laquelle le processus de recalage est effectué. Les valeurs initiales utilisées pour les paramètres de rigidité des éléments de bridage sont celles obtenues dans [Moussavi et al. \[2021\]](#). La pièce (hors modèles de Kelvin-Voigt pour les appuis) est modélisée à l’aide de 183 600 éléments T10, ce qui donne $n = 1\,674\,414$ DDL (Degrés De Liberté).

Une approche de type MacNeal (MacNeal [1971], Rose [1991]) est utilisée pour construire la base de Ritz initiale. Dans cette approche, un ensemble de modes propres $\underline{D}\phi = [D\phi^1, \dots, D\phi^{n_D}]$ est enrichi par un ensemble de n_S déformées statiques $\underline{S}\phi = [S\phi^1, \dots, S\phi^{n_S}]$ générées par des charges unitaires sur chaque DDL des nœuds maîtres (voir figure 3.13).

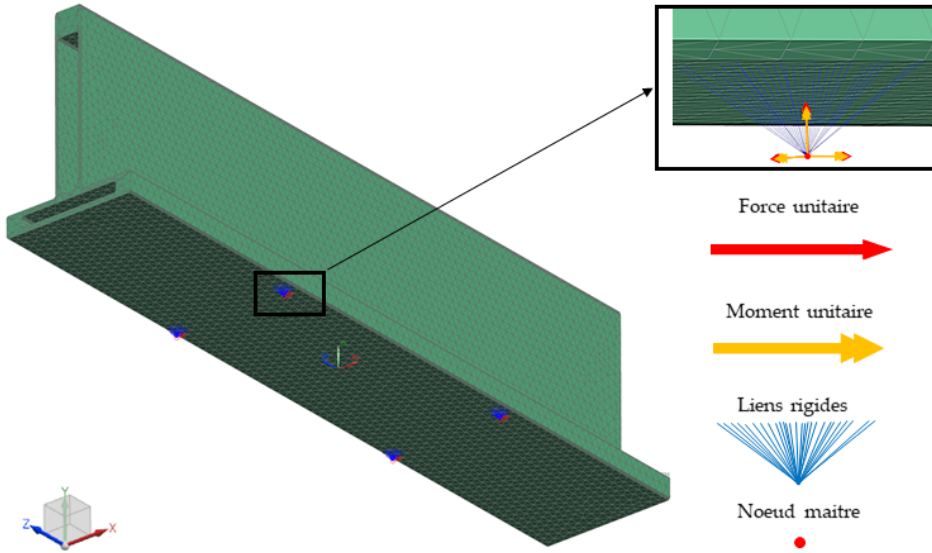


FIGURE 3.13 – Forces et moments unitaires utilisés pour l'approche de Mac-Neal

La base de Ritz suivante $\underline{T} = [D\phi, S\phi]$ totalise $n_R = n_D + n_S$ composantes. Après orthogonalisation et normalisation par rapport à la matrice de masse globale du modèle éléments finis, cette base est notée ${}^{(1)}\underline{T}$.

Soit \underline{M} et \underline{K} la matrice de masse et la matrice de rigidité respectivement du modèle EF complet. Les matrices de masse et de rigidité réduites associées sont diagonales, et définies comme suit : $\tilde{\underline{M}} = {}^{(1)}\underline{T}^T \underline{M} {}^{(1)}\underline{T}$ et $\tilde{\underline{K}} = {}^{(1)}\underline{T}^T \underline{K} {}^{(1)}\underline{T}$.

3.4.4.2 Méthodologie de recalage des paramètres de raideur

Soit Δk_j , pour $j = 1$ à 6, les paramètres représentant la correction à appliquer aux paramètres de rigidité du modèle de Kelvin-Voigt pour minimiser l'écart $\Delta\omega$ entre les fréquences propres mesurées ω_i^x et les fréquences propres simulées ω_i^v : $\Delta\omega = \sum_i^{n_R} |\omega_i^x - \omega_i^v|$. Cet écart doit s'appliquer aux modes propres appariés, ce qui signifie que leur MAC doit être proche de 1. Ainsi, n_R peut être inférieur au nombre de modes propres expérimentaux trouvés. Comme le montre figure 3.14, après l'optimisation de Δk_i , la matrice MAC est proche de la diagonale et, par exemple, pour les 6 premiers modes propres, le MAC est supérieure à 0,95.

Pour des raisons d'efficacité numérique, il est important d'éviter de résoudre un problème de valeurs propres sur le modèle EF complet pour chaque valeur de Δk_i testées. La base de Ritz ${}^{(1)}\underline{T}$ est donc utilisée et il est alors possible de résoudre le problème aux valeurs propres réduit suivant :

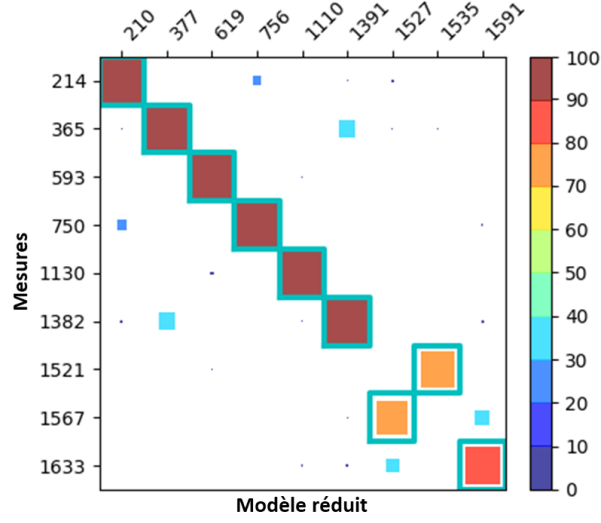


FIGURE 3.14 – Matrice MAC modèle réduit vs expérience après recalage des raideurs de liaisons

$$\left[\tilde{\underline{K}} + \tilde{\underline{\Delta k}} - \lambda \tilde{\underline{M}} \right] \underline{\alpha} = \underline{0} \quad (3.14)$$

$$\text{où } \tilde{\underline{\Delta k}} = \sum_{j=1}^6 \Delta k_j \left({}^{(1)}\underline{T}^T \cdot \hat{\underline{K}}_j \cdot {}^{(1)}\underline{T} \right) = \sum_{j=1}^{n_j} \Delta k_j \tilde{\underline{K}}_j.$$

Chaque matrice $\tilde{\underline{K}}_j$ correspond à la contribution à la matrice de rigidité EF complète associée à la même raideur unitaire dans la même direction pour les 4 ressorts (serrage) pour chacune des six raideurs K_{R_i} , K_{T_i} avec $i \in \{x, y, z\}$. Les valeurs propres et vecteurs propres calculés à partir de l'équation 3.14 permettent de construire la nouvelle base de Ritz ${}^{(2)}\underline{T}$. Pour cette base on se limite une sélection de $n_r \leq n_R$ modes appariés correspondant aux basses fréquences propres :

$${}^{(2)}\underline{T} = {}^{(1)}\underline{T} \cdot \underline{\alpha} = \left[{}^{(2)}\underline{\phi}_1, \dots, {}^{(2)}\underline{\phi}_{n_r} \right], \quad \underline{\alpha} = [\alpha_1, \dots, \alpha_{n_r}] \quad (3.15)$$

L'étude paramétrique réalisée permet d'obtenir, en fonction de chaque valeur du paramètre Δk_j , les graphes d'évolution des fréquences propres. La figure 3.15 montre un exemple pour le paramètre $K_{T_y} = K'_{T_y} + \Delta K_{T_y}$ avec K'_{T_y} la raideur initiale. Les droites horizontales correspondent aux fréquences du modèles pôles-résidus issus de l'identification paramétrique expérimentale. Les zones colorées correspondent aux valeurs de Δk_j permettant d'obtenir un MAC supérieur à 70% pour le mode concerné, par exemple le mode 1 est jugé corrélé en forme modale pour à partir d'une valeur de K_{T_y} supérieure à $10 \cdot 10^7$ N/m (figure 3.15).

le recalage de la rigidité (identification de Δk_j), lorsqu'elle est effectuée automatiquement dans le cadre d'une optimisation par les moindres carrés, est sujette à de multiples minima locaux. Elle n'assure pas une convergence globale, induisant ainsi des erreurs sur certains modes propres. Une approche itérative manuelle a été mise en œuvre à la place. Elle se déroule en deux étapes. Une première approximation des valeurs de Δk_j est recherchée, en s'assurant que toutes les formes de mode sont appariées. Puis une seconde optimisation, consistant en un ajustement

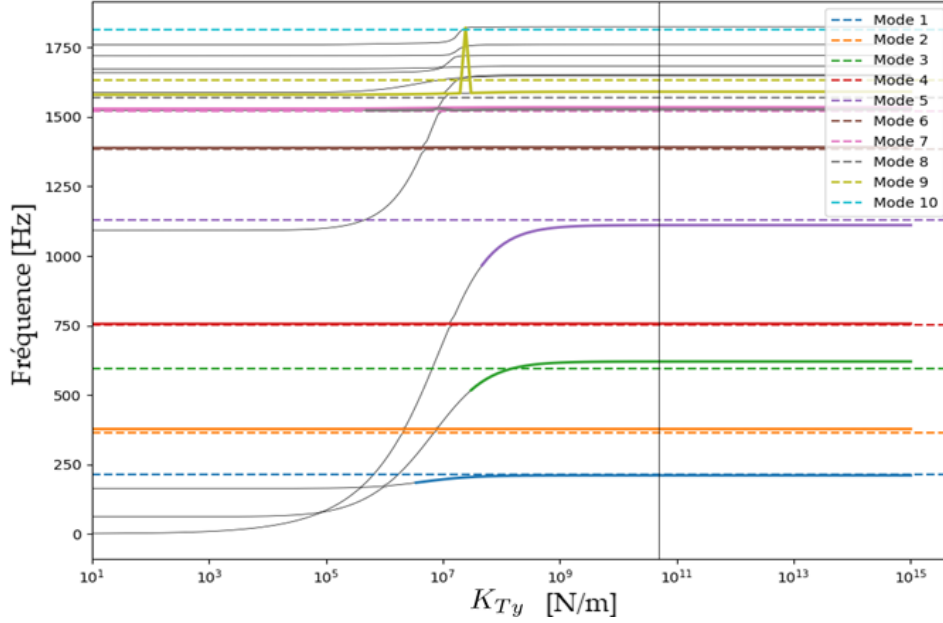


FIGURE 3.15 – Étude paramétrique pour le paramètre K_{Ty}

séquentiel de Δk_j l'un après l'autre, minimise l'écart de fréquence propre $\Delta\omega$. Les formes des modes propres de ${}^{(2)}\underline{T}$ obtenues après optimisation sont représentées sur la [figure 3.16](#).

3.4.4.3 Méthodologie de recalage des paramètres d'amortissements

En suivant la même approche que pour les raideurs, la matrice d'amortissement global peut être exprimée comme suit :

$$\underline{\underline{C}} = \sum_{l=1}^{nl} c_l \hat{\underline{C}}_l \quad (3.16)$$

où $\hat{\underline{C}}_j$ est un modèle d'application de l'amortissement unitaire, analogue à $\hat{\underline{K}}_j$, et c_l sont des paramètres d'amortissement à déterminer. Ces paramètres doivent être optimisés afin de minimiser la différence $\Delta\xi$ entre les taux d'amortissement modaux mesurés ξ_i^x et les rapports numériques ξ_i^v : $\Delta\xi = \sum_i^{n_r} |\xi_i^x - \xi_i^v|$. L'amortissement modal ξ_i^v , associé au $i^{\text{ème}}$ mode propre apparié, peut être défini par $2\omega_i^v \xi_i^v = {}^{(2)}\underline{\phi}_i^T \cdot \underline{\underline{C}} \cdot {}^{(2)}\underline{\phi}_i$. Pour des raisons similaires à celles mentionnées ci-dessus (minima locaux ou divergence) l'optimisation automatisée tend à diverger ou à produire des taux d'amortissement négatifs. Le processus d'identification a été effectué manuellement, guidé par l'utilisation de sensibilités. Ces dernières sont données dans [tableau 3.9](#). Pour chaque ligne, les sensibilités sont normalisées par la sensibilité maximale.

$$\frac{\partial \xi_i^v}{\partial c_j} = \frac{1}{2\omega_i^v} {}^{(2)}\underline{\phi}_i^T \cdot \hat{\underline{C}}_j \cdot {}^{(2)}\underline{\phi}_i \quad (3.17)$$

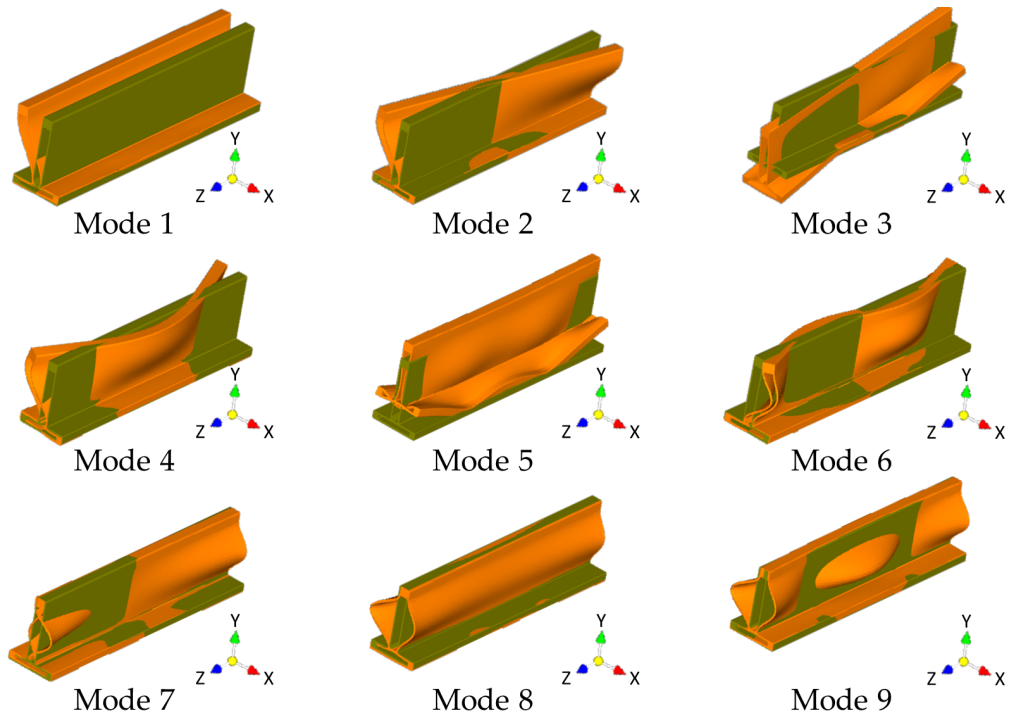


FIGURE 3.16 – Formes modales numériques (vert – pièce non déformée, orange – mode propre)

3.4.4.4 Confrontation du modèle dynamique de la pièce bridée avec le modèle pôles-résidus

Sur la base de l'approche présentée dans [sous-sous-section 3.4.4.2](#), l'ensemble suivant de valeurs de rigidité est déduit : $K_{Tx} = K_{Tz} = 500\text{kN/mm}$, $K_{Ty} = 50\,000\text{kN/mm}$, $K_{Rx} = 1\text{kNm/rad}$, $K_{Ry} = 9\text{kNm/rad}$ et $K_{Rz} = 175\text{kNm/rad}$. Les erreurs de fréquences suivantes sont indiquées dans [tableau 3.7](#). La différence entre K_{Rx} et K_{Rz} est due à l'asymétrie du système de serrage. Les modes 7 à 9 sont des modes de paroi mince avec un faible déplacement sur les emplacements des capteurs, ce qui induit des valeurs MAC plus faibles ([figure 3.14](#)).

	Fréquences expérimentales (Hz)	Fréquences numériques (Hz)	erreur relative en fréquence
Mode 1	214	210	-1.83 %
Mode 2	365	377	3.36 %
Mode 3	593	619	4.41 %
Mode 4	750	756	0.76 %
Mode 5	1130	1110	-1.75 %
Mode 6	1382	1391	0.62 %
Mode 7	1521	1527	0.91 %
Mode 8	1567	1535	-2.59 %

TABLE 3.7 – Fréquences propres : comparaison fréquences expérimentales et numériques

En ce qui concerne l'identification de l'amortissement de la fixation, une fois les sensibilités des modes évaluées ([tableau 3.9](#)), un processus d'itération manuel a conduit aux valeurs d'amortissement suivantes : $C_{Tx} = 263\text{ kNs/mm}$, $C_{Ty} = 62\,600\text{ kNs/mm}$, $C_{Tz} = 375\text{ kNs/mm}$,

CHAPITRE 3. MODÉLISATION DU COMPORTEMENT DYNAMIQUE DE LA PIÈCE BRIDÉE

$C_{Rx} = 73,21$ mNms/rad, $C_{Ry} = 4,50$ Nms/rad et $C_{Rz} = 256,67$ Nms/rad. Les erreurs relatives des taux d'amortissement modaux sont indiquées dans [tableau 3.8](#).

L'erreur la plus élevée est obtenue pour le mode 5. Notre analyse actuelle est que cette flexion interne pourrait être insuffisamment représentée par une combinaison de translations et de rotations rigides globales et donc conduire à une mauvaise représentation de la contribution du contact à l'amortissement modal. L'hypothèse initiale de surfaces rigides induites par une petite zone de contact semble moins valide pour ce mode. La forme du mode près de la zone de contact induit une flexion interne dans la zone de serrage. Pour tous la plupart des autres modes (mode 1 exclu), l'erreur d'amortissement modal est au maximum d'environ 50 % et vise à représenter des valeurs faibles des taux d'amortissement.

	ξ^x (%)	ξ^v (%)	ξ erreur relative
Mode 1	0.194	0.023	-87.9 %
Mode 2	0.202	0.301	48.5 %
Mode 3	0.644	0.767	19.0 %
Mode 4	0.039	0.054	38.0 %
Mode 5	0.320	0.808	152.6 %
Mode 6	0.129	0.066	-49.4 %
Mode 7	0.360	0.510	-41.8 %
Mode 8	0.286	0.324	13.4 %
Mode 9	0.352	0.157	-55.5 %

TABLE 3.8 – Rapports d'amortissement modaux : comparaison expérimental et numérique

L'estimation de l'amortissement modal du mode 1 est près de 8,5 fois inférieure à la valeur mesurée. Le déplacement des nœuds maîtres pour ce mode est concentré sur un seul degré de liberté : le cisaillement le long de l'axe \mathbf{X} . Cela induit une forte dépendance au paramètre d'amortissement C_{Tx} . Cependant, C_{Tx} est également impliqué dans le recalage de la plupart des autres rapports d'amortissement modaux. Le [tableau 3.9](#), qui présente la contribution de C_i aux taux d'amortissement normalisés par mode, met en évidence la dominance de C_{Tx} pour le mode 1 et l'interdépendance de ce paramètre pour de nombreux autres modes (modes 2, 3, 5, 6, 7 et 8).

	Mode 1	Mode 2	Mode 3	Mode 4	Mode 5	Mode 6	Mode 7	Mode 8	Mode 9
C_{Tx}	1.000	0.786	0.456	0.021	0.924	0.463	0.635	0.524	0.038
C_{Ty}	0.050	0.000	0.252	0.000	0.700	0.015	0.002	0.015	0.041
C_{Tz}	0.032	0.551	0.562	0.383	1.000	1.000	0.668	0.812	1.000
C_{Rx}	0.000	0.060	1.000	0.702	0.005	0.149	0.043	0.030	0.024
C_{Ry}	0.000	0.047	0.001	1.000	0.009	0.164	0.0284	0.041	0.024
C_{Rz}	0.005	1.000	0.006	0.553	0.019	0.075	1.000	1.000	0.031

TABLE 3.9 – Contribution normalisée à l'amortissement modal pour chaque paramètre d'amortissement et pour chaque mode propre

3.4.5 Conclusions sur la méthode de recalage proposée

La méthode de recalage proposée permet de recalculer les fréquences propres avec une erreur relative maximale de 4,41 %. Cette valeur est cohérente avec l'ordre de grandeur de l'erreur faite sur le modèle dynamique libre qui constitue une référence du recalage du modèle de la pièce bridée. Le recalage des amortissements n'est pas aussi fidèle. Plusieurs aspects peuvent expliquer ceci.

Tout d'abord la [section 3.5](#) met en avant les incertitudes de mesures liées à l'apparition des non-linéarités. Pour les modes considérés en exemple, ces phénomènes peuvent entraîner une dispersion relative des taux d'amortissement identifiés de $\pm 50\%$ pour le mode non-linéaire et de $\pm 10\%$ pour le mode linéaire, comme on montrera par la suite ([figure 3.24](#)).

Ensuite, la modélisation choisie se base sur une hypothèse de mouvement de surface de contact rigide avec la méthode d'implémentation du nœud maître. Cette hypothèse peut notamment être remise en cause au regard des formes modales des modes 3 et 5 en [figure 3.16](#) qui pourrait induire un déplacement non constant au sein de la zone de contact.

Enfin, le modèle d'amortissement choisi est simple au regard des modèles disponibles dans la littérature. L'utilisation de modèles de bridages plus complexes, comme par exemple le modèle utilisé par [Nguyen and Möhring \[2017\]](#), permet de représenter plus fidèlement le comportement de certains éléments de bridage (une bride hydraulique dans l'étude citée). Ces modèles nécessitent cependant des caractérisations plus détaillées.

3.5 Apparition des non-linéarités sur certains modes

3.5.1 Mise en évidence des non-linéarités et de leur incidence

Une traverse dédiée à cet aspect est utilisée pour mettre en évidence les non-linéarités. Une identification modale expérimentale spécifique a été réalisée. Les valeurs obtenues présentent donc de légères variations dues à la dispersion géométrique du lot de pièces. La [figure 3.17](#) propose d'analyser localement en terme de fréquences le comportement des deux premiers modes d'une FRF estimée par la moyenne de dix impacts marteaux. La [figure 3.17a](#) montre l'identification locale du mode 1. On remarque ici que le modèle du pôle complexe du second ordre (en rouge) représente bien localement la FRF expérimentale (en bleu). Ce mode est caractérisé comme linéaire et bien identifié.

La [figure 3.17b](#) montre l'identification locale du mode 2. On note ici que le comportement du système est mal approché par notre modèle linéaire. Il apparaît ici sur la FRF une non-linéarité. Un modèle de mode linéaire, tel que celui utilisé par la suite, ne peut reproduire fidèlement cette non-linéarité. On peut remarquer deux aspects :

- la fréquence identifiée est inférieure à celle correspondant au maximum d'amplitude de la FRF mesurée. Cette dispersion en fréquence entre différents transferts est responsable d'un amortissement apparent plus important pour le modèle. La [sous-section 3.5.3](#) mettra en avant cet aspect.
- l'amortissement identifié est plus important que l'amortissement réel. L'estimation faite

ici est faussée de par la forme de la courbe de H_1 non-linéaire d'une part et de l'estimation de l'amortissement pour plusieurs modes simultanément (voir point précédent).

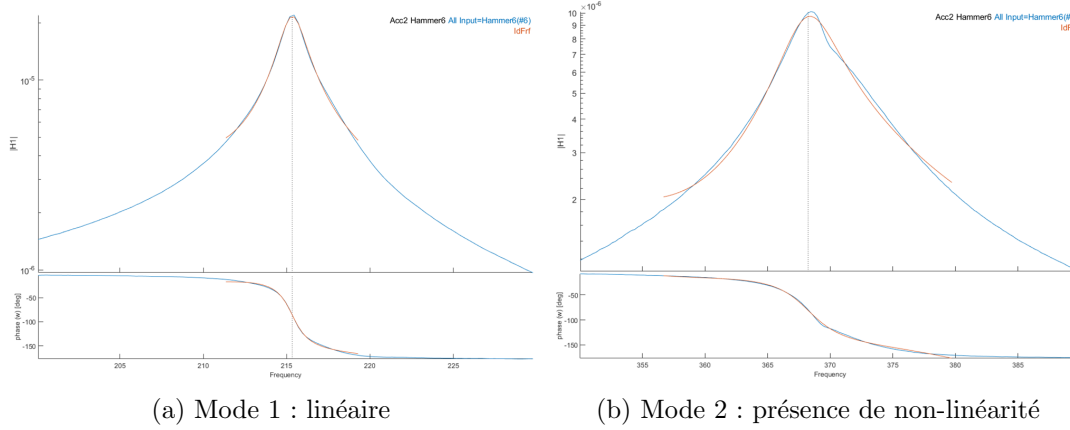


FIGURE 3.17 – Présentation des non-linéarités observées sur les FRF

Les non-linéarités du système peuvent provenir, dans notre cas, majoritairement des interfaces et de leurs contacts. Elles induisent une variation de la fréquence et de l'amplitude de résonance d'un mode en fonction de l'amplitude de l'excitation du système, fortement variable dans le cas d'essais au marteau. En un même point de mesure du système, les variations d'amplitude peuvent avoir deux origines lors d'un essai marteau :

- Une excitation identique positionnée à différents points du système. Les formes modales au point d'excitation et de mesure détermineront l'amplitude observable de l'excitation pour un mode donné.
- Des excitations d'amplitudes différentes lors de la répétition des impacts en un même point.

Ces deux aspects seront présentés dans les paragraphes suivants.

3.5.2 Identification pour l'ensemble des localisations d'impacts

La [figure 3.18](#) montre un graphique composé d'un tracé des FRF pour différentes localisations des impacts marteau. Chaque FRF tracée correspond à une moyenne sur dix impacts réalisés au même point. On remarque tout d'abord que certaines FRF permettent de mettre en évidence des modes spécifiques, par exemples les modes 3 et 5 sont très peu visibles sur la plupart des fonctions de transfert du système. Cela illustre l'importance du choix des positions d'excitation et de mesure par rapport à l'observabilité d'un mode.

La [figure 3.19a](#) présente les variations de comportement associées aux deux premiers modes. Le mode 1 se comporte de manière linéaire pour l'ensemble des fonctions de transferts. Le mode 2 présente des comportements très variés comme le montre la [figure 3.19b](#) et la [figure 3.19c](#). L'estimation faite des taux d'amortissement est sensiblement différente pour les deux FRF. La valeur d'amortissement calculée de manière globale pour ces dix FRF est celle présentée en [tableau 3.4](#) d'une valeur de 0.61 %. Une identification conduit à une dispersion des valeurs de taux d'amortissement et de fréquences propres non négligeable et doit être considérée avec une

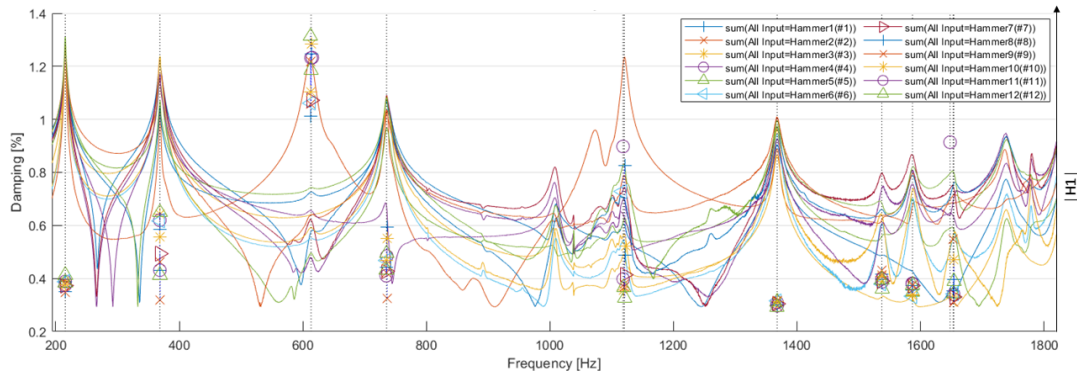


FIGURE 3.18 – FRF, pour chaque localisation d’excitation, moyennées pour une répétition de dix impacts par localisation

attention particulière dans la création du modèle pôles-résidus.

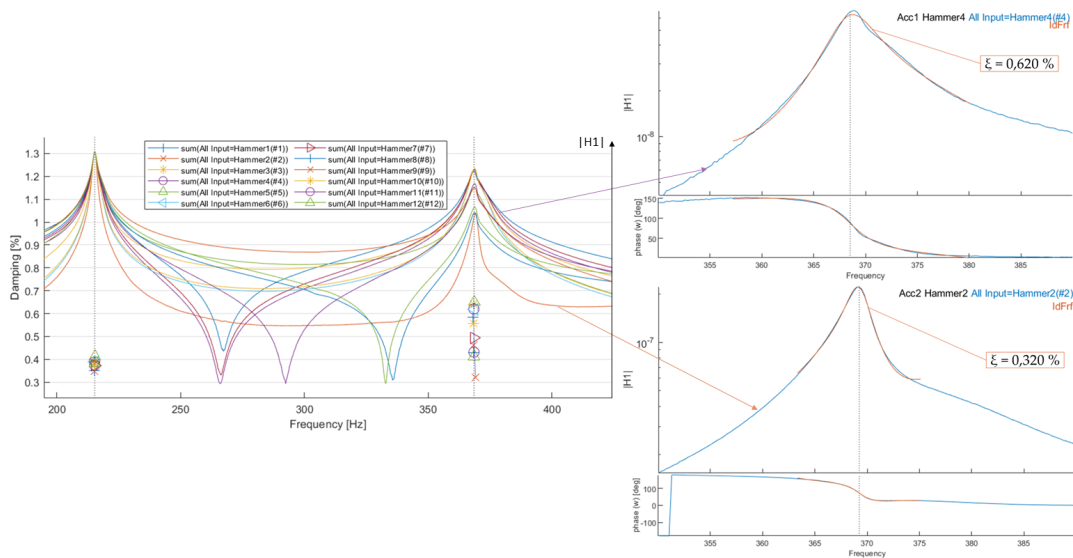


FIGURE 3.19 – Mise en évidence des non-linéarités pour le mode 2

La figure 3.20 donne la dispersion des couples (f_i, ξ_i) pour les deux modes considérés. On note que le mode 1, présente une faible dispersion en fréquence et en amortissement et est représentatif d’un comportement linéaire de la pièce bridée pour ce mode. Le mode 2, par contre, présente une forte dispersion des valeurs d’amortissement identifiées allant de 0.320% à 0.650%. La dispersion des fréquences propres demeure faible ($\Delta f = 0.006$ Hz soit 0.02% de la fréquence moyenne en figure 3.20a et $\Delta f = 1$ Hz soit 0.3% de la fréquence moyenne en figure 3.20b), mais son impact sur la dispersion de l’estimation des taux d’amortissement est cependant important. Ce mode est représentatif d’un comportement non-linéaire.

CHAPITRE 3. MODÉLISATION DU COMPORTEMENT DYNAMIQUE DE LA PIÈCE BRIDÉE

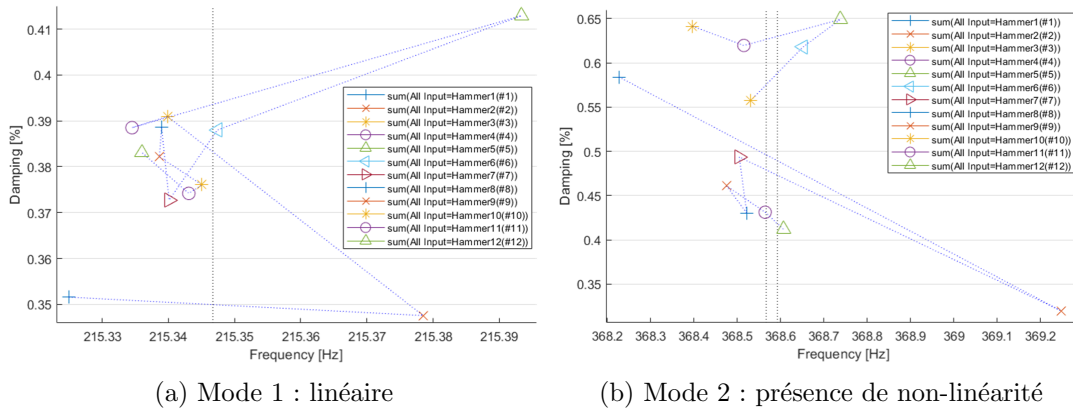


FIGURE 3.20 – Dispersion des (f_i, ξ_i) , identifiés pour chaque localisation d'excitation, moyennés pour dix répétitions d'impact marteau

3.5.3 Répétition des impacts en un point d'excitation

Pour un point d'excitation identique, on s'attachera maintenant à caractériser l'incidence de la variation de l'amplitude de l'excitation sur la dispersion des paramètres identifiés. La [figure 3.21](#) présente les FRF des dix impacts successifs réalisés en un même point. On remarque sur cette figure, comme sur la [figure 3.22](#) centrée sur les deux premiers modes, que les fonctions de transferts sont très similaires. Cependant, on observe une dispersion également plus importante pour le mode 2 que pour le mode 1.

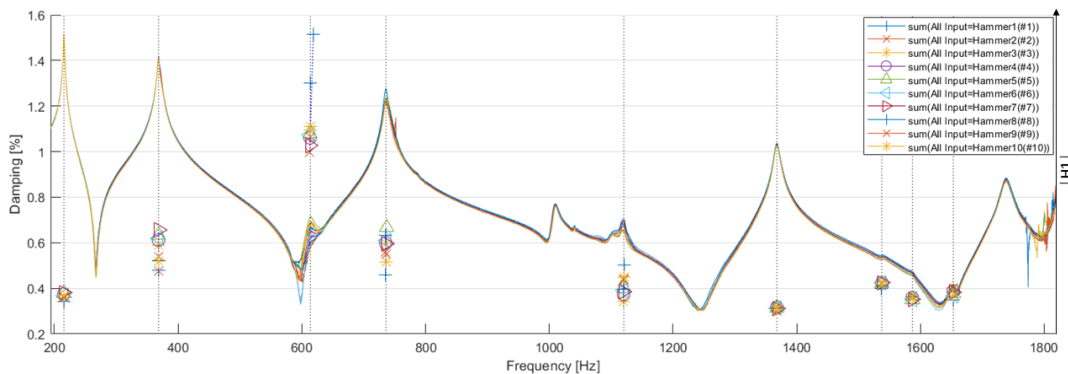


FIGURE 3.21 – FRF pour dix répétitions d'impact marteau à une même localisation

La [figure 3.23](#) valide la dispersion infime en fréquence pour les deux modes. La variation de l'amortissement est cependant importante pour le mode 2 avec des valeurs éloignées du taux d'amortissement initialement estimé à 0.606% en [tableau 3.4](#). La variation au sein d'une série d'impacts marteau à une localisation identique peut donc également être une source de dispersion de l'identification du taux d'amortissement.

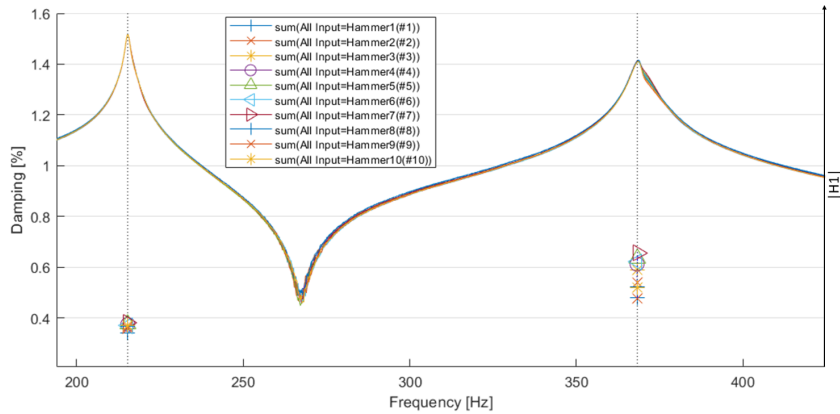
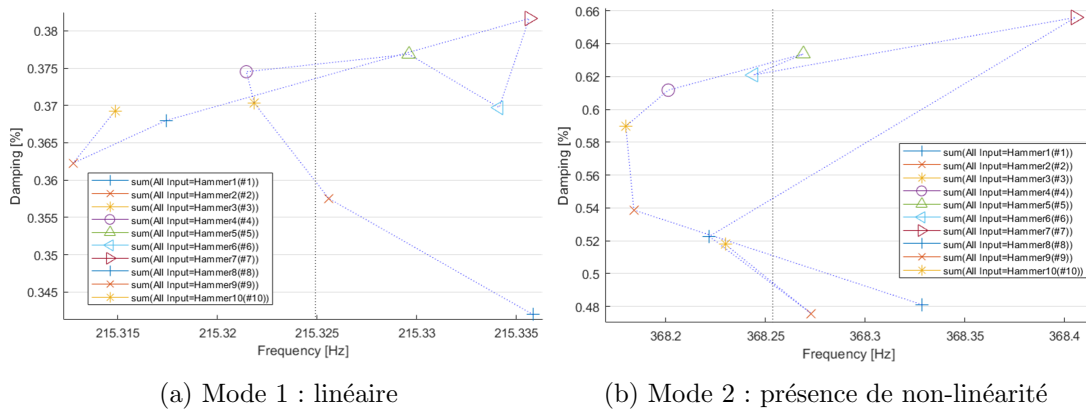


FIGURE 3.22 – FRF recentrées sur les modes 1 et 2



(a) Mode 1 : linéaire

(b) Mode 2 : présence de non-linéarité

FIGURE 3.23 – Dispersion des (f_i, ξ_i) identifiés pour dix répétitions d'impact marteau à une même localisation

3.5.4 Conclusion sur l'analyse des non-linéarités

Le sondage de la pièce bridée a été réalisé par un total de 120 impacts répartis en 12 localisations. Il a été montré que certains modes manifestent des non-linéarités ce qui s'accompagne d'une dispersion des résultats de la phase d'identification paramétrique. Les variations de l'estimation du taux d'amortissement sont non négligeables allant jusqu'à parfois un facteur 2, voir [tableau 3.10](#).

La [figure 3.24](#) montre que la dispersion des couples (f_i, ξ_i) identifiés est importante pour les modes linéaires. La valeur d'amortissement obtenue, sans considérer ces aspects, est élevée par rapport au groupement des 120 mesures, ce qui n'est pas acceptable. Le [tableau 3.10](#) donne la dispersion des fréquences et des taux d'amortissement identifiés pour chaque impact marteau. Les écarts relatifs, en fréquences $\Delta f/f_{moy}$ sont acceptables (inférieurs à 1.5%) par opposition aux écarts relatifs en amortissement $\Delta \xi/\xi_{moy}$ qui traduisent une incertitude sur les valeurs identifiées.

La comparaison entre les valeurs identifiées initialement et les valeurs moyennes de l'identification individuelle sont récapitulées dans le [tableau 3.11](#). Les valeurs identifiées initialement

CHAPITRE 3. MODÉLISATION DU COMPORTEMENT DYNAMIQUE DE LA PIÈCE BRIDÉE

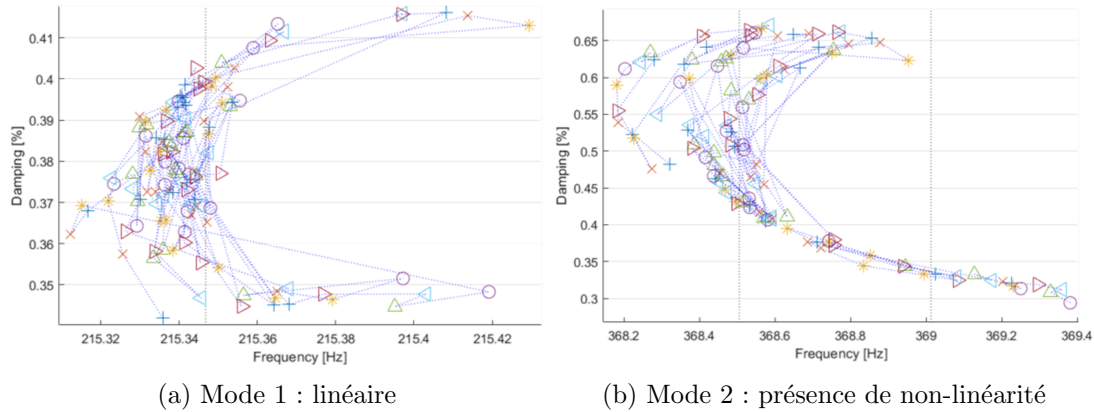


FIGURE 3.24 – Dispersion des (f_i, ξ_i) identifiés pour chaque impact marteau considéré individuellement - modes 1 et 2

	f_{moy}	f_{min}	f_{max}	Δf	$\frac{\Delta f}{f_{moy}}$	ξ_{moy}	ξ_{min}	ξ_{max}	$\Delta \xi$	$\frac{\Delta \xi}{\xi_{moy}}$
Mode 1	215,3	215,3	215,4	0,1	0,05%	0,36	0,34	0,41	0,08	21,64%
Mode 2	368,6	368,2	369,4	1,2	0,33%	0,49	0,29	0,68	0,38	77,12%
Mode 3	613,1	610,7	618,6	7,8	1,28%	1,19	0,91	2,40	1,48	124,54%
Mode 4	735,7	734,9	736,9	2,0	0,27%	0,45	0,27	0,67	0,40	88,28%
Mode 5	1120,3	1111,7	1124,4	12,7	1,13%	0,50	0,28	1,26	0,98	193,76%
Mode 6	1367,9	1367,2	1368,6	1,3	0,10%	0,31	0,20	0,40	0,20	64,85%
Mode 7	1537,5	1536,9	1539,3	2,4	0,16%	0,40	0,35	0,44	0,09	22,43%
Mode 8	1587,0	1586,3	1588,6	2,3	0,15%	0,36	0,32	0,40	0,07	19,64%
Mode 9	1653,5	1648,8	1656,6	7,9	0,48%	0,44	0,29	1,68	1,38	316,20%

TABLE 3.10 – Dispersion des (f_i, ξ_i) , identifiés pour chaque impact marteau, considérés individuellement - x_i exprimées en %

sont proches des valeurs moyennes des identifications des mesures individuelles.

	f_{init}	f_{moy}	$\frac{\Delta f}{f_{moy}}$	ξ_{init}	ξ_{moy}	$\frac{\Delta \xi}{\xi_{moy}}$
Mode 1	215,3	215,3	0,00%	0,37	0,36	-1,26%
Mode 2	368,4	368,6	0,06%	0,61	0,49	-22,39%
Mode 3	612,4	613,1	0,12%	1,05	1,19	11,79%
Mode 4	735,9	735,7	-0,02%	0,52	0,45	-14,82%
Mode 5	1120,59	1120,3	-0,03%	0,39	0,50	22,13%
Mode 6	1367,8	1367,9	0,00%	0,31	0,31	-0,90%
Mode 7	1537,4	1537,5	0,01%	0,39	0,40	1,72%
Mode 8	1587,3	1587,0	-0,02%	0,36	0,36	1,62%
Mode 9	1654,3	1653,5	-0,05%	0,36	0,44	18,39%

TABLE 3.11 – Dispersion des (f_i, ξ_i) , identifiés pour chaque impact marteau, considérés individuellement comparés aux valeurs initialement identifiées - x_i exprimées en %

Lorong et al. [2012] ont mis en avant l'importance du taux d'amortissement sur le comportement dynamique d'une opération d'usinage. L'utilisateur peut choisir de retenir un couple de (f_i, ξ_i) en fonction des hypothèses considérées : des valeurs moyennes pour représenter globa-

lement le comportement ou des valeurs minimales pour avoir une hypothèse défavorable quant à l'initialisation des vibrations lors de la simulation d'usinage.

Dans la suite de nos études on retiendra les valeurs identifiées préalablement à l'identification individuelle pour des raisons chronologiques. Ce choix est néanmoins conforté par la proximité des valeurs obtenues avec les moyennes des valeurs identifiées individuellement pour chaque FRF mesurée. La représentation la plus fidèle du comportement du système en usinage pourrait être obtenue en identifiant les FRF dont l'impact marteau est le plus semblable aux excitations d'usinage (effort introduit dans le système, localisation, direction et sens d'excitation). Cependant, le profil impulsionnel de l'impact restera très approximatif en comparaison avec le travail périodique en usinage. Pour notre cas d'études, une analyse de l'impact de ce paramètre sur les résultats des simulations d'usinage sera réalisée dans la [sous-section 5.3.3](#).

3.6 Modèles pour le bureau d'études

Dans une phase de pré-études, le dispositif de bridage n'est pas encore déterminé. Il est nécessaire de choisir les éléments de bridage de la pièce à usiner ainsi que leurs emplacements. Pour ce faire, dans un contexte industriel, l'utilisateur de nesy2m peut choisir de construire un modèle le plus simple possible et d'encastrier les zones de bridage. Une seconde démarche peut être de repositionner un modèle de bridage existant. Une base de données peut être construite à partir de modèles précédemment recalés, comme celui de la [section 3.4](#). Ces derniers peuvent être repositionnés sur la pièce afin de tester différentes configurations de bridage. Cette section a pour but de présenter succinctement les écarts induits par des modèles simplifiés ou repositionnés. On comparera ici les modèles recalés en géométrie et en propriétés du matériau.

Les taux d'amortissement ne seront pas discutés dans cette section. Les sources d'incertitudes, de caractérisation expérimentale comme de recalage numérique, sont trop importantes pour que l'analyse de cet aspect soit retenue ici. Le [chapitre 5](#) présentera une étude de sensibilité sur ce paramètre.

3.6.1 Modèle de bridage

Le modèle de Kelvin-Voigt présenté est remplacé ici par un encastrement. La [figure 3.25](#) présente la matrice de MAC entre les nouvelles formes propres et le modèle pôles-résidus identifiés expérimentalement. On remarque, en comparaison à la [figure 3.14](#), que le recalage permet d'améliorer l'estimation des fréquences et formes propres mais que le modèle obtenu avec les zones de bridages encastrees est très proche du modèle recalé ce qui est en cohérence avec les valeurs élevées de raideurs issues du recalage du modèle de Kelvin-Voigt.

3.6.2 Utilisation d'un modèle structural dégradé

La modélisation par éléments coques, comme présentée en [sous-sous-section 3.3.1.2](#), permet un gain de temps sur la résolution du problème aux valeurs propres. Cette typologie de modèle, construite pour des pièces de grandes dimensions ou pour une pré-étude rapide, revêt une

CHAPITRE 3. MODÉLISATION DU COMPORTEMENT DYNAMIQUE DE LA PIÈCE BRIDÉE

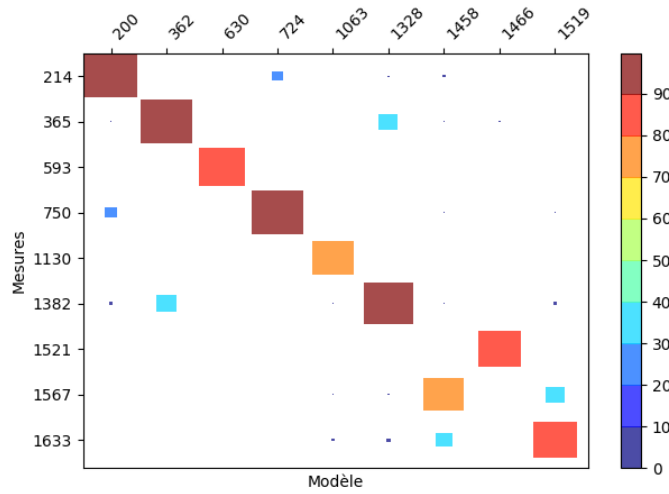
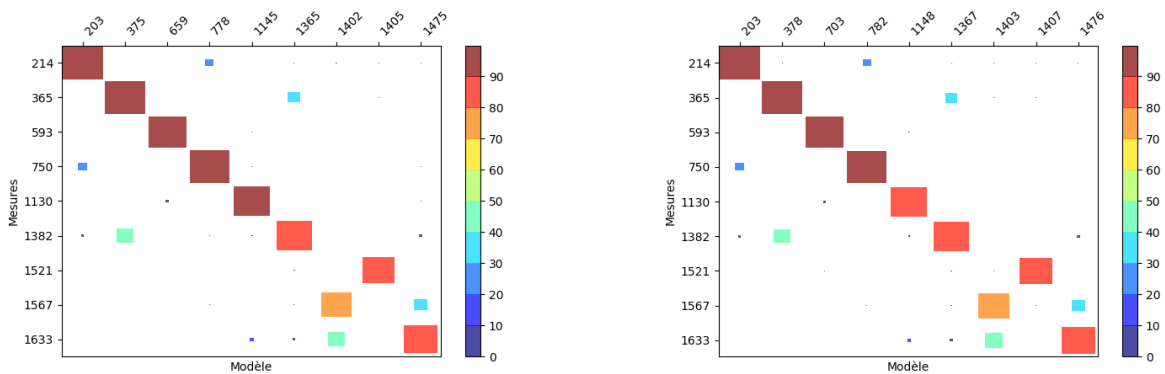


FIGURE 3.25 – MAC modèle dynamique recalé avec encastrements aux zones de bridages vs expérience

nécessité particulière pour réduire le temps de calcul des problèmes de grandes dimensions dont les fichiers de sorties sont trop volumineux pour un ordinateur personnel (plusieurs centaines de Gigaoctets à stocker). La [figure 3.26](#) présente les matrices de MAC pour le modèle de bridage de Kelvin-Voigt et pour une modélisation encastree. Il est à noter premièrement que le modèle coques bridé est plus proche du modèle volumique que le modèle libre ([figure 3.10b](#)) ne l'était de son équivalent en éléments tétraédriques ([figure 3.10a](#)). Les écarts géométriques mis en avant sur le modèle libre ont moins d'impact sur les modes de la pièce bridée. On peut également remarquer ici encore que le modèle avec les zones de contact encastrees est très proche du modèle avec le recalage des éléments de Kelvin-Voigt.



(a) Modèle de Kelvin-Voigt recalé utilisé aux zones de bridages

(b) Encastrements utilisés aux zones de bridages

FIGURE 3.26 – MAC modèle dynamique libre, en éléments coques, recalé puis considération de différents modèles de bridages

3.6.3 Repositionnement du modèle recalé pour estimer sa prédictibilité

L'objectif est d'analyser ici la prédictivité d'un modèle pour trois configurations de bridage utilisant le même modèle de Kelvin-Voigt (modèle recalé en sous-section 3.4.4). La figure 3.27 montre les différentes positions de brides considérées. La position des brides pour laquelle le recalage a été présenté en section 3.4 est notée BR120.

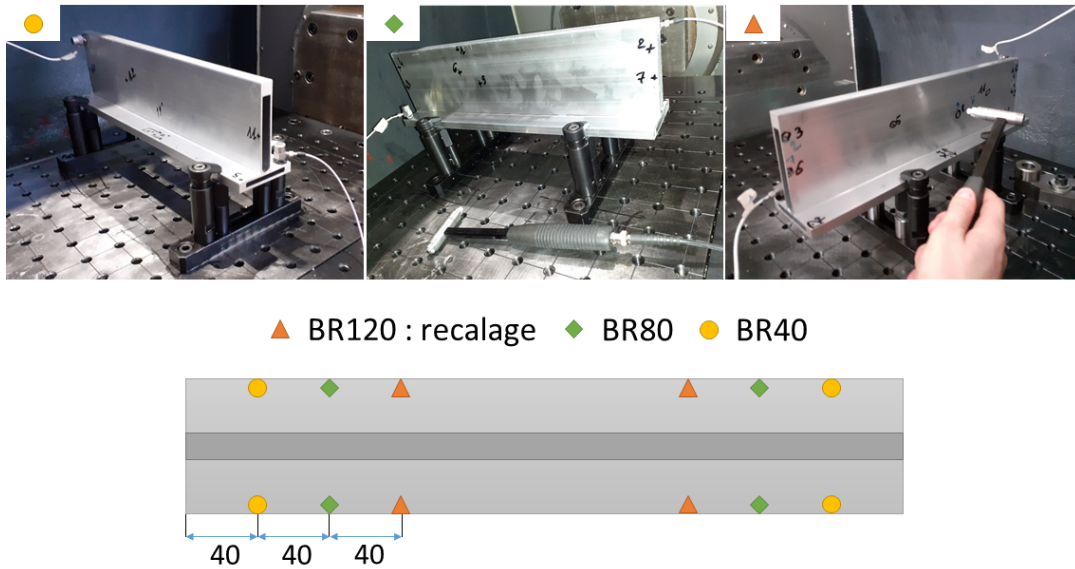


FIGURE 3.27 – Localisation du repositionnement des éléments de bridage

Les matrices de MAC des configurations étudiées sont présentées en figure 3.28. On peut noter que le modèle est plus prédictif pour la position intermédiaire. Les brides sont dans une position plus proche de la localisation de recalage, une analyse plus fine des formes modales permet de confirmer que les modes sont plus fidèles aux essais dans ces deux configurations. Les mouvements de la pièce induisent donc un travail des zones de contact similaire entre ces deux configurations.

Les modes mal identifiés en figure 3.28b correspondent à des modes de voiles minces (pour un exemple voir modes 7 à 9 en figure 3.16) qui sont mal détectables de par la position des accéléromètres. L'accéléromètre positionné sur la base de la traverse est proche d'un point de bridage pour cette configuration. La combinaison de la faible amplitude des modes et de la réduction de l'amplitude des mouvements au point de mesure explique la mauvaise détection pour cette configuration ainsi que l'écart avec les autres MAC.

3.6.4 Conclusion sur les modèles pour le bureau d'études

Cette section a permis de montrer que l'utilisation de modèles simplifiés peut permettre de suffisamment bien représenter le comportement expérimental du système.

Afin de connaître les incidences de ces simplifications sur les résultats de simulation d'usinage, la sous-section 5.3.2 étudie la variation des résultats issus de nesy2m vis-à-vis de l'utilisation des différents modèles dynamiques utilisés. La simplification des modélisations des éléments

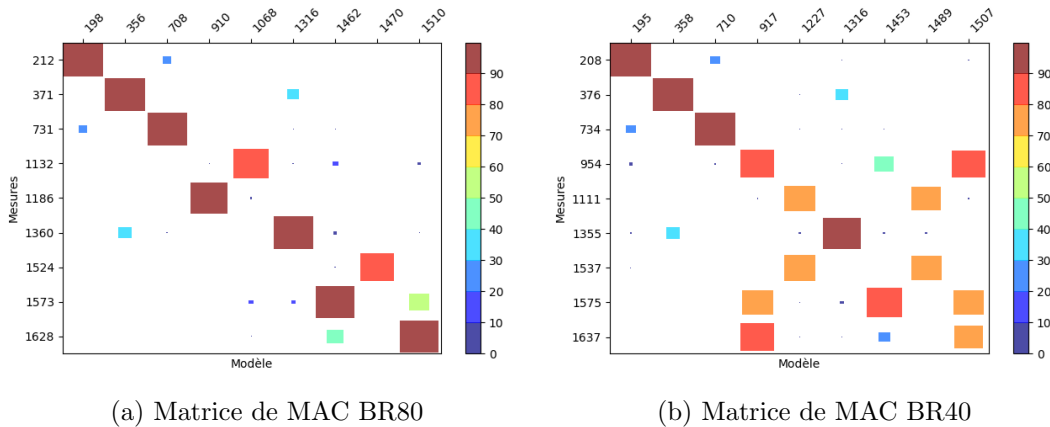


FIGURE 3.28 – MAC modèle dynamique, en éléments coques, recalé puis considération de différents modèles de bridages

de bridage par des encastrements, ainsi que l’usage d’un modèle EF coques, seront retenus pour le cas démonstrateur en [section 6.3](#).

Le repositionnement de modèle de Kelvin-Voigt est soumis à des limitations. Le modèle est représentatif des essais lorsque le bridage modélisé reste proche du point de caractérisation et de recalage. Les modes de la pièce bridée sont alors similaires et les sollicitations des éléments de bridage sont comparables à celle de la configuration initiale.

3.7 Conclusion

Ce chapitre présente la stratégie d’obtention et de recalage du modèle dynamique de la pièce. Il a été mis en avant l’apport d’un recalage de la géométrie de la pièce ainsi que des propriétés du matériau. Les premières fréquences du système ont pu être recalées à quelques pour-cent d’erreur relative. Cependant, le recalage des propriétés du matériau n’est pas toujours réalisable, par exemple en phase d’études si la pièce n’est pas physiquement disponible. Un modèle basé sur la géométrie et les propriétés théoriques du matériau a été testé et montre une corrélation acceptable avec les essais de sonnage sur la pièce libre. Le modèle coques utilisé pour réduire les temps de calcul sur les problèmes nécessitant des modèles EF de grande dimension permet de corréliser les premiers modes, ce qui est suffisant pour une simulation d’usinage convergée d’après la [sous-section 2.3.3](#). Toutefois, le [chapitre 5](#) validera que ce modèle permet d’obtenir une simulation d’usinage proche de celle réalisable avec un modèle dynamique plus fidèle.

Les effets non-linéaires observés lors du sonnage de la pièce bridée donnent lieu à une incertitude importante sur la valeur du taux d’amortissement modal identifié. [Lorong et al. \[2012\]](#) ont démontré l’impact du taux d’amortissement sur les résultats de simulation numérique d’usinage. L’utilisateur du solveur nassy2m devra donc faire un choix pour ce paramètre. Il pourra utiliser l’amortissement minimal identifié dans le cadre d’une hypothèse conservatrice ou une valeur moyenne pour représenter le plus globalement les essais. Dans l’ensemble des cas, l’identification individuelle à chaque impact permet de visualiser le risque de surestimer le taux

d'amortissement d'un mode.

Le recalage des paramètres du modèle de bridage, un modèle de Kelvin-Voigt, permet de bien représenter les fréquences et formes propres du système. Cependant le recalage de l'amortissement ne permet pas de bien estimer les taux d'amortissement modaux du système. Ce choix du modèle de bridage, guidé par sa simplicité pour un recalage et une extrapolation plus aisée dans un contexte industriel, est donc discutable. Une perspective des résultats présentés est de tester la méthodologie de recalage proposée sur un modèle de bridage plus complexe, notamment pour mieux approcher les taux d'amortissement modaux. Le [chapitre 5](#) présentera la simulation d'usinage associé au modèle recalé afin d'analyser les variations de comportements dynamiques et de résultats obtenus.

Des modèles dynamiques de la pièce en plusieurs configurations de bridage ont été présentés, depuis le modèle le plus recalé jusqu'à des modèles plus simples à mettre en œuvre. Ces modèles simplifiés présentent des écarts acceptables avec les modèles les plus recalés et, surtout, avec les essais de caractérisation tout en montrant les limites d'une telle approximation. Le [chapitre 5](#) intégrera ces modèles afin de déterminer si les résultats obtenus suite à la simulation numérique d'usinage sont proches de la simulation de référence et des essais réalisés sur centre d'usinage.

CHAPITRE 3. MODÉLISATION DU COMPORTEMENT DYNAMIQUE DE LA PIÈCE BRIDÉE

Chapitre 4

Optimisation process

Résumé

Ce chapitre propose de considérer la pertinence du travail modal des forces de coupe sur la pièce pour discriminer des trajectoires et détecter les modes ayant le plus d'influence sur le processus de coupe. Cet indicateur a un coût de calcul réduit. En faisant évoluer les paramètres de la trajectoire outil, on observe des variations qualitatives dans la réponse vibratoire du système, passant d'une configuration acceptable à des vibrations excessives. Après avoir évalué la fidélité de la simulation par rapport aux expériences d'usinage, les données numériques sont utilisées pour analyser l'évolution des efforts de coupe et le déplacement de la pièce sous les dents de l'outil. Les tendances en termes de travail modal sont comparées à ces données afin de qualifier la capacité de l'indicateur à discriminer le comportement dynamique des opérations d'usinage. Des conclusions sont apportées sur l'intérêt de cet indicateur et sa capacité à représenter l'apparition des vibrations et la qualité de surface associée dans une phase de conception d'un processus industriel.

Sommaire

4.1	Introduction	93
4.2	Configuration expérimentale	94
4.3	Modélisation numérique de l'opération d'usinage	96
4.4	Définition des travaux modaux	97
4.5	Fidélité de la simulation vis-à-vis essais d'usinage	99
4.6	Analyse de l'apparition des vibrations	102
4.6.1	Analyse des efforts de coupe	103
4.6.2	Déplacements de la pièce sous les dents de l'outil	104
4.6.3	Travaux modaux	105
4.6.4	Conclusion du cas d'études	107
4.7	Conclusion	109

4.1 Introduction

La trajectoire de l'outil, qui conditionne notamment la quantité de matière enlevée ainsi que la cinématique de cet enlèvement, est l'un des facteurs influençant le risque vibratoire lié à l'usinage. Le sens du parcours de l'outil, passage de fraisage en opposition au fraisage en avalant, a également, comme le montrent [Insperger et al. \[2003\]](#), [Ozoegwu et al. \[2013\]](#), une influence vis-à-vis de la stabilité.

Une optimisation de la stratégie d'usinage permettant de limiter la déflexion dynamique sous les efforts de coupe pour les opérations à trajectoires multiples est proposée dans [Tunc and Zatarain \[2019\]](#). La surveillance de la déviation de la pièce en cours de processus pour détecter l'apparition du broutement peut également être utilisée pour optimiser la trajectoire de l'outil [Fan et al. \[2020\]](#), [Huang et al. \[2021\]](#), [Ringgaard et al. \[2019\]](#). Les approches expérimentales permettent cette détection en temps réel, ce qui permet une action corrective immédiate [Gerasimenko et al. \[2018\]](#), [Lamraoui et al. \[2014\]](#), voir [sous-section 1.4.3](#)

Si l'approche par analyse de stabilité est un bon moyen de prévenir l'apparition du broutement régénératif, elle ne permet pas d'étudier les comportements transitoires. Ce type de phénomènes est cependant accessible grâce aux simulations temporelles [Lee and Nestler \[2011\]](#), [Altintas et al. \[2014\]](#), [Coffignal et al. \[2015\]](#), voir [sous-section 1.4.2](#). Si ces dernières permettent de prendre plus facilement en compte l'ensemble des phénomènes non-linéaires impliqués dans le processus d'usinage, elles sont néanmoins nettement plus coûteuses en termes de temps de calcul ainsi que de volume de données produites. En présence de vibrations, il est notamment intéressant d'extraire des informations permettant de différencier les contributions et l'importance relative des différents modes du système pour pouvoir envisager de contrer ces vibrations.

Ce chapitre traite de l'utilisation d'indicateurs énergétiques, extraits d'une simulation temporelle, pour aider l'utilisateur à optimiser les conditions d'usinage lorsque des vibrations peuvent se produire. Plus précisément, les travaux modaux seront utilisés comme indicateurs pour comparer l'acceptabilité de différentes trajectoires d'outils et pour analyser l'évolution de la contribution de chaque mode individuel dans différentes conditions d'usinage. Ces indicateurs sont peu coûteux à calculer et directement déduits des données brutes obtenues par une approche numérique dans le domaine temporel qui base sa modélisation dynamique sur un ensemble de modes propres (pour l'outil et/ou la pièce). La définition de ces indicateurs s'inspire des travaux de G. Vermot des Roches et E. Balmes [Roches and Balmès \[2014\]](#) (section 2.3.2) qui utilisent l'énergie mécanique d'un système comme indicateur pour étudier les effets d'amortissement. Dans le domaine de l'usinage, le principe énergétique est déjà utilisé pour gérer la distorsion des pièces lorsqu'une contrainte résiduelle initiale existe avant l'usinage comme le montrent [Fan et al. \[2020\]](#), [Yang et al. \[2020\]](#).

Afin d'illustrer la contribution de cet indicateur, nous proposons de l'appliquer à deux trajectoires d'usinages différentes : l'une conduisant à l'apparition de vibrations importantes et l'autre non. Après un rappel des modèles utilisés, la définition et le calcul des travaux modaux sont introduits en [section 4.4](#). Une analyse de la capacité des simulations à représenter le comportement expérimental du système est proposée dans la [section 4.5](#). Cette étape est nécessaire

avant d'utiliser les données produites par les simulations pour distinguer les deux trajectoires. Afin de valider l'intérêt de l'indicateur proposé, nous commençons, dans la [section 4.6](#), par analyser et comparer les deux trajectoires grâce à l'évolution des efforts de coupe et des vibrations de la pièce, sous les dents de l'outil, produites par les simulations. Les données issues des travaux modaux sont ensuite présentées dans cette même section. Nous proposons, dans la [sous-section 4.6.4](#), une analyse de la contribution de cet indicateur.

Les données qui peuvent être extraites des simulations de nesy2m peuvent être classées en trois catégories :

1. Les quantités qui peuvent être comparées aux mesures expérimentales : état de surface décliné en ondulations et topographies, accélérations/vitesses/déplacements pendant l'opération d'usinage à des points donnés de la pièce,

par opposition aux quantités qui ne sont pas (ou difficilement) accessibles par des mesures expérimentales :

2. Les données physiques utilisées pour l'analyse du comportement de l'usinage : les efforts de coupe et les déplacements de la pièce sous les dents de l'outil,
3. Les données purement numériques calculées pour analyser l'avancement d'une opération comme l'indicateur W^c proposé [section 4.4](#).

4.2 Configuration expérimentale

La pièce étudiée est un élément de bac à batteries. Elle est constituée d'un profilé extrudé de 400 mm de longueur ([figure 4.1](#)). Sa forme à parois minces fait qu'elle est sujette à des vibrations lors de l'usinage. La section de la pièce, normale à la direction d'extrusion \mathbf{Y} , est visible en [figure 4.2](#).

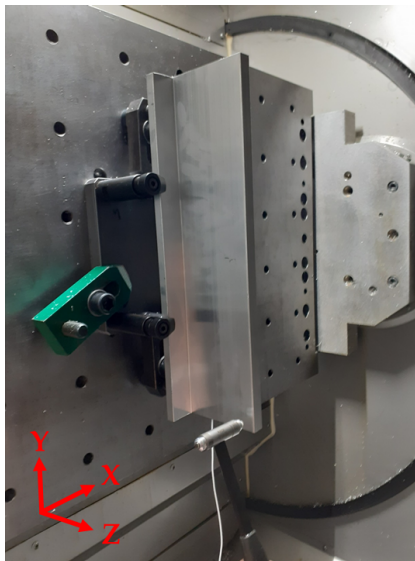


FIGURE 4.1 – Pièce bridée dans le centre d'usinage pendant l'essai au marteau dynamométrique

La pièce est maintenue par des brides modulaires (Norelem réf 04371), serrées en appliquant un couple de 9 N.m sur des supports (Norelem réf 02040). Les supports sont situés à 120 mm (direction \mathbf{Y}) des côtés de la pièce et à 5 mm des bords latéraux (direction \mathbf{X}).

Une opération de surfaçage est considérée pour laquelle la trajectoire de l'outil est une simple translation le long de la direction \mathbf{Y} avec comme direction d'avance Y^+ , voir la [figure 4.2](#). La fraise est une fraise à plaquettes (MAPAL réf. 30545058 avec 10 plaquettes réf. 30559594) avec une vitesse d'avance constante de 0,05 mm/dent, une profondeur de coupe de 1 mm (dans la direction \mathbf{Z}) et une vitesse de rotation de 18 000 *tr/min*. Ces conditions de coupe proviennent d'un cas industriel.

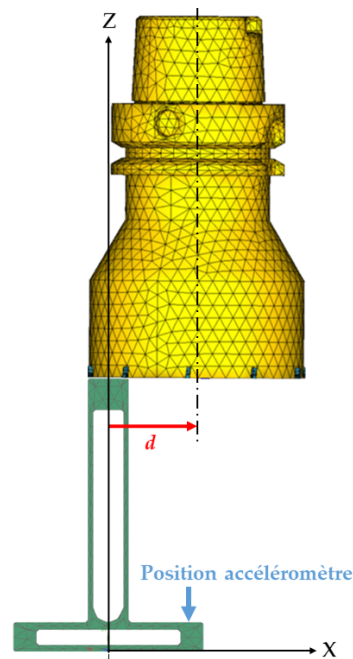


FIGURE 4.2 – Définition du paramètre de la position de l'outil : distance d

La distance d dans la direction \mathbf{X} , voir [figure 4.2](#), entre l'axe de l'outil et le plan de symétrie (\mathbf{Y}, \mathbf{Z}) de la pièce est utilisée comme paramètre. Il permettra de mettre en évidence différents régimes dynamiques au cours de l'usinage. Un accéléromètre est placé, pendant l'usinage et les essais au marteau, sur la base de la pièce. Sa localisation est indiquée dans la [figure 4.2](#) et la [figure 4.3](#). Les accélérations sont mesurées dans la direction \mathbf{Z} .

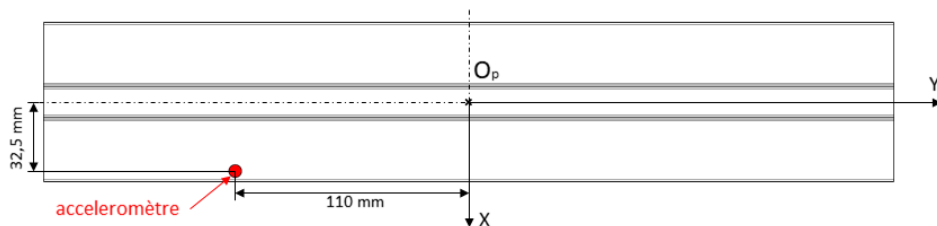


FIGURE 4.3 – Positionnement de l'accéléromètre

4.3 Modélisation numérique de l'opération d'usinage

Le modèle dynamique d'entrée de la pièce est basé sur les formes propres des modes qui sont présentées dans la [figure 3.16](#). Seuls les 9 premiers modes propres sont retenus. Ces modes propres ont été appariés à des modes expérimentaux (critère d'erreur relative de fréquence inférieur à 15 % et des valeurs de MAC supérieures à 70 %, voir la [figure 4.4](#)).

Les défauts observés sur les surfaces usinées flexibles proviennent, comme on montre en [sous-section 2.3.3](#), des premiers modes de vibrations car ce sont eux qui contribuent le plus au mouvement relatif (déplacement) de la pièce par rapport à l'outil. Par conséquent, les 9 premiers modes propres sont pris en compte, sur la base des modes bien appariés. Ils sont inclus dans l'intervalle [200Hz ; 1600Hz]. Ce qui est confirmé par l'étude de convergence présentée en [sous-section 2.3.3](#). Il convient de noter qu'au-delà de 1600Hz, il n'a pas été possible de coupler d'autres modes numériques avec des modes expérimentaux. Ceci est principalement dû au fait qu'il s'agit de modes locaux de parois minces et que les mesures effectuées ne permettent pas de les caractériser.

En raison d'un changement de centre d'usinage utilisé pour les essais au cours de la thèse, le support des éléments de bridage a changé. Les sonnages et l'identification ont été réitérés sur ce nouveau montage.

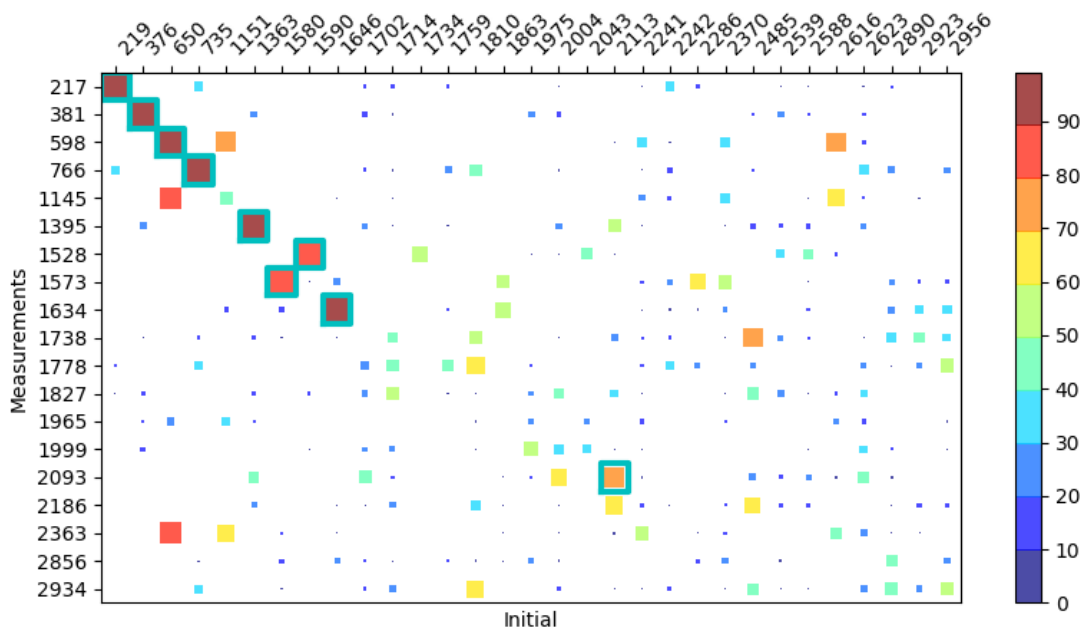


FIGURE 4.4 – Matrice de MAC de la pièce bridée

Les taux d'amortissement expérimentaux notés ξ^x , et les fréquences propres expérimentales notés f^x , sont utilisés, dans le modèle dynamique de la pièce pour les simulations avec nussy2m au lieu des prévisions du modèle EF. Ils sont donnés dans [tableau 4.1](#). Cela permet de rester proche de la réalité et limite l'impact de la fidélité du modèle de simulation sur les analyses qui suivent.

La taille de dexels utilisée est de $16,67 \mu\text{m}$. Ceci correspond à une taille 3 fois inférieure à

	Fréquence expérimentalement (Hz)	Taux amortissement expérimental ξ^x (%)
Mode 1	217.4	0.323
Mode 2	381.2	0.050
Mode 3	598.6	0.143
Mode 4	766.7	0.010
Mode 5	1145.5	0.177
Mode 6	1395.1	0.137
Mode 7	1528.0	0.327
Mode 8	1573.2	0.273
Mode 9	1634.7	0.547

TABLE 4.1 – modèle numérique de la pièce : fréquences propres et taux d’amortissement utilisés pour le modèle dynamique

l’avance par dent et permet un calcul suffisamment précis des sections coupées ainsi que des efforts de coupe qui en résultent. Cette taille a été déterminée par une étude de convergence des efforts de coupe réalisée pour ces conditions de coupe en [sous-section 2.3.1](#).

Le pas de temps utilisé est de $5,0 \cdot 10^{-5}$ secondes. Il est 4 fois plus petit que le pas de temps requis par la condition de Courant-Friedrichs-Lewy liée ici à la neuvième fréquence propre ([Gérardin and Rixen \[2014\]](#) schéma d’intégration des différences centrales explicites) et conduit à 12 pas de temps pendant la plus petite période du modèle.

4.4 Définition des travaux modaux

Nous nous concentrons ici sur la pièce car elle est, en particulier pour les pièces à parois minces, l’élément faible du système machine/outil. La même approche peut être appliquée à l’outil. Avant la projection sur la base de modes propres choisie, l’équation du mouvement de la pièce est exprimée dans un cadre d’éléments finis (EF). Elle peut être écrite comme suit :

$$\underline{\underline{M}} \ddot{\underline{q}} + \underline{\underline{C}} \dot{\underline{q}} + \underline{\underline{K}} \underline{q} = \underline{g}^c + \underline{g}^o \quad (4.1)$$

où $\underline{\underline{q}}$, $\underline{\underline{\dot{q}}}$ et \underline{q} sont respectivement les colonnes contenant les accélérations, les vitesses et les déplacements des n_q degrés de liberté du modèle EF, $\underline{\underline{M}}$, $\underline{\underline{C}}$ et $\underline{\underline{K}}$ sont respectivement les matrices de masse, d’amortissement et de rigidité correspondantes, \underline{g}^c est la colonne des forces généralisées EF provenant exclusivement des efforts de coupe et, enfin, \underline{g}^o la colonne des autres forces généralisées EF (serrage, effets d’inertie, ...).

En un point donné A de la pièce, et à un moment donné t , l’interpolation EF définit le déplacement $\underline{U}(A, t)$ et la vitesse $\underline{V}(A, t)$, tous deux colonnes de 3 composantes dans le repère EF global, par :

$$\underline{U}(A, t) = \underline{\underline{N}}(A) \underline{q}(t), \quad \underline{V}(A, t) = \underline{\underline{N}}(A) \dot{\underline{q}}(t) \quad (4.2)$$

où $\underline{\underline{N}}(A)$ est la matrice des fonctions de forme EF globales dont la taille est de $3 \times n_q$.

Dans nesy2m, une discrétisation des faces de coupe de l'outil est effectuée pour produire un ensemble d'outils élémentaires. Si l'outil élémentaire k coupe de la matière, la colonne ${}^k\underline{F}$ des 3 composantes de l'effort de coupe ${}^k\underline{\mathbf{F}}$ est :

$${}^k\underline{F} = {}^k b \left(F_n({}^k h) {}^k \underline{n} + F_e({}^k h) {}^k \underline{e} + F^c({}^k h) {}^k \underline{c} \right) \quad (4.3)$$

où ${}^k b$ et ${}^k h$ sont respectivement la largeur de coupe et l'épaisseur de coupe de l'outil élémentaire k , $({}^k \underline{n}, {}^k \underline{e}, {}^k \underline{c})$ les 3 colonnes de la composant les vecteurs de la base $({}^k \mathbf{n}, {}^k \mathbf{e}, {}^k \mathbf{c})$ associés à l'arête de coupe et la face de coupe de l'outil élémentaire k à l'intérieur du repère EF.

La colonne des efforts de coupe généralisés \underline{g}^c est alors définie comme suit :

$$\underline{g}^c = \sum_{k=1}^{n_{ET}} \underline{N}({}^k A) {}^k \underline{F} \quad (4.4)$$

où n_{ET} est le nombre d'outils élémentaires et ${}^k A$ le point de la pièce où l'effort de coupe ${}^k \underline{F}$ est appliqué.

Soit $\underline{\phi} = [\phi_1 \phi_2 \dots \phi_{n\alpha}]$ la matrice contenant les $n\alpha$ modes propres choisis pour représenter la flexibilité du système. Le nombre $n\alpha$ est généralement de l'ordre de dix ou quelques dizaines. L'approximation de \underline{q} et $\dot{\underline{q}}$ sont alors définies par :

$$\underline{q}(t) \approx \underline{\phi} \underline{\alpha}(t) \quad \text{et} \quad \dot{\underline{q}}(t) \approx \underline{\phi} \dot{\underline{\alpha}}(t) \quad (4.5)$$

où $\underline{\alpha}$ est la colonne des degrés de liberté modaux et $\dot{\underline{\alpha}}$ sa dérivée première par rapport au temps.

L'équation du mouvement dans la base de Ritz peut alors s'écrire :

$$\underline{m} \ddot{\underline{\alpha}} + \underline{c} \dot{\underline{\alpha}} + \underline{k} \underline{\alpha} = \underline{g}^c + \underline{g}^o \quad (4.6)$$

avec $\underline{m} = \underline{\phi}^T \underline{M} \underline{\phi}$, $\underline{c} = \underline{\phi}^T \underline{C} \underline{\phi}$ et $\underline{k} = \underline{\phi}^T \underline{K} \underline{\phi}$ les matrices modales de masse, d'amortissement et de rigidité. La colonne \underline{g}^c contient les forces modales provenant des forces de coupe généralisées \underline{G}^c , $\underline{g}^c = \underline{\phi}^T \underline{G}^c$ et $\underline{g}^o = \underline{\phi}^T \underline{G}^o$ les forces généralisées provenant d'autres forces externes. Elles sont calculées à la fin de chaque pas de temps t du schéma d'intégration.

De même, à chaque pas de temps t , il est possible de calculer la puissance P^c générée par les forces de coupe pendant le mouvement de la pièce par :

$$P^c(t) = \sum_{k=1}^{n_{ET}} \underline{V}^T({}^k A, t) {}^k \underline{F}(t). \quad (4.7)$$

En utilisant les équations (4.2), (4.4) et (4.5), il est facile de déduire que :

$$P^c(t) = \dot{\underline{\alpha}}^T(t) \underline{g}^c(t) = \sum_{i=1}^{n\alpha} \dot{\alpha}_i(t) g^{ci}(t). \quad (4.8)$$

Le scalaire g_{ci} est l'effort de coupe modal pour le $i^{\text{ème}}$ mode. C'est la $i^{\text{ème}}$ composante de \underline{g}_c et vaut $\underline{\phi}_i^T \cdot \underline{g}_c$. La puissance P^c est donc la somme, à chaque pas de temps, de la contribution, pour chaque mode propre i , de la puissance modale de l'effort de coupe $P^{ci} = \dot{\alpha}_i g^{ci}$. Ainsi aucune somme sur les outils élémentaires n'est effectuée, ce qui limite à la fois les données à stocker en fin de simulation (certaines simulations comportent plusieurs millions de pas de temps avec plusieurs centaines d'outils élémentaires) et les coûts de calcul.

Enfin, le travail généré par les forces de coupe pendant le mouvement de la pièce sur un intervalle de temps donné T , qui peut correspondre à une révolution de l'outil ou à une période d'un des modes propres, peut être calculé comme suit :

$$W^c(t, T) = \int_t^{t+T} P^c(\tau) d\tau = \sum_{i=1}^{n\alpha} W^{ci}(t, T) \quad (4.9)$$

où $W^{ci}(t, T) = \int_t^{t+T} P^{ci}(\tau) d\tau$ est le travail modal des efforts de coupe appliqués sur la pièce pendant l'intervalle de temps $[t, t + T]$.

La valeur maximale de ce cumul peut être considérée pour obtenir un indicateur scalaire et comparer les trajectoires entre elles. Ces données peuvent ensuite être utilisées pour obtenir une évolution représentative de l'historique des mouvements de la pièce sous les efforts d'usinage.

La même extraction pourrait être effectuée sur le modèle dynamique de l'outil. L'indicateur est alors exprimé dans la base tournante liée à l'outil et utilise les modes propres de l'outil pour calculer les travaux modaux des vibrations de l'outil sous les efforts de coupe. Il est important de noter que le travail obtenu ne tient pas compte des déplacements induits par la rotation de la broche : seuls les déplacements modaux sont pris en compte. Ainsi l'énergie calculée correspond à l'énergie imputée aux vibrations mais ne correspond pas à l'énergie consommée par la coupe de la matière.

Dans ce qui suit, nous nous concentrons sur la pièce qui est le composant le plus faible pendant l'opération d'usinage étudiée. Néanmoins, les valeurs de l'indicateur pour l'outil sont données à la fin du chapitre pour confirmer que l'énergie mise dans les vibrations de l'outil reste faible par rapport à celle mise dans la pièce.

4.5 Fidélité de la simulation vis-à-vis essais d'usinage

Dans cette section, nous proposons d'évaluer la proximité entre les résultats des simulations dans le domaine temporel et ceux provenant de la réalité. Deux trajectoires d'outils pour $d = 0$ mm et pour $d = 12,5$ mm sont étudiées. Les mesures expérimentales considérées sont l'état de surface et le comportement dynamique de la pièce pendant l'opération d'usinage.

La [figure 4.5](#) présente la topographie de la surface entre $Y = 45$ mm et $Y = 55$ mm (distance par rapport à O_p en [figure 4.3](#)). La colonne « *Photographie* » montre les photos prises lors de l'étape de contrôle métrologique. Les zones d'ombre ne sont pas dues à la qualité de la

surface mais au système d'éclairage. En guise de confirmation, la colonne « *MMT* » présente l'extraction des mesures effectuées avec un capteur de mesure par lumière blanche monté sur une machine à mesurer tridimensionnelle Zeiss O-Inspect 543. Ce moyen expérimental évite le filtrage mécanique par le rayon du plapeur d'une mesure par contact. Il permet une comparaison directe des tendances des données numériques et expérimentales. La colonne « *nessy2m* » montre les extractions des surfaces de dexels issues des simulations.

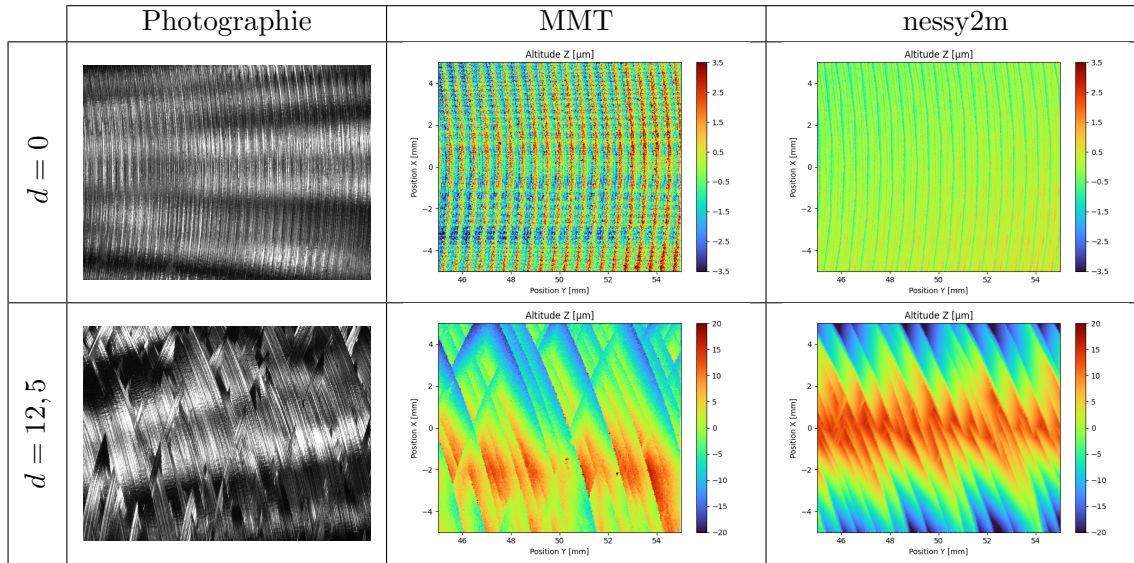


FIGURE 4.5 – Topographies de surfaces : photographies, mesures par scanner à lumière blanche et extraction du tapis de dexels nessy2m

On remarque que les deux trajectoires de l'outil génèrent des surfaces assez différentes. Pour $d = 0$ mm un profil très régulier est observé et correspond aux passages des dents. On constate que certaines dents laissent une marque plus profonde. Ainsi, une périodicité d'une avance par tour est visible. Cela provient de la position axiale des inserts de l'outil qui est ajustée à $\pm 1 \mu m$. Une métrologie de l'outil réel a été réalisée et la différence d'altitude entre les dents, reproduite sur l'outil virtuel, a permis de retrouver une topographie équivalente sur la pièce virtuelle.

Pour $d = 12,5$ mm, on observe un schéma très différent. La surface de la pièce est plus accidentée et certaines dents ont laissé des marques nettement plus importantes. Cela semble indiquer que des vibrations importantes sont apparues lors de cet usinage, ce qui est confirmé par l'analyse des mesures effectuées à l'aide des accéléromètres.

Les ondulations mesurées sur les deux surfaces virtuelles et réelles sont données dans [tableau 4.2](#). L'ondulation totale W_t a été obtenue avec un filtre gaussien et une longueur de coupe de $\lambda^c = 0.25$ mm. La norme NF EN ISO 21920-3 indique les valeurs de la longueur de coupe pour le signal périodique. Dans notre cas, la valeur Rsm est équivalente à la valeur de l'avance par dent lorsqu'il n'y a pas de vibrations. La valeur de coupe est alors déduite de la valeur précédente. Pour permettre la comparaison, la même valeur de coupe est utilisée pour le cas avec vibrations. On remarque que la valeurs d'ondulations mesurées sont faibles, ce qui est confirmé par les topographies locales présentées en [figure 4.5](#). Les simulations et les essais

présentent des ondulations avec des ordres de grandeur équivalentes. La confrontation des deux configurations d’usinage montre que les valeurs obtenus sont différentiables (facteur 4.2 pour les essais et facteur 23.2 pour les simulations). Les écarts peuvent être imputés à des phénomènes physiques présents à une échelle inférieure à celle considérée comme par exemple la création du copeau ou les jeux fonctionnels du centre d’usinage qui ne sont pas pris en considération dans la simulation.

W_t [μm]	Expérimental	Simulation
$d = 0$	3,6	0,6
$d = 12.5$	15,1	13,9

TABLE 4.2 – Valeurs d’ondulation ($\lambda^c = 0.25$ mm)

Concernant la mesure des vibrations, nous avons extrait, à partir du signal temporel en accélération, des spectrogrammes en déplacement pour les deux opérations d’usinage (figure 4.6 et figure 4.7). Nous avons choisi de présenter les résultats en déplacement car l’historique des mouvements de la pièce aux points de contact avec les dents définit l’enlèvement de matière instantané et, in fine, les efforts de coupe qui génèrent les vibrations. Le choix est fait de présenter les spectrogrammes sur la même plage d’amplitude afin de permettre une comparaison directe entre les données expérimentales et celles extraites numériquement.

Il convient de mentionner que afin de maintenir le signal d’accélération mesuré dans la plage de mesure admissible par le capteur, l’accéléromètre est placé à une faible distance d’une bride. À proximité des zones de bridage, le champ de déplacement peut être sujet à des variations dues à des détails à petite échelle non modélisés par les conditions limites ainsi qu’aux imperfections du modèle de bridage utilisé lui-même. Par conséquent, la comparaison de l’amplitude du déplacement, en particulier à ces faibles valeurs (quelques microns par rapport aux millimètres dans la zone usinée), ne peut être que qualitative. Néanmoins, les observations spectrales sont toujours disponibles en termes de correspondance des phases de fonctionnement lorsque des modes propres spécifiques sont prédominants dans les vibrations du système.

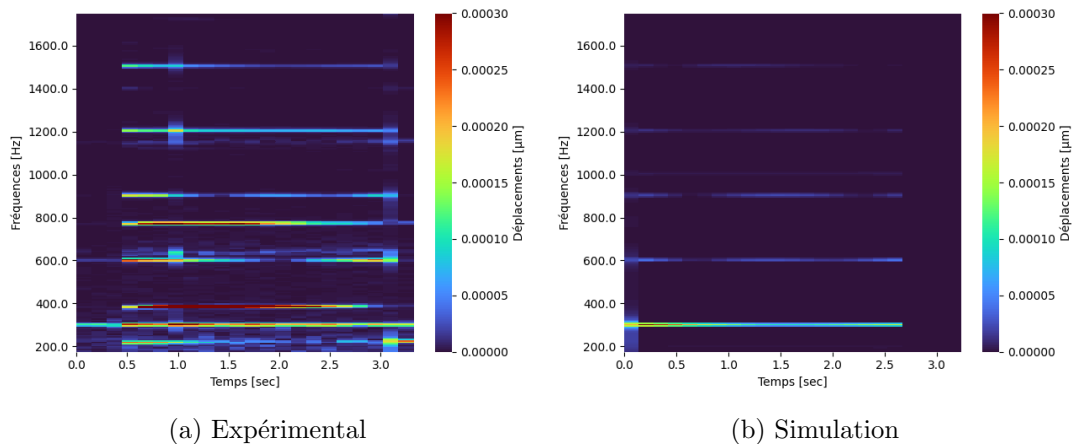


FIGURE 4.6 – Spectrogrammes pour la position de l’outil $d = 0$ mm

On peut remarquer en comparant les mesures des deux configurations que les niveaux d'amplitudes des vibrations sont faibles pour $d = 0$ mm et, en comparaison avec ceux pour $d = 12,5$ mm 300 à 400 fois plus importants. Dans le premier cas, [figure 4.6](#), la fréquence de passage des dents (300Hz) et ses harmoniques sont clairement identifiables pour les deux configurations. Par contre, les modes de la pièce ne sont détectables que sur les essais. Dans le second cas, [figure 4.7](#), on remarque que le faciès des deux spectrogrammes sont très similaires. Dans les deux cas, les amplitudes des premiers modes de la pièce sont largement prédominantes et la fréquence de passage de dents n'est plus visible. On note cependant que les amplitudes mesurées sont supérieures à celles simulées.

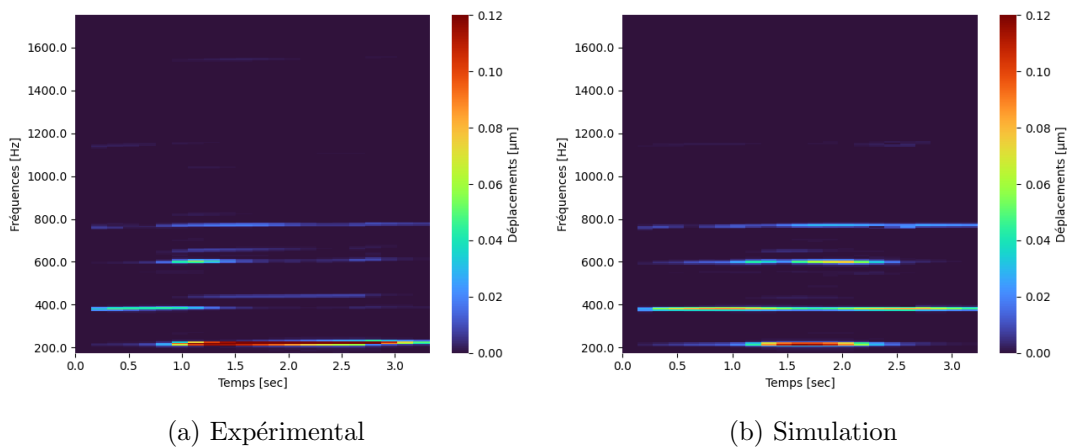


FIGURE 4.7 – Spectrogrammes pour la position de l'outil $d = 12.5$ mm

Malgré les divergences mentionnées, on peut remarquer, conformément à [figure 4.5](#), que le comportement global de l'opération d'usinage est bien représenté : les résultats de simulations respectent les tendances observées expérimentalement. Les confrontations des états de surfaces, les ondulations ainsi que les spectrogrammes ont ainsi permis de montrer que la simulation numérique respecte les tendances mesurables lors des essais. Par la suite, la simulation numérique sera utilisée pour analyser plus finement les sources des vibrations. La capacité de l'indicateur W^c à traduire ces différences de comportement vibratoire sera également analysé.

4.6 Analyse de l'apparition des vibrations

Pour les deux opérations sélectionnées, il est relativement facile d'extraire des simulations des données permettant d'estimer l'acceptabilité de l'opération d'usinage. En effet, pour ces opérations d'usinage, la zone d'engagement des dents est petite par rapport au diamètre de la fraise (le diamètre de la fraise est de 81 mm et la largeur de la zone usinée est de 15 mm) et à tout moment il n'y a jamais plus d'une dent en engagement dans le matériau. Il est ainsi plus facile de suivre les efforts de coupe subis par chaque dent et de vérifier que l'évolution de ces efforts lors de l'usinage réel est proche de l'évolution attendue et qu'il n'y a pas de pics d'efforts susceptibles d'endommager l'outil ou la pièce, ou de provoquer une usure excessive de

l'outil. Pour ce faire, il suffit de comparer les efforts simulés sans tenir compte des phénomènes vibratoires (pièce et outil supposés rigides) avec ceux simulés avec des phénomènes dynamiques pour la pièce et/ou l'outil.

Pour le cas d'étude, il est également possible d'examiner l'amplitude des déplacements sous les dents lorsqu'elles coupent la matière. Ces déplacements doivent rester faibles par rapport à l'avance par dent si l'on veut que l'usinage se déroule dans de bonnes conditions. Pour les deux opérations d'usinage considérées, une bonne estimation de ce déplacement est obtenue en extrayant le déplacement, lors de l'avance de l'outil, au point P (voir figure 4.8) positionné sur le plan médian de la surface usinée coupant le cercle défini par le diamètre de l'outil. En particulier, il est possible d'extraire la contribution de chacun des modes à ce déplacement, à un moment donné et en un point donné de cette ligne.

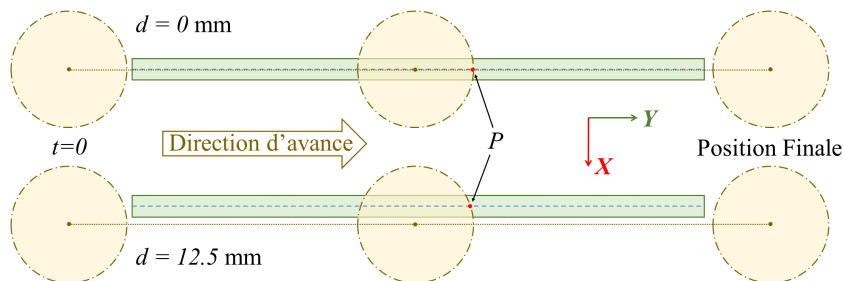


FIGURE 4.8 – Localisation de la mesure des déplacements sous les dents de l'outil

Avant d'examiner les informations produites par le travail modal, nous proposons de commencer par analyser les efforts de coupe et les déplacements sous les dents produits par les simulations.

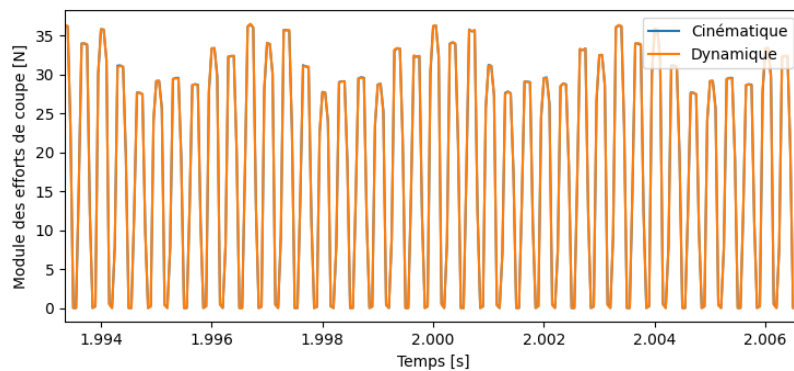
4.6.1 Analyse des efforts de coupe

Les efforts de coupe appliqués par chaque outil élémentaire sont additionnés et exprimés dans le repère de la pièce. Des simulations cinématiques sont effectuées pour obtenir l'évolution théorique des efforts de coupe pendant l'opération de fraisage. Si l'activation des modèles dynamiques de la pièce et de l'outil affectent le processus de fraisage, le volume des dexels coupés par les dents de l'outil par pas de temps seront modifiés, et donc la profondeur et la largeur de coupe à chaque incrément également. L'évolution des efforts de coupe calculés à partir de ces données divergera des efforts obtenus à partir des simulations cinématiques.

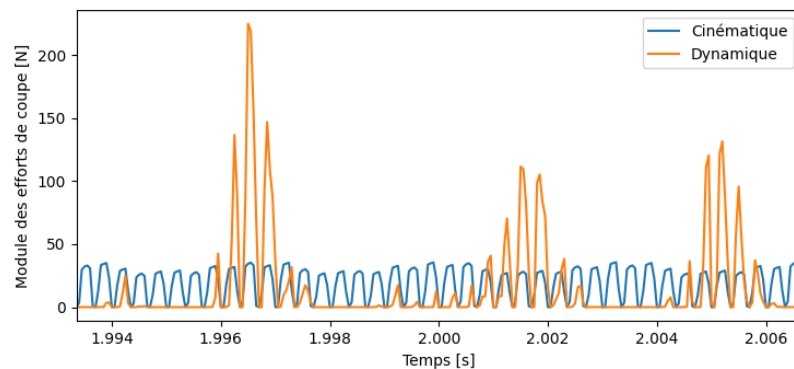
Le figure 4.9 montre que, pour $d = 0$ mm, l'activation du comportement dynamique du système n'affecte pas notablement l'évolution des efforts de coupe. On peut en déduire que le processus de fraisage est proche de l'opération de fraisage nominale.

Par contre, pour $d = 12,5$ mm, une grande variation des efforts de coupe est observée. Les valeurs importantes des efforts de coupe s'expliquent par deux aspects physiques principaux qui diffèrent du cas cinématique. Une analyse, basée sur une extraction des déplacements de la pièce sous l'outil (voir figure 4.9), a révélé que la déflexion dynamique de la pièce est principalement composée de la fréquence du premier mode de la pièce (215Hz) qui est très différentes de la

fréquence de passage des dents (facteur de 13,9). Les forces de coupe générées pendant une partie de la révolution de l'outil entraînent un déplacement qui pousse la pièce hors de sa position nominale. Juste après cette impulsion, l'interaction de la pièce et de l'outil est réduite voire cessée pour une durée comparable. La rigidité de la pièce tend à la ramener dans sa position d'origine où les dents peuvent revenir à des conditions plus engagées dans le matériau. Ce phénomène cyclique conduit à environ cinq dents en coupe consécutives suivies d'une période sans contact. La déviation globale de la pièce pendant l'opération de fraisage est alors générée par les coups suivants. Dans le même temps, la déviation de la pièce est suffisamment importante pour créer une interaction avec l'arrière de l'outil. Les dents positionnées vers l'arrière réusinent la pièce. Cela peut être également observé sur la [figure 4.5](#) avec le motif croisé. Ces deux phénomènes physiques entraînent des conditions d'engagement de coupe plus importantes que dans la configuration nominale et expliquent la différence d'amplitude des forces observés sur la [figure 4.9](#).



(a) $d = 0$



(b) $d = 12.5$

FIGURE 4.9 – Evolution du module des efforts de coupe autour de la position $Y = 50$ mm

4.6.2 Déplacements de la pièce sous les dents de l'outil

Le déplacement de la pièce est mesuré au point avant de l'outil le long de la trajectoire d'usinage ([figure 4.10](#)). Ce point, dont on définit l'évolution en [figure 4.8](#), est également exprimé dans le repère global.

Pour les trajectoires d'outil $d = 0$ mm et $d = 12.5$ mm, le déplacement principal est dans la direction \mathbf{X} . Cette composante du déplacement est liée à la flexion des parois minces de la pièce. Le déplacement dans la direction \mathbf{Z} , directement lié à l'état de surface final, est beaucoup plus faible pour les deux trajectoires de l'outil du fait que la pièce est plus rigide dans cette direction : déplacements supérieurs en \mathbf{X} d'un facteur 150 pour $d = 0$ mm et d'un facteur de 100 pour $d = 12.5$ mm.

Pour $d = 0$ mm ce déplacement est compris dans $\pm 0.5 \mu\text{m}$. Cela correspond aux petits défauts, générés par le faux rond et l'alignement de dents de l'outil, qui peuvent être observés sur la [figure 4.5](#). Sur cette figure, les déplacements de la pièce présentent des évolutions continues qui peuvent être associées à une évolution progressive de la dynamique de la pièce avec une contribution évolutive des différents modes propres.

Pour la position de l'outil $d = 12.5$ mm, une telle évolution régulière ne peut être observée et des vibrations, dont l'amplitude est grande par rapport à l'avance à la dent, peuvent être clairement identifiées. Les déplacements \mathbf{Y} et \mathbf{Z} se situent dans l'ordre de grandeur de l'état de surface et ont un impact significatif sur celui-ci pour la direction \mathbf{Z} ([figure 4.5](#)).

Si nous nous concentrons sur le déplacement suivant \mathbf{Z} , il peut être intéressant d'extraire la contribution des différents modes. Le [figure 4.11](#) montre que le mode 3 est le principal contributeur aux déplacements affectant la surface usinée. Pour les déplacements selon \mathbf{X} , le [figure 4.12](#) montre que les modes 1 et 2, et dans une moindre mesure le mode 4, sont les principaux contributeurs.

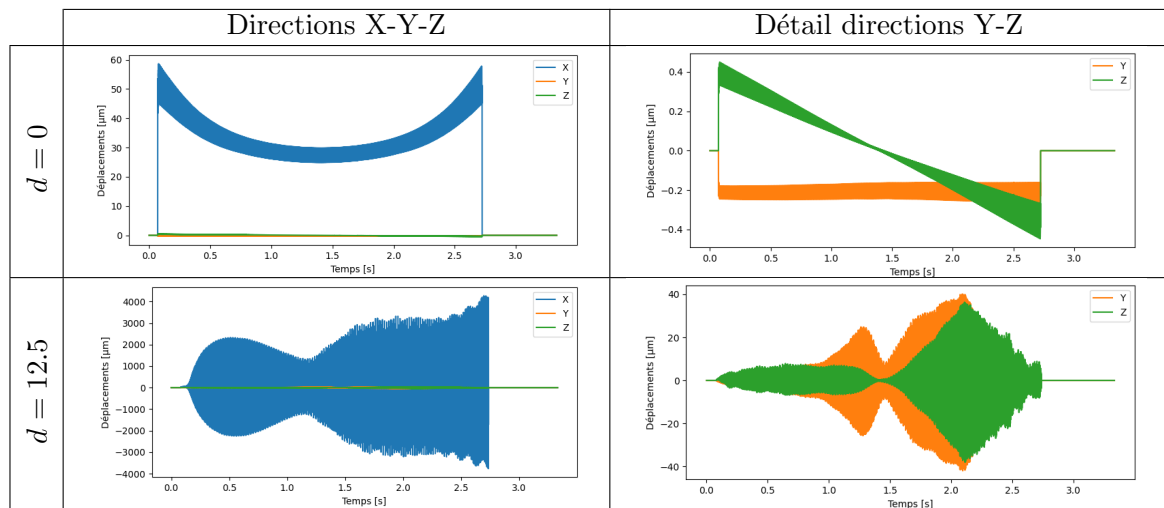
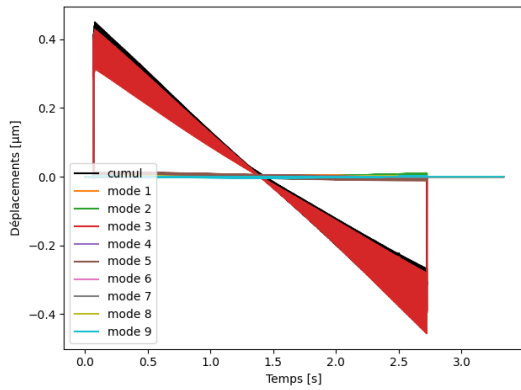


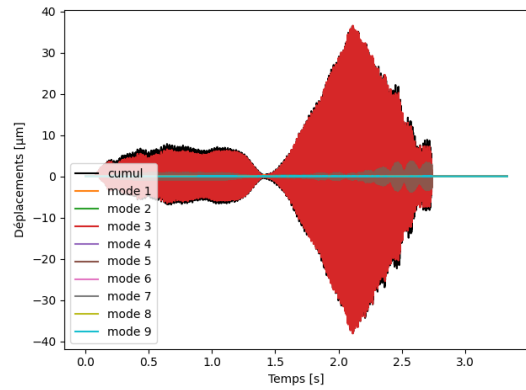
FIGURE 4.10 – Déplacements de la pièce à l'avant de l'outil au cours de l'opération d'usinage

4.6.3 Travaux modaux

Le [figure 4.13](#) présente le travail modal additionné de toutes les contributions des modes pour les deux configurations. Le comportement de l'indicateur est fortement affecté par l'apparition de vibrations pour $d = 12,5$ mm avec une différence marquée d'amplitude par rapport à la configuration $d = 0$ mm. Pour cette dernière configuration, on remarque des phénomènes

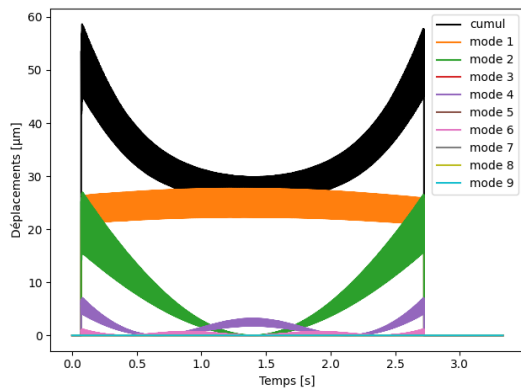


(a) Position de l'outil $d = 0$ mm

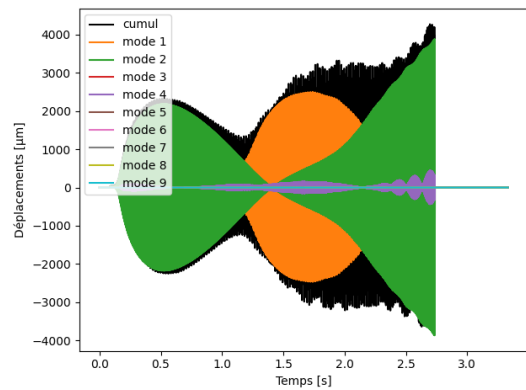


(b) Position de l'outil $d = 12.5$ mm

FIGURE 4.11 – Contributions modales aux déplacements de la pièce : direction **Z**



(a) Position de l'outil $d = 0$ mm

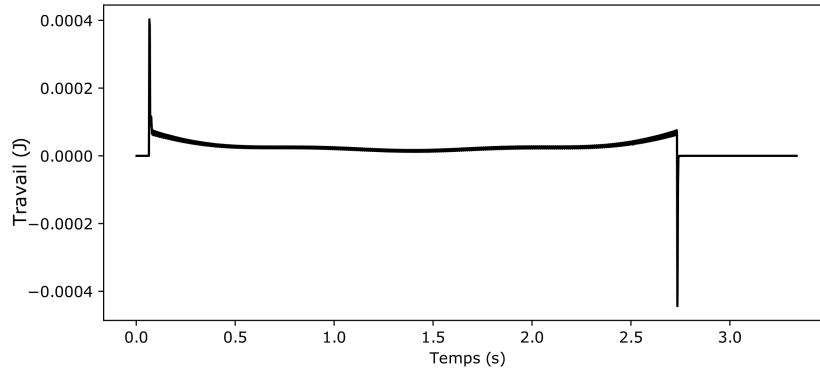


(b) Position de l'outil $d = 12.5$ mm

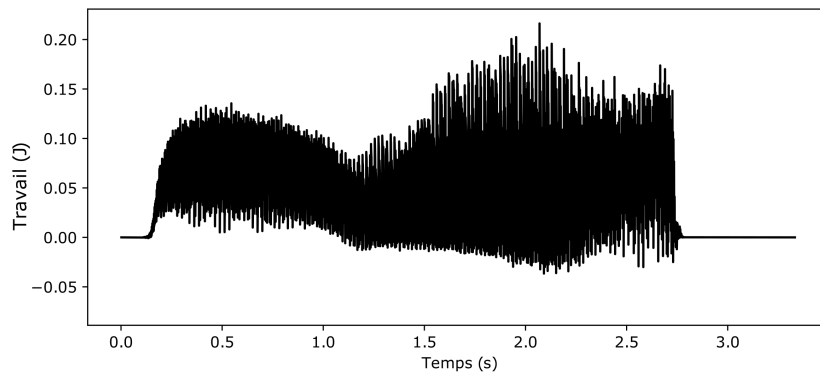
FIGURE 4.12 – Contributions modales aux déplacements de la pièce : direction **X**

spécifiques liés à l'entrée et à la sortie de l'outil de la pièce créant des maxima locaux. L'indicateur atteint, à ces instants, des valeurs bien inférieures à celles observées lorsque des vibrations surviennent pour le cas $d = 12,5$ mm en cas de vibrations. Cet indicateur permet de bien discriminer les deux configurations étudiées et leur comportement dynamique respectif.

Son évolution sur la trajectoire de l'outil ou la décomposition en contributions modales permettent d'effectuer une analyse plus détaillée sur la localisation de l'initialisation des vibrations ou encore sur les modes sollicités de manière critique. On peut voir sur [figure 4.14](#) pour la configuration $d = 12,5$ mm que les modes propres 1, 2 et 4 sont les principaux contributeurs à W^c . Plus précisément, le mode propre 1 contribue d'avantage au début et à la fin de la trajectoire, tandis que le mode 1 contribue principalement au centre de la pièce. Ceci est cohérent avec les formes des modes propres présentées en [figure 3.16](#), ainsi qu'avec les spectrogrammes [figure 4.7](#).



(a) $d = 0$ mm



(b) $d = 12.5$ mm

FIGURE 4.13 – Évolutions de W^c de la pièce

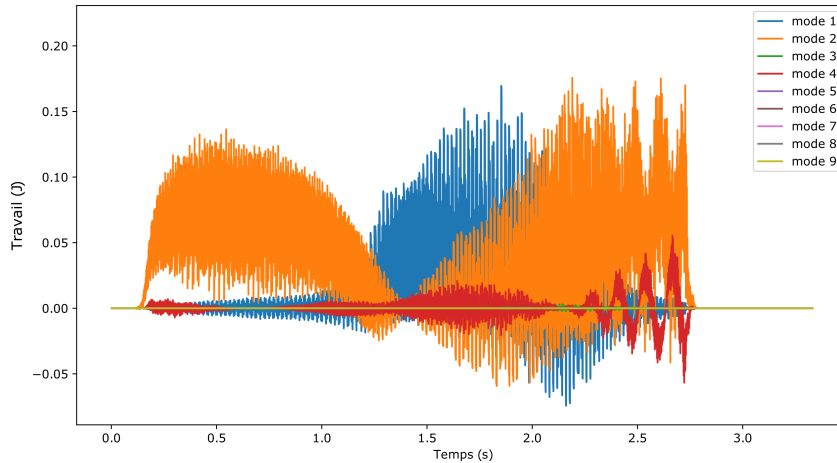


FIGURE 4.14 – Évolution des contributions modales à W^c , configuration $d = 12.5$ mm

4.6.4 Conclusion du cas d'études

Dans les deux configurations d'usinage, le déplacement de la pièce sous l'effet des forces de coupe s'effectue principalement le long de la direction \mathbf{X} correspondant à la direction de flexibilité principale de la pièce. Cependant, la qualité de la surface usinée est principalement déterminée par le déplacement de la pièce sous l'effet de l'outil de coupe le long de la direction

Z. Les indicateurs d'état de surface, même s'ils mettent en évidence des différences entre les deux surfaces, donnent des indications peu marquées sur la surface fortement vibrée obtenue pour la position d'outil $d = 12,5$ mm, voir [tableau 4.2](#).

Pour pouvoir l'observer, il faut considérer les imperfections de l'outil comme la dispersion de l'altitude des dents ou le faux-rond de l'outil. Cette variation géométrique des dents de l'outil est responsable de l'aspect d'environ 10 microns d'épaisseur des courbes de déplacement dans la direction \mathbf{X} pour la position de l'outil $d = 0$ mm sur [figure 4.10](#). Les différences entre les états de surface expérimentaux et numériques affichés sur [figure 4.5](#) pourraient s'expliquer par la non prise en compte des petites erreurs géométriques du centre d'usinage réel et l'estimation difficile des taux d'amortissement pendant l'opération d'usinage [Ren et al. \[2023\]](#), [Iglesias et al. \[2022\]](#) ou l'identification de la loi de coupe. Dans notre cas, le comportement dynamique de l'opération de fraisage n'est pas très affecté par ces aspects en comparaison aux amplitudes atteintes lors de l'apparition des vibrations.

Les valeurs maximales des indicateurs W^c calculés pour la pièce conduisent à des valeurs données [tableau 4.3](#). Malgré une variation importante des efforts de coupe appliqués à l'outil pour la configuration $d = 12,5$ mm, la valeur de l'indicateur est largement inférieure à la valeur de l'indicateur de pièce. Les efforts de coupe appliqués sur l'outil étant les mêmes que ceux appliqués sur la pièce, cela indique que les déplacements de l'outil sous l'effet des forces de coupe sont pratiquement nuls. Cela valide l'estimation initiale selon laquelle la pièce est l'élément le plus faible de cette opération de fraisage. L'indicateur proposé permet ainsi également de différencier les contributions dynamiques respectives de la pièce ([figure 4.13b](#)) et de l'outil ([figure 4.15](#)).

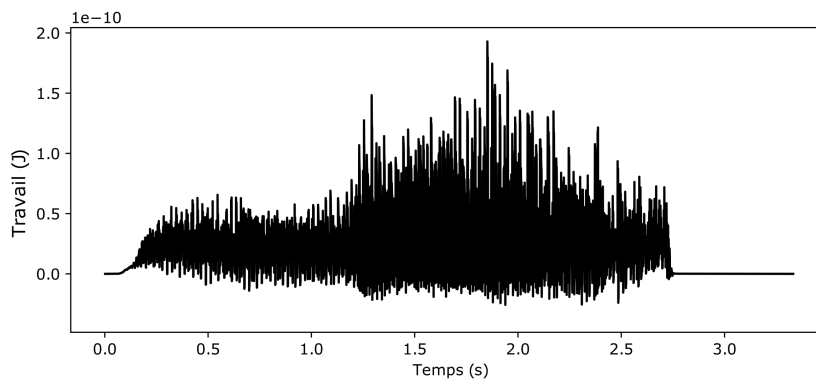


FIGURE 4.15 – Évolutions de W^c pour l'outil pour le cas $d = 12.5$ mm

	max. W^c pièce [mJ]	max. W^c outil [mJ]
$d = 0$	0.4	$1.3e-8$
$d = 12.5$	216.3	$1.9e-7$

TABLE 4.3 – Maximum de W^c pour la pièce [mJ]

Pour la configuration $d = 12,5$ mm, il est également important de noter les similitudes entre [figure 4.10](#) et [figure 4.13](#) ainsi qu'entre [figure 4.12](#) et [figure 4.14](#) en ce qui concerne

les contributions modales. Ces similitudes montrent que les mêmes indications peuvent être déduites du déplacement de la pièce à l'avant de l'outil et des travaux modaux. Cependant, pour des outils de grand diamètre interagissant avec une immersion dans la pièce sur une grande largeur, l'extraction d'un déplacement en un point, comme nous avons pu le faire ici, n'est plus suffisante. L'analyse des mouvements sous les dents est alors plus complexe, notamment lorsque la largeur de la zone usinée est du même ordre de grandeur que les longueurs d'onde des modes à considérer. Les travaux modaux peuvent alors être nettement plus faciles à extraire et à analyser.

Enfin, nous avons calculé la valeur maximale de W^c pour d compris entre -35 mm et 35 mm (figure 4.16). Cette figure montre une modification très nette du comportement dynamique de la pièce autour de $d = 0$ mm. Pour le surfacage de cette pièce, la différence entre le fraisage conventionnel et le fraisage en avalant est clairement observée, ce qui est cohérent avec les références de la littérature [Inspurger et al. \[2003\]](#), [Ozoegwu et al. \[2013\]](#). Ceci indique à l'utilisateur qu'il est préférable de choisir une valeur négative pour d pour cette opération (fraisage en avalant).

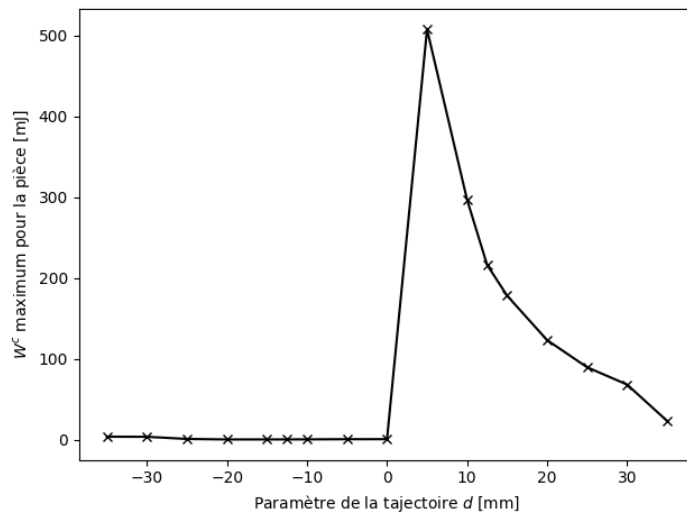


FIGURE 4.16 – Évolution de la valeur maximale de W^c pour $d \in [-35, 35]$ mm

4.7 Conclusion

Le travail modal des forces de coupe est proposé comme indicateur pour discriminer les différentes trajectoires de l'outil. Des opérations de surfacage sont utilisées pour en valider la pertinence. Après avoir évalué la fidélité de la simulation par rapport aux expériences d'usinage, les données numériques sont utilisées pour analyser l'évolution des efforts de coupe et le déplacement de la pièce sous les dents de l'outil afin de qualifier les vibrations. Les tendances de l'indicateur W^c sont comparées à ces observations fines et permettent de retrouver les mêmes constats. L'ordre de grandeur maximal est environ 500 fois supérieur dans la configuration

avec fortes vibrations par rapport à l'autre, passant approximativement de 215 mJ à 0,4 mJ. Ainsi, l'indicateur proposé, qui utilise des données extraites, du schéma d'intégration (vitesses modales et efforts modaux) permet de guider la conception du processus en indiquant les configurations qui conduisent à des conditions de coupe et à des déplacements de pièces anormaux, pour finalement aboutir à une mauvaise qualité des pièces. En s'assurant en préalable de la fidélité de la simulation par rapport à la réalité, l'analyse de la pertinence de l'indicateur pourrait être menée dans une phase de conception de procédé d'usinage et plus particulièrement dans une optimisation de trajectoire.

Cet indicateur permet de compléter les moyens de caractérisations disponibles dans la littérature, voir [section 1.4](#). Dans la suite des études, il sera utilisé pour caractériser et discriminer les configurations de simulation étudiées. Notamment, une exploitation sera faite de ces développements dans le [chapitre 5](#) pour comparer différents paramétrages de simulations nesy2m et analyser les sensibilités des résultats à certains paramètres en entrée. Enfin, les travaux modaux seront utilisés en [chapitre 6](#) dans des études de cas industriels.

Chapitre 5

Sensibilité des simulations vis-à-vis des modèles physiques

Résumé

Dans ce chapitre on s'intéresse à l'impact des modèles physiques, qui peuvent être difficiles à obtenir ou coûteux, sur les résultats de calculs. On étudie la sensibilité des simulations nassy2m aux modèles : d'efforts de coupe, de type d'éléments utilisés pour le modèle EF (volumique ou coques), du modèle de bridage utilisé ainsi que les taux d'amortissements modaux retenus. Pour ces études, on utilise une approche empirique qui consiste à étudier la dérive des résultats de simulation vis-à-vis de ceux obtenus avec un modèle de référence qui a été construit pour reproduire au mieux un cas réel d'usinage. Ce cas d'usinage a été choisi pour, au cours d'une même passe, passer d'une zone où les vibrations sont petites à une zone où les vibrations sont importantes.

Sommaire

5.1	Introduction	113
5.2	Modèle de référence	113
5.2.1	Confrontation du cas de référence avec l'expérience	114
5.2.1.1	Spectrogrammes	114
5.2.1.2	États de surfaces	115
5.2.2	Résultats numériques utilisés pour la confrontation avec les essais	116
5.2.2.1	Efforts de coupe	117
5.2.2.2	Déplacements de la pièce sous l'outil	117
5.2.2.3	Travaux modaux W_i^c	118
5.2.2.4	Extraction du tapis de dexels global	119
5.2.3	Conclusion sur l'analyse du cas de référence	119
5.3	Dépendance des résultats de simulation aux modèles en entrée	120
5.3.1	Sensibilité au modèle d'efforts de coupe	120
5.3.2	Sensibilité aux choix de modélisation du modèle EF pièce	120
5.3.2.1	Modèle EF volumique non recalé	121
5.3.2.2	Modèle EF coques recalé	121
5.3.2.3	Modèle EF avec bridages encastrés	122
5.3.2.4	Conclusion sur la sensibilité au modèle EF pièce	122
5.3.3	Sensibilité aux taux d'amortissement	123
5.3.3.1	Taux d'amortissement provenant des modèles de Kelvin-Voigt	124
5.3.3.2	Taux d'amortissement moyen identique pour tous les modes	124
5.3.3.3	Taux d'amortissement identifiés pour les essais classés comme représentatifs des excitations en usinage	126
5.3.3.4	Conclusion sur la sensibilité aux taux d'amortissement	127
5.4	Conclusion	128

5.1 Introduction

Le [chapitre 4](#) a introduit les travaux modaux des efforts de coupe sur les déplacements pièce et une analyse du comportement dynamique du système pour deux configurations d'usinage (positions d'outil $d = 0$ mm et $d = 12,5$ mm). Ce chapitre utilisera la trajectoire où d varie en cours de passe (voir [figure 2.3](#)). Cette trajectoire permet d'observer une transition d'un comportement avec très peu de vibrations à un comportement avec des vibrations importantes du système. Cela permettra au travers d'une trajectoire unique d'analyser la capacité de la simulation à représenter et discriminer des comportements dynamiques acceptables ou pas pour l'utilisateur.

Dans un premier temps, on valide le comportement transitoire de la simulation numérique. Pour ce faire, une simulation de référence est présentée en [section 5.2](#). Elle utilise les modèles les plus fidèles construits d'après les méthodologies présentées dans les chapitres précédents.

Dans une seconde section, on étudie l'impact de l'utilisation de modèles simplifiés en entrées du solveur nassy2m. D'une part, une incertitude de l'ordre de grandeur $\pm 10\%$ est estimée sur l'évolution des efforts de coupe. L'impact de cette variation sur les résultats de simulation est analysé. D'autre part, l'approche EF choisie pour construire le modèle dynamique pièce a une incidence sur la représentation du comportement dynamique de la pièce bridée comme il a été montré en [section 3.6](#). Comme évoqué dans cette même section, l'estimation des fréquences et formes propres est bien plus fidèle aux mesures que ce n'est le cas pour l'amortissement. Il a donc été choisi ici de découpler les aspects liés aux approximations sur la représentation des formes et fréquences propres, des aspects liés à l'estimation des taux d'amortissement modaux du système. L'incidence des choix liés à la construction de ces modèles est présentée [section 5.3](#).

5.2 Modèle de référence

La méthodologie de création et de recalage du modèle dynamique de la pièce, présentée en [chapitre 3](#), a été appliquée à une nouvelle traverse afin de pouvoir obtenir un modèle spécifique à ce chapitre. L'objectif est de s'assurer que les modèles d'entrées utilisés permettent de conduire à une simulation qui soit au plus proche des essais. Les fréquences propres et les taux d'amortissement utilisés sont ceux présentés en [tableau 5.1](#) et proviennent des mesures. Le [tableau 5.2](#) présentes les fréquences propres et les taux d'amortissements modaux pour les recalages issus de la méthodologie présentée en [sous-section 3.4.4](#). Les valeurs des paramètres du modèle de Kevlin-Voigt obtenues après recalage sont les suivantes : $K_{T_x} = K_{T_y} = K_{T_z} = 500\,000$ kN/mm, $K_{R_x} = K_{R_z} = 100$ Nm/rad et $K_{R_y} = 900$ Nm/rad; $C_{T_x} = 128,5$ kNs/mm, $C_{T_y} = 5377$ kNs/mm, $C_{T_z} = 0$ kNs/mm et $C_{T_x} = 0,3$ Nms/rad, $C_{T_y} = 127$ Nms/rad, $C_{T_z} = 985,7$ Nms/rad. Les déformées modales recalées seront utilisées pour construire le modèle dynamique. Elles correspondent très fidèlement à celles présentées en [figure 3.16](#). La matrice de MAC correspondante est présentée en [figure 5.1](#). Pour le cinquième mode, même si la valeur de MAC est faible, on garde le mode simulé en l'état en lui appliquant la fréquence et le taux d'amortissement du [tableau 5.1](#). Les modes 7 et 8 sont permutés et très proches en

CHAPITRE 5. SENSIBILITÉ DES SIMULATIONS VIS-À-VIS DES MODÈLES PHYSIQUES

fréquence et taux d'amortissement et n'induisent pas de traitements spécifiques. On a ainsi fait correspondre le mode 7 mesuré au mode 8 simulé et inversement.

	f^x [Hz]	ξ^x
Mode 1	215.3	0,37%
Mode 2	368.4	0,61%
Mode 3	612.3	1,07%
Mode 4	735.9	0,52%
Mode 5	1120.6	0,39%
Mode 6	1367.8	0,31%
Mode 7	1537.4	0,39%
Mode 8	1587.3	0,36%
Mode 9	1654.4	0,35%

TABLE 5.1 – Paramètres modaux mesurés pour la pièce d'analyse fine

	f_{rec}^n [Hz]	ξ_{rec}^n	$\Delta\xi_n^x$
Mode 1	218.4	0,03%	-93.19%
Mode 2	376.4	0,21%	-66.10%
Mode 3	636.7	1,21%	12.85%
Mode 4	734.4	0,52%	1.02%
Mode 5	1133.0	0,87%	121.92%
Mode 6	1362.4	0,55%	77.93%
Mode 7	1580.5	0,06%	-82.10%
Mode 8	1590.1	0,06%	-84.25%
Mode 9	1646.1	0,04%	-87.82%

TABLE 5.2 – Paramètres modaux recalés pour la pièce d'analyse fine

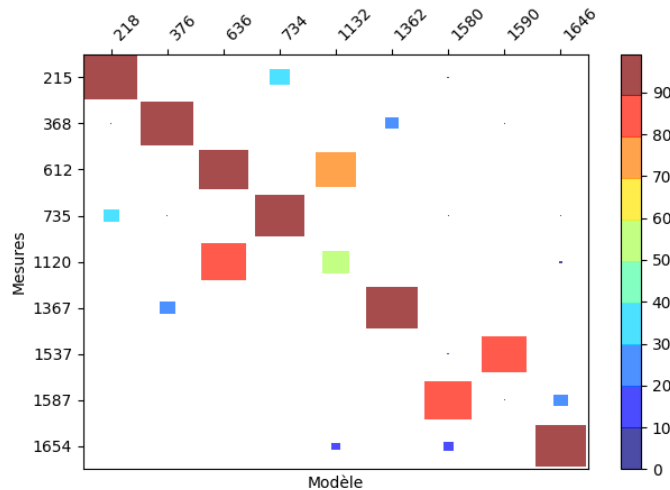


FIGURE 5.1 – Matrice de MAC entre modes mesurés et modes simulés pour le modèle dynamique recalé correspondant à ce chapitre

5.2.1 Confrontation du cas de référence avec l'expérience

La configuration expérimentale est identique à celle présentée en [section 4.2](#) incluant notamment les conditions de coupe (N , f , A_p) et le positionnement de l'accéléromètre. Les spectrogrammes numériques et expérimentaux seront comparés ainsi que les topographies locales.

5.2.1.1 Spectrogrammes

L'analyse réalisée ici est proche de celle proposée en [section 4.5](#). De manière équivalente on remarque un écart entre les amplitudes des spectrogrammes numériques et expérimentaux.

L'environnement de la machine, induisant des perturbations externes au procédé d'usinage, n'est pas pris en compte dans la simulation et contribue à cet écart. Les spectrogrammes reflètent de manière fidèle le comportement observé en usinage via l'indicateur W^c , les efforts de coupe et l'état de surface obtenus. Les vibrations proviennent des contributions des modes basses fréquences de la pièce. Le spectrogramme expérimental permet d'observer que les vibrations apparaissent de manière plus précoce dans les essais que dans la simulation.

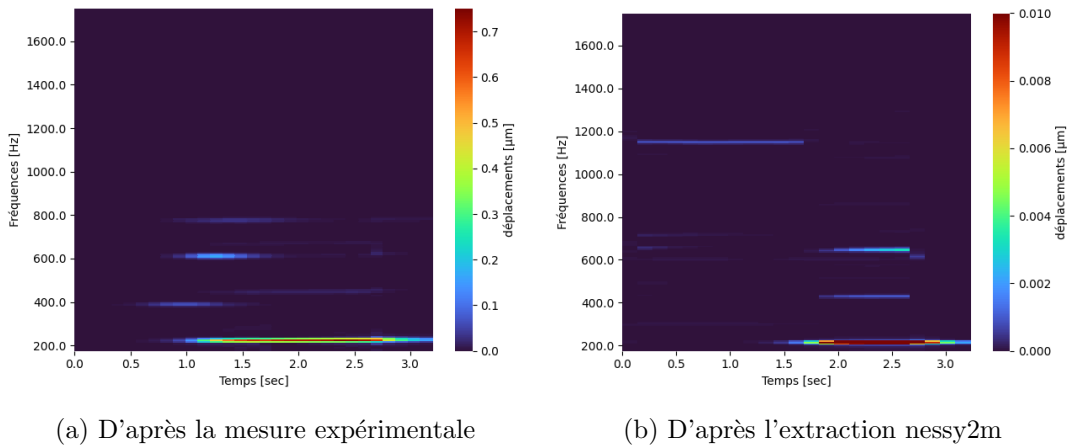


FIGURE 5.2 – Spectrogrammes en déplacements

5.2.1.2 États de surfaces

Des topographies locales sont extraites du tapis de dexels. La [figure 5.3](#) présente la localisation des zones d'extractions de 10×10 mm de coté. La [figure 5.4](#) propose une comparaison entre les états de surfaces extraits de la simulation et des mesures réalisées avec une tête de mesure par lumière blanche montée sur une machine de mesure tridimensionnelle Zeiss O-Inspect 543. Des photographies ont également été réalisées pendant le contrôle de l'état de surface. Comme précédemment, les zones sombres sont dues à l'éclairage.

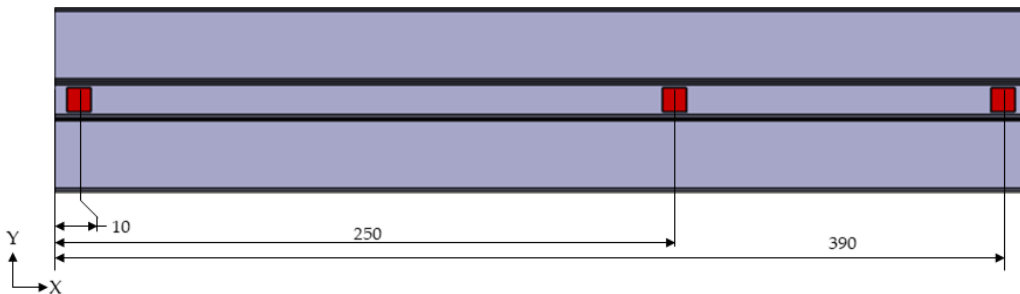


FIGURE 5.3 – Position des topographies locales

On peut observer sur la [figure 5.4](#), que les topographies numériques et expérimentales correspondantes ont une amplitude équivalente. La différence d'état de surface entre simulations et essais peut être induite par l'incertitude sur le taux d'amortissement identifié comme précédemment évoqué. Les hypothèses considérées au niveau des limites du modèle de simulation

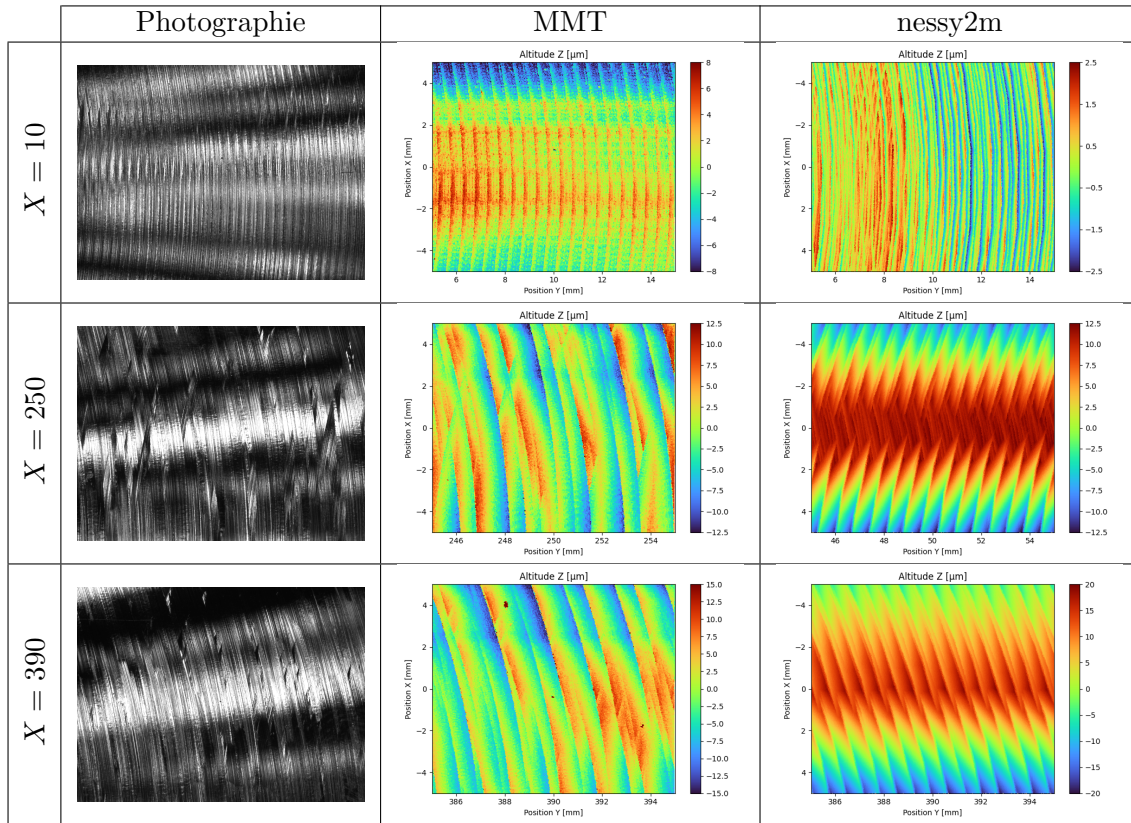


FIGURE 5.4 – Topographies de surface : photographies, mesures par lumière blanche et extractions tapis de dexels nessy2m

sont aussi à prendre en compte. Dans notre cas la plaque de bridage est considérée comme rigide et les brides et appuis sont considérés via le modèle de Kelvin-Voigt à six degrés de liberté. Cependant, la géométrie élancée des appuis et des brides, les modes propres de la plaque de montage et/ou de la machine peuvent avoir un impact, même petit devant les vibrations de la pièce, sur la surface prédite. En effet, le modèle de simulation ne modélise pas l'ensemble des éléments de l'environnement du centre d'usinage. Les imperfections en géométrie et en rigidité de la machine d'usinage constituent un autre aspect pouvant contribuer à cette différence entre l'expérience et la simulation numérique.

5.2.2 Résultats numériques utilisés pour la confrontation avec les essais

Dans un premier temps, on validera que le comportement dynamique de la pièce en usinage crée une transition entre un régime nominal (position outil $d = 0$ mm) et un régime présentant des vibrations (position outil $d = 12.5$ mm). Les résultats ainsi que les traitements développés en [chapitre 4](#) (déplacements sous les dents de l'outil, l'indicateur W^c et les contributions modales associées) sont utilisés dans cette section pour accompagner l'analyse. Ces grandeurs sont analysées en accord avec la démarche du chapitre précédent.

Les résultats obtenus avec le modèle de référence considéré constituent la référence comparative utilisée pour les études de sensibilités qui sont présentées dans la suite du chapitre. Le

calcul correspondant a été réalisé en environ 35 minutes sur un ordinateur avec les caractéristiques suivantes : processeur i7 avec 4 CPU à 2.9 GHz et 32 GB RAM.

5.2.2.1 Efforts de coupe

L'analyse des efforts de coupe, en cinématique et en dynamique, permet d'observer l'initialisation des vibrations aux alentours de $t = 1,5$ s, voir [figure 5.5](#). On note ici que l'usinage en début de trajectoire correspond bien au comportement identifié en [figure 4.9a](#) et les vibrations en fin de trajectoire correspondent au comportement identifié en [figure 4.9b](#). Il est à noter que les efforts de coupe, en présence de vibrations, sont bien supérieurs au régime nominal attendu et peuvent grandement détériorer la durée de vie de l'outil coupant.

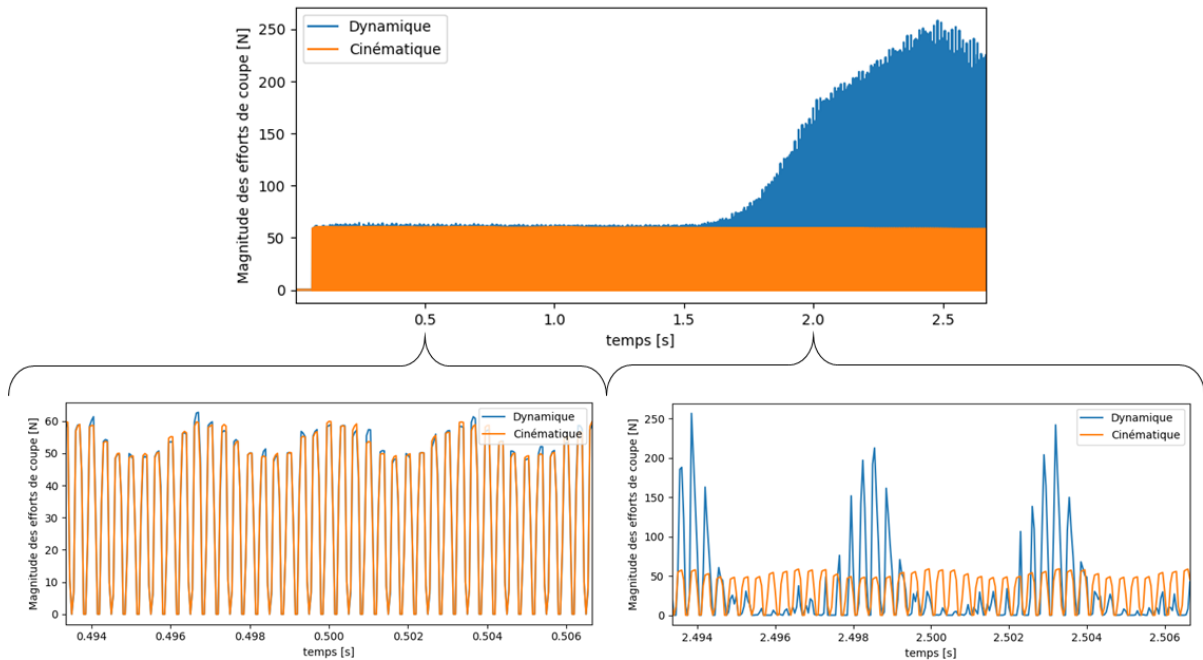
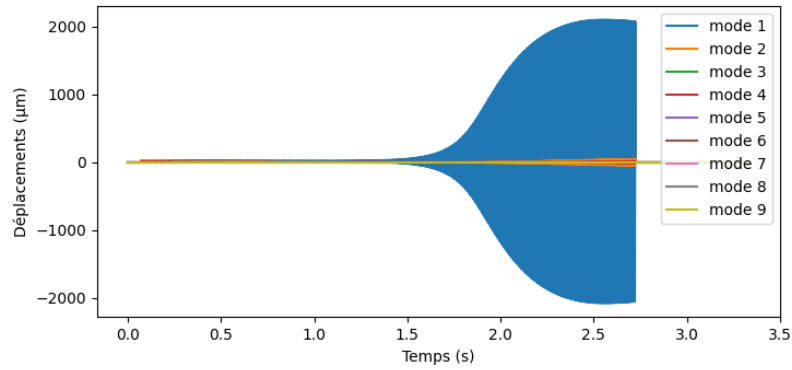


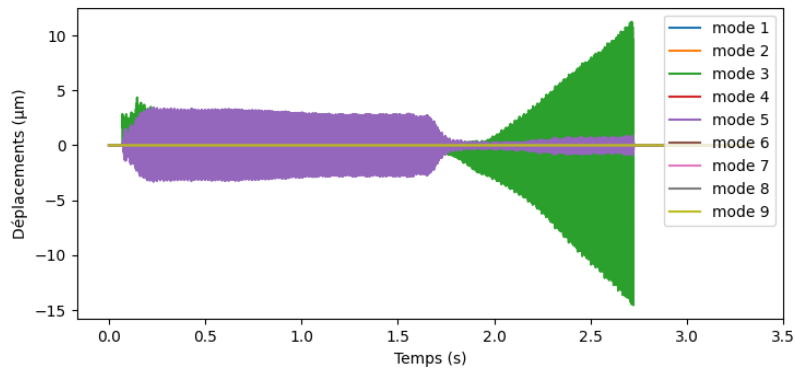
FIGURE 5.5 – Efforts de coupe cinématiques et dynamiques

5.2.2.2 Déplacements de la pièce sous l'outil

Les déplacements de la zone usinée au cours de la passe, mesurés au point P à l'avant de l'outil comme introduit en [figure 4.8](#), peuvent être projetés sur les formes propres de la pièce pour les contributions modales. Ces dernières sont montrées par la [figure 5.6](#) pour les directions : \mathbf{X} , direction principale de déplacement ; et \mathbf{Z} qui contribue à la création de la surface usinée. On remarque que le mode 1 a l'amplitude totale sous l'outil la plus élevée. Cependant la [figure 5.6](#), ainsi que sa déformée modale, montre que sa contribution n'est pas orientée suivant \mathbf{Z} qui est la direction des déplacements générant la surface finalement obtenue. Cette dernière est engendrée principalement par les modes 3 et 5 ([figure 5.6b](#)).



(a) Suivant la direction **X**



(b) Suivant la direction **Z**

FIGURE 5.6 – Contributions des modes aux déplacements de la pièce sous l’outil

5.2.2.3 Travaux modaux W_i^c

L’analyse des valeurs des travaux modaux est également en cohérence avec l’évolution du comportement dynamique en usinage de la pièce. La figure 5.7 montre l’évolution des travaux modaux W_i^c des efforts d’usinage sur les déplacements de la pièce. Le mode 1 a une contribution majeure. La valeur maximale du cumul des contributions modales W^c est de 85.7mJ.

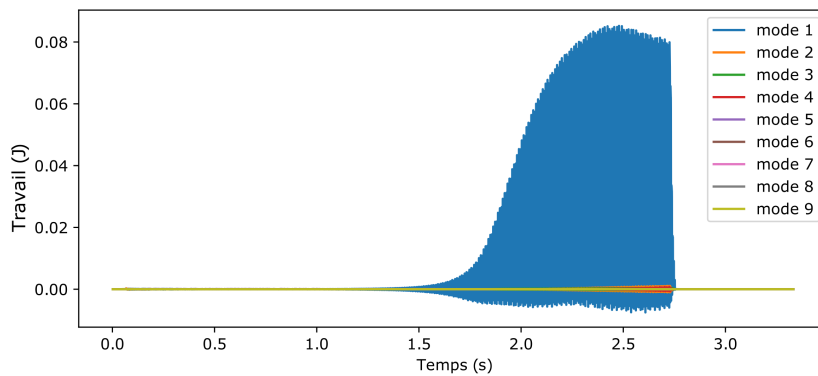


FIGURE 5.7 – Travaux modaux W_i^c des efforts d’usinage sur les déplacements de la pièce

La figure 5.8 montre l’évolution du travail modal cumulé pour l’outil. On peut noter que les valeurs de l’indicateur sont très inférieures à celles atteintes pour la pièce. Les efforts de

coupe sont identiques pour le calcul des travaux modaux de la pièce et de l'outil. En comparant les évolutions de l'indicateur, on peut déduire que les déplacements de l'outil sont inférieurs à ceux de la pièce. Toutefois, la démarcation liée à l'apparition des vibrations est nettement détectable.

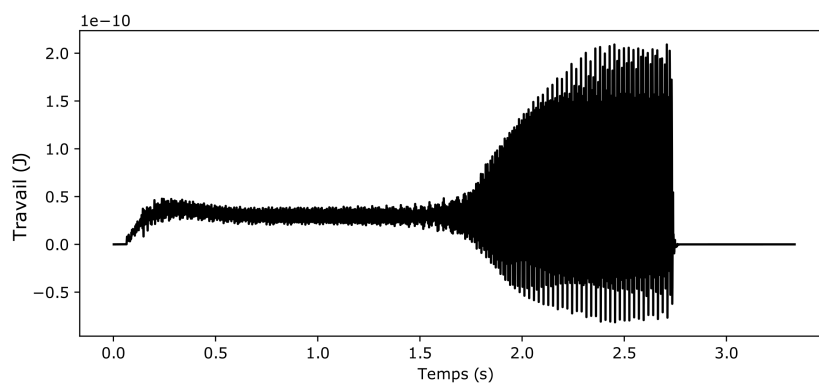


FIGURE 5.8 – Travail modal W^c des efforts d'usinage sur les déplacements de l'outil

5.2.2.4 Extraction du tapis de dexels global

Une extraction globale du tapis de dexels permet d'observer l'évolution du comportement dynamique sur l'état de surface généré, voir [figure 5.9](#). Cette extraction sera également effectuée pour les différents modèles de simulation.

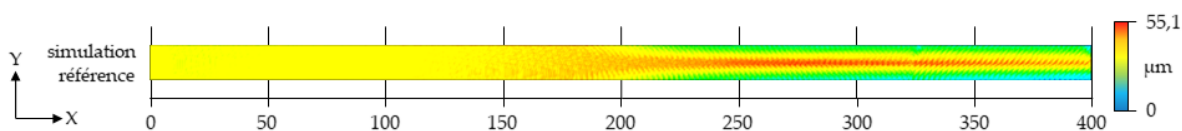


FIGURE 5.9 – Extraction du tapis de dexels pour la simulation de référence

5.2.3 Conclusion sur l'analyse du cas de référence

L'indicateur W^c introduit au chapitre précédent, permet de détecter l'instant d'emballement des vibrations ainsi que les modes qui sont prépondérants ce qui est en accord avec la réalité et permet une compréhension du phénomène. Les essais d'usinage réalisés ont permis d'estimer le niveau de fidélité de la simulation numérique vis-à-vis du comportement physique du procédé d'usinage. Des écarts de faibles amplitudes sont observables sur les états de surface liés à l'absence d'imperfections géométriques dans la simulation, mais surtout, comme montré en [sous-section 5.3.3](#), à l'estimation des taux d'amortissement ayant une incidence sur le moment d'apparition des vibrations. Les spectrogrammes extraits de la simulation numérique et ceux mesurés en cours d'essais montrent des tendances similaires.

5.3 Dépendance des résultats de simulation aux modèles en entrée

Dans cette section, on étudie l’impact des modèles en entrée, comme présentés en [section 3.6](#), sur les résultats de la simulation nesy2m. On s’attachera particulièrement à analyser l’impact sur les travaux modaux W_i^c :

- des incertitudes liées à l’identification de la loi de coupe, estimée à $\pm 10\%$ sur l’évolution des efforts moyens sur un tour,

Mais aussi des simplifications du modèle dynamique de la pièce bridée induisant des variations sur l’estimation :

- des déformées modales et des fréquences propres associées,
- de l’estimation des taux d’amortissement modaux.

5.3.1 Sensibilité au modèle d’efforts de coupe

Les écarts entre les efforts numériques prédits par les lois de coupe et les efforts mesurés, observables en [figure 2.12](#), proviennent d’une incertitude liée à l’identification des paramètres de la loi de coupe (voir valeurs en [figure 2.13a](#)). Ces écarts induisent une variabilité estimée à $\pm 10\%$ sur l’évolution des efforts de coupe. Deux simulations complémentaires ont été réalisées pour représenter les bornes minimale et maximale de cette variabilité. La loi de coupe étant approchée par une fonction affine, le choix a été fait de pondérer les deux termes (K, K_0) pour obtenir la variation souhaitée. La raideur de coupe est ainsi modifiée et la [figure 5.10](#) montre que les vibrations s’initient de manière plus précoce si les efforts de coupe sont plus importants. Le changement de régime vibratoire est donc lié aux efforts de coupe.

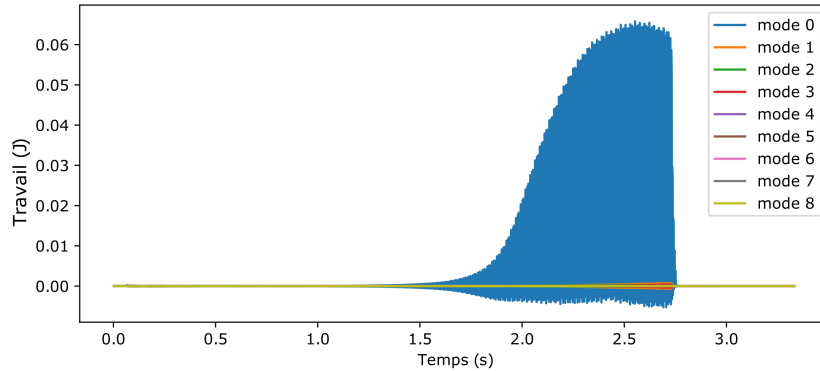
Les résultats des simulations montrent que le régime vibratoire tend vers un comportement équivalent dans les deux configurations avec le même mode qui est prédominant. On note que l’encadrement de la loi de coupe de référence limite la valeur maximale des travaux modaux de la simulation de référence ainsi que de l’instant t_i d’initialisation des vibrations, voir [tableau 5.3](#). Cet instant est déterminé lorsque les efforts deviennent supérieurs à ceux du régime nominal représenté en début d’usinage.

	LC 90%	référence	LC 110%
max. W^c [mJ]	66,2	85,7	111,2
t_i vibrations [s]	1,68	1,58	1,32

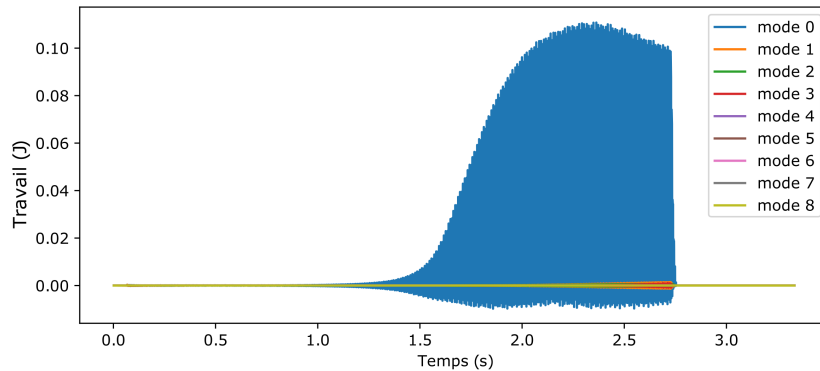
TABLE 5.3 – Maximum W^c et instant d’initialisation des vibrations

5.3.2 Sensibilité aux choix de modélisation du modèle EF pièce

Dans cette section, on s’intéresse à l’impact du modèle dynamique de la pièce bridée : modèle EF non recalé, modèle EF coques, approximation du bridage par un encastrement. On cherchera ici à analyser l’impact de la projection des efforts de coupe sur des formes propres estimées a priori moins fidèlement. Les taux d’amortissement expérimentaux sont utilisés ([tableau 5.1](#)).



(a) W^c pour les lois de coupe minimales : $[K, K_0]$ pondérés à 90%



(b) W^c pour les lois de coupe maximales : $[K, K_0]$ pondérés à 110%

FIGURE 5.10 – Évolution de l'indicateur W^c selon la pondération de la loi de coupe

5.3.2.1 Modèle EF volumique non recalé

On considère ici le modèle EF volumique non recalé auquel on ajoute le modèle de bridage de Kelvin-Voigt dont les valeurs des paramètres sont donnés en [section 5.2](#). Le modèle volumique non recalé possède des propriétés matériaux inférieures à celles du modèle recalé, par exemple $E = 68980$ MPa inférieure à la valeur recalée de $E_{rec} = 75740$ MPa. Le modèle pièce utilisé possède donc des amplitudes modales très légèrement supérieures au modèle de référence. La valeur maximale de W^c est de 85,7mJ ce qui est équivalent au cas de référence présenté ci-dessus ce qui indique que les variations sont négligeables.

5.3.2.2 Modèle EF coques recalé

On considère ici le modèle EF coques recalé auquel on ajoute le modèle de bridage de Kelvin-Voigt dont les valeurs des paramètres sont donnés en [section 5.2](#). L'évolution des W_i^c , voir [figure 5.12](#), est très similaire au cas de référence avec une valeur maximale de W^c de 91.8mJ. La [figure 5.15b](#) montre l'extraction du tapis de dexels correspondant à cette simulation. Le modèle coques recalé, en géométrie et propriétés matériaux, permet donc de représenter fidèlement le comportement dynamique en usinage.

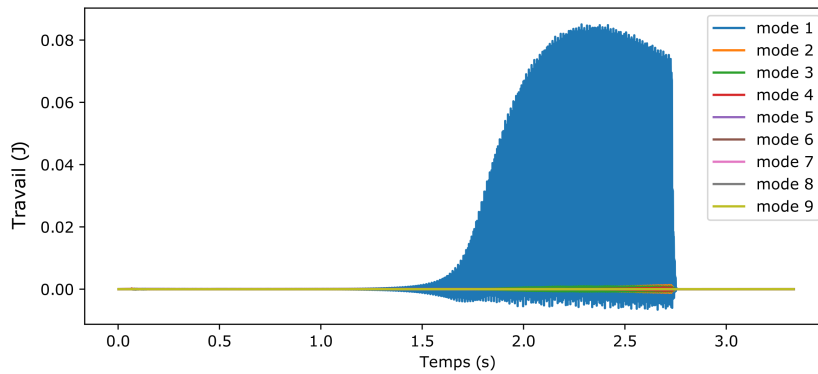


FIGURE 5.11 – W^c par mode pour le modèle volumique non recalé

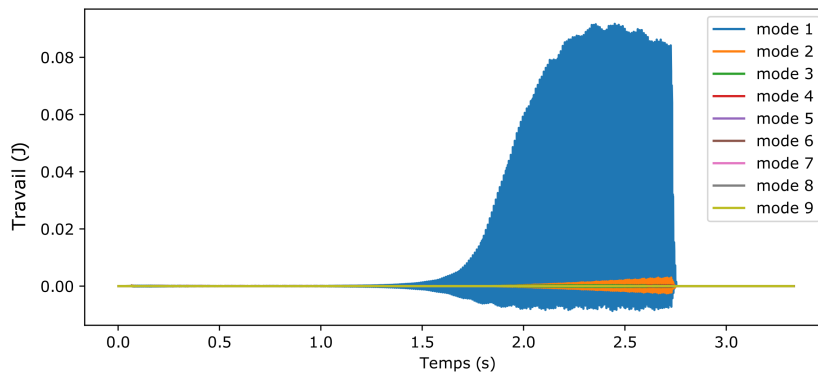


FIGURE 5.12 – W^c par mode pour le modèle coques recalé

5.3.2.3 Modèle EF avec bridages encastrés

On prend maintenant en considération le modèle recalé réalisé en éléments volumiques avec les zones de bridage encastrees. La matrice de MAC entre ce modèle et les essais est présentée en figure 5.13. Les formes modales sont bien approchées par cette modélisation. Les valeurs de raideurs de contacts recalées présentées en début de chapitre (section 5.2) sont élevées et donc proches d'un modèle encastree.

La qualité de ce modèle dynamique, qui présente les formes propres fidèles et les propriétés matériau recalées pour minimiser l'écart en fréquences propres, permet d'approcher finement la simulation de référence. Les travaux modaux atteignent un maximum de 75.5mJ en figure 5.14 et l'état de surface simulé est également proche de celui observé précédemment, voir figure 5.15c.

5.3.2.4 Conclusion sur la sensibilité au modèle EF pièce

Les différents modèles dynamiques de la pièce utilisés ont des comportements proches des essais. Les simulations nesy2m traduisent un comportement dynamique très similaire avec des valeurs maximales de l'indicateur W^c comprises dans un intervalle correspondant à 19% de la valeur de référence. Cette dispersion est à mettre en relation avec les valeurs de l'indicateur hors vibrations qui sont environ 200 fois plus faibles pour un régime établi, d'après les configurations d'usinage étudiées au chapitre précédent.

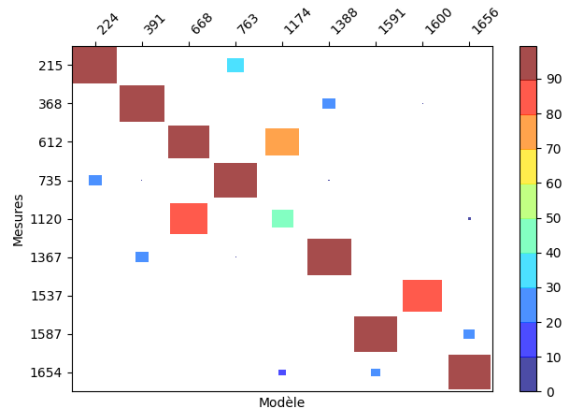


FIGURE 5.13 – Matrice de MAC du modèle, en éléments volumiques, recalé avec zones de bridages encastrées

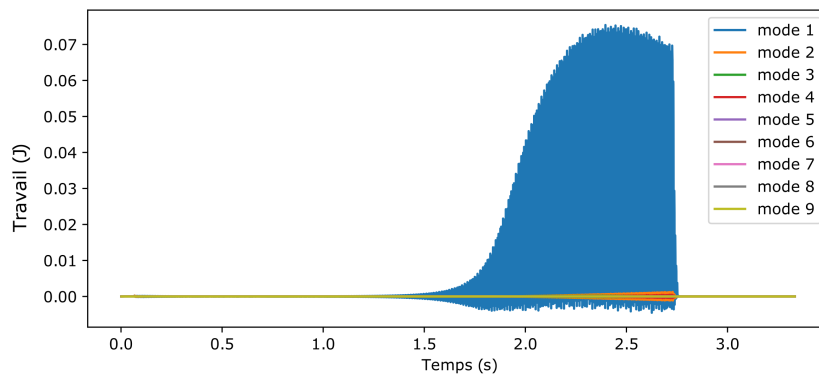


FIGURE 5.14 – W^c par mode pour le modèle avec les zones de bridages encastrées

La [figure 5.15](#) montre les états de surface extraits des tapis de dexels. On observe, en accord avec les courbes de l'évolution des W_i^c montrées, que les vibrations sont initialisées à une localisation proche sur l'ensemble des simulations. Le faciès des surfaces obtenues est également très similaire avec une variation relative des défauts de la topographie locale de 21% de la valeur de référence.

5.3.3 Sensibilité aux taux d'amortissement

Dans cette section on analyse l'impact de la prise en compte de l'amortissement sur les résultats de simulation nesy2m. On analyse en particulier l'impact sur les travaux modaux W_i^c . Les couples modes propres/fréquences propres (ϕ_i, f_i) utilisés sont ceux issus du recalage de modèle introduit en début de chapitre. Les taux d'amortissement modaux considérés varient en fonction de l'approche utilisée pour estimer ces paramètres. Chaque sous-partie précise la méthodologie adoptée et expose les taux d'amortissement retenus pour les simulations. Le [tableau 5.1](#) constitue la référence expérimentale considérée dans cette section.

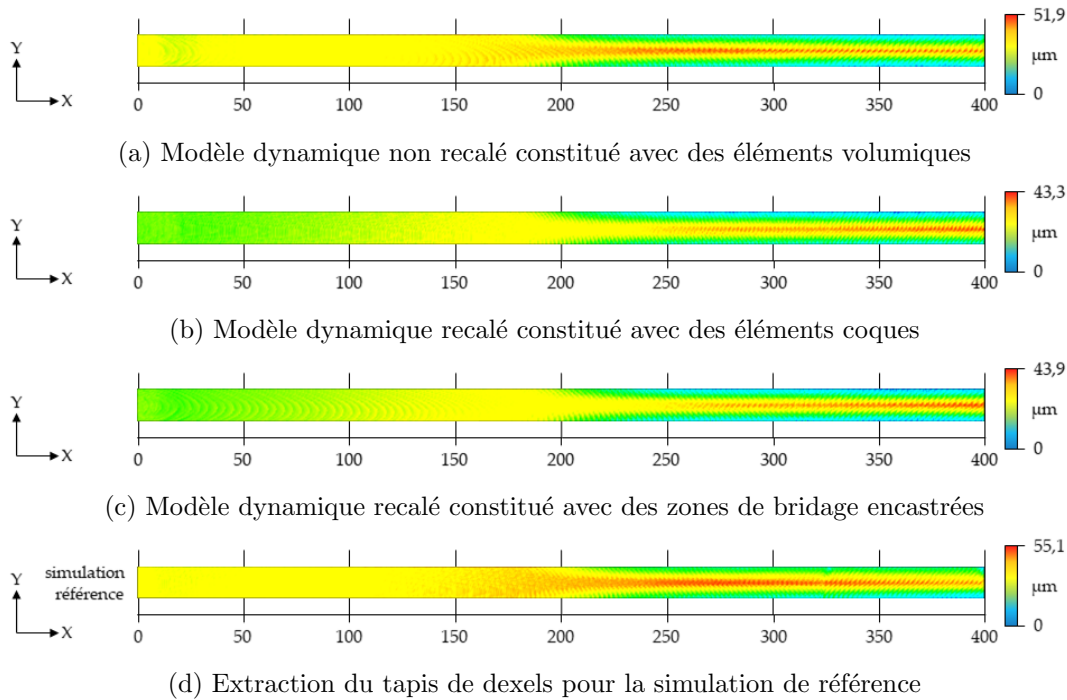


FIGURE 5.15 – Extractions du tapis de dexels

5.3.3.1 Taux d'amortissement provenant des modèles de Kelvin-Voigt

Le [tableau 5.2](#) présente les taux d'amortissement qui sont utilisés dans cette section. Les taux d'amortissement ont un écart relatif moyen d'environ 70%. La méthodologie de recalage, basée sur une minimisation au sens des moindres-carrés en amortissements modaux, ne permet pas de déterminer chaque valeur individuelle. On note que le taux d'amortissement du mode 1 est dix fois inférieur à celui de référence.

Ceci explique l'augmentation de l'indicateur et l'initialisation des vibrations plus précoces pour ce choix de taux d'amortissement. Ainsi, la valeur maximale de l'indicateur W^c est de 523,2mJ, ce qui est bien supérieur à la simulation de référence (max. $W^c = 85,7$ mJ). Le comportement vibratoire correspond à celui de cette dernière : le mode 1 est prépondérant. Toutefois, vis-à-vis de la valeur du taux d'amortissement du mode 1 qui est éloigné de la valeur expérimentale, la confiance en ce résultat est discutable.

5.3.3.2 Taux d'amortissement moyen identique pour tous les modes

L'approche étudiée dans cette partie pourrait correspondre à une phase d'avant projet industriel lorsque la pièce et son montage ne sont pas disponibles pour essais. L'utilisateur de nesy2m peut choisir d'approcher les taux d'amortissement en se basant sur la valeur moyenne mesurée sur d'autres pièces et systèmes de bridage similaires. Dans notre cas on choisira la moyenne des valeurs identifiées pour la traverse d'étude, voir [tableau 5.4](#).

L'évolution des travaux modaux W_i^c , [figure 5.17](#), permet de confirmer que le mode 1 est prépondérant. La valeur maximale de W^c est de 57.6mJ. On peut noter que le mode 1, toujours

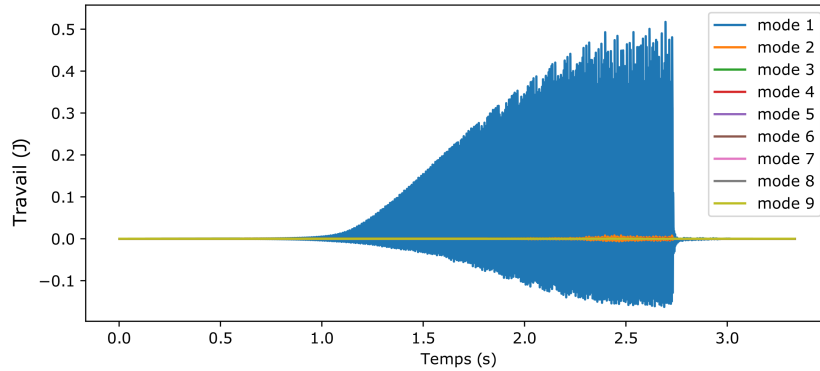


FIGURE 5.16 – W^c par mode pour ξ^{recKV}

	ξ^x	ξ_{moy}^x
Mode 1	0,37%	
Mode 2	0,61%	
Mode 3	1,07%	
Mode 4	0,52%	
Mode 5	0,39%	0.485%
Mode 6	0,31%	
Mode 7	0,39%	
Mode 8	0,36%	
Mode 9	0,35%	

TABLE 5.4 – Taux d'amortissement expérimentaux ξ^x et moyen ξ^{moy}

majoritaire en amplitude, possède un taux d'amortissement sur-estimé avec cette modélisation. Les déplacements liés à ce mode sont donc sous-estimés ce qui justifie la plus faible amplitude de l'indicateur ainsi que l'apparition des vibrations plus tardives.

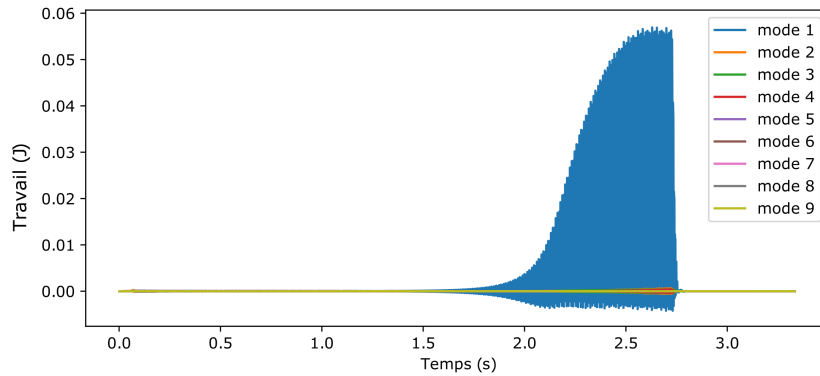


FIGURE 5.17 – W^c par mode pour ξ^{moy}

5.3.3.3 Taux d’amortissement identifiés pour les essais classés comme représentatifs des excitations en usinage

La manière la plus fidèle d’estimer l’amortissement est de sélectionner les impacts marteau correspondants aux localisations, directions et amplitudes d’excitations le plus assimilables aux efforts d’usinage hors vibrations. Les essais d’impact au marteau dynamométrique ont donc été classés pour sélectionner les excitations dans la direction \mathbf{X} , proche de la zone d’usinage et avec un effort proche de 30N (correspondants aux efforts d’usinage moyens suivant \mathbf{X} hors vibrations). L’identification correspondante est montrée en [tableau 5.5](#). On remarque que les modes qui étaient mal estimés correspondent aux modes présentant une dispersion $\Delta\xi$ importante comme présenté en [tableau 3.10](#). Il s’agit ici des modes 2 et 4.

	ξ^x	$\xi_{classif}^x$
Mode 1	0,37%	0,35%
Mode 2	0,61%	0,39%
Mode 3	1,07%	1,01%
Mode 4	0,52%	0,39%
Mode 5	0,39%	0,44%
Mode 6	0,31%	0,33%
Mode 7	0,39%	0,39%
Mode 8	0,36%	0,37%
Mode 9	0,35%	0,35%

TABLE 5.5 – Taux d’amortissement expérimentaux ξ^x et classés suivant les directions et amplitudes d’excitations d’usinage $\xi^{classés}$

Comme montré dans les études de convergence en état de surface et en raideur vis-à-vis du nombre de mode ([sous-section 2.3.3](#)) : les quatre premiers modes permettent de représenter la majeure partie des déplacements de la pièce ainsi que du cumul des travaux modaux W^c . Dans notre modélisation ces modes ont des taux d’amortissement inférieurs à ceux du cas de référence. Les vibrations apparaissent donc de manière plus précoce. De plus, la valeur maximale de W^c de 93,5mJ, est supérieure à celle du cas de référence (85,7mJ), ce qui est cohérent avec les éléments avancés.

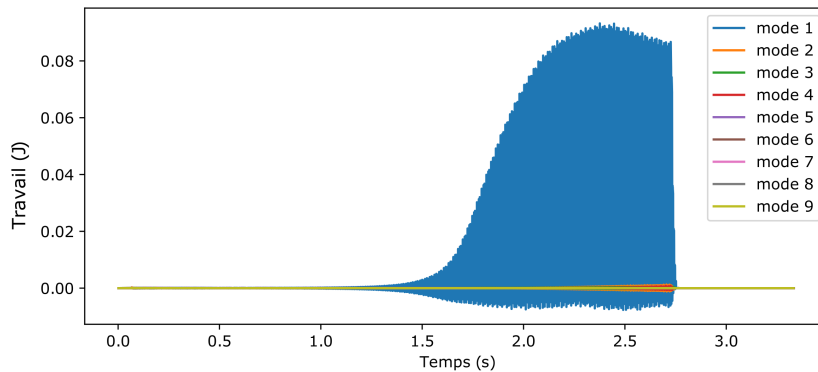


FIGURE 5.18 – W^c par mode pour $\xi^{classés}$

5.3.3.4 Conclusion sur la sensibilité aux taux d'amortissement

Les différentes approches retenues ont démontré l'importance d'estimer fidèlement la valeur du taux d'amortissement pour les modes prépondérants, dans notre cas le mode 1. La [figure 5.19](#) montre les extractions du tapis de dexels des simulations correspondantes aux différentes méthodes retenues pour estimer les taux d'amortissement.

Le recalage du modèle de Kelvin-Voigt proposé permet d'obtenir des taux d'amortissement modaux approchés au sens des moindres carrés. Ce recalage induit des valeurs ayant des écarts relatifs importants, comme le taux d'amortissement du mode 1 qui est sous estimé d'un facteur 10 environ. Cette démarche produit des résultats moins fidèles que celle de prendre une valeur moyenne pour tous les modes issus d'essais au marteau préalables sur une pièce au compromettant dynamique semblable. L'analyse la plus fine, mais qui nécessite d'avoir à disposition le système, est de mesurer le comportement de la pièce sous une excitation équivalente à celle du procédé d'usinage considéré.

Les comportements dynamiques restent cependant semblables avec seulement le mode 1 qui est prédominant quelques soient les taux d'amortissement choisis pour les autres modes. On en déduit l'importance de bien identifier ou estimer la valeur de ce paramètre prépondérant.

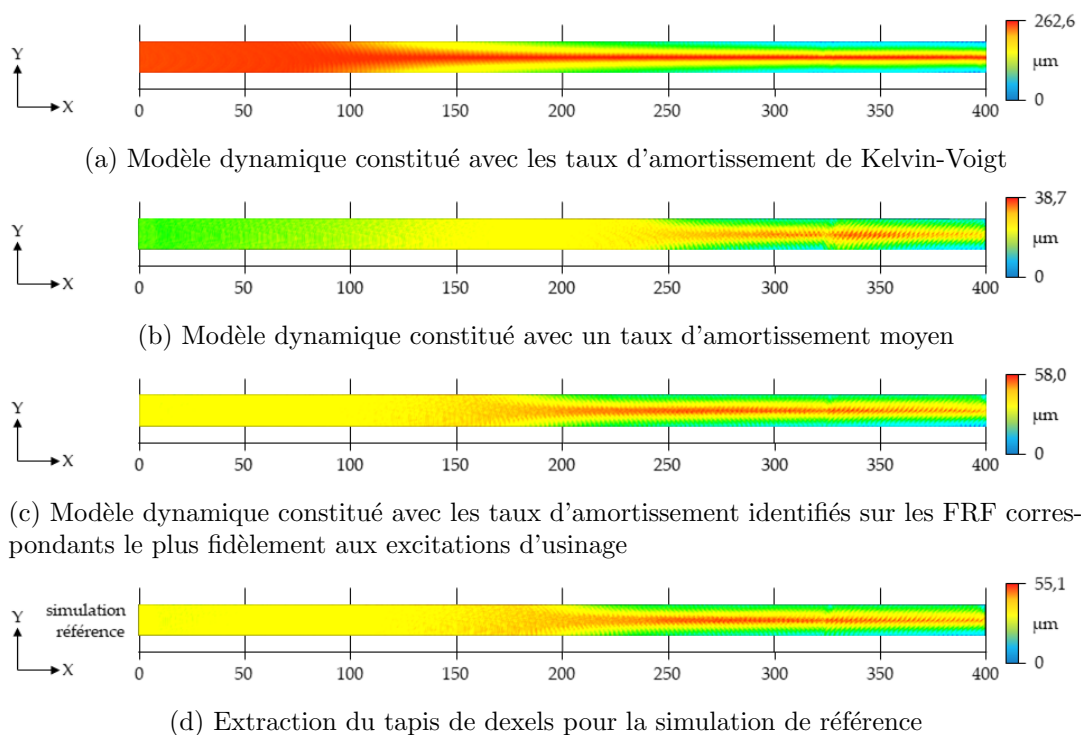


FIGURE 5.19 – Extractions du tapis de dexels

5.4 Conclusion

L'étude de la sensibilité des résultats de simulation d'usinage aux modèles en entrée a permis de mettre en avant les paramètres prédominants dans la représentation du comportement dynamique de l'opération d'usinage. Ainsi l'estimation de la loi de coupe et des taux d'amortissement utilisés ont, pour notre application, une incidence sur l'instant d'initialisation des vibrations et sur leurs amplitudes. Les simplifications du modèle EF de la pièce ainsi que de la modélisation des éléments de bridage (par l'utilisation d'encastremets) ont une incidence moindre et induisent des variations acceptables sur les résultats de simulation.

L'évolution des contributions des travaux modaux W_i^c au cours de l'usinage permet de mettre en avant que le comportement modal reste similaire entre le cas de référence et chacune des configurations étudiées. Le mode 1 est prépondérant dans la réponse dynamique du système. On en déduit que les modèles simplifiés (modèles EF coques de la pièce, encastrement des bridages) ou les modèles approximatifs (estimation des taux d'amortissement par une valeur moyenne, loi de coupe estimée) permettent d'approcher le comportement expérimental de l'opération. On note que malgré les hypothèses variées utilisées, les phénomènes restent semblables et la transition d'un usinage nominal à un usinage vibré est bien détectable.

Dans un objectif industriel de gain de temps d'études, ces études de sensibilités permettent de valider l'utilisation de modèles simplifiés pour discriminer, à l'aide de l'indicateur W^c , le déroulement nominal ou vibratoire d'une opération considérée. Dans le but d'obtenir une meilleure corrélation entre simulations et essais, l'analyse des sensibilités indique quels paramètres sont prépondérants et quels modèles sont à améliorer pour un gain en fidélité vis-à-vis de l'expérience.

Ces conclusions sont valides dans le cadre de vibrations forcées d'une pièce souple avec une fréquence de passage des dents bien supérieure aux premières fréquences propres et pour des systèmes de bridages proches d'un encastrement.

Chapitre 6

Applications industrielles : apport d'un anti-vibreux - bac de batteries miniature

Résumé

Le développement d'un modèle numérique pour un composant anti-vibreux est validé sur le cas de la traverse avec une confrontation expérimentale. Par la suite, ce modèle de composant est utilisé sur un bac de batteries miniature. L'objectif est de valider, pour ce dernier cas d'application, qu'une approche par simulation permet d'anticiper l'aptitude d'une modification de trajectoire ou de l'ajout d'anti-vibreux à réduire les vibrations durant un usinage. Chaque configuration étudiée est réalisée expérimentalement pour valider la correspondance du modèle numérique, construit a priori, vis-à-vis des essais.

Sommaire

6.1	Introduction	131
6.2	Validation de la modélisation de l'anti-vibreux industriel	132
6.2.1	Introduction des études liées à l'anti-vibreux	132
6.2.2	Modélisation dynamique de l'anti-vibreux	132
6.2.2.1	Construction du modèle dynamique de la pièce bridée avec anti-vibreux	132
6.2.2.2	Analyse modale expérimentale	133
6.2.2.3	Conclusion sur la modélisation de l'anti-vibreux	134
6.2.3	Simulation d'usinage nassy2m	134
6.2.4	Confrontations avec les essais	135
6.2.5	Conclusions des études liées à l'anti-vibreux	136
6.3	Études du bac de batteries miniature : bac batteries "miniature"	137
6.3.1	Introduction	137
6.3.2	Modélisation dynamique de la pièce	137
6.3.2.1	Pièce libre	137
6.3.2.2	Pièce bridée	139
6.3.2.3	Pièce bridée avec ajout de l'anti-vibreux	140
6.3.2.4	Conclusion sur les modèles dynamiques du bac de batteries miniature	140
6.3.3	Simulations d'usinage nassy2m	141
6.3.4	Confrontations avec les essais	142
6.3.4.1	Spectrogrammes	142
6.3.4.2	État de surface	143
6.3.5	Conclusions des études liées au bac de batteries miniature	144
6.4	Conclusion	146

6.1 Introduction

Ce chapitre a pour objectif de déterminer dans quelle mesure l'utilisation des développements et analyses présentés précédemment permettent de répondre aux besoins industriels.

Le premier besoin industriel est de pouvoir utiliser l'outil de simulation numérique dans une phase d'avant projet ou d'étude lorsque la pièce et son montage ne sont pas encore disponibles pour réaliser des essais. Le but est alors de guider le dimensionnement et la définition de l'opération d'usinage, incluant les conditions de coupe, la trajectoire outil ou le système de bridage par exemple.

Le second besoin est d'avoir des outils de compréhension et d'analyse lors de l'expertise d'une opération présentant des difficultés liées aux vibrations afin de mieux comprendre les phénomènes physiques et de guider la recherche de solutions.

On s'attachera alors à partir d'une configuration d'usinage induisant des vibrations à apporter des solutions de différentes origines (voir [figure 6.1](#)) : changement des conditions de coupe ou du système de bridage. La capacité de la simulation à approcher le comportement du système permettrait de guider la phase d'expertise comme la phase d'étude. L'avantage majeur de la solution numérique est de pouvoir déterminer la meilleure configuration sans engager des investissements en temps ou en coûts expérimentaux trop importants.

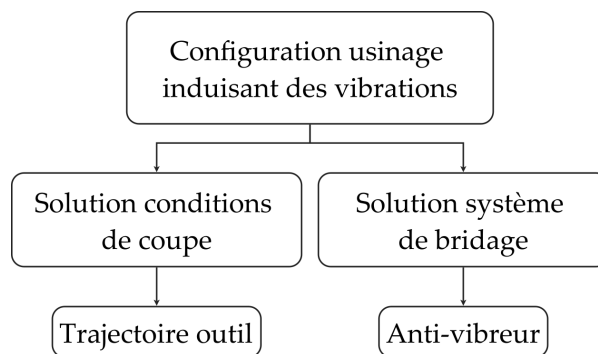


FIGURE 6.1 – Solutions disponibles lorsque que des vibrations surviennent en usinage

Pour la solution liée au système de bridage, un anti-vibreur a été conçu durant la thèse. On cherchera dans un premier temps à valider la représentativité du modèle dynamique simplifié utilisé pour représenter ce composant. La capacité de l'indicateur W^c à représenter l'apport de l'anti-vibreur est présenté.

Enfin, des simulations numériques du bac de batteries miniature permettent de conclure sur les apports des différentes actions retenues comme solutions lors de l'observation de vibrations. Les résultats numériques seront confrontés à des essais pour valider la représentativité de l'utilisation de modèles simplifiés dans un contexte d'études industrielles.

6.2 Validation de la modélisation de l'anti-vibreur industriel

Un brevet est en cours de dépôt sur la solution technologique retenue. Les détails de conception du composant ne seront donc pas communiqués. Cependant, avec l'accord de l'entreprise partenaire, les apports et la modélisation du composant sont présentés dans cette section.

6.2.1 Introduction des études liées à l'anti-vibreur

Le [chapitre 4](#) présente le développement de l'indicateur W^c et analyse le comportement de l'usinage de la traverse d'études pour deux positions d'outil. La position $d = 12,5$ mm correspond à la configuration induisant des vibrations sur la [figure 6.1](#). La « *solution conditions de coupe* » est apportée par une nouvelle trajectoire d'outil pour $d = 0$ mm. Cette section correspond à une extension présentant la « *solution système de bridage* » par l'ajout de l'anti-vibreur.

L'anti-vibreur est positionné au centre de la traverse pour annihiler le mode 1 sans impacter le mode 2. En effet, au point choisi le mode 1 présente un ventre de vibration alors que pour le mode 2 il s'agit d'un nœud de vibration. L'objectif est ici d'analyser la possibilité d'apporter une solution ciblée sur un mode en particulier. Les pièces industrielles sont des assemblages mécano-soudés dont les composants élémentaires, comme la traverse qui est le cas d'études précédent, sont plus flexibles. L'étude du bac de batteries miniature démontrera cet intérêt en [section 6.3](#).

Contrairement à la démarche adoptée au [chapitre 4](#), on présentera en premier lieu les résultats de simulation qui seront ensuite confrontés aux essais. Ce choix est fait car la modélisation utilisée pour l'anti-vibreur est simplifiée et nécessite donc une validation de l'approche utilisée. Une modélisation fine du composant induirait une caractérisation expérimentale et une phase de recalage du modèle numérique plus complexe.

On choisira ici d'usiner avec l'outil positionné à $d = 12,5$ mm pour tester l'anti-vibreur dans un cas défavorable dont le comportement est déjà caractérisé.

6.2.2 Modélisation dynamique de l'anti-vibreur

6.2.2.1 Construction du modèle dynamique de la pièce bridée avec anti-vibreur

L'anti-vibreur est modélisé de manière simplifiée par un système masse-ressort-amortisseur. Ainsi la [figure 6.2](#) représente la masse liée à la partie mobile de l'anti-vibreur, et la raideur qui maintient le composant en contact avec la pièce durant l'usinage. La liaison avec la pièce est de nature ponctuelle et l'anti-vibreur ne possède qu'un unique degré de liberté q_{AV} suivant l'axe **X**.

La résolution du problème aux valeurs propres permet de déterminer les fréquences et formes propres du système. La masse et la raideur équivalentes n'induisent qu'un impact mineur sur les fréquences propres, vis-à-vis du modèle de la traverse sans anti-vibreur. Les formes propres de la pièce bridée sans anti-vibreur permettent de bien se représenter les modes du système.

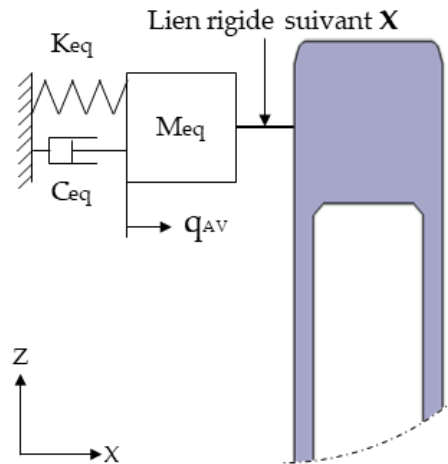
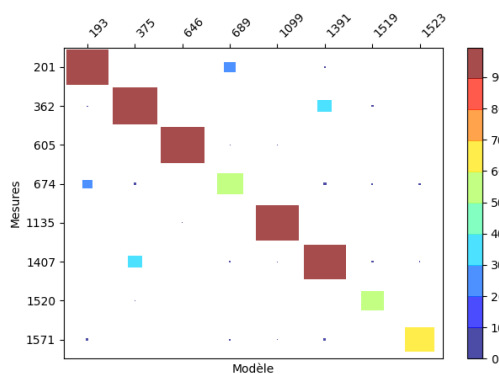


FIGURE 6.2 – Modélisation simplifiée de l'anti-vibreur

6.2.2.2 Analyse modale expérimentale

La matrice de MAC de la traverse bridée avec l'anti-vibreur, les fréquences propres f_{BR+AV}^x et les taux d'amortissement modaux ξ_{BR+AV}^x correspondants sont détaillés en [figure 6.3](#).

La comparaison des ξ_{BR+AV}^x avec les ξ^x de la traverse bridée sans l'anti-vibreur (voir [figure 6.3b](#)) montre que deux modes sont affectés principalement par l'anti-vibreur : le mode 1 et le mode 4. Le positionnement de l'anti-vibreur, sur un ventre pour les deux modes, permet un apport plus marqué sur ces modes. Leurs taux d'amortissement passent respectivement de 0.37% à 5.21% pour le mode 1 et de 0.52% à 3.88% pour le mode 4. Ces variations sont supérieures aux dispersions d'identification évoquées en [tableau 3.10](#) et sont directement imputables à l'ajout de l'anti-vibreur.



(a) Matrice de MAC

	f_{BR+AV}^x [Hz]	ξ_{BR+AV}^x	f^x	ξ^x
Mode 1	201,7	5,21%	215.3	0,37%
Mode 2	377,5	0,17%	368.4	0,61%
Mode 3	605,8	0,89%	612.3	1,07%
Mode 4	674,7	3,88%	735.9	0,52%
Mode 5	1135,8	0,45%	1120.6	0,39%
Mode 6	1407,3	0,69%	1367.8	0,31%
Mode 7	1520,9	0,35%	1537.4	0,39%
Mode 8	1571,4	0,29%	1587.3	0,36%

(b) Paramètres modaux identifiés

FIGURE 6.3 – Matrice de MAC et paramètres modaux identifiés pour les essais au marteau dynamométrique de la pièce bridée avec l'anti-vibreur

Le paramètre C_{eq} est recalé pour représenter l'amortissement modal du mode 1. Ce mode est choisi car, d'après les formes modales et les mesures expérimentales, il est le plus impacté

par l'ajout de l'anti-vibreur. La valeur de C_{eq} est déterminée d'après la formule suivante :

$$2 \cdot \omega_1 \cdot \xi_{mode 1} = q_{AV} \cdot C_{eq} \cdot q_{AV} \quad (6.1)$$

où q_{AV} est l'amplitude du mode 1 (normé vis-à-vis de la matrice de masse) au niveau et dans la direction de l'amortisseur ω_1 est la pulsation propre du mode 1. On en déduit que $C_{eq} = 1,59 \text{ Ns/m}$.

6.2.2.3 Conclusion sur la modélisation de l'anti-vibreur

La confrontation avec les essais montrent que la modélisation simplifiée est suffisante pour approcher les formes et fréquences propres de la traverse bridée. L'amortissement associé au composant est recalé d'après l'amplitude modale du mode 1. Dans la suite de cette [section 6.2](#), l'objectif est de valider la capacité de l'indicateur W^c à retranscrire un changement de comportement vibratoire lié à une modification du système de bridage. Pour cela, on utilisera, pour la traverse sans anti-vibreur et la traverse avec anti-vibreur, les taux d'amortissements mesurés expérimentalement afin de construire les modèles dynamiques.

6.2.3 Simulation d'usinage nesy2m

Les paramètres de simulation utilisés sont ceux retenus pour le [chapitre 4](#). La configuration expérimentale, et notamment le placement de l'accéléromètre, est également identique.

La confrontation des efforts de coupe cinématiques et dynamiques montre que le régime d'usinage observé, connu pour la position outil de $d = 12,5 \text{ mm}$, est bien reproduit au début et à la fin de l'usinage. Au centre de la pièce, lors du passage de l'outil aux alentours de la zone affectée par l'anti-vibreur, les efforts de coupe tendent vers le régime nominal ([figure 6.4](#)).

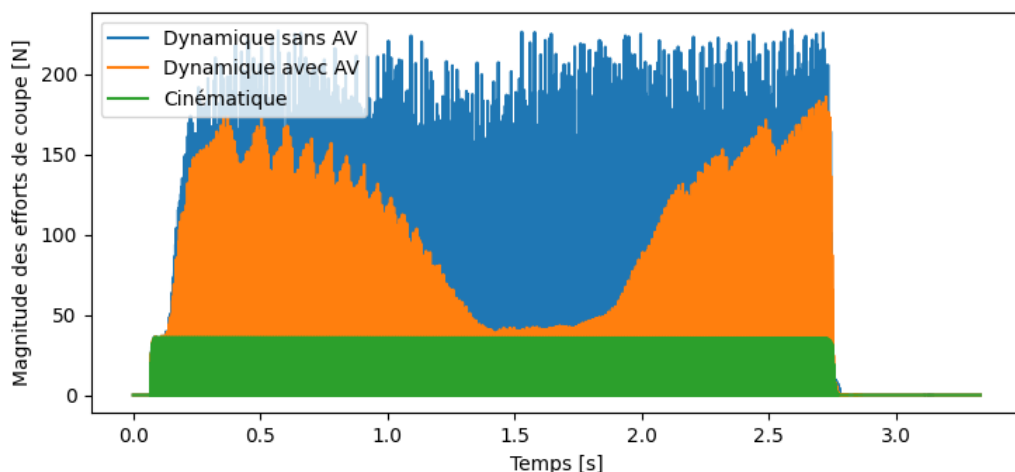


FIGURE 6.4 – Efforts de coupe cinématiques et dynamiques

L'analyse des contributions des travaux modaux, en [figure 6.5](#), met en évidence que le mode 1 ne contribue pas aux vibrations de la pièce. L'évolution des W_i^c , vis-à-vis de la configuration sans anti-vibreur ([figure 4.14](#)), montre que la contribution du mode 1 est annihilée et celle

du mode 2 est réduite (d'environ 150 mJ à 100 mJ). Le mode 2 est alors prépondérant et la valeur maximale atteinte par W^c est de 112.0 mJ, ce qui traduit bien la présence de vibrations. L'action de l'anti-vibreur ciblée sur le mode 1 est donc validée numériquement. La section suivante cherchera à valider les estimations numériques par une confrontation avec les essais.

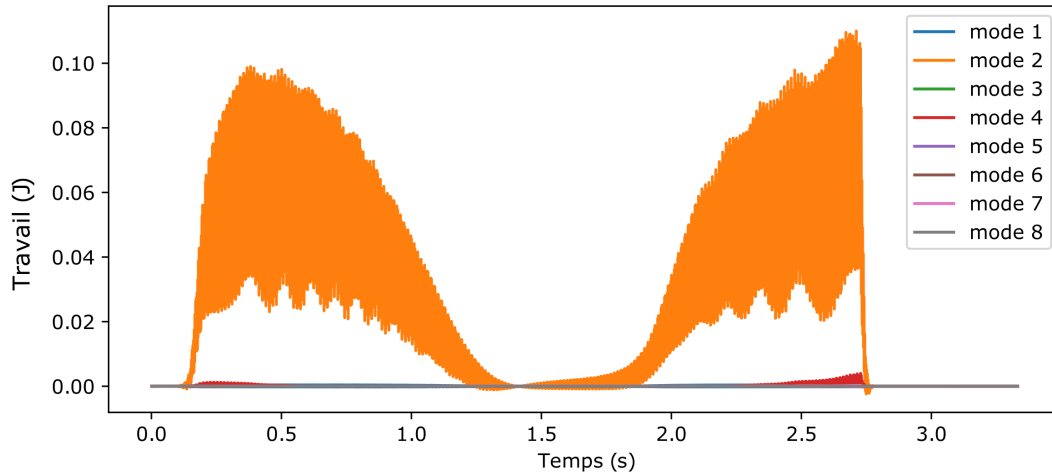


FIGURE 6.5 – Travaux modaux W_i^c pour l'usinage de la traverse avec anti-vibreur et trajectoire $d = 12,5$ mm

6.2.4 Confrontations avec les essais

Les spectrogrammes expérimentaux et numériques sont présentés en [figure 6.6](#). On remarque que le mode 1 est bien représenté par la simulation avec un niveau d'excitation équivalent à celui de l'usinage. En comparaison avec la [figure 4.7](#), qui présente les spectrogrammes sans anti-vibreur, la réduction d'amplitude du mode 1 est importante, pour la simulation et pour les essais d'usinage. L'expérience montre que ce mode est toujours observable mais à un niveau d'amplitude qui correspond au niveau d'excitation de l'environnement machine d'après la [figure 4.6a](#) qui atteint des niveaux d'amplitudes de $0.01\mu\text{m}$. On note notamment une nette réduction des vibrations à 1.6 s qui correspond au milieu de la traverse.

L'extraction d'une topographie locale, équivalente à celles réalisées en [figure 4.5](#), est présentée en [figure 6.7](#). L'état de surface numérique est très similaire de la mesure concernant l'amplitude de la topographies locale. Le faciès de la surface est régulier sans vibrations marquées visibles.

Ces extractions sont similaires aux topographies locales pour $d = 12,5$ mm sans anti-vibreur présentées en [figure 4.5](#). On note que les amplitudes des topographies locales expérimentales sont fortement diminuées avec l'ajout de l'aviateur. On remarque aussi que le faciès obtenu par les essais est très différent entre le cas initial (vibrations visibles) et dans la configuration avec anti-vibreur. Les résultats des simulations numériques reproduisent fidèlement ces tendances.

L'état de surface global peut être extrait de la simulation numérique, voir [figure 6.8](#). L'extraction du tapis de dexels traduit bien les tendances des W_i^c : les vibrations surviennent en

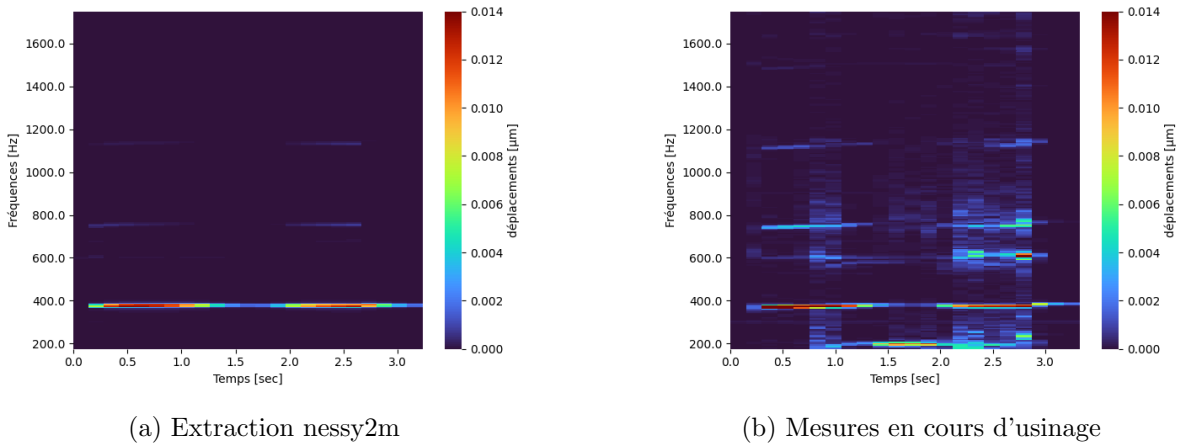


FIGURE 6.6 – Spectrogrammes, numérique et expérimental, du surfacage de la traverse avec anti-vibreur

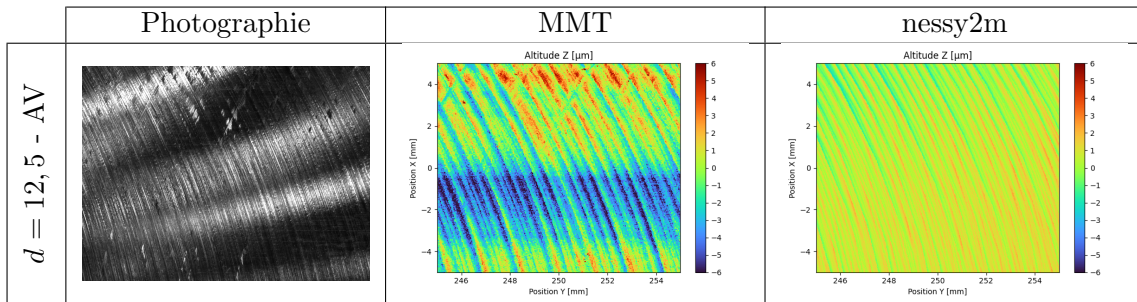


FIGURE 6.7 – Topographies de surface ($d = 12,5$ - avec anti-vibreur (AV)) : photographies, mesures par lumière blanche et extractions tapis de dexels nesy2m

début et en fin d'usinage mais sont réduites au centre de la pièce, ce qui correspond au positionnement de l'anti-vibreur.

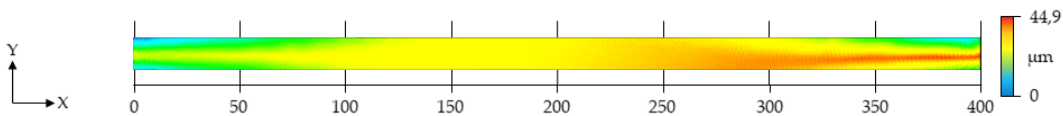


FIGURE 6.8 – Extraction du tapis de dexels de l'usinage avec l'anti-vibreur

6.2.5 Conclusions des études liées à l'anti-vibreur

Au regard de la pertinence des simulations vis-à-vis des résultats expérimentaux, on retiendra la modélisation de l'anti-vibreur présentée dans cette section pour les études ultérieures. La masse et la raideur équivalente de la partie mobile seront donc ajoutées au modèle structurel avec une liaison unidirectionnelle dans l'axe d'action du composant. Les taux d'amortissement modaux des modes impactés seront modifiés dans le modèle dynamique de la pièce bridée d'après la valeur recalée précédemment.

Cette section a également permis de valider :

- l'apport du nouveau composant sur le comportement dynamique expérimental de la pièce,
- la capacité de la simulation numérique à représenter ce changement de comportement vibratoire en usinage,
- la capacité de l'indicateur W^c à discriminer deux configurations de système de bridage induisant deux comportements dynamiques en usinage sensiblement différents.

6.3 Études du bac de batteries miniature : bac batteries "miniature"

6.3.1 Introduction

Dans cette section on étudiera le comportement en usinage d'une pièce semi-industrielle, représentative des bacs de batteries de véhicules hybrides. Les modélisations utilisées sont simplifiées pour valider l'impact des sensibilités décrites au chapitre précédent sur la prédiction de la qualité de la pièce obtenue et du comportement vibratoire. Le modèle EF est construit à partir du modèle géométriques et des propriétés matériaux théoriques et les zones de bridage sont considérées comme encastres. Des essais sont réalisés pour valider les observations issues des simulations numériques.

Le modèle structural de la pièce est construit en éléments coques et utilise les propriétés matériaux théoriques disponibles dans la base de données du logiciel d'éléments finis. L'outil est considéré comme rigide (voir [sous-sous-section 5.2.2.3](#)). Le choix de la taille des dexels pour le modèle géométrique de la pièce ainsi que des paramètres du solveur (incrément de temps, schéma d'intégration) sont conservés car les conditions de coupe (V_f , N) sont similaires. La loi de coupe et le modèle géométrique de l'outil sont également identiques aux simulations précédentes.

On confronte dans un premier temps le modèle dynamique de la pièce libre puis bridée (avec et sans anti-vibreur) afin de quantifier les écarts induits par les hypothèses de simulations vis à vis d'essais au marteau dynamométrique. Ensuite, des simulations nassy2m sont réalisées pour reproduire la démarche présentée en [figure 6.1](#). Ces simulations sont, elles aussi, confrontées avec des essais.

6.3.2 Modélisation dynamique de la pièce

6.3.2.1 Pièce libre

Le modèle structural de la pièce libre, en [figure 6.9](#), est basé sur la méthodologie de la modélisation présentée en [sous-sous-section 3.3.1.2](#). La résolution du problème aux valeurs propres pour la pièce libre est résolu en environ 3 minutes (processeur i7 avec 4 CPU à 2.9 GHz et 32 GB RAM) permettant d'obtenir les fréquences et modes propres numériques.

La matrice de MAC, confrontant ce modèle avec des mesures réalisées sur la pièce libre, est présentée en [figure 6.10](#) (les six modes rigides ne sont pas considérés). Les termes encadrés correspondent à l'appariage des modes ayant un écart relatif en fréquence inférieur à 15% et une valeur de MAC supérieure à 70%. De nombreux modes ont de faibles fréquences (inférieures

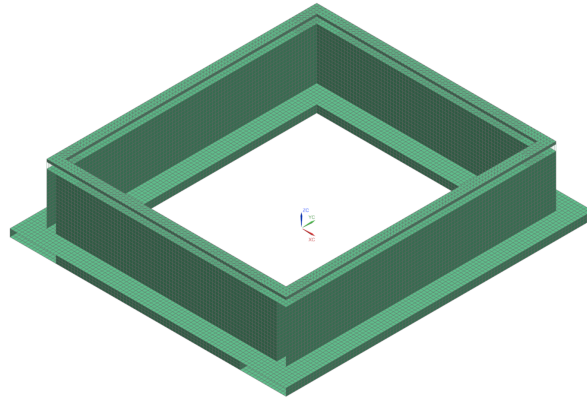


FIGURE 6.9 – Extraction nussy2m

à 1000Hz). Les premiers modes sont bien identifiés avec des écarts en fréquences faibles. Un recalage en géométrie et des propriétés matériaux pourrait sensiblement améliorer les divergences en fréquences des modes éloignés pour tendre vers une erreur relative plus faible. Un tel recalage permettrait aussi de réordonner les modes supérieurs à 1000Hz afin de surpasser les inversions de modes appairés observées dans cette zone de la matrice de MAC. Enfin, le placement des capteurs a été déterminé à partir du modèle théorique et ne prend pas en compte les écarts géométriques des traverses constituant la pièce finale. Les points choisis pour l'excitation et les mesures des amplitudes de réponse du système ne laissent donc pas apparaître ces effets et induisent une mauvaise détection de certains modes (pour des fréquences supérieures à 1000 Hz).

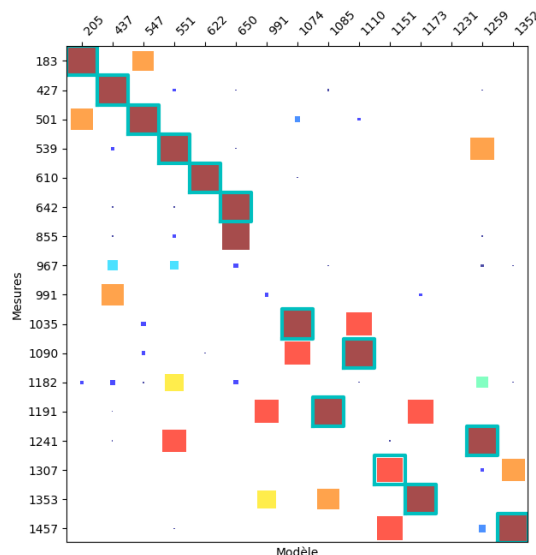


FIGURE 6.10 – MAC du bac de batteries miniature libre

La conclusion qui peut être apportée, suite à cette confrontation entre les mesures et le modèle structurel, est que ce dernier est acceptable pour représenter le comportement des premiers modes de la pièce. Par la suite on s'attachera à estimer les erreurs induites sur le modèle

	f^x	f^n	MAC	$\Delta f[\%]$
Mode 1	183,50	205,02	99,88	11,08
Mode 2	427,93	437,73	99,88	2,26
Mode 3	501,29	547,67	98,63	8,84
Mode 4	539,79	551,38	99,83	2,12
Mode 5	610,58	622,83	99,95	1,99
Mode 6	642,39	650,89	99,93	1,31
Mode 7	1035,56	1074,31	99,22	3,67

TABLE 6.1 – Erreurs relatives en fréquence pour le bac de batteries miniature libre

de la pièce bridée pour les six premiers modes qui sont les mieux approximés numériquement, ce qui correspond à une plage de fréquence allant de la première fréquence propre à une fréquence trois fois supérieure à cette dernière.

6.3.2.2 Pièce bridée

Les formes modales de la pièce bridée sont présentées en [figure 6.11](#). Les zones de bridage sont modélisées par des encastrements. La zone de surfacage se situe sur la traverse la plus avancée en **X**. On note que les déformées modales des premiers modes sont principalement composées de flexions des zones massives de la pièces (face supérieure, ou zones associées au bridage).

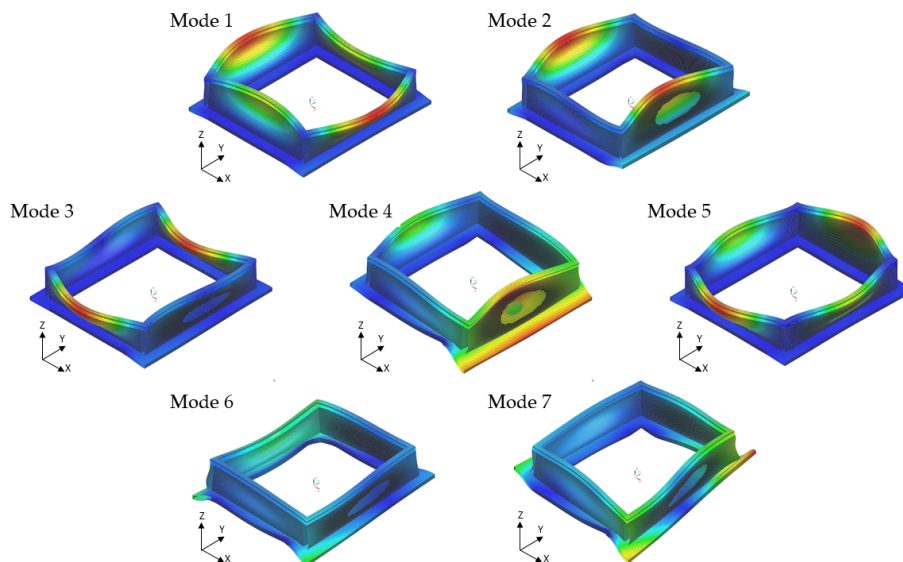
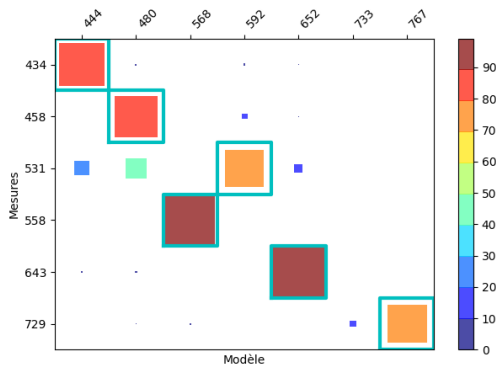


FIGURE 6.11 – Formes modales du bac de batteries miniature bridée sans anti-vibreur

Pour la pièce bridée, les critères de l'appariement des modes sont : une valeur de MAC supérieure à 70% et un écart en fréquence inférieur à 15%, ce qui permet d'appairer six des sept premiers modes. Celui non inclus étant le mode 6. Le placement des capteurs ne permet pas de mesurer convenablement sa contribution. Il n'a pas pu être extrait des données expérimentales lors de l'identification paramétrique.

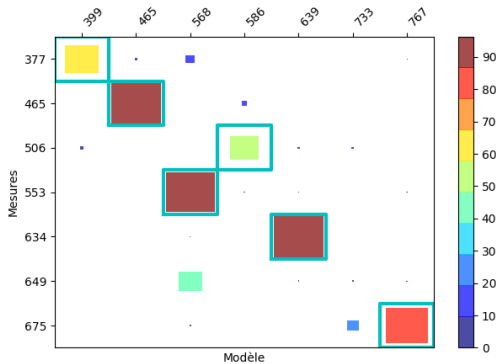


(a) MAC

	f^x	f^n	MAC	Δf [%]
Mode 1	434,50	444,75	86,90	2,33
Mode 2	458,41	480,17	83,48	4,64
Mode 3	531,10	592,28	74,17	10,89
Mode 4	558,00	568,86	96,65	1,93
Mode 5	643,00	652,11	99,16	1,41
Mode 7	729,65	767,18	76,61	5,06

(b) Erreurs relatives en fréquence

FIGURE 6.12 – Confrontation modèle numérique et expérimental du bac de batteries miniature bridé sans anti-vibreur - valeurs des taux d'amortissements expérimentaux disponibles en [tableau 6.2](#)



(a) MAC

	f^x	f^n	MAC	Δf [%]
Mode 1	377.75	399.12	65.52	5.50
Mode 2	465.49	465.31	96.16	-0.04
Mode 3	506.83	586.15	55.23	14.51
Mode 4	553.17	568.79	94.18	2.78
Mode 5	634.21	639.67	96.28	0.86
Mode 7	675.30	767.17	82.19	12.74

(b) Erreurs relatives en fréquence

FIGURE 6.13 – Confrontation modèle numérique et expérimental du bac de batteries miniature bridé avec anti-vibreur - valeurs des taux d'amortissements expérimentaux disponibles en [tableau 6.3](#)

6.3.2.3 Pièce bridée avec ajout de l'anti-vibreur

On suppose que l'ajout de l'anti-vibreur ne modifie les formes modales que de manière négligeable. Les formes modales présentées précédemment sont utilisées pour ce modèle dynamique également. La modélisation simplifiée utilisée induit des approximations dans le modèle dynamique construit. Toutefois, les formes propres sont distinctes et les modes peuvent être appairés de manière acceptable pour poursuivre la création du modèle dynamique de la pièce, voir [figure 6.13a](#).

6.3.2.4 Conclusion sur les modèles dynamiques du bac de batteries miniature

Les modèles dynamiques (pièce libre, bridée et bridée avec anti-vibreur) ont une bonne corrélation avec les essais au marteau d'impact du système. Cette observation est réalisable

malgré les approximations liées à la modélisation par éléments coques, au manque de recalage géométrique et des propriétés du matériaux, ainsi qu'à l'absence d'utilisation de modélisation des éléments du système de bridage. Les modèles présentés sont utilisés pour les simulations nesy2m de la section suivante.

Les simulations sur la traverse ont montré que le premier mode est prépondérant et génère la majorité des vibrations en cours d'usinage. Le taux d'amortissement de ce mode est un facteur important dans la prédiction de l'apparition des vibrations. Dans un contexte de prédimensionnement, l'utilisateur peut choisir différentes approches afin de guider le choix d'un taux d'amortissement moyen : une valeur volontairement basse pour sous-amortir le système et obtenir ainsi un comportement péjoratif, ou de considérer une valeur issue d'essais réalisés préalablement sur un système semblable. Dans la suite, les taux d'amortissements du bac batterie miniature seront calculés d'après la valeurs recalé C_{eq} . Les valeurs ξ_{AV}^i sont calculées pour le mode i d'après :

$$\xi_{AV}^i = \frac{^i_{AV} \cdot C_{eq} \cdot q_{AV}^i}{2 \cdot \omega_i} \quad (6.2)$$

Les valeurs ξ_{AV}^i traduisent que l'anti-vibreur contribue principalement à l'amortissement du mode 1. Pour les autres modes les valeurs d'amortissement choisies sont de 0.37% et correspondent au taux d'amortissement du 1er mode de la traverse sans anti-vibreur. On considère alors que la contribution de l'anti-vibreur à l'amortissement modaux de ces modes est négligeable vis-à-vis de l'apport de l'ensemble du système de bridage.

	ξ_{BR}^x [%]	ξ_{BR}^{n2m} [%]
Mode 1	0,17	
Mode 2	1,23	
Mode 3	1,78	
Mode 4	0,25	0,37
Mode 5	0,08	
Mode 7	1,18	

TABLE 6.2 – Taux d'amortissement modaux identifiés ξ_{BR}^x et utilisés dans nesy2m ξ_{BR}^{n2m} pour le bac de batteries miniature bridé

	ξ_{BR+AV}^x [%]	ξ_{AV}^i [%]	ξ_{BR+AV}^{n2m} [%]
Mode 1	2,12	4,30	4,30
Mode 2	1,31	0,21	
Mode 3	1,49	0,00	
Mode 4	0,31	0,17	0,37
Mode 5	2,26	0,22	
Mode 7	1,17	0,00	

TABLE 6.3 – Taux d'amortissement modaux identifiés ξ_{BR+AV}^x , liés à l'anti-vibreur ξ_{AV}^i et utilisés dans nesy2m ξ_{BR+AV}^{n2m} pour le bac de batteries miniature bridé avec anti-vibreur

Les essais d'impact marteau ont permis de mesurer les taux d'amortissement expérimentaux de la pièce bridée [tableau 6.2](#) puis avec l'ajout de l'anti-vibreur [tableau 6.3](#). On peut noter dans les deux configurations que les hypothèses sur les taux d'amortissement, de la pièce et lors de l'ajout de l'anti-vibreur, sur-amortissent le système.

6.3.3 Simulations d'usinage nesy2m

Les configurations suivantes sont étudiées :

1. une position outil induisant des vibrations $d = 12,5$ mm,

2. une solution par les conditions de coupe via une position outil réduisant ces vibrations $d = 0$ mm,
3. une solution par le montage prise de pièce via l'ajout de l'anti-vibreux pour une position d'outil identique à l'initiale ($d = 12,5$ mm).

On analyse, dans un premier temps, les variations entre les efforts cinématiques et dynamiques pour chacune des simulations. Ensuite, on s'intéresse à l'évolution des travaux modaux des efforts de coupe W_i^c . Les simulations nussy2m ont un temps de calcul de l'ordre de 18 minutes par configuration.

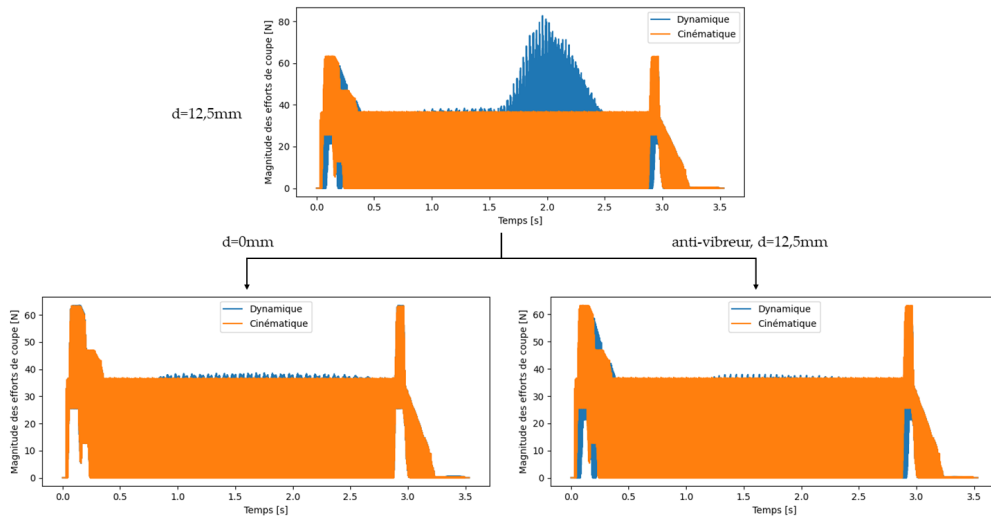


FIGURE 6.14 – Efforts de coupe cinématiques et dynamiques pour les différentes configurations d'usinage du bac de batteries miniature

L'analyse comparative des efforts de coupe cinématiques et dynamiques permet de faire ressortir les apports de changement de la position de l'outil ou de l'ajout de l'anti-vibreux, voir la [figure 6.14](#). Les efforts d'usinages avec dynamique sont proches du régime représenté par les efforts cinématiques pour les trois cas, excepté pour le cas 1 sur l'intervalle $[1,5 s ; 2,5 s]$.

Cet aspect est confirmé par l'analyse des travaux modaux pour chacune des configurations, voir [figure 6.15](#). On peut noter que les modes 1 et 2 sont prépondérants dans la simulation 1 avec l'outil à $d = 12.5$ mm. L'ajout de l'anti-vibreux ou la modification de la position de l'outil, et donc de l'excitation du système, réduit l'amplitude de ces modes.

6.3.4 Confrontations avec les essais

6.3.4.1 Spectrogrammes

Un accéléromètre est positionné proche de la zone d'usinage de la pièce. Les mesures en cours d'usinages ont permis de reconstruire les spectrogrammes en déplacements présentés en [figure 6.16](#).

Ces figures valident la représentativité du comportement dynamique de la traverse, en tant que composant élémentaire du bac de batteries miniature, pour approcher le comportement de

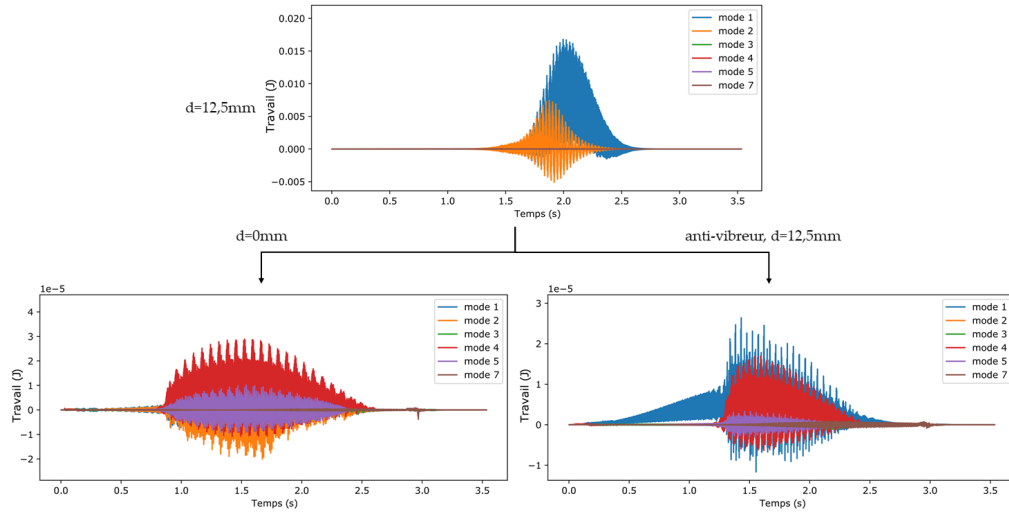


FIGURE 6.15 – Travaux modaux W_i^c pour les différentes configurations d'usinage du bac de batteries miniature

la pièce de structure :

- lorsque la pièce ne vibre pas, les modes ont une contribution équivalente et il est possible d'observer les fréquences de rotation de l'outil et des dents sur les spectrogrammes (ainsi que certains de leurs harmoniques),
- lorsque la pièce vibre, le mode 1 est prépondérant et sa réponse est plus importante vers le centre de la pièce à l'endroit où la souplesse est maximale le long de la trajectoire d'usinage.

On remarque aussi que la sur-estimation des taux d'amortissement à une incidence sur l'instant d'apparition des vibrations et l'amplitude des modes, en accord avec les observations de la [sous-section 5.3.3](#). Malgré ces erreurs d'estimation des taux d'amortissement, les hypothèses utilisées pour modéliser le système sont acceptables pour approcher le comportement vibratoire du système en usinage et observer des tendances en accord avec les essais.

6.3.4.2 État de surface

Les états de surface locaux, représentés [figure 6.17](#), sont extraits au centre de la zone d'usinage, à l'endroit où la souplesse de la pièce est maximale. Le sens d'avance de l'outil est suivant $-\vec{X}$ et le paramètre d du décalage de trajectoire est suivant $+\vec{Y}$, par exemple $d = 12,5\text{mm}$ correspond à $Y = 12,5\text{mm}$ sur les topographies en [figure 6.17](#).

L'analyse des topographies locales extraites des essais permettent de valider l'apport de la modification de la trajectoire, ainsi que de l'ajout de l'anti-vibreur, sur l'état de surface obtenu. Les faciès observés correspondent à ceux du comportement vibré et du comportement nominal de la traverse de référence ([figure 4.5](#)).

Pour le bac de batteries miniature également les simulations numériques sont représentatives des faciès d'état de surface observés expérimentalement. Les différences de comportement, présence de vibrations ou non, sont bien reproduites par les simulations.

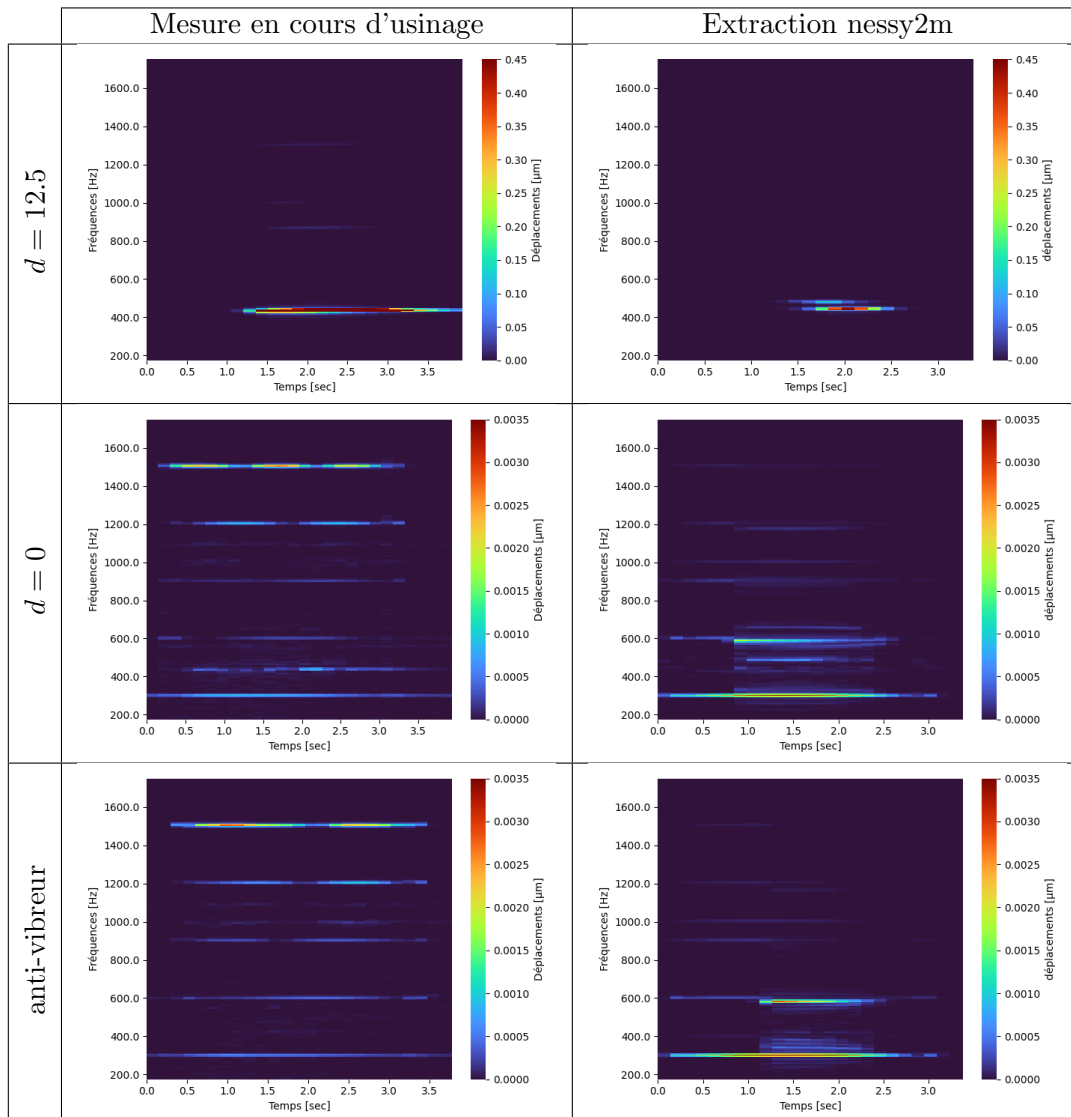


FIGURE 6.16 – Spectrogrammes, numérique et expérimental, du surfaçage du bac de batteries miniature pour les différentes configuration étudiées

Une divergence notable cependant concerne l'amplitude des défauts qui présentent des écarts entre simulations et essais. Les sources principales imputables sont les écarts induit lors de la création du modèle dynamique de la pièce : simplification du modèle EF, absence de recalage géométrique et des propriétés matériaux, mais également le choix des taux d'amortissement considérés qui sur-amortissent le système vis-à-vis des mesures expérimentales.

6.3.5 Conclusions des études liées au bac de batteries miniature

De grandes similitudes ont été mises en avant entre la traverse de référence et le bac de batteries miniature. Les mesures expérimentales (spectrogrammes et topographies) traduisent des phénomènes équivalents : lors du régime nominal comme lorsque les vibrations forcées surviennent. Ces observations confortent le choix de la traverse comme le cas d'études élémentaire

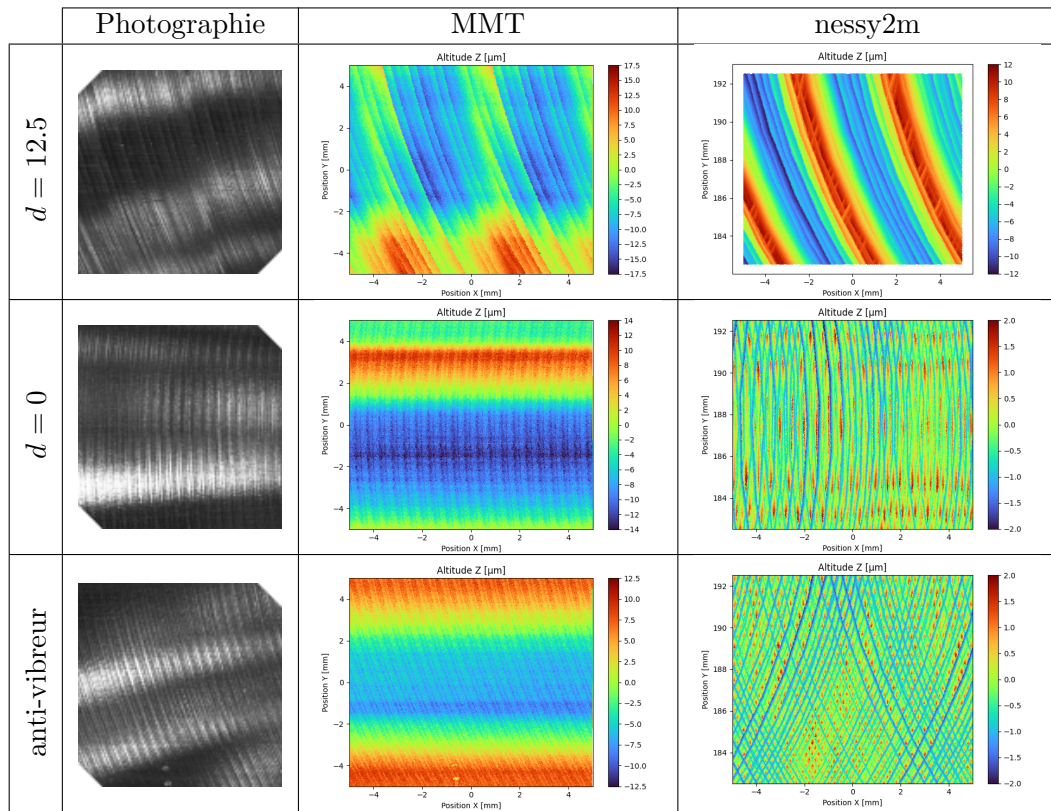


FIGURE 6.17 – Topographies de surface : photographies, mesures par lumière blanche et extractions tapis de dexels nessy2m

représentatif du comportement des pièces assemblées.

Les modèles simplifiés utilisés, pour la pièce et l'anti-vibreur, ont permis de représenter fidèlement les tendances expérimentales et de discriminer les configurations menant à l'apparition de vibrations. L'indicateur W^c , et ses contributions modales W_i^c , guident l'analyse et la compréhension de la réponse dynamique du système en usinage.

Une solution est apportée par la modification de la trajectoire. La [figure 6.18](#) montre une étude paramétrique numérique pour la pièce bridée avec et sans anti-vibreur, ce qui permet d'orienter le choix de la trajectoire vers une paramétrisation telle que $d \leq 5$ mm.

Pour la configuration sans anti-vibreur, on note que les tendances observées sur la traverse sont respectées ([figure 4.16](#)). Toutefois, l'initialisation des vibrations se produit pour une valeur de d différente. Cette observation pourrait-être imputée à la souplesse de la pièce bridée qui est plus importante pour la traverse que le bac de batteries miniature.

La configuration avec anti-vibreur permet de valider que le composant à un apport sur le comportement dynamique pour chaque décalage de trajectoire d . La modification du système de bridage, par ajout d'un anti-vibreur, a permis d'apporter une solution aux vibrations survenues dans la configuration $d = 12,5$ mm.

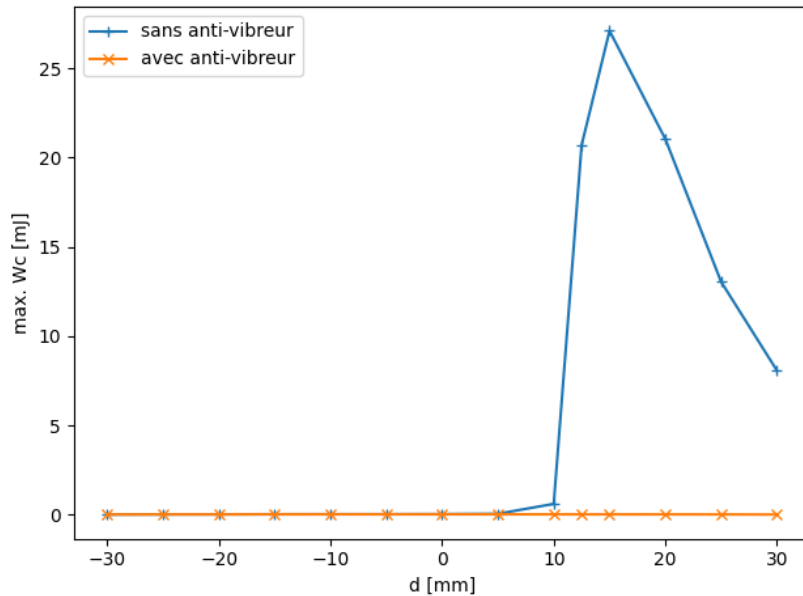


FIGURE 6.18 – Évolution de la valeur maximale de W^c pour le bac de batteries miniature bridé avec et sans l'anti-vibreur

6.4 Conclusion

Ce chapitre a permis de montrer l'intérêt de l'utilisation de modèles simplifiés, pour des applications dans un contexte industriel. La fidélité des tendances numériques vis-à-vis des observations expérimentales ainsi que le développement d'un indicateur tel que W^c permettent de guider des choix de conception d'opérations d'usinages de pièces telles que les bacs de batteries. Le temps de calcul nécessaire pour préparer les modèles pour des problèmes de grandes dimensions est limité par l'utilisation d'éléments coques et de modèles de bridages simples (encastremets). L'étude constituée d'une simulation numérique d'usinage, incluant la préparation du modèle dynamique simplifié de la pièce, peut être réalisée en une demie journée. Ce temps d'études réduit permet alors d'envisager un processus itératif ou une étude paramétrique.

Toutefois certaines limitations sont à citer. Le choix des taux d'amortissements utilisés à une forte incidence sur la réponse vibratoire du système étudié (voir [Lorong et al. \[2012\]](#)). L'estimation de ces paramètres est un facteur majeur dans l'amélioration de la fidélité des simulations en confrontation avec les mesures. Cette amélioration peut provenir des mesures expérimentales ou d'un meilleur recalage des modèles des éléments composant le système de bridage, notamment l'anti-vibreur. Enfin, comme montré par la [figure 2.30](#), la considération d'un plus grand nombre de modes dans la construction du modèle dynamique de la pièce permet d'enrichir la représentation numérique des déplacements de la zone usinée. Cela permet de représenter plus fidèlement les déplacements relatifs entre l'outil et la pièce.

Conclusion générale

Ce mémoire débute, avec le [chapitre 1](#), par une présentation de l'état de l'art sur : les modélisations du comportement dynamique de la pièce en usinage, les représentations de l'apport des éléments du système de brigade, et les outils et méthodes descriptifs du comportement dynamique du système.

Le [chapitre 2](#) présente les modèles en entrée du solveur nesy2m : trajectoire outil et conditions de coupe, modèles géométriques outil et pièce, modèle dynamique outil, paramètres du schéma d'intégration, modèle d'effort d'usinage. Ce dernier est composé de lois de coupe qui se sont avérées difficiles à identifier pour les grandes vitesses de coupe. En effet, la table dynamométrique possède une fréquence de résonance proche d'un multiple de la fréquence de passage des dents. Une perspective pour palier à cet aspect parasitant les signaux mesurés, est d'implémenter une compensation dynamique qui n'est actuellement pas disponible dans le modèle d'identification des lois de coupe de nesy2m.

Les convergences liées au solveur (choix du pas de temps et de la taille des dexels pour de conditions d'usinage prédéfinies) sont introduites pour le cas d'étude. Il est mis en évidence qu'un faible nombre de modes inclus dans le modèle dynamique de la pièce permet de représenter de manière acceptable les déplacements de la zone usinée durant l'opération d'usinage. Un nombre plus important de modes peut être considéré et permet alors de représenter plus fidèlement ces déplacements et donc la surface usinée. Cette dépendance de l'état de surface au nombre de modes pris en compte est négligeable dans l'estimation de l'apparition des vibrations pour le pré-dimensionnement d'une opération d'usinage mais peut impacter la finesse d'une analyse plus avancée. Pour la configuration de mesure par marteau dynamométrique retenue, seuls les neuf premiers modes expérimentaux et numériques sont bien appairés par le MAC. L'identification et l'appairage d'un plus grand nombre de mode nécessiterait d'augmenter le nombre de points de mesure afin de raffiner le maillage de mesure.

Le [chapitre 3](#) présente une méthode d'obtention d'un modèle dynamique de la pièce bridée. On utilise un modèle de Kelvin-Voigt pour représenter les apports dynamiques du système de bridage. Une démarche de recalage de ce modèle est proposée. Cette approche a permis d'améliorer, vis-à-vis des essais de caractérisation, les prédictions des fréquences et formes propres de la pièce bridée. Cependant le recalage de l'amortissement ne permet pas de bien représenter les mesures. Une perspective pour améliorer les résultats présentés est de tester la méthodologie de recalage proposée sur un modèle de bridage plus complexe, notamment pour mieux approcher

les taux d'amortissement modaux. Il s'agirait notamment de prendre en compte la géométrie des brides lors de leur modélisation et d'associer des dissipations, non plus uniquement au contact, mais également aux brides elles-mêmes. Ainsi, un modèle avec un couplage éventuel entre degrés de liberté (termes extra-diagonaux de raideur et d'amortissement) ou des degrés de liberté supplémentaires pourrait être utilisé.

Des non-linéarités ont été mises en avant lors des essais au marteau d'impact de la pièce bridée. Elles induisent une dispersion sur les paramètres modaux (f, ξ) identifiés. Cette incertitude est à prendre en considération dans l'analyse des résultats. Dans le cas des systèmes faiblement non-linéaires, comme ici, il pourrait être pertinent de rechercher le système linéarisé optimal pour nos analyses. Une perspective future est d'intégrer l'utilisation de modèles non linéaires de bridage dans nesy2m.

La fidélité vis-à-vis des essais d'un modèle EF coques de la pièce est étudiée pour gagner en temps de calcul. Les résultats sont tout à fait acceptables malgré les approximations géométriques dans les zones de liaisons entre coques.

Les modèles de Kelvin-Voigt ont été repositionnés, sur la pièce d'étude, afin de tester la capacité d'un modèle à être réutilisé. On note que plus le modèle de bridage est repositionné loin de sa position de recalage, moins le comportement du modèle numérique de la pièce bridée correspond aux essais respectifs. Une préconisation serait donc de réutiliser un modèle de bridage uniquement lorsque les sollicitations de ce dernier sont proches de celle de la configuration de recalage.

La travail modal W^c des efforts d'usinage sur le déplacement de la pièce est proposé en [chapitre 4](#) comme indicateur du comportement dynamique d'un usinage. La trajectoire de l'outil est utilisée comme facteur induisant l'apparition de vibrations. Après avoir évalué la fidélité de la simulation par rapport aux expériences d'usinage, les données numériques ont été utilisées pour analyser l'évolution des efforts de coupe et le déplacement de la pièce sous les dents de l'outil afin de qualifier les vibrations. Les tendances de W^c sont comparées à ces observations. L'utilisation de cet indicateur est encore à valider sur des usinages plus complexes, avec plusieurs dents en prise par exemple, ou des comportements dynamiques différents comme du broutement régénératif classique.

Le [chapitre 5](#) utilise une simulation qui présente une transition depuis un régime comportant des vibrations réduites à un régime avec des vibrations importantes. L'indicateur W^c est utilisé pour guider l'analyse du comportement dynamique en cours d'usinage. Cela permet de détecter les modes de vibrations ayant une réponse prépondérante. Des extractions numériques sont comparées aux mesures expérimentales. La simulation permet de reproduire de manière acceptable le comportement observé expérimentalement. Différents modèles dynamiques de la pièce bridée sont utilisés pour analyser la sensibilité des résultats de simulation vis-à-vis des modèles en entrée. On observe que les paramètres les plus influents sont la loi de coupe et surtout l'estimation faite des taux d'amortissements modaux. L'utilisation de modèles éléments

finis coques ou de modèles de bridages encastrés ont une incidence plus faible et semblent donc constituer un moyen de réduire ou simplifier les modèles dynamiques.

Cependant, les conclusions sur les sensibilités de la simulation sont valables pour des comportements en cours d'usinage et des typologies de pièces et de bridages équivalentes à la traverse étudiée. La démarche proposée est à tester sur d'autres cas d'études pour l'éprouver.

Une application industrielle est finalement présentée [chapitre 6](#). Le développement d'un modèle numérique pour un composant anti-vibreux est validé sur le cas de la traverse avec une confrontation expérimentale. Par la suite, ce modèle de composant est utilisé sur un bac de batteries miniature. L'objectif a été de valider, pour ce dernier cas d'application, qu'une approche par simulation permettait d'anticiper l'aptitude d'une modification de trajectoire ou de l'ajout d'anti-vibreux à réduire les vibrations durant un usinage. La pertinence de l'indicateur W^c à discriminer les usinages présentant de faibles vibrations de celui présentant de fortes vibrations a également été vérifiée. Enfin l'utilisation d'un modèle comprenant des éléments coques s'est montrée adaptée et permet d'envisager l'application de l'approche à des pièces de très grandes dimensions avec des coûts numériques réduits. Chaque configuration étudiée est réalisée expérimentalement pour valider la correspondance du modèle numérique, construit a priori, et des essais.

La proposition de thèse CIFRE s'insère dans une problématique de développement de solution logicielle de simulation numérique d'usinage prédictive. Les principaux objectifs industriels étaient de valider la capacité de la simulation numérique à :

- représenter le comportement expérimental et éclairer les besoins de caractérisations spécifiques,
- discriminer des choix de conception d'usinage (trajectoire, montage prise de pièce) au vu du comportement vibratoire,
- guider la conception et la mise au point du procédé d'usinage, avec comme objectif d'aboutir à ce que la première pièce usinée soit conforme.

Les travaux de thèse se sont attachés à s'inscrire dans ce contexte industriel en confrontant les simulations avec des essais. Les développements ont aussi été orientés vers l'analyse des sensibilités qui révèlent les éléments les plus influents vis-à-vis de la dispersion du résultats de simulation. Ceci permet de définir les modèles les plus influents pour que la simulation soit représentative des essais. L'indicateur W^c développé associé aux modèles EF coques utilisés permettent de représenter le comportement vibratoire d'un usinage simulé avec un temps de calcul acceptable. Enfin, les applications industrielles présentées en fin de mémoire ont permis d'appliquer les développements de la thèse dans une démarche industrielle : les modèles ont été construits a priori et les résultats de simulation ont ensuite été confrontés aux essais pour valider leur caractère prédictif. Ces études ont permis de valider que l'outil de simulation est apte à aider la conception en reproduisant la diminution des vibrations lorsque la trajectoire de l'outil est modifiée ou lorsqu'un anti-vibreux est ajouté au système de bridage.

CONCLUSION GENERALE

Ces travaux de thèse ont donné lieu aux publications et communications suivantes :

Communications :

- **Manufacturing'21** : Présentation du sujet de thèse aux 29èmes Journées Manufacturing'21 – Journées en ligne - Janvier 2021 - Intitulé de la présentation : « *Dimensionnement des systèmes de bridage pour l'usinage de pièce automobiles flexibles de grandes dimensions* »
- **CIRP CMMO** : Présentation à la 19ème Conférence CIRP sur la Modélisation des Opérations d'Usinage - Karlsruhe, Allemagne - Mai 2023 – « *Battery Tray Fixture Stiffness and Damping Modeling for Surface Quality Prediction* » - [M. Raffestin](#), C. Urville, P. Lorong et M. Guskov
- **Manufacturing'21** : Présentation aux 31èmes Journées Manufacturing'21 - Cluny - Octobre 2023 - Intitulé de la présentation : « *Utilisation des travaux modaux des efforts de coupe pour guider le choix de la trajectoire d'usinage en présence de vibrations* »

Publications :

- **CIRP CMMO** : Auteur article de conférence : 19ème Conférence CIRP sur la Modélisation des Opérations d'Usinage – « *Battery Tray Fixture Stiffness and Damping Modeling for Surface Quality Prediction* » - [M. Raffestin](#), C. Urville, P. Lorong et M. Guskov - [Raffestin et al. \[2023\]](#)
- **CIRP JMST** : Auteur article de revue : « *On the use of modal works of cutting forces to optimize machining conditions in the presence of vibrations* » - [M. Raffestin](#), C. Urville, P. Lorong et M. Guskov - *under review*

Publication annexe aux travaux de thèse :

- **CIRP CSI** : Co-auteur article de conférence : 6ème Conférence CIRP sur l'Intégrités de Surfaces – « *Innovative Additive Manufacturing Cutting Tool Design Methodology for Automotive Large Boring operations such as E-Motor housing* » - Q. Massard, J. Munoz, [M. Raffestin](#), C. Urville, et P. Faverjon - [Massard et al. \[2022\]](#)

CONCLUSION GENERALE

Bibliographie

SDTools – Product and company presentation. URL <https://www.sdtools.com/>.

N. A. Abukhshim, P. T. Mativenga, and M. A. Sheikh. Heat generation and temperature prediction in metal cutting : A review and implications for high speed machining. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 46(7) :782–800, June 2006. ISSN 0890-6955. doi:10.1016/j.ijmachtools.2005.07.024. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S089069550500180X>.

AEC. Electric Vehicle Battery Box | AEC, 2023. URL <https://aec.org/page/electric-vehicle-battery-box>.

F. Al-Bender, V. Lampaert, and J. Swevers. The generalized maxwell-slip model : a novel model for friction simulation and compensation. *IEEE Transactions on automatic control*, 50(11) :1883–1887, 2005.

Y. Altintas. *Manufacturing automation : metal cutting mechanics, machine tool vibrations, and CNC design*. Cambridge university press, Cambridge, 2nd ed edition, 2012. ISBN 978-0-521-17247-9 978-1-107-00148-0.

Y. Altintas and S. Park. Dynamic compensation of spindle-integrated force sensors. volume 53, pages 305–308, 2004. doi:[https://doi.org/10.1016/S0007-8506\(07\)60703-3](https://doi.org/10.1016/S0007-8506(07)60703-3). URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0007850607607033>.

Y. Altintas and M. Weck. Chatter Stability of Metal Cutting and Grinding. *CIRP Annals*, 53(2) :619–642, 2004. ISSN 00078506. doi:10.1016/S0007-8506(07)60032-8. URL <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0007850607600328>.

Y. Altintas, G. Stepan, D. Merdol, and Z. Dombovari. Chatter stability of milling in frequency and discrete time domain. *CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology*, 1(1) : 35–44, Jan. 2008. ISSN 1755-5817. doi:10.1016/j.cirpj.2008.06.003. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1755581708000072>.

Y. Altintas, P. Kersting, D. Biermann, E. Budak, B. Denkena, and I. Lazoglu. Virtual process systems for part machining operations. *CIRP Annals*, 63(2) :585–605, Jan. 2014. ISSN 0007-8506. doi:10/f6gfnh. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0007850614001899>.

- D. K. Baek, T. J. Ko, and H. S. Kim. Optimization of feedrate in a face milling operation using a surface roughness model. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 41(3) : 451–462, Feb. 2001. ISSN 0890-6955. doi:10.1016/S0890-6955(00)00039-0. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0890695500000390>.
- E. Balmès. Frequency Domain Identification of Structural Dynamics Using the Pole/Residue Parametrization. *OFFICE NATIONAL D ETUDES ET DE RECHERCHES AEROSPATIALES ONERA-PUBLICATIONS-TP*, 1996.
- E. Balmes et al. Orthogonal maximum sequence sensor placements algorithms for modal tests, expansion and visibility. *IMAC, January*, 145 :146, 2005.
- P. G. Benardos and G. C. Vosniakos. Predicting surface roughness in machining : a review. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 43(8) :833–844, June 2003. ISSN 0890-6955. doi:10.1016/S0890-6955(03)00059-2. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0890695503000592>.
- BENTELER. Publications, 2023. URL <https://www.benteler.com/en/press-media/publications/>.
- C. Brecher, M. Esser, and S. Witt. Interaction of manufacturing process and machine tool. *CIRP Annals*, 58(2) :588–607, 2009. ISSN 00078506. doi:10.1016/j.cirp.2009.09.005. URL <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0007850609001723>.
- G. Byrne, D. Dornfeld, and B. Denkena. Advancing Cutting Technology. *CIRP Annals*, 52 (2) :483–507, Jan. 2003. ISSN 0007-8506. doi:10.1016/S0007-8506(07)60200-5. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0007850607602005>.
- O. Cahuc, J.-Y. K’nevez, A. Gérard, P. Darnis, G. Albert, C. F. Bisu, and C. Gérard. Self-excited vibrations in turning : cutting moment analysis. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 47(1) :217–225, Mar. 2010. ISSN 1433-3015. doi:10.1007/s00170-009-2189-2. URL <https://doi.org/10.1007/s00170-009-2189-2>.
- C. CMMO. Cirp cmmo 2023 in karlsruhe, germany. URL <https://cirp-cmmo2023.org/>.
- G. Coffignal, P. Lorong, and L. Illoul. A general method to accurately simulate material removal in virtual machining of flexible workpieces. Research report, 6, Mar. 2015. URL <https://hal.science/hal-03184509>.
- R. N. Coppolino. Structural dynamics modeling—tales of sin and redemption. *Sound & Vibration*, page 7, 2016.
- N. Corduan. *Etude des phénomènes vibratoires en fraisage de finition de plaques minces : application aux aubages de turbines aéronautiques*. These de doctorat, Paris, ENSAM, Jan. 2006. URL <https://www.theses.fr/2006ENAM0011>.

- C. A. Coulomb. *Théorie des machines simples en ayant égard au frottement de leurs parties et à la roideur des cordages*. Bachelier, 1821.
- R. Curti. *Analyse, modélisation et simulation de la coupe orthogonale du bois vert en vue de son application au fraisage par canter*. Theses, Ecole nationale supérieure d'arts et métiers - ENSAM, Nov. 2018. URL <https://pastel.hal.science/tel-02009648>.
- P. R. Dahl. A solid friction model. Technical report, Aerospace Corp El Segundo Ca, 1968.
- B. J. Deaner, M. S. Allen, M. J. Starr, D. J. Segalman, and H. Sumali. Application of viscous and iwan modal damping models to experimental measurements from bolted structures. *Journal of Vibration and Acoustics*, 137(2), 2015.
- I. Deiab and M. Elbestawi. Effect of workpiece/fixture dynamics on the machining process output. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B : Journal of Engineering Manufacture*, 218(11) :1541–1553, 2004.
- H. Deng and S. N. Melkote. Determination of minimum clamping forces for dynamically stable fixturing. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 46(7) :847–857, June 2006. ISSN 0890-6955. doi:10.1016/j.ijmachtools.2005.07.040. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0890695505001811>.
- J. Duchemin, M. GUSKOV, and P. Lorong. Prediction of milling-induced vibrations in machining complex parts : numerical and experimental investigation. In *32nd CMVA Annual Seminar on Machinery Vibration October 29-30-31, 2014, Montreal, Quebec, Canada 4th ICEIR Congress, Int. Congress on Engineering of Industrial Risks*, Montréal, Canada, Oct. 2014. CMVA.
- D. J. Ewins. *Modal testing : theory, practice and application*. Number 10 in Mechanical engineering research studies engineering dynamics series. Research Studies Press, Baldock, 2. ed edition, 2000. ISBN 978-0-86380-218-8.
- L. Fan, H. Tian, L. Li, Y. Yang, N. Zhou, and N. He. Machining Distortion Minimization of Monolithic Aircraft Parts Based on the Energy Principle. *Metals*, 10(12) :1586, Dec. 2020. ISSN 2075-4701. doi:10.3390/met10121586. URL <https://www.mdpi.com/2075-4701/10/12/1586>. Number : 12 Publisher : Multidisciplinary Digital Publishing Institute.
- H.-J. Fu, R. DeVor, and S. G. Kapoor. A mechanistic model for the prediction of the force system in face milling operations. 1984.
- V. Gagnol, T.-P. Le, and P. Ray. Modal identification of spindle-tool unit in high-speed machining. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 25(7) :2388–2398, Oct. 2011. ISSN 0888-3270. doi:10.1016/j.ymsp.2011.02.019. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0888327011001142>.

- Y. Gao, G. Wang, and B. Liu. Chip formation characteristics in the machining of titanium alloys : A review. *International Journal of Machining and Machinability of Materials*, 18 : 155, Jan. 2016. doi:[10.1504/IJMMM.2016.075467](https://doi.org/10.1504/IJMMM.2016.075467).
- L. Gaul and M. Mayer. Modeling of contact interfaces in built-up structures by zero-thickness elements. In *Conf. Proc.(CD ROM) IMAC XXVI : Conf. & Expo. on Str. Dyn*, 2008.
- M. Géradin and D. J. Rixen. *Mechanical vibrations : theory and application to structural dynamics*. John Wiley & Sons, 2014.
- M. Géradin and D. J. Rixen. *Mechanical vibrations : theory and application to structural dynamics*. John Wiley & Sons, 2015.
- A. Gerasimenko, M. Ritou, V. Godreau, and B. Furet. Monitoring of trimming operation for lightweight composite structure. *Procedia CIRP*, 72 :1299–1304, Jan. 2018. ISSN 2212-8271. doi:[10/gr8mw6](https://doi.org/10/gr8mw6). URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2212827118303500>.
- F. Girardin, D. Remond, and J.-F. Rigal. High Frequency Correction of Dynamometer for Cutting Force Observation in Milling. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 132(3) :031002, 04 2010. ISSN 1087-1357. doi:[10.1115/1.4001538](https://doi.org/10.1115/1.4001538). URL <https://doi.org/10.1115/1.4001538>.
- W. Grzesik. A revised model for predicting surface roughness in turning. *Wear*, 194(1-2) : 143–148, June 1996. ISSN 00431648. doi:[10.1016/0043-1648\(95\)06825-2](https://doi.org/10.1016/0043-1648(95)06825-2). URL <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/0043164895068252>.
- O. Guillard. Home, May 2017. URL <https://www.cirp.net/>.
- HEGGEMANN. HEGGEMANN Automotive : Everything from a single source, 2023. URL <https://www.heggemann.com/markets-products/automotive>. Archive Location : <https://www.heggemann.com/> Publisher : HEGGEMANN.
- U. Heisel and J. Milberg. Vibrations and Surface Generation in Slab Milling. *CIRP Annals*, 43 (1) :337–340, Jan. 1994. ISSN 0007-8506. doi:[10.1016/S0007-8506\(07\)62226-4](https://doi.org/10.1016/S0007-8506(07)62226-4). URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0007850607622264>.
- H. R. Hertz. Über die berührung fester elastischer körper und über die harte. *Verhandlung des Vereins zur Beforderung des Gewerbefleißes, Berlin*, page 449, 1882.
- X. Huang, X. Liu, J. Li, Y. Chen, D. Wei, and G. Ding. *Machining Deformation Analysis of Aircraft Monolithic Components based on the Energy Method*. Springer, Jan. 2021. doi:[10.21203/rs.3.rs-182793/v2](https://doi.org/10.21203/rs.3.rs-182793/v2).
- C. IEA. Global ev outlook 2020. URL : <https://www.iea.org/reports/global-ev-outlook-2020>, 2020.

- A. Iglesias, L. Taner Tunç, O. Özsahin, O. Franco, J. Munoa, and E. Budak. Alternative experimental methods for machine tool dynamics identification : A review. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 170 :108837, May 2022. ISSN 08883270. doi:10.1016/j.ymssp.2022.108837. URL <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0888327022000346>.
- T. Insperger, B. P. Mann, G. Stépán, and P. V. Bayly. Stability of up-milling and down-milling, part 1 : alternative analytical methods. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 43(1) :25–34, 2003. ISSN 0890-6955. doi:10/b57swc. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0890695502001591>.
- V. Ivanov and I. Pavlenko. Fundamental Approach for Analysis of Dynamic Characteristics of Fixtures. *EAI Endorsed Transactions on Industrial Networks and Intelligent Systems*, 4 (13) :e1–e1, Mar. 2018. ISSN 2410-0218. doi:10.4108/eai.20-3-2018.154366. URL <https://publications.eai.eu/index.php/inis/article/view/440>.
- D. Y. Jang, Y.-G. Choi, H.-G. Kim, and A. Hsiao. Study of the correlation between surface roughness and cutting vibrations to develop an on-line roughness measuring technique in hard turning. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 36(4) :453–464, Apr. 1996. ISSN 0890-6955. doi:10.1016/0890-6955(95)00074-7. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0890695595000747>.
- V. Jayakumar. *Finite Element Model Correlation with Experiment Focusing on Descriptions of Clamped Boundary Condition and Damping*. PhD thesis, University of Cincinnati, 2020.
- S. Jayaram. *Stability and vibration analysis of turning and face milling processes*. PhD thesis, 1997.
- K. Jemielniak, M. Nejman, and D. Śniegulska-Grądzka. Identification of dynamic cutting force coefficients by direct measurement of cutting forces during vibratory cutting. *Journal of Machine Engineering*, 16(3) :47–57, Sept. 2016. ISSN 1895-7595.
- I. Kadashevich, M. Beutner, B. Karpuschewski, and T. Halle. A novel simulation approach to determine thermally induced geometric deviations in dry gear hobbing. *Procedia CIRP*, 31 :483–488, 2015. ISSN 2212-8271. doi:<https://doi.org/10.1016/j.procir.2015.03.095>. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2212827115004114>. 15th CIRP Conference on Modelling of Machining Operations (15th CMMO).
- J. H. Ko. Time Domain Prediction of Side and Plunge Milling Stability Considering Edge Radius Effect. *Procedia CIRP*, 14 :153–158, Jan. 2014. ISSN 2212-8271. doi:10.1016/j.procir.2014.03.077. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2212827114002200>.
- K. Konowalski. Experimental research and modeling of normal contact stiffness and contact damping of machined joint surfaces. *Advances in Manufacturing Science and Technology*, 33 (3) :53–68, 2009.

- P. Kovac, I. Maňková, M. Gostimirović, M. Sekulić, and B. Savkovic. A REVIEW OF MACHINING MONITORING SYSTEMS. *Journal of PRODUCTION ENGINEERING*, 14 : 1–6, Jan. 2011.
- E. Kuljanic, M. Sortino, and G. Totis. Multisensor approaches for chatter detection in milling. *Journal of Sound and Vibration*, 312(4) :672–693, May 2008. ISSN 0022-460X. doi:10.1016/j.jsv.2007.11.006. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0022460X07008966>.
- M. Lamraoui, M. Thomas, M. El Badaoui, and F. Girardin. Indicators for monitoring chatter in milling based on instantaneous angular speeds. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 44 (1) :72–85, Feb. 2014. ISSN 0888-3270. doi:10/f5tg6m. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0888327013002008>.
- J.-V. Le lan. *Etude de méthodes simplifiées pour la simulation de l'usinage à l'échelle macroscopique*. PhD thesis, 2007.
- C.-H. Lee, M.-Y. Yang, C.-W. Oh, T.-W. Gim, and J.-Y. Ha. An integrated prediction model including the cutting process for virtual product development of machine tools. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 90 :29–43, Mar. 2015. ISSN 0890-6955. doi:10.1016/j.ijmachtools.2014.12.003. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0890695514400294>.
- K. Y. Lee, M. C. Kang, Y. H. Jeong, D. W. Lee, and J. S. Kim. Simulation of surface roughness and profile in high-speed end milling. *Journal of Materials Processing Technology*, 113(1) : 410–415, June 2001. ISSN 0924-0136. doi:10.1016/S0924-0136(01)00697-5. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0924013601006975>.
- S. W. Lee and A. Nestler. Virtual workpiece : Workpiece representation for material removal process. 58, Oct. 2011. doi:10.1007/s00170-011-3431-2.
- S. Liang, R. Hecker, and R. Landers. Machining Process Monitoring and Control : The State-of-the-Art. *Journal of manufacturing science and engineering*, 126 :297, May 2004. doi:10.1115/1.1707035.
- Y. Liao and S. Hu. Flexible multibody dynamics based fixture-workpiece analysis model for fixturing stability. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 40(3) :343–362, Feb. 2000. ISSN 08906955. doi:10.1016/S0890-6955(99)00067-X. URL <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S089069559900067X>.
- Y. Liao and S. J. Hu. An integrated model of a fixture-workpiece system for surface quality prediction. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 17(11) :810–818, 2001.

- S. C. Lin and M. F. Chang. A study on the effects of vibrations on the surface finish using a surface topography simulation model for turning. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 38(7) :763–782, July 1998. ISSN 0890-6955. doi:10.1016/S0890-6955(97)00073-4. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0890695597000734>.
- C. Liu, M. Wan, W. Zhang, and Y. Yang. Chip Formation Mechanism of Inconel 718 : A Review of Models and Approaches. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 34(1) :34, Mar. 2021. ISSN 2192-8258. doi:10.1186/s10033-021-00552-9. URL <https://doi.org/10.1186/s10033-021-00552-9>.
- X. Liu and K. Cheng. Modelling the machining dynamics of peripheral milling. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 45(11) :1301–1320, Sept. 2005. ISSN 08906955. doi:10.1016/j.ijmachtools.2005.01.019. URL <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0890695505000088>.
- P. Lorong, G. Coffignal, E. Balmes, M. Guskov, and A. Texier. Simulation of a Finishing Operation : Milling of a Turbine Blade and Influence of Damping. In *Proceedings of ASME 2012 11th Biennial Conference on Engineering Systems design and analysis ESDA 2012 July 2-4, 2012, Nantes, France*, pages 89–98, Nantes, France, July 2012. American Society of Mechanical Engineers. ISBN 978-0-7918-4487-8. doi:10/gsfrr7. URL <https://asmedigitalcollection.asme.org/ESDA/proceedings/ESDA2012/44878/89/231823>.
- P. Lorong, L. Illoul, and G. Coffignal. nesy2m User Guide, 2023. URL <https://nessy2m.fr/doc/n2m/>.
- C. Lu. Study on prediction of surface quality in machining process. *Journal of Materials Processing Technology*, 205(1) :439–450, Aug. 2008. ISSN 0924-0136. doi:10.1016/j.jmatprotec.2007.11.270. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0924013607013271>.
- M. Luo, J. Mei, and D. Zhang. Time-domain modeling of a cutter exiting a workpiece in the slot milling process. *Chinese Journal of Aeronautics*, 29(6) :1852–1858, Dec. 2016. ISSN 1000-9361. doi:10.1016/j.cja.2016.10.014. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1000936116301911>.
- A. Maamar, M. Abdelghani, T.-P. Le, V. Gagnol, and L. Sabourin. Operational modal identification in the presence of harmonic excitation. *Applied Acoustics*, 147 :64–71, Apr. 2019. ISSN 0003-682X. doi:10.1016/j.apacoust.2018.02.017. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0003682X17306333>.
- M. Machado, P. Moreira, P. Flores, and H. M. Lankarani. Compliant contact force models in multibody dynamics : Evolution of the Hertz contact theory. *Mechanism and Machine Theory*, 53 :99–121, 2012. ISSN 0094-114X. doi:<https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2012.02.010>. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0094114X1200047X>.

- R. H. MacNeal. A hybrid method of component mode synthesis. *Computers & Structures*, 1 (4) :581–601, Dec. 1971. ISSN 00457949. doi:[10.1016/0045-7949\(71\)90031-9](https://doi.org/10.1016/0045-7949(71)90031-9). URL <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/0045794971900319>.
- G. Martin. *Méthode de corrélation calcul/essai pour l'analyse du crissement*. phdthesis, Ecole nationale supérieure d'arts et métiers - ENSAM, Mar. 2017. URL <https://pastel.hal.science/tel-01553827>.
- Q. Massard, J. Munoz, M. Raffestin, C. Urville, and P. Faverjon. Innovative Additive Manufacturing Cutting Tool Design Methodology for Automotive Large Boring Operations such as E-Motor housing. *Procedia CIRP*, 108 :19–24, 2022. ISSN 22128271. doi:[10/gsfrrw](https://doi.org/10/gsfrrw). URL <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S2212827122004838>.
- M. Matejic, B. Tadic, M. Lazarevic, M. Misic, and D. Vukelic. Modelling and Simulation of a Novel Modular Fixture for a Flexible Manufacturing System. *International Journal of Simulation Modelling*, 17 :18–29, Mar. 2018. doi:[10.2507/IJSIMM17\(1\)407](https://doi.org/10.2507/IJSIMM17(1)407).
- R. O. Mittal, P. H. Cohen, and B. J. Gilmore. Dynamic modeling of the fixture-workpiece system. *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, 8(4) :201–217, 1991. ISSN 07365845. doi:[10/d85bvs](https://doi.org/10/d85bvs). URL <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/073658459190032N>.
- H.-C. Möhring and P. Wiederkehr. Intelligent Fixtures for High Performance Machining. *Procedia CIRP*, 46 :383–390, 2016. ISSN 22128271. doi:[10/gsfssn](https://doi.org/10/gsfssn). URL <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S2212827116301974>.
- S. Moussavi, M. Guskov, J. Duchemin, and P. Lorong. Clamping Modeling in Automotive Flexible Workpieces Machining. *Procedia CIRP*, 101 :134–137, 2021. ISSN 22128271. doi:[10/gsfstd](https://doi.org/10/gsfstd). URL <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S2212827121006740>.
- R. M'Saoubi, J. Outeiro, H. Chandrasekaran, O. Dillon Jr., and I. Jawahir. A review of surface integrity in machining and its impact on functional performance and life of machined products. *International Journal of Sustainable Manufacturing*, 1(1-2) :203–236, Jan. 2008. ISSN 1742-7223. doi:[10.1504/IJSM.2008.019234](https://doi.org/10.1504/IJSM.2008.019234). URL <https://www.inderscienceonline.com/doi/abs/10.1504/IJSM.2008.019234>. Publisher : Inderscience Publishers.
- J. Munoa, X. Beudaert, Z. Dombovari, Y. Altintas, E. Budak, C. Brecher, and G. Stepan. Chatter suppression techniques in metal cutting. *CIRP Annals*, 65(2) :785–808, 2016. ISSN 00078506. doi:[10/gjhpmf](https://doi.org/10/gjhpmf). URL <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0007850616301962>.
- H. Nakagawa, Y. Kurita, K. Ogawa, Y. Sugiyama, and H. Hasegawa. Experimental Analysis of Chatter Vibration in End-Milling Using Laser Doppler Vibrometers. *J Autom Technol*, 2 :431–438, Nov. 2008. doi:[10.20965/ijat.2008.p0431](https://doi.org/10.20965/ijat.2008.p0431).

- L. Nguyen and H.-C. Möhring. Stiffness and Damping Properties of a Swing Clamp : Model and Experiment. *Procedia CIRP*, 58 :299–304, 2017. ISSN 22128271. doi:[10.1016/j.procir.2017.03.190](https://doi.org/10.1016/j.procir.2017.03.190).
- C. G. Ozoegwu, S. N. Omenyi, S. M. Ofochebe, and C. H. Achebe. Comparing up and down milling modes of end-milling using temporal finite element analysis. *Applied Mathematics*, 3 (1) :1–11, 2013. ISSN 2163-1425.
- U. Pabst and P. Hagedorn. Identification of boundary conditions as a part of model correction. *Journal of Sound and Vibration*, 182(4) :565–575, 1995.
- M. Pastor, M. Binda, and T. Harčarik. Modal assurance criterion. *Procedia Engineering*, 48 : 543–548, 2012. ISSN 1877-7058. doi:<https://doi.org/10.1016/j.proeng.2012.09.551>. Modeling of Mechanical and Mechatronics Systems.
- PCI. PCI MACHINING - Meteor 630 est un centre d’usinage horizontal, 2023. URL <https://www.pci-machining.com/nos-solutions/machines-pci-2/produit/>.
- G. Quintana and J. Ciurana. Chatter in machining processes : A review. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 51(5) :363–376, May 2011. ISSN 08906955. doi:[10/ct782x](https://doi.org/10.1016/j.ijm.2011.05.002). URL <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0890695511000022>.
- M. Raffestin, C. Urville, P. Lorong, and M. Guskov. Battery Tray Fixture Stiffness and Damping Modeling for Surface Quality Prediction. *Procedia CIRP*, 117 :145–150, 2023. ISSN 22128271. doi:[10/gr639k](https://doi.org/10.1016/j.procir.2023.03.002). URL <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S2212827123001580>.
- R. Ramesh, M. A. Mannan, and A. N. Poo. Error compensation in machine tools — a review : Part I : geometric, cutting-force induced and fixture-dependent errors. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 40(9) :1235–1256, July 2000. ISSN 0890-6955. doi:[10.1016/S0890-6955\(00\)00009-2](https://doi.org/10.1016/S0890-6955(00)00009-2). URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0890695500000092>.
- S. Ratchev, K. Phuah, and S. Liu. FEA-based methodology for the prediction of part–fixture behaviour and its applications. *Journal of Materials Processing Technology*, 191(1-3) :260–264, Aug. 2007. ISSN 09240136. doi:[10.1016/j.jmatprotec.2007.03.020](https://doi.org/10.1016/j.jmatprotec.2007.03.020). URL <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0924013607002373>.
- A. G. Rehorn, J. Jiang, and P. E. Orban. State-of-the-art methods and results in tool condition monitoring : a review. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 26(7) :693–710, Oct. 2005. ISSN 1433-3015. doi:[10.1007/s00170-004-2038-2](https://doi.org/10.1007/s00170-004-2038-2). URL <https://doi.org/10.1007/s00170-004-2038-2>.
- Y.-Y. Ren, M. Wan, W.-H. Zhang, and Y. Yang. A review on methods for obtaining dynamical property parameters of machining processes. *Mechanical Systems and Signal Processing*,

- 194 :110280, July 2023. ISSN 08883270. doi:10.1016/j.ymssp.2023.110280. URL <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0888327023001875>.
- M. H. Richardson and D. L. Formenti. Global Curve Fitting of Frequency Response Measurements using the Rational Fraction Polynomial Method. page 8, 1985.
- K. Ringgaard, Y. Mohammadi, C. Merrild, O. Balling, and K. Ahmadi. Optimization of material removal rate in milling of thin-walled structures using penalty cost function. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 145 :103430, Oct. 2019. ISSN 0890-6955. doi:10/gqhw54. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0890695519302421>.
- E. Rivière, E. Filippi, and P. Dehombreux. Forces, vibrations and roughness prediction in milling using dynamic simulation. pages 927–938, 2006.
- E. Rivière-Lorphèvre, E. Filippi, and P. Dehombreux. Numerical Simulation of Machining Operations on Flexible Parts. *Key Engineering Materials*, 554-557 :1984–1991, June 2013. ISSN 1662-9795. doi:10.4028/www.scientific.net/KEM.554-557.1984. URL <https://www.scientific.net/KEM.554-557.1984>.
- B. Rivoire. *Polypores de France et d'Europe*. 2020. ISBN 9782957104406.
- G. V. D. Roches and E. Balmès. Understanding friction induced damping in bolted assemblies through explicit transient simulation. In *International Conference on Noise and Vibration Engineering*, pages ID–360. KUL, Sept. 2014. URL <https://hal.science/hal-01066967>.
- T. Rose. Using residual vectors in msc/nastran dynamic analysis to improve accuracy. In *MSC World Users' Conference*, pages 1–18, 1991.
- M. A. Rubeo and T. L. Schmitz. Global stability predictions for flexible workpiece milling using time domain simulation. *Journal of Manufacturing Systems*, 40 :8–14, July 2016. ISSN 0278-6125. doi:10.1016/j.jmsy.2016.05.003. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0278612516300164>.
- M. Sarıkaya, M. K. Gupta, I. Tomaz, D. Y. Pimenov, M. Kuntoğlu, N. Khanna, Ç. V. Yıldırım, and G. M. Krolczyk. A state-of-the-art review on tool wear and surface integrity characteristics in machining of superalloys. *CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology*, 35 :624–658, Nov. 2021. ISSN 1755-5817. doi:10.1016/j.cirpj.2021.08.005. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1755581721001371>.
- T. L. Schmitz. Chatter recognition by a statistical evaluation of the synchronously sampled audio signal. *Journal of Sound and Vibration*, 262(3) :721–730, May 2003. ISSN 0022460X. doi:10.1016/S0022-460X(03)00119-6. URL <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0022460X03001196>.

- T. L. Schmitz, M. A. Davies, and M. D. Kennedy. Tool Point Frequency Response Prediction for High-Speed Machining by RCSA. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 123(4) :700–707, Nov. 2001. ISSN 1087-1357, 1528-8935. doi:10.1115/1.1392994. URL <https://asmedigitalcollection.asme.org/manufacturingscience/article/123/4/700/449744/Tool-Point-Frequency-Response-Prediction-for>.
- A. Scippa, L. Sallese, N. Grossi, and G. Campatelli. Improved dynamic compensation for accurate cutting force measurements in milling applications. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 54-55 :314–324, 2015. ISSN 0888-3270. doi:<https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2014.08.019>. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0888327014003367>.
- D. J. Segalman. An initial overview of iwan modeling for mechanical joints. Technical report, Sandia National Lab.(SNL-NM), Albuquerque, NM (United States); Sandia . . . , 2001.
- S. Seguy, G. Desein, and L. Arnaud. Surface roughness variation of thin wall milling, related to modal interactions. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 48(3) : 261–274, Mar. 2008. ISSN 0890-6955. doi:10.1016/j.ijmactools.2007.09.005. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0890695507001848>.
- J. Selmi. *Qualification dynamique de l'ensemble outil-machine : Application au fraisage et à l'alésage*. These de doctorat, Paris, ENSAM, July 2015. URL <https://www.theses.fr/2015ENAM0019>.
- S. Selvakumar, K. P. Arulshri, K. P. Padmanaban, and K. S. K. Sasikumar. Clamping Force Optimization for Minimum Deformation of Workpiece by Dynamic Analysis of Workpiece- fixture System. 2010.
- A. Signorini. Sopra alcune questioni di statica dei sistemi continui. *Annali della Scuola Normale Superiore di Pisa-Classe di Scienze*, 2(2) :231–251, 1933.
- S. Smith and J. Tlustý. Efficient Simulation Programs for Chatter in Milling. *CIRP Annals*, 42(1) :463–466, 1993. ISSN 00078506. doi:10.1016/S0007-8506(07)62486-X. URL <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S000785060762486X>.
- E. Soliman and F. Ismail. Chatter detection by monitoring spindle drive current. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 13(1) :27–34, Jan. 1997. ISSN 0268-3768, 1433-3015. doi:10.1007/BF01179227. URL <http://link.springer.com/10.1007/BF01179227>.
- M. Soori, B. Arezoo, and R. Dastres. Machine learning and artificial intelligence in CNC machine tools, A review. *Sustainable Manufacturing and Service Economics*, page 100009, Jan. 2023. ISSN 2667-3444. doi:10.1016/j.smse.2023.100009. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2667344423000014>.

- Y.-H. Tsai, J. C. Chen, and S.-J. Lou. An in-process surface recognition system based on neural networks in end milling cutting operations. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 39(4) :583–605, Apr. 1999. ISSN 0890-6955. doi:10.1016/S0890-6955(98)00053-4. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0890695598000534>.
- L. T. Tunc and M. Zatarain. Stability optimal selection of stock shape and tool axis in finishing of thin-wall parts. *CIRP Annals*, 68(1) :401–404, Jan. 2019. ISSN 0007-8506. doi:10/gr8pdh. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0007850619301258>.
- D. Ulutan and T. Ozel. Machining induced surface integrity in titanium and nickel alloys : A review. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 51(3), Mar. 2011. ISSN 0890-6955. doi:10.1016/j.ijmachtools.2010.11.003. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0890695510001926>.
- T. Van Hook. Real-time shaded nc milling display. In *Proceedings of the 13th Annual Conference on Computer Graphics and Interactive Techniques*, SIGGRAPH '86, page 15–20, New York, NY, USA, 1986. Association for Computing Machinery. ISBN 0897911962. doi:10.1145/15922.15887. URL <https://doi.org/10.1145/15922.15887>.
- C. A. Van Luttervelt, T. H. C. Childs, I. S. Jawahir, F. Klocke, P. K. Venuvinod, Y. Altintas, E. Armarego, D. Dornfeld, I. Grabec, J. Leopold, B. Lindstrom, D. Lucca, T. Obikawa, Shirakashi, and H. Sato. Present Situation and Future Trends in Modelling of Machining Operations Progress Report of the CIRP Working Group ‘Modelling of Machining Operations’. *CIRP Annals*, 47(2) :587–626, Jan. 1998. ISSN 0007-8506. doi:10.1016/S0007-8506(07)63244-2. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0007850607632442>.
- G. Vermot Des Roches. *Frequency and time simulation of squeal instabilities. Application to the design of industrial automotive brakes*. phdthesis, Ecole Centrale Paris, Jan. 2011. URL <https://theses.hal.science/tel-00594224>.
- Y. Wang, X. Chen, Q. Liu, and N. Gindy. Optimisation of machining fixture layout under multi-constraints. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 46(12-13) :1291–1300, Oct. 2006. ISSN 08906955. doi:10/fwjm3j. URL <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0890695505002889>.
- T. Wehbe, S. Seguy, G. Dessein, L. Arnaud, and M. Fazzini. *Mesure de champs de déplacements en vibrations : application à l’usinage de paroi mince*. 2007.
- Y. Yang, W.-H. Zhang, Y.-C. Ma, and M. Wan. Chatter prediction for the peripheral milling of thin-walled workpieces with curved surfaces. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 109 :36–48, Oct. 2016. ISSN 0890-6955. doi:10.1016/j.ijmachtools.2016.07.002. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0890695516300748>.
- Y. Yang, L. Fan, L. Li, G. Zhao, N. Han, X. Li, H. Tian, and N. He. Energy principle and material removal sequence optimization method in machining of aircraft monolithic

- parts. *Chinese Journal of Aeronautics*, 33(10) :2770–2781, Oct. 2020. ISSN 1000-9361. doi:10.1016/j.cja.2020.05.018. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1000936120302430>.
- J. Yeh and F. Liou. Contact condition modelling for machining fixture setup processes. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 39(5) :787–803, May 1999. ISSN 08906955. doi:10.1016/S0890-6955(98)00057-1.
- B. Yilmaz, Ş. Karabulut, and A. Güllü. A review of the chip breaking methods for continuous chips in turning. *Journal of Manufacturing Processes*, 49 :50–69, Jan. 2020. ISSN 1526-6125. doi:10.1016/j.jmapro.2019.10.026. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1526612519303664>.
- S. Zeng, X. Wan, W. Li, Z. Yin, and Y. Xiong. A novel approach to fixture design on suppressing machining vibration of flexible workpiece. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 58 :29–43, July 2012. ISSN 08906955. doi:10/f33zcc. URL <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0890695512000405>.
- Z. Zhang, F. Jiang, M. Luo, B. Wu, D. Zhang, and K. Tang. Geometric error measuring, modeling, and compensation for CNC machine tools : A review. *Chinese Journal of Aeronautics*, Mar. 2023. ISSN 1000-9361. doi:10.1016/j.cja.2023.02.035. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1000936123000560>.
- M. X. Zhao and B. Balachandran. Dynamics and stability of milling process. *International Journal of Solids and Structures*, 38(10) :2233–2248, Mar. 2001. ISSN 0020-7683. doi:10.1016/S0020-7683(00)00164-5. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0020768300001645>.
- Z. Zhao, S. To, J. Wang, G. Zhang, and Z. Weng. A review of micro/nanostructure effects on the machining of metallic materials. *Materials & Design*, 224 :111315, Dec. 2022. ISSN 0264-1275. doi:10.1016/j.matdes.2022.111315. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0264127522009376>.

Résumé : Dans le domaine automobile, les pièces de structure de la mobilité électrique, comme les bacs de batteries, génèrent, de par leur souplesse et leurs dimensions, des difficultés nouvelles lors de la mise au point de leur usinage. Les deflections et vibrations potentielles de la pièce en cours de fraisage sont alors très dépendantes de la nature et de la position des points de bridage ainsi que de la trajectoire de l'outil. Pour anticiper les problèmes, optimiser les choix et analyser les phénomènes présents, une approche par simulation numérique peut alors être un atout décisif. L'aptitude de cette simulation à reproduire les phénomènes observés avec suffisamment de fidélité pour permettre des choix dans un contexte industriel est alors à montrer.

Dans ce travail de thèse, une approche numérique (via le solveur nesy2m) est retenue afin de développer une simulation prédictive de la géométrie des surfaces usinées et des efforts de coupe dans un contexte vibratoire. La pièce d'étude considérée est un profilé extrudé qui est inspiré d'une famille de composants industriels. Elle présente un comportement représentatif des problématiques rencontrées sur ces composants. La fidélité des simulations vis-à-vis des essais réalisés durant la thèse est abordée tant du point de vue des paramètres numériques que des modèles constitutifs du modèle global de simulation. La sensibilité des résultats à ces modèles est notamment abordée. Une approche basée sur des travaux modaux des efforts de coupe a été mise en œuvre pour faciliter l'analyse des simulations ainsi que la comparaison de résultats obtenus pour différents paramètres ou configurations d'usinage. Les aspects bridage, modélisation et impacts de leur localisation, sont également étudiés. Pour l'obtention de modèles prédictifs, un point clé est la prédiction des dissipations au niveau des points de bridage. Une première approche de la prise en compte de ces phénomènes est proposée. Enfin, un cas démonstrateur, induisant l'apparition de vibrations dans une configuration initiale de bridage et de conditions de coupe, est présenté. L'objectif sera alors de déterminer deux solutions réduisant les vibrations du système. La première utilise l'ajout d'un anti-vibreur et la seconde consiste en un changement de la trajectoire.

Mots clés : usinage, vibrations, simulation numérique, analyse modale, pièce flexible

Abstract : In the automotive industry, the flexibility and dimensions of structural parts for electric mobility, such as battery trays, present new challenges for the implementation of their machining. The potential deflections and vibrations of the part during milling are highly dependent on the nature and location of the clamping points and the tool trajectory. To anticipate problems, optimise choices and analyse the phenomena involved, a digital simulation approach can be a decisive asset. The ability of this simulation to reproduce the observed phenomena with sufficient fidelity to enable choices to be made in an industrial context then needs to be demonstrated.

In this thesis work, a numerical approach (via the nesy2m solver) is adopted in order to develop a predictive simulation of the geometry of machined surfaces and cutting forces in a vibratory context. The part under study is an extruded profile inspired by a family of industrial components. Its behaviour is representative of the problems encountered with these components. The fidelity of the simulations in relation to the tests carried out during the thesis is discussed from the point of view of both the numerical parameters and the behaviour models involved in the nesy2m simulation. In particular, the sensitivity of the results to these models is discussed. An approach based on modal work of cutting forces has been elaborated to facilitate the analysis of simulations and the comparison of results obtained for different cutting parameters or machining configurations. The clamping aspects, the modelling of their contributions and the impact of their location are also studied. A key point in obtaining predictive models is the prediction of dissipation at clamping points. An initial approach to taking these phenomena into account is proposed. Finally, a demonstrator case is presented, which induces the appearance of vibrations in an initial configuration of clamping and cutting conditions. The objective is then to define two solutions to reduce system vibrations. The first involves adding an anti-vibration device and the second consist in changing the trajectory.

Keywords : machining, vibrations, numerical simulation, modal analysis, flexible part