

École doctorale n° 432 : Sciences et Métiers de l'Ingénieur

Doctorat ParisTech

T H È S E

pour obtenir le grade de docteur délivré par

l'École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers

Spécialité “ Génie électrique ”

présentée et soutenue publiquement par

Thanh Hung NGUYEN

le 02 avril 2014

**Conception et commande d'un système multi-actionneurs
piézoélectriques pour l'assistance au forgeage par vibrations**

Directeurs de thèse : **Mme. Betty LEMAIRE-SEMAIL**
M. Gabriel ABBA
Co-Encadrement de la thèse : **M. Christophe GIRAUD-AUDINE**

Jury

M. Phillipe LUTZ,	Professeur, FEMTO-ST, Université de Franche-Comté	Président
M. Pascal MAUSSION,	Professeur, LAPLACE, INP Toulouse	Rapporteur
M. Damien CHABLAT,	Directeur de recherche CNRS, IRCCYN	Rapporteur
M. Moustapha HAFEZ,	Directeur de recherche, CEA – LIST, Palaiseau	Examineur
M. Régis BIGOT,	Professeur, LCFC, Arts et Métiers ParisTech	Examineur
Mme Betty LEMAIRE-SEMAIL,	Professeur, L2EP, Université Lille 1	Examineur
M. Gabriel ABBA,	Professeur, LCFC, École Nationale d'Ingénieurs de Metz	Examineur
M. Christophe GIRAUD-AUDINE,	Maître de conférences, L2EP, Arts et Métiers ParisTech	Examineur

Remerciements

Arrivant au terme de ce travail, je souhaite exprimer ma reconnaissance à tous ceux qui, d'une manière ou d'une autre, ont contribué à l'élaboration de ce travail et m'ont apporté leur soutien.

Je voudrais tout d'abord exprimer ma profonde reconnaissance à mon directeur de thèse, Mme. Betty Lemaire-Semail, pour sa gentillesse, sa disponibilité, ainsi que pour son aide et ses encouragements précieux au cours de ces années.

Je remercie également M. Gabriel Abba, co-directeur de cette thèse, pour ses conseils, et son aide aussi bien scientifique que technique qui ont contribué au bon déroulement de ce travail.

J'exprime également mes profonds remerciements à M. Christophe Giraud-Audine, mon encadrant pour m'avoir confié ce travail de recherche, ainsi que pour son partage des connaissances scientifiques, et le soin qu'il a apporté à toutes nos discussions quotidiennes et à la correction de ce manuscrit (même durant le weekend).

Je remercie M. Piriou Francis, directeur du Laboratoire d'Electrotechnique et d'Electronique de Puissance de Lille, et M. Régis Bigot, directeur du Laboratoire de Conception, Fabrication et Commande de Metz, pour m'avoir accueilli au sein de leurs laboratoires.

Je tiens à remercier chaleureusement M. Phillipe Lutz, Professeur de l'Université de Franche-Comté, pour avoir accepté de présider mon jury de thèse.

Je remercie aussi vivement les deux rapporteurs, M. Pascal Maussion, Professeur de l'Université de Toulouse et M. Damien Chablat, Directeur de Recherche CNRS (IRCCYN), pour s'être intéressés à ce travail de thèse et d'y avoir porté une attention particulière.

Je tiens également à remercier M. Moustapha Hafez, Directeur de Recherche, CEA-LIST et M. Régis Bigot, Professeur de l'Arts et Métiers ParisTech, d'avoir accepté de faire partie de mon jury de thèse.

Je voudrais remercier Alexandre Fendler et Eric Henrion pour leur aide au sujet des manipulations à l'ENSAM de Metz, et Thomas Damienne de Polytech'Lille pour la fabrication mécanique. Un grand merci à Michel Amberg pour m'avoir aidé à la réalisation des dispositifs et aux solutions des problèmes techniques ainsi que pour sa bonne humeur.

Je remercie les établissements de l'Arts et Métiers ParisTech qui ont reconnu l'importance de cette étude et qui se sont engagés à soutenir ce projet.

Mes remerciements vont également à tous les membres du L2EP, du LCFC et à l'ensemble du personnel de l'IRCICA. Je les remercie pour leur accueil et leur intégration au sein du laboratoire, pour l'aide ponctuelle qu'ils ont pu m'apporter. Je tiens à remercier mes collègues et mes amis que j'ai eu la chance de rencontrer et avec qui j'ai partagé des moments vivants et agréables : Frédéric, Alain, Tao, Armaghan, Zhongkai, Bruno, Guchao, Arif, Nicolas, Catalina, Dimitrios, Jinna, Ke, Hung, Ky, Thang, Quang, Wael, Eric, Sofiane, Clément, Ludovic, Yi, Razvan.

Je voudrais remercier mes parents pour tous les sacrifices qu'ils ont faits pour moi. Je tiens enfin remercier ma femme, Trang, pour son amour, son soutien, ses encouragements durant tous les jours passés consacrés à la thèse.

Table des matières

Table des matières	iii
Table des figures	vi
Liste des tableaux	xii
Glossaire	xiii
Introduction générale	1
Chapitre 1 État de l'art	5
1.1 Introduction	5
1.2 Formage assisté par vibrations	8
1.2.1 Tréfilage assisté par vibrations	9
1.2.2 Emboutissage assisté par vibrations	13
1.2.3 Extrusion assistée par vibrations	14
1.2.4 Synthèse	15
1.3 Forgeage assisté par vibrations	16
1.3.1 Vibrations en haute fréquence	16
1.3.2 Vibrations en basse fréquence	23
1.4 Problématique et méthodologie de la thèse	27
Chapitre 2 Étude d'un système mono-actionneur piézoélectrique	31
2.1 Système mono-actionneur piézoélectrique	32
2.1.1 Partie mécanique	34
2.1.2 Partie électrique	35
2.2 Évaluation de l'influence des paramètres du procédé	37
2.2.1 Protocole expérimental	37

2.2.2	Influence des paramètres du procédé sur la réduction de force . . .	39
2.2.3	Étude quantitative de l'effet des vibrations sur la tribologie à l'inter- face de matrice	44
2.3	Modélisation du système mono-actionneur piézoélectrique	46
2.3.1	Représentation Énergétique Macroscopique (REM)	46
2.3.2	Modélisation d'un actionneur piézoélectrique	48
2.3.3	Modélisation du lopin de forgeage	53
2.3.4	Modèle du système complet du forgeage	58
2.4	Validation du modèle du système complet	59
2.4.1	Détermination des paramètres du matériau	59
2.4.2	Expérience avec échantillons de cuivre	60
2.4.3	Expérience avec échantillons d'aluminium	64
2.5	Conclusion	67
Chapitre 3 Conception du système multi-actionneurs piézoélectriques		69
3.1	Cahier des charges	69
3.2	Conception du système mécanique	72
3.2.1	Choix des actionneurs piézoélectriques	73
3.2.2	Conception du guidage élastique	76
3.2.3	Contact sphère-plan	82
3.2.4	Capteur de mesure des déplacements	84
3.3	Dimensionnement du système mécanique	85
3.3.1	Dimensionnement du guidage élastique	86
3.3.2	Dimensionnement du contact sphère-plan	93
3.3.3	Considération sur le comportement dynamique	99
3.4	Maquette du système mécanique	101
3.5	Conclusion	104
Chapitre 4 Modélisation du système multi-actionneurs piézoélectriques		105
4.1	Modélisation du système mécanique	106
4.1.1	Formulation du problème dynamique	107
4.1.2	Étude mécanique de la transmission du mouvement	109
4.1.3	Modèle réduit du guidage	113
4.1.4	Modélisation du contact	117
4.2	Modélisation du système électrique	119
4.2.1	Système d'alimentation des trois actionneurs	119
4.2.2	REM du système électrique	121
4.3	Validation expérimentale sur la maquette	126
4.3.1	Validation du modèle de l'alimentation électrique	126
4.3.2	Validation de l'actionneur piézoélectrique	128

4.3.3	Validation du système mécanique	128
4.4	Conclusion	132
Chapitre 5	Commande du système multi-actionneurs piézoélectriques	133
5.1	Définition d'une stratégie de commande pour l'alimentation	134
5.2	Génération de vibrations	136
5.2.1	Structure maximale de commande	136
5.2.2	Structure pratique de commande	138
5.3	Charge de la capacité du bus continu	142
5.4	Validation expérimentale sur la maquette	144
5.4.1	Identification de la partie électrique	144
5.4.2	Commande en boucle fermée de la partie électrique avec chargement intermittent de la tension de bus DC	147
5.4.3	Commande en boucle fermée de la partie mécanique	151
5.4.4	Discussion	155
5.5	Conclusion	159
	Conclusion générale	159
Annexe A	Calcul des jeux de côtes	165
A.1	Contact sphère-plan et dilatation thermique	165
A.2	Jeu des côtes	166
Annexe B	Assemblage du système mécanique	167
Annexe C	Évaluation de la matrice de rigidité	168
Annexe D	Détermination des vitesses de la matrice inférieure	170
Annexe E	Identification des paramètres des actionneurs	172
E.1	Détermination des paramètres par l'analyse fréquentielle de l'admittance .	172
E.2	Détermination de la rigidité et de la masse effective de l'actionneur	175
E.3	Détermination du facteur de conversion électromécanique	177
	Bibliographie	179

Table des figures

1.1	Classification des méthodes de formage des métaux	6
1.2	Courbe de contrainte-déformation	6
1.3	Courbe de contrainte-déformation pour un traitement ultrasonique des cristaux	8
1.4	Tréfilage avec injection de vibrations ultrasonores	9
1.5	Superposition de vibrations longitudinales sur le procédé de tréfilage	10
1.6	Variation de la force de tréfilage assisté par vibrations	10
1.7	Réduction de coefficient de frottement	11
1.8	Tréfilage avec l'assistance des vibrations	11
1.9	Comparaison des résultats expérimentaux et théoriques	12
1.10	Force de tréfilage en fonction de la vitesse dans le cas de vibrations radiales (RVD) et de vibrations axiales (AVD)	12
1.11	Emboutissage avec l'assistance des vibrations	13
1.12	Emboutissage avec l'assistance des vibrations ultrasoniques	14
1.13	Compression par pulsation de charge	14
1.14	Micro-extrusion avec l'assistance des vibrations ultrasoniques	15
1.15	Dispositif expérimental	16
1.16	Relation entre la charge compressive et la réduction pour différent matériaux	17
1.17	Résultats expérimentaux de la compression des métaux durs avec l'assistance de vibrations ultrasoniques	18
1.20	Influence de la température sur la microstructure	21
1.21	Micro-forgeage assisté par vibrations	21
1.22	Micro-forgeage assisté par vibrations pour améliorer la surface	22
1.23	Réduction de la force de forgeage par pulsation de charge	23
1.24	Comparaison des résultats de simulation et d'expérience	24
1.25	Compression par variation de force avec une machine d'essai universelle . .	25
1.26	Compression par variation de force avec une presse servo	26
1.27	Forgeage en utilisation d'un actionneur piézoélectrique	26

1.28	Résultat de simulation numérique pour l'application d'une onde progressive	27
1.29	Gain en réduction de la charge du forgeage avec l'assistance des vibrations	28
2.1	Schéma expérimental du dispositif mono-actionneur	32
2.2	Capteur de déplacement Heidenhain	33
2.3	Dispositif mécanique intégrant un actionneur piézoélectrique	34
2.4	Schéma du système d'alimentation	35
2.5	Système électrique d'alimentation du pot vibrant piézoélectrique	36
2.6	Détail du système de mesure avec machine d'essai	37
2.7	Variations de la force mesurée lors d'un forgeage avec vibrations, filtrées et non filtrées	38
2.8	Force réduite par vibrations pour l'aluminium	40
2.9	Variation détaillée de la force	41
2.10	Réduction de forces obtenues par vibrations sur un échantillon de cuivre .	41
2.11	Influence de la fréquence des vibrations	42
2.12	Influence de vitesse d'avance de la machine	43
2.13	Influence de l'amplitude des vibrations	44
2.14	Échantillons d'aluminium après le forgeage	45
2.15	Schéma électrique équivalent de Van Dyke	48
2.16	Schémas électriques équivalents d'un élément piézoélectrique	49
2.17	Comportement mécanique de l'actionneur	50
2.18	Schéma de Mason du modèle d'un actionneur avec un composant non-linéaire	51
2.19	Valeurs mesurées et simulées de déplacement	51
2.20	REM de l'actionneur piézoélectrique	52
2.21	Comportement de l'élément patin	53
2.22	Éléments pour un modèle rhéologique	54
2.23	Modèle élasto-viscoplastique uni-axial généralisé de Bingham	54
2.24	REM des comportements du matériau	55
2.25	Schéma simplifié de dispositif du forgeage par vibrations piézoélectriques pour un échantillon cylindrique	56
2.26	Modèle pour le calcul de la force du forgeage d'un lopin cylindrique	57
2.27	REM du système complet	59
2.28	Flow chart du procédé d'optimisation	60
2.29	Machine d'essai Lloyd avec le dispositif mis en place	61
2.30	Déplacement et variation de la distance entre deux matrices	62
2.31	Force de forgeage mesurée en comparaison avec la valeur simulée pour l'échantillon de cuivre	62
2.32	Déplacement de la matrice inférieure mesurée par deux types de capteurs .	63
2.33	Détail de la force de forgeage mesurée en comparaison avec la valeur simulée dans le cas d'un échantillon de cuivre	64
2.34	Machine d'essai Zwick/Roell pour l'essai avec aluminium	64

2.35	Déplacements des deux matrices obtenues pour l'échantillon d'aluminium .	65
2.36	Force mesurée du forgeage par rapport à la valeur simulée dans le cas d'un échantillon d'aluminium	66
2.37	Détail de la force de forgeage mesurée par rapport à la valeur simulée . . .	66
2.38	Déplacement de la matrice inférieure mesuré par un capteur de déplacement en contact avec la matrice inférieure	67
3.1	Schéma cinématique de l'onde progressive sur la matrice inférieure	70
3.2	Schéma cinématique du système mécanique	71
3.3	Configuration des actionnements	72
3.4	Vitesse des actionneurs définie par le vecteur de rotation de la matrice inférieure ω	73
3.5	Angle de rotation	74
3.6	Méthodes de pré-chargement	75
3.7	Pivots à deux lames	77
3.8	Pivots à quatre cols	78
3.9	Guidages élastiques pour 2 rotations avec la conception de pivot à deux lames croisées séparées	79
3.10	Conception avec guidages élastiques pour mouvement de 6 degrés de liberté	80
3.11	Conception avec guidages élastiques pour un mouvement de 3 degrés de liberté	81
3.12	Conception avec guidages élastiques pour un mouvement de 3 degrés de liberté	81
3.13	Guide d'application des efforts	82
3.14	Couplages de l'actionneur avec le système mécanique	82
3.15	Conception des contacts sphère-plan	83
3.16	Conception du système intégrant 3 actionneurs	85
3.17	Modèle d'une lame encastree	86
3.18	Définition des différents repères pour le calcul d'une rigidité	88
3.19	Schéma des 3 lames élastiques	89
3.20	Schéma de la description de déplacement parasite	91
3.21	Maillage du guidage élastique	92
3.22	Résultat de simulation du guidage	93
3.23	Simulation pour les rotations autour de O_x et O_y	93
3.24	Schéma d'un contact sphère - plan	94
3.25	Rayon a et déformation δ en fonction du rayon R	96
3.26	Contrainte en cisaillement et déformation de contact avec rayon de 400 mm en fonction de la charge appliquée	97
3.27	Simulation par MEF du support de contact	98
3.28	Simulation par MEF du plateau secondaire	99
3.29	Schéma REM de commande du système multi-actionneur	100

3.30	Schéma de la rigidité du système multi-actionneurs	100
3.31	Actionneur avec bille et bouchon fileté	101
3.32	Guidage élastique connecté à la matrice avec les capteurs de déplacement .	102
3.33	Partie mécanique sans guidage élastique	102
3.34	Maquette du système multi-actionneurs piézoélectrique	103
3.35	Schéma simplifié de la rigidité du système multi-actionneurs en PVC . . .	103
4.1	Différentes parties pour la modélisation du système mécanique	106
4.2	Schéma des forces appliquant sur la matrice inférieure	108
4.3	Schéma des forces de contact sur le plateau secondaire	109
4.4	Schéma pour les calculs du torseur cinématique	110
4.5	Schéma pour les calculs du torseur statique	111
4.6	REM du couplage mécanique	112
4.7	REM d'un mode de mouvement du guidage élastique	116
4.8	Schéma de modélisation du contact	117
4.9	REM du système multi-actionneurs	118
4.10	REM réduite du système mécanique	118
4.11	Schéma d'alimentation pour trois actionneurs	120
4.12	Système d'alimentation triphasée	121
4.13	Schéma d'alimentation d'une phase pour un actionneur	121
4.14	REM de l'alimentation monophasée.	123
4.15	Schémas électriques équivalents pour les phases (a) diode bloquée, (b) diode passante	123
4.16	Résultat de simulation pour une phase du système électrique	124
4.17	Résultat de simulation en détail pour une phase du système électrique . .	125
4.18	REM du système complet	125
4.19	Fonctionnement de l'aiguilleur	126
4.20	Simulation du transitoire pour l'alimentation triphasée	127
4.21	Tension et courant mesurés des actionneurs (résultat pour 2 actionneurs) .	127
4.22	Schéma REM de l'actionneur avec masse	128
4.23	Schéma de mesure sur l'actionneur avec masse	129
4.24	Courant d'entrée et tension de sortie de l'actionneur	129
4.25	Valeurs mesurées en comparaison avec celles simulées pour un test à 100 Hz	129
4.26	Principe de mesure de la vitesse	130
4.27	Vitesse de deux points sur l'écrou fixé au centre du guidage élastique . . .	131
4.28	Courant mesuré d'un actionneur pour générer une vibration triangulaire . .	131
4.29	Vitesse et tension mesurées en comparaison avec celles simulées	132
5.1	Principe d'inversion	133
5.2	Chronogrammes des tensions et courants en fonctionnement mixte	134
5.3	Diminution de la tension bus	135

5.4	Chaîne de réglage de la commande	136
5.5	Structure Maximale de Commande	136
5.6	Structure Pratique de Commande	138
5.7	Structure Pratique de Commande avec la transformation dans le repère dqh pour la partie électrique	140
5.8	Structure Pratique de Commande du système complet avec la transformation	142
5.9	Schéma du chargement du système	143
5.10	Tension des actionneurs dans deux phases de fonctionnement	144
5.11	Schéma du système de commande	145
5.12	Schéma de communication	145
5.13	Réponse expérimentale des tensions dans le repère dqh à des échelons de rapports cycliques en boucle ouverte	146
5.14	Réponse théorique de la tension U_q à un échelon de rapport cyclique	147
5.15	REM du changement entre la phase de chargement et de déchargement . .	148
5.16	Réponse des tensions de sortie pour une entrée en échelon en boucle fermée	148
5.17	Chargement de la tension bus	149
5.18	Tensions mesurées U_d, U_q, U_h pour différentes vibrations verticales	150
5.19	Tensions et déplacements mesurés des actionneurs	151
5.20	Tensions mesurées U_d, U_q, U_h avec temps d'établissement plus long	151
5.21	Réponses expérimentales filtrées des vitesses v_d, v_q en boucle ouverte suite à des échelons de tension U_d (a) et U_q (b)	153
5.22	Vitesse mesurée à l'aplomb des trois actionneurs sous une tension triphasée	153
5.23	Réponses des vitesses v_d, v_q en boucle fermée	154
5.24	Réponses des tensions U_d, U_q en boucle fermée de vitesse	155
5.25	Réponses de vitesse et de tension lors d'un chargement de tension de bus .	155
5.26	Tensions et courants mesurés durant le chargement permanent	156
5.27	Schéma d'estimation de vitesse et force d'élasticité	157
5.28	Estimation de la vitesse de l'actionneur	158
5.29	Variables d'entrée de l'estimateur	159
A.1	Chaine des côtes pour obtenir la précontrainte des 2 contacts	165
A.2	Chaine des côtes pour obtenir la hauteur exact H	166
C.1	Schéma des 3 lames élastiques	168
C.2	Photo d'expérience d'estimation de la rigidité	169
D.1	Schéma de calcul cinématique de la matrice inférieure	170
E.1	Schéma de Mason pour un actionneur vibrant librement	172
E.2	Analyse fréquentielle de l'admittance	173
E.3	Schéma du dispositif expérimental pour un seul actionneur	174
E.4	Valeurs mesurées pour les vibrations libre des actionneurs	175

E.5	Diagrammes de Nyquist et Bode des actionneurs	176
E.6	Valeurs mesurées pour les vibrations libre des actionneurs avec bille de contact	177
E.7	Mesures de tension, courant et vitesse pour la vibration d'actionneur 1 avec la fréquence de 100 Hz	178

Liste des tableaux

2.1	Matériel expérimental	34
2.2	Comparaison des réductions de la force	39
2.3	Corrélation entre la réduction de force et la vitesse de vibrations	40
2.4	Comparaison des réductions de la force	42
2.5	Diamètres des échantillons d'aluminium après le forgeage	46
2.6	Éléments constitutifs de formalisme REM	47
2.7	Paramètres d'échantillon de cuivre	61
2.8	Paramètres de l'échantillon d'aluminium	65
3.1	Paramètres de l'actionneur Piezomechanik HPSt 1000/15-8/60 VS 22	76
3.2	Caractéristiques des capteurs	84
4.1	Valeur des composants	121
E.1	Paramètre du schéma de Mason de 3 actionneurs	175
E.2	Rigidité estimée	177

Glossaire

Abréviations

AP	<u>A</u> ctionneur <u>P</u> iézoélectrique
AVD	<u>A</u> xially <u>V</u> ibrated <u>D</u> ie
CD	<u>C</u> onventional <u>D</u> ie
d.d.l	<u>d</u> egrés <u>d</u> e <u>l</u> iberté
DSP	<u>D</u> igital <u>S</u> ignal <u>P</u> rocessor
MLI	<u>M</u> odulation de <u>L</u> argeur d' <u>I</u> mpulsion
REM	<u>R</u> éprésentation <u>M</u> acroscopique <u>E</u> nergétique
RVD	<u>R</u> adially and ultrasonically <u>V</u> ibrated wire drawing <u>D</u> ie
SMC	<u>S</u> tructure <u>M</u> aximale de <u>C</u> ommande
SPC	<u>S</u> tructure <u>P</u> ratique de <u>C</u> ommande

Notations principales

Grandeurs mécaniques

E	module d'élasticité	[MPa]
$\vec{F}$	vecteur de force des contacts sphère-plan	[N]
F_f	force du forgeage	[N]
$\vec{F}_{lopin}$	vecteur de force de réaction du lopin	[N]
$\vec{F}_c$	vecteur de force piézoélectrique	[N]
$\vec{F}_p$	vecteur de force générée par des actionneurs	[N]
$\vec{F}_O$	vecteur de force résultant au centre de la matrice inférieure	[N]
$\vec{F}_s$	vecteur de force élastique interne des actionneurs	[N]
G	module de cisaillement	[MPa]
h_0	hauteur initiale du lopin	[m]
H	coefficient d'écrouissage	[MPa]
K_S	rigidité de l'actionneur	[N/m]
$\mathbf{K}$	matrice de rigidité du guidage élastique	[N/m]
$\mathbf{M}$	matrice d'inertie de la matrice inférieure avec plateau secondaire	[kg]
m	exposant associé à l'écrouissage H	[-]
n	exposant associé l'amortissement visqueux	[-]

r_e	rayon initiale du lopin	[m]
R_0	rayon de la matrice inférieure	[m]
q	allongement de l'actionneur	[m]
v_d, v_q, v_h	vitesse de voie d,q,h de la matrice inférieure dans le repère tournant dqh	[m/s]
V_0	vitesse d'avance de la matrice supérieure	[m/s]
$\vec{v}$	vecteur de vitesse des contacts sphère-plan	[m/s]
$\vec{v}_p$	vecteur de vitesse des actionneurs	[m/s]
$\vec{v}_O$	vecteur de vitesse résultant au centre de la matrice inférieure	[m/s]
ε	déformation totale du matériau	[-]
ε_e	déformation élastique du matériau	[-]
ε_p	déformation plastique du matériau	[-]
η	coefficient d'amortissement visqueux	[MPa]
μ	coefficient de frottement de Coulomb	[-]
σ	contrainte appliquée	[MPa]
σ_y	contrainte de limite d'écoulement plastique	[MPa]
σ_0	contrainte élasto-viscoplastique	[MPa]
σ_H	contrainte d'écrouissage	[MPa]
σ_v	contrainte visqueuse	[MPa]
$\omega_{x/y}$	vitesse de rotation autour Ox/Oy	[rad/s]
Ω_0	vitesse maximale de rotation	[rad/s]

Grandeurs électriques

C	capacité électrique de l'actionneur	[F]
C_0	capacité de l'onduleur	[F]
$\vec{i}_c$	vecteur de courant motionnel des actionneurs	[A]
$\vec{i}_p$	vecteur de courant d'entrée des actionneurs	[A]
K_C	coefficient de conversion piézoélectrique	[C/m]
L_s/L_b	inductance de filtrage	[H]
Q	charge électrique de l'actionneur	[C]
U_b	tension aux bornes de l'inductance de filtrage L_b	[V]
$\vec{U}_m$	vecteur de tension de sortie de l'onduleur	[V]
U_0	tension de bus DC	[V]
U_p	vecteur de tension appliquée aux bornes d'un actionneur	[V]
U_S	tension continue d'entrée	[V]
$\vec{U}_p$	vecteur de tension appliquée aux bornes des actionneurs	[V]
$\vec{U}_p$	vecteur de tension appliquée aux bornes des actionneurs	[V]
U_1, U_2, U_3	tension appliquée aux bornes des actionneurs	[V]
U_d, U_q, U_h	tension de voie d, q, h des actionneurs dans le repère tournant dqh	[V]

Introduction générale

Dans le domaine des procédés de fabrication, l'utilisation de vibrations présente un certain nombre de possibilités d'amélioration. Dans le cas du perçage [1, 2] par exemple, il permet de réduire les longueurs de copeaux évitant ainsi le bourrage. Elles permettent également en tournage d'améliorer l'usinabilité de matériaux fragiles [3]. Dans le cas de procédés formage, la réduction de force est un des principaux arguments en faveur de cette technique [4–6]. Cette réduction permettrait de réduire la consommation d'énergie, d'améliorer la durée d'utilisation des outils, d'augmenter la productivité, ou de faciliter la déformation des matériaux durs. A l'heure actuelle, les deux méthodes conventionnelles pour diminuer l'effort de forgeage consiste à utiliser des lubrifiants ou chauffer préalablement le matériau. Elles peuvent cependant entraîner des effets indésirables sur les propriétés mécaniques ou géométriques des produits et nécessitent des opérations supplémentaires telles le nettoyage ou le chauffage. L'application des vibrations au formage est une alternative intéressante qui permet d'obtenir des effets similaires sans les inconvénients sus-mentionnés. De plus, cette méthode semble présenter des avantages supplémentaires remarquables comme l'amélioration de la qualité de la surface et des propriétés mécaniques [5, 7, 8].

Dans le cas du forgeage, la réduction de force par vibrations selon une direction particulière a donc suscité différentes études dans le domaine des hautes fréquences (à partir de quelques kHz) et des basses fréquences (de quelques Hz à quelques centaines de Hz). En raison de leur rigidité, et compte tenu des amplitudes et des fréquences mises en jeu, les actionneurs piézoélectriques sont bien adaptés à la génération des vibrations nécessaires pour l'assistance au forgeage [9]. Cependant, leurs efforts restent relativement limités en comparaison avec les forces nécessaires qui peuvent atteindre plusieurs centaines de kN pour le forgeage d'une pièce métallique.

Une solution est d'augmenter le nombre d'actionneurs piézoélectriques du système pour obtenir une plus grande force totale. De plus, l'utilisation de plusieurs actionneurs offre

la possibilité d’obtenir des vibrations dans différentes directions plutôt qu’une vibration selon la direction de forgeage, ce qui offre une possibilité supplémentaire de réduire les efforts par l’application d’une onde progressive sur la surface du lopin [10].

L’objectif de cette thèse est de proposer un système multi-actionneurs piézoélectriques afin de créer des vibrations combinant une onde progressive en combinaison avec une vibration verticale pour réduire les efforts du procédé de forgeage. Une approche systémique énergétique sera employée dans chaque étape de conception, modélisation et commande du système en utilisant l’outil de Représentation Énergétique Macroscopique (REM) du Laboratoire d’Électrotechnique et d’Électronique de Puissance (L2EP), outil de description synthétique des systèmes multiphysiques. Ce formalisme de représentation fonctionnelle nous permet d’uniformiser les différents étapes de développement du système et de visualiser l’interaction entre sous-systèmes en respectant la causalité naturelle intégrale. À l’aide de règles d’inversion, la REM permet aussi de déduire systématiquement une structure de commande et de mettre en avant une stratégie de gestion d’énergie dans le système.

Le premier chapitre est dédié à l’introduction de l’état de l’art afin de situer la recherche dans le domaine de l’application de vibrations pour assister des procédés de formage. La première partie de l’étude bibliographique montre l’efficacité des vibrations pour réduire la force dans différents procédés de formage et tente de dégager l’influence des différents paramètres des vibrations et du procédé sur la réduction de force. Ensuite, différentes approches d’utilisation des vibrations en basses et hautes fréquences appliquées au forgeage, incluant l’approche élaborée dans cette thèse, sont présentées dans la deuxième partie du chapitre.

Le second chapitre présentera l’étude du système mono-actionneur piézoélectrique afin d’étudier l’influence de différentes formes d’ondes de vibrations en basse fréquence durant le forgeage d’un lopin métallique. De plus, une REM du système incluant un modèle de l’actionneur, de la structure mécanique et du comportement élasto-viscoplastique du lopin sera développée pour comprendre les interactions énergétiques entre les composants. Cette première étude constitue une base pour un outil de prédiction de l’influence des paramètres de vibrations sur la réduction de la force. Par ailleurs, grâce à la généralité de l’approche, elle servira au développement de la commande du nouveau dispositif multi-actionneurs.

Le troisième chapitre aborde la conception des parties mécaniques du système multi-actionneurs piézoélectriques, qui permet de générer un mouvement de forme « onde progressive » couplée avec une vibration verticale sur le lopin. Des solutions sont proposées pour répondre au cahier des charges et aux spécificités des actionneurs piézoélectriques qui permettent l’application d’efforts importants nécessaires au forgeage mais présentent des déplacements faibles. Le choix des solutions et le dimensionnement des composants seront discutés pour répondre aux exigences proposées.

Le quatrième chapitre est consacré à l'objectif de la modélisation d'un système complet incluant la partie mécanique conçue et un système d'alimentation proposé dans ce chapitre. Afin d'atteindre cet objectif, la REM est donc utilisée pour la modélisation de chaque composant de l'entrée électrique à la sortie mécanique du système. Une validation pour chaque étape de modélisation sera présentée par des résultats expérimentaux et des résultats de simulation également.

Enfin, une structure de commande du système modélisé sera élaborée par inversion de la REM dans le cinquième et dernier chapitre. Une structure de commande pratique adaptée au fonctionnement en chargement intermittent du système électrique sera également discutée. Ensuite, une validation expérimentale en boucle fermée de la commande des tensions des actionneurs et des vitesses dans un repère tournant sera présentée dans la dernière partie du chapitre.

1.1 Introduction

Les produits métalliques sont encore largement utilisés dans de nombreux domaines industriels comme l'automobile, l'aéronautique, l'industrie navale, la fabrication de machines ... Lors du processus de réalisation d'un produit, il existe plusieurs méthodes de fabrication, par exemple le formage, l'usinage, le soudage ... Le choix d'une méthode appropriée de fabrication a pour but d'économiser le coût du procédé tout en assurant ses exigences de tolérance, de qualité de surface et de caractéristiques du matériau. En comparaison avec les autres méthodes de fabrication, la force appliquée et la contrainte mécanique du matériau dans les procédés de formage des métaux (tréfilage, extrusion, roulage, laminage, cintrage, forgeage ...) sont relativement élevées. Par exemple la force maximale d'une machine du forgeage atteint quelques centaines de meganewtons alors que la force d'usinage ne passe pas la vingtaine de kilonewtons. Par conséquent, les procédés de formage consomment beaucoup d'énergie et ces outillages sont souvent larges et coûteux. Cependant, dans la fabrication en masse, le formage devient économique grâce à ses avantages : productivité élevée, temps de production très court, haute précision en ce qui concerne la dimension et la forme, bonnes caractéristiques mécaniques et une perte faible du matériau. Les procédés de formage jouent alors un rôle important dans l'industrie où les produits sont souvent fabriqués en série ; la réduction de la force de formage est donc un des points clés pour les recherches afin de minimiser l'énergie et optimiser le processus.

En général, les procédés de formage sont des procédés de transformation de la forme donnée d'un lopin solide à une autre forme sans changement de masse ou de composition. Ils peuvent être classés dans 17 catégories présentées sur la figure 1.1, selon la condition de contrainte du matériau pendant le procédé. Dans tous les procédés de formage, le lopin doit être mis en forme par une déformation plastique pour obtenir une forme permanente du produit final. Ce comportement plastique des métaux peut être observé

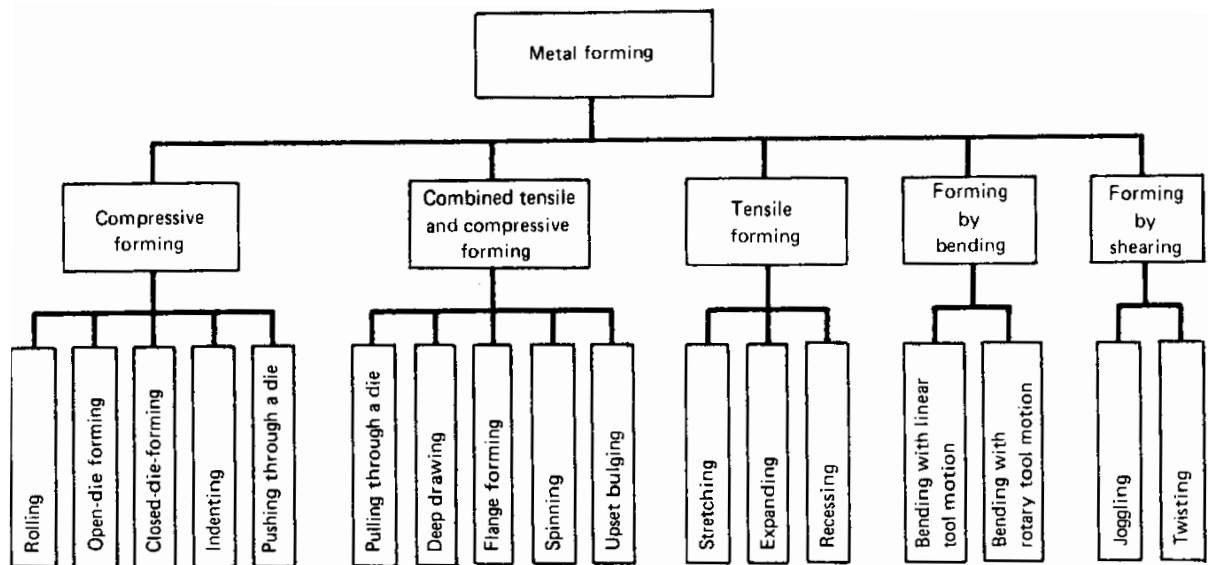


Figure 1.1: Classification des méthodes de formage des métaux [11]

lors de l'augmentation de contrainte dans un essai de traction comme le montre la figure 1.2. Quand le lopin est encore dans le domaine élastique, le comportement du matériau est défini par la relation linéaire entre la contrainte σ et la déformation ε , qui est représentée par la loi de Hooke : $\sigma = E\varepsilon$, où E est le module d'élasticité du matériau. Mais aucune déformation permanente du matériau n'est obtenue dans ce domaine.

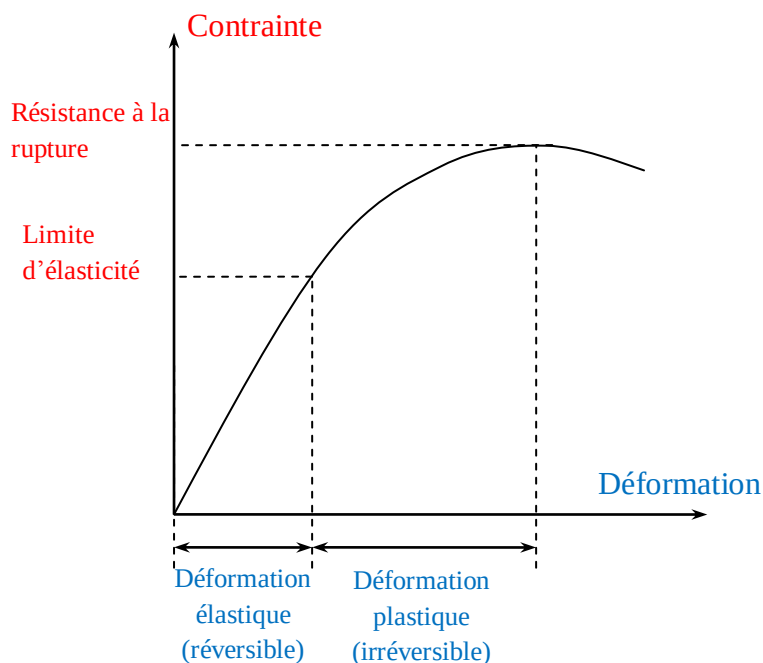


Figure 1.2: Courbe de contrainte-déformation

La déformation plastique commence quand la contrainte est supérieure à la valeur limite d'élasticité. Cette déformation se produit par un glissement des plans atomiques les

uns sur les autres et se termine lors que la contrainte atteint la résistance à la rupture. La force nécessaire pour mettre les pièces en état de déformation plastique devient très élevée pour les pièces de grande taille ou en matériau dur. Les deux techniques traditionnelles exploitées depuis longtemps pour réduire la force sont l'utilisation de lubrifiants sur des outillages et le préchauffage des lopins avant l'application du procédé de formage. Les deux méthodes contribuent à réduire la charge appliquée durant le procédé mais présentent des effets secondaires et des désavantages.

Le lopin est déformé par son mouvement relatif par rapport aux outils du procédé de formage, et ce mouvement entraîne une force de frottement externe entre les outils et le lopin, qui contribue à la force résistante totale imposée par le lopin lors du procédé. L'utilisation de lubrifiants a alors pour effet de diminuer les frottements entre le matériau et l'outillage, réduisant ainsi la force nécessaire au formage. La lubrification permet également une protection des matériaux contre l'usure et la corrosion, ainsi que l'évacuation de la chaleur pour prévenir d'une déformation des pièces. Cependant, l'application de lubrifiants nécessite des opérations supplémentaires et du nettoyage. En plus, l'apparition de poche de lubrifiant durant l'opération peut entraîner des imperfections géométriques et les réactions chimiques possibles entre le lubrifiant et les matériaux mis en jeu peuvent les endommager.

La deuxième méthode par préchauffage permet une réduction de la limite de résistance mécanique et une augmentation de la ductilité du matériau. Ceci facilite la déformation plastique au sein du matériau (effet de volume). En conséquence, la force de formage et la contrainte d'outillage sont réduites. Mais elle affecte les autres caractéristiques importantes des matériaux telles que la structure de surface, la structure cristallographique et la résistance des matériaux au cours du chauffage.

A côté de ces deux méthodes traditionnelles, une autre méthode de plus en plus étudiée est l'application de vibrations lors du procédé de formage, pour réduire la force appliquée. Dans la première partie du chapitre, nous introduisons l'application de vibrations dans différents procédés de formage afin de comprendre mieux ce phénomène. L'influence des paramètres de vibrations à la réduction de force est aussi décrite, ainsi que les autres effets des vibrations sur la qualité des produits. Ensuite, les études de forgeage assisté par vibrations sont présentées dans la deuxième partie du chapitre. Les résultats nous montrent des avantages et inconvénients pour chaque méthode utilisée, et introduisent le contexte et les objectifs de la thèse.

1.2 Formage assisté par vibrations

L'utilisation de vibrations dans les procédés de formage a suscité de nombreuses recherches depuis près de soixante ans. Dans leur article fondateur de 1955, Blaha et Langenecker [12, 13] appliquent, grâce à un résonateur, des vibrations sinusoïdales ultrasoniques (jusqu'à 800 kHz) superposées lors d'un essai de traction de différents matériaux. Une réduction significative de la résistance de traction est présentée sur la figure 1.3 pour les cristaux de zinc et d'aluminium.

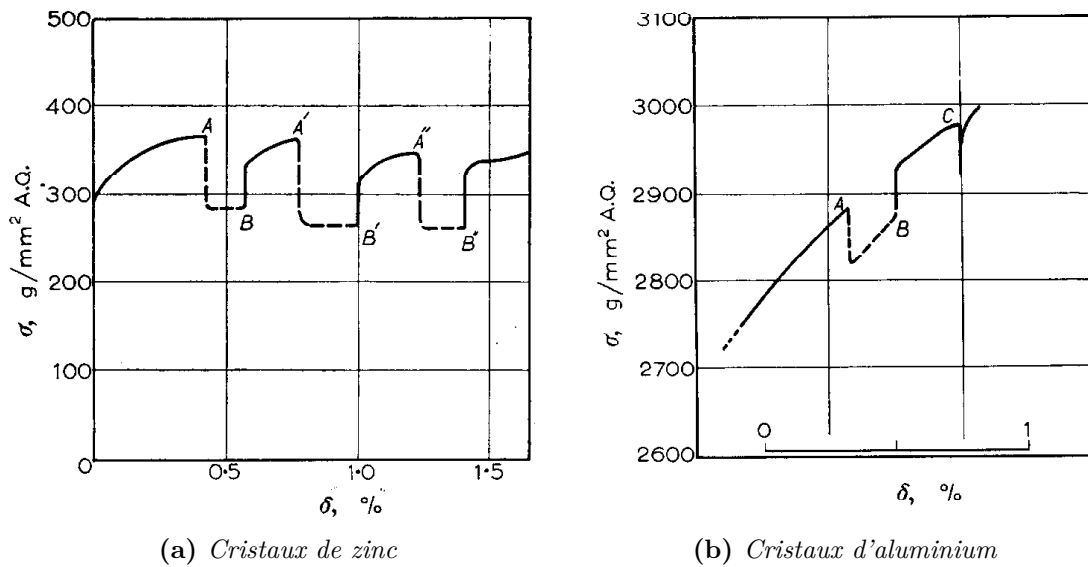


Figure 1.3: Courbe de contrainte-déformation pour un traitement ultrasonique des cristaux [13]

Sur la figure 1.3a, la courbe montre une réduction nette de contrainte entre le point A et B quand des vibrations ultrasoniques sont appliquées à des cristaux de zinc, en plus d'une force de traction. En B, les vibrations sont supprimées et une augmentation nette de contrainte est observée jusqu'au point A'. Le protocole est répété jusqu'à ce que l'essai de traction s'achève. La tendance à la diminution de contrainte des points A, A', A'' est causée par l'augmentation de température de procédé en raison de l'échauffement du dispositif ultrasonique au cours du temps. La figure 1.3b présente le résultat sur des cristaux d'aluminium quand des vibrations ultrasoniques sont appliquées de A à B et un choc en C. Dans ce cas, une réduction considérable est aussi enregistrée. Des résultats similaires ont été obtenus pour des expériences avec des fréquences plus basses (de 10 à 15 kHz). Depuis lors, d'autres chercheurs ont reproduit ce phénomène sur différents procédés de formage. En plus de la réduction de l'effort moyen durant le procédé, l'utilisation des vibrations donne d'autres avantages selon certains auteurs, tels que l'amélioration des qualités des surfaces. Pour comprendre mieux l'influence des vibrations sur le formage, nous allons décrire brièvement ces applications de vibrations dans quelques procédés de formage, telles le tréfilage, l'emboutissage, l'extrusion.

1.2.1 Tréfilage assisté par vibrations

L'avantage potentiel des vibrations pour le formage a été étudié sur les processus de tréfilage et étirage des tubes par R. Pohlman et E. Lehfeldt [4]. Le schéma d'essai est présenté sur la figure 1.4a. L'échantillon est soumis à une vibration à 21 kHz appliquée par un transducteur magnéto-strictif selon la direction de tréfilage. Une réduction de la force appliquée est montrée sur la figure 1.4b pour le tréfilage d'un fil en cuivre de 2,27 mm à 2,07 mm. La réduction de force est attribuée à la réduction de frottement externe entre le fil et l'outillage et celle du frottement interne du matériau, qui peut s'expliquer par la superposition de contraintes acoustiques sur la contrainte statique. En plus, une étude métallographique montre qu'il n'y a pas de changement de l'état de surface et des tests de micro dureté ne permettent pas de mettre en évidence de modification des propriétés physiques du fil.

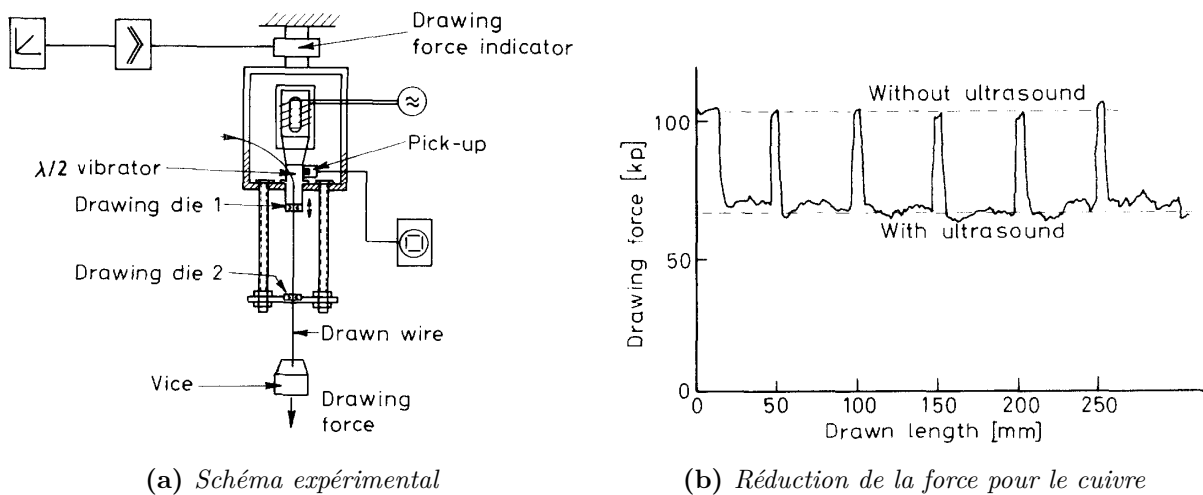
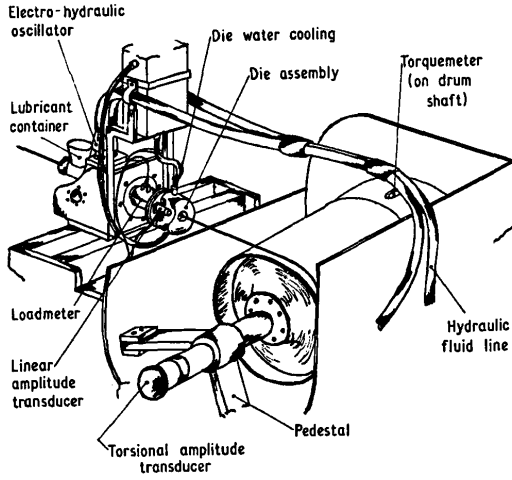
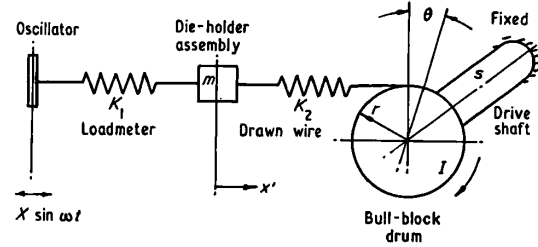


Figure 1.4: Tréfilage avec injection de vibrations ultrasonores [4]

Le procédé de tréfilage a été étudié ultérieurement par différents auteurs [14–19]. Winsper et Sansome [14] ont utilisé un système expérimental présenté sur la figure 1.5a, qui est simplifié sur la figure 1.5b, pour étudier l'influence des paramètres des vibrations longitudinales sur la force du procédé de tréfilage. Le tréfilage est réalisé par un tambour en superposant des vibrations par un oscillateur électro-hydraulique. Selon cette étude, la réduction de la force moyenne est dépendante de l'amplitude mais indépendante de la fréquence des vibrations (de 50 Hz à 500 Hz). D'après les résultats montrés sur la figure 1.6a, la force moyenne de tréfilage de l'acier doux est réduite à une même valeur avec différentes fréquences sous une même amplitude de vibration. Si l'amplitude des vibrations est constante et la vitesse de tréfilage augmente, la variation de force est réduite et la valeur maximale de force approche la force mesurée dans le cas sans vibrations (voir la figure 1.6b). Une réduction négligeable de la limite d'élasticité et du coefficient de frottement est constatée dans la plage étudiée de fréquence.

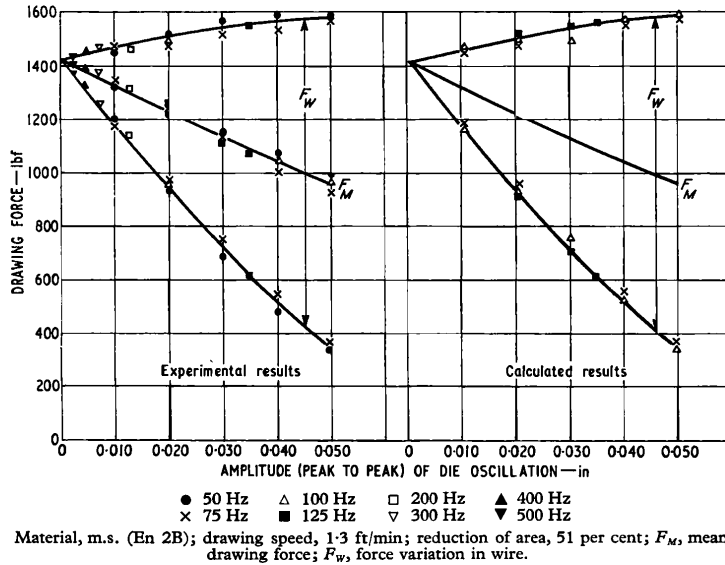


(a) Croquis du système expérimental

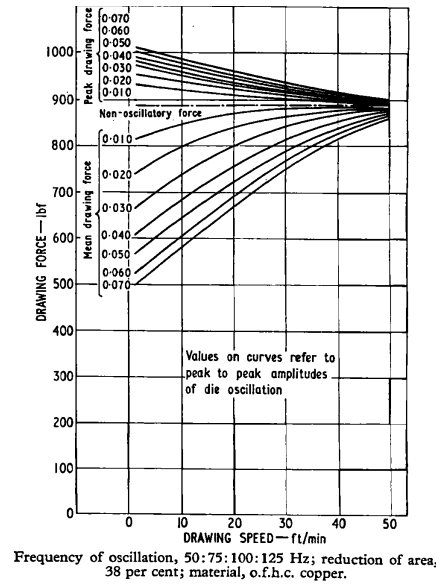


(b) Modèle simplifié

Figure 1.5: Superposition de vibrations longitudinales sur le procédé de tréfilage [14]



(a) Variation de la force de tréfilage en fonction de l'amplitude de l'outilage pour différentes fréquences



(b) Variation de la force de tréfilage en fonction de la vitesse de tréfilage

Figure 1.6: Variation de la force de tréfilage assisté par vibrations [14]

Par contre, une réduction de coefficient de frottement est observée par Rozner [15] quand une vibration ultrasonique avec la fréquence constante de 20 kHz est appliquée lors du tréfilage de cuivre et d'acier. Ces résultats sont présentés sur la figure 1.7. A cette fréquence, la réduction de force est faible (environ 7,5 %) mais cohérente avec les résultats présentés par Pohlman [4]. En plus, l'étude microscopique de l'échantillon après le tréfilage montre que les vibrations ultrasoniques n'influencent ni la micro-structure ni la rigidité du matériau.

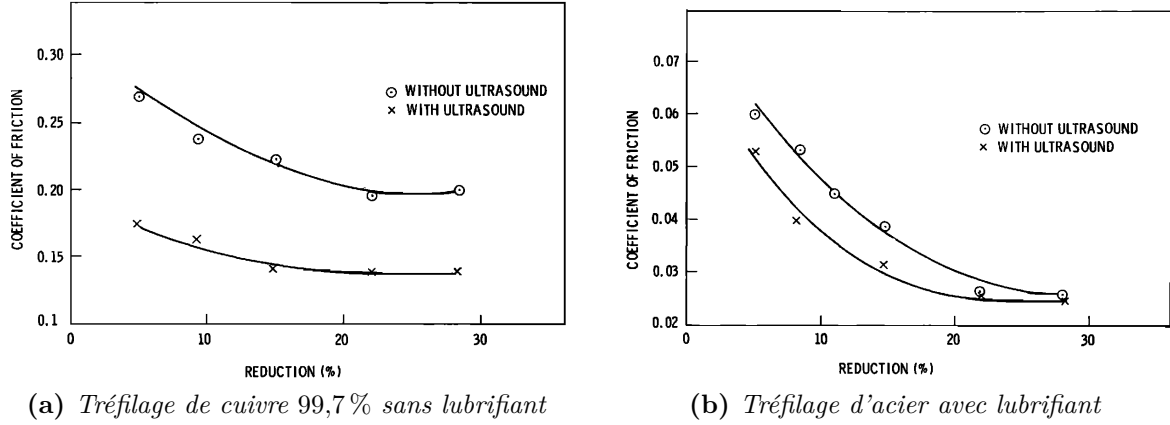


Figure 1.7: Réduction de coefficient de frottement du tréfilage avec vibrations [15]

Dans [16], Siegert et Möck utilisent un transducteur piézoélectrique (amplitude appliquée de 7 μm à 10 μm) pour faire vibrer l'outillage de tréfilage à la fréquence ultrasonique (fréquence de 22 kHz) selon la direction perpendiculaire à la direction de tréfilage (figure 1.8a). Les résultats expérimentaux montrent que la réduction de force est dépendante de l'amplitude des vibrations ultrasoniques (comme la figure 1.8b) et de la vitesse de tréfilage mais indépendante de la force de tréfilage.

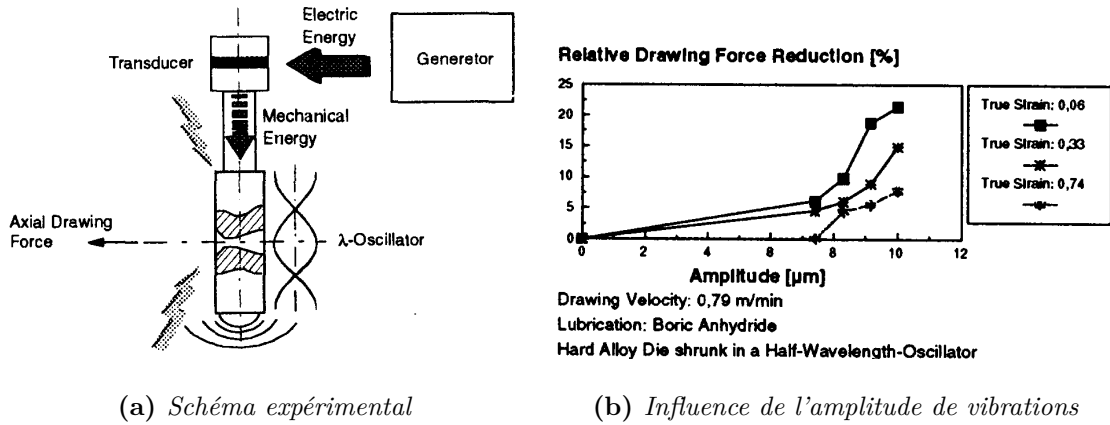


Figure 1.8: Tréfilage avec l'assistance des vibrations [16]

Un modèle du frottement est proposé par Siegert et Ulmer [17, 18] pour expliquer la réduction de friction en fonction des différents paramètres du procédé (rapport de la vitesse de tréfilage et de vibration, pression de contact, lubrifiant, paramètres du matériau et surface). Le modèle estime l'influence de la vitesse, pression de contact et viscosité du lubrifiant sur la réduction de force par l'équation : $\Delta F = C - B \ln(v_{Norm})$ où $v_{Norm} = \frac{v_{tréfilage}}{v_{vibration} - v_{tréfilage}}$ est la vitesse normalisée, B, C sont des paramètres d'ajustement qui dépendent des paramètres du matériau étudiés et du procédé. Les résultats expérimentaux sur la figure 1.9 montrent une cohérence entre les résultats calculés par le modèle théorique proposé et les résultats mesurés.

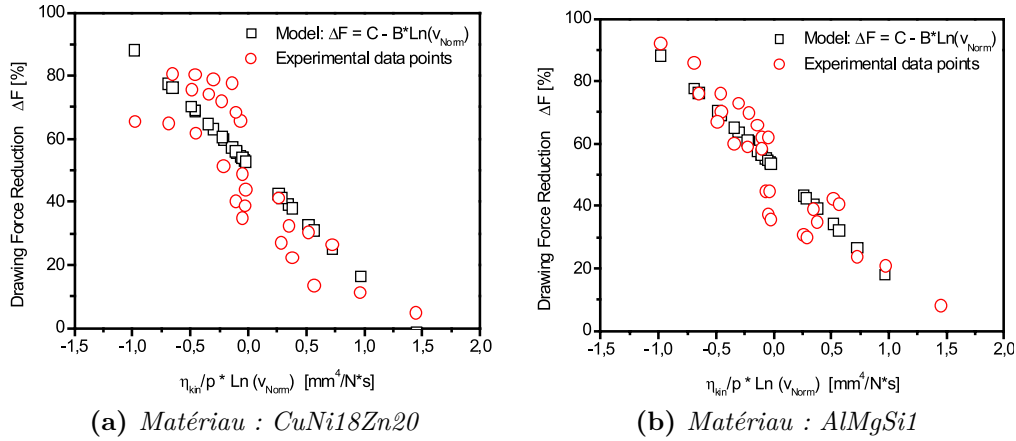


Figure 1.9: Comparaison des résultats expérimentaux et théoriques [17, 18]

Une étude sur l'influence de la direction des vibrations appliquées sur la matrice de tréfilage a été réalisée par Marakawa et al. [19]. Ces auteurs ont étudié les effets du tréfilage assisté par vibrations ultrasoniques radiales (RVD) et axiales (AVD), et les ont comparés au tréfilage conventionnel (CD). Le résultat présenté sur la figure 1.10 a prouvé que la vitesse critique de tréfilage avec RVD est presque 10 fois plus grande que celle avec AVD. En plus, quand les vibrations sont appliquées radialement à la matrice, une meilleure qualité de surface est trouvée, similaire au cas de tréfilage avec une bonne lubrification. Ces résultats sont confirmés dans une autre étude de Hayashi et al. [20] par la méthode

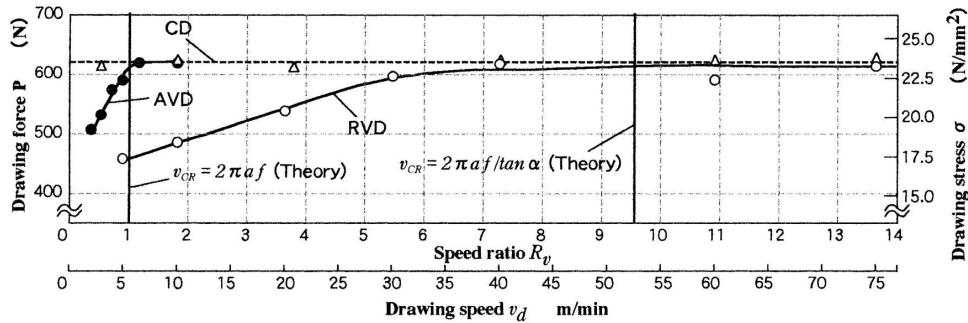


Figure 1.10: Force de tréfilage en fonction de vitesse dans le cas de vibrations radiales (RVD) et de vibrations axiales (AVD)[19]

des éléments finis. Cette méthode permet aussi de démontrer un changement périodique de contrainte du fil dans les deux cas. La valeur maximale de contrainte est réduite lors du tréfilage avec vibrations radiales.

Pour résumer, les études de tréfilage assisté par vibrations nous montrent que :

- Le phénomène trouvé par Blaha et Langenecker peut être étendu à d'autres procédés que la compression, en particulier le tréfilage ;
- La réduction de force est aussi effective avec l'assistance des vibrations à basse fréquence (de 50 Hz à 500 Hz) ;

- La réduction de force dépend de l'amplitude des vibrations et de la vitesse de tréfilage ;
- Le coefficient de frottement est réduit lors du procédé avec vibrations ;
- L'effet existe avec l'application des vibrations dans les deux directions radiale et axiale.

1.2.2 Emboutissage assisté par vibrations

L'application des vibrations a aussi été étudiée pour le procédé d'emboutissage, un procédé de cisaillement du matériau [5, 21]. Dans [21], l'emboutissage d'une bouteille de 100 mm de diamètre avec l'assistance des vibrations (fréquence de 1,5 à 100 Hz) est réalisée par Siegert et Ziegler avec les dispositifs présentés sur la figure 1.11a. Cette étude montre que si la fréquence appliquée est plus grande qu'avec une certaine valeur seuil, la force de frottement se trouve réduite sans augmentation du risque de plissage. La figure 1.11b montre cette réduction de force en fonction de l'amplitude vibratoire pour l'emboutissage assisté par vibrations axiales avec la fréquence de 12 Hz.

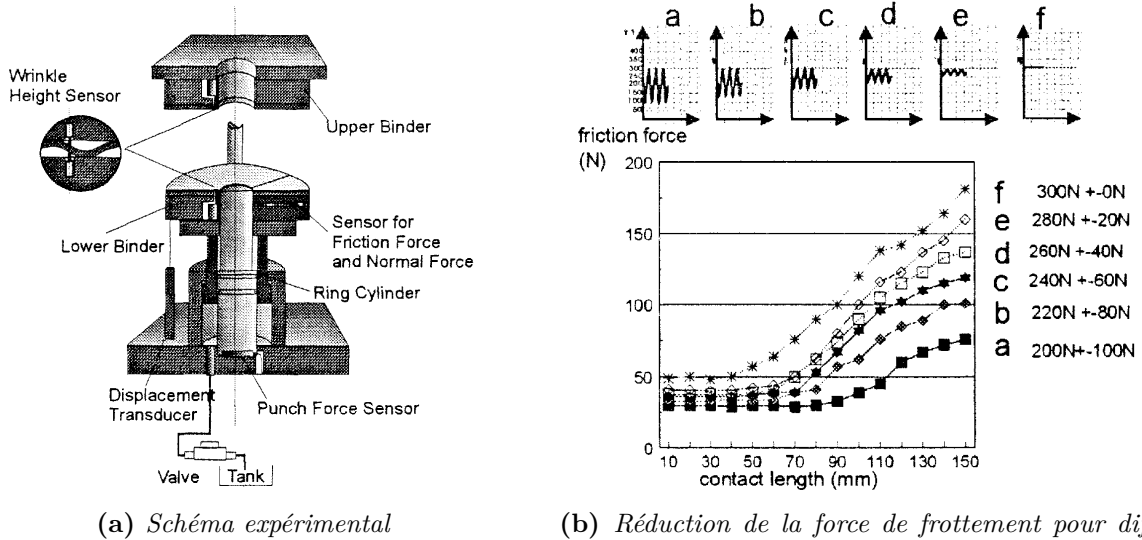


Figure 1.11: Emboutissage avec l'assistance des vibrations [21]

L'emboutissage assisté par vibrations radiales en haute fréquence de l'outillage est réalisé par Jimma et al. [5]. Dans cette étude, l'élimination du plissage lors de l'emboutissage d'une bouteille s'obtient lorsque l'amplitude de vibrations augmente (voir la figure 1.12).

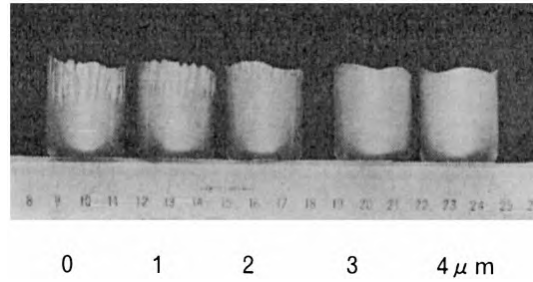


Figure 1.12: Emboutissage avec l'assistance des vibrations ultrasoniques [5]

1.2.3 Extrusion assistée par vibrations

En ce qui concerne le processus d'extrusion, Moussavi et al. [6] ont étudié les effets de la vitesse d'extrusion, de l'amplitude de vibration, de la fréquence de vibration et des conditions de frottement sur la force d'extrusion à l'aide de la méthode des éléments finis. Les résultats sont présentés sur la figure 1.13. Ils montrent que si la vitesse d'extrusion est inférieure à une valeur critique V_{cr} , la force d'extrusion est réduite (figure 1.13a). Cette force est réduite de façon plus significative avec l'augmentation de l'amplitude de vibrations comme le montre la figure 1.13b. Ce phénomène est attribué à l'augmentation du temps de séparation du contact. De plus, l'influence de la fréquence n'est pas aussi importante que celle de l'amplitude et influence peu le coefficient de frottement.

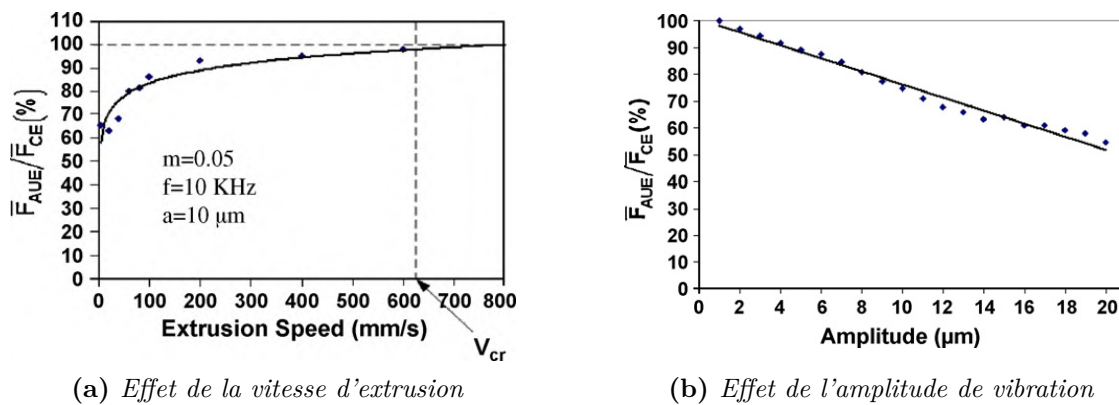


Figure 1.13: Effet des paramètres de vibrations sur la force d'extrusion [6]

Ces études sont intéressantes pour l'utilisation de vibrations à petite échelle dans le procédé de micro-extrusion. Une étude par Bunget et Ngaille [7] sur l'influence de vibrations ultrasoniques a été effectuée avec le dispositif du schéma 1.14a. Une réduction significative de charge appliquée est constatée, jusqu'à 25 % pour un échantillon en laiton. Mais la réduction est dépendante du type d'extrusion et du type de lubrifiant utilisé. En outre, des améliorations substantielles de la surface des pièces micro-formées se retrouvent dans tous les tests. Une comparaison des états de surface avec et sans vibrations ultrasoniques est présentée sur la figure 1.14b. Elle montre une amélioration significative et cet effet

est attribué à l'amélioration de la condition de lubrification à l'interface de la pièce et de l'outillage grâce aux vibrations.

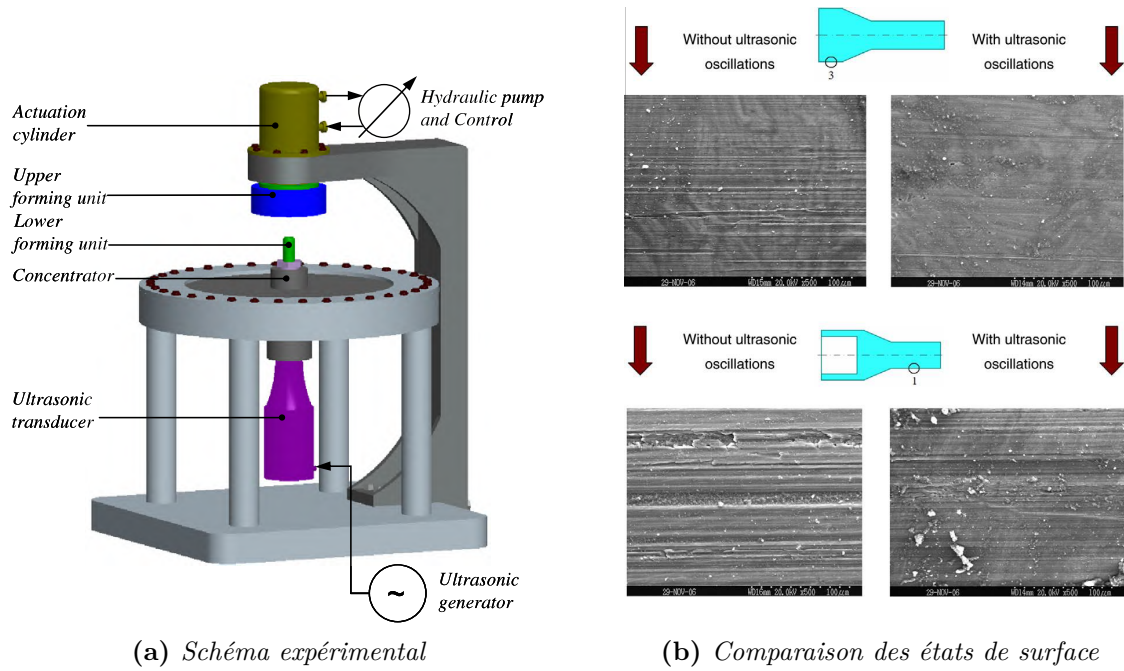


Figure 1.14: Micro-extrusion avec l'assistance des vibrations ultrasoniques [7]

1.2.4 Synthèse

L'efficacité de l'utilisation des vibrations pour assister des procédés de formage a été démontrée dans les études précédentes. La force de formage est réduite significativement à basse et haute fréquences. D'autres effets favorables imputables aux vibrations sont aussi trouvés comme l'amélioration de la surface du produit lors du tréfilage et de l'extrusion ou la réduction du risque de plissage lors de l'emboutissage. Pour expliquer le mécanisme, plusieurs études ont démontré que l'application de vibrations ultrasoniques dans le formage conduit à une réduction de contrainte du matériau, une réduction de frottement et une augmentation de température entre l'outillage et la pièce. La réduction de contrainte vient peut-être de la superposition de la contrainte constante et des contraintes alternées par vibrations qui conduit à l'absorption d'énergie par des dislocations via la résonance ou contrainte périodique, ou effet de frottement interne ... La valeur de réduction de force dépend de plusieurs paramètres du matériau et du procédé, comme par exemple la vitesse du procédé, l'amplitude, la direction de l'application des vibrations. En général, les effets de vibration sur le formage des métaux sont très compliqués à distinguer et à quantifier.

Dans le cas du forgeage où la force nécessaire est plus élevée, la méthode d'application des vibrations est aussi utilisée pour réduire la force de forgeage et améliorer des caractéristiques mécaniques de produit. Une étude biographique dans la partie suivante nous montrera l'avantage de l'utilisation des vibrations dans le forgeage.

1.3 Forgeage assisté par vibrations

Le forgeage est un procédé d'élaboration des matériaux par déformation plastique grâce au mouvement relatif de deux matrices ayant la forme du produit. Le forgeage produit généralement peu ou pas de bavure et permet d'obtenir la géométrie finale du produit dans un temps très court, habituellement en un ou quelques coups (de la presse ou du marteau). En plus, les pièces produites par forgeage présentent de meilleures propriétés mécaniques et métallurgiques que celles fabriquées par moulage ou usinage. Cependant, la force nécessaire pour le forgeage est très élevée en comparaison des autres procédés de formage et atteint plusieurs centaines de kN pour un produit métallique de petite taille. Par conséquent, la réduction de la force de forgeage facilite la réalisation du procédé et aussi améliore la durée d'utilisation des outillages. L'étude de la réduction de force par vibrations est menée aussi bien dans le domaine des hautes fréquences (de quelques kHz à ultrasoniques) et basses fréquences (de quelques Hz à quelques centaines de Hz). Les résultats dans ces deux cas sont présentés dans ce qui suit.

1.3.1 Vibrations en haute fréquence

Vibrations générées par transducteur magnéto-strictif

Izumi et al. [22, 23] ont étudié l'effet des vibrations ultrasoniques lors de la compression des différents métaux. Le schéma du dispositif est présenté sur la figure 1.15.

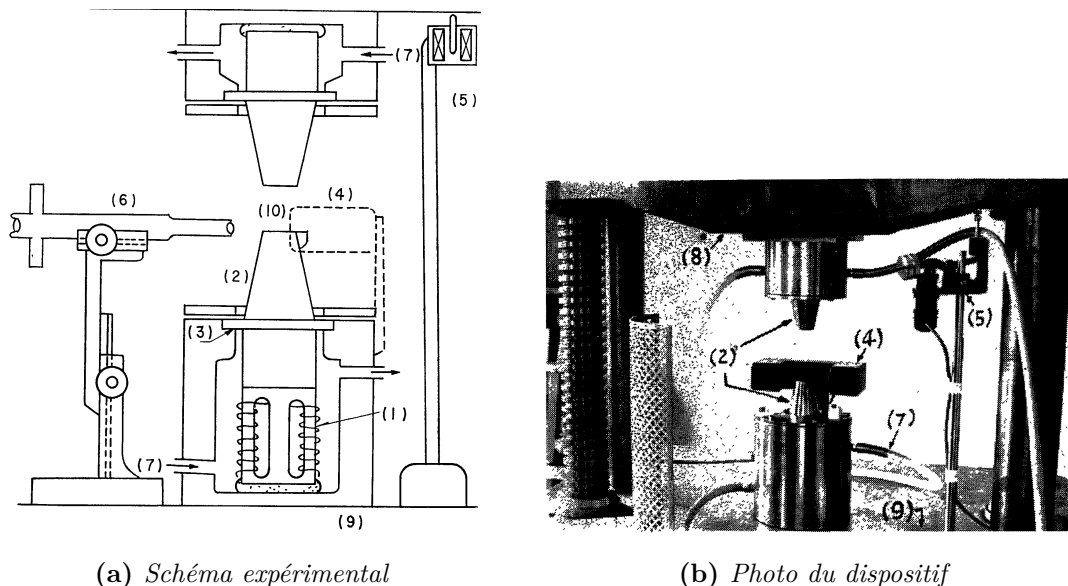


Figure 1.15: Dispositif expérimental : (1) transducteur magnéto-strictif; (2) cône d'amplification; (3) bride; (4) système de mesure d'amplitude; (5) D.T.F; (6) Microscope; (7) l'eau; (8) plateau mobile; (9) châssis; (10) échantillon [22]

Grâce à un transducteur magnéto-strictif et une paire de cônes d'amplification, on

superpose à la charge statique, générée par la machine hydraulique, des vibrations ultrasoniques de 22 kHz avec une amplitude pouvant atteindre 17 μm . La vitesse de compression est maintenue constante à 0,5 mm/min et l'amplitude a été modifiée entre 0 et 15 μm . Une réduction de charge est observée et par ailleurs, la dureté est distribuée plus uniformément dans les échantillons. La réduction est considérable mais la sensibilité à la vibration change selon les matériaux comme le montre la figure 1.16. Sauf dans le cas de l'acier doux et du laiton, la charge diminue de façon remarquable quand l'amplitude de vibrations augmente. Plusieurs paramètres du matériau, comme l'impédance acoustique, le module d'élasticité, la température de fusion, le coefficient d'écrouissage, l'énergie des dislocations, influent sur la réduction mais l'influence de chaque paramètre n'est pas encore discriminée ni quantifiée.

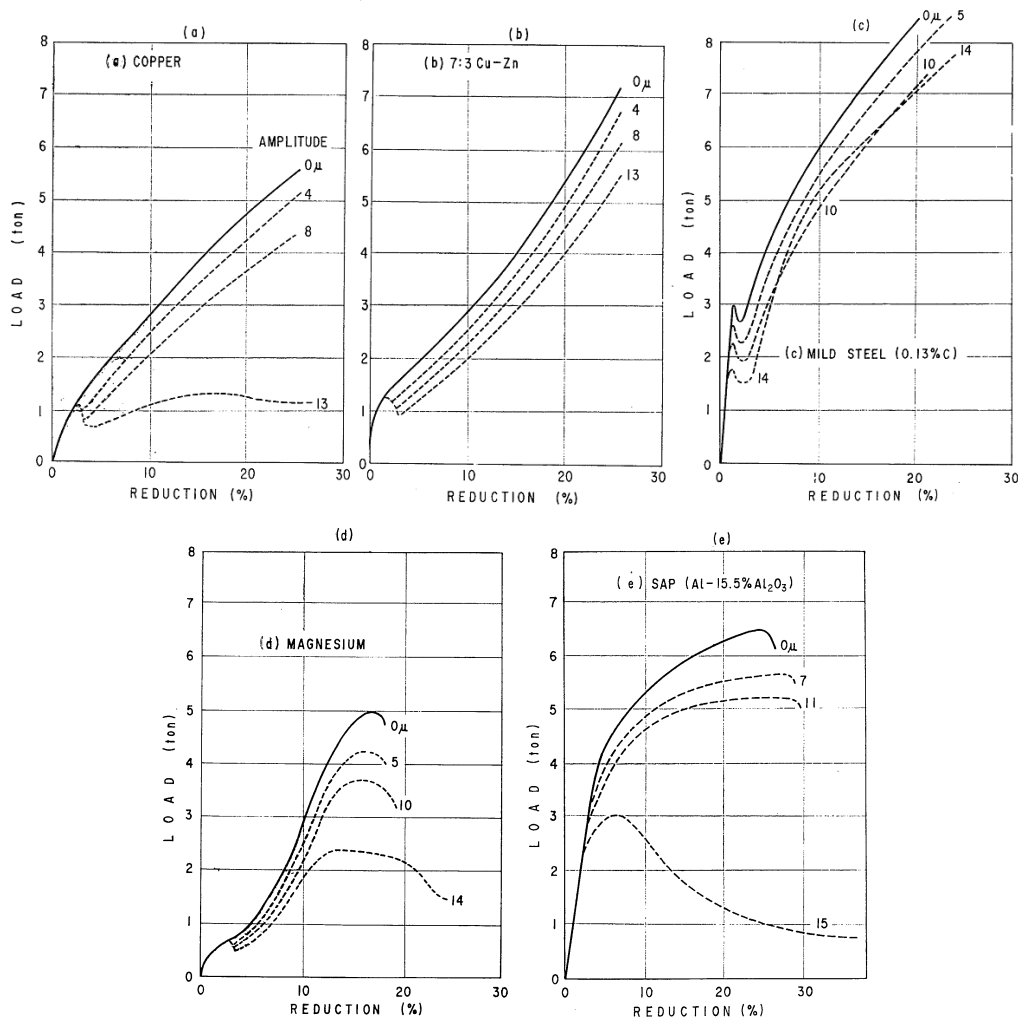


Figure 1.16: Relation entre la charge compressive et la réduction pour différents matériaux : (a) Cuivre ; (b) Laiton ; (c) Acier doux ; (d) Magnésium ; (e) SAP [23]

Nerubai [24] a aussi utilisé ce principe dans des tests de compression avec différents matériaux durs (difficile à déformer) comme certains aciers et les alliages de titane. Les vibrations appliquées sont de 22 kHz avec une amplitude de 5 à 20 μm . Une réduction de

36 % de la force, correspondent à une chute de 25 kN à 16 kN, est observée dans les tests de compression des alliages de KhN77TYuR avec l'amplitude de 5 μm . La réduction de contrainte est présentée sur la figure 1.17a. L'auteur remarque que la réduction dépend de la structure et de la composition chimique du matériau étudié. Dans cette étude, l'indicateur K_e , qui est le rapport de la limite d'élasticité dans la condition normale à celle obtenue lors de l'application de vibrations ou par effet thermique, est utilisé comme un critère pour évaluer l'efficacité de l'application des vibrations. La variation relative de limite d'élasticité de l'alliage de titane est présentée sur la figure 1.17b. Elle indique que l'influence des vibrations sur la limite d'élasticité est liée à l'amplitude de vibrations et à la température. D'après la courbe (1), l'influence de la température devient dominante sur celle des vibrations à partir de 300 °C. Et à partir de 450 - 500 °C, la limite d'élasticité est réduite seulement par l'effet thermique.

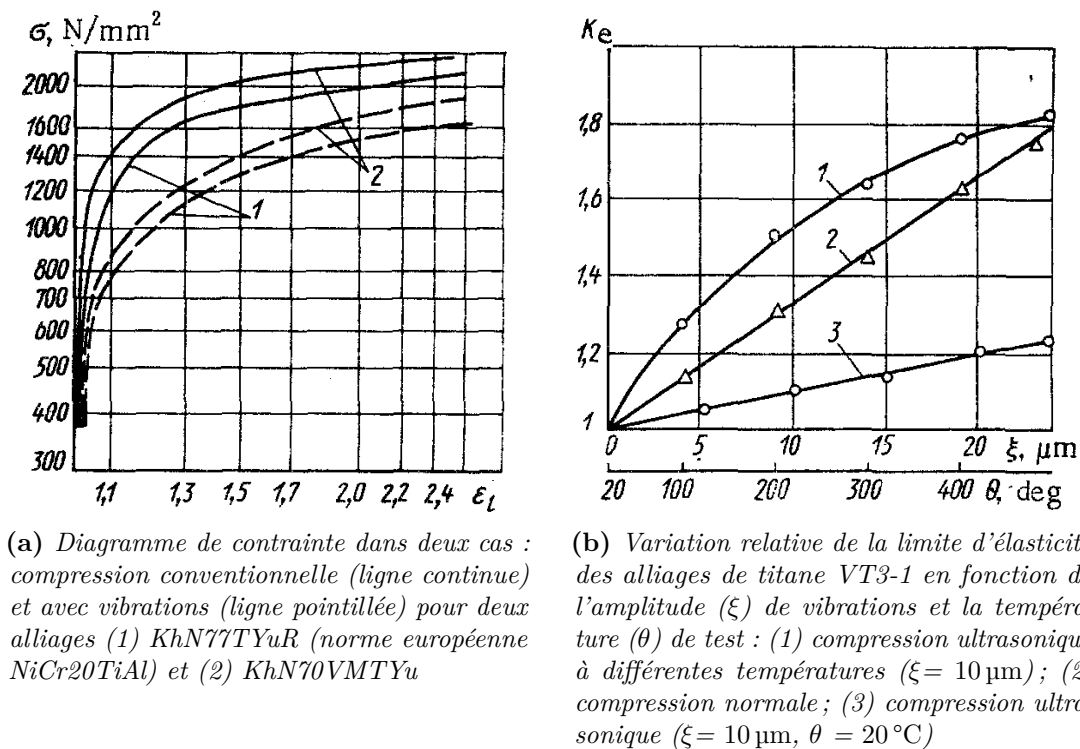


Figure 1.17: Résultats expérimentaux de la compression des métaux durs avec l'assistance de vibrations ultrasoniques [24]

Vibrations à la résonance d'un dispositif

Dans une étude récente, Huang et al. [8] ont tiré parti de la résonance d'un dispositif mécanique soumis à des vibrations ultrasoniques pour la compression de « plasticine » (utilisé comme un matériau élasto-viscoplastique général). Les dispositifs utilisés pour des essais sont présentés sur la figure 1.18a. Les vibrations ultrasoniques du générateur ultrasonique sont superposées à la pièce via un dispositif (appelé « block horn ») qui est conçu pour avoir la fréquence de résonance longitudinale à 20 kHz et générer des vibrations uniformes

avec l'amplitude de $10\text{ }\mu\text{m}$ à la surface de contact. La vitesse des vibrations appliquées est mesurée par un vibromètre tandis que la force appliquée par la machine d'essai est mesurée par un transducteur piézoélectrique. Une chute de la force appliquée est observée sur la figure 1.18c lors de l'application de vibrations ultrasoniques. La figure 1.18b démontre une réduction significative de la déformation en « tonneau » grâce à la réduction du coefficient de frottement entre l'échantillon et l'outillage. En plus, la forme de l'échantillon dans le cas avec vibrations montre un faible frottement à la surface de contact avec l'outillage vibrant. Le test par ces dispositifs avec des échantillons d'aluminium par Daud et al. [25, 26] montre aussi une réduction de la force appliquée comme dans le cas de la plasticine. En outre, un modèle par éléments finis est construit pour décrire l'effet de la superposition de vibrations ultrasoniques pour les essais de compression et de traction. Les résultats indiquent que la superposition des contraintes et des frottements de contact était insuffisante pour expliquer les effets des vibrations ultrasoniques dans les procédés de forgeage des métaux. L'auteur suggère alors une étude au niveau de la micro-structure du matériau pour comprendre le mécanisme de l'absorption d'énergie ultrasonique.

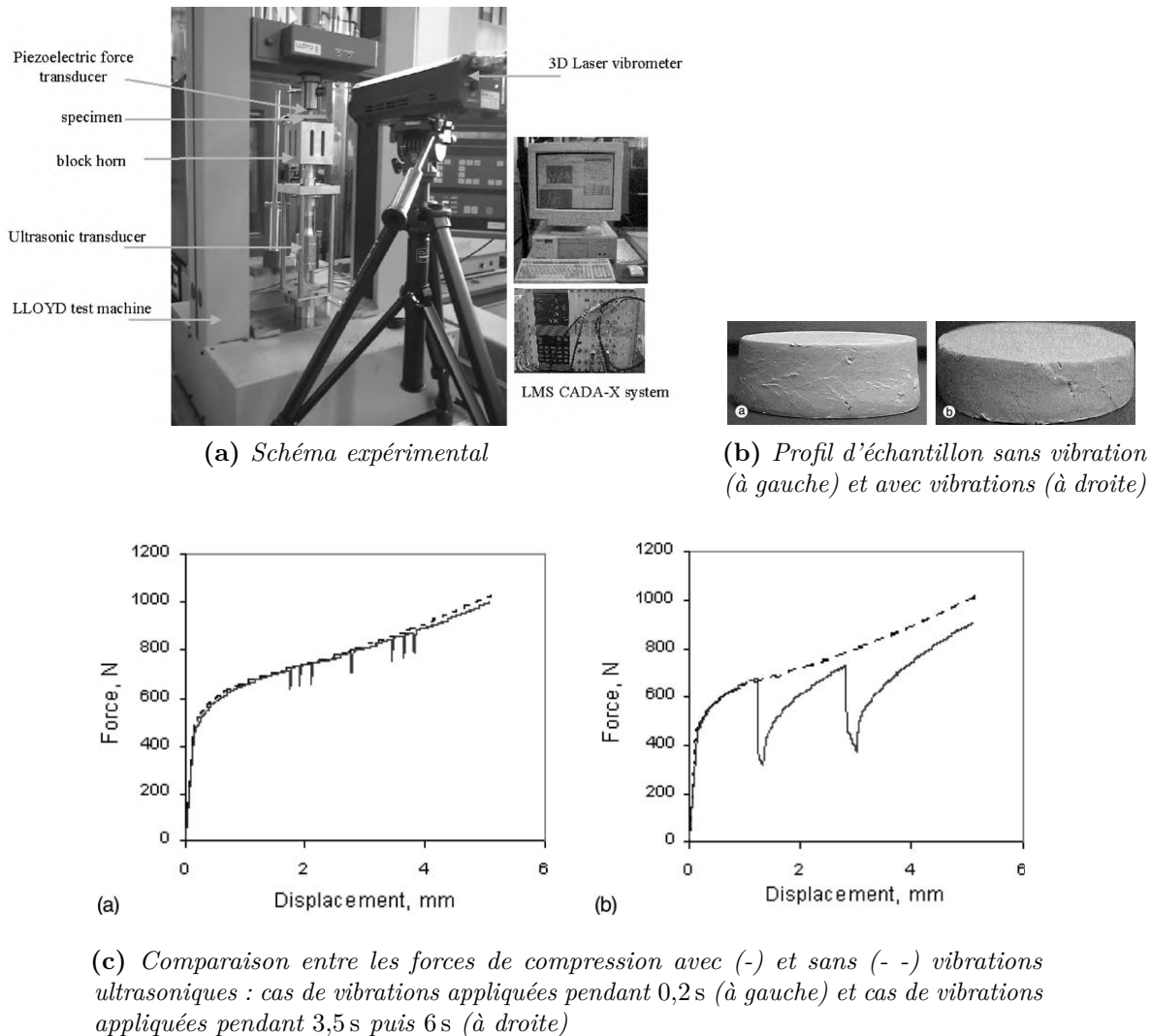
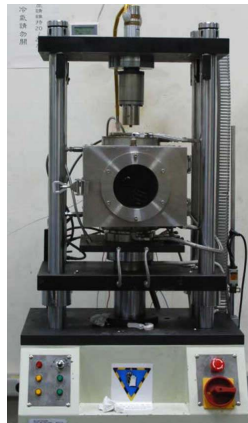


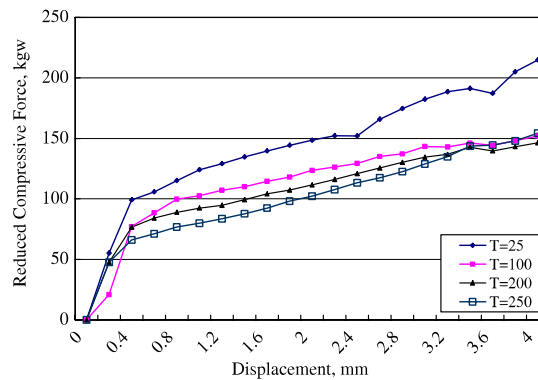
Figure 1.18: Compression avec vibrations ultrasoniques [8]

Influence de la température dans le forgeage assisté par vibrations

J.C. Hung et C. Hung [27] ont développé un système dédié, comme le montre la figure 1.19a, à l'étude de l'influence de la température et de la vitesse de déformation dans le forgeage assisté par vibrations. Un système de chauffage par radiation thermique est utilisé pour augmenter la température des échantillons (aluminium) et des outillages, qui sont placés dans une chambre sous vide (1×10^{-3} Torr) pour prévenir l'oxydation. Les vibrations sont appliquées à la fréquence de 20 kHz avec l'amplitude de 5,6 μm .



(a) Montage expérimental

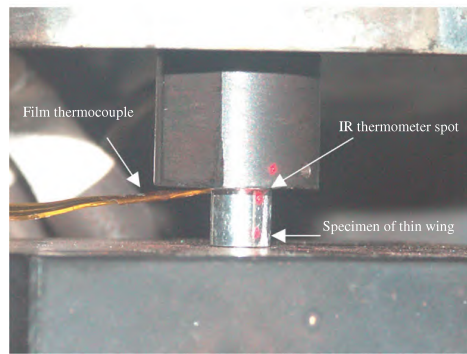


(b) Réduction de force en fonction du déplacement à différentes températures

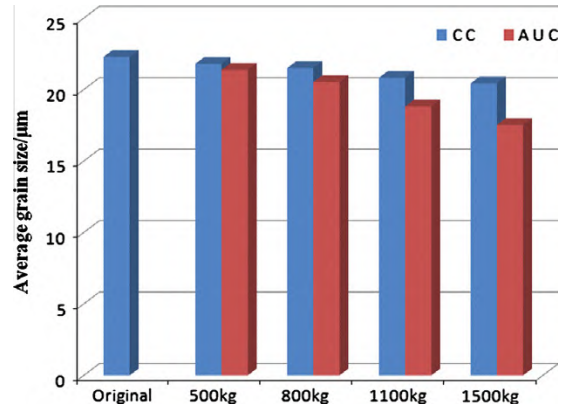
Figure 1.19: Schéma de « Hot upsetting » et résultat sur la réduction de la force [27]

Le résultat montre que la réduction de force par la vibration ultrasonique diminue à mesure que la température augmente. Le comportement de fluage du matériau à haute température devient peut-être dominant par rapport à l'effet de vibrations. Les résultats expérimentaux indiquent que la vitesse de déformation n'influence pas considérablement la contrainte d'écoulement du matériau.

Par une extrapolation des résultats, il est constaté dans [28] que la contrainte du matériau est réduite même dans le cas où le frottement externe est négligeable. L'effet du frottement entre la pièce et l'outillage ne peut donc pas être compté comme une cause de la réduction de la force. Une mesure de température des échantillons d'aluminium dans le procédé est réalisée par un film de thermocouple et un thermomètre infrarouge comme le montre la figure 1.20a. Les mesures de température ont montré que l'échantillon peut absorber l'énergie de vibration ultrasonique par une conversion d'énergie thermo-élastique, ce qui pourrait conduire à une réduction de la force de forgeage. En outre, les résultats des analyses métallographiques montrent sur la figure 1.20b que les grains sur les surfaces ont été affinés avec l'application de vibrations. Cette étude conclut que l'échantillon a absorbé l'énergie du mouvement de dislocation pour réduire la force de forgeage. Le test de micro-dureté a aussi prouvé que la résistance de la surface était améliorée par l'affinage des grains.



(a) Schéma expérimental de mesure de température



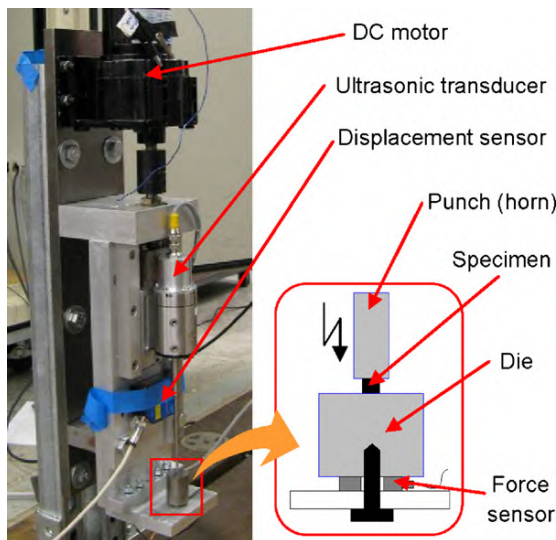
(b) Changement de taille des grains dans le cas avec vibrations (AUC) et sans vibrations (CC)

Figure 1.20: Influence de la température sur la microstructure [28]

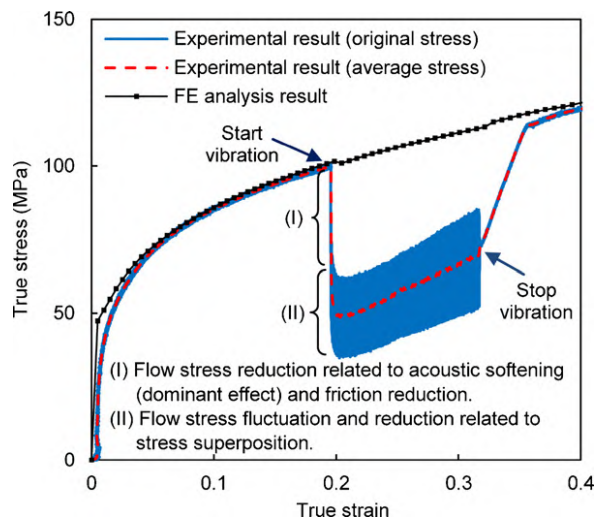
Micro-forgeage

L'utilisation des vibrations de faible amplitude est aussi une méthode favorable à la réduction de la force de forgeage à l'échelle du micro/meso - forgeage [29-31]

Yao et al. [29] ont analysé l'effet des vibrations à haute fréquence (9,3 kHz) avec l'amplitude de 2,8 μm sur le micro-forgeage. Le forgeage d'un échantillon d'aluminium de diamètre 2,032 mm est effectué par le mouvement d'une matrice conduite par un moteur à courant continu et la superposition de vibrations générées par un transducteur magnétostrictif.



(a) Dispositif expérimental



(b) Courbe contrainte - déformation

Figure 1.21: Micro-forgeage assisté par vibrations [29]

La figure 1.21b montre les résultats expérimentaux obtenus par l'évolution de la force de forgeage en fonction des déformations. L'auteur fait apparaître 2 causes de réduction de

la force moyenne : l'effet d'adoucissement dû aux ondes acoustiques (« acoustic softening ») et l'effet dû à la superposition de contraintes. Sur la figure 1.21b, le résultat du calcul par éléments finis montre aussi une réduction de la force, toutefois très sous estimée car ce calcul ne tient compte que de la réduction du coefficient de frottement, ici estimée de 0,14 à 0,07. L'article montre également que la rugosité de la surface a été réduite de $1,5\text{ }\mu\text{m}$ à $0,9\text{ }\mu\text{m}$ par vibration et la forme finale obtenue présente une réduction de la forme en « tonneau » de l'échantillon. L'« acoustic softening » a été attribué à divers facteurs, dont les effets thermiques et l'effet dynamique de contrainte par vibrations. Les métaux peuvent absorber l'énergie acoustique par la conversion de l'énergie thermo-élastique, le mouvement des dislocations et la transformation de l'énergie par diffusion inélastique [29, 30].

Une autre étude de Bai et al [31] consiste à améliorer la surface d'une feuille métallique d'épaisseur $100\text{ }\mu\text{m}$. Dans le schéma présenté sur la figure 1.22a, un actionneur piézoélectrique est utilisé pour générer des vibrations de 1 kHz avec l'amplitude de $5,43\text{ }\mu\text{m}$. La charge statique est appliquée par le mouvement d'un positionneur 3-axes.

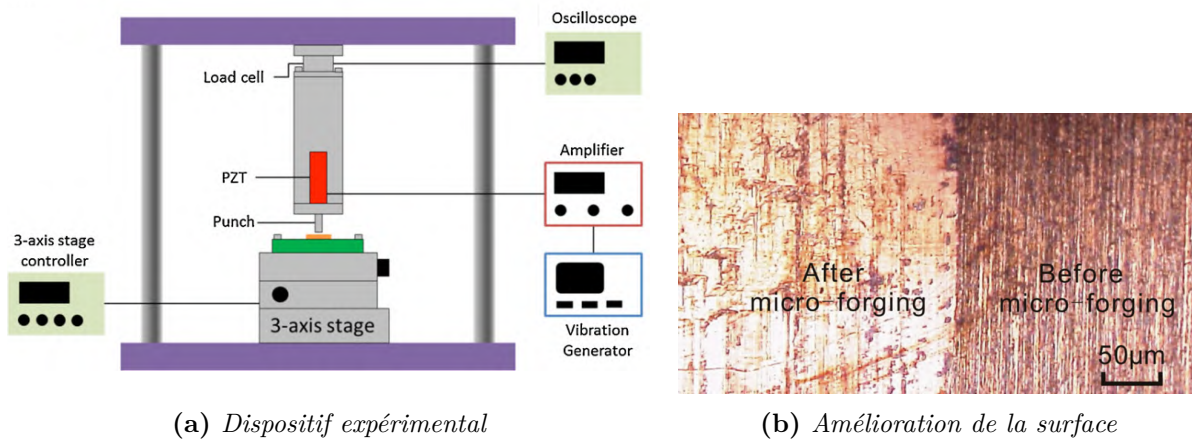


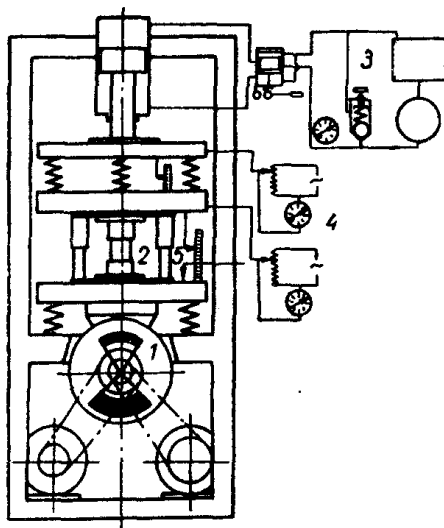
Figure 1.22: Micro-forgage assisté par vibrations pour améliorer la surface [31]

D'après les résultats obtenus, l'auteur constate que la déformation de la feuille de métal a lieu principalement dans la phase initiale de micro-forgage (environ 20 ms). La quantité de déformation plastique par cycle de vibration diminue avec le temps. La micro-dureté augmente deux fois de $1,5\text{ GPa}$ à 3 GPa dans les vingt cycles initiaux de vibrations et reste constante ensuite. Au contraire, la rugosité de surface est réduite deux fois de 97 nm à 50 nm , ce qui prouve une efficacité de la finition de surface par vibrations. Une comparaison des topographies de surface avant et après le micro-forgage est montrée figure 1.22b. Il est facile de remarquer que la surface est plus lisse après micro-forgage, mais quelques défauts demeurent même après le procédé.

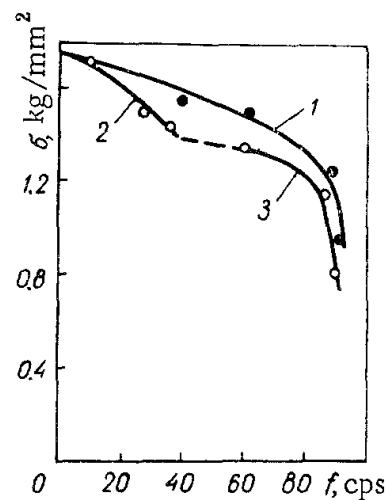
1.3.2 Vibrations en basse fréquence

Vibrations générées par moteur électrique

Une étude de l'application des vibrations pour assister le forgeage a été réalisée par Polyakov et Mikhailov [32] en 1966. Les auteurs ont utilisé une presse (2) assistée par vibrations, présentée figure 1.23a. La force générée par le vérin hydraulique (3) est appliquée sur le lopin par l'intermédiaire de ressorts rigides connectés au piston et à la matrice supérieure. La matrice inférieure est soutenue par le même type de ressort et mise en vibrations. Les vibrations sont amorties par des ressorts pour éviter le transfert des vibrations à la base. Les déplacements et la pression des matrices sont mesurés par des jauges de contraintes (4). L'accélération et la fréquence sont mesurées par des capteurs piézoélectriques (5). Deux moteurs (1) sont utilisés pour générer les vibrations et dont la fréquence est modifiée par un changement de vitesse. Un moteur peut faire varier la fréquence de l'arbre de 5 à 40 Hz avec une amplitude de 0,6 mm et l'autre moteur agit sur la fréquence de 15 à 100 Hz avec une amplitude de 0,15 mm.



(a) Dispositif expérimental



(b) Résistance de déformation en fonction de la fréquence :
(1) Amplitude de 0,15 mm , (2) Amplitude de 0,6 mm , (3)
Amplitude de 0,15 mm sauf 40 Hz à 0,6 mm

Figure 1.23: de la force de forgeage par pulsation de charge [32]

Le test est fait avec du plomb et les résultats montrent une réduction favorable de la résistance à la déformation (figure 1.23b). Les résultats montrent une dépendance de la résistance de déformation à la fréquence et à l'amplitude : lorsque la fréquence et l'amplitude augmentent, la résistance est réduite. La pièce est déformée de façon plus uniforme et présente moins de formation en « tonneau », causée par le frottement avec les deux matrices.

Simulation par méthode d'élément finis de l'écrasement

Une étude par la méthode des élément finis a été réalisée par Huang et al [33] pour simuler l'écrasement d'un échantillon cylindrique de plasticine sous différentes charges et conditions aux limites. La déformation du matériau est représentée par un modèle de comportement uni-axial viscoplastique Herschel- Bulkley tandis que le frottement de l'interface est décrit par le modèle de Coulomb dans le cas sans glissement. Le résultat sur la figure 1.24a nous montre une comparaison entre le résultat de la simulation et de l'expérience dans le cas de l'écrasement d'un lopin cylindrique de plasticine. Le phénomène de formation en tonneau est clairement mis en évidence par la simulation et un même diamètre de lopin après écrasement apparaît dans le cas expérimental.

Différentes vibrations avec l'amplitude de $5\text{ }\mu\text{m}$ à $40\text{ }\mu\text{m}$ et les fréquences de 5 Hz à 100 Hz sont appliquées au modèle d'élément finis. Les résultats obtenus montrent que la contrainte moyenne nécessaire dans le cas avec superposition des vibrations diminue considérablement par rapport à celui avec une déformation purement statique. Et la réduction de la force moyenne de forgeage dépend de l'amplitude des vibrations, alors qu'une dépendance faible en fonction de la fréquence est observée. Le résultat sur la figure 1.24b a démontré que la simulation par éléments finis peut prédire avec précision les effets de vibrations superposées au forgeage de matériau élasto-viscoplastique.

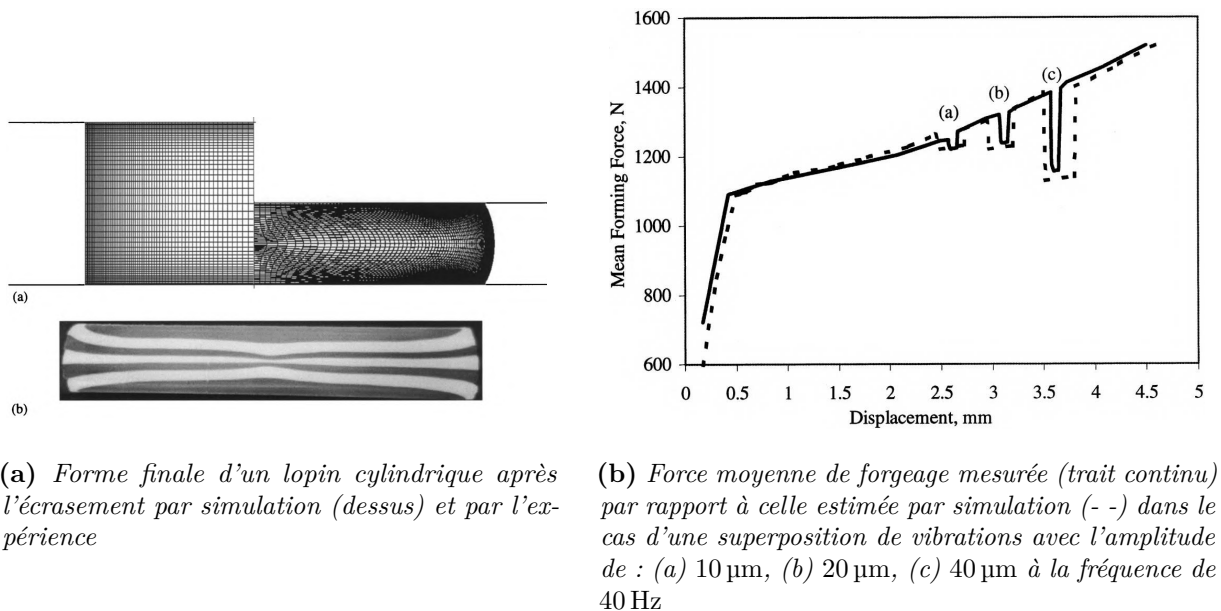
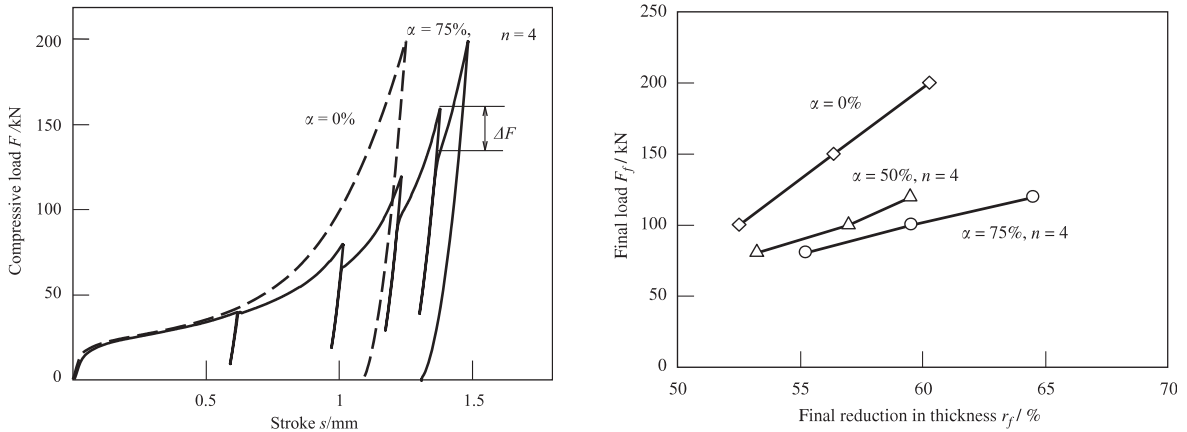


Figure 1.24: Comparaison des résultats de simulation et d'expérience [33]

Application d'une charge variable par une presse servo

Récemment, Maeno et al. [34] ont étudié l'influence d'une charge variable en basse fréquence dans le procédé de compression de plaques circulaires en aluminium de 10 mm lubrifiées par huile. La vitesse de compression est $0,02\text{ mm/s}$. La force mesurée en fonction

du déplacement est présentée figure 1.25a, avec α est le pourcentage de variation de la force dans un cycle. La figure 1.25b montre une réduction significative de la force, jusqu'à 50 % d'après 4 variations de force pour une même réduction d'épaisseur de la plaque à compresser. Une amélioration de planéité est observée sur la surface de la plaque. Une simulation par élément finis est réalisée pour analyser le mécanisme de la réduction : grâce à la relaxation de force, il y a un détachement partiel des deux surfaces de contact. Le lubrifiant est alors automatiquement introduit dans cet espace et la force est réduite par la ré-lubrification, qui conduit à la réduction de frottement.



(a) Force de compression F en fonction du déplacement s dans les cas avec et sans variation de charge

(b) Relation entre la force finale et la réduction finale d'épaisseur

Figure 1.25: Compression par variation de force avec une machine d'essai universelle [34]

Pour adapter l'expérience au forgeage, l'approche est reprise avec une presse servo qui donne une grande vitesse et une grande précision de position. Avec cette presse servo, la vitesse moyenne de forgeage atteint 80 mm/s et la force 1500 kN. Le déplacement de l'outil est présenté figure 1.26a pour les deux cas avec et sans vibrations. On remarque que les 2 trajectoires sont très différentes. Les forces dans les deux cas sont présentées sur la figure 1.26b. Les deux valeurs de forces sont proches jusqu'au déplacement de 1,2 mm puis la force sans vibrations augmente fortement. Ceci montre un résultat très favorable pour appliquer les vibrations dans le procédé de forgeage.

Vibrations générées par actionneur piézoélectrique

Dans le cadre d'une collaboration entre le Laboratoire de Conception, Fabrication et Commande (LCFC) et le Laboratoire de Physique et Mécanique des Matériaux (LPMM), une étude sur l'application des vibrations dans le procédé de forgeage est réalisée grâce à l'utilisation d'un actionneur piézoélectrique. Le dispositif expérimental est présenté sur la figure 1.27a. Ly et al. [9, 35, 36] ont développé un modèle par la méthode des éléments finis de l'actionneur piézoélectrique selon la direction longitudinale. Le modèle est donc couplé à un modèle analytique simplifié du procédé de forgeage afin de simuler l'ensemble

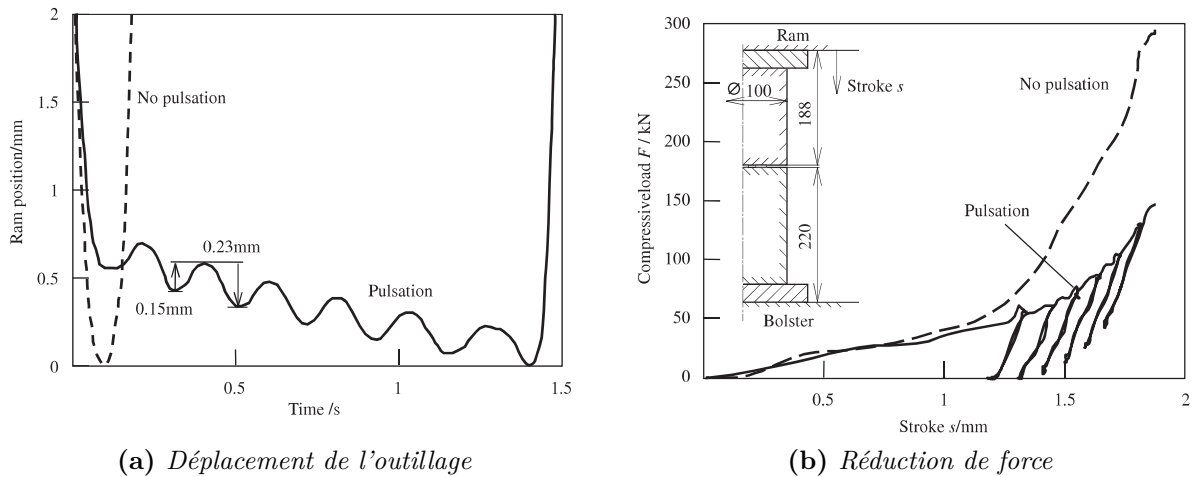
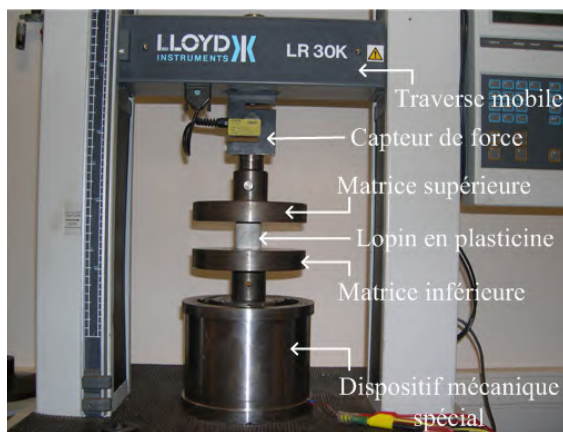
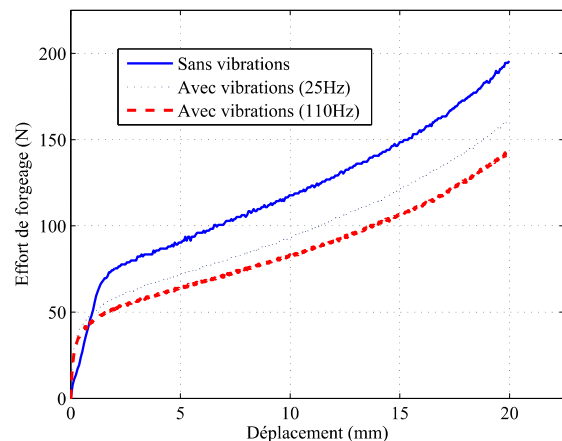


Figure 1.26: Compression par variation de force avec une presse servo[34]

actionneur-procédé. Une comparaison des résultats expérimentaux dans le cas avec et sans vibrations sur la figure 1.27b nous présente une diminution de l'effort moyen nécessaire en appliquant des vibrations sur des petits échantillons de plastiline (environ 25 %) [36] avec l'assistance des vibrations en basse fréquence (25 Hz et 110 Hz).



(a) Montage expérimental



(b) Réduction de force

Figure 1.27: Forgeage en utilisation d'un actionneur piézoélectrique [36]

En raison de leur rigidité, et compte tenu des amplitudes et des fréquences, les actionneurs piézoélectriques sont particulièrement bien adaptés à la génération des vibrations nécessaires pour l'assistance au forgeage mais leurs efforts restent limités.

En conclusion, les résultats des applications de vibrations en basse fréquence dans le forgeage nous montrent l'efficacité de cette plage de fréquence pour la réduction de la force de forgeage. Les effets de surface comme la réduction de frottement, l'amélioration de la surface du produit sont aussi obtenus dans cette plage de fréquence.

1.4 Problématique et méthodologie de la thèse

Ce travail de thèse est une prolongation des recherches entreprises par Ly et al [9] pour l'étude de l'application des vibrations afin d'assister le forgeage dans le cadre d'une collaboration entre le Laboratoire d'Électrotechnique et d'Électronique de Puissance de Lille (L2EP) et le Laboratoire de Conception, Fabrication et Commande (LCFC). Avec le dispositif initialement intégrant un seul actionneur piézoélectrique, la force générée reste limitée, particulièrement dans le cas du forgeage d'un échantillon de métaux. Pour obtenir une plus grande force totale, une solution est d'augmenter le nombre d'actionneurs piézoélectriques du système. De plus, l'utilisation de plusieurs actionneurs nous donne une possibilité de générer des vibrations avec diverses formes d'ondes plutôt qu'une vibration selon la direction de forgeage. Jusqu'à présent, toutes les recherches expérimentales de l'application des vibrations pour assister le procédé de forgeage se sont concentrées sur l'effet de vibration uni-axiale; l'application de vibrations dans d'autres directions n'a jamais été étudiée.

Une étude récente par la méthode des éléments finis, effectuée par Khan [10], a analysé l'application d'une onde progressive dans l'écrasement d'un lopin cylindrique comme le montre la figure 1.28a. Deux rotations respectivement autour de l'axe Ox et de l'axe Oy sont imposées à la matrice inférieure en contact avec le lopin. La simulation par le logiciel FORGE® a montré une réduction significative de l'effort lorsqu'une onde progressive est générée à la surface du lopin en contact avec la matrice inférieure. De plus, par rapport au cas où la vibration est unidirectionnelle, la variation de force est beaucoup régulière [10, 37].

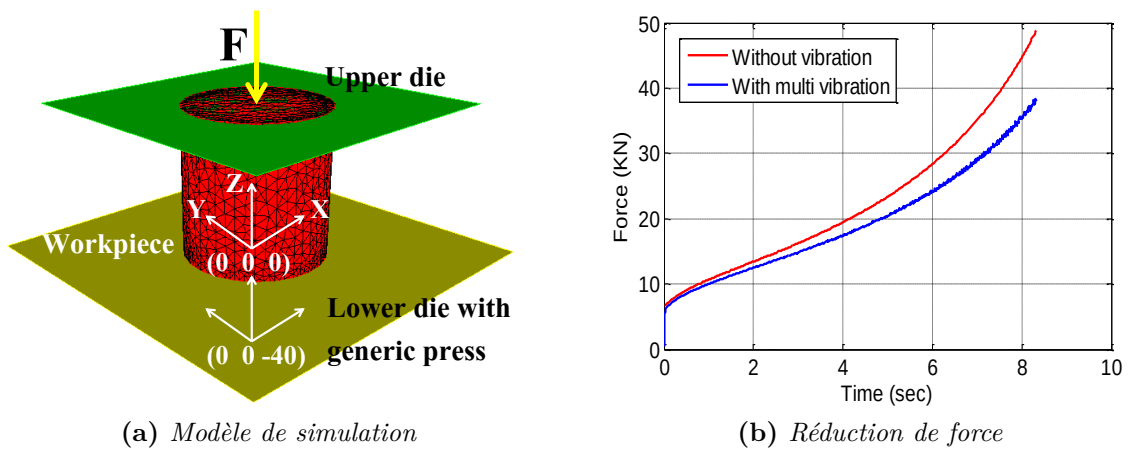


Figure 1.28: Résultat de simulation numérique pour l'application d'une onde progressive [10]

Le gain de réduction de la force du forgeage dans cette étude est présenté sur la figure 1.29. Une réduction jusqu'à 21 % (une valeur moyenne environ 14 %) a été obtenue à la fin du déplacement par rapport à la réduction d'environ 3 % par vibrations uni-axiales

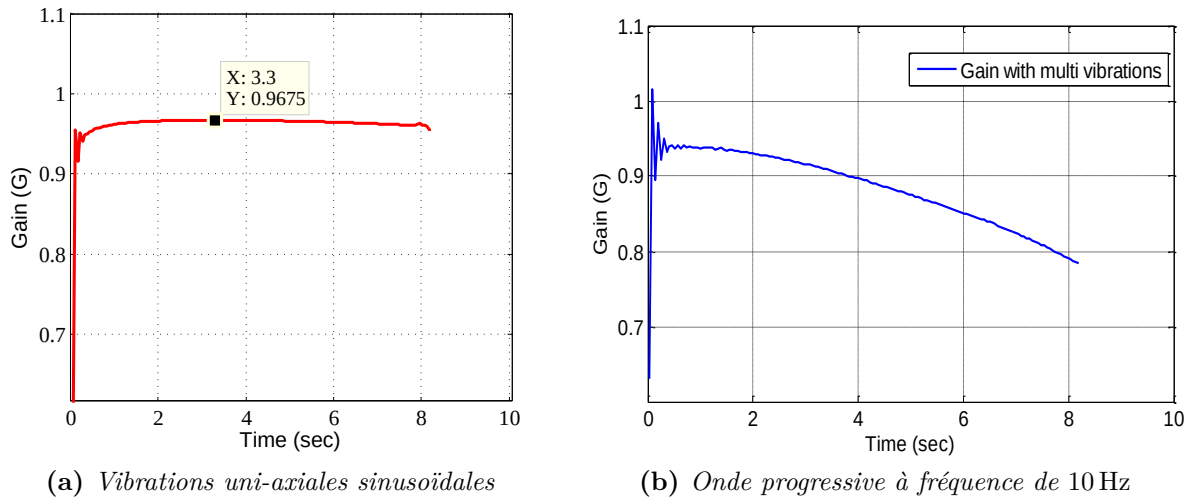


Figure 1.29: Gain en réduction de la charge du forgeage avec l'assistance des vibrations [10]

sinusoïdales avec un seul actionneur pour un lopin d'aluminium (figure 1.29a). Le gain initial sur la force est faible, mais il augmente en fonction du temps. Cette étude montre l'avantage de l'utilisation des ondes progressives dans le procédé de forgeage. Ces résultats démontrent l'intérêt de l'application de vibrations plus complexes telles l'onde progressive pour assister le forgeage. D'ailleurs, une combinaison des deux types de vibrations, onde progressive et vibration uni-axiale, pourrait être une solution favorable pour augmenter l'efficacité de la méthode d'assistance par vibrations.

Cependant, la forme d'onde des vibrations uni-axiales selon la direction de forgeage peut également différer de la forme sinusoïdale. L'intérêt d'utiliser d'autres formes d'onde de vibrations, en carré, en triangulaire, a été présenté dans l'étude de Khan [10] par l'étude analytique d'un lopin cylindrique sous l'application de vibrations. Le résultat de calcul est cohérent avec celui de la simulation avec FORGE® et avec les résultats expérimentaux dans le cas d'un échantillon de plasticine. Mais dans le cas des échantillon d'aluminium ou de cuivre, une erreur apparaît. Elle vient de l'utilisation d'un comportement viscoplastique pour le modèle du lopin qui ne donne pas un comportement correct des métaux à froid. Une étude du système mono-actionneur avec un modèle différent de comportement des métaux est nécessaire pour mieux comprendre l'influence des paramètres de vibrations et donner le cahier des charges pour une vibration selon la direction de forgeage. La modélisation globale du système mono-actionneur par une approche systématique sera effectuée dans le deuxième chapitre de la thèse.

Pour réaliser en pratique le mouvement en onde progressive couplé avec une vibration verticale, il faut ensuite concevoir un système multi-actionneurs piézoélectriques qui permet de réaliser ces mouvements sur la matrice inférieure. La conception de ce système multi-actionneur est un verrou technique de la thèse parce que les caractéristiques mécaniques du système (cinématique, déformation élastique ...) sont très influentes sur les vibrations

obtenues à l'interface de contact avec le lopin de forgeage. Le comportement du système mécanique influence le comportement du système complet et doit être pris en compte en vue de la commande. Les différents étapes de conception seront présentées en détail dans le troisième chapitre de la thèse.

Ensuite, pour obtenir les formes désirées de vibrations, la commande du système complet doit être réalisée. Une première étape de modélisation du système mécatronique couplé comprenant l'électronique d'alimentation, les actionneurs piézoélectriques et le système mécanique sera développée, et aboutira à la Représentation Énergétique Macroscopique du système. Enfin, par inversion de cette représentation, une structure de commande sera obtenue. Ces deux parties seront abordées dans les deux derniers chapitres de la thèse.

Étude d'un système mono-actionneur piézoélectrique

Dans le chapitre précédent, différentes études d'application de vibrations aux procédés de forgeage et de formage montrent que les effets sont influencés par plusieurs paramètres tels que la fréquence, l'amplitude, ou le type de matériau . . . Les résultats analytiques et de simulation du forgeage assisté par vibrations obtenus dans la thèse de Khan [10] montrent que la forme d'onde triangulaire en basse fréquence est plus efficace pour réduire l'effort de forgeage que la forme d'onde sinusoïdale. Dans ce travail, l'hypothèse est que le matériau est bien représenté par un modèle de Norton-Hoff [38]. Une bonne approximation de la réduction a été trouvée par ce modèle viscoplastique du matériau dans le cas du forgeage d'un lopin de plasticine, mais il n'est plus valable dans le cas du forgeage d'un lopin de cuivre à cause de l'élasticité du matériau. En effet, les résultats expérimentaux pour le forgeage d'échantillons de cuivre ne montrent aucune influence de la forme d'onde triangulaire sur la réduction de force.

Dans ce chapitre, un modèle du procédé de forgeage avec l'assistance d'un actionneur piézoélectrique sera présenté. Son objectif est d'étudier et prédire l'influence de différentes formes d'onde de vibrations basse fréquence durant le forgeage d'un lopin cylindrique métallique.

Dans la première partie de ce chapitre, les éléments du dispositif expérimental utilisés pour générer des vibrations sont présentés. Ensuite, le modèle du système est complété en incluant le lopin. Afin de corriger les défauts constatés par l'utilisation d'un modèle de Norton-Hoff, l'effet de l'élasticité sera pris en compte. Dans ce but, un modèle de Bingham sera adopté, car il représente le modèle le plus simple permettant de prendre en compte la transition élastoplastique.

La modélisation complète du procédé nécessite la prise en compte de l'alimentation électrique, de l'actionneur piézoélectrique, de la structure mécanique et enfin du comporte-

ment élasto-viscoplastique du lopin. Ainsi, la modélisation est élaborée par l'utilisation de la Représentation Énergétique Macroscopique (REM), qui peut prendre en compte les aspects multiphysiques. De plus, étant générale, la REM sera utilisée pour la modélisation et la commande d'un système multi-actionneurs dans les chapitres suivants.

Enfin, les résultats expérimentaux seront comparés avec ceux de simulations pour valider le modèle obtenu par la REM et l'influence des différents paramètres du procédé sera également analysée.

2.1 Système mono-actionneur piézoélectrique

La superposition de vibrations est obtenue par l'utilisation d'un pot vibrant piézo-électrique chargé d'imposer un mouvement alternatif de forme quelconque (sinusoïdale, trapézoïdale, etc) à une matrice (matrice inférieure) en contact avec le lopin. Simultanément, la seconde matrice (matrice supérieure) est animée d'un mouvement d'avance constant (voir le schéma de la figure 2.1).

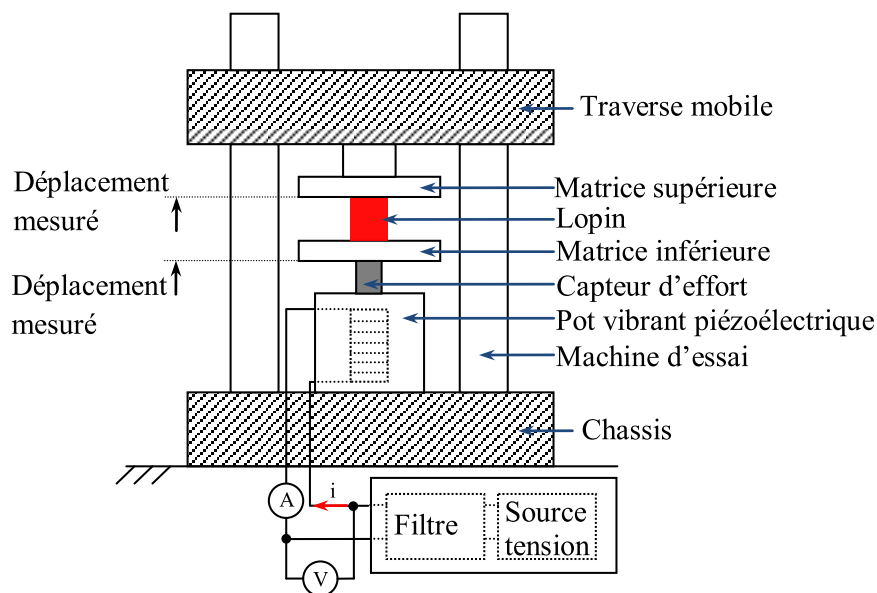


Figure 2.1: Schéma expérimental du dispositif mono-actionneur

La spécificité du pot vibrant est de pouvoir générer des efforts importants. Par ailleurs, les formes d'ondes nécessaires présentent des amplitudes crête à crête n'excédant pas quelques dizaines de micromètres, et les fréquences utilisées sont de l'ordre de quelques dizaines de Hertz, ainsi l'utilisation d'actionneurs piézoélectriques multicouches a été adoptée [9]. Afin d'obtenir une forme d'onde réglable, une alimentation particulière a été développée.

Par ailleurs, étant donné que les deux matrices d'acier sont supposées rigides, un lopin cylindrique écrasé entre elles est soumis à une déformation imposée par leur déplacement

relatif. La vitesse de déformation du lopin est donc la superposition de la vitesse constante de la matrice supérieure et de la vitesse de vibration de la matrice inférieure.

Pour l'étude expérimentale, la distance entre les matrices supérieure et inférieure est calculée à partir de la mesure, par deux capteurs, de leur déplacement par rapport au bâti. Les capteurs de déplacement sont des codeurs incrémentaux linéaires comme le montre la figure 2.2. La règle optique est solidaire d'un palpeur en contact avec la surface de la matrice. Lors d'un déplacement, la règle se déplace devant un capteur optique qui détecte les rainures présentes sur cette dernière. Les fronts sont comptabilisés par une carte dédiée.

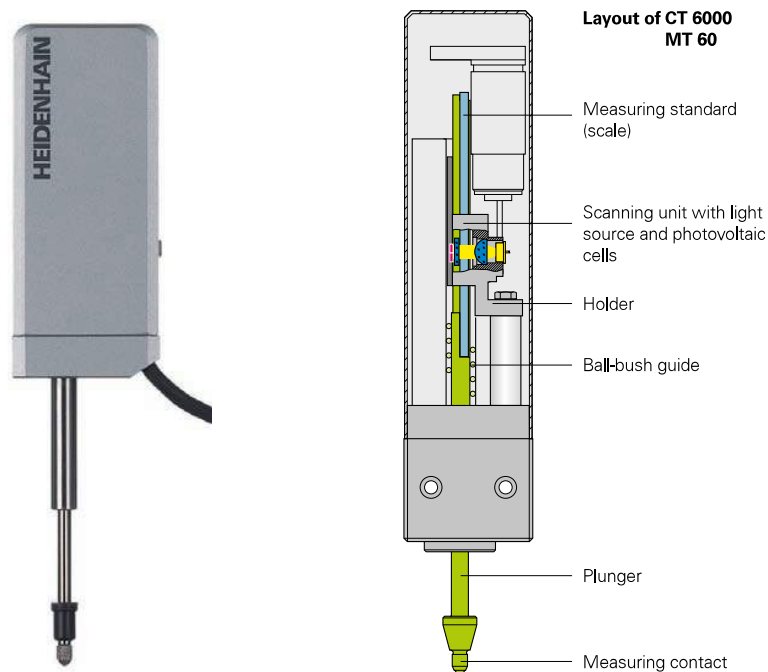


Figure 2.2: Capteur de déplacement Heidenhain [39]

La force générée par l'actionneur est mesurée par un capteur de force placé entre la matrice inférieure et le pot vibrant. Du point de vue électrique, le courant absorbé par l'actionneur et la tension qui lui est appliquée sont mesurés. Les signaux mesurés (tension, courant et force) sont filtrés par une filtre passe-bas de type Butterworth du 4^{ème} ordre (fréquence de coupure 1 kHz) avant l'échantillonnage par une carte d'acquisition à 2 kHz. Ces mesures sont synchronisées avec celles de la carte de mesure de déplacements. La liste du matériel est présentée dans le tableau 2.1.

Tableau 2.1: Matériel expérimental

Capteur de déplacement	Heidenhain MT2581 (résolution de 0,5 μm)
Carte de comptage	Heidenhain IK220
Capteur d'effort	Kistler 9351B
Amplificateur de charge	Kistler 5015A
Capteur de courant	LEM PR30
Capteur de tension	LEM LV25
Actionneur piézoélectrique	Piezomechanik Pst1000/16/60 ou Piezomechanik Pst1000/35/40
Carte d'acquisition	NI 6124

2.1.1 Partie mécanique

Le dispositif mécanique est présenté en détail sur la figure 2.3. Ce dispositif a été développé au laboratoire LCFC [9] pour le forgeage assisté par vibrations.

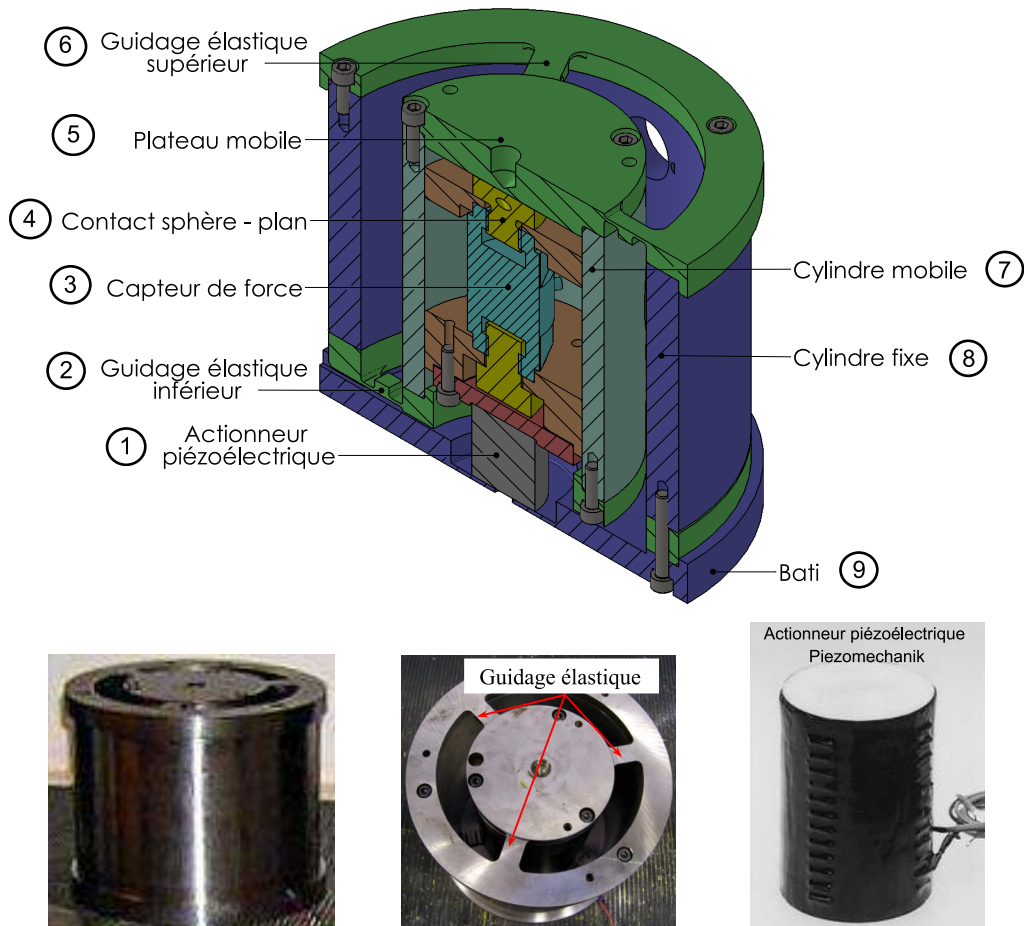


Figure 2.3: Dispositif mécanique intégrant un actionneur piézoélectrique

Un actionneur piézoélectrique (AP) multi-couche (1) est utilisé comme pot vibrant dans ce dispositif pour générer des vibrations dont les amplitudes peuvent atteindre 20 μm et une force jusqu'à 20 kN. Ce type d'actionneur ne peut être soumis qu'à une force de

compression selon son axe, il est donc nécessaire de s'assurer que la force appliquée par le reste du dispositif respecte cette condition. Ceci est réalisé par l'utilisation d'un contact sphère-plan (4) qui transmet les vibrations de l'AP au plateau mobile (5). Un capteur de force (3) est fixé au contact sphère - plan pour mesurer la force générée par l'AP. Le plateau mobile est guidé en translation par l'intermédiaire des guidages élastiques supérieur (6) et inférieur (2) reliés au cylindre fixe extérieur (8) et séparés par le cylindre mobile (7). Ces guidages permettent uniquement un mouvement vertical le long de l'axe du cylindre fixe extérieur. De plus, les jeux mécaniques et les frottements de mouvement sont évités.

2.1.2 Partie électrique

La particularité de ces actionneurs est qu'ils doivent être alimentés par une tension comprise -200 V et $+1000\text{ V}$. De plus, l'application nécessite des déplacements de formes complexes ce qui suppose d'être en mesure d'imposer des formes d'ondes de tension arbitraires.

Un système d'alimentation a été conçu pour générer des formes d'ondes sous haute tension à partir d'une alimentation en tension continue standard. Le schéma du circuit d'alimentation pour l'AP est présenté sur la figure 2.4. Il consiste en deux étages utilisant un onduleur triphasé *Semikron* standard [40]. Deux bras de l'onduleur sont utilisés indépendamment pour assurer la fonction élévateur d'une part et onduleur d'autre part.

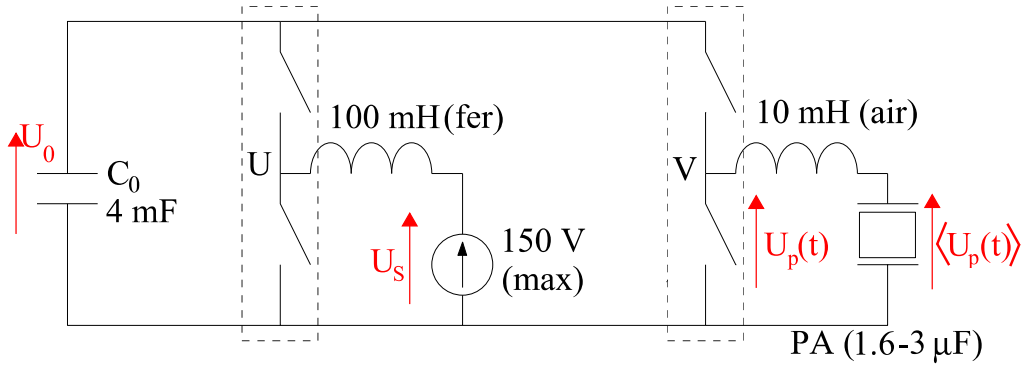


Figure 2.4: Schéma du système d'alimentation

La tension continue connectée au nœud U (tension maximale de 150 V) est augmentée en utilisant le principe d'un convertisseur continu/continu élévateur. En contrôlant le rapport cyclique α_1 , le rapport de la tension aux bornes de la capacité C_0 et de la tension d'alimentation continue U_S est donné par l'expression $\frac{U_0}{U_S} = \frac{1}{\alpha_1}$. Par exemple, avec un rapport cyclique de 0,17, la tension du condensateur de l'onduleur est théoriquement égale à 900 V . En pratique, la tension atteinte est de 870 V en raison des chutes de tension diverses dans les interrupteurs.

Le second étage consiste en un convertisseur continu/continu abaisseur avec un rapport cyclique variable $\alpha_2(t)$ en vue de réaliser la forme d'onde désirée (branche reliée au nœud V) selon la relation $\langle U_p \rangle(t) = \alpha_2(t)U_0$, où $\langle U_p \rangle(t)$ représente la composante basse fréquence de la tension $U_p(t)$ obtenue après filtrage. Dans ce but, une bobine à air de 10 mH supportant jusqu'à 1000 V est mise en série avec l'AP. Cette inductance et la capacité constituent un filtre passe bas de fréquence de coupure de l'ordre de 1 kHz. La fréquence de découpage des interrupteurs est de 30 kHz, soit 30 fois plus importante que la fréquence de coupure. Ceci permet de fournir un courant d'entrée et une dynamique suffisante pour alimenter l'actionneur [41] afin de réaliser les vibrations. Par ailleurs, l'utilisation d'une inductance à air permet d'éviter les pertes fer et la saturation.

Pour générer des formes d'ondes différentes, la Modulation de Largeur d'Impulsion (MLI) est mise en œuvre grâce à une carte EzDSP intégrant le processeur TI TMS 320F2812 [42]. Le programme de génération des formes d'ondes est chargé via l'interface JTAG XDS100. Les paramètres des formes d'ondes et les valeurs de rapports cycliques correspondants sont calculés et générés par un ordinateur et ensuite chargés dans le DSP via une interface RS232. La fonction MLI du processeur génère automatiquement le signal de commande requis pour l'onduleur de tension. L'ensemble des équipements est présenté sur la figure 2.5.

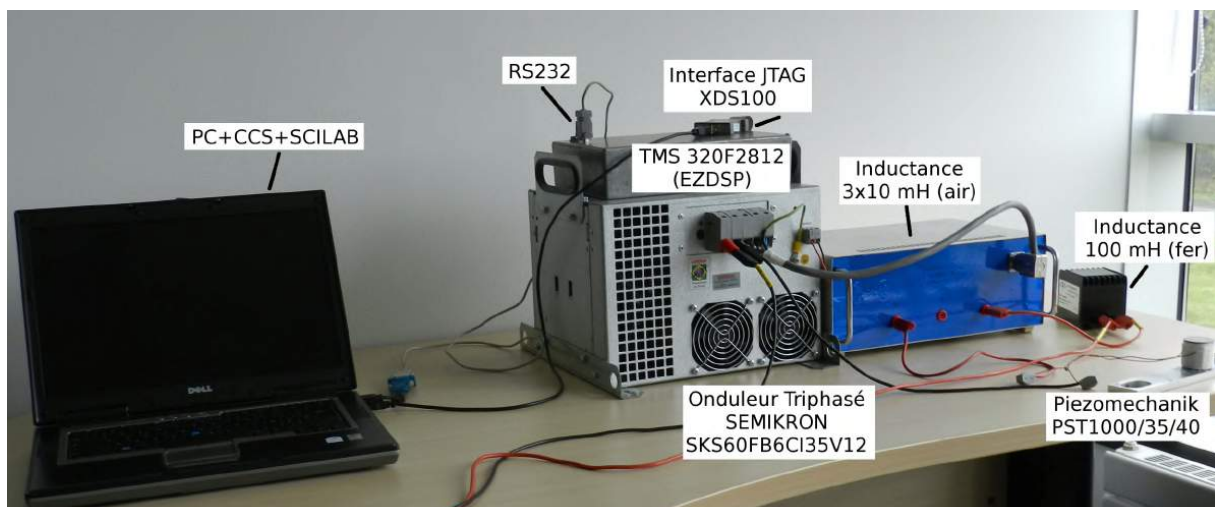


Figure 2.5: Système électrique d'alimentation du pot vibrant piézoélectrique

2.2 Évaluation de l'influence des paramètres du procédé

2.2.1 Protocole expérimental

Dans cette partie, nous allons d'abord présenter les résultats expérimentaux qui permettent de mettre en évidence les principaux paramètres de vibrations influençant la réduction de la force. Cette évaluation est réalisée à partir d'essais sur une presse Instron 5585H présentée figure 2.6.

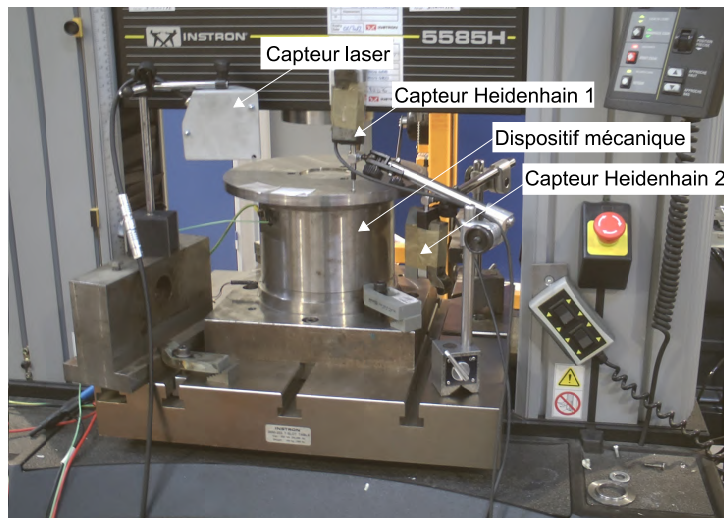


Figure 2.6: Détail du système de mesure avec machine d'essai

Lors de ces tests, les essais consistent à faire descendre la coulisse à une vitesse donnée tout en imposant des vibrations à la pièce par la matrice inférieure. On fait varier les différentes grandeurs :

- la forme d'onde ;
- la fréquence de vibrations ;
- la vitesse d'avance de la machine ;
- l'amplitude de vibrations

Afin d'évaluer l'efficacité des conditions de vibrations, on examinera d'une part l'effet sur la réduction moyenne de l'effort et d'autre part, par une étude qualitative sur la géométrie du lopin après la déformation, on estimera la modification des conditions tribologiques aux interfaces entre le lopin et la matrice.

La force mesurée varie sous l'application des vibrations. Pour estimer la réduction de la force, il faudrait idéalement pouvoir comparer l'effort moyen en présence de la

vibration et celui lors d'un essai à vitesse constante sans vibration. Deux lopins seraient alors nécessaires, l'un subirait l'effort de forgeage sans vibrations, l'autre avec vibrations. Mais la difficulté de cette démarche provient de la disparité des caractéristiques des lopins. En effet, afin de respecter la limitation en force de l'actionneur piézoélectrique, il s'est avéré nécessaire de traiter thermiquement au préalable les lopins. Et en pratique, on peut rencontrer des différences entre lopins, en termes de rigidité et de géométrie dues probablement à des problèmes d'homogénéité du chauffage.

Pour pallier ce problème, le protocole suivant a été suivi. Afin d'obtenir une même condition expérimentale dans les deux cas, les vibrations sont donc appliquées pendant une période suffisamment longue au cours du forgeage. Puis elles sont annulées. La courbe en rouge sur la figure 2.7 démontre la variation de la force dans le cas de forgeage d'un échantillon d'aluminium.

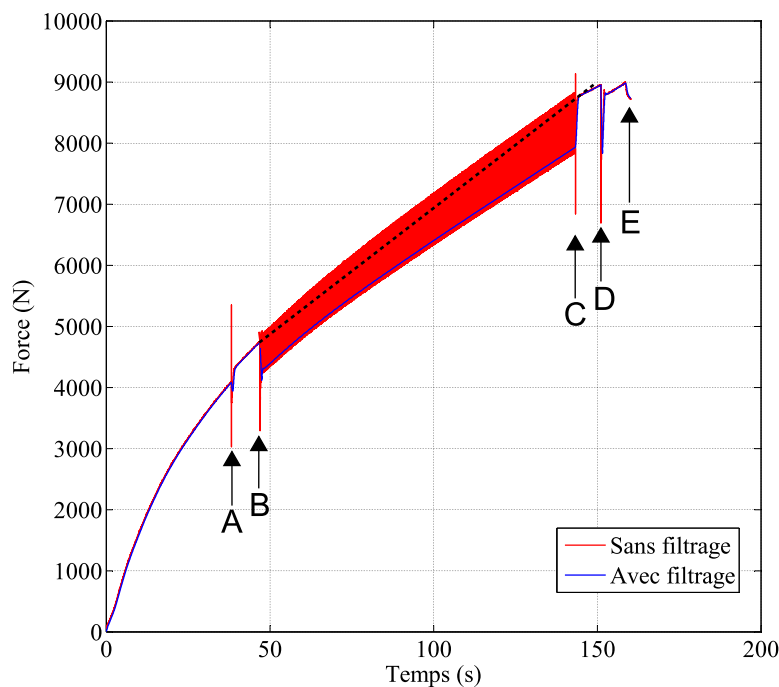


Figure 2.7: Variations de la force mesurée lors d'un forgeage avec vibrations, filtrées et non filtrées

L'essai est décomposé en plusieurs phases (figure 2.7) :

- De O à A, la traverse mobile de la machine descend à vitesse constante, l'actionneur piézoélectrique étant alimenté par l'onduleur avec un rapport cyclique constant de 0,5 (c'est à dire 50 % de la tension continue de bus) ;
- Au point A, le rapport cyclique est réglé à 0,8 alimentant l'AP à 1,25 fois la tension continue. L'actionneur s'allonge et applique une force à la matrice inférieure ;

- Au point B, des vibrations (triangulaire à 10 Hz) sont appliquées à la matrice par la variation du rapport cyclique et annulées au point C ;
- De C à D, le rapport cyclique est maintenu à 0,8 ;
- De D à E, il est ramené à 0,5 ;
- Ensuite, la vitesse d'avance de la traverse est annulée provoquant la relaxation qu'on peut voir en fin de l'essai.

Pour déterminer la force moyenne, les valeurs mesurées sont filtrées par l'utilisation d'une moyenne glissante et représentées sur la courbe bleue figure 2.7. La ligne pointillée permet d'estimer la force de forgeage en l'absence de vibrations. La variation de force est déduite de la différence de force de la ligne pointillée et celle de la courbe filtrée. La réduction de force est alors calculée par le rapport de la valeur de la réduction et de la force de forgeage sans vibrations. C'est cette définition et ce protocole que nous allons utiliser dans la suite du travail.

2.2.2 Influence des paramètres du procédé sur la réduction de force

2.2.2.1 Influence de la forme d'onde sur des échantillons d'aluminium

Les forces moyennes mesurées lors de l'application de différentes formes d'onde sont présentées sur la figure 2.8.

Tableau 2.2: Comparaison des réductions de la force

Forme d'onde	Sinusoidale	Triangulaire	Normale	Créneaux
Valeur minimale(%)	1,13	2,4	9,1	28,7
(Valeur de réduction) (N)	(101)	(214)	(826)	(2409)
Valeur maximale (%)	1,18	2,6	10,8	31,5
(Valeur de réduction) (N)	(140)	(310)	(1310)	(1265)
Valeur moyenne (%)	1,15	2,5	9,9	30,1

Ces résultats sont résumés dans le tableau 2.2. Le premier constat est que les formes d'onde ont une influence décisive (figure 2.9) : il est clair que les formes d'ondes en créneaux et normale parviennent à produire une réduction plus efficace, avec pratiquement un ordre de grandeur de plus que les formes d'ondes sinusoïdale et triangulaire. Lors des différents essais, les amplitudes crête à crête des vibrations ont été maintenues constantes (à l'exception des créneaux qui présentent des transitoires importants entraînant les

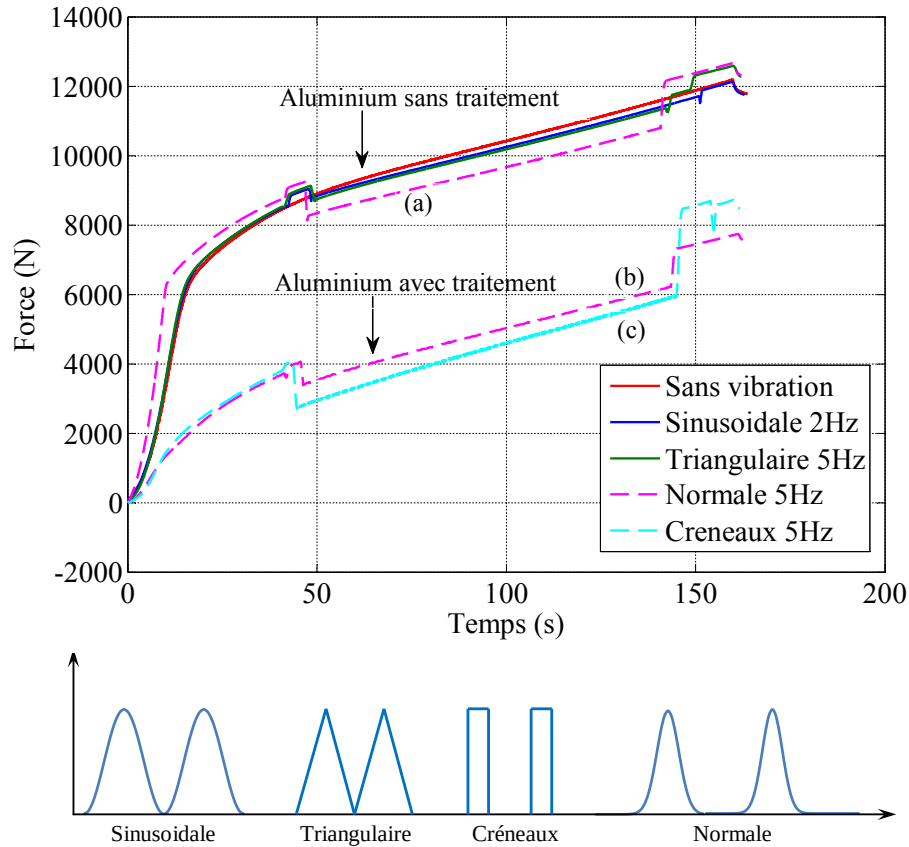


Figure 2.8: Force réduite par vibrations pour l'aluminium

Tableau 2.3: Corrélation entre la réduction de force et la vitesse de vibrations

Forme d'onde	Sinusoidale	Triangulaire	Normale
Réduction de force(%)	1,15	2,5	9,9
Vitesse de vibrations ($\mu\text{m/s}$)	62	375	1200

dépassements de l'ordre de 50 %). Les différentes formes d'ondes présentent des vitesses maximales qui semblent corrélées avec la réduction obtenue (voir le tableau 2.3).

Ensuite, on note que le matériau a également une importance dans le phénomène. Sur la figure 2.8, deux types d'échantillon ont été utilisés : d'une part, des lopins aluminium 6060 et d'autre part, des lopins du même matériau ayant été traités thermiquement. Ce traitement consiste en une mise en solution, puis une trempe qui a permis d'abaisser la contrainte d'écoulement. En effet, on constate pour les courbes (b) et (c) que la plastification intervient presque immédiatement en comparaison avec les autres courbes où on peut estimer quelle apparaît autour de 6000 N (soit environ 120 MPa). Les courbes (a) et (b) sont soumises à la même forme d'onde normale et on peut constater dans le cas de l'aluminium traité que la réduction d'effort est de 16 % environ, alors que la réduction de force pour l'aluminium non-traité était égale à 9,9 % (voir la table 2.3).

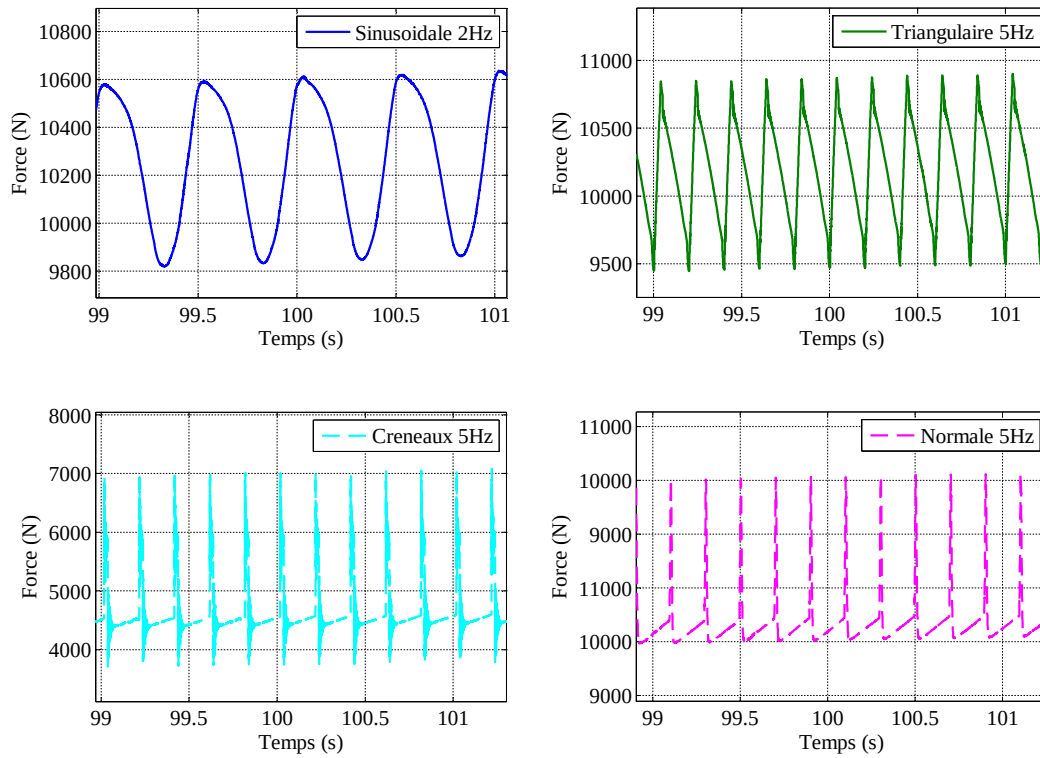


Figure 2.9: Variation détaillée de la force

2.2.2.2 Influence de la forme d'onde sur des échantillons de cuivre

Dans les résultats présentés figure 2.10, les essais effectués précédemment sur un lopin d'aluminium ont été dupliqués sur un lopin de cuivre.

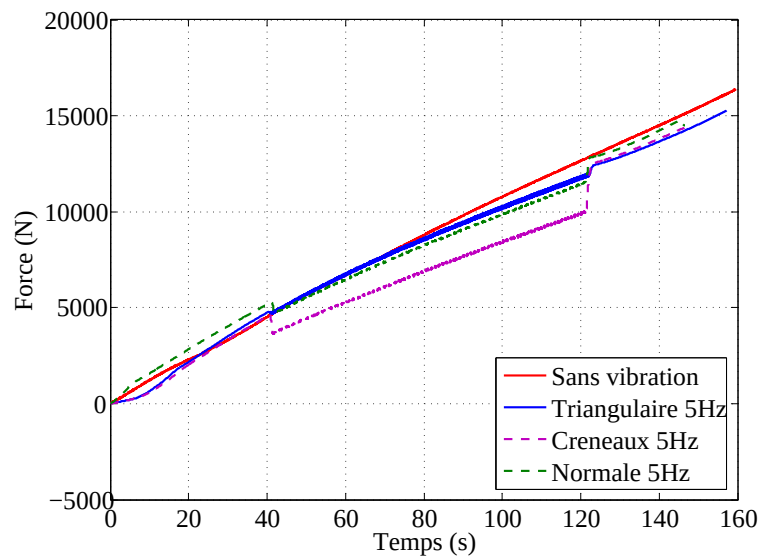


Figure 2.10: Réduction de forces obtenues par vibrations sur un échantillon de cuivre

Les formes d'ondes utilisées sont triangulaire, en créneaux, et normales à 5 Hz avec des

amplitudes de 4 μm . Le matériau présente une moins bonne répétabilité que l'aluminium et l'érouissage est important. Néanmoins les résultats présentés dans le tableau 2.4 démontrent les mêmes tendances que pour l'aluminium.

Tableau 2.4: Comparaison des réductions de la force

Forme d'onde	Triangulaire	Normale	Créneaux
Valeur maximale (%)	3,6	11,4	21,6
(Valeur de réduction) (N)	(450)	(606)	(1006)
Valeur minimale (%)	3,3	9,5	19,9
(Valeur de réduction) (N)	(160)	(1210)	(2490)
Valeur moyenne (%)	3,5	10,5	20,8

Par ailleurs, on peut noter que la réduction de l'effort varie plus entre le début et la fin des essais (environ 15 %) que dans le cas de l'aluminium.

2.2.2.3 Influence de la fréquence

Les résultats de la figure 2.11 présentent l'influence de la fréquence des vibrations sur la réduction de la force.

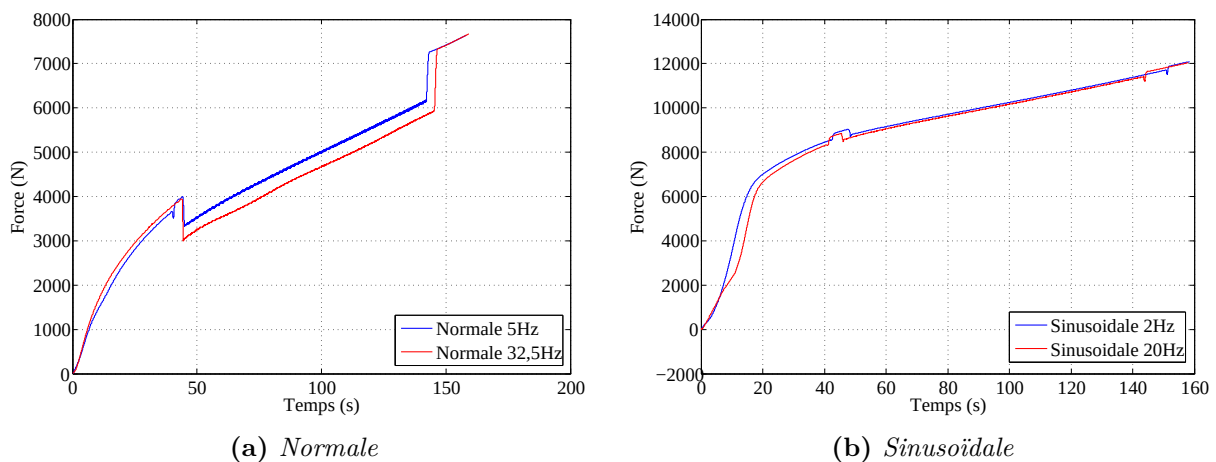


Figure 2.11: Influence de la fréquence des vibrations

Dans le cas du forgeage assisté par des vibrations de forme normale, la réduction passe de 15 % à 19 % (soit une augmentation relative de 27 %) lorsque la fréquence augmente de 5 Hz à 32,5 Hz.

Ce changement est aussi observable dans le cas de vibrations sinusoïdales. En effet, lorsque la fréquence augmente de 2 Hz à 20 Hz, la réduction varie de 1,2 % à 1,6 %. Bien que ces résultats semblent modestes, cela représente une variation relative de 30 % qui conforte la tendance précédente.

Pour approfondir ce point, l'influence de la vitesse d'avance a également été étudiée.

2.2.2.4 Influence de la vitesse d'avance de la machine sur la réduction de force

Dans l'expérience présentée sur la figure 2.12a, une même vibration triangulaire à la fréquence 2 Hz et l'amplitude 12 μm est appliquée. Les vitesses d'avance de la matrice supérieure lors des deux essais sont de 0,5 mm/min et 1,22 mm/min. La réduction d'effort est dans les deux cas de 500 N ce qui montre que l'effet est pratiquement insensible à la vitesse d'avance pour ce matériau et dans la gamme de variation de la vitesse d'avance choisie.

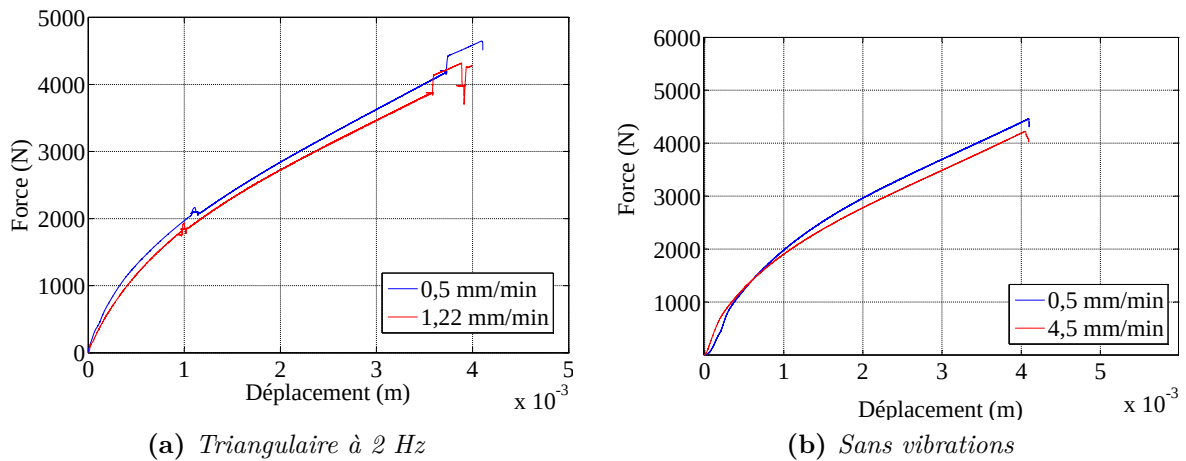


Figure 2.12: Influence de vitesse d'avance de la machine

A priori, ce résultat n'est pas en accord avec la prédiction du modèle de Norton-Hoff utilisé dans la thèse de Khan [10]. En effet, ce modèle prévoit que la réduction de force est en fonction de la vitesse de déformation. Ainsi, dans les deux cas, on aurait dû mesurer une variation différente des forces. Cependant, pour justifier la réduction de la force dans le modèle proposé par Khan, la viscosité est prépondérante. Pour évaluer cette viscosité dans le cas de matériau utilisé, deux essais, sans vibrations, pour la vitesse d'avance de 0,5 mm/min et 4,5 mm/min sont présentés sur la figure 2.12b. On constate que les forces sont quasiment identiques dans les deux cas, ce qui correspond à un matériau pour lequel la contrainte visqueuse est négligeable dans la gamme de vitesse employée dans ces essais. Donc, cela explique le désaccord entre cette théorie et la mesure, la cause de la réduction d'effort pour ces conditions doit être cherchée ailleurs.

2.2.2.5 Influence de l'amplitude vibratoire

Dans les essais présentés sur la figure 2.13, la vitesse d'avance est maintenue à 1,5 mm/min et une vibration normale à 2 Hz est appliquée. Les amplitudes de cette vibration sont de 12 μm et 20 μm . On obtient alors des réductions des efforts respectivement de 11 % et de 17 % en début d'application de la vibration. Il n'a pas été possible de

faire de mesures sur la fin de l'essai, suite à une défaillance de l'acquisition à ce stade. On peut remarquer que la variation relative de réduction d'effort, 35 %, est en bonne corrélation avec la variation de l'amplitude qui est de 40 %. De plus, les amplitudes crête à crête des variations des forces sont dans les mêmes proportions avec environ 600 N dans le premier cas et 1000 N dans le second. Ce constat et la conclusion des essais précédents semblent indiquer que la variation de forces n'est pas en relation avec la viscosité mais avec la rigidité et l'écroutissage du matériau.

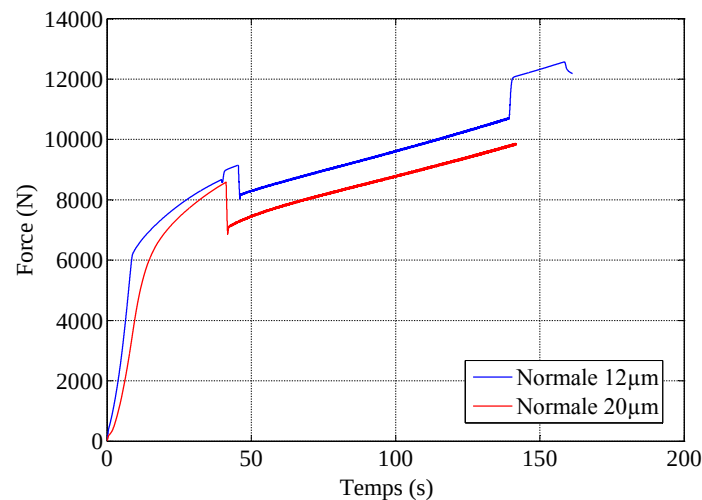


Figure 2.13: *Influence de l'amplitude des vibrations*

2.2.2.6 Synthèse sur l'effet des vibrations

De ces études, sans vouloir définir de règles, du fait du peu d'essais réalisés, quelques tendances sont identifiables : d'une part, les formes d'ondes en créneaux et normales semblent plus propices à la réduction de force. D'autre part, une augmentation de la fréquence et de l'amplitude des vibrations (dans une certaine limite non définie) est également positive pour le but recherché. Enfin, et contrairement à ce que prévoit le modèle de Norton-Hoff, la vitesse de déformation ne semble pas être un paramètre déterminant pour notre lopin à comportement élastique.

2.2.3 Étude quantitative de l'effet des vibrations sur la tribologie à l'interface de matrice

Les échantillons forgés sont présentés sur la figure 2.14. Ils présentent une déformation typique en forme de tonneau, caractéristique de ce type d'essai. Ce phénomène s'explique par le frottement à l'interface entre le lopin et les matrices qui ralentit l'écoulement du matériau par rapport à la section médiane indiquée sur cette figure. On remarque sur

les différents échantillons une différence d'écart sur les diamètres supérieur, médian et inférieur. Ceci semble indiquer que le frottement est différent selon les formes d'ondes.

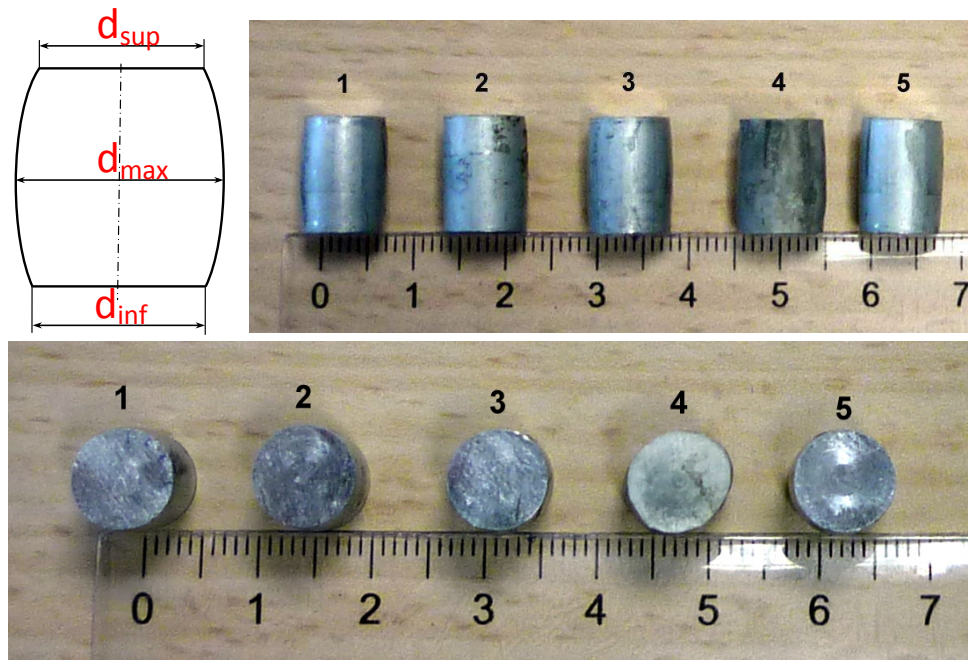


Figure 2.14: Échantillons d'aluminium après le forgeage : (1) Sans vibrations, (2) Avec vibration sinusoïdale, (3) Avec vibration triangulaire, (4) Avec vibration en créneau, (5) Avec vibration normale

Afin d'évaluer la tendance, les rapports $\overline{d_{inf}}/\overline{d_{max}}$ et $\overline{d_{sup}}/\overline{d_{max}}$ ont été calculés et présentés sur le tableau 2.5. Le traitement thermique provoquant une augmentation des tailles de grain, la déformation selon la direction radiale n'est pas homogène. Nous allons considérer la valeur moyenne de diamètre. On peut noter les tendances suivantes

- L'application de vibrations (échantillons 2, 3, 4, 5) semble effectivement réduire l'effet de « tonneau » par rapport à l'échantillon sans vibrations (1), ce qui témoigne d'un effet tribologique ;
- les formes d'ondes ont une influence similaire, bien qu'il semble que l'application de créneaux ait un effet légèrement supérieur. Cependant, cette observation doit être nuancée car les créneaux provoquent un effet dynamique considérable lors du transitoire.

Cette étude doit être poursuivie en améliorant les points suivants :

- La maîtrise de la géométrie du matériau et du traitement thermique afin de minimiser l'effet de grain ;
- Les essais doivent être menés en imposant une plus grande déformation afin d'exagérer les tendances et de les rendre plus facilement mesurables.

Sur ce dernier point, il est à noter que les essais présentés étaient volontairement limités afin de rester dans le domaine de validité du modèle, qui sera présenté dans la suite.

Tableau 2.5: *Diamètres des échantillons d'aluminium après le forgeage*

Échantillon	1	2	3	4	5
	Min - Max	Min - Max	Min - Max	Min - Max	Min - Max
$d_{\max}$ [mm]	9,17 - 9,25	9,07 - 9,20	9,15 - 9,26	8,34 - 9,83	9,19 - 9,26
$d_{\sup}$ [mm]	8,58 - 8,69	8,65 - 8,80	8,59 - 8,70	8,42 - 9,14	8,76 - 8,85
$d_{\inf}$ [mm]	8,52 - 8,75	8,71 - 8,82	8,65 - 8,75	8,23 - 9,20	8,65 - 8,80
$\overline{d_{\sup}/d_{\max}}$	0,938	0,955	0,939	0,966	0,954
$\overline{d_{\inf}/d_{\max}}$	0,938	0,959	0,945	0,959	0,948

$d_{\max}, \overline{d_{\max}}$: Diamètre au milieu de hauteur et sa valeur moyenne

$d_{\sup}, \overline{d_{\sup}}$: Diamètre de la surface en contact avec matrice supérieure et sa valeur moyenne

$d_{\inf}, \overline{d_{\inf}}$: Diamètre de la surface en contact avec matrice inférieure et sa valeur moyenne

2.3 Modélisation du système mono-actionneur piézo-électrique

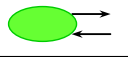
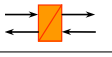
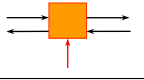
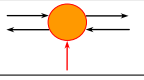
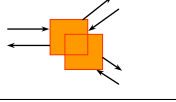
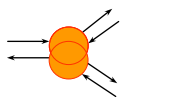
L'objectif de cette section est de modéliser l'ensemble du système afin d'étudier l'efficacité des différentes formes d'ondes et d'évaluer leur influence sur la force de réaction de la pièce pendant le procédé. Dans les parties suivantes, le système complet est représenté de l'actionneur piézoélectrique au lopin à forger, par une Représentation Énergétique Macroscopique.

2.3.1 Représentation Énergétique Macroscopique (REM)

La Représentation Énergétique Macroscopique développée par le Laboratoire de l'Électrotechnique et Électronique de Puissance de Lille (L2EP-France) est un outil graphique dédié à la représentation fonctionnelle des systèmes en interaction [43–45]. Il s'appuie sur le respect de la causalité naturelle intégrale et met en évidence les transferts énergétiques entre sous-systèmes. La REM permet de décrire des relations entre des variables d'entrée et sortie des composants du système par un ensemble limité d'éléments pour représenter l'accumulation, la conversion ou la dissipation d'énergie, ainsi que sa distribution. À partir de la représentation, une inversion pas à pas permet de synthétiser systématiquement une structure de commande en respectant le comportement physique des systèmes [46, 47]. Cette caractéristique constitue un apport complémentaire par rapport à d'autres types de formalismes (Bond Graph, Power-Oriented Graphs, Power Flow Diagram, Puzzles Énergétique)[48].

Les symboles représentatifs associés à la REM sont listés dans le tableau 2.6. Basée sur le principe de l'action et de la réaction entre chaque composant du système, la causalité s'exprime naturellement tout au long de la chaîne de conversion.

Tableau 2.6: *Éléments constitutifs de formalisme REM*

Élément	Symbole	Description
Variable		Variable d'action x et de réaction y
Source		Capteur placé sur une variable
Accumulateur		Élément d'accumulation d'énergie
Convertisseurs		Convertisseur mono-physique
		Convertisseur multi-physique
Couplages		Couplage mono-physique
		Couplage multi-physique

Le produit mathématique de la variable d'action et de la variable de réaction donne la puissance instantanée échangée entre deux éléments connectés. La Structure Maximale de Commande du système est obtenue en utilisant le principe d'inversion pas à pas, soit une inversion directe pour des éléments de conversion énergétique, soit une inversion indirecte, par un asservissement, pour des éléments d'accumulation, avec acquisition des grandeurs. Une Structure de Commande Pratique peut en être déduite pour l'implémentation sur le système physique par des simplifications et des estimations des grandeurs non-mesurables.

Dans cette thèse, le dispositif met en œuvre un ou plusieurs actionneurs interagissant avec une structure mécanique pour obtenir des mouvements complexes. De plus, il est nécessaire de modéliser le lopin et l'alimentation électrique. Ainsi, la REM, avec sa capacité à prendre en compte les couplages multi-physiques, est adaptée pour représenter l'ensemble du système. Par ailleurs, la démarche systématique de définition de la commande sera utilisée par la suite. Dans l'étude du forgeage assisté par vibrations du système mono-actionneur, la REM est utilisée pour représenter des parties mécaniques et électriques afin de visualiser la conversion de l'énergie électrique à l'énergie mécanique sous la forme de la déformation d'un lopin cylindrique. Ensuite, les résultats de simulation de ce modèle seront comparés avec ceux des expériences du forgeage afin de valider notre représentation du système mono-actionneur.

2.3.2 Modélisation d'un actionneur piézoélectrique

2.3.2.1 Modélisations classiques d'un actionneur piézoélectrique

Modélisation par schéma électrique équivalent

Il existe différentes méthodes pour modéliser un actionneur piézoélectrique selon l'application et les aspects étudiés du comportement de l'actionneur. La première méthode est l'utilisation d'un schéma électrique équivalent de l'actionneur. On utilise alors une analogie entre force et tension, charge et déplacement, courant et vitesse. En 1928, Van Dyke [49] propose un modèle de l'AP comportant un condensateur C_0 correspondant au stockage d'énergie électrique en parallèle avec une branche de $C_1 - R_1 - L_1$ modélisant la résonance mécanique comme présenté sur la figure 2.15. Ce modèle est valide seulement autour des fréquences de résonance mais il ne montre pas explicitement la conversion électromécanique dans l'actionneur [50].

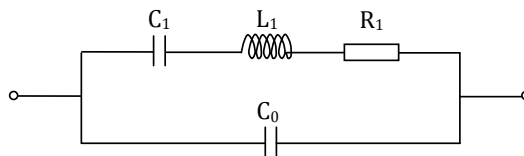


Figure 2.15: Schéma électrique équivalent de Van Dyke

Un modèle amélioré par Mason [51] en 1935 permet de décrire le comportement uni-modal d'un élément piézoélectrique en incluant la charge mécanique. En effet, le schéma utilise un transformateur électromécanique avec un port électrique et deux ports acoustiques qui représentent les deux surfaces vibrantes du résonateur piézoélectrique. Le schéma sur la figure 2.16a présente le mode dans lequel le champ électrique est parallèle à la direction de propagation des ondes et Z_S , Z_T sont les impédances électrique et acoustique des ports. Un autre modèle développé par Krimholtz, Leedom et Matthae (schéma équivalent de KLM, voir figure 2.16b) en 1970 [52] permet d'éliminer le condensateur négatif dans le schéma de Mason.

Cette approche de modélisation est très connue dans le processus de développement et d'estimation de performances des transducteurs piézoélectriques, notamment pour la détermination des pertes dans le matériau grâce à l'utilisation de paramètres complexes du modèle. Les schéma électriques équivalents sont également bien adaptés à l'étude des sources d'alimentation des APs. Par contre, cette modélisation n'est pas adaptée pour définir la structure de commande car les impédances sont dépendantes de la fréquence du signal d'entrée, et dans notre cas, ne pourraient respecter un fonctionnement avec des formes d'ondes autres que sinusoïdales.

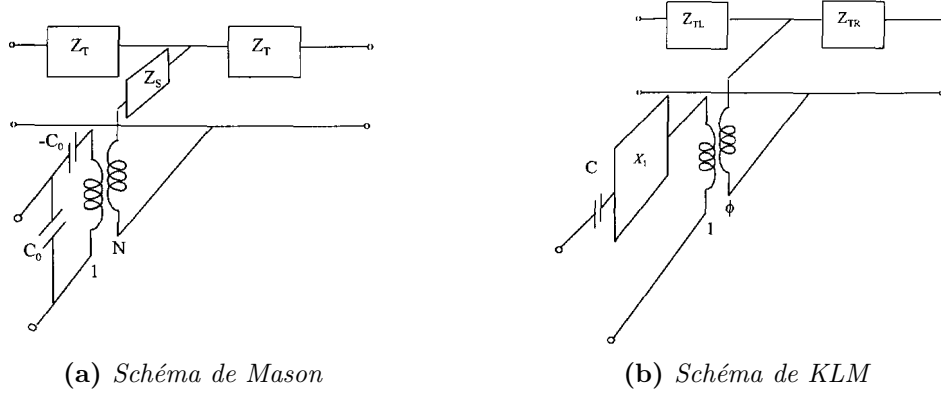


Figure 2.16: Schémas électriques équivalents d'un élément piézoélectrique [53]

Modélisation analytique

Une solution analytique pour les équations du mouvement peut être obtenue en utilisant le principe d'Hamilton et des approximations du champ de déformation. Cette méthode est proposée par Tiersten [54] pour des plaques piézoélectriques en 1967, afin de déduire l'équation de mouvement. Par la suite, de nombreuses études ont cherché à améliorer ce modèle en incluant des effets du second ordre. Ainsi, Fernandes et al [55] proposent un modèle amélioré en introduisant une composante de cisaillement dans le champ de déformation élastique. Ils obtiennent ainsi une solution précise à 1–2 % par rapport à la solution obtenue par la méthode des éléments finis avec un modèle 3D.

Pour l'actionneur multi-couches, Ly [9] présente une solution analytique par une méthode de décomposition modale qui permet d'établir les solutions théoriques exactes. Par contre, la solution pour des équations analytiques peut devenir très compliquée selon les conditions aux limites, et en particulier dans le cas de l'interaction non-linéaire rencontrée en forgeage.

Solution numérique

Dans certains cas [9, 56–60], une solution numérique est obtenue par la méthode des éléments finis comme une approximation de solution analytique exacte. Cette méthode permet une estimation précise de la sortie de l'actionneur piézoélectrique. Cependant, le modèle, obtenu par analyse modale, consiste en des matrices de rigidité et de masse de très grande taille difficilement exploitable pour la commande en raison du temps de calcul.

Modélisation quasi-statique

Les méthodes précédentes considèrent les effets dynamiques dans la partie mécanique par le biais de la branche motionnelle résonante. Dans notre application, les fréquences étant basses, on se situe généralement très en dessous de la fréquence de résonance mécanique

de l'actionneur : un modèle quasi-statique semble donc suffisant. Les équations usuelles données par les constructeurs sont de la forme :

$$Q = K_C \cdot q + C \cdot U_p \quad (2.1)$$

$$F_p = -K_S \cdot q + K_C \cdot U_p \quad (2.2)$$

avec	Q	charge électrique	[C]
	K_C	coefficient de conversion piézoélectrique	[C/m]
	q	allongement de l'actionneur	[m]
	C	capacité électrique de l'actionneur	[F]
	U_p	tension appliquée à l'actionneur	[V]
	F_p	force générée par l'actionneur	[N]
	K_S	rigidité de l'actionneur	[N/m]

L'équation (2.1) donne la charge électrique Q en fonction de l'allongement de l'actionneur q et la tension appliquée U_p avec des conventions récepteur. L'équation (2.2) exprime la force appliquée par l'actionneur piézoélectrique en fonction de l'allongement et la tension appliquée (voir la figure 2.17). Il convient de préciser que cette expression correspond à une convention générateur pour la mécanique. Ces équations obtenues directement à partir des équations de la piézoélectricité sont linéaires. Cependant, le matériau piézoélectrique présente une hystérésis intrinsèque qui peut être gênante dans le cas d'une application en micro-positionnement.

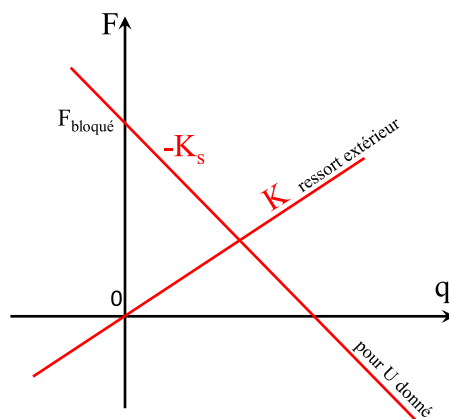


Figure 2.17: Comportement mécanique de l'actionneur

La modélisation quasi-statique présentée peut être améliorée pour prendre en compte cette hystérésis comme l'ont proposé Goldfarb et Celanovic [61], pour la commande en micromanipulation.

Leur modèle consiste à ajouter en série au schéma équivalent de Mason en quasi-statique, un élément non-linéaire constitué par un modèle de Maxwell généralisé, comme le

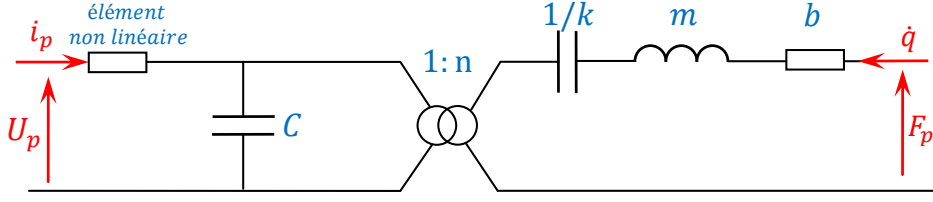


Figure 2.18: Schéma de Mason du modèle d'un actionneur avec un composant non-linéaire

montre la figure 2.18. On peut voir sur la figure 2.19 que la non-linéarité est correctement modélisée. La difficulté demeure pour identifier les paramètres d'un modèle de Maxwell à partir des relevés expérimentaux.

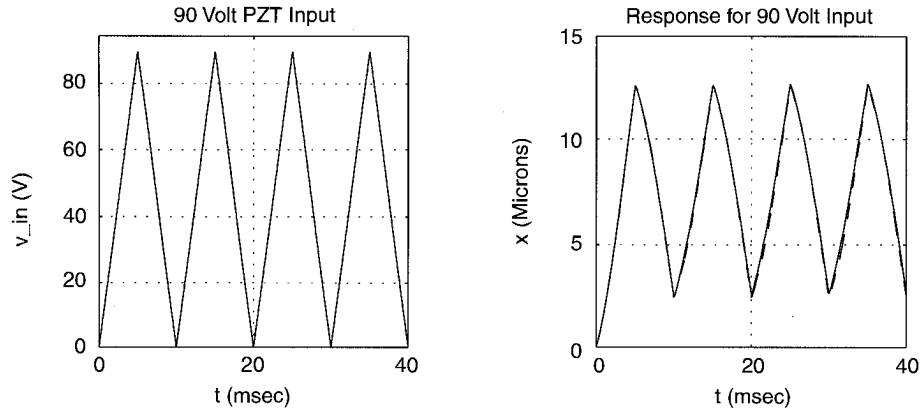


Figure 2.19: Valeurs mesurées et simulées de déplacement avec l'entrée triangulaire à 100 Hz [61]

2.3.2.2 REM d'un actionneur piézoélectrique

Considérons les équations (2.1),(2.2) en introduisant les relations entre courant, charge, déplacement et vitesse. Elles peuvent être réécrites sous les formes suivantes afin de faire apparaître, en causalité intégrale, des variables énergétiques (vitesse, courant) :

$$\int i_p dt = K_C \cdot \int \dot{q} dt + C \cdot U_p \quad (2.3)$$

$$F_p = -K_S \cdot \int \dot{q} dt + K_C \cdot U_p \quad (2.4)$$

Le modèle REM de l'actionneur est construit étape par étape à partir des variables d'entrée et de sortie. Les termes $K_C \int \dot{q} dt$ dans (2.3) et $K_C \cdot U_p$ dans (2.4) expriment la conversion électromécanique dans l'AP. Ce phénomène piézoélectrique est représenté par un élément de conversion (voir le tableau 2.6) avec un facteur de conversion K_C . Dans le cas d'une conversion idéale, les relations entre les entrées et les sorties de cet élément de conversion sont définies comme suit :

$$F_c = K_C \cdot U_p \quad (2.5)$$

$$i_c = K_C \cdot \dot{q} \quad (2.6)$$

où les grandeurs i_c et F_c sont introduites : i_c est le courant motionel et F_c est la force piézoélectrique.

L'énergie mécanique générée par cette conversion, définie par $\int F_c \dot{q} dt$, est stockée d'une part sous forme d'une énergie élastique au sein du matériau, définie par $\int F_s \dot{q} dt$, et produit d'autre part un travail mécanique en sortie par la force F_p , définie par $\int F_p \dot{q} dt$. Ceci se traduit par un élément de couplage énergétique avec la relation :

$$\int F_c \dot{q} dt = \int F_s \dot{q} dt + \int F_p \dot{q} dt \quad (2.7)$$

et la force F_p générée par l'AP est déduite :

$$F_p = F_c - F_s \quad (2.8)$$

où $F_s = K_S \int \dot{q} dt$ est la force élastique interne de l'actionneur.

La charge électrique $K_C \int \dot{q} dt$ générée par la conversion électromécanique dans l'AP et qui apparaît dans l'équation (2.3) contribue à la charge électrique totale $Q = \int i_p dt$. La tension de sortie de l'AP est donc calculée à partir de (2.9) :

$$U_p = \frac{1}{C} \int (i_p - i_c) dt \quad (2.9)$$

Cette relation intégrale est représentée par un accumulateur électrique.

En utilisant les symboles présentés sur le tableau 2.6, la REM de l'AP est construite en utilisant les équations (2.5)-(2.9). La construction du schéma respecte la causalité et il en découle les variables d'entrée de l'AP (courant i_p et vitesse $\dot{q}$) et les variables de sortie (tension U_p et force F_p), qui apparaissent sur la figure 2.20.

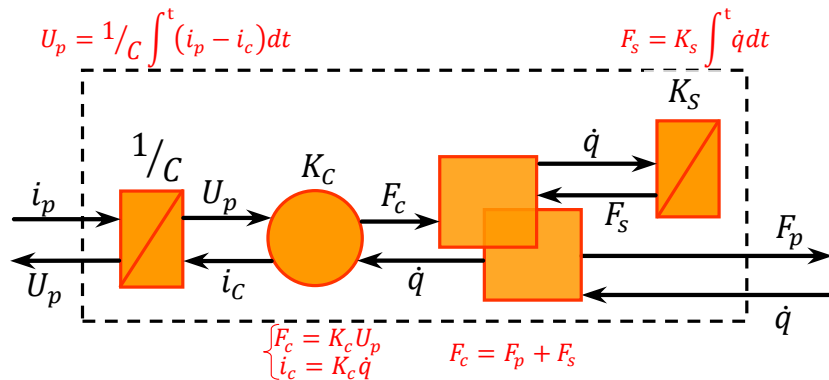


Figure 2.20: REM de l'actionneur piézoélectrique

2.3.3 Modélisation du lopin de forgeage

Dans cette étude, afin d'estimer la force de forgeage, un modèle du matériau constituant le lopin est nécessaire pour calculer la contrainte et la déformation de ce lopin pendant le forgeage. Le modèle de Bingham est donc utilisé pour modéliser le comportement élasto-viscoplastique rencontré dans les métaux. Ensuite, pour déterminer la force exercée par le lopin durant le forgeage, ce modèle est intégré dans l'expression obtenue par la méthode des tranches lors de l'écrasement d'un lopin cylindrique.

2.3.3.1 REM du modèle de Bingham

Dans l'hypothèse simplificatrice d'un modèle uni-dimensionnel, afin de modéliser la relation entre la contrainte mécanique et les déformations d'un matériau, un modèle rhéologique est généralement élaboré à partir d'éléments mécaniques qui représentent l'élasticité et la viscosité du matériau. Ces phénomènes sont modélisés par des ressorts et des amortisseurs respectivement. Le ressort modélise une déformation élastique réversible après un déchargement. L'amortisseur représente la dissipation qui peut apparaître dans les deux cas.

Un matériau élasto-viscoplastique soumis à un chargement monotone à partir d'un état initial sans contrainte se déforme tout d'abord de façon élastique, c'est à dire que si le chargement est annulé, l'état de déformation initiale sera retrouvé. Ce type d'évolution est décrit par les éléments précédents. A partir du moment où la charge atteint une valeur critique, la déformation plastique commence. La déformation résultante est alors la superposition d'une déformation élastique et d'une déformation plastique. Pour modéliser ce changement de comportement à partir d'une valeur limite (appelée contrainte de limite d'écoulement plastique σ_y) on utilise un élément supplémentaire, le patin. La contrainte exercée par un patin, σ_p , s'oppose à la contrainte appliquée, σ , avec une même amplitude jusqu'à ce que la contrainte atteigne la valeur de seuil σ_y comme le montre la figure 2.21.

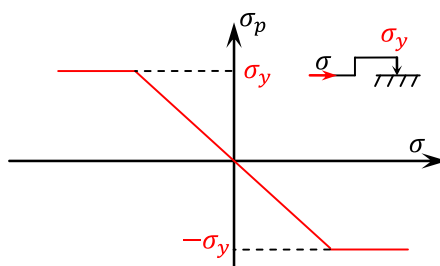


Figure 2.21: Comportement de l'élément patin

Ce comportement est exprimé par :

$$\begin{cases} \sigma_p = \sigma & \text{si } |\sigma| < \sigma_y \\ \sigma_p = \sigma_y & \text{si } |\sigma| > \sigma_y \end{cases} \quad (2.10)$$

Une combinaison des éléments (figure 2.22) permet de décrire différents modèles rhéologiques des matériaux. Dans le présent travail, le modèle élasto-viscoplastique uni-

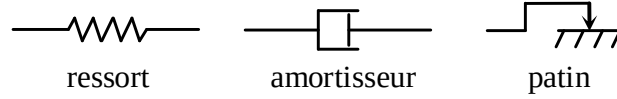


Figure 2.22: Éléments pour un modèle rhéologique

axial généralisé de Bingham [38, 62] est utilisé pour décrire les comportements des matériaux dans les domaines élastiques et viscoplastiques. La figure 2.23 présente le schéma de ce modèle. La déformation totale du matériau ε est la somme de la déformation élastique ε_e et la déformation plastique ε_p :

$$\varepsilon(t) = \varepsilon_p(t) + \varepsilon_e(t) \quad (2.11)$$

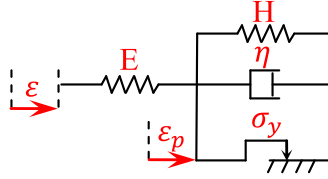


Figure 2.23: Modèle élasto-viscoplastique uni-axial généralisé de Bingham (E : module d'élasticité, H : coefficient d'écrouissage, η : coefficient d'amortissement visqueux)

Le comportement du matériau dans le domaine élastique est décrit par le schéma lorsque le patin ne glisse pas. La déformation plastique est alors constante, c'est à dire que nous pouvons considérer que le patin se comporte, d'un point de vue la REM, comme une source de vitesse $\dot{\varepsilon}_p = 0$. Par ailleurs, la contrainte du patin est définie par l'ensemble des déformations du matériau par la relation : $\sigma_p = \sigma_0 - \sigma_H$, où σ_0 est la contrainte élasto-viscoplastique, et σ_H est la contrainte d'écrouissage. Cet état est vérifié si $|\sigma_p| < \sigma_y$.

Si l'écoulement plastique a lieu, alors la contrainte σ_p est égale à σ_y (figure 2.21). Dans ce cas, la REM doit changer la causalité du lopin, qui se comporte comme une source de force. Alors, la contrainte visqueuse s'exprime en fonction des autres contraintes. Le matériau réagit comme un système comprenant un ressort de rigidité H en parallèle avec un amortisseur visqueux de coefficient d'amortissement η soumis à la contrainte $\sigma_0(t) - \sigma_y$. La déformation plastique sera obtenue par la résolution de l'équation différentielle correspondante.

En résumé, les différents états sont déterminés dans l'hypothèse d'une élasticité linéaire d'après la condition sur la contrainte suivante :

1. $|E.\varepsilon - \sigma_H| < \sigma_y$: domaine élastique qui correspond à la REM sur la figure 2.24a, où $\dot{\varepsilon}_p = 0$ (sans écoulement plastique),
2. $|E.\varepsilon - \sigma_H| > \sigma_y$: domaine plastique, durant lequel l'écoulement plastique apparaît et la contrainte visqueuse σ_v peut être déterminée par :

$$\begin{cases} \sigma_v = \sigma_0 - \sigma_H - \sigma_y & \text{si } E.\varepsilon - \sigma_H > \sigma_y \\ \sigma_v = \sigma_0 - \sigma_H + \sigma_y & \text{si } E.\varepsilon - \sigma_H < -\sigma_y \end{cases} \quad (2.12)$$

et dans ce cas, la REM complète correspondante est représentée sur la figure 2.24b.

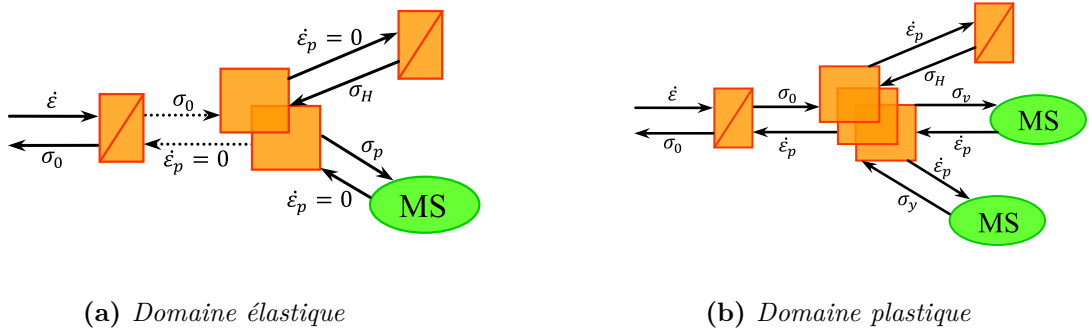


Figure 2.24: REM des comportements du matériau

Sur la figure 2.24, les deux ressorts du modèle de Bingham sont représentés par deux accumulateurs mécaniques, où l'énergie élastique du matériau est acquise au cours de la déformation, tandis que les deux autres composants, y compris l'amortisseur visqueux et le patin, sont considérés comme des sources où l'énergie mécanique se dissipe. Dans l'implémentation actuelle, des éléments non-linéaires pour la contrainte d'écrouissage σ_H et la contrainte visqueuse σ_v ont été utilisés :

$$\begin{cases} \sigma_v = \eta |\dot{\varepsilon}_p|^n \operatorname{sgn}(\dot{\varepsilon}_p) \\ \sigma_H = H |\varepsilon_p|^m \operatorname{sgn}(\varepsilon_p) \end{cases} \quad (m, n > 0) \quad (2.13)$$

où $\operatorname{sgn}(\cdot)$ est la fonction de signe

H	coefficient d'écrouissage	[MPa]
m	exposant associé à l'écrouissage	[-]
η	coefficient d'amortissement visqueux	[MPa]
n	l'exposant associé à l'amortissement visqueux	[-].

Les paramètres $E, H, \sigma_y, \eta, m, n$ sont supposés constants pour un matériau donné. La solution de l'équation (2.12) donne la valeur de la déformation plastique ε_p en fonction de l'entrée ε . La déformation élastique ε_e peut alors être déduite par l'équation (2.11).

2.3.3.2 Calculs de force par la méthode des tranches

La REM de l'AP comporte en grandeur de sortie mécanique F_p , la force de l'actionneur et en grandeur mécanique d'entrée $\dot{q}$, la vitesse de déplacement de l'actionneur. Par ailleurs, en ce qui concerne la REM du lopin, la grandeur mécanique d'entrée est $\dot{\varepsilon}$, vitesse de déformation du lopin et la grandeur mécanique de sortie est σ_0 , contrainte élasto-viscoplastique. Il s'agit donc, pour lier les deux REM, de définir les relations entre F_p et σ_0 d'une part, $\dot{q}$ et $\dot{\varepsilon}$ d'autre part.

La méthode des tranches est une méthode analytique souvent utilisée pour déterminer la force dans les processus de forgeage [11, 63]. Cette méthode permet d'intégrer un modèle de la force de frottement entre les outillages et le lopin. De plus, elle nous permet également de prendre en compte les vibrations imposées au lopin pour déterminer la réduction de force pendant le forgeage. L'analyse suivante est adaptée aux géométries cylindriques, mais elle peut également être appliquée à un lopin parallélépipédique [11]. Considérons l'écrasement d'un lopin cylindrique ayant une hauteur $h(t)$ et un rayon $r_e(t)$ comme sur le schéma simplifié (figure 2.25). Le lopin est en contact avec les deux matrices dont une se déplace à vitesse constante tandis que l'autre est soumise à des vibrations générées par un actionneur piézoélectrique. En supposant que le matériau s'écoule radialement, le champ de contraintes dépend uniquement du rayon du lopin.

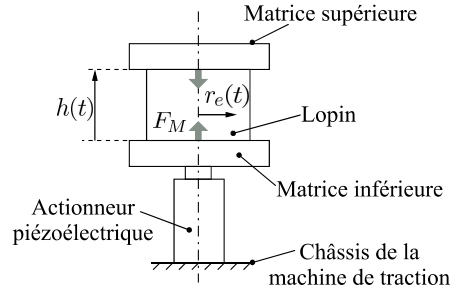
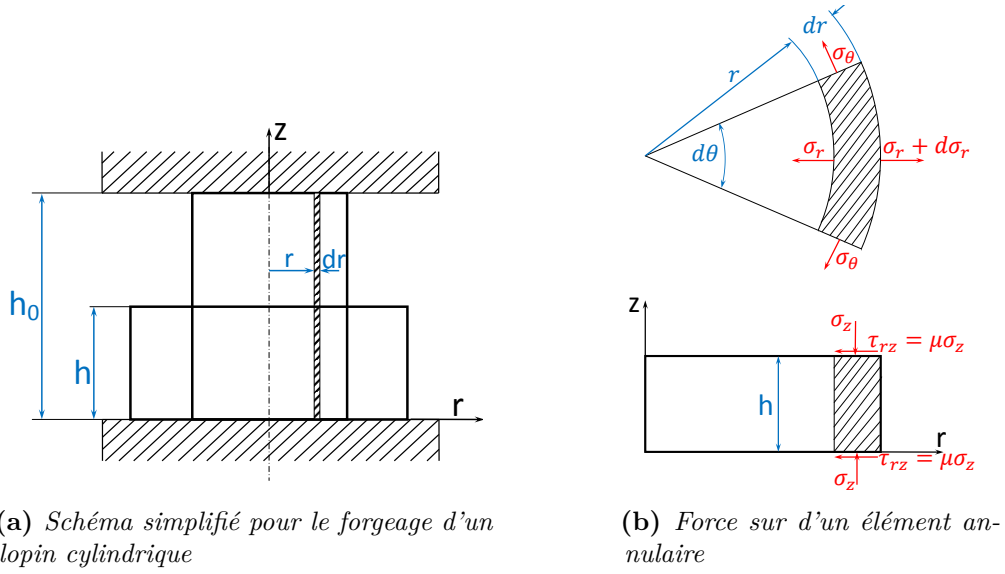


Figure 2.25: Schéma simplifié de dispositif du forgeage par vibrations piézoélectriques pour un échantillon cylindrique

Dans ce modèle, le frottement est pris en compte en utilisant le modèle de Coulomb et la géométrie de l'échantillon est supposée rester cylindrique au cours du forgeage. Cela signifie également que pour des matrices supposées rigides, la hauteur du lopin est imposée (figure 2.26a). D'autre part, le glissement a lieu sur l'ensemble des interfaces entre le lopin et les matrices lors de la déformation.

Considérons une tranche de matière cylindrique située au rayon r et d'épaisseur dr telle que présentée sur la figure 2.26a, l'équilibre des forces selon la direction radiale d'une tranche (voir figure 2.26b) s'exprime :

$$(\sigma_r + d\sigma_r)h d\theta - \sigma_r r h d\theta - 2\sigma_\theta \sin\left(\frac{d\theta}{2}\right) h dr - 2\mu\sigma_z d\theta dr = 0 \quad (2.14)$$



(a) Schéma simplifié pour le forgeage d'un lopin cylindrique

(b) Force sur d'un élément annulaire

Figure 2.26: Modèle pour le calcul de force du forgeage d'un lopin cylindrique

avec μ est le coefficient de frottement de Coulomb entre le lopin et les matrices ; $\sigma_r, \sigma_\theta, \sigma_z$ sont respectivement les contraintes selon les directions e_r, e_θ, e_z qui sont supposées être sur les axes principaux. Pour une petite tranche ($d\theta \ll \frac{\pi}{2}$), on a l'approximation $\sin \frac{\theta}{2} \simeq \frac{\theta}{2}$ et l'équation (2.14) devient :

$$d\sigma_r = \left[(\sigma_\theta - \sigma_r) \frac{1}{r} + \frac{2\mu}{h} \sigma_z \right] dr \quad (2.15)$$

Pour une déformation plastique, on obtient $\sigma_\theta = \sigma_r$ et $\sigma_z = \sigma_r - \sigma_0$. L'équation (2.15) se réécrit comme suit :

$$\frac{1}{\sigma_z} d\sigma_z = -\frac{2\mu}{h} dr \quad (2.16)$$

Avec les conditions aux limites $\sigma_r = 0$ à la surface libre du lopin, soit $\sigma_z = \sigma_0$, la solution de l'équation (2.16) est donnée par :

$$\sigma_z(r) = \sigma_0 e^{-\frac{2\mu(r_e - r)}{h}} \quad (2.17)$$

où r_e est le rayon de la surface libre du lopin. Ainsi, la force du forgeage est obtenue par l'intégrale de σ_z sur la surface supérieure du lopin :

$$F_f = \frac{\pi r_e h}{\mu} \sigma_0 \left(\frac{e^{A_f} - 1}{A_f} - 1 \right) \quad (2.18)$$

où $A_f = \frac{2\mu r_e}{h}$. Cette équation montre que la charge du forgeage F_f est égale à la contrainte élastoplastique du matériau σ_0 modulée par la fonction $\Psi(t) = \frac{\pi r_e h}{\mu} \left(\frac{e^{A_f} - 1}{A_f} - 1 \right)$, qui dépend de coefficient de frottement de Coulomb μ et des paramètres géométriques du

lopin $h(t)$ et $r_e(t)$ (voir figure 2.25). Ces derniers paramètres sont imposés par la distance entre les matrices $h(t)$ et la conservation du volume du lopin.

La déformation du lopin selon z est exprimée comme suit :

$$\varepsilon = \frac{h_0 - h(t)}{h(t)} \quad (2.19)$$

et la vitesse de déformation $\dot{\varepsilon}$ est définie par la relation suivante :

$$\dot{\varepsilon} = -\frac{h_0 \dot{h}(t)}{h^2(t)} \quad (2.20)$$

La vitesse de variation de la hauteur du lopin $\dot{h}(t)$ est déterminée par la somme de la vitesse d'avance de la matrice supérieure V_0 et la vitesse de déplacement de l'actionneur $\dot{q}$: $\dot{h}(t) = -V_0 + \dot{q}$.

La relation entre la vitesse de déplacement de l'actionneur et la vitesse de déformation est écrit comme suit :

$$\dot{\varepsilon} = -\frac{h_0(-V_0 + \dot{q})}{h^2(t)} \quad (2.21)$$

2.3.4 Modèle du système complet du forgeage

Le modèle du système complet est présenté sur la figure 2.27. Le système d'alimentation électrique est modélisé en considérant un modèle moyen de la tension imposée au point V par le bras de l'onduleur (voir la figure 2.4) et l'inductance de lissage L est représentée par un accumulateur électrique. L'ensemble de la source électrique et du filtre constitue une source de courant qui alimente l'AP.

Ces modèles sont connectés en série avec le modèle de l'AP où apparaît le courant i_p (variable d'action) et la tension U_p aux bornes de l'AP (variable de réaction). La force de sortie de l'AP excite directement le dispositif mécanique, qui est modélisé comme un système masse-ressort.

La rigidité et la masse équivalente du système mécanique sont obtenues expérimentalement à partir de réponse à des échelons de tension. La vitesse en sortie du modèle du système mécanique $\dot{q}$ est la vitesse de vibrations transmise à la matrice inférieure et par conséquent à la surface inférieure du lopin cylindrique. La commutation entre les modèles correspondant à l'état élastique et l'état plastique est assurée par un aiguilleur [48] qui utilise la fonction de test $f(\varepsilon, \varepsilon_p) = |E \cdot \varepsilon - \sigma_H| - \sigma_y$. Précisons que dans ce modèle, le lopin est supposé être toujours en contact avec les deux matrices puisque l'amplitude des vibrations est très faible.

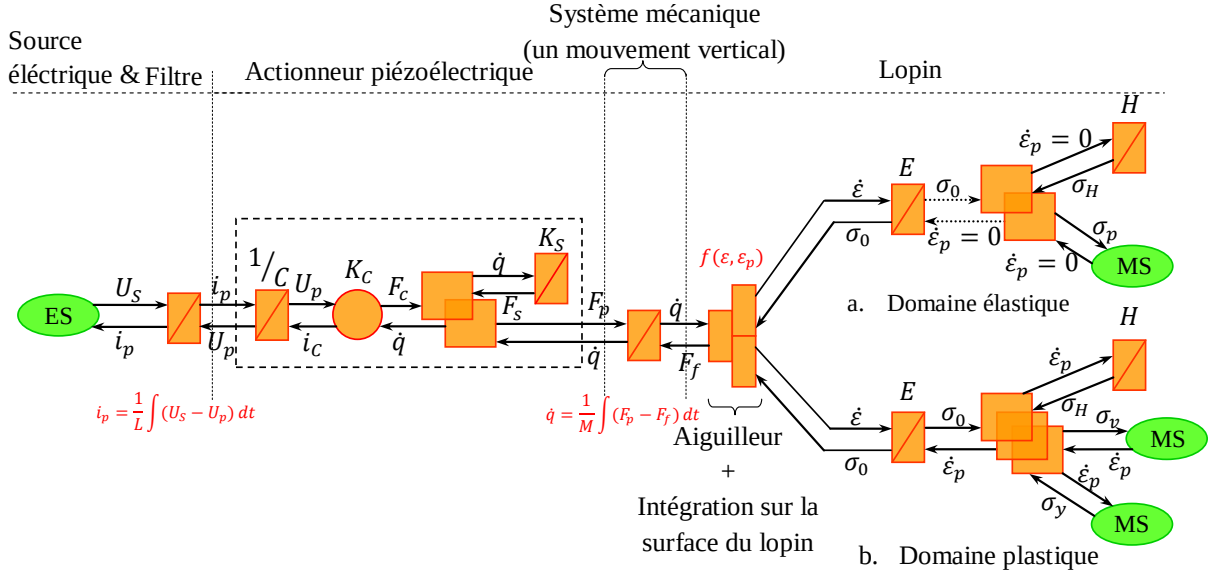


Figure 2.27: REM du système complet

2.4 Validation du modèle du système complet

2.4.1 Détermination des paramètres du matériau

Le modèle de Bingham nécessite d'identifier 6 paramètres : le module d'Young E , la contrainte d'écoulement σ_y , le coefficient d'écrouissage H et l'exposant associé m , le coefficient de viscosité de matériau η et l'exposant associé à sa loi non linéaire n . De plus, le coefficient de friction μ dans le modèle des tranches est également nécessaire.

Ces coefficients ne sont pas disponibles dans la littérature et il est nécessaire de les identifier. La stratégie utilisée a consisté en une procédure d'optimisation (voir figure 2.28).

L'objectif de cette procédure est de minimiser l'écart de la sortie prédite par le modèle pour un jeu de paramètres donné et la mesure effectuée. L'entrée du modèle est l'écart de déplacement mesuré entre des matrices. Dans l'algorithme d'optimisation, la fonction objectif à minimiser a été définie comme la norme entre la force mesurée et la force prédite $\delta = \|F_{mesurée} - F_{prédite}\|$. Par ailleurs, pour préserver le sens physique du modèle, un certain nombre de contraintes ont été imposées :

$$\begin{cases} 0 < E < E_{max}, \\ 0 < \sigma_y, \\ 0 < H < E, \\ 0 < n, m < 1, \\ 0 < \eta \end{cases}$$

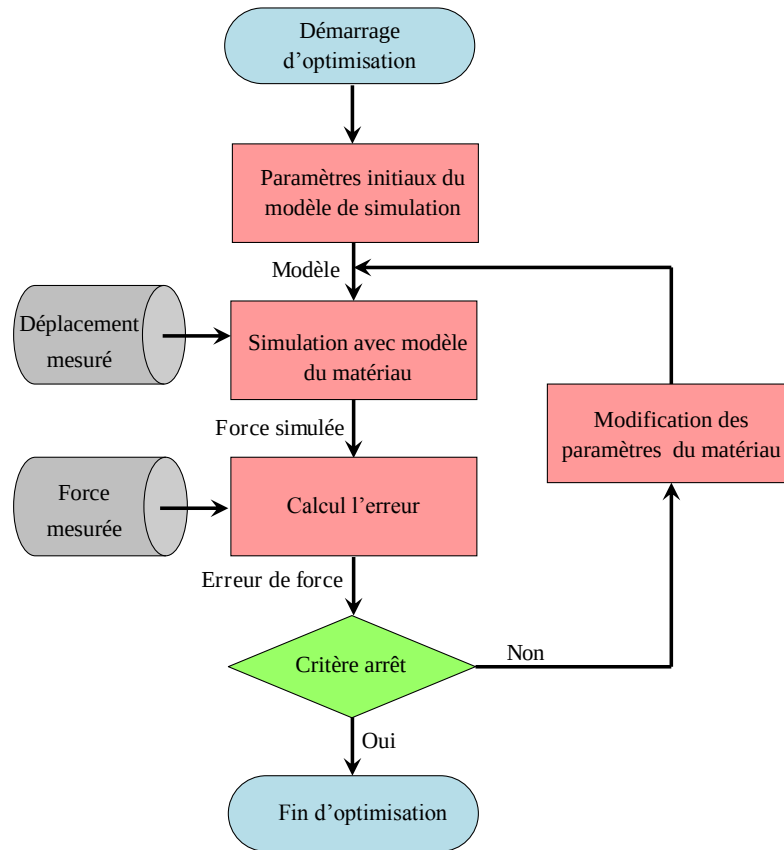


Figure 2.28: Flow chart du procédé d'optimisation

Pour l'initialisation, le module d'Young, le coefficient d'écrouissage et la contrainte d'écoulement sont estimés à partir d'un essai sans vibrations. La procédure d'optimisation est alors appliquée itérativement à un essai avec vibrations jusqu'à que $\delta < \varepsilon$ avec ε un paramètre choisi en fonction de la précision souhaitée. Les algorithmes d'optimisation utilisés sont les algorithmes `fmincon` ou `patternsearch` de MATLAB® qui permettent de résoudre des problèmes non-linéaires avec contraintes. Le second est plus robuste dans le cas de problèmes présentant des non linéarités dures comme celle rencontrée lors de transition élastique - plastique.

2.4.2 Expérience avec échantillons de cuivre

Le test a été effectué sur une machine d'essai de traction LR30K Lloyd (figure 2.29) avec une capacité de charge maximale de 30 kN et une plage de vitesse de 0,001 à 508 mm/min.

Les pièces utilisées dans cette expérience sont des échantillons cylindriques de cuivre recuit (450 °C pendant 1 heure). Les dimensions du lopin et les paramètres identifiés du matériau sont donnés dans le tableau 2.7.

Il s'avère que le coefficient de frottement de Coulomb μ est difficile à estimer. En effet,

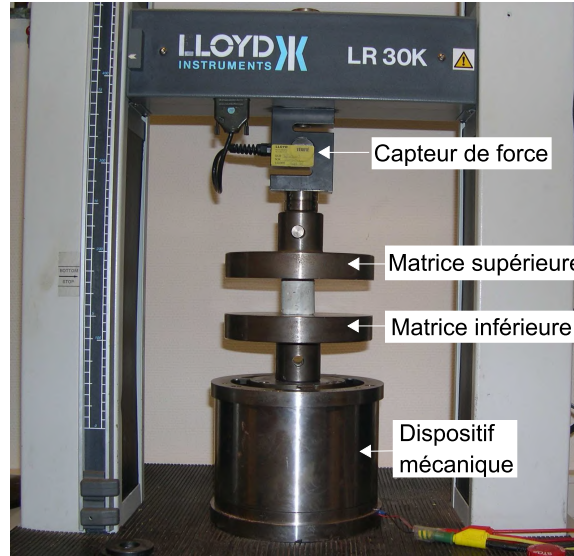


Figure 2.29: Machine d'essai Lloyd avec le dispositif mis en place

un temps relativement court au début de l'essai est considéré pour l'identification, pour des raisons de temps de calcul. Par conséquent, la valeur de A dans l'équation (2.18) varie peu et l'algorithme ne dispose que de peu d'informations pour estimer l'influence de μ .

Tableau 2.7: Paramètres d'échantillon de cuivre

h_0	7,9	[mm]
r_e	6	[mm]
σ_y	46,7	[MPa]
E	22,3	[GPa]
H	1,24	[MPa]
μ	1	-
η	4,83	[GPa.s]
n	0,958	-
m	0,33	-

Dans le cas présenté, la matrice supérieure se déplace vers le bas à une vitesse de 1 mm/min à $t = 4$ s. Une vibration de forme d'onde carré est appliquée sur la matrice inférieure par le dispositif vibrant. Les déplacements mesurés des deux matrices et la distance les séparant sont présentés sur la figure 2.30. La mesure indique que la machine Lloyd n'est pas assez rigide car le déplacement de la matrice inférieure a la même forme et la même fréquence que celui de la matrice supérieure. La déformation effective appliquée au lopin a donc d'une amplitude crête-à-crête d'environ $4\text{ }\mu\text{m}$ alors que le déplacement imposé à la matrice inférieure est de $20\text{ }\mu\text{m}$.

Sur la figure 2.31, l'effort de forgeage mesuré est comparé à celui trouvé en simulation après un filtrage qui sera justifié ensuite. Tout d'abord, la valeur moyenne de la force simulée est comparable à celle de la force mesurée. Les amplitudes crête à crête de variation de la force sont dans les deux cas environ 250–300 N selon que l'on considère le début ou

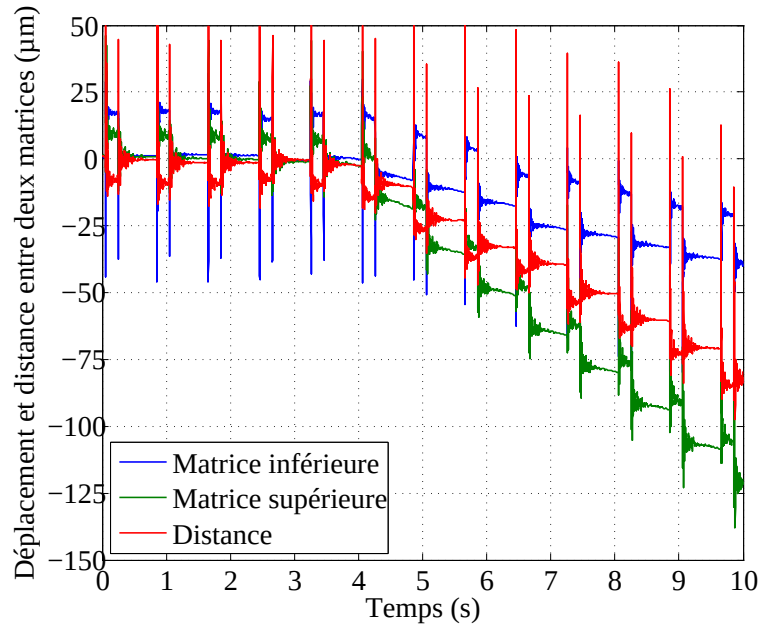


Figure 2.30: Déplacement et variation de la distance entre deux matrices

la fin de l'essai.

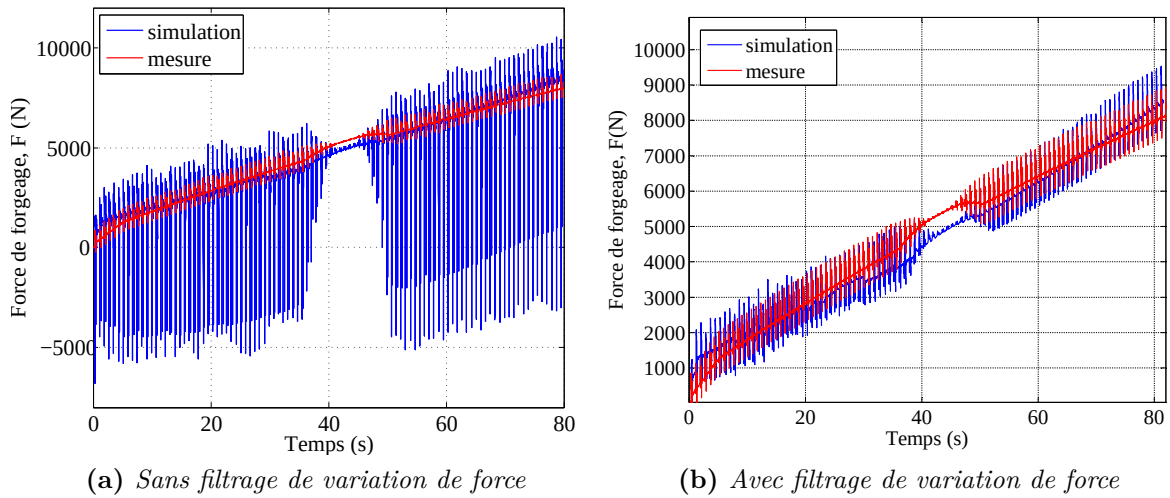


Figure 2.31: Force de forgeage mesurée en comparaison avec la valeur simulée pour l'échantillon de cuivre [64]

Cependant, la variation de la force dans le cas simulé est exagérée comme le montre la figure 2.31a. Ce problème peut être causé par une erreur de l'estimation des valeurs η et n identifiées, qui influencent la valeur de la contrainte σ_v dans l'équation (2.13). Cette valeur σ_v est plus fortement influencée par le bruit de mesure de déplacement car elle est dépendante de la vitesse de déformation $\dot{\varepsilon}_p$ qui est calculée en interne par le modèle. Or dans le cas de la vibration en créneaux, elle est particulièrement élevée et de plus des problèmes de mesure ont été constatés sur le capteur Heidenhain. Sur la figure 2.32

on a comparé les mesures de déplacement issues de ce capteur et d'un capteur laser. On peut clairement voir que le capteur Heidenhain tend à déformer les formes d'onde et à donner des mesures d'amplitude fausse. Malheureusement, les mesures de capteur laser sont difficilement exploitables en raison de la mauvaise résolution et du bruit comme on peut le voir sur la courbe sans vibrations.

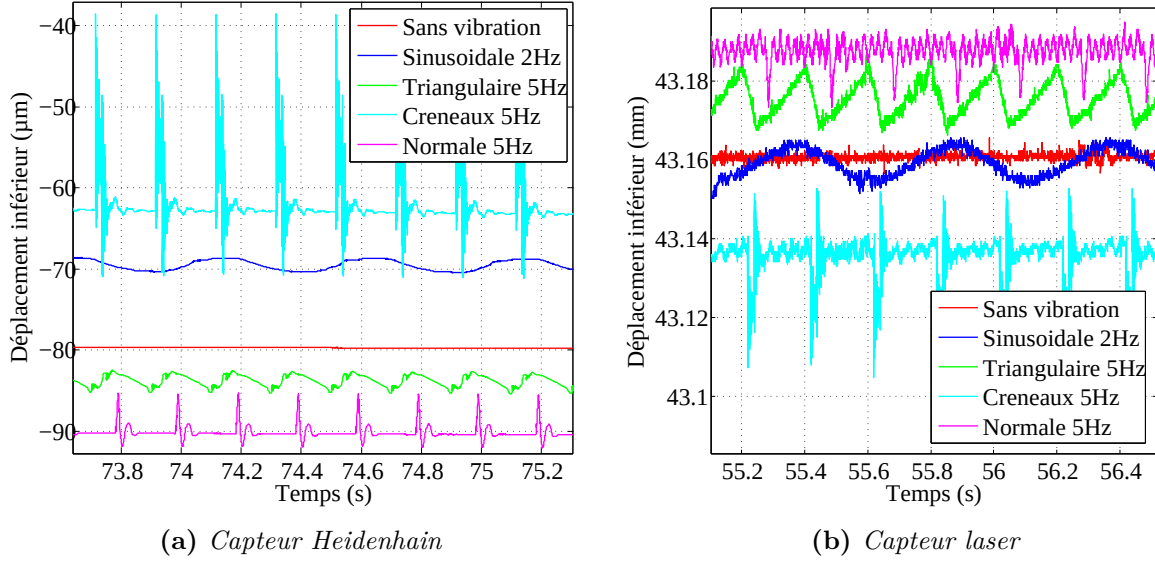


Figure 2.32: Déplacement de la matrice inférieure mesurée par deux types de capteurs

On peut également noter que la transition élastoplastique initiale sur la courbe simulée est beaucoup plus rapide que sur celle mesurée. C'est une limitation du modèle de Bingham car le comportement du modèle change rapidement, du comportement d'un ressort avec l'élasticité E , au comportement viscoplastique avec une élasticité plus faible. A la fin de l'essai, les résultats présentent une divergence de la valeur moyenne entre la force simulée et la valeur mesurée. Elle peut être attribuée à l'hypothèse cinématique du modèle des tranches, qui ignore la formation en tonneau du lopin pendant le forgeage.

Les résultats sont néanmoins encourageants, compte tenu notamment des détails visibles sur la figure 2.33. La vibration est supprimée à environ 38 s puis rétablie à environ 46 s. Une augmentation de la charge de forgeage peut être observée lorsque la vibration est supprimée dans les deux cas, expérimental et simulé, puis une diminution de la charge de forgeage apparaît quand la vibration est rétablie.

Ce résultat valide qualitativement le modèle du système et l'efficacité de l'utilisation de vibrations dans le forgeage, malgré certaines différences quantitatives.

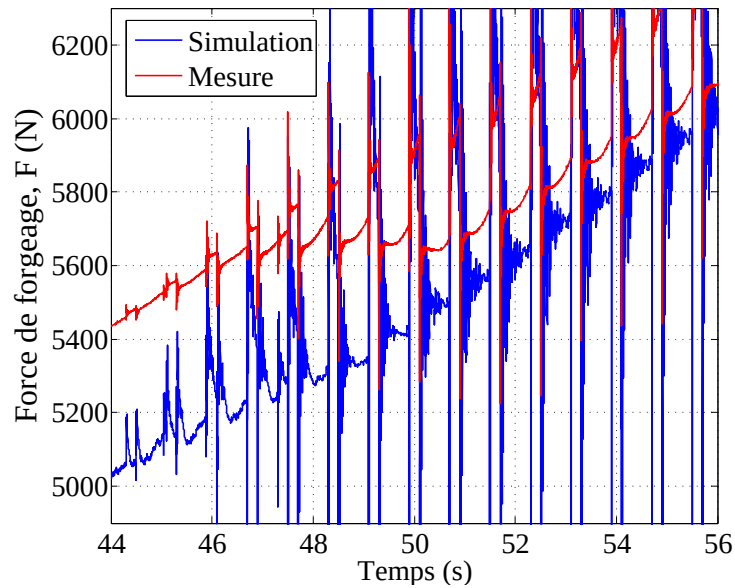


Figure 2.33: Détail de la force de forgeage mesurée en comparaison avec la valeur simulée dans le cas d'un échantillon de cuivre

2.4.3 Expérience avec échantillons d'aluminium

Les tests précédents avec des lopins de cuivre ont été influencés par l'élasticité de la machine utilisée. Ainsi, un nouveau test a dû être effectué sur une machine d'essai Zwick/Roell Z1200, avec une capacité de charge de 1200 kN et une plage de vitesse de 0,001 à 400 mm/min (figure 2.34).

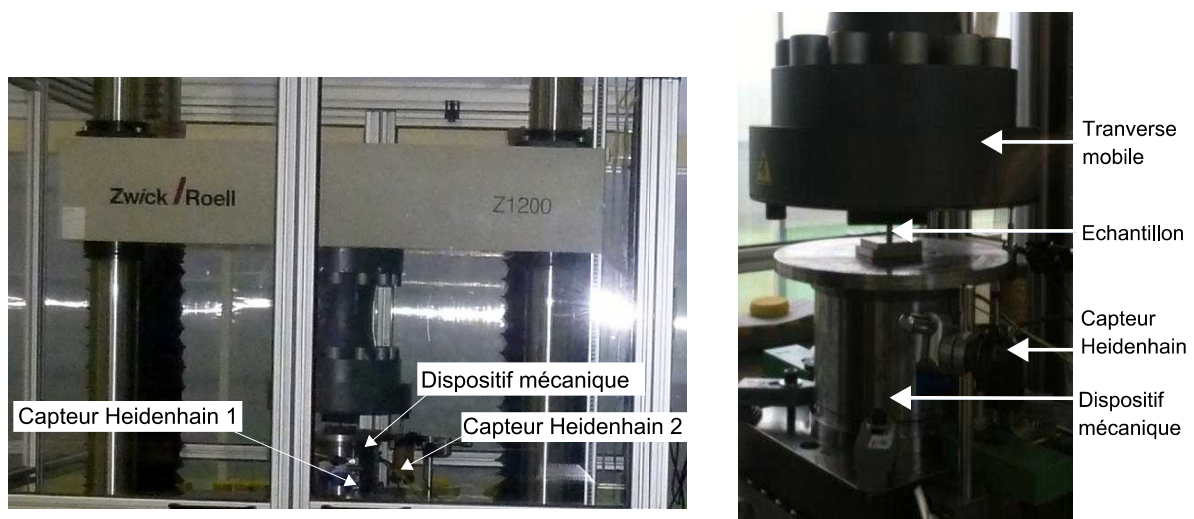


Figure 2.34: Machine d'essai Zwick/Roell pour l'essai avec aluminium

L'aluminium a été utilisé plutôt que le cuivre en raison de la disponibilité de matériau et pour la meilleure répétabilité des caractéristiques. Afin de réduire la contrainte d'écoulement du matériau, un traitement thermique a été réalisé. Il consiste un chauffage des échantillons à 550°C pendant 4 heures, suivi d'un refroidissement rapide dans l'eau froide

(trempe). Les échantillons obtenus sont utilisés immédiatement pour éviter le vieillissement qui modifie les propriétés. Les paramètres de l'échantillon cylindrique en aluminium ont été trouvés en utilisant une procédure d'identification similaire à celle du cuivre. Ils sont résumés dans le tableau 2.8.

Tableau 2.8: Paramètres de l'échantillon d'aluminium

h_0	16	[mm]
r_e	8	[mm]
σ_y	30	[MPa]
E	37	[GPa]
H	261	[MPa]
μ	0,6	-
η	89	[GPa.s]
n	0,82	-
m	0,15	-

Durant l'essai, la matrice supérieure descend à une vitesse de 1,5 mm/min tandis que la matrice inférieure est animée d'une vibration sinusoïdale. Les déplacements mesurés des deux matrices sont présentés sur la figure 2.35. Avec cette machine, la rigidité du système est nettement améliorée puisque on constate que la matrice supérieure est insensible à la vibration de la matrice inférieure.

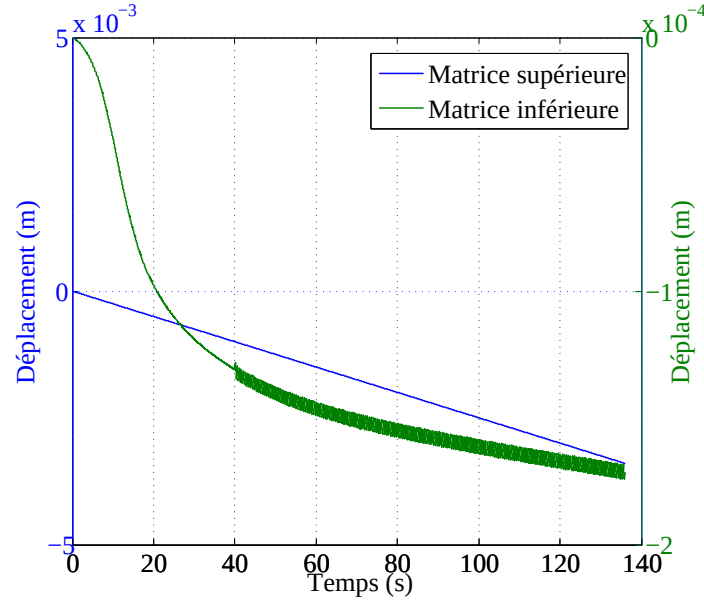


Figure 2.35: Déplacements des deux matrices obtenues pour l'échantillon d'aluminium

La tension d'alimentation de l'AP pour cet essai est une onde sinusoïdale avec l'amplitude de tension crête à crête égale à 550 V et la fréquence 2 Hz. La force mesurée est comparée avec celle simulée par le modèle REM sur la figure 2.36. Le résultat nous montre la bonne approximation trouvée pour ce test. En raison des imperfections de l'échantillon et des limites du modèle de Bingham déjà discutées dans la partie précédente, des différences

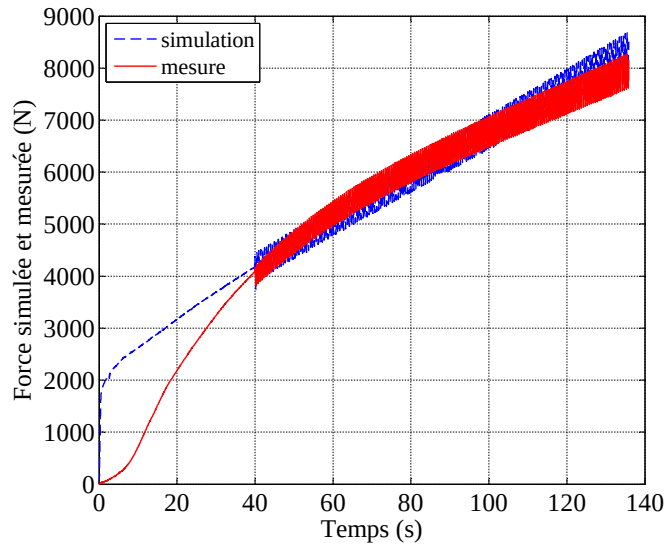


Figure 2.36: Force mesurée du forgeage par rapport à la valeur simulée dans le cas d'un échantillon d'aluminium [65]

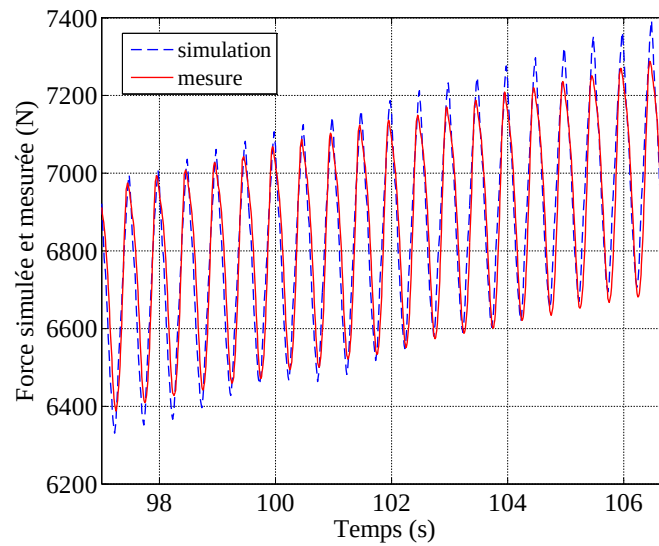


Figure 2.37: Détail de la force de forgeage mesurée par rapport à la valeur simulée

entre les deux résultats sont également trouvées dans la transition élasto-plastique et la forme de la courbe. Cependant, les variations de la force possèdent un même ordre de grandeur (environ 400 N à 550 N), ce qui peut être observé plus clairement sur la figure 2.37. Ce résultat montre une nouvelle fois la validité du modèle REM du système dans la prédiction de la réduction de force.

Dans les expériences avec cette machine d'essai, les déplacements ont encore été mesurés par les capteurs en contact avec la matrice inférieure. Un désavantage de ces capteurs est le phénomène de rebondissement du contact du capteur avec la matrice lorsqu'il y a un changement rapide, par exemple dans le cas des vibrations en créneaux. Ce phénomène peut être observé sur la figure 2.38a et plus en détail sur la figure 2.38b : le déplacement

mesuré par le capteur dans le cas de vibrations en créneaux de 5 Hz est plus élevé que l'amplitude générée réellement par l'actionneur.

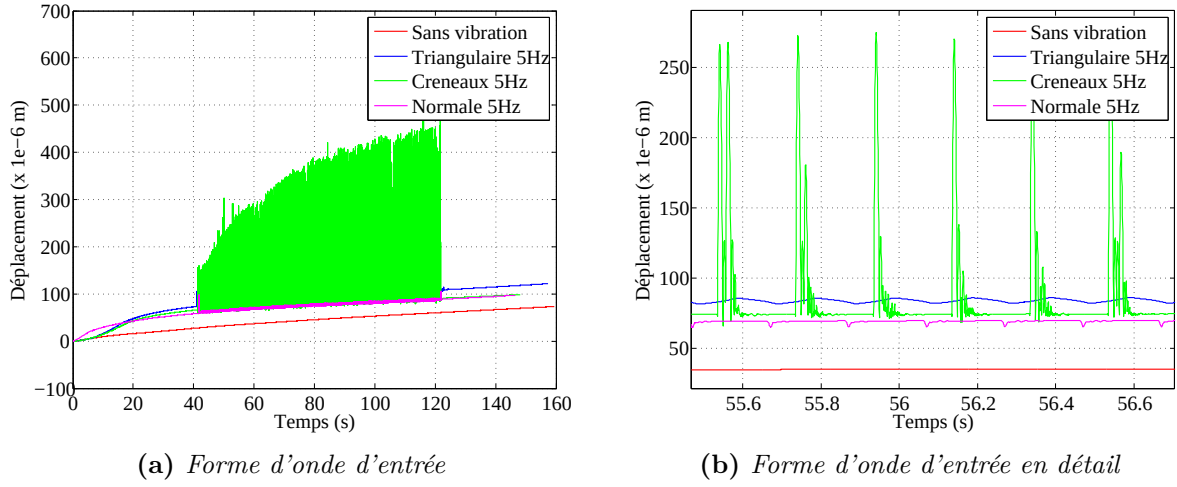


Figure 2.38: Déplacement de la matrice inférieure mesuré par un capteur de déplacement en contact avec la matrice inférieure

Cette erreur pourrait être évitée par l'utilisation d'un capteur sans contact dont la résolution et la réponse dynamique sont suffisantes pour la mesure de déplacement.

2.5 Conclusion

Dans ce chapitre, le forgeage assisté par un actionneur piézoélectrique a été simulé et étudié expérimentalement à basse fréquence. La représentation du système de forgeage par la Représentation Énergétique Macroscopique est élaborée pour estimer l'influence des vibrations sur les différents matériaux. Cette approche énergétique permet de comprendre des interactions entre les composants en mettant en évidence le flux de puissance au travers des composants du système de forgeage. De plus, le modèle quasistatique de l'actionneur piézoélectrique est aussi utilisable en basse fréquence pour le système multi-actionneurs qui sera traité dans le chapitre 4.

Avec ce modèle, la réduction de la charge du forgeage a pu être évaluée approximativement et comparée avec des résultats expérimentaux. La confrontation montre que le modèle peut simuler les caractéristiques principales du procédé, ce qui peut permettre d'étudier l'impact des différentes formes d'ondes. Il pourra être un outil utile pour étudier l'influence des paramètres de forme d'onde sur l'efficacité de vibration dans le procédé de forgeage, mais pour cela la méthode d'identification doit être rendue plus robuste et le dispositif de mesure de déplacement doit être amélioré. A l'heure actuelle, ces problèmes limitent la possibilité d'ajuster le modèle de façon satisfaisante.

Les résultats expérimentaux ont démontré que les vibrations en créneau et normale sont plus efficaces aussi bien sur des échantillons de cuivre que d'aluminium. Une réduction de force allant jusqu'à 31 % pour le forgeage de l'aluminium et 22 % pour le cuivre est obtenue avec les vibrations en forme créneau en basse fréquence (test à 5 Hz).

Néanmoins, l'ensemble des essais a indiqué que les effets sont, dans le cas de ces matériaux, plus dépendants des amplitudes et des formes d'onde que de la vitesse relative des deux matrices. Ce point n'est pas réellement contradictoire avec les résultats de travaux précédents [10] car la viscosité des matériaux choisis est négligeable. Ils semblent plutôt suggérer qu'une autre cause, probablement liée à la transition élastoplastique, est à étudier. Si tel est le cas, compte tenu de la limitation du modèle de Bingham à modéliser cette transition, il est probable que le modèle de matériau doit être amélioré. Cependant, tant que la causalité de ce modèle respecte celle imposée par la REM, cela ne remet pas en cause le reste de la modélisation du procédé.

Conception du système multi-actionneurs piézoélectriques

Dans le forgeage d'un lopin cylindrique, la matrice inférieure est l'interface mécanique qui va transmettre les vibrations au lopin. Afin de générer exactement les formes d'ondes complexes de vibrations à partir du mouvement de plusieurs actionneurs piézoélectriques, la matrice doit être guidée par un système mécanique ayant un nombre défini de degrés de liberté (d.d.l). En limitant les d.d.l, le système mécanique facilite la commande du système multi-actionneurs, pour une vibration désirée. Dans ce chapitre, l'objectif est de concevoir un mécanisme intégrant plusieurs actionneurs qui permet de combiner l'effet d'une vibration verticale avec celui obtenu par circulation d'une onde progressive. Un cahier des charges spécifique pour la conception est élaboré dans la première partie de ce chapitre. En fonction de ce cahier des charges, un système de guidage élastique sera déterminé en combinaison avec le choix des actionneurs piézoélectriques.

3.1 Cahier des charges

L'utilisation de plusieurs actionneurs piézoélectriques permet d'appliquer des formes d'ondes plus complexes que la vibration verticale selon l'axe de forgeage. En effet, l'application d'une onde progressive entraîne une réduction de force considérable comme l'a montré le premier chapitre (paragraphe 1.4). Pour obtenir une onde progressive, on effectue une rotation autour un axe du plan Oxy passant par O. La position angulaire de cet axe par rapport à l'axe Ox est donnée par l'angle $\alpha(t) = 2\pi ft + \Phi$. Ceci signifie que l'axe tourne à vitesse constante autour de Oz à partir d'un angle initial Φ . Les composantes du vecteur vitesse de rotation sont donc données par :

$$\begin{cases} \omega_x(t) &= \Omega_0 \cos(2\pi ft + \Phi) \\ \omega_y(t) &= \Omega_0 \sin(2\pi ft + \Phi) \end{cases} \quad (3.1)$$

$\omega_{x/y}$	vitesse de rotation autour Ox /Oy	[rad/s]
Ω_0	vitesse maximale de rotation	[rad/s]
f	fréquence de rotation	[Hz]
Φ	valeur initiale de l'angle de rotation	[rad]

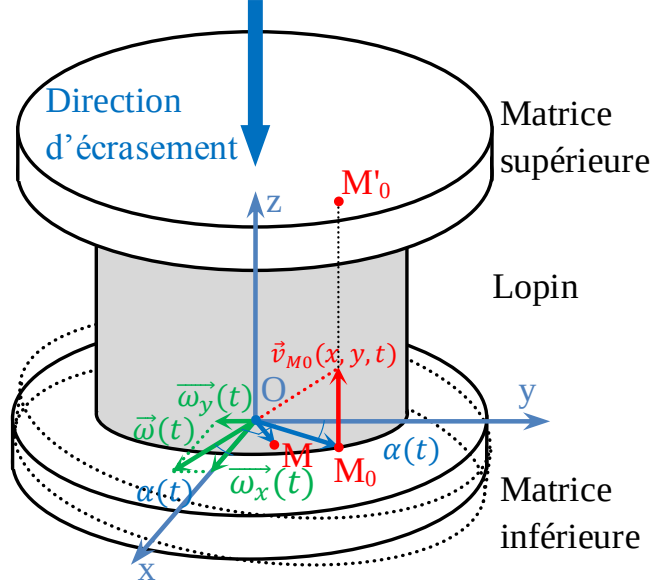


Figure 3.1: Schéma cinématique de l'onde progressive sur la matrice inférieure

Le vecteur de rotation résultant est le vecteur $\vec{\omega}(t) = \vec{\omega}_x(t) + \vec{\omega}_y(t)$ défini sur la figure 3.1 dont le module est donné par $\omega(t) = \sqrt{\omega_x^2(t) + \omega_y^2(t)} = \Omega_0$.

Le vecteur vitesse d'un point quelconque $M(x,y)$ de la surface du lopin est déterminé par :

$$\vec{v}_M(x, y, t) = \vec{\omega}(t) \times \overrightarrow{OM} \quad (3.2)$$

En effet, soit M un point sur le rayon R_M de la matrice : $\overrightarrow{OM} = (R_M \cos \theta, R_M \sin \theta, 0)^T$. Cette vitesse est donnée par :

$$\vec{v}_M = R_M \begin{vmatrix} \omega_x & \cos \theta \\ \omega_y & \sin \theta \\ 0 & 0 \end{vmatrix} = R_M \Omega_0 \sin(\alpha t - \theta) \vec{z} \quad (3.3)$$

Ce qui montre donc que, dans le cas où l'inclinaison du plateau est faible, c'est à dire que les projections de vecteur vitesse selon Ox et Oy sont négligeables, la vitesse de déplacement vertical des points du plateau sur un rayon R_M donné admet une équation d'onde progressive. La vitesse est maximale au point où la relation $\alpha t - \theta = \frac{\pi}{2}$ comme on peut le voir sur le point M_0 de la figure 3.1.

On suppose que la matrice supérieure descend avec la vitesse constante V_0 . La variation de la hauteur instantanée M_0M_0' est donc égale :

$$v_{M_0} = \frac{d(M_0M_0')}{dt} = -V_0 + R_{M_0}\Omega_0 \quad (3.4)$$

Pour garantir que le lopin est toujours en compression durant le forgeage, il faut vérifier que $v_{M_0} \leq 0$. Par conséquent, la valeur maximale de v_{M_0} est égale à 0. Dans ce cas, la valeur maximale de la rotation Ω_0 dépend de la vitesse de descente V_0 et du rayon du lopin r_e ($r_e = R_{M_0}$) comme suit :

$$\Omega_{0max} = \frac{V_0}{r_e} \quad (3.5)$$

Ce système mécanique sera utilisé pour le forgeage de lopins d'aluminium similaires à ceux utilisés dans le chapitre précédent. Ainsi, les paramètres d'entrée pour la conception sont :

- la force maximale appliquée sur le lopin, environ 12 000 N ;
- le rayon d'échantillon d'aluminium, $r_e = 4$ mm ;
- la vitesse de descente de la matrice supérieure, $V_0 = 1,5$ mm/min ;

La valeur maximale de la vitesse de rotation est donc calculée à partir de l'équation (3.5) : $\Omega_{0max} = \frac{V_0}{r_e} = 0,0063$ rad/s.

En combinaison avec ce mouvement, une vibration basse fréquence de moins de 100 Hz est superposée au point O de la matrice inférieure pour bénéficier de l'effet de vibration uni-axiale. Le système doit donc être capable d'effectuer deux rotations autour de deux axes Ox et Oy et un déplacement selon l'axe Oz. Un schéma cinématique du système mécanique avec les 3 d.d.l de mouvements requis est représenté sur la figure 3.2 où apparaissent les deux rotations correspondant aux pivots et la translation matérialisée par la liaison glissante.

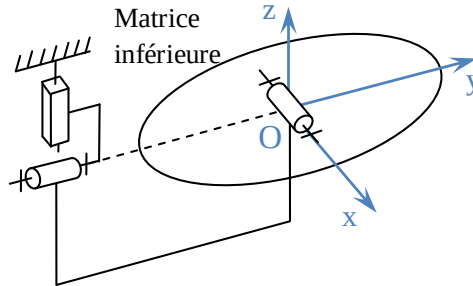


Figure 3.2: Schéma cinématique du système mécanique (nota : le repère présenté est un repère en translation dont les axes sont les axes de rotations des pivots)

3.2 Conception du système mécanique

Afin de bénéficier de la rigidité élevée et de la force totale des actionneurs piézo-électriques multicouches, les actionneurs doivent être placés verticalement pour qu'ils s'opposent à la force de forgeage. Avec cette position verticale des actionneurs, une configuration avec au minimum 3 actionneurs disposés de façon équidistante par rapport au centre du plateau et avec un angle 120° est proposée sur la figure 3.3. Cette disposition permet, en contrôlant l'allongement des actionneurs, de définir l'inclinaison autour de Ox, Oy du plan de la matrice ainsi que son élévation selon Oz. De plus, elle permet de s'opposer au basculement du plateau au cas de la charge excentrée. Si le lopin est correctement centré, cette configuration permet d'obtenir une répartition équilibrée de la force de forgeage sur les 3 actionneurs.

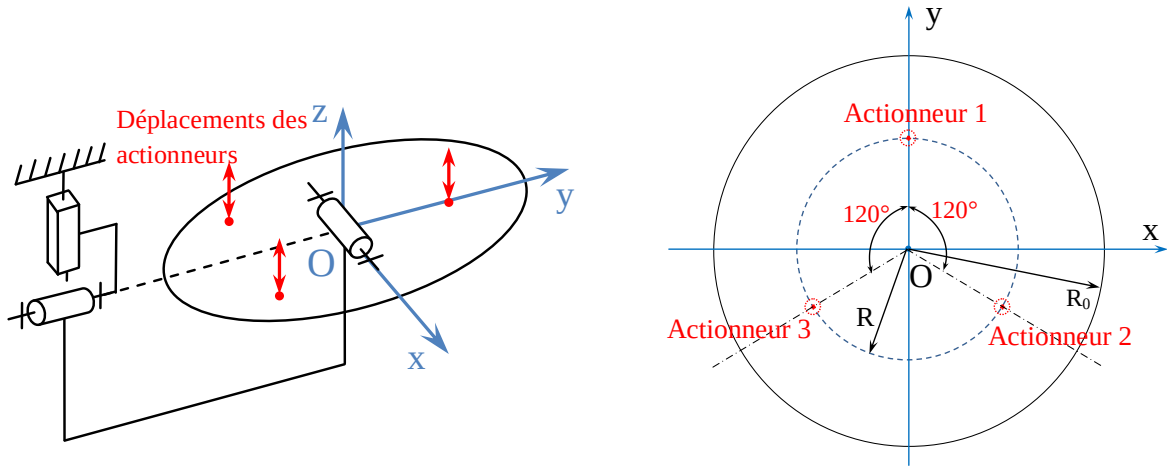


Figure 3.3: Configuration des actionnements

Pour réaliser le mouvement équivalent à une onde progressive de la matrice inférieure, il est nécessaire que le mouvement des actionneurs soit synchronisé. La vitesse instantanée de chaque actionneur est déterminée par l'intermédiaire du vecteur de rotation instantané de la matrice inférieure $\vec{\omega}(t)$ selon la relation (3.3).

Comme on peut le voir sur la figure 3.4, les expressions des vitesses à la verticale des actionneurs sont données par :

$$\begin{cases} \vec{v}_1 = R\Omega_0 \sin\left(\frac{\pi}{2} - \alpha(t)\right) \vec{z} \\ \vec{v}_2 = R\Omega_0 \sin\left(\frac{\pi}{2} - \frac{2\pi}{3} - \alpha(t)\right) \vec{z} \\ \vec{v}_3 = R\Omega_0 \sin\left(\frac{\pi}{2} - \frac{4\pi}{3} - \alpha(t)\right) \vec{z} \end{cases} \quad (3.6)$$

Cette relation montre également l'intérêt de cette configuration où les vitesses des actionneurs sont imposées de façon à former un système triphasé. Dans la suite, nous discuterons les choix concernant les trois composants du système :

- Les actionneurs piézoélectriques ayant une force et des déplacements adaptés aux exigences du forgeage assisté par une onde progressive selon le cahier des charges déjà évoqué ;
- La configuration du guidage élastique permettant de réaliser la cinématique proposée sur la figure 3.2 ;
- Les contacts sphère - plan devant assurer un contact permanent entre les actionneurs et la matrice inférieure.

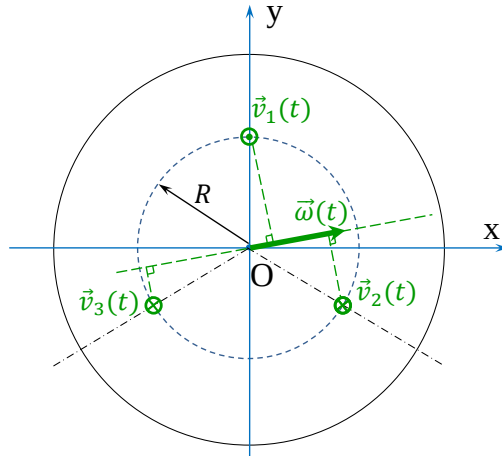


Figure 3.4: Vitesse des actionneurs définie par le vecteur de rotation de la matrice inférieure ω

3.2.1 Choix des actionneurs piézoélectriques

3.2.1.1 Détermination de la course maximale

En intégrant la relation précédente (3.6), on obtient les déplacements :

$$\begin{cases} z_1 = \frac{R\Omega_0}{2\pi f} \sin(\alpha(t)) + z_0 \\ z_2 = \frac{R\Omega_0}{2\pi f} \sin\left(\alpha(t) + \frac{2\pi}{3}\right) + z_0 \\ z_3 = \frac{R\Omega_0}{2\pi f} \sin\left(\alpha(t) + \frac{4\pi}{3}\right) + z_0 \end{cases} \quad (3.7)$$

Pour obtenir la vitesse Ω_{0max} , imposée par le cahier des charges, il faut estimer la course maximale des actionneurs qui permettra de définir une gamme d'actionneur avec la force maximale nécessaire. En considérant les expressions données par (3.7), l'amplitude crête à crête est : $a_{cc} = \frac{R\Omega_{0max}}{\pi f}$ ce qui peut être exprimée en fonction du rayon du lopin et de la vitesse maximale d'avance du coulisseau (voir l'équation (3.5)). Cette dernière permet de faire apparaître le rapport des rayons comme choix de conception puisque $a_{cc} = \frac{RV_0}{r_e\pi f}$.

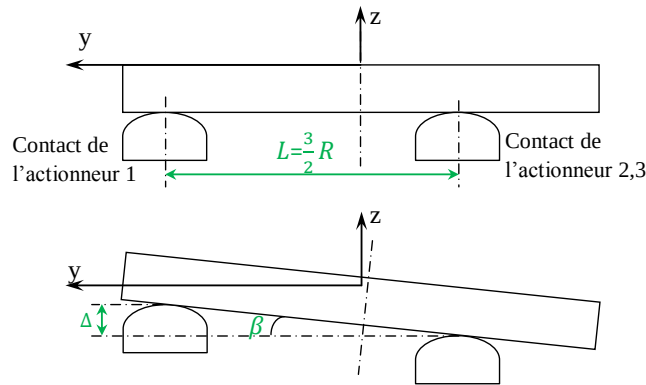


Figure 3.5: Angle de rotation

Pour des questions de coût, il est préférable de choisir des actionneurs dont les courses sont faibles, on aura donc intérêt à rapprocher les actionneurs ce qui sera fait dans les limites d'encombrement des actionneurs. On peut déterminer l'inclinaison du plateau en considérant l'instant particulier $\alpha(t) = \frac{\pi}{2}$ correspondant à la figure 3.5, où $\Delta = \frac{3R\Omega_0}{4\pi f}$

$$\beta = \text{atan} \frac{\Delta}{L} \simeq \frac{\Omega_{0max}}{2\pi f} \quad (3.8)$$

Ainsi en considérant que les actionneurs sont disposés sur rayon de 30 mm, la course maximale nécessaire est de 37,5 μm avec une inclinaison du plateau correspondante d'environ 11''.

3.2.1.2 Contrainte technologique

L'actionneur piézoélectrique multi-couches sans pré-chargement axial est sensible aux sollicitations en traction, pouvant causer la ruine à partir d'une charge limite. Il faut donc appliquer une force de compression (précontrainte) pour se prémunir contre ce problème. Cette précontrainte doit être déterminée grâce à la caractéristique statique de l'actionneur (voir 2.3.2) et peut atteindre jusqu'à 50% de la force de blocage (c'est à dire la force maximale générée par l'actionneur bloqué).

Pour appliquer une force de précontrainte sur l'actionneur, il existe différentes méthodes comme le montre la figure 3.6

- Pré-chargement interne (figure 3.6a) : le mécanisme de pré-chargement (qui est désigné par VS sur la figure) est intégré dans un boîtier encapsulant l'actionneur. Avec cette configuration, les forces appliquées par le mécanisme externe peuvent être soit en compression soit en traction. Par contre, il faut trouver un moyen d'éviter le jeu mécanique possible entre l'actionneur et le système entraîné.

- Pré-chargement externe (figure 3.6b) : l'actionneur est pré-chargé par l'utilisation d'un ressort VS en série avec le système entraîné. Ainsi, l'actionneur est toujours mis sous une charge de compression et le jeu mécanique est également évité.
- Pré-chargement combiné (figure 3.6c) : le pré-chargement est réalisé par la combinaison de 2 types de pré-chargement précédents (par un ressort VS1 pour un pré-chargement interne de l'actionneur et un ressort VS2 pour un pré-chargement externe).
- Pré-chargement actif (figure 3.6d) : cette configuration utilise 2 actionneurs dont les déplacements sont générés en sens contraire (l'un se rétractant lorsque l'autre s'allonge). Les mouvements doivent être synchronisés pour maintenir un pré-chargement constant faible.

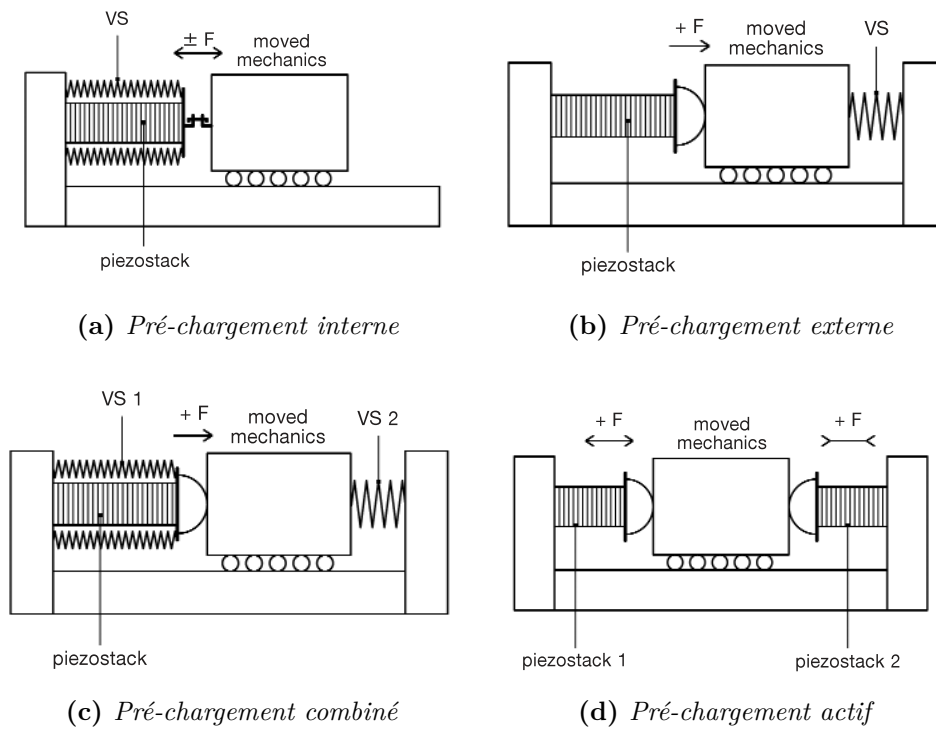


Figure 3.6: Méthodes de pré-chargement [66]

La première méthode est la méthode la plus utilisée en raison de sa simplicité, sa robustesse et son indépendance vis à vis du système mécanique externe. Un actionneur avec un pré-chargement interne est donc choisi pour cette application.

Dans notre étude, l'actionneur Piezomechanik HPSt 1000/15-8/60 VS 22 est choisi en raison de ses caractéristiques résumées dans le tableau 3.1.

Le choix de la rigidité de l'actionneur est justifié par celle des échantillons utilisés. En effet, pour que l'actionneur puisse générer une puissance maximale, la rigidité du système entraîné doit être égale à celle de l'actionneur. Or, les échantillons d'aluminium de

Tableau 3.1: Paramètres de l'actionneur Piezomechanik HPSt 1000/15-8/60 VS 22

Paramètre	Valeur
Course maximale (sous tension de 1000 V)	60 μm
Force générée maximale	5500 N
Force de pré-chargement	400 N
Rigidité	100 N/ μm

hauteur $h = 16 \text{ mm}$ et de rayon $r_e = 4 \text{ mm}$ présentent une rigidité que l'on peut estimer à $K = \frac{E\pi r_e^2}{h} \simeq 220 \text{ N}/\mu\text{m}$. Ainsi la rigidité équivalente des actionneurs en parallèle étant $300 \text{ N}/\mu\text{m}$, on voit que l'ensemble des caractéristiques est adapté aux exigences demandées. Ajoutons que cet actionneur peut atteindre jusqu'à $80 \mu\text{m}$ de déplacement s'il est mis sous la tension bipolaire $-200/1000 \text{ V}$, ce qui laisse la possibilité de générer, en plus de la rotation, des vibrations verticales.

3.2.2 Conception du guidage élastique

Afin de transmettre le mouvement des actionneurs à la matrice inférieure, l'utilisation de guidage élastique est nécessaire pour éviter des jeux mécaniques incompatibles avec les faibles déplacements des actionneurs piézoélectriques (de l'ordre de soixante μm). Ce type de guidage a été largement utilisé depuis plus de 60 ans dans plusieurs applications comme les instruments de mesure, les instruments optiques, les applications spatiales ou la micromanipulation par exemple. Cette solution est intéressante pour les applications de précision ou avec de faibles déplacements, car elle évite les jeux mécaniques, les frottements, l'usure et permet d'atteindre de hautes résolutions (nanométrie dans le cas des microscopes à force atomique) avec une répétabilité très élevée [67, 68]. Les guidages élastiques permettent de réaliser des cinématiques complexes avec plusieurs degrés de liberté, des systèmes à deux déplacements XY [69, 70], aux mécanismes à 6 d.d.l [71–78], en passant par des systèmes à 3 d.d.l [79–86].

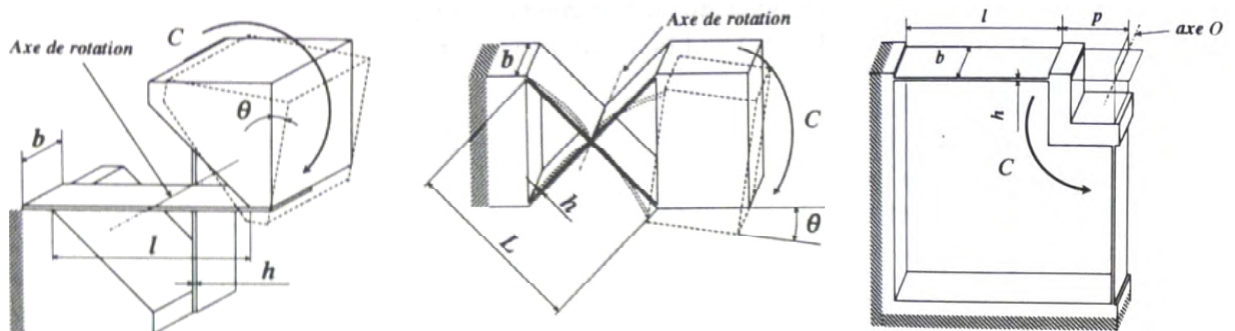
Les inconvénients principaux de ces guidages sont les courses limitées par la contrainte mécanique admissible des éléments déformés, et la force de rappel qui tend à ramener le guidage vers sa position non déformée. Par contre, dans le cas des mouvements très faibles des actionneurs (c'est à dire la plupart des applications de la manipulation et du micro/nano positionnement), ces problèmes peuvent être réduits par une conception mécanique adaptée aux contraintes mécaniques du matériau.

Les guidages élastiques peuvent être connectés en série ou en parallèle pour réaliser un système avec deux rotations. Les deux cas sont considérés dans les deux parties suivantes.

3.2.2.1 Guidages élastiques en série

Les guidages élastiques pour une rotation peuvent être classés dans deux types principaux [67] :

1. Guidage élastique de rotation avec des lames élastiques : cette structure est constituée d'un pivot dont l'axe de rotation coïncide approximativement avec la droite d'intersection entre les deux plans définis par les lames au repos (non fléchies) [67]. Il y a trois types courants de guidages avec des lames pour une rotation :
 - (a) Pivot à deux lames croisées séparées (figure 3.7a) : ce guidage est constitué de deux lames disposées orthogonalement reliant le bloc mobile au bloc fixe.
 - (b) Pivot à deux lames croisées non séparées (figure 3.7b) : ce pivot est l'homologue monolithique du pivot à deux lames croisées séparées.
 - (c) Pivot RCC à deux lames (RCC : Remote Center Compliance) (figure 3.7c) : l'axe de rotation (l'axe O) se trouve à l'extérieur de la structure.



(a) Pivot à deux lames croisées séparées : h épaisseur des lames ; b largeur des lames ; l longueur des lames d'un encastrement à l'autre

(b) Pivot à deux lames croisées non séparées : h épaisseur des lames ; b largeur des lames ; L longueur des lames d'un encastrement à l'autre ; l demi-longueur des lames

(c) Pivot RCC à deux lames : h épaisseur des lames ; b largeur des lames ; L longueur des lames d'un encastrement à l'autre ; p distance entre l'axe de rotation O et l'extrémité des lames

Figure 3.7: Pivots à deux lames [67]

2. Guidage élastique de rotation avec quatre cols : ce guidage utilise des cols circulaires déformables à la place de lames élastiques. Il présente une plus grande rigidité radiale que les pivots à lames pour un même encombrement et une même course angulaire [67].

- (a) Pivot croisé à quatre cols (figure 3.8a)
- (b) Pivot RCC à quatre cols (figure 3.8b)

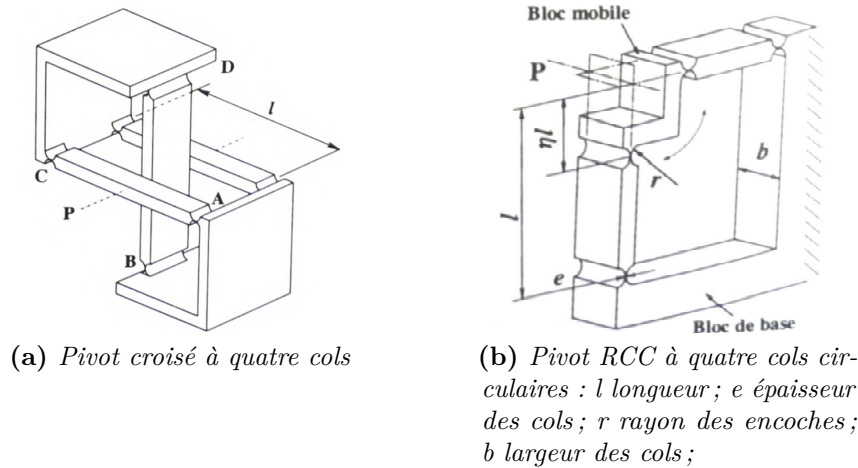


Figure 3.8: Pivots à quatre cols [67]

Le pivot à deux lames croisées séparées est utilisé pour faciliter la fabrication. Ils doivent être connectés en série comme le montre la figure 3.9a afin de réaliser deux rotations concourantes autour des axes O_x et O_y . Cette conception présente des rotations parasites autour O_z en raison de l'asymétrie. Pour pallier ce défaut et augmenter la rigidité de système, une conception avec deux paires de pivots est présentée sur la figure 3.9b.

Cette solution nous montre une possibilité de concevoir un système avec la cinématique demandée par des pivots flexibles élémentaires. Dans cette conception, les axes de rotation sont déterminés par les axes des éléments flexibles. Cette conception présente l'avantage d'imposer les axes de rotation et ainsi de les rendre concourants comme dans le cas de cardans. Par contre, cette configuration comporte aussi des désavantages :

- Les deux axes de rotation de guidage se situent sous la matrice inférieure. Il en résulte des translations parasites du centre de la matrice inférieure proportionnelles à la distance entre les axes de rotation des guidages et la matrice inférieure ;
- L'encombrement des guidages est assez important ;
- L'usinage et l'assemblage sont compliqués ;
- L'influence de la masse du support intermédiaire connecté aux lames flexibles risque d'induire des comportements dynamiques complexes à commander.

De plus, pour le déplacement selon O_z , ce montage risquant de présenter une rigidité selon O_z trop importante, il peut être nécessaire de prévoir un guidage élastique en translation supplémentaire.

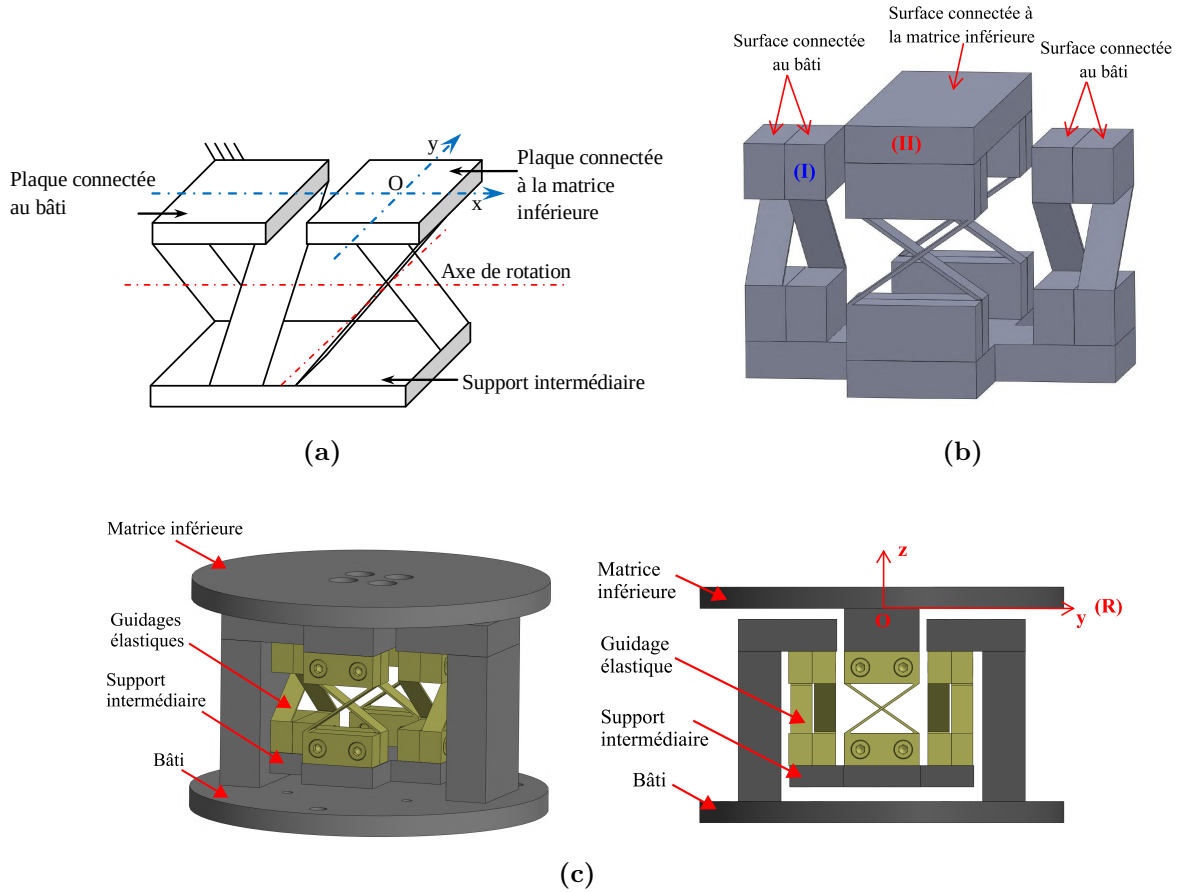


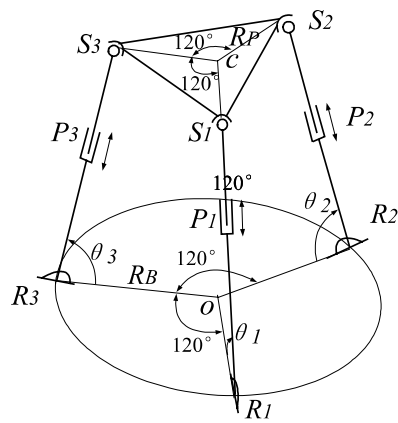
Figure 3.9: *Guidages élastiques pour 2 rotations avec la conception de pivot à deux lames croisées séparées*

3.2.2.2 Guidages élastiques en parallèle

Les guidages élastiques connectés en parallèle sont largement utilisés en raison de leur compacité, pour des mécanismes présentant plusieurs d.d.l avec des rigidités élevées. Dans la suite, nous présentons deux exemples de mécanismes basés sur des liaisons élastiques permettant de réaliser des cinématiques voisines de celle recherchée.

Le schéma d'un mécanisme à 6 d.d.l mettant en œuvre un guidage élastique est présenté sur la figure 3.10 [87]. Il se compose de deux étages parallèles. L'étage supérieur est un mécanisme parallèle à 3 d.d.l comportant deux rotations autour de Ox , Oy et une translation verticale selon Oz tandis que l'étage inférieur comporte trois d.d.l comprenant deux translations selon Ox , Oy et une rotation autour de Oz . Ces deux étages parallèles sont associés en série pour obtenir 6 d.d.l. Le schéma cinématique permet d'utiliser des liaisons élastiques plus simples (R : pivot, P : glissière et S : sphérique). Les liaisons S_1 , S_2 , S_3 sont réalisées par l'association de 3 liaisons élastiques de rotation dont les axes se croisent en un même point comme le montre la figure 3.10.

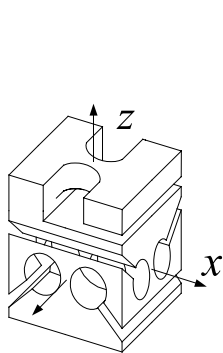
Cette liaison sphérique est utile pour des applications où la force appliquée est faible, par



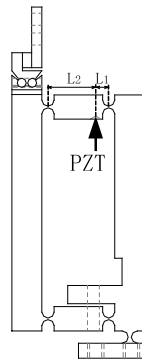
(a) Schéma cinématique



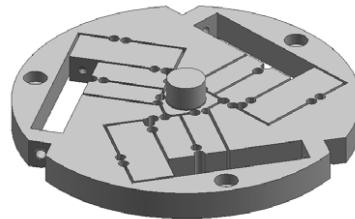
(b) Prototype du système



(c) Liaison sphérique S



(d) Liaison glissière P



(e) Liaison pivot R

Figure 3.10: Conception avec guidages élastiques pour mouvement de 6 degrés de liberté [87]

exemple pour l'alignement de fibres optiques comme dans le cas présenté. Mais cette liaison est trop souple et fragile pour les forces très élevées rencontrées dans notre application.

Autre exemple, un mécanisme flexible à 3 d.d.l est développé pour la manipulation d'un instrument de microchirurgie portable (dimension 150 mm et diamètre 22 mm) permettant de compenser le tremblement des mains. Le schéma du système est présenté sur la figure 3.11 avec trois translations selon les directions X, Y, Z qui sont entraînées par deux actionneurs en mode de cisaillement et un actionneur en mode longitudinal. Le déplacement des actionneurs est amplifié par la rotation d'une colonne centrale autour de deux axes X, Y. Ces rotations sont réalisées par des déformations de quatre lames flexibles et une liaison sphérique flexible comme le montre la figure 3.11. Un autre étage de mécanisme flexible de translation est utilisé pour guider le mouvement d'un autre actionneur en mode longitudinal et également appliquer une précontrainte de 50 N. L'amplitude du déplacement pour l'application est d'environ 50 μm et la force appliquée est seulement de quelques mN.

Cette conception correspond à la cinématique recherchée mais elle présente deux inconvénients :

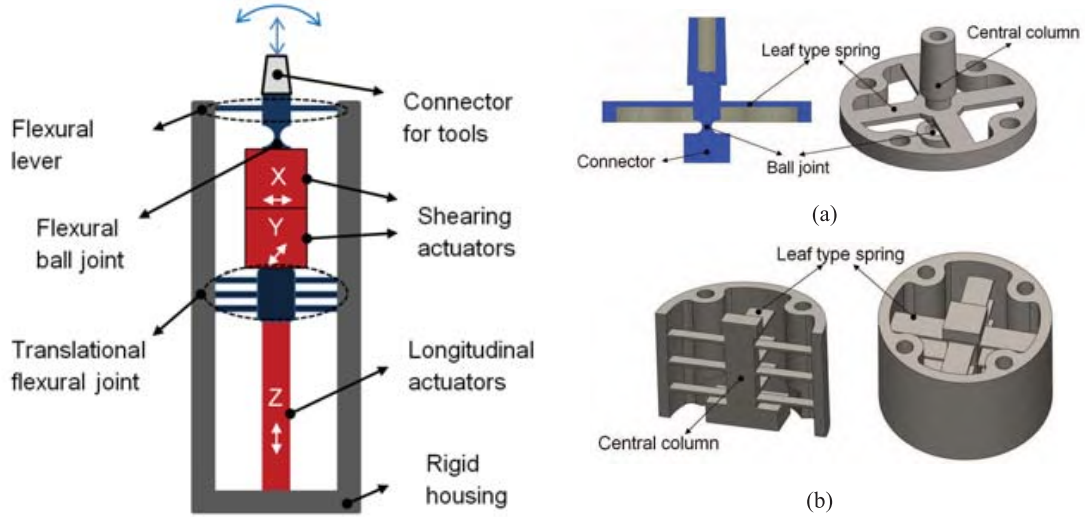


Figure 3.11: Conception avec guidages élastiques pour un mouvement de 3 degrés de liberté [88]

- La précontrainte nécessite un ensemble de lames élastiques complexe à réaliser ;
- Les rotations sont obtenues en utilisant des céramiques piézoélectriques en cisaillement, mais les efforts peuvent être atteints avec cette technologie sont faibles.

3.2.2.3 Solution retenue

La solution par guidage élastique proposée dans cette thèse consiste à utiliser trois lames élastiques comme le montre la figure 3.12 [89]. Ces trois lames sont déformées par l'application de 3 déplacements selon la direction verticale aux points A_1, A_2, A_3 . Nous montrerons que cette disposition amène à deux rotations concourantes autour des axes x et y et à une translation en z , obtenues grâce aux déformations élastiques simultanées des trois lames.

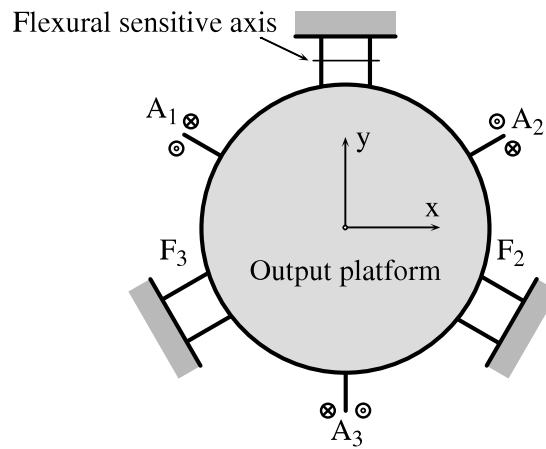


Figure 3.12: Conception avec guidages élastiques pour un mouvement de 3 degrés de liberté [89]

Les avantages de cette conception sont :

- Sa simplicité de fabrication ;
- Les axes de rotation sont compris dans le plan de la matrice inférieure réduisant l'existence de mouvement de translation parasite dans les directions Ox , Oy ;
- Les déplacements verticaux sont directement réalisés par des actionneurs piézoélectriques ce qui permet d'avoir une grande rigidité selon Oz .

Ce dernier point pose cependant un certain nombre de problèmes liés à la technologie des actionneurs employés.

3.2.3 Contact sphère-plan

Les actionneurs piézoélectriques multi-couches peuvent être chargés uniquement dans la direction axiale. Il faut donc éviter les moments ou les forces perpendiculaires à la direction de mouvement de l'actionneur comme le montre la figure 3.13.

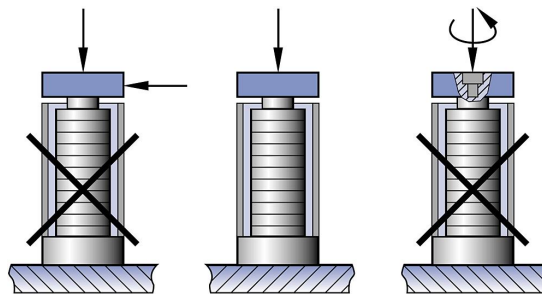


Figure 3.13: Guide d'application des efforts [90]

Pour éliminer ces contraintes parasites, qui peuvent être causées par des erreurs de parallélisme des surfaces de contact des actionneurs, l'utilisation de contact sphère-plan ou de guidages flexibles doit être considérée dans la conception. Dans le cas d'un système ayant un mouvement rotatif, les solutions sont montrées sur la figure 3.14 par un contact sphère-plan, une bille avec précontrainte ou un mécanisme flexible.

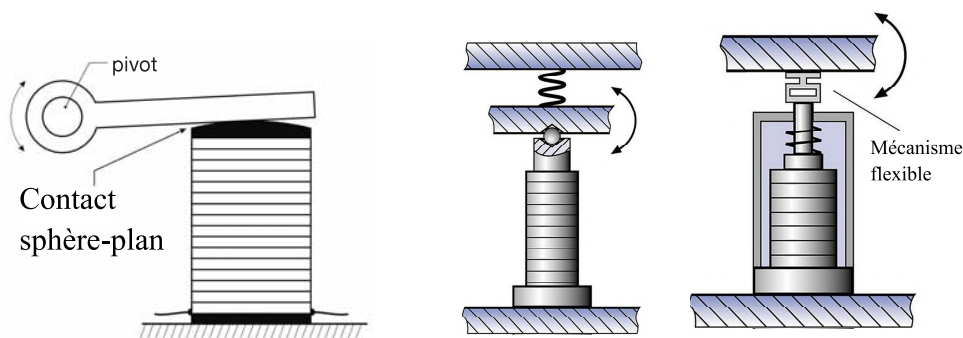


Figure 3.14: Couplages de l'actionneur avec le système mécanique [66, 90]

Dans le cas du forgeage où la force est élevée, il y a un risque de flambage ou de rupture dans le cas de l'utilisation d'un mécanisme flexible. De plus, avec la nécessité de rotation autour de deux axes, cette solution devient plus compliquée. La solution avec bille sous précontrainte est aussi défavorable à cause de sa complexité et de sa grande déformation sous l'action d'une force élevée. La solution avec contact sphère-plan est donc choisie en raison de sa robustesse et de sa simplicité. Pour maintenir le contact avec la matrice inférieure, il faut s'assurer que le contact sphère-plan est constamment comprimé. En effet, sous l'application de forces par des actionneurs, le plateau peut se détacher du contact sous l'effet de l'inertie. Il est donc nécessaire de prévoir une structure supplémentaire pour maintenir les contacts sphère-plan de façon permanente entre les actionneurs et le plateau. Cette structure permettra également un actionnement bi-directionnel par les actionneurs, la force de traction étant limitée par la précontrainte interne de l'actionneur.

Une structure de contacts sphère-plan bi-directionnelle (appelée le support de contact) est présentée sur la figure 3.15a. Les actionneurs sont vissés aux supports de contact. Sur ces derniers sont fixés deux calottes sphériques (figure 3.15a). Elles sont en contact avec un plateau secondaire situé sous la matrice inférieure de façon à déporter le contact hors de la zone de forgeage.

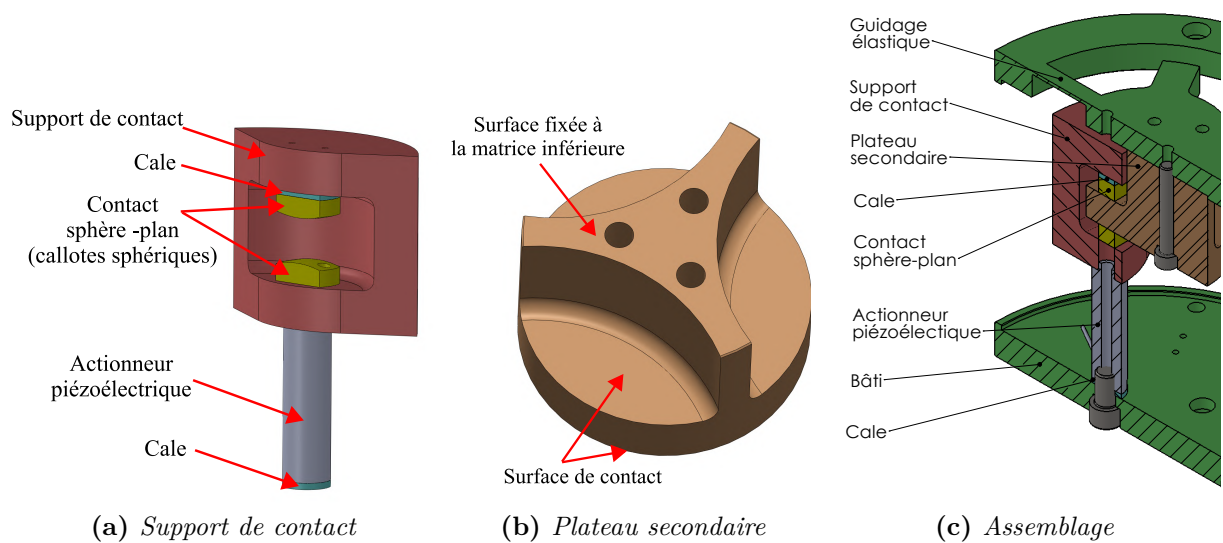


Figure 3.15: Conception des contacts sphère-plan

Afin d'appliquer une précontrainte sur les contacts sphère-plan, l'écartement des sphères est réglé par l'utilisation d'une cale. Pour réaliser le montage de l'ensemble (représenté sur la figure 3.16), ce dernier doit être réalisé à chaud pour obtenir le jeu nécessaire par dilatation thermique.

Enfin, la dispersion dimensionnelle des actionneurs sera compensée par l'utilisation de cales utilisées pour régler la distance entre le bâti et le plateau secondaire et ainsi ne pas déformer les lames élastiques lors de l'assemblage (voir Annexe B).

3.2.4 Capteur de mesure des déplacements

Une mesure des trois mouvements de la matrice inférieure est indispensable pour la commande du système. Il est essentiel de déterminer les capteurs utilisés afin de prévoir leur intégration dans le système mécanique. Pour le déplacement selon Oz, une mesure sans contact est préférable pour éviter l'interaction dynamique du contact des capteurs tel que les rebondissements rencontrés lors des essais avec le système mono-actionneur. Cette mesure de déplacement peut être réalisée par plusieurs types de capteurs sans contact. Pour la mesure de déplacement sans contact de surfaces métalliques avec des résolutions élevées (de l'ordre μm) et des bandes passantes suffisantes, les capteurs suivants sont souvent utilisés : capteurs capacitifs, capteurs à courant de Foucault, capteurs laser, capteurs chromatiques.

L'angle de rotation peut être mesuré directement par un gyroscope électronique mais sa sensibilité est limitée et sa taille encombrante [91]. Ce type de capteur n'a donc pas été retenu pour cette application. Une autre méthode consiste à estimer l'angle de rotation à partir de mesures de déplacement. En effet, par la mesure en 3 points non alignés de la distance entre la matrice et le bâti, il est possible de déterminer la position et l'orientation de cette dernière (voir chapitre 4). On utilisera donc trois capteurs de déplacement pour déterminer les mouvements de trois points de la matrice. Certaines caractéristiques des capteurs de déplacement à considérer sont comparées dans la table 3.2. Les capteurs à courant de Foucault et capacitifs sont plus adaptés aux exigences : pour l'étendue de mesure faible, la résolution est élevée avec des encombrements limités et des fréquences de mesure élevées. De plus, ils peuvent fonctionner sur des plages plus larges de température ce qui est favorable pour le forgeage à chaud. Enfin, leurs robustesses sont aussi adaptées à des mesures dans un environnement industriel.

Tableau 3.2: *Caractéristiques des capteurs [92]*

Principe de mesure	Courant de Foucault	Capacitif	Laser	Confocal chromatique
Précision	Élevée	Très élevée	Moyenne	Élevée
Résolution (% de l'EM)	0,000 03	0,000 075	0,005	< 0,004
Étendue de mesure-EM (mm)	0,4 - 80	0,05 - 10	0,5 - 750	0,12 - 25
Encombrement	Faible	Faible	Moyen	Faible
Fréquence de mesure (kHz)	100	50	20	30
Robustesse	Élevée	Moyenne	Moyenne	Élevée
Plage de température (°C)	0 - 150	50 - 200	0 - 55	10 - 80

La conception du système mécanique intégrant 3 actionneurs piézoélectriques et des capteurs à courant de Foucault EPU15 [93] est présentée sur la figure 3.16.

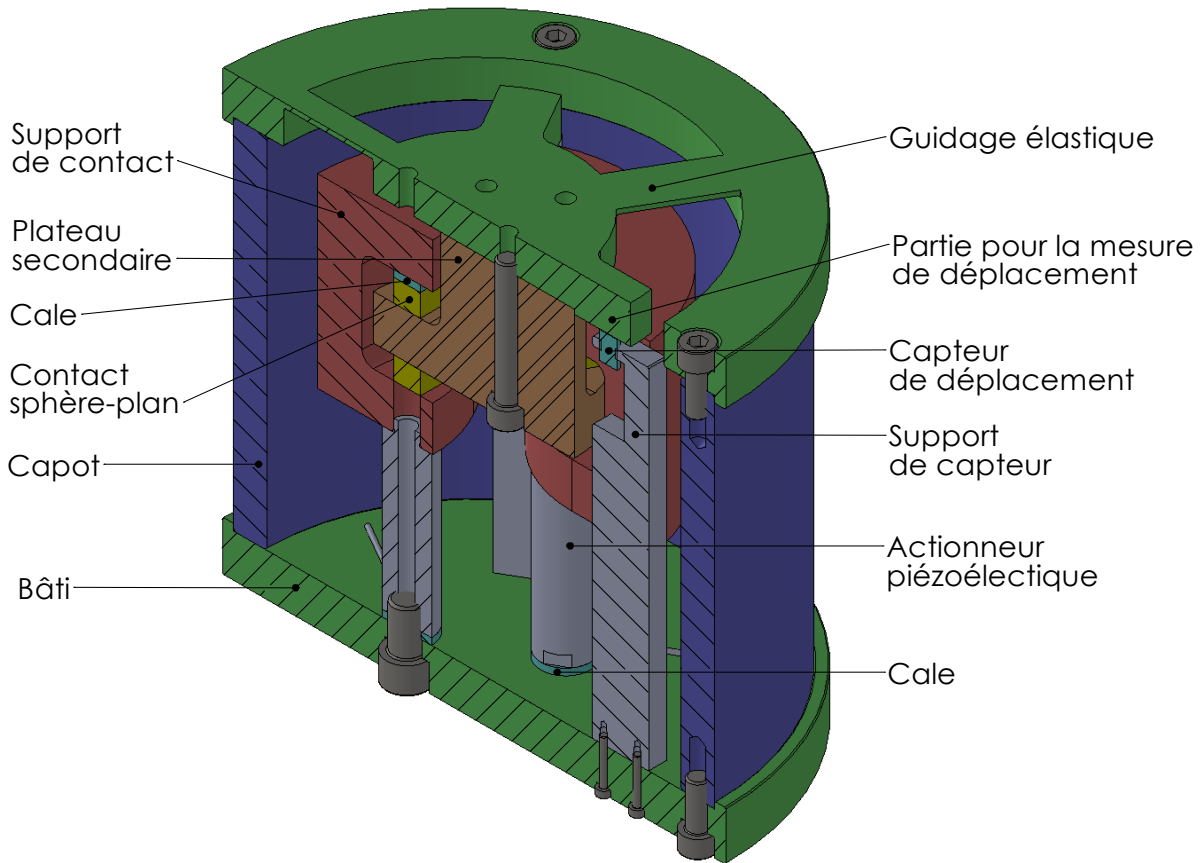


Figure 3.16: Conception du système intégrant 3 actionneurs

3.3 Dimensionnement du système mécanique

Dans la partie précédente, l'examen des solutions pour obtenir une cinématique définie par les cahiers des charges a permis de sélectionner une architecture générale qu'il reste à dimensionner. L'objectif de cette partie est donc de déterminer la dimension des principales liaisons :

- pour d'une part valider que les rigidités selon différentes directions sont conformes à celles du cahier des charges ;
- qu'aucune pièce n'est soumise à des contraintes pouvant entraîner la plastification d'autre part ;
- et que les élasticités rencontrées dans les pièces assurant la transmission de l'effort ne sont pas pénalisantes pour le déplacement.

3.3.1 Dimensionnement du guidage élastique

La conception des guidages élastiques a pour but d'obtenir un mécanisme présentant une faible rigidité selon les d.d.l souhaités mais de très grandes rigidités selon les autres directions. Une étude de la rigidité des lames élastiques est donc nécessaire pour la conception mécanique et également la modélisation du système en vue de réaliser la commande. La rigidité des trois lames sera exprimée sous la forme d'une matrice de rigidité selon six directions générales du mouvement du plateau en son centre. De plus, les dimensions des lames élastiques sont choisies pour assurer que la déformation des lames lors des déplacements maximaux des actionneurs reste dans le domaine élastique.

La rigidité globale est calculée par une transformation des rigidités de chaque lame en un point déterminé. Dans ce qui suit, les principes de calcul de la rigidité d'une lame et de la transformation de cette rigidité en un autre point sont présentés.

3.3.1.1 Matrice de rigidité d'une lame élastique

Une lame élastique ayant une longueur L et une section rectangulaire constante A est encastrée à une extrémité. Elle est considérée comme une poutre droite avec une section uniforme. Elle est soumise à des forces axiales, des moments de flexion et une torsion autour de son axe central. Un repère cartésien est placé à l'extrémité libre de la poutre comme présenté sur la figure 3.17 dont l'origine O est au centre de la section.

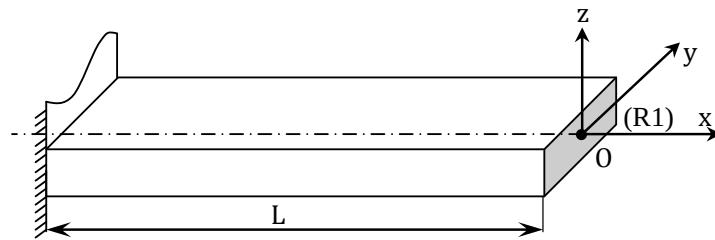


Figure 3.17: Modèle d'une lame encastrée

Le chargement mécanique $\mathbf{F}_O$ est supposé être appliqué au point O . La déflexion $\mathbf{w}_O$ exprimée dans le repère (R_1) est liée à la charge appliquée par une matrice de rigidité $\mathbf{K}_O$:

$${}^{R_1}\mathbf{F}_O = {}^{R_1}\mathbf{K}_O \cdot {}^{R_1}\mathbf{w}_O \quad (3.9)$$

avec ${}^{R_1}\mathbf{w}_O = [\delta_x \quad \delta_y \quad \delta_z \quad \gamma_x \quad \gamma_y \quad \gamma_z]^T$, où δ_i et γ_i sont des petits déplacements linéaires et angulaires respectivement au point O selon les axes Ox , Oy , Oz du repère (R_1) .
 ${}^{R_1}\mathbf{F}_O = [f_x \quad f_y \quad f_z \quad m_x \quad m_y \quad m_z]^T$, où f_i et m_i sont les forces et les moments externes respectivement au point O selon les axes Ox , Oy , Oz du repère (R_1) .

La matrice de rigidité de la lame est obtenue à partir de la théorie des poutres selon les hypothèses :

- L'axe de poutre Ox est droit ;
- La section reste plane après déformation ;
- La section reste perpendiculaire à l'axe de déformation de la poutre.

La matrice de rigidité ${}^{R_1}\mathbf{K}_O$ calculée en son extrémité au point O s'écrit sous la forme suivante [94] :

$${}^{R_1}\mathbf{K}_O = \begin{bmatrix} a & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & b & 0 & 0 & 0 & -h \\ 0 & 0 & c & 0 & g & 0 \\ 0 & 0 & 0 & d & 0 & 0 \\ 0 & 0 & g & 0 & e & 0 \\ 0 & -h & 0 & 0 & 0 & f \end{bmatrix} \quad (3.10)$$

où les termes a à h sont définis par :

$$\begin{aligned} a &= \frac{A_s E}{L} & b &= \frac{12EI_z}{L^3(1 + \Phi_y)} & c &= \frac{12EI_y}{L^3(1 + \Phi_z)} \\ d &= \frac{GJ}{L} & e &= \frac{EI_y(4 + \Phi_z)}{L(1 + \Phi_z)} & f &= \frac{EI_z(4 + \Phi_y)}{L(1 + \Phi_y)} \\ g &= \frac{6EI_y}{L^2(1 + \Phi_z)} & h &= \frac{6EI_z}{L^2(1 + \Phi_y)} \end{aligned}$$

$$\text{avec } \Phi_y = \frac{12EI_z}{GA_s L^2}; \quad \Phi_z = \frac{12EI_y}{GA_s L^2}$$

L	longueur longitudinale	[mm]
A_s	aire de la section	[mm ²]
I_z	moment quadratique par l'axe O_z	[mm ⁴]
I_y	moment quadratique par l'axe O_y	[mm ⁴]
J	moment quadratique de torsion par le point O	[mm ⁴]
E	module d'élasticité	[MPa]
G	module de cisaillement	[MPa]

3.3.1.2 Matrice de rigidité du guidage élastique ramené au centre de la matrice inférieure

La rigidité finale du guidage élastique au centre de la matrice inférieure dépend de la rigidité des trois lames élastiques et de la contrainte cinématique résultant de leur

connexion à la matrice inférieure. Pour la calculer, il faut effectuer une transformation de la matrice de rigidité de chaque lame, qui est exprimée dans leur repère local propre, pour la ramener dans le repère global, qui est lié au bâti et situé au centre de la matrice inférieure. Dans ce calcul, la matrice est considérée comme un corps rigide.

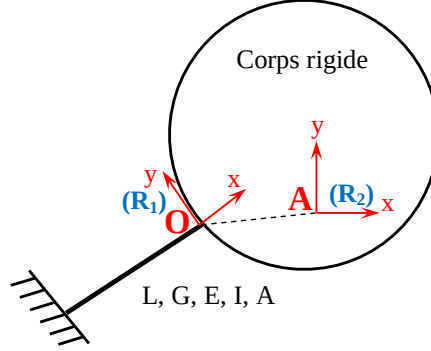


Figure 3.18: Définition des différents repères pour le calcul d'une rigidité ramenée de O en A

On considère une lame élastique encastree à une extrémité et connectée à un corps rigide (non-déformable) à l'autre extrémité comme sur la figure 3.18. La matrice de rigidité au point O de la lame exprimée dans le repère (R_1) est donnée par (3.10). On cherche une transformation de cette matrice de rigidité dans le repère (R_2) associé au corps rigide.

Le torseur de déplacement au point O dans le repère (R_1) s'exprime au point A dans le repère (R_2) par la transformation ${}^{R_1}\mathbb{T}_{R_2}$: [95]

$${}^{R_1}\mathbf{w}_O = {}^{R_1}\mathbb{T}_{R_2} \cdot {}^{R_2}\mathbf{w}_A \quad (3.11)$$

où la matrice de transformation ${}^{R_1}\mathbb{T}_{R_2}$ est calculée par :

$${}^{R_1}\mathbb{T}_{R_2} = \begin{bmatrix} {}^{R_1}\mathbf{A}_{R_2} & {}^{R_1}\hat{\mathbf{P}}_{R_2} \cdot {}^{R_1}\mathbf{A}_{R_2} \\ \mathbf{0}_3 & {}^{R_1}\mathbf{A}_{R_2} \end{bmatrix} \quad (3.12)$$

avec :

- ${}^{R_1}\mathbf{A}_{R_2}$: la matrice transformation de rotation du repère (R_1) au repère (R_2) exprimée dans le repère (R_1) ;

- ${}^{R_1}\hat{\mathbf{P}}_{R_2} = \begin{bmatrix} 0 & -p_z & p_y \\ p_z & 0 & -p_x \\ -p_y & p_x & 0 \end{bmatrix}$; où p_x, p_y, p_z sont les composantes du vecteur de translation du repère (R_1) vers le repère (R_2) exprimé dans le repère (R_1) soit

$${}^{R_1}\mathbf{P}_{R_2} = [p_x \ p_y \ p_z]^T$$

D'après (3.9) et la relation de transformation (3.11), on obtient :

$$\begin{aligned}
 (3.11) \implies {}^{R_1}\mathbf{K}_O \cdot {}^{R_1}\mathbf{w}_O &= {}^{R_1}\mathbf{K}_O \cdot {}^{R_1}\mathbb{T}_{R_2} \cdot {}^{R_2}\mathbf{w}_A \\
 \iff {}^{R_1}\mathbf{F}_O &= {}^{R_1}\mathbf{K}_O \cdot {}^{R_1}\mathbb{T}_{R_2} \cdot {}^{R_2}\mathbf{w}_A
 \end{aligned} \tag{3.13}$$

où ${}^{R_1}\mathbf{K}_O$ matrice de rigidité de la poutre au point O dans le repère (R_1) ;
 ${}^{R_1}\mathbf{F}_O$ torseur d'interaction au point O dans le repère (R_1)

Le torseur des efforts au point O du repère (R_1) est exprimé au point A dans le repère (R_2) en inversant ${}^{R_1}\mathbb{T}_{R_2}$. Or, on a la propriété $({}^{R_1}\mathbb{T}_{R_2})^{-1} = {}^{R_1}\mathbb{T}_{R_2}^T$ d'où [95] :

$${}^{R_2}\mathbf{F}_A = {}^{R_1}\mathbb{T}_{R_2}^T \cdot {}^{R_1}\mathbf{F}_O \tag{3.14}$$

A partir de (3.13) et (3.14), on obtient :

$$\begin{aligned}
 {}^{R_2}\mathbf{F}_A &= \left({}^{R_1}\mathbb{T}_{R_2}^T \cdot {}^{R_1}\mathbf{K}_O \cdot {}^{R_1}\mathbb{T}_{R_2} \right) \cdot {}^{R_2}\mathbf{w}_A \\
 \implies {}^{R_2}\mathbf{K}_A &= {}^{R_1}\mathbb{T}_{R_2}^T \cdot {}^{R_1}\mathbf{K}_O \cdot {}^{R_1}\mathbb{T}_{R_2}
 \end{aligned} \tag{3.15}$$

Pour calculer la matrice de rigidité du système composé de 3 lames (figure 3.19), l'équation (3.15) est appliquée pour chaque lame dans le repère (R) lié au point O au centre du plateau et la matrice finale est la somme des trois matrices de rigidité donnée par :

$${}^R\mathbf{K}_O = \sum_{i=1}^3 {}^{R_i}\mathbb{T}_R^T \cdot {}^{R_i}\mathbf{K}_{O_i} \cdot {}^{R_i}\mathbb{T}_R \tag{3.16}$$

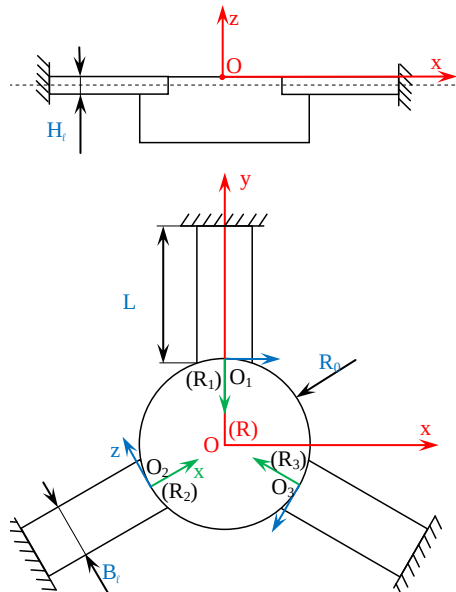


Figure 3.19: Schéma des 3 lames élastiques

La matrice de rigidité de la conception avec 3 lames élastiques (figure 3.19) au point O sur la matrice inférieure s'écrit sous forme analytique comme suit :

$${}^R\mathbf{K}_O = \begin{bmatrix} K[1,1] & 0 & 0 & 0 & K[1,5] & 0 \\ 0 & K[2,2] & 0 & K[2,4] & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K[3,3] & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K[4,2] & 0 & K[4,4] & 0 & 0 \\ K[5,1] & 0 & 0 & 0 & K[5,5] & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & K[6,6] \end{bmatrix} \quad (3.17)$$

où les différents coefficients de la matrice sont déterminés à partir des propriétés du matériau et de la géométrie par :

$$K[1,1] = K[2,2] = \frac{3A_s E}{2L} + \frac{18EI_y}{L^3(\Phi_z + 1)} \quad (3.18a)$$

$$K[3,3] = \frac{36EI_z}{L^3(\Phi_y + 1)} \quad (3.18b)$$

$$K[4,4] = K[5,5] = \frac{3A_s EH_l^2}{8L} + \frac{3GJ}{2L} + EI_z \frac{3L^2(\Phi_y + 4) + 36R_0L + 36R_0^2}{2L^3(\Phi_y + 1)} + \frac{9EH_l^2 I_y}{2L^3(\Phi_z + 1)} \quad (3.18c)$$

$$K[6,6] = \frac{3EI_y}{L} + \frac{9EI_y(L + 2R_0)^2}{L^3(\Phi_z + 1)} \quad (3.18d)$$

$$K[2,4] = K[4,2] = \frac{3A_s EH_l}{4L} + \frac{9EH_l I_y}{L^3(\Phi_z + 1)} \quad (3.18e)$$

$$K[1,5] = K[5,1] = -\frac{3A_s EH_l}{4L} - \frac{9EH_l I_y}{L^3(\Phi_z + 1)} \quad (3.18f)$$

avec R_0 : le rayon de la matrice inférieure ; H_l : l'épaisseur des lames et B_l : la largeur des lames.

On remarque sur la structure de la matrice de nombreuses symétries qui correspondent aux degrés de liberté recherchés pour le guidage :

- La rigidité de rotation autour de Ox est égale à la rigidité de rotation autour de Oy ($K[4,4]=K[5,5]$) ;
- La rigidité du déplacement selon Ox est aussi égale à la rigidité du déplacement selon Oy ($K[1,1]=K[2,2]$)

Cela signifie que la structure mécanique est symétrique selon les 2 axes Ox et Oy en translation et en rotation. On obtient $K[3,3] \ll K[1,1], K[2,2]$ car d'après l'expression (3.18a),(3.18b), ces derniers coefficients dépendent essentiellement de la rigidité en compression des lames qui est toujours plus grande que la rigidité en flexion qui intervient dans l'expression de $K[3,3]$.

Les autres termes symétriques ($K[1,5]$, $K[5,1]$ et $K[2,4]$, $K[4,2]$) sont la conséquence des couplages cinématiques entre la rotation autour de Ox et le déplacement selon Oy , et vice versa. Ce phénomène provient des coordonnées globales définies sur la surface supérieure de matrice inférieure qui n'est pas identique à la position du centre d'élasticité de l'ensemble des lames élastiques. Ce dernier situé au point I sur la figure 3.20 est défini par l'intersection des axes Ox (voir figure 3.17) des 3 lames. Pour ce point, la matrice de rigidité ${}^R\mathbf{K}_I$ devient diagonale [96]. Il existe toujours un déplacement parasite (égal à $OI \times \alpha$) du point O lors le plateau tourne d'un angle α autour des axes Ix ou Iy .

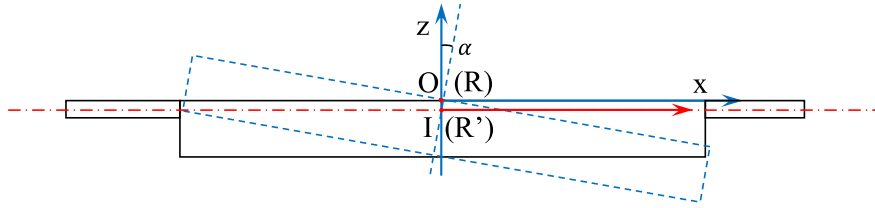


Figure 3.20: Schéma de la description de déplacement parasite

Du point vue de la rigidité, d'après l'expression (3.15) on peut exprimer la matrice (3.17)

$${}^R\mathbf{K}_O = \begin{bmatrix} \mathbf{I}_3 & {}^R\hat{\mathbf{P}}_{R'} \\ \mathbf{0}_3 & \mathbf{I}_3 \end{bmatrix}^T \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{K}_1 & \mathbf{0}_3 \\ \mathbf{0}_3 & \mathbf{K}_2 \end{bmatrix}}_{{}^R\mathbf{K}_I} \begin{bmatrix} \mathbf{I}_3 & {}^R\hat{\mathbf{P}}_{R'} \\ \mathbf{0}_3 & \mathbf{I}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_1 & \mathbf{K}_1 \cdot {}^R\hat{\mathbf{P}}_{R'} \\ {}^R\hat{\mathbf{P}}_{R'}^T \mathbf{K}_1 & {}^R\hat{\mathbf{P}}_{R'}^T \mathbf{K}_1 {}^R\hat{\mathbf{P}}_{R'} + \mathbf{K}_2 \end{bmatrix}$$

où $\mathbf{K}_1$ et $\mathbf{K}_2$ sont des matrices diagonales. Cette expression montre que pour réduire le couplage entre différents axes il faut que les coefficients de ${}^R\hat{\mathbf{P}}_{R'}$ restent petits. Puisque ces derniers correspondent aux composantes du vecteur OI , cela signifie qu'il faut maintenir la distance entre la surface de la matrice inférieure et le point I.

Les dimensions du guidage sont choisies pour répondre aux exigences suivantes :

- Les mouvements souhaités (translation selon z , rotations autour de x et y) sont les mouvements dominants du guidage. Ainsi, la rigidité $K[3,3]$ est très petite devant $K[1,1]$, $K[2,2]$ tandis que $K[6,6]$ est très grande devant $K[4,4]$ et $K[5,5]$;
- Les contraintes des lames restent inférieures à la limite d'élasticité du matériau choisi.

Pour les dimensions suivantes : $L = 40$ mm, $H_l = 2$ mm, $B_l = 20$ mm, $R_0 = 45$ mm, les coefficients de la matrice de rigidité du guidage avec les 3 lames sont obtenus :

$$\begin{aligned}
 K[1,1] &= K[2,2] = 342,44 \times 10^6 \text{ N/m} \\
 K[3,3] &= 1,49 \times 10^6 \text{ N/m}; \\
 K[4,4] &= K[5,5] = 3,73 \times 10^3 \text{ Nm/rad}, \\
 K[6,6] &= 378,66 \times 10^3 \text{ Nm/rad}, \\
 K[1,5] &= K[5,1] = -342,44 \times 10^3, \\
 K[2,4] &= K[4,2] = 342,44 \times 10^3
 \end{aligned}$$

La rigidité de translation selon Oz ($K[3,3]$) est 230 fois plus faible que celles selon Ox, Oy ($K[1,1]$, $K[2,2]$). De plus, les rigidités de rotation autour Ox et Oy ($K[4,4]$, $K[5,5]$) sont 100 fois plus faibles que celle autour de Oz ($K[6,6]$). Ceci permet d'affirmer que les mouvements principaux du plateau avec ce guidage sont les deux rotations autour Ox, Oy et le déplacement selon Oz.

3.3.1.3 Validation par éléments finis

Des simulations par la méthode des éléments finis sont réalisées pour déterminer la contrainte maximale dans les lames élastiques lorsqu'une rotation et une translation correspondant aux courses maximales sont appliquées sur la matrice inférieure. Ces courses ne sont pas nécessairement appliquées par les actionneurs mais correspondent plutôt aux déformations qui peuvent être appliquées lors du montage du système.

Le matériau du guidage est un alliage d'acier de module d'élasticité 210 GPa et un coefficient de Poisson de 0,3. Le maillage est réalisé par des éléments tétraèdres (321 453 éléments). Il est représenté sur la figure 3.21a et le maillage détaillé d'une lame sur la figure 3.21b.

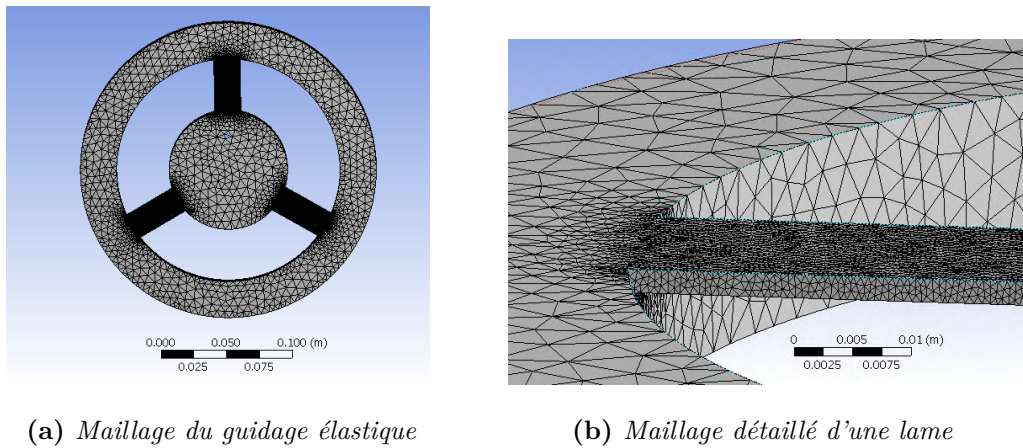


Figure 3.21: Maillage du guidage élastique

Un déplacement de 200 μm est appliqué sur la surface B de la matrice inférieure (en rouge sur la figure 3.22a) et la surface A du guidage (en bleu) est encastree. Le résultat présenté sur la figure 3.22b montre une contrainte maximale de 181 MPa en certains

points des lames élastiques. Ainsi, avec un grand déplacement (plus de 3 fois la course maximale de l'actionneur) dans le cas où il y a une erreur de positionnement relatif entre les composants du système mécanique, la contrainte est beaucoup moins importante que la limite d'élasticité d'un alliage d'acier (par exemple pour un 35CrMo4 trempé à huile à 850 °C et revenu à 600 °C elle est d'environ 950 MPa). Pour un angle de rotation de

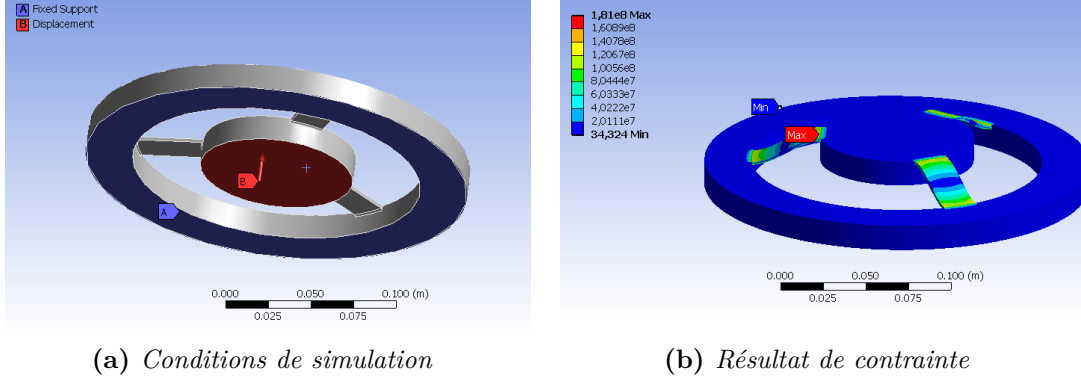


Figure 3.22: Résultat de simulation du guidage

0,002 rad (dix fois plus grand que l'angle de rotation requis) appliqué sur les axes O_x et O_y , la contrainte maximale par torsion dans les lames trouvée sur la figure 3.23 est d'environ 300 MPa. Ceci valide que le guidage n'est pas plastifié avec les dimensions proposées.

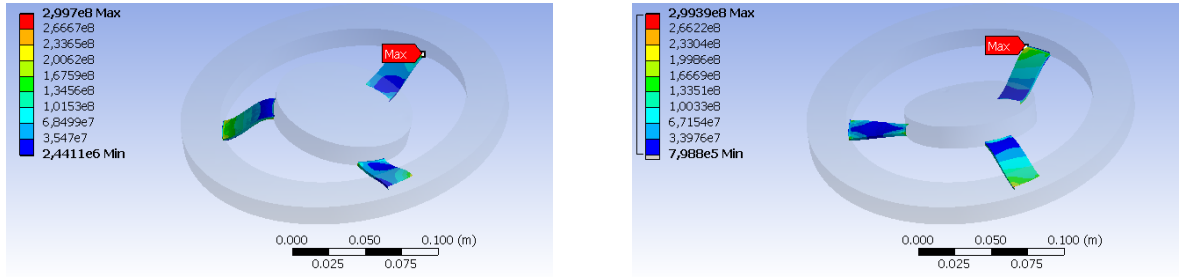


Figure 3.23: Simulation pour les rotations autour de O_x et O_y

3.3.2 Dimensionnement du contact sphère-plan

Le contact sphère-plan est utilisé pour transmettre le déplacement à l'extrémité d'un actionneur à la matrice inférieure. Il se comporte comme une élasticité supplémentaire en série. Par conséquent, il faut veiller à ce que sa rigidité soit suffisante. Par ailleurs, il est nécessaire d'éviter la plastification de la zone de contact.

3.3.2.1 Rayon du contact

La déformation des contacts a été étudiée par Heinrich Rudolf Hertz entre 1881 et 1895. Les calculs d'après la théorie de Hertz supposent les hypothèses suivantes :

- Pièces massives homogènes isotropes et semi-infinies ;
- Contact non adhésif purement élastique ;
- Frottement nul (pas de cisaillement à l'interface) ;
- Surfaces décrites localement par leurs rayons de courbure respectifs ;
- Déformations petites (le rayon de la zone du contact est plus petit que la dimension des pièces)

Dans cette étude, une sphère élastique de rayon R_c est soumise à une force P_c ce qui provoque l'enfoncement d'une profondeur δ dans un demi-espace élastique. Le rayon de la zone de contact est calculé en fonction du rayon de la sphère et de la profondeur :

$$a = \sqrt{\delta R_c} \quad (3.19)$$

avec δ la profondeur de l'enfoncement ($\delta \ll a$) (figure 3.24).

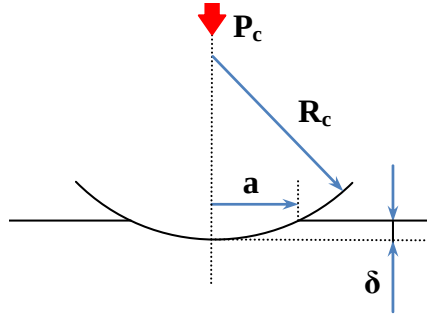


Figure 3.24: Schéma d'un contact sphère - plan

Ce rayon peut être défini également en relation avec la charge P_c [97] :

$$a^3 = 3 \frac{P_c R_c}{4E^*} \quad (3.20)$$

avec

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad (3.21)$$

où E_1 et E_2 sont les modules d'élasticité des deux corps tandis que ν_1 et ν_2 sont ses coefficients de Poisson, respectivement.

La formule (3.20) est réécrite en fonction de la charge P_c et de la profondeur δ :

$$P_c = \frac{4E^* \sqrt{R_c \delta^3}}{3} \quad (3.22)$$

La rigidité surfacique du contact est définie par :

$$k_c = \frac{dP_c}{d\delta} = 2E^* \sqrt{R_c \delta} \quad (3.23)$$

En utilisant les équations (3.19), (3.20) et (3.23), on obtient :

$$k_c = 2E^* a = 2E^* \sqrt[3]{\frac{3P_c R_c}{4E^*}} = 2\sqrt[3]{\frac{3P_c R_c E^{*2}}{4}} \quad (3.24)$$

Si les deux parties en contact sont dans le même matériau, la pression de Hertz du contact (la limite d'une déformation élastique du contact) peut être exprimée par :

$$p_0 = \frac{1}{\pi} \sqrt[3]{\frac{6P_c E^{*2}}{R_c^2}} \quad (3.25)$$

où $E^* = \frac{E}{2(1-\nu^2)}$ est le module d'élasticité équivalent ;

Afin d'obtenir une déformation élastique avec la charge appliquée P_c , il faut donc vérifier la condition limite en cisaillement :

- D'après le critère de Tresca $\tau_{max} \simeq 0,31p_0 \leq R_e/2$

- D'après le critère de von Mises $\tau_{max} \leq R_e/\sqrt{3}$

où R_e est la limite d'élasticité du matériau.

D'après le critère de Tresca, la valeur minimale du rayon de contact R_{min} pour une déformation élastique sous l'application d'une force P_c est donnée :

$$R_{min} = \sqrt{\left(\frac{0,62}{\pi R_e}\right)^3 6P_c E^{*2}} \quad (3.26)$$

ou encore d'après le critère de von Mises, cette valeur est définie par :

$$R_{min} = \sqrt{\left(\frac{0,31\sqrt{3}}{\pi R_e}\right)^3 6P_c E^{*2}} \quad (3.27)$$

Le rayon de la zone de contact est calculé par :

$$a = \sqrt[3]{3 \frac{P_c R_c}{4E^*}} \quad (3.28)$$

Le rapprochement δ entre les deux solides est obtenu par :

$$\delta = \frac{a^2}{R_c} = \left(\frac{3P_c}{4E^*} \right)^{2/3} \frac{1}{\sqrt[3]{R_c}} \quad (3.29)$$

Pour réduire au minimum le frottement entre les surfaces, il faut réduire la surface de la zone de contact. Mais la valeur de déformation du contact δ doit être minimisée pour obtenir au maximum le déplacement imposé par les actionneurs piézoélectriques. Donc, il faut minimiser les valeurs de a et δ calculées par les équations (3.28) et (3.29) en fonction du rayon minimal adapté aux critères de von Mises et Tresca. D'après l'équation (3.24), la rigidité du contact est fonction du rayon de contact et de la charge appliquée.

Le matériau choisi pour le contact et l'appui plan est l'acier trempé X38CrMoV5 avec les paramètres suivants :

- Module d'élasticité $E = 210\,000\text{ MPa}$
- Coefficient de Poisson $\nu = 0,3 \rightarrow E^* = 113\,932,3\text{ MPa}$
- Limite d'élasticité $R_e = 1500\text{ MPa}$

Avec la charge appliquée maximale de l'actionneur de 5500 N , les valeurs minimales du rayon de la sphère du contact sont de 24 mm (d'après le critère de von Mises) ou de 30 mm (d'après le critère de Tresca).

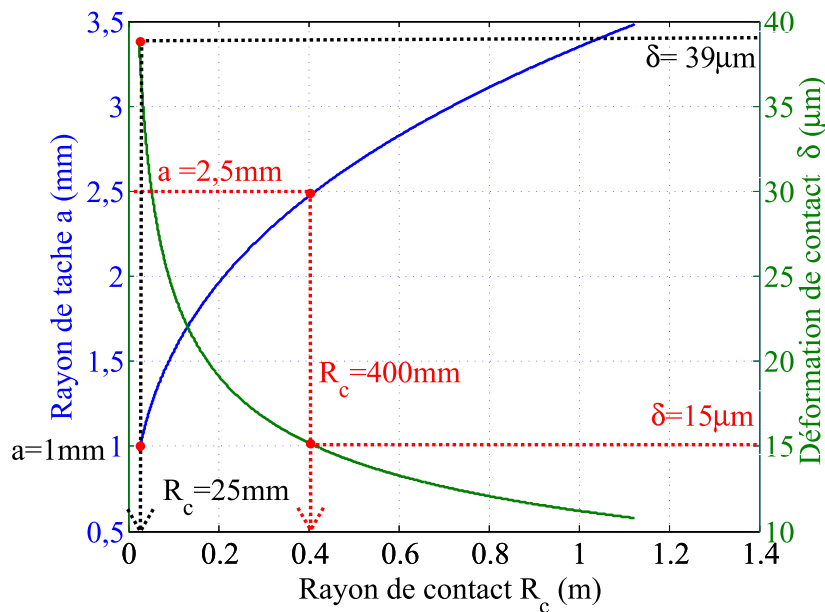


Figure 3.25: Rayon a et déformation δ en fonction du rayon R_c (sous une charge de 5500 N)

La figure 3.25 montre l'évolution du rayon a et de la déformation δ en fonction du rayon R_c . Les tendances sont contradictoires, et il faut donc faire un compromis pour

choisir un rayon de la sphère minimisant la zone et la déformation de contact sous la force maximale de l'actionneur (5500 N). Le rayon choisi est égal à 400 mm pour obtenir une zone de contact de 2,5 mm de rayon et une déformation de 15 μm sous l'application d'une force maximale de 5500 N.

La contrainte maximale en cisaillement en fonction de la force est présentée sur la figure 3.26a (pour le contact avec le rayon 400 mm). La contrainte maximale en cisaillement τ_{max} est inférieure à la valeur $R_e/2$ (d'après le critère Tresca) ou $R_e/\sqrt{3}$ (d'après le critère Von Mises)

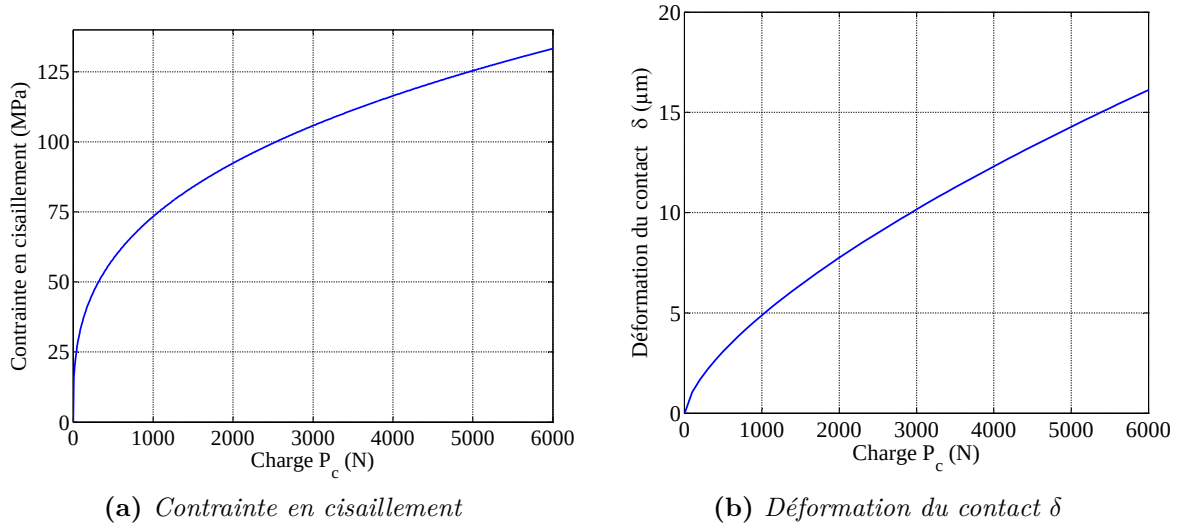


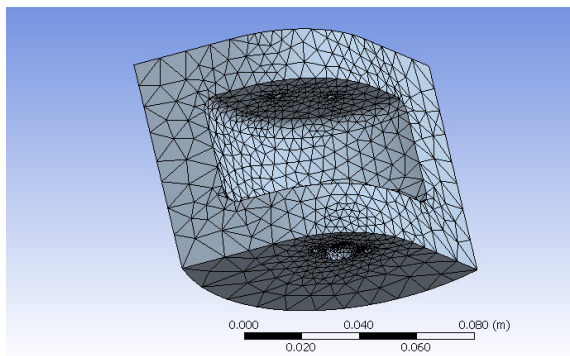
Figure 3.26: Contrainte en cisaillement et déformation de contact avec rayon de 400 mm en fonction de la charge appliquée

La déformation de contact pour le rayon de 400 mm en fonction de la force appliquée est présentée sur la figure 3.26b. Une précontrainte de 1000 N est appliquée sur le contact grâce au montage à chaud (voir Annexe A). Ceci permet de considérer que la rigidité du contact est approximativement constante dans la plage de force comprise entre 1000 N et 5500 N (voir la figure 3.26b)

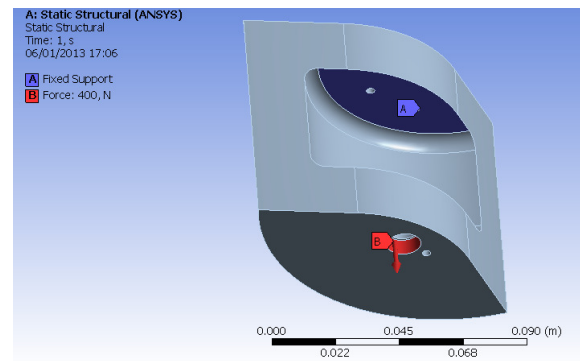
3.3.2.2 Validation par éléments finis

Pour assurer un déplacement significatif de la matrice inférieure imposé par des actionneurs, il faut minimiser la déformation totale de l'ensemble des composants intermédiaires entre l'actionneur et la matrice qui comprennent le plateau secondaire, le support de contact et le contact sphère-plan. Des simulations par la méthode des éléments finis (MEF) sont réalisées pour trouver les déformations et les contraintes du support de contact et du plateau secondaire sous l'action des forces maximales des actionneurs.

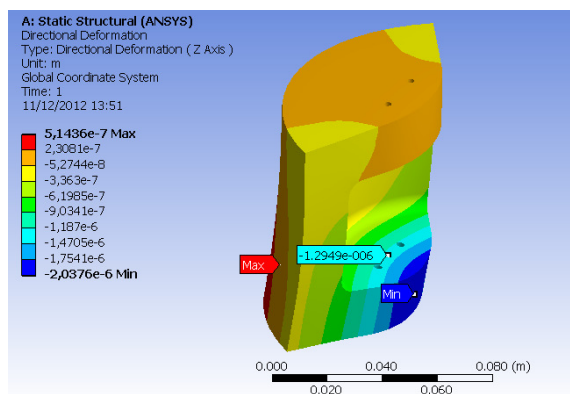
Le support de contact est déformé significativement quand il est tiré par l'actionneur. Sa déformation dans ce cas sera vérifiée. Le maillage du support de contact est présenté sur la figure 3.27a. La surface en bleu est encastrée et une force de 500 N (la force maximale de traction générée par l'actionneur) est appliquée sur la surface en rouge du support (voir figure 3.27b). Les résultats des figures 3.27c, 3.27d montrent une déformation relative de $1,3\mu\text{m}$ entre les deux surfaces et une contrainte maximale de $5,4\text{ MPa}$.



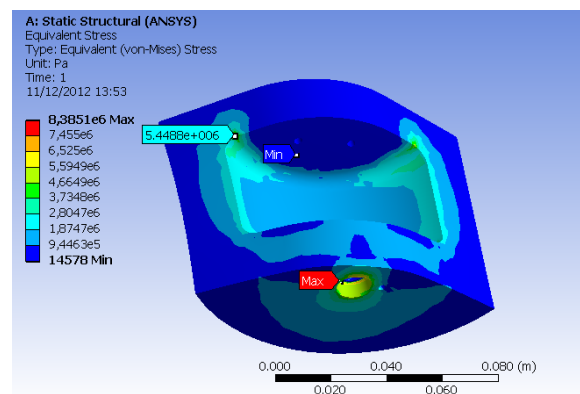
(a) Maillage du support de contact



(b) Force appliquée



(c) Résultat de déplacement



(d) Résultat de contrainte

Figure 3.27: Simulation par MEF du support de contact

Au contraire, la déformation du plateau secondaire est plus importante quand il est poussé par l'actionneur avec la force maximale générée de 5500 N . Une simulation par MEF du plateau secondaire est donc présentée sur la figure 3.28. La surface en bleu est encastrée quand la force de 5500 N est appliquée sur la surface en rouge du plateau (voir la figure 3.28b). Une déformation de $2,5\mu\text{m}$ à la position de contact et une contrainte de 16 MPa sont obtenues par la simulation (3.28c et 3.28d).

Les résultats des simulations montrent des déformations et des contraintes faibles pour ces composants sous l'action des forces maximales des actionneurs. On peut donc considérer qu'ils n'ont pas l'influence notable sur le fonctionnement.

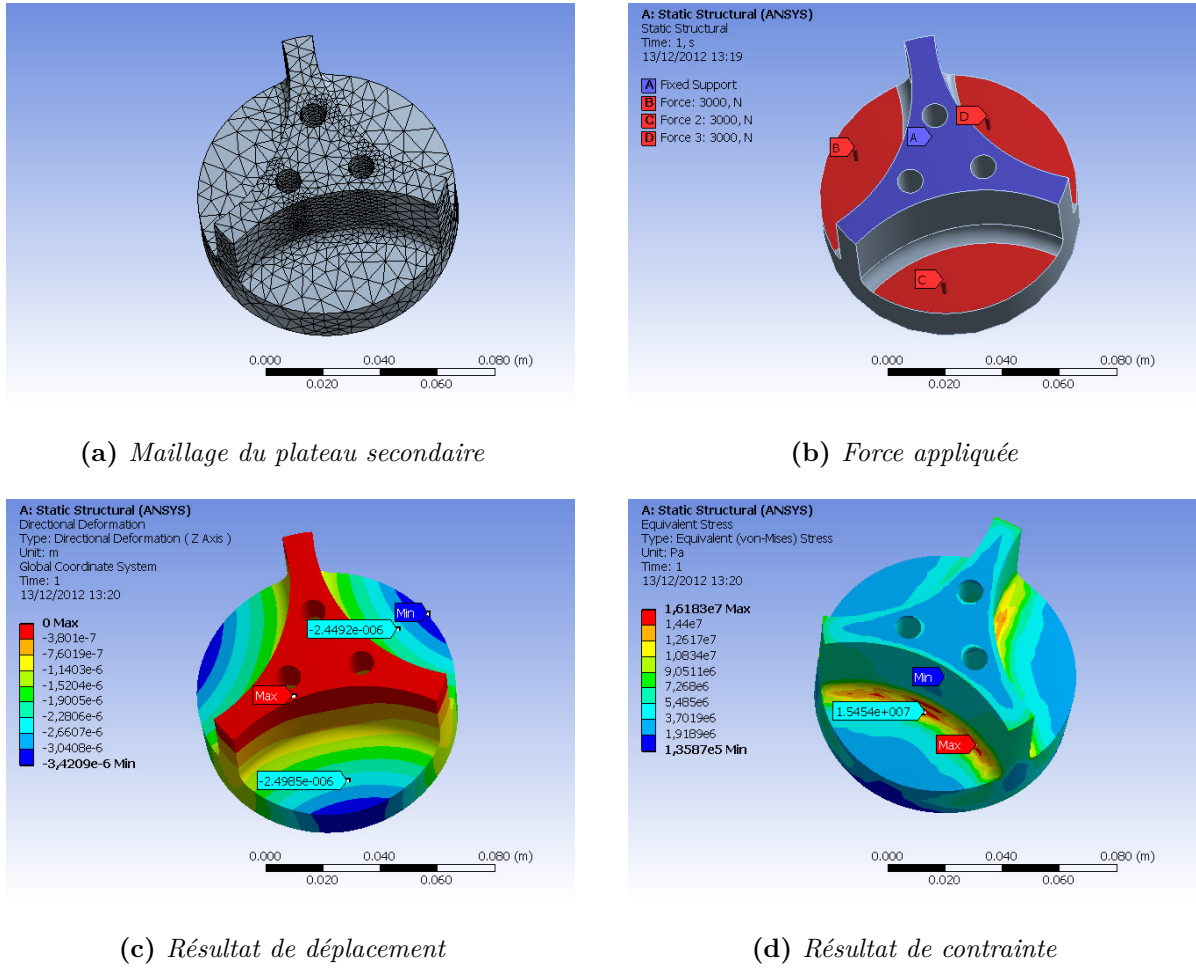


Figure 3.28: Simulation par MEF du plateau secondaire

3.3.3 Considération sur le comportement dynamique

Jusqu'à présent, le dimensionnement s'est concentré sur des considérations statiques. Le schéma 3.29 représente de manière globale la structure de la REM et celle de la commande. Les principaux sous-systèmes mécaniques représentent les différentes dynamiques qui devraient théoriquement être commandées. En effet, selon le principe d'établissement de la structure maximale de commande, les contrôleurs correspondants sont obtenus par l'inversion du modèle. On retrouve ainsi sur le schéma une structure en cascade où intervient en particulier le contact sphère-plan en position intermédiaire. D'un point de vue pratique, il est difficile de mesurer les déplacements des actionneurs et par conséquent, la commande devra nécessairement être simplifiée en supprimant le contrôleur du contact. Pour s'assurer que cette simplification n'aura pas d'influence sur le système commandé, on vérifie que les dynamiques des différents sous-systèmes sont suffisamment éloignées. En particulier, que celle du contact sera grande comparée à la dynamique de la matrice inférieure et de son guidage.

Un schéma représentant les répartitions des différentes rigidités d'une partie du système

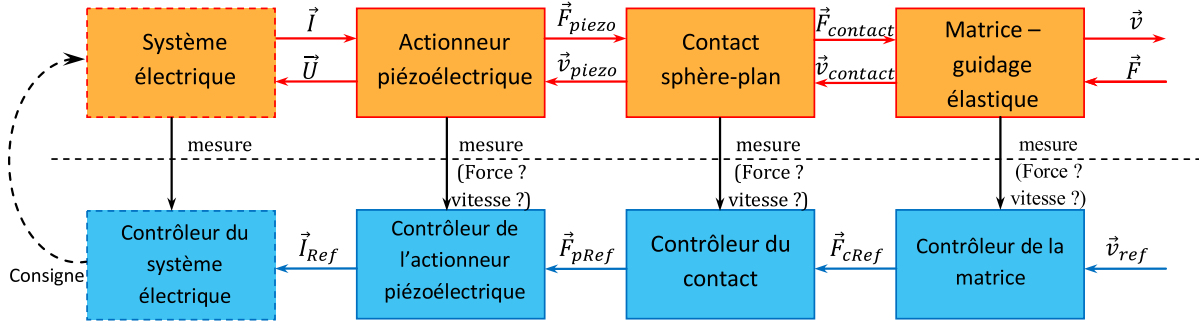


Figure 3.29: Schéma REM de commande du système multi-actionneur

mécanique est présenté sur la figure 3.30a. A partir de résultats des simulations par éléments finis, on peut constater que les rigidités des supports de contact (k_{sc}) et du plateau secondaire (k_{ps}) sont très grandes comparées à celles du guidage élastique (k_{g1} et k_{g2}). Ce schéma est donc simplifié pour donner celui de la figure 3.30b.

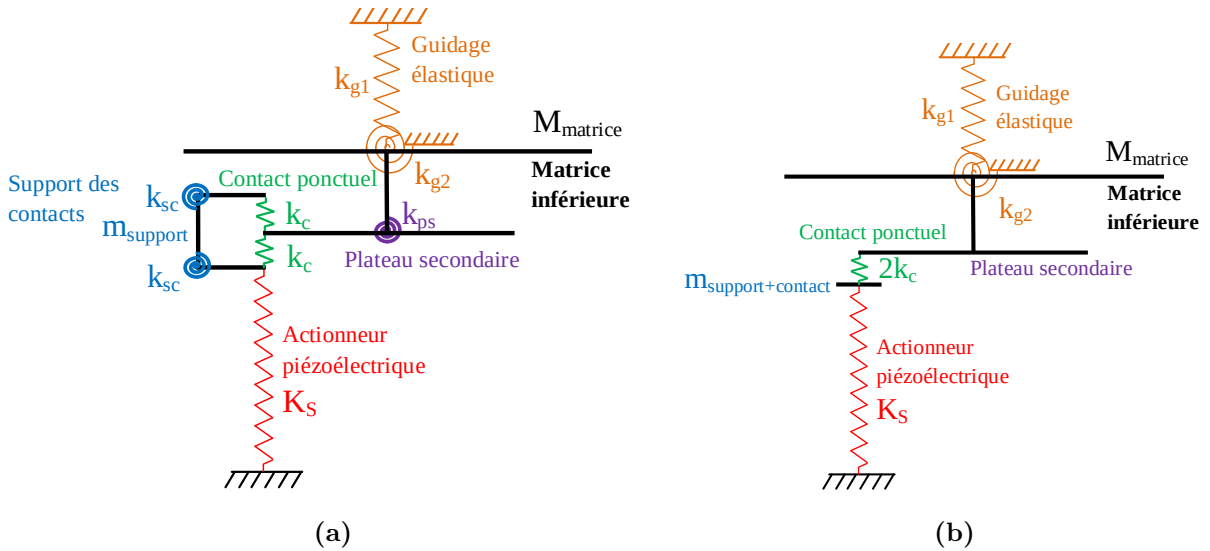


Figure 3.30: Schéma de la rigidité du système multi-actionneurs

La rigidité du contact est estimée à environ $400 \text{ N}/\mu\text{m}$, et la masse du support de contact est environ de 2 kg en considérant la rigidité du guidage élastique trouvée précédemment ($k_{g1} = 1,5 \times 10^6 \text{ N/m}$). Par ailleurs, on considère une masse correspondant à un tiers de la masse de la matrice inférieure ajoutant à un tiers du plateau secondaire associé à la rigidité du contact. Ce schéma présente donc deux résonances. La première correspond à un mouvement d'ensemble où le contact n'est pas comprimé aux environs de 900 Hz . La seconde correspond à un mode sollicitant le contact aux environs de 5 kHz .

Cette première étude permet, dans le cas de la translation, de conclure que les dynamiques sont suffisamment distinctes pour que, du point de vue de la commande, les transitoires liés à l'élasticité du contact soient négligés.

3.4 Maquette du système mécanique

Afin de proposer un dispositif dans le temps imparti, une maquette en PVC (Polyvinyl chloride) du système mécanique est fabriquée pour valider la structure de commande. Pour s'adapter au matériau PVC utilisé et simplifier la fabrication et la mesure des mouvements du plateau, certaines modifications sont prises en compte par rapport à la conception présentée.

Le contact sphère-plan est réalisé par une bille fixée à l'actionneur par un bouchon plastique fileté comme sur la figure 3.31. En raison du petit diamètre de la bille, la force maximale qui peut être appliquée reste inférieure à une vingtaine de Newton pour éviter une déformation plastique du contact.

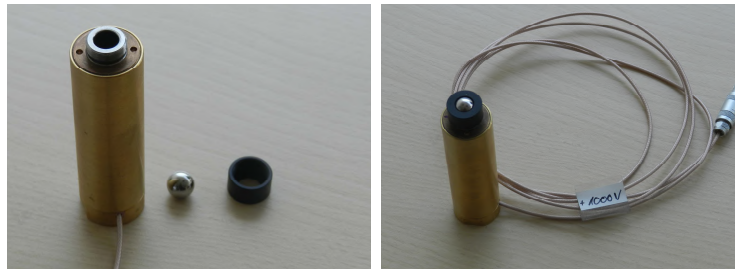


Figure 3.31: Actionneur avec bille et bouchon fileté

Afin d'obtenir des fréquences de résonance voisines de celles du système réel en acier, les dimensions du guidage sont changées pour conserver les mêmes rapports de masses et de rigidités. Ainsi, l'épaisseur des lames flexibles est augmentée de 2 mm à 3 mm pour obtenir une rigidité significative. Une plaque en aluminium est mise au centre de la matrice inférieure pour disposer d'une surface rigide en contact avec les billes en acier. La forme générale est modifiée pour simplifier la réalisation et réduire la taille comme le montre la figure 3.32. En adoptant une disposition triangulaire, le corps du montage pourra être réalisé à partir de plaques PVC.

Des capteurs de déplacement ont été réalisés à partir de capteurs de courant à effet Hall qui sont fixés sur la partie immobile du guidage et d'aimants fixés sur la matrice inférieure (voir la figure 3.32). Les capteurs mesurent la tension induite par le champ magnétique des aimants.

Le guidage est soutenu par trois parallélépipèdes comme le montre la figure 3.33. La différence de hauteur des actionneurs équipés des billes est compensée par la profondeur des trous cylindriques usinés sur le bâti. Ces trous sont utilisés pour positionner les actionneurs lors du montage du système. Dans la maquette, le support de contact nécessaire pour réaliser un mouvement bidirectionnel n'est pas utilisé. Pour simplifier, il est remplacé par l'utilisation de la précontrainte. La précontrainte est réalisée grâce à la force magnétique entre deux aimants. Ces derniers sont situés l'un sur la matrice inférieure (la figure 3.32)

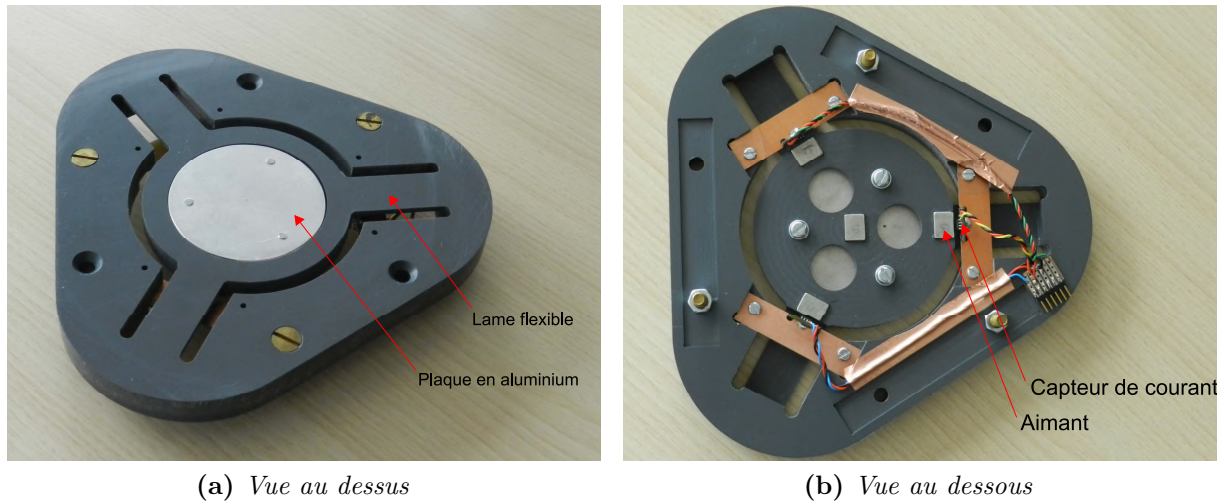


Figure 3.32: Guidage élastique connecté à la matrice avec les capteurs de déplacement



Figure 3.33: Partie mécanique sans guidage élastique

l'autre à l'extrémité d'une tige réglable en hauteur et vissée dans le bâti (sur la figure 3.33). Un entrefer d'environ 1 mm est réglé entre des aimants pour obtenir une force suffisante sans perturber le mouvement du guidage. La maquette assemblée est présentée sur la figure 3.34.

La matrice de rigidité du guidage en PVC ramenée au centre de la plaque d'aluminium est calculée :

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} 5,14 \times 10^6 & 0,00 & 0,00 & 0,00 & -7,71 \times 10^3 & 0,00 \\ 0,00 & 5,14 \times 10^6 & 0,00 & 7,71 \times 10^3 & 0,00 & 0,00 \\ 0,00 & 0,00 & 49,77 \times 10^3 & 0,00 & 0,00 & 0,00 \\ 0,00 & 7,71 \times 10^3 & 0,00 & 124,76 & 0,00 & 0,00 \\ -7,71 \times 10^3 & 0,00 & 0,00 & 0,00 & 124,76 & 0,00 \\ 0,00 & 0,00 & 0,00 & 0,00 & 0,00 & 5,68 \times 10^3 \end{bmatrix}$$

Cette matrice nous montre aussi des rigidités faibles autour axes de rotation Ox , Oy et



Figure 3.34: Maquette du système multi-actionneurs piézoélectrique

selon le déplacement vertical Oz par rapport aux rigidités des autres mouvements ($K[3,3] \ll K[4,4]$, $K[5,5]$ et $K[4,4]$, $K[5,5] \ll K[6,6]$). Une évaluation des valeurs de la matrice de rigidité calculée est présentée dans l'annexe C. Les valeurs évaluées sont proches des valeurs calculées, ce qui permet de valider la matrice de rigidité calculée.

Le schéma simplifié correspondant aux différentes rigidités du système en PVC est présenté figure 3.35a. Il est similaire à celui du système précédent, bien que la rigidité prise en compte pour le contact soit différente. La rigidité du contact k_c est estimée à environ 9×10^6 N/m et la masse $m_{contact}$ est environ de 40 g. La première correspond à un mouvement d'ensemble où le contact n'est pas comprimé, aux environs de 1,5 kHz, et la seconde correspond à un mode sollicitant le contact aux environs de 8 kHz. Les résultats nous montrent que le comportement dynamique en translation du système fabriqué est proche que celui du système conçu précédemment.

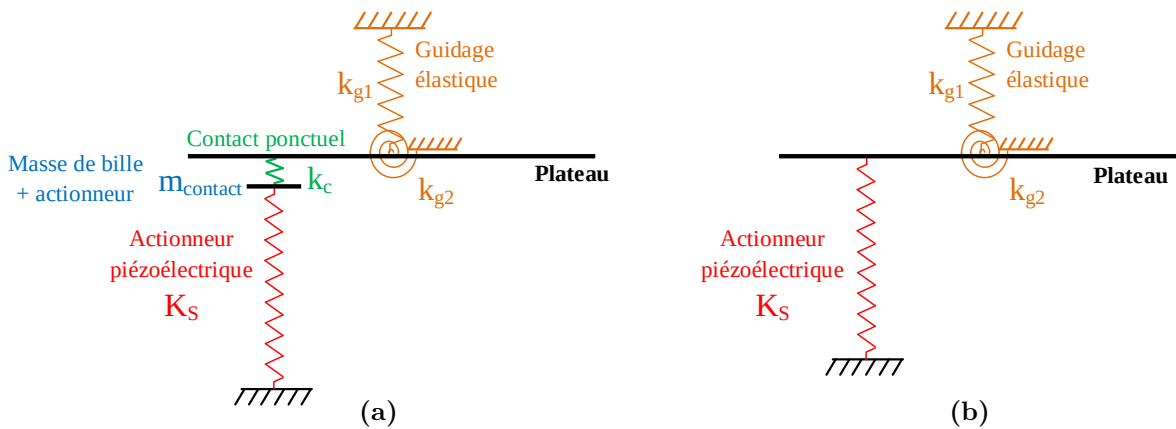


Figure 3.35: Schéma simplifié de la rigidité du système multi-actionneurs en PVC

La rigidité du contact k_c est estimée à environs 9×10^6 N/m, ce qui est très élevée par rapport à la rigidité du guidage selon Oz ($k_{g1} = 50 \times 10^3$ N/m). Pour une même force appliquée, la déformation du contact est négligeable devant celle du guidage. Par

exemple, pour un déplacement de $30\text{ }\mu\text{m}$ de la matrice inférieure selon Oz, la force verticale nécessaire est égale à $2,2\text{ N}$. La force alors appliquée à chaque contact est environ $0,7\text{ N}$, ce qui le déforme d'une distance de $0,1\text{ }\mu\text{m}$. Cette déformation représente environ $0,3\%$ du déplacement total et est donc négligeable. Le contact peut donc être considéré comme un corps solide. Le schéma du système simplifié est celui de la figure 3.35b. Ce schéma est utilisé pour la modélisation du système en PVC dans les chapitres suivants.

3.5 Conclusion

Dans ce chapitre, un système mécanique a été proposé pour réaliser une onde progressive en combinaison avec un déplacement vertical sur la matrice inférieure. Après une étude des différentes solutions de guidage, il est apparu qu'une configuration utilisant trois actionneurs et un simple guidage par lames flexibles permet de réaliser la cinématique souhaitée. Cette solution permet de profiter de la grande rigidité des actionneurs pour soutenir les forces de forgeage.

Un dimensionnement des lames a été effectué afin d'obtenir une rigidité équivalente correspondant à un guidage en translation selon Oz et deux rotations autour de Ox et Oy. Il a été validé par simulation pour garantir que les lames flexibles ne plastifient pas et que les différents éléments de la transmission de mouvement ne pénalisent pas les déplacements transmis à la matrice. En particulier, un dimensionnement du contact en utilisant la théorie de Hertz a permis de mettre en évidence le compromis entre écrasement du contact et surface de frottement. Une maquette a ensuite été réalisée en adaptant les dimensions afin de respecter des dynamiques similaires à celle du future système.

Modélisation du système multi-actionneurs piézoélectriques

Le chapitre précédent a été consacré à la conception, la réalisation et la vérification de certaines spécifications du montage mécanique permettant de réaliser les éléments du cahier des charges. Afin de pouvoir valider la structure, une maquette a été réalisée. A présent, la suite du travail consiste à proposer une modélisation du système. L'objectif est double : d'une part disposer d'un outil permettant la simulation du procédé et d'autre part élaborer une commande. Pour ce dernier point la méthodologie va consister à s'appuyer sur la REM selon le principe d'inversion décrit précédemment (cf. paragraphe 3.3.3).

Dans une première partie, l'étude du montage mécanique sera traitée afin de dégager les lois cinématiques et dynamiques qui serviront à la construction de la REM. Les propriétés du guidage étant déjà connues, il s'agira de déterminer les éléments d'inerties, étudier l'influence du contact et inclure les actionneurs piézoélectriques.

Une deuxième tâche va consister à prendre en compte l'influence de l'alimentation. Une architecture d'alimentation particulière a en effet été développée pour permettre de générer des tensions élevées (variant entre 0 et 1000 V) qui soient de formes variables sur une bande de fréquences compatible avec les profils de vitesse souhaités. De plus, il a été décidé de pouvoir réaliser ces fonctions à partir d'une source de tension continue délivrant au maximum 200 V dans le cadre des essais. L'architecture proposée permet de réaliser cela en intégrant la fonction « élévateur de tension ». Cela induit en contrepartie certaines contraintes qui seront mise en évidence au travers de la REM de l'alimentation.

Le chapitre sera clôt en validant expérimentalement le modèle.

4.1 Modélisation du système mécanique

La modélisation du système mécanique représenté sur la figure 4.1 va consister à prendre en compte les différentes compliances impliquées dans la transmission du mouvement des extrémités des actionneurs piézoélectriques jusqu'au centre du support de la matrice. Ce sont donc les compliances du support des contacts, des différents contacts sphère-plan et du plateau secondaire. Compte tenu des résultats présentés dans le chapitre précédent, qui ont mis en évidence que les déformations des supports de contact et du plateau secondaire étaient négligeables, l'étude peut être limitée. En premier lieu, la matrice inférieure et le plateau secondaire auquel il est associée seront supposés rigides. Par ailleurs, on supposera que la liaison entre un actionneur et le support de contact correspondant est rigide. Par conséquent, le déplacement de l'extrémité libre d'un actionneur est égale à celui de son support de contact. Aussi, du point de vue de la modélisation, il est nécessaire de considérer les couples de variables (F_{pi}, v_{pi}) et (F_i, v_i) qui définissent les puissances transmises par les actionneurs piézoélectriques et les support de contacts respectivement, la différence entre les efforts correspondant à l'effet de l'inertie d'un support de contact.

Ceci suppose donc que l'on néglige les effets des inerties des sphères et que seules déformations élastiques de ces dernières seront prises en compte. De ce fait, il est nécessaire a priori de considérer qu'il peut y avoir une différence de vitesse entre un support de contact et la surface du plan correspondante, ce qui impose dans un premier temps de définir la puissance transmise par le contact sphérique au plateau par le couple de variables (F_i, v_i) .

Enfin, il sera nécessaire d'exprimer la relation cinématique reliant les vitesses des trois points de contacts avec celles aux centres du plateau, et de déterminer le torseur des efforts au centre du plateau.

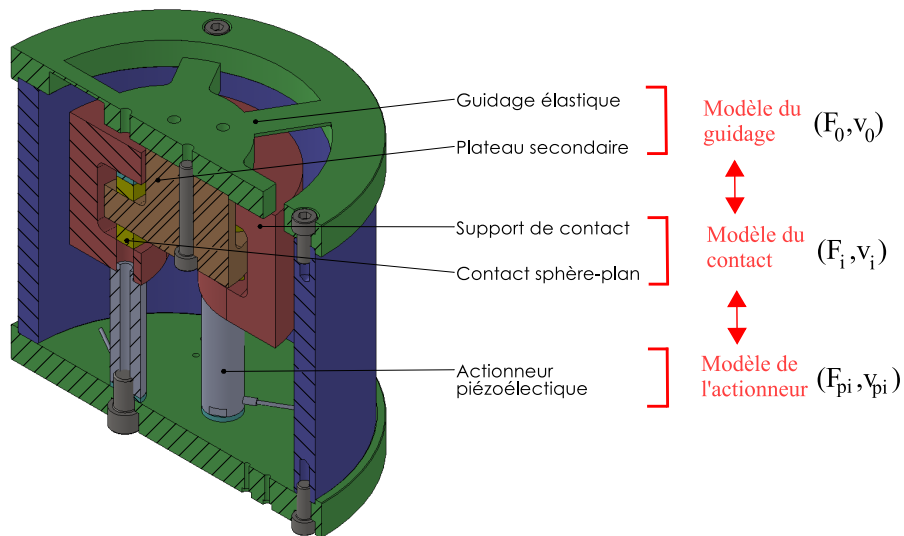


Figure 4.1: Différentes parties pour la modélisation du système mécanique

4.1.1 Formulation du problème dynamique

De façon générale, le mouvement du système mécanique constitué par le guidage élastique d'une part et l'ensemble plateau et matrice inférieure (considéré comme un seul corps rigide) est décrit par l'équation dynamique sous la forme suivante :

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}_c(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) + \mathbf{K}\mathbf{q} + \mathbf{D}(\mathbf{q})\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{G}_g(\mathbf{q}) = \mathbf{F} \quad (4.1)$$

avec :

- $\mathbf{M}$ la matrice d'inertie de la matrice inférieure avec plateau secondaire ;
- $\mathbf{C}_c$ la matrice représentant les couplages dynamiques induits par les forces de Coriolis et centrifuges ;
- $\mathbf{K}$ la matrice de rigidité du guidage élastique déjà étudiée au chapitre précédent ;
- $\mathbf{D}$ la matrice d'amortissement ;
- $\mathbf{G}_g$ la matrice représentant les forces de gravité ;
- $\mathbf{F}$ le vecteur des efforts externes* ;
- $\mathbf{q}$ le vecteur des variables de mouvement.

Les mouvements étant de faibles amplitudes, il est supposé que l'action du guidage élastique est linéaire. Les composantes du vecteur des variables de mouvement $\mathbf{q}$ sont les déplacements du centre du plateau et les angles de rotation de ce dernier par rapport à sa position de repos en supposant les rotations faibles. Elles sont exprimées selon et autour des 3 axes principaux de la base globale (voir la figure 4.2) : $\mathbf{q} = [x \ y \ z \ \alpha_x \ \alpha_y \ \alpha_z]^T$.

Les efforts externes appliqués à cet ensemble sont les forces d'action du lopin F_{lopin} et des contacts F_1, F_2, F_3 qui sont représentées sur la figure 4.2. Dans l'étude, l'influence du frottement au contact est négligée, ainsi que la variation de l'orientation du contact due aux rotations du plateau. Par conséquent, ces derniers efforts sont supposés verticaux et les moments sont négligés en ces points.

Ces forces proviennent de la transmission des forces générées par les actionneurs F_{pi} et de forgeage F_f . Au vu des ordres de grandeur des dimensions et des vitesses de la matrice inférieure (90 mm de diamètre et une vitesse maximale de 6 mm/s), les efforts générés par

*. Comme au chapitre 3, le vecteur des forces est constitué par l'ensemble des composantes du torseur des forces au point considéré. Dans ce cas, il s'agit du centre du plateau.

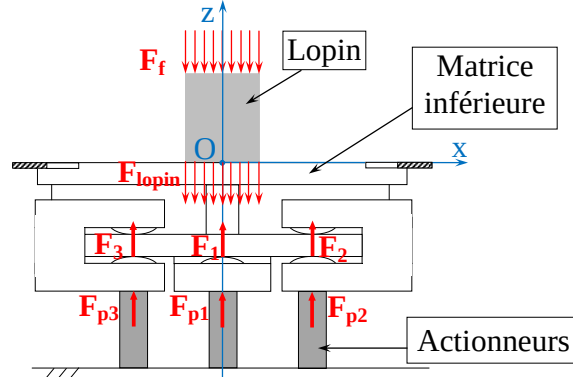


Figure 4.2: Schéma des forces appliquant sur la matrice inférieure

actionneurs F_{pi} et de forgeage F_f (de l'ordre de quelques kN) sont dominants par rapport aux effets de la gravité, de l'amortissement et des forces centrifuges. Dans cette estimation, il a été considéré que si les supports de contact ont une masse de l'ordre du kilogramme, l'influence de leur inertie est de l'ordre de la centaine de Newton ce qui signifie que les forces F_1, F_2, F_3 ont des ordres de grandeurs similaires à ceux des forces générées par les actionneurs. Selon cette approximation, l'équation (4.1) est réduite à :

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{F} \quad (4.2)$$

où $\mathbf{F} = \mathbf{F}_O - \mathbf{F}_{lopin}$ avec $\mathbf{F}_O$ le vecteur dont les composantes sont le torseur des efforts résultant des forces des contacts F_1, F_2, F_3 et $\mathbf{F}_{lopin}$ le vecteur d'effort résultant de la force de forgeage F_f . En général, la répartition des forces surfaciques résultant de l'interaction du lopin est complexe, aussi on considérera uniquement les composantes suivantes, le lopin étant centré sur l'axe Oz : $\mathbf{F}_{lopin} = [0 \ 0 \ F_{lopin} \ M_{lopin_x} \ M_{lopin_y} \ 0]^T$. Le vecteur de forces $\mathbf{F}_O$ sera défini par l'étude de la section suivante.

La matrice des masses étant nécessairement symétrique positive, l'équation dynamique du guidage (4.2) peut être transformée sur une base modale par une matrice de passage $\mathbf{P}_m$ comme suit :

$$\ddot{\mathbf{X}} + \Lambda\mathbf{X} = \mathbf{P}_m^{-1}\mathbf{M}^{-1}\mathbf{F} \quad (4.3)$$

avec :

- Λ : la matrice des valeurs propres de la matrice $\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K}$
- $\mathbf{P}_m$: la matrice des vecteurs propres de la matrice $\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K}$
- $\mathbf{X}$: le vecteur des déplacements modaux défini par $\mathbf{q} = \mathbf{P}_m\mathbf{X}$

On obtient alors dans cette nouvelle base un ensemble d'équation dynamiques découplées :

$$\ddot{x}_i + \lambda_i x_i = f_{Oi} - f_{Li} \quad (4.4)$$

où f_{Oi} , f_{Li} sont respectivement les $i^{\text{ème}}$ composantes des vecteurs $\mathbf{P}_m^{-1}\mathbf{M}^{-1}\mathbf{F}_O$ et $\mathbf{P}_m^{-1}\mathbf{M}^{-1}\mathbf{F}_{\text{Lopin}}$. Cette approche permettra, une fois les différentes forces et la cinématique établies, de déterminer les dynamiques dominantes et éventuellement de réduire le modèle.

4.1.2 Étude mécanique de la transmission du mouvement

La force et les moments F_z, M_x, M_y dus aux forces de contact et réduits au centre du plateau sont obtenus par la réduction des torseurs des trois forces appliquées par les actionneurs piézoélectriques au point de contact en O. Les points d'application des forces de contact sur le plateau secondaire sont représentés sur la figure 4.3a.

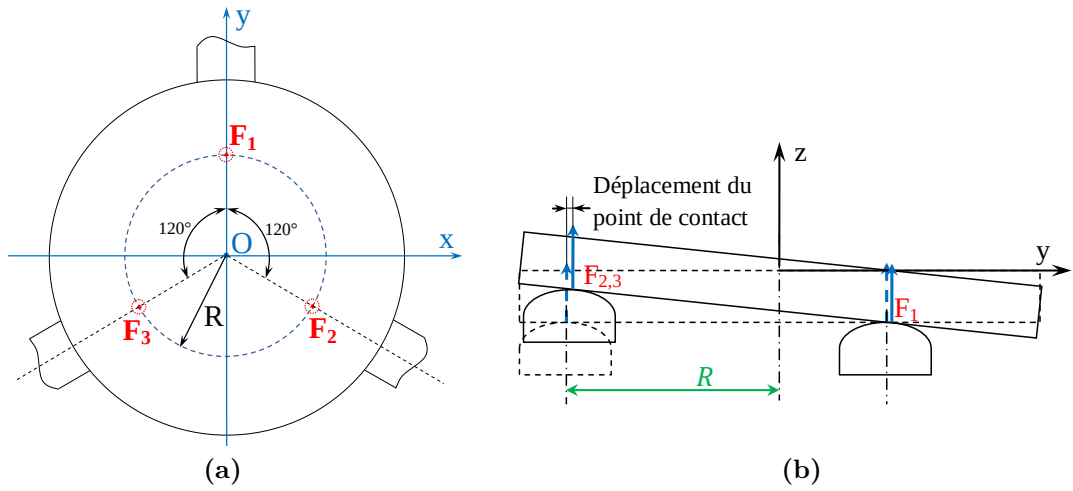


Figure 4.3: Schéma des forces de contact sur le plateau secondaire

Les déplacements tangentiels des points de contact sur le plateau secondaire causés par la rotation du plateau peuvent être négligés (voir la figure 4.3b), et la variation de l'orientation de la force de contact est supposée négligeable. De plus, on néglige l'effet de la friction. Aussi, on ne considérera que l'amplitude des forces et des vitesses des contacts selon la direction z , qui sont dominantes par rapport à celles dans le plan perpendiculaire à l'axe z . On note $\vec{v}_1$, $\vec{v}_2$ et $\vec{v}_3$ les vecteurs vitesses instantanées des points de contact I_i selon z appartenant à l'axe à l'aplomb des actionneurs. Pour trouver la relation entre la vitesse de déplacement selon Oz du point O et les trois vitesses $\vec{v}_1$, $\vec{v}_2$ et $\vec{v}_3$, on considère l'influence de chaque vecteur vitesse $\vec{v}_1$, $\vec{v}_2$ et $\vec{v}_3$ sur le point O. Appelons $\vec{\omega}_1$, $\vec{\omega}_2$ et $\vec{\omega}_3$ les vecteurs vitesse de rotation instantanée dus à chaque vecteur vitesse de déplacement $\vec{v}_1$, $\vec{v}_2$ et $\vec{v}_3$ respectivement (voir figure 4.4). Lorsqu'un des actionneurs est alimenté, les autres restant au repos, l'axe instantané de rotation passe par les points de contact correspondant à ces derniers.

Le vecteur de rotation $\vec{\omega}_i$ est défini par :

$$\vec{v}_i = \vec{I_i P_i} \times \vec{\omega}_i \quad (4.5)$$

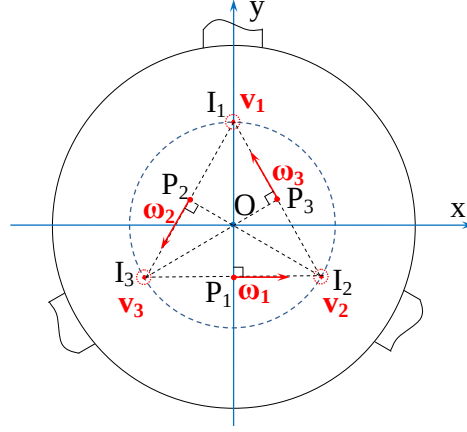


Figure 4.4: Schéma pour les calculs du torseur cinématique

Le torseur cinématique au point O causé par la vitesse $\vec{v}_i$ s'écrit comme suit :

$$\left\{ \begin{array}{c} \vec{\omega}_i \\ \vec{v}_{i/O} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{c} \vec{\omega}_i \\ \vec{OP}_i \times \vec{\omega}_i \end{array} \right\} \quad (4.6)$$

Pour de petits déplacements, le torseur cinématique au point O est calculé par :

$$\left\{ \begin{array}{c} \vec{\omega}_O \\ \vec{v}_O \end{array} \right\} = \sum \left\{ \begin{array}{c} \vec{\omega}_i \\ \vec{v}_{i/O} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{c} \sum \vec{\omega}_i \\ \sum \vec{OP}_i \times \vec{\omega}_i \end{array} \right\} \quad (4.7)$$

La projection de l'équation (4.7) sur les 3 axes O_x , O_y , O_z donne :

$$\begin{aligned} & \left\{ \begin{array}{l} v_z = \frac{1}{3}(v_1 + v_2 + v_3) \\ \omega_x = \omega_1 - \omega_2 \sin \frac{\pi}{6} - \omega_3 \sin \frac{\pi}{6} \\ \omega_y = \omega_3 \cos \frac{\pi}{6} - \omega_2 \cos \frac{\pi}{6} \end{array} \right. \\ \text{soit} & \left\{ \begin{array}{l} v_z = \frac{1}{3}v_1 + \frac{1}{3}v_2 + \frac{1}{3}v_3 \\ \omega_x = \left(\frac{2}{3R}\right)v_1 - \left(\frac{2}{3R} \sin \frac{\pi}{6}\right)v_2 - \left(\frac{2}{3R} \sin \frac{\pi}{6}\right)v_3 \\ \omega_y = \left(\frac{2}{3R} \cos \frac{\pi}{6}\right)v_3 - \left(\frac{2}{3R} \cos \frac{\pi}{6}\right)v_2 \end{array} \right. \\ \Rightarrow & \left\{ \begin{array}{l} v_1 = v_z + R\omega_x \\ v_2 = v_z - \frac{R}{2}\omega_x - \frac{\sqrt{3}R}{2}\omega_y \\ v_3 = v_z - \frac{R}{2}\omega_x + \frac{\sqrt{3}R}{2}\omega_y \end{array} \right. \end{aligned}$$

Avec $\mathbf{v}_O = [v_x \ v_y \ v_z \ \omega_x \ \omega_y \ \omega_z]^T$ le vecteur de vitesse du point O imposée par les contacts et le guidage élastique pour de petits déplacements. Cette relation peut se mettre sous une forme matricielle :

$$\begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \\ v_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & R & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -\frac{R}{2} & -\frac{R\sqrt{3}}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -\frac{R}{2} & \frac{R\sqrt{3}}{2} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_x \\ v_y \\ v_z \\ \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix} = \mathbf{A} \mathbf{v}_O \quad (4.8)$$

La relation entre les efforts appliqués aux contacts et l'effort résultant au centre O se trouve en réduisant les torseurs des efforts au centre du plateau. La force des contacts considérés dans ce cas est supposée verticale compte tenu des hypothèses précédemment évoquées. Notons que $\vec{M}_1$, $\vec{M}_2$ et $\vec{M}_3$ sont les moments instantanés causés par chaque composante verticale des forces de contact $\vec{F}_1$, $\vec{F}_2$ et $\vec{F}_3$ comme le montre la figure 4.5.

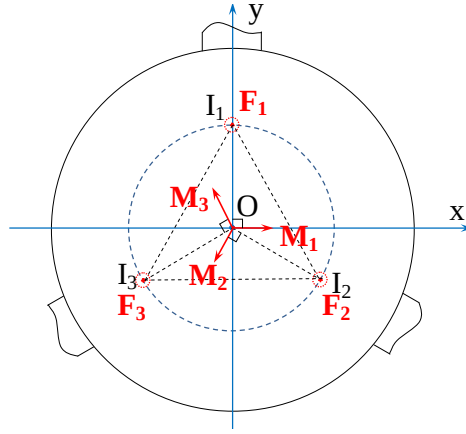


Figure 4.5: Schéma pour les calculs du torseur statique

Le torseur statique au point O est calculé comme suit :

$$\left\{ \begin{array}{c} \vec{F}_O \\ \vec{M}_O \end{array} \right\} = \sum \left\{ \begin{array}{c} \vec{F}_i \\ \vec{M}_{i/O} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{c} \sum \vec{F}_i \\ \sum \vec{OI}_i \times \vec{F}_i \end{array} \right\} \quad (4.9)$$

La projection de l'équation (4.9) sur les 3 axes O_x , O_y , O_z est définie par :

$$\begin{cases} F_z = F_1 + F_2 + F_3 \\ M_x = RF_1 - F_2R \sin \frac{\pi}{6} - F_3R \sin \frac{\pi}{6} \\ M_y = F_3R \cos \frac{\pi}{6} - F_2R \cos \frac{\pi}{6} \end{cases}$$

Donc, le vecteur d'effort résultant des forces des contacts $\mathbf{F}_O$ s'écrit matriciellement comme suit :

$$\mathbf{F}_O = \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ M_x \\ M_y \\ M_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 1 \\ R & -\frac{R}{2} & -\frac{R}{2} \\ 0 & -\frac{R\sqrt{3}}{2} & \frac{R\sqrt{3}}{2} \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{bmatrix} = \mathbf{B} \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{bmatrix} \quad (4.10)$$

On peut noter que :

$$\mathbf{B}^\top = \mathbf{A} \quad (4.11)$$

Afin d'établir la REM, il est nécessaire d'étudier les propriétés de ce couplage mécanique d'un point de vue énergétique. Pour cela on procède à un bilan de puissance. La puissance développée par les forces de contact appliquées au plateau est calculée par :

$$P = \mathbf{F}_O^\top \mathbf{v}_O \quad (4.12)$$

En utilisant la relation (4.10), il vient :

$$P = (\mathbf{B}\mathbf{F})^\top \mathbf{v}_O = \mathbf{F}^\top \mathbf{B}^\top \mathbf{v}_O$$

ce qui, compte tenu de la propriété (4.11) s'écrit également :

$$P = \mathbf{F}^\top \mathbf{A} \mathbf{v}_O$$

Finalement, d'après la relation cinématique (4.8) :

$$P = \mathbf{F}^\top \mathbf{v} \quad (4.13)$$

Il résulte de ce calcul que le modèle vérifie la conservation de la puissance ce qui permet de vérifier la cohérence des approximations faites et permet de lui associer une représentation énergétique macroscopique comme proposé sur la figure 4.6.

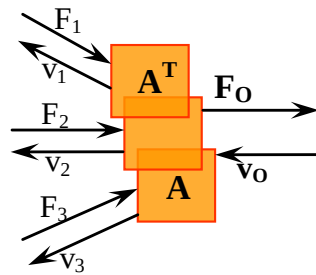


Figure 4.6: REM du couplage mécanique

4.1.3 Modèle réduit du guidage

Les deux matrices de rigidité et d'inertie du guidage présentent des structures particulières qui peuvent être mises à profit. Elles s'écrivent en effet comme suit :

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 & -m_2 & 0 \\ 0 & m_1 & 0 & m_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & m_3 & 0 & 0 \\ -m_2 & 0 & 0 & 0 & m_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_4 \end{bmatrix} \quad \mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_1 & 0 & 0 & 0 & -k_2 & 0 \\ 0 & k_1 & 0 & k_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_5 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_2 & 0 & k_3 & 0 & 0 \\ -k_2 & 0 & 0 & 0 & k_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_4 \end{bmatrix}$$

Avec la force $\mathbf{F}_O$ appliquée au point O du plateau donnée par l'équation (4.10), l'équation dynamique (4.2) se réécrit explicitement comme suit :

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 & -m_2 & 0 \\ 0 & m_1 & 0 & m_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & m_3 & 0 & 0 \\ -m_2 & 0 & 0 & 0 & m_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{z} \\ \ddot{\alpha}_x \\ \ddot{\alpha}_y \\ \ddot{\alpha}_z \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 & 0 & 0 & 0 & -k_2 & 0 \\ 0 & k_1 & 0 & k_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_5 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_2 & 0 & k_3 & 0 & 0 \\ -k_2 & 0 & 0 & 0 & k_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \\ \alpha_x \\ \alpha_y \\ \alpha_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ F_z - F_{lopin} \\ M_x - M_{lopin_X} \\ M_y - M_{lopin_Y} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.14)$$

Il apparaît alors clairement que le système peut être décomposé en quatre sous-systèmes correspondant aux équations suivantes :

$$\begin{bmatrix} m_1 & -m_2 \\ -m_2 & m_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{\alpha}_y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 & -k_2 \\ -k_2 & k_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ \alpha_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ M_y - M_{lopin_Y} \end{bmatrix} \quad (4.15a)$$

$$\begin{bmatrix} m_1 & m_2 \\ m_2 & m_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{y} \\ \ddot{\alpha}_x \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 & k_2 \\ k_2 & k_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y \\ \alpha_x \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ M_x - M_{lopin_X} \end{bmatrix} \quad (4.15b)$$

$$m_1 \ddot{z} + k_5 z = F_z - F_{lopin} \quad (4.15c)$$

$$m_4 \ddot{\alpha}_z + k_4 \alpha_z = 0 \quad (4.15d)$$

Cette réorganisation permet de mettre en évidence les indépendances et les symétries

entre les différentes dynamiques du système.

D'après l'équation (4.15d), le mode de rotation autour de O_z ne peut pas être commandé par cette configuration des actionneurs et il n'est pas pris en compte pour la structure de commande. L'équation (4.15c) du mode de déplacement en direction z du guidage décrit le comportement d'un système du second ordre avec la fréquence propre $f_{trans_z} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_3}{m_1}}$.

L'équation (4.15a) montre un couplage entre le mode de déplacement selon O_x avec le mode de rotation autour de O_y . En utilisant une transformation modale, cette équation se réécrit sous la forme suivante :

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \lambda_1 & 0 \\ 0 & \lambda_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \tau_1 \\ \tau_2 \end{bmatrix} \quad (4.16)$$

où λ_1, λ_2 sont les valeurs propres de la matrice $\mathbf{G}_0 = \begin{bmatrix} m_1 & -m_2 \\ -m_2 & m_3 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} k_1 & -k_2 \\ -k_2 & k_3 \end{bmatrix}$.

En raison de l'analogie des matrices dynamiques des sous-systèmes (4.15a) et (4.15b), les valeurs λ_1, λ_2 sont aussi les fréquences propres respectivement de translation en x et de rotation autour du y du guidage.

Les variables x_1, x_2 dans la basse modale sont reliées aux variables x, α_y par :

$$\begin{bmatrix} x \\ \alpha_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} p_{11} & p_{12} \\ p_{21} & p_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} \quad (4.17)$$

où $\vec{p}_1 = \begin{bmatrix} p_{11} & p_{21} \end{bmatrix}^T$ et $\vec{p}_2 = \begin{bmatrix} p_{12} & p_{22} \end{bmatrix}^T$ sont les deux vecteurs propres qui correspondent aux deux valeurs propres de la matrice $\mathbf{G}_0$. De plus, le vecteur $\begin{bmatrix} \tau_1 & \tau_2 \end{bmatrix}^T$ est calculé par

$$\begin{bmatrix} \tau_1 \\ \tau_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} p_{11} & p_{12} \\ p_{21} & p_{22} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} m_1 & -m_2 \\ -m_2 & m_3 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} 0 \\ M_y - M_{lopin_Y} \end{bmatrix}$$

Par une application numérique, on trouve que $\lambda_1 \gg \lambda_2$. Différentes méthodes ont été développées pour réduire l'ordre de système linéaire présentant des valeurs propres dominantes [98–101]. La technique de Marshall [101] sera utilisée pour réduire le système. Pour cela on suppose que, à l'échelle des fréquences des grandeurs d'entrée, l'évolution de x_1 s'effectue de manière instantanée. L'équation (4.16) peut être réécrite pour prendre en compte cette hypothèse :

$$\begin{cases} 0 = -\lambda_1 x_1 + \tau_1 \\ \ddot{x}_2 = -\lambda_2 x_2 + \tau_2 \end{cases} \quad (4.18)$$

En utilisant la relation de passage (4.17) :

$$\begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} p_{11} & p_{12} \\ p_{21} & p_{22} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} x \\ \alpha_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} q_{11} & q_{12} \\ q_{21} & q_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ \alpha_y \end{bmatrix} \quad (4.19)$$

A partir de (4.18), (4.19), on obtient :

$$\begin{aligned} x_1 &= q_{11}x + q_{12}\alpha_y = \frac{\tau_1}{\lambda_1} \\ \Rightarrow x &= \frac{\tau_1}{\lambda_1 q_{11}} - \frac{q_{12}}{q_{11}}\alpha_y \end{aligned} \quad (4.20)$$

En substituant (4.20) dans l'équation (4.15a), il vient :

$$\left(\frac{q_{12}}{q_{11}}m_2 + m_3 \right) \ddot{\alpha}_y + \left(\frac{q_{12}}{q_{11}}k_2 + k_3 \right) \alpha_y = M_y - M_{lopiny} + k_2 \frac{\tau_1}{\lambda_1 q_{11}} \quad (4.21)$$

Remarquons que $\frac{q_{12}}{q_{11}} = -\frac{p_{12}}{p_{22}}$ et $k_2 \frac{\tau_1}{\lambda_1 q_{11}} = k_2 \frac{p_{22}m_2 - p_{12}m_1}{\lambda_1 p_{22}(m_1m_3 - m_2^2)} (M_y - M_{lopiny})$, l'équation (4.21) est donc réécrite :

$$A_0 \left(m_3 - \frac{p_{12}}{p_{22}}m_2 \right) \ddot{\alpha}_y + A_0 \left(k_3 - \frac{p_{12}}{p_{22}}k_2 \right) \alpha_y = M_y - M_{lopiny} \quad (4.22)$$

où $A_0 = \frac{1}{1 + k_2 \frac{p_{22}m_2 - p_{12}m_1}{\lambda_1 p_{22}(m_1m_3 - m_2^2)}}$ L'équation (4.15a) est donc réduite à l'équation (4.22).

De la même façon, l'équation (4.15b), qui présente le couplage entre le mode de déplacement selon O_y et le mode de rotation autour de O_x , se réduit à l'équation suivante :

$$B_0 \left(m_3 + \frac{h_{12}}{h_{22}}m_2 \right) \ddot{\alpha}_x + B_0 \left(k_3 + \frac{h_{12}}{h_{11}}k_2 \right) \alpha_x = M_x - M_{lopinx} \quad (4.23)$$

où h_{12}, h_{11} sont les composantes d'un vecteur propre de la matrice $\mathbf{H}_0 = \begin{bmatrix} m_1 & m_2 \\ m_2 & m_3 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} k_1 & k_2 \\ k_2 & k_3 \end{bmatrix}$

et $B_0 = \frac{1}{1 + k_2 \frac{h_{22}m_2 - h_{12}m_1}{\lambda_3 p_{22}(m_1m_3 - m_2^2)}}$

En remarquant que les forces modales τ_1 et τ_3 sont proportionnelles à $M_x - M_{lopinx}$ et $M_y - M_{lopiny}$ respectivement, l'équation (4.14) est réduite à un système de trois équations dynamiques :

$$\begin{cases} B_0 \left(m_3 + m_2 \frac{h_{12}}{h_{22}} \right) \ddot{\alpha}_x + B_0 \left(k_3 + \frac{h_{12}}{h_{22}}k_2 \right) \alpha_x = M_x - M_{lopinx} \\ A_0 \left(m_3 - m_2 \frac{p_{12}}{p_{22}} \right) \ddot{\alpha}_y + A_0 \left(k_3 - \frac{p_{12}}{p_{22}}k_2 \right) \alpha_y = M_y - M_{lopiny} \\ m_1 \ddot{z} + k_5 z = F_z - F_{lopin} \end{cases}$$

Finalement, on obtient :

$$\begin{cases} m_x \ddot{\alpha}_x + k_x \alpha_x = M_x - M_{lopin_X} & (4.24) \\ m_y \ddot{\alpha}_y + k_y \alpha_y = M_y - M_{lopin_Y} & (4.25) \\ m_z \ddot{z} + k_z z = F_z - F_{lopin} & (4.26) \end{cases}$$

En effectuant les calculs, on peut trouver que $m_x = m_y$ et $k_x = k_y$. Un mode de déplacement, par exemple le déplacement selon Oz, est représenté par la REM sur la figure 4.7.

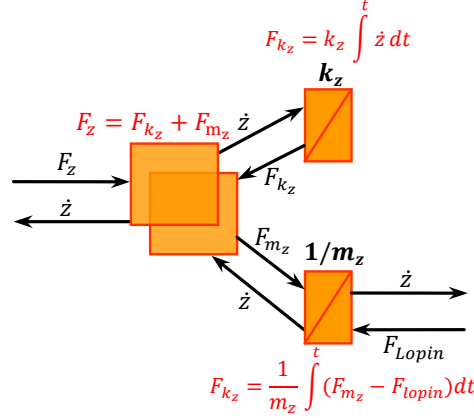


Figure 4.7: REM d'un mode de mouvement du guidage élastique

Les équations des vitesses de rotation autour des deux axes de la matrice inférieure permettant d'obtenir une onde progressive sont :

$$\dot{\alpha}_x(t) = \Omega_0 \cos \omega t \quad (4.27)$$

$$\dot{\alpha}_y(t) = \Omega_0 \sin \omega t \quad (4.28)$$

Dans ce cas, les équations (4.24), (4.25) se réécrivent :

$$\begin{cases} -m_x \Omega_0 \omega \sin \omega t + k_x \frac{\Omega_0}{\omega} \sin \omega t = M_x - M_{lopin_X} & (4.29) \\ m_y \Omega_0 \omega \cos \omega t - k_y \frac{\Omega_0}{\omega} \cos \omega t = M_y - M_{lopin_Y} & (4.30) \end{cases}$$

Si on suppose qu'il n'existe pas de moments de perturbation M_{lopin_X} et M_{lopin_Y} , alors :

$$\begin{cases} -\left(m_x \Omega_0 \omega - k_x \frac{\Omega_0}{\omega}\right) \sin \omega t = M_x & (4.31) \\ \left(m_y \Omega_0 \omega - k_y \frac{\Omega_0}{\omega}\right) \cos \omega t = M_y & (4.32) \end{cases}$$

Les équations (4.31) et (4.32) montrent que les moments nécessaires M_x et M_y à l'obtention de l'onde progressive sont des composantes résultants d'une projection sur les deux axes O_x et O_y d'un vecteur de moment constant $M = m_x \Omega_0 \omega - k_x \frac{\Omega_0}{\omega}$ qui tourne autour de l'axe Oz avec une vitesse ω .

4.1.4 Modélisation du contact

La transmission entre le support de contact et le plateau secondaire consiste en deux contact sphère-plan préchargés. Elle peut être modélisée par deux ressorts non linéaires fonctionnant autour de la charge de précontrainte. En considérant un développement limité au premier ordre, le modèle du contact peut être considéré comme un ressort dont la rigidité est double de celle d'un contact sphère plan, comme le montre la figure 4.8a. Ainsi, l'ensemble support de contact et sphère est représenté par une masse connectée avec un ressort ayant une rigidité équivalente à celle de deux contacts sphère-plan. Le schéma REM correspondant est présenté sur la figure 4.8b avec les variables d'action et de réaction sur l'actionneur (F_p, v_p) et sur le plateau secondaire (F, v).

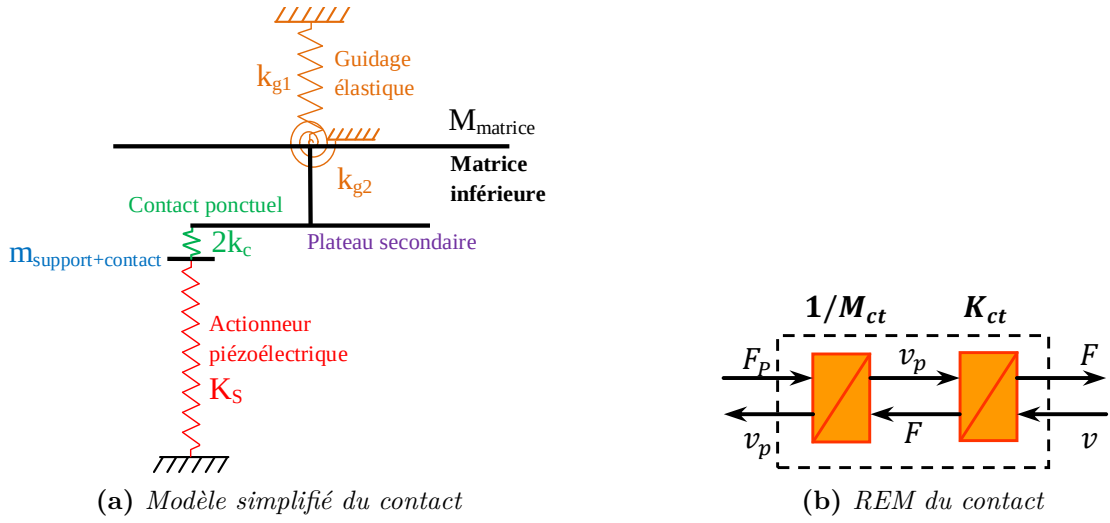


Figure 4.8: Schéma de modélisation du contact

La valeur M_{ct} est la masse du support de contact et des sphères. Il est à noter que la rigidité du contact K_{ct} n'est pas nécessairement constante en raison de la non-linéarité des contacts sphère-plan. Cependant, comme il a été vu au chapitre précédent, ce comportement peut être atténué par l'application d'une précontrainte suffisante, qui rend l'hypothèse du développement limité acceptable. Le modèle du contact est connecté au modèle de l'actionneur et du guidage pour un modèle complet du système mécanique avec 3 actionneurs comme le montre la figure 4.9.

Par ailleurs, puisqu'il a été mis en évidence que le système peut être réduit aux trois degrés de liberté correspondant aux deux rotations autour des axes Ox et Oy et au déplacement vertical selon Oz (la rotation autour de Oz n'étant pas commandable, elle ne sera pas prise en compte dans le modèle), on peut procéder à la réduction des matrices de conversion $\mathbf{A}, \mathbf{B}$ pour ces seuls mouvements comme suit :

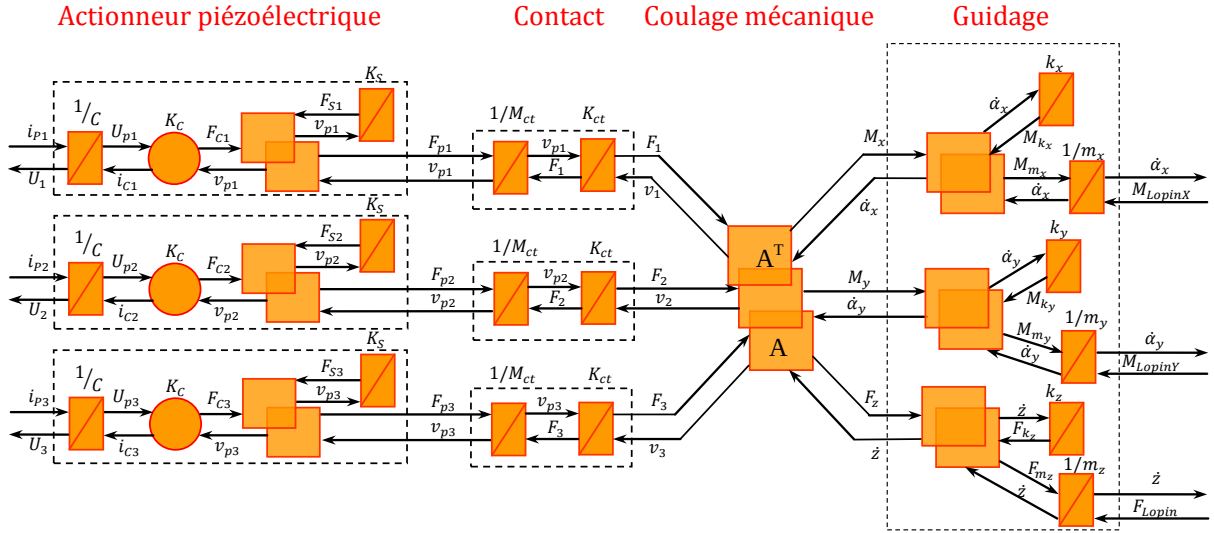


Figure 4.9: REM du système multi-actionneurs

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 1 & R & 0 \\ 1 & -\frac{R}{2} & -\frac{R\sqrt{3}}{2} \\ 1 & -\frac{R}{2} & \frac{R\sqrt{3}}{2} \end{bmatrix} \quad \text{et} \quad \mathbf{B} = \mathbf{A}^T = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 \\ R & -\frac{R}{2} & -\frac{R}{2} \\ 0 & \frac{R\sqrt{3}}{2} & \frac{R\sqrt{3}}{2} \end{bmatrix} \quad (4.33)$$

Le schéma de la figure 4.9 peut être condensé en utilisant un formalisme vectoriel où on utilise des vecteurs des variables homogènes (par exemple : $\vec{F}_O = [M_x \ M_y \ F_z]^T$, $\vec{v}_O = [\dot{\alpha}_x \ \dot{\alpha}_y \ \dot{z}]^T \dots$) présentes sur cette figure. Il en résulte la figure 4.10 où les différents paramètres en caractères gras (par exemple $\mathbf{K}_{ct}$, $\mathbf{K}$, ...) correspondent à des matrices.

De plus, la REM du couplage mécanique est représentée par un bloc correspondant à une conversion mécanique décrite par un carré.

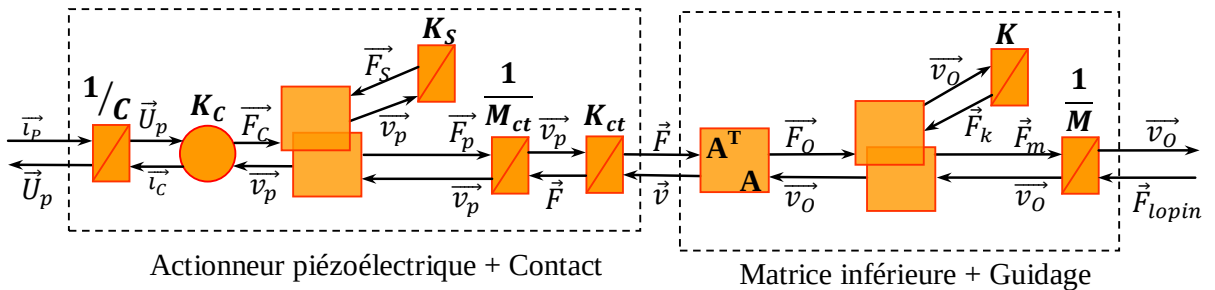


Figure 4.10: REM réduite du système mécanique

4.2 Modélisation du système électrique

4.2.1 Système d'alimentation des trois actionneurs

Pour générer une onde progressive, les trois actionneurs piézoélectriques utilisés doivent être alimentés sous haute tension (de -200 V jusqu'à 1000 V pour un déplacement maximal) par une alimentation électrique triphasée. L'amplitude crête à crête de la tension de sortie, qui est liée au déplacement obtenu, est un paramètre important dans cette application. De plus, ce système d'alimentation doit être capable de fournir une tension à fréquence variable (de 5 Hz à 100 Hz). Une telle alimentation peut être réalisée par des amplificateurs analogiques de puissance ou par une alimentation de puissance à découpage.

Dans [102, 103], des amplificateurs analogiques de classe AB et B sont utilisés pour des actionneurs à haute tension mais l'efficacité de ces solutions est limitée par le rendement de cette technologie. La solution d'alimentation de puissance à découpage est de plus en plus utilisée pour cette raison. En général, une source de tension de fréquence variable peut être réalisée par un convertisseur continu-alternatif (onduleur) utilisant des semi-conducteurs de puissance (MOSFET ou IGBT). Dans [2, 104–108], un transformateur électrique et un onduleur sont utilisés pour augmenter la tension d'entrée et contrôler la fréquence de la tension de sortie. Carazo et Uchino [104] ont présenté une topologie d'alimentation qui permet de convertir la tension continue 24 V en une tension alternative de 600 V crête à crête pour des fréquences et des amplitudes variables. Un système d'alimentation pour actionneur piézoélectrique utilisé dans une application aéronautique a été développé dans [105, 106]. Un onduleur multi-niveau commandé par une MLI est utilisé pour minimiser les pertes et un filtre est conçu pour compenser le courant réactif. Dans [2, 107, 108], ce courant réactif est directement compensé par l'inductance du transformateur qui constitue un circuit de résonance avec la capacité de l'actionneur.

Dans ce travail, un système électrique sans transformateur est proposé pour alimenter trois actionneurs à fréquence variable à partir d'une tension continue constante. Or, pour réaliser la haute tension alternative, les solutions possibles sont :

- élever la tension du réseau par un transformateur pour la redresser ensuite et l'onduler finalement
- redresser la tension du réseau puis l'élever par un étage boost pour charger la capacité de tête de l'onduleur
- redresser le réseau puis utiliser un onduleur alimentant un transformateur pour élever la tension

La première solution présente le désavantage d'un transformateur élévateur haute tension. La seconde est certainement la plus viable des trois, mais nécessite un étage de conversion supplémentaire capable de délivrer la haute tension. La troisième nécessite de superposer la composante continue, nécessaire à la polarisation de l'alimentation piézoélectrique.

Pour des raisons pratiques et pour réduire le temps de développement, il était souhaité de réduire le nombre de composants et de favoriser ainsi la portabilité du système. Entre autre, il a été décidé que l'alimentation devrait être une source de tension standard de laboratoire. En effet, il a été noté que les besoins en termes de puissance étaient relativement faibles durant les travaux de [9, 10]. Une autre contrainte a été de se baser sur une structure d'onduleur commerciale (Semikron).

Le schéma du circuit d'alimentation est présenté sur la figure 4.11. Le principe est d'exploiter la réversibilité en courant d'un onduleur pour intégrer un élévateur de tension.

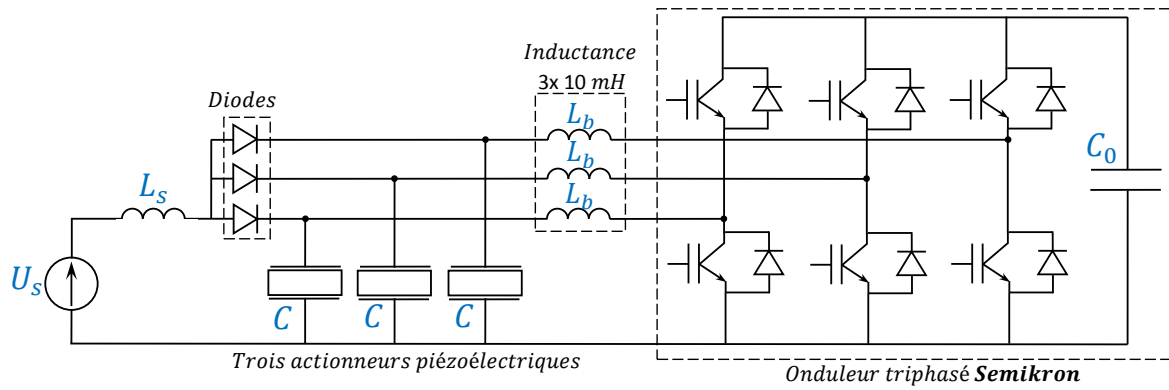


Figure 4.11: Schéma d'alimentation pour trois actionneurs

L'alimentation extérieure est représentée par la tension continue U_s qui alimente le dispositif au travers d'une inductance de filtrage L_s et des diodes. Dans les phases où celles-ci conduisent, on charge la capacité C_0 au travers des bras de l'onduleur comme il sera expliqué plus loin. L'onduleur est simultanément utilisé pour convertir la tension bus de la capacité C_0 en une tension triphasée de fréquence variable.

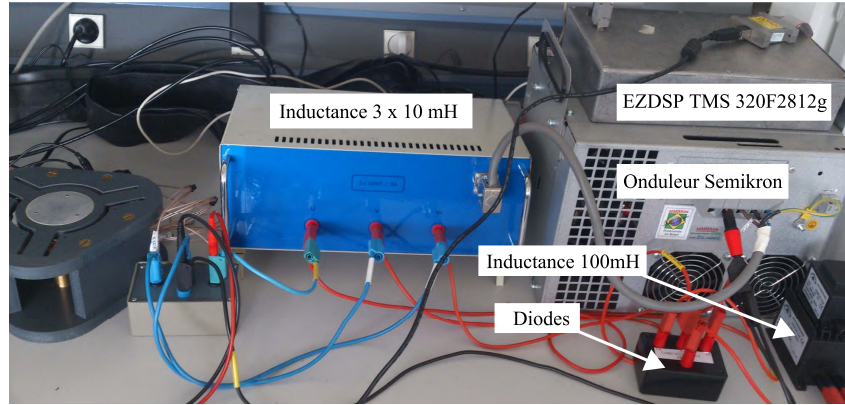
La tension triphasée est appliquée aux actionneurs représentés par des capacités C . Les inductances L_s et L_b sont nécessaires pour éviter des connexions directes entre des capacités C_0 , C ou entre capacités C et la source de tension U_s . La valeur des inductances L_b est choisie afin que la fréquence de coupure du filtre constitué par L_b et C , $f_b = \frac{1}{2\pi\sqrt{L_b C}}$, soit assez élevée pour permettre la génération des formes d'ondes souhaitées sur l'actionneur (de 100 Hz) tout en filtrant correctement la MLI de l'onduleur.

La valeur de la capacité C_0 est imposée par l'onduleur du fabricant, tandis que celle de L_s est choisie pour limiter la variation de courant passant par la diode. Les valeurs des paramètres sont présentées dans la table 4.1.

Tableau 4.1: Valeur des composants

L_s	L_b	C_0	C
100 mH	10 mH	4 mF	300 nF

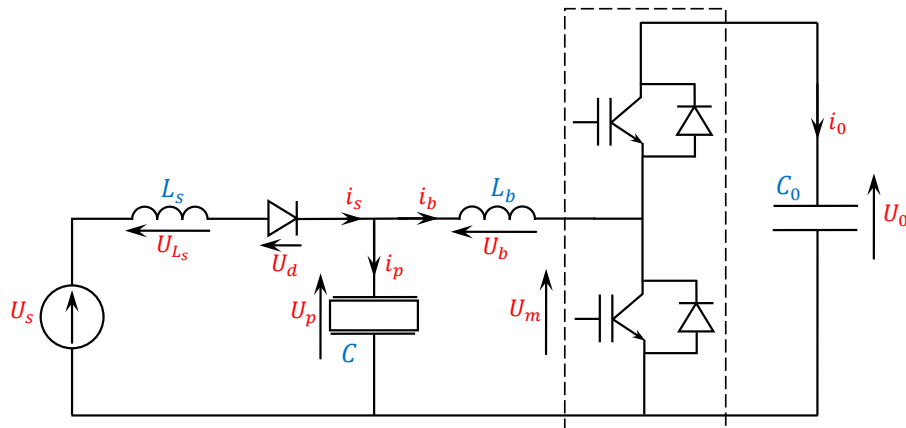
Le système électrique avec l'onduleur triphasé et les autres composants est présenté sur la photo de la figure 4.12.

**Figure 4.12:** Système d'alimentation triphasée

4.2.2 REM du système électrique

4.2.2.1 Étude en monophasé de l'alimentation électrique

Le schéma d'une topologie similaire monophasée de l'alimentation électrique est présenté sur la figure 4.13. Le fonctionnement en triphasé étant équivalent, il servira à l'élaboration de la REM de l'alimentation. Les équations du circuit sont :

**Figure 4.13:** Schéma d'alimentation d'une phase pour un actionneur

$$U_p = U_m + U_b \quad (4.34a)$$

$$U_s = U_{L_s} + U_d + U_p \quad (4.34b)$$

$$i_s = i_p + i_b \quad (4.34c)$$

Par ailleurs, en supposant que la fréquence de la MLI soit suffisamment élevée, on peut considérer un modèle moyen glissant de l'onduleur, ce qui permet de considérer que :

$$U_m = m(t)U_0 \quad (4.35a)$$

$$i_0 = m(t)i_b \quad (4.35b)$$

où $m(t)$ est le rapport cyclique ($0 < m(t) < 1$) qui peut être décomposé comme suit :

$$m(t) = m_0(t) + m_a(t) \quad (4.36)$$

où :

- $m_0(t)$ est une composante basse fréquence qui règle la valeur moyenne du rapport cyclique, qui peut être exploitée pour le chargement de la tension du bus continu U_0
- $m_a(t)$ est la valeur de rapport cyclique haute fréquence et alternative servant à générer la forme d'onde désirée autour de la valeur moyenne.

Enfin, on rappelle les conditions de commutation de la diode :

1. la diode commute d'un état bloqué à un état passant lors du passage de la tension croissante à ces bornes par 0,
2. la diode commute d'un état passant à un état bloqué lorsque le courant la traversant est décroissant et passe par zéro.

La REM associée au fonctionnement de l'alimentation est représentée sur la figure 4.14. Les inductances L_s, L_b et les capacités C_0, C sont modélisées par des accumulateurs d'énergie électrique. L'onduleur triphasé peut être modélisé par un convertisseur électrique commandé par la valeur de rapport cyclique m , la fréquence de MLI étant grande en comparaison avec la fréquence de coupure f_b [109]. Un couplage électrique représente la loi Kirchhoff des courants (4.34c).

La topologie étant variable selon le mode de fonctionnement de la diode, on distingue deux schémas (figure 4.14) : (4.14a) lorsqu'elle conduit, et (4.14b) dans le cas contraire.

Durant une phase de conduction de la diode, le courant i_s charge principalement la capacité C_0 . En effet, en utilisant les équations (4.35), on peut en déduire le schéma

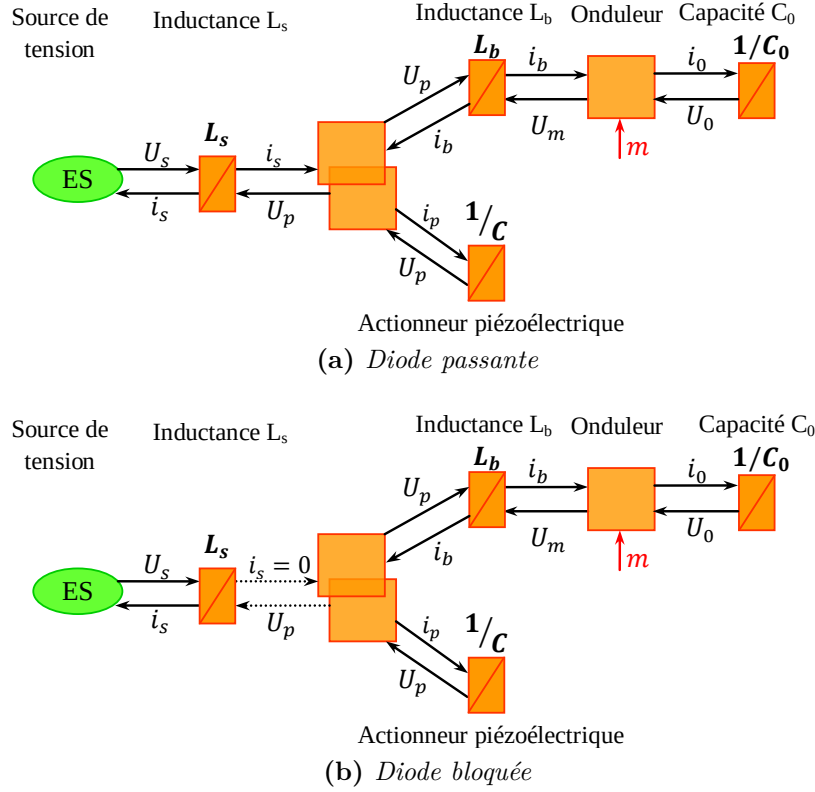


Figure 4.14: REM de l'alimentation monophasée.

équivalent (voir figure 4.15) avec la capacité équivalente à $\frac{C_0}{m^2}$. Or, pour que la diode soit passante, il faut que m soit petit pour vérifier $mU_0 < U_s$. La capacité C_0 est considérablement plus grande que C et cette tendance est amplifiée par $m(t)$ si bien que le courant i_b est très supérieur au courant i_p . Cette phase peut être indirectement déclenchée par le choix de $m(t)$, comme cela sera illustrée plus loin.

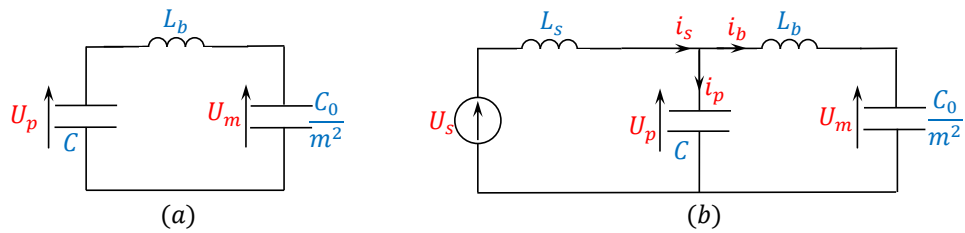


Figure 4.15: Schémas électriques équivalents pour les phases (a) diode bloquée, (b) diode passante

Dans une phase où la diode est bloquée, le schéma de la figure 4.14b montre que la puissance est échangée entre les deux capacités par l'intermédiaire de L_b . C'est un fonctionnement classique et idéal en hacheur. En cas de pertes, U_0 baissera, et il faudra recharger en utilisant la phase précédente.

Une simulation est présentée sur la figure 4.16. La tension continue est égale à 100 V et la fréquence de la MLI est 30 kHz. Le rapport cyclique est une sinusoïde entre 0,2 et 0,5 et

de fréquence 10 Hz (soit $m(t) = 0,35 + 0,15 \sin(20\pi t) = m_0 + m_a \sin(20\pi t) = m_0 + m_a(t)$). En plus des valeurs données dans la table 4.1, les résistances séries des inductances L_s, L_b sont prises en compte avec des valeurs de 10Ω et $1,6 \Omega$ respectivement (valeurs mesurées sur le dispositif expérimental). Les résultats simulés de tension de l'actionneur U_p et de la tension bus U_0 sont présentés sur la figure 4.16 pour le régime transitoire et en détail pour le régime établi sur la figure 4.17.

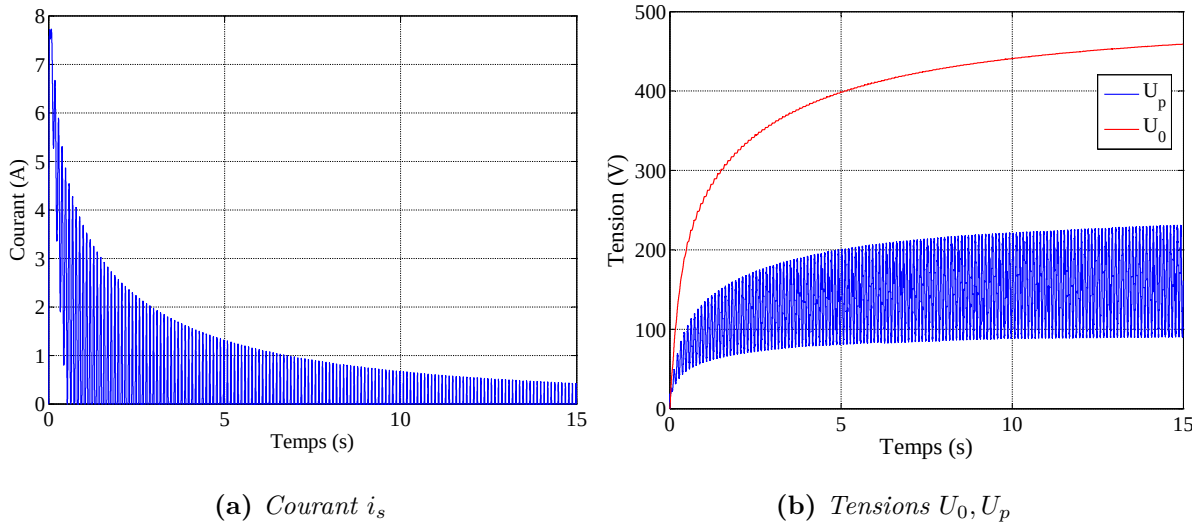


Figure 4.16: Résultat de simulation pour une phase du système électrique

La simulation est démarrée en supposant la charge initiale de C_0 nulle. Il y a donc un appel de courant important de 8 A durant lequel la diode est passante pour plusieurs périodes de la modulation avant de passer à un régime de commutations périodiques (après 0,5 s environ). C_0 est de ce fait chargée progressivement à chaque période de conduction ce qui explique les augmentations par « créneaux » constatées sur la courbe de U_0 . Parallèlement la tension $U_p(t)$ voit son amplitude augmenter. On constate que la tension tend vers 500 V ce qui est effectivement une valeur qui peut être prédite. Si on cherche la valeur limite de la tension $U_p(t)$ telle que la commutation à l'état passant de la diode ne soit plus déclenchée, on a la condition :

$$\min [U_p(t)] \geq U_s$$

ce qui correspond dans le cas de cette modulation à la condition limite de transition :

$$(m_0 - m_a)U_0 = U_s \Leftrightarrow U_0 = \frac{U_s}{m_0 - m_a}$$

En fait cette valeur ne peut être atteinte en présence de pertes (introduites dans le modèle par les résistances en série des inductances). Un régime établi est atteint (figure 4.17) où la commutation intervient périodiquement avec des amplitudes quasiment constantes à

0,4 A. La tension obtenue aux bornes de l'actionneur est quasiment sinusoïdale avec des valeurs extrêmes atteignant 230 V et 95 V, ce qui est cohérente avec la tension U_0 de 460 V et les valeurs extrêmes de la modulation.

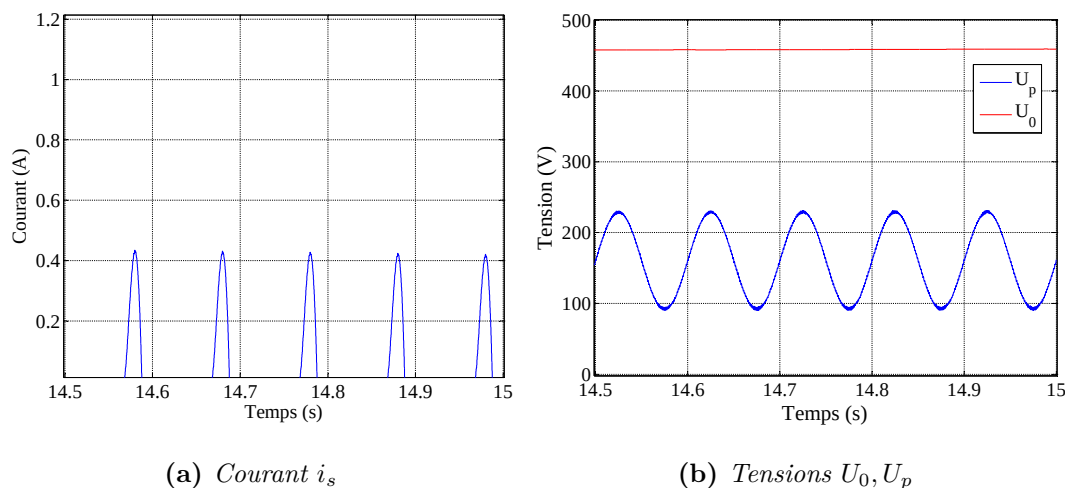


Figure 4.17: *Résultat de simulation en détail pour une phase du système électrique*

Le schéma triphasé (figure 4.12) est en fait le même circuit dupliqué trois fois avec la source U_s et C_0 partagés entre les différents bras. On peut donc facilement étendre la REM au cas triphasé.

4.2.2.2 REM du système complet

Pour établir la REM du système complet, il suffit de connecter les REM précédemment établies. La figure 4.18 présente le schéma du système électrique connecté avec le système mécanique. Les vecteurs des variables représentent des valeurs des trois branches identiques du système.

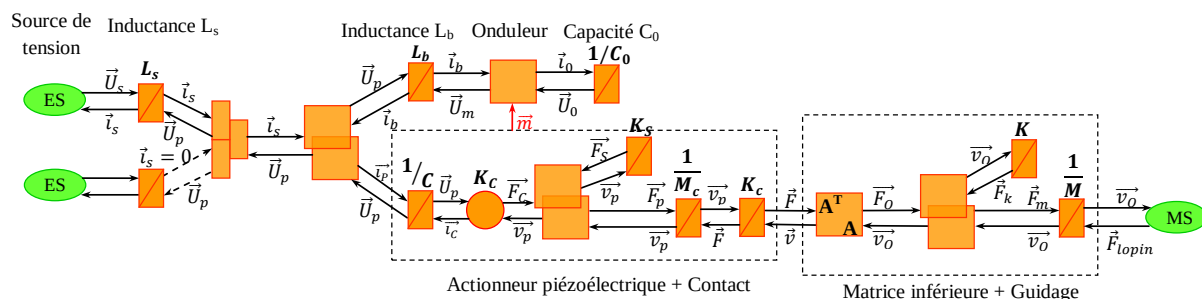


Figure 4.18: *REM du système complet*

Un aiguilleur est utilisé pour représenter les deux états déterminés par les commutations de la diode. Ce changement d'état est déterminé par un réseau de Pétri [110] en considérant un fonctionnement idéalisé comme sur la figure 4.19.

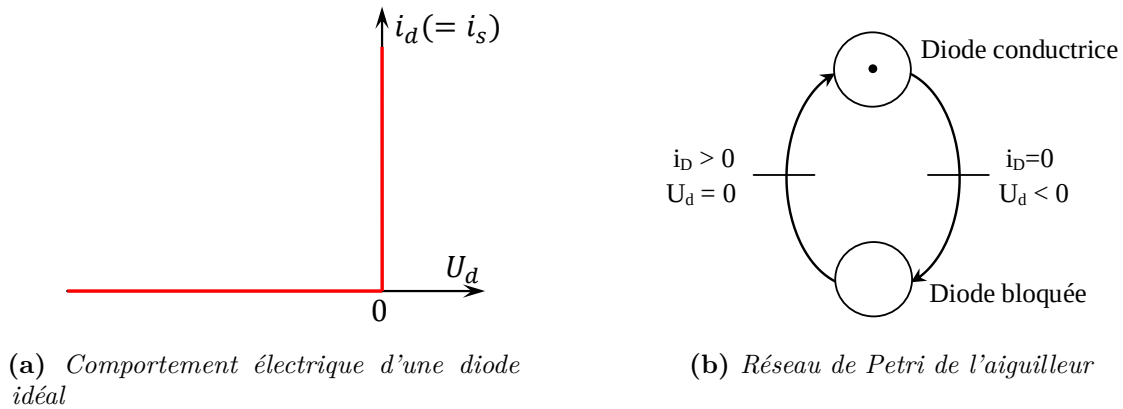


Figure 4.19: Fonctionnement de l'aiguilleur

4.3 Validation expérimentale sur la maquette

Pour valider le modèle établi et représenté par la REM de la figure 4.18, les résultats par simulation sont à présent comparés avec les mesures expérimentales obtenues sur la maquette développée. La validation est faite en plusieurs étapes. Tout d'abord, nous procédons à la validation de la représentation du convertisseur statique. En ce qui concerne la partie mécanique, le modèle d'un actionneur piézoélectrique est préalablement validé, car il a été constaté que les différents actionneurs avaient des comportements relativement différents, ce qui nécessite une identification préalable des paramètres de chaque actionneur. Une fois les modèles des actionneurs correctement définis, le système est évalué expérimentalement dans son intégralité. Les tests consistent à appliquer trois tensions sinusoïdales pour générer l'onde progressive du plateau. Simultanément, une forme d'onde de fréquence plus basse (triangulaire, carré ou normal) est superposée sur les trois phases pour réaliser une vibration sur l'axe vertical.

4.3.1 Validation du modèle de l'alimentation électrique

Pour cette étude, on considère une transition causée par une variation du rapport cyclique moyen entre les valeurs $m_0 = 0,35$ et $m_0 = 0,45$. Pour des raisons pratiques, la variation de consigne est filtrée afin de ne pas provoquer d'à-coups sur la partie mécanique. Le filtre est un passe-bas avec une constante de temps de 1 s. La modulation m_a est maintenue et rajoutée après le filtre, elle consiste en une sinusoïde à 10 Hz d'amplitude $m_a = 0,15$.

Les résultats de la simulation sont représentés sur la figure 4.20, les mesures sur la figure 4.21. Qualitativement, les résultats sont similaires. Les conditions initiales de la simulation étant estimées par rapport aux mesures, la première alternance du courant est

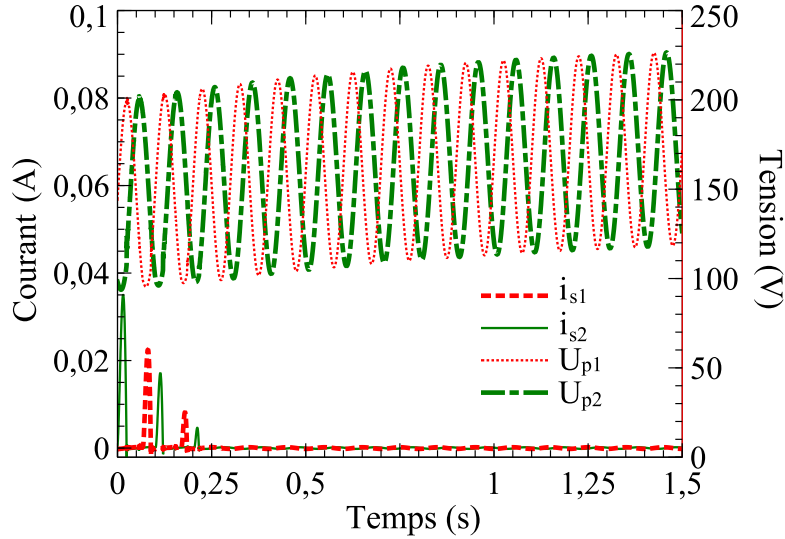


Figure 4.20: Simulation du transitoire pour l'alimentation triphasée

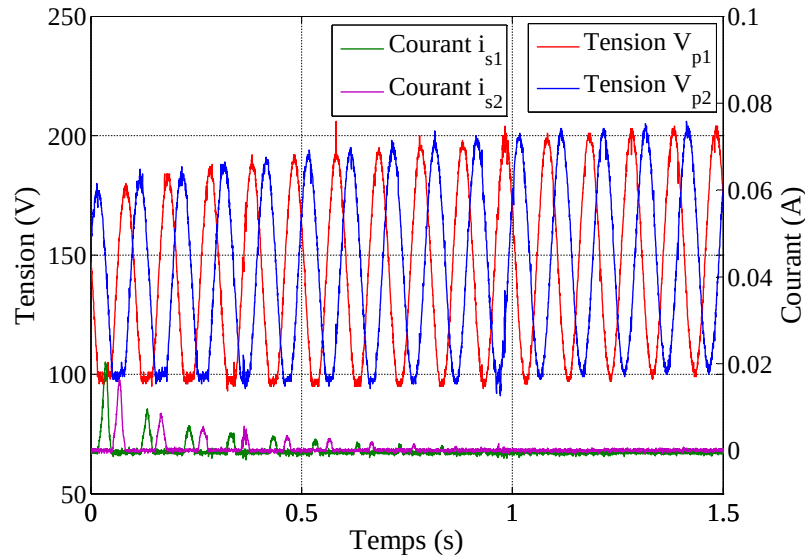


Figure 4.21: Tension et courant mesurés des actionneurs (résultat pour 2 actionneurs)

faussée parce que la tension de bus est un peu surestimée. L'échelon sur le rapport cyclique est appliqué à $t = 0,1$ s. Les courants simulés dans les diodes suivent la même évolution que l'expérience : au fur et à mesure la tension moyenne aux bornes des actionneurs augmente parce que les temps de conduction des diodes se trouvent réduits.

En revanche, on note une différence pour ce qui est de l'amplitude des tensions aux bornes des actionneurs. En effet, les relevés expérimentaux comportent un écrêtage sensible autour de 100 V ce qui correspond à la tension de l'alimentation continue. Une explication peut être la présence de temps morts sur l'onduleur réel. Sur une période, ils représentent environ $2 \mu\text{s}$, à comparer avec une période de découpage de $33 \mu\text{s}$. Pour des rapports cycliques de 0,2, le temps d'application de la tension représente $6 \mu\text{s}$, les temps morts représentent donc pratiquement 30% et influent donc sur le rapport cyclique effectif. Alors

que le rapport cyclique augmente, cet effet diminue et une variation de l'amplitude notable en résulte, qui n'est pas présente sur la simulation.

Les résultats de simulation montrent cependant la validité du modèle proposé pour l'alimentation triphasée du système des actionneurs piézoélectriques. La limitation causée par la présence des temps morts n'est pas en soit un problème compte tenu de la stratégie de contrôle du convertisseur qui sera présentée plus tard.

4.3.2 Validation de l'actionneur piézoélectrique

La figure 4.22 rappelle la REM d'un actionneur connecté avec la masse M_{ct} . Cette masse représente la masse équivalente dynamique de l'actionneur et de la bille avec le bouchon (cf paragraphe 3.4). Les paramètres des actionneurs sont donnés de manière approximative par le constructeur. Il est donc nécessaire d'identifier plus précisément ces derniers à partir d'essais qui sont expliqués dans l'annexe E.

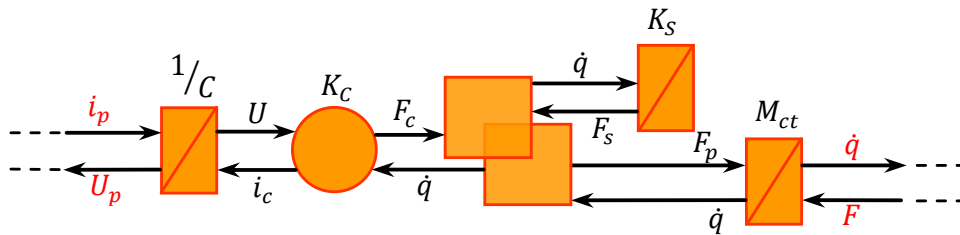


Figure 4.22: Schéma REM de l'actionneur avec masse

L'expérience est réalisée selon le schéma de la figure 4.23 pour valider le modèle proposé. Un générateur de signaux et un amplificateur sont utilisés pour fournir un signal sinusoïdal d'entrée à l'actionneur. Un exemple de tension et de courant mesurés obtenus à 100 Hz est présenté sur la figure 4.24. L'actionneur fonctionne à vide et la vitesse est mesurée par le vibromètre.

La tension et la vitesse simulées à partir du modèle sont comparées aux valeurs mesurées sur la figure 4.25. La simulation permet de déterminer la tension et la vitesse de l'actionneur à partir d'un courant. Aussi, on utilise le courant mesuré comme entrée de la simulation. Les résultats obtenus démontrent une bonne adéquation du modèle utilisé avec les mesures. On peut noter une légère dérive de la tension simulée qui provient d'un léger biais sur le courant mesuré. Le modèle a été ainsi testé sur plusieurs points sur une bande de fréquence entre 50 à 500 Hz.

4.3.3 Validation du système mécanique

Pour la dernière étape de validation, on évalue la cinématique du guidage et l'influence du contact du système mécanique. La démarche a été de tester pour différents fonction-

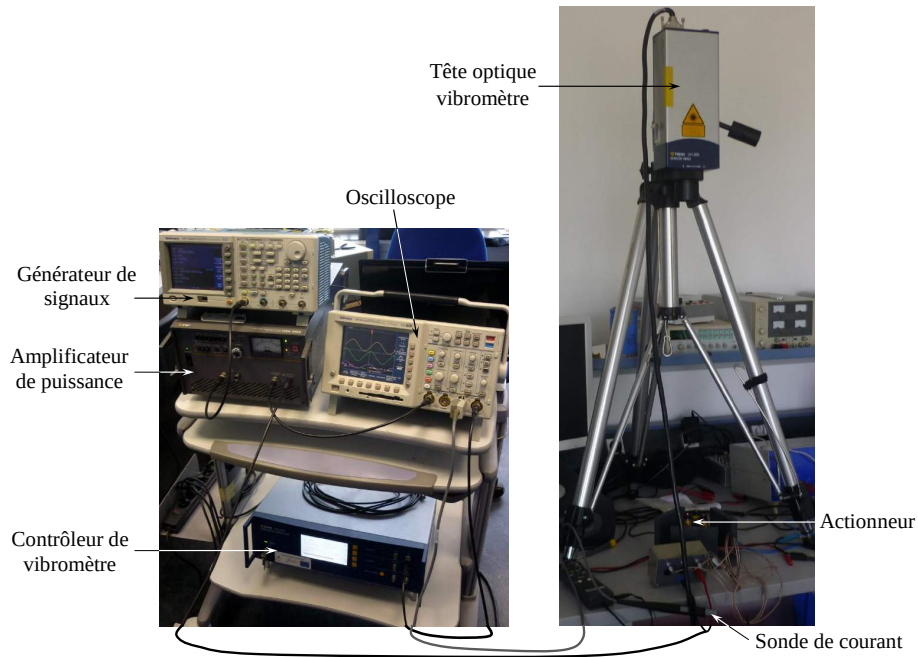


Figure 4.23: Schéma de mesure sur l'actionneur avec masse

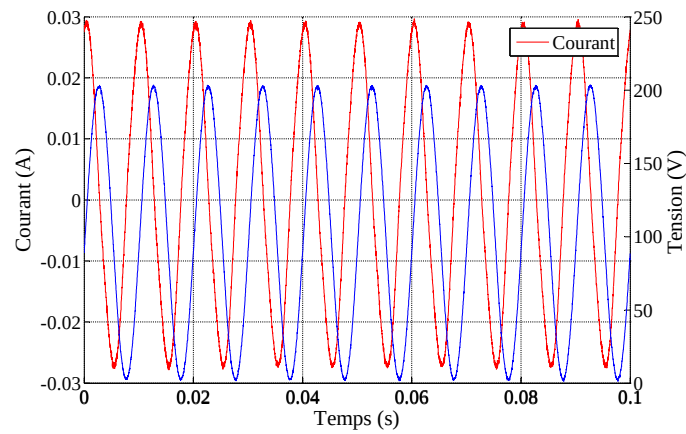


Figure 4.24: Courant d'entrée et tension de sortie de l'actionneur

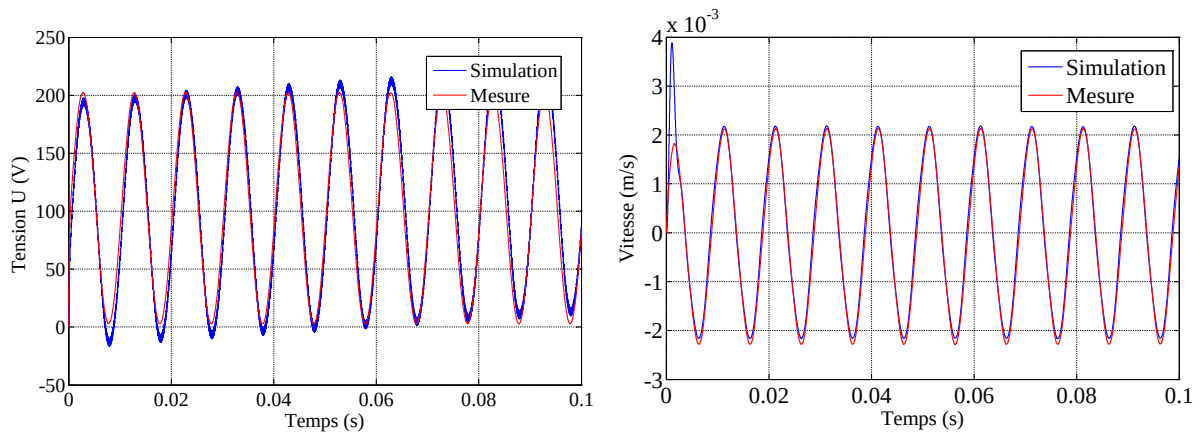


Figure 4.25: Valeurs mesurées en comparaison avec celles simulées pour un test à 100 Hz

nements les prédictions du modèle avec la mesure. Les fonctions associées aux degrés de liberté de rotation étant différentes de celles en translation, les tests sont de deux natures :

- une onde progressive est générée et les rotations selon deux directions mesurées. La rotation étant difficilement mesurable, le vibromètre est utilisé pour mesurer la vitesse de déplacement perpendiculaire d'une tige fixé à la matrice inférieure comme le montre la figure 4.26. Ce dispositif permet d'amplifier les vitesses et d'améliorer la mesure.
- une vibration, selon Oz, est générée en appliquant trois tensions en phase sur les trois actionneurs, la vitesse étant mesurée au centre de la matrice.



Figure 4.26: Principe de mesure de la vitesse

Un exemple de valeurs mesurées de déplacement est comparé à celles simulées figure 4.18. Dans cet essai, une tension triphasée équilibrée de fréquence 50 Hz est appliquée sur les trois actionneurs résultant en une onde progressive sur la matrice. D'après l'étude cinématique du chapitre 3, cette onde progressive correspond à deux rotations selon deux axes perpendiculaires du plan de la matrice et passant par le centre. Donc, pour démontrer la présence d'une onde progressive, on doit relever dans deux directions perpendiculaires deux vitesses de même amplitude et en quadrature de phase.

On constate effectivement que les deux vitesses mesurées par le vibromètre (figure 4.27a) vérifient les propriétés attendues. Elles ont une même amplitude d'environ de 1 mm/s et la phase semble être de $\frac{\pi}{2}$, bien que le niveau de bruit soit encore assez important.

Le courant mesuré dans l'expérience est ensuite utilisé comme entrée du modèle complet du système en simulation. Les vitesses de rotation obtenues sont utilisées pour estimer les vitesses aux points de mesures (distance estimée du bras de levier correspondant au test $d \simeq 39$ mm). On constate (figure 4.27b) que l'amplitude et la phase des vitesses simulées est proche de celles mesurées par le vibromètre.

Dans le cas d'une onde progressive, la vitesse selon z est égale à 0. Pour vérifier le fonctionnement du système selon Oz, une vibration triangulaire est générée selon

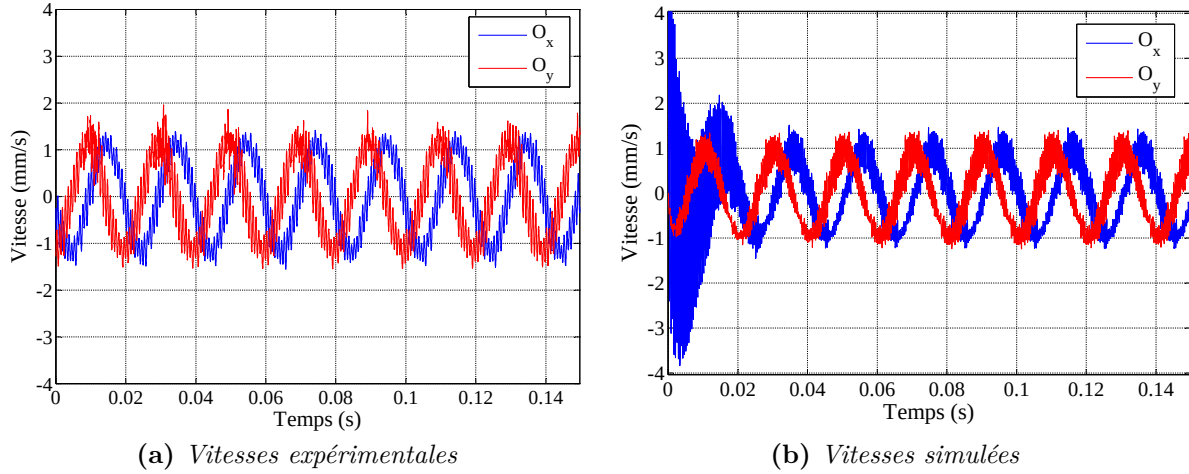


Figure 4.27: Vitesse de deux points sur l'écrou fixé au centre du guidage élastique

en direction verticale en appliquant trois tensions de forme triangulaire à 50 Hz avec l'amplitude variant de 50 V à 150 V. Le courant d'entrée de l'actionneur est présenté sur la figure 4.28. Le courant est assez bruité et donc filtré (par un filtre Butterworth de 500 Hz) pour l'entrée du modèle de l'AP.

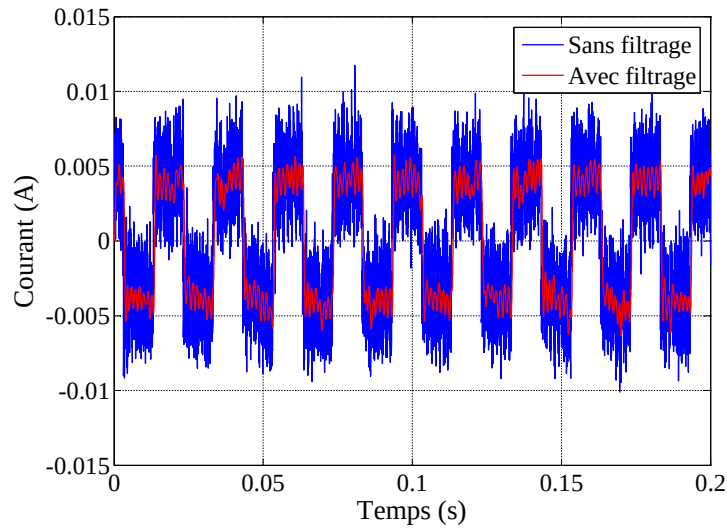


Figure 4.28: Courant mesuré d'un actionneur pour générer une vibration triangulaire

La vitesse et la tension mesurées sont aussi filtrées avec un même type de filtre et comparées avec la vitesse et la tension simulées sur la figure 4.29. On remarque que les résultats sont assez proches, ce qui permet de valider le modèle du système mécanique.

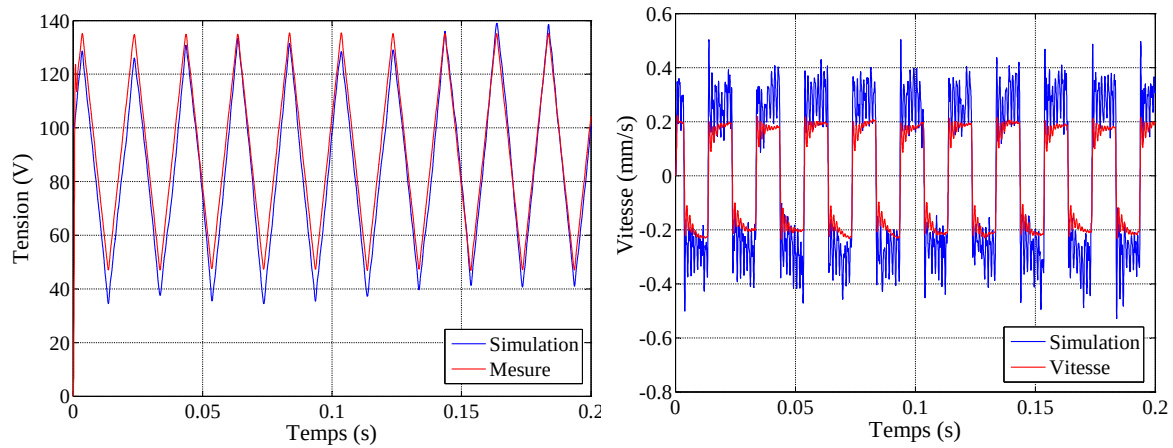


Figure 4.29: *Vitesse et tension mesurées en comparaison avec celles simulées*

4.4 Conclusion

Ce chapitre présente une modélisation par la REM des deux parties électrique et mécanique du système intégrant trois actionneurs piézoélectriques. La REM est appliquée systématiquement à chaque composant du système et nous permet de visualiser la transformation de la puissance de l'entrée électrique à la sortie mécanique du système. De plus, la REM met en évidence des actions et réactions entre des sous-systèmes, qui nous donne une vue globale pour la commande ultérieure.

Avec une réduction nécessaire des modes non-dominants, la REM du système mécanique nous montre que, avec le déplacement des trois actionneurs piézoélectriques, nous pouvons commander des modes dominants du système, qui sont les modes liés aux mouvements principaux du guidage. Ces mouvements du guidage sont directement actionnés par la conversion mécanique réversible entre les trois actionneurs piézoélectriques et la matrice inférieure. Les mouvements d'une onde progressive sont montrés par une validation expérimentale et aussi estimés par la simulation. Enfin, un système électrique sans transformateur est présenté pour alimenter trois actionneurs par une tension triphasée. Le fonctionnement du système électrique comprend une période de chargement de tension bus à la valeur désirée et une période de vibrations des actionneurs. La REM du système électrique montre la possibilité de commander directement les deux périodes de fonctionnement du système électrique par la mesure des tensions des actionneurs, ce qui sera réalisé dans le chapitre suivant.

Commande du système multi-actionneurs piézoélectriques

L'objectif de ce chapitre est de proposer une structure de commande pour le modèle développé dans le chapitre précédent par des règles d'inversion des différents sous-systèmes d'un système dynamique. Chaque sous système correspond à certaines propriétés et relations entre les grandeurs d'états : gains, couplages, relation intégrale. Du point de vue macroscopique, les règles d'inversion considèrent que la commande consiste à synthétiser les bonnes entrées à appliquer au procédé pour obtenir les bons effets sur les sorties du système (figure 5.1) en respectant les causalités [44, 45, 47, 111, 112].

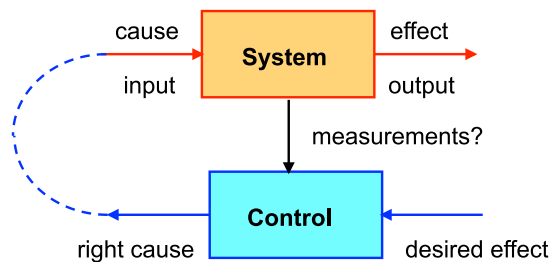


Figure 5.1: *Principe d'inversion* [113]

A partir de la REM du système, la structure de commande sera réalisée en deux étapes :

- Élaboration d'une Structure Maximale de Commande (SMC) par inversion des chaînes de réglage, qui relient des entrées de commande du système et les sorties, avec l'hypothèse que toutes les variables sont directement mesurables ;
- Développement d'une Structure Pratique de Commande (SPC) à partir de la SMC, avec estimation des variables non-mesurables, et éventuellement regroupement des correcteurs.

Au préalable, nous explicitons la stratégie de gestion d'énergie au niveau du bus continu de l'alimentation des actionneurs.

5.1 Définition d'une stratégie de commande pour l'alimentation

La topologie du circuit d'alimentation proposée (fig 4.11), comme il l'a été montré par les simulations précédentes (chapitre 4), est capable d'effectuer simultanément le transfert de charge depuis la source continue vers la capacité de tête de l'onduleur, et de générer la forme d'onde aux bornes des actionneurs. Ce fonctionnement peut être qualifié de mixte. En principe, ce fonctionnement est transitoire, cependant en présence de pertes, ce mode est maintenu en régime permanent.

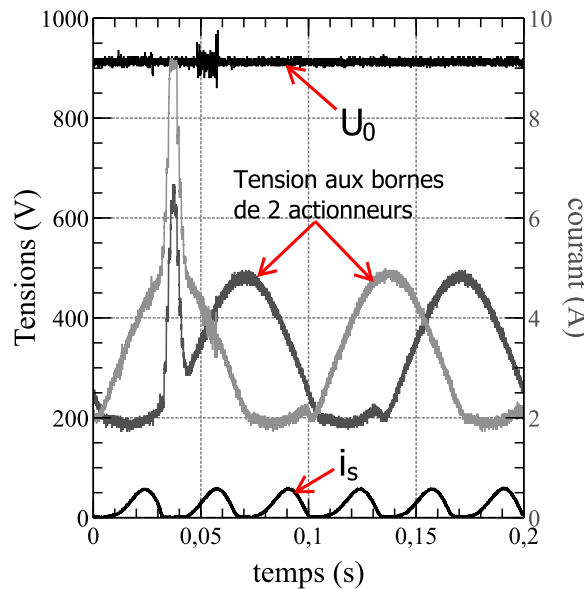


Figure 5.2: Chronogrammes des tensions et courants en fonctionnement mixte (chargement et génération d'ondes)

La figure 5.2 montre un relevé durant un essai à haute tension (tension $U_0 = 900$ V, visible sur la trace supérieure). On peut voir au bas du chronogramme le courant délivré par l'alimentation i_s à une fréquence triple des sinusoïdes qui correspond à une recharge périodique et visiblement à un régime permanent. L'une des causes identifiées de ce comportement est la décharge de la capacité C_0 .

Le relevé de la figure 5.3 montre l'évolution de cette tension. Dans ce test, la tension d'alimentation continue est $U_S = 50$ V, la tension de bus initialement de 200 V, la tension des actionneurs est maintenue à 100 V, il n'y a donc pas de phase de recharge. On constate une décharge de la capacité C_0 (courant de fuite ou présence d'une résistance de saignée)

résultant en une décroissance de la tension U_0 de 5 V/s pour ce régime.

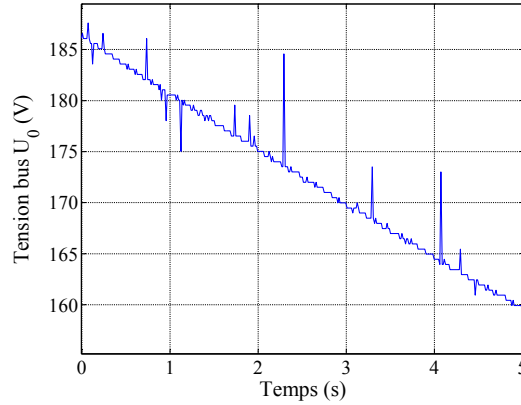


Figure 5.3: Diminution de la tension bus

Le second problème rencontré est la présence de temps morts non négligeables à la fréquence de découpage choisie. On constate (figure 5.2) que la déformation des formes d'onde appliquées aux actionneurs est considérable. Contrairement à ce qui avait été initialement imaginé, il ne sera pas possible d'y remédier efficacement. En effet, on voit sur les courbes que pour pallier ce problème, les rapports cycliques doivent être plus faibles que ceux appliqués en boucle ouverte dès que la tension désirée passe sous la tension de l'alimentation continue (200 V dans ce test, les rapports cycliques sont donc inférieurs à 0,25). Or cela n'aura qu'un effet limité compte tenu des temps morts, car ils introduisent une saturation progressive du rapport cyclique effectif. Ce comportement risque de se montrer déstabilisant pour la commande.

Puisque la commutation des diodes peut être déclenchée par le choix du rapport cyclique moyen (m_0), il est possible d'élaborer une stratégie qui permettra de découpler le problème. Elle consistera à gérer indépendamment les deux phases :

recharge la commande des oscillations du plateau est neutralisée en appliquant des consignes nulles pour les rotations, la boucle du déplacement vertical est ouverte. Le rapport cyclique est réduit pour imposer une tension aux bornes des actionneurs inférieures à la tension d'alimentation continue.

génération de vibrations les tensions aux bornes des actionneurs sont asservies pour réaliser les vibrations. Ces vibrations sont réalisées autour d'une position moyenne telle que $(m_0 - m_a)U_0 > U_s$ ce qui garantit le maintien dans ce mode.

5.2 Génération de vibrations

5.2.1 Structure maximale de commande

La chaîne de réglage est surlignée en jaune sur la figure 5.4. Elle connecte les variables de réglage et de sortie du système selon la chaîne d'action qui respecte la causalité du système. A noter que nous avons ici affaire à des vecteurs de dimension 3. On identifie ainsi les entrées du système qui sont les rapports cycliques de l'onduleur et les sorties qui sont les vitesses du guidage mécanique. A partir de cette chaîne d'action, la chaîne de réglage est déduite par inversion, ce qui permettra d'obtenir la chaîne maximale de commande (SMC).

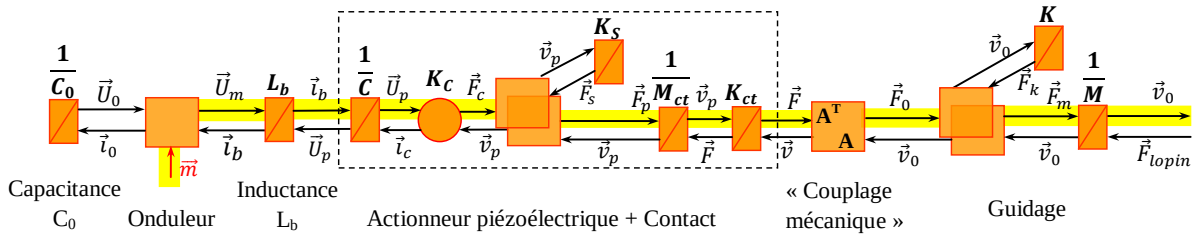


Figure 5.4: Chaîne de réglage de la commande

Le principe d'inversion consiste à faire correspondre à chaque élément de la chaîne d'action un élément de la chaîne de réglage qui soit symétrique en terme d'entrées et de sorties. Si la relation entre entrées et sorties est définie par une relation algébrique, ou par une causalité intégrale, cette inversion sera réalisée par une relation algébrique inverse ou par un correcteur.

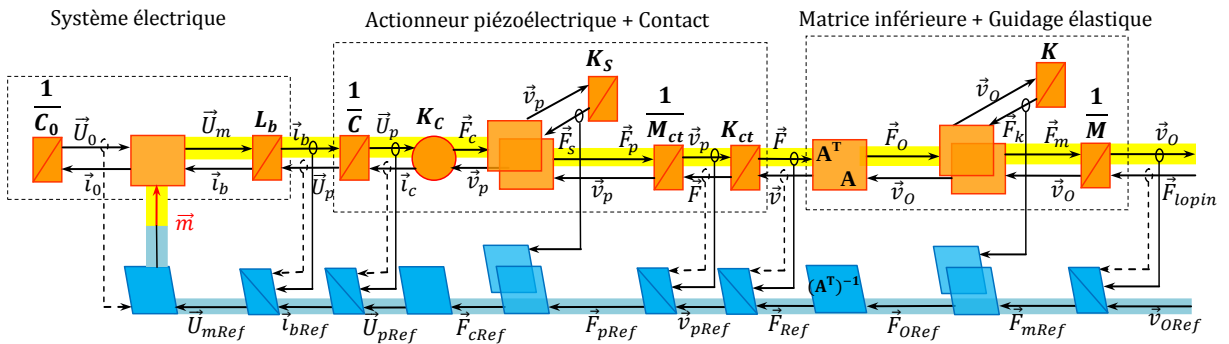


Figure 5.5: Structure Maximale de Commande

Sur la figure 5.5, on trouve des éléments de conversion qui peuvent être inversés directement. L'entrée (ou la sortie) d'un élément de conversion sur la chaîne d'action devient la sortie (ou l'entrée) de l'élément inversé sur la chaîne de commande. Par exemple,

pour inverser l'élément de conversion électromécanique K_C entre l'entrée $\vec{U}_p$ et la sortie $\vec{F}_c$, la sortie $\vec{U}_{pRef}$ s'exprime à partir de l'entrée $\vec{F}_{cRef}$ par la relation :

$$\vec{U}_{pRef} = \frac{1}{K_C} \vec{F}_{cRef} \quad (5.1)$$

L'inversion est également appliquée pour la conversion mécanique entre le vecteur des forces $\vec{F}$ appliquées par les actionneurs et la force $\vec{F}_O$ appliquée à la matrice inférieure par multiplication par la matrice inverse de $\mathbf{A}^T$:

$$\vec{F}_{Ref} = (\mathbf{A}^T)^{-1} \vec{F}_{ORef} = \begin{bmatrix} \frac{1}{3} & \frac{2}{3R} & 0 \\ \frac{1}{3} & -\frac{1}{3R} & -\sqrt{3} \\ \frac{1}{3} & -\frac{1}{3R} & \frac{\sqrt{3}}{3R} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{zRef} \\ M_{xRef} \\ M_{yRef} \end{bmatrix} \quad (5.2)$$

Le couplage des forces dans la REM de l'actionneur est aussi inversé directement puisqu'il traduit la relation algébrique reliant F_s , F_p , et F_c . Ainsi, pour trouver la sortie $\vec{F}_{cRef}$ à partir de l'entrée $\vec{F}_{pRef}$ et de la valeur $\vec{F}_s$, qui est supposée mesurable, on utilise la relation :

$$\vec{F}_{cRef} = \vec{F}_{pRef} + \vec{F}_{sMes} \quad (5.3)$$

où $\vec{F}_{sMes}$ est la valeur mesurée de la force $\vec{F}_s$.

Les éléments d'accumulation sont régis par des relations causales qui ne sont pas inversibles directement, car leurs entrées sont reliées aux sorties par intégration temporelle. Un asservissement sera utilisé pour inverser indirectement ces éléments. De plus, l'entrée de réaction qui n'appartient pas à la chaîne de réglage devient une entrée de perturbation de la commande. Donc, l'inversion d'un élément d'accumulation nécessite deux mesures : d'une part, celle de la sortie (opération principale représentée par une ligne continue de mesure) et d'autre part, celle de l'entrée de réaction (opération facultative symbolisée par une ligne en pointillé de mesure). En général, l'inversion des éléments d'accumulation consiste en un asservissement : les entrées de ces éléments d'inversion comprennent la valeur de référence de la sortie désirée, la mesure de la sortie et la mesure de la réaction. Par exemple (figure 5.4), pour asservir la sortie $\vec{i}_b$ de l'inductance L_b à partir de la consigne $\vec{i}_{bRef}$, la mesure principale est le vecteur courant $\vec{i}_b$ et la mesure facultative le vecteur tension $\vec{U}_p$ des actionneurs.

Pour réaliser la SMC déduite par inversion, les variables de mesure principales sont essentielles mais dans certains cas, ces variables sont non-mesurables pour des raisons physiques ou par choix économique. Dans notre cas par exemple, les forces $\vec{F}$ et vitesses $\vec{v}$ des contacts sont difficilement mesurables pour des raisons pratiques, et la force d'élasticité $\vec{F}_s$ des actionneurs est inaccessible. Dans certains cas, ces valeurs peuvent être estimées à

partir d'autres variables mesurables. A défaut, il faut simplifier la structure de la commande. Ceci peut être aussi délibérément fait pour limiter le nombre de capteurs afin de réduire le coût du système de mesure et la complexité du système de commande qui sera alors reportée sur la complexité du correcteur. A l'issue de cette démarche de simplification, une structure pratique de commande (SPC) est définie.

5.2.2 Structure pratique de commande

A partir des conceptions mécanique et électrique proposées, les variables choisies pour les mesures sont des tensions des actionneurs $\vec{U}_p$ et des vitesses de la matrice inférieure $\vec{v}_O$. Ces variables ont été sélectionnées pour des raisons pratiques. De plus, les mouvements des contacts sont négligeables (comme nous l'avons montré dans la partie 3.4) ; les mesures au niveau des contacts ne seront donc pas prises en compte pour la commande.

L'acquisition de $\vec{U}_p$ et $\vec{v}_O$ permet d'asservir les tensions de sortie des actionneurs et les vitesses du plateau. Le premier asservissement permet de maîtriser une grandeur qui peut être potentiellement destructrice pour les actionneurs et le second correspond aux grandeurs souhaitées pour le procédé. Le courant i_b n'est pas choisi comme mesure pour des raisons pratiques, mais peut être une potentielle voie d'amélioration. La SPC du système complet doit donc être réduite en fonction de ces choix, résultant en une nouvelle structure dont le schéma est représenté sur la figure 5.6.

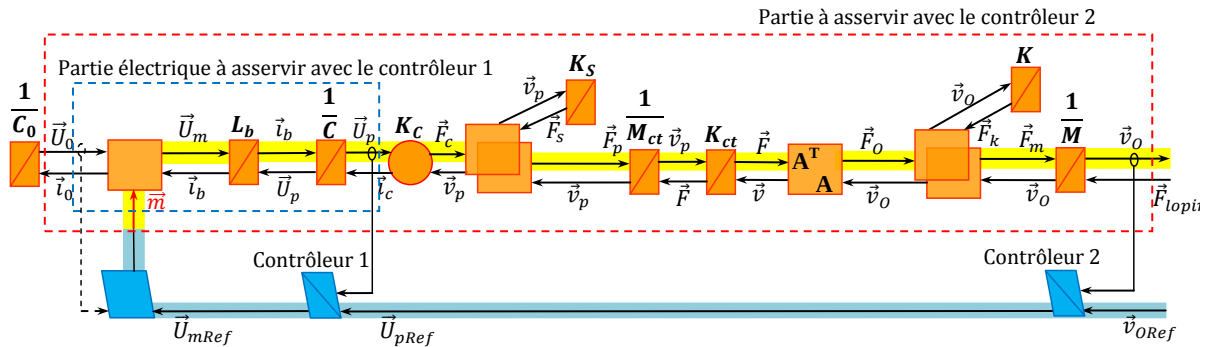


Figure 5.6: Structure Pratique de Commande

De ces choix, et de considérations physiques sur les différentes constantes de temps dans le chapitre précédent, il découle que l'inversion se ramène à deux contrôleurs en cascade car les variables non-mesurables $\vec{F}_s$, $\vec{v}_p$, $\vec{F}_k$ entraînent l'abandon de variables qui leur sont associées dans une inversion, par exemple $\vec{F}_O$ pour le dernier cas.

5.2.2.1 Structure de commande de la partie électrique

Structure de commande dans un repère tournant

Pour générer une onde progressive, une alimentation triphasée est appliquée aux trois actionneurs :

$$\begin{cases} U_{r1}(t) = U \cos(\omega t + \alpha) \\ U_{r2}(t) = U \cos(\omega t - \frac{2\pi}{3} + \alpha) \\ U_{r3}(t) = U \cos(\omega t - \frac{4\pi}{3} + \alpha) \end{cases} \quad (5.4)$$

où ω correspond à la vitesse de rotation de l'onde, α est la phase à l'origine des temps et U est l'amplitude de la tension. Ces deux derniers paramètres définissent l'inclinaison initiale du plateau supérieur dans le repère fixe.

Afin de superposer une vibration selon Oz, une tension $U_h(t)$ est ajoutée aux trois tensions précédentes. Les tensions des actionneurs dans le cas général sont donc exprimées comme suit :

$$\begin{cases} U_1(t) = U_{r1}(t) + U_h(t) = U \cos(\omega t + \alpha) + U_h(t) \\ U_2(t) = U_{r2}(t) + U_h(t) = U \cos(\omega t - \frac{2\pi}{3} + \alpha) + U_h(t) \\ U_3(t) = U_{r3}(t) + U_h(t) = U \cos(\omega t - \frac{4\pi}{3} + \alpha) + U_h(t) \end{cases} \quad (5.5)$$

L'utilisation de la transformée de Concordia (non-normée), suivie d'une rotation dans un repère fictif lié à l'onde progressive, appelée transformée de Park, permet de simplifier les expressions. La relation de passage entre les tensions précédentes (5.5) dans ce repère (noté dqh) peut se trouver par factorisations successives et s'exprime par :

$$\underbrace{\begin{bmatrix} U_1(t) \\ U_2(t) \\ U_3(t) \end{bmatrix}}_{\vec{U}_{abc}} = \underbrace{\begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 \\ -\frac{1}{2} & \frac{\sqrt{3}}{2} & 1 \\ -\frac{1}{2} & -\frac{\sqrt{3}}{2} & 1 \end{bmatrix}}_{\text{Transformée de Concordia}} \underbrace{\begin{bmatrix} U \cos(\omega t + \alpha) \\ U \sin(\omega t + \alpha) \\ U_h(t) \end{bmatrix}}_{\vec{U}_{\alpha\beta h}} \quad (5.6)$$

$$\Rightarrow \underbrace{\begin{bmatrix} U_1(t) \\ U_2(t) \\ U_3(t) \end{bmatrix}}_{\vec{U}_{abc} \equiv \vec{U}_{pRef}} = \underbrace{\begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 \\ -\frac{1}{2} & \frac{\sqrt{3}}{2} & 1 \\ -\frac{1}{2} & -\frac{\sqrt{3}}{2} & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos(\omega t) & -\sin(\omega t) & 0 \\ \sin(\omega t) & \cos(\omega t) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}}_{\text{Transformée de Park } \mathbf{P}_{da}} \underbrace{\begin{bmatrix} U \cos \alpha \\ U \sin \alpha \\ U_h(t) \end{bmatrix}}_{\vec{U}_{dqh}} \quad (5.7)$$

Elle est inversible, la relation de passage s'écrivant alors :

$$\vec{U}_{dqh} = \frac{2}{3} \begin{bmatrix} \cos(\omega t) & \sin(\omega t) & 0 \\ -\sin(\omega t) & \cos(\omega t) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & -\frac{1}{2} & -\frac{1}{2} \\ 0 & \frac{\sqrt{3}}{2} & -\frac{\sqrt{3}}{2} \\ \frac{1}{2} & \frac{1}{2} & \frac{1}{2} \end{bmatrix} \vec{U}_{pRef} \quad (5.8)$$

Par l'équation (5.8), le vecteur des tensions de référence $\vec{U}_{pRef}$ est transformé en un vecteur de tensions de référence $\vec{U}_{dqh}$ dont les deux premières composantes sont constantes dans le nouveau repère. Le vecteur de mesure des actionneurs $\vec{U}_p$ est aussi transformé en régime permanent, dans le repère (dqh). La structure de commande prenant en compte la transformation est résumée sur la figure 5.7. La transformation permet également de faire travailler le correcteur sur des grandeurs constantes en régime permanent.

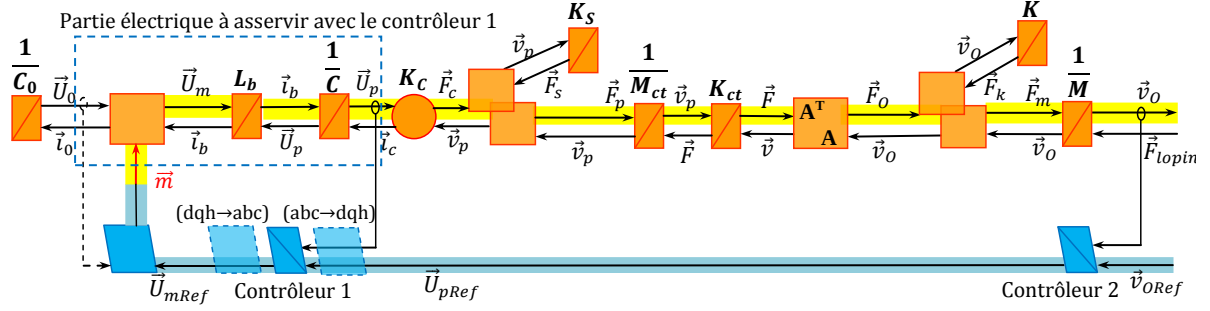


Figure 5.7: Structure Pratique de Commande avec la transformation dans le repère dqh pour la partie électrique

Les sorties des correcteurs dans le repère (dqh) $\vec{U}_{mRef(dqh)}$ doivent être transformées dans le repère d'origine en utilisant une transformation similaire à celle de l'équation (5.7) comme suit :

$$\vec{U}_{mRef(abc)} = \mathbf{P}_{da} \vec{U}_{mRef(dqh)} \quad (5.9)$$

Par la suite, on choisira des correcteurs PI pour assurer le suivi des consignes de tension.

Analyse des couplages dans le repère tournant

Les équations dynamiques dans le repère dqh du circuit électrique sont données par l'application des lois de Kirchhoff en considérant que la tension U_0 est constante. Les tensions $\vec{U}_m$ sont donc appliquées à trois circuits indépendants constitués par les inductances L_b en série avec les capacités des actionneurs. Les courants $\vec{i}_c$ sont considérés comme des perturbations et ne sont pas pris en compte. Ceci se justifie par leur faibles amplitudes aux fréquences considérées. Les équations s'écrivent sous forme matricielle :

$$\dot{\mathbf{X}}_{123} = \mathbf{A}_{123} \mathbf{X}_{123} + \mathbf{B}_{123} \mathbf{U}_{123} \quad (5.10)$$

avec :

- $\mathbf{X}_{123} = [i_{b1}, i_{b2}, i_{b3}, U_{p1}, U_{p2}, U_{p3}]^T$, le vecteur d'état ;
- $\mathbf{U}_{123} = [U_{m1}, U_{m2}, U_{m3}, 0, 0, 0]^T$, les entrées ;

- la matrice d'état $\mathbf{A}_{123} = \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{3 \times 3} & \frac{1}{L_s} \mathbf{I}_{3 \times 3} \\ \frac{1}{C_p} \mathbf{I}_{3 \times 3} & \mathbf{0}_{3 \times 3} \end{bmatrix}$ où $\mathbf{0}_{3 \times 3}$ est la matrice nulle et $\mathbf{I}_{3 \times 3}$ la matrice identité.
- la matrice des commande $\mathbf{B}_{123} = \begin{bmatrix} \frac{1}{L_s} \mathbf{I}_{3 \times 3} & \mathbf{0}_{3 \times 3} \\ \mathbf{0}_{3 \times 3} & \mathbf{0}_{3 \times 3} \end{bmatrix}$

En introduisant la transformation :

$$\dot{\mathcal{P}}_{dqh} \mathbf{X}_{dqh} + \mathcal{P}_{dqh} \dot{\mathbf{X}}_{dqh} = \mathbf{A}_{123} \mathcal{P}_{dqh} \mathbf{X}_{dqh} + \mathbf{B}_{123} \mathcal{P}_{dqh} \mathbf{U}_{dqh} \quad (5.11)$$

où la matrice $\mathcal{P}_{dqh} = \begin{bmatrix} \mathbf{P}_{da} & \mathbf{0}_{3 \times 3} \\ \mathbf{0}_{3 \times 3} & \mathbf{P}_{da} \end{bmatrix}$ est la transformation de Park appliquée au système. En multipliant à gauche après calcul et en remarquant que les matrices d'état et de commande ne sont pas modifiées dans cette opération, il vient après simplifications :

$$\dot{\mathbf{X}}_{dqh} = (\mathbf{A}_{123} - \mathcal{P}_{dqh}^{-1} \dot{\mathcal{P}}_{dqh}) \mathbf{X}_{dqh} + \mathbf{B}_{123} \mathbf{U}_{dqh} \quad (5.12)$$

La nouvelle matrice d'état devient :

$$\mathcal{A}_{dqh} = \mathbf{A}_{123} - \mathcal{P}_{dqh}^{-1} \dot{\mathcal{P}}_{dqh} = \begin{bmatrix} \mathbf{Q}_c & \frac{1}{L_s} \mathbf{I}_{3 \times 3} \\ \frac{1}{C_p} \mathbf{I}_{3 \times 3} & \mathbf{Q}_c \end{bmatrix} \quad (5.13)$$

où :

$$\mathbf{Q}_c = \frac{1}{\sqrt{3}} \begin{bmatrix} 0 & \dot{\theta} & -\dot{\theta} \\ -\dot{\theta} & 0 & \dot{\theta} \\ \dot{\theta} & -\dot{\theta} & 0 \end{bmatrix} \quad (5.14)$$

Un couplage apparaît donc au sein de la matrice $\mathcal{A}_{dqh}$ entre les tensions et les courants (dqh) introduit par la vitesse de rotation. Ce sera en pratique un couplage qui devra être rejeté par les correcteurs. Il reste cependant peu problématique pour les basses fréquences.

5.2.2.2 Structure de commande de la partie mécanique

La variable à commander dans la partie mécanique avec le contrôleur 2 est la vitesse au centre O de la matrice inférieure $\vec{v}_O$. D'après l'étude cinématique, le vecteur vitesse de référence du guidage dans le cas de la superposition d'une onde progressive avec une vibration selon Oz peut être exprimée sous la forme suivante :

$$\vec{v}_O = \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ v_z(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Omega_0 \cos(\omega t + \Phi) \\ \Omega_0 \sin(\omega t + \Phi) \\ v_z(t) \end{bmatrix} \quad (5.15)$$

L'équation (5.15) montre que la vitesse est déjà sous forme d'un système diphasé de vitesse avec une composante homopolaire. On peut à nouveau faire disparaître la modulation en considérant un vecteur tournant en synchronisme avec les deux premières composantes du vecteur vitesse soit :

$$\vec{v}_{O(dqh)} = \begin{bmatrix} \cos(\omega t) & -\sin(\omega t) & 0 \\ \sin(\omega t) & \cos(\omega t) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}^{-1} \vec{v}_{O(\alpha\beta h)} = \begin{bmatrix} \Omega_0 \cos \Phi \\ \Omega_0 \sin \Phi \\ v_z(t) \end{bmatrix} \quad (5.16)$$

On modifie donc le schéma pratique de commande pour faire apparaître cette transformation (figure 5.8). Pour corriger la différence entre la valeur de référence de vitesse $\vec{v}_{O(dqh)}$ et la

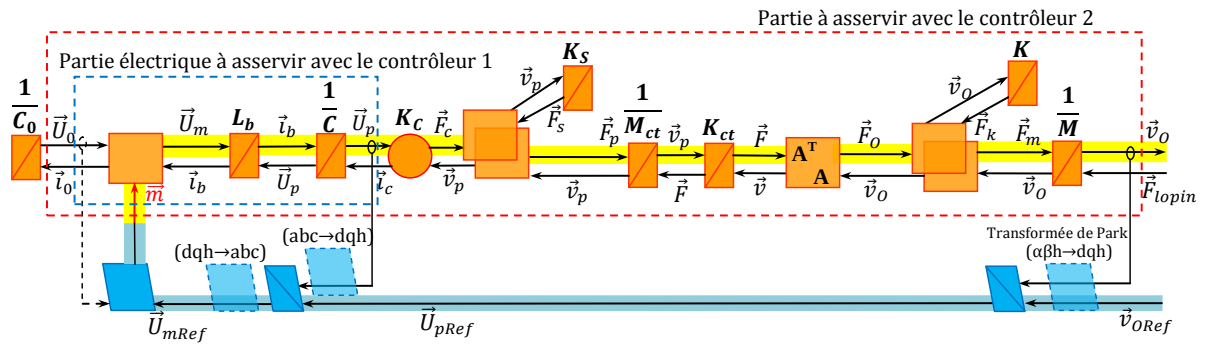


Figure 5.8: Structure Pratique de Commande du système complet avec la transformation

mesure de vitesse (aussi transformée dans le repère (dqh)), trois correcteurs PI peuvent être utilisés comme dans le cas de la commande de la partie électrique. A noter que la sortie des correcteurs étant dans le repère tournant, elle peut aussi servir directement à la boucle de la partie électrique. La méthode de commande proposée est similaire à celle utilisée largement dans le domaine de la commande vectorielle des machines alternatives triphasées [46, 114], qui permet de commander les machines en vitesse.

5.3 Charge de la capacité du bus continu

La structure de commande proposée est appliquée lorsque la tension bus est maintenue supérieure à une certaine valeur définie. Comme il a été expliqué, à cause des différentes pertes dans le système, la tension de bus se décharge relativement rapidement (cf figure 5.3). Comme il a été expliqué, en paragraphe 5.1, une stratégie a donc été mise en place, qui permet de maintenir la tension de bus et de contrôler celle des actionneurs en séquençant les phases.

La capacité de bus est chargée par les diodes pour atteindre la valeur de tension de bus demandée. Celle-ci est définie par la plage de fonctionnement des actionneurs.

Précédemment, nous avons montré que la période de chargement est commencée lorsque la tension des actionneurs U_p est inférieure à la valeur de la tension continue U_s . Quand la tension de bus U_0 est inférieure à une valeur prédéterminée, la tension moyenne U_p est donc réduite jusqu'à une valeur plus basse que la valeur de la tension continue U_s pour réaliser le chargement intermittent de la tension de bus. Dans la phase de chargement, le courant fourni à l'actionneur est très faible en comparaison avec le courant de charge de la capacité, en raison d'une capacité équivalente très grande (de l'ordre $\frac{C_0}{m^2}$, cf figure 4.15). On ne considère donc pour cette phase que le chargement de la capacité C_0 , pour en établir la REM (figure 5.9).

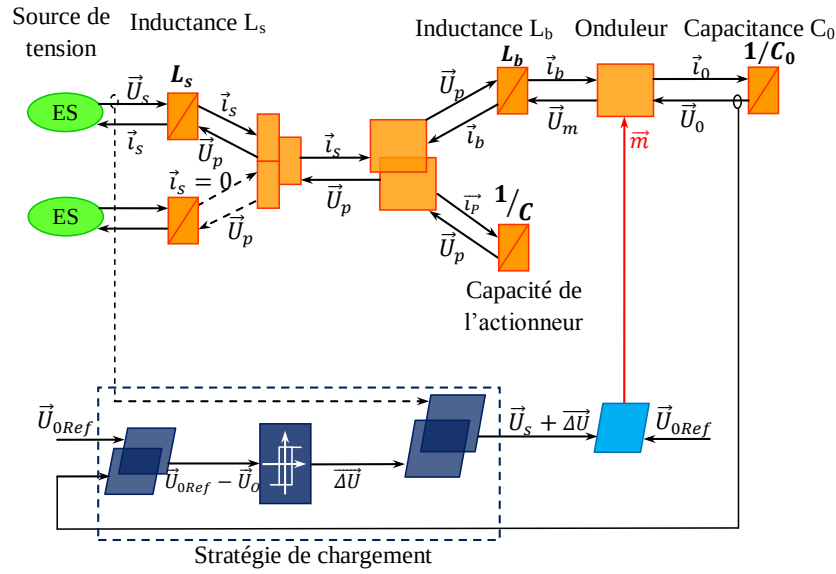


Figure 5.9: Schéma du chargement du système

Pour tirer partie du comportement non-linéaire de la diode, le chargement de la tension de bus est réalisé quand la tension de bus mesurée $\vec{U}_0$ est inférieure à une tension limite $\vec{U}_{0Ref}$ inférieure. Dans cette configuration, la modulation est stoppée ainsi que la vibration verticale. Le rapport cyclique $m(t) = m_0$ est maintenu suffisamment bas en imposant une consigne adéquate. Ainsi la tension délivrée par l'onduleur est constante et inférieure à la tension continue U_s (voir figure 5.10b), ce qui maintient les diodes conductrices. Cette configuration est maintenue jusqu'à ce que la tension U_0 atteigne une valeur également prédéterminée. La charge est interrompue alors en réactivant le contrôle des vibrations des actionneurs et en maintenant la valeur minimale de la tension U_p des actionneurs au dessus de la tension de l'alimentation continue U_s (figure 5.10a). En somme, une fonction relais est utilisée pour commander le chargement qui peut se formaliser selon les équations ci-après :

$$\begin{cases} \Delta U = 0 & \text{si } U_0 \geq U_{0Ref} + U_1 \quad (U_1 > 0); \\ \Delta U = [U_n \quad U_n \quad U_n]^T & \text{si } U_0 \leq U_{0Ref} - U_2 \quad (U_2 > 0); \end{cases}$$

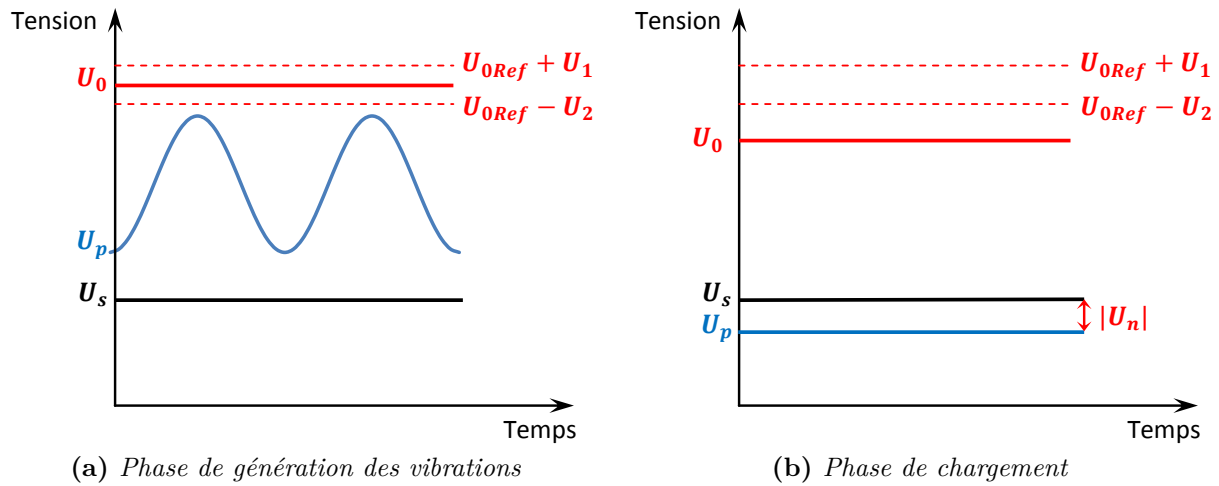


Figure 5.10: Tension des actionneurs dans deux phases de fonctionnement

où U_1, U_2 sont des valeurs de seuil du relais, et U_n est une valeur négative ($|U_n| < U_s$) qui doit être choisie en fonction du temps de chargement de la tension de bus : plus grande est la valeur de $|U_n|$, plus rapide est le chargement de tension de bus. Avec cette stratégie, la tension de bus est maintenue $U_{0Ref} - U_2 < U_0 < U_{0Ref} + U_1$.

5.4 Validation expérimentale sur la maquette

5.4.1 Identification de la partie électrique

Un premier test est effectué pour identifier les fonctions de transfert en boucle ouverte de la partie électrique du démonstrateur (figure 5.11). Cette étape d'identification est nécessaire pour trouver la fonction de transfert du système réel. En effet, l'implémentation pratique comporte de nombreux éléments qui ne sont pas pris en compte par le modèle.

La commande est réalisée à partir d'une carte DSpace 1104® qui permet de simuler rapidement des algorithmes de commande à partir du schéma réalisé dans Simulink®. Cependant, la carte est trop lente pour générer les commandes rapprochées des interrupteurs de l'onduleur. Cette tâche est déléguée à un DSP TMS320F2812 qui gère la modulation de largeur d'impulsion et des fonctions dédiées à cet usage. La MLI est réalisée à partir d'une porteuse à 30 kHz. Une telle fréquence est nécessaire en raison de la nature capacitive des actionneurs qui amplifie les harmoniques de courant. Il faut donc avoir un index de modulation important pour séparer autant que possible les fréquences de la modulatrice de celle de la porteuse. Le filtre constitué par l'inductance L_s et la capacité des actionneurs C présente une fréquence de résonance à 3 kHz. Le rapport des fréquences choisies garantit donc une atténuation de 20 dB autour de la fréquence de la porteuse.

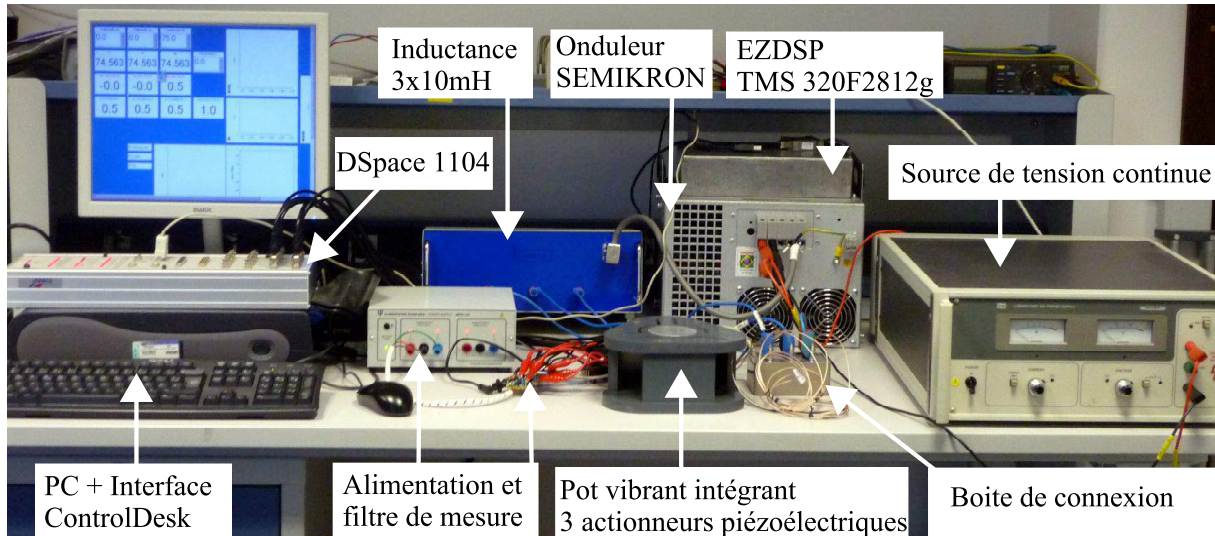


Figure 5.11: Schéma du système de commande

Entre la carte DSpace® et le DSP, une communication RS232 est utilisée pour transmettre les 3 consignes de rapport cyclique. La fréquence maximale de transmission, liée à la longueur des messages à transmettre et à la vitesse de transmission de la liaison série a été identifiée comme étant légèrement supérieure à 1280 Hz *. Il a été décidé de fixer cette fréquence à 1201 Hz pour éviter le fonctionnement synchrone des deux boucles.

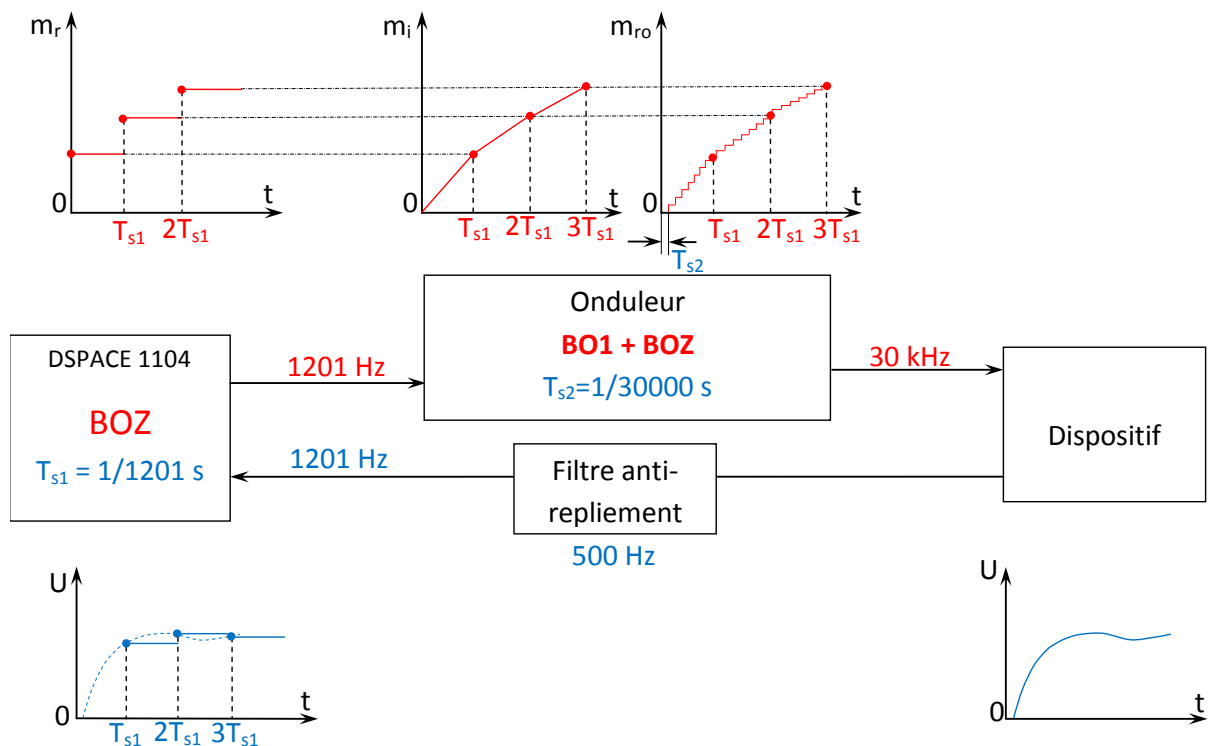


Figure 5.12: Schéma de communication

Pour éviter des variations trop brutales auxquelles le système mécanique est sensible

*. Les messages consistent en 9 caractères, et la liaison est limitée à 115200 bit/s

en raison des résonances mécaniques, un bloqueur d'ordre un est implémenté en entrée du DSP. Le schéma bloc de la figure 5.12 reprend les différents éléments évoqués. Cette architecture introduit donc un retard d'un pas d'échantillonnage qui doit être compensé lors de la transformation dans le repère fictif dqh .

Durant les tests, pour garantir une tension U_0 constante pendant le fonctionnement des actionneurs et éviter des commutations en mode de rechargement, la source de tension continue est connectée directement à la capacité C_0 .

L'identification est réalisée directement dans le repère dqh . On cherche les fonctions de transfert $F_{Ed}(z) = \frac{U_{pd}(z)}{U_{md}}$, $F_{Eq}(z) = \frac{U_{pq}(z)}{U_{mq}}$ et $F_{Eh}(z) = \frac{U_{ph}(z)}{U_{mh}}$ et on vérifie que les couplages mis en évidence précédemment (cf équations (5.12) et (5.13)) sont effectivement négligeables. Les réponses des tensions pour des échelons d'entrée de 30 V sont présentées sur la figure 5.13.

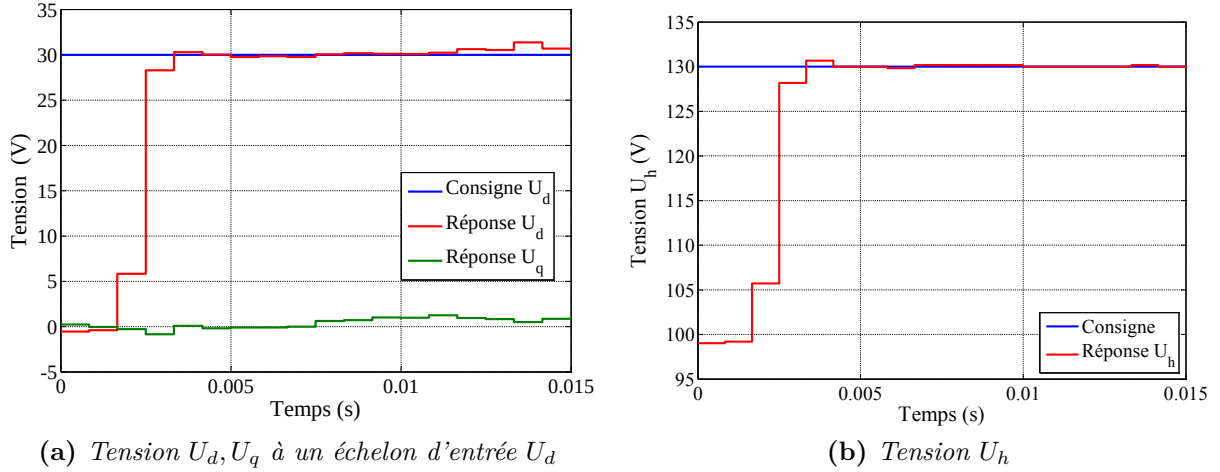


Figure 5.13: Réponse expérimentale des tensions dans le repère dqh à des échelons de rapports cycliques en boucle ouverte

On remarque que les comportements des tensions sont presque identiques pour les tensions U_{pd} , U_{pq} et que U_{ph} est également très similaire. Un modèle théorique unique pour les 3 fonctions de transfert est obtenu par discrétisation des équations et avec la prise en compte des filtres anti-repliement :

$$H(z) = \mathcal{Z} \left[\frac{1 - \exp(T_s s)^2}{s^2} \underbrace{\frac{1}{L_b C s^2 + R_b C s + 1}}_{\text{circuit}} \underbrace{\frac{1}{\frac{s^2}{\omega_f^2} + 2 \frac{s}{\omega_f} + 1}}_{\text{filtre}} \right] \quad (5.17)$$

La réponse représentée sur la figure 5.14 pour U_q seule à un échelon de rapport cyclique et obtenue avec cette fonction de transfert est en bonne adéquation avec les mesures également mais est d'ordre 8, ce qui est peu exploitable.

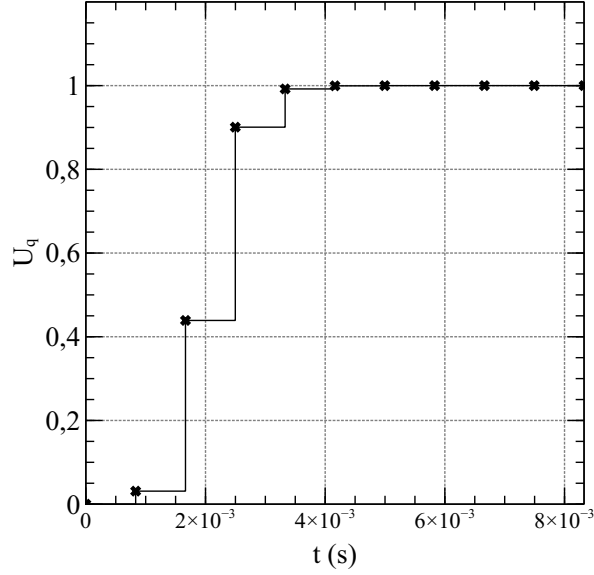


Figure 5.14: Réponse théorique de la tension U_q à un échelon de rapport cyclique

Compte tenu de ce problème, un autre modèle est identifié, à partir de la réponse indicielle (figure 5.13), plus simple, pour présenter un système avec 2 retards. Il a été ainsi possible d'obtenir un modèle d'ordre 3 :

$$y(z) = \frac{0,465z + 0,465}{z^3 - 0,1014z^2 + 0,02796z - 0,01475} u(z) \quad (5.18)$$

5.4.2 Commande en boucle fermée de la partie électrique avec chargement intermittent de la tension de bus DC

Une boucle fermée avec des correcteurs PI est utilisée pour rejeter les perturbations électriques liées à la décharge du bus DC et aux couplages entre les voies d, q, h . Les phases de chargement sont effectuées en neutralisant les boucles d'asservissement des tensions. Un aiguilleur est utilisé pour changer l'état du système entre les phases de rechargement et de génération des vibrations. La sortie de l'aiguilleur et la commutation entre les deux états sont déterminées par la valeur réelle de la tension du bus U_0 , en comparaison avec les valeurs des seuils du relais selon les équations ci-après :

$$U_a = \begin{cases} U_{mRef} & \text{si dans la phase de génération de vibrations;} \\ U_s + \Delta U & \text{si dans la phase de rechargement;} \end{cases}$$

La REM de cette fonction est présentée la figure 5.15. En fin de chargement, les commandes des actionneurs sont réactivées simultanément ce qui constitue un potentiel risque de déstabilisation. Afin de tester ce fonctionnement, les tensions U_d, U_p, U_h sont observées durant la transition des phases de chargement.

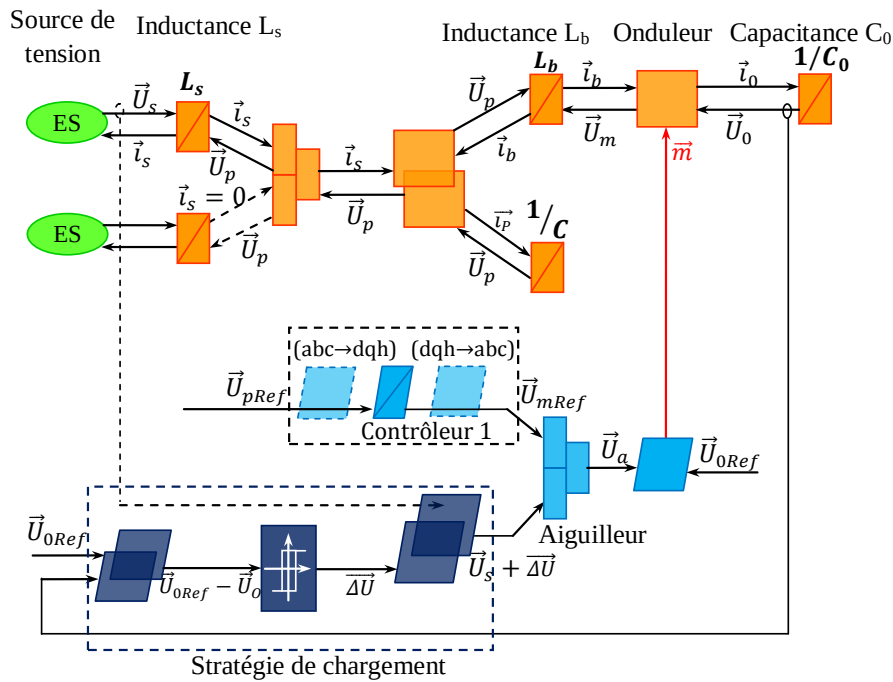


Figure 5.15: REM du changement entre la phase de chargement et de déchargement

Choix des coefficients pour le correcteur PI

Les paramètres K_p et K_i du correcteur PI sont choisis pour avoir une réponse optimale. A partir de la fonction 5.18, une étude d'optimisation sous Matlab a permis de déterminer les coefficients qui minimisent le temps de réponse et le dépassement. Par simulation, on trouve : $K_p = 0,33$ et $K_i = 383$. Le paramètre K_i a dû cependant être adapté en pratique ($K_i = 340$) à cause de dépassements trop importants dus à une différence entre le système réel et le modèle identifié. Les réponses de la boucle fermée en tension pour une entrée en échelon sont présentées la figure 5.16. On remarque que les réponses mesurées sont similaires, et assez proches des valeurs simulées.

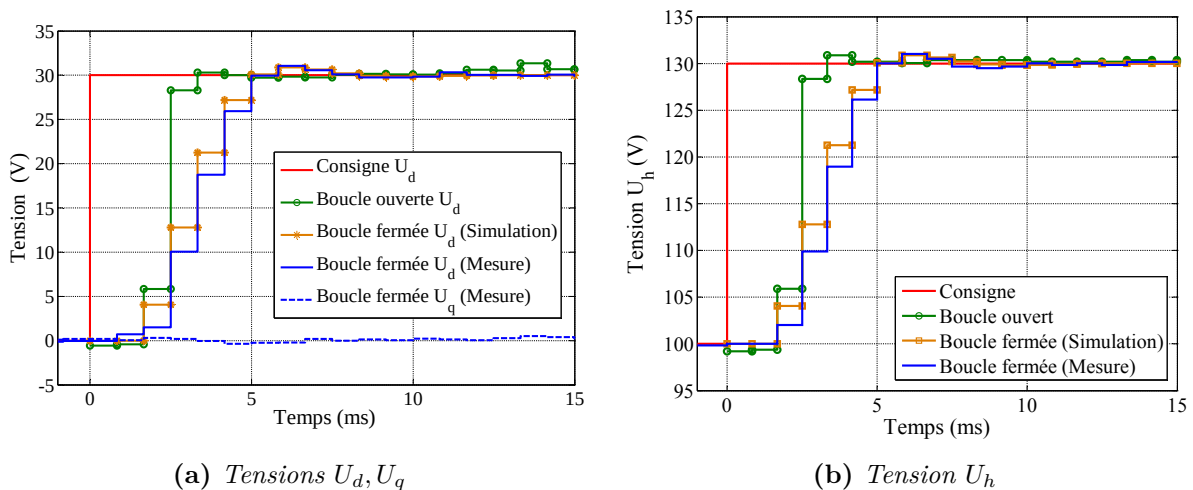


Figure 5.16: Réponse des tensions de sortie pour une entrée en échelon en boucle fermée

Chargement de tension bus

Un chargement intermittent est réalisé pour obtenir une tension de bus : $300 \text{ V} \pm 20 \text{ V}$ ($U_1, U_2 = 20 \text{ V}$) comme le montre la figure 5.17 dans le cas où la tension continue U_s est égale à 100 V .

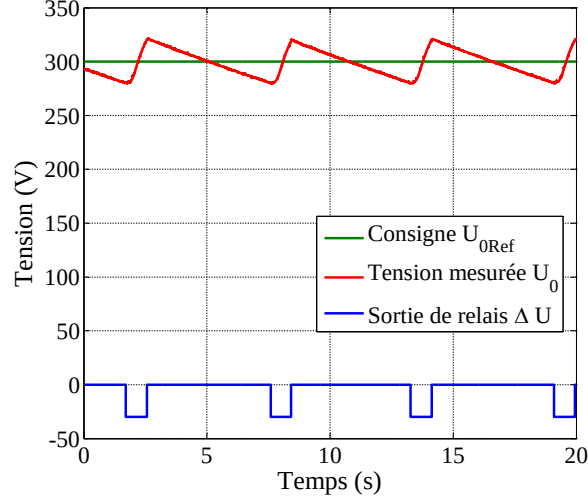


Figure 5.17: *Chargement de la tension bus*

La valeur de seuil de la fonction relais (la fonction pour la stratégie de chargement sur la figure 5.9) est réglée à $\Delta U = -30 \text{ V}$ dans la phase de chargement. La valeur sortie de cette fonction est présentée sur la figure 5.17 (ligne en bleu). Ainsi, lorsque la tension U_0 est inférieure à 280 V , la tension des actionneurs est réduite à la valeur de 70 V pour démarrer un chargement. L'intervalle de temps qui correspond à la valeur négative ($\Delta U = -30 \text{ V}$) correspond au chargement de la tension de bus. La tension U_0 est donc maintenue autour d'une valeur plus élevée que la tension continue fournie. Avec les valeurs choisies, le temps de chargement est d'environ $0,8 \text{ s}$ et le temps de déchargement de 5 s .

Génération d'une onde progressive en combinaison avec une vibration verticale

Pour valider la commande de la partie électrique, il reste maintenant à générer les vibrations (une onde progressive et une vibration verticale) pendant les intervalles de temps complémentaire aux temps de chargement.

La traduction de la génération des vibrations au niveau des tensions amène à des consignes sur U_d, U_q et U_h explicitées comme suit :

- Une onde progressive à 10 Hz correspond aux tensions $U_d = 30 \text{ V}$, $U_q = 0$ et $U_{h1} = U_s + U_d = 130 \text{ V}$ (pour que les tensions des actionneurs soient toujours supérieures à la tension continue U_s afin d'éviter une déformation des formes d'ondes) ;
- Une vibration verticale, soit carrée soit triangulaire, avec l'amplitude crête à crête $U_{h2} = 50 \text{ V}$

La tension homopolaire maximale U_{hmax} est égale à $U_{hmax} = U_{h1} + U_{h2} = 180 \text{ V}$. Pendant la phase de recharge du bus, cette tension est 70 V . A la commutation entre les phases de chargement et de génération des vibrations, un échelon de 110 V est appliqué à la tension U_h .

Un dépassement important des tensions U_d, U_q, U_h peut être constaté dans les deux cas de l'application de tension U_{h2} de forme triangulaire (figure 5.18a) ou carrée (figure 5.18b). Mais ce dépassement est réduit par les correcteurs en un temps court d'environ 10 ms et les formes d'onde des vibrations verticales sont correctement générées comme on peut le voir sur la tension U_h . De plus, le couplage entre les tensions U_d, U_q, U_h n'a pas d'influence significative en boucle fermée.

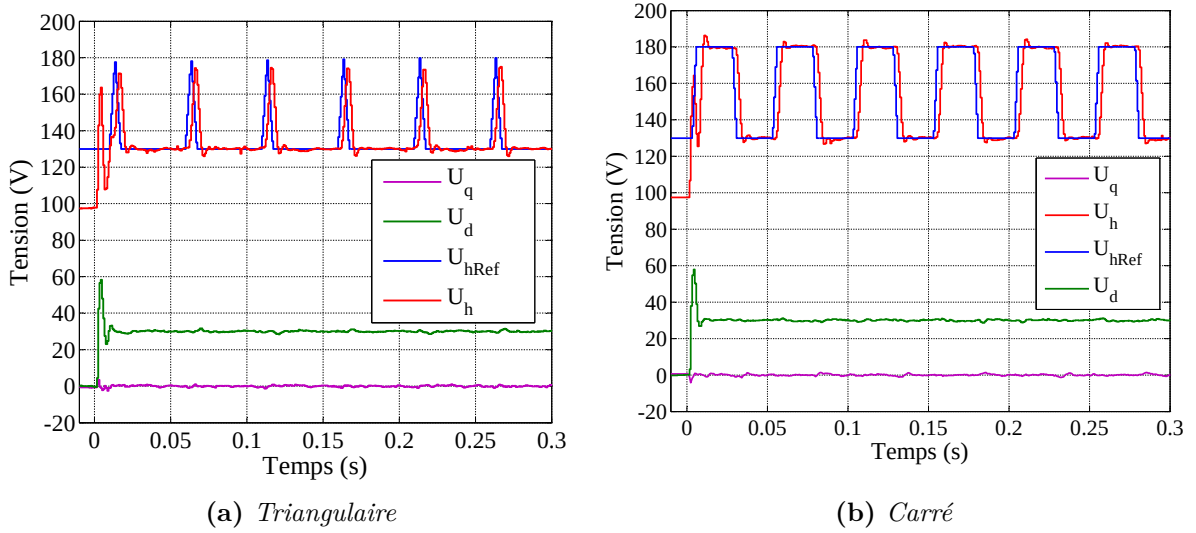


Figure 5.18: Tensions mesurées U_d, U_q, U_h pour différentes vibrations verticales

Les tensions des actionneurs U_p et les déplacements correspondants sont présentés sur la figure 5.19 dans le cas de vibrations triangulaires. Les déplacements montrés sont les déplacements estimés à partir des 3 mesures de déplacement du guidage. On peut retrouver une superposition des vibrations triangulaires avec la fréquence de 20 Hz et les formes d'onde triphasé de 10 Hz , constituant d'une onde progressive, sur les deux sorties de tension et déplacement des actionneurs.

A noter que pour réduire le dépassement de la tension U_d , une solution possible est de réduire le gain du correcteur PI pour la voie d . En effet, le temps pour établir une vibration à l'origine de la production de l'onde progressive peut être choisi relativement plus long que celui pour établir les formes d'onde de vibrations verticales (en triangulaire ou carré). Par exemple, la figure 5.20 montre une réduction significative du dépassement (60%) si un temps d'établissement plus long est accepté (environ 20 ms comparé à 6 ms dans le cas précédent). Cependant, dans ce cas une influence du couplage entre des tensions devient

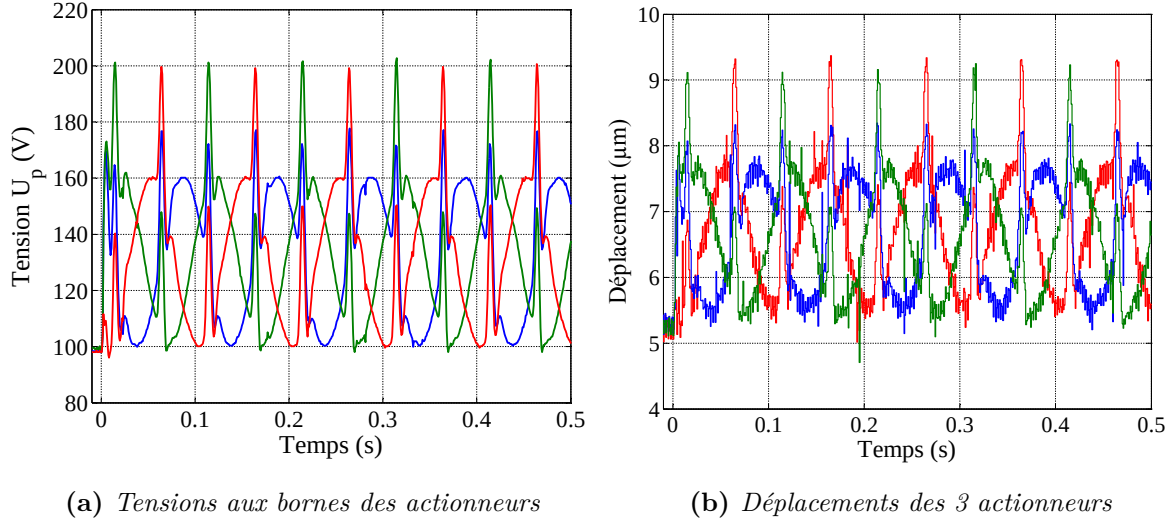


Figure 5.19: Tensions et déplacements mesurés des actionneurs

sensible comme on peut le voir sur les tension U_d, U_q en raison des variations de la tension U_h .

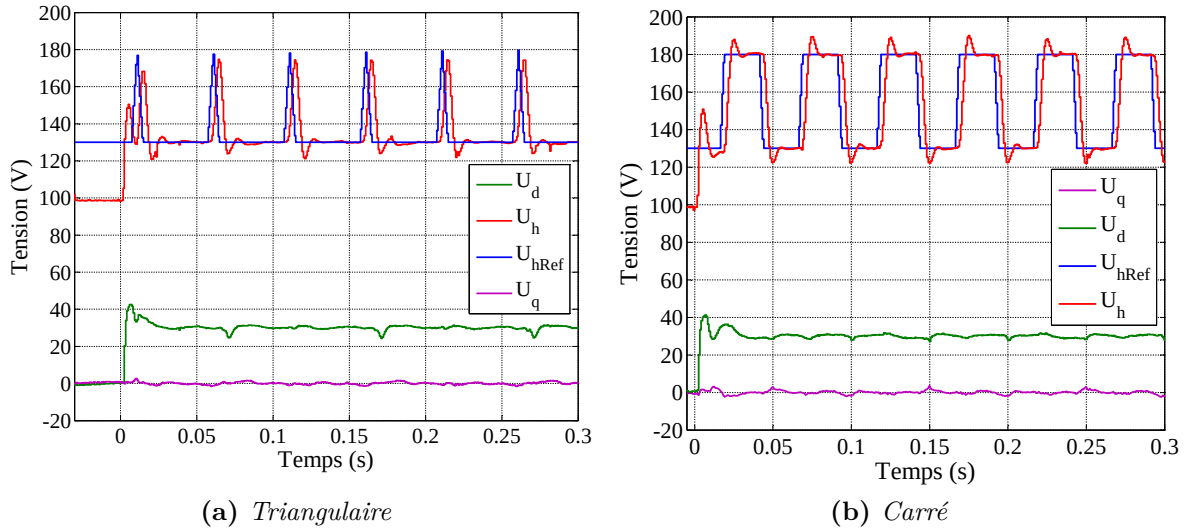


Figure 5.20: Tensions mesurées U_d, U_q, U_h avec temps d'établissement plus long

5.4.3 Commande en boucle fermée de la partie mécanique

Pour la commande en boucle fermée de la partie mécanique, une mesure des vitesses des trois actionneurs est indispensable. A partir de trois déplacements mesurés par trois capteurs de position, les vitesses sont obtenues par une dérivation en fonction du temps. Les trois vitesses des actionneurs $\vec{v}_p = [v_{p1} \ v_{p2} \ v_{p3}]^T$ sont alors calculées par la transformation donnée en annexe D. Les vitesses de rotation autour des deux axes Ox, Oy et de déplacement

selon z sont liées à ces vitesses $\vec{v}_p$ par la matrice $\mathbf{A}$ (cf l'équation (4.33)) et sont calculées comme suit :

$$\begin{bmatrix} v_z \\ \omega_x \\ \omega_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & R & 0 \\ 1 & -\frac{R}{2} & -\frac{R\sqrt{3}}{2} \\ 1 & -\frac{R}{2} & \frac{R\sqrt{3}}{2} \end{bmatrix}^{-1} \vec{v}_p \quad (5.19)$$

Les composantes des vitesses dans le repère (dqh) sont ensuite déterminées par l'application d'une rotation :

$$\begin{bmatrix} v_d \\ v_q \\ v_h \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\omega t) & \sin(\omega t) & 0 \\ -\sin(\omega t) & \cos(\omega t) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} R & 0 & 1 \\ -\frac{R}{2} & -\frac{R\sqrt{3}}{2} & 1 \\ -\frac{R}{2} & \frac{R\sqrt{3}}{2} & 1 \end{bmatrix}^{-1} \vec{v}_p \quad (5.20)$$

Réponse de la boucle ouverte

Les vitesses v_d, v_q doivent être constantes pour une onde progressive en régime établi. Pour déterminer leur valeurs, un filtre passe-bas de 10 Hz est utilisé en raison des mesures bruitées des déplacements (comme le montre la figure 5.19b). En raison de la complexité de la chaîne à asservir comme le montre la figure 5.8 et l'ordre élevé de la fonction transfert de l'équation (5.17), il est très difficile de travailler sur la fonction de transfert discrète de la partie mécanique. On a donc recours à une identification. Un relevé des vitesses v_d, v_q lors de l'application de tensions d'entrée U_d, U_q en échelon, successivement appliquées aux deux voies, correspondant à une onde progressive de 10 Hz, est présenté sur la figure 5.21. Dans ce test, la tension de bus est maintenue à 300 V par une tension continue réglée à 100 V. On remarque que les deux vitesses v_d, v_q sont stables dans les deux cas et que le couplage entre les deux vitesses n'est pas important, comme cela avait déjà démontré dans la partie modélisation.

Ces vitesses sont estimées à partir des trois déplacements mesurés de la matrice inférieure et des transformations. Nous avons souhaité vérifier leur valeurs à partir d'une mesure directe par vibromètre laser. Cependant, la mesure de vitesse à cette fréquence (10 Hz) avec un vibromètre est également trop bruitée pour obtenir une estimation raisonnable de la vitesse. Dans ce cas, nous avons fait un essai à fréquence plus élevée. Par exemple, les vitesses aux trois points situés à l'aplomb des actionneurs mesurées par vibromètre dans le cas d'une onde progressive à 50 Hz avec une tension de consigne $U_d = 50$ V sont présentés sur la figure 5.22.

Cette mesure nous montre que les vitesses forment un système triphasé équilibré au niveau de la matrice inférieure. A partir de ces vitesses de la matrice inférieure à l'aplomb des actionneurs, la vitesse de rotation estimée par l'application de l'équation (5.20) est

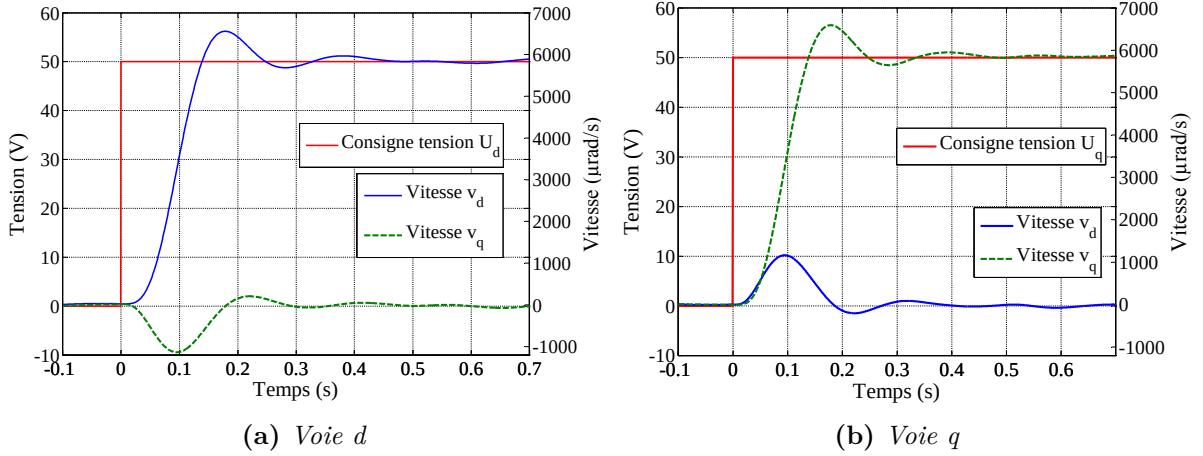


Figure 5.21: Réponses expérimentales filtrées des vitesses v_d, v_q en boucle ouverte suite à des échelons de tension U_d (a) et U_q (b)

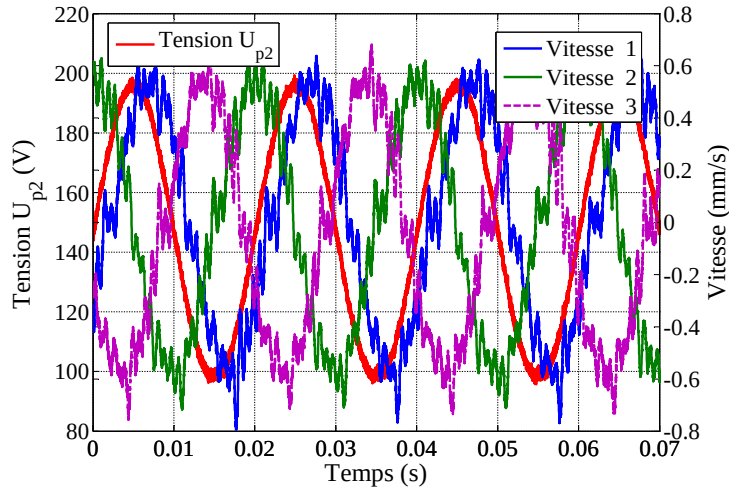


Figure 5.22: Vitesse mesurées à l'aplomb des trois actionneurs sous une tension triphasée

environ $\omega_x = \omega_y = 28\,000 \mu\text{rad/s}$. Pour une onde progressive de fréquence 10 Hz, la vitesse de rotation est donc égale à $\omega_x = \omega_y = \frac{28\,000}{5} = 5600 \mu\text{rad/s}$ (divisée par 5 pour une onde progressive avec la fréquence 10 Hz par rapport à la valeur mesurée à la fréquence 50 Hz). La vitesse v_d donnée à partir des mesures de capteurs de déplacement des actionneurs est environ $5800 \mu\text{rad/s}$, assez proche de la valeur estimée par vibromètre. ($5800 \mu\text{rad/s}$ par rapport à $5600 \mu\text{rad/s}$)

Dans cette première étude de la commande des vitesses du mécanisme, on considère seulement l'asservissement des vitesses de rotation nécessaire à l'onde progressive dont la dynamique est plus lente que celle de la vibration verticale. La transformation dans le repère dq permet en effet l'utilisation d'un filtre ayant une fréquence de coupure basse capable d'éliminer ainsi le bruit des mesures sur les vitesses v_d, v_q qui sont constantes en régime permanent. La fréquence de coupure du filtre entraîne alors des transitoires plus lents, mais n'influe pas sur la vitesse de l'onde progressive, obtenue à partir de la

modulation une fois la rotation inverse appliquée sur les sorties des contrôleurs.

Cette méthode n'est pas applicable à la composant v_h car le filtrage est incompatible avec la dynamique des vibrations verticales : un filtre trop lent déformerait trop les mesures. En l'état actuel, la mesure devient très bruitée, et ne peut pas être exploitée pour un retour de vitesse. Ainsi les vibrations verticales sont appliquées en boucle ouverte. La tension U_h étant asservie, les formes d'onde du déplacement vertical sont correctement réalisées. De plus, cette limite n'a pas de conséquences pour la commande des vitesses v_d, v_q parce que ce mouvement est théoriquement découplé des rotations autour des deux axes.

Réponse de la boucle fermée avec le correcteur PI

Un correcteur PI est utilisé pour réduire le dépassement des vitesses v_d, v_q . Les paramètres $K_p = 0,095$ et $K_i = 0,0005$ ont été déterminés par identification puis des essais pour obtenir une réponse présentant un temps d'établissement plus faible et moins de dépassement qu'en boucle ouverte.

L'influence du correcteur PI est démontrée par un test sur chaque voie d, q avec une même entrée d'échelon de vitesse de référence $v_{d,q} = 5000 \mu\text{rad/s}$, la fréquence de l'onde progressive étant de 10 Hz. La tension de bus DC est maintenue comme dans le cas de la boucle ouverte. L'évolution de la vitesse à commander v_d (v_q) est présentée dans les deux cas sur la figure 5.23. On remarque que les réponses sont similaires et que les dépassements sont réduits significativement (de 12 % à 2 %). Les perturbations dues aux couplages sont aussi réduites en comparaison avec la réponse en boucle ouverte. Le temps d'établissement des vitesses est amélioré (passant de 0,25 s à 0,17 s).

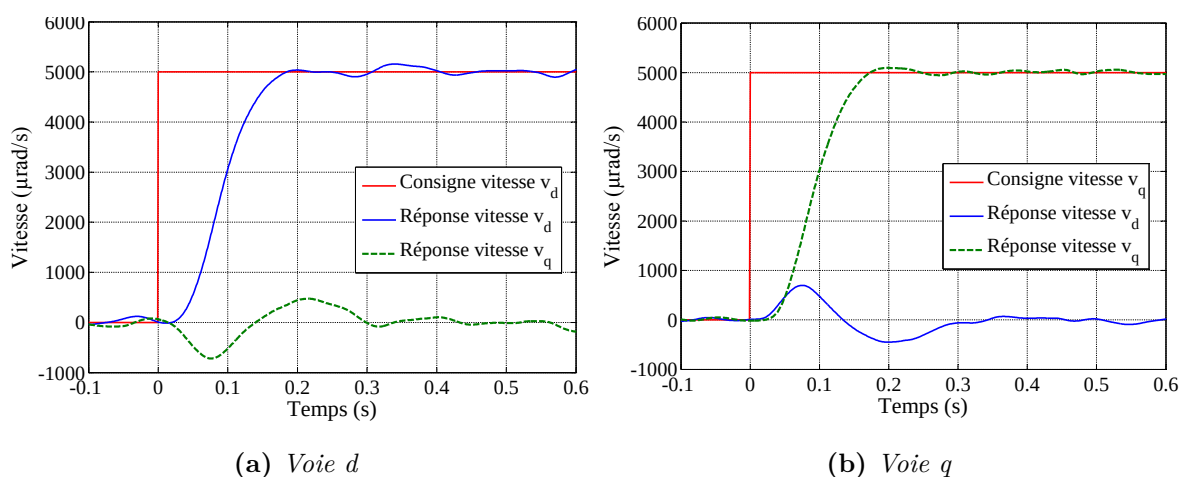


Figure 5.23: Réponses des vitesses v_d, v_q en boucle fermée

Les tensions correspondant U_d, U_q aux deux cas sont présentées sur la figure 5.24. Le résultat nous montre que les tensions suivent correctement les consignes correspondantes.

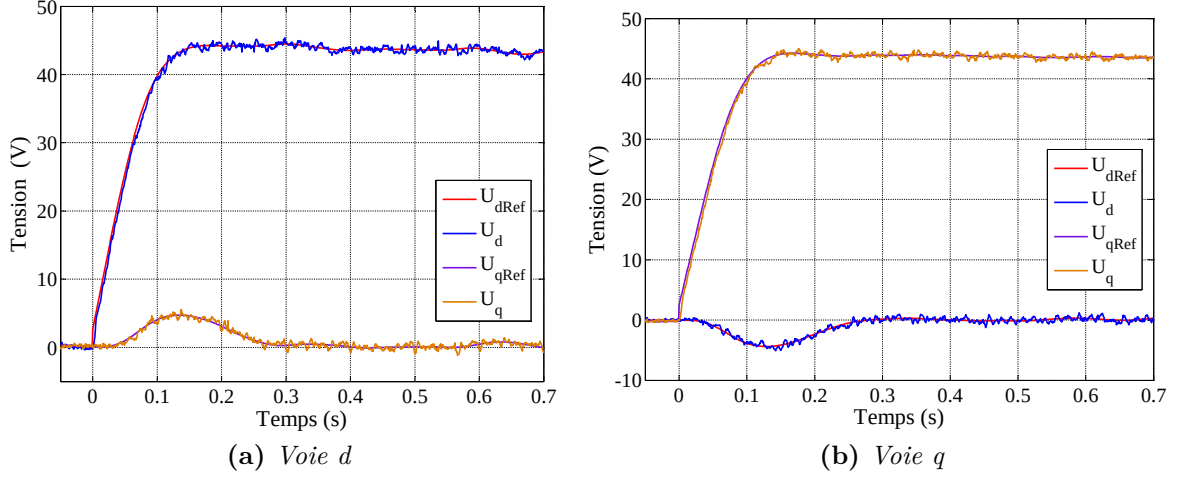


Figure 5.24: Réponses des tensions U_d, U_q en boucle fermée de vitesse

Influence des transitions durant le chargement de la tension de bus

La perturbation brutale provenant de la transition entre les phases de chargement/as-servissement des vibrations est observée sur les vitesses v_d, v_q comme le montre la figure 5.25a. Un dépassement important (70 % d'amplitude) est provoqué par cette transition. Ce dépassement est causé par l'élévation verticale de la matrice inférieure lors d'une augmentation de la tension U_h . Malgré cette perturbation, les vitesses v_d, v_q sont stabilisées assez rapidement (après 0,17 s) ainsi que les tensions U_d, U_q (voir la figure 5.25b)

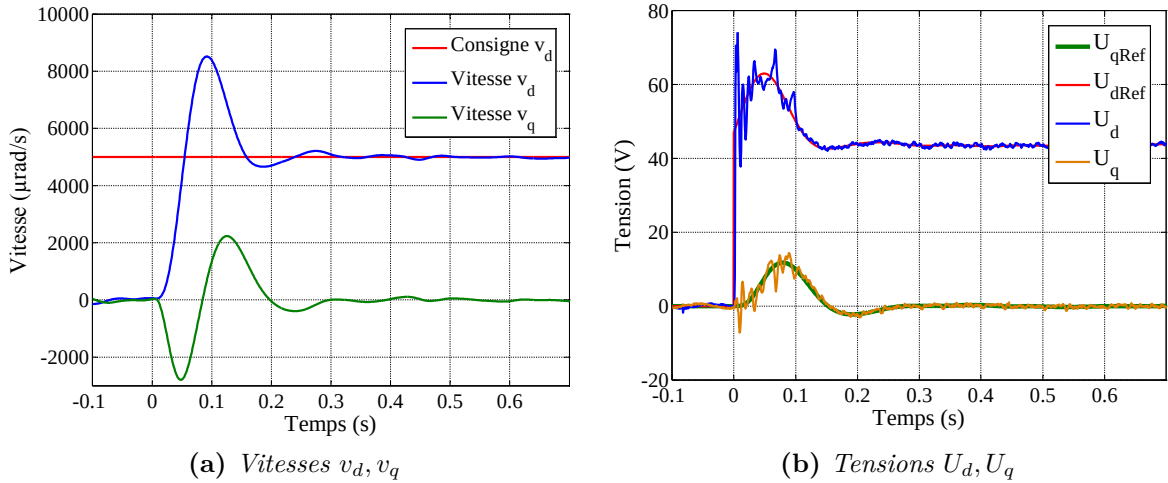


Figure 5.25: Réponses de vitesse et de tension lors d'un chargement de tension de bus

5.4.4 Discussion

Les résultats expérimentaux nous permettent de valider la structure de commande pratique présentée (figure 5.8) pour la génération d'un mouvement complexe résultant

de la combinaison d'une onde progressive et d'une vibration verticale quelconque. Les commandes en boucle fermée des tensions des actionneurs et des vitesses de rotation de la matrice inférieure sont réalisées avec des phases de chargement intermittent de la tension de bus. Les résultats nous montrent une influence significative de la transition des phases de chargement de tension bus. Cette influence peut être évitée par deux approches différentes :

- **Redémarrage retardé du système** : les asservissements sont réactivés avec un retard de quelques périodes d'échantillonnage, après une phase de chargement de la tension de bus. Cette méthode nous permet d'éviter l'influence perturbante de la tension U_h sur les tensions U_d, U_q ;
- **Chargement permanent** : une autre méthode possible est de charger le bus de façon permanente. La commande n'est pas alors interrompue par une phase de chargement de tension et le problème de dépassement des tensions est aussi réduit par une élimination des chutes de tension U_h durant la transition des phases de chargement. Pour réaliser cette méthode, la valeur moyenne de tension U_h est réduite à la valeur $U_h - \Delta U$ pour que $\min(U_{p1}, U_{p2}, U_{p3}) < U_s$. Le chargement de la tension de bus est donc effectué pendant la période où $\min(U_{p1}, U_{p2}, U_{p3}) < U_s$. L'énergie électrique de chargement périodique compense les pertes électriques et mécaniques du système. La valeur de ΔU peut être trouvée par un test empirique. Par exemple, pour le test de la commande en boucle fermée de vitesse précédent, cette valeur ΔU est choisie à 15 V pour obtenir un chargement permanent. Les tensions et courants des actionneurs sont présentés sur la figure 5.26. Ils nous montrent un chargement périodique du système chaque fois que la tension de l'actionneur est inférieure à la tension $U_s = 100$ V. La vitesse v_d est maintenue à la valeur de consigne 5000 $\mu\text{rad/s}$.

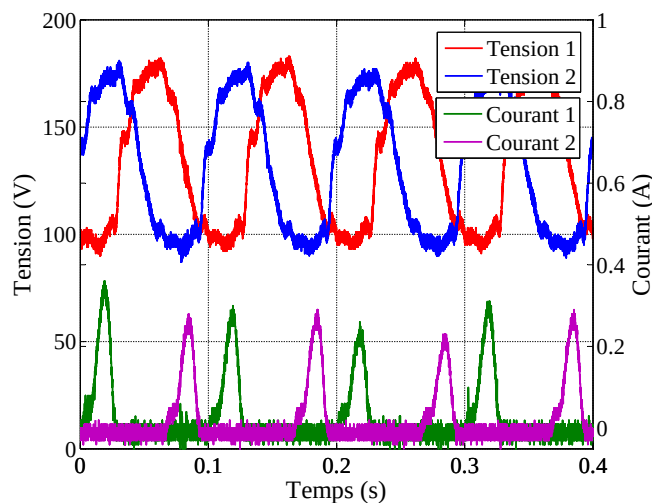


Figure 5.26: Tensions et courants mesurés durant le chargement permanent

Cependant, les temps d'établissement des grandeurs sont encore limités : environ 6 ms pour la boucle fermée de tension et 170 ms pour la boucle fermée de vitesse. En considérant le cahier des charges établi pour le système en acier (dont la fréquence maximale avoisine 100 Hz), il faut réduire le temps d'établissement. Cette caractéristique peut être améliorée par certaines solutions techniques :

- Le temps d'échantillonnage du système est limité par la communication RS422 ou RS485 entre DSpace® et le DSP. La liaison RS485 pouvant communiquer jusqu'à 35 Mbit/s, cette solution peut améliorer ce point (la RS232 étant limitée à 115 200 bits/s).
- Un système de capteurs plus robuste avec une dynamique élevée (capteurs à courant de Foucault ou capacitifs) doit être utilisé pour une mesure plus performante.
- L'étude approfondie d'un contrôleur plus complexe, de type RST, permettrait la prise en compte plus précise du système et pourrait ainsi améliorer sa réponse dynamique.

Une autre solution possible pour les vitesses est d'utiliser un estimateur pour estimer les vitesses de déplacement des actionneurs à partir de variables internes des actionneurs [115]. L'estimateur est déduit à partir de REM de l'actionneur piézoélectrique comme sur la figue 5.27. La chaîne de réaction relie la vitesse v_p à l'entrée mesurable de l'actionneur s'exprime (ligne jaune).

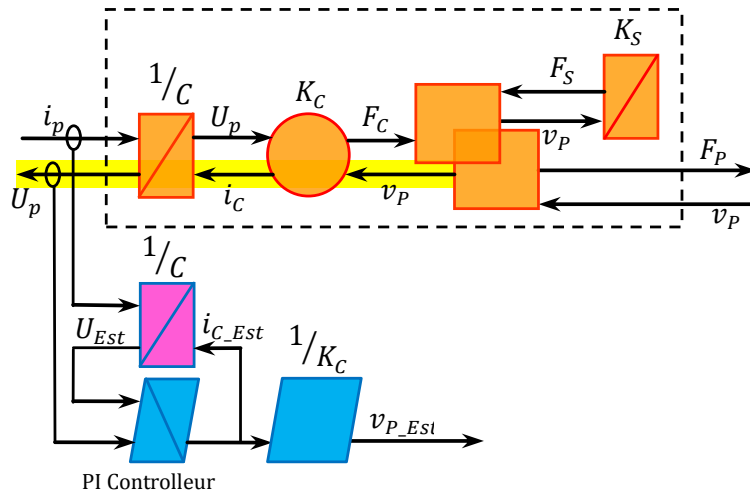


Figure 5.27: Schéma d'estimation de vitesse et force d'élasticité

Si le courant i_C sur cette chaîne est connu, la vitesse de l'actionneur est donc calculée par l'équation : $v_p = \frac{1}{K_C} i_C$. Mais le courant i_C est une grandeur interne de l'actionneur et non-mesurable. Ce courant peut être estimé à partir de la relation des entrées et sortie de

l'accumulateur $\frac{1}{C}$ de l'actionneur :

$$i_C = i_p - \frac{dU_p}{dt} \quad (5.21)$$

Afin d'éviter la dérivation de la tension U_p , un condensateur virtuel (le pictogramme en magenta) est utilisé. La tension de sortie U_{Est} du condensateur est donnée par :

$$U_{Est} = \frac{1}{C} \int^t (i_p - i_{C_Est}) dt \quad (5.22)$$

Un contrôleur PI est utilisé pour estimer le courant i_{C_Est} à partir de l'équation (5.21) :

$$i_{C_Est} = \left(K_{Pe} + \frac{K_{Ie}}{s} \right) (U_{Est} - U_p) \quad (5.23)$$

Le courant i_{C_Est} s'exprime en fonction du courant i_c :

$$i_{C_Est} = \frac{sK_{Pe} + K_{Ie}}{Cs^2 + sK_{Pe} + K_{Ie}} i_C \quad (5.24)$$

Le temps de réponse du contrôleur doit être plus court que celui de l'actionneur. La vitesse de l'actionneur est alors estimée par le calcul : $v_{p_Est} = \frac{1}{K_C} i_{C_Est}$.

Un exemple de l'estimation de vitesse est montré la figure 5.28. Le courant mesuré et la tension estimée sont présentés sur la figure 5.29.

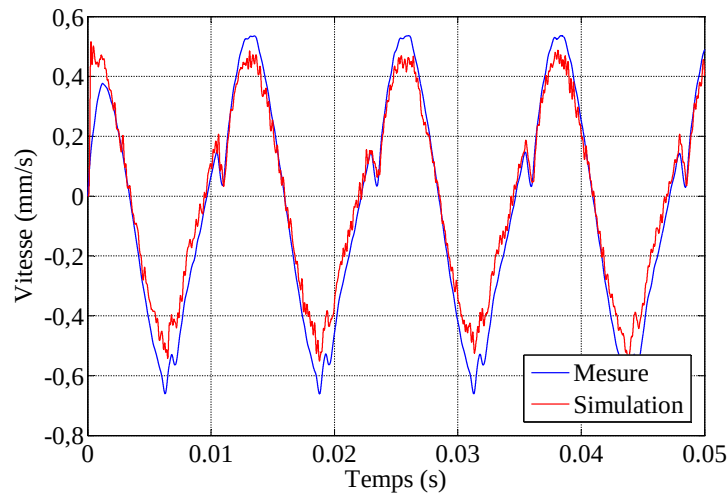


Figure 5.28: Estimation de la vitesse de l'actionneur

On remarque que la tension estimée de l'actionneur U_{Est} est identique à la valeur mesurée et la vitesse estimée est assez proche de la valeur mesurée. Cependant, cette méthode dépend de la précision des paramètres de l'actionneur et de la mesure du courant d'entrée. De ce fait, l'utilisation de capteurs de courant robustes est primordiale pour cette méthode.

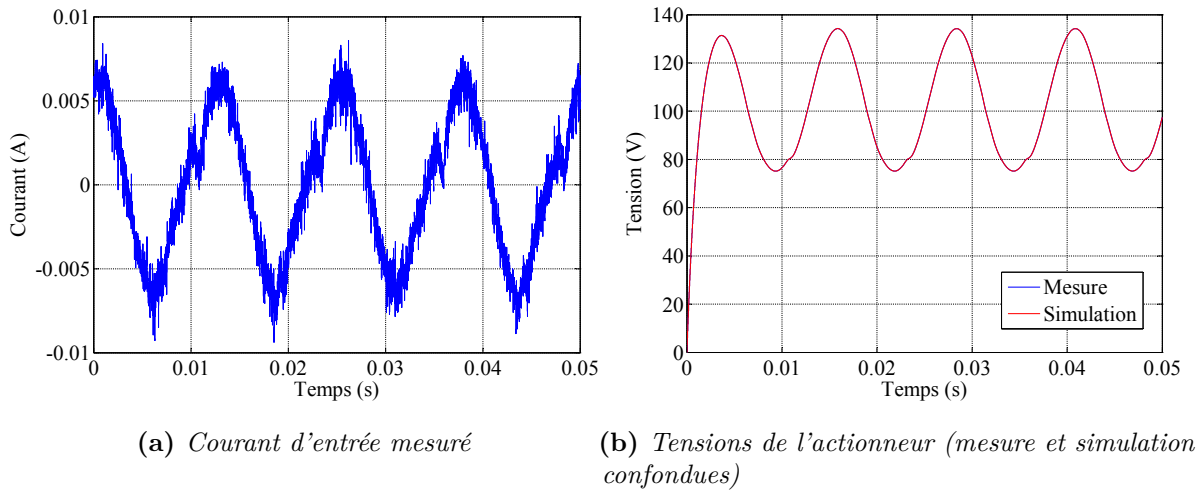


Figure 5.29: Variables d'entrée de l'estimateur

5.5 Conclusion

A partir de la modélisation par la REM du système complet, une structure de commande de la vitesse du dispositif par l'inversion de la REM a été abordée dans ce chapitre afin de générer une onde progressive en combinaison avec une vibration verticale. La structure de commande pratique a été développée pour s'adapter aux contraintes. Les asservissements de tension et de vitesse dans le repère (dqh) ont été élaborés et validés par les résultats expérimentaux en boucle fermée aussi bien pour la partie électrique que pour la partie mécanique du système.

Malgré la complexité du système, les résultats obtenus par des asservissements simples sont satisfaisants pour une fréquence limitée des vibrations (environ quelques dizaines de Hertz). Précisons que cette limite ne s'applique qu'au mouvement vertical, et ne concerne pas la fréquence de rotation de l'onde progressive. Ce résultat doit être amélioré pour s'adapter aux exigences des cahiers des charges pour des vibrations plus rapides avec un système réel.

Conclusion générale

Dans le but d'assister le procédé de forgeage par des vibrations, nous avons proposé le développement et la commande d'un système multi-actionneurs piézoélectriques avec une approche utilisant la Représentation Énergétique Macroscopique.

En terme de conception du système multi-actionneurs piézoélectriques, un mouvement complexe de la matrice inférieure consistant en une onde progressive combinée avec une vibration verticale de forme d'onde quelconque (sinusoïdale, triangulaire, carré . . .) en basse fréquence (variant de quelque Hz à 100 Hz) est proposé, ceci afin de profiter simultanément de l'effet de réduction de l'effort de forgeage grâce à ces deux mouvements. L'effet d'une vibration verticale selon la direction du forgeage a été prouvée par une étude avec un système mono-actionneur piézoélectrique, mais la force appliquée est limitée. L'effet d'une onde progressive a été étudié par des simulations par la méthode des éléments finis mais n'a jamais été testée expérimentalement. Du point de vue de la partie commande, le système multi-actionneurs piézoélectriques est un système électromécanique, multi-entrées / multi-sorties avec des comportements cinématique et dynamique complexes. L'outil de Représentation Énergétique Macroscopique (REM), un formalisme qui permet de modéliser de manière synthétique des systèmes multimachines et de proposer de manière systématique une structure de commande, est donc utilisé pour atteindre une approche systématique de la commande.

Le premier chapitre de ce mémoire a fait un bilan de l'utilisation des vibrations pour l'assistance au formage. Ce chapitre a montré une influence significative des vibrations sur la réduction de la force dans différents procédés (tréfilage, emboutissage, extrusion). Il a aussi mis en évidence des avantages supplémentaires tels l'élimination du plissage lors de l'emboutissage, et l'amélioration de la surface du produit. Les paramètres influant sur ces effets sont encore complexes à distinguer et à quantifier. La deuxième partie de ce chapitre a présenté des études sur l'application des vibrations au forgeage dans différents plages de fréquence (ultrasonique à quelques Hertz). Les résultats expérimentaux et de simulation

avec utilisation des actionneurs piézoélectriques à basses fréquences nous montrent l'intérêt d'augmenter la force totale par l'augmentation du nombre d'actionneurs du système et de combiner différentes formes de vibrations pour réduire la force du forgeage.

Avant de passer à l'étude d'un système multi-actionneurs, une étude expérimentale du forgeage assisté par un actionneur piézoélectrique à basse fréquence est nécessaire pour comprendre l'influence des paramètres de vibrations à la réduction des forces de forgeage. Les résultats expérimentaux nous montrent que les vibrations en créneaux et normales sont plus efficaces aussi bien sur des échantillons de cuivre que d'aluminium. De plus, l'augmentation de la fréquence et de l'amplitude des vibrations semble apporter un effet positif sur la réduction. Par contre, la vitesse relative des deux matrices, qui est définie comme un paramètre d'influence pour le matériau viscoplastique, ne semble pas être un paramètre déterminant dans le forgeage d'un lopin élasto-viscoplastique. Ce résultat indique la nécessité d'utiliser d'autres modèles du lopin dans le cas de matériaux élasto-viscoplastiques. De plus, pour comprendre des interactions énergétiques entre les composants du système, un modèle complet du système mono-actionneur incluant un modèle quasi-statique de l'actionneur, de la structure mécanique et du comportement élasto-viscoplastique du lopin a été développé en utilisant la REM. Les résultats obtenus par ce modèle ont montré une évaluation assez proche des résultats expérimentaux, et restitue les caractéristiques principales du procédé. Le modèle quasi-statique de l'actionneur peut donc être réutilisé dans le modèle du système multi-actionneurs.

La conception d'un système mécanique pour générer les vibrations complexes souhaitées étudié dans le troisième chapitre. Nous avons montré qu'un mouvement obtenu par superposition d'une onde progressive couplée avec une vibration verticale de la matrice inférieure peut être généré avec une configuration comprenant au minimum 3 actionneurs disposés verticalement de façon équidistante par rapport au centre de la matrice inférieure. Pour réaliser ce mouvement, la matrice doit être guidée par un système mécanique possédant au moins 3 degrés de liberté (d.d.l), à savoir deux rotations autour des axes Ox , Oy et un déplacement selon Oz . Un guidage élastique constitué par 3 lames flexibles a été développé afin d'éviter des jeux mécaniques incompatibles avec les faibles déplacements des actionneurs piézoélectriques et de limiter le nombre de d.d.l pour faciliter la commande ultérieure. Une solution avec des contacts sphère-plan a été proposée pour adapter le fonctionnement des actionneurs et profiter du mouvement bi-directionnel de la matrice inférieure. Les choix des actionneurs et des capteurs de mesure sont aussi considérés pour se conformer aux plages de déplacement désirées. Afin d'obtenir une rigidité du système complet conforme au cahier des charges et d'éviter la plastification dans les pièces, le dimensionnement de chaque composant constituant la chaîne de transmission de l'effort a été étudié par des calculs de rigidité (du guidage élastique et des contacts sphère-plan) et des simulations numériques par méthode des éléments finis. Le dimensionnement de

ce contact est aussi réalisé en vue de simplifier la commande, sa rigidité non-linéaire pouvant s'avérer gênante. Par une première étude du comportement dynamique dans le cas de la translation, on peut conclure que les transitoires liés à l'élasticité du contact sont négligeables du point de vue de la commande. Afin de disposer d'un démonstrateur pour valider la structure de commande et évaluer les caractéristique principales du système mécanique, une maquette a été réalisée en conservant des comportements dynamiques similaires à ceux du système conçu.

Le quatrième chapitre propose et valide un modèle REM des deux parties électrique et mécanique du système complet, intégrant les trois actionneurs piézoélectriques. La REM est appliquée systématiquement à chaque composant du système et nous permet de visualiser le transfert de la puissance de l'entrée électrique à la sortie mécanique du système. Côté alimentation, un système électrique original sans transformateur a été développé pour l'alimentation des trois actionneurs par une tension triphasée. Le fonctionnement du système électrique est décomposé pour la commande en phases de chargement de la tension bus et de contrôle des vibrations des actionneurs. Cette stratégie est déduite de la REM et validée expérimentalement. En ce qui concerne les aspects mécaniques la REM de l'actionneur piézoélectrique est couplée avec celle du système mécanique par une conversion mécanique réversible entre les trois actionneurs et la matrice inférieure déduite de la cinématique imposée. Cette conversion permet de connecter les variables de puissance des modes dominants du système mécanique avec celles des actionneurs. La REM du système mécanique nous montre que, par le déplacement des trois actionneurs piézoélectriques, nous pouvons commander les modes dominants du système, qui sont à l'origine des ondes progressives et de la vibration verticale. Ces mouvements sont estimés par la simulation et validés expérimentalement.

Le dernier chapitre présente une structure de commande de la vitesse du dispositif par l'inversion du schéma REM élaboré. L'application de la méthode d'inversion met en évidence une structure en cascade. La partie comprenant l'alimentation électrique et les actionneurs est donc tout d'abord étudiée. Afin de s'adapter au fonctionnement non-linéaire du système électrique, une structure de commande pratique avec une stratégie de gestion d'énergie est proposée dans le cas d'un chargement intermittent de la tension de bus. Grâce à l'analogie entre le système et la structure d'une machine triphasée, la commande des tensions des actionneurs et des vitesses de la matrice inférieure a été traité comme la commande vectorielle dans un repère fictif dqh. Cependant, le modèle de connaissance demeure complexe pour le système complet quand tous les composants du système de mesure et de commande sont pris en compte. Le système est donc approché par un modèle simplifié obtenu par identification, pour la commande de la partie électrique du système. Les résultats sont encourageants, même si de simples correcteurs PI sont utilisés pour régler la dynamique du système en boucle fermée.

Ensuite, une commande en boucle fermée de la partie mécanique pour les vitesses de rotation de la matrice a été également testée avec des correcteurs PI. Les dépassements et le temps d'établissement des vitesses sont bien réduits par rapport au comportement en boucle ouverte, et le système est stabilisé même en cas de perturbation du mouvement vertical lors d'un chargement intermittent du système électrique.

Cependant, la performance du système actuel est encore limitée en regard du cahier des charges pour le forgeage initialement défini. Une amélioration du système à court terme est de réduire le temps d'échantillonnage soit en utilisant un autre type de connexion entre DSpace et le DSP, soit en déléguant au DSP la totalité de la commande. De plus, le système de mesure doit être amélioré en utilisant un autre type de capteur de déplacement pour augmenter la robustesse du système de commande. Avec un système de mesure plus performant et robuste, une commande de vitesse des vibrations verticales serait aussi exploitable. Enfin, un contrôleur plus complexe de type RST peut également être étudié pour améliorer la réponse dynamique du système.

Basé sur la méthode de commande du système actuel, un développement du système mécanique pour augmenter le nombre d'actionneurs à un multiple de trois est aussi possible. Pour cela, on peut imaginer un système avec un même nombre d'actionneurs à la place de chaque actionneurs du système actuel. Ces actionneurs en parallèle mécaniquement et électriquement peuvent alors être utilisés pour actionner simultanément en un même endroit la matrice inférieure en utilisant un contact sphère-plan plus grand. Une modification de la conception du contact sphère-plan et du système d'alimentation est donc nécessaire. Une autre approche inspirée encore une fois des machines polyphasées consisterait à répartir plus d'actionneurs régulièrement sur un diamètre. Dans ce cas, l'approche adoptée pour la commande est encore valide à condition d'adapter les transformations de Park [116].

Concernant l'aspect expérimental du forgeage assisté par vibrations, il nécessite une amélioration de la méthode d'identification du matériau et du dispositif de mesure de déplacement pour obtenir des résultats plus robustes lors des expériences avec le système mono-actionneur ou multi-actionneurs. De plus, l'étude détaillée de l'effet tribologique à la surface du lopin et matrice inférieure serait aussi une étude intéressante pour mise en évidence l'avantage des vibrations sur le produit final.

L'approche énergétique causale par la REM nous a donné une vision globale de la transmission de puissance pour la modélisation et commande du système multi-actionneurs piézoélectriques. Une étude approfondie sur l'optimisation de la consommation d'énergie du système en comparaison avec le gain d'énergie mécanique induit par l'application des vibrations nous permettrait de faire une gestion globale de l'énergie du système en vue d'une optimisation du forgeage assisté par vibrations. Une modèle plus complexe avec un couplage d'un modèle du lopin sous l'application des vibrations dans différentes

directions, qui sort des hypothèses du modèle des tranches, et le système multi-actionneurs sera également un outil indispensable pour atteindre cet objectif et permettre l'étude de l'influence des paramètres du procédé sur la réduction de force.

Calcul des jeux de côtes

A.1 Contact sphère-plan et dilatation thermique

D'après le schéma de déformation en fonction de la charge appliquée sur la figure 3.26b, si une précontrainte de 1000 N est prévue, il faut réaliser une dilatation thermique de la hauteur du support de contact pour avoir une déformation de 5 µm de chaque contact. C'est-à-dire, la hauteur initiale du support de contact h_1 est plus petite de 10 µm que la hauteur totale initiale ($h_2 + h_3 + h_4$) d'après la chaîne des côtes sur la figure A.1.

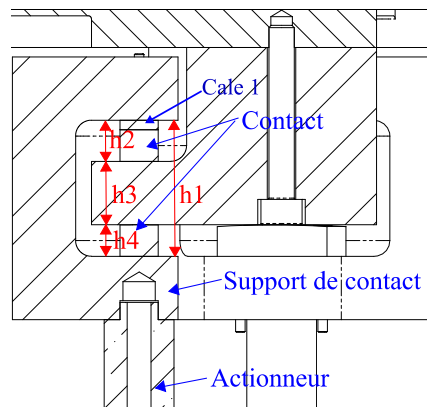


Figure A.1: Chaîne des côtes pour obtenir la précontrainte des 2 contacts

La variation de température pour atteindre cette différence de hauteur est estimée comme suit :

$$\Delta T = \frac{\Delta L}{\alpha L_0} \simeq 20^\circ K$$

où

$\alpha = 12 \times 10^{-6} [K^{-1}]$: le coefficient de dilatation linéaire de l'acier ;

$\Delta h_1 = 10 \times 10^{-6} [m]$: la variation désirée de hauteur ;

$h_1 = 43 \times 10^{-3} [m]$: la hauteur initiale du support de contact

De plus, pour compenser à l'augmentation de température du support de contact pendant le fonctionnement de l'actionneur, la variation de température ΔT peut être augmentée.

A.2 Jeu des côtes

Sauf l'assemblage du jeu (H9/d9) entre le capot et le bâti, et entre le capot et le guidage élastique, les autres jeux des côtes peuvent être choisis pour adapter le prix d'usinage, par exemple la tolérance des côtes peut être de $50\text{ }\mu\text{m}$ - $100\text{ }\mu\text{m}$ pour une usinage « normale ».

Il existe deux côtes critiques du système. Ce sont la hauteur du support de contact h_1 et la hauteur du bâti au guidage élastique $H = h_4 + h_5 + h_6 + h_7$ (voir figure A.2). La première hauteur h_1 permet de régler la précontrainte prévue des 2 contacts et la deuxième hauteur H permet d'obtenir la hauteur juste H afin de minimiser la contrainte initiale des guidages élastiques (dans le cas idéal, égale 0). Pour réaliser ces 2 hauteurs en pratique, la solution avec les cales était prévue pour régler la hauteur h_2 (sur figure A.1) et la hauteur h_7 nominale (sur figure A.2) de 3 mm.

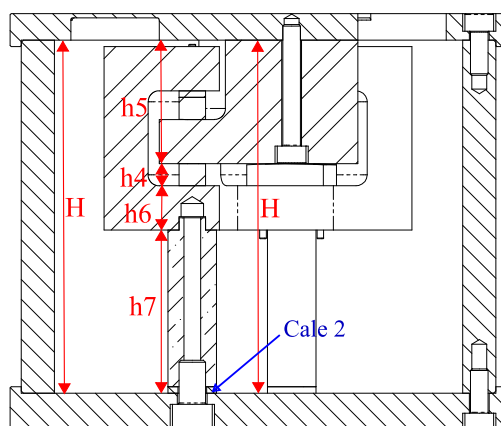


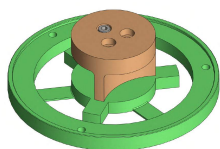
Figure A.2: Chaîne des côtes pour obtenir la hauteur exact H

Par exemple :

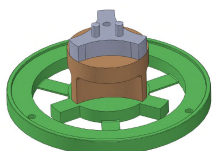
La côte de cale 1 est définie en tant que $h_2 = h_1 - h_3 - h_4 - \Delta h_1$ pour obtenir la précontrainte de 1000 N, où h_1, h_3, h_4 sont les hauteurs mesurées après la fabrication.

La côte de cale 2 est définie en tant que $h_7 = H - h_4 - h_5 - h_6$ où h_7 est la hauteur totale de la paire de chaque actionneur et cale. La tolérance de la dimension h_7 peut être choisi la plus précise possible.

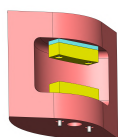
Assemblage du système mécanique



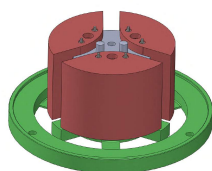
Le plateau secondaire (pièce en brun) est fixé à la matrice inférieure (pièce en vert) par une vis M8.



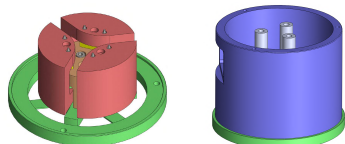
Deux goupilles de positionnement DIN 6325 sont mises sur le plateau secondaire pour fixer la pièce supplémentaire et le plateau secondaire.



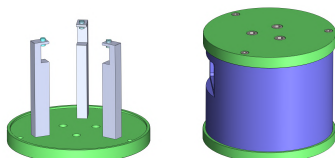
L'assemblage des deux contacts au support de contact avec la cale.



Après le chauffage de l'ensemble des supports de contacts, ils sont mis sur la surface du plateau secondaire.



La pièce supplémentaire est enlevée et les actionneurs sont vissés aux supports de contacts. Ensuite, le capot est fixé sur la partie des guides élastiques par des vis.



Les supports de capteurs (avec les capteurs fixés) sont vissés au bâti. Les cales sont mises sur les actionneurs et puis le bâti est assemblé sur le capot par des vis pour compléter l'assemblage.

Évaluation de la matrice de rigidité

La rigidité est estimée par l'application de l'équation (3.9) :

$${}^R\mathbf{F}_O = {}^R\mathbf{K}_O \cdot {}^R\mathbf{w}_O$$

avec ${}^R\mathbf{w}_O = [\delta_x \ \delta_y \ \delta_z \ \gamma_x \ \gamma_y \ \gamma_z]^T$, où δ_i et γ_i sont des petits déplacements linéaires et angulaires respectivement au point O selon les axes Ox, Oy, Oz du repère (R) (voir la figure C.1).

${}^R\mathbf{F}_O = [f_x \ f_y \ f_z \ m_x \ m_y \ m_z]^T$, où f_i et m_i sont les forces et les moments externes respectivement au point O selon les axes Ox, Oy, Oz du repère (R).

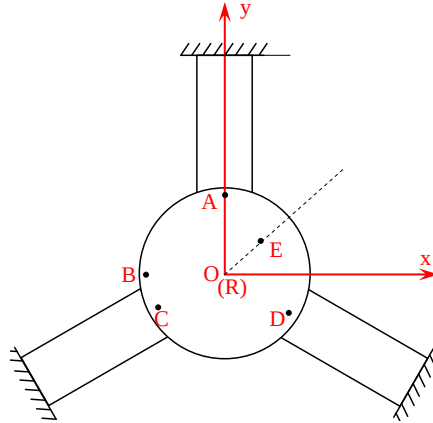


Figure C.1: Schéma des 3 lames élastiques

En utilisant un levier avec une masse définie comme le montre la figure C.2, une force verticale est appliquée sur les points choisis de la surface de la matrice inférieure (voire la figure C.1). Les moments appliqués au centre de la matrice sont estimés avec la distance connue entre les points choisis et le centre du plateau. Les déplacements du centre de plateau sont calculés à partir de 3 déplacements mesurés par 3 capteurs intégrés sur la matrice. Les déplacements en Oz et les deux rotations autour de deux axes Ox et Oy



Figure C.2: *Photo d'expérience d'estimation de la rigidité*

peuvent être estimés avec ces trois déplacements verticaux. Supposons que la forme de la matrice de rigidité à estimer est similaire la matrice de rigidité calculée :

$$\begin{bmatrix} f_x \\ f_y \\ f_z \\ m_x \\ m_y \\ m_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K[1,1] & 0 & 0 & 0 & K[1,5] & 0 \\ 0 & K[2,2] & 0 & K[2,4] & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K[3,3] & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K[4,2] & 0 & K[4,4] & 0 & 0 \\ K[5,1] & 0 & 0 & 0 & K[5,5] & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & K[6,6] \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_x \\ \delta_y \\ \delta_z \\ \gamma_x \\ \gamma_y \\ \gamma_z \end{bmatrix}$$

Grâce à la symétrie du système, il est nécessaire d'estimer des coefficients $K[1,1]$, $K[2,4]$, $K[3,3]$, $K[4,4]$, $K[6,6]$. Mais avec les valeurs connues de f_z, m_x, m_y et $\delta_z, \gamma_x, \gamma_y$, seulement le coefficient de $K[3,3]$ est estimé directement par la mesure. Sa valeur est environ $47,7 \times 10^3 \text{ N/m}$ en comparaison avec la valeur calculée $50 \times 10^3 \text{ N/m}$.

Pour estimer les autres coefficients, on suppose que la matrice de rigidité calculée est correcte et elle est utilisée pour estimer la valeur du déplacement Oz et des rotations γ_x, γ_y par l'équation ${}^R\mathbf{F}_O = {}^R\mathbf{K}_O \cdot {}^R\mathbf{w}_O$ avec la force donnée $[0 \ 0 \ f_z \ m_x \ m_y \ 0]^T$ à chaque point choisi. Les valeurs calculées sont ensuite comparées avec celles déduites à partir des déplacements mesurés des capteurs. Les résultats nous montrent un écart de 15 % avec les valeurs mesurées par des capteurs.

Détermination des vitesses de la matrice inférieure

Les vitesses au centre de la matrice inférieure (deux rotations autour de deux axes Ox, Oy et un déplacement vertical selon Oz) sont déterminées à partir de trois vitesses de déplacement vertical aux trois points différents de la matrice inférieure. Ces trois points sont choisis au bord de la matrice et à l'extrémité des lames comme les points A_i sur la figure D.1.

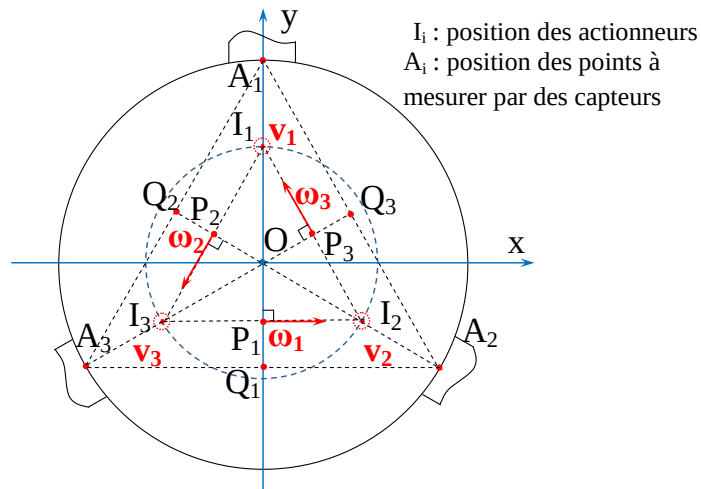


Figure D.1: Schéma de calcul cinématique de la matrice inférieure

Les vitesses verticales v_{A_i} de A_i sont calculées par une dérivation temporelle de trois déplacements verticaux δ_{A_i} au point A_i par des capteurs de déplacement placés à côté de ces points :

$$v_{A_i} = \frac{d\delta_{A_i}}{dt} \quad (D.1)$$

Le torseur cinématique au point A_i est calculé par :

$$\begin{Bmatrix} \vec{\omega}_{A_i} \\ \vec{v}_{A_i} \end{Bmatrix} = \sum \begin{Bmatrix} \vec{\omega}_i \\ \vec{v}_{i/A_i} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \sum \vec{\omega}_i \\ \sum \vec{A_i P_i} \times \vec{\omega}_i \end{Bmatrix} \quad (\text{D.2})$$

La projection de l'équation (D.2) pour le point A_1 sur l'axe O_z donne :

$$\begin{aligned} v_{A_1} &= A_1 P_1 \cdot \omega_1 + A_1 P_2 \cdot \omega_2 \sin(\widehat{\vec{A_1 P_2}, \vec{\omega_2}}) + A_1 P_3 \cdot \omega_3 \sin(\widehat{\vec{A_1 P_3}, \vec{\omega_3}}) \\ \Leftrightarrow v_{A_1} &= A_1 P_1 \cdot \frac{v_1}{I_1 P_1} - P_2 Q_2 \frac{v_2}{I_2 P_2} - P_3 Q_3 \frac{v_3}{I_3 P_3} \end{aligned} \quad (\text{D.3})$$

Avec $A_1 P_1 = R_0 + \frac{R}{2}$, $I_1 P_1 = I_2 P_2 = \frac{3R}{2}$ et $P_2 Q_2 = P_3 Q_3 = \frac{R_0 - R}{2}$ (où $R_0 = OA_i$, $R = OI_i$), on obtient :

$$v_{A_1} = \frac{2R_0 + R}{3R} v_1 - \frac{R_0 - R}{3R} (v_2 + v_3) \quad (\text{D.4})$$

Les vitesses aux points A_2 et A_3 sont calculées de la même manière. Les relations de vitesse aux points A_i et I_i sont exprimées comme suit :

$$\begin{bmatrix} v_{A_1} \\ v_{A_2} \\ v_{A_3} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a & b & b \\ b & a & b \\ b & b & a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \\ v_3 \end{bmatrix} = \mathbf{D} \begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \\ v_3 \end{bmatrix} \quad (\text{D.5})$$

où $a = \frac{2R_0 + R}{3R}$ et $b = \frac{R - R_0}{3R}$

Alors, les vitesses des actionneurs v_i peuvent être calculées à partir des vitesses mesurées v_{A_i} comme suit :

$$\begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \\ v_3 \end{bmatrix} = \mathbf{D}^{-1} \begin{bmatrix} v_{A_1} \\ v_{A_2} \\ v_{A_3} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c & d & d \\ d & c & d \\ d & d & c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_{A_1} \\ v_{A_2} \\ v_{A_3} \end{bmatrix} \quad (\text{D.6})$$

où $c = \frac{2R + R_0}{3R_0}$ et $d = \frac{R_0 - R}{3R_0}$

Identification des paramètres des actionneurs

E.1 Détermination des paramètres par l'analyse fréquentielle de l'admittance

1 . Introduction

Le schéma de Mason équivalent de l'actionneur piézoélectrique sur la figure E.1 sera utilisé pour l'identification des paramètres par l'analyse fréquentielle de l'admittance.

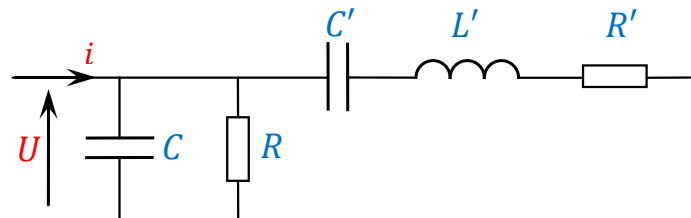


Figure E.1: Schéma de Mason pour un actionneur vibrant librement

Le schéma équivalent fait apparaître deux circuits oscillants, l'un en circuit série constitué par la branche motionnelle (C' , L' , R' en série) et l'autre au circuit parallèle formé par l'association de la branche statique (R et C en parallèle) et de la branche motionnelle, avec des pulsations de résonance correspondantes définies comme suit :

$$\omega_s = \frac{1}{\sqrt{L'C'}} \quad , \quad \omega_p = \frac{1}{\sqrt{L' \frac{CC'}{C + C'}}}$$

Avec ω_p : pulsation de résonance du circuit parallèle ,

ω_s : pulsation de résonance du circuit série.

L'admittance du schéma de Mason simplifié est donnée par l'équation :

$$Y(\omega) = \left(\frac{1}{R} + \frac{R'}{R'^2 + \left(L'\omega - \frac{1}{C'\omega} \right)^2} \right) + j \left(C\omega - \left(\frac{L'\omega - \frac{1}{C'\omega}}{R'^2 + \left(L'\omega - \frac{1}{C'\omega} \right)^2} \right) \right)$$

Les diagrammes de Bode et Nyquist correspondant à l'admittance calculée sont présentés sur la figure E.2. Différents paramètres du schéma de Mason peuvent être déterminés à

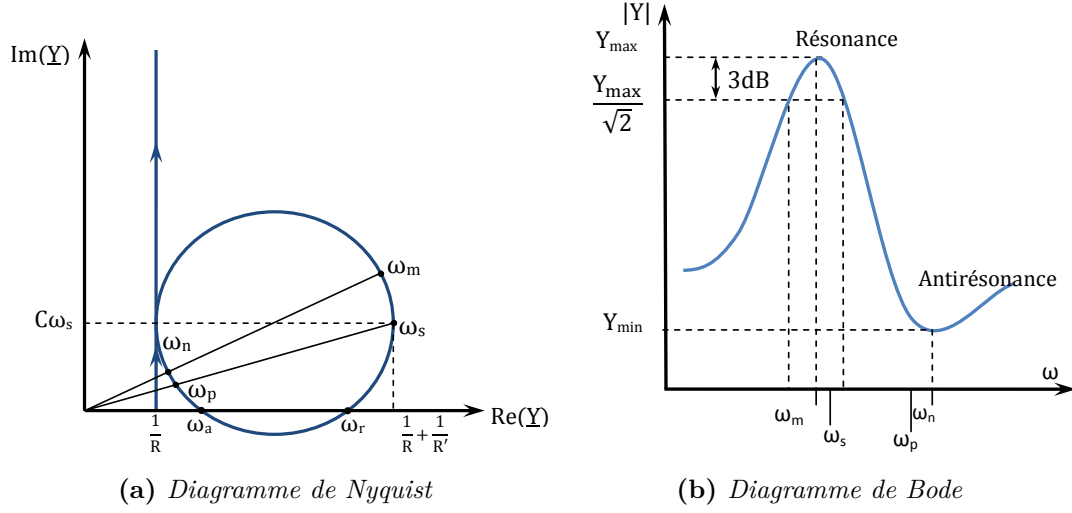


Figure E.2: Analyse fréquentielle de l'admittance [117]

partir de ces deux diagrammes. Une procédure de mesure dans le mode libre sans charge mécanique de l'actionneur est déterminée comme suit :

1. La valeur de résistance R est identifiée par l'admittance à basse fréquence :

$$R = \frac{1}{Re(Y)_{min}}$$

2. La pulsation de résonance du circuit série ω_s est déterminée avec le diagramme de Nyquist et la capacité C_0 est donc calculée par :

$$C = \frac{Im(Y(\omega_s))}{\omega_s}$$

3. Avec la valeur maximale de la partie réelle de l'admittance, on détermine R d'après la formule suivante :

$$Re(Y)_{max} = \frac{1}{R} + \frac{1}{R'}$$

4. Le facteur de qualité s'exprime par :

$$Q = \frac{L'\omega_s}{R'} = \frac{\omega_s}{\Delta_{-3dB}}$$

avec Δ_{-3dB} la bande passante à $-3dB$. Ce facteur nous permet de déterminer l'inductance L' : $L' = \frac{QR'}{\omega_s}$

5. La capacité C' est déterminée à partir de formule de pulsation de résonance du circuit série : $C' = \frac{1}{\omega_s^2 L'}$

2 . Expérience de vibration libre des actionneurs

Le schéma expérimental est présenté sur la figure E.3 avec l'analyseur de signaux dynamiques. La plage de fréquence de l'expérience est de 10 Hz à 20 kHz.

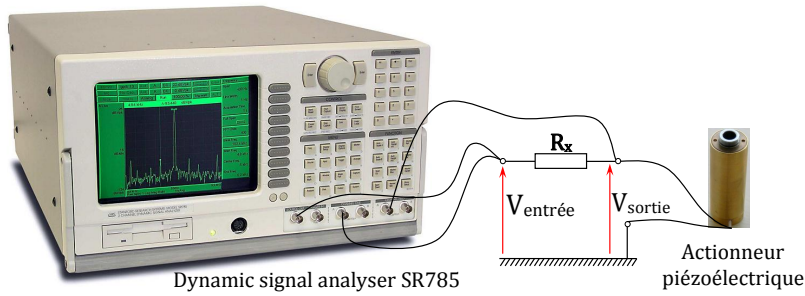


Figure E.3: Schéma du dispositif expérimental pour un seul actionneur

Les valeurs mesurées sont le gain et la phase du rapport de la tension de sortie et d'entrée, qui est présenté comme suit :

$$\frac{V_{sortie}}{V_{entrée}} = \frac{Z_p}{R_x + Z_p} = Z_m \Rightarrow Z_p = \frac{R_x Z_m}{1 - Z_m}$$

avec Z_p : l'impédance de l'actionneur piézoélectrique

Les résultats mesurés par l'analyseur sont présentés sur la figure E.4. Les diagrammes de Bode et de Nyquist correspondant à chaque actionneur sont présentés sur la figure E.5.

Remarquons que les fréquences de résonance des actionneurs sont assez proches (environ 10 kHz) mais pas égales à la valeur donnée par le constructeur, qui ne donne pas de détail sur les conditions de mesure de cette fréquence. En appliquant la procédure proposée, les paramètres du schéma de Mason des actionneurs se trouvent sur la table E.1. On remarque que la capacité calculée à partir de cette méthode est assez éloignée de la valeur donnée par le constructeur. L'explication peut venir de l'allure du diagramme de Nyquist des actionneurs qui n'est pas un cercle sauf dans le cas de l'actionneur 3. Les valeurs maximales de la partie réelle de l'admittance qui correspondent à la fréquence (les points marqués sur le diagramme Nyquist) ne peuvent pas être définies précisément par cette méthode. Une mesure par capacimètre nous confirme la valeur autour de 300 nF (comme défini pour l'actionneur 3).

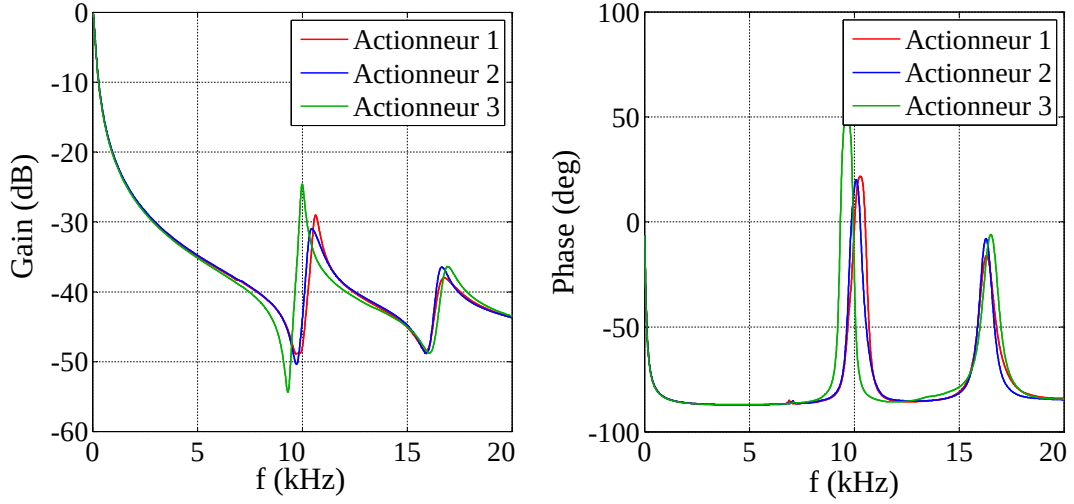


Figure E.4: Valeurs mesurées pour les vibrations libre des actionneurs

Tableau E.1: Paramètre du schéma de Mason de 3 actionneurs

	$f_{\text{résonance}}(\text{kHz})$	$C(\text{nF})$	$R(\text{k}\Omega)$	$R'(\Omega)$	$L'(\text{mH})$	$C'(\text{nF})$	Q
Actionneur 1	9,87	214	724	18,3	4,1	62	14,01
Actionneur 2	9,72	389	710	16,1	6,1	44	23,26
Actionneur 3	9,3	306	737	9,3	6,2	47	38,83
Valeur donnée	14	270					

E.2 Détermination de la rigidité et de la masse effective de l'actionneur

L'expérience est répétée dans le cas de l'actionneur avec la bille de contact. Avec le changement de masse, la fréquence de résonance est décalée comme sur la figure E.6.

La fréquence de résonance de l'actionneur dans le cas de vibration libre est calculée par :

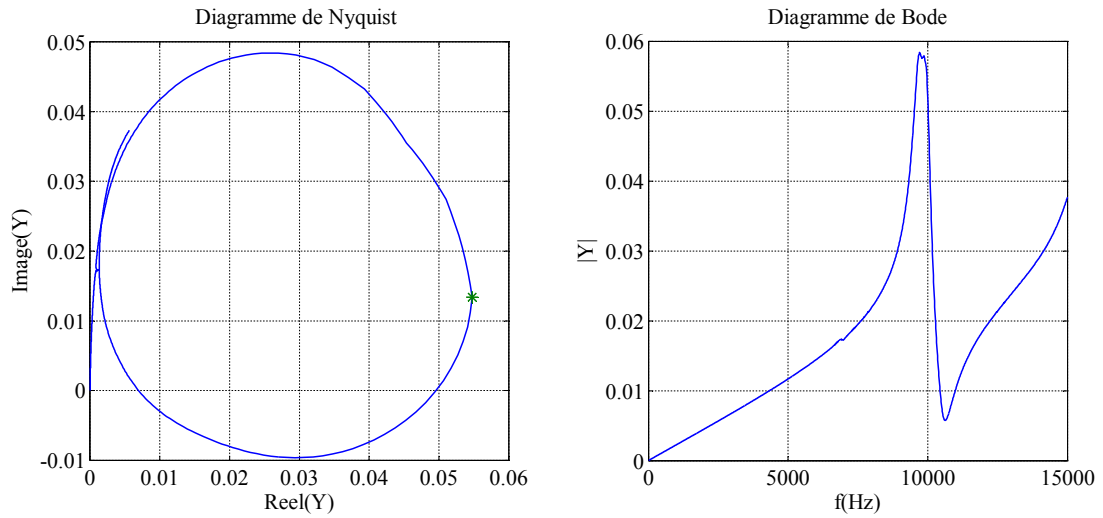
$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_s}{m_{\text{eff}}}}$$

où K_s est la rigidité de l'actionneur et m_{eff} est la masse effective de l'actionneur prise en compte dans la vibration.

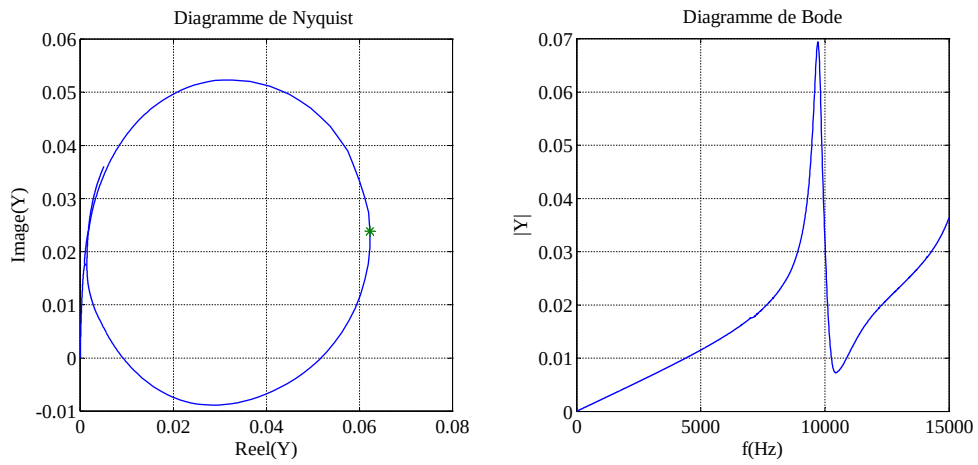
Cette fréquence de résonance est décalée quand la bille et le bouchon sont mis en contact avec l'actionneur. La nouvelle fréquence est estimée par :

$$f_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_s}{m_{\text{eff}} + \Delta_m}}$$

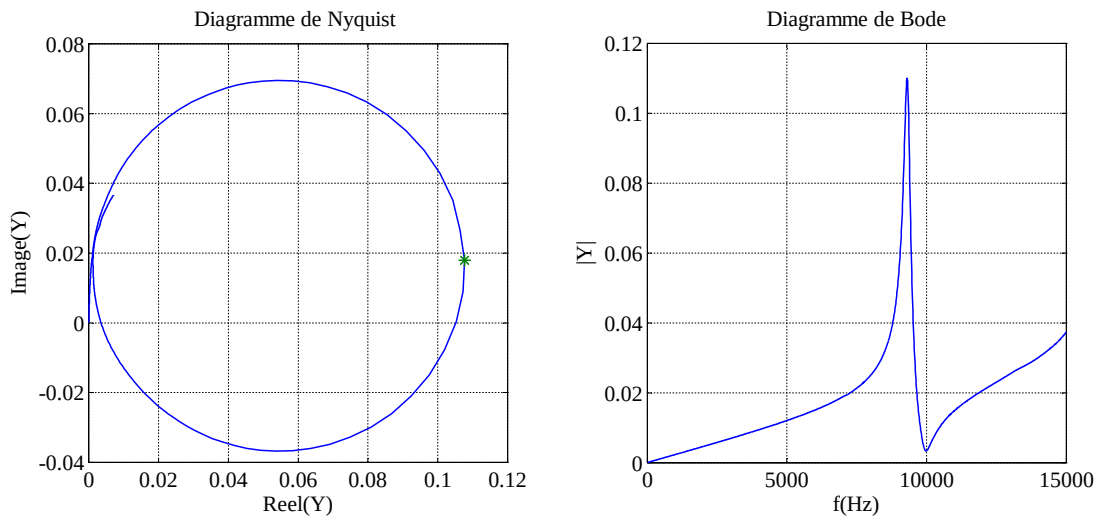
où Δ_m est la masse totale de la bille et du bouchon



(a) Actionneur 1



(b) Actionneur 2



(c) Actionneur 3

Figure E.5: Diagrammes de Nyquist et Bode des actionneurs

Par une mesure de masse et les fréquences de résonance dans deux cas, la masse effective

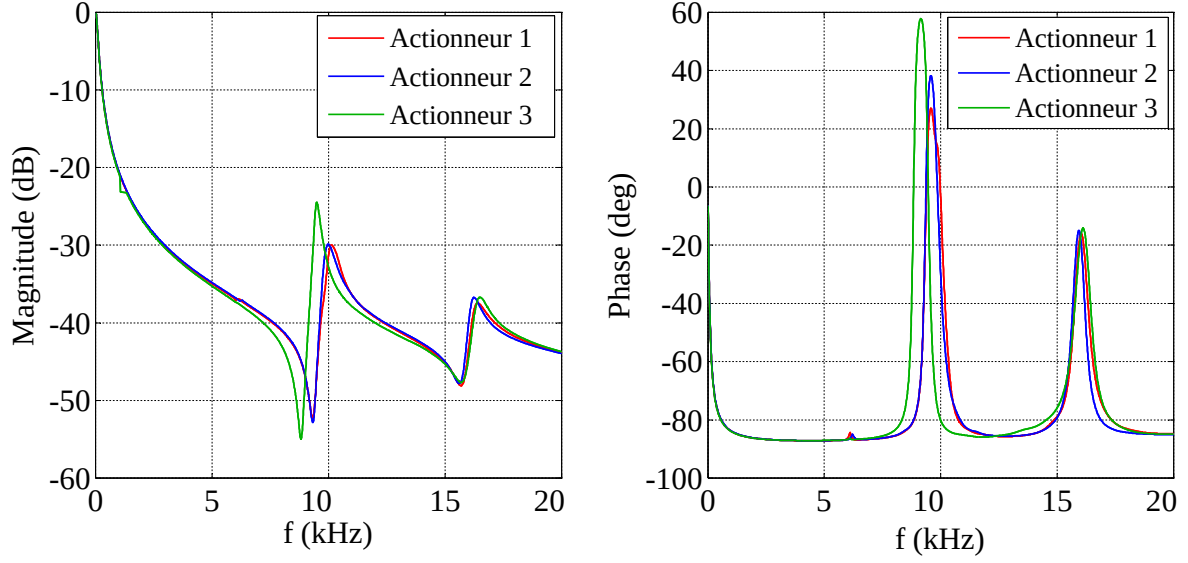


Figure E.6: Valeurs mesurées pour les vibrations libre des actionneurs avec bille de contact

de l'actionneur est déterminée comme suit :

$$m_{eff} = \frac{\Delta_m}{\left(\frac{f_0}{f_1}\right)^2 - 1}$$

et la rigidité est estimée par le calcul : $K_s = m_{eff}(2\pi f_0)^2$

Tableau E.2: Rigidité estimée

	$f_0(kHz)$	$f_1(kHz)$	Δ_m (g)	$m_{eff}(g)$	K_S ($\frac{N}{m}$)
Actionneur 1	9,87	9,32	5,09	41,89	161×10^6
Actionneur 2	9,72	9,30	5,13	40,29	151×10^6
Actionneur 3	9,3	8,85	5,01	48,04	164×10^6
Valeur donnée	14				100×10^6

E.3 Détermination du facteur de conversion électromécanique

Le facteur de conversion électromécanique K_C est estimé par le rapport de la vitesse mesurée et du courant dans la branche motionnelle du schéma de Mason. Le courant motionnel est calculé comme suit :

$$\underline{I}_m = \underline{I} - \underline{I}_{C_0} - \underline{I}_{R_0} = \underline{I} - j\underline{U}_p\omega C_0 - \frac{\underline{U}_p}{R_0} \quad (E.1)$$

où $\underline{U}_p$ est la tension d'entrée et $\underline{I}$ est le courant d'entrée de l'actionneur.

La mesure de courant d'entrée et de la vitesse de l'actionneur est réalisée par le schéma présenté sur la figure 4.23.

Les valeurs mesurées de tension, courant et vitesse d'un actionneur sont présentées sur la figure E.7.

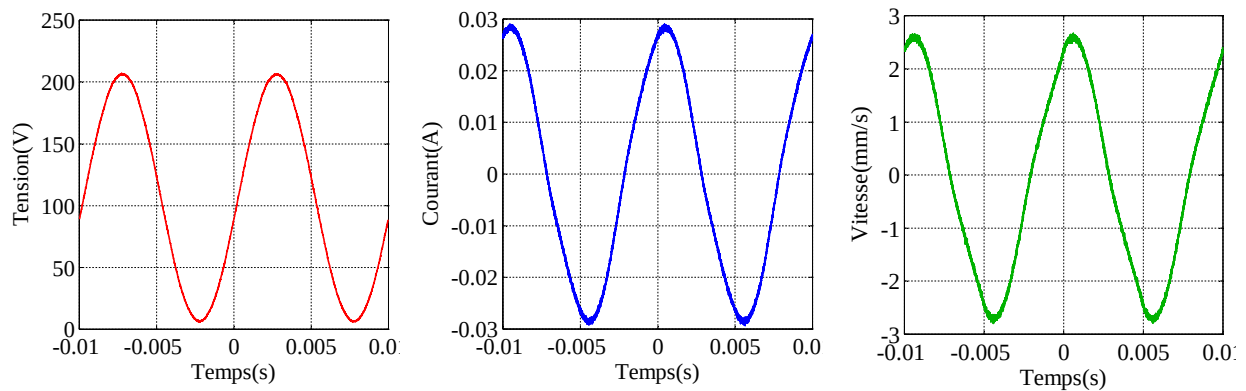


Figure E.7: Mesures de tension, courant et vitesse pour la vibration d'actionneur 1 avec la fréquence de 100 Hz

L'amplitude du courant est déterminée en utilisant des paramètres R, C déterminés dans la partie précédente et en considérant les phases de tension et courant d'entrée. Le facteur de conversion électromécanique estimé est donc égale : $K_C = \frac{v}{|I_m|} = 4,05$

Le facteur de conversion électromécanique estimé à partir des données constructeur est le rapport de la force maximale générée et de la tension maximale appliquée : $K_C = \frac{F_{max}}{U_{max}} = \frac{5500}{1200} = 4,58$

Bibliographie

- [1] George MORARU, Daniel BRUN-PICARD et Alexandre GOUSKOV. « Analyse de la coupe vibratoire à basse fréquence appliquée au perçage ». Dans : *Mécanique & Industries* 3.2 (2002).
- [2] Ekaitz GOENAGA. « Conception d'alimentations de puissance d'actionneurs piézo-électriques, avec et sans contact électrique, pour la génération des vibrations mécaniques ». Thèse de doct. Université de Grenoble, 2013.
- [3] V.K. ASTASHEV et V.I. BABITSKY. *Ultrasonic Processes and Machines : Dynamic, Control and Applications*. Springer, 2007.
- [4] R. POHLMAN et E. LEHFELDT. « Influence of ultrasonic vibration on metallic friction ». Dans : *Ultrasonics* (oct. 1966), p. 178 –185.
- [5] Takashi JIMMA, Yukio KASUGA, Nobuyoshi IWAKI, Osamu MIYAZAWA, Eiji MORI, Katsuhiko ITO et Hajime HATANO. « An application of ultrasonic vibration to the deep drawing process ». Dans : *Journal of Materials Processing Technology* 80-81 (1998), 406–412.
- [6] S. MOUSAVI, H. FEIZI et R. MADOLIAT. « Investigations on the effects of ultrasonic vibrations in the extrusion process ». Dans : *Journal of materials processing technology* 187 (2007), 657—661.
- [7] Cristina BUNGET et Gracious NGAILE. « Influence of ultrasonic vibration on micro-extrusion ». Dans : *Ultrasonics* 51 (2011), p. 606–616.
- [8] Zhihong HUANG, Margaret LUCAS et Michael J. ADAMS. « Influence of ultrasonics on upsetting of a model paste ». Dans : *Ultrasonics* 40 (2002), p. 43–48.
- [9] Rith LY. « Modélisation multi-physique d'actionneurs piézoélectriques et essais d'assistance au forgeage ». Thèse de doct. Université Paul Verlaine - Metz, 2010.

- [10] Armaghan KHAN. « Intégration et optimisation de l'assistance à la mise en forme par vibrations ». Thèse de doct. École Nationale Supérieure des Arts et Métiers, 2013.
- [11] K. LANGE. *Handbook of metal forming*. McGraw-Hill, 1985.
- [12] F. BLAHA et B. LANGENECKER. « Dehnung von Zink-Kristallen unter Ultraschalleinwirkung ». Dans : *Naturwissenschaften* 20 (1955), p. 556.
- [13] F. BLAHA et B. LANGENECKER. « Plastizitätsuntersuchungen von Metallkristallen in Ultraschallfeld ». Dans : *Acta Metallurgica* 7.2 (1959), p. 93–100.
- [14] C. E. WINSPER et D. H. SANSOME. « The superposition of longitudinal sonic oscillations on the wire drawing process ». Dans : *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineer* 183.25 (1968).
- [15] A.G. ROZNER. « Effect of Ultrasonic Vibration on Coefficient of Friction during Strip Drawing ». Dans : *The Journal of the Acoustical Society of America* 49.5 (1971).
- [16] K. SIEGERT et A. MÖCK. « Wire drawing with ultrasonically oscillating dies ». Dans : *Journal of Materials Processing Technology* 60 (1996), p. 657–660.
- [17] K. SIEGERT et J. ULMER. « Influencing the Friction in Metal Forming Processes by Superimposing Ultrasonic Waves ». Dans : *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 50 (2001), p. 195–200.
- [18] K. SIEGERT et J. ULMER. « Superimposing Ultrasonic Waves on the Dies in Tube and Wire Drawing ». Dans : *Journal of Engineering Materials and Technology* 123 (oct. 2001).
- [19] M. MURAKAWA et M. JIN. « The utility of radially and ultrasonically vibrated dies in the wire drawing process ». Dans : *Journal of Materials Processing Technology* 113.1-3 (2001), 81—86.
- [20] Masahiro HAYASHI, Masahiko JIN, Sutasn THIPPRAKMAS, Masao MURAKAWA, Jung-Chung HUNG, Yu-Chung TSAI et Ching-Hua HUNG. « Simulation of ultrasonic-vibration drawing using the finite element method (FEM) ». Dans : *Journal of Materials Processing Technology* 140 (2003), p. 30–35.
- [21] K. SIEGERT et M. ZIEGLER. « Pulsating Blankholder Forces in the Deep-Draw Processes ». Dans : *Annals of the CIRP* 46.1 (1997), p. 205–208.
- [22] Osamu IZUMI, Kazutomo OYAMA et Yoshihiko SUZUKI. « On the superimposing of ultrasonic vibration during compressive deformation of metals ». Dans : *Transactions of the Japan Institute of Metals* 7.3 (1966), p. 158–161.

-
- [23] Osamu IZUMI, Kazutomo OYAMA et Yoshihiko SUZUKI. « Effects of superimposed Ultrasonic Vibration on Compressive Deformation of Metals ». Dans : *Transactions of the Japan Institute of Metals* 7.3 (1966), p. 162–167.
- [24] M. S. NERUBAI. « Effect of ultrasonic vibrations on the mechanical properties of difficult-to-deform materials ». Dans : *Metallovedenie i Termicheskaya Obrabotka Metallov* 4 (1987), p. 10–13.
- [25] Daud YUSOF, Margaret LUCAS et Zhihong HUANG. « Superimposed ultrasonic oscillations in compression tests of aluminium ». Dans : *Ultrasonics* 44 (2006), e511–e515.
- [26] Daud YUSOF, Margaret LUCAS et Zhihong HUANG. « Modelling the effects of superimposed ultrasonic vibrations on tension and compression tests of aluminium ». Dans : *Journal of Materials Processing Technology* 186 (2007), p. 179–190.
- [27] Jung-Chung HUNG et Chinghua HUNG. « The influence of ultrasonic-vibration on hot upsetting of aluminum alloy ». Dans : *Ultrasonics* 43 (2005), 692–698.
- [28] Jung-Chung HUNG et Chih-Chia LIN. « Investigations on the material property changes of ultrasonic-vibration assisted aluminum alloy upsetting ». Dans : *Materials and Design* 45 (2013), p. 412–420.
- [29] Zhehe YAO, Gap-Yong KIM, LeAnn FAIDLEY, Qingze ZOU, Deqing MEI et Zichen CHEN. « Effects of superimposed high-frequency vibration on deformation of aluminum in micro/meso-scale upsetting ». Dans : *Journal of Materials Processing Technology* 212 (2012), p. 640–646.
- [30] Zhehe YAO, Gap-Yong KIM, Zhihua WANG, LeAnn FAIDLEY, Qingze ZOU, Deqing MEI et Zichen CHEN. « Acoustic softening and residual hardening in aluminum : Modeling and experiments ». Dans : *International Journal of Plasticity* 39 (2012), p. 75–87.
- [31] Yang BAI et Ming YANG. « Investigation on mechanism of metal foil surface finishing with vibration-assisted micro-forging ». Dans : *Journal of Materials Processing Technology* 213 (2013), p. 330–336.
- [32] N.V. POLYAKOV et N.V. MIKHAILOV. « A study of vibration-assisted deformation of metals ». Dans : *Fiziko-Khimicheskaya Mekhanika Materialov* 2.4 (1966), p. 482–484.
- [33] Zhihong HUANG, Margaret LUCAS et Michael J. ADAMS. « Modelling wall boundary conditions in an elasto-viscoplastic material forming process ». Dans : *Journal of Materials Processing Technology* 107 (2000), p. 267–275.

- [34] T. MAENO, K. OSAKADA et K. MORI. « Reduction of friction in compression of plates by load pulsation ». Dans : *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 51 (2011), p. 612–617.
- [35] Rith LY, Christophe GIRAUD-AUDINE, Gabriel ABBA et Régis BIGOT. « Experimentally validated approach for the simulation of the forging process using mechanical vibration ». Dans : *International Journal on Material Forming* 2 (2009), p. 133–136.
- [36] Rith LY, Christophe GIRAUD-AUDINE, L. MORHAIN, Régis BIGOT et Gabriel ABBA. « Simulation et essais d'un procédé de formage assisté par des vibrations mécaniques ». Dans : *Congrès Français de Mécanique*. 2009.
- [37] A. KHAN, T.H. NGUYEN, C. GIRAUD-AUDINE, G. ABBA, R. BIGOT et B. LEMAIRE-SEMAIL. « Progressive wave: a new multisource vibration technique to assist forming processes - kinematic study, simulation results and design proposition ». Dans : *Congrès Français de Mécanique* (2013).
- [38] Jean LEMAITRE et Jean-Louis CHABOCHE. *Mechanics of solid materials*. Cambridge University Press, 1990.
- [39] HEIDENHAIN. *Length gauges*. 2013.
- [40] SEMIKRON. <http://www.semikron.com/>.
- [41] Luigi MALESANI et Paolo TOMASIN. « PWM current control techniques of voltage source converters - A survey ». Dans : *Proceedings of the IECON '93, International Conference on Industrial Electronics, Control, and Instrumentation* (nov. 1993).
- [42] Texas INSTRUMENT. *TMS 320F2812 Digital Signal Processors - Data Manual*. 2012.
- [43] Alain BOUSCAYROL, B. DAVAT, B. de FORNEL, B. FRANCOIS, J.P. HAUTIER, F. MEIBODY-TABAR et M. PIETRZAK-DAVID. « Multi-machine Multi-converter System for drives: analysis of coupling by a global modeling ». Dans : *Industry Applications Conference*. 2000, p. 1474–1481.
- [44] Alain BOUSCAYROL. *Formalismes de représentation et de commande appliqués aux systèmes électromécaniques multimachines multiconvertisseurs*. HDR : Université des Sciences et Technologie de Lille. 2003.
- [45] P. J. BARRE, A. BOUSCAYROL, P. DELARUE, E. DUMETZ, F. GIRAUD, J. P. HAUTIER, X. KESTELYN, B. LEMAIRE-SEMAIL et E. SEMAIL. « Inversion based control of electromechanical systems using causal graphical descriptions ». Dans : *IEEE-IECON'06 (Paris)* (nov. 2006).
- [46] J.P. CARON et J.P. HAUTIER. *Modélisation et commande de la machine asynchrone*. Paris : Editions Technip, 1995.

- [47] Jean-Paul HAUTIER, Jean FAUCHER et Jean-Pierre CARON. *Le Graphe Informationnel Causal, Un outil pour analyser, comprendre, représenter*. Journées 3EI. 1999.
- [48] Walter LHOMME. « Gestion d'énergie de véhicules électriques basée sur la Représentation Énergétique Macroscopique ». Thèse de doct. Université des Sciences et Technologies de Lille, 2007.
- [49] K. S. VAN DYKE. « The Piezoelectric resonator and its equivalent network ». Dans : *Proceedings of the Institute of Radio Engineers*. T. 16. 6. 1928, p. 742–764.
- [50] *IEEE Standard on Piezoelectricity*. Std 176-1987. ANSI/IEEE.
- [51] W. P. MASON. « An Electromechanical Representation of a Piezoelectric Crystal Used as a Transducer ». Dans : *Bell System Technical Journal* 14.4 (1935), 718–723.
- [52] R. KRIMHOLTZ, D. A. LEEDOM et G. L. MATTHAEI. « New equivalent circuits for elementary piezoelectric transducer ». Dans : *Electronics Letters* 6.13 (juin 1970), p. 398–399.
- [53] Stewart SHERRIT, Sean P. LEARY, Benjamin P. DOLGIN et Yoseph BAR-COHE. « Comparison of the Mason and KLM Equivalent Circuits for Piezoelectric Resonators in the Thickness Mode ». Dans : *IEEE Ultrasonics Symposium*. 1999, p. 921–926.
- [54] H. F. TIERSTEN. « Hamilton's Principle for Linear Piezoelectric Media ». Dans : *Proceedings Letters*. 1967, p. 1523–1524.
- [55] Amâncio FERNANDES et Joël POUGET. « An accurate modelling of piezoelectric multi-layer plate ». Dans : *European Journal of Mechanics A/Solids* 21 (2002), p. 629–651.
- [56] Woo-Seok HWANG et Hyun Chul PARK. « Finite Element Modeling of Piezoelectric Sensors and Actuators ». Dans : *AIAA Journal* 31.5 (1993), p. 930–937.
- [57] V. PIEFORT et A. PREUMONT. « Modeling of smart piezoelectric shell structures with finite elements ». Dans : *25th International Conference on Noise and Vibration Engineering*. Sept. 2000, 891–898.
- [58] Vincent PIEFORT. « Finite Element Modelling of Piezoelectric Active Structures ». Thèse de doct. Université Libre de Bruxelles, 2000.
- [59] Christophe POIZAT et Ayeche BENJEDDOU. « On analytical and finite element modelling of piezoelectric extension and shear bimorphs ». Dans : *Computers and Structures* 84 (2006), 1426–1437.

- [60] Rith LY, Christophe GIRAUD-AUDINE, Gabriel ABBA et Régis BIGOT. « Longitudinal vibrations modeling of a piezoelectric actuator used in forming process ». Dans : *Proceedings of the 2009 IEEE International Conference on Mechatronics*. 2009.
- [61] Michael GOLDFARB et Nikola CELANOVIC. « Modeling Piezoelectric Stack Actuators for Control of Micromanipulation ». Dans : *IEEE Control Systems* 17.3 (juin 1997), p. 69–79.
- [62] Jacques BESSON, Georges CAILLETAUD, Jean-Louis CHABOCHE, Samuel FOREST et Marc BLÉTRY. *Non-linear mechanics of materials*. Springer, 2010.
- [63] Eric FELDER. *Analyse des procédés de mise en forme - Méthodes de calcul des contraintes*. Techniques d'Ingénieur. Sept. 2009.
- [64] T.H. NGUYEN, C. GIRAUD-AUDINE, B. LEMAIRE-SEMAIL, G. ABBA et R. BIGOT. « Modelling of piezoelectric actuators used in forging processes: principles and experimental validation ». Dans : *XXth International Conference on Electrical Machines (ICEM'2012)* (2012), p. 709–714.
- [65] T.H. NGUYEN, C. GIRAUD-AUDINE, B. LEMAIRE-SEMAIL, G. ABBA et R. BIGOT. « Modelling of forging processes assisted by piezoelectric actuators : principles and experimental validation ». Dans : *IEEE Transactions on Industry Applications* (2014).
- [66] Piezomechanik GMBH. *First steps towards Piezoaction*.
- [67] Simon HENEIN. *Conception des guidages flexibles*. Presses polytechniques et universitaires romandes, 2001.
- [68] Larry L. HOWELL, Spencer P. MAGLEBY et Brian M. OLSEN, éd. *Handbook of compliant mechanisms*. Wiley, 2013.
- [69] Yuen Kuan YONG, Tien-Fu LU et Daniel C. HANDLEY. « Review of circular flexure hinge design equations and derivation of empirical formulations ». Dans : *Precision Engineering* 32 (2008), p. 63–70.
- [70] Shunli XIAO, Yangmin LI et Xinhua ZHAO. « Design and analysis of a novel flexure-based XY micro-positioning stage driven by electromagnetic actuators ». Dans : *International Conference Fluid Power and Mechatronics* (2011), p. 953–958.
- [71] Qiaokang LIANG, Dan ZHANG, Quanjun SONG et Yunjian GE. « Micromanipulator with integrated force sensor based on compliant parallel mechanism ». Dans : *Proceedings of the 2010 IEEE, International Conference on Robotics and Biomimetics* (2010).

- [72] Qiaokang LIANG, Dan ZHANG, Zhongzhe CHI, Qunjun SONG, Yunjian GE et Yu GE. « Six-DOF micro-manipulator based on compliant parallel mechanism with integrated force sensor ». Dans : *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing* 27 (2011), 124–134.
- [73] De-Yuan ZHANG, Takahito ONO et Masayoshi ESASHI. « Piezoactuator-integrated monolithic microstage with six degrees of freedom ». Dans : *Sensors and Actuators A* 122 (2005), 301–306.
- [74] Martin L. CULPEPPER et Gordon ANDERSON. « Design of a low-cost nano-manipulator which utilizes a monolithic, spatial compliant mechanism ». Dans : *Precision Engineering* 28 (2004), 469–482.
- [75] Xin-Jun LIU, Jinsong WANG, Feng GAO et Li-Ping WANG. « On the Design of 6-DOF Parallel Micro-Motion Manipulators ». Dans : *Proceedings of the 2001 IEEE/RSJ - International Conference on Intelligent Robots and Systems* (2001).
- [76] Richard M. SEUGLING, Thomas LEBRUN, Stuart T. SMITH et Lowell P. HOWARD. « A six-degree-of-freedom precision motion stage ». Dans : *Review of scientific instruments* 73.6 (2002).
- [77] Peng GAO et Shan-Min SWEI. « A six-degree-of-freedom micro-manipulator based on piezoelectric translators ». Dans : *Nanotechnology* 10 (1999), 447–452.
- [78] Kaixuan HU, Jung H. KIM, James SCHMIEDELER et Chia-Hsiang MENQ. « Design, implementation, and control of a six-axis compliant stage ». Dans : *Review of Scientific Instruments* 79 (2008).
- [79] Qing YAO, Jingyan DONG et Placid M. FERREIRA. « A novel parallel-kinematics mechanisms for integrated, multi-axis nanopositioning Part 1. Kinematics and design for fabrication ». Dans : *Precision Engineering* 32 (2008), 7–19.
- [80] Jae W. RYU, Dae-Gab GWEON et Kee S. MOON. « Optimal design of a flexure hinge based XY θ wafer stage ». Dans : *Precision Engineering* 21 (1997), p. 18–28.
- [81] Shuo Hung CHANG, Chung Kai TSENG et Hon Chan CHIEN. « An Ultra-Precision XY θ_z Piezo-Micropositioner Part I : Design and Analysis ». Dans : *IEEE Transactions on ultrasonics, ferroelectrics and frequency control* 46.4 (1999), p. 897–905.
- [82] Shuo Hung CHANG, Chung Kai TSENG et Hon Chan CHIEN. « An ultra-precision XY θ_z piezo-micropositioner Part II : experiment and performance ». Dans : *IEEE Transactions on ultrasonics, ferroelectrics and frequency control* 46.4 (1999), p. 906–912.

- [83] Yuan YUN et Yangmin LI. « Optimal design of a 3-PUPU parallel robot with compliant hinges for micromanipulation in a cubic workspace ». Dans : *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing* 27 (2011), 977–985.
- [84] Yuan YUN et Yangmin LI. « Modeling and control analysis of a 3-PUPU dual compliant parallel manipulator for micro positioning and active vibration isolation ». Dans : *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* 134 (2012).
- [85] Kok-Meng LEE et Shankar ARJUNAN. « A three degree of freedom micro-motion in parallel actuated manipulator ». Dans : *IEEE Transactions on Robotics and Automation* 7 (1991), p. 634–641.
- [86] Gi Sang CHOI, Hie-Sik KIM et Gi Heung CHOI. « A Study on Position Control of Piezoelectric Actuators ». Dans : *ISIE'97*. Guimarães, Portugal, 1997, p. 851–855.
- [87] Chao DAIHONG, Zong GUANGHUA et Liu RONG. « Design of a 6-DOF compliant manipulator based on serial-parallel architecture ». Dans : *Proceedings of the 2005 IEEE/ASME, International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics* (2005).
- [88] Su ZHAO, Yan Naing AYE, Cheng Yap SHEE, I-Ming CHEN et Wei Tech ANG. « A compact 3-DOF compliant serial mechanism for trajectory tracking with flexures made by rapid prototyping ». Dans : *2012 IEEE International Conference on Robotics and Automation* (2012).
- [89] Nicolae LOBONTIU. *Compliant mechanisms - Design of flexure hinges*. CRC Press, 2003.
- [90] Physik Instrumente (PI) GmbH & Co. KG. <http://www.physikinstrumente.com>.
- [91] Analog Devices INC. *MEMS Inertial Sensors*. <http://www.analog.com/>.
- [92] Marie-Line ZANI-DEMANGE. « Mesure de déplacement-Quel capteur choisir pour une mesure sans contact ? » Dans : *Mesures* 815 (2009).
- [93] MICRO-EPSILON. *Système de mesure sans contact à courants de Foucault*. <http://www.micro-epsilon.fr/>.
- [94] J.S PRZEMIENIECKI. *Theory of matrix structural analysis*. Dover Publications Inc., 1968.
- [95] Wisama KHALIL et Etienne DOMBRE. *Modeling, Identification & Control of Robots*. Taylor & Francis, 2002.
- [96] Namik CIBLAK et Harvey LIPKIN. « Remote center of compliance reconsidered ». Dans : *Proceedings of The 1996 ASME Design Engineering Technical Conference and Computers in Engineering Conference* (1996).

-
- [97] Geneviève INGLEBERT, Tony DA SILVA BOTELHO et Isabelle LEMAIRE CARON. « Théorie du contact de Hertz - Contacts ponctuels ou linéiques ». Dans : *Techniques de l'ingénieur* (2011).
- [98] E.J. DAVISON. « A method for simplifying linear dynamic systems ». Dans : *IEEE Transactions on automatic control* 11.1 (jan. 1966), p. 93–101.
- [99] M.R. CHIDAMBARA et E.J. DAVISON. « On « A method for simplifying linear dynamic systems » ». Dans : *IEEE Transactions on automatic control* AC-12 (fév. 1967), p. 119–121.
- [100] M.R. CHIDAMBARA et E.J. DAVISON. « Further remarks on simplifying linear dynamic systems ». Dans : *IEEE Transactions on automatic control* AC-12 (avr. 1967), p. 213–214.
- [101] S. A. MARSHALL. « An approximate method for reducing the order of a linear system ». Dans : *Control* 10 (1966), 642–643.
- [102] D.H. WANG, W. ZHU, Q. YANG et W. M. DING. « A high-voltage and high-power amplifier for driving piezoelectric stack actuators ». Dans : *Journal of Intelligent Material Systems and Structures* 20 (2009), p. 1987–2001.
- [103] C. WALLENHAUER, A. KAPPEL, B. GOTTLIEB, T. SCHWEBEL et T. LÜTH. « Efficient class-B analog amplifier for a piezoelectric actuator drive ». Dans : *Mechatronics* 19.1 (2009), p. 56–64.
- [104] Alfredo Vázquez CARAZO et Kenji UCHINO. « Novel piezoelectric-based power supply for driving piezo actuators designed for active vibration damping applications ». Dans : *Journal of Electroceramics* 7 (2001), p. 197–201.
- [105] Rongyuan LI, M. LOENNEKER, N. FROEHLEKE et J. BOECKER. « Design of Power Supply for Driving High Power Piezoelectric Actuators ». Dans : *Industry Applications Society Annual Meeting, IAS '08. IEEE*. 2008, p. 1–6.
- [106] Rongyuan LI. « Power Supplies for high-power piezoelectric multi-mass ultrasonic motor ». Thèse de doct. Universität Paderborn, 2010.
- [107] D. H. TRAN, J. -F ROUCHON, B. NOGAREDE et C. VIGUIER. « Design a power inverter and transformer for piezoelectric actuator ». Dans : *10th International Workshop on Electronics, Control, Measurement and Signals (ECMS)*. 2011, p. 1–6.
- [108] Ekaitz GOENAGA, Jean-Paul FERRIEUX et Jean BARBAROUX. « Contactless Power Transfer System for High Power Piezoelectric Actuators in Aeronautical Applications ». Dans : *APEC Conference 2013*. Long Beach, États-Unis, 2013.
- [109] Ned MOHAN, Tore M. UNDELAND et Williams P. ROBBINS. *Power electronics : Converters, Applications, and Design*. 3^e éd. John Wiley & Sons, Inc., 2003.

- [110] Richard ZURAWSKI et MengChu ZHOU. « Petri Nets and Industrial Applications : A Tutorial ». Dans : *IEEE. Transactions on industrial electronics* 41.6 (1994).
- [111] J. P. HAUTIER et J. P. CARON. *Systèmes Automatiques, Tome 2 : Commande des Processus*. Editions Ellipses, 1997.
- [112] Richard BÉARÉE, Pierre-Jean BARRE et Jean-Paul HAUTIER. « Control structure synthesis for electromechanical systems based on the concept of inverse model using Causal Ordering Graph ». Dans : *IECON - 32nd Annual Conference on IEEE Industrial Electronics* (nov. 2006), p. 5289–5294.
- [113] Pierre SICARD et Alain BOUSCAYROL. *Inversion-Based Control*. EMR'11-Lausanne. juillet 2011.
- [114] Muhammad H. RASHID, éd. *Power electronics handbook : devices, circuits, and applications*. Butterworth-Heinemann, 2011.
- [115] Christophe GIRAUD-AUDINE et Frédéric GIRAUD. « Preliminary feasibility study of a speed estimator for piezoelectric actuators used in forging processes ». Dans : *EPE'11 ECCE Europe Conference* (sept. 2011).
- [116] Eric SEMAIL. « Outils et méthodologie d'étude des systèmes électriques polyphasé. Généralisation de la méthode des vecteurs d'espace ». Thèse de doct. Université des Sciences et Technologies de Lille, 2000.
- [117] Bertrand NOGAREDE. « Moteurs piézoélectriques ». Dans : *Techniques de l'Ingénieur traité Génie électrique*.

CONCEPTION ET COMMANDE D'UN SYSTEME MULTI-ACTIONNEURS PIEZOELECTRIQUES POUR L'ASSISTANCE AU FORGEAGE PAR VIBRATIONS

RESUME : Il a été montré dans différentes études que l'application de vibrations ultrasonores durant le forgeage permettaient entre autre de réduire les efforts et d'améliorer la qualité du produit. Plus récemment, des effets similaires ont été obtenus à basse fréquence, pour des formes d'ondes plus complexes, mais nécessitant moins de puissance. En raison de leur rigidité, et compte tenu des amplitudes et des fréquences mises en jeu, les actionneurs piézoélectriques sont bien adaptés à la génération des vibrations nécessaires mais leurs efforts restent limités et l'effet de vibrations est exploité uniquement selon la direction verticale. L'objectif de cette étude est de proposer un système multi-actionneurs piézoélectriques afin d'obtenir une plus grande force totale et des vibrations complexes combinant des rotations autour des axes du plan de la matrice et des translation selon son axe vertical. Un système mécanique à trois degrés de liberté est conçu à cet effet en utilisant des guidages élastiques en raison des faibles déplacements des actionneurs qui excluent la présence de jeux. Pour uniformiser les étapes de conception, modélisation et commande du système, une approche systémique énergétique est abordée en utilisant l'outil de Représentation Énergétique Macroscopique (REM). A l'aide de règles d'inversion de la REM, une structure de commande et une stratégie d'alimentation originale du système sont développées et validées expérimentalement.

Mots clés : conception, commande par inversion, modélisation, actionneur piézoélectrique, guidage élastique, Représentation Énergétique Macroscopique, forgeage, vibrations

DESIGN AND CONTROL OF A PIEZOELECTRIC MULTI-ACTUATOR SYSTEM FOR ASSISTANCE IN FORGING BY VIBRATIONS

ABSTRACT : The superimposition of vibration during forging is known to reduce force and improve the mechanical properties of the workpiece. Until now, ultrasonic frequencies were used, but more recent results have shown that more complex vibrations at low frequencies had similar effects, with less power. Although piezoelectric actuator can generate high forces and have large rigidity, they are still limited with regards to the necessary forces during forging. Therefore, this work addresses the design of a worktool combining several actuators to generate complex vibration waveforms consisting in rotations in the plane of the die and displacement along the vertical direction. It relies on the use of flexible hinges due to the small displacement generated by the actuators. The design and control of the system is realized using a systemic approach based on the Energetic Macroscopic Representation. Thank to this tool, the control is systematically deduced by inversion. The design and its control strategy is validated experimentally on a mock-up specially realized during this work.

Keywords : design, inversion-based control, modeling, piezoelectric actuator, elastic guiding, Energetic Macroscopic Representation, forging, vibrations

