



**HAL**  
open science

# Approche multimodale pour la conception d'interfaces à retour tactile à plusieurs doigts

Sofiane Ghenna

► **To cite this version:**

Sofiane Ghenna. Approche multimodale pour la conception d'interfaces à retour tactile à plusieurs doigts. Sciences de l'ingénieur [physics]. Université Lille 1 - Sciences et Technologies, 2016. Français. NNT: . tel-01526451

**HAL Id: tel-01526451**

**<https://inria.hal.science/tel-01526451v1>**

Submitted on 23 May 2017

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

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

# THÈSE

En vue de l'obtention du  
**DOCTORAT DE L'UNIVERSITÉ DE Lille 1**

Délivré par : *l'Université De Lille 1 - Sciences et Technologies*

Spécialité : *Génie Électrique*

---

---

Présentée et soutenue le 30/11/2016 par :

**SOFIANE GHENNA**

**Approche multimodale pour la conception  
d'interfaces à retour tactile à plusieurs doigts**

---

---

## JURY

PR YVES BERNARD	Université Paris-Sud	Président du Jury
PR CHRISTINE PRELLE	Université de Compiègne	Membre du Jury
PR DEJAN VASIC	Université de Cergy-Pontoise	Membre du Jury
PR ERIC SEMAIL	Arts et Métiers ParisTech	Membre du Jury
DR FRANÇOIS PIGACHE	INPT-ENSEEIH	Invité

---

### École doctorale et spécialité :

*EDSPI 72 : Ecole Doctorale des Sciences Pour l'Ingénieur*

### Unité de Recherche :

*Laboratoire d'Electrotechnique et d'Electronique de Puissance (L2EP)*

### Directeur(s) de Thèse :

*Dr Frédéric GIRAUD et Dr Christophe GIRAUD-AUDINE*

### Rapporteurs :

*Pr Christine PRELLE et Pr Dejan VASIC*



*“Le secret, l’esprit du langage, c’est-à-dire de l’expression et du message, consiste à communiquer des idées. Sans transmission de la pensée, le langage n’est qu’une terre morte.”*

Ibn Khaldoun

*“A mes parents adorés,  
à mes sœurs et frères, dont je suis si fier,  
à Yasmine ma femme...”*





## *Résumé*

Laboratoire d'Electrotechnique et d'Electronique de Puissance L2EP

# **Approche multimodale pour la conception d'interfaces à retour tactile à plusieurs doigts**

Par Sofiane GHENNA

Les dispositifs à retour tactile sont utilisés pour créer un retour sensoriel à leurs utilisateurs. Par exemple, il est possible de reproduire sous le doigt l'illusion de surfaces texturées par le contrôle de la friction entre une surface mise en vibration et le doigt de l'utilisateur parcourant la dalle. Pour la plupart de ces dispositifs, le principe de base consiste à utiliser un mode de résonance dont la fréquence et la forme sont imposées par la nature du matériau et la géométrie du dispositif. Le mode est sélectionné pour réaliser une stimulation homogène, et de ce fait elle est indifférenciée sur l'ensemble de la surface. En regard de certaines applications demandant une information plus variée, c'est un facteur limitant.

On propose dans ce travail de thèse une nouvelle approche, basée sur la superposition de plusieurs modes de vibration. Les modes sont excités simultanément pour réaliser des déformées plus complexes et modulables, afin de générer une simulation à retour tactile multitouch. Cette approche a été validée pour le cas d'une poutre où deux modes de vibration ont été superposés pour générer une simulation tactile différenciée sous deux doigts, grâce au contrôle vectoriel de deux actionneurs piézoélectriques. Un système de suivi a été implémenté pour donner une illusion multitouch en fonction de la position des deux doigts. Cette approche multimodale a été ensuite étendue au cas d'une plaque mince où différentes distributions spatiales du déplacement ont été imposées, ce qui provoque différents coefficients de frottement sur toute la surface de la structure.

L'approche développée dans ce travail nous a permis également de générer et de contrôler une onde progressive en amplitude et en direction. Pour cette raison, nous avons évalué l'intérêt des ondes progressives dans les interfaces tactiles. Les résultats ont montré la possibilité d'obtenir deux sensations différentes selon la direction contrôlée de l'onde progressive.

Les évaluations psychophysiques des dispositifs proposés dans ce travail, montrent clairement l'intérêt d'exploiter plusieurs modes de vibration pour une simulation à retour tactile.

**Mots Clés :** Stimulation tactile, Multi-touch, Vibrations ultrasoniques, Les modes de vibration, Approche Multimodale, Onde progressive, Contrôle des vibrations, Frottement, Actionneur piézoélectrique, Contrôle vectoriel.



## *Abstract*

Lille Laboratory of Electrical Engineering and Power Electronics L2EP

# **Multimodal approach for the design of a multi touch tactile feedback interface**

By Sofiane GHENNA

Tactile display devices are used for providing tactile feedback to their users. They can reproduce the illusion of textured surface by controlling the friction between a vibrating surface and a sliding finger on it. For most of these devices, the basic principle is to use a single resonant mode whose frequency and wave form are imposed by the nature of the material and the geometry of the device. The mode is selected to achieve a homogeneous stimulation, and thereby tactile sensation is undifferentiated over the entire surface. The single mode tactile devices are limited for applications which require more varied information on surface.

This work introduces a novel approach for tactile feedback based on the superposition of several vibration modes. The modes are excited simultaneously to perform a more complex wave form and are capable to generate multitouch tactile feedback. This approach has been validated for the case of a beam where two vibration modes were superimposed to generate a differentiated tactile simulation with two fingers. Thanks to vector control method applied to a piezoactuator. A tracking system was implemented to give a multitouch illusion based on the positions of the two fingers. This multimodal approach was later extended to the case of a thin plate where different spatial distributions of the displacement have been imposed, which causes different friction coefficients over the entire surface of the structure.

The approach developed in this work is also capable to generate and control a travelling wave amplitude and direction. For this reason, we evaluated the interest of travelling waves in touch interfaces. The achieved results show that it is possible to obtain two different sensations according to the controlled direction of travelling wave.

Psychophysical assessments of proposed devices clearly show the interest to use several vibration modes in tactile feedback simulation.

**Keywords :** Tactile stimulation, Multi-touch, Ultrasonic waves, Vibration modes, Multimodal approach, Travelling wave, Vibration control, Friction, Piezoelectric actuator, Vector control.



# Remerciements

Les travaux présentés dans ce mémoire concrétisent trois années de préparation de thèse et ont été réalisés au sein du Laboratoire d'Electrotechnique et d'Electronique de Puissance L2EP - Equipe : Commande.

Tout d'abord, je tiens à remercier Monsieur Frédéric Giraud, Maître de conférence à l' Université Lille 1 - Sciences et Technologies, pour la confiance qu'il m'a témoigné en m'accueillant dans le projet Stim-Tac et pour avoir mis à ma disposition les moyens et les conseils nécessaires à l'aboutissement de ce travail. J'ai beaucoup appris à ses côtés et pu profiter de ses précieux conseils. Je tiens à lui témoigner ma profonde reconnaissance.

J'adresse mes plus vifs remerciements à Monsieur Christophe Giraud-Audine, mon codirecteur de thèse, maître de conférence à l'école Nationale Supérieure d'Arts et Métiers, pour l'aide qu'il m'a apportée, qui m'a énormément appris sur les "façons de faire" et a toujours su me donner les impulsions nécessaires, et de surcroît au bon moment. Merci Christophe, de tout cœur !

Je tiens à remercier les membres du jury pour avoir accepté d'examiner ce travail :

- Monsieur le Professeur Yves BERNARD, de l'Université Paris-Sud, pour l'honneur qu'il m'a fait d'accepter la présidence de ce jury.
- Madame le Professeur Christine PRELLE, de l'Université de Technologie de Compiègne, pour avoir bien voulu assurer la charge de rapporteur de ce travail.
- Monsieur le Professeur Dejan VASIC, de l'Université de Cergy-Pontoise, pour avoir bien voulu assurer la charge de rapporteur de ce travail.
- Monsieur le Professeur Eric SEMAIL, de l'Arts et Métiers ParisTech (ENSAM), pour avoir accepté de participer à ce jury.
- Monsieur le Docteur François PIGACHE, de l'INPT-ENSEEIH, pour avoir accepté le rôle d'examineur de ce travail.

Je souhaiterais également témoigner ma gratitude au Génie de de l'Université de Lille 1 Mr Michel Amberg ingénieur de recherche. Ce Génie trouve souvent et rapidement des solutions à mes problèmes techniques, son expérience dans la conception et la réalisation des simulateurs tactiles m'a vraiment aidé.

A Madame Betty Lemaire-Semail, Professeur des Universités à l'Université Lille 1 et directrice de L2EP pour son soutien, ses conseils et ses encouragements réguliers.

Mes remerciements à Mr Massaya Takasaki, Professeur des Universités à l'Université de Saitama (Japon) pour son accueil chaleureux, la gentillesse et la sympathie qu'il a manifesté à mon égard durant mon séjour à Tokyo, pour tous ses conseils concernant les actionneurs piézoélectriques, les ondes progressives et les simulateurs tactiles à onde

acoustique de surface.

J'adresse aussi mes remerciements à Yohann Dhondt, de l'atelier mécanique de Polytech Lille pour les pièces qu'il m'a fabriqué, et à Olivier Ferla de l'atelier électronique L2EP pour sa sympathie et sa bonne humeur.

Je remercie tous les membres du Laboratoire L2EP pour les échanges humains ou scientifiques, avec qui j'ai passé d'excellentes années et spécialement Alain, Thierry, Ronan, Virginie, Thomas, Ronan, Yvonnick, Professeur Nguyen, Eric, Virginie, Walter, Étienne, Abdelkader, Ali, Smail, Mohamed, Clement, Antoine, Laurent...

Je souhaite également remercier mon encadrant de stage de Master Mr François Pigache Maître de conférence à l'ENSEEIHHT qui m'a transmis le virus de la piézoélectricité.

Je pense aussi à mes actuels et anciens collègues, Clément Nadal, Than Hung, Eric Vezzoli, Wael Ben Massoud, Ehsan Enferad, Thomas Sednaoui, Karim, Assyltas, Valentin, Farzane et toute l'équipe MINT.... Je les remercie sincèrement pour leurs conseils et les nombreux cafés partagés.

A mes sœurs et frères Bilal et Mohamed, A mes amis...

Je terminerai ces remerciements avec la personne qui partage ma vie. Merci Yasmine pour m'avoir supporté et rassuré dans les moments de doute et de stress, merci pour ta présence.

Un Million Billion Trillion Merci à mes parents, sans qui évidemment rien de cela n'aurait été possible.

*“La science, c'est ce que le père enseigne à son fils. La technologie, c'est ce que le fils enseigne à son papa.”*

Michel Serres

# Table des matières

<b>Résumé</b>	<b>iii</b>
<b>Abstract</b>	<b>v</b>
<b>Remerciements</b>	<b>vii</b>
<b>Introduction générale</b>	<b>1</b>
<b>1 Simulateurs à retour tactile</b>	<b>5</b>
1.1 Introduction . . . . .	5
1.2 Interface sans rétroaction tactile . . . . .	6
1.2.1 Interface mono-touch . . . . .	6
1.2.2 Interface multi-touch . . . . .	7
1.3 Dispositif à retour tactile . . . . .	9
1.4 La physiologie du toucher . . . . .	10
1.5 Simulateur de forme . . . . .	12
1.5.1 Actionneurs électromagnétiques . . . . .	13
1.5.2 Les alliages à mémoire de forme . . . . .	15
1.5.3 Les fluides électro-rhéologiques . . . . .	17
1.5.4 La technologie pneumatique . . . . .	18
1.5.5 La technologie piézoélectrique . . . . .	20
1.5.6 Autres technologies . . . . .	21
1.6 Simulateur de texture . . . . .	22
1.6.1 Simulateur à retour tactile mono-touch . . . . .	23
1.6.2 Simulateur à retour tactile multi-touch . . . . .	36
1.7 Limitation des dispositifs actuels . . . . .	41
1.8 Conclusion . . . . .	43
<b>2 Contrôle multimodal des vibrations</b>	<b>45</b>
2.1 Introduction . . . . .	45
2.2 Actionneurs multimodaux . . . . .	47
2.3 Vibration libre de structures minces et planes . . . . .	50
2.3.1 Cas d'une poutre de longueur finie . . . . .	51
2.3.2 Cas d'une plaque mince . . . . .	53
2.3.3 Propriété d'orthogonalité des modes propres de vibration . . . . .	55
2.4 Vibration forcée de structures minces et planes . . . . .	55
2.4.1 Cas d'une poutre . . . . .	55
2.4.2 Cas d'une plaque mince . . . . .	58
2.4.3 Validation du modèle de la plaque . . . . .	60
2.4.4 Contrôle multimodal . . . . .	63



2.5	Placement des actionneurs . . . . .	65
2.5.1	Équation d'état . . . . .	67
2.5.2	Critère de commandabilité et observabilité . . . . .	69
2.5.3	Application des critères de commandabilité et d'observabilité . . . . .	70
2.6	Transducteur de Langevin et commandes classiques . . . . .	72
2.6.1	Principe . . . . .	72
2.6.2	Modélisation électromécanique du transducteur de Langevin . . . . .	73
2.6.3	Commande des actionneurs piézoélectriques . . . . .	74
2.6.3.1	Commande de l'amplitude vibratoire à fréquence fixe . . . . .	75
2.6.3.2	Suivi de la fréquence de résonance . . . . .	75
2.7	Contrôle vectoriel d'un transducteur de Langevin . . . . .	77
2.7.1	Contrôle vectoriel des actionneurs piezoélectriques . . . . .	77
2.7.2	Principe du contrôle vectoriel . . . . .	78
2.7.3	Identification des paramètres du modèle du Langevin . . . . .	80
2.7.4	Contrôle de l'amplitude de vibration à fréquence fixe . . . . .	85
2.7.5	Contrôle de l'amplitude de vibration avec suivi de la fréquence résonance . . . . .	87
2.8	Application à la génération et contrôle d'ondes progressives . . . . .	91
2.8.1	Conditions de génération d'onde progressive . . . . .	94
2.8.2	Qualité de l'onde progressive . . . . .	96
2.8.3	Exemple d'application . . . . .	96
2.9	Conclusion . . . . .	101
<b>3</b>	<b>Application au retour tactile</b> . . . . .	<b>105</b>
3.1	Introduction . . . . .	105
3.2	Cas d'une poutre . . . . .	106
3.3	Conditions d'excitation des modes de vibration et des actionneurs . . . . .	108
3.3.1	Longueur d'onde . . . . .	108
3.3.2	Mode de vibration et déformée modale . . . . .	108
3.3.3	Matrice de la déformée modale . . . . .	110
3.3.4	Positionnement des actionneurs . . . . .	111
3.3.5	Dimensionnement d'une pièce adaptative . . . . .	112
3.3.5.1	Accord fréquentiel des deux transducteurs . . . . .	113
3.3.6	Validation expérimentale . . . . .	114
3.3.6.1	Identification des modes de vibration . . . . .	115
3.3.6.2	Validation psychophysique . . . . .	117
3.3.7	Suivi de la position des deux doigts . . . . .	120
3.3.8	Évaluation psychophysique . . . . .	122
3.4	Cas d'une plaque . . . . .	123
3.4.1	Position des actionneurs et des capteurs . . . . .	125
3.4.2	Conception de l'interface . . . . .	126
3.4.3	Validation expérimentale . . . . .	128
3.5	Vers une onde progressive dans les interfaces à retour tactiles . . . . .	131
3.6	Modélisation des forces de contact produites par une onde progressive . . . . .	132
3.7	Validation expérimentale . . . . .	134
3.7.1	Validation du frotteur . . . . .	135

3.7.2	Identification de la force motrice et la force de frottement . . . .	136
3.8	Résultats expérimentaux . . . . .	137
3.8.1	Influence de l'amplitude de vibration . . . . .	139
3.8.2	Influence de la force normale . . . . .	139
3.8.3	Influence de la vitesse d'exploration . . . . .	140
3.8.4	Évaluation psychophysique . . . . .	140
3.8.5	Consommation énergétique du système . . . . .	142
3.9	Discussion . . . . .	142
3.10	Conclusion . . . . .	145
	<b>Conclusion générale</b>	<b>147</b>
	<b>Bibliographie</b>	<b>150</b>
<b>A</b>	<b>Étalonnage du capteur</b>	<b>171</b>
A.0.1	Amplitude du Gain de la céramique . . . . .	172
A.0.2	Déphasage du gain de la céramique . . . . .	172
A.1	Reconstitution de l'amplitude vibratoire dans un repère tournant . . . .	172
<b>B</b>	<b>Design de la pièce adaptative et du sport de l'actionneur</b>	<b>175</b>
<b>C</b>	<b>Représentation énergétique macroscopique de l'actionneur</b>	<b>179</b>
C.0.1	Représentation Energétique Macroscopique de l'actionneur . . .	179
C.0.2	Structure de commande . . . . .	180
C.0.3	Représentation énergétique macroscopique de l'actionneur dans un repère tournant . . . . .	181
C.0.4	Bilan énergétique . . . . .	183
C.0.5	Structure de commande dans un repère tournant . . . . .	185



# Liste des figures

1.3	Principes et technologies des écrans tactiles . . . . .	7
1.10	Afficheur de forme de Iwata [20] . . . . .	13
1.11	Afficheur de forme de Wagner [23] . . . . .	14
1.12	(a) Principe de fonctionnement du VITAL, (b) photo du prototype . . .	14
1.13	Dispositifs à mémoire de forme . . . . .	15
1.14	Dispositif à mémoire de forme de Velazquez [27] . . . . .	16
1.17	(a) Simulateurs à retour tactile à base des fluides électro-rhéologiques, (b) Force générée par le simulateur autour d'une cellule [35] . . . . .	18
1.18	(a) L'application d'un champ magnétique provoque l'aimantation des particules en fer pur qui vont former, comme autant d'aimants micro- scopiques, une chaîne orientée dans le sens des lignes de champ, (b) Simulateur à retour tactile à base de fluides magnéto-rhéologiques [90] .	18
1.19	Dispositifs à technologie pneumatique, (a) Dispositif monotouch, (b) Dispositif multitouch . . . . .	19
1.20	(a) Simulateur à expulsion d'air, (b) Schéma synoptique du dispositif de Asamura, (c) Simulateur de Scilingo . . . . .	19
1.21	(a) Dispositif à technologie piézoélectrique, (b) Principe de la simula- tion tactile [41] . . . . .	20
1.22	Schéma synoptique d'un simulateur à retour tactile, (b) Onde progres- sive discrète générée à la surface vibrante [42] . . . . .	21
1.23	(a) Dispositif à technologie MEMS [43], (b) Afficheur de forme 3 D [44]	22
1.32	Principe de la simulation des textures basée sur l'effet squeeze film [66]	30
1.34	Simulateur tactile à effet squeeze film intégré avec un afficheur visuel, (a) Tablette T–PaD, (b) Montre intelligente . . . . .	31
1.35	(a) Plaque rectangulaire en Aluminium de $83 \times 49 \times 2$ mm action- née par 30 céramiques piézoélectriques, (b) Caractère glissant perçu en fonction de l'amplitude vibratoire [68] . . . . .	32
1.36	Simulateur tactile à effet squeeze film, (a) Intégré avec un afficheur visuel, (b) Un grand simulateur, (C) Relié par une connexion USB . . .	32
1.37	(a) Simulateur SmarTac, (b) Insensibilité du simulateur à la force nor- male d'appuis exercée par le doigt de l'utilisateur [78] . . . . .	33
1.41	(a) Dispositif à retour tactile multi-touch [49], (b) effet de la surface des électrodes sur le seuil de détection tactile d'après [48] . . . . .	36
1.43	(a) Principe d'un simulateur à retour tactile multi-touch, excité par des tensions de même amplitude et de fréquences distinctes, (b) Signaux de commande pour chaque groupe d'électrodes [83] . . . . .	38
1.47	Simulateur à retour tactile multi-touch, (a) profil à base des fluides électro-rhéologiques [34], (b) profil à base des fluides magnéto-rhéologiques [91] . . . . .	40

2.1	Effondrement du pont suspendu de Tacoma Narrows [92] . . . . .	45
2.2	Schéma de principe du moteur annulaire à onde progressive . . . . .	47
2.3	Schéma de principe du moteur à rotation de mode d'après [97] . . . . .	48
2.4	Actionneurs mult-modaux à onde progressive, (a) Actionneur de Hoshi d'après [95], (b) Actionneur de Ferreira d'après [96] . . . . .	48
2.5	Actionneur piézoélectrique à couplage de modes d'après [98] . . . . .	49
2.6	Schéma de principe du moteur à deux degrés de liberté rotation et translation d'après [100] . . . . .	50
2.7	Schéma de principe du moteur FLEX d'après [102] . . . . .	50
2.8	Les déformées modales normalisées des quatre premiers modes de vibration d'une poutre en aluminium de $350 \times 6 \times 6 \text{ mm}^3$ avec conditions aux limites libre-libre . . . . .	52
2.9	Réponse temporelle normalisée des trois premiers modes en flexion d'une plaque en aluminium de $100 \times 50 \times 4 \text{ mm}^3$ suivant deux dimensions . . . . .	54
2.10	Amplitudes et phases des quatre premiers modes de vibration d'une poutre en aluminium $350 \times 6 \times 6 \text{ mm}^3$ excitée par une force de 1 N . . . . .	57
2.11	Réponse fréquentielle et temporelle des quatre premiers modes en flexion d'une poutre en Aluminium $350 \times 6 \times 6 \text{ mm}^3$ excitée par une force de 1 N . . . . .	59
2.12	Réponse temporelle et fréquentielle des cinq premiers modes en flexion suivant deux dimensions d'une plaque en aluminium de dimension $100 \times 50 \times 4 \text{ mm}^3$ excitée par une force de 0.5 N . . . . .	61
2.13	Mesure et simulation de la réponse temporelle et fréquentielle de la plaque $140 \times 140 \times 4 \text{ mm}^3$ autour de 33 kHz . . . . .	62
2.14	Excitation entre plusieurs modes de vibration . . . . .	63
2.15	Influence de la position des excitateurs et des capteurs sur la réponse maximale d'une plaque de $140 \times 140 \times 4 \text{ mm}^3$ . (C) une force appliquée à différents endroits avec un capteur placé sur un ventre de vibration. (D) un capteur placé à différents endroits avec une force appliquée sur un ventre de vibration. . . . .	66
2.16	Valeur absolue des déformées modales des quatre premiers modes de vibration d'une poutre libre libre. . . . .	70
2.17	Degré de commandabilité des quatre premiers modes de vibration d'une poutre en aluminium de $350 \times 6 \times 6 \text{ mm}^3$ avec conditions aux limites libre libre . . . . .	71
2.18	Degré d'observabilité des quatre premiers modes de vibration d'une poutre en aluminium de $350 \times 6 \times 6 \text{ mm}^3$ avec conditions aux limites libre libre . . . . .	71
2.27	Diagramme schématique de la mesure du rapport de transformation . . . . .	82
2.28	Identification du rapport de transformation $\gamma$ . . . . .	83
2.29	Schéma de principe de l'identification des paramètres du modèle électrique de l'actionneur . . . . .	84
2.31	Asservissement de l'amplitude vibratoire selon l'axe $d$ et l'axe $q$ . . . . .	86
2.33	(a) Simulation et mesure du contrôle de l'amplitude vibratoire dans un repère tournant à fréquence fixe. (b) Évolution de la partie réelle et imaginaire de la tension d'alimentation avec $\phi = 0$ . . . . .	87

2.34	(a) Simulation et mesure du contrôle de l'amplitude vibratoire dans un repère tournant à fréquence fixe. (b) Évolution de la partie réelle et imaginaire de la tension d'alimentation avec $\phi = \frac{\pi}{4}$ . . . . .	87
2.35	Schéma synoptique du contrôle de l'amplitude vibratoire selon une seule la voie $d$ . . . . .	88
2.36	Contrôle de l'amplitude vibratoire au voisinage de la résonance selon la voie $d$ , (a) Réponse à un échelon de $W_d$ de 0.5 à 2.5 $\mu\text{m}$ , (b) Réponse à un échelon de $W_d$ de 0.5 à 1 $\mu\text{m}$ . . . . .	88
2.37	Variation du rapport $W_q/W_d$ en fonction de la fréquence d'excitation . . . . .	89
2.38	Schéma de principe du contrôle de l'amplitude vibratoire et de la fréquence de résonance du transducteur de Langevin . . . . .	90
2.39	Comparaison entre les résultats de mesures et ceux de la simulation pour l'asservissement en amplitude vibratoire avec suivi de la fréquence de résonance à partir de $t = 20$ ms, (a) Amplitude de vibration, (b) tension d'alimentation. . . . .	90
2.40	Suivi de la fréquence de résonance après activation de l'asservissement à l'instant $t = 20$ ms . . . . .	91
2.41	Schéma de principe de la génération d'onde progressive dans une poutre avec deux modes de vibration excités par deux transducteurs de Langevin . . . . .	93
2.43	(a) Représentation des amplitudes modales dans un repère tournant, (b) Représentation des amplitudes des actionneurs dans un repère tournant . . . . .	95
2.44	Des exemples de simulation de l'onde progressive pour (a) $\text{TOS} > 1$ , (c) $\text{TOS} = 1$ , (b) et (d) leurs tracés dans un plan complexe respectivement . . . . .	97
2.46	Les amplitudes de vibration imposées à la poutre par les deux actionneurs, (a) Actionneur (1), (b) Actionneur (2) . . . . .	99
2.47	$\text{TOS}$ à une fréquence de 28.3 kHz, (b) Détermination du $\text{TOS}$ à une fréquence de 28.7 kHz . . . . .	100
3.1	Schéma de principe du contrôle indépendant des vibrations de deux positions sur une surface vibrante, à travers deux excitateurs et deux modes de vibration . . . . .	107
3.2	Simulation de l'amplitude vibratoire pour un profil désiré, (a) au niveau de la poutre, (b) au niveau des deux modes vibratoires, (c) au niveau des actionneurs . . . . .	107
3.3	Contact du doigt avec la surface vibrante, (a) $\lambda/2$ inférieur à la largeur du doigt, (b) $\lambda/2$ supérieur à la largeur du doigt. . . . .	108
3.4	Simulation de la réponse fréquentielle d'une poutre en aluminium $6 \times 6 \times 350$ mm <sup>3</sup> à la position 250 mm pour une force d'excitation d'amplitude 0.5 N appliquée aux positions $x_1 = 57$ mm et $x_2 = 293$ mm de la poutre . . . . .	109
3.5	Simulation de la déformée modale normalisée du mode A à 26.460 kHz et du mode B à 29.760 kHz d'une poutre en aluminium de $6 \times 6 \times 350$ mm <sup>3</sup> . . . . .	110
3.6	Les zéros du déterminant de la matrice de la déformée modale $\Phi_{x_a, x_b}$ en fonction de la position des deux doigts $x_a$ et $x_b$ . . . . .	111
3.7	Placement optimal des deux actionneurs pour l'excitation des deux modes A et B . . . . .	112

3.8	Schéma synoptique de l'actionneur de Langevin associé avec une pièce adaptative d'après [182] . . . . .	113
3.9	Design et simulation par éléments finis de la pièce adaptative en aluminium, la résonance selon le mode longitudinal est obtenue à 28 kHz . . . . .	114
3.10	Association de la pièce adaptative avec le transducteur de Langevin . . . . .	114
3.11	Diagramme de Bode de l'admittance équivalente des deux actionneurs avec et sans la (PA) autour de 28 kHz . . . . .	115
3.12	Montage expérimental: une poutre actionnée par deux transducteurs de Langevin et un support facilite le déplacement du montage pour la mesure l'amplitude à tout point de la poutre $x_a$ et $x_b$ à travers un vibromètre laser. . . . .	116
3.13	(a) et (b) Cartographie du mode A à 26,460 kHz et du mode B à 29.760 kHz d'une poutre en aluminium $6 \times 6 \times 350 \text{ mm}^3$ excitée avec une tension de 35 V. (c) et (d) la déformée modale normalisée des modes A et B . . . . .	116
3.14	Simulation de la déformée modale des modes A et B et leurs contributions modales pour une amplitude de vibration de $-0,4 \mu\text{m}$ crête pour l'actionneur 1 et $0 \mu\text{m}$ pour le second. . . . .	118
3.15	(a) Amplitude de vibration des deux excitateurs, (b) Amplitude de vibration résultante à la surface vibrante de la poutre aux positions $x_a$ et $x_b$ . . . . .	118
3.16	Simulation de la déformée modale des modes A et B et leurs contributions modales, avec un zoom sur les deux zones à explorer. (a) nœud de vibration sur la zone gauche et un ventre de vibration sur la zone droite, (b) ventre de vibration sur la zone gauche et un nœud de vibration sur la zone droite. . . . .	119
3.17	Résultats de l'expérience psychophysique . . . . .	120
3.18	Principe de suivi de la position des deux doigts avec un capteur LVDT, la distance entre deux doigts est fixé à 30 mm par une bague attachée au capteur. . . . .	120
3.19	Comparaison entre les résultats de simulation et les résultats de mesure, (a) une amplitude vibratoire désirées sous le doigt 1 = $\mu\text{m}$ et $0.1 \mu\text{m}$ sous le second à partir de la position 135 mm et inversement pour les deux doigts à partir de la position 165 mm, (b) évolution de l'amplitude vibratoire des deux actionneurs . . . . .	121
3.20	Comparaison entre les résultats de simulation et les résultats de mesure, (a) une amplitude vibratoire désirée sous le doigt 1 = $\mu\text{m}$ et $0.1 \mu\text{m}$ sous le second, (b) évolution de l'amplitude vibratoire des deux actionneurs . . . . .	122
3.21	Réduction du frottement perçue normalisée pour chaque participant et leur moyenne . . . . .	123
3.22	Les courbes de la position du deuxième doigt dans le plan $(x_2, y_2)$ où les amplitudes ne peuvent pas être imposées. Ces courbes dépendent de la position du premier doigt (symbolisé par le rectangle) . . . . .	125
3.23	Degré de commandabilité / observabilité des deux modes $W_X$ et $W_Y$ d'une plaque carrée $140 \times 140 \times 4 \text{ mm}^3$ avec conditions aux limites libres	126

3.24	Conception d'une plaque en aluminium de $140 \times 140 \times 4 \text{ mm}^3$ avec quatre excitateurs de $12 \times 12 \times 1 \text{ mm}^3$ et deux capteurs de $4 \times 8 \times 0.1 \text{ mm}^3$ répartis en sa périphérie . . . . .	127
3.25	Les modes de vibration selon l'axe des x et l'axe des y par FEM d'une plaque en aluminium $140 \times 140 \times 4 \text{ mm}^3$ avec quatre excitateurs de $12 \times 12 \times 1 \text{ mm}^3$ répartis en sa périphérie . . . . .	128
3.26	Réponse fréquentielle des modes de vibration mesurés selon l'axe des x et l'axe des y d'une plaque en aluminium $140 \times 140 \times 4 \text{ mm}^3$ avec quatre excitateurs de $12 \times 12 \times 1 \text{ mm}^3$ répartis en sa périphérie, autour de 33 kHz . . . . .	129
3.27	Cartographie des modes de vibration mesurés selon l'axe des x et l'axe des y d'une plaque en aluminium $140 \times 140 \times 4 \text{ mm}^3$ avec quatre excitateurs de $12 \times 12 \times 1 \text{ mm}^3$ répartis en sa périphérie, autour de 33 kHz . . . . .	129
3.28	La distribution spatiale du déplacement sur toute la surface de la plaque pour différentes combinaison des deux modes de vibration X et Y; à gauche: simulation, à droite: mesure expérimentale. . . . .	130
3.29	Principe de la force appliquée par l'onde progressive sur un doigt en contact avec la surface vibrante . . . . .	133
3.30	Trajectoire elliptique des particules . . . . .	133
3.31	Dispositif expérimental pour la mesure des forces de frottement d'une onde progressive . . . . .	134
3.32	Configuration schématique du principe de génération d'onde progressive et de la mesure du frottement via le frotteur . . . . .	135
3.33	(a) Comparaison entre la force de friction mesurée pour le frotteur utilisé et le doigt humain dans un état constant de force appliquée et la vitesse d'exploration [195]. (b) Comparaison de la réduction asymptotique de frottement pour le frotteur utilisé, le doigt humaine et le Tango plus [196] . . . . .	136
3.34	Forces tangentielles (première ligne, $F_t+$ ligne en pointillés, et $F_t-$ ligne simple), forces motrices (ligne centrale), les forces de friction (dernière ligne), pour diverses forces normales $F_n$ (à gauche) et diverses vitesses v (à droite). La zone d'ombre près des mesures représente l'écart-type pour chaque mesure. . . . .	138
3.35	Résultats du test psychophysique . . . . .	141
3.36	Principe du contrôle de la sensation perçue par des ondes progressives ultrasoniques . . . . .	141
3.37	Consommation énergétique du stimulateur tactile à onde progressive en fonction de l'amplitude de vibration . . . . .	142
3.38	Comparaison entre l'effet d'une onde progressive et celui d'une onde stationnaire sur les forces de frottement à une amplitude de vibration de $1.6 \mu\text{m}$ . . . . .	143
3.39	Comparaison entre les forces tangentielles d'une onde stationnaire (ligne pleine) et les forces de frottement $F_f$ d'une onde progressive (ligne pointillée) pour différentes conditions de forces normales appliquées (à gauche) et de vitesses (à droite) . . . . .	144



3.40	Comparaison entre les forces tangentielles d'une onde stationnaire $F_t$ (ligne pleine) et les forces tangentielles d'une onde progressive $F_t+$ , $F_t-$ (ligne pointillée) pour différentes conditions de forces normales appliquées (à gauche) et des vitesses (à droite) . . . . .	145
A.1	Actionneur de Langevin . . . . .	171
A.2	Étalonnage du capteur piézoélectrique . . . . .	172
A.3	Trace de la partie imaginaire en fonction e la partie réelle de l'amplitude vibratoire . . . . .	173
A.4	Reconstitution de la tension du capteur dans un repère tournant . . . . .	173
B.1	Dimensions et Caractéristique de l'actionneur . . . . .	175
C.3	REM du modèle électrique équivalent du transducteur de Langevin dans un repère tournant . . . . .	182
C.4	REM de l'asservissement de l'amplitude vibratoire à fréquence fixe du transducteur de Langevin dans un repère tournant . . . . .	186
C.5	REM de l'asservissement de l'amplitude vibratoire et de la fréquence de résonance du transducteur de Langevin dans un repère tournant . . . . .	187

# Liste des tableaux

2.1	Les fréquences propres $f_n$ associées aux modes propres $n$ d'une poutre en aluminium de $350 \times 6 \times 6 \text{ mm}^3$ avec conditions aux limites libre-libre	53
2.2	Caractéristiques et dimensions de la plaque	62
2.3	Paramètres du modèle de l'actionneur au voisinage de la résonance	85
3.1	Caractéristiques et dimensions de la poutre	109
3.2	Caractéristiques fréquentielles des deux actionneurs avec et sans PA	115
3.3	Caractéristiques et dimensions de l'interface, des excitateurs et des capteurs	127
C.1	Les éléments constitutifs de la REM	180



# Glossaire

<b>REM</b>	Représentation Energétique Macroscopique
<b>TOS</b>	Taux d'Onde Stationnaire
<b>PA</b>	Pièce Adaptative
$n$	Rang du mode de vibration
$N$	Nombre de modes de vibration
$\phi_n$	Déformée modale du mode de rang $n$
$W_n$	Amplitude modale du mode de rang $n$
$f_n$	Fréquence de mode de rang $n$
$\omega_n$	Pulsation de mode de rang $n$
$\omega$	Pulsation angulaire
$w_n$	vibration du mode de rang $n$
$\dot{w}_n$	vitesse de vibration du mode de rang $n$
$\ddot{w}_n$	Accélération de vibration du mode de rang $n$
$F_n$	Force modale généralisée du mode de rang $n$
$M_n$	Force modale généralisée du mode de rang $n$
$\beta_n$	La raideur généralisée du mode de rang $n$
$\zeta_n$	Coefficient d'amortissement du mode de rang $n$
$L$	La longueur de la structure
$b$	La largeur de la structure
$h$	La hauteur droite de la structure
$S$	La section droite de la structure
$I$	Le moment quadratique
$E$	Module de Young
$\nu$	Coefficient de Poisson
$\lambda$	Langueur d'onde
$\rho$	Masse volumique
$D$	Rigidité de flexion
$\nabla^4$	Opérateur biharmonique
$x(t)$	variable d'état
$u(t)$	La commande du système
$y(t)$	La sortie du système
$A$	Matrice d'état
$B$	Matrice de commande
$C$	Matrice d'observation
$\nabla^4$	Opérateur biharmonique
$J$	Énergie de commande
$J_c$	Degré de commandabilité
$J_o$	Degré d'observabilité
$j$	Nombre complexe

$W_c$	Grammien de commandabilité
$W_o$	Grammien d'observabilité
$\lambda_j$	Valeurs propres de $W_c$ ou $W_o$
$\underline{W}$	Amplitude de vibration complexe
$m$	Masse modale
$d_s$	Coefficient d'amortissement interne
$c$	Coefficient de raideur
$R_0$	Représente les pertes diélectrique
$C_0$	Capacité bloquée
$\gamma$	Rapport de transformation
$v$	Tension d'alimentation
$f$	Force externe
$i(t)$	Courant d'entrée
$i_m(t)$	Courant motionnel
$i_{c_0}(t)$	Courant capacitif
$R_e$	Partie Réelle
$W_d$	Composante réelle de l'amplitude de vibration
$W_q$	Composante imaginaire de l'amplitude de vibration
$V_d$	Composante réelle de la tension d'alimentation
$V_q$	Composante imaginaire de la tension d'alimentation
$F_d$	Composante réelle de la force externe
$F_q$	Composante imaginaire de la force externe
$G$	Gain de la fonction de transfert
$\tau$	Constante de temps
$s$	Variable de Laplace
$C(s)$	Correcteur proportionnel intégral
$\underline{W}_A$	Amplitude Modale complexe du mode $A$
$\underline{W}_B$	Amplitude Modale complexe du mode $B$
$W_X$	Amplitude Modale du mode $X$
$W_Y$	Amplitude Modale du mode $Y$
$\underline{W}_1$	Amplitude complexe de l'actionneur 1
$\underline{W}_2$	Amplitude complexe de l'actionneur 2
$\phi_{x_1, x_2}$	Déformée modale à la position des actionneurs
$\phi_{x_a, x_b}$	Déformée modale à la position des doigts
$F_n$	Force normale appliquée
$F_p$	Force motrice
$F_f$	Force de frottement
$F_{t+}$	Force tangentielle selon la direction de l'onde progressive
$F_{t-}$	Force tangentielle selon la direction inverse de l'onde progressive

# Introduction Générale

Nous appréhendons le monde principalement par les sens de la vision et de l'audition. Le toucher intervient également bien que sous une forme moins évidente. Il reste néanmoins primordial dans nos interactions avec notre environnement. Ainsi il peut participer à la découverte d'un objet en nous permettant d'en apprécier les volumes ou la texture. A l'inverse, il est mobilisé de façon quasi inconsciente pour des opérations quotidiennes, libérant nos autres sens pour des tâches plus exigeantes. La richesse potentielle qu'offre ce sens dans la transmission d'information suscite non seulement l'intérêt des chercheurs mais également des industriels pour la réalisation d'interface homme machine. Le cas du i-phone 7 de Apple qui comme argument de vente avance le retour tactile en est l'exemple démonstratif. A plus long terme, si la perspective de la réalisation de "tableau de bord" virtuel a de quoi séduire un constructeur par sa modularité et son coût modeste, l'utilisateur éprouve encore une gêne lors de l'utilisation du fait du manque de rétroaction. Contraint d'interagir de plus en plus souvent avec un écran inerte il est resté assujéti à un contrôle visuel permanent. Il existe donc un potentiel important et sous exploité offert par nos doigts comme autant de canaux parallèles. Si dans la communauté scientifique de l'haptique des efforts ont été portés sur le rendu volume, une autre voie, plus adaptée au développement à court terme d'interface grand public, tire directement partie de l'écran.

Des dispositifs électrostatiques permettent déjà le rendu de texture potentiellement différencié par l'utilisation de matrices d'électrodes. La technique de retournement temporelle permet de réaliser des impulsions localisées et simultanées en divers points de l'interface avec toutefois une dynamique plus limitée compte tenu du temps de focalisation. Une dernière technique, dont les effets sont comparables à ceux obtenus avec des dispositifs électrostatiques, consiste à utiliser la mise en vibration de la surface selon un mode prédéterminé. Le coefficient de frottement apparent se trouve alors modulé soit du fait de l'apparition d'une surpression de l'air emprisonné entre le doigt et l'écran, soit par des effets de leur contact intermittent. Cette dernière approche souffre à l'heure actuelle de son principe même puisque tirant partie d'une vibration de l'ensemble de l'écran, il est impossible de créer des effets différents simultanément en différents endroits.

La finalité de cette étude est donc d'explorer la possibilité d'étendre cette dernière technique à des cas d'interaction différenciée dans le but de restituer des sensations différentes sous les différents doigts. Pour cela, il est nécessaire d'imposer des amplitudes distinctes maîtrisées dans les diverses zones de contact. La proposition de cette thèse est de solliciter, non pas un, mais plusieurs modes. En effet la théorie de la vibration des milieux élastiques montrent que les modes d'une structure mécanique continue forment une base infinie et libre sur laquelle toute déformée élastique compatible peut être décomposée. Il est ainsi théoriquement possible, si la contribution de chaque mode est imposée de réaliser une déformée arbitraire, et par conséquent de maîtriser la vibration en tout point. Un certain nombre de points restent cependant à démontrer car des limites physiques sont inévitables ne serait-ce que parce qu'il est envisageable d'imposer la dynamique d'une infinité de modes. Ce travail s'est donc attaché à :

- Développer les commandes nécessaires pour contrôler l'amplitude de la vibration au niveau de l'actionneur.
- Dégager les principaux éléments de la conception.
- Démontrer l'intérêt pour des applications de l'exploitation de ce principe même sur un nombre restreint de modes.

## Structure de document

Le rapport de notre thèse est divisé en 3 chapitres:

Le premier chapitre est dédié à l'introduction de l'état de l'art afin de situer la recherche dans le domaine des stimulateurs à retour tactile. Tout d'abord, nous présentons les interfaces sans rétroaction tactile avec une classification d'une part selon une application mono-touch permettant la manipulation d'un seul doigt, et d'autre part selon une application multi-touch offrant des possibilités à un usage multi doigts ou multi utilisateurs.

Les principales technologies en retour tactile pour les stimulateurs de formes seront mises en avant avec des exemples de réalisation et d'application.

La dernière partie est destinée à l'aspect multi-touch à retour tactile. Enfin une dernière partie traite les limitations technologiques de ces dispositifs en terme d'interaction multi-touch.

Un second chapitre s'articule autour des modes de vibration, nous présentons d'abord les principaux actionneurs multimodaux, basés sur l'exploitation de plusieurs modes

de vibration. Ensuite, les éléments théoriques nécessaires à l'étude des vibrations en régime libre puis forcé sont introduits. Cette partie sera restreinte aux géométries minces et planes qui sont couramment utilisées dans le cas des interfaces tactiles. La méthode de contrôle multimodale dans le cas d'un nombre limité de modes est également présentée, mettant en évidence l'importance de placement des actionneurs. La partie suivante est donc consacrée à ce point en exploitant un critère de commandabilité. Par ailleurs, le système étant destiné à fonctionner en boucle fermée, la question des capteurs sera abordée en utilisant un critère d'observabilité.

Dans le but de valider l'approche proposée, un premier démonstrateur est développé consistant en une simple poutre (simulant l'interface tactile) actionnée par deux excitateurs. La modélisation et les principales stratégies de commande seront mises en avant puis une commande vectorielle sera plus particulièrement développée et validée. Cette dernière offre, en effet, plusieurs possibilités de commande de l'actionneur à la résonance ou en dehors de la résonance. Enfin, une dernière partie sera dédiée à la validation de l'approche proposée pour le cas de la génération et du contrôle d'une onde progressive. Cette dernière est contrôlée en amplitude et en direction.

Le troisième et dernier chapitre sera consacré à la conception et à la réalisation d'interface à retour tactile multi-touch, basée sur des vibrations ultrasoniques. La simulation tactile multi-touch est validée sur une structure à une dimension (poutre) pour mettre en évidence les différentes conditions d'excitation des modes de vibration et des actionneurs. Dans un second temps un système de suivi pour deux doigts a été implémenté pour donner une illusion multi-touch en fonction de leurs positions. Cette approche est étendue ensuite pour le cas d'une structure à deux dimensions (plaque). Dans cette dernière deux modes de vibrations ont été superposés pour imposer différentes distributions spatiales du déplacement, par conséquent différentes frictions sur toute la surface de la plaque.

Ces dispositifs sont basés principalement sur la superposition de plusieurs modes de vibration qui sont à l'origine des ondes stationnaires. Les ondes progressives représentent un autre type d'ondes de vibration et qui seront également étudiées et testées pour un retour tactile. Cette étude comporte également une comparaison entre l'effet d'une onde stationnaire et celui d'une onde progressive sur les interfaces à retour tactile.

Les évaluations psychophysiques entreprises dans ce chapitre montrent clairement l'intérêt d'exploiter plusieurs modes de vibration pour une simulation à retour tactile.

Mais avant cela, nous présentons un état de l'art qui vise à rappeler les principales techniques pour la génération d'une simulation à retour tactile et de les classifier, avant



de décrire plus en détail le retour tactile multi-touch.

Multidisciplinaire, cette thèse fait appel à des connaissances variées dans le domaine du génie électrique mais aussi de la mécanique. Par ailleurs, c'est la première thèse mettant expérimentalement en œuvre deux dispositifs à retour tactile multi-touch basés sur des vibrations ultrasoniques, mais également l'implémentation des ondes progressives dans les interfaces tactiles. Enfin aspect non négligeable, ces travaux de recherche ont aboutit à diverses publications [1–6], notamment un article dans la revue *IEEE Transaction on Haptics* [7].

# Chapitre 1

## Simulateurs à retour tactile

### 1.1 Introduction

Les écrans tactiles sont devenus pratiquement indispensables, et font aujourd'hui partie de notre quotidien. Omniprésents, ils équipent les téléphones portables, les tablettes, les distributeurs de monnaie, de tickets ou de billets. Cependant ces dispositifs souffrent d'un manque de retour tactile: ils ne sont incapables ni de fournir des informations sur la forme, ni de suggérer les différentes textures à l'utilisateur. Seul la voie visuelle est utilisée comme schématisé sur la figure (1.1). Cela a attiré l'attention des chercheurs, qui ont entrepris de proposer des principes d'interaction tactiles et aussi faire de l'interaction gestuelle, une véritable " boucle fermée " - comme pour la vision et l'audition - qui permettent une interaction homme-machine plus efficace.

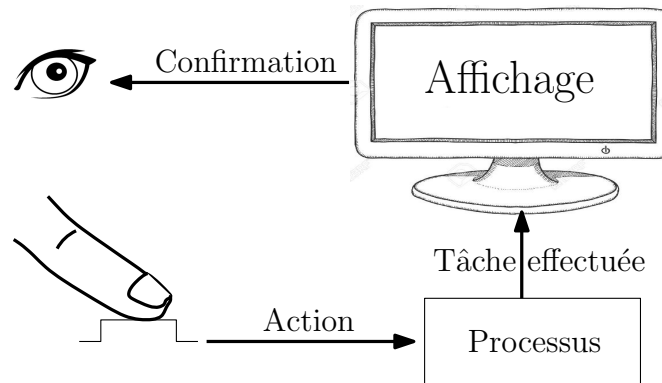


FIGURE 1.1: La boucle fermée visuelle

Ce chapitre a pour objectif de présenter un état de l'art sur les principales techniques permettant de générer une simulation tactile. Il aborde tout d'abord les interfaces tactiles et leurs principes de fonctionnement. Les aspects haptiques et la physiologie du toucher sont ensuite présentés d'une manière générale. Les principales technologies en retour tactile pour les simulateurs de formes seront mises en avant. Une troisième section sera dédiée à la simulation tactile des textures. L'aspect multi-touch à retour tactile

est présenté dans la quatrième section. Enfin une dernière section illustre les limitations technologiques actuelles des dispositifs à retour tactile actuels.

## 1.2 Interface sans rétroaction tactile

Les interfaces tactiles ont été conçues pour réagir à des contacts de la main humaine. Elles sont composées généralement d'une sortie pour donner une information, et d'une entrée pour capter une action de l'utilisateur. Elles permettent de détecter la présence et l'emplacement d'un contact sur une zone d'affichage. Par conséquent, elles peuvent remplacer ou réduire le nombre de périphériques comme les souris et les claviers sur certains systèmes figure (1.2).

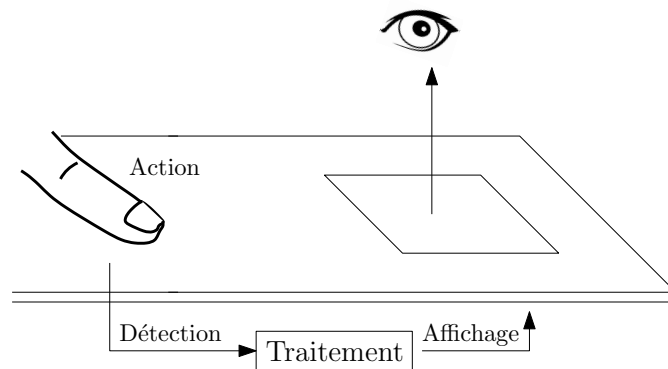


FIGURE 1.2: Principe d'une interface sans rétroaction tactile

Les interfaces tactiles peuvent être divisées en deux catégories: une interface tactile mono-touch, qui ne réagit qu'à un seul doigt ou dispositif de pointage, et une interface multi-touch répondant à deux doigts ou plus en même temps. Certaines sont capables de répondre à plus de dix touches simultanément, ce qui permettrait à plusieurs utilisateurs de partager le même écran et d'interagir en même temps. Ces deux catégories sont présentées ci-dessous.

### 1.2.1 Interface mono-touch

Les premiers prototypes d'écrans tactiles ont vu le jour dans les années 1970, développés par I.B.M (International Business Machines Corporation) [8]. Ces écrans tactiles ont permis aux étudiants d'une université de répondre à des questionnaires directement en touchant l'écran. Cette technologie est considérée comme mono-touch, du fait que ces écrans tactiles reconnaissent seulement un point de contact unique. En effet, ils permettent à un utilisateur unique d'interagir avec l'écran et avec un seul doigt.

Différentes technologies de détection ont été développées en utilisant diverses approches.

La technologie d'écrans tactiles résistifs s'appuie sur une dalle tactile résistive, recouverte de deux couches métalliques fines, conductrices et résistives comme le montre la figure (1.3(a)). Lors d'une pression du doigt de l'utilisateur, les deux surfaces entrent en contact, ce qui entraîne une variation localisable des champs électriques des deux faces et permet de déterminer l'endroit où l'écran a été touché. Tandis que les écrans tactiles capacitifs se composent d'une surface solide en verre, parcourue par des charges électriques comme illustré sur la figure (1.3(b)). La présence du doigt modifie localement la capacité et induit une variation de la charge qu'il suffit ensuite de localiser. D'autres technologies peuvent être également utilisées telles que les capteurs infra-rouges présentés sur la figure (1.3(c)). Ces capteurs sont installés à la périphérie de l'interface. La détection du contact se fait lors de l'interruption de ces faisceaux de lumière infra-rouge horizontaux et verticaux.

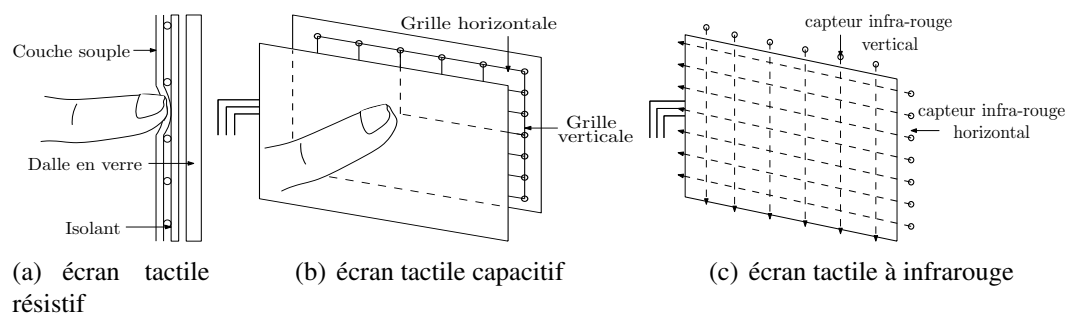


FIGURE 1.3: Principes et technologies des écrans tactiles

## 1.2.2 Interface multi-touch

Les écrans tactiles ont considérablement évolué. Dix ans après l'invention du premier écran tactile mono-touch, Nimish Mehta de l'Université de Toronto a réalisé un écran tactile capable de lire plusieurs points de contact, au moyen d'une caméra vidéo reliée à un ordinateur [9]. Cette technologie appelée multi-touch permet d'utiliser simultanément deux ou plusieurs doigts sur l'écran tactile comme schématisé sur la figure (1.4). Il est en effet plus simple d'utiliser plusieurs doigts simultanément plutôt que plusieurs souris ou stylets, qui nécessitent chacun plusieurs doigts pour une bonne prise en main. La technologie multi-touch permet par exemple de combiner plusieurs doigts pour déclencher des interactions, ou de contrôler l'affichage d'éléments sur un écran en les réduisant ou en les agrandissant, voire même de les tourner. Cependant il a fallu encore attendre le début du 21<sup>ème</sup> siècle pour que la technologie multi-touch atteigne une maturité suffisante pour être destinée au grand public.

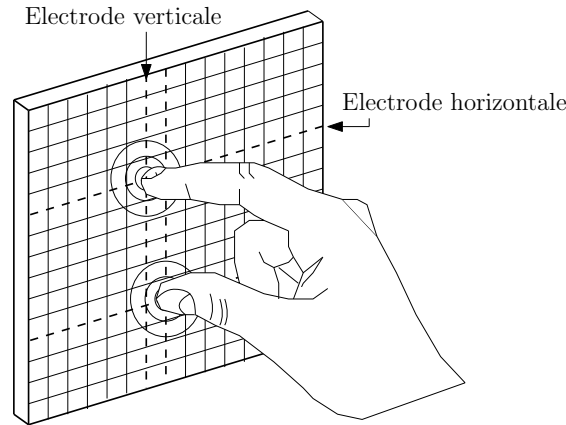


FIGURE 1.4: Écran tactile multi-touch

Une comparaison des performances du toucher mono-touch et multi-touch, a été rapportée par Kin et al [10], en utilisant une étude quantitative par la sélection des tâches sur un dispositif visuel. Ils ont constaté que la sélection des tâches était achevée 16% plus rapidement en utilisant deux ou plusieurs doigts en comparaison avec un seul. La même expérience a été effectuée en utilisant une souris. Le contact manuel direct était significativement plus rapide de 54% par rapport à l'usage de la souris. Les résultats sont résumés dans la figure (1.5). Toutefois, ces interfaces souffrent du

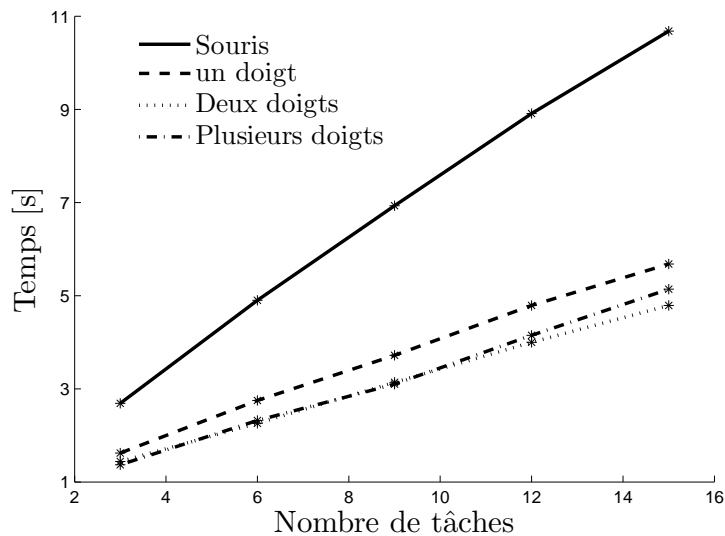


FIGURE 1.5: Performances mono-touch et multi-touch sans retour tactile d'après [10]

manque de retour tactile. En effet, elles ne fournissent pas d'informations sur la forme, la structure et la texture. Dans les situations où le sens visuel est important, par exemple lors de la conduite d'une voiture, un facteur de stress supplémentaire comme un écran tactile pourrait devenir dangereux. Ainsi de nombreuses applications dans les domaines des interfaces homme-machine ont récemment accru les besoins en matière d'affichage

tactile afin de fournir une rétroaction tactile, libérant l'utilisation de la vision pour des tâches plus critiques.

### 1.3 Dispositif à retour tactile

Lors de l'interaction d'un utilisateur avec un écran tactile, les premières évaluations perçues sont surtout visuelles. La surface est lisse et ne fournit aucune information sur la forme ou les différentes textures à l'utilisateur. Ces sensations appartiennent en effet au domaine de l'haptique. Ce nom "haptique" provient du verbe Grec "Haptesthai" signifiant "toucher" [11].

Aujourd'hui, les applications pratiques du retour haptique dans la médecine, l'éducation, l'industrie, et l'art sont multiples. A titre d'exemple la chirurgie à distance à l'aide de télémanipulateur, comme les simulateurs de formation en chirurgie dentaire, qui facilitent l'entraînement à la pratique de gestes chirurgicaux. Le retour haptique peut être exploité pour sentir un phénomène aux échelles microscopiques, macroscopiques ou pour des applications de conception de produit, pour lesquelles la lecture des informations du toucher est importante [12, 13]. Par ailleurs, les simulateurs de vol et de conduite permettent de sentir les différents effets suivant la situation, ou encore la présentation et la mise en valeur des œuvres d'art auprès du public.

D'un point de vue scientifique, l'haptique se divise en deux grandes catégories de retour sensoriel. La première nommée retour kinesthésique traite le retour d'effort nécessaire dans le cas de télémanipulation. Par exemple, de restituer les sensations dues aux forces de contact, à la forme, au poids et l'inertie d'un objet virtuel ou distant. Cette catégorie est constituée de trois grandes parties: l'opérateur humain, l'interface haptique et l'environnement virtuel. L'information sensorielle générée est transmise au cerveau et conduit à la perception comme illustré sur la figure (1.6).

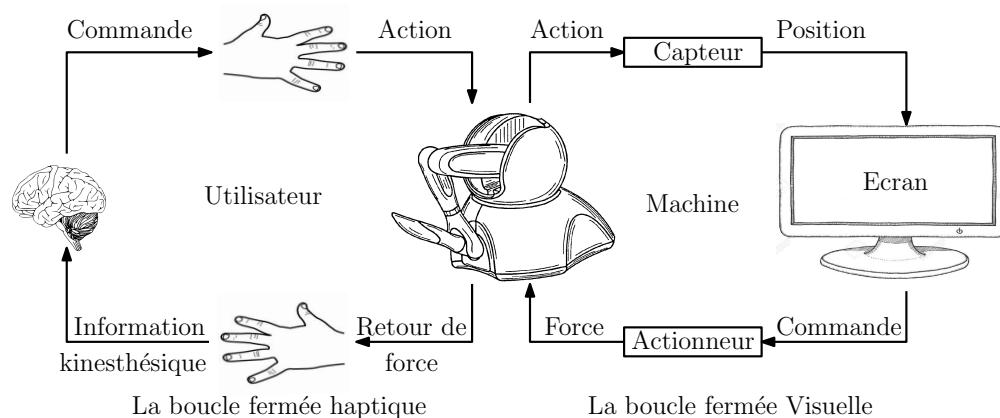


FIGURE 1.6: Schéma synoptique d'un système haptique

La deuxième catégorie qui sera principalement l'objet de ce travail est le retour tactile, qui englobe la perception des caractéristiques d'une surface, telles que la rugosité, la texture, l'adhésivité ou la température par exemple. Cette catégorie se caractérise par l'étendue spatiale de l'aire de simulation, limitée à une petite surface de peau ; typiquement, la pulpe des doigts ou la paume de la main. Le schéma de principe de la simulation des caractéristiques d'une surface est donné sur la figure (1.7)

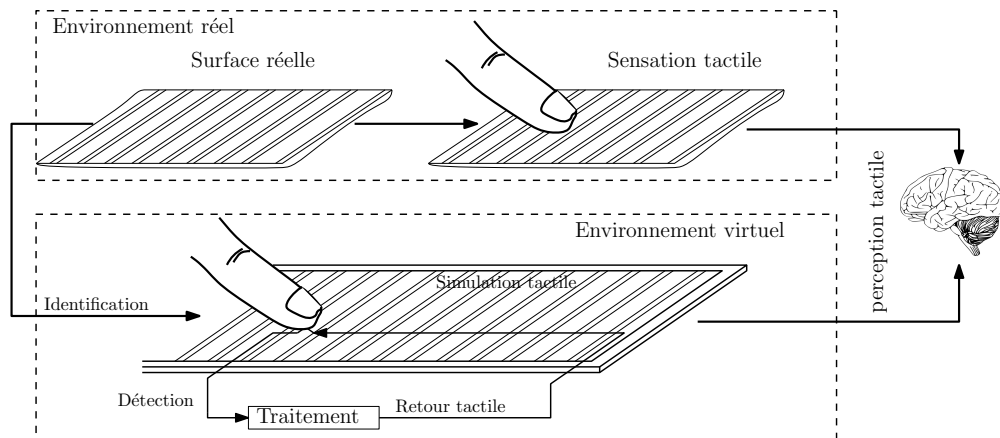


FIGURE 1.7: Schéma synoptique de la perception des caractéristiques d'une surface

De multiples classifications ont été proposées dans divers travaux, se rapportant aux technologies d'actionnement, au type de stimulation sous la pulpe du doigt locale ou globale, à l'approche de simulation, continue ou discrète, au principe de la simulation, selon le domaine d'application, ou encore distinguant le mode d'interaction et d'exploration tactile passive ou active. La classification choisie dans ce travail se base sur deux catégories de dispositifs. Dans un premier groupe on retrouvera les afficheurs de formes destinés à reproduire des reliefs, puis dans un deuxième groupe, les simulateurs de textures basés sur la modulation des efforts à l'interface d'interaction. Certains dispositifs peuvent cependant combiner ces deux types de rendu tactile. Avant d'aborder les différentes façons de générer une simulation à retour tactile, destinées à la stimulation de la pulpe des doigts, il sera utile de présenter les principales notions de la physiologie du toucher.

## 1.4 La physiologie du toucher

Les cellules sensorielles responsables de la perception des stimuli tactiles sont appelées mécano récepteurs [14]. Il en existe au moins quatre types différents situés dans la peau humaine, et qui assurent la transduction de la déformation mécanique des tissus

(pression, vibration et distension de la peau), en impulsion électrique interprétée par le système nerveux. Ces différents réseaux de fibres nerveuses mécano-réceptrices sont classés selon le temps nécessaire pour distinguer deux stimuli, c'est à dire selon leur vitesse d'adaptation, soit adaptation rapide (Fastly Adaptive FA) ou adaptation lente (Slowly Adaptive SA). D'autre part, les fibres mécano-réceptrices n'ont pas toutes la même zone de sensibilité temporelle. Elles sont classées également selon la taille de leurs champs récepteurs, soit de type I (champs récepteurs de petite taille) ou de type II (champs récepteurs de grande taille) [15]. Nous distinguons les récepteurs de Meissner, Pacini, Merkel et Ruffini présentés sur la figure (1.8). Chacun de ces mécano-récepteurs

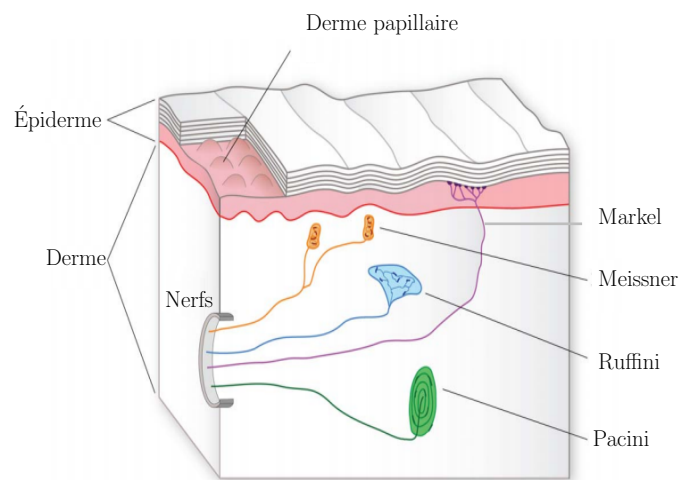


FIGURE 1.8: Types des mécano-récepteurs dans la peau humaine [18]

réagit à un type de stimulus et de fréquence différent [16–18].

- Les corpuscules de Meissner (FA I) sont sensibles à la vitesse d'établissement du stimulus et au toucher léger à une fréquence entre 5 et 50 Hz. Ces cellules ne sont pas sensibles aux déformations statiques et sont les plus nombreuses au niveau de la pulpe des doigts 140 unités/cm<sup>2</sup>.
- Les corpuscules de Merkel (SA I) sont responsables de la perception tactile à haute résolution, sensibles aux forces statiques. Elles ont une très bonne résolution spatiale avec 70 unités/cm<sup>2</sup>.
- Les corpuscules de Ruffini (SA II) sont responsables de la détection de la pression sur la peau et de son étirement, sensibles aux forces statiques. Elles ont une faible résolution spatiale avec 10 unités/cm<sup>2</sup>.



- Les corpuscules de Pacini (FA II) réagissent aux vibrations dans l'ensemble de la peau. Leur bande fréquentielle s'étend de 40 Hz jusqu'à 400 Hz. La zone la plus sensible est comprise entre 200 Hz et 300 Hz, leur densité est de 20 unités/cm<sup>2</sup> [18].

La figure (1.9) illustre le seuil de détection humain, en fonction de la fréquence des stimuli vibratoires et pour différentes surfaces de contact, un seuil d'amplitude plus faible indiquant une sensibilité plus élevée.

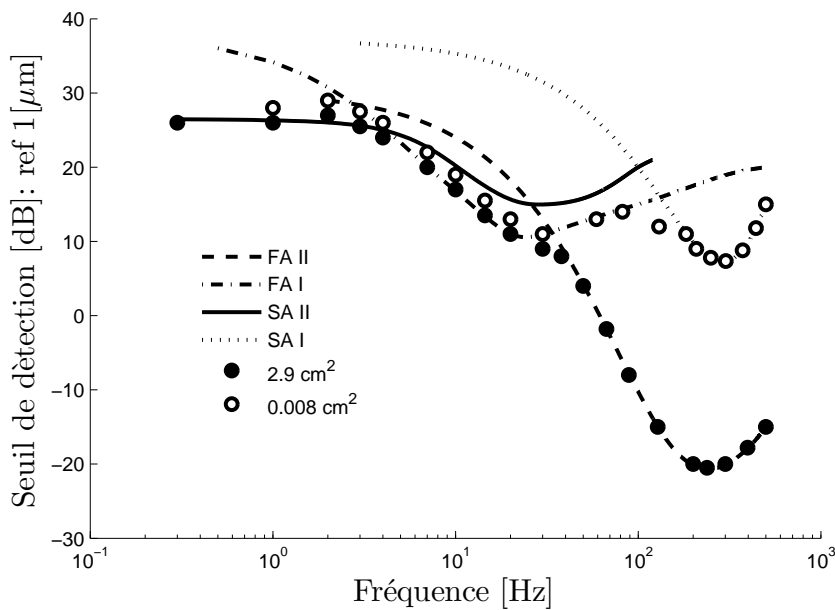


FIGURE 1.9: La dépendance en fréquence de la perception tactile [19]

La courbe de perception est une combinaison de quatre types de récepteurs tactiles, et présente un minimum (point de sensibilité maximale) à 250 Hz [19]. En plus de la dépendance de la fréquence, le seuil de détection tactile dépend d'autres paramètres, parmi lesquels la surface du contact et le lieu de la stimulation. Cette figure montre qu'il existe trois gammes de fréquences, dans lesquelles les récepteurs sont plus sensibles. Dans la gamme de fréquence la plus basse, SA II est relativement le plus sensible, au milieu de la gamme de fréquence on trouve les FA I, et enfin les FA II à haute fréquence. La reproduction d'une texture ou d'une forme à travers un environnement virtuel consiste à exploiter ces propriétés, de façon plus ou moins directe.

## 1.5 Simulateur de forme

De nombreux dispositifs à retour tactile ont été développés, exploitant diverses technologies d'interaction avec l'utilisateur. Ils ont été initialement proposés pour pallier la

déficience visuelle ou auditive. La plupart d'entre eux s'inspirent des premières techniques d'affichage Braille basées sur des matrices de picots. Ils se présentent majoritairement sous la forme de réseaux d'actionneurs dont l'indentation définit les formes et reliefs à afficher. La plupart d'entre eux reposent sur une exploration passive où le doigt de l'utilisateur est posé de façon passive sur l'interface à explorer, et ressent l'effet de picots actifs sous le bout du doigt. Les motifs sont présentés sous le derme en fonction de la position du doigt. Ces dispositifs à retour tactile peuvent être réalisés de différentes façons, nous distinguons les actionneurs électromagnétique, les actionneurs piézoélectriques, les fluides électro-rhéologiques, les alliages à mémoire de forme, ou encore les dispositifs pneumatiques.

### 1.5.1 Actionneurs électromagnétiques

La technologie électromagnétique est basée sur l'utilisation des moteurs à courant continu. Iwata et al [20], ont suggéré d'actionner une surface déformable de  $50 \times 50$  mm par des moteurs rotatifs de 4 cm diamètre. Ces moteurs sont liés à des mécanismes pour convertir la rotation du moteur à un mouvement linéaire d'une tige (un picot) contrôlée en déplacement. L'utilisateur peut alors stimuler des surfaces à trois dimensions, et toucher directement l'image projetée sur l'interface pour sentir sa forme et sa rigidité, comme illustré dans la figure (1.10). La vitesse maximale d'un picot est de 250 mm/s, avec une force appliquée de 10.8 N. Le nombre de doigts utilisable est limité à trois avec une résolution spatiale de 8 mm.

Sur le même principe, Lee et al [21] ont proposé un dispositif électromagnétique.

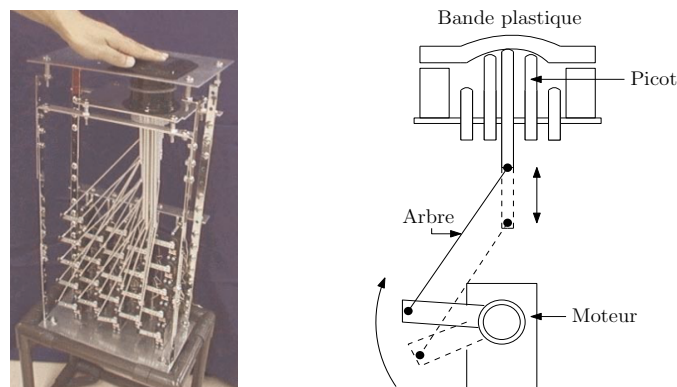


FIGURE 1.10: Afficheur de forme de Iwata [20]

Dans lequel un électro-aimant est contrôlé par une commande en courant. Ce dernier actionne une matrice de  $4 \times 5$  picots permettant de fournir une information tactile aux utilisateurs. Nous pouvons citer également l'afficheur de forme de Shinohara [22], où une surface tactile de  $200 \times 170$  mm<sup>2</sup> est constituée d'un arrangement de picots (une

matrice  $64 \times 64$  éléments) avec une résolution spatiale de 3 mm. Des moteurs pas à pas actionnent ces picots à travers un mécanisme d'entraînement, qui transforme le mouvement de rotation en un mouvement de translation. Les picots peuvent être soulevés de 0,1 mm pour une hauteur maximale de 10 mm. Ainsi, les utilisateurs peuvent obtenir certaines informations en touchant les picots soulevés.

Wagner [23], utilise le même principe, des picots de 1 mm de diamètre espacés de 2 mm, actionnés par des servomoteurs comme présenté sur la figure (1.11).

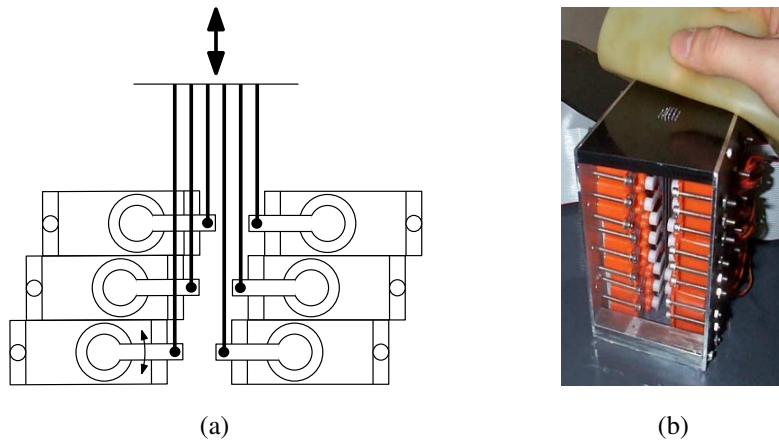


FIGURE 1.11: Afficheur de forme de Wagner [23]

Le VITAL est un dispositif à retour tactile à actionnement électromagnétique [24]. Son principe de fonctionnement est similaire à celui des dispositifs destinés aux applications haut-parleur. L'avantage de cet actionnement étant de pouvoir fonctionner sur des gammes de fréquence suffisamment larges, allant de quelques Hertz à plusieurs centaines de Hertz. Les forces et les déplacements sont assurés par l'interaction bobines et aimants figure (1.12).

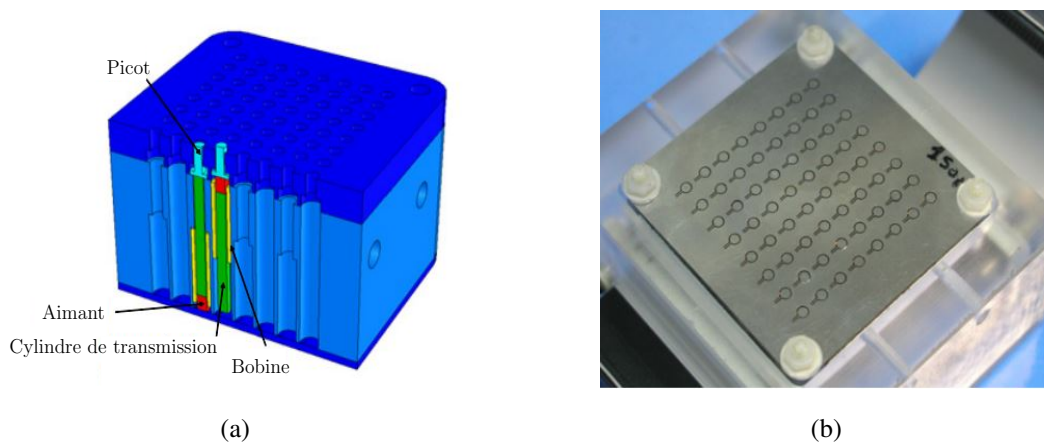


FIGURE 1.12: (a) Principe de fonctionnement du VITAL, (b) photo du prototype

Le dispositif se compose d'une matrice de  $8 \times 8$  picots, le contrôle indépendant de l'amplitude et la fréquence de ces picots facilite l'affichage de diverses formes haptiques. Cependant les moteurs et les actionneurs utilisés dans cette catégorie sont volumineux et encombrants du fait des mécanismes qui entrent en jeu et par conséquent, présentent une résolution spatiale faible.

Afin de réduire le poids et le volume de ces afficheurs de formes, les matériaux à mémoire de forme peuvent être une solution.

### 1.5.2 Les alliages à mémoire de forme

Une autre méthode pour réaliser un retour tactile consiste à utiliser les alliages à mémoire de forme (AMF). En effet, ces matériaux sont des alliages possédant des propriétés uniques. Ils peuvent changer de forme en réponse à des contraintes mécaniques, à la température ou à des champs électromagnétiques. Tout d'abord, ils sont capables de garder une information sur la forme initiale et de la reconstituer même après une déformation, soit par un simple chauffage ou lorsque la contrainte est relâchée. Sur la base de ces matériaux, Taylor et al [25], ont réalisé un simulateur de forme avec un arrangement de 64 éléments réalisé à partir de 8 modules (figure (1.13(a))). Les picots peuvent subir une déformation lors de l'application d'un courant responsable du réchauffement de cet alliage. Ces picots peuvent retrouver leurs formes initiales lorsqu'ils ne sont plus alimentés.

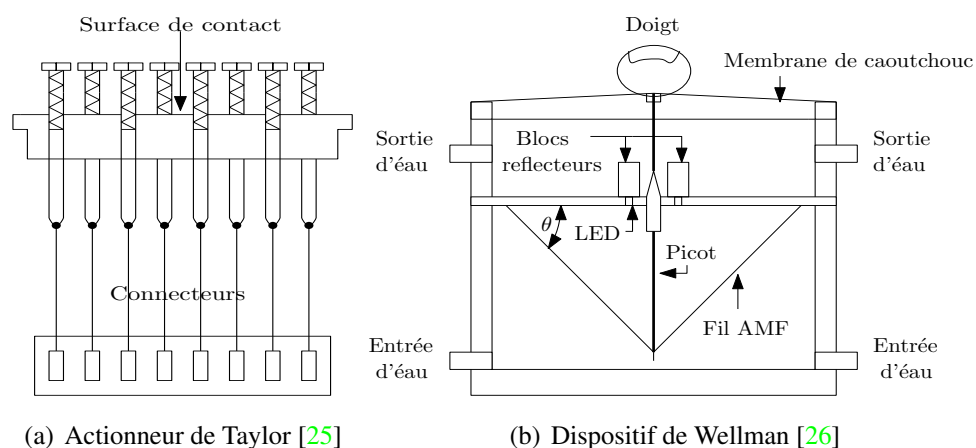


FIGURE 1.13: Dispositifs à mémoire de forme

Dans la même famille des afficheurs de formes, pour des applications en téléopération et pour les environnements virtuels Wellman et al [26], ont développé un prototype tactile qui peut simuler plusieurs points de contact sur un seul doigt. Ce simulateur se

compose d'une ligne de 10 picots espacés de 2 mm. Chaque picot est actionné par un fil en alliage à mémoire de forme de telle sorte que les utilisateurs peuvent percevoir des formes et des reliefs (figure (1.13(b))). L'intégration d'un dispositif de refroidissement permet d'atteindre une bande passante de 40 Hz.

Le taxel est un autre exemple proposé par Velazquez et al [27]. Ce dispositif consiste en un arrangement de  $8 \times 8$  picots actionnés par des alliages à mémoire de forme (figure (1.14)). Les picots peuvent s'agrandir verticalement de 1 mm et de garantir une résolution spatiale de 2,6 mm. Contrairement aux dispositifs existants, le taxel pèse 200 g avec des dimensions compactes ce qui facilite sa portabilité par l'utilisateur. Toutefois ces techniques sont limitées par leur faible rigidité et leur bande passante limitée.

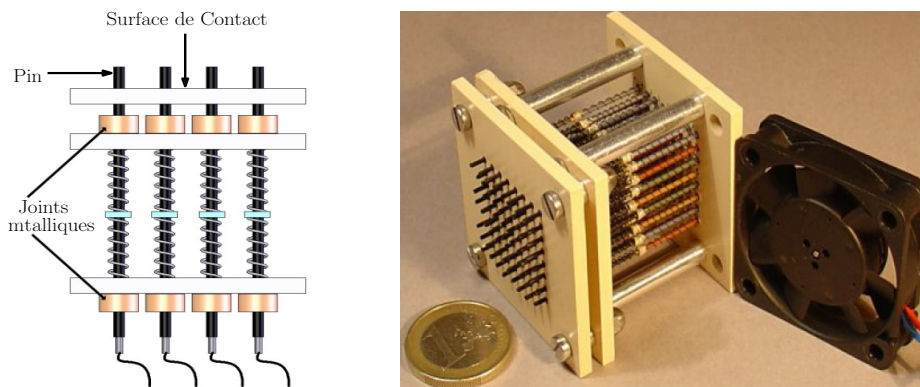


FIGURE 1.14: Dispositif à mémoire de forme de Velazquez [27]

Pour afficher des formes 3D à grande échelle, comme les objets denses tels que des visages humains ou des caractéristiques géographiques, Nakatani et al [28] ont développé un prototype sur lequel une matrice de  $4 \times 4$  picots est actionnée par des AMF. Ce dispositif peut subir un mouvement normal de 120 mm d'amplitude (ce qui est plus long que les travaux précédents) sur une autre version avec une matrice  $16 \times 16$  de picots [29]. La matrice de picots transmet des informations visuelles et palpable de telle sorte que le dispositif peut reproduire des formes, comme illustré sur la figure (1.15).

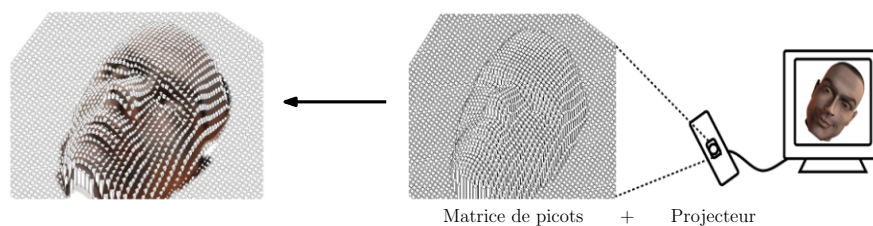


FIGURE 1.15: Exemple d'application de la matrice de picots actionnée par des AMF selon [29]

### 1.5.3 Les fluides électro-rhéologiques

Les fluides rhéologiques (FR) ont été découverts par Winslow en 1949. Ces FR sont des suspensions de particules conductrices d'ordre micrométrique, dispersées dans un fluide isolant. Ils sont sensibles à un champ magnétique ou électrique. Lors de l'application d'un champ électrique perpendiculaire à la direction du mouvement des FR, ses particules se polarisent et s'alignent en fibres le long des lignes du champ [30], créant une résistance à l'intérieur du fluide, ce qui provoque un changement de viscosité apparente. Le fluide devient rigide dans l'axe du champ, avec une contrainte d'écoulement élevée comme schématisé sur la figure (1.16).

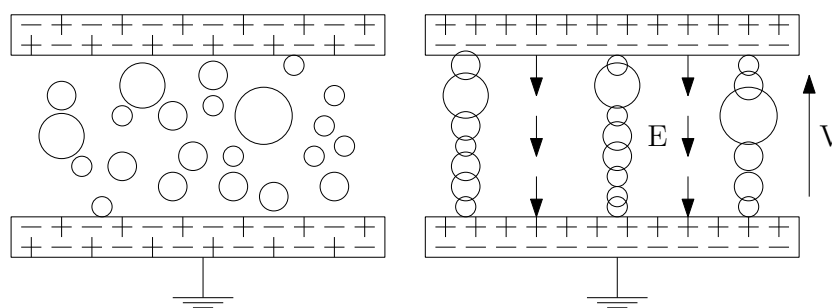


FIGURE 1.16: Solidification du fluide selon l'axe du champ

En 1989 Kenaley et al ont été les premiers à proposer l'utilisation de l'effet FER pour des applications tactiles [31]. Sur la base de ce travail, plusieurs chercheurs ont proposé l'utilisation de FR dans les afficheurs de forme pour interagir avec les environnements virtuels [32] ainsi que pour les techniques d'affichage Braille [33]. En 1996 Taylor et son équipe à l'Université de Newcastle [34, 35] ont développé un dispositif qui consiste en deux surfaces parallèles, séparées par un espace de 2,5 mm rempli de FR. La surface inférieure se compose d'une matrice de  $5 \times 5$  cellules, construite sur une base de polymère diélectrique. Chaque cellule est intégrée sur une électrode carrée en aluminium, de dimension  $11 \times 11 \text{ mm}^2$  espacée de 2 mm, comme illustré sur la figure 1.17(b). En appliquant une tension aux électrodes de 0 à 10 kV, la surface supérieure génère une rigidité variable qui peut être perçue par le doigt d'un utilisateur. La stimulation détectée peut être contrôlée en ajustant la tension imposée. Cette technique a permis de réduire le nombre et la taille des actionneurs, néanmoins elle souffre d'un manque de précision. La figure (1.17(a)) montre les réponses de force résultantes de simulateur pour différents niveaux de tension sur un cycle (le point distance "zéro" étant le point d'inversion).

Sur une approche similaire, Jansen et al [90], proposent de contrôler la viscosité ap-



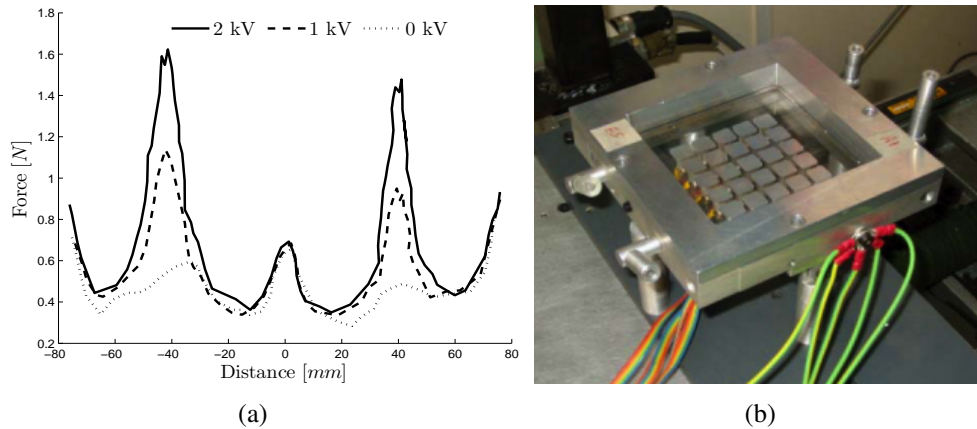


FIGURE 1.17: (a) Simulateurs à retour tactile à base de fluides électrorhéologiques, (b) Force générée par le simulateur autour d'une cellule [35]

parente d'un fluide magnéto-rhéologique MR (des suspensions de particules ferromagnétiques) par l'application un champ magnétique variable sur le fluide. Le dispositif expérimentale dénommé MudPad est donné sur la figure (1.18). Il se compose de quatre couches, la couche inférieure étant un réseau d'électro-aimants. Chaque aimant peut être magnétisé individuellement pour constituer un champ magnétique localisé.

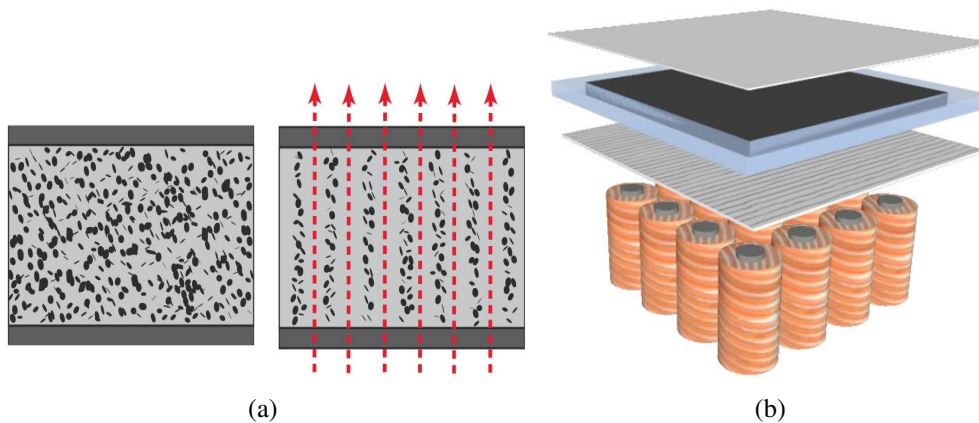


FIGURE 1.18: (a) L'application d'un champ magnétique provoque l'aimantation des particules en fer pur qui vont former, comme autant d'aimants microscopiques, une chaîne orientée dans le sens des lignes de champ, (b) Simulateur à retour tactile à base de fluides magnéto-rhéologiques [90]

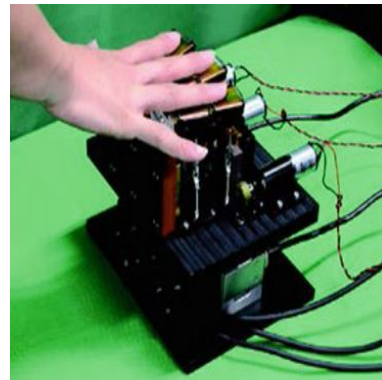
### 1.5.4 La technologie pneumatique

Dans cette catégorie, les afficheurs de forme exploitent la souplesse d'un matériau pour produire une sensation tactile. Des pistons actionnés par des moteurs permettant un

ressenti de raideur variable d'une surface déformable comme il a été rapporté dans les travaux de Fujita [36]. Lors du contact d'un doigt avec une surface déformable, le bout du doigt s'enfonce en augmentant la surface de la pulpe du doigt au contact. Cette zone de contact est contrôlée d'une façon dynamique en fonction de la force du contact détectée permettant de générer une simulation tactile, voir figure (1.19(a)). Récemment, cette approche a été élargie pour une rétroaction multi-touch [37] présentée sur la figure 1.19(b).



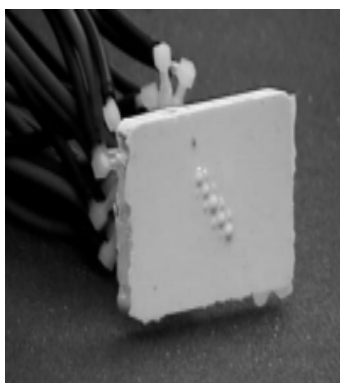
(a) [36]



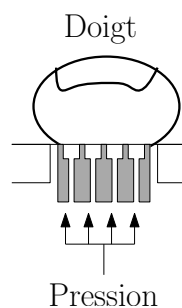
(b) [37]

FIGURE 1.19: Dispositifs à technologie pneumatique, (a) Dispositif monotouch, (b) Dispositif multitouch

Pour reproduire des informations sur la forme locale Moy et al dans [38], ont utilisé une pompe pour aspirer ou expulser de l'air par le biais des microvalves électromagnétiques. Le principe de base consiste à contrôler la pression imposée au simulateur pour générer un déplacement vertical (figure (1.20(a))).



(a) [38]



(b) [39]



(c) [40]

FIGURE 1.20: (a) Simulateur à expulsion d'air, (b) Schéma synoptique du dispositif de Asamura, (c) Simulateur de Scilingo



Asamura dans [39], contrôle la pression dans des cavités implémentées entre la surface du simulateur et la peau du doigt. Le schéma de principe est donné sur la figure (1.20(b)).

En partant de ces travaux, Scilingo [40], a développé un prototype avec une configuration différente. Un ensemble de cylindres de différents diamètres imbriqués les uns dans les autres comme présenté sur figure (1.20(c)), l'application d'un jet d'air à cet ensemble permet de pousser l'une des extrémités des cylindres. Ce prototype a été également couplé avec un système à retour d'effort. Toutefois ces dispositifs à technologie pneumatique nécessitent un assemblage de nombreuses pièces et d'actionneurs qui sont relativement lourds.

### 1.5.5 La technologie piézoélectrique

La technologie piézoélectrique offre une approche alternative pour la transmission de l'information par la voie tactile. Hayward et al [41] ont présenté une interface tactile exploitant les déformations transversales et latérales de la peau. La technologie utilisée pour l'actionnement étant des céramiques piézoélectriques. L'interface est constituée d'une matrice  $8 \times 8$  actionneurs piézoélectriques connectés à une membrane déformable (figure (1.21(a))). Pour une tension appliquée de 200 V, ces actionneurs peuvent vibrer et générer un déplacement de  $5 \mu\text{m}$  selon un mode  $d_{31}$ , exploitant la direction perpendiculaire au champ électrique appliqué. Les retours de vibration sont utilisés comme un retour d'information comme illustré sur la figure (1.21(b)).

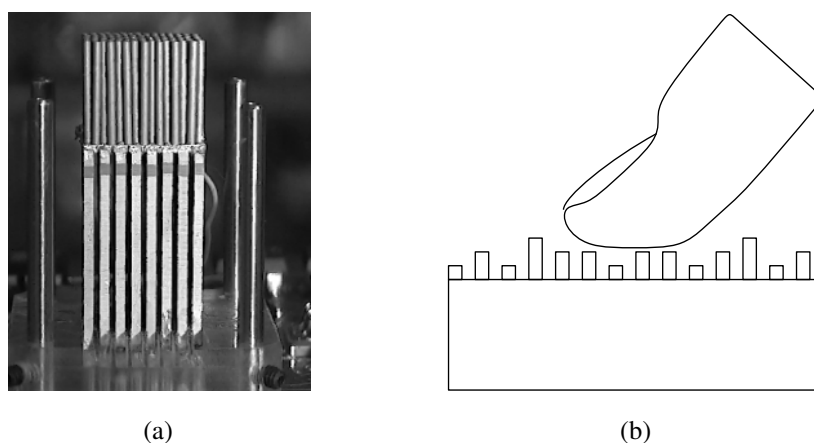


FIGURE 1.21: (a) Dispositif à technologie piézoélectrique, (b) Principe de la simulation tactile [41]

Pour ressentir un glissement variable lié à l'interaction doigt surface, Van Doren et al [42] ont développé un prototype composé d'un assemblage de 88 éléments piézoélectriques capable de subir une déformation allant jusqu'à  $11 \mu\text{m}$  selon la direction de la

polarisation (figure (1.22(a))). Ce dispositif permet par exemple d'entraîner le doigt de l'utilisateur en générant une onde progressive discrète qui peut varier à la fois dans l'espace et dans le temps, à une fréquence située dans la bande passante du système sensoriel, voir figure (1.22(b)).

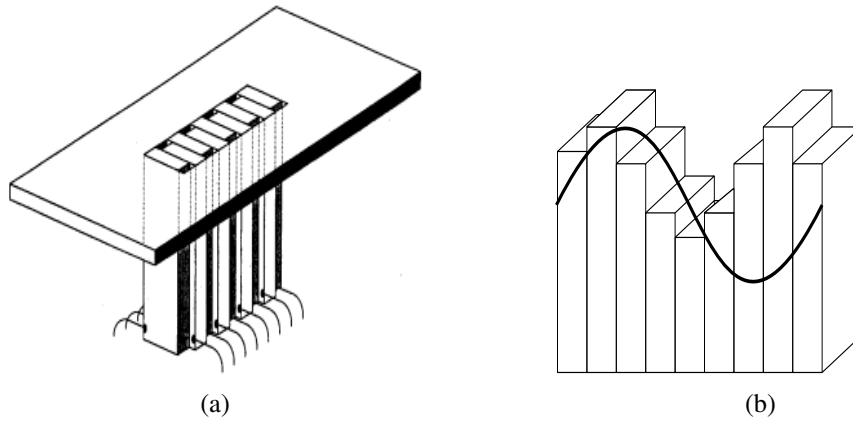


FIGURE 1.22: Schéma synoptique d'un simulateur à retour tactile, (b) Onde progressive discrète générée à la surface vibrante [42]

### 1.5.6 Autres technologies

D'autres technologies permettent également d'afficher les différentes informations tactiles aux utilisateurs, telles que les codes brailles et des textures de surface. La technologie MEMS (Micro-Electro-Mechanical Systems) et les polymères actifs sont des solutions présentant un intérêt pour le retour tactile. Norihisa et al [43] ont proposé d'intégrer les MEMS dans les interfaces à retour tactile. L'écran d'affichage se compose de 9 micro-actionneurs équipés d'un mécanisme hydraulique pour amplifier le déplacement généré, comme illustré sur la figure (1.23(a)). Le contrôle de l'amplitude et de la fréquence de la vibration permet de simuler des formes et des reliefs.

Une autre technologie est proposée par Overholt et al [44, 45], basée sur la génération d'une surface 3D (MATRIX). Ce dispositif permet un contrôle en temps réel d'une surface déformable, composée de 144 tiges maintenues par des ressorts se déplaçant verticalement en formant une matrice  $12 \times 12$ , voir figure 1.23(b). Cette technique peut être adaptée à de nombreuses applications dans divers domaines. Au début, il a été implémenté dans les instruments de musique, pour donner aux utilisateurs une interface tactile trois dimensions, afin de contrôler le son avec leurs mains figure (1.23(b)). Cette technique a été élargie ensuite dans d'autres applications, telles que l'animation

graphique en temps réel, la conception sculpturale et le retour tactile.

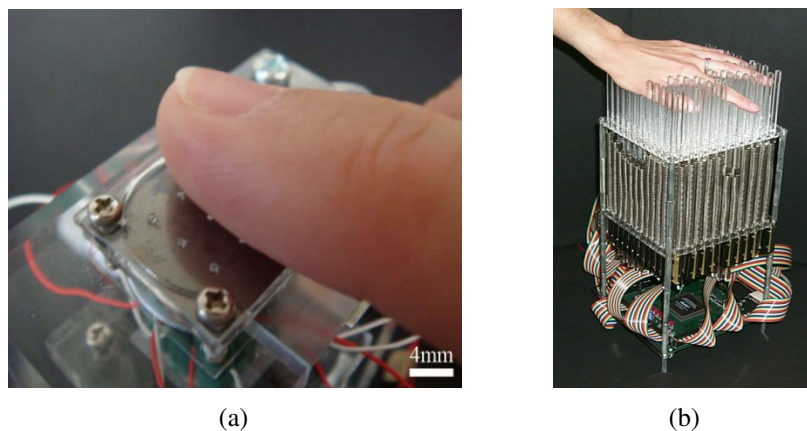


FIGURE 1.23: (a) Dispositif à technologie MEMS [43], (b) Afficheur de forme 3 D [44]

Différentes technologies ont été présentées, des exemples de réalisation et d'application ont été abordés en notant leurs avantages et inconvénients. Toutefois, les afficheurs de formes sont limités par leurs poids, le nombre et le volume encombrants d'actionneurs utilisés qui ne peuvent pas être superposés sur un afficheur visuel. De plus un grand nombre d'actionneurs doit être commandé simultanément. La résolution spatiale de ces interfaces (la distance entre chaque point de l'affichage), dépend du nombre d'actionneurs utilisés. Par conséquent, les possibilités de ces technologies sont assez restreintes et l'approche discrète ne peut être une solution prometteuse. Toutefois d'autres mécanismes peuvent être mis en jeu pour produire une simulation tactile. Ils sont principalement dédiés à un affichage de textures. La section suivante présente les avancées actuelles en terme de simulation de texture, en se focalisant sur les interfaces tactiles compactes destinées à la simulation de la pulpe des doigts.

## 1.6 Simulateur de texture

La plupart des dispositifs présentés dans cette partie permettent de moduler la friction. Potentiellement, il est possible de simuler une texture en introduisant une corrélation entre position du doigt et coefficient de friction. Dans la mesure où une texture est un motif spatial généralement périodique, il serait aussi possible de simuler des textures avec les dispositifs présentés précédemment.

La majorité des dispositifs tactiles destinés à la simulation des textures sont basés sur des réseaux d'actionneurs plus ou moins intégrés. Ils regroupent en effet deux types

de simulations selon le mode d'interaction, soit un retour tactile mono-touch lié à l'usage d'un seul doigt (caractère uniforme de la simulation), ou multi-touch permettant l'utilisation de plusieurs doigts en même temps (plusieurs doigts ou utilisateurs explorant la surface, perçoivent différentes simulations).

### 1.6.1 Simulateur à retour tactile mono-touch

Contrairement aux interfaces tactiles mono-touch présentées dans la section (1.2.1), les interfaces à retour tactile mono-touch consistent à reproduire une texture via un environnement virtuel, et donc à reproduire des sensations en générant des forces appropriées comme illustré sur la figure (1.7). Les principales techniques pour générer une simulation à rétroaction tactile dédiées à l'interaction d'un seul doigt sont présentées ci-dessous.

#### Retour tactile électrostatique direct

L'effet des forces électrostatiques a été découvert en 1953 par Mallinckrodt et al [46], qui ont prouvé qu'en déplaçant un doigt sur une surface métallique soumise à une tension alternative, et recouverte d'une couche isolante mince on peut percevoir des sensations différentes. Cet effet a été expliqué par la formation d'un condensateur entre la surface métallique et la couche isolante suite à un déplacement de charges figure (1.24). Lorsqu'une tension alternative est appliquée au métal, une force d'attraction

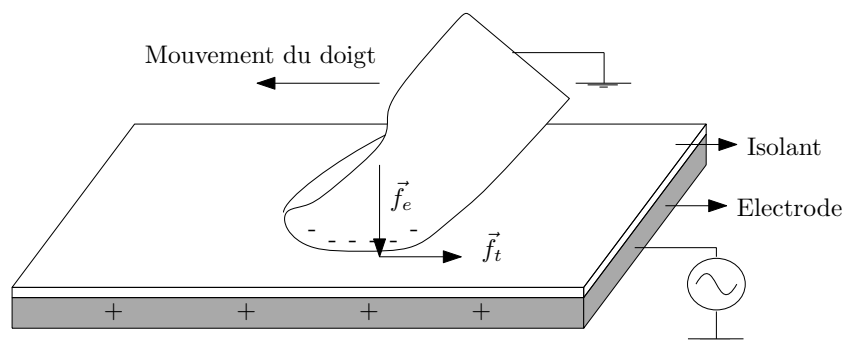


FIGURE 1.24: Représentation schématique du principe du retour tactile électrostatique

électrostatique variable entre la peau et le métal est générée, et donc un mouvement relatif du doigt est nécessaire pour extraire l'ensemble d'information. En effet, un déplacement tangentiel du doigt par rapport à l'électrode est soumis à une force résultante de la friction. Cette force dépend de la force normale appliquée par l'utilisateur  $F_n$ , de

la force électrostatique  $f_e$  et du coefficient de frottement dynamique  $\mu$  équation (1.1).

$$f_t(t) = \mu[F_n + f_e(t)] \quad (1.1)$$

La modulation du frottement  $f_t$ , entre la surface et la peau du doigt parcourant la surface plane, permet de créer des sensations perceptibles comme illustré sur la figure (1.25).

La force électrostatique  $f_e$  dépend de la tension appliquée. Elle peut être exprimée en tenant compte des composants du système par l'équation (1.2).

$$f_e(t) = \frac{\epsilon_0 AV^2(t)}{2\left(\frac{T_s}{\epsilon_s} + \frac{T_p}{\epsilon_p}\right)(T_s + T_p)} \quad (1.2)$$

où  $T_s$  et  $T_p$  représentent l'épaisseur de la peau et de l'isolant.  $\epsilon_s$  et  $\epsilon_p$  leurs permittivités diélectriques relatives,  $\epsilon_0$  est la permittivité diélectrique du vide, tandis que  $A$  et  $V$  représentent successivement l'aire du contact du doigt et la tension appliquée, voir figure (1.24).

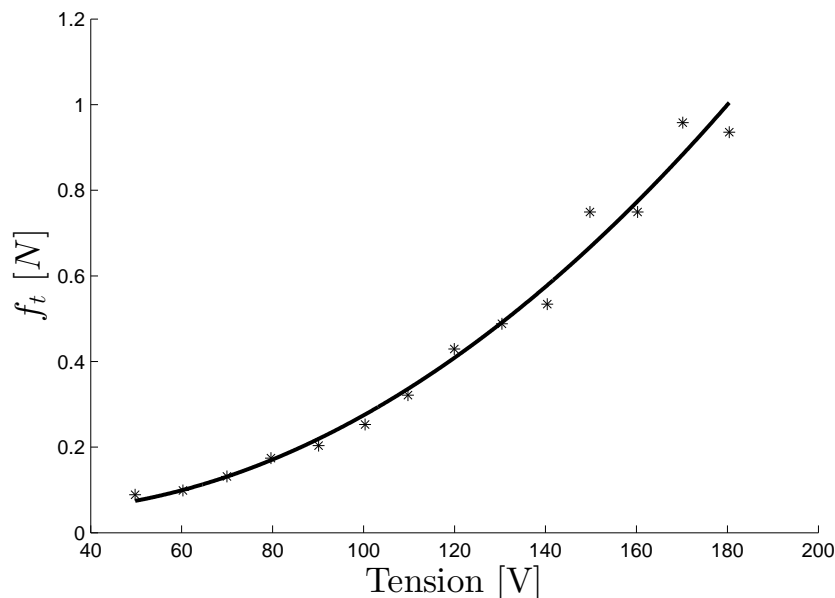


FIGURE 1.25: Force de frottement en fonction de la tension appliquée d'après [50]

En 2010, Bau et al [51] ont proposé un écran tactile électrostatique intégré dans un afficheur visuel. L'image visuelle est projetée sur un plan de diffusion, en utilisant un projecteur installé derrière une plaque en verre. Les stimuli tactiles sont modulés en fonction des informations visuelles permettant à l'utilisateur de sentir les éléments virtuels par le toucher, par exemple le rendu d'une pomme comme présenté sur la figure (1.26). Une configuration similaire a été réalisée par Radivojevic et al [52], en associant

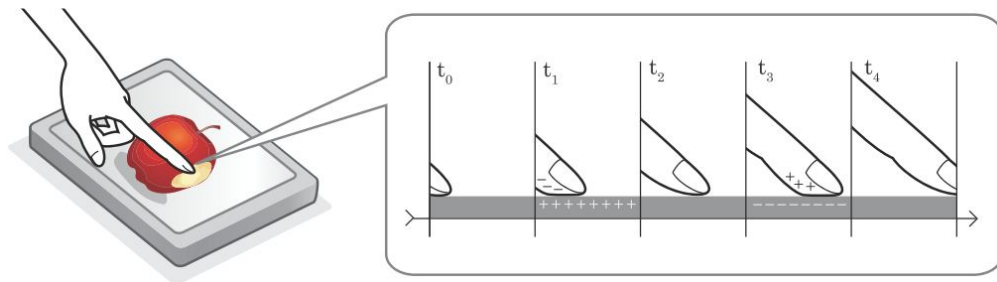


FIGURE 1.26: Écran tactile basé sur l'électrostatique [51]

un afficheur visuel d'un dispositif mobile et un écran tactile électrostatique. Le système exploite le phénomène d'électro-vibration pour créer une force de frottement réglable entre le doigt d'un utilisateur et la surface. Une image tactile est formée en fonction de l'information visuelle affichée (textures virtuelles, des allures tactiles, etc...). La force de frottement sur l'écran peut être programmée pour correspondre aux images affichées à l'écran, et les coordonnées réelles de l'interaction tactile en temps réel.

Ces dispositifs électrostatiques requièrent des tensions d'alimentation importantes, et sont très sensibles à l'humidité de la peau et de l'air [54], ce qui diminue les performances d'une simulation électrostatique en terme de perception tactile.

### Retour tactile électrostatique indirect

En 2005, Yamamoto et al [50] ont proposé un écran tactile électrostatique transparent associé à un écran LCD (Écran à cristaux liquides), pour réaliser un système d'affichage visuel intégré. Les auteurs ont suggéré de lier le doigt de l'utilisateur à un curseur métallique pour augmenter la résolution avec un nombre fini d'électrodes, comme schématisé sur la figure (1.27). La simulation des textures est devenue possible en appliquant

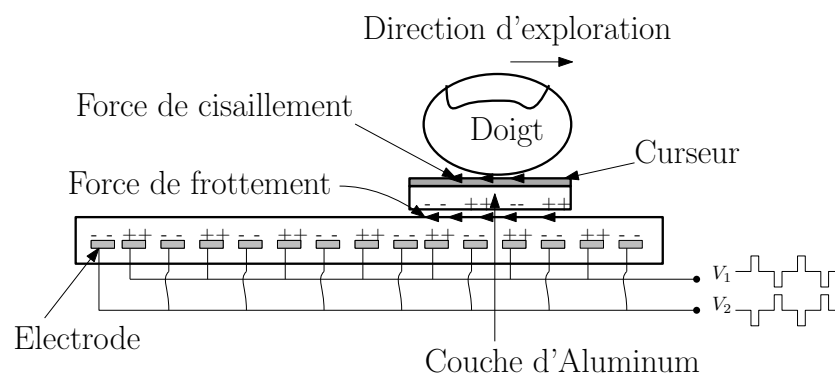


FIGURE 1.27: Principe d'une simulation électrostatique avec un curseur [50]

une tension biphasée périodique sur chacune des électrodes ( 50 électrodes parallèles d'une longueur de 37 mm et de largeur de 0.8 mm espacées de 1 mm ), recouvertes d'un

film isolant de 7.5  $\mu\text{m}$  d'épaisseur.

Il est à noter que pour avoir une bonne sensation, la couche superficielle de la peau (stratum corneum) doit être sèche et relativement non conductrice.

Une deuxième approche, présentée dans la section suivante, où une onde élastique qui se propage à la surface d'un matériau élastique est utilisée pour un retour tactile.

## Retour tactile à ondes acoustiques de surface

En 2001, dans une autre gamme de fréquence, Masaya et al [55–58] proposent une autre technologie pour le retour tactile, basée sur des ondes acoustiques qui se propagent à la surface d'un matériau élastique (ondes de Rayleigh). Un écran tactile à ondes acoustiques de surface (OAS), composé de deux transducteurs inter-digités (IDT), déposés sur chaque extrémité d'un substrat piézoélectrique à Niobate de Lithium ( $\text{LiNbO}_3$ ), permet la transmission et la réception d'une onde acoustique. La structure de l'écran tactile est représentée sur la figure (1.28). Sous l'application d'une différence de

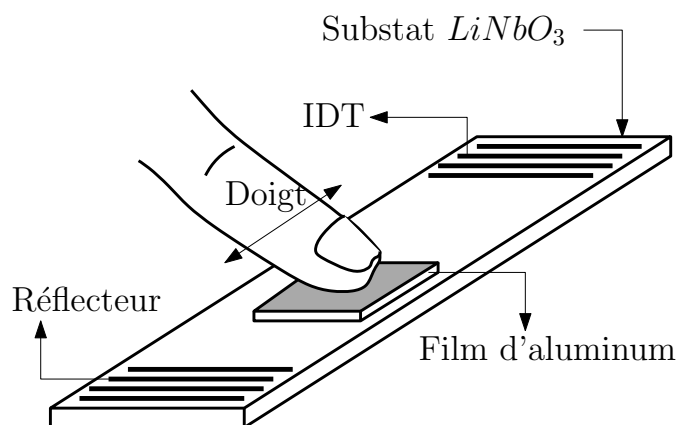


FIGURE 1.28: Schéma de principe d'un simulateur à onde acoustique de surface d'après [56]

potentiel, ces transducteurs piézo-électriques convertissent le signal électrique en ondes surfaciques ultrasoniques à une fréquence de 15 MHz, et une amplitude de vibration de quelques nanomètre. Lorsque le doigt de l'utilisateur glisse sur la surface à travers un curseur en Aluminium, une partie de l'onde est absorbée. En effet le coefficient de friction semble diminuer lorsque la vibration est très rapide. La durée de cette onde vibratoire est traduite par les mécano-récepteurs du doigt comme une sensation tactile (le toucher est a priori insensible à cette gamme de fréquence mais la réduction du frottement est perceptible par le doigt). Cette sensation tactile est contrôlée par le biais de l'amplitude de vibration, et de la fréquence d'excitation. Par exemple, le passage du simulateur d'un état "on" vers un état "off" avec une fréquence bien déterminée permet de stimuler des textures, comme des surfaces rainurées, le principe est illustré sur la

figure (1.29).

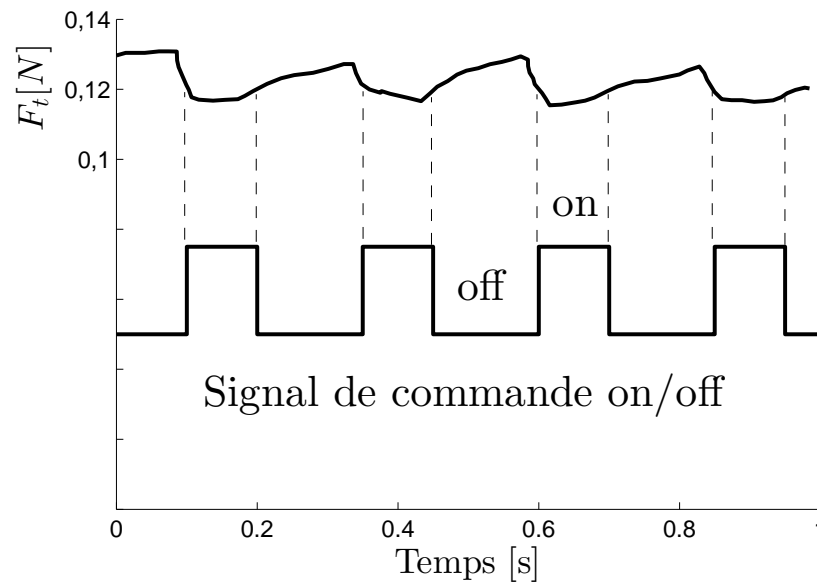


FIGURE 1.29: Principe du contrôle de frottement d'après [55]

Cette technique donne la possibilité de créer une simulation tactile, avec une épaisseur assez mince de l'interface à explorer 1 mm et offre l'avantage d'une perception tactile sans le moindre déplacement du doigt, et même la capacité à explorer avec des gants. Mais la présence d'un curseur entre le doigt de l'utilisateur et l'interface limite cette technique (contact indirect avec l'interface). Malgré cela, cette technologie a été implémentée avec succès avec un dispositif à retour de force [59], avec une souris d'un micro ordinateur en 2010 [60, 61], également avec une tablette à stylet combinée à un afficheur visuel en 2008 [62].

Une autre simulation basée sur des vibrations ultrasoniques, avec une approche à effet squeeze film est présentée dans la section ci-dessous.

### Retour tactile à effet squeeze film

En 1995, Watanebe et al [63] ont proposé une méthode pour contrôler la rugosité apparente d'une surface basée sur des vibrations ultrasoniques. Entre le doigt et la surface vibrante, un film d'air apparaît dénommée "squeeze film", donnant lieu à une sensation glissante. Dans ce contexte une plaque soumise à des vibrations ultrasoniques peut être analogue à une table à coussin d'air utilisée pour étudier le mouvement dans un environnement de basse friction.

Le principe de l'effet squeeze film est schématisé sur la figure (1.30).



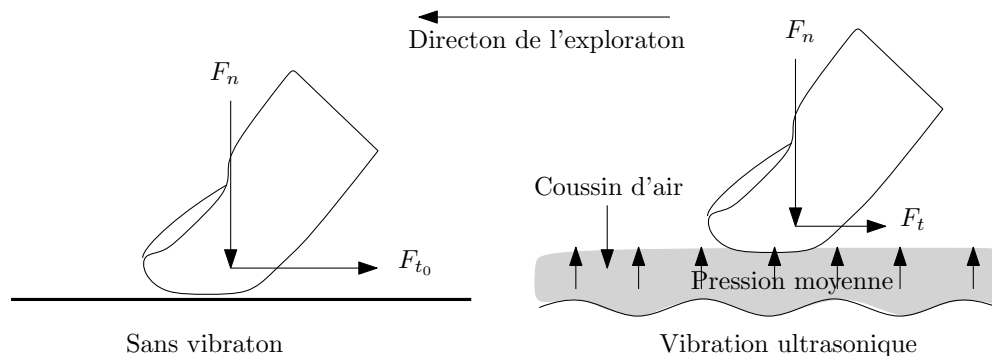


FIGURE 1.30: Schéma de principe d'une simulation à effet squeeze film

Partant du principe des moteurs linéaires à ultrason, Watanabe génère une onde stationnaire de quelques micromètres à une fréquence de résonance de 75 kHz sur une poutre actionnée par deux actionneurs piézoélectriques de type Langevin, situés sur chacune de ses extrémités. Dans cette expérience Watanabe constate que l'effet de l'augmentation de l'amplitude de vibration, permet de diminuer la rugosité apparente de la surface à explorer. Ce phénomène est due au contact intermittent et la réduction de la zone de contact conduisant à la réduction du coefficient de frottement selon la figure (1.30), à l'inverse du retour tactile électrostatique où l'augmentation de la tension appliquée permet d'augmenter la rugosité apparente. En complément, Watanabé a constaté également que la fréquence d'excitation n'a pas d'influence sur la perception tactile au delà d'un certain seuil de 20 kHz. Étant donné que ces fréquences d'excitation se situent en dehors de la bande passante des mécano-récepteurs de la peau (figure (1.9)), le simulateur tactile ne transfère pas directement l'énergie au doigt de l'utilisateur, mais modifie plutôt la manière dont elle est dissipée dans la zone de contact avec la surface vibrante [64].

En se basant sur le même principe, en utilisant un dispositif similaire à la démonstration de Watanabe avec une poutre en Aluminium, nous avons mesuré le frottement induit par (la) surface d'une poutre vibrante, voir figure (1.31). Le frottement d'un doigt glissant sur la surface vibrante diminue ainsi de 73 % lors de l'application d'une amplitude de vibration de 1.55  $\mu\text{m}$ , avec une fréquence d'excitation de 28.3 kHz, une force normale appliquée de 0.5 N, et une vitesse d'exploration de 25  $\text{mm s}^{-1}$ .

Il est à noter qu'aucune sensation de la vibration n'a été perçue, mais uniquement la réduction de la force de frottement a été constatée. Selon la loi du Coulomb cette force de frottement nommée  $F_t$  entre le doigt de l'utilisateur et la surface vibrante, peut être exprimée en fonction d'un coefficient de frottement, qui dépend à la fois de l'amplitude

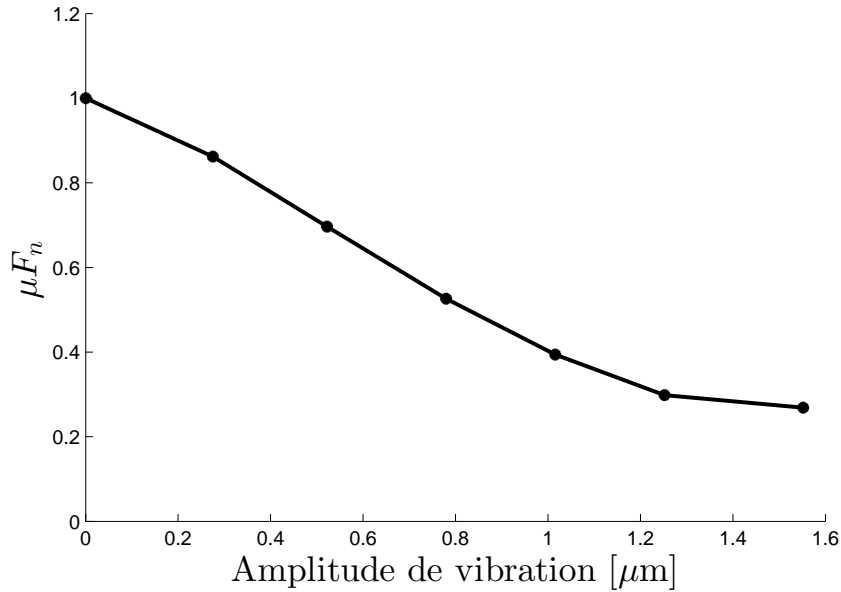


FIGURE 1.31: Force de frottement normalisée en fonction de la l'amplitude de vibration

de vibration  $\mu$  et de la force normale appliquée  $F_n$  équation (1.3).

$$F_t = \mu(W)F_n \quad (1.3)$$

Une modélisation numérique de l'effet squeeze film a été proposée dans [65], la réduction du coefficient de frottement due à l'effet squeeze film est déterminée à partir de la relation suivante :

$$\mu = \mu_0[1 - \exp(-\psi/\psi^*)] \quad (1.4)$$

avec

$$\psi = \frac{V}{Wf\mu_0(1 + \eta)} \quad (1.5)$$

$\mu_0$  est le coefficient de frottement intrinsèque (sans vibration),  $\psi^*$  est un coefficient lié aux caractéristiques du doigt de l'utilisateur,  $V$  étant la vitesse d'exploration,  $W$  et  $f$  sont respectivement l'amplitude de vibration et la fréquence d'excitation.  $\eta$  est le coefficient de Poisson de la peau du doigt de l'utilisateur.

En 2007, cette approche a été transposée pour le cas d'un élément piézoélectrique de 25 mm de diamètre et 1 mm d'épaisseur, surmonté sur un disque en verre nommé (T-PaD) [66]. Le dispositif est excité à sa résonance mécanique de 33 kHz, avec une tension d'alimentation comprise entre 0 et 40 volts crête à crête. Pour simuler des textures réelles, un pantographe a été implémenté pour capter la position du doigt,

en imposant un coefficient de frottement sous la forme d'un signal carré comme illustré sur la figure (1.32(a)), cela permet de stimuler par exemple la texture d'une surface composée d'une ou plusieurs rayures parallèles "File gratin" présentée sur la figure (1.32(b)) (alternance entre les états glissants et rugueux).

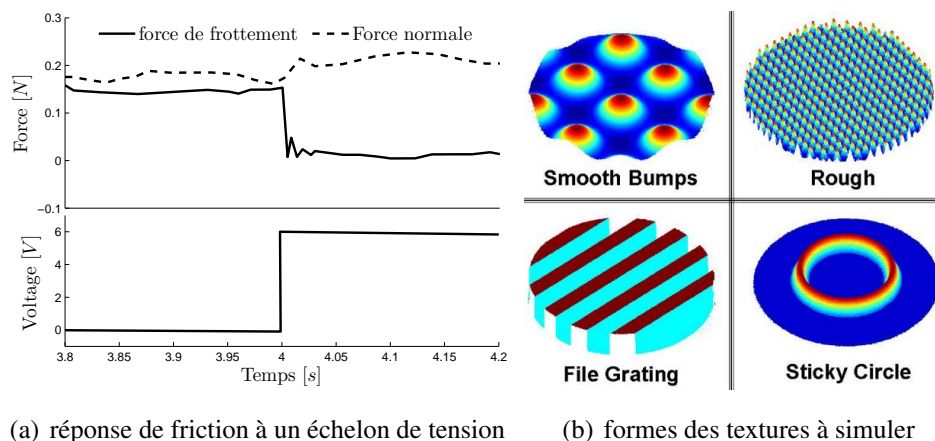


FIGURE 1.32: Principe de la simulation des textures basée sur l'effet squeeze film [66]

Sur un dispositif similaire, une approche différente a été proposée par Ochiai et al [77], qui consiste à transformer des textures réelles par la réduction de leurs rugosités originales. Différents échantillons de papiers de textures variables ont été collés sur une plaque métallique, fixée sur un actionneur piézoélectrique. Les auteurs ont suggéré d'implémenter une camera pour détecter la position du doigt et un vidéo projecteur qui reflète une image sur la surface à explorer pour donner en plus du retour tactile, un aspect visuel de la simulation comme illustré sur la figure (1.33).



FIGURE 1.33: (à gauche) Dispositif expérimental, (à droite) Des échantillons de papiers de texture variable [77]

Le dispositif permet en effet de modifier la texture ressentie, selon le profil désiré en terme de caractéristiques haptiques et visuelles.

En 2014, dans la famille des interfaces à frottement contrôlé, Mullenbach et al [74, 75], ont proposé une version plus évoluée du T–PaD, une tablette avec un écran tactile à coefficient de frottement variable figure (1.34(a)). On trouve également un écran à coefficient de frottement variable intégrée avec une montre intelligente [76], voir figure (1.34(b)).

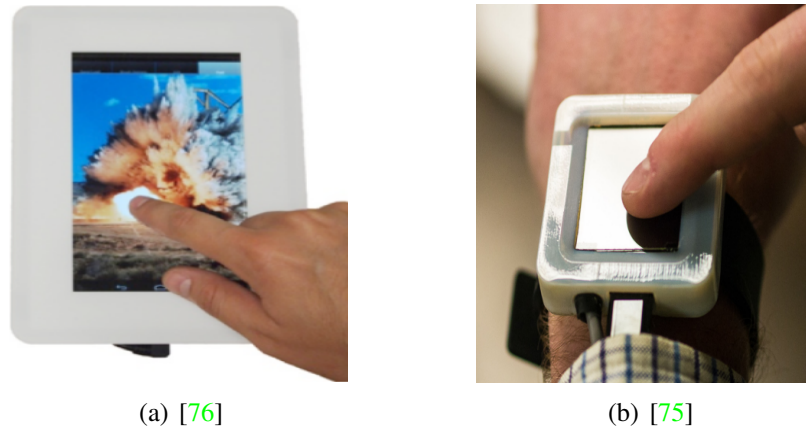


FIGURE 1.34: Simulateur tactile à effet squeeze film intégré avec un afficheur visuel, (a) Tablette T–PaD, (b) Montre intelligente

Simultanément, le laboratoire d'Electrotechnique et d'Electronique de puissance (L2EP) développe des interfaces à retour tactile basées sur l'effet squeeze film. En 2007 Biet et al [67], ont observé le même phénomène sur un moteur piézoélectrique à onde progressive, en détournant le stator du moteur de son fonctionnement par l'alimentation d'une seule voie du stator, cela permet de générer une onde stationnaire de  $2 \mu\text{m}$  crête à crête. Par la suite un design pour une interface tactile a été proposé [68–70], consistant en une plaque rectangulaire de  $83 \times 49 \times 2 \text{ mm}$  actionnée par une matrice de céramique piézoélectrique  $7 \times 5$  répartie sur sa surface, en vue d'exciter une onde stationnaire à sa fréquence de résonance comme schématisé sur la figure (1.35(a)). Une réduction remarquable de la rugosité de la plaque a été constatée. Une étude psychophysique a montré que 50% de la population interrogée arrive à distinguer la simulation tactile à partir d'une amplitude de vibration crête de  $0.5 \mu\text{m}$ , cette proportion atteignant jusqu'à 80% pour  $1.2 \mu\text{m}$  d'amplitude crête comme illustré sur la figure (1.36(a)). La fréquence d'excitation était de 30 kHz.

Cinq ans plus tard, Giraud et al [71] ont développé un simulateur tactile transparent, associé avec un afficheur visuel (LCD). La méthode consiste à exciter une plaque en verre par deux matrices de céramiques piézoélectriques  $2 \times 4$  réparties à ses bords

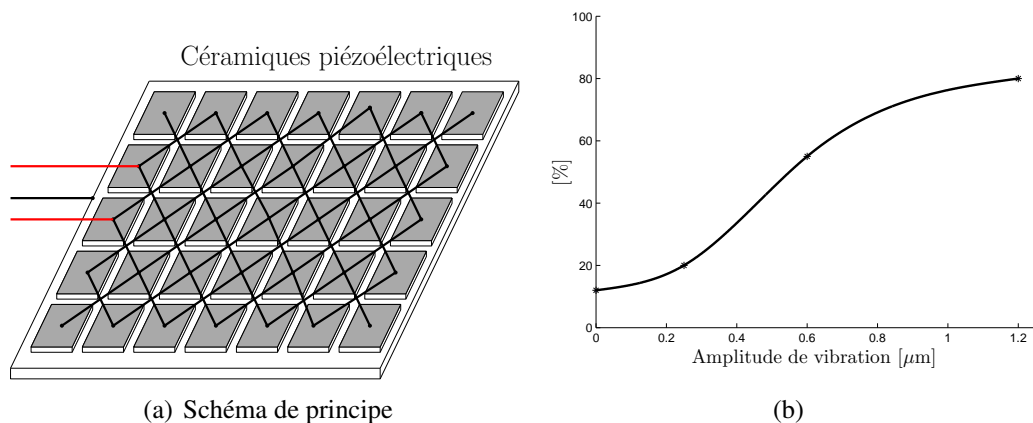


FIGURE 1.35: (a) Plaque rectangulaire en Aluminium de  $83 \times 49 \times 2$  mm actionnée par 30 céramiques piézoélectriques, (b) Caractère glissant perçu en fonction de l'amplitude vibratoire [68]

comme illustré sur la Figure (1.36(a)). La détection de la position du doigt est déterminée par un système intégré, composé de quatre capteurs de force. D'autres stimulateurs tactiles quasiment identiques présentés dans la figure (1.36(b)) et figure (1.36(c)) ont été rapportés dans [72, 73].

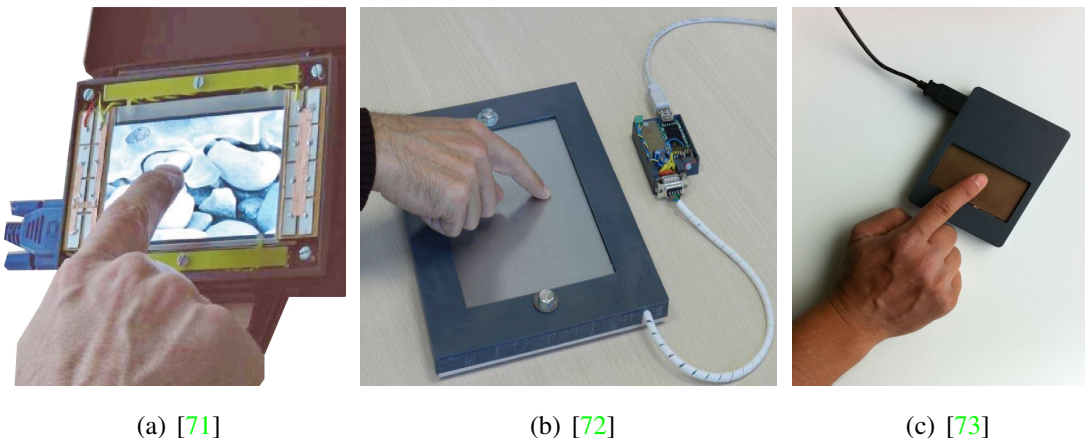


FIGURE 1.36: Simulateur tactile à effet squeeze film, (a) Intégré avec un afficheur visuel, (b) Un grand simulateur, (c) Relié par une connexion USB

SmartTac est une version plus évoluée des simulateurs tactiles décrits dans [73], développée par Ben Messaoud et al [78]. L'avantage de ce simulateur étant son insensibilité aux perturbations externes telle que la force normale d'appui, exercée par le doigt de l'utilisateur comme le montre la figure (1.37). Ce simulateur mesure en temps réel le coefficient de frottement entre le doigt de l'utilisateur et la surface vibrante, il permet de

réduire le frottement par la modulation de l'amplitude vibratoire, mais aussi par action directe sur le coefficient frottement .

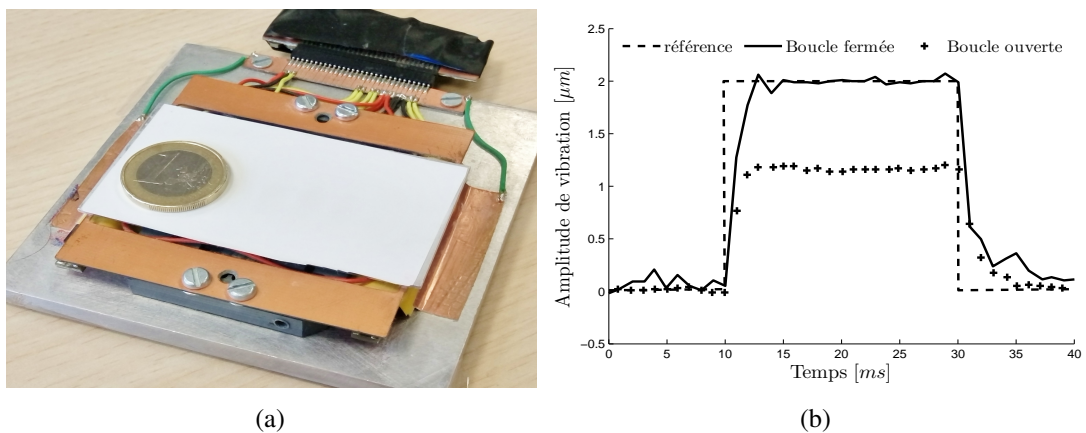


FIGURE 1.37: (a) Simulateur SmarTac, (b) Insensibilité du simulateur à la force normale d'appuis exercée par le doigt de l'utilisateur [78]

## Déplacement tangentiel de la peau du doigt

L'approche retenue ici se distingue de celle qui précède, du fait qu'ici c'est le déplacement tangentiel de la peau qui produit la sensation recherchée. Wiertelwski et al [79], ont constaté que les propriétés mécaniques du doigt permettent d'identifier les textures avec un taux de réussite élevé. Le spectre spatial du déplacement tangentiel de la peau peut simuler des textures réelles.

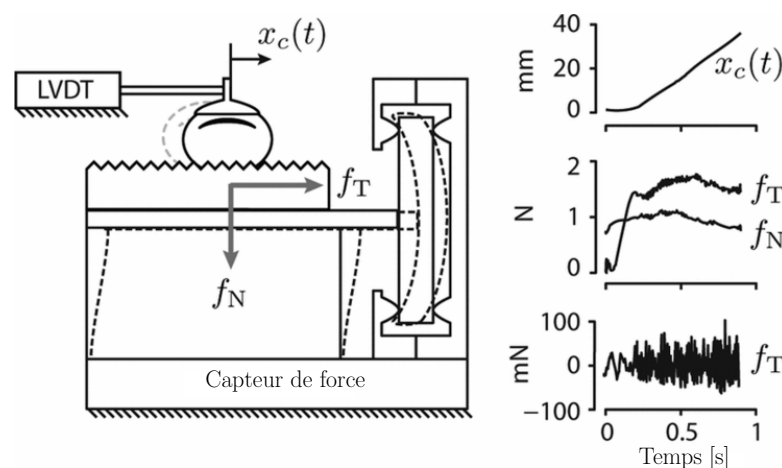


FIGURE 1.38: Dispositif à déplacement tangentiel de la peau du doigt de Wiertelwski [79]

Ce dispositif est capable de mesurer et reproduire les interactions entre le doigt et la surface à explorer, grâce au principe d'inversion entre la mesure et la simulation [80].



Étant donné que lorsqu'un doigt explore une surface texturée, une sensation de rugosité est perçue. Pour reproduire une sensation similaire, les auteurs ont proposé d'entraîner le doigt avec une surface vibrante et mobile dans la direction tangentielle du doigt. Des éléments piézoélectriques sont utilisés pour capter les interactions induites par le doigt de l'utilisateur au long de l'axe des  $x$  (figure (1.38)). Inversement lors de l'application d'une tension aux électrodes des éléments piézoélectriques, elle provoque les déplacements du plateau, ce qui impose des déformations au doigt reposant sur ce dernier.

## Focalisation par retournement temporel

Hudin et al [86–88] ont proposé une méthode de focalisation par retournement temporel, qui consiste à focaliser en un ou plusieurs points d'une plaque mince, les vibrations produites à partir d'un ensemble d'actionneurs piézoélectriques situés sur son contour. Dans un premier temps, la focalisation passe par une étape d'apprentissage afin d'identifier le point de la focalisation et les signaux à émettre aux actionneurs. Une source acoustique est placée au point de la focalisation ' $a$ ' pour émettre une impulsion initiale. Une onde se propage, est réfléchiée sur une paroi et enregistrée par un ensemble de transducteurs piézoélectriques. Dans un second temps, ces signaux récupérés sont ensuite retournés temporellement et réemis par ces même transducteurs. Ces Transducteurs sont utilisés cette fois comme actionneurs pour obtenir la reconstruction de l'impulsion initiale comme illustré sur la figure (1.39).

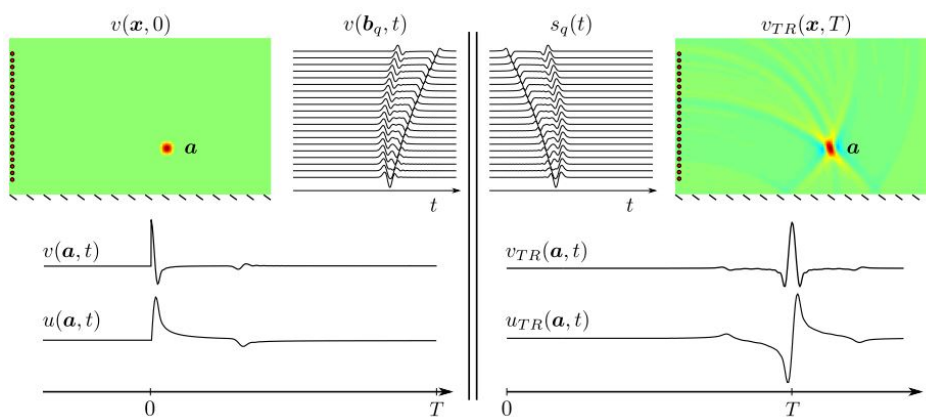


FIGURE 1.39: Principe de la focalisation par retournement temporel, le champ de déplacement  $u_{TR}(a,t)$  enregistré au point de focalisation ' $a$ ' présente une symétrie temporelle par rapport au champ initial  $u(a,t)$  en ce même point.  $v_{TR}$  étant la dérivée de  $u_{TR}$ .  $S_q(t)$  est le signal émis par le transducteur  $q$  lors de la phase de retournement [86]

Une deuxième procédure d'apprentissage est possible, proposée par les mêmes auteurs. Cette procédure consiste à appliquer une tension de commande impulsionnelle  $v_b(t)$  à un transducteur et enregistrer le déplacement ou la vitesse, au point  $u(a,t)$  où l'on souhaite focaliser. La génération d'un impact en  $a$  est remplacée par la mesure de déplacement en ce point par un vibromètre, comme illustré sur la figure (1.40). Le ratio de leurs transformées de Fourier  $u(a,t)$  et  $v_b(t)$  donne une fonction de transfert  $H_{ab}(\omega)$ . Cette transformée sert à déterminer la réponse impulsionnelle  $h_{ab}(t)$ . Les premiers instants notés  $T$  de cette réponse sont retournés temporellement et imposés comme tension de commande du transducteur pour obtenir la focalisation désirée au point  $a$ .

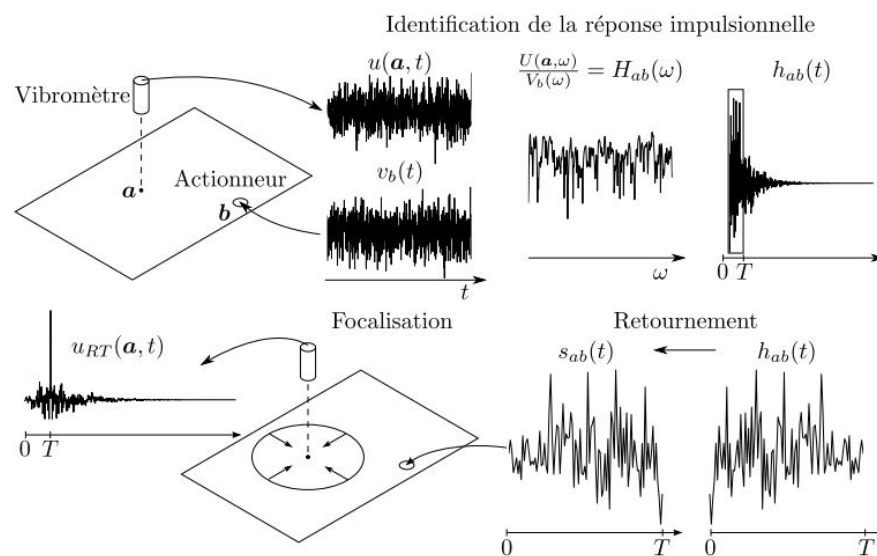


FIGURE 1.40: Procédure d'apprentissage et de la focalisation par retournement temporel.

Les principales techniques de simulation tactile de textures ont été présentées avec une approche continue. L'électrostatique, les ondes acoustiques de surface, et les vibrations ultrasoniques présentent à ce jour le moyen le plus répandu pour le rendu tactile, spécialement pour l'approche basée sur l'effet squeeze film. Ces interfaces ont réussi à améliorer la facilité d'utilisation des écrans tactiles. Cependant ces simulateurs tactiles souffrent de quelques limitations, en principe toute la surface est active (approche globale), ce qui mène à reproduire une sensation identique sur toute la surface de l'interface modulée en fonction de la position du doigt. Par conséquent, plusieurs doigts ou plusieurs utilisateurs interagissant à la fois requièrent le même retour tactile. Ces simulateurs ne sont pas adaptés pour une interaction multi-touch avec un retour tactile.

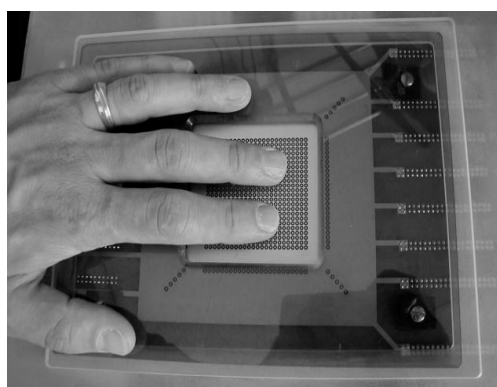


## 1.6.2 Simulateur à retour tactile multi-touch

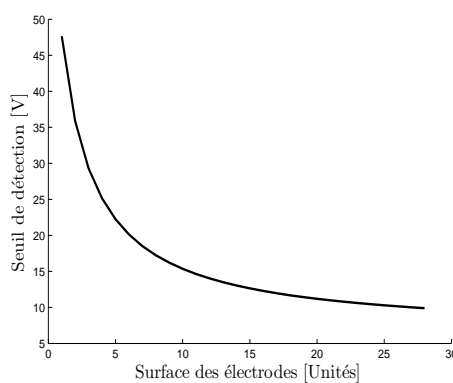
Les interfaces à retour tactile présentées précédemment concernant l'électrostatique et la focalisation par retournement temporel, peuvent être appliquée pour une interaction multi-doigts cités ci-dessous.

### Retour tactile électrostatique direct

La première tentative d'implémentation du principe électrostatique pour une application tactile multi-touch a été rapportée par Strong en 1970 [48]. En principe, plusieurs doigts en contact avec une interface discrétisée reliée à plusieurs électrodes est soumise à différents niveaux de tension peut produire des stimuli indépendants pour chaque doigt. Le dispositif de Strong consiste en une matrice d'électrodes de 1.75 mm de diamètre, espacées de 2.5 mm, chaque électrode est isolée avec une couche mince de diélectrique. Un dispositif similaire rapporté par Kaczmarek [49] est présenté dans la figure (1.41(a)). Lors de l'application de différents niveaux de tension à différentes électrodes, les utilisateurs peuvent percevoir différentes sensations tactiles pour plusieurs doigts en même temps. L'intensité de la sensation tactile est liée à l'amplitude de la tension appliquée. Dans cette étude, les auteurs ont montré qu'augmenter la surface des électrodes diminue le seuil de détection comme illustré sur la figure (1.41(b)). Par conséquent, avec des électrode plus large, la résolution de la perception tactile diminue (la distance entre chaque point de la simulation).



(a)



(b)

FIGURE 1.41: (a) Dispositif à retour tactile multi-touch [49], (b) effet de la surface des électrodes sur le seuil de détection tactile d'après [48]

Haga et al [83] ont proposé un écran tactile électrostatique avec une simulation tactile localisée, constitué d'une matrice de  $51 \times 31$  électrodes réparties sur la surface

d'une plaque en verre, recouverte par une couche isolante. Ce dispositif permet de générer des stimuli localisés dans certaines zones, auxquelles les électrodes sélectionnées sont excitées. Par exemple, l'excitation des électrodes horizontales nommées *B* et verticales *A* génère une zone localisée à la zone d'intersection noté *C*, comme illustré sur la figure (1.42).

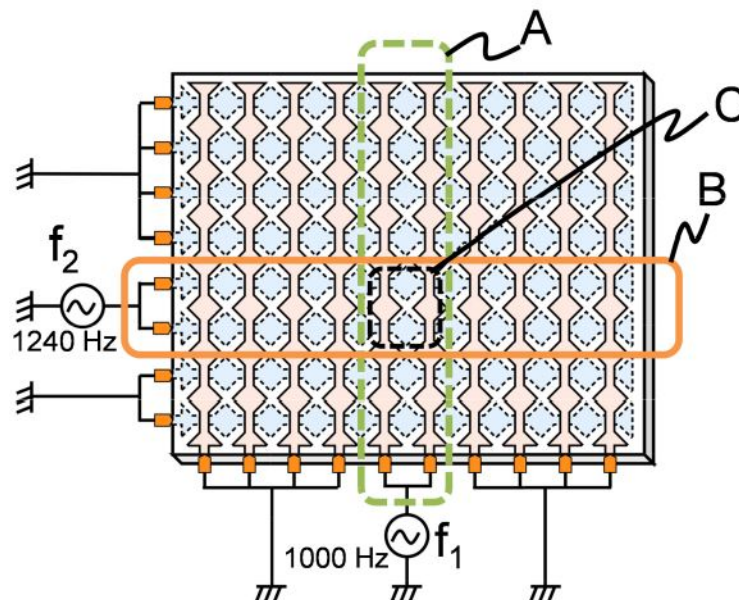


FIGURE 1.42: Dispositif à retour tactile multi-touch, basé sur l'électrostatique [83]

Le stimuli est généré lorsqu'un doigt glisse à travers cette zone localisée *C*. Les électrodes horizontales et verticales sont excitées par deux tensions alternatives de fréquences distinctes 1000 Hz et 1240 Hz, ce qui fait apparaître un phénomène de battement à la zone d'intersection *C*. La contribution de ces deux tensions, dont leurs fréquences sont situées hors du domaine de sensibilité (voir figure (1.9)), fait apparaître ainsi un signal modulant de fréquence comprise dans la bande perceptible au toucher.

Un groupe vertical d'électrodes [ $X_{20}$   $X_{32}$ ] est excité par une tension alternative  $V_1$  de 150 V à une fréquence  $f_1$  de 1000 Hz, tandis que les électrodes horizontales [ $Y_{10}$   $Y_{21}$ ] sont excitées par une tension  $V_2$  de 150 V, à une fréquence  $f_1$  de 1240 Hz, comme schématisé sur la figure (1.43(a)). Le reste des électrodes est connectée à la masse. Le phénomène de battement a été constaté dans la zone III, à une fréquence de 240 Hz, résultant de la somme des deux ondes sinusoïdales I et II de même amplitude et de fréquences  $f_1$  et  $f_2$ , comme le montre figure (1.43(b)). Ce phénomène de battement dans la zone III a permis de sentir et de différencier la simulation par rapport aux zones I, II et IV. Le choix des électrodes à exciter permet en effet de sélectionner la zone à stimuler.

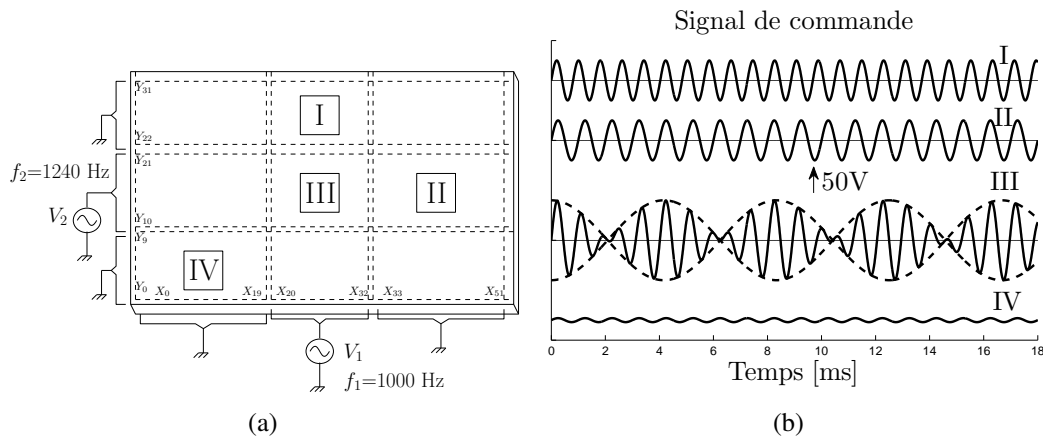


FIGURE 1.43: (a) Principe d'un simulateur à retour tactile multi-touch, excité par des tensions de même amplitude et de fréquences distinctes, (b) Signaux de commande pour chaque groupe d'électrodes [83]

## Retour tactile électrostatique indirect

Taku Nakamura et al [84,85] ont réalisé une démonstration basée sur la simulation électrostatique indirecte. Le dispositif se compose d'une électrode transparente fixée sur un écran visuel, et différents glisseurs attachés aux doigts de l'utilisateur. Chaque glisseur dispose d'une électrode recouverte par une couche isolante comme le montre la figure (1.45). L'interaction des glisseurs avec l'interface à explorer génère des forces électrostatiques qui s'opposent au mouvement des doigts. En Appliquant différents niveaux de tension à différents glisseurs, cela permet de générer des simulations indépendantes pour plusieurs doigts.

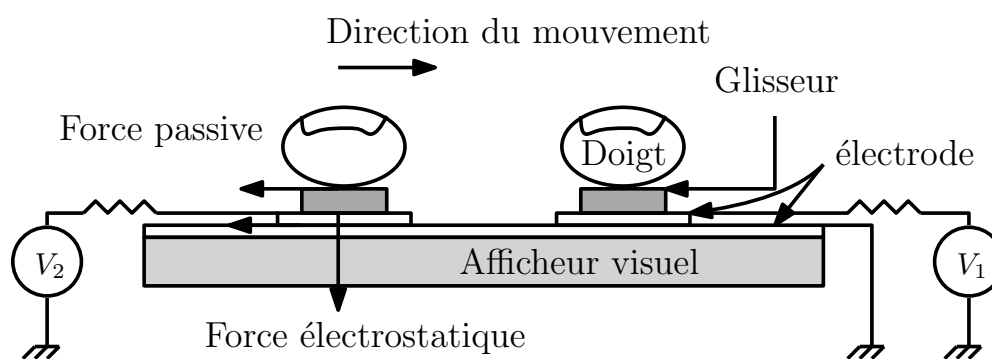


FIGURE 1.44: Représentation schématique d'un simulateur à retour tactile multi-touch avec des glisseurs d'après [85]

## Focalisation par retournement temporel multipoints

La focalisation simultanée en plusieurs points d'une plaque mince est possible en appliquant le même principe de la focalisation par retournement temporel présenté précédemment. Elle peut être réalisée par simple sommation des signaux nécessaires à la focalisation en chacun d'eux. Deux points de la simulation peuvent être perçus, s'ils sont séparés d'une distance supérieure à la résolution spatiale de la focalisation [86]. Sur une plaque de 0.5 mm d'épaisseur actionnée par 8 actionneurs piézoélectriques, une focalisation d'amplitude  $3\ \mu\text{m}$  a été perçue à quatre points de la plaque, distants de 10 mm pour une tache de focalisation de diamètre de 5.3 mm.

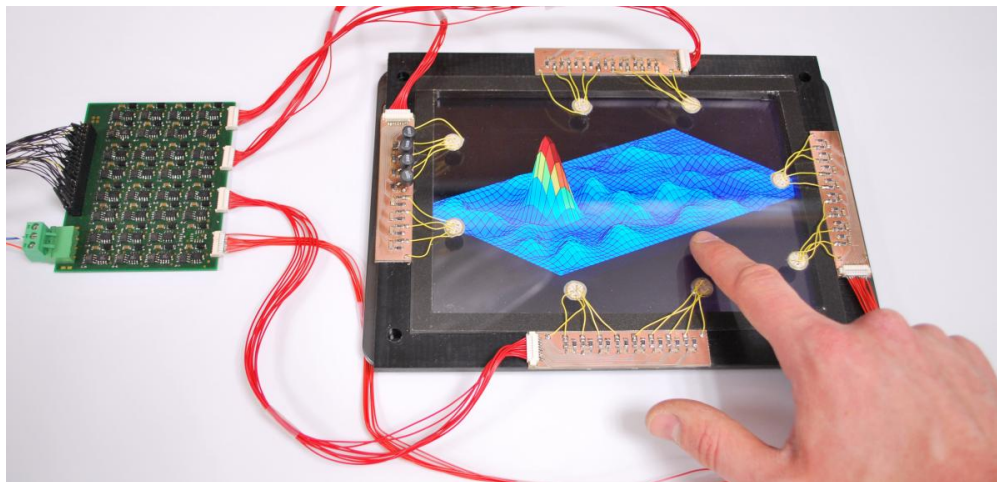


FIGURE 1.45: Dispositif à retour tactile « multitouch » : il crée deux sensations différentes sur deux doigts touchant la surface tactile [86].

## Gel intelligent pour le retour tactile

Une rétroaction multi-touch à base des gels intelligents est proposée par Miruchna et al [89]. Ces gels dont leurs propriétés tactiles peuvent être contrôlées grâce à la température, peuvent sélectivement générer une sensation lisse ou rugueuse. Ce gel est constitué d'un poly (N-isopropylacrylamide), un polymère thermosensible qui en milieu aqueux subit une transition réversible autour de  $32^\circ$ . Sous cette température critique inférieure de solubilité, il est hydrophile et gonflé ; au-delà, il devient hydrophobe et se recroqueville. Un changement de viscoélasticité de ce gel peut être perçu comme un changement de la rigidité, ce qui permet dynamiquement une rétroaction tactile. La sensibilité des hydrogels à un certain type de stimulation externe est déterminée par leur composition. Un dispositif à retour tactile multi-touch à base de gel intelligent est présenté sur la figure (1.46)

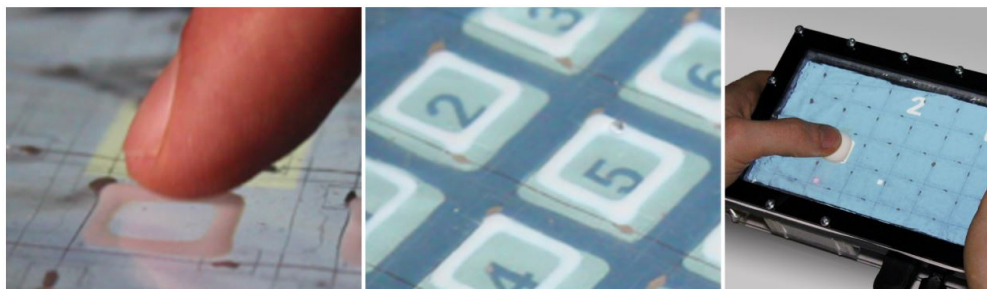


FIGURE 1.46: GelTouch est une couche à base de gel-mince produisant une rétroaction tactile multi-touch [89].

## Autres techniques

Les dispositifs cités dans la section (1.5) pour la simulation des formes peuvent également être exploités pour le rendu tactile des textures, par exemple les fluides électrorhéologiques [34, 35] ou magnéto-rhéologiques [90, 91]. L'application de différents niveaux de tension aux fluides électrorhéologiques ou différents champs magnétiques pour les fluides magnéto-rhéologiques peut générer une simulation tactile multi-touch, comme illustré sur la figure (1.47).

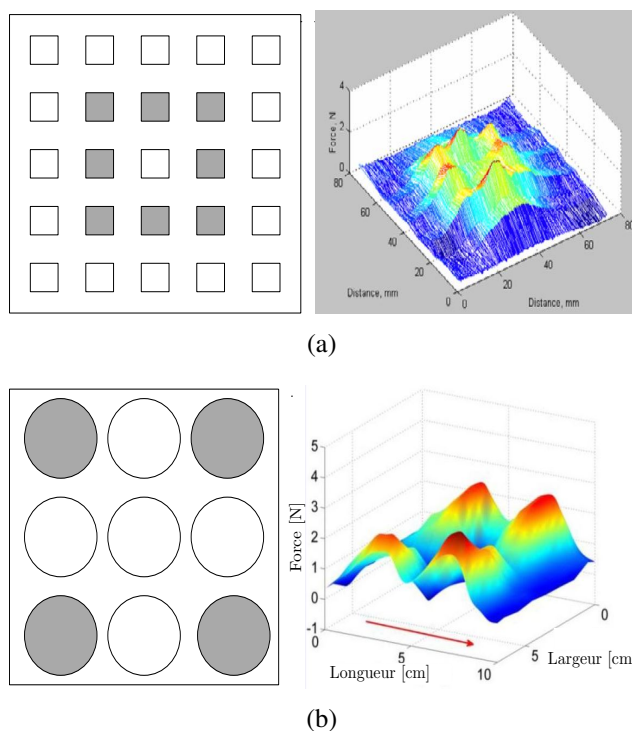


FIGURE 1.47: Simulateur à retour tactile multi-touch, (a) profil à base des fluides électrorhéologiques [34], (b) profil à base des fluides magnéto-rhéologiques [91]

## 1.7 Limitation des dispositifs actuels

Les techniques citées précédemment ne répondent que partiellement au retour tactile multitouch. En effet, les simulateurs de forme sont multi-touch, si la surface d'exploration est grande par rapport à celle du doigt de l'utilisateur. En outre, le nombre encombrant d'actionneurs utilisés ne permet de les superposer à un écran d'affichage. Le retour tactile électrostatique nécessite des tensions d'alimentation importantes, susceptibles de causer un claquage du diélectrique utilisé [54]. Le nombre de simulations tactiles obtenu dépend du nombre de sources de tensions alternatives avec des fréquences distinctes, tandis que la résolution spatiale dépend du nombre d'électrodes utilisées. La simulation électrostatique est très sensible à l'humidité. En revanche, le retour tactile électrostatique indirect est peu influencé par l'humidité, mais le fait d'utiliser des glisseurs reliés aux doigts, et des sources de tension indépendantes rendent cette technique limitée.

Pour la focalisation par retournement temporel, la difficulté de cette technique se présente dans la complexité de sa mise en œuvre, et la durée de la focalisation dans le temps. Il faut toujours passer par une étape d'apprentissage, afin de déterminer les signaux à réémettre sur chaque point. Cette technique dépend de quelques perturbations externes, à titre d'exemple lors du contact du doigt avec le point de la focalisation, l'amplitude de vibration peut chuter de 60% pour un effort normal appliqué de 0.5 N. Quant aux gels intelligents et aux fluides rhéologiques, ils souffrent du manque de précision aux points de la simulation, et leur résolution spatiale est faible.

En ce qui concerne le retour tactile par des ondes acoustiques de surface ou par l'effet squeeze film, aucune approche n'a été proposée ou développée pour une application multi-touch avec un retour tactile. C'est à partir des limitations des dispositifs actuels en termes d'interaction multi-touch, que nous avons mené notre étude, afin de développer une méthode permettant l'interaction de plusieurs doigts simultanément avec un retour tactile.

Les interfaces tactiles basées sur des vibrations ultrasoniques, exploitent un mode de flexion à une fréquence de résonance supérieure à 20 kHz, nommée onde stationnaire. Cette dernière est obtenue par exemple, par la superposition d'une onde incidente et de son onde réfléchi par un obstacle. La figure (1.48) représente une cartographie ou des mesures de l'amplitude de vibration à un instant donné, en tout point d'une plaque rectangulaire de  $196 \times 82 \times 2 \text{ mm}^3$ , actionnée par quatre céramiques piézoélectriques, à une fréquence de résonance d'un mode de vibration de 28880 Hz, nommée onde



stationnaire. Cette onde stationnaire est une fonction de la position  $(x,y)$ , et du temps  $t$ , avec une amplitude de vibration nommée  $W$ . Les vibrations en un point quelconque de l'interface sont données par l'équation (1.6)

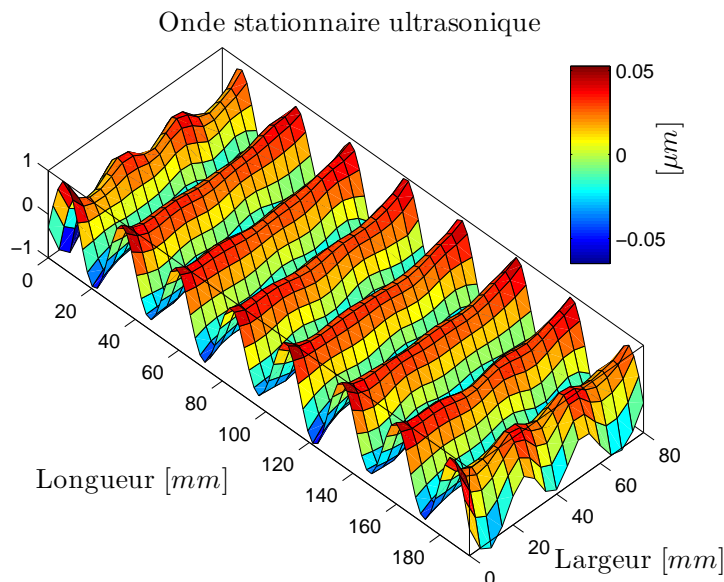


FIGURE 1.48: Cartographie d'une plaque rectangulaire de  $196 \times 82 \times 2$  mm<sup>3</sup> en aluminium à une fréquence de résonance de 28880 Hz

$$w(x,y,t) = W \sin(\omega t) \phi(x,y) \quad (1.6)$$

$\phi(x,y)$  désigne la déformée modale, et  $\omega$  la pulsation angulaire. Cette onde est caractérisée par des points fixes, où l'amplitude de vibration est nulle appelée nœuds de vibration, et des ventres de vibration où l'amplitude de vibration est maximale.

L'amplitude de vibration à la position  $(x,y)$  de cette onde stationnaire est déterminée par une seule variable dépendante  $W$ . Par conséquent, pour un seul mode de vibration  $W\phi(x,y)$ , il n'y a aucune possibilité de contrôler des zones avec des amplitudes de vibration différentes, afin d'obtenir différents coefficients de frottement selon la figure (1.31). Ainsi, en utilisant une seule onde stationnaire ou un mode de vibration, l'amplitude de vibration est toujours nulle aux lignes nodales (16 lignes nodales sur la figure (1.48)). Par conséquent il n'y aura pas d'effet squeeze film tout au long de ces lignes nodales, et donc il est impossible de contrôler l'amplitude vibratoire à ces positions.

## 1.8 Conclusion

Ce chapitre nous a permis de rappeler les principales techniques, permettant de générer une simulation tactile, présentant de nombreuses opportunités dans divers domaines.

Dans la première partie nous avons présenté les interfaces sans rétroaction tactile avec une classification selon l'aspect mono-touch et multi-touch. Malgré les avantages qu'elle offre cette technologie, elle souffre du manque de retour tactile.

Les dispositifs à retour tactile ont été ensuite présentés de façon générale, et qui se catégorise selon une simulation de forme ou de texture. Nous avons ensuite décrit les propriétés et la physiologie du toucher, permettant de percevoir cette sensation.

Le système tactile est sensible aux variations de la fréquence, mais aussi de la surface du contact avec un optimum de sensibilité à environ 250 Hz. Ces caractéristiques doivent être prises en compte lors de la conception des stimulateurs vibro-tactiles.

Les simulateurs de forme peuvent être exploités pour une application multi-touch, mais l'utilisation de ces dispositifs reste limitée compte tenu de leurs poids, volumes et résolutions spatiales.

Les dispositifs à retour tactile destinés à la simulation des textures reposent sur la modulation de coefficient de frottement, entre le doigt de l'utilisateur et la surface. Toutefois peu de dispositifs sont destinés pour une application multi-touch.

Dans le chapitre suivant, nous allons nous intéresser à une méthode permettant de générer une simulation tactile multi-touch en utilisant l'approche multimodale.





# Chapitre 2

## Contrôle multimodal des vibrations

### 2.1 Introduction

Les structures mécaniques continues peuvent résonner et répondre selon une infinité de modes de vibration. Un mode de vibration est caractérisé par une fréquence et une déformée particulière appelée déformée modale. A la fréquence de résonance les énergies de déformation et cinétique se compensent, de sorte que l'énergie nécessaire pour entretenir une vibration est minimale. Ainsi, des forces de faibles amplitudes peuvent provoquer une déformation importante; à titre d'exemple le 7 Novembre 1940, quatre mois après son inauguration, le pont suspendu de Tacoma présenté sur la figure (2.1) s'est effondré à cause des vibrations induites par le vent. L'explication la plus répandue consiste à incriminer un phénomène de résonance entre le pont et des tourbillons d'air. Ces résonances sont causées par une interaction entre les propriétés inertielles

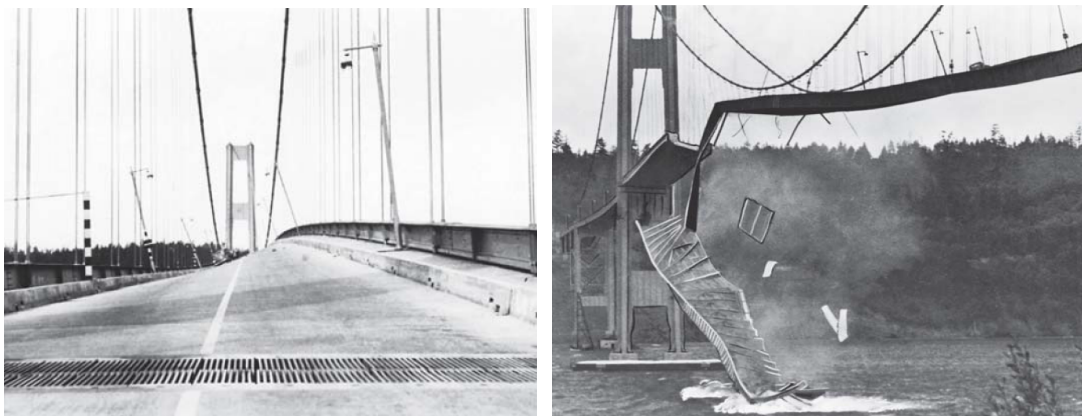


FIGURE 2.1: Effondrement du pont suspendu de Tacoma Narrows [92]

et l'élasticité de la structure. Comme dans l'exemple évoqué, il est parfois nécessaire d'éviter ces résonances. Pour d'autres applications, il est au contraire utile de les exploiter pour obtenir une réponse maximale, comme dans le cas des stimulateurs tactiles basés sur des vibrations ultrasoniques. Cependant, pour ces applications, la déformée

modale obtenue à la résonance impose les lignes nodales, c'est à dire des zones où la vibration est nulle, de sorte que le ressenti est moindre au voisinage de ces dernières. Pour résoudre ce problème le mode exploité doit remplir un certain nombre de conditions sur les longueurs d'onde et sa forme [71].

Dans ce travail, nous exploitons une propriété mathématique des déformées modales. En effet, ces dernières forment une base orthogonale infinie [115] de sorte qu'il est théoriquement possible de réaliser n'importe quelle forme, du moment qu'elle respecte les conditions cinématiques aux limites. Dans le cadre de la réalisation d'une interface multitouch, il est donc envisageable d'imposer des zones présentant des amplitudes de vibration différentes. Cela permet ainsi la différenciation de la stimulation tactile. D'un point de vue pratique, un certain nombre de limitations interviennent, car ces déformées élastiques sont obtenues en dehors de leurs fréquences de résonance, les amplitudes des modes sont donc très faibles.<sup>1</sup> Ainsi, dans ce travail, pour générer des amplitudes vibratoires exploitables, nous limiterons le nombre de modes exploités, en utilisant une fréquence médiane entre leurs différentes fréquences de résonance. Ceci permet d'une part de réduire la consommation énergétique<sup>2</sup> et d'autre part d'équilibrer les contributions de ces modes de vibration. Un second facteur déterminant pour optimiser la consommation est le positionnement des actionneurs à l'origine de l'excitation.

Pour obtenir une déformée donnée, qui résulte de la combinaison linéaire des déformées modales, il est nécessaire d'imposer l'amplitude et la phase relative de chacune d'entre elles. S'il est théoriquement possible de réaliser ceci grâce aux actionneurs, en pratique le dispositif tactile est soumis à de nombreuses perturbations telles que la présence des doigts de l'utilisateur, la température, etc... qui affectent les fréquences de résonance et modifient les contributions de chaque mode. Par ailleurs, dans la logique de l'application multitouch, il est envisagé d'effectuer un suivi des doigts pour moduler les sensations en fonction de l'amplitude de la stimulation recherchée. Ainsi, la déformée doit être imposée d'une manière dynamique si bien qu'une loi de commande est incontournable.

L'approche proposée, basée sur la superposition de plusieurs déformées modales, sera dans la suite de travail qualifiée de "multimodale". L'idée d'exploiter plusieurs modes n'est pas nouvelle, et un certain nombre d'actionneurs fondés sur ce principe seront présentés dans la première section. Ensuite, dans les deuxième et troisième sections nous introduisons les éléments théoriques nécessaires à l'étude des vibrations en régime libre puis forcé. Cette partie sera restreinte aux géométries minces et planes qui sont

<sup>1</sup>En comparaison de celles obtenues à la résonance pour une même amplitude d'excitation.

<sup>2</sup>L'excitation de plusieurs modes de vibration requièrent des tensions d'alimentation élevées.

couramment utilisées dans le cas des interfaces tactiles. La méthode de contrôle multimodale dans le cas d'un nombre limité de modes est également présentée, mettant en évidence l'importance du placement des actionneurs. La section suivante est donc consacrée à ce point en exploitant un critère de commandabilité. Par ailleurs, le système étant destiné à fonctionner en boucle fermée la question des capteurs sera abordée en utilisant un critère d'observabilité.

Dans le but de valider l'approche proposée, un premier démonstrateur est développé consistant en une simple poutre (simulant l'interface tactile) actionnée par deux transducteurs de Langevin (afin d'obtenir des amplitudes de vibration exploitables). La modélisation et les principales stratégies de commande seront présentées dans la sixième section puis une commande vectorielle sera plus particulièrement développée et validée. Cette dernière offre en effet plusieurs possibilités de commande de l'actionneur à la résonance ou en dehors de la résonance. Enfin une dernière section sera dédiée à la validation de l'approche proposée pour le cas de la génération et du contrôle d'une onde progressive. Cette dernière est contrôlée en amplitude et en direction.

## 2.2 Actionneurs multimodaux

Des applications mettant en œuvre plusieurs modes de déformation, excités de manière concomitante, ont été développées depuis l'apparition du moteur à onde progressive. Son principe est de superposer deux modes de vibration dégénérés qui apparaissent naturellement dans des géométries présentant des symétries. La génération de l'onde progressive est assurée en excitant à la fréquence de résonance commune ces deux modes, grâce à deux excitateurs piézoélectriques alimentés en quadrature de phase [191] comme illustré sur la figure (2.2).

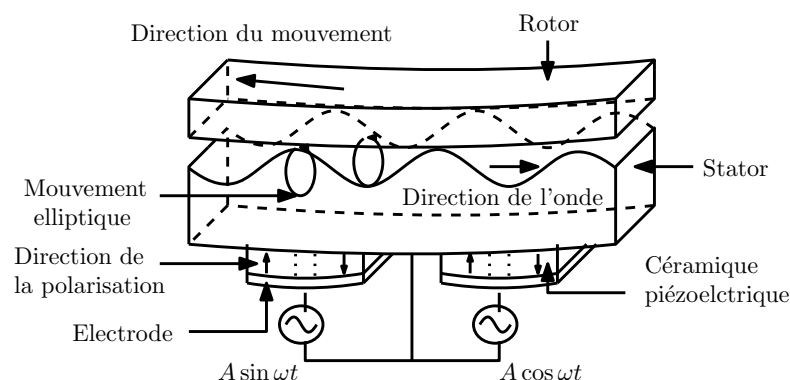


FIGURE 2.2: Schéma de principe du moteur annulaire à onde progressive

Les moteurs à rotation de modes sont des actionneurs utilisant un transducteur de Langevin (le transducteur de Langevin sera abordé dans la section 2.6). La combinaison de deux modes de vibration en flexion du transducteur conduit à la mise en rotation d'un rotor pressé sur l'extrémité du Langevin comme illustré sur la figure (2.3).

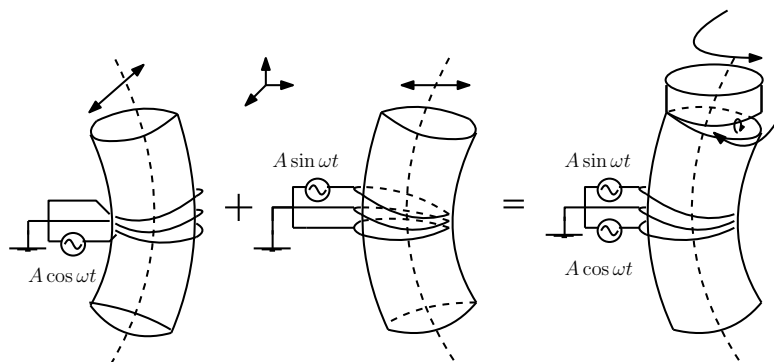


FIGURE 2.3: Schéma de principe du moteur à rotation de mode d'après [97]

Cela permet de générer un mouvement elliptique à la surface du stator, ce mouvement peut alors entraîner un rotor s'il est serré contre le stator, en générant un mouvement rotatif ou linéaire selon la structure utilisée. L'inversion du sens de rotation est assurée par l'inversion de la direction de l'onde progressive.

Dans la même famille des moteurs à onde progressive, on trouve également des actionneurs plans, où la contribution de deux ou trois modes de vibration permet de générer une onde progressive. Hoshi dans ces travaux [95] a proposé de répartir 36 électrodes sur une plaque piézoélectrique collée sur un résonateur mécanique, schématisée sur la figure (2.4(a)). Ces électrodes sont alimentées par trois sources de tension sinusoïdales déphasées de  $\pi/3$  les unes par rapport aux autres. Le choix des électrodes à exciter permet de générer une onde progressive selon l'axe des  $x$  ou  $y$ .

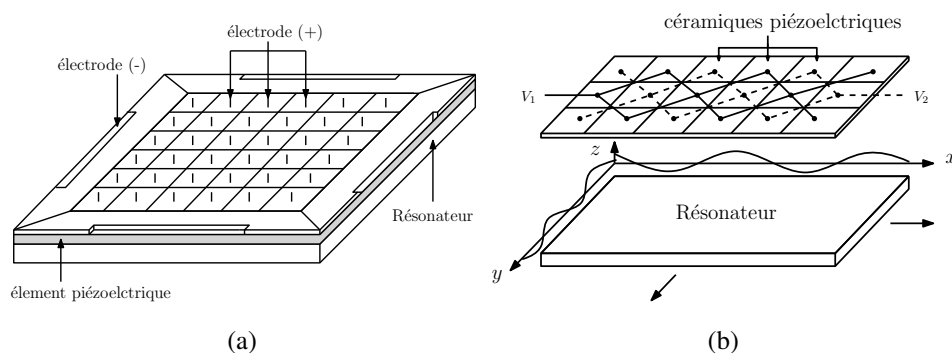


FIGURE 2.4: Actionneurs mult-modaux à onde progressive, (a) Actionneur de Hoshi d'après [95], (b) Actionneur de Ferreira d'après [96]

Avec une architecture similaire, pour des applications de micromanipulation, Ferreira et al [96] ont suggéré d'actionner une plaque métallique par un ensemble de céramiques piézoélectriques disposées sur sa surface supérieure figure (2.4(b)). Cette géométrie possède pour des dimensions adéquates des modes proches dans le domaine fréquentiel. En agissant sur la fréquence et la phase des tensions d'alimentation de ces céramiques, les différents modes de vibration de la plaque peuvent être sélectionnés dans les directions de  $x$  et  $y$ . Ainsi permet de contrôler le mouvement de la plaque suivant les deux dimensions.

D'autres types de moteurs reposant sur l'excitation de deux modes de vibration existent, les moteurs à conversion de mode. Par exemple, un moteur rotatif fondé sur un mode longitudinal couplé avec un mode en flexion a été introduit par Aoyagi [98]. On trouve une version similaire dans [99]. Un choix judicieux des dimensions de la plaque avec deux côtés coupés en diagonale permet d'obtenir un accord fréquentiel entre le premier mode longitudinal et le deuxième mode en flexion. Le couplage de ces deux modes génère un mouvement elliptique au contact avec le rotor, permettant la mise en rotation de ce dernier comme schématisé sur la figure (2.5).

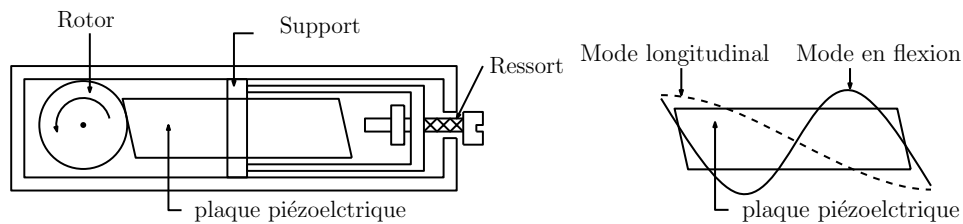


FIGURE 2.5: Actionneur piézoélectrique à couplage de modes d'après [98]

Les deux principes (onde progressive et composition de modes) peuvent être combinés pour générer des mouvements plus complexes. Ainsi, un actionneur piézoélectrique multimodal à deux degrés de liberté (rotation et translation), est proposé par Mashimo et al [100, 101]. L'actionneur se compose d'un stator cubique creux, avec quatre éléments piézoélectriques collés aux parois du stator. Ce dernier peut générer un mouvement de rotation autour de l'axe central, par la combinaison de deux modes de torsions. Il peut également générer un mouvement linéaire dans la direction axiale, en superposant le premier et le deuxième mode d'extension. Ces modes ont la même fréquence de résonance en raison de la géométrie du stator qui est cubique.

Un autre exemple, le moteur FLEX [102], est fondé sur le couplage de deux modes de vibration, un mode en flexion et un autre en translation. Ce moteur schématisé sur la figure (2.7) se compose d'un stator constitué d'une coque élastique. Ses dimensions ont été choisies afin d'avoir un accord fréquentiel entre les deux modes vibrants (flexion

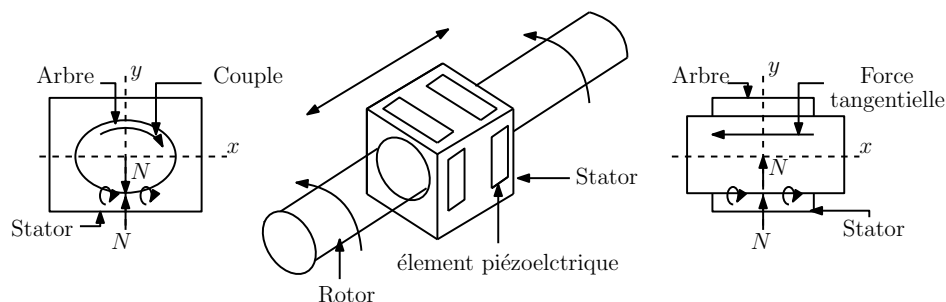


FIGURE 2.6: Schéma de principe du moteur à deux degrés de liberté rotation et translation d'après [100]

et translation). Ce stator est tenu par deux actionneurs de Langevin à ses extrémités, pour assurer le couplage vibratoire entre le mode directement entretenu du Langevin (un mode longitudinal) et les deux modes induits au niveau du stator (flexion et translation). Les deux actionneurs sont alimentés par deux tensions en quadrature de phase pour générer le mouvement elliptique expliqué précédemment.

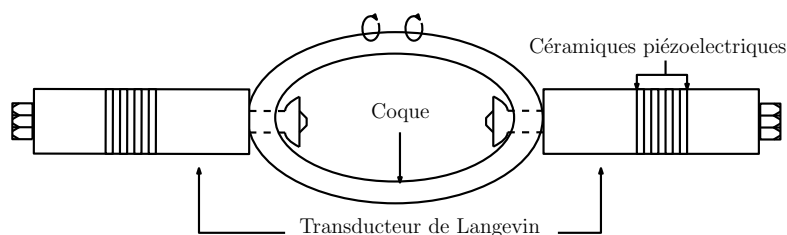


FIGURE 2.7: Schéma de principe du moteur FLEX d'après [102]

L'ensemble des actionneurs présentés précédemment mettant en œuvre plusieurs modes de vibration dans des structures particulières pour lesquelles ces modes partagent la même fréquence de résonance. Cependant, il est également possible d'utiliser simultanément des modes sans pour autant travailler à leurs fréquences de résonance. Il en va ainsi de la génération d'onde progressive dans une poutre, qui sera détaillée dans la section (2.8).

Ce dernier principe met à profit la notion de base modale qui est abordée dans la section suivante.

## 2.3 Vibration libre de structures minces et planes

Dans cette partie, nous présentons les cas des structures minces et planes dans le cas de vibration en flexion (onde de Lamb) en particulier le cas d'une poutre de longueur finie et le cas d'une plaque mince.

### 2.3.1 Cas d'une poutre de longueur finie

Soit un solide déformable, continu et isotrope, rectiligne de faible section comparée à sa longueur (dont la direction est l'axe des  $x$ ). D'après [111] la déformation en flexion d'une poutre à chaque point  $x$  et à chaque instant  $t$  vérifie:

$$\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = 0 \quad (2.1)$$

avec:

$$a^2 = \frac{EI}{\rho S} \quad (2.2)$$

où  $I$  est le moment quadratique de la section droite exprimé en fonction de la largeur et de la hauteur de la poutre.  $S$  est la section transversale de la poutre,  $\rho$  la masse volumique par unité de longueur.  $E$  est le module de Young.

Les solutions et les propriétés de l'équation d'onde (2.1) permettent de déterminer les caractéristiques des résonances: les fréquences et les modes propres de la poutre. Nous utilisons la méthode de séparation des variables. En imposant  $w(x,t) = W(t)\phi(x)$ , sa substitution dans l'équation (2.1) permet d'écrire que les deux membres des deux fonctions de variables indépendantes sont égales à une constante nommée  $\omega$

$$\frac{a^2}{\phi(x)} \frac{\partial^4 \phi(x)}{\partial x^4} = -\frac{1}{W(t)} \frac{\partial^2 W(t)}{\partial t^2} = \omega^2 \quad (2.3)$$

ce qui donne les solutions suivantes pour les deux variables indépendantes

$$W(t) = A \cos \omega t + B \sin \omega t \quad (2.4)$$

$$\phi(x) = C_1 \sin \beta x + C_2 \cos \beta x + C_3 \sinh \beta x + C_4 \cosh \beta x \quad (2.5)$$

avec  $C_1, C_2, C_3, C_4$  sont des constantes et

$$\beta^4 = \frac{\omega^2}{a^2} \quad (2.6)$$

La détermination des constantes  $C_1, C_2, C_3, C_4$ , nécessite de connaître les conditions aux limites (libre, encasté, simplement supporté etc...). Dans ce travail nous nous intéressons au cas libre-libre, c'est à dire que le moment de flexion et la force de cisaillement sont nuls aux deux extrémités de la poutre. Elles ont pour expression:

$$\frac{d^2 w(0)}{dx^2} = \frac{d^3 w(0)}{dx^3} = 0 \quad (2.7)$$



$$\frac{d^2 w(L)}{dx^2} = \frac{d^3 w(L)}{dx^3} = 0 \quad (2.8)$$

En substituant l'équation (2.7) et l'équation (2.8) dans l'équation (2.5) permet de déterminer la formule de la fonction spatiale  $\phi_n(x)$  donnée par:

$$\phi_n(x) = [\sinh \beta_n L + \sin \beta_n L] + \frac{\sin \beta_n L - \sinh \beta_n L}{\cos \beta_n L - \cosh \beta_n L} [\cos \beta_n L + \cosh \beta_n L] \quad (2.9)$$

avec  $\beta_n$  la  $n^{\text{ème}}$  solution de l'équation transcendante donnée par l'équation (2.10)

$$\cosh \beta_n L \cos \beta_n L = 1 \quad (2.10)$$

Compte-tenu de l'équation (2.6) avec  $\omega = 2\pi f$ ,  $f$  étant la fréquence d'excitation, et des solutions de l'équation (2.10), les fréquences propres correspondantes au mode de rang  $n$  sont calculées par l'équation (2.11)

$$f_n = \frac{\beta_n^2}{2\pi} \sqrt{\frac{EI}{\rho S}} \quad (2.11)$$

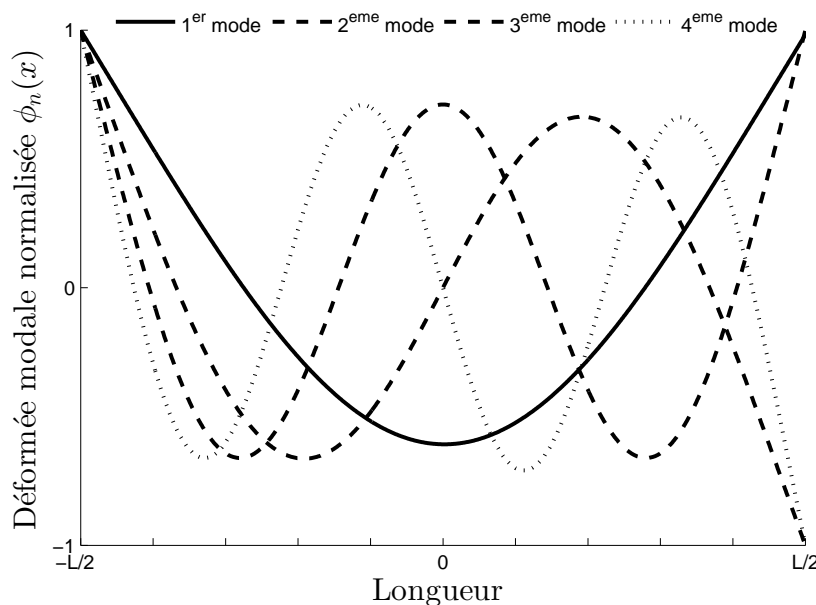


FIGURE 2.8: Les déformées modales normalisées des quatre premiers modes de vibration d'une poutre en aluminium de  $350 \times 6 \times 6 \text{ mm}^3$  avec conditions aux limites libre-libre

Les solutions de l'équation (2.9) pour les quatre premiers modes sont présentées sur la figure (2.8). Ces courbes nommées déformées modales  $\phi_n(x)$  représentent la

distribution spatiale du déplacement sur toute la longueur de la poutre pour chaque mode  $n$ . Chaque mode de vibration  $n$  est associé à une fréquence propre  $f_n$  comme illustré sur le tableau (2.1).

Mode $n$	1	2	3	4
$f_n$ [Hz]	31	86	168	279

TABLE 2.1: Les fréquences propres  $f_n$  associées aux modes propres  $n$  d'une poutre en aluminium de  $350 \times 6 \times 6$  mm<sup>3</sup> avec conditions aux limites libre-libre

### 2.3.2 Cas d'une plaque mince

De la même façon que nous avons traité le cas d'une dimension, nous nous intéressons aux déformations transversales de la plaque. Nous supposons que les dérivés spatiales du champ de déformation subissent de petites déformations. Selon [111] l'équation différentielle régissant le mouvement d'une plaque est donnée par :

$$D\nabla^4 w(x,y,t) + \rho h \frac{\partial^2 w(x,y,t)}{\partial t^2} = 0 \quad (2.12)$$

où  $h$  est l'épaisseur de la plaque,  $D$  est la rigidité de flexion donnée par l'équation (2.13)

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \quad (2.13)$$

$\nu$  étant le coefficient de Poisson.  $\nabla^4$  est l'opérateur bi-harmonique.

En théorie, il n'existe pas de solution analytique exacte de l'équation différentielle régissant le mouvement d'une plaque pour des conditions aux limites libres. Par conséquent, les fréquences naturelles, et les modes propres ne peuvent pas être déterminés analytiquement. Un certain nombre de méthodes analytiques approchées ont été développées pour l'analyse de la vibration des plaques [113], néanmoins elles sont limitées à des conditions aux limites plus simples, par exemple le cas simplement supporté. Shuyu dans ses travaux [114] a proposé d'exprimer la déformation d'une plaque libre-libre par un produit des modes libres de poutres selon l'axe des  $x$  et l'axe des  $y$  donné par l'équation (2.14).

$$\phi_{nm}(x,y) = \phi_n(x)\phi_m(y) \quad (2.14)$$

En effet, les vibrations d'une plaque rectangulaire mince, peuvent être approximativement considérées comme un couplage de deux vibrations de flexion, équivalentes à deux poutres minces avec la même section transversale [114]. Son modèle analytique permet de déterminer les déformées modales et leurs fréquences propres associées, selon le mode à exciter, sa direction, et le nombre des lignes nodales désirées. Les fréquences propres du rang  $n$  selon l'axe des  $x$  sont calculées par:

$$f_{n0} = \frac{\pi h C_d}{2L^2} (n + 1/2)^2 \quad (2.15)$$

tandis que les fréquences propres du rang  $m$  selon l'axe des  $y$  sont données par:

$$f_{0m} = \frac{\pi h C_d}{2b^2} (m + 1/2)^2 \quad (2.16)$$

avec  $C_d = [E/12\rho(1 - \nu^2)]^{1/2}$ ,  $L$  et  $B$  sont respectivement la longueur et la largeur de la plaque.

La figure (2.9) montre les trois premiers modes de vibration en flexion selon l'axe des  $x$  et  $y$ . Ce modèle peut servir pour le dimensionnement d'une interface tactile, à savoir

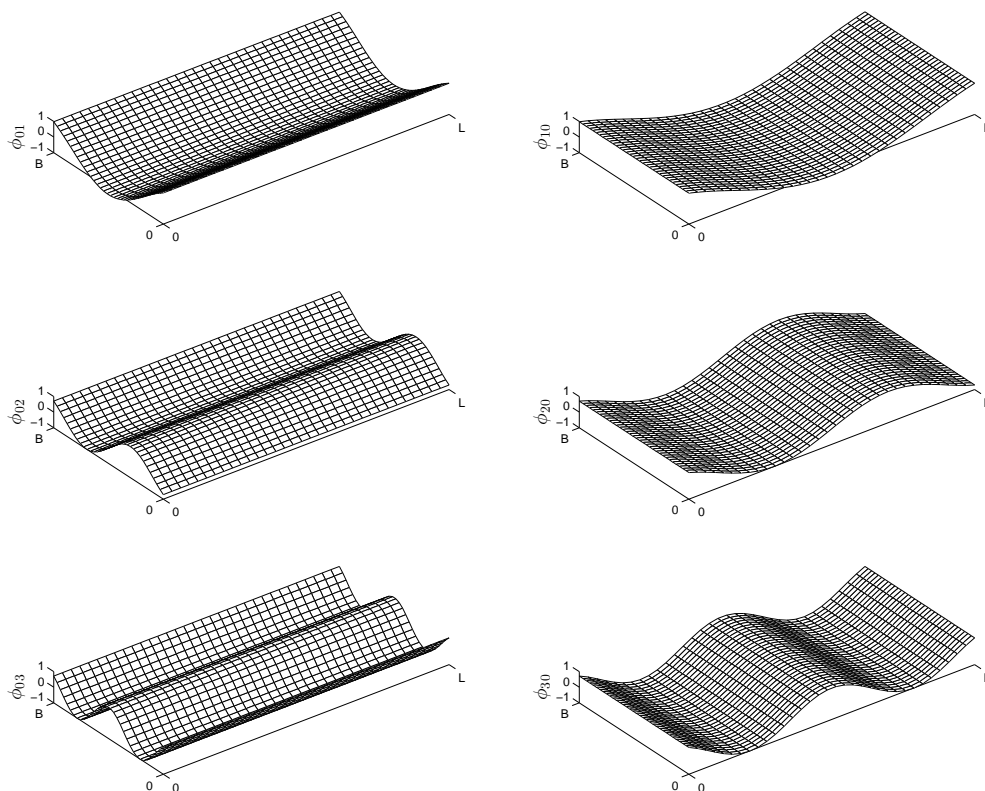


FIGURE 2.9: Réponse temporelle normalisée des trois premiers modes en flexion d'une plaque en aluminium de  $100 \times 50 \times 4 \text{ mm}^3$  suivant deux dimensions

le matériau utilisé, le mode désiré, sa direction, sa fréquence, et sa longueur d'onde.

### 2.3.3 Propriété d'orthogonalité des modes propres de vibration

La définition ci-dessus de la masse généralisée offre une condition de normalisation, ce qui est particulièrement important dans l'analyse modale.

$$M_n = \rho S \int_0^L \phi_n(x)^2 dx = 1 \quad (2.17)$$

L'orthogonalité des modes propres constitue une propriété fondamentale pour la projection de l'équation d'équilibre sur une base modale. D'après [115], les modes de vibrations vérifient la propriété d'orthogonalité c'est à dire:

$$\forall (n, m) \in \{1, 2, \dots, p\}^2, \int_0^L \phi_n(x) \phi_m(x) dx = \delta_{nm}, \delta_{nm} = \begin{cases} 0 & \text{si } n \neq m \\ 1 & \text{si } n = m \end{cases} \quad (2.18)$$

cette propriété sera exploitée par la suite pour la détermination de l'amplitude absolue de l'onde en flexion  $w(x, t)$ .

## 2.4 Vibration forcée de structures minces et planes

Les modèles de la poutre et de la plaque que nous avons présentés précédemment ne permettent pas de déterminer l'amplitude de l'onde en flexion  $w(x, t)$ . Pour le cas des vibrations forcées, nous exploitons la méthode de la décomposition modale basée sur la propriété d'orthogonalité des modes propres présentée ci-dessus.

### 2.4.1 Cas d'une poutre

En reprenant l'équation (2.1) et en considérant les forces extérieures agissantes sur la poutre, l'équation (2.1) devient:

$$EI \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \rho S \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = f(x, t) \quad (2.19)$$

pour la résolution de cette équation, nous exploitons la propriété d'orthogonalité par une décomposition modale, nous cherchons donc une solution sous la forme de:

$$w(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} W_n(t) \phi_n(x) \quad (2.20)$$

En substituant l'équation (2.20) dans l'équation (2.19) ce qui donne:

$$EI \sum_{n=1}^{\infty} W_n(t) \frac{\partial^4 \phi_n(x)}{\partial x^4} + \rho S \sum_{n=1}^{\infty} \ddot{W}_n(t) \phi(x) = f(x,t) \quad (2.21)$$

En multipliant les deux membres de l'équation (2.21), par la déformée modale  $\phi_m(x)$  et en intégrant sur toute la longueur de la poutre, l'équation (2.21) s'exprime par:

$$\int_0^L EI \sum_{n=1}^{\infty} W_n(t) \frac{\partial^4 \phi_n(x)}{\partial x^4} \phi_m(x) dx + \int_0^L \rho S \sum_{n=1}^{\infty} \ddot{W}_n(t) \phi(x) \phi_m(x) dx = \int_0^L f(x,t) \phi_m(x) dx \quad (2.22)$$

En introduisant les paramètres modaux tels que la masse modale  $M_n$ , la raideur modale  $\beta_n$  et la force modale  $F_n$  définies par :

$$M_n = \rho S \int_0^L \phi_n(x)^2 dx \quad (2.23)$$

$$\beta_n = EI \int_0^L \frac{\partial^4 \phi_n(x)}{\partial x^4} \phi_n(x) dx \quad (2.24)$$

avec

$$\beta_n = \omega_n^2 M_n \quad (2.25)$$

et

$$F_n = \int_0^L f(x,t) \phi_n(x) dx \quad (2.26)$$

En tenant compte de la relation d'orthogonalité équation (2.18), et en substituant les équations (2.23), (2.24) et (2.26) dans l'équation (2.22), nous obtenons l'équation d'un mouvement vibratoire autour d'un mode de vibration  $n$  non dissipatif avec:

$$M_n \ddot{w}_n(t) + \beta_n w_n(t) = F_n(t) \quad (2.27)$$

En introduisant l'équation de normalisation (2.17), la raideur généralisée devient alors:

$$\beta_n = \omega_n^2 \quad (2.28)$$

En réalité, tous les systèmes perdent de l'énergie au cours du mouvement, et pour en tenir compte, on introduit un facteur d'amortissement  $\eta_n$ , l'équation (2.27) devient:

$$\ddot{w}_n(t) + \eta_n \dot{w}_n(t) + \beta_n w_n(t) = F_n(t) \quad (2.29)$$

En appliquant la transformée de Laplace à l'équation (2.29) avec  $\eta_n = 2\omega_n \xi_n$ ,  $\xi_n$  est le coefficient d'amortissement modale, en tenant compte de l'équation (2.28) nous

obtenons:

$$W_n(s)[s^2 + \eta_n s + \omega_n^2] = F_n \quad (2.30)$$

L'amplitude complexe de la vibration s'obtient alors par:

$$\underline{w}_n(x, \omega) = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{F_n}{[(\omega_n^2 - \omega^2) + j2\omega\omega_n\xi_n]} \phi_n(x) \quad (2.31)$$

Cette fonction de transfert peut être représentée selon son amplitude, et sa phase ou suivant ses parties réelles et imaginaires. La figure (2.10) représente la réponse fréquentielle

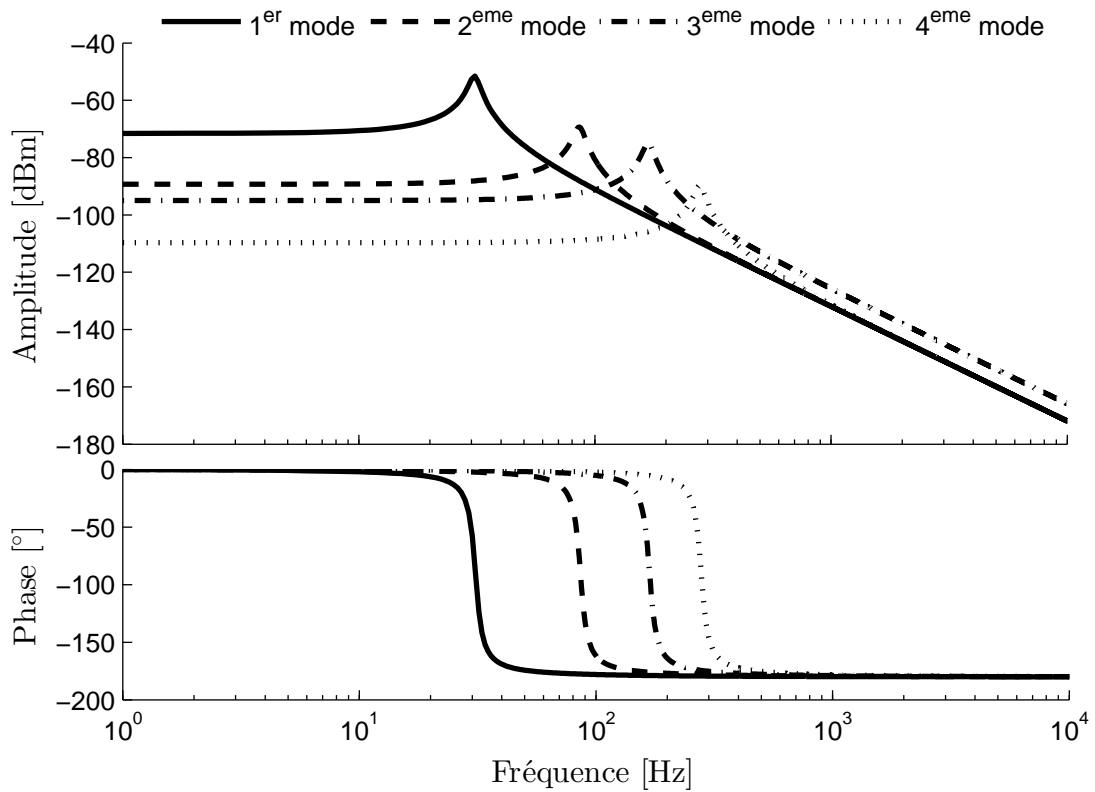


FIGURE 2.10: Amplitudes et phases des quatre premiers modes de vibration d'une poutre en aluminium  $350 \times 6 \times 6 \text{ mm}^3$  excitée par une force de 1 N

d'une structure mécanique à une dimension, pour les quatre premiers modes en flexion. Chaque pic d'amplitude correspond à une résonance mécanique et chaque fréquence de résonance est liée à un mode propre de résonance. Cette résonance est caractérisée par un maximum d'amplitude en terme de gain.

La contribution de chaque mode de vibration, dépend de la force modale généralisée, également du facteur de participation de chaque mode, c'est à dire: si l'on excite la poutre à une fréquence donnée, la contribution d'un mode propre quelconque dépendra

de la proximité de sa fréquence propre à celle de l'excitation. La figure (2.11) présente la contribution de quatre modes de vibration à la fois (ligne continue), les maxima nommés pics de résonance correspondant à l'excitation de mode de rang différents et des minima nommés anti-résonance. Ces minima sont dues à l'interaction entre les multiples pics de résonance. L'obtention de ces modes dépendra de la fréquence utilisée pour la force d'excitation. Par exemple, à la première fréquence de résonance  $f_1$ , un premier mode de déformation  $\phi_1(x)$ , courbant la poutre dans sa longueur est obtenu avec une amplitude modale de  $W_1$ . L'amplitude de vibration harmonique en tout point de la poutre est donnée par l'équation (2.20). Dans la section suivante, nous traitons les vibrations et leurs caractéristiques de résonance à travers une structure mécanique plus complexe, impliquant deux variables spatiales indépendantes, en particulier le cas des plaques rectangulaires minces.

## 2.4.2 Cas d'une plaque mince

La section précédente s'est attachée à exposer l'étude des vibrations libres d'une plaque. Dans la continuité de ce chapitre, il est proposé d'exposer les vibrations forcées d'une plaque de dimension finie. De la même façon que nous avons traité le cas des poutres, les vibrations  $\underline{w}$ , la force modale  $F_{nm}$ , la masse modale  $M_{nm}$  se présentent généralement sous la forme:

$$\underline{w}(x, y, \omega_{nm}) = \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{m=1}^{\infty} \frac{F_{nm}}{[M_{nm}(\omega_{nm}^2 - \omega^2) + j2\omega\omega_{nm}\eta]} \phi_{nm}(x, y) \quad (2.32)$$

$$F_{nm} = \int_0^L \int_0^B f(x, y, t) \phi_{nm}(x, y) dx dy \quad (2.33)$$

$$M_{nm} = \rho A \int_0^L \int_0^B \phi_{nm}(x, y)^2 dx dy \quad (2.34)$$

$$\beta_{nm} = \omega_{nm}^2 M_{nm} \quad (2.35)$$

où  $n$  désigne un mode de vibration selon l'axe  $x$ , tandis que  $m$  représente un mode de vibration selon l'axe des  $y$ . Une solution approchée est possible en utilisant les fonctions de poutre comme il a été rapporté dans [114].

Abu-hilal [116] a procédé à la détermination de la réponse dynamique d'une poutre selon le modèle d'Euler-Bernoulli, soumise à des charges distribuées et concentrées. Ce modèle est basé sur les fonctions de Green pour différentes poutres ayant différentes conditions aux limites. Nous reprenons ce modèle et par analogie à l'un des axes nous déterminons les fréquences et les modes propres selon les deux axes d'une plaque

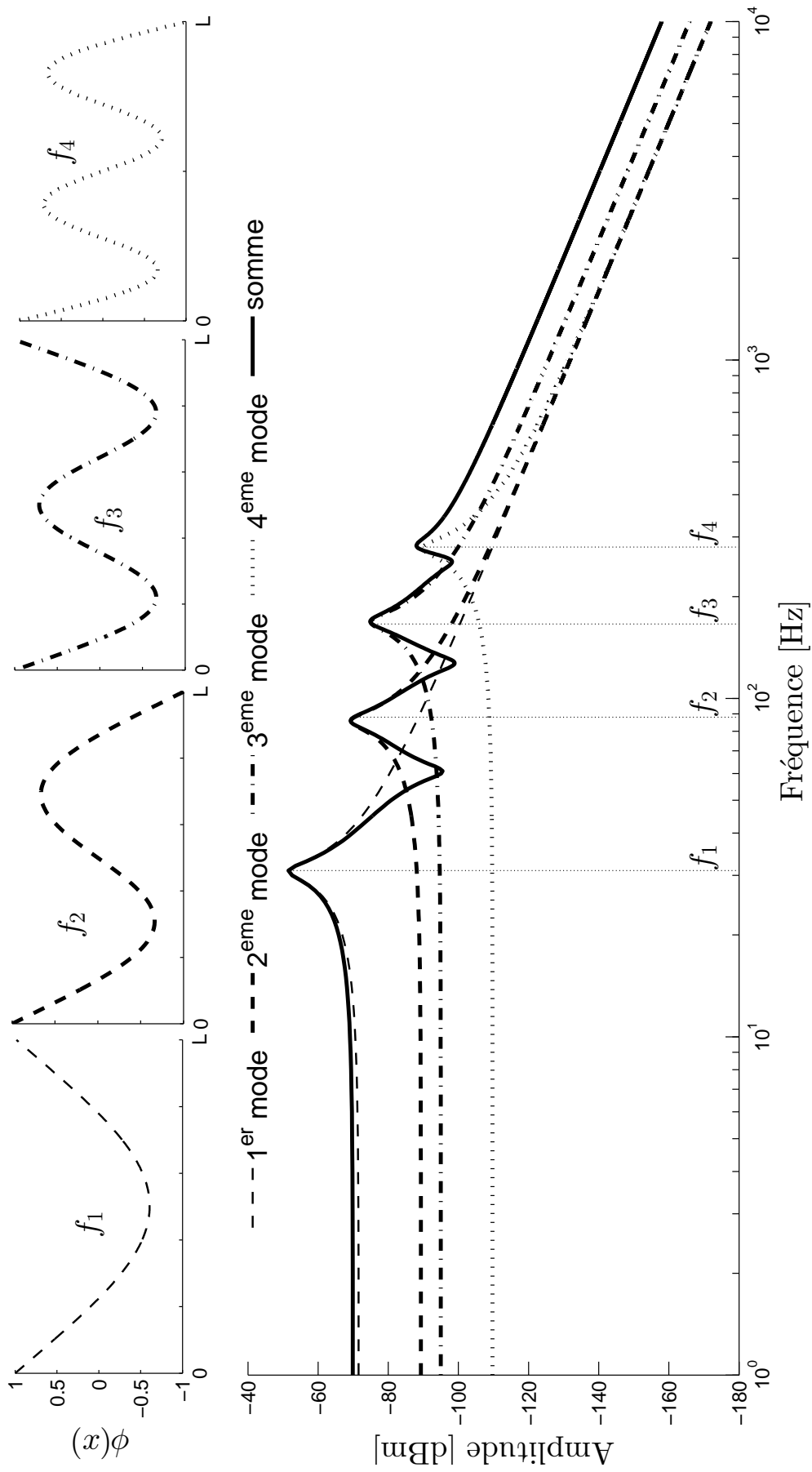


FIGURE 2.11: Réponse fréquentielle et temporelle des quatre premiers modes en flexion d'une poutre en Aluminium  $350 \times 6 \times 6 \text{ mm}^3$  excitée par une force de 1 N



mince. Ce modèle sera validé par la suite dans la section (2.4.3) avec une mesure expérimentale.

La figure (2.12), illustre la réponse fréquentielle et temporelle des cinq premiers modes en flexion d'une plaque rectangulaire en aluminium de dimension  $100 \times 50 \times 4\text{mm}^3$ , soumise à quatre forces harmoniques de 0.5 N d'amplitude réparties sur les quatre coins de la plaque.

Cette réponse dynamique de la plaque montre que les vibrations de structures minces et planes, présentent des solutions pour des valeurs particulières de fréquence, à ces fréquences correspondent des allures particulières de déformation selon les deux dimensions. Pour une structure mécanique à deux dimensions le déplacement en fonction de la contribution de chaque mode s'écrit:

$$\underline{w}(x, y, t) = \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{m=1}^{\infty} \underline{W}_{nm} \phi_{nm}(x, y) e^{j\omega t} \quad (2.36)$$

### 2.4.3 Validation du modèle de la plaque

Afin de valider le modèle utilisé, nous allons comparer les résultats de la simulation et de la mesure pour la réponse fréquentielle et temporelle d'une plaque.

Il existe essentiellement deux méthodes expérimentales pour mesurer la réponse dynamique d'une structure mécanique: la première consiste à utiliser un vibromètre laser, en mesurant la déformation en un point donné de la structure mécanique, et en faisant varier la fréquence d'excitation. L'analyse du signal obtenu permet de déterminer la réponse dynamique de la structure. La deuxième méthode consiste à utiliser un analyseur de signaux figure (2.25), en mesurant la tension d'entrée d'une céramique piézoélectrique (motrice) collée sur la surface d'une plaque, et la tension de sortie (la tension récupérée par une céramique captrice). Le rapport tension d'entrée/tension de sortie permet en effet de déterminer la réponse fréquentielle comme le montre la figure (2.13) pour le cas d'une plaque carrée en Aluminium de  $140 \times 140 \times 4\text{mm}^3$ . Les caractéristiques dynamiques telles que les fréquences propres, coefficient d'amortissement, masse modale, la forme de chacun des modes propres, peuvent être mesurés par la méthode d'identification conventionnelle basée sur l'exploitation du diagramme de Bode et du tracé dans le plan de Nyquist de l'admittance ou de l'impédance, interprétés en termes de schéma électrique équivalent [117]. Les dimensions de la structure étudiée et les paramètres du modèle simulé sont résumés dans le tableau (2.2). Pour déterminer la déformée du mode propre, nous avons mesuré l'amplitude de la déformation au tour de 33 kHz (fréquence de résonance) en chaque point de la plaque à l'aide d'un vibromètre laser, ensuite nous l'avons normalisé par rapport au maximum (ventres). Au regard de

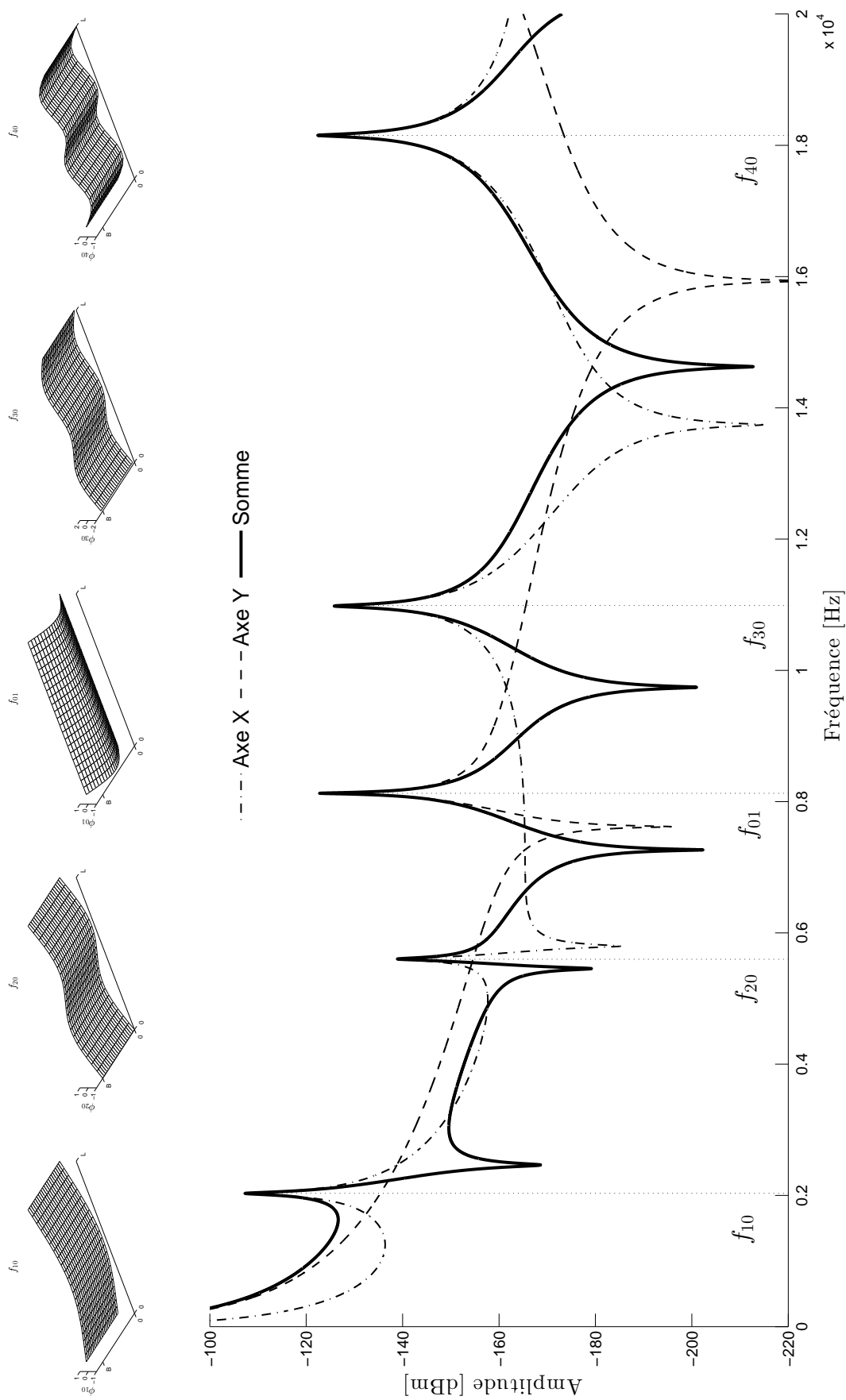
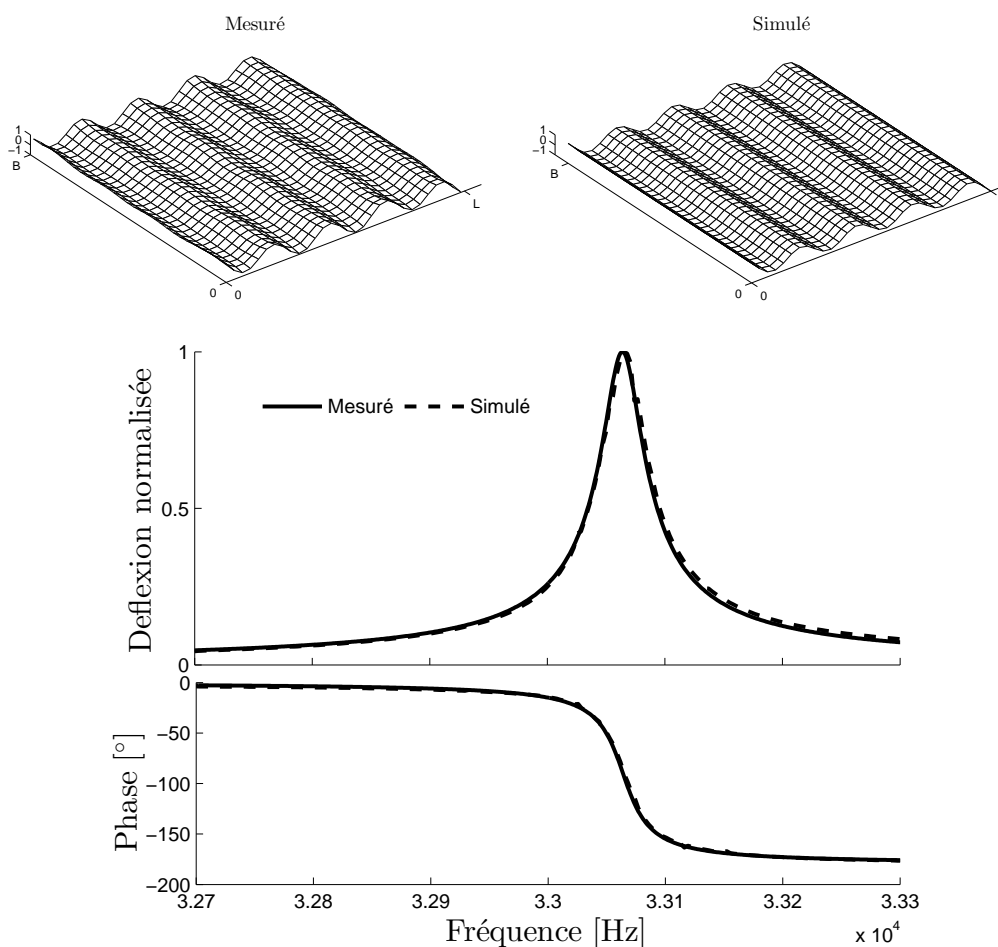


FIGURE 2.12: Réponse temporelle et fréquentielle des cinq premiers modes en flexion suivant deux dimensions d'une plaque en aluminium de dimension  $100 \times 50 \times 4 \text{ mm}^3$  excitée par une force de 0.5 N

$L \times b \times h$	$140 \times 140 \times 4 \text{ mm}^3$
Module de Young $E$	73 GPa
Coefficient de poisson $\nu$	0.33
Densité $\rho$	$2561 \text{ kg/m}^3$
Coefficient d'amortissement $\xi$	$0.8 \text{ [mN/m/sec]}$

TABLE 2.2: Caractéristiques et dimensions de la plaque

FIGURE 2.13: Mesure et simulation de la réponse temporelle et fréquentielle de la plaque  $140 \times 140 \times 4 \text{ mm}^3$  autour de 33 kHz

la figure (2.13), une corrélation satisfaisante en terme de fréquence de résonance, de déformée modale entre les tracés de la réponse fréquentielle et temporelle issus du modèle analytique, et les relevés expérimentaux est constatée.

La démarche employée dans cette section va constituer dans la section suivante le

cadre théorique, permettant d'établir une méthode de contrôle multimodale basée sur l'amplitude vibratoire et la position des actionneurs.

#### 2.4.4 Contrôle multimodal

Il est possible de reproduire une interaction multimodale si nous arrivons à contrôler par zones, l'amplitude de vibration. Par conséquent, la simulation tactile multi-touch passe par un contrôle indépendant des modes de vibration sur une surface plane à une fréquence ultrasonique.

Cette partie montre une méthode de contrôle des vibrations en différents points d'une structure à une ou deux dimensions. Cette méthode se base sur la superposition de plusieurs modes de vibration. La position, le nombre, l'amplitude vibratoire des actionneurs et la proximité de la fréquence propre des modes avec celle de l'excitation jouent un rôle prépondérant pour déterminer la contribution d'un mode. La figure (2.14) illustre la réponse fréquentielle de plusieurs modes de vibration d'une structure mécanique. La contribution de chaque mode propre de vibration  $\{A, B, \dots, L\}$ , dépendra de la force modale généralisée, du nombre d'excitateurs utilisés et de la proximité de sa fréquence propre avec celle de l'excitation. Par exemple, en raison de leur proximité avec la fréquence d'excitation ( $f_{excitation}$ ), la contribution des modes  $E, F, G,$  et  $H$  sera largement dominante par rapport aux autres modes. Cette condition est nécessaire mais pas suffisante, car un placement des actionneurs sur un nœud de l'un des modes  $E, F, G,$  et  $H$  affaiblit sa participation. Afin de contrôler l'amplitude de vibra-

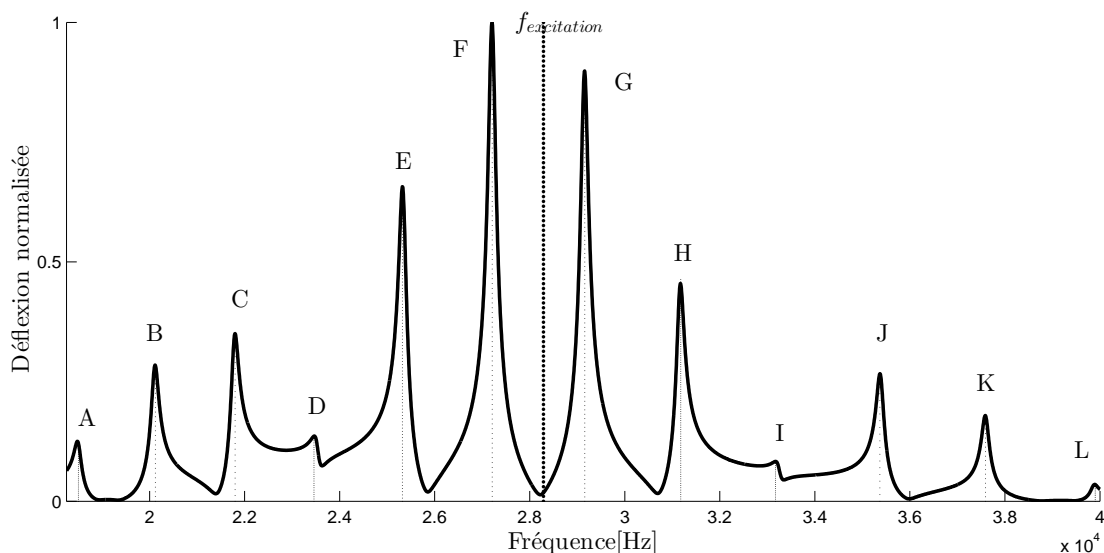


FIGURE 2.14: Excitation entre plusieurs modes de vibration

tion sur différents points indépendamment et avec un nombre fini de modes de vibration et d'excitateurs, nous reprenons l'équation (2.36), sous l'hypothèse d'une variation

harmonique de l'amplitude vibratoire avec  $\underline{w}(x, y, t) = \underline{W}e^{j\omega t}$ , où  $\underline{W} = We^{j\alpha}$ ,  $\alpha$  et  $W$  sont respectivement la phase et l'amplitude de  $\underline{W}$ , nous limitons le nombre de modes commandés à  $N$  et  $n = \{1, 2, \dots, N\}$ , pour une variation harmonique de l'amplitude de vibration, l'équation (2.20) peut être exprimée par:

$$\underline{W}(x, y)e^{j\omega t} = \sum_{n=1}^N \underline{W}_n \phi_n(x, y)e^{j\omega t} \quad (2.37)$$

Or, la fréquence d'excitation est considérée constante par conséquent, l'équation (2.37) peut être réduite à:

$$\underline{W}(x, y) = \sum_{n=1}^N \underline{W}_n \phi_n(x, y) \quad (2.38)$$

Nous souhaitons contrôler indépendamment l'amplitude de vibration  $\underline{W}(x_i, y_i)$  à  $m$  positions avec  $i = 1, 2, \dots, m$ , et  $N$  le nombre de modes commandés. Par conséquent,  $m$  équations indépendantes sont obtenues selon l'équation (2.38) avec:

$$\underbrace{\begin{bmatrix} \underline{W}(x_1, y_1) \\ \underline{W}(x_2, y_2) \\ \vdots \\ \underline{W}(x_m, y_m) \end{bmatrix}}_{[\underline{W}(x_i, y_i)]} = \underbrace{\begin{bmatrix} \phi_1(x_1, y_1) & \phi_2(x_1, y_1) & \cdots & \phi_N(x_1, y_1) \\ \phi_1(x_2, y_2) & \phi_2(x_2, y_2) & \cdots & \phi_N(x_2, y_2) \\ \vdots & \cdots & \cdots & \vdots \\ \phi_1(x_m, y_m) & \phi_2(x_m, y_m) & \cdots & \phi_N(x_m, y_m) \end{bmatrix}}_{[\Phi_n(x_i, y_i)]} \underbrace{\begin{bmatrix} \underline{W}_1 \\ \underline{W}_2 \\ \vdots \\ \underline{W}_N \end{bmatrix}}_{[\underline{W}_n]} \quad (2.39)$$

l'équation (2.39) peut être réduite à:

$$[\underline{W}(x_i, y_i)] = [\Phi_n(x_i, y_i)][\underline{W}_n] \quad (2.40)$$

où  $[\Phi_n(x_i, y_i)]$  est la matrice de la déformée modale, elle dépend des positions à contrôler.<sup>3</sup>

Il est possible de trouver un vecteur d'amplitudes modales  $[\underline{W}_n]$  qui peut être contrôlé afin d'obtenir l'amplitude de vibration  $[\underline{W}(x_i, y_i)]$  nécessaire de la structure aux positions à contrôler  $(x_i, y_i)$ .

- Si le nombre de positions à contrôler est égale au nombre de modes  $m = N$ , alors l'amplitude modale  $\underline{W}_n$  peut s'écrire:

$$\underline{W}_n = \Phi_n(x_i, y_i)^{-1} \underline{W}(x_i, y_i) \quad (2.41)$$

<sup>3</sup> $[\Phi_n(x_i, y_i)]$  matrice variable, elle dépend de la position des doigts  $(x_i, y_i)$ .

- Si le nombre de positions à contrôler est supérieur au nombre de modes  $m > N$ , alors l'amplitude modale  $\underline{W}_n$  s'écrit:

$$\underline{W}_n = \Phi_n(x_i, y_i) [\Phi_n^T(x_i, y_i) \Phi_n(x_i, y_i)]^{-1} \underline{W}(x_i, y_i) \quad (2.42)$$

$\Phi_n [\Phi_n^T \Phi_n]^{-1}$  est la pseudo-inverse de la matrice de la déformée modale  $\Phi_n$ , cette matrice dépend des positions à contrôler.

D'une façon similaire, soit  $\underline{W}(X_k, Y_k)$  l'amplitude de vibration transmise par l'excitateur à la structure pour chaque position de l'actionneur  $(X_k, Y_k)$  avec  $k = 1, 2, \dots, N$  nombre d'actionneurs utilisés alors:

$$[\underline{W}(X_k, Y_k)] = [\Phi_n(X_k, Y_k)] [\underline{W}_n] \quad (2.43)$$

$[\Phi_n(X_k, Y_k)]$  est la matrice de la déformée modale à la position des excitateurs.<sup>4</sup> En substituant l'équation (2.42) dans l'équation (2.43) on obtient:

$$\underline{W}(X_k, Y_k) = \Phi_n(X_k, Y_k) \Phi_n(x_i, y_i) [\Phi_n(x_i, y_i)^T \Phi_n(x_i, y_i)]^{-1} \underline{W}(x_i, y_i) \quad (2.44)$$

Si le nombre d'actionneurs est égal au nombre de modes commandés, alors l'équation (2.44) devient:

$$\underline{W}(X_k, Y_k) = \Phi_n(X_k, Y_k) \Phi_n(x_i, y_i)^{-1} \underline{W}(x_i, y_i) \quad (2.45)$$

D'après l'équation (2.45), selon un profil désiré de l'amplitude de vibration  $\underline{W}(x_i, y_i)$  le long d'une structure mécanique à une ou deux dimensions, nous déterminons le vecteur d'amplitude modale  $\underline{W}_n$  équation (2.42). Ce vecteur est ensuite utilisé à son tour pour déterminer l'amplitude de vibration à imposer sur chaque actionneur  $\underline{W}(X_k, Y_k)$  à travers la matrice de la déformée modale aux différentes positions de la structures  $(x_i, y_i)$  et à travers celle des actionneurs  $(X_k, Y_k)$ .

Un facteur déterminant pour l'excitation des ces modes de vibration est le positionnement des actionneurs à l'origine de l'excitation. La section suivante aborde la notion de placement des actionneurs et des capteurs.

## 2.5 Placement des actionneurs

L'emplacement des actionneurs et des capteurs doit être pris en considération lors de l'excitation, ou du contrôle des vibrations à travers une structure mécanique. La mise en

<sup>4</sup> $[\Phi_n(X_k, Y_k)]$  matrice constante, elle dépend de la position des excitateurs  $(X_k, Y_k)$ .

place d'un actionneur sur un nœud de vibration ne permet pas l'excitation de ce mode transversal. Tandis que l'emplacement d'un capteur de déplacement sur un nœud de vibration ne permet pas la mesure de la contribution de ce mode, car ces points nodaux ne permettent pas le transfert des forces à la structure, ils sont considérés comme des points stationnaires (point fixe  $w(x, y, t) = 0, \forall t$ ). Afin de tester l'influence de la position des actionneurs et des capteurs sur une structure mécanique, nous considérons la plaque étudiée précédemment, nous souhaitons par exemple exciter le mode de vibration du rang (8) avec un actionneur et de mesurer ce mode avec un capteur. Pour ce faire, nous avons réalisé les deux simulations suivantes:

- Une force ponctuelle de même amplitude appliquée à trois endroits différents (Ventre, Nœud, point arbitraire) avec un capteur positionné sur un point fixe (ventre de vibration).
- Un capteur positionné à trois endroits différents (Ventre, Nœud, point arbitraire) avec une force ponctuelle appliquée à un endroit fixe (ventre de vibration).

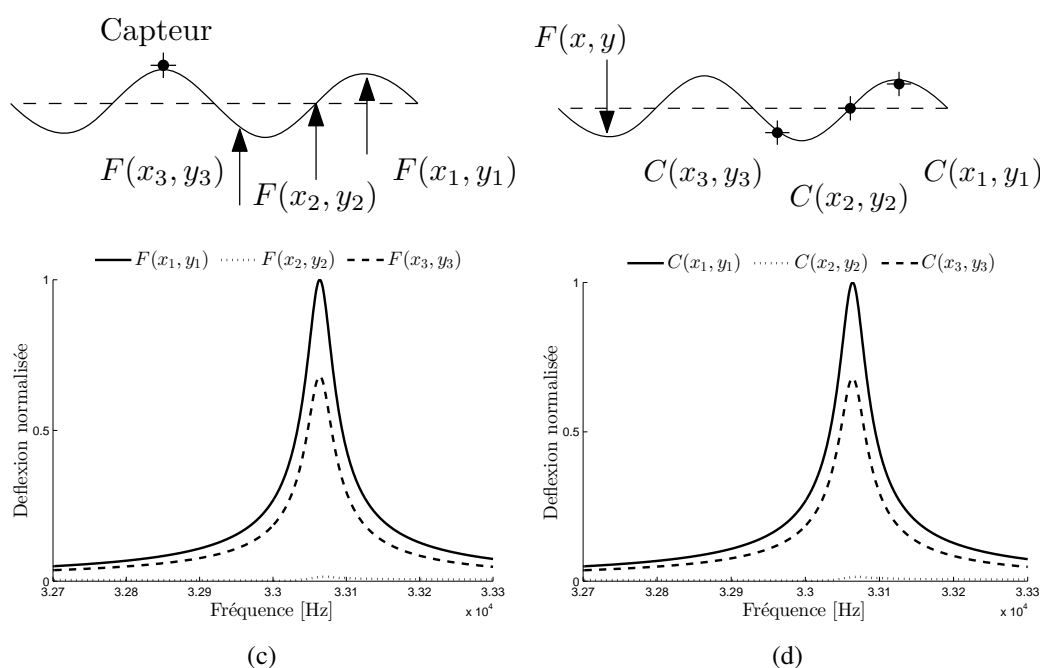


FIGURE 2.15: Influence de la position des excitateurs et des capteurs sur la réponse maximale d'une plaque de  $140 \times 140 \times 4\text{mm}^3$ . (C) une force appliquée à différents endroits avec un capteur placé sur un ventre de vibration. (D) un capteur placé à différents endroits avec une force appliquée sur un ventre de vibration.

La figure (2.15) illustre l'influence de la position des excitateurs et des capteurs sur la réponse maximale de la plaque. D'après cette figure, les ventres de vibration présentent

des positions idéales pour exciter ou capter un mode de vibration.

D'après Gupta et al [119], l'optimisation du placement des actionneurs et capteurs peut être liée à différents critères, la maximisation de la déflexion de la structure, la minimisation des efforts de contrôle, et la maximisation du degré de contrôlabilité et observabilité. Cette dernière sera l'approche étudiée dans ce travail car elle offre la possibilité de déterminer les zones contrôlables et minimiser l'énergie de commande.

Les critères de contrôlabilité des actionneurs et d'observabilité des capteurs doivent être respectés pour avoir un placement optimal des actionneurs, cela permet de minimiser l'énergie que l'actionneur doit fournir. Le système soit contrôlable / observable, lorsque le Grammien de contrôlabilité / observabilité est non singulier. Par exemple, un mode de vibration d'une structure ne peut être commandé par un actionneur placé exactement à l'un des points nodaux, mais il est considéré commandable par un actionneur placé arbitrairement proche de ce point.

La description dynamique du système sous forme d'une représentation d'état permet d'étudier la commandabilité et l'observabilité du système. Ces critères permettent de déterminer le placement optimal des actionneurs et des capteurs. Pour la suite, on s'appuiera sur les travaux de Hac et al [120], mais aussi sur les travaux de Leleu [121].

### 2.5.1 Équation d'état

Il est possible de construire une représentation d'état sur une base modale à partir du comportement dynamique d'une structure mécanique décrit par l'équation (2.29). Plusieurs vecteurs d'état pourraient être choisis. D'après [121] il est plus approprié de présenter le vecteur d'état par un vecteur de vitesses modales tronqué à  $n$  modes, sous forme:

$$x = [\dot{w}_1, \omega_1 w_1, \dots, \dot{w}_n, \omega_n w_n]^T \quad (2.46)$$

Tandis que la variable d'entrée est associée avec sa grandeur de commande  $u$ . Cette grandeur  $u$  est en général une force produite par un actionneur piézoélectrique avec:

$$u = [f_1, f_2, \dots, f_p]^T \quad (2.47)$$

avec  $p$  le nombre d'excitateur et  $p_1, p_2, \dots, p_p$  les  $p$  positions de ceux-ci. La représentation d'état de l'équation (2.29) s'écrit:

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) \quad (2.48)$$



D'après [120], la matrice d'état  $A = \text{diag}(A_i)$ , où  $(A_i)$  dépend des pulsations propres de la structure  $\omega_i$  et des amortissements associés  $\xi_i$ . Elle peut être exprimée par:

$$A_i = \begin{pmatrix} -2\xi_i\omega_i & -\omega_i \\ \omega_i & 0 \end{pmatrix} \quad (2.49)$$

avec  $i = [1, 2, \dots, n]$ . Pour cela, la condition de normalisation (équation (2.17)) est utilisée. La matrice de commande  $B$  caractérise la participation modale de l'entrée, en tenant compte de l'équation (2.26), la force modale généralisée  $F_n$  peut être écrite par:

$$F_n = \sum_{j=1}^p \phi_n(p_j) f_j(t) \quad (2.50)$$

où  $p_j, j = 1, 2, \dots, p$  étant les positions, et donc  $B$  s'exprime par la relation suivante

$$B = \begin{pmatrix} \phi_1(p_1) & \dots & \phi_1(p_p) \\ 0 & \dots & 0 \\ \vdots & \dots & \vdots \\ \phi_n(p_1) & \dots & \phi_n(p_p) \\ 0 & \dots & 0 \end{pmatrix} \quad (2.51)$$

Quant à la variable de sortie elle est souvent reliée à la variable à mesurer (déplacement, vitesse, ou les deux à la fois). Pour notre cas on s'intéresse à la déflexion de la structure, et donc un déplacement avec:

$$y(t) = Cx(t) \quad (2.52)$$

où la matrice  $C$  caractérise la participation modale de sortie. Nous supposons que  $r$  déplacement  $w(p_q, t)$ ,  $q = [1, 2, \dots, r]$  est mesuré à  $r$  point  $[p_1, p_2, \dots, p_r]$  de la structure. En tenant compte de l'équation (2.20) et de l'équation (2.46), la matrice  $C$  s'obtient alors par:

$$C = \begin{pmatrix} 0 & \phi_1(p_1)/\omega_1 & \dots & 0 & \phi_n(p_1)/\omega_n \\ 0 & \phi_1(p_2)/\omega_1 & \dots & 0 & \phi_n(p_2)/\omega_n \\ \vdots & \vdots & & \vdots & \vdots \\ 0 & \phi_1(p_r)/\omega_1 & \dots & 0 & \phi_n(p_r)/\omega_n \end{pmatrix} \quad (2.53)$$

### 2.5.2 Critère de commandabilité et observabilité

Dans cette partie nous cherchons à minimiser l'énergie requise pour le contrôle du système pour l'amener d'un état initial  $x(0) = x_0$  vers un état final  $x(T) = x_T$ . Le critère à minimiser est l'énergie du signal de commande  $J$  décrite ci-dessous [121].

$$J(u) = \int_0^T u^T(t)u(t)dt \quad (2.54)$$

où  $u(t)$  est le signal de commande avec  $u^T(t)$  son conjugué. Sur cette base, Hac [120] a proposé un critère du placement des actionneurs fondé sur le Grammien de commandabilité  $W_c$  défini par l'équation de Lyapunov (2.55)

$$AW_c + W_cA^T + BB^T = 0 \quad (2.55)$$

où  $W_c$  représente l'énergie transmise par les actionneurs à la structure mécanique. Selon Hac, la maximisation du produit de la somme et de la moyenne géométrique des valeurs propres du Grammien de commandabilité  $W_c$  permet de déterminer le degré de commandabilité donné par l'équation (2.56)

$$J_c = \left( \sum_{j=1}^{2n} \lambda_j \right) \sqrt[2n]{\prod_{j=1}^{2n} \lambda_j} \quad (2.56)$$

$\lambda_j$  sont les valeurs propres de la matrice  $W_c$ ,  $n$  est le nombre de modes à contrôler. Quant aux critères d'observabilité, nous cherchons à maximiser l'énergie du signal reçu par les capteurs, permettant de récupérer l'information recherchée. D'une façon similaire le Grammien de d'observabilité  $W_o$  est définie par:

$$A^T W_o + W_o A + C^T C = 0 \quad (2.57)$$

et donc nous cherchons à maximiser le produit de la somme et de la moyenne géométrique des valeurs propres du Grammien d'observabilité  $W_o$  calculé à partir de l'équation (2.57) avec:

$$J_o = \left( \sum_{j=1}^{2n} \lambda_j \right) \sqrt[2n]{\prod_{j=1}^{2n} \lambda_j} \quad (2.58)$$

où  $\lambda_j$  étant les valeurs propres de la matrice  $W_o$ . A titre d'exemple, si la  $j^{\text{ème}}$  valeur propre de  $W_o$  est nulle, automatiquement le  $j^{\text{ème}}$  mode ne sera pas observé.

D'autres méthodes peuvent être également appliquées pour déterminer la commandabilité et l'observabilité du système, comme l'approche nommée "norme d'un mode

unique" rapportée par Trajkov et al [122]. Le tracé des valeurs absolues des déformées modales présentée sur la figure (2.8) permet également de déterminer visuellement la position des capteurs et des actionneurs, par exemple, les endroits où la contribution des quatre modes simultanément ne présente pas de nœuds de vibration comme illustré par des rectangles sur la figure (2.16). Il est à noter que les critères de commandabilité

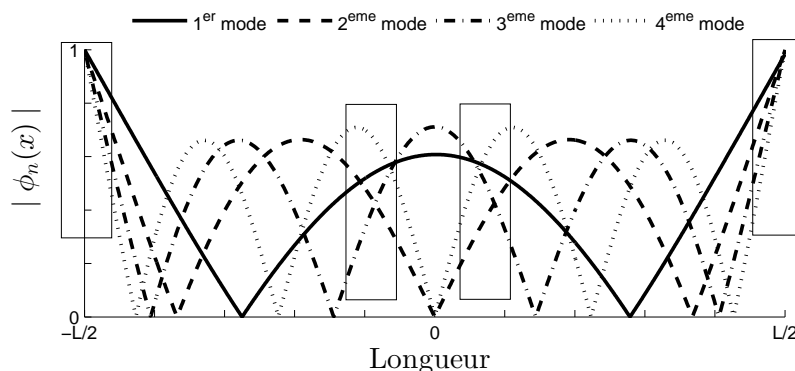


FIGURE 2.16: Valeur absolue des déformées modales des quatre premiers modes de vibration d'une poutre libre libre.

et d'observabilité ne permettent pas de déterminer le facteur de participation de chaque mode, car le positionnement des capteurs et des actionneurs est relativement différent pour chaque mode de vibration (figure (2.16)).

### 2.5.3 Application des critères de commandabilité et d'observabilité

Pour valider les méthodes présentées, nous considérons la poutre étudiée dans la section (2.3.1) et pour des conditions aux limites libre-libre. Nous souhaitons, par exemple, exciter les 4 premiers modes présentés sur la figure (2.8), avec une observation de ces modes. Connaissant les déformées modales et leurs fréquences propres, nous appliquons les critères de commandabilités et d'observabilité présenté ci-dessus.

Les positions optimales de l'actionneur et du capteur selon le critère de commandabilité et d'observabilité sont représentées respectivement par les maxima des figures (2.17) (2.18). Ceci implique que les positions les plus avantageuses pour le placement des actionneurs et des capteurs se trouvent aux extrémités de la poutre pour l'excitation des quatre modes à la fois, ou pour capter la contribution de ces derniers, vue l'importance de l'amplitude de la deflexion<sup>5</sup>. En revanche, d'autres positions peuvent être sélectionnées à proximité du centre de la poutre. Sur ces deux figures, le degré de commandabilité et le degré d'observabilité présente treize zéros, c'est à dire des endroits où l'un des quatre modes ne peut être ni commandé ni observé. Chaque mode  $n$  où  $n = 1, 2, 3, 4$

<sup>5</sup>Même position pour les actionneurs et les capteurs.

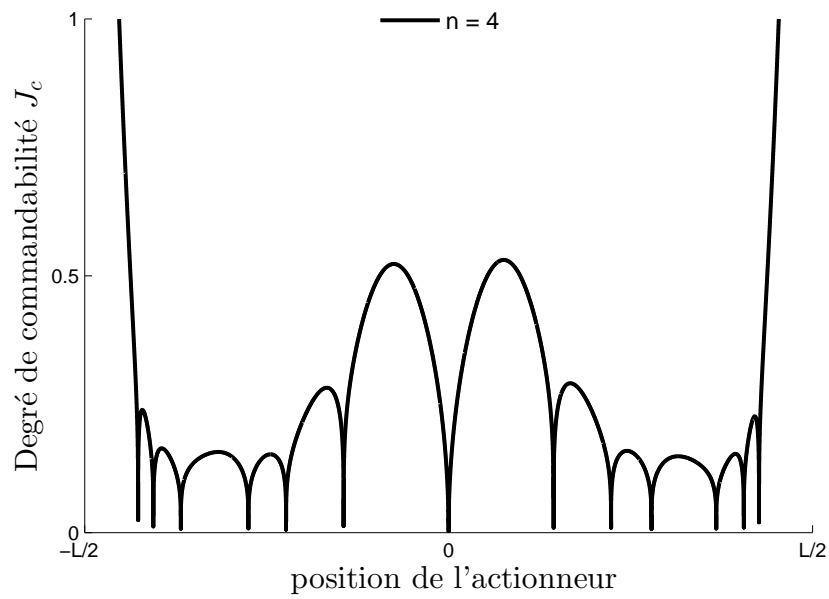


FIGURE 2.17: Degré de commandabilité des quatre premiers modes de vibration d'une poutre en aluminium de  $350 \times 6 \times 6\text{mm}^3$  avec conditions aux limites libre libre

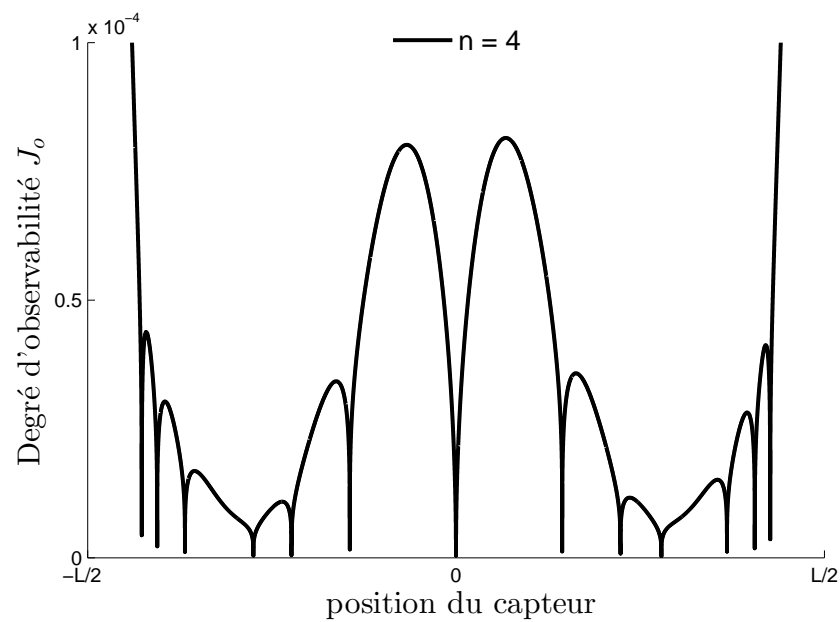


FIGURE 2.18: Degré d'observabilité des quatre premiers modes de vibration d'une poutre en aluminium de  $350 \times 6 \times 6\text{mm}^3$  avec conditions aux limites libre libre

s'annule  $n + 1$  fois figure (2.16). En guise d'illustration, à ces points la commandabilité présente  $n + 1$  points de singularité.

Les critères de commandabilité et d'observabilité peuvent être également appliqués pour le cas d'une structure à deux dimensions (plaque).

La section suivante présente l'actionneur piézoélectrique choisi pour une validation de l'approche proposée. Une modélisation électromécanique sera présentée avec les méthodes utilisées pour le contrôle de ce transducteur.

## 2.6 Transducteur de Langevin et commandes classiques

Le comportement résonant et l'amplitude de vibration qu'il peut générer, font du transducteur de Langevin un moyen d'actionnement privilégié pour l'excitation et le contrôle de vibration de structures minces et planes, en particulier pour le cas des poutres. Cet actionneur exploite les vibrations mécaniques dans le domaine des fréquences ultrasonores.

### 2.6.1 Principe

Le transducteur de Langevin a été développé en 1922 par le physicien Paul Langevin [1872-1946] [124, 191]. Il a été initialement utilisé comme un sonar pour la détection des sous-marins, en utilisant la réflexion des ondes ultrasonores sur ces objets. Actuellement son domaine d'application s'est nettement élargi en raison de sa grande efficacité de conversion d'énergie, notamment pour les systèmes de positionnement ultra précis [125, 126], le nettoyage à ultrasons [127–130], la découpe et la soudure des thermoplastiques [131–133]. Ce résonateur présenté sur la figure (2.19) est constitué de deux céramiques piézoélectriques polarisées longitudinalement dans des directions opposées (polarisation dite tête bêche) [134]. C'est-à-dire: l'actionneur exploite les déformations dans le sens de la polarisation des céramiques piézoélectrique (mode longitudinal) ce qui permet d'obtenir un grand coefficient de couplage électromécanique. Ces céramiques sont connectées mécaniquement en série et électriquement en parallèle (figure (2.19) élément *D*), prises en sandwich entre deux contres masses métalliques [135, 136, 139]. En général les deux contres masses sont en aluminium, en raison de ses bonnes propriétés de transmission acoustique et sa facilité de fabrication. Elles permettent de réduire ou amplifier la vitesse par des géométries spécifiques. Ces contres masses sont maintenues par un boulon de précontrainte, qui empêche les céramiques piézoélectriques d'être soumise à des contraintes de tractions indésirables [140]. Ce boulon (figure (2.19) élément *C*) sert également à régler l'ensemble à une fréquence de résonance prédéfinie.

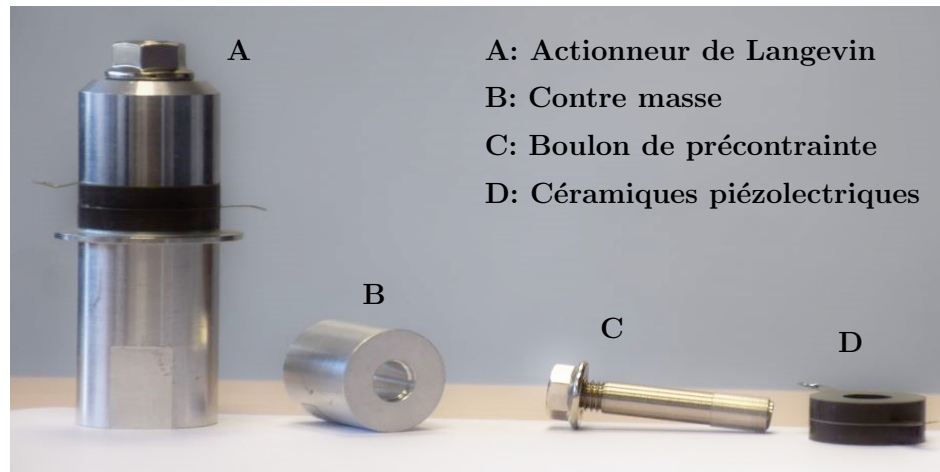


FIGURE 2.19: Transducteur de Langevin (FBL28252SSF-FC, Fujicera, Japon) et ses éléments

Le principe de fonctionnement de l'actionneur repose sur l'exploitation de l'effet piézoélectrique inverse. Lors de l'application d'un champ électrique entre les électrodes, les deux céramiques piézoélectriques se déforment en phase, en se contractant selon un mode longitudinal. Cet effet longitudinal peut donc être utilisé à son tour, pour une conversion électromécanique de l'énergie. Les vibrations créées dans les céramiques sont transmises aux deux contres masses métalliques.

La section suivante présente la modélisation électromécanique de l'actionneur en vue de son contrôle.

## 2.6.2 Modélisation électromécanique du transducteur de Langevin

Plusieurs études ont été menées sur la modélisation du transducteur de Langevin, par une modélisation matricielle par des matrices de transfert [136], et d'autres par une approche par éléments finis [156–159]. Dans ce travail, nous optons par une modélisation électromécanique basée sur le schéma électromécanique équivalent de ce transducteur, car elle permet d'élaborer les lois de commande de l'actionneur. Le schéma électromécanique équivalent du transducteur de Langevin selon le modèle de Mason [127, 128] est présenté sur la figure (2.20). Ce modèle s'appuie sur l'analogie entre les grandeurs électriques et mécaniques, il est valable autour d'un mode de vibration.

Le couplage électromécanique fait appel à un transformateur idéal, dont le rapport de transformation  $\gamma$ . Ce transformateur établit la correspondance entre les variables électriques tension  $v$ , courant  $i$  et les variables mécaniques force  $f$ , vitesse vibratoire  $\dot{w}$

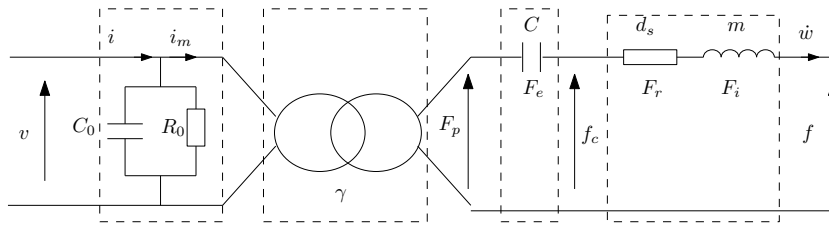


FIGURE 2.20: Schéma électromécanique équivalent de l'actionneur piézoélectrique

respectivement. La capacité bloquée  $C_0$  représente le diélectrique, tandis que la résistance  $R_0$  modélise les pertes diélectriques. Le courant circulant au secondaire est analogue à une vitesse vibratoire. La masse vibrante  $m$  est équivalente à une inductance et traduit le caractère dynamique de la structure. Tandis que la raideur de l'actionneur intervient sous la forme d'une capacité de valeur  $C$ . Les phénomènes dissipatifs d'origine mécanique se traduisent par un amortisseur  $d_s$  équivalent à une résistance placée en série [137].

A partir du schéma électromécanique équivalent du transducteur de Langevin, le mouvement vibratoire autour d'un mode de résonance est donné par l'équation (2.59)

$$m\ddot{w} + d_s\dot{w} + cw = \gamma v - f \quad (2.59)$$

où  $w$ ,  $\dot{w}$  et  $\ddot{w}$  sont respectivement le déplacement vertical, la vitesse et l'accélération vibratoire. L'équation (2.59) décrit le comportement de l'amplitude de vibration forcée par la tension  $v$  et la force externe  $f$ . La Représentation Énergétique Macroscopique de l'actionneur est présentée en Annexe (C).

### 2.6.3 Commande des actionneurs piézoélectriques

Ces dernières années, les actionneurs piézoélectriques occupent une place primordiale dans divers domaines (la médecine, l'industrie, l'aéronautique...). Toutefois, ils sont souvent liés à un problème de commande, vu le comportement non linéaire qui se présente au niveau des matériaux piézoélectriques utilisés dans leur conception. Cette problématique a attisé la curiosité des chercheurs et a encouragé l'exploration de nouvelles mises en application par des nouvelles méthodes de contrôle notamment pour les moteurs piézoélectriques rotatifs pour contrôler la vitesse [141, 152, 153], par exemple en modifiant certains paramètres d'alimentation comme l'amplitude des tensions, leur déphasage les uns par rapport aux autres, ou la fréquence.

L'objectif de cette section est de proposer une méthode de contrôle qui soit robuste et insensible aux perturbations externes telle que la présence du doigt de l'utilisateur.

Cette commande doit également assurée le contrôle de la dynamique de l'amplitude vibratoire avec une synchronisation des deux actionneurs, c'est à dire d'arriver à contrôler la partie réelle et imaginaire de l'amplitude vibratoire. Mais tout d'abord un bref aperçu sur les techniques de contrôle déjà existantes est donné.

### 2.6.3.1 Commande de l'amplitude vibratoire à fréquence fixe

L'asservissement en boucle fermée de l'amplitude vibratoire élimine le comportement non linéaire des céramiques piézoélectriques comme le décalage de la fréquence de résonance qui peut être dû de l'échauffement du transducteur [143,144]. En outre il assure la stabilité, la précision et la compensation automatique des charges appliquées. Salem et al [145] ont proposé par des simulations numériques de contrôler la vitesse vibratoire d'un actionneur de Langevin destiné aux applications d'usinage par une commande par mode glissant. Ils ont également testé le contrôle de l'actionneur par un régulateur Proportionnel Intégral. Le résultat de simulation a montré une meilleure performance avec un correcteur Proportionnel Intégral (P.I) qu'avec une commande par mode glissant, car la commande par mode glissant ne parvient pas à compenser l'effet dû à l'application d'une charge au transducteur. La figure (2.21) illustre le principe de la régulation de l'amplitude vibratoire par action sur la tension d'alimentation. L'inconvénient de cette

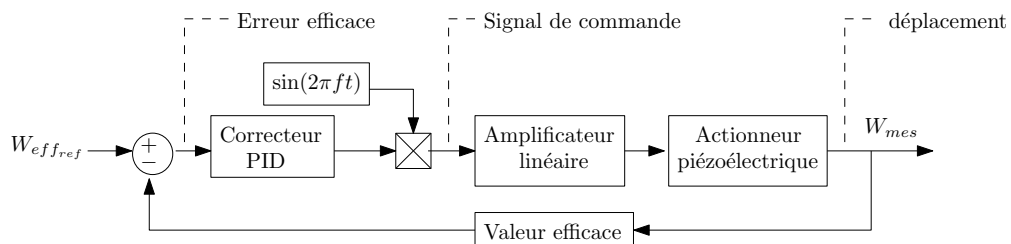


FIGURE 2.21: Contrôle en boucle fermée de l'amplitude vibratoire du transducteur de Langevin d'après [145]

technique est qu'elle ne prend pas en considération l'échauffement du transducteur. En effet, lors de son fonctionnement, la température du transducteur augmente, ce qui conduit à la diminution de sa fréquence de résonance. Afin de maintenir les vibrations désirées, le régulateur agit alors sur la tension d'alimentation, ce qui mène à augmenter les pertes diélectriques, et donc la consommation énergétique.

### 2.6.3.2 Suivi de la fréquence de résonance

La fréquence de résonance est un paramètre très important pour le contrôle des transducteurs piézoélectriques, si le fonctionnement de ce dernier est établi en dehors de sa résonance, la consommation énergétique augmente. Par conséquent, pour le contrôle



de l'actionneur, la fréquence de la tension d'alimentation doit varier selon la fréquence de résonance, qui subit des variations à cause du changement de la température, l'usure de l'actionneur et de la charge appliquée. Les boucles à verrouillage de phase classiques [147–151] peuvent être utilisées pour le suivi de la fréquence de résonance, la grandeur asservie étant la phase d'un signal alternatif. Un oscillateur VCO (Voltage Control Oscillator) est utilisé pour donner une fréquence qui varie en fonction de la tension de commande appliquée sur son entrée. Sur cette base et pour une application à retour tactile, Takasaki et al [146], ont développé un système de suivi de la fréquence de résonance par action sur la différence de phase entre la tension appliquée et le courant d'entrée. En effet, les auteurs remarquent qu'à la résonance mécanique, le courant d'entrée est déphasé d'un certain angle par rapport à la tension d'alimentation. La correction de cette phase permet de suivre la fréquence de résonance du Langevin. La figure (2.22) illustre le principe de suivi de la fréquence de résonance. La tension

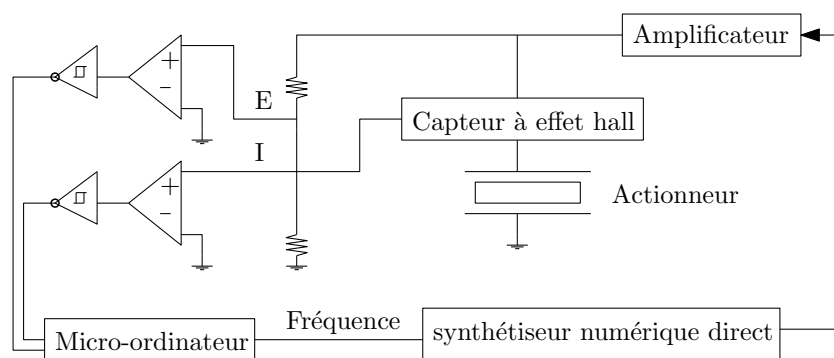


FIGURE 2.22: Système de suivi de la fréquence de résonance du transducteur de Langevin d'après [146]

appliquée est divisée par un pont diviseur, filtrée et mise en forme en une onde rectangulaire par un comparateur. Le courant d'entrée est détecté par une sonde à effet Hall, et transformée de la même manière que la détection de tension. La différence de phase est mesurée à chaque cycle. Ainsi, la fréquence de fonctionnement sera mise à jour durant tous les cycles de commande. Toutefois, cette technique assure uniquement le suivi de la résonance, c'est à dire le contrôle de l'amplitude vibratoire et en boucle ouverte. Par conséquent, l'application d'une charge peut faire chuter l'amplitude de vibration. Notre objectif est de contrôler la dynamique de l'amplitude vibratoire avec une synchronisation des deux actionneurs, c'est à dire d'arriver à contrôler la partie réelle et imaginaire de l'amplitude vibratoire et d'assurer une commande robuste et insensible perturbations externes telle que la présence du doigt de l'utilisateur.

## 2.7 Contrôle vectoriel d'un transducteur de Langevin

L'objectif de notre recherche est de jumeler les deux études présentées précédemment section (2.6.3.1) et (2.6.3.2) pour contrôler la dynamique de l'amplitude vibratoire, et de suivre la fréquence de résonance simultanément avec une synchronisation en utilisant la représentation dans un repère tournant. L'utilisation d'une commande vectorielle permet d'une part d'obtenir un contrôle simultané en amplitude vibratoire et en fréquence. D'autre part, dans certaines applications, la fréquence de travail doit être fixe. La commande vectorielle offre également la possibilité de contrôler l'actionneur à sa résonance ou en dehors de sa résonance tout en assurant la synchronisation. Afin d'établir les lois de commande, la modélisation du transducteur de Langevin dans un repère tournant est nécessaire.

### 2.7.1 Contrôle vectoriel des actionneurs piézoélectriques

Il existe d'autres techniques appliquées à la commande actionneurs piézoélectriques, en particulier les moteurs rotatifs à ultrason, en ce qui concerne le contrôle du couple électromagnétique et l'auto-pilotage de ces moteurs [152]. Le contrôle de ce dernier (moteurs rotatifs à ultrason) consiste par analogie avec le moteur synchrone auto-piloté, à synchroniser les tensions d'alimentation sur l'onde progressive générée. Cette idée est à l'origine inspirée par les machines électromagnétiques en vue de leur commande. En utilisant la méthode du graph informationnel causal (GIC) pour modéliser le système, et par inversion, s'établit la loi de commande du moteur.

Dans un repère tournant, le contrôle en amplitude de vibration se déduit par une simple fonction de transfert entre la tension et l'amplitude vibratoire. Les travaux menés sur le moteur à onde progressive, ont été également transposés et appliqués pour le cas d'un actionneur plan [154], pour le contrôle de la force de traction ou de l'intermittence de contact produite par le mouvement vibratoire. Il en est ainsi dans d'autres actionneurs piézoélectriques destinés aux applications à retour tactile [155].

L'avantage de ce type de contrôle se présente par l'existence d'un point commun entre ces différentes technologies dont l'équation du mouvement vibratoire (équation (2.59)). Pour un grand nombre de ces actionneurs, le principe de base consiste à générer une onde vibratoire décrite par la même équation de mouvement vibratoire autour d'un mode de résonance (équation (2.59)). L'application de cette technique (Contrôle vectoriel) est possible même si chaque actionneur fonctionne différemment. Ces techniques peuvent être appliquées pour le cas d'un transducteur de Langevin. L'idée de base consiste à reconstituer une partie imaginaire de l'actionneur pour décrire son fonctionnement dans un repère tournant, cela permet d'obtenir un système biphase permettant

une transformation vers un repère tournant.

La section suivante décrit l'équation du mouvement vibratoire dans un repère tournant.

### 2.7.2 Principe du contrôle vectoriel

Dans le présent travail, nous ne nous intéressons qu'aux vibrations harmoniques permettant l'utilisation de la notation complexe dans l'équation (2.59) avec  $\underline{x} = \underline{X}e^{j\omega t}$ , où  $\omega$  est la pulsation angulaire et  $j = \sqrt{-1}$ , avec  $\underline{X} = Xe^{j\alpha}$ ,  $\alpha$  et  $X$  sont respectivement la phase et le module de  $\underline{X}$  tel que:

$$m\underline{\ddot{w}} + d_s\underline{\dot{w}} + c\underline{w} = \underline{\gamma v} - \underline{f} \quad (2.60)$$

Cette représentation permet de reconstituer une partie imaginaire de l'actionneur permettant sa modélisation dans un repère  $(\alpha, \beta)$ , avec  $\underline{x} = x_\alpha + jx_\beta$  par analogie à la transformation de Park appliquée dans le cas des machines électromagnétiques. La transformation vers un repère tournant  $(d, q)$  passe par la matrice de rotation  $R(-\theta)$ , où  $\theta$  est la position du vecteur tournant donnée par l'équation (2.61).

$$\theta = \int \omega dt \quad (2.61)$$

Par conséquent, l'amplitude de vibration, la tension d'alimentation et la force générée par l'actionneur sont définies respectivement par:

$$\begin{aligned} \underline{w} &= (W_d + jW_q) e^{j\omega t} \\ \underline{v} &= (V_d + jV_q) e^{j\omega t} \\ \underline{f} &= (F_d + jF_q) e^{j\omega t} \end{aligned} \quad (2.62)$$

Cette transformation est illustrée sur la figure (2.23). Dans cette figure les vecteurs  $\underline{V}$  et  $\underline{W}$  sont considérés comme tournants par rapport au repère fixe  $(\alpha, \beta)$  tandis que fixes par rapport au repère  $(d, q)$ . En substituant la relation équation (2.62) dans l'équation (2.60) on obtient:

$$\begin{aligned} \underline{\dot{w}} &= [(\dot{W}_d + j\dot{W}_q) + j\omega(W_d + jW_q)]e^{j\omega t} \\ \underline{\ddot{w}} &= [(\ddot{W}_d + j\ddot{W}_q) + 2j\omega(\dot{W}_d + j\dot{W}_q) - \omega^2(W_d + jW_q)]e^{j\omega t} \end{aligned} \quad (2.63)$$

Le long des axes  $d$  et  $q$  nous avons:

$$m\ddot{W}_d + d_s\dot{W}_d + (c - m\omega^2)W_d - \omega(2m\dot{W}_q + d_sW_q) = \gamma V_d - F_d \quad (2.64)$$

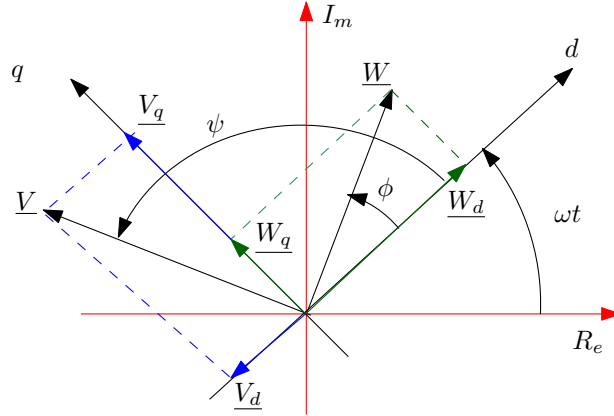


FIGURE 2.23: Représentation de la tension et de l'amplitude de vibration dans un repère tournant

$$m\ddot{W}_q + d_s\dot{W}_q + (c - m\omega^2)W_q + \omega(2m\dot{W}_d + d_sW_d) = \gamma V_q - F_q \quad (2.65)$$

Dans la partie suivante nous admettons que:  $\dot{W}_d \ll 2\omega \dot{W}_q$  et  $\dot{W}_d \ll 2\omega W_q$  aussi  $\dot{W}_q \ll 2\omega \dot{W}_d$  et  $\dot{W}_q \ll 2\omega W_d$ . De plus,  $F_d, F_q$  sont considérées comme des perturbations. Ces hypothèses conduisent à considérer les équations simplifiées suivantes:

$$(c - m\omega^2)W_d - \omega(2m\dot{W}_q + d_sW_q) = \gamma V_d - F_d \quad (2.66)$$

$$(c - m\omega^2)W_q + \omega(2m\dot{W}_d + d_sW_d) = \gamma V_q - F_q \quad (2.67)$$

La stratégie de commande du transducteur selon les équations (2.66) et (2.67) est présentée sur la figure (2.24).

La dynamique de la vibration de l'actionneur décrite par une équation différentielle ordinaire du deuxième ordre, se trouve alors transformé, sous certaines hypothèses, en un système de deux équations du premier ordre couplées. De plus, le terme de couplage  $(c - m\omega^2)$  disparaît à la fréquence de résonance. En tirant partie de ces propriétés, il est alors possible par deux correcteurs classiques de type proportionnel intégral d'imposer la vibration en rejetant dans une certaine mesure le couplage si la fréquence venait à dériver, ou encore de suivre cette résonance en utilisant la sortie d'un de ces systèmes fictifs pour observer ce désaccord. Avant de valider expérimentalement ces propositions une identification des paramètres du modèle du Langevin est nécessaire.

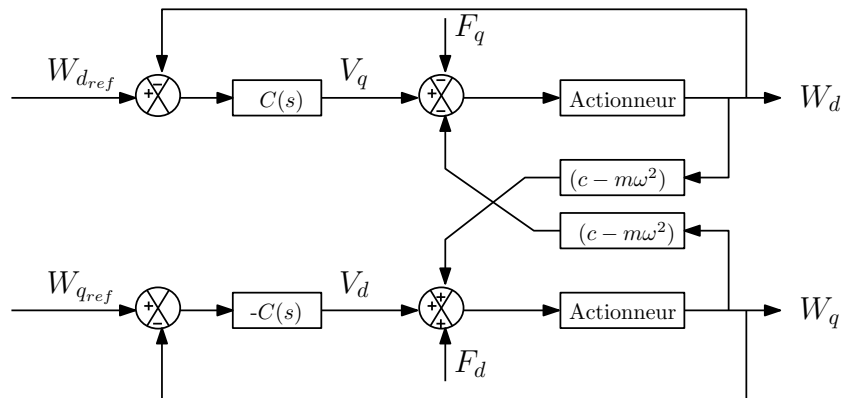


FIGURE 2.24: Schéma bloc de la stratégie de commande de l'amplitude vibratoire du transducteur dans un repère tournant.

### 2.7.3 Identification des paramètres du modèle du Langevin

Les paramètres du modèle électrique du transducteur doivent être identifiés au voisinage de la résonance de l'actionneur, en raison de son comportement non linéaire [138]. L'origine de cette non linéarité est dû à la nature du matériau piézoélectrique utilisé dans sa conception. Tout d'abord l'effet piézoélectrique est due à un processus non linéaire, la polarisation. Ensuite, l'échauffement du transducteur peut provoquer une variation de la fréquence de résonance.

**Paramètres de la branche statique** La résistance diélectrique  $R_0$  et la capacité dite bloquée  $C_0$ , peuvent être déterminées par la mesure de l'amplitude et la phase de l'impédance  $|Z|$  ou de l'admittance  $|Y|$  de l'actionneur, en fonction de la fréquence d'excitation grâce à un analyseur de signaux dynamiques Stanford Research - SR785 selon le schéma de la figure (2.25).

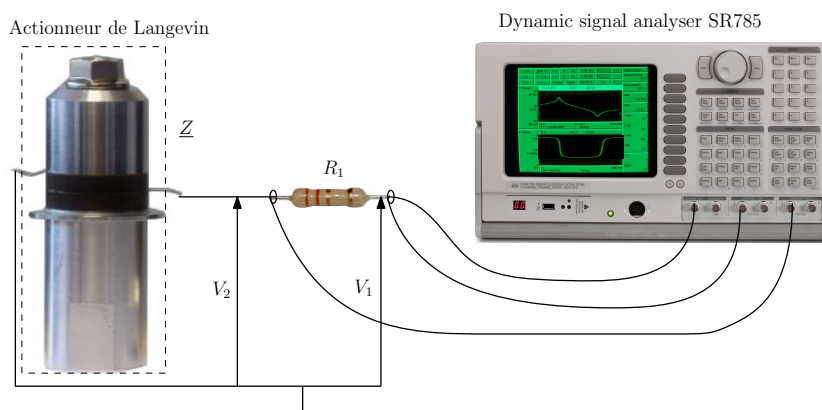


FIGURE 2.25: Schéma de principe pour la mesure de l'impédance électrique d'un transducteur piézoélectrique

On a alors:

$$\frac{V_2}{V_1} = \underline{G} = \frac{\underline{Z}}{R_1 + \underline{Z}} \quad (2.68)$$

$G$  étant le gain en tension. L'impédance du transducteur est donnée par:

$$\underline{Z} = \frac{R_1 \underline{G}}{1 - \underline{G}} \quad (2.69)$$

les admittances du transducteur mesurée et simulée à partir du schéma électrique équivalent sont présentées sur la figure (2.26). Selon la méthode d'identification décrite

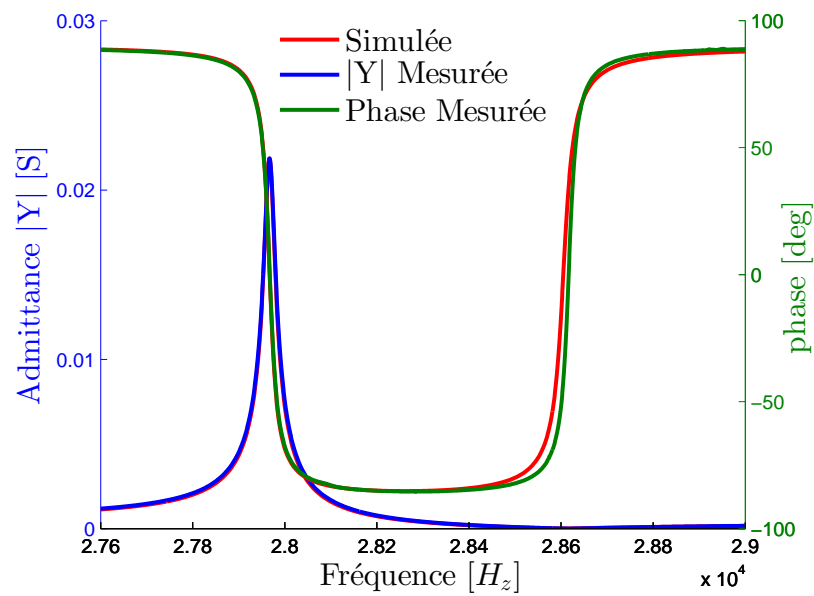


FIGURE 2.26: Admittance et phase équivalente du transducteur de Langevin autour de 28 kHz.

dans [141], la résistance  $R_0$  est déterminée par l'admittance à basse fréquence:

$$R_0 = \frac{1}{\text{Re}[Y(\omega \ll \omega_s)]} \quad (2.70)$$

et la capacité bloquée par:

$$C_0 = \frac{\text{Imag}[Y(\omega_s)]}{\omega_s} \quad (2.71)$$

$\omega_s$  étant la pulsation de résonance du circuit série.  $Re$  et  $Imag$  sont respectivement la partie réelle et imaginaire.

**Rapport de transformation  $\gamma$**  Le rapport de transformation peut être identifié par la mesure du rapport entre le courant motionnel  $i_m$  et la vitesse de vibration  $\dot{w}$ , grâce à une sonde de courant et un interféromètre laser (OFV-525/-5000-S) comme schématisé sur la figure (2.27). A partir du schéma électrique équivalent de la figure (2.20), nous

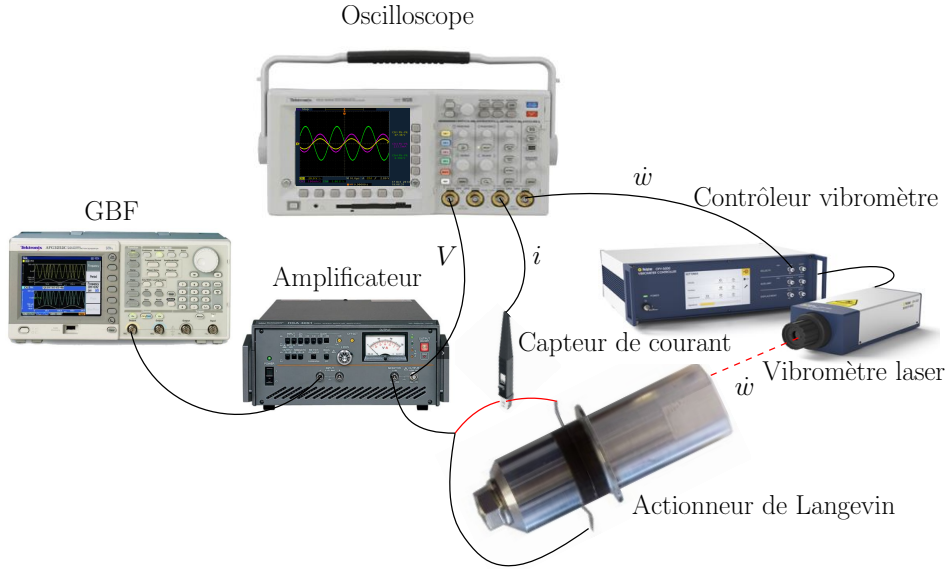


FIGURE 2.27: Diagramme schématisé de la mesure du rapport de transformation

supposons que  $R_0$  est très grande devant  $\frac{1}{C_0\omega}$ , l'équation du courant aux bornes du transducteur piézoélectrique devient alors:

$$i(t) = i_{C_0}(t) + i_m(t) \quad (2.72)$$

avec

$$i_{C_0}(t) = C_0 \frac{dV_c(t)}{dt} \quad (2.73)$$

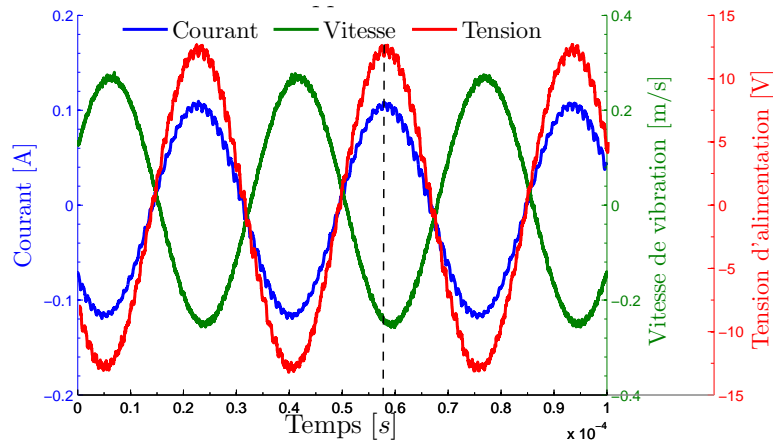
soit:

$$i(t) = C_0 \frac{dV_c(t)}{dt} + i_m(t) \quad (2.74)$$

à l'instant  $t_m$  où  $C_0 \frac{dV_c(t_m)}{dt} = 0$  (maximum ou minimum de  $V_c(t)$ ), le courant d'entrée mesuré  $i(t_m)$  est égal au courant motionnel  $i_m(t_m)$ . On peut donc estimer le rapport de transformation:

$$\gamma = \frac{i_m(t_m)}{\dot{w}(t_m)} \quad (2.75)$$

par exemple, à l'instant où la tension d'alimentation est au maximum  $t_m = 57.5 \mu\text{s}$ ,  $i_m(t_1) = 0.107 \text{ A}$  et  $\dot{w}(t_m) = 0.238 \text{ m s}^{-1}$  (figure (2.28)). Nous déterminons ainsi le rapport de transformation  $\gamma = 0.45 \text{ A m}^{-1} \text{ s}^{-1}$ . Afin de tester la non linéarité du transducteur, plusieurs mesures du rapport de transformation ont été effectuées, au voisinage


 FIGURE 2.28: Identification du rapport de transformation  $\gamma$ 

de la résonance et pour différents niveaux de tension. Ainsi une valeur moyenne de  $\gamma$  de  $0.45 \text{ A m}^{-1} \text{ s}^{-1}$  est obtenu avec un écart type de 3 %.

**Fonction de transfert au voisinage de la résonance** L'identification des paramètres est établie au voisinage de la résonance  $\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}$ . Par conséquent, les termes de couplage  $(c - m\omega^2) W_d$  et  $(c - m\omega^2) W_q$  peuvent être négligés devant  $\omega(2m\dot{W}_q + d_s W_q)$  et  $\omega(2m\dot{W}_d + d_s W_d)$  respectivement, ou considérés comme une perturbation. Les équations (2.66) et (2.67) peuvent dans ce cas se simplifier et deviennent:

$$-\omega(2m\dot{W}_q + d_s W_q) = \gamma V_d \quad (2.76)$$

$$+\omega(2m\dot{W}_d + d_s W_d) = \gamma V_q \quad (2.77)$$

La transformée de Laplace des équations (2.76) et (2.77) donne deux fonctions de transfert de premier ordre selon l'axe  $d$  et l'axe  $q$ .

$$\frac{W_d}{V_q} = \frac{G}{1 + \tau s} \quad (2.78)$$

$$\frac{W_q}{V_d} = \frac{-G}{1 + \tau s} \quad (2.79)$$

avec

$$G = \frac{\gamma}{d_s \omega} \quad (2.80)$$



et

$$\tau = \frac{2m}{d_s} \quad (2.81)$$

Pour déterminer les paramètres de la fonction de transfert ( $G$  et  $\tau$ ) ou ceux de la branche motionnelle ( $m$ ,  $d_s$  et  $c$ ), l'actionneur est excité au voisinage de sa résonance ( $\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}$ ) par un échelon de tension  $V_q$ . Tandis que la tension  $V_d$  est maintenue à 0 ce qui donne  $W_q = 0$  selon l'équation (2.76). Le schéma du principe est présenté sur la figure (2.29). La tension d'alimentation de l'actionneur est donnée par:

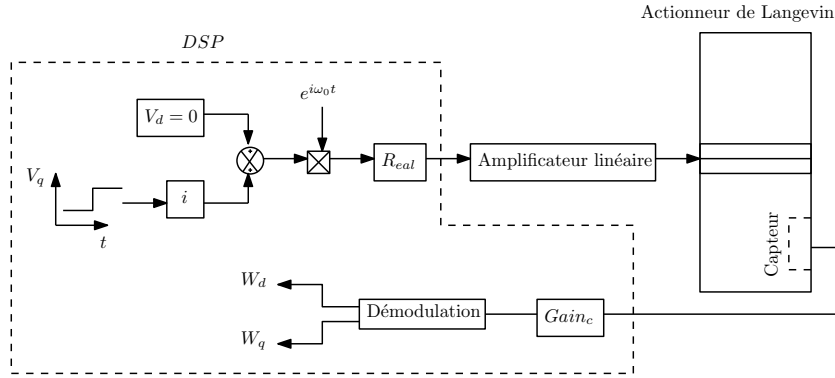


FIGURE 2.29: Schéma de principe de l'identification des paramètres du modèle électrique de l'actionneur

$$V = Re[(V_d + jV_q)e^{\omega t}] \quad (2.82)$$

$Re$  est la partie réelle. La génération des tensions réelles et imaginaires est assurée par un DSP (Digital Signal Processor) équipé d'un convertisseur numérique analogique, également un convertisseur analogique numérique pour traiter les grandeurs mesurées (vibrations), un synthétiseur digital direct (DDS) pour produire un signal sinusoïdal. Le signal généré est amplifié à l'aide d'un amplificateur linéaire, car la tension maximale générée par le DSP est de 3 V. Un capteur de déplacement piézoélectrique est collé sur la contre masse de l'actionneur piézoélectrique pour donner une image des vibrations du transducteur, exploitant l'effet piézoélectrique direct. L'identification de ce capteur et la reconstitution de l'amplitude vibratoire dans un repère tournant sont présentées dans l'Annexe (A).

Les résultats expérimentaux présentés sur la figure (2.30) confirment le comportement prédit par l'équation (2.78) et pour différents niveaux de tension pour tester la non-linéarité de l'actionneur. Les différents paramètres du modèle sont ainsi déterminés et permettent d'obtenir les grandeurs du schéma électromécanique équivalent du transducteur de Langevin tableau (2.3)

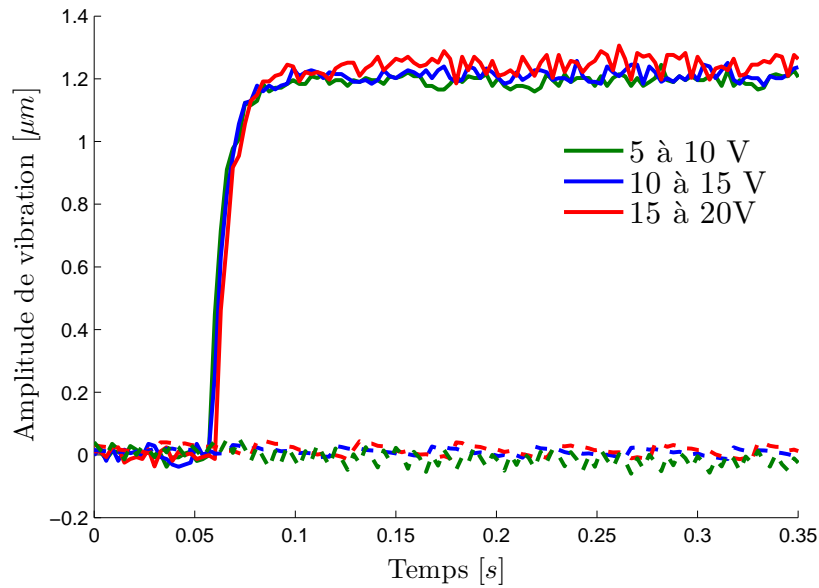


FIGURE 2.30: Réponse vibratoire à des échelons de tension  $V_q$ , (ligne continue  $W_d$ , ligne en pointillés  $W_q$ )

$d_s [Nm^{-1}s^{-1}]$	$m [kg]$	$C [10^9 N/m]$	$f [kHz]$	$C_0 [pF]$	$R_0 [k\Omega]$	$\gamma [A m^{-1} s^{-1}]$
58.41	0.249	7.64	27.93	2.3619	318.34	0.45

TABLE 2.3: Paramètres du modèle de l'actionneur au voisinage de la résonance

Ces paramètres identifiés seront utilisés pour calculer les régulateurs nécessaires au contrôle de l'amplitude vibratoire, et les utiliser dans la phase de simulation.

#### 2.7.4 Contrôle de l'amplitude de vibration à fréquence fixe

Pour améliorer la précision, la robustesse du système, et le contrôle du régime transitoire du transducteur, un asservissement est appliqué selon la voie  $d$  et la voie  $q$ . En imposant la fréquence de travail  $f = 27.93$  kHz (voisinage de la résonance), et par action sur l'amplitude de la composante réelle et imaginaire de la tension d'alimentation  $V_d$  et  $V_q$  nous contrôlons l'amplitude de la composante réelle et imaginaire de la vibration  $W_d$  et  $W_q$ , à travers une action proportionnelle intégrale selon la figure (2.31).

**Validation expérimentale** Les deux boucles d'asservissement ont été implémentées pour contrôler indépendamment la composante réelle et imaginaire de la vibration à une fréquence fixe, à la résonance ou en dehors de la résonance comme illustré sur la figure (2.32). La fréquence d'excitation est considérée comme perturbation, les régulateurs

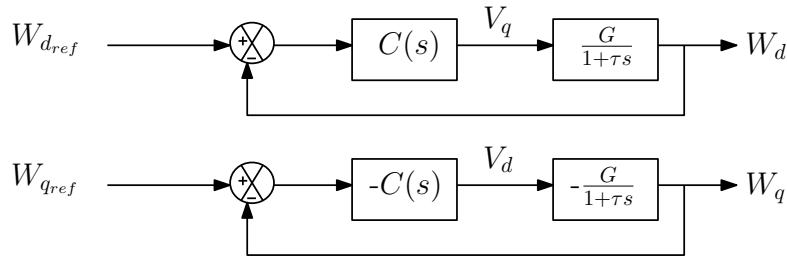


FIGURE 2.31: Asservissement de l'amplitude vibratoire selon l'axe  $d$  et l'axe  $q$

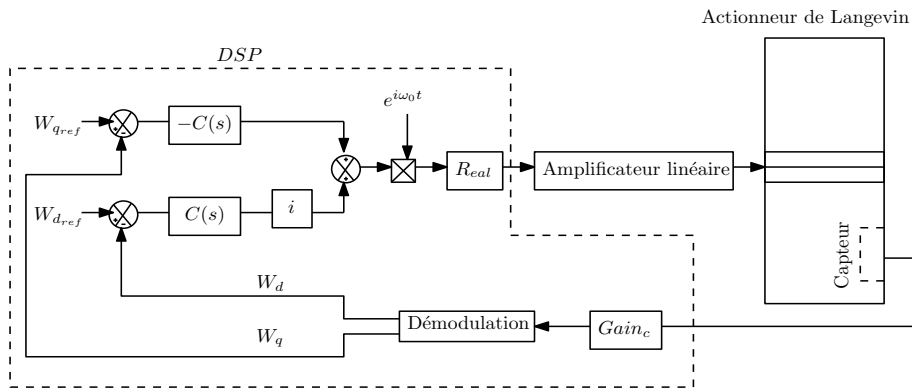


FIGURE 2.32: Schéma synoptique du contrôle indépendant de la partie réelle et imaginaire de l'amplitude vibratoire à fréquence fixe

agissent sur la tension pour corriger le décalage en fréquence. La structure maximale de commande (SMC) de l'actionneur est présentée en Annexe (C).

**Résultats et discussion** Le contrôle dans un repère tournant est présenté sur la figure (2.33(a)), pour une amplitude vibratoire de référence  $W_{dref}$  de 1 à 2  $\mu\text{m}$ , et pour une référence  $W_{qref} = 0$ , c'est à dire un échelon de référence  $W$  de 1 à 2  $\mu\text{m}$  avec  $\phi = 0$ . La fréquence d'excitation  $f$  est de 27.93kHz. Les valeurs expérimentales sont bien prédites par le modèle, pour la composante réelle et imaginaire de l'amplitude de vibration, et suivent ainsi la valeur désirée de la référence imposée avec un temps de réponse de 10 ms. La figure (2.33(b)) montre l'évolution de la tension d'alimentation du transducteur. L'amplitude de vibration  $W_q$  est maintenue à zéro. Toutefois la composante réelle  $V_d$  est présente pour compenser le terme de couplage  $(c - m\omega^2)W_q$ , lorsque le système ne fonctionne pas à sa fréquence de résonance telle que présentée dans l'équation (2.76). Il est à noter qu'en simulation, la fréquence de résonance a été modifié légèrement pour prédire le comportement pratique de la partie réelle de la tension d'alimentation  $V_d$  en dehors de la résonance.

Un autre exemple de l'asservissement pour un même échelon de référence de 1 à 2  $\mu\text{m}$  mais avec un angle  $\phi = \frac{\pi}{4}$  est présenté sur la figure (2.34(a)). Les valeurs mesurées

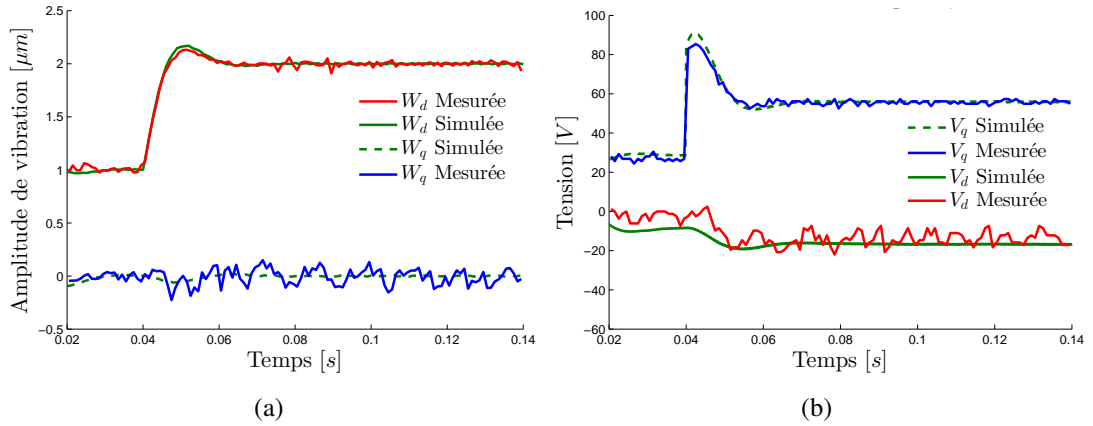


FIGURE 2.33: (a) Simulation et mesure du contrôle de l'amplitude vibratoire dans un repère tournant à fréquence fixe. (b) Évolution de la partie réelle et imaginaire de la tension d'alimentation avec  $\phi = 0$ .

correspondent aussi bien avec les valeurs simulées, et les résultats montrent que  $W_d$  et  $W_q$  ont la même dynamique et évolution ( $W_d = W_q$ ). La figure (2.34(b)) confirme que

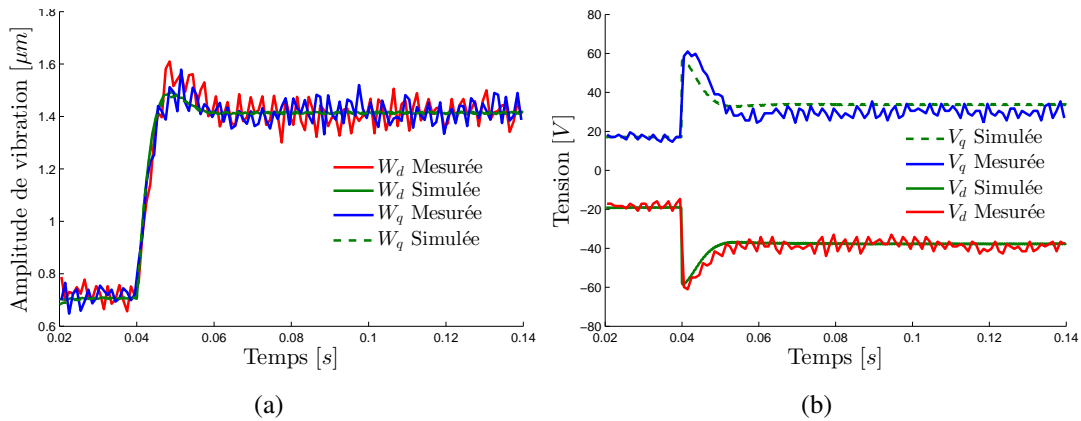


FIGURE 2.34: (a) Simulation et mesure du contrôle de l'amplitude vibratoire dans un repère tournant à fréquence fixe. (b) Évolution de la partie réelle et imaginaire de la tension d'alimentation avec  $\phi = \frac{\pi}{4}$

les résultats,  $V_d$  et  $V_q$  ont la même dynamique et évolution symétriquement car les gains de leurs fonctions de transfert sont opposés.

### 2.7.5 Contrôle de l'amplitude de vibration avec suivi de la fréquence résonance

Il est possible de contrôler l'amplitude de vibration en contrôlant une seule composante des vecteurs et en imposant la phase. A la résonance nous avons la propriété:  $\underline{W}$  est

orthogonal à  $\underline{V}$ . En imposant la fréquence de résonance et en maintenant  $V_d = 0$ , cela annule la composante imaginaire de l'amplitude de vibration. C'est à dire que nous synchronisons le vecteur déplacement  $\underline{W}$  sur l'axe  $d$  et le vecteur tension  $\underline{V}$  sur l'axe  $q$ . Le schéma synoptique du contrôle de l'amplitude vibratoire selon la voie  $d$  est présenté sur la figure (2.35). Les résultats du contrôle de l'amplitude de vibration selon la voie

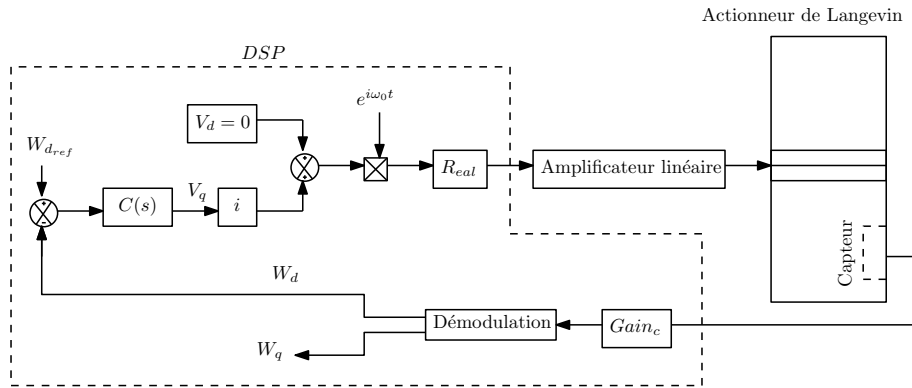


FIGURE 2.35: Schéma synoptique du contrôle de l'amplitude vibratoire selon une seule la voie  $d$

$d$  sont présentés sur la figure (2.36(a)) pour un échelon de référence de 0.5 à 2.5  $\mu\text{m}$  et sur la figure (2.36(b)) pour un échelon de référence de 0.5 à 1  $\mu\text{m}$ . Ces résultats sont

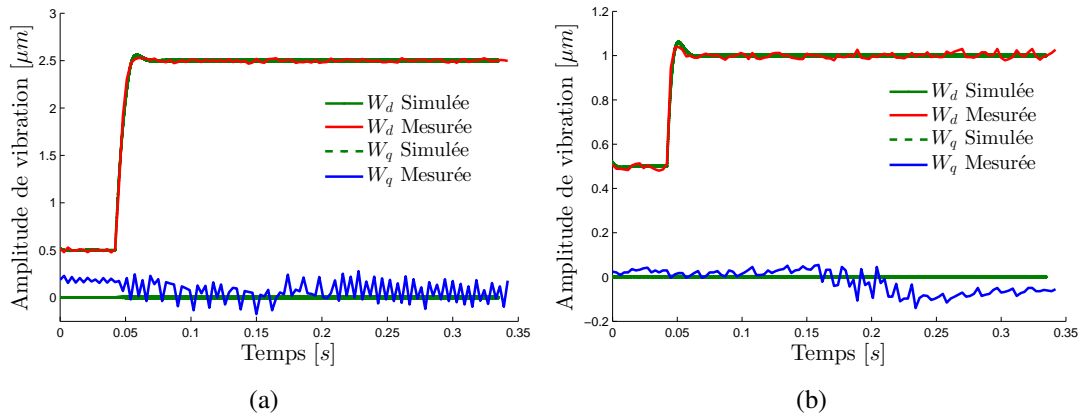


FIGURE 2.36: Contrôle de l'amplitude vibratoire au voisinage de la résonance selon la voie  $d$ , (a) Réponse à un échelon de  $W_d$  de 0.5 à 2.5  $\mu\text{m}$ , (b) Réponse à un échelon de  $W_d$  de 0.5 à 1  $\mu\text{m}$

obtenus à la résonance du système où  $W_q = 0$ . Cependant, en dehors de la résonance,  $W_q$  est non nulle. C'est pourquoi la partie suivante décrit le suivi de la fréquence de résonance.

Dans cette partie nous utilisons la propriété d'orthogonalité entre le vecteur déplacement  $\underline{W}$  et le vecteur tension  $\underline{V}$  pour corriger la fréquence. Pour cela, l'équation (2.67) est utilisée pour contrôler l'amplitude de vibration selon l'axe  $d$ . Tandis que, l'équation

(2.66) est utilisée pour le suivi de la fréquence de résonance. Le vecteur déplacement  $\underline{W}$  est synchronisé sur l'axe  $d$  et le vecteur tension  $\underline{V}$  sur l'axe  $q$ . L'équation (2.66) devient alors:

$$(c - m\omega^2)W_d - \omega(2m\dot{W}_q + d_s W_q) = 0 \quad (2.83)$$

En appliquant la transformée de Laplace à l'équation (2.83), nous obtenons:

$$\frac{W_q}{W_d} = \frac{(c - m\omega^2)}{\omega(2ms + d_s)} \quad (2.84)$$

Le terme  $(c - m\omega^2)$  peut être simplifié, en supposant de petites variations de la fréquence autour de la fréquence de résonance [142]. En effet avec  $\Delta\omega = \omega - \omega_0$  nous obtenons:  $(c - m\omega^2) \approx -2m\omega_0\Delta\omega$ , la fonction de transfert entre le rapport  $W_q/W_d$  est une fonction de la variation de la fréquence donnée par:

$$\frac{W_q}{W_d} \frac{1}{\Delta f} = \frac{-4\pi m}{d_s} \frac{1}{\frac{2m}{d_s}s + 1} \quad (2.85)$$

Cette fonction de transfert est identifiée expérimentalement, en excitant l'actionneur par des échelons de fréquence. La variation du rapport  $W_q/W_d$  est mesurée en régime permanent comme illustré sur la figure (2.37). À la résonance ce rapport est bien nul. Lors

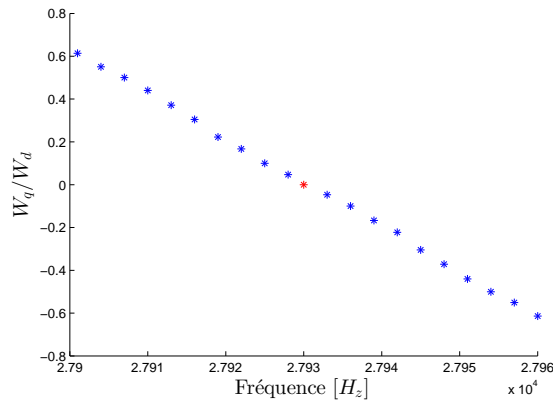


FIGURE 2.37: Variation du rapport  $W_q/W_d$  en fonction de la fréquence d'excitation

du changement de la fréquence de résonance, cette allure figure (2.37) se déplace le long de l'axe des fréquences. En régime statique l'équation caractéristique de cette droite est donnée par :  $\frac{W_q}{W_d} = G\Delta f$ . Le schéma de principe du contrôle de l'amplitude vibratoire avec suivi de la fréquence de résonance du transducteur de Langevin est présenté sur la figure (2.38), tandis que la structure maximale de commande (SMC) est détaillée en Annexe (C). La figure (2.39) présente les résultats expérimentaux et ceux issus de la modélisation avant et après l'application de l'asservissement en fréquence pour

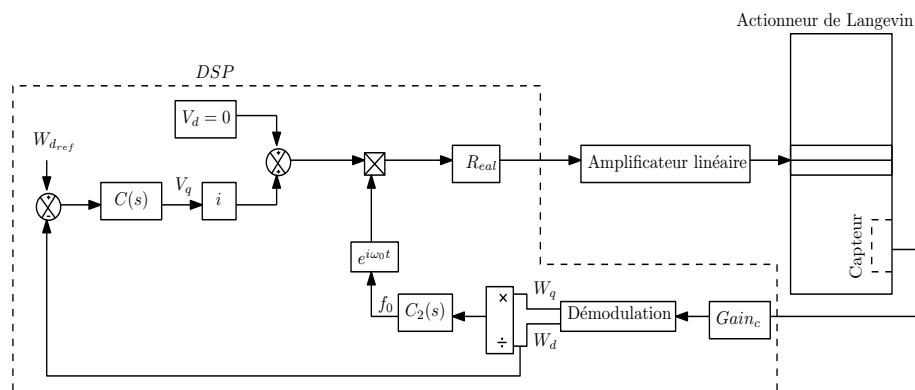


FIGURE 2.38: Schéma de principe du contrôle de l'amplitude vibratoire et de la fréquence de résonance du transducteur de Langevin

l'amplitude vibratoire et la tension d'alimentation. Avant l'instant 20 ms, seulement la régulation de l'amplitude est activée. Nous constatons la présence de la composante imaginaire  $W_q$ , pourtant  $V_d$  est fixée à 0 figure (2.39(a)). Cela est dû à la présence du terme de couplage et donc le transducteur n'est pas vraiment à sa résonance.

A partir de l'instant 20 ms, l'asservissement de la fréquence est activé en plus de l'asservissement d'amplitude vibratoire. Le régulateur fixe la fréquence de résonance ce qui annule la composante imaginaire  $W_q$ , en plus une diminution de 30% de la tension d'alimentation a été constatée figure (2.39(b)). Ce régime représente le fonctionnement optimale du transducteur, en effet la consommation d'énergie diminue, également les pertes diélectriques et par conséquent une température quasi constante ce qui est plus efficace en terme de consommation d'énergie et de précision. A partir de l'activation du

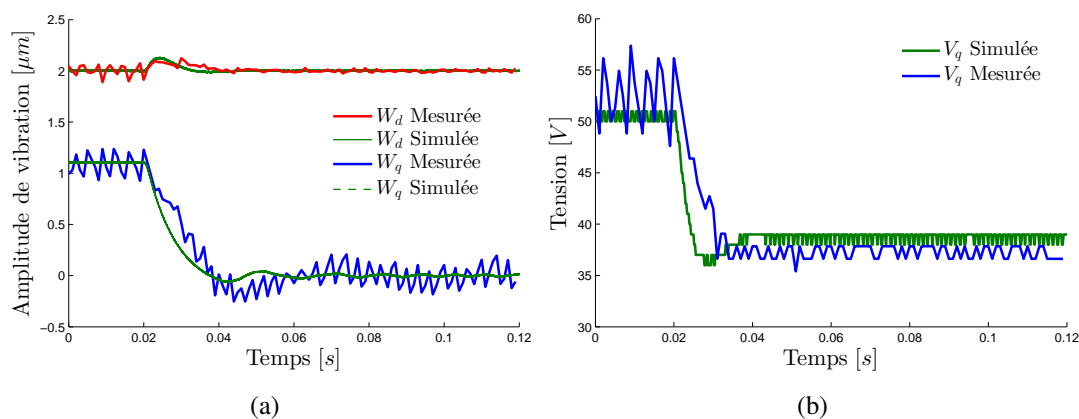


FIGURE 2.39: Comparaison entre les résultats de mesures et ceux de la simulation pour l'asservissement en amplitude vibratoire avec suivi de la fréquence de résonance à partir de  $t = 20$  ms, (a) Amplitude de vibration, (b) tension d'alimentation.

suivi de la fréquence de résonance, le régulateur de fréquence fixe cette dernière à celle

de la résonance réelle du transducteur et se stabilise en attendant une autre variation figure (2.40). Il est à noter que le choix de la méthode du contrôle dépend de l'application

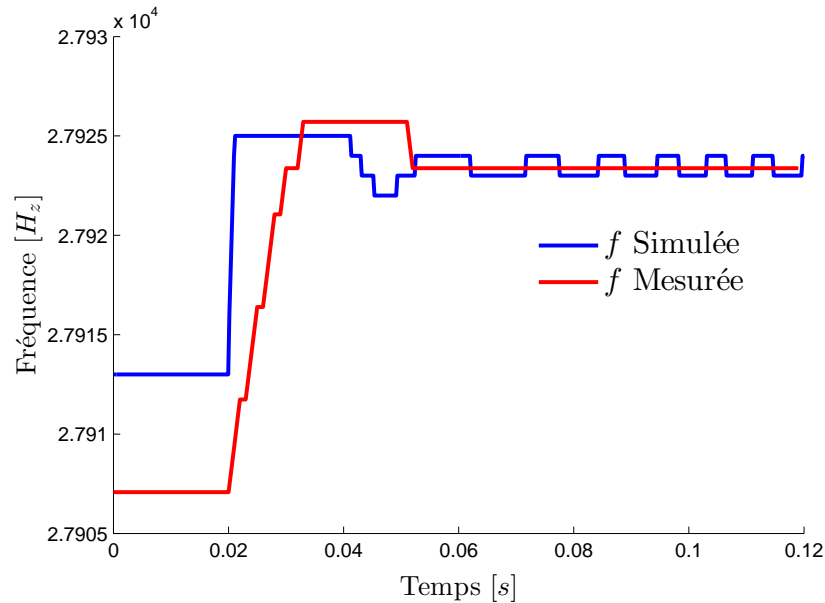


FIGURE 2.40: Suivi de la fréquence de résonance après activation de l'asservissement à l'instant  $t = 20$  ms

désirée, soit des applications nécessitant de travailler à fréquence fixe, ou celle où la variation de la fréquence n'a pas d'influence sur le résultat obtenu.

La méthode de contrôle de l'amplitude de vibration de l'actionneur piézoélectrique à fréquence fixe, sera appliquée pour la validation de l'approche multimodale présentée dans la section (2.4.4), dans le cas de la génération et du contrôle d'une onde progressive dans un milieu fini.

## 2.8 Application à la génération et contrôle d'ondes progressives

Plusieurs travaux ont porté sur la génération d'ondes progressives sur une poutre de longueur finie en utilisant des ondes acoustiques de surface ou les ondes de Lamb, notamment pour la réalisation des moteurs linéaires à ultrason pour le transport d'objets [160–166], ou pour une lévitation acoustique [167–169]. Toutefois la génération d'ondes progressives sur une poutre de longueur finie est plus complexe que dans le cas des moteurs rotatifs à ultrason figure (2.2). Car l'onde incidente générée sera réfléchiée lorsqu'elle atteint l'extrémité de la poutre, ce qui provoque la formation d'ondes stationnaires.



Deux méthodes de génération d'ondes progressives existent. La première consiste à placer à chaque extrémité d'une poutre un actionneur piézoélectrique à une distance bien spécifique [191] (ventre de vibration), permettant de commander et d'observer l'onde générée. Le premier actionneur est utilisé pour exciter la structure afin de générer une onde progressive. Le second absorbe cette dernière grâce à l'effet piézoélectrique direct afin d'empêcher la formation d'ondes stationnaires par réflexion de l'onde incidente. Il est à noter que cette méthode nécessite une impédance d'adaptation entre la poutre vibrante et l'actionneur absorbant l'onde progressive [170]. Par principe l'inversion du sens de l'onde progressive requiert l'inversion du rôle des deux actionneurs.

La seconde méthode consiste à exciter deux modes propres de vibrations successifs de la poutre et ainsi créer, par la combinaison de ces modes une onde progressive [171–173, 175, 176]. Cette approche s'inspire des moteurs rotatifs à ultrason, où la génération d'ondes progressives est assurée par la superposition de deux ondes stationnaires créées par deux excitateurs vibrants en quadrature [141, 152, 153]. Le sens de l'onde progressive peut être commandé facilement en agissant sur le déphasage des deux tensions d'alimentation des actionneurs piézoélectriques et sans avoir recours à l'adaptation d'impédance. Cependant, ces deux méthodes ne permettent pas le contrôle d'amplitude de vibration ou la vitesse tangentielle de l'onde progressive. Dans [177], les auteurs ont proposé un contrôle en boucle fermée de l'ensemble "actionneurs poutre" pour produire une onde progressive contrôlée en amplitude et en direction en utilisant la combinaison de deux modes. Pour cela, les auteurs ont proposés d'utiliser deux capteurs collés sur la poutre afin de contrôler chaque mode de vibration indépendamment et donc l'identification du système "actionneurs poutre" est nécessaire.

Dans ce travail, cette dernière approche est améliorée. La poutre est considérée comme une perturbation, par conséquent la modélisation et le contrôle de l'ensemble "actionneur poutre" n'est pas nécessaire. Seul le contrôle de l'actionneur piézoélectrique est utilisé pour générer et contrôler l'onde progressive en amplitude et en direction. Cette approche ne nécessite pas de capteurs sur la poutre comme il a été rapporté dans [173, 177]. Ainsi, la génération et le contrôle d'onde progressive est rapide et robuste sur d'autres poutres avec des caractéristiques et des dimensions différentes, car les capteurs sont positionnés sur les actionneurs (figure (2.32)).

En utilisant le contrôle multimodal présenté dans la section (2.4.4), l'équation (2.38) reste applicable à la description de la déformée de la poutre et sera utilisée pour générer

et contrôler l'onde progressive. Deux modes de vibration suffisent pour générer une onde progressive. Par conséquent, nous limitons l'étude à deux modes de vibration notés A et B. L'amplitude complexe de la vibration en un point donné  $x$  de la poutre est donnée par :

$$\underline{W}(x) = \underline{W}_A \phi_A(x) + \underline{W}_B \phi_B(x) \quad (2.86)$$

Pour exciter deux modes de vibration successifs, nous aurons besoin des conditions d'excitations bien spécifiques présentées dans la section (3.3).

La figure (2.41) schématise une poutre actionnée par deux actionneurs piézoélectriques de Langevin, situés à des positions  $x_1, x_2$  de chaque extrémité de la poutre. Les courbes bleues et rouges présentent successivement le mode A et le mode B. Si nous considérons

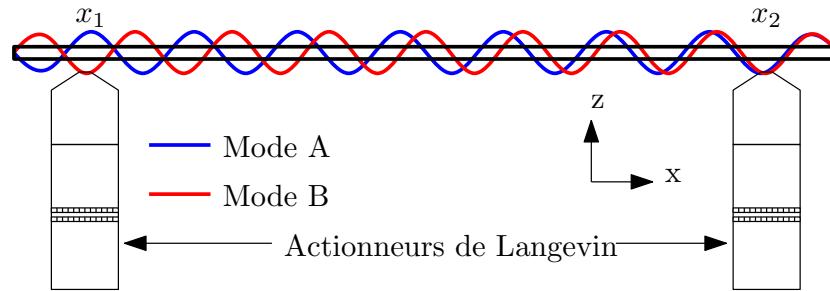


FIGURE 2.41: Schéma de principe de la génération d'onde progressive dans une poutre avec deux modes de vibration excités par deux transducteurs de Langevin

deux points de la poutre, la position des actionneurs par exemple  $x_1$  et  $x_2$ , la vibration harmonique à ces positions est donnée par:

$$\underline{W}_1 = \underline{W}(x_1) = \underline{W}_A \phi_A(x_1) + \underline{W}_B \phi_B(x_1) \quad (2.87)$$

$$\underline{W}_2 = \underline{W}(x_2) = \underline{W}_A \phi_A(x_2) + \underline{W}_B \phi_B(x_2) \quad (2.88)$$

où  $\underline{W}(x_1)$  et  $\underline{W}(x_2)$  sont les amplitudes de vibration du premier et du deuxième actionneur, notées respectivement par  $\underline{W}_1, \underline{W}_2$ .

Si les actionneurs ne sont pas situés sur des nœuds de vibration

$$\begin{pmatrix} \underline{W}_A \\ \underline{W}_B \end{pmatrix} = \phi_{x_1, x_2}^{-1} \begin{pmatrix} \underline{W}_1 \\ \underline{W}_2 \end{pmatrix} \quad (2.89)$$

Dans ce travail, le contrôle en amplitude vibratoire de l'actionneur piézoélectrique présenté dans la section (2.7.4) sera utilisé pour contrôler les amplitudes modales  $\underline{W}_A$  et  $\underline{W}_B$  selon l'équation (2.89).

### 2.8.1 Conditions de génération d'onde progressive

Selon Bucher [173], l'onde progressive est obtenue sur une poutre de longueur finie si l'amplitude modale  $W_A$  est déphasée de  $90^\circ$  par rapport à l'amplitude modale  $W_B$  et de même amplitude. L'onde progressive résultante de la superposition du mode A et du mode B à trois différents instants est illustré sur la figure (2.42). Le contrôle de

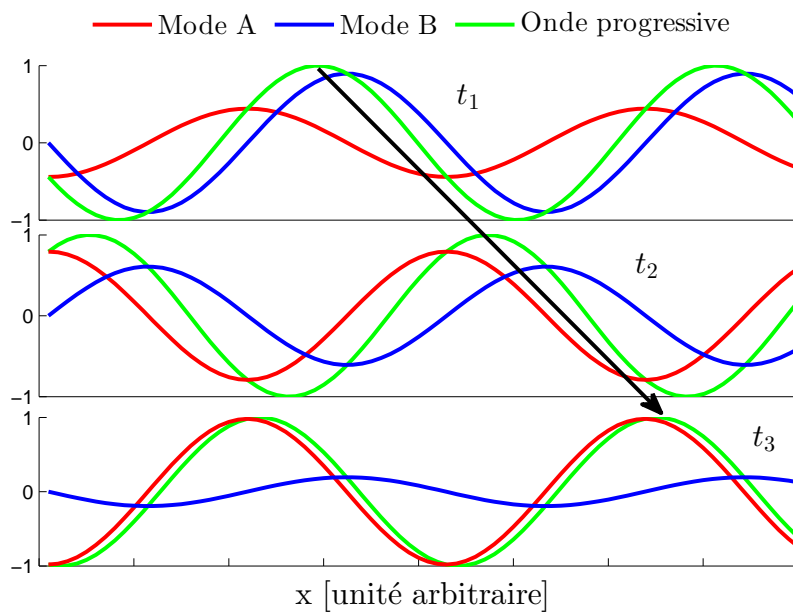


FIGURE 2.42: Onde progressive résultante de la superposition du mode A et du mode B à trois différents instants  $t_1$ ,  $t_2$  et  $t_3$

l'actionneur piézoélectrique est établi dans un repère tournant, par conséquent il est utile de présenter également les amplitudes modales dans un repère tournant. La condition d'excitation s'exprime alors par:

$$\underline{W}_A = \pm j \underline{W}_B \quad (2.90)$$

avec:

$$\underline{W}_A = W_A e^{j\psi_A} \quad (2.91)$$

et

$$\underline{W}_B = W_B e^{j\psi_B} \quad (2.92)$$

la différence de phase entre les deux modes est exprimée par:

$$\psi = \psi_A - \psi_B = \pm \frac{\pi}{2} \quad (2.93)$$

où  $\underline{W}_A$  et  $\underline{W}_B$  sont tournants par rapport à un repère fixe lié à la poutre, et sont fixes par rapport à un repère tournant  $(d, q)$  lié à la fréquence d'excitation comme illustré sur la figure (2.43(a)). Pour ce faire, ces amplitudes modales doivent être contrôlées afin de générer une onde progressive. En substituant l'équation (2.90) dans les équations (2.87)

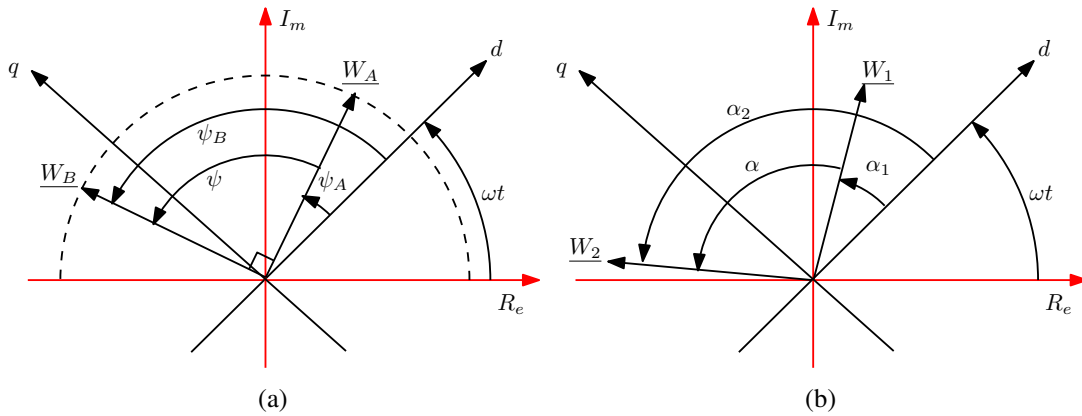


FIGURE 2.43: (a) Représentation des amplitudes modales dans un repère tournant, (b) Représentation des amplitudes des actionneurs dans un repère tournant

et (2.88), nous introduisons la notation matricielle nous obtenons:

$$\begin{pmatrix} \underline{W}_1 \\ \underline{W}_2 \end{pmatrix} = \underline{W}_B \begin{pmatrix} \phi_A(x_1) & \phi_B(x_1) \\ \phi_A(x_2) & \phi_B(x_2) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 1 \\ j \end{pmatrix} \quad (2.94)$$

Nous prendrons donc  $\underline{W}_B$  comme référence des phases ( $\psi_B = 0$ ) et ( $\underline{W}_B = \underline{W}_B$ ) ce qui donne:

$$\begin{pmatrix} \underline{W}_1 \\ \underline{W}_2 \end{pmatrix} = \underline{W}_B \begin{pmatrix} \phi_A(x_1) + j\phi_B(x_1) \\ \phi_A(x_2) + j\phi_B(x_2) \end{pmatrix} \quad (2.95)$$

l'équation (2.95) peut être exprimée par:

$$\begin{pmatrix} \underline{W}_1 \\ \underline{W}_2 \end{pmatrix} = W_B \begin{pmatrix} |\phi_{A,B}(x_1)| e^{j\alpha_1} \\ |\phi_{A,B}(x_2)| e^{j\alpha_2} \end{pmatrix} \quad (2.96)$$

$\alpha_1$  et  $\alpha_2$  sont les phases entre la partie réelle et imaginaire de la déformée modale A et B, à la position des actionneurs. L'onde progressive peut être obtenue en imposant ces phases à l'actionneur gauche et l'actionneur droit ou en imposant une différence de phase  $\alpha$  entre  $\underline{W}_1$  et  $\underline{W}_2$  avec  $\alpha = \alpha_1 - \alpha_2$  comme illustré sur la figure (2.43(b)). Par conséquent, l'équation (2.96) devient:

$$\begin{pmatrix} \underline{W}_1 \\ \underline{W}_2 \end{pmatrix} = W_B \begin{pmatrix} |\phi_{A,B}(x_1)| e^{j\alpha} \\ |\phi_{A,B}(x_2)| \end{pmatrix} \quad (2.97)$$

### 2.8.2 Qualité de l'onde progressive

L'onde progressive générée est caractérisée par un un Taux d'Onde Stationnaire (TOS). Ce TOS permet de calculer la quantité d'onde stationnaire contenue dans l'onde progressive. Il peut être calculé par le rapport entre l'amplitude vibratoire maximale et minimale de l'onde progressive obtenue figure (2.44). Le TOS est défini par l'équation (2.98).

$$TOS = \frac{W_{max}}{W_{min}} \quad (2.98)$$

Selon [173, 174] pour assurer une onde progressive de meilleure qualité tout au long de la poutre, le TOS doit être égale à 1 comme illustré sur la figure (2.44(c)). Pour mesurer ces amplitudes de vibration nous utilisons un vibromètre laser, ou un réseau de plusieurs capteurs de déplacement répartie sur une section de la poutre [178]. En traçant la partie imaginaire en fonction de la partie réelle de la vibration nous obtenons une ellipse [173] comme illustré sur la figure (2.44(b)). L'excentricité de l'ellipse représente le TOS. Par conséquent, plus la courbe devient un cercle plus le TOS tends vers 1 figure (2.44(d)). La section suivante présente une application de la méthode proposée pour la génération et le contrôle de l'onde progressive avec des mesures de TOS.

### 2.8.3 Exemple d'application

Le dimensionnement de la poutre, le choix des modes de vibration, leurs déformées modales sont présentés en détail dans la section (3.3.2). Tandis que le placement des actionneurs est présenté dans la section (3.3.4). Le dispositif expérimental est présenté sur

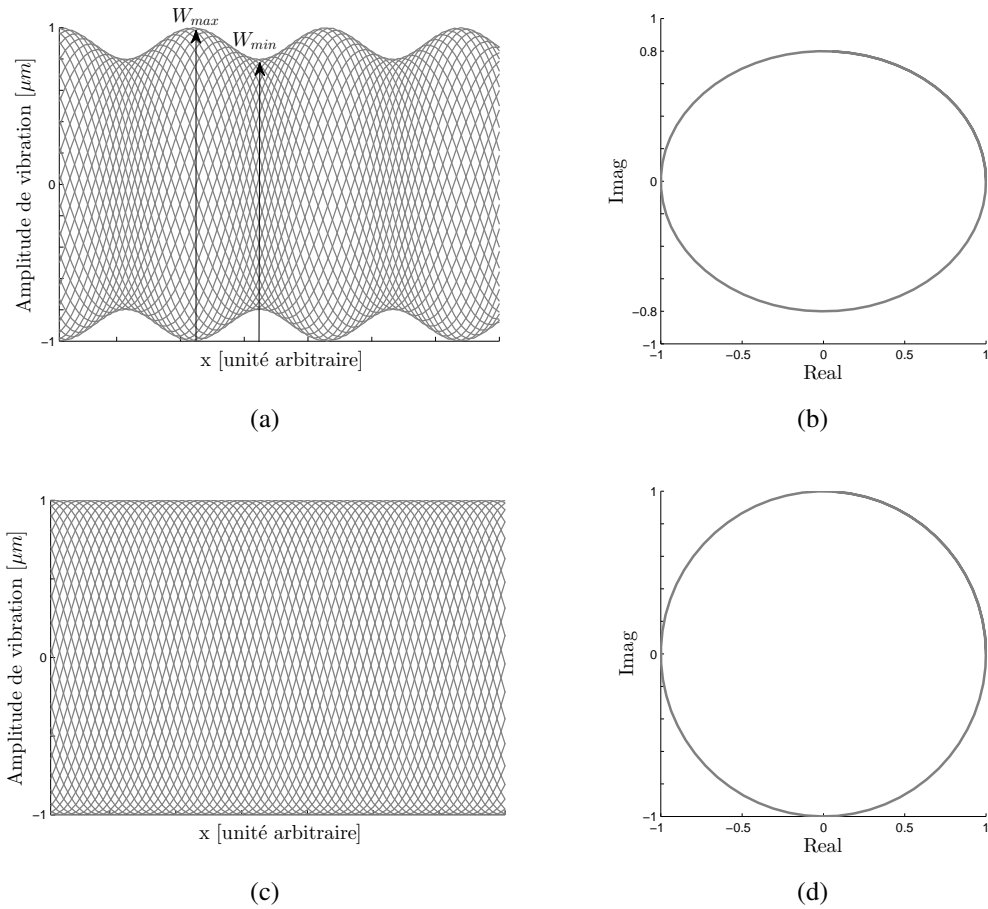


FIGURE 2.44: Des exemples de simulation de l'onde progressive pour (a) TOS > 1, (c) TOS =1, (b) et (d) leurs tracés dans un plan complexe respectivement

la figure (2.45). La poutre est actionnée par deux transducteurs de Langevin. L'amplitude de vibration est mesurée par un vibromètre laser. Un DSP (TI 2812) est utilisé pour contrôler l'amplitude de vibration des deux actionneurs à travers deux amplificateurs HSA (4051) (section (2.7.4)). L'onde progressive générée peut être utilisée pour le transport d'objet à ultrason [171]. Les déformées modales des modes A et B sont utilisées pour déterminer  $\phi_{x_1, x_2}$ , pour une poutre en aluminium de  $6 \times 6 \times 350 \text{ mm}^3$ , avec conditions aux limites libre-libre. Les deux actionneurs sont positionnés à  $x_1 = 57 \text{ mm}$  et  $x_2 = 293 \text{ mm}$ . La matrice de la déformée modale à la position des actionneurs est donnée par:

$$\begin{pmatrix} \phi_A(x_1) & \phi_B(x_1) \\ \phi_A(x_2) & \phi_B(x_2) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -0.9680 & -0.6949 \\ 1 & -0.7447 \end{pmatrix} \quad (2.99)$$

En substituant l'équation (2.99) identifiés dans l'équation (2.97) on obtient:

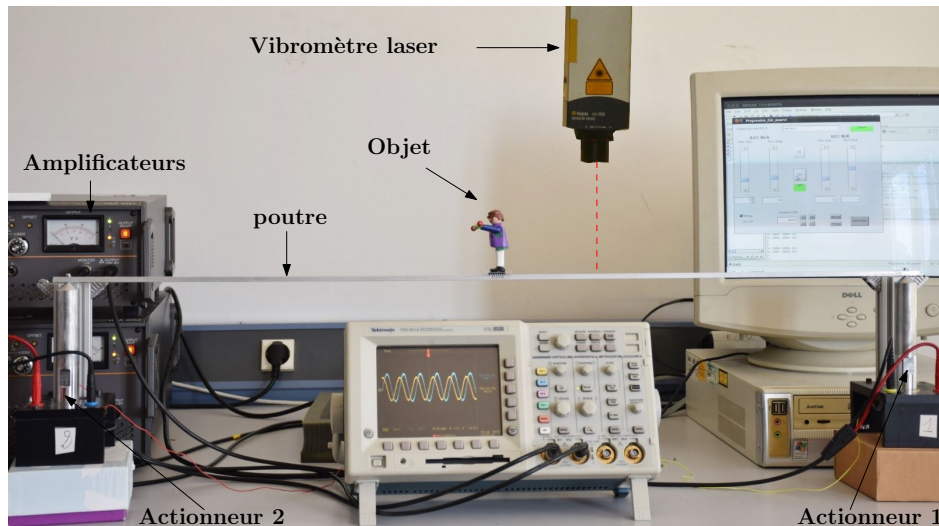


FIGURE 2.45: Prototype du moteur linéaire à onde progressive, contrôlé en amplitude vibratoire et en direction.

$$\begin{pmatrix} \frac{W_1}{W_2} \end{pmatrix} = W_B \begin{pmatrix} 1.24e^{-j108^\circ} \\ 1.19 \end{pmatrix} \quad (2.100)$$

La génération d'ondes progressives est devenue possible par une excitation en amplitude de vibration selon la causalité intégrale (Annexe(C)). La fréquence de l'onde progressive est située entre 26373 Hz et 29369 Hz correspondant à la résonance du mode *A* et *B* respectivement. Selon l'équation (2.100) une onde progressive est obtenue en imposant ces amplitudes de vibration (1.24  $\mu\text{m}$  et 1.19  $\mu\text{m}$ ) pour chaque actionneur déphasé de  $108^\circ$  l'une par rapport à l'autre.

Dans ce travail l'onde progressive a été générée avec une amplitude de vibration de 0.5  $\mu\text{m}$ , correspondant à une amplitude de vibration de 0.4  $\mu\text{m}$  pour chaque mode *A* et *B*. La figure.(2.46) montre l'évolution de l'amplitude de vibration des deux actionneurs mesurée et simulée par le modèle. L'actionneur (1) a pour référence un échelon de l'amplitude de vibration  $W_{1ref}$  de 0 à 0.5  $\mu\text{m}$ , avec  $\alpha_1 = 108^\circ$ . Tandis que l'actionneur (2) a pour un échelon de référence  $W_{2ref}$  de 0 à 0.5  $\mu\text{m}$  avec  $\alpha_2 = 0^\circ$ . Nous constatons que l'amplitude de vibration des deux actionneurs est maintenue constante, et l'effet de l'objet ou de la poutre est rejeté comme une perturbation. Une onde progressive est obtenue avec un temps de réponse de 10 ms imposé par la commande des actionneurs. L'amplitude de vibration de l'onde progressive obtenue est maintenue constante le long de la poutre. Afin de calculer le taux d'onde stationnaire de l'onde progressive obtenue, nous avons mesuré l'amplitude de l'onde progressive le long de la poutre grâce au vibromètre laser et son décalage de phase avec la tension d'alimentation du premier

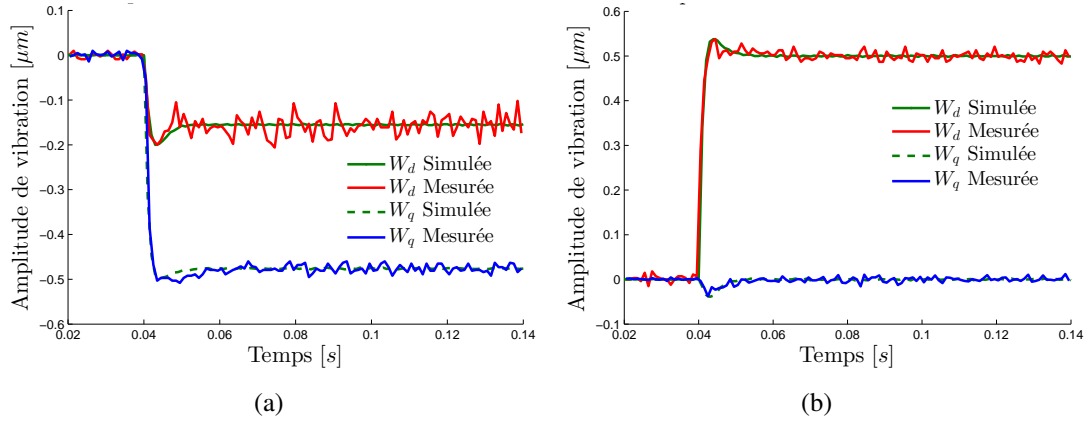


FIGURE 2.46: Les amplitudes de vibration imposées à la poutre par les deux actionneurs, (a) Actionneur (1), (b) Actionneur (2)

actionneur. D'après Vloebegh [172] l'onde de flexion est exprimée par:

$$w(x_p, t) = A(x_p) \sin(\omega t + \phi(x_p)) \quad (2.101)$$

où  $A(x_p)$  est l'amplitude de vibration et  $\phi(x_p)$  est le déphasage. Ces grandeurs dépendent du point de la mesure  $x_p$ ,  $p = [1, 2, \dots, p_{max}]$  le nombre de point. La notation complexe de l'équation (2.101) est donnée par:

$$\underline{W}(x_p) = A(x_p) e^{j\phi(x_p)} \quad (2.102)$$

Nous avons obtenu des mesures sur la phase et l'amplitude de l'onde, ensuite nous avons recherché l'ellipse qui s'approchait au mieux au sens des moindres carrés du lieu des points correspondant aux mesures, en utilisant la fonction Matlab *fit\_ellipse*. Cette fonction donne les paramètres de l'ellipse qui sont les coordonnées du centre et les semis-axes  $x$  et  $y$ . La figure (2.47(a)) montre l'évolution de l'amplitude mesurée de l'onde progressive obtenue. Ce résultat montre bien le Taux d'Onde Stationnaire, ou la qualité de l'onde progressive obtenue. Le TOS tends vers 1 (obtention d'un cercle), c'est à dire  $\underline{W}_A = \pm j \underline{W}_B$ .

Ce résultat est obtenu même en faisant varier la fréquence d'excitation autour de la fréquence médiane entre deux modes  $27.8 \pm 0.5$  kHz. Il convient de noter que lorsque la poutre est excitée à proximité de la fréquence de l'un des deux modes de vibration, la qualité de l'onde obtenu se détériore<sup>6</sup>, comme illustré sur la figure (2.47(b)) pour une fréquence d'excitation de 28.7 kHz. La direction de l'onde progressive peut être inversée en changeant la différence de phase du premier transducteur de  $108^\circ$  à  $-108^\circ$ . La

<sup>6</sup>La contribution du mode  $B$  est dominante par rapport à celle du mode  $A$ .



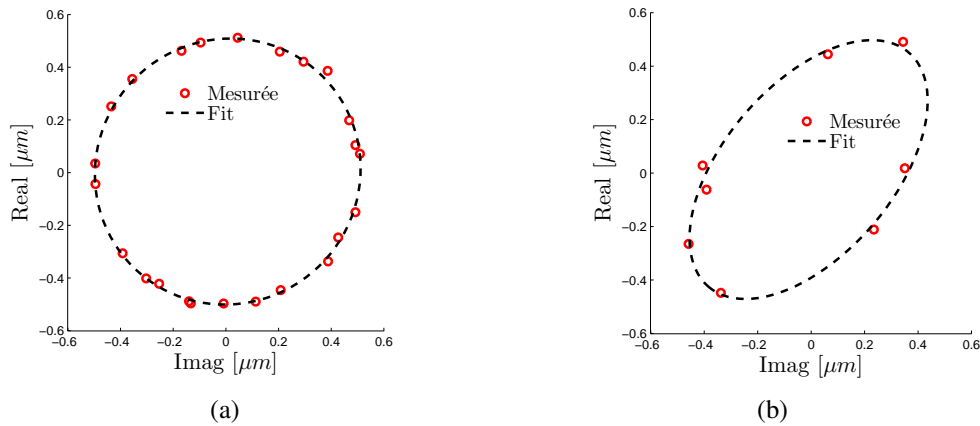


FIGURE 2.47: TOS à une fréquence de 28.3 kHz, (b) Détermination du TOS à une fréquence de 28.7 kHz

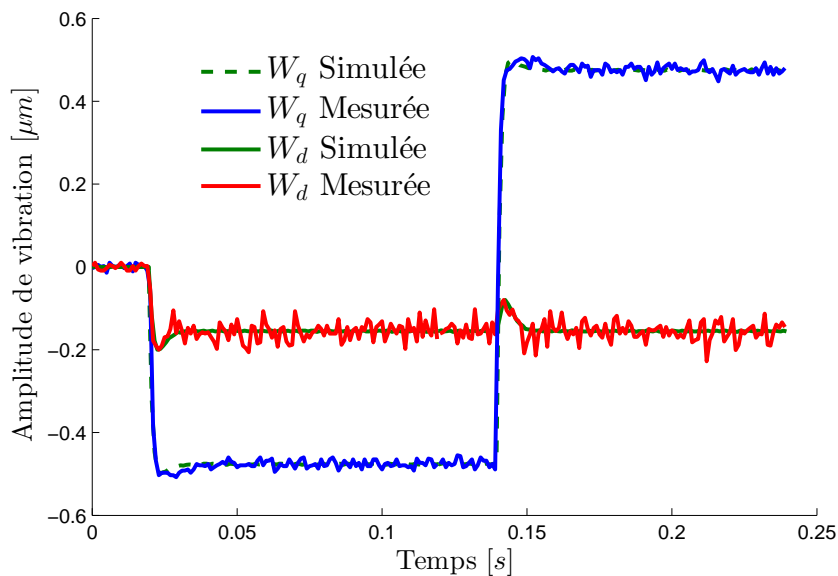


FIGURE 2.48: Inversion du sens de l'onde progressive à partir de l'instant  $t = 140$  ms

figure (2.48) représente l'évolution de l'amplitude du premier actionneur, avant et après l'inversion de la direction de l'onde progressive. L'application d'un échelon de phase de  $108^\circ$  à  $-108^\circ$  à l'instant 140 ms permet l'inversion de la direction de l'onde générée, avec un temps de réponse de 10 ms. L'amplitude de vibration du second actionneur est maintenue à  $0,5 \mu\text{m}$  avec  $\alpha = 0^\circ$ .

Le contrôle de l'onde progressive et les conditions d'excitation (fréquence, positions, amplitude et phase des actionneurs) ont permis d'optimiser cette onde progressive, en maintenant l'amplitude de l'onde progressive constante sur toute la longueur de la poutre. Un taux d'onde stationnaire de 1 est également obtenu comme illustré sur la

figure (2.49). Le déphasage entre le mode  $W_A$  et le mode  $W_B$  est maintenu à  $90^\circ$ , cela a

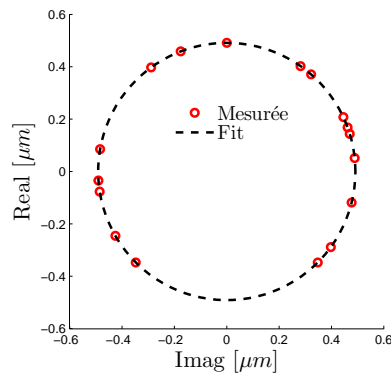


FIGURE 2.49: Détermination du TOS à une fréquence de 28.3 kHz après inversion du sens de l'onde progressive.

induit un déphasage différent de  $90^\circ$  au niveau de l'actionneur 1 et l'actionneur 2, qui se traduira par un déphasage encore différent, par des amplitudes encore différentes au niveau des tensions de l'actionneur 1 et de l'actionneur 2, mais c'est complètement pris en compte dont le contrôle multimodal.

## 2.9 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté le principe qui sera exploité pour la réalisation d'une interface à retour tactile multitouch. Cette dernière permet de différencier l'effet de la réduction de frottement en plusieurs points d'une structure mince et plane. Le cas des poutres et des plaques sont les géométries généralement employés, et auxquelles cette étude sera limitée.

La modélisation analytique du comportement vibratoire de structures minces et planes, constitue la première étape nécessaire à la compréhension des modes de vibration et leurs réponses fréquentielles et temporelles. L'étude analytique d'une structure mécanique permet de déterminer les modes propres et leurs déformées modales. En effet, lorsqu'une structure mécanique est excitée elle peut répondre à une infinité de modes de vibration. Chaque mode de vibration est associé à une fréquence propre de vibration. La contribution de chaque mode propre de vibration, dépend de la force modale généralisée et de la proximité de sa fréquence propre avec celle de l'excitation. Quant à la propriété d'orthogonalité des modes propres, elle constitue une base infinie et complète pour toute déformée respectant les conditions cinématiques aux limites. De ce fait, il est possible de représenter une telle déformée comme une combinaison linéaire infinie de déformées propres. Pour cela, une étude sur le placement des capteurs et des actionneurs a été présentée, Cette étude permet d'exciter les modes de vibration avec

une minimisation des efforts de contrôle basée sur les critères de commandabilités en ce qui concerne les excitateurs. Tandis que le placement des capteurs fait appel à des notions d'observabilité pour maximiser l'information récupérée.

Une méthode de contrôle de plusieurs modes de vibration a été proposée. Cette méthode est basée sur l'approche multimodale fondée sur la superposition de plusieurs modes de vibration simultanément.

Dans ce travail, l'objectif est de s'affranchir le plus possible de l'influence d'incertitudes au niveau de la réalisation de l'interface. En effet, bien qu'elle soit dimensionnée pour que les résonances des modes exploités soient proches de la fréquence d'excitation, ces dernières sont perturbées par la présence des doigts de l'utilisateur ou par des facteurs environnementaux tels que la température. Puisque le principe est de maîtriser l'amplitude de ces modes, l'approche a consisté à reporter le problème sur le contrôle en amplitude des transducteurs de Langevin qui sont les actionneurs utilisés dans cette partie. De plus pour bénéficier d'amplitudes suffisantes, ces derniers sont utilisés proche de leur fréquence de résonance qui est par construction égale. Ainsi, ce travail s'est attaché à proposer une commande vectorielle. La description du comportement vibratoire de l'actionneur piézoélectrique dans un repère tournant nous a permis d'un côté d'élaborer trois méthodes du contrôle de l'amplitude vibratoire et de l'autre coté d'assurer la synchronisation des deux transducteurs. Ces méthodes ont été simulées et validées expérimentalement, ce qui a confirmé la méthode d'identification suivie.

Après avoir validé la commande des actionneurs, le dispositif complet a été étudié afin de valider le principe de la commande multimodale. L'objectif a été alors de maîtriser la propagation d'une onde progressive dans un milieu fini ce qui nécessite de contrôler l'amplitude et les phases relatives de deux modes. Cette problématique a pu être résolue dans d'autres travaux, mais les approches proposées nécessite une bonne connaissance a priori du système afin de préprogrammer les amplitudes ou encore d'accorder les actionneurs entre eux. Dans le cas de paramètres variables ou de perturbations, ces approches manquent de robustesse. En appliquant la solution proposée en revanche, les tensions sont automatiquement ajustées pour compenser les perturbations, et la réalisation d'onde progressive dont la direction et l'amplitude sont imposées a été validée expérimentalement.

Ce dispositif ne se limite pas à une simple démonstration, il est en fait la base de la suite du travail qui consiste dans le prochain chapitre à évaluer l'intérêt des ondes progressives dans les interfaces tactiles et à valider le principe du contrôle des amplitudes en divers point de la barre dans ce même contexte.

Dans le chapitre suivant, l'approche proposée sera appliquée pour le retour tactile en vue de générer une stimulation tactile multitouch évoqué au chapitre précédent. Cette méthode sera appliquée pour le cas d'une poutre mais également pour une plaque.



# Chapitre 3

## Application au retour tactile

### 3.1 Introduction

Lors de l'interaction avec un environnement haptique ou virtuel, nous utilisons principalement les retours d'informations visuelles et auditives. Cependant, grâce à des technologies issues de la simulation, il est aujourd'hui possible d'entrer en contact physique avec des objets du monde virtuel. Par exemple, la main et les doigts peuvent percevoir et suivre le contour d'un objet pour en apprécier la forme sur une interface tactile. Ces interfaces dites à retour tactile sont utilisées pour reproduire sous le doigt des sensations liées à des surfaces texturées par le contrôle de du frottement entre une surface mise en vibration et le doigt de l'utilisateur parcourant la dalle. La plupart de ces dispositifs sont mono-touch en termes d'interaction à retour tactile.

Dans ce chapitre nous proposons trois types d'interfaces à retour tactile multi-touch, basées sur des vibrations ultrasoniques. Ces interfaces consistent à moduler indépendamment le coefficient de frottement entre les doigts de l'utilisateur et la surface vibrante.

Ce chapitre traite de la conception, de la réalisation et du contrôle d'une interface tactile à plusieurs doigts afin de reproduire une simulation tactile multi-touch. En effet, le contrôle de plusieurs modes de vibration indépendamment permet de contrôler indépendamment différents coefficients de frottement sur différentes positions d'une surface vibrante. Par conséquent, plusieurs doigt simultanément ou plusieurs utilisateurs peuvent percevoir différentes sensations lors de l'exploration de l'interface tactile. La première partie sera dédiée à la conception d'une interface à retour tactile multi-touch utilisant une poutre. Les conditions d'excitation des modes de vibration et des actionneurs sont ensuite mise en avant. Le contrôle vectoriel des deux actionneurs piézoélectriques sera exploité pour exciter et contrôler deux modes de vibration pour créer deux sensations différentes sous deux doigts. Un suivi de la position des doigts sera implémenté pour permettre une simulation tactile dynamique multi-touch. Ce principe sera validé par

une étude psychophysique.

La deuxième partie de ce chapitre portera sur la génération d'une simulation tactile multi-touch sur un dispositif à deux dimensions (plaque) avec une validation expérimentale. Le contrôle du facteur de participation de chaque mode permet de contrôler les modes de vibration indépendamment pour imposer des différentes déformées modulables.

La dernière partie traitera de la possibilité d'implémenter une onde progressive dans les interfaces tactiles avec une comparaison par rapport à l'utilisation d'un seul mode de vibration excité à sa résonance.

Mais avant cela, nous présentons un simulateur tactile en utilisant une poutre. Ce dernier permet de différencier l'effet de la réduction de frottement sous deux doigts en contact avec l'interface vibrante.

## 3.2 Cas d'une poutre

Dans cette étude nous limitons le nombre de doigts qui interagissent avec la surface vibrante à 2, par conséquent deux positions de l'interface peuvent être contrôlées, grâce à deux modes de vibration nommés  $A$  et  $B$ .

Considérons deux points arbitraires de la poutre, nommés  $x_a$  et  $x_b$ , la vibration harmonique de ces positions par analogie à l'équation (2.38) est donnée par:

$$\underline{W}(x_a) = \underline{W}_A \phi_A(x_a) + \underline{W}_B \phi_B(x_a) \quad (3.1)$$

$$\underline{W}(x_b) = \underline{W}_A \phi_A(x_b) + \underline{W}_B \phi_B(x_b) \quad (3.2)$$

l'amplitude de vibration des actionneurs aux positions des actionneurs  $x_1$  et  $x_2$  est donnée par l'équation (2.87) et (2.88).

Selon l'équation (2.45) nous retrouvons l'équation (3.3) pour deux modes de vibration, deux actionneurs et deux positions indépendantes avec :

$$\begin{pmatrix} \underline{W}_1 \\ \underline{W}_2 \end{pmatrix} = \phi_{x_1, x_2} \cdot \phi_{x_a, x_b}^{-1} \begin{pmatrix} \underline{W}_{x_a} \\ \underline{W}_{x_b} \end{pmatrix} \quad (3.3)$$

Grâce à l'équation (3.3) nous pouvons calculer les amplitudes de vibration des actionneurs  $\underline{W}_1$  et  $\underline{W}_2$  en fonction de l'amplitude de vibration désirée sous les deux doigts

$\underline{W}_{x_a}$  et  $\underline{W}_{x_b}$ . Par conséquent, pour générer une simulation tactile différenciée, il est nécessaire de connaître la position de chaque doigt  $x_a$  et  $x_b$ , la position des actionneurs  $x_1$  et  $x_2$ , la matrice de la déformée modale à la position des actionneurs  $\phi_{x_1, x_2}$ , et celle à la position des deux doigts  $\phi_{x_a, x_b}$ . Le principe du contrôle indépendant des vibrations de deux positions sur une surface vibrante est présenté sur la figure (3.1).

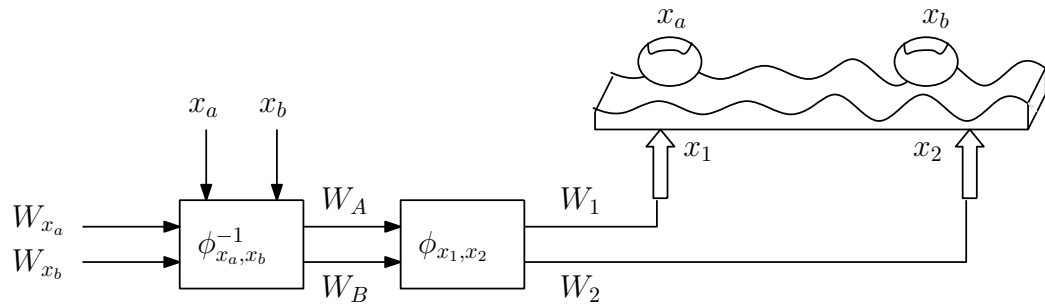


FIGURE 3.1: Schéma de principe du contrôle indépendant des vibrations de deux positions sur une surface vibrante, à travers deux excitateurs et deux modes de vibration

Pour reproduire une simulation tactile différenciée sous deux doigts, nous imposons l'amplitude de vibration désirée sous le premier et le deuxième doigt  $\underline{W}_{x_a}$  et  $\underline{W}_{x_b}$  (figure (3.2(a))). Nous déterminons la position des deux doigts et nous calculons les amplitudes modales  $\underline{W}_A$  et  $\underline{W}_B$  (figure (3.2(b))), grâce à la déformée modale des deux modes. Ainsi, nous déterminons l'amplitude de vibration de référence  $\underline{W}_1$  et  $\underline{W}_2$  à imposer sur chaque actionneur comme illustré sur la figure (3.2(c)).

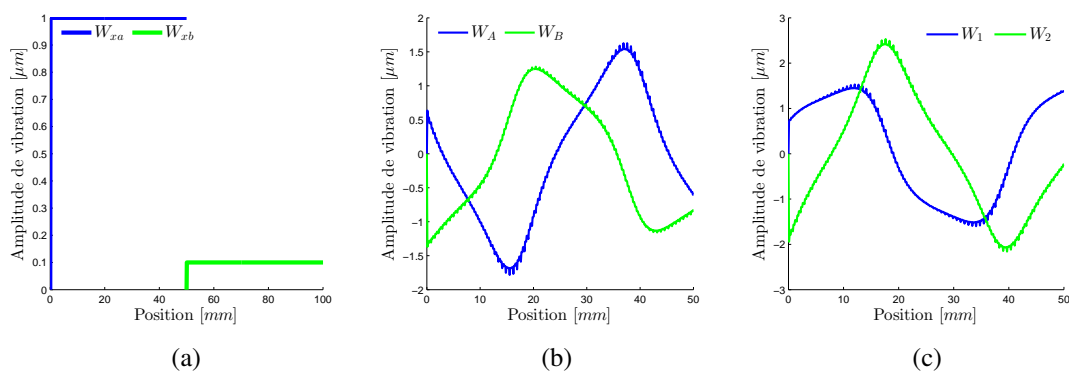


FIGURE 3.2: Simulation de l'amplitude vibratoire pour un profil désiré, (a) au niveau de la poutre, (b) au niveau des deux modes vibratoires, (c) au niveau des actionneurs

La section suivante présente les principaux éléments de la conception du dispositif.



### 3.3 Conditions d'excitation des modes de vibration et des actionneurs

#### 3.3.1 Longueur d'onde

La longueur d'onde dépend de la fréquence d'excitation et des différentes caractéristiques physiques du matériau de la structure vibrante. Les stimulateurs tactiles cités dans la section (1.6.1) sont conçus pour une longueur d'onde maximale de 16 mm. Ce choix permet au doigt de l'utilisateur d'éviter la perception de la rugosité des lignes nodales lors de l'exploration de l'interface tactile. Cependant, pour une simulation multi-touch, avec deux modes de vibrations il est nécessaire de disposer d'un espace suffisant entre les nœuds et les ventres de vibration. Par conséquent, la demi-longueur d'onde  $\lambda/2$  doit être supérieure à la largeur du doigt, ce qui est en général au-delà de 16 mm comme schématisé sur la figure (3.3).

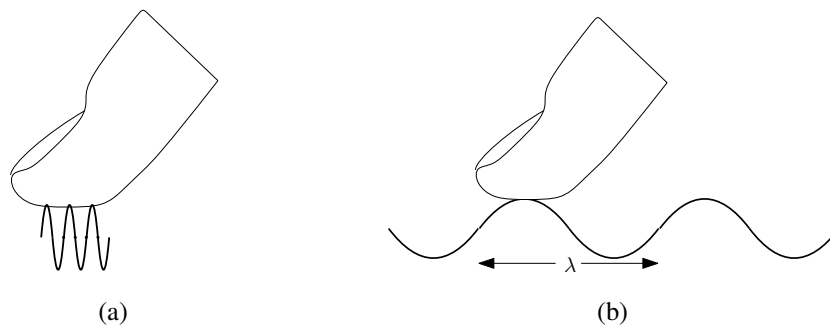


FIGURE 3.3: Contact du doigt avec la surface vibrante, (a)  $\lambda/2$  inférieur à la largeur du doigt, (b)  $\lambda/2$  supérieur à la largeur du doigt.

#### 3.3.2 Mode de vibration et déformée modale

Une poutre en aluminium a été choisie, en raison des caractéristiques acoustiques de ce matériau, dont les paramètres et les dimensions sont donnés dans Tab.(3.1). Les dimensions de la poutre ont été choisies de telle sorte que la fréquence de résonance des transducteurs 28 kHz soit comprise dans l'intervalle entre les deux modes de résonance  $f_A$  et  $f_B$ . Idéalement la fréquence de résonance des transducteurs est égale à la fréquence médiane des deux modes de vibration  $(f_B - f_A)/2$ . Ce choix offre la possibilité de faire fonctionner le transducteur dans ses conditions de fonctionnement optimales, voir figure (2.26), mais aussi d'obtenir l'effet squeeze film (lubrification) nécessaire à la simulation tactile.

Le modèle analytique d'Euler-Bernoulli équation (2.19) a été simulé pour déterminer le spectre fréquentiel de la poutre présenté sur la figure (3.4). Le choix des modes

Module de Young $E$	57 GPa
Coefficient de poisson $\nu$	0.33
Densité $\rho$	2561 kg/m <sup>3</sup>
Longueur $L$	350 mm
Hauteur $h$	6 mm
Largeur $b$	6 mm

TABLE 3.1: Caractéristiques et dimensions de la poutre

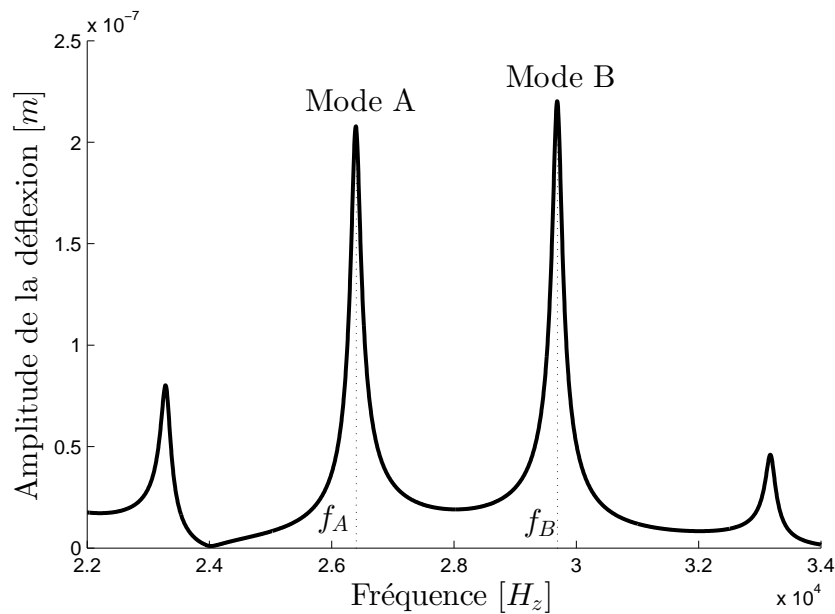


FIGURE 3.4: Simulation de la réponse fréquentielle d'une poutre en aluminium  $6 \times 6 \times 350 \text{ mm}^3$  à la position 250 mm pour une force d'excitation d'amplitude 0.5 N appliquée aux positions  $x_1 = 57 \text{ mm}$  et  $x_2 = 293 \text{ mm}$  de la poutre

de vibration a été porté sur le 16<sup>ème</sup> et le 17<sup>ème</sup> mode correspondant aux fréquences 26.460 kHz et 29.760 kHz. Leurs longueurs d'onde sont respectivement de 41 mm et 42 mm. Les déformées modales respectives sont notées  $A$  et  $B$  comme le montre la figure (3.5).

Il convient de noter qu'il existe d'autres modes de vibration entre ces deux modes en flexion successifs, comme les modes d'extension et de torsion, mais seuls les modes de flexion sont considérés, car ce sont les seuls susceptibles d'être excités par des forces transversales.

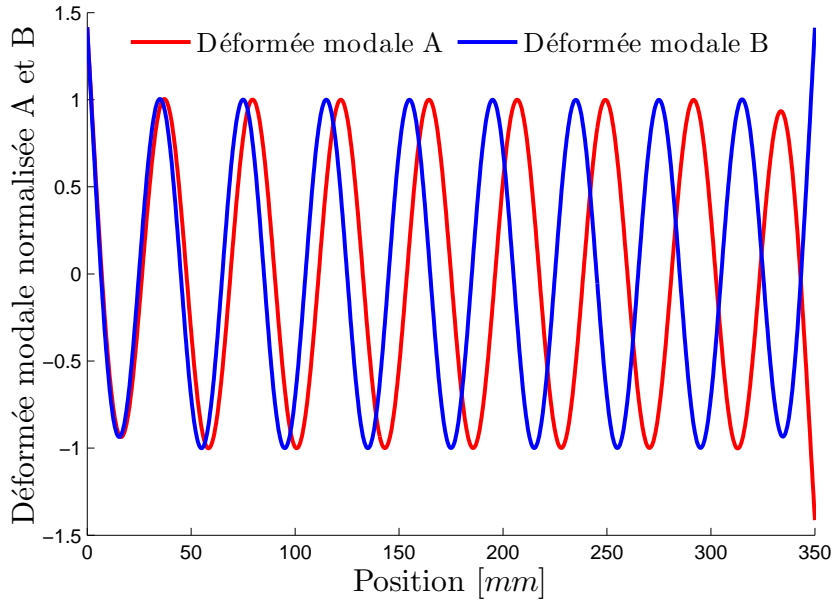


FIGURE 3.5: Simulation de la déformée modale normalisée du mode A à 26.460 kHz et du mode B à 29.760 kHz d'une poutre en aluminium de  $6 \times 6 \times 350 \text{ mm}^3$

### 3.3.3 Matrice de la déformée modale

Pour assurer un retour tactile multi-touch, la matrice de la déformée modale à la position des doigts  $\Phi_{x_a, x_b}$  doit être inversible (équation (3.3)). Dans le cas où le déterminant de  $\Phi_{x_a, x_b}$  est nul c'est à dire :

$$\phi_A(x_a)\phi_B(x_b) - \phi_A(x_b)\phi_B(x_a) = 0 \quad (3.4)$$

Les éléments d'une colonne (ou d'une ligne) de la matrice  $\Phi_{x_a, x_b}$  sont la combinaison linéaire des éléments de l'autre colonne (ou ligne) de cette matrice. Ces points représentent les différentes intersections des deux modes de vibration figure (3.5), mais également les positions où  $x_a = x_b$  ce qui est physiquement impossible<sup>1</sup>.

La figure (3.6) représente les zéros du déterminant de la matrice  $\Phi_{x_a, x_b}$  en fonction de la position des deux doigts  $x_a$  et  $x_b$ . Les points et les courbes représentés sur cette figure montrent que la simulation tactile multi-touch ne peut pas être établie. Toutefois, la prise en compte de plus de deux modes de vibration peut être une solution pour ces points singuliers. Une autre solution possible est de choisir un autre point adjacent où le déterminant est non nul. Cette solution n'a pas d'influence sur le ressenti du moment que la surface de la pulpe du doigt est largement supérieure en comparaison à celle du point présentant une singularité. Les extrémités de la poutre présentent également des

<sup>1</sup>Même position pour les deux doigts

zones de singularité vu les conditions aux limites imposées à la structure (Libre-Libre).

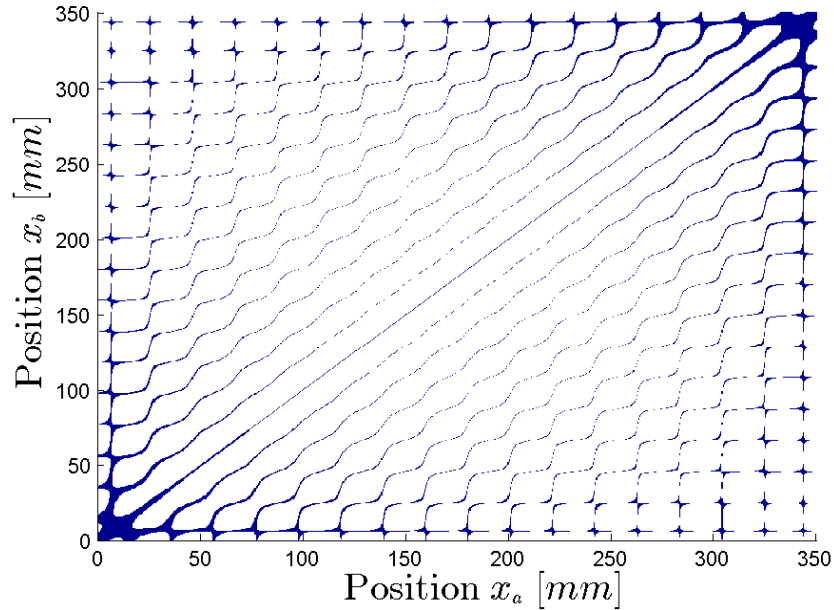


FIGURE 3.6: Les zéros du déterminant de la matrice de la déformée modale  $\Phi_{x_a, x_b}$  en fonction de la position des deux doigts  $x_a$  et  $x_b$

### 3.3.4 Positionnement des actionneurs

Les deux actionneurs piézoélectriques doivent être positionnés sur des ventres communs du mode A et du mode B, afin d'optimiser le facteur de participation des deux modes. Ce positionnement permet également de minimiser l'énergie requise pour le contrôle du système et par conséquent de déterminer le degré de commandabilité du système comme mentionné dans la section (2.5). L'analyse modale de la figure (3.5) peut être également utilisée pour déterminer les positions des deux actionneurs sur des ventres communs, ou la formule décrite par Kuribayashi dans [180].

$$x = n \frac{\lambda}{2} + \frac{7}{8} \lambda \quad (3.5)$$

où  $x$  est la position de l'actionneur,  $n$  est un entier et  $\lambda$  est la longueur d'onde. Les deux actionneurs sont positionnés à  $x_1 = 57$  mm et  $x_2 = 293$  mm comme le confirme les critères de commandabilité pour le 16<sup>ème</sup> et le 17<sup>ème</sup> mode choisis présentés sur la figure (3.7). D'après cette figure, une infinité de modes de vibration peut être excités aux extrémités de la poutre, en raison des conditions aux limites libre-libre. Par conséquent les positions les plus avantageuses pour l'excitation du mode A et B sont

présentées par les maxima. Ces derniers correspondent bien à la formule de Kuribayashi (équation (3.5)) pour  $n = 1$  et une longueur d'onde de 41.5 mm des deux modes choisis. Toutefois, la nature du contact des actionneurs avec la poutre doit être prise

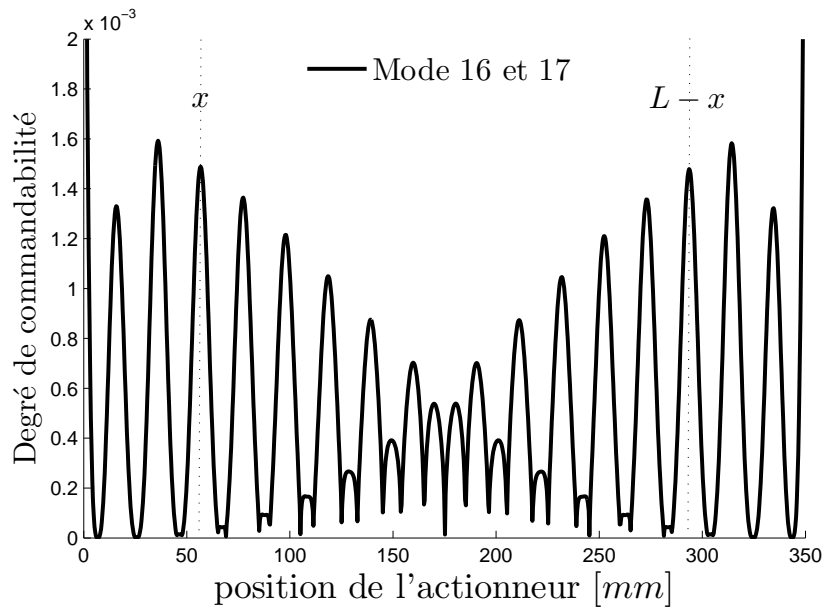


FIGURE 3.7: Placement optimal des deux actionneurs pour l'excitation des deux modes A et B

en considérant lors de l'excitation du mode A et B. C'est pourquoi la section suivante présente un dimensionnement d'une pièce adaptative.

### 3.3.5 Dimensionnement d'une pièce adaptative

En général des Pièces Adaptatives (PA) sont utilisées pour amplifier l'amplitude des vibrations, et pour réduire la force de pénétration ou la force générée dans certaines applications selon des géométries spécifiques [181–184]. Afin de concevoir des pièces adaptatives pour les deux actionneurs de Langevin, la nature du contact entre l'actionneur et la structure plane doit assurer:

- Un contact ponctuel pour ne pas modifier les conditions aux limites (Libre - Libre).
- Un contact assurant la stabilité de la structure plane: pour éviter les mouvements latéraux (rotation, translation).
- Un contact continu et réversible pour transmettre les vibrations.

Un contact vissé sur un cône d'un diamètre minimal, apparaît comme le moyen le plus privilégié pour fixer la structure plane sur l'actionneur en respectant les conditions citées

précédemment. Toutefois le design de la (PA) doit respecter l'accord fréquentiel du transducteur en termes de longueur d'onde, de mode de vibration et de fréquence de résonance, pour éviter les forces d'interaction entre les différentes parties du transducteur.

La longueur totale du transducteur de Langevin doit être égale à une demi longueur d'onde selon le premier mode longitudinal, pour maximiser l'amplitude des vibrations et minimiser les contraintes à l'extrémité des deux contres masses cylindriques, comme illustré sur la figure (3.8).

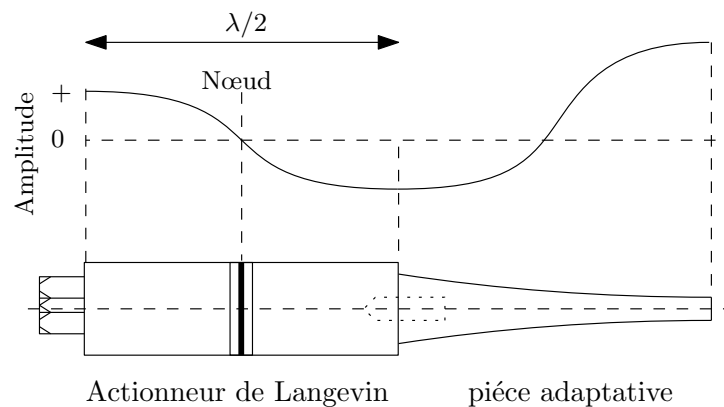


FIGURE 3.8: Schéma synoptique de l'actionneur de Langevin associé avec une pièce adaptative d'après [182]

La fréquence d'excitation du transducteur doit être également proche à celle de sa résonance 28 kHz (Annexe (B)). Ce transducteur peut être combiné avec d'autres structures de même mode vibratoire, et donc la condition de dimensionnement des autres parties, doit se faire avec les mêmes conditions de dimensionnement du transducteur. Par conséquent, la pièce adaptative doit être donc conçue pour un fonctionnement selon le premier mode longitudinal. La figure (3.9) présente le dimensionnement et la simulation par éléments finis de la déformation de la PA à 28 kHz sous SALOME MECA. Le plan de la (PA) et du support de l'actionneur sont présentés en Annexe (B). L'association du transducteur de Langevin avec la (PA) est présentés sur la figure (3.10).

### 3.3.5.1 Accord fréquentiel des deux transducteurs

La fréquence d'excitation doit idéalement être la même pour les deux actionneurs, pour avoir un contrôle indépendant des deux actionneurs avec la même fréquence d'excitation, en minimisant la consommation énergétique, et en maximisant l'amplitude de vibration que les deux actionneurs peuvent fournir. L'évolution de l'admittance équivalente des deux transducteurs de Langevin est présentée sur la figure (3.11). Initialement les deux actionneurs ont un écart fréquentiel de résonance  $\Delta f$  de 30 Hz figure (3.11(a)). En

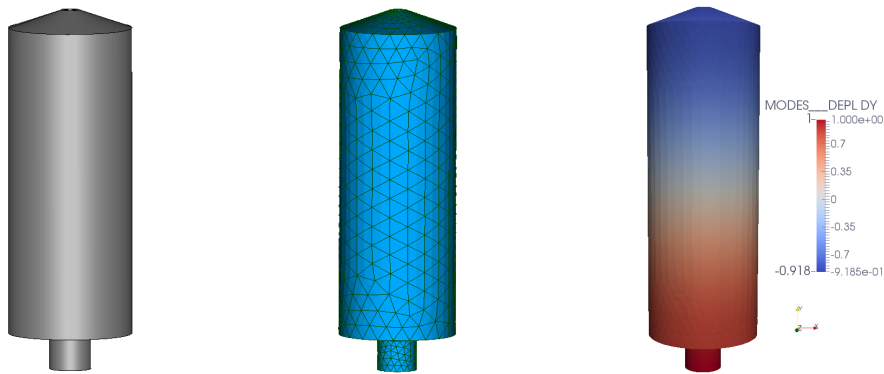


FIGURE 3.9: Design et simulation par éléments finis de la pièce adaptative en aluminium, la résonance selon le mode longitudinal est obtenue à 28 kHz



FIGURE 3.10: Association de la pièce adaptative avec le transducteur de Langevin

revanche l'association des transducteurs avec les pièces adaptatives a réduit cet écart fréquentiel de 75%<sup>2</sup> comme illustré sur la figure (3.11(b)), ce qui facilite la commande des deux actionneurs. En outre, cette association a amélioré le facteur de qualité mécanique  $Q_m$ . Les résultats sont reportés sur le tableau (3.2).

### 3.3.6 Validation expérimentale

Une poutre en aluminium (simulant l'interface tactile) est actionnée par les deux transducteurs de Langevin équipés de pièces adaptatives. L'ensemble du système est fixé

<sup>2</sup>Le couplage et le serrage "Actionneur PA" permet d'ajuster la fréquence de résonance.

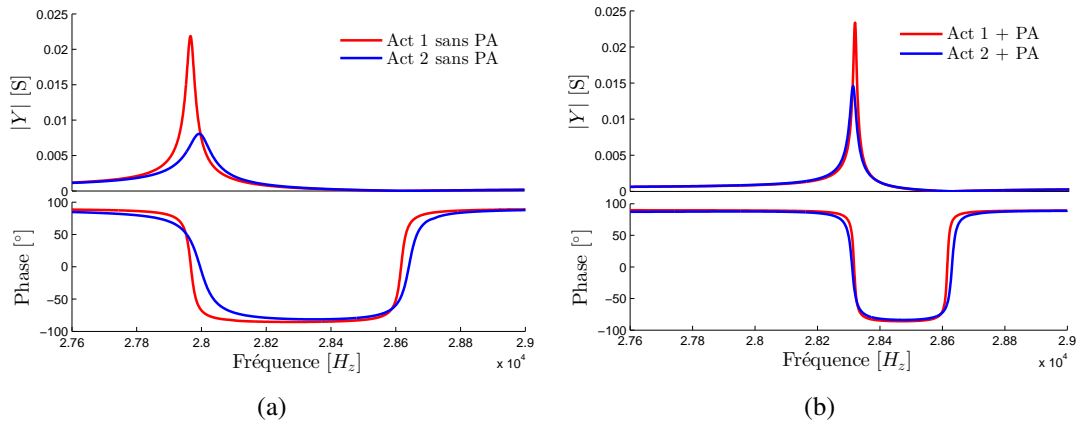


FIGURE 3.11: Diagramme de Bode de l'admittance équivalente des deux actionneurs avec et sans la (PA) autour de 28 kHz

	Sans PA		Avec PA	
	Actionneur 1	Actionneur 2	Actionneur 1	Actionneur 2
$f_r$ [Hz]	27966	27995	28317	28310
$\Delta f$ [Hz]	29		7	
$Q_m$	1141	420	2528	1443

TABLE 3.2: Caractéristiques fréquentielles des deux actionneurs avec et sans PA

sur un chariot, ce qui permet de déplacer l'ensemble pour la mesure de la vitesse de vibration à chaque point de la poutre, grâce à un interféromètre laser (OFV-525 / -5000-S) connecté à un oscilloscope. Le montage expérimental est donné sur la figure (3.12). L'amplitude de vibration des deux actionneurs est contrôlée indépendamment, par l'intermédiaire d'un DSP (TI 2812) et deux amplificateurs HSA (4051).

### 3.3.6.1 Identification des modes de vibration

Afin de déterminer la déformée modale des modes A et B, une cartographie a été réalisée pour mesurer l'amplitude de vibration en chaque point la poutre comme indiqué sur la figure (3.13). Le pas de mesure est de 2 mm selon la longueur de la poutre et de 3 mm selon sa largeur. Les singularités présentées aux positions  $x_1 = 57$  mm et  $x_2 = 293$  mm de chaque mode représentent les trous de fixation de chaque actionneur. Pour se faire deux céramiques piézoélectriques ont été collées sur la poutre, aux positions  $x = 165$  mm et  $x = 195$  mm de chaque mode pour exciter les deux modes de vibration



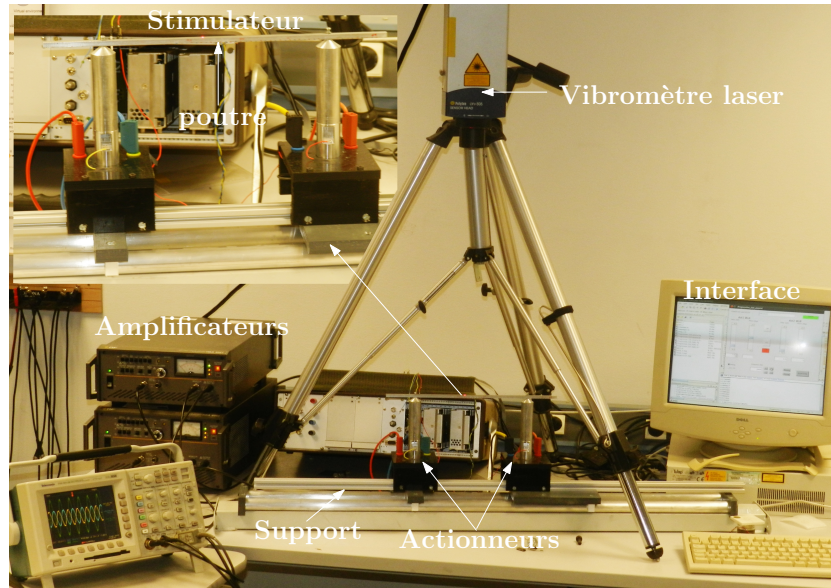


FIGURE 3.12: Montage expérimental: une poutre actionnée par deux transducteurs de Langevin et un support facilite le déplacement du montage pour la mesure l'amplitude à tout point de la poutre  $x_a$  et  $x_b$  à travers un vibromètre laser.

indépendamment et à leurs fréquences de résonance avec une tension d'alimentation de 35 V pour chaque mode. Les figures (3.13(c)) et (3.13(d)) sont normalisées par rapport

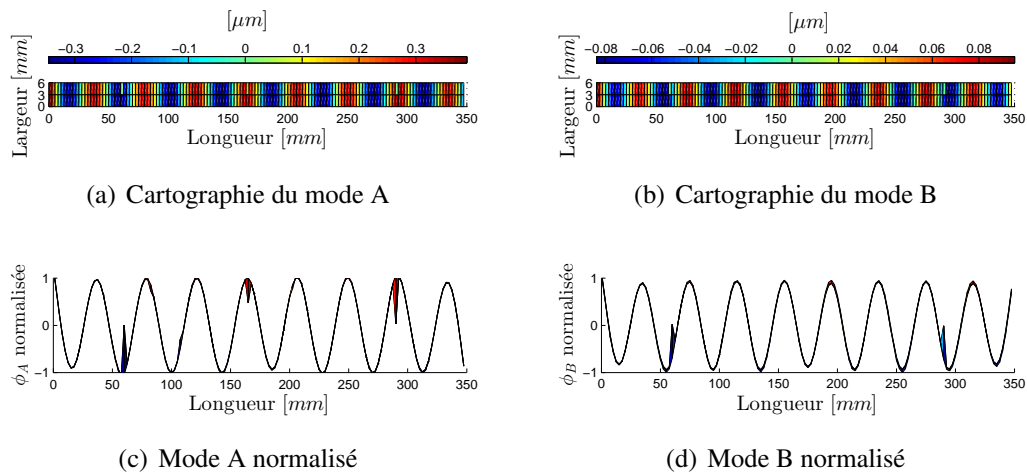


FIGURE 3.13: (a) et (b) Cartographie du mode A à 26,460 kHz et du mode B à 29.760 kHz d'une poutre en aluminium  $6 \times 6 \times 350 \text{ mm}^3$  excitée avec une tension de 35 V. (c) et (d) la déformée modale normalisée des modes A et B

à leurs maximum et sont ensuite utilisées pour déterminer la matrice de la déformée modale normalisée à la position des actionneurs  $\phi_{x_1, x_2}$  et celle à la position des doigts  $\phi_{x_a, x_b}$ , ainsi pour  $\phi_{x_1, x_2}$  nous obtenons:

$$\begin{pmatrix} \phi_A(x_1) & \phi_B(x_1) \\ \phi_A(x_2) & \phi_B(x_2) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -0.9680 & -0.6949 \\ 1 & -0.7447 \end{pmatrix} \quad (3.6)$$

Deux points ont été arbitrairement choisis  $x_a = 120$  mm,  $x_b = 250$  mm, de sorte que l'amplitude de vibration à ces deux points ne représentent pas des nœuds de vibration à la fois du mode A et B. La matrice de la déformée modale à ces positions est donnée par:

$$\begin{pmatrix} \phi_A(x_a) & \phi_B(x_a) \\ \phi_A(x_b) & \phi_B(x_b) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0.9436 & 0.6809 \\ 0.9715 & -0.7388 \end{pmatrix} \quad (3.7)$$

Considérons, à titre d'illustration que l'on souhaite obtenir une amplitude de vibration sous le premier doigt de  $0,4 \mu\text{m}$  crête et  $0 \mu\text{m}$  sous le second doigt, ce qui correspond à la zone lisse et rugueuse respectivement. Dans ce cas, nous déterminons l'amplitude des vibrations à imposer à chaque actionneur en utilisant l'équation (3.3).

$$\begin{pmatrix} \underline{W}_1 \\ \underline{W}_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -0.4093 \\ 0.0045 \end{pmatrix} \mu\text{m} \quad (3.8)$$

Une simulation de la déformée modale des modes A et B ainsi que leurs contributions pour une amplitude de vibration de  $-0,4 \mu\text{m}$  crête pour l'actionneur 1 et  $0 \mu\text{m}$  pour l'actionneur deux (équation (3.8)) est présentée sur la figure (3.14). Les amplitudes de vibration désirée sous le premier doigt ( $0.4 \mu\text{m}$ ) à la position  $x_a = 120$  mm, et sous le second ( $0 \mu\text{m}$ ) à la position  $x_b = 250$  mm sont représentées respectivement par un cercle et un carré. La figure (3.15) montre les amplitudes de vibration de référence et celles mesurées pour les deux actionneurs selon l'équation (3.8), et les amplitudes de vibration de la poutre  $W_{x_a}$  et  $W_{x_b}$  résultantes pour les positions choisies  $x_a$  et  $x_b$ . Il est à noter qu'en modifiant la commande des deux actionneurs, il est possible d'alterner les amplitudes vibratoires aux positions choisie d'une façon symétrique.

### 3.3.6.2 Validation psychophysique

Dans le domaine de l'interface homme-machine, la validation des simulations tactiles s'effectue par des expériences psychophysiques. Cette dernière consiste à déterminer

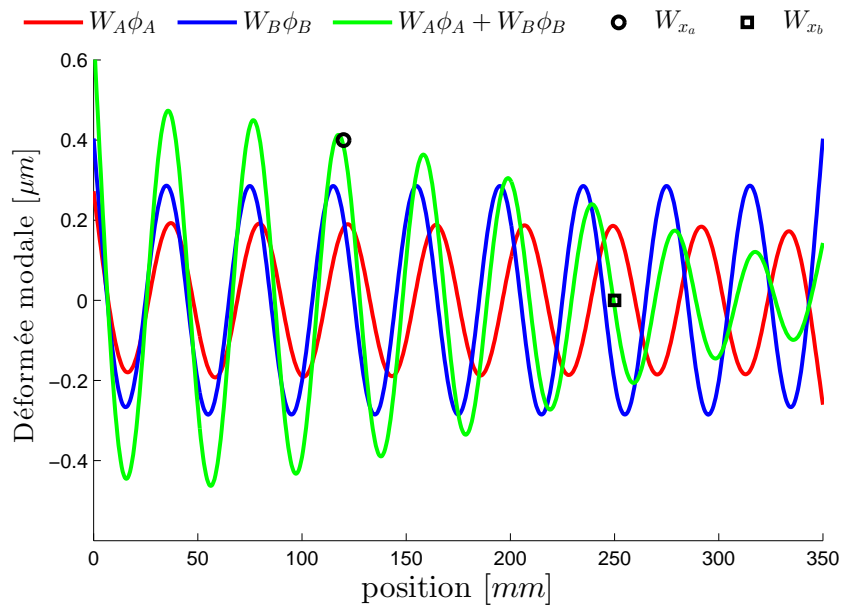


FIGURE 3.14: Simulation de la déformée modale des modes  $A$  et  $B$  et leurs contributions modales pour une amplitude de vibration de  $-0,4 \mu\text{m}$  crête pour l'actionneur 1 et  $0 \mu\text{m}$  pour le second.

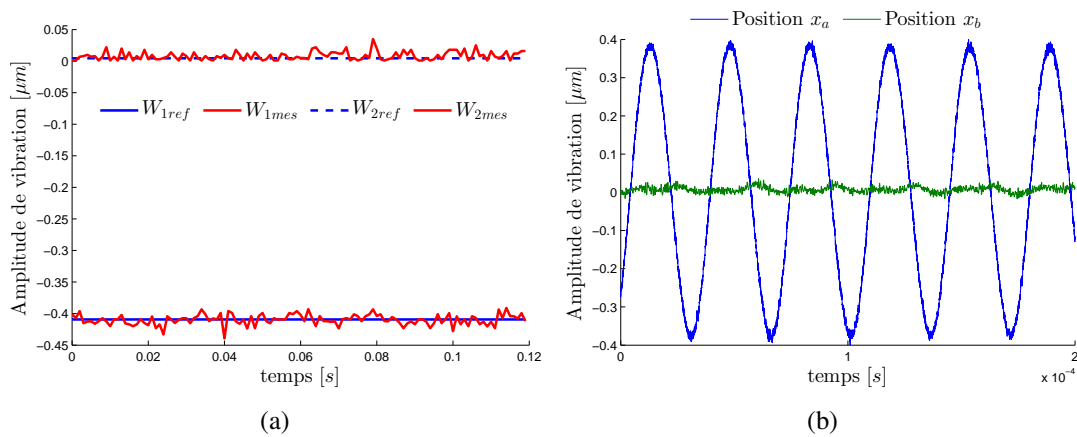


FIGURE 3.15: (a) Amplitude de vibration des deux excitateurs, (b) Amplitude de vibration résultante à la surface vibrante de la poutre aux positions  $x_a$  et  $x_b$

les relations quantitatives qui existent entre les stimuli physiques et la perception humaine. La psychophysique s'intéresse aux sens physiologiques tels que la vue, l'ouïe et le toucher.

Dans cette partie, nous allons évaluer la capacité de l'interface à créer deux zones d'amplitude vibratoire différenciée sous les deux doigts et d'associer une sensation de frottement différente sur chaque zone. Pour cela, une expérience psychophysique a été réalisée en utilisant une méthode basée sur un choix forcé entre deux alternatives

décrites dans [198]. Cette méthode permet de déterminer s'il existe une différence perceptible sur une propriété donnée et de préciser le sens de la différence.

Dans cette étude nous avons demandé à six volontaires, cinq hommes et une femme, âgés de 22 à 32 ans d'évaluer simultanément deux zones différentes de l'interface tactile avec l'index des mains droite et gauche. Avant l'exploration, nous fixons sur la zone de droite de la surface à explorer un ventre de vibration d'amplitude  $1.4 \mu\text{m}$  crête à crête, et un nœud de vibration dans la zone gauche du stimulateur comme illustré sur la figure (3.16(a)) ou inversement figure (3.16(b)). Il a été demandé aux participants

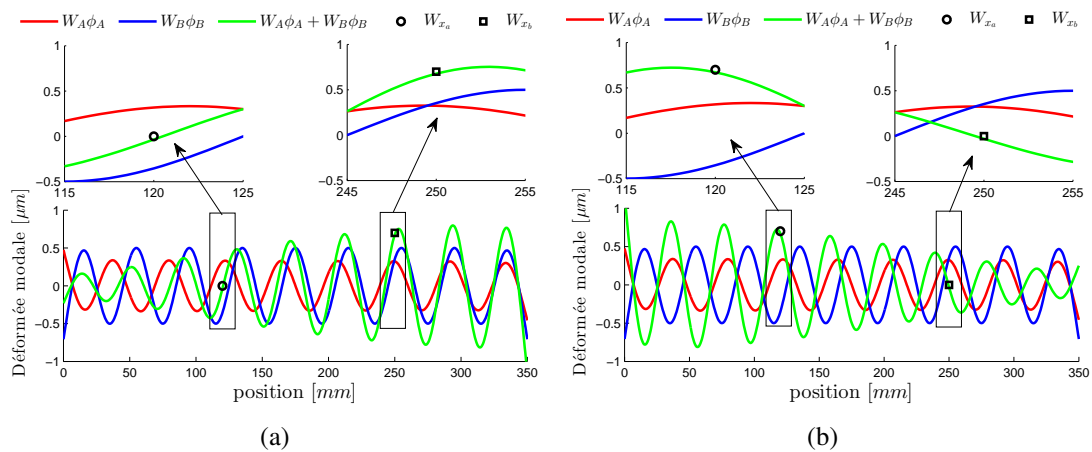


FIGURE 3.16: Simulation de la déformée modale des modes  $A$  et  $B$  et leurs contributions modales, avec un zoom sur les deux zones à explorer. (a) nœud de vibration sur la zone gauche et un ventre de vibration sur la zone droite, (b) ventre de vibration sur la zone gauche et un nœud de vibration sur la zone droite.

d'indiquer " quelle est la zone la plus lisse ? ", correspondant à un coefficient de friction plus faible, ce qui justifie la longueur d'onde choisie. Selon la méthode appliquée, le participant était forcé de choisir un côté après une exploration libre sur deux surfaces de 10 mm de large pendant 8 secondes. L'expérience a été répétée dix fois avec une randomisation des essais. Les participants ont pu identifier les zones dites lisses ou rugueuses avec un taux de réussite moyen de 78,3% et une variation standard de 7,5%, comme illustré sur la figure (3.17). Ces résultats conduisent à accepter la conclusion qu'une simulation multi-touch a été réalisée, c'est à dire : qu'il est possible d'obtenir simultanément des sensations différentes sur les différentes sections de la poutre. La simulation effectuée était statique<sup>3</sup>, néanmoins la différence de friction était perceptible par les utilisateurs. Un système de suivi pour les deux doigts est ensuite implémenté pour donner une illusion multi-touch en fonction de la position des doigts.

<sup>3</sup>la position de la simulation est fixe.

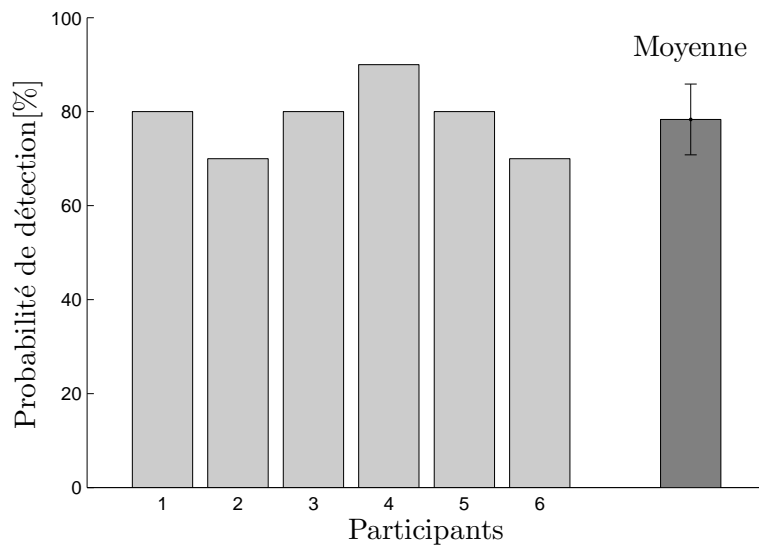


FIGURE 3.17: Résultats de l'expérience psychophysique

### 3.3.7 Suivi de la position des deux doigts

Le contrôle de position et déplacement des deux doigts est nécessaire pour une interaction dynamique à retour tactile multi-touch. Pour se faire un capteur de déplacement inductif (Linear Variable Differential Transformer) a été implémenté pour donner l'image de la position d'un seul doigt  $x_a$ . La 2<sup>ème</sup> position  $x_b$  peut être déduite pour une distance fixe entre le premier et le deuxième doigt comme schématisé sur la figure (3.18).

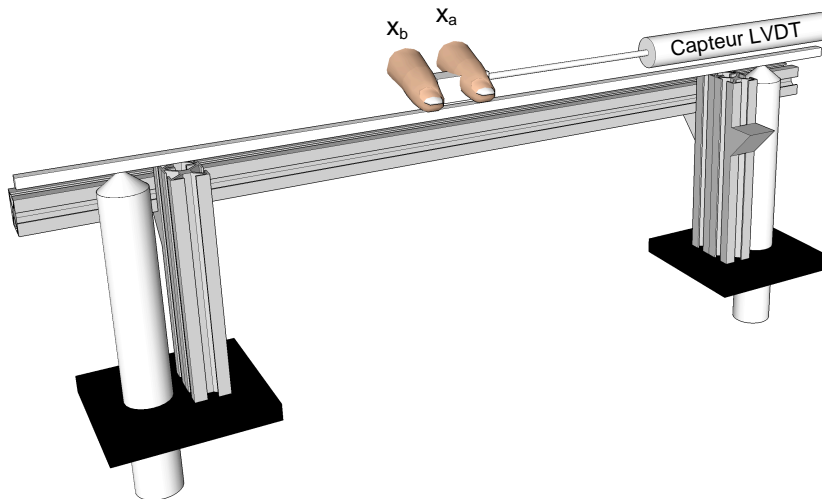


FIGURE 3.18: Principe de suivi de la position des deux doigts avec un capteur LVDT, la distance entre deux doigts est fixé à 30 mm par une bague attachée au capteur.

Dans ce travail la distance entre les deux doigts est maintenue fixe  $\simeq 30$  mm. La

connexion entre le capteur et le doigt de l'utilisateur est réalisée au moyen d'une bague réglable. La liaison entre la bague et la tige du capteur linéaire à 1 degré de liberté impose un mouvement linéaire du doigt sur la poutre, autrement dit, seuls les mouvements latéraux sont autorisés. (Il est possible d'utiliser un capteur sans contact, mais pour faire la validation du concept un capteur LVDT a été utilisé). En guise d'illustration la figure (3.19(a)) montre l'amplitude de vibration désirée et mesurée sur chaque doigt en fonction de la position des doigts sur la poutre. Pour réaliser ces mouvements, le LVDT a été positionné manuellement et les amplitudes ont été mesurées dans les positions prévues (sans les doigts). On peut observer une erreur systématique (moins de  $0,1 \mu\text{m}$ )

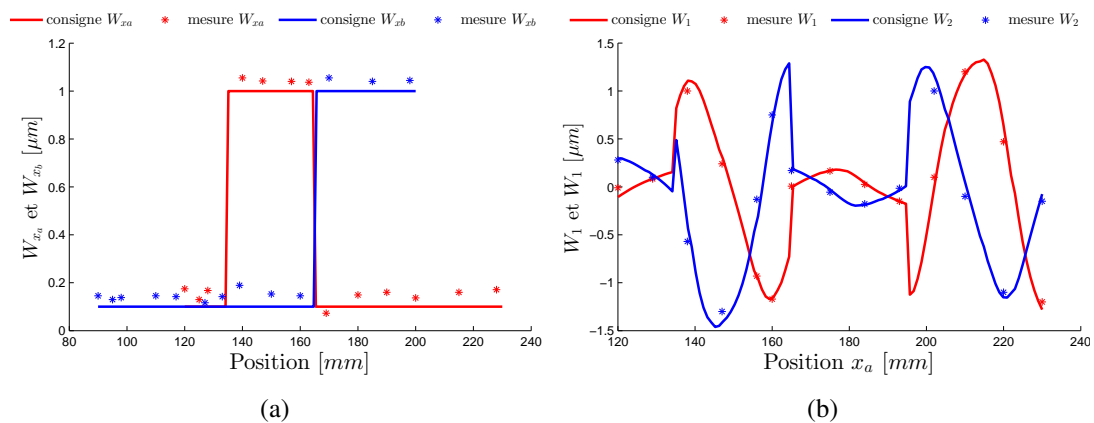


FIGURE 3.19: Comparaison entre les résultats de simulation et les résultats de mesure, (a) une amplitude vibratoire désirées sous le doigt 1 =  $\mu\text{m}$  et  $0.1 \mu\text{m}$  sous le second à partir de la position 135 mm et inversement pour les deux doigts à partir de la position 165 mm, (b) évolution de l'amplitude vibratoire des deux actionneurs

qui peut être due à des erreurs d'identification de la déformée modale de la poutre ou des erreurs de mesure. En outre, comme on peut le voir sur la figure (3.19(a)), il est possible d'atteindre dans la plupart des positions les amplitudes souhaitées, par exemple en fixant une amplitude de  $1 \mu\text{m}$  sous le premier doigt et un nœud de vibration sous le second à partir de la position 135 mm et inversement pour les deux doigts à partir de la position 165 mm. Les amplitudes vibratoires des actionneurs et leurs références sont présentées sur la figure (3.19(b)).

La section suivante présente une évaluation psychophysique d'une simulation différenciée avec un suivi de la position des deux doigts.

### 3.3.8 Évaluation psychophysique

Sept volontaires ont participé à l'expérience suivante: quatre hommes et trois femmes, tous droitiers, âgés de 25 à 30 ans. Deux d'entre eux étaient familiarisés avec les stimulateurs tactiles. Leurs mains ont été guidées pour explorer la surface de la poutre après les avoir lavées et séchées. Trois stimuli ont été présentés. Le premier était la poutre sans excitation. Pour le second, la poutre a été excitée pour générer une onde stationnaire de  $1 \mu\text{m}$  d'amplitude, afin d'initier les participants à la réduction de frottement. Durant cet essai les sujets explorent le dispositif avec un seul doigt. Après cette première partie de l'expérience, on leur a demandé de se qualifier pour évaluer la réduction de la friction selon leurs échelles subjectives. Cette méthode d'évaluation psychophysique consiste à attribuer des valeurs numériques directes aux intensités subjectives en toute liberté [185], mettant ainsi en relation différentes intensités du stimulus avec celles des réponses perceptives du sujet. Dans la deuxième partie de l'expérience,

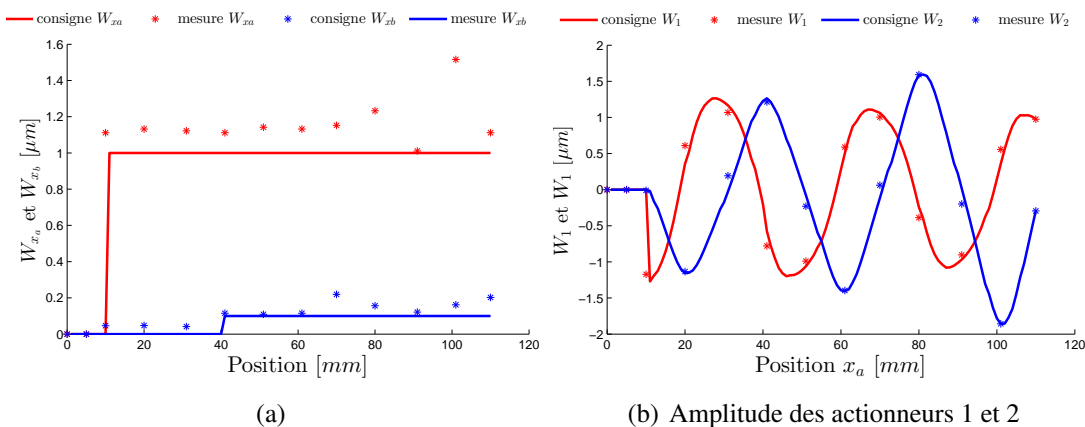


FIGURE 3.20: Comparaison entre les résultats de simulation et les résultats de mesure, (a) une amplitude vibratoire désirée sous le doigt 1 =  $\mu\text{m}$  et  $0.1 \mu\text{m}$  sous le second, (b) évolution de l'amplitude vibratoire des deux actionneurs

les sujets pouvaient explorer la poutre en utilisant deux doigts de la main gauche et droite, séparés par une distance constante. Le contrôle a été alors activé pour présenter un nœud de vibration sous le doigt droit, et une amplitude de vibration d'environ  $1 \mu\text{m}$  sur celui de gauche. La figure (3.20(a)) représente les amplitudes de vibration désirées et mesurées obtenues sous chaque doigt. Tandis que la figure (3.20(b)) représente les amplitudes vibration désirées et mesurées pour chaque actionneur en fonction de la position du doigt. Les participants ont ensuite été invités à évaluer la réduction du frottement sur chacun des doigts, selon leur échelle subjective. Les résultats normalisés sont résumés dans la figure (3.21).

Au cours de l'expérience, les sujets ont ressenti qu'avec leur doigt gauche, la poutre

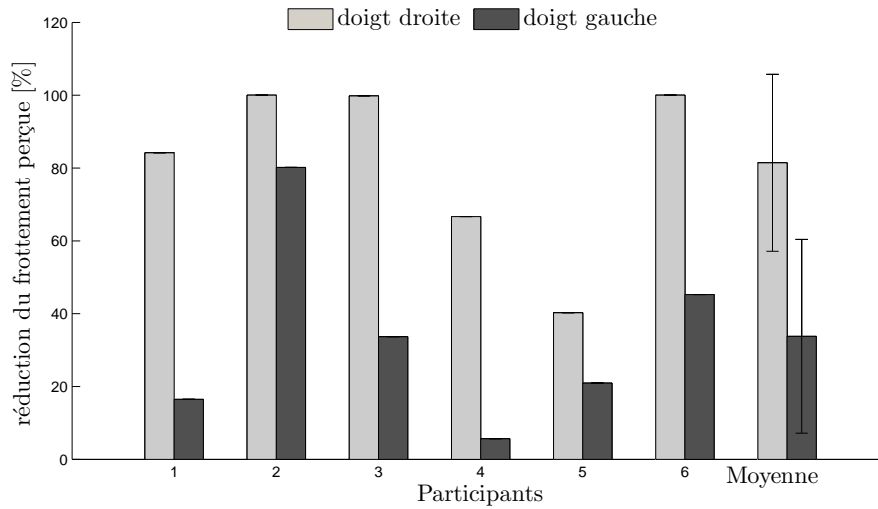


FIGURE 3.21: Réduction du frottement perçue normalisée pour chaque participant et leur moyenne

est plus glissante que du doigt droit, correspondant à un frottement plus faible sous le doigt gauche. Ceci est cohérent avec les consignes, qui ont généré un nœud sous le doigt droit et d'environ  $1 \mu\text{m}$  d'amplitude sous le doigt gauche. Lors de l'activation du suivi des deux doigts, le nœud de vibration se déplace avec le doigt de l'utilisateur. On peut également souligner que 5 sujets ont trouvé que la poutre est plus glissante pour le doigt gauche par rapport à la poutre sans aucune vibration. Cela met en évidence que la vibration n'est pas nulle dans le voisinage immédiat du nœud et que donc un effet résiduel est encore sensible bien qu'atténué. En conséquence, même si un nœud est toujours placé sous le doigt, il y a une réduction de la friction perceptible. Cette réduction est toutefois de 48 % avec un écart type de 24 %. Ces résultats montrent qu'il est possible de créer une réduction de frottement indépendante sous deux doigts, sur une poutre avec un suivi approprié du doigt.

La partie suivante présente l'extension du principe à un prototype 2D permettant une simulation différenciée sous deux doigts .

### 3.4 Cas d'une plaque

Nous reprenons l'équation (2.38), en considérant deux doigts et deux modes de vibration désignés par  $\phi_{k,X}$  et  $\phi_{k,Y}$ , où  $k = 1, 2, \dots, n$ . A des fins de démonstration, et sans perte de généralités, pour des modes de vibration selon l'axe des  $x$  et l'axe des  $y$ , nous pouvons approcher les déformées modales par des équations simplifiées comme suit:

$$\phi_{k,X}(x,y) = W_X \sin(\lambda_k x) \quad \text{et} \quad \phi_{k,Y}(x,y) = W_Y \sin(\lambda_k y) \quad (3.9)$$



$\phi_{k,X}(x,y)$  et  $\phi_{k,Y}(x,y)$  sont respectivement les déformées modales selon l'axe des  $x$  et l'axe des  $y$ , avec  $\lambda_k = (2k + 1)\frac{\pi}{2}$ . Par conséquent, l'amplitude de vibration à contrôler indépendamment sous les deux doigts de l'utilisateur à des positions  $(x_1, y_1)$  et  $(x_2, y_2)$  est donnée par:

$$\begin{cases} W_X \sin(\lambda_k x_1) + W_Y \sin(\lambda_k y_1) = W(x_1, y_1) \\ W_X \sin(\lambda_k x_2) + W_Y \sin(\lambda_k y_2) = W(x_2, y_2) \end{cases} \quad (3.10)$$

où les amplitudes des modes  $X$  et  $Y$  sont désignées respectivement par  $W_X$  et  $W_Y$ . l'équation (3.10) a une solution pour les amplitudes  $W(x_1, y_1)$  et  $W(x_2, y_2)$ , à condition que le déterminant soit non nul, ce qui donne lieu à la condition :

$$\sin(\lambda_k x_1) \sin(\lambda_k y_2) - \sin(\lambda_k x_2) \sin(\lambda_k y_1) \neq 0 \quad (3.11)$$

Il est à noter qu'aux positions où la condition équation (3.11) n'est pas vérifiée, les solutions pour les amplitudes  $W(x_1, y_1)$  et  $W(x_2, y_2)$  n'existent pas. Ceci définit un ensemble de courbes, pour une position donnée de l'un des doigts, où les amplitudes ne peuvent être contrôlées sous le second doigt, comme illustré sur la figure (3.22) (les courbes rouges) pour quatre positions différentes du premier doigt. Ces courbes limitent la méthode proposée: en effet l'interaction tactile multi-doigts ne peut être obtenue à ces positions. Toutefois une solution est possible pour cette limitation, en tenant compte de plus de 2 modes de vibration.

Dans une première tentative d'étendre l'étude précédente au cas d'une plaque, une deuxième expérience a été réalisée. Une plaque carrée de  $140 \times 140 \times 4 \text{ mm}^3$  actionnée par quatre céramiques piézoélectriques a été choisie. Le choix de ces dimensions permet d'obtenir deux modes de vibration similaires, en raison de la géométrie symétrique de la plaque, avec une même longueur d'onde et théoriquement une même fréquence de résonance. Le choix a été porté sur le 8<sup>ème</sup> mode selon l'axe des  $X$  et selon l'axe des  $Y$  en raison de la longueur d'onde et de la fréquence de travail qui doit être au-dessus du spectre audible. Ainsi, il en résulte une plaque assez épaisse en raison de la grande longueur d'onde requise. Toutefois, ce dimensionnement peut être plus approprié pour les grands écrans tactiles, où la contrainte de volume ne doit pas constituer un problème.

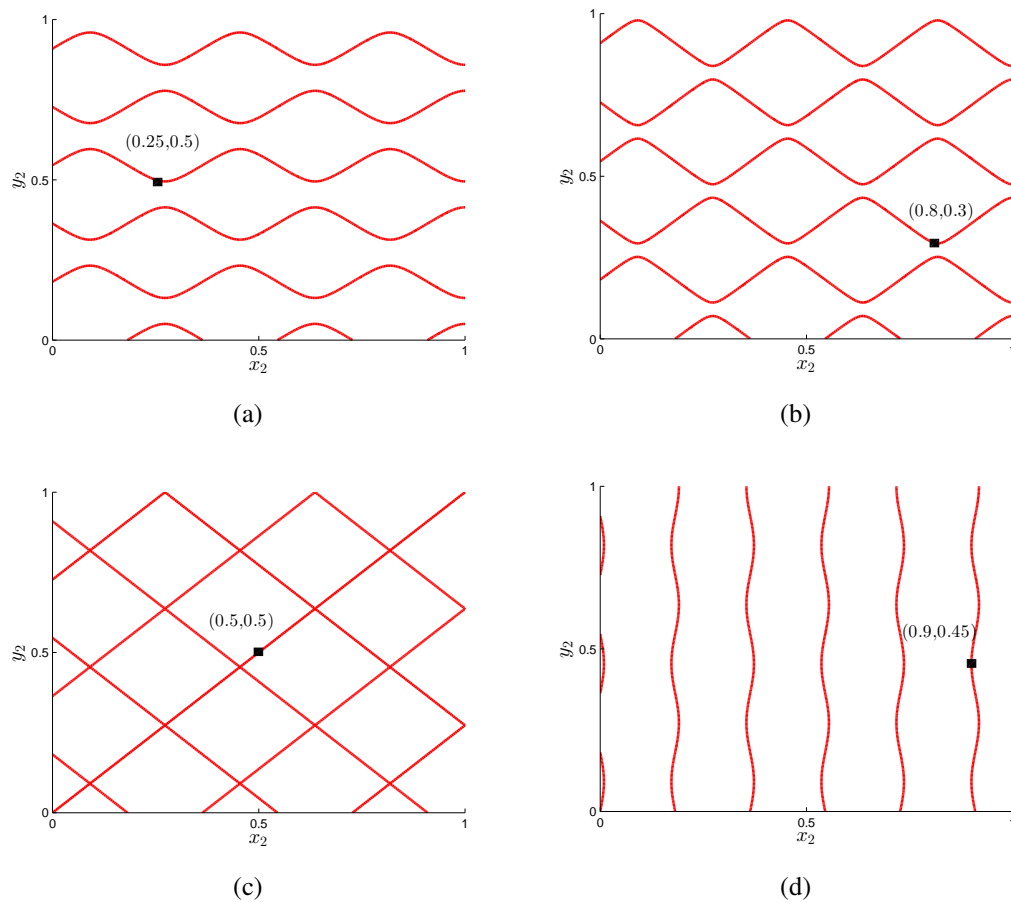


FIGURE 3.22: Les courbes de la position du deuxième doigt dans le plan  $(x_2, y_2)$  où les amplitudes ne peuvent pas être imposées. Ces courbes dépendent de la position du premier doigt (symbolisé par le rectangle)

### 3.4.1 Position des actionneurs et des capteurs

Deux méthodes peuvent être utilisées pour exciter deux modes de vibration en même temps ou indépendamment. La première consiste à positionner deux céramiques piézoélectriques sur les ventres de vibration du mode  $W_X$  et aux nœuds de vibration du mode  $W_Y$  pour contrôler le mode  $X$ , et deux autres céramiques piézoélectriques sur les ventres de vibration du mode  $W_Y$  et à nœuds de vibration du mode  $W_X$  pour contrôler le mode  $Y$ . La seconde consiste à positionner les céramiques piézoélectriques sur les ventres de vibration communs de chaque mode. La direction de polarisation de la piézo-céramique est la clé pour exciter deux modes de vibration à fréquence fixe. En effet, pour exciter un mode de vibration, il est important de placer des céramiques piézoélectriques avec des polarisations opposées l'une à côté de l'autre, de sorte que l'une des céramique s'étend, tandis que l'autre se contracte lorsqu'une tension est appliquée [191]. La figure (3.23) illustre le degré de commandabilité du 8<sup>ème</sup> mode selon l'axe des  $X$  et des  $Y$  en

utilisant l'équation (2.56). Cette figure sert à déterminer la position des actionneurs

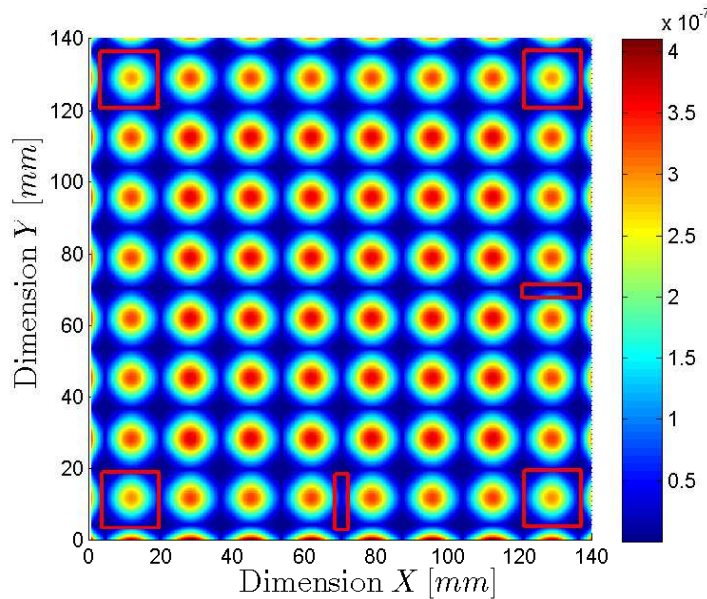


FIGURE 3.23: Degré de commandabilité / observabilité des deux modes  $W_X$  et  $W_Y$  d'une plaque carrée  $140 \times 140 \times 4 \text{ mm}^3$  avec conditions aux limites libres

sur la plaque, mais également ceux des capteurs. En ce qui concerne ces derniers, les deux céramiques sont positionnées sur un ventre d'un mode et un nœud de l'autre pour mesurer l'amplitude de vibration de chaque mode indépendamment, Autrement dit, le degré d'observabilité est nul pour l'un des modes.

### 3.4.2 Conception de l'interface

Deux capteurs piézoélectriques de  $9 \times 4 \times 0.4 \text{ mm}^3$  notés  $E$ ,  $F$  et quatre céramiques piézoélectriques de  $12 \times 12 \times 1 \text{ mm}^3$  ont été collés sur la surface de la plaque dont les dimensions et les caractéristiques sont résumées dans le tableau (3.3). Théoriquement, deux actionneurs suffisent pour exciter les deux modes. Cependant, pour offrir une bonne précision des déformées modales obtenues, quatre actionneurs ont été utilisés, répartis sur les quatre coins de la plaque notés  $A$ ,  $B$ ,  $C$  et  $D$ . La conception et la réalisation de l'interface avec le positionnement des actionneurs et des capteurs sont présentés sur la figure (3.24).

L'emplacement des actionneurs et la direction de leurs polarisations sont cruciales pour l'application:

- $A$  et  $D$  sont positionnés sur des ventres de vibration positifs du mode  $X$ , tandis que  $B$  et  $C$  sont collés sur des ventres de vibration opposés (négatifs).

Caractéristiques	plaque	Actionneurs	Capteurs
Module de Young $E$ [GPa]	70.5	80	80
coefficient de Poisson $\nu$	0.33	0.33	0.33
Densité $\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	2698	7900	7900
Longueur $L$ [mm]	140	12	9
Hauteur $h$ [mm]	4	1	0.4
Largeur $b$ [mm]	140.02	12	4

TABLE 3.3: Caractéristiques et dimensions de l'interface, des excitateurs et des capteurs

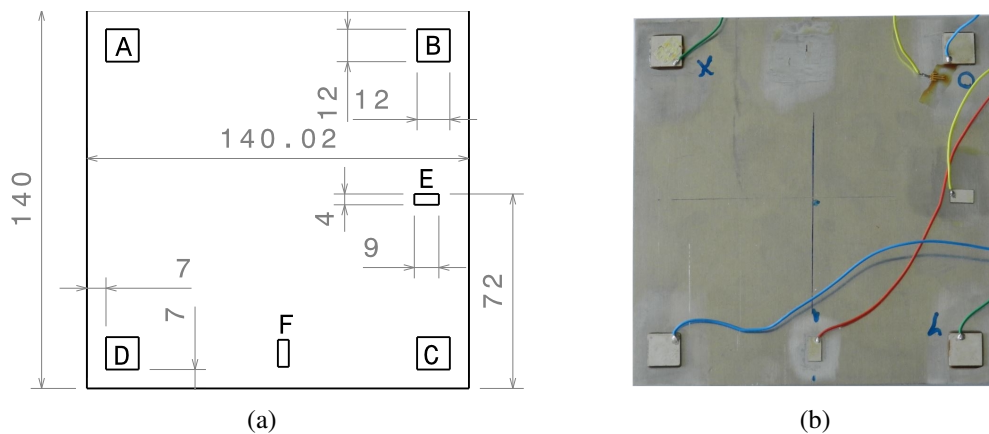


FIGURE 3.24: Conception d'une plaque en aluminium de  $140 \times 140 \times 4$  mm<sup>3</sup> avec quatre excitateurs de  $12 \times 12 \times 1$  mm<sup>3</sup> et deux capteurs de  $4 \times 8 \times 0.1$  mm<sup>3</sup> répartis en sa périphérie

- $C$  et  $D$  sont positionnés sur des ventres de vibration du mode  $Y$ , tandis que  $A$  et  $B$  sont collés sur des ventre de vibration opposés.
- les deux paires d'actionneurs  $A$  et  $B$  d'une part et  $C$  et  $D$  d'autre part, ont des polarisations opposées.

Les deux céramiques piézoélectriques  $E$  et  $F$  sont utilisées comme capteurs. Le résultat de la simulation par la méthode des éléments finis sous SALOME MECA est présenté sur la figure 3.25. Ces considérations ont les avantages suivants:

- Les quatre actionneurs ont la même contribution à chaque mode, qui peut être additive ou destructive,
- En connectant  $A$  et  $C$  à la même alimentation notée  $V_{AC}$  et  $B$  et  $D$  à  $V_{BD}$ , la contribution du mode  $X$  est donnée par  $V_{AC} + V_{BD}$ , tandis que la contribution du mode

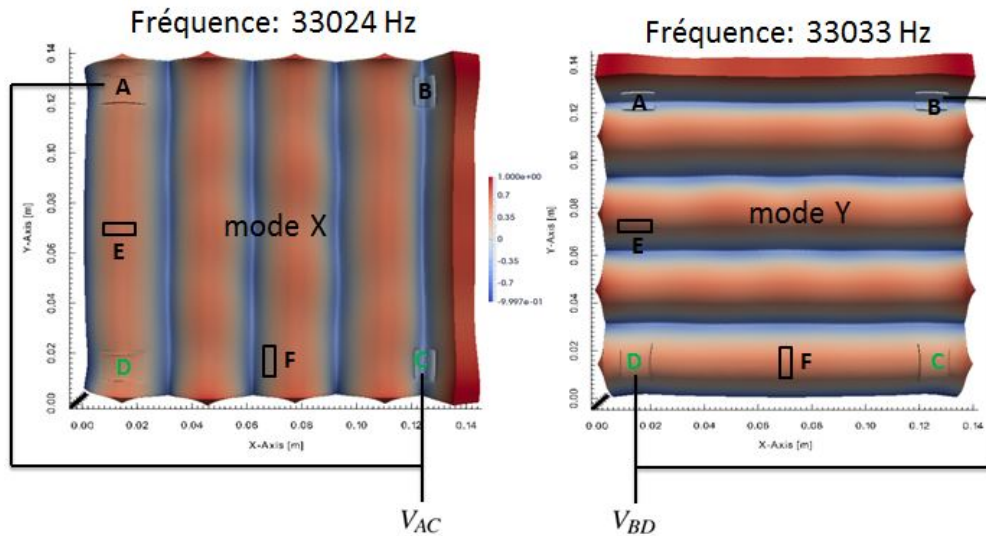


FIGURE 3.25: Les modes de vibration selon l'axe des x et l'axe des y par FEM d'une plaque en aluminium  $140 \times 140 \times 4 \text{ mm}^3$  avec quatre excitateurs de  $12 \times 12 \times 1 \text{ mm}^3$  répartis en sa périphérie

$Y$  est donnée par  $V_{AC} - V_{BD}$ . Cela permet la superposition des deux modes, tout en évitant de permuter les alimentations comme il a été rapporté dans [186].

### 3.4.3 Validation expérimentale

La figure (3.26) montre la déflexion mesurée en fonction de la fréquence du prototype proposé. Les deux modes ont des fréquences de résonance très proches ( $f_x = 33011 \text{ Hz}$ ,  $f_y = 33065 \text{ Hz}$ ), et les actionneurs ont les mêmes contributions reviewétant donnée que les amplitudes sont quasiment semblables. La figure (3.27) montre la déformée modale mesurée sur la plaque, selon l'axe des x et l'axe des y. Ces résultats sont proches de ceux calculés par la méthode des éléments finis présentés sur la figure (3.25). La fréquence de travail choisie pour l'excitation est la fréquence médiane des deux modes soit  $33037 \text{ Hz}$ , afin de ne pas favoriser la contribution d'un mode de vibration par rapport à l'autre. Cependant, en raison de leurs facteurs de qualité mécanique élevés, et la différence de phase apparue, il est donc nécessaire d'ajuster l'amplitude et la phase des tensions d'alimentation, afin de compenser la différence en termes de gain et de déphasage. Cela permet d'obtenir des modes vibratoire synchronisés.

La figure (3.28) présente les résultats de simulation et de mesure pour différentes combinaisons des deux modes X et Y. La contribution de deux modes de vibration confirme la possibilité de contrôler la répartition spatiale des nœuds et des ventres par conséquent, un contrôle indépendant de deux coefficients de frottement. En guise

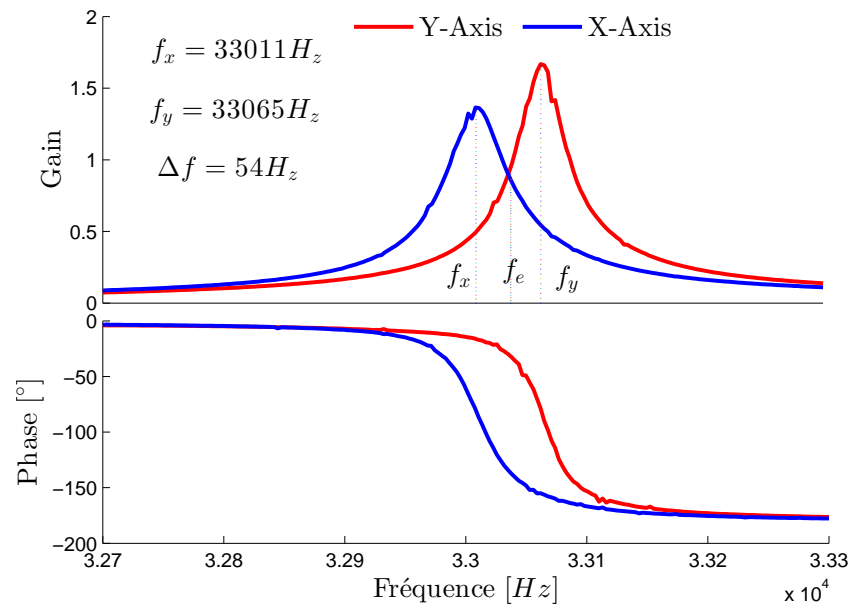


FIGURE 3.26: Réponse fréquentielle des modes de vibration mesurés selon l'axe des x et l'axe des y d'une plaque en aluminium  $140 \times 140 \times 4 \text{ mm}^3$  avec quatre excitateurs de  $12 \times 12 \times 1 \text{ mm}^3$  répartis en sa périphérie, autour de 33 kHz

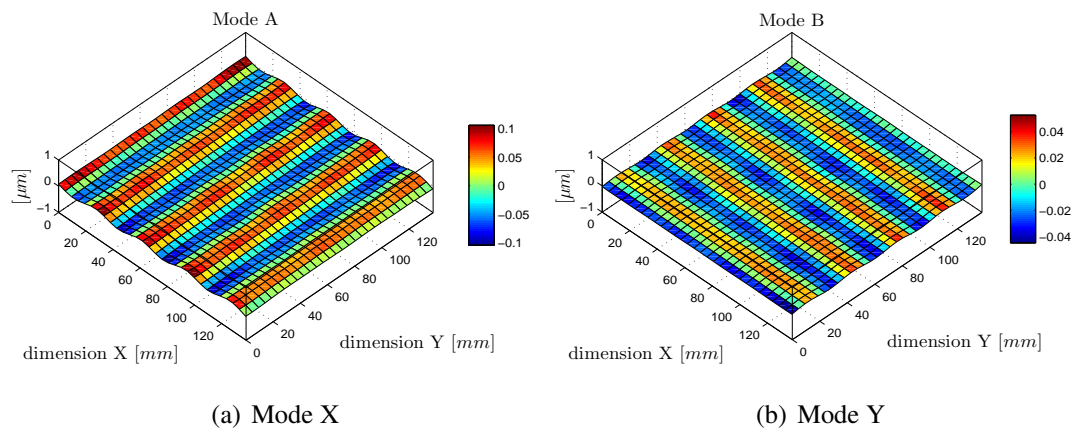


FIGURE 3.27: Cartographie des modes de vibration mesurés selon l'axe des x et l'axe des y d'une plaque en aluminium  $140 \times 140 \times 4 \text{ mm}^3$  avec quatre excitateurs de  $12 \times 12 \times 1 \text{ mm}^3$  répartis en sa périphérie, autour de 33 kHz

d'illustration, le point  $P_1$  dans la figure (3.28(a)) est situé sur un nœud de vibration lorsque  $W_X = W_Y$ , et devient un ventre de vibration quand  $W_X = -W_Y$  figure (3.28(c)). A l'inverse,  $P_2$  est un ventre de vibration dans le premier cas et un nœud de vibration pour le second. Ils peuvent également être simultanément des ventres de vibration comme présenté sur la figure (3.28(e)) pour  $W_Y < 1/2 W_X$ .



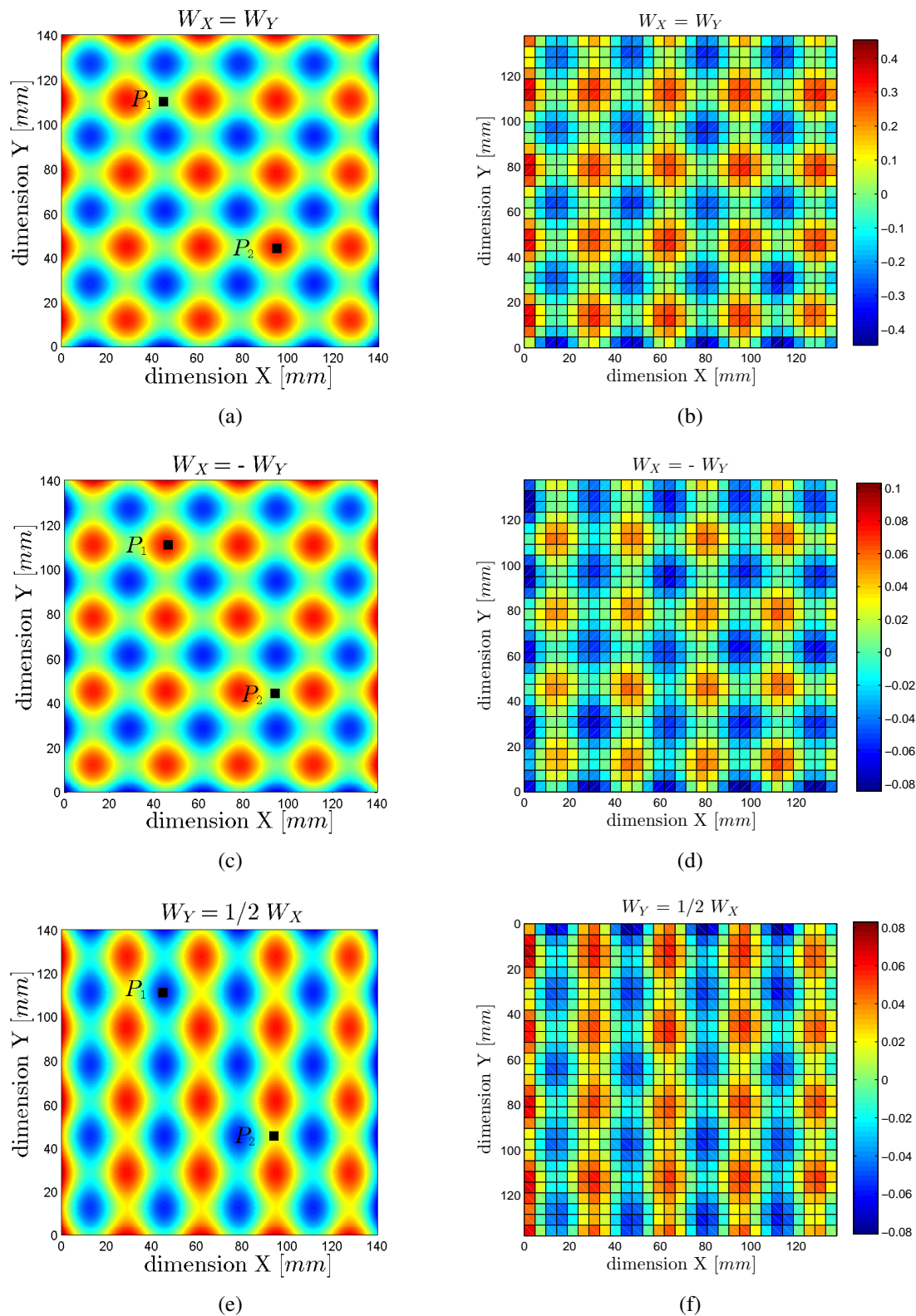


FIGURE 3.28: La distribution spatiale du déplacement sur toute la surface de la plaque pour différentes combinaison des deux modes de vibration X et Y; à gauche: simulation, à droite: mesure expérimentale.

Dans cette partie, nous avons présenté un dispositif à coefficient de friction variable basé sur l'approche multimodale. Ce dispositif permet le contrôle de deux positions indépendamment sous deux doigts. Tout d'abord, l'approche a été validée sur un périphérique 1D. Pendant l'expérience, les nœuds de vibration d'une poutre se déplacent continuellement sous un doigt, tandis qu'un second doigt se déplace sur un ventre de vibration lors de leurs explorations de l'interface vibrante. Les sujets ont constaté que le nœud coulissant est 48% moins glissant que celui du ventre de vibration. Ensuite, le contrôle de deux modes de vibration orthogonaux  $X$  et  $Y$  permet de changer continuellement la position des nœuds et des ventres de vibration sur une plaque, par conséquent la rugosité de la plaque à deux positions indépendantes.

Il est également possible de générer une onde progressive avec deux modes de vibration. Nous allons explorer dans la section suivante d'éventuelles possibilités d'exploitation d'onde progressive pour des retours tactiles.

### **3.5 Vers une onde progressive dans les interfaces à retour tactiles**

Dans la partie précédente nous avons montré la possibilité de générer une simulation tactile différenciée sous deux doigts, en utilisant la superposition de deux ondes stationnaires. Cependant, l'effet d'une onde stationnaire est limité par une saturation due à la mécanique du contact, donc un frottement nul n'est pas réalisable. En outre, le doigt de l'utilisateur doit glisser sur la surface vibrante pour percevoir les stimuli. Dans cette partie nous présentons un dispositif à frottement variable basé sur une onde progressive plutôt qu'une onde stationnaire.

Nous appliquons l'approche multimodale pour la génération et le contrôle d'une onde progressive présentée dans la section (2.8), et nous montrons expérimentalement que la force produite par l'onde progressive résulte de deux contributions superposées. La première est égale à la réduction du frottement produite par une onde stationnaire de même amplitude de vibration. La deuxième produit une force motrice dans le sens opposé à la direction de l'onde progressive. Par conséquent, la plage de modulation de la force tangentielle sur le doigt peut être étendue à des valeurs nulles, voire négatives.

Jusqu'à présent, les stimulateurs tactiles basés sur des vibrations ultrasoniques ou ceux basés sur l'électro-vibration ne produisent pas une force active sur le doigt de l'utilisateur. Cela signifie qu'ils ont besoin d'un mouvement relatif de doigt sur la plaque pour augmenter ou diminuer le frottement. Pour remédier à cette limitation,



les auteurs dans [188] utilisent un dispositif haptique de surface exploitant simultanément les vibrations dans les deux directions normales et latérales. Le mouvement de surface elliptique résultant produit la force active. Les résonances normales d'une flexion latérale et longitudinale d'une plaque en verre et de son système d'entraînement piézo-électrique sont arrangés pour résonner à la même fréquence. La phase relative de ces modes de vibration est utilisée pour contrôler l'amplitude et la direction de la force latérale produite à l'instar des moteurs multimodaux présentés dans la section (2.2).

Alternativement, une onde progressive peut être utilisée au lieu d'une onde stationnaire dans les interfaces tactiles. Par exemple dans [189], les auteurs contrôlent les vibrations générées par deux moteurs vibrotactiles indépendants. Cette méthode permet d'indiquer l'endroit où le chevauchement des deux ondes se produit. Il est possible de changer continuellement le point de chevauchement en réglant la synchronisation des deux moteurs vibrotactiles, ce qui permet la simulation dynamique des objets virtuels.

Dans ce travail, une onde progressive est utilisée pour produire une force de friction asymétrique sur une poutre. Dans [190], le stator d'un moteur piézo-électrique à onde progressive a été utilisé pour générer une onde stationnaire en alimentant une seule voie de ce moteur. La modulation de l'amplitude de l'onde produite provoque par conséquent une modulation de l'effet glissant pour présenter des sensations lisses ou bloquantes. Les auteurs ont proposé un modèle de la force d'étirement latéral en fonction de la vitesse relative entre le doigt de l'utilisateur et la surface vibrante. Mais tout d'abord une modélisation des forces de contact produites par une onde progressive en contact avec le doigt de l'utilisateur est présentée.

### 3.6 Modélisation des forces de contact produites par une onde progressive

Le mécanisme de contact entre le doigt de l'utilisateur et la surface vibrante est schématisé sur la figure (3.29). Quand une onde purement progressive est générée le long d'une poutre, chaque point de la surface vibrante suit une trajectoire elliptique comme illustré sur la figure (3.30). La composante horizontale du mouvement elliptique des particules conduit à la génération de la vitesse tangentielle relative entre un objet en contact et la poutre comme il a été rapporté dans [191], tandis que la composante verticale assure la génération de l'effet squeeze film.

L'étude des mécanismes de contact de la poutre et l'objet montre que la force tangentielle totale peut être séparée en deux contributions [192].

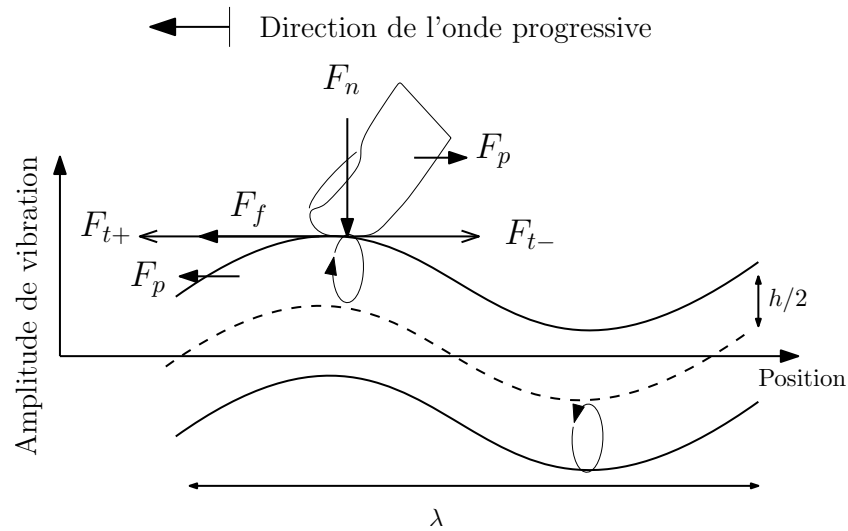


FIGURE 3.29: Principe de la force appliquée par l'onde progressive sur un doigt en contact avec la surface vibrante

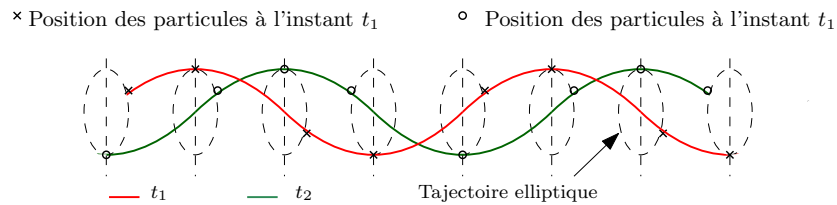


FIGURE 3.30: Trajectoire elliptique des particules

- une force motrice notée  $F_p$  qui propulse l'objet (le doigt) dans le sens opposé à l'onde progressive,
- une force de frottement qui dépend de la vitesse du doigt, et qui est opposée à la direction de son mouvement, notée  $F_f$ .

Ces considérations nous permettent d'écrire la force tangentielle  $F_t$  appliquée par la poutre sur un doigt selon la direction relative du mouvement en tenant compte de la direction de l'onde progressive. Dans ce travail, la direction de l'onde progressive est maintenue selon une direction, et nous définissons  $F_t$  positive quand elle agit contre le mouvement du doigt. Par conséquent,  $F_p$  et  $F_f$  sont toujours positives, et les forces asymétriques  $F_t$  doivent être écrites différemment selon la direction du mouvement.

$$F_{t+} = F_f - F_p \quad (3.12)$$

$$F_{t-} = F_f + F_p \quad (3.13)$$

où  $F_{t+}$  et  $F_{t-}$  sont les forces tangentielles lorsque le doigt se déplace respectivement selon la direction et en sens inverse de l'onde progressive.

L'intérêt de cette modélisation est d'analyser le comportement de l'onde progressive produite en contact avec le doigt de l'utilisateur. En outre elle permet d'identifier la force motrice et la force de frottement à l'aide de la mesure des forces tangentielles, comme le montre la section suivante.

### 3.7 Validation expérimentale

Pour la réalisation d'un banc d'essais destiné à l'étude de l'effet de l'onde progressive sur le ressenti, une poutre en aluminium de  $600 \times 6 \times 6 \text{ mm}^3$  a été choisie. La fréquence de travail est de 28,3 kHz, correspondant au point médian entre la fréquence de résonance du mode en flexion  $A$  et  $B$ , avec une longueur d'onde  $\lambda$  de 41 mm. Le dispositif expérimental est présenté sur la figure (3.31). La poutre est actionnée par

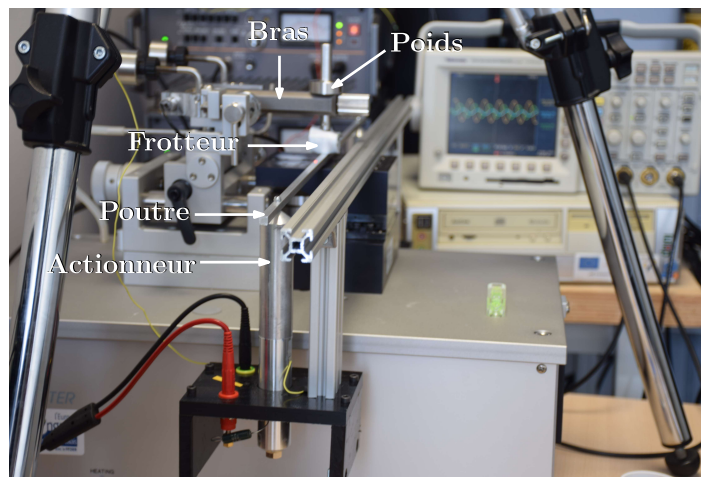


FIGURE 3.31: Dispositif expérimental pour la mesure des forces de frottement d'une onde progressive

deux actionneurs de Langevin (FBL28252SSF-FC, Fujicera, Japan). L'amplitude de vibration des deux actionneurs est contrôlée grâce à un DSP (TI 2812, Texas Instrument, USA) et deux amplificateurs linéaires (4051, HSA, Japan). Les références pour le contrôle sont déjà présentées dans la section (2.8.1). L'amplitude de vibration de la poutre est mesurée par un interféromètre laser (OFV - 5000, Polytech, Germany). L'ensemble du système est fixé sur la partie mobile d'un tribomètre (TRB, CSI, Switzerland) permettant de mesurer les forces de frottement latérales. C'est l'ensemble (poutre actionnée par deux Langevin) qui se déplace latéralement. La longueur d'exploration

du tribomètre est fixée à une longueur d'onde (41 mm) en raison de la limitation de la course à 60 mm avec une vitesse d'exploration (vitesse de glissement) sinusoïdale. Dix cycles sont réalisés ; leurs valeurs moyennes sont utilisées pour déterminer le coefficient de frottement. Toutes les expériences ont eu lieu à une température de  $(24 \pm 1) ^\circ\text{C}$  et une humidité relative de  $(65 \pm 1)\%$ .

La tribologie de la peau en contact avec la surface vibrante est importante pour une bonne perception tactile, car les propriétés tactiles de l'interface sont étroitement liées à la nature de la surface et aux propriétés du frottement [193]. Dans ce travail, le frottement est mesuré par un doigt artificiel (un frotteur) comme illustré sur la figure (3.32). Le poids placé sur le bras du tribomètre impose la force normale appliquée, et le frot-

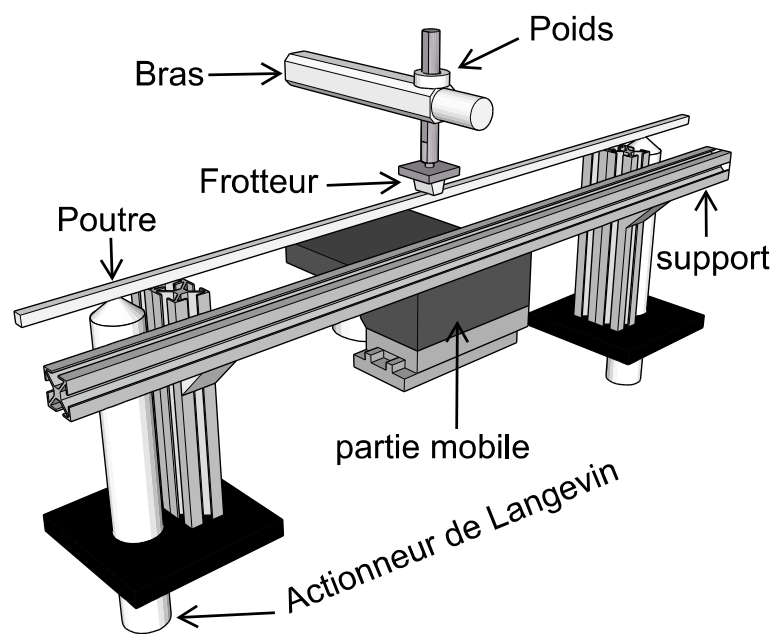


FIGURE 3.32: Configuration schématique du principe de génération d'onde progressive et de la mesure du frottement via le frotteur

teur est libre de se déplacer latéralement. Ce frotteur est monté sur un bras fixé au bâti par une liaison pivot. Un capteur de forces lié au bras permet de mesurer la force de frottement entre le frotteur et la surface vibrante et un autre permet de mesurer la force normale. Ce frotteur est analogue à celui de vrai doigts frottant sur une surface ainsi que le démontre la section suivante.

### 3.7.1 Validation du frotteur

Le doigt artificiel ou le frotteur interagissant avec l'onde progressive doit se comporter comme un doigt humain dans le domaine ultrasonique. Pour tenir compte de la souplesse du bout de doigt, un frotteur de  $16 \times 13 \times 10 \text{ mm}^3$  constitué d'un noyau en silicone

avec une surface rainurée et des bords arrondis, recouvert par un ruban chirurgical permettant de reproduire le comportement mécanique du bout de doigt a été conçu [194]. Afin d'évaluer le doigt artificiel, nous avons comparé la modulation de friction produite par une onde stationnaire sur le frotteur, sur un doigt humain [195] et sur un frotteur de type Tangoplus [196]. Les résultats sont présentés dans la figure (3.33) montrant une modulation de friction similaire dans le domaine ultrasonique. Une fois que le frot-

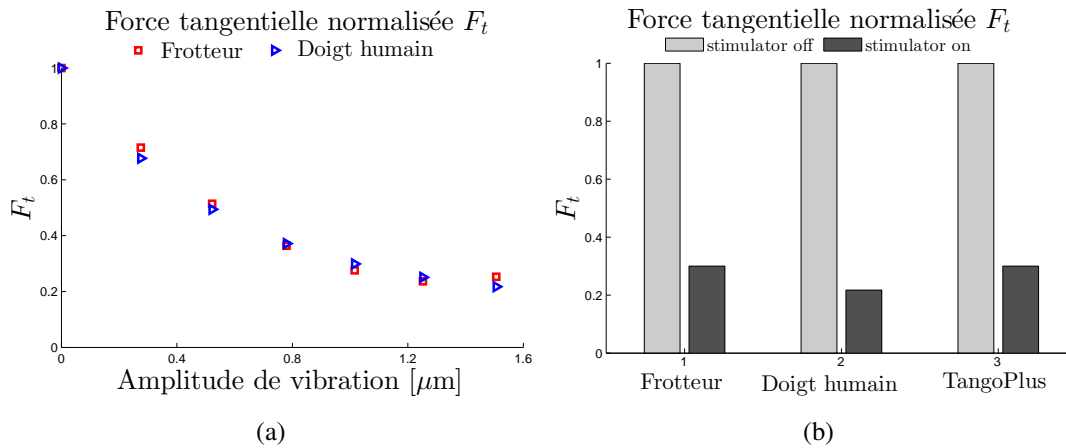


FIGURE 3.33: (a) Comparaison entre la force de friction mesurée pour le frotteur utilisé et le doigt humain dans un état constant de force appliquée et la vitesse d'exploration [195]. (b) Comparaison de la réduction asymptotique de frottement pour le frotteur utilisé, le doigt humaine et le Tango plus [196]

teur est examiné et validé, il sera utilisé en tant que substitut du doigt humain pour les mesures de tribologie présentées dans la section suivante.

### 3.7.2 Identification de la force motrice et la force de frottement

Le dispositif expérimental permet de mesurer la force de frottement pour différentes vitesses d'exploration. La vitesse d'exploration dépend de chaque utilisateur, c'est la raison pour la quelle nous avons choisi des vitesses compatibles avec l'exploration tactile ( $v = 12.9 \text{ mm s}^{-1}$ ,  $v = 25.8 \text{ mm s}^{-1}$  et  $v = 38.6 \text{ mm s}^{-1}$ ) et pour différentes forces appliquées ( $F = 0.5 \text{ N}$ ,  $F = 1 \text{ N}$  et  $F = 1.5 \text{ N}$ ). Nous pouvons également imposer différentes amplitudes de vibration maximale de  $W = 0 \mu\text{m}$  à  $W = 1.6 \mu\text{m}$ . Pour chaque condition de fonctionnement, nous déterminons la moyenne des mesures sur dix cycles sur toute la distance d'exploration. En utilisant les équations (3.13) et (3.12), il est possible d'extraire les forces  $F_p$  et  $F_f$  à partir de  $F_{t+}$  et  $F_{t-}$  ce qui donne:

$$F_p = \frac{F_{t-} - F_{t+}}{2} \quad (3.14)$$

$$F_f = \frac{F_{t-} + F_{t+}}{2} \quad (3.15)$$

Une analyse tribologique a été réalisée dans le but d'évaluer les forces de frottement latérales, en modifiant les conditions expérimentales telles que: l'amplitude de vibration, la force normale appliquée et la vitesse d'exploration. Les résultats obtenus montrent que les forces de friction tangentielles peuvent être influencées directement par ces paramètres.

### 3.8 Résultats expérimentaux

La figure (3.34) présente les résultats obtenus pour différentes conditions de fonctionnement; L'écart-type est représenté par les zones ombrées autour des mesures calculée à partir de la variabilité de la moyenne des mesures au cours des dix répétitions de cycles. Les figures (3.34(a)), (3.34(c)) et (3.34(e)) sont obtenues avec différentes forces normales appliquées ( $F_n = 0.5$  N,  $F_n = 1$  N et  $F_n = 1.5$  N) à une constante vitesse d'exploration du frotteur  $v = 25.8$  mm s<sup>-1</sup>. Tandis que les figures (3.34(b)), (3.34(d)) et (3.34(f)) sont obtenues avec différentes vitesses d'exploration ( $v = 12.9$  mm s<sup>-1</sup>,  $v = 25.8$  mm s<sup>-1</sup> et  $v = 38.6$  mm s<sup>-1</sup>) à une constante force normale appliquée du frotteur  $F_n = 0.5$  N.

Les figures (3.34(a)) et (3.34(b)) représentent l'évolution de la force latérale  $F_t$  mesurée par le tribomètre (ligne continue: selon la direction opposée de celle de l'onde progressive, ligne pointillée: selon la direction de l'onde progressive).

Les figures (3.34(c)) et (3.34(d)) représentent la force motrice  $F_p$  déduite en utilisant l'équation (3.14). Tandis que les figures (3.34(e)) et (3.34(f)) représentent la force de frottement estimée en utilisant l'équation (3.15). Afin de permettre une comparaison entre l'impact des ondes progressives et celles stationnaires sur les interfaces à retour tactile, de la même façon et pour les mêmes conditions que précédemment, nous avons mesuré la force de frottement pour le cas des ondes stationnaires ultrasoniques. Les résultats sont présentés sur les figures (3.40) et (3.39). Les forces de frottement obtenues sont pratiquement équivalentes dans les deux directions de l'onde stationnaire.

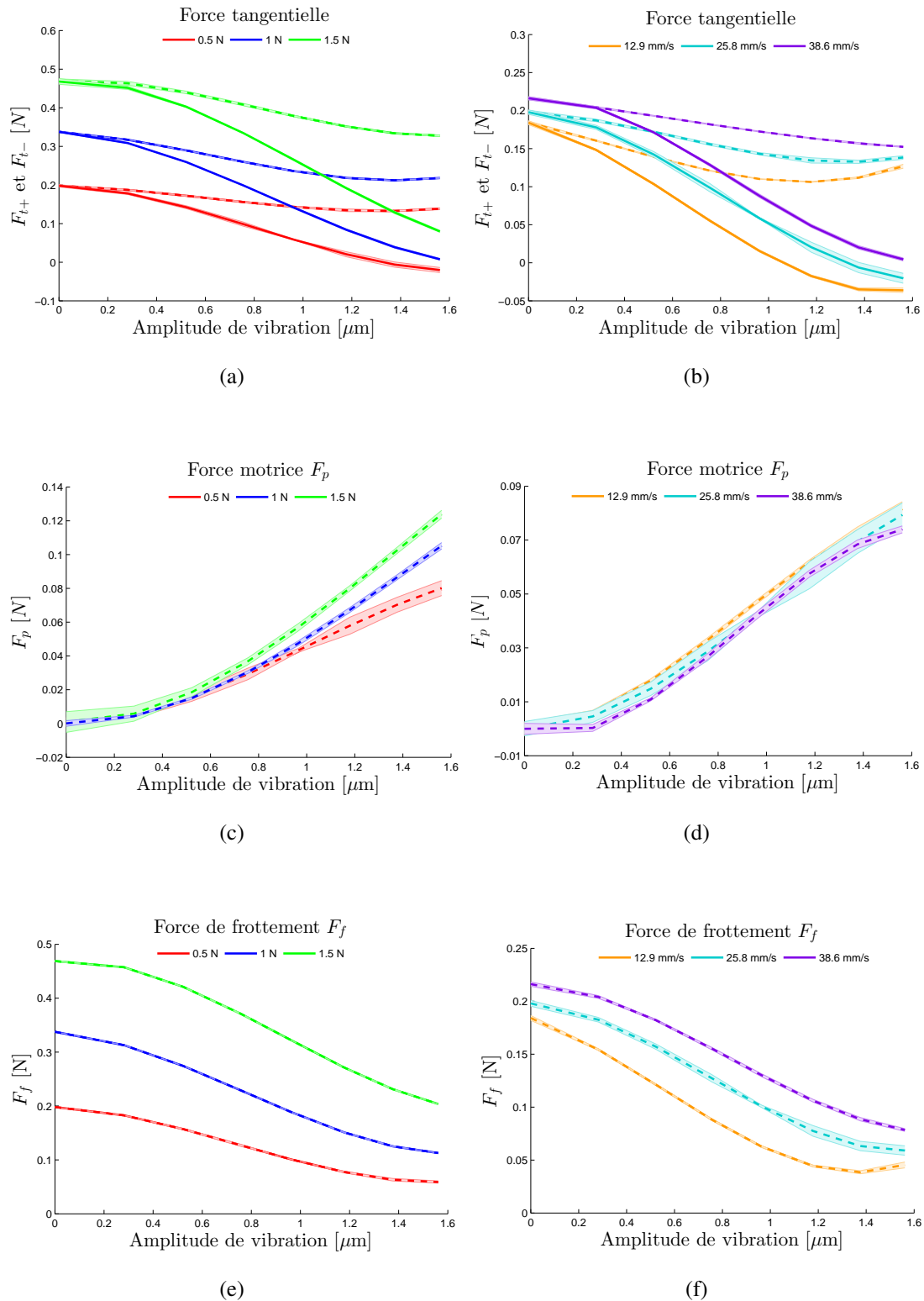


FIGURE 3.34: Forces tangentielles (première ligne,  $F_{t+}$  ligne en pointillés, et  $F_{t-}$  ligne simple), forces motrices (ligne centrale), les forces de friction (dernière ligne), pour diverses forces normales  $F_n$  (à gauche) et diverses vitesses  $v$  (à droite). La zone d'ombre près des mesures représente l'écart-type pour chaque mesure.

### 3.8.1 Influence de l'amplitude de vibration

La force motrice générée par l'onde progressive et la force de frottement sont présentées respectivement sur les figure (3.34(c)) et (3.34(e)). Ce résultat montre qu'après un certain seuil d'amplitude vibratoire; la force motrice  $F_p$  est directement proportionnelle à l'amplitude de vibration lorsque la pression du doigt est constante, tandis que la force de frottement  $F_f$  diminue avec l'augmentation de l'amplitude de vibration d'une façon similaire au cas des ondes stationnaires.

Les figures (3.34(a)) et (3.34(b)) montrent clairement l'influence de l'onde progressive sur la force tangentielle. La contribution des forces asymétriques générées par l'onde progressive sont visibles dès une amplitude  $0.3 \mu\text{m}$  où les deux forces mesurées dans les deux sens se séparent. L'effet de l'onde progressive peut être plus élevé à un point de propulser le frotteur. Cela se produit selon la direction opposée de l'onde progressive et avec un certain seuil d'amplitude vibratoire. En revanche, peu d'influence est constatée sur la réduction de frottement, lorsque le frotteur se déplace dans la même direction que celle de l'onde progressive, cela peut être expliqué par le fait que la force motrice  $F_p$  compense la diminution de la force du frottement  $F_f$  produite par les vibrations. Cela met en évidence le fait que deux effets antagonistes existent dans le mécanisme de contact: le premier mécanisme étant la réduction du frottement par des vibrations ultrasoniques comme illustré sur les figures (3.34(e)) et (3.34(f)), tandis que le second est lié à l'augmentation de la force motrice  $F_p$  qui peut être additive ou soustractive, selon la direction de propagation de l'onde progressive. Bien que nous ne puissions pas obtenir un frottement apparent supérieur à celui de la poutre sans vibrations, il est possible d'atteindre une réduction du frottement de 100 % voire même un frottement négatif dans certaines conditions de force, vitesse, et d'amplitude de vibration, ce qui est une amélioration par rapport à un dispositif basé sur les ondes stationnaires. Ce dernier présente en effet une saturation de la réduction de friction, comme il a été rapporté dans [197].

### 3.8.2 Influence de la force normale

Comme il a été rapporté dans [195], la force normale appliquée par le doigt a une influence directe sur la réduction de frottement pour un dispositif basé sur une onde stationnaire. Ceci est également le cas pour les ondes progressives. La force motrice  $F_p$  et la force de frottement  $F_f$  sont également concernées par cette influence. Cependant, la force normale appliquée influence principalement la force de frottement ce qui est compatible avec un modèle de Coulomb.



Au regard de la figure (3.34(a)) nous constatons que le stimulateur peut réduire davantage le frottement entre le doigt de l'utilisateur et la surface vibrante si la pression exercée par le doigt de l'utilisateur est moins importante. Autrement dit, si l'utilisateur appuie avec son doigt avec une force plus importante, il devient plus difficile de le glisser, cela signifie que le contact génère plus de friction. La même tendance peut être observée en ce qui concerne la force de frottement  $F_f$

### 3.8.3 Influence de la vitesse d'exploration

La vitesse d'exploration du frotteur a une influence sur la force tangentielle  $F_t$  dans les deux directions. Toutefois, l'influence la force  $F_p$  est limitée. Nous pouvons conclure que la vitesse influence principalement sur la force de frottement  $F_f$ .

D'un point de vue perceptif, les sensations tactiles dépendent de la vitesse d'exploration du doigt de l'utilisateur et selon les résultats de la figure (3.34(b)) pour une vitesse d'exploration plus lente  $v = 25.8 \text{ mm s}^{-1}$ , la détection des sensations peut être identifiée facilement puisque le coefficient de frottement est le plus faible, même effet à constater en ce qui concerne la force de frottement  $F_f$  présentée sur la figure (3.34(f)).

### 3.8.4 Évaluation psychophysique

La perception des conséquences de la force appliquée par l'onde progressive a été évaluée par une expérience psychophysique en utilisant la méthode à choix forcé entre deux alternatives [198]. L'hypothèse à tester implique que cette force motrice  $F_p$  induit la réduction de deux différents frottements, selon la vitesse relative de l'onde progressive et le doigt de l'utilisateur (équations (3.12) et (3.13)). Ainsi en contrôlant l'amplitude et la direction de l'onde progressive produite, nous allons vérifier si nous pouvons modifier la sensation tactile par la reproduction de deux sensations distinctes selon le sens d'exploration en accord avec les résultats des figures (3.34(a)) et (3.34(b)).

L'expérience est conduite avec 6 personnes (5 hommes, 1 femmes), leurs âges sont compris entre 19 et 32 ans. La tâche des sujets dans cette expérience est d'explorer librement la surface vibrante. Dans une phase préliminaire, ils explorent la surface de la poutre où une onde stationnaire a été générée dans le but de les familiariser avec la réduction du frottement. Dans un second temps seulement une onde progressive a été générée. La direction de l'onde progressive a été choisie aléatoirement durant les tests. Chaque participant explore la surface vibrante pendant dix secondes durant un test, et avec une amplitude de vibration de  $1.2 \mu\text{m}$ . Puisque l'effet glissant est obtenu en faisant vibrer la poutre, nous demandons aux participants d'indiquer " Laquelle des deux directions avait moins de friction ?". Une réponse positive est comptée si la direction

avec la force tangentielle la plus faible est détectée. Le seuil de détection ou la valeur minimale de l'amplitude de vibration à partir de laquelle les individus étaient capables de détecter une simulation différenciée selon les deux directions est de  $1\ \mu\text{m}$ . Ce seuil de détection correspond à un contraste des deux forces d'environ 50 % (Différence en termes de réduction de frottement entre les deux forces). Les résultats sont résumés sur la figure (3.35).

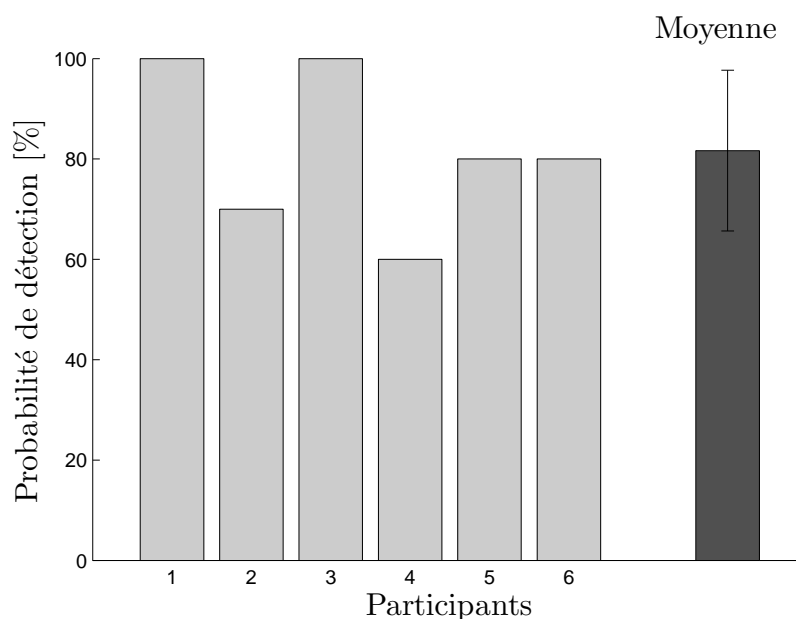


FIGURE 3.35: Résultats du test psychophysique

Les participants ont pu percevoir la force appliquée par l'onde progressive, avec un taux moyen de réussite de 81,66 % et un écart-type de 16 %. Cette expérience a montré que le stimulateur est capable de reproduire deux sensations distinctes. Lorsque le doigt de l'utilisateur explore la surface vibrante, il semble que l'une des directions soit plus glissante comme schématisé sur la figure (3.36) contrairement à l'onde stationnaire.

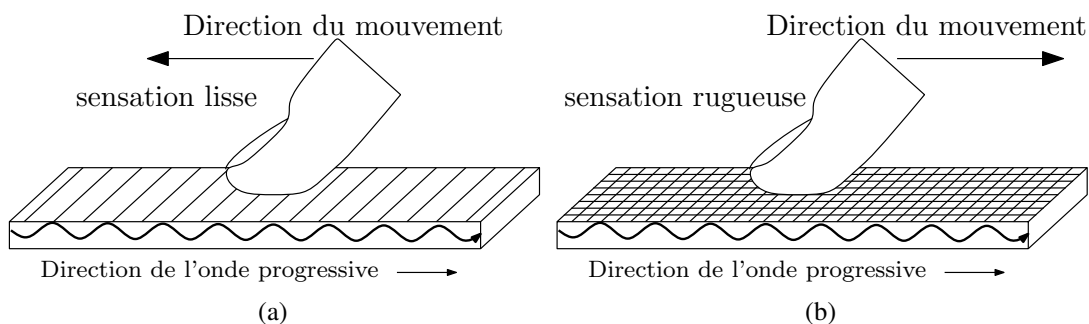


FIGURE 3.36: Principe du contrôle de la sensation perçue par des ondes progressives ultrasoniques

### 3.8.5 Consommation énergétique du système

La consommation énergétique du système en fonction de l'amplitude vibratoire de l'onde progressive générée est présentée dans la figure (3.37). Les deux transducteurs sont commandés au voisinage de leurs résonances afin d'obtenir les conditions optimales de leur fonctionnement en termes de pertes diélectriques, de consommation énergétique, et de durée de vie. Pour différente amplitude de vibration nous avons mesuré sur l'oscilloscope la puissance moyenne pour un régime périodique de courant et de tension des deux transducteurs. Ici, la consommation est très faible, le système actionneurs et poutre nécessite 7 W pour générer une onde progressive de 1  $\mu\text{m}$  d'amplitude de vibration. Par ailleurs les deux actionneurs ont quasiment la même consommation ce qui est une conséquence logique des choix de la fréquence d'excitation qui correspond à leurs résonances communes figure (3.11)

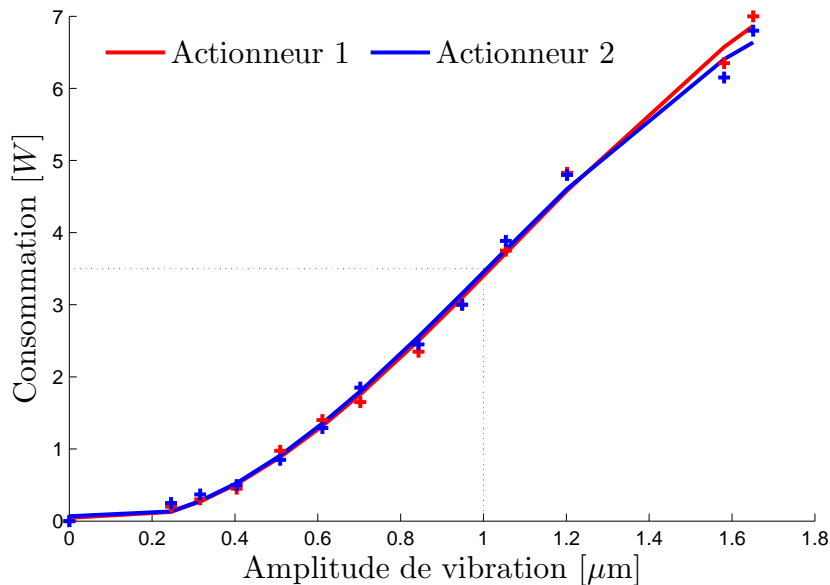


FIGURE 3.37: Consommation énergétique du stimulateur tactile à onde progressive en fonction de l'amplitude de vibration

## 3.9 Discussion

La première caractéristique de l'implémentation des ondes progressives dans les interfaces tactiles à frottement variable est le contraste élevé entre les niveaux de frottement faible et élevé. La moyenne de frottement tangentiel mesuré  $F_{t+}$  et  $F_{t-}$  sur les différents essais expérimentaux à une amplitude de vibration maximale est présentée sur la figure (3.38). Pour une comparaison entre l'effet des ondes progressives et celui des on-

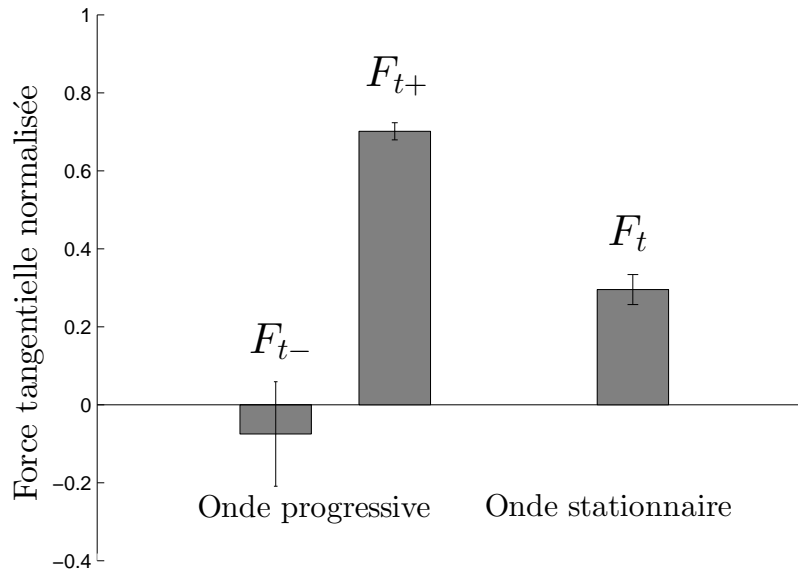


FIGURE 3.38: Comparaison entre l'effet d'une onde progressive et celui d'une onde stationnaire sur les forces de frottement à une amplitude de vibration de  $1.6 \mu\text{m}$

des stationnaires dans les interfaces tactiles, nous avons également mesuré le frottement tangentiel  $F_t$  d'une onde stationnaire dans les mêmes conditions que précédemment et avec le même dispositif expérimental. Avec une onde stationnaire il est possible de réduire le frottement de 70 % à une amplitude de vibration de  $1.6 \mu\text{m}$ , tandis qu'avec une onde progressive, il est possible d'obtenir des frottements nuls, voire même négatifs selon la direction opposée de l'onde. Par ailleurs une réduction de 30 % seulement est mesurée selon la direction de l'onde. En outre, l'onde progressive offre la possibilité de différencier la sensation perçue selon la direction de l'exploration, ceci est représenté sur la même figure (3.38) et confirmé par l'étude psychophysique. Le comportement de la force de frottement  $F_f$  est lié à un frottement de Coulomb avec une composante visqueuse, en raison de sa dépendance de la force normale et la vitesse de l'exploration. La figure (3.39) présente la force de frottement  $F_f$  obtenue précédemment avec une onde progressive et la force tangentielle obtenue avec une onde purement stationnaire. Cette figure montre clairement que la force estimée  $F_f$  pour l'onde progressive est équivalente à la force tangentielle produite par une onde stationnaire pour des conditions de fonctionnement similaires. Il est à noter que les forces de frottement de l'onde stationnaire sont pratiquement équivalentes dans les deux directions, ce qui confirme l'hypothèse des équations (3.12) et (3.13), et confirme également la sensation tactile identique dans deux directions pour une onde stationnaire. En outre, la réduction du frottement atteint

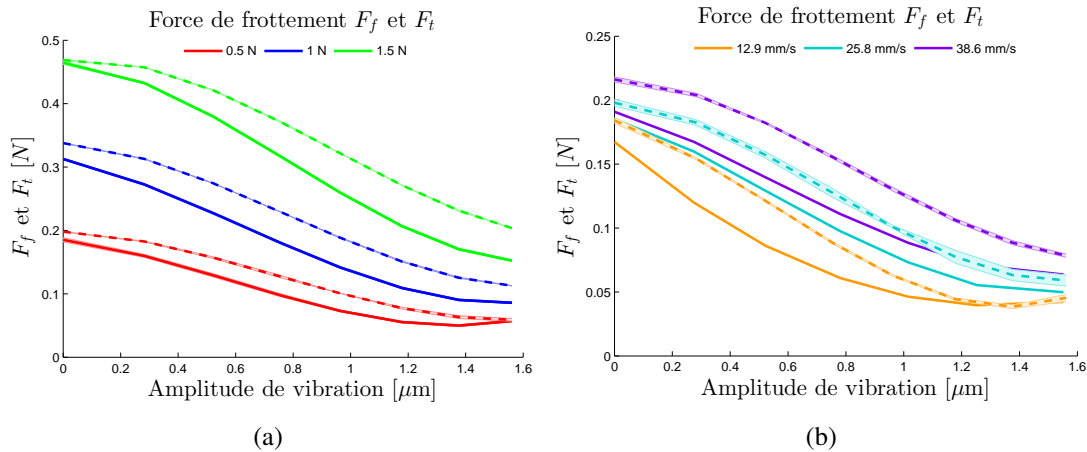


FIGURE 3.39: Comparaison entre les forces tangentielles d'une onde stationnaire (ligne pleine) et les forces de frottement  $F_f$  d'une onde progressive (ligne pointillée) pour différentes conditions de forces normales appliquées (à gauche) et de vitesses (à droite)

une limite de saturation au-dessus de 1,2  $\mu\text{m}$  pour les deux cas. Ces résultats signifient que la force tangentielle dans le cas d'une onde progressive est le résultat de la superposition de deux contributions.

- La force de frottement qui est équivalente à celle produite par une onde stationnaire.
- La force motrice qui est spécifique à l'onde progressive et peut être attribuée au mouvement elliptique à la surface de la poutre.

Cette décomposition en deux phénomènes donne une idée qui pourrait guider la conception des dispositifs tactiles utilisant des ondes progressives. Les paramètres de la conception tels que les matériaux, la géométrie, la longueur d'onde, la fréquence pourraient être exploitées pour promouvoir la force motrice  $F_p$  sur  $F_f$ . Ces points, cependant, nécessitent une recherche plus approfondie.

La figure (3.40) présente une comparaison entre les mesures de frottement de l'onde progressive et stationnaire, cette figure illustre clairement l'impact d'une onde progressive par rapport à une onde stationnaire dans les interfaces à retour tactile. Ce résultat est encourageant ce qui suggère que les ondes progressives peuvent remplacer avec succès les ondes stationnaires dans les interfaces tactiles. De plus l'utilisation des ondes stationnaires exigent certaines conditions sur la longueur d'onde, pour éviter la perception de la rugosité des lignes nodales lors de l'exploration de l'interface par le doigt de l'utilisateur. Ces lignes nodales sont inexistantes pour le cas des ondes progressives.

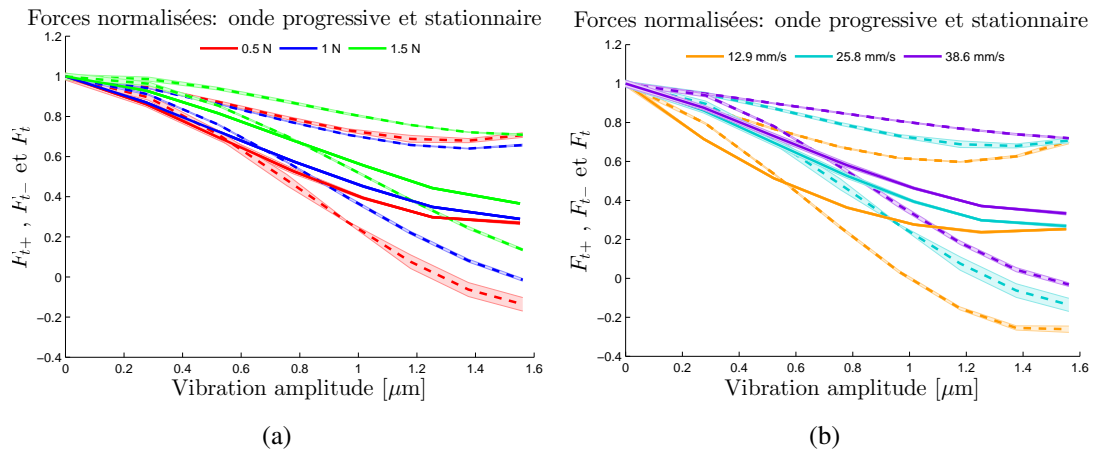


FIGURE 3.40: Comparaison entre les forces tangentielles d'une onde stationnaire  $F_t$  (ligne pleine) et les forces tangentielles d'une onde progressive  $F_{t+}$ ,  $F_{t-}$  (ligne pointillée) pour différentes conditions de forces normales appliquées (à gauche) et des vitesses (à droite)

Dans cette partie nous avons présenté un dispositif à coefficient de frottement variable, basé sur une onde progressive ultrasonique. Les essais ont montré que les mesures de l'onde stationnaire sont comprises entre ceux de l'onde progressive. Le contraste de frottement est plus important dans le cas d'une onde progressive, par rapport à l'onde stationnaire. Par ailleurs, pour une amplitude de vibration extrême, la force tangentielle peut même atteindre une valeur négative et ainsi faire glisser le doigt. Enfin l'influence de la vitesse et la force appliquée ont été étudiées.

### 3.10 Conclusion

L'étude abordée dans ce chapitre s'attache à appliquer l'approche multimodale pour la conception d'interface à retour tactile multi-touch. Nous avons abordé tout d'abord l'application pour le cas d'une dimension pour mettre en évidence les différentes conditions d'excitation des modes de vibration et des actionneurs, telles que la longueur d'onde, la fréquence et la position des actionneurs. L'approche multimodale et le contrôle vectoriel de deux actionneurs ont permis d'imposer des endroits présentant des amplitudes de vibration différentes et donc de différencier l'effet de la réduction de frottement en plusieurs points. L'approche a été validée pour une simulation de deux points fixes sur les différentes sections de la poutre, en utilisant deux modes de vibration différents, excités par deux transducteurs de Langevin. Dans un second temps, un système de suivi pour les deux doigts a été implémenté pour donner une illusion multi-touch en fonction de la position de deux doigts. Une étude psychophysique a montré que les sujets ont pu différencier la réduction du frottement perçue sous les

deux doigts. Les travaux menés sur la poutre ont été ensuite étendus et validés pour le cas d'une plaque. Dans cette dernière deux modes de vibration ont été superposés pour imposer différentes distributions spatiales du déplacement. La position des actionneurs sur des endroits commandables et des capteurs des endroits observables et la fréquence d'excitation choisie ont permis d'imposer le facteur de participation de chaque mode. La dernière partie de ce chapitre a été consacrée à l'implémentation d'une onde progressive ultrasonique dans les interfaces tactiles. L'étude a montré l'effet d'une onde progressive sur le frottement entre le doigt de l'utilisateur et la surface vibrante. Une estimation de la force appliquée par l'onde progressive et la force de frottement a été proposée, sous différentes conditions de pression du doigt et des vitesses d'exploration compatibles avec l'exploration tactile. Les résultats ont confirmé la possibilité d'obtenir une asymétrie des forces selon la direction contrôlée de l'onde progressive. Par conséquent, deux sensations différentes peuvent être perçues selon les deux directions d'exploration.

Ce chapitre permet finalement de concevoir trois types d'interfaces à retour tactile. Ces études ont pu confirmer la modélisation proposée et le comportement des ondes progressives en contact avec le doigt de l'utilisateur.

# Conclusion Générale

Le travail présenté dans ce mémoire est axé sur l'étude de la simulation à retour tactile multitouch et sa mise en œuvre, en vue de l'interaction de plusieurs doigts ou plusieurs utilisateurs simultanément en utilisant l'approche multimodale. Cette approche repose sur la superposition de plusieurs modes de vibration simultanément. En effet, lorsque une structure mécanique est excitée elle peut répondre à une infinité de modes de vibration, chaque mode de vibration est associé à une fréquence propre. Ces modes de vibration ont été utilisés pour obtenir la forme des vibrations nécessaires pour une interaction multi-touch.

Classiquement, l'exploitation des modes propres se situe à la fréquence de résonance pour tirer partie de l'amplification naturelle qui en résulte. Ceci suppose dans le cas de la composition de mode que les différentes parties d'un dispositif aient une fréquence de résonance commune pour les différentes déformées modales impliquées, ou encore, dans les moteurs à ondes progressives d'exploiter des modes dégénérés présent dans certaines géométries présentant des symétries.

Dans ce travail, en revanche, cette condition n'est pas nécessaire, il suffit que les actionneurs utilisés soient en mesure de générer des forces d'intensité suffisante pour imposer les amplitudes nécessaires à chaque mode. En pratique, cette exigence se heurte aux limitations des actionneurs mis en œuvre qui sera d'autant plus sensible que, d'une part un mode aura une fréquence de résonance éloignée de la fréquence d'excitation, et d'autre part, la capacité d'un actionneur à exciter la déformée modale correspondante sera faible. En ce qui concerne le premier point, il est possible de limiter le nombre de modes visés aux modes proches d'un point de vue fréquentiel de la fréquence d'excitation choisie (qui dépend de critères relatifs à l'obtention d'un squeeze film). La seconde exigence a imposé d'étudier le positionnement des actionneurs. Un critère basé sur la commandabilité du dispositif a donc été introduit et mis en œuvre. Le système étant destiné à fonctionner en boucle fermée la question des capteurs a été abordée en utilisant un critère d'observabilité.

Une approche multimodale pour la conception d'interface à retour tactile multitouch est proposée. Cette approche a été validée pour le cas d'une poutre où deux



modes de vibration avec des fréquences de résonance distinctes ont été choisis pour imposer des endroits présentant des amplitudes de vibration différentes. Cela, nous a permis de différencier l'effet de la réduction de frottement en plusieurs points. En effet, le contrôle vectoriel de l'amplitude vibratoire des deux actionneurs piézoélectriques a permis d'exciter et de contrôler deux modes de vibration pour créer deux sensations différentes sous deux doigts. Dans un second temps un système de suivi pour les deux doigts a été implémenté pour donner une illusion multi-touch en fonction de la position des deux doigts. Ici, un ventre de vibration a été fixé sous un doigt simulant l'interface, tandis qu'un nœud de vibration a été imposé sous le second doigt parcourant la dalle vibrante. Une évaluation psychophysique a montré que les participants ont pu différencier la réduction du frottement perçue sous les deux doigts.

Ces travaux ont été ensuite étendus et appliqués pour le cas d'une plaque mince. Dans cette partie, des céramiques piézoélectriques ont été utilisées pour exciter deux modes de vibrations. L'excitation de ces modes à une fréquence proche de leurs résonance, le positionnement des excitateurs sur des endroits commandables et des capteurs des endroits observables ont permis d'imposer le facteur de participation de chaque mode. En effet, à une fréquence d'excitation fixe permettant d'obtenir l'effet squeeze film, il est possible de contrôler les modes de vibration indépendamment pour imposer des différentes déformées modulables.

Ce travail a été enrichi par une commande vectorielle de l'actionneur de Langevin. La modélisation et le contrôle du transducteur dans un repère tournant synchronisé sur la fréquence de la tension d'alimentation a permis de contrôler l'amplitude de vibration de l'actionneur à la résonance ou en dehors de la résonance. Il est également possible de suivre cette résonance, afin d'avoir les meilleures conditions du fonctionnement du transducteur. Ce contrôle a été validé expérimentalement et par des simulations numériques, montrant les bonnes performances de la méthode d'identification suivie.

Le contrôle de l'actionneur et l'approche multimodale ont été également utilisés pour générer et contrôler une onde progressive sur une poutre pour une application à retour tactile. La génération d'onde progressive a pu être résolue dans d'autres travaux, mais en présence de perturbations, ces approches manquent de robustesse. En appliquant l'approche proposée, les tensions d'alimentation des actionneurs sont automatiquement ajustées pour compenser les perturbations et de garantir un taux d'onde stationnaire proche de 1.

Dans ce travail nous avons proposé d'implémenter les ondes progressives dans les interfaces à retour tactile, car l'effet d'une onde stationnaire<sup>4</sup> est limité par une saturation due à la mécanique de contact, et atteindre des niveaux de frottement plus faibles nécessitent de très fortes amplitudes de vibration. Par ailleurs, le doigt de l'utilisateur doit toujours glisser sur la surface vibrante pour ressentir la sensation tactile. Cependant un simulateur à onde progressive plutôt qu'à onde stationnaire peut atteindre des niveaux de frottement négatifs. C'est à dire que le doigt de l'utilisateur est entraîné par une force produite par l'onde progressive même si le doigt en contact avec la surface vibrante reste immobile.

Nous avons montré expérimentalement que la force produite par l'onde progressive a deux contributions superposées. La première est égale à la réduction de la friction produite par une onde stationnaire de même amplitude. Tandis que la deuxième produit une force motrice dans la direction opposée de l'onde progressive. Par conséquent, le contraste de la modulation de la force tangentielle sur le doigt montre que l'une des directions est plus glissante. Ces études ont été confirmées par une étude psycho-physique pour une amplitude de vibration au delà de 1  $\mu\text{m}$ .

Pour conclure, les travaux présentés dans ce manuscrit ouvrent la voie à une approche nouvelle pour la conception d'interface à retour tactile multitouch. En effet, l'exploitation de deux modes de vibration apparait comme une solution prometteuse pour l'interaction multitouch, et potentiellement efficace pour améliorer l'interaction monotouch. Les résultats déjà probants décrits dans ce mémoire pourraient être encore améliorés par une prise en compte de plus de deux modes de vibration ce qui permet d'utiliser plus que deux doigts. Par ailleurs, il est également possible de contrôler des zones avec un nombre fini de modes de vibration. A cette fin, il conviendra tout d'abord d'approfondir les points fondamentaux suivants:

La demi longueur d'onde choisie était supérieure à la largeur de la pulpe du doigt, car notre étude a été limitée à deux modes de vibration. Cependant avec plus de modes de vibration, cette condition peut être rejetée. En outre, le nombre de modes exploités peut servir à déterminer le nombre de doigts à utiliser. Notons également que plus le nombre de modes exploités augmente plus on favorise la possibilité d'obtenir un déterminant de la matrice de la déformée modale non nul, par conséquent des zones de simulation plus larges.

D'autre part, la génération d'onde progressive pourrait tirer avantageusement partie: Les paramètres de la conception d'un simulateur tactile à onde progressive tels que les matériaux, la géométrie, la longueur d'onde et la fréquence pourraient être exploités

---

<sup>4</sup>Un seul mode de vibration excité à sa résonance.

pour promouvoir la force motrice  $F_p$  sur  $F_f$ . Ces points cependant, nécessitent une recherche plus approfondie. Par exemple, il est nécessaire d'augmenter l'épaisseur de la poutre pour favoriser l'effet dans l'axe tangentiel. D'autres part, Minikes dans [199] a montré que l'optimum de la force produite par l'onde progressive peut être obtenu avec des nombres d'onde plus faibles.

Les futurs travaux devraient se concentrer sur la conception de nouveaux simulateurs tactiles à onde progressive sur une surface plus large et avec des excitateurs plus compacts ou intégrés pour avoir une zone et une direction d'exploration plus large. En outre un suivi des doigts de l'utilisateur est nécessaire pour créer des stimuli spatio-temporels. Les ondes progressives peuvent être utilisées pour le transport d'objets à ultrason, en contrôlant l'amplitude et la direction de l'onde progressive, il est possible de contrôler en boucle fermée la vitesse et la direction d'un objet en contact avec le stator (poutre).

Ce travail a permis finalement de concevoir trois types d'interfaces à retour tactile, leurs évaluations psychophysiques ont montré clairement l'intérêt d'exploiter plusieurs modes de vibration pour une simulation à retour tactile.

# Bibliographie

- [1] S. Ghenna, F. Giraud, C. Giraud-Audine, M. Amberg, and B. Lemaire-Semail, “Vector control applied to a Langevin transducer,” in 17th European Conference on Power Electronics and Applications (EPE’15 ECCE-Europe), Geneva 2015, pp. 1–9.
- [2] S. Ghenna, F. Giraud, C. Giraud-Audine, M. Amberg, and B. Lemaire-Semail, “Modelling and control of a travelling wave in a finite beam, using multi-modal approach and vector control method,” in Frequency Control Symposium the European Frequency and Time Forum (FCS), Conference of the IEEE International, Denver 2015, pp. 509–514.
- [3] S. Ghenna, F. Giraud, C. Giraud-Audine, M. Amberg, and B. Lemaire-Semail, “Modelling, identification and control of a Langevin transducer,” in 2015 IEEE International Workshop of Electronics, Control, Measurement, Signals and their Application to Mechatronics (ECMSM), Leberec 2015, pp. 1–6.
- [4] S. Ghenna and E. Vezzoli, “Friction Modulation by Ultrasonic Travelling Wave,” in Journées des Jeunes Chercheurs en Génie Électrique, Cherbourg 2015, pp. 1–6
- [5] S. Ghenna, C. Giraud-Audine, F. Giraud, M. Amberg, and B. Lemaire-Semail, “Modal Superimposition for Multi-fingers Variable Friction Tactile Device,” in Haptics: Perception, Devices, Control, and Applications, F. Bello, H. Kajimoto, and Y. Visell, Eds. Springer International Publishing, 2016, pp. 521–530.
- [6] S. Ghenna, F. Giraud, C. Giraud-Audine, M. Amberg, and B. Lemaire-Semail, “Preliminary design of a multi-touch ultrasonic tactile stimulator,” in 2015 IEEE World Haptics Conference (WHC), Chicago, 2015, pp. 31–36.
- [7] S. Ghenna, E. Vezzoli, C. Giraud-Audine, F. Giraud, M. Amberg, and B. Lemaire-Semail, “Enhancing Variable Friction Tactile Display using an ultrasonic travelling wave,” IEEE Transactions on Haptics, vol. PP, no. 99, 2016.
- [8] D. Saffer, Designing Gestural Interfaces: Touchscreens and Interactive Devices. O’Reilly Media, Inc, 2008.

- [9] N. Mehta, *A Flexible Machine Interface*, M.A.Sc. Department of Electrical Engineering, University of Toronto, 1982
- [10] K. Kin, M. Agrawala, and T. DeRose, "Determining the Benefits of Direct-touch, Bimanual, and Multifinger Input on a Multitouch Workstation," in *Proceedings of Graphics Interface 2009*, Toronto, Ont., Canada, Canada, 2009, pp. 119–124.
- [11] B. Banter. Touch screens and touch surfaces are enriched by haptic force-feedback. *Information Display*, pages 26–30, 2010.
- [12] Z. Dai, "Actionneurs piézo-électriques dans des interfaces homme-machine à retour d'effort," thèse de doctorat Université Lille 1, 2009.
- [13] T. ZENG, "Conception et Contrôle d'un périphérique dédié à la simulation couplée kinesthésique et tactile," thèse de doctorat Université Lille 1, 2012.
- [14] A. B. Vallbo and R. S. Johansson, "Properties of cutaneous mechanoreceptors in the human hand related to touch sensation ", *Human Neurobiol.*, vol. 3, pp. 3-14, 1984
- [15] D. T. V. Pawluk and R. D. Howe, "A Holistic Model of Human Touch," in *Computational Neuroscience*, J. M. Bower, Ed. Springer US, 1997, pp. 759–764.
- [16] K.O. Johnson and SS Hsiao, "Neural mechanisms of tactual form and texture perception". *Annual Review of Neuroscience*, 15:227–50, 1992.
- [17] K.A. Kaczmarek, J. G. Webster, P. Bach-Y-Rita and W.J. Tompkins, "Electrotactile and vibrotactile displays for sensory substitution systems", *IEEE Transactions on Biomedical Engineering*, vol. 38, no. 1, pp. 1-16, 1991
- [18] C. Lucarotti, C. M. Oddo, N. Vitiello, and M. C. Carrozza, "Synthetic and Bio-Artificial Tactile Sensing: A Review," *Sensors*, vol. 13, no. 2, pp. 1435–1466, Jan. 2013.
- [19] Kern, T.A., *Engineering Haptic Devices. A Beginner's Guide for Engineers*, Berlin: Springer-Verlag, pp. 49-51,2009.
- [20] H. Iwata, H. Yano, F. Nakaizumi, and R. Kawamura, "Project FEELEX: Adding Haptic Surface to Graphics," in *Proceedings of the 28th Annual Conference on Computer Graphics and Interactive Techniques*, New York, NY, USA, 2001, pp. 469–476.

- [21] J.-H. Lee, I.-S. Ahn, and J.-O. Park, "Design and implementation of tactile feedback device using electromagnetic type," in 1999 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, 1999. IROS '99. Proceedings, 1999, vol. 3, pp. 1549–1554 vol.3.
- [22] M. Shinohara, Y. Shimizu, and A. Mochizuki, "Three-dimensional tactile display for the blind," *IEEE Transactions on Rehabilitation Engineering*, vol. 6, no. 3, pp. 249–256, Sep. 1998.
- [23] C. R. Wagner, S. J. Lederman, and R. D. Howe, "A tactile shape display using RC servomotors," in 10th Symposium on Haptic Interfaces for Virtual Environment and Teleoperator Systems, 2002. HAPTICS 2002. Proceedings, 2002, pp. 354–355.
- [24] M. Benali-Khoudja, M. Hafez, and A. Kheddar, "VITAL: An electromagnetic integrated tactile display," *Displays*, vol. 28, no. 3, pp. 133–144, Jul. 2007.
- [25] P. M. Taylor, A. Moser, and A. Creed, "The design and control of a tactile display based on shape memory alloys," in 1997/012), *IEE Colloquium on Developments in Tactile Displays (Digest No, 1997, pp. 1/1–1/4*
- [26] P. S. Wellman, W. J. Peine, G. Favalora, and R. D. Howe, "Mechanical design and control of a high-bandwidth shape memory alloy tactile display," in *Experimental Robotics V*, A. Casals and A. T. de Almeida, Eds. Springer Berlin Heidelberg, 1998, pp. 56–66.
- [27] R. Velazquez, E. E. Pissaloux, and M. Wiertelowski, "A compact tactile display for the blind with shape memory alloys," in *Proceedings 2006 IEEE International Conference on Robotics and Automation, 2006. ICRA 2006, 2006, pp. 3905–3910.*
- [28] M. Nakatani, H. Kajimoto, D. Sekiguchi, N. Kawakami, S. Taohi, "3D Form Display with Shape Memory Alloy," in *Proc. of 13th International Conference on Artificial reality and Telexistence (ICAT), Tokyo, pp. 179-184, December 2003.*
- [29] M. Nakatani, H. Kajimoto, K. Vlack, D. Sekiguchi, N. Kawakami, and S. Tachi, "Control Method for a 3D Form Display with Coil-type Shape Memory Alloy," in *Proceedings of the 2005 IEEE International Conference on Robotics and Automation, 2005. ICRA 2005, 2005, pp. 1332–1337.*
- [30] N. Louam, "Les fluides rhéologiques intelligents et leurs applications énergétiques et technico-industrielles," *Revue des Energies Renouvelables Vol. 16 N 4 (2013)* 641 – 656

- [31] G. L. Kenaley and M. R. Cutkosky, "Electrorheological fluid-based robotic fingers with tactile sensing," in , 1989 IEEE International Conference on Robotics and Automation, 1989. Proceedings, 1989, pp. 132–136 vol.1.
- [32] D. Wood, "Editorial Tactile displays: present and future," *Displays*, vol. 18, no. 3, pp. 125–128, May 1998.
- [33] G. J. Monkman, "An Electrorheological Tactile Display," *Presence: Teleoperators and Virtual Environments*, vol. 1, no. 2, pp. 219–228, Jan. 1992.
- [34] P. M. Taylor, D. M. Pollet, A. Hosseini-Sianaki, and C. J. Varley, "Advances in an electrorheological fluid based tactile array," *Displays*, vol. 18, no. 3, pp. 135–141, May 1998.
- [35] Y. Liu, R. Davidson, and P. Taylor, "Touch sensitive electrorheological fluid based tactile display," *Smart Mater. Struct.*, vol. 14, no. 6, p. 1563, 2005.
- [36] K. Fujita and H. Ohmori, A new Softness Display Interface by Dynamic Fingertip Contact Area Control, in *proc. 5th World Multiconference on Systemics, Cybernetics and Informatics*, pp.78-82, 2001
- [37] T. Kitazawa, F. Kimura, and A. Yamamoto, "Multi-digit Softness: Development of a Tactile Display to Render Softness Feeling on Multiple Fingers," in *Haptics: Neuroscience, Devices, Modeling, and Applications*, M. Auvray and C. Duriez, Eds. Springer Berlin Heidelberg, 2014, pp. 215–222.
- [38] G. Moy, C. Wagner, and R. S. Fearing, "A compliant tactile display for teletaction," in *IEEE International Conference on Robotics and Automation, 2000. Proceedings. ICRA '00, 2000*, vol. 4, pp. 3409–3415 vol.4.
- [39] N. Asamura, N. Yokoyama, and H. Shinoda, "Selectively stimulating skin receptors for tactile display," *IEEE Computer Graphics and Applications*, vol. 18, no. 6, pp. 32–37, Nov. 1998.
- [40] E. P. Scilingo, N. Sgambelluri, G. Tonietti, and A. Bicchi, "Integrating Two Haptic devices for Performance Enhancement," in *Second Joint EuroHaptics Conference and Symposium on Haptic Interfaces for Virtual Environment and Teleoperator Systems (WHC'07)*, 2007, pp. 139–144.
- [41] V. Hayward, M. Cruz-Hernandez, Tactile Display Device Using Distributed Lateral Skin Stretch. *Proc. of the Haptic Interfaces for Virtual Environment and Teleoperator Systems Symposium, ASME IMECE2000, Orlando, Florida, USA. Proc. ASME Vol. DSC-69-2*, pp. 1309-1314, 2000.

- [42] C. L. van Doren, D. G. Pelli, and R. T. Verrillo, "A device for measuring tactile spatiotemporal sensitivity," *Acoustical Society of America Journal*, vol. 81, pp. 1906–1916, Jun. 1987.
- [43] N. Miki, Y. Kosemura, J. Watanabe, and H. Ishikawa, "MEMS tactile display: from fabrication to characterization," 2014, vol. 8975, pp. 897506–897506–8.
- [44] D. Overholt, "The MATRIX: A Novel Controller for Musical Expression," in *Proceedings of the 2001 Conference on New Interfaces for Musical Expression*, Singapore, Singapore, 2001, pp. 1–4.
- [45] D. Overholt, "New Musical Mappings for the MATRIX Interface," in *In Proc. of ICMC 2002*.
- [46] Mallinckrodt, E., A. Hughes, and W. Sleator, *Perception by the Skin of Electrically Induced Vibrations*. Science, 1953. 118(3062): pp. 277-278.
- [47] K. A. Kaczmarek K. Nammi, A. K. Agarwal, M. E. Tyler, S. J. Haase, et D. J. Beebe, "Polarity effect in electrovibration for tactile display", *IEEE Trans. Biomed. Eng.*, vol. 53, no 10, pp. 2047-2054, oct. 2006.
- [48] R. M. Strong and D. E. Troxel, "An Electrotactile Display," *IEEE Transactions on Man-Machine Systems*, vol. 11, no. 1, pp. 72–79, Mar. 1970.
- [49] K. Kaczmarek, "Electrotactile Display of Computer Graphics for Blind," PhD, University of Wisconsin Madison, Madison, WI, United States, 2004.
- [50] A. Yamamoto, S. Nagasawa, H. Yamamoto, and T. Higuchi, "Electrostatic tactile display with thin film slider and its application to tactile telepresentation systems," *IEEE Transactions on Visualization and Computer Graphics*, vol. 12, no. 2, pp. 168–177, Mar. 2006.
- [51] O. Bau , I. Poupyrev , A. Israr and C. Harrison, "TeslaTouch: Electro vibration for touch surfaces", *Proc. User Interface Software and Technology*, pp. 283-292, 2010.
- [52] Z. Radivojevic et al., "Electrotactile Touch Surface by Using Transparent Graphene," in *Proceedings of the 2012 Virtual Reality International Conference*, New York, NY, USA, 2012, pp. 16:1–16:3.
- [53] D. Wijekoon, M. Cecchinato, E. Hoggan, and J. Linjama, "Electrostatic modulated friction as tactile feedback: Intensity perception," in *Proceedings of Eurohaptics 2012*, pp. 613-624, Springer, 2012.



- [54] H. Tang and D. J. Beebe, "A microfabricated electrostatic haptic display for persons with visual impairments," *IEEE Transactions on Rehabilitation Engineering*, vol. 6, no. 3, pp. 241–248, Sep. 1998.
- [55] M. Takasaki, T. Nara, S. Tachi, and T. Higuchi, "A surface acoustic wave tactile display with friction control," in *The 14th IEEE International Conference on Micro Electro Mechanical Systems, 2001. MEMS 2001, 2001*, pp. 240–243.
- [56] H. Kotani, M. Takasaki, and T. Mizuno, "Surface Acoustic Wave Tactile Display using a Large Size Glass Transducer," in *International Conference on Mechatronics and Automation, 2007. ICMA 2007, 2007*, pp. 198–203.
- [57] M. Takasaki, H. Kotani, T. Mizuno, and T. Nara, "Transparent surface acoustic wave tactile display," in *2005 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, 2005. (IROS 2005), 2005*, pp. 3354–3359.
- [58] M. Takasaki, H. Kotani, T. Mizuno, and T. Nara, "Two-dimensional Active Type Surface Acoustic Wave Tactile Display On a Computer Screen," in *2006 14th Symposium on Haptic Interfaces for Virtual Environment and Teleoperator Systems, 2006*, pp. 49–54
- [59] M. Takasaki, T. Sakurada, H. Kotani and T. Mizuno, "A Surface Acoustic Wave Tactile Display on Phantom," *Proc. 15th International Conference on Artificial Reality and Telexistence*, p.279, 2005.
- [60] M. Takasaki, H. Kotani, R. Tamon, and T. Mizuno, "Tactile mouse using friction control," in *2010 IEEE Haptics Symposium, 2010*, pp. 313–316.
- [61] M. Takasaki, T. Nara, and T. Mizuno, "A progressive SAW tactile display on a PC mouse button," in *11th IEEE International Workshop on Robot and Human Interactive Communication, 2002. Proceedings, 2002*, pp. 11–16.
- [62] M. Takasaki, R. Tamon, H. Kotani, and T. Mizuno, "Pen tablet type surface acoustic wave tactile display combined with Phantom," in *IEEE International Conference on Robotics and Biomimetics, 2008. ROBIO 2008, 2009*, pp. 671–675
- [63] T. Watanabe and S. Fukui, "A method for controlling tactile sensation of surface roughness using ultrasonic vibration," in *1995 IEEE International Conference on Robotics and Automation, 1995. Proceedings, 1995*, vol. 1, pp. 1134–1139 vol.1.
- [64] E. Vezzoli, W. B. Messaoud, C. Nadal, F. Giraud, M. Amberg, B. Lemaire-Semail, and M.-A. Bueno, "Couplage vibration ultrasonique et électro-vibration pour la

- stimulation tactile,” presented at the Symposium de Génie Electrique - SGE 2014, 2014.
- [65] E. Vezzoli, “Tactile device friction control and texture recognition,” thèse de doctorat, Université Lille 1, Sept 2016.
- [66] L. Winfield, J. Glassmire, J. E. Colgate, and M. Peshkin, “T-PaD: Tactile Pattern Display through Variable Friction Reduction,” in EuroHaptics Conference, 2007 and Symposium on Haptic Interfaces for Virtual Environment and Teleoperator Systems. World Haptics 2007. Second Joint, 2007, pp. 421–426.
- [67] M. Biet, F. Giraud, F. Martinot, and B. Semail, “A piezoelectric tactile display using travelling Lamb wave,” in Proc. Eurohaptics, July 2006, pp. 567–570.
- [68] M. Biet, F. Giraud, and B. Lemaire-Semail, “Squeeze film effect for the design of an ultrasonic tactile plate,” IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control, vol. 54, no. 12, pp. 2678–2688, Dec. 2007.
- [69] M. Biet, G. Casiez, F. Giraud, and B. Lemaire-Semail, “Discrimination of Virtual Square Gratings by Dynamic Touch on Friction Based Tactile Displays,” in symposium on Haptic interfaces for virtual environment and teleoperator systems, 2008. haptics 2008, 2008, pp. 41–48.
- [70] M. Biet, F. Giraud, and B. Lemaire-Semail. Implementation of tactile feedback by modifying the perceived friction. The European Physical Journal Applied Physics, 43:123–135, May 2008
- [71] F. Giraud, M. Amberg, B. Lemaire-Semail, and G. Casiez, “Design of a transparent tactile stimulator,” in 2012 IEEE Haptics Symposium (HAPTICS), 2012, pp. 485–489.
- [72] Y. Yang, Design and control of an integrated haptic interface for touch screen applications. Thèse de doctorat, université Lille 1, 2013.
- [73] M. Amberg, F. Giraud, B. Semail, P. Olivo, G. Casiez, and N. Roussel, “STIM-TAC: A Tactile Input Device with Programmable Friction,” in Proceedings of the 24th Annual ACM Symposium Adjunct on User Interface Software and Technology, New York, NY, USA, 2011, pp. 7–8.
- [74] J. Mullenbach, C. Shultz, J. E. Colgate, and A. M. Piper, “Exploring Affective Communication Through Variable-friction Surface Haptics,” in Proceedings of the SIGCHI Conference on Human Factors in Computing Systems, New York, NY, USA, 2014, pp. 3963–3972.

- [75] J. Mullenbach, C. Shultz, A. M. Piper, M. Peshkin, and J. E. Colgate, "Surface Haptic Interactions with a TPad Tablet," in Proceedings of the Adjunct Publication of the 26th Annual ACM Symposium on User Interface Software and Technology, New York, NY, USA, 2013, pp. 7–8.
- [76] J. Mullenbach, M. Jastram, C. Shultz, M. A. Peshkin, and J. E. Colgate, "[D98] TPad watch," in 2014 IEEE Haptics Symposium (HAPTICS), 2014, pp. 1–1.
- [77] Y. Ochiai, T. Hoshi, J. Rekimoto, and M. Takasaki, "Diminished Haptics: Towards Digital Transformation of Real World Textures," in Haptics: Neuroscience, Devices, Modeling, and Applications, M. Auvray and C. Duriez, Eds. Springer Berlin Heidelberg, 2014, pp. 409–417.
- [78] W. B. Messaoud, M. Amberg, B. Lemaire-Semail, F. Giraud, and M. A. Bueno, "High fidelity closed loop controlled friction in SMARTTAC tactile stimulator," in 2015 17th European Conference on Power Electronics and Applications (EPE'15 ECCE-Europe), 2015, pp. 1–9.
- [79] M. Wiertelwski, J. Lozada, and V. Hayward, "The Spatial Spectrum of Tangential Skin Displacement Can Encode Tactual Texture," IEEE Transactions on Robotics, vol. 27, no. 3, pp. 461–472, Jun. 2011.
- [80] M. Wiertelwski, J. Lozada, E. Pissaloux, and V. Hayward, "Causality Inversion in the Reproduction of Roughness," in Haptics: Generating and Perceiving Tangible Sensations, A. M. L. Kappers, J. B. F. van Erp, W. M. B. Tiest, and F. C. T. van der Helm, Eds. Springer Berlin Heidelberg, 2010, pp. 17–24.
- [81] Y. Haga, W. Makishi, K. Iwami, K. Totsu, K. Nakamura, and M. Esashi, "Dynamic Braille display using SMA coil actuator and magnetic latch," Sensors and Actuators A: Physical, vol. 119, no. 2, pp. 316–322, Apr. 2005.
- [82] P. M. Taylor, D. M. Pollet, A. Hosseini-Sianaki, and C. J. Varley, "Advances in an electrorheological fluid based tactile array," Displays, vol. 18, no. 3, pp. 135–141, May 1998.
- [83] H. Haga, K. Yoshinaga, J. Yanase, D. Sugimoto, K. Takatori, and H. Asada, "Electrostatic Tactile Display Using Beat Phenomenon of Voltage Waveforms," SID Symposium Digest of Technical Papers, vol. 45, no. 1, pp. 623–626, Jun. 2014.
- [84] T. Nakamura and A. Yamamoto, "Multi-finger electrostatic passive haptic feedback on a visual display," in World Haptics Conference (WHC), 2013, 2013, pp. 37–42.

- [85] T. Nakamura and A. Yamamoto, "Multi-finger surface visuo-haptic rendering using electrostatic stimulation with force-direction sensing gloves," in 2014 IEEE Haptics Symposium (HAPTICS), 2014, pp. 489–491.
- [86] C. Hudin, J. Lozada, and V. Hayward, "Localized tactile stimulation by time-reversal of flexural waves: Case study with a thin sheet of glass," in World Haptics Conference (WHC), 2013, 2013, pp. 67–72.
- [87] C. Hudin, J. Lozada, M. Wiertelwski, and V. Hayward, "Tradeoffs in the Application of Time-Reversed Acoustics to Tactile Stimulation," in Haptics: Perception, Devices, Mobility, and Communication, P. Isokoski and J. Springare, Eds. Springer Berlin Heidelberg, 2012, pp. 218–226.
- [88] C. Hudin, J. Lozada, and V. Hayward, "Spatial, temporal, and thermal contributions to focusing contrast by time reversal in a cavity," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 333, no. 6, pp. 1818–1832, Mar. 2014
- [89] V. Miruchna, R. Walter, D. Lindlbauer, M. Lehmann, R. von Klitzing, and J. Muller, "GelTouch: Localized Tactile Feedback Through Thin, Programmable Gel," in Proceedings of the 28th Annual ACM Symposium on User Interface Software and Technology, New York, NY, USA, 2015, pp. 3–10.
- [90] Y. Jansen, T. Karrer, and J. Borchers, "MudPad: Tactile Feedback and Haptic Texture Overlay for Touch Surfaces," in ACM International Conference on Interactive Tabletops and Surfaces, New York, NY, USA, 2010, pp. 11–14.
- [91] C.-H. Lee and M.-G. Jang, "Virtual surface characteristics of a tactile display using magneto-rheological fluids," *Sensors (Basel)*, vol. 11, no. 3, pp. 2845–2856, 2011.
- [92] D. W. Olson, S. F. Wolf, and J. M. Hook, "The Tacoma Narrows Bridge collapse," *Physics Today*, vol. 68, no. 11, pp. 64–65, Nov. 2015.
- [93] T. Sashida and T. Kenjo, *An Introduction to Ultrasonic Motors*. Clarendon Press, 1993.
- [94] A. Kumada, "A Piezoelectric Ultrasonic Motor," *Japanese Journal of Applied Physics*, vol. 24, no. S2, p. 739, Jan. 1985.
- [95] N. Hoshi and A. Kawamura, "Analysis of primary-on-slider type piezoelectric actuator and the application to two-degree-of-motion freedom plane actuator," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 43, no. 1, pp. 192–199, Feb. 1996.

- [96] A. Ferreira, P. Minotti, and P. L. Moal, "New multi-degree of freedom piezoelectric micromotors for micromanipulator applications," in , 1995 IEEE Ultrasonics Symposium, 1995. Proceedings, 1995, vol. 1, pp. 417–422 vol.1
- [97] M. Budinger, J. F. Rouchon, and B. Nogarede, "Analytical modeling for the design of a piezoelectric rotating-mode motor," *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, vol. 9, no. 1, pp. 1–9, Mar. 2004.
- [98] M. Aoyagi and Y. Tomikawa, "Ultrasonic Rotary Motor Using Longitudinal and Bending Multimode Vibrator with Mode Coupling Caused by External Additional Asymmetry," *Japanese Journal of Applied Physics*, vol. 32, no. Part 1, No. 9B, pp. 4190–4193, Sep. 1993.
- [99] T. Takano, Y. Tomikawa, M. Yaginuma, and T. Ogasawara, "A linearly moving ultrasonic motor using a longitudinal and bending multi-mode vibrator," in , *IEEE 7th International Symposium on Applications of Ferroelectrics*, 1990, 1990, pp. 521–524.
- [100] T. Mashimo and S. Toyama, "Rotary-linear piezoelectric microactuator with a cubic stator of side length 3.5 mm," *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control*, vol. 57, no. 8, pp. 1825–1830, Aug. 2010.
- [101] T. Mashimo and S. Toyama, "Rotary-linear piezoelectric actuator using a single stator," *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control*, vol. 56, no. 1, pp. 114–120, Jan. 2009.
- [102] L. Petit, *Nouvelles structures de moteurs piézoélectriques : conception, réalisation et caractérisation. Thèse de doctorat, Lyon, INSA, 1996.*
- [103] Amedin C.K. ; Atalla N. ; Sgrad F. "Méthodes de simulation temporelles pour résoudre des problématiques de bruit et vibrations," *Revue de littérature. Etudes et recherches. Rapport R-806*, 2014.
- [104] C. Nadal, C. Giraud-Audine, F. Giraud, M. Amberg, and B. Lemaire-Semail, "Modelling of a beam excited by piezoelectric actuators in view of tactile applications," *Mathematics and Computers in Simulation*, 2015
- [105] R. B. Bhat, "Natural frequencies of rectangular plates using characteristic orthogonal polynomials in rayleigh-ritz method," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 102, no. 4, pp. 493–499, Oct. 1985.

- [106] M. V. Quintana and L. G. Nallim, "A variational approach to free vibration analysis of shear deformable polygonal plates with variable thickness," *Applied Acoustics*, vol. 71, no. 5, pp. 393–401, May 2010.
- [107] D. J. Gorman and W. Ding, "The superposition-galerkin method for free vibration analysis of rectangular plates," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 194, no. 2, pp. 187–198, Jul. 1996.
- [108] D. E. Beskos, *Boundary Element Analysis of Plates and Shells*. Springer Science and Business Media, 2012.
- [109] S. Timoshenko and S. Woinowsky-Krieger, *Theory of Plates and Shells*, 2 edition. New York, Mcgraw-Hill College, 1959.
- [110] S. Kukla, "Application of Green's function in free vibration analysis of a system of line connected rectangular plates," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 217, no. 1, pp. 1–15, Oct. 1998.
- [111] K. F. Graff, *Wave Motion in Elastic Solids*. Dover Publications, 1975.
- [112] D. H. Hodges and G. A. Pierce, *Introduction to Structural Dynamics and Aeroelasticity*. Cambridge University Press, 2011
- [113] A. W. Leissa, "The free vibration of rectangular plates," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 31, no. 3, pp. 257–293, Dec. 1973.
- [114] L. SHUYU, "study on the flexural vibration of rectangular thin plates with free boundary conditions," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 239, no. 5, pp. 1063–1071, Feb. 2001
- [115] P. Hagedorn and A. DasGupta, *Vibrations and Waves in Continuous Mechanical Systems*, 1 edition. Chichester: Wiley, 2007.
- [116] M. Abu-Hilal, "Forced vibration of Euler–Bernoulli beams by means of dynamic Green functions," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 267, no. 2, pp. 191–207, Oct. 2003.
- [117] M. Brissaud, *Matériaux piézoélectriques: caractérisation, modélisation et vibration*. PPUR presses polytechniques, 2007.
- [118] C. W. de Silva, *Vibration: Fundamentals and Practice, Second Edition*. CRC Press, 2006.

- [119] V. Gupta, M. Sharma, and N. Thakur, "Optimization Criteria for Optimal Placement of Piezoelectric Sensors and Actuators on a Smart Structure: A Technical Review," *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, vol. 21, no. 12, pp. 1227–1243, 2010.
- [120] A. Hac and L. Liu, "Sensor And Actuator Location In Motion Control Of Flexible Structures," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 167, no. 2, pp. 239–261, Oct. 1993.
- [121] S. Leleu, H. Abou-Kandil, and Y. Bonnassieux, "Piezoelectric actuators and sensors location for active control of flexible structures," *IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement*, vol. 50, no. 6, pp. 1577–1582, Dec. 2001.
- [122] M. Trajkov, T. Nestorović, "Optimal placement of piezoelectric actuators and sensors for smart structures." 15th Int. Conf. on Experimental Mechanics, Porto, 2012.
- [123] T. Sashida and T. Kenjo, *An Introduction to Ultrasonic Motors*. Clarendon Press, 1993..
- [124] Y. Ting, J. M. Yang, C. C. Li, C. C. Yang, and Y. C. Shao, "P3P-6 Modeling and Design of a Linear Actuator by Langevin Vibrators," in *IEEE Ultrasonics Symposium*, 2006, 2006, pp. 2337–2340
- [125] D. Mayer, H. Atzrodt, S. Herold, and M. Thomaier, "An Approach for the Model Based Monitoring of Piezoelectric Actuators," *Comput. Struct.*, vol. 86, no. 3–5, pp. 314–321, Feb. 2008.
- [126] M. Goldfarb and N. Celanovic, "A Lumped Parameter Electromechanical Model for Describing the Nonlinear Behavior of Piezoelectric Actuators," *J. Dyn. Sys., Meas., Control*, vol. 119, no. 3, pp. 478–485, Sep. 1997.
- [127] K.-T. Chang, "Effects of impulse forces on electrical characteristics of bolt-clamped Langevin ultrasonic transducer," in *IEEE International Conference on Industrial Technology*, 2005. ICIT 2005, 2005, pp. 893–898
- [128] B. Fu, T. Li, and Y. Xie, "Model-Based Diagnosis for Pre-Stress of Langevin Transducers," in *IEEE Circuits and Systems International Conference on Testing and Diagnosis*, 2009. ICTD 2009, 2009, pp. 1–4.
- [129] D. Samah, P. T. Sinaptec, and J.-F. Rouchon, "Influence of cavitation on ultrasonic piezoelectric transducers impedance: Modelling and experimentation," in

- 2013 IEEE 11th International Workshop of Electronics, Control, Measurement, Signals and their application to Mechatronics (ECMSM), 2013, pp. 1–6.
- [130] E. Moreno, P. Acevedo, M. Fuentes, A. Sotomayor, L. Borroto, M. E. Villafuerte, and L. Leija, “Design and construction of a bolt-clamped Langevin transducer,” in 2005 2nd International Conference on Electrical and Electronics Engineering, 2005, pp. 393–395.
- [131] C. Giraud-Audine, Contribution à la modélisation analytique d’actionneurs piézoélectriques en vue de leur conception et dimensionnement. Toulouse, INPT, 1998.
- [132] P. Vasiljev, D. Mazeika, and S. Borodinas, “Minimizing heat generation in a piezoelectric Langevin transducer,” in Ultrasonics Symposium (IUS), 2012 IEEE International, 2012, pp. 2714–2717.
- [133] B. Fu, T. Li, and T. Hemsell, “Multiobjective Optimal Design of Symmetrical Langevin Transducers,” in International Joint Conference on Computational Sciences and Optimization, 2009. CSO 2009, 2009, vol. 2, pp. 1017–1020.
- [134] J. A. Gallego Juárez, “Macrosonics: Phenomena, transducers and applications, Forum Acusticum Sevilla 2002, Seville, Spain, 16–20 September 2002.
- [135] B. Fu, Piezoelectric Actuator Design via Multi-objective. Optimization Methods, Heinz Nixdorf Institute, Paderborn, 2005
- [136] A. Iula, N. Lamberti, R. Carotenuto, and M. Pappalardo, “A 3-D model of the classical Langevin transducer,” in , 1997 IEEE Ultrasonics Symposium, 1997. Proceedings, 1997, vol. 2, pp. 987–990 vol.2
- [137] B. Nogarède and D. V. D. Bossche, Électrodynamique appliquée: Bases et principes physiques de l’électrotechnique. Dunod, 2005.
- [138] F. Pigache, F. Giraud, and B. Lemaire-Semail, “Modelling and identification of a planar standing wave ultrasonic motor,” European Physical Journal: Applied Physics, vol. 34, no. 1, pp. 55–65, 2006.
- [139] F. Bo, L. Chao, Z. Jianming, H. Zhenwei, and H. Tobias, “Modeling of Piezoelectric Langevin Transducers by Using Mixed Transfer Matrix Methods,” Journal of the Korean Physical Society, vol. 57, no. 41, p. 929, Oct. 2010.



- [140] Yeong Chin Chen, Langevin Type Piezoelectric Transducer with Different Mass Loading on Both Ends, Department of Electronics Engineering and Computer Science, Tung-Fang Institute of Technology.
- [141] B. Nogarede , “Moteurs piézoélectriques”, *Techniques de l’ingénieur*, vol. D3765, p. 1-20, 1996.
- [142] W. Ben Messaoud, F. Giraud, B. Semail, M. Amberg, and M. A. Bueno, “Amplitude control of an ultra-sonic vibration for a tactile stimulator,” *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, vol. 21, no. 3, pp. 1692–1701, Jun. 2016.
- [143] D. Guyomar, N. Aurelle, C. Richard, P. Gonnard, and L. Eyraud, “Nonlinearities in Langevin transducers,” in , 1994 IEEE Ultrasonics Symposium, 1994. Proceedings, 1994, vol. 2, pp. 925–928 vol.2.
- [144] D. Guyomar, B. Ducharne, and G. Sebald, “High nonlinearities in Langevin transducer: A comprehensive model,” *Ultrasonics*, vol. 51, no. 8, pp. 1006–1013, Dec. 2011.
- [145] A. Saleem, M. Salah, N. Ahmad, and V. Silberschmidt, “Control of ultrasonic transducers for machining applications,” in 2013 9th International Symposium on Mechatronics and its Applications (ISMA), 2013, pp. 1–5.
- [146] Y. Maruyama, M. Takasaki, and T. Mizuno, “Resonance Frequency Tracing System for Langevin Type Ultrasonic Transducers,” in *Mechatronic Systems Simulation Modeling and Control*, A. M. D. Di Paola and G. Cicirelli, Eds. InTech, 2010.
- [147] S. Hayashi, “On the tracking of resonance and antiresonance of a piezoelectric resonator,” *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control*, vol. 38, no. 3, pp. 231–236, May 1991.
- [148] S. Hayashi, “On the tracking of resonance and antiresonance of a piezoelectric resonator. II. Accurate models of the phase locked loop,” *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control*, vol. 39, no. 6, pp. 787–790, Nov. 1992.
- [149] L. J. Smith, “Use of phase-locked-loop control for driving ultrasonic transducers,” NASA Lewis Research Center, Cleveland, OH, United States, 1996.
- [150] E. Minazara, D. Vasic, and F. Costa, “Comparing piezoelectric transformer working with PLL and with nonlinear load approaches in DC-DC converter,” in 2007 European Conference on Power Electronics and Applications, 2007, pp. 1–10.

- [151] M. K. Kahalerras, F. Pigache, J. Regnier, and F. Mosser, "Analyses of temperature influence in piezoelectric transformers dedicated to plasma generation," in 2015 IEEE International Workshop of Electronics, Control, Measurement, Signals and their Application to Mechatronics (ECMSM), 2015, pp. 1–5.
- [152] F. Giraud, *Modélisation causale et commande d'un actionneur piézo-électrique à onde progressive*, thèse de doctorat, Lille I, 2002.
- [153] M. Bullo, *Modélisation et commande du moteur piézoélectrique à onde progressive*, thèse de doctorat, École polytechnique fédérale de Lausanne, 2005.
- [154] F. Pigache, "Modélisation Causale en vue de la Commande d'un translateur piézoélectrique plan pour une application haptique," thèse de doctorat, Lille I, 2005.
- [155] F. Giraud, M. Amberg, and B. Lemaire-Semail, "Design and control of a haptic knob," *Sensors and Actuators A: Physical*, vol. 196, pp. 78–85, Jul. 2013.
- [156] T. Li, J. Ma, and A. F., "Horn-Type Piezoelectric Ultrasonic Transducer: Modelling and Applications," in *Advances in Piezoelectric Transducers*, F. Ebrahimi, Ed. InTech, 2011.
- [157] Z. Liang, X. Mo, and G. Zhou, "A method for improving the electrical limit of the Langevin ultrasonic transducer," in 2012 Symposium on Piezoelectricity, Acoustic Waves and Device Applications (SPAWDA), 2012, pp. 195–198.
- [158] A. Iula, D. Cerro, M. Pappalardo, and N. Lamberti, "FEA and experimental characterization of Langevin transducers with comparable longitudinal and lateral dimensions," in 2004 IEEE Ultrasonics Symposium, 2004, vol. 1, pp. 650–653 Vol.1.
- [159] A. Iula, D. Cerro, M. Pappalardo, and N. Lamberti, "3D finite element analysis of the Langevin transducer," in 2003 IEEE Symposium on Ultrasonics, 2003, vol. 2, pp. 1663–1667 Vol.2.
- [160] G. H. Kim, J. W. Park, and S. H. Jeong, "Analysis of dynamic characteristics for vibration of flexural beam in ultrasonic transport system," *J Mech Sci Technol*, vol. 23, no. 5, pp. 1428-1434, May 2009.
- [161] A. Kawamura and N. Takeda, "Linear ultrasonic piezoelectric actuator," *IEEE Transactions on Industry Applications*, vol. 27, no. 1, pp. 23–26, Jan. 1991.
- [162] Y. Ting, J. M. Yang, C. C. Li, C. C. Yang, and Y. C. Shao, "Modeling and Design of a Linear Actuator by Langevin Vibrators," in *IEEE Ultrasonics Symposium*, 2006, 2006, pp. 2337-2340.

- [163] J. M. Fernandez and Y. Perriard, "Characteristics, modeling and simulation of a traveling wave ultrasonic linear motor," in 2004 IEEE Ultrasonics Symposium, 2004, vol. 3, pp. 2247-2250 Vol.3
- [164] Y. Roh, S. Lee, and W. Han, "Design and fabrication of a new traveling wave-type ultrasonic linear motor," *Sensors and Actuators A: Physical*, vol. 94, no. 3, pp. 205-210, Nov. 2001.
- [165] H. Hariri, Y. Bernard, and A. Razek, "Modeling and experimental study of a two modes excitation traveling wave piezoelectric miniature robot," presented at the Actuator12, 2012, pp. 346-349.
- [166] H. Hariri, Y. Bernard, and A. Razek, "A traveling wave piezoelectric beam robot," *Smart Mater. Struct.*, vol. 23, no. 2, p. 025013, Feb. 2014.
- [167] K. Nakamura and D. Koyama, "Non-contact transportation system of small objects using Ultrasonic Waveguides," *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, vol. 42, no. 1, p. 012014, Dec. 2012.
- [168] X. Li, Y. Sun, C. Chen, and C. Zhao, "Oscillation propagating in non-contact linear piezoelectric ultrasonic levitation transporting system—from solid state to fluid media," *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control*, vol. 57, no. 4, pp. 951-956, Apr. 2010.
- [169] Y. Hashimoto, Y. Koike, and S. Ueha, "Transporting objects without contact using flexural traveling waves," *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 103, no. 6, pp. 3230-3233, Jun. 1998
- [170] M. Kurosawa and S. Ueha, "High speed ultrasonic linear motor with high transmission efficiency," *Ultrasonics*, vol. 27, no. 1, pp. 39-44, Jan. 1989.
- [171] B.-G. Loh and P. . Ro, "An object transport system using flexural ultrasonic progressive waves generated by two-mode excitation," *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control*, vol. 47, no. 4, pp. 994-999, Jul. 2000.
- [172] B. Dehez, C. Vloebergh, and F. Labrique, "Study and optimization of traveling wave generation in finite-length beams," *Mathematics and Computers in Simulation*, vol. 81, no. 2, pp. 290-301, Oct. 2010.
- [173] A. Minikes, R. Gabay, I. Bucher, and M. Feldman, "On the sensing and tuning of progressive structural vibration waves," *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control*, vol. 52, no. 9, pp. 1565-1576, Sep. 2005.

- [174] C. Vloebergh, "Modélisation et optimisation d'actionneurs piézoélectriques linéaires à onde progressive," thèse de doctorat, Ecole Polytechnique de Louvain. Dec. 2010.
- [175] Chitic Razvan, "Contribution au transport de poudre par actionnement piézoélectrique ultrasonique," thèse de doctorat, Université Lille1, Jul, 2013
- [176] C. Hernandez, Y. Bernard, A. Razek, "Theoretical and experimental analysis of a two mode excitation linear motor using piezoelectric actuators ," Actuator 2010, DE, 14 June 2010, Proceedings of Actuator 2010.
- [177] F. Giraud, C. Giraud-Audine, M. Amberg, and B. Lemaire-Semail, "Vector control method applied to a traveling wave in a finite beam," IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control, vol. 61, no. 1, pp. 147–158, Jan. 2014.
- [178] I. Bucher, "Estimating the ratio between travelling and standing vibration waves under non-stationary conditions," Journal of Sound and Vibration, vol. 270, no. 1–2, pp. 341–359, Feb. 2004
- [179] Y. Tomikawa, K. Adachi, H. Hirata, T. Suzuki, and T. Takano, "Excitation of a Progressive Wave in a Flexurally Vibrating Transmission Medium," Jpn. J. Appl. Phys., vol. 29, no. S1, p. 179, Jan. 1990.
- [180] M. Kuribayashi, S. Ueha, and E. Mori, "Excitation conditions of flexural traveling waves for a reversible ultrasonic linear motor," The Journal of the Acoustical Society of America, vol. 77, no. 4, pp. 1431–1435, Apr. 1985.
- [181] D.-A. Wang and H.-D. Nguyen, "A planar Bézier profiled horn for reducing penetration force in ultrasonic cutting," Ultrasonics, vol. 54, no. 1, pp. 375–384, Jan. 2014.
- [182] D.-A. Wang, W.-Y. Chuang, K. Hsu, and H.-T. Pham, "Design of a Bézier-profile horn for high displacement amplification," Ultrasonics, vol. 51, no. 2, pp. 148–156, Feb. 2011.
- [183] H.-T. Nguyen, H.-D. Nguyen, J.-Y. Uan, and D.-A. Wang, "A nonrational B-spline profiled horn with high displacement amplification for ultrasonic welding," Ultrasonics, vol. 54, no. 8, pp. 2063–2071, Dec. 2014.
- [184] A. Endo, M. Yanagimoto, T. Asami and H. Miura, "Noncontact atomization of droplets using an aerial ultrasonic source with two vibrating plates," Japanese Journal of Applied Physics, Volume 54, Number 7S1, 2015.

- [185] H. Piéron, “Les échelles subjectives peuvent elles fournir la base d’une nouvelle loi psychophysique ? ,” *L’année psychologique*, vol. 59, no. 1, pp. 1~34, 1959.
- [186] Son, K.J., Kim, K.: The use of degenerate mode shapes in piezoelectric variable friction tactile displays(the 12th international conference on motion and vibration control). *Dynamics and Design Conference 2014(12)*, 1–7 (aug 2014)
- [187] L. A. Jones and H. Z. Tan, “Application of Psychophysical Techniques to Haptic Research,” *IEEE Transactions on Haptics*, vol. 6, no. 3, pp. 268-284, Jul. 2013.
- [188] X. Dai, J. E. Colgate, and M. A. Peshkin, “LateralPaD: A surface-haptic device that produces lateral forces on a bare finger,” in *IEEE Haptics Symposium (HAPTICS)*, pp. 7–14, Vancouver, 2012.
- [189] S.-Y. Kim, J.-O. Kim, and K. Kim, “Traveling vibrotactile wave - a new vibrotactile rendering method for mobile devices,” *IEEE Transactions on Consumer Electronics*, vol. 55, no. 3, pp. 1032–1038, Aug. 2009.
- [190] M. Biet, F. Giraud, F. Martinot, and B. Semail, "A Piezoelectric Tactile Display Using Travelling Lamb Wave," *Proc. Eurohaptics Conf*, pp. 567-570, Paris 2006.
- [191] T. Sashida and T. Kenjo, *An introduction to ultrasonic motors*. Oxford: New York: Clarendon Press; Oxford University Press, 1993.
- [192] J. Wallaschek, “Contact mechanics of piezoelectric ultrasonic motors,” *Smart Mater. Struct.*, vol. 7, no. 3, p. 369, 1998.
- [193] S. Derler, U. Schrade, and L.-C. Gerhardt, "Tribology of human skin and mechanical skin equivalents in contact with textiles," *wear*, vol. 263, pp. 1112-1116, 2007.
- [194] M.-A. Bueno, B. Lemaire-Semail, M. Amberg, and F. Giraud, “Pile Surface Tactile Simulation: Role of the Slider Shape, Texture Close to Fingerprints, and the Joint Stiffness,” *Tribol Lett*, vol. 59, no. 1, pp. 1–12, Jun. 2015.
- [195] T. Sednaoui, E. Vezzoli, B. Dzidek, B. Lemaire-Semail, C. Chappaz, and M. Adams, “Experimental evaluation of friction reduction in ultrasonic devices,” in *IEEE World Haptics Conference (WHC)*, pp. 37–42, Chicago, USA, 2015
- [196] R. F. Friesen, M. Wiertlewski, M. A. Peshkin, and J. E. Colgate, “Bioinspired artificial fingertips that exhibit friction reduction when subjected to transverse ultrasonic vibrations,” in *IEEE World Haptics Conference (WHC)*, pp. 208–213, Chicago, USA, 2015

- [197] E. Vezzoli, B. Dzidek, T. Sednaoui, F. Giraud, M. Adams, and B. Lemaire-Semail, "Role of fingerprint mechanics and non-Coulombic friction in ultrasonic devices," in 2015 IEEE World Haptics Conference (WHC), pp. 43–48, Chicago, USA, 2015
- [198] L. A. Jones and H. Z. Tan, "Application of Psychophysical Techniques to Haptic Research," IEEE Transactions on Haptics, vol. 6, no. 3, pp. 268–284, Jul. 2013.
- [199] A. Minikes, I. Bucher, and S. Haber, "Levitation force induced by pressure radiation in gas squeeze films," The Journal of the Acoustical Society of America, vol. 116, no. 1, pp. 217–226, Jul. 2004.
- [200] S. Yoshimoto, T. Shou, and K. Somaya, "Vertical attractive force generated in a noncontact chuck using ultrasonic vibration," Precision Engineering, vol. 37, no. 4, pp. 805–811, Oct. 2013.
- [201] M. Takasaki, D. Terada, Y. Kato, Y. Ishino, and T. Mizuno, "Non-contact ultrasonic support of minute objects," Physics Procedia, vol. 3, no. 1, pp. 1059–1065, Jan. 2010.
- [202] H. Shinada, Y. Ishino, M. Hara, D. Yamaguchi, M. Takasaki, and T. Mizuno, "Proposal of Pump Using Ultrasonic Transducer and Opposing Surface," Physics Procedia, vol. 70, pp. 76–79, Jan. 2015.
- [203] A. E. Crawford, "A practical introduction to ultrasonic cleaning," Ultrasonics, vol. 1, no. 2, pp. 65–69, Apr. 1963.
- [204] T. McPherson and J. Ueda, "A Force and Displacement Self-Sensing Piezoelectric MRI-Compatible Tweezer End Effector With an On-Site Calibration Procedure," IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, vol. 19, no. 2, pp. 755–764, Apr. 2014.
- [205] F. Giraud, C. Giraud-Audine, M. Amberg, and B. Lemaire-Semail, "Dtac: a tactile device which changes how a surface is perceived," 15th International Conference and exhibition on new actuators and drives (Actuator 2016), Bremen 2016, pp. 1–4.
- [206] M. Clément, D. Philippe, A. BOUSCAYROL, "Comparison of Different EMR-based Models of Traction Power Substations for Energetic Studies of Subway Lines", IEEE Transactions on Vehicular Technology, Vol. 65, pages. 1021-1029, 03/2016.

- [207] H. Ludovic, A. BOUSCAYROL, "Dynamical and quasi-static multi-physical models of a diesel internal combustion engine using Energetic Macroscopic Representation Energy Conversion and Management" (Elsevier), Vol. 91, pages. 280 - 291, 02/2015.
- [208] S. Luis, A. BOUSCAYROL, "Coupling Bond Graph and Energetic Macroscopic Representation for Electric Vehicle Simulation", Mechatronics Elsevier, Vol. 24, 7, pages. 906-913, 10/2014.

## Annexe A

# Étalonnage du capteur

Les actionneurs piézoélectriques sont réversibles et peuvent servir de capteur de vibration sous l'effet piézoélectrique direct. Une céramique piézoélectrique de  $8 \times 4 \times 1 \text{ mm}^3$  a été collée sur la contre masse supérieure du transducteur de Langevin pour assurer le contrôle en boucle fermée de son amplitude de vibration. la caractérisation du capteur en fonction de la variation de l'amplitude de vibration du transducteur est nécessaire pour avoir l'image des ses vibrations à chaque instant.

Le transducteur de Langevin présenté dans la figure (A.1) est excité de sorte a fournir une vibration d'amplitude fixe au voisinage de sa résonance. Plusieurs balayages en amplitude de vibration mais aussi en fréquence permettent de valider le gain et la phase du capteur.

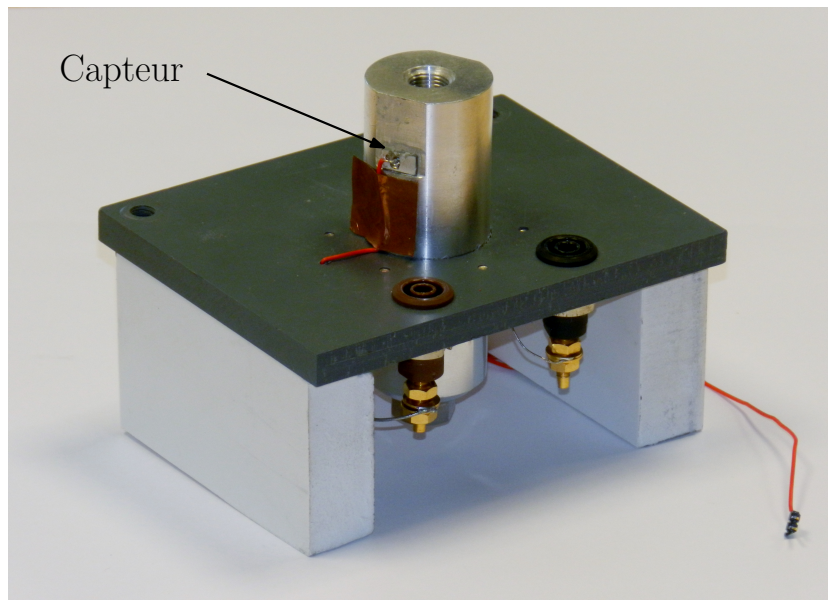


FIGURE A.1: Actionneur de Langevin



### A.0.1 Amplitude du Gain de la céramique

Au voisinage de la résonance, le transducteur est excité par différents niveaux de tension, on prélève la tension de la céramique piézoélectrique et l'amplitude vibratoire correspondante grâce au vibromètre laser. L'amplitude du gain de capteur à été déterminé grâce à la figure (A.2).

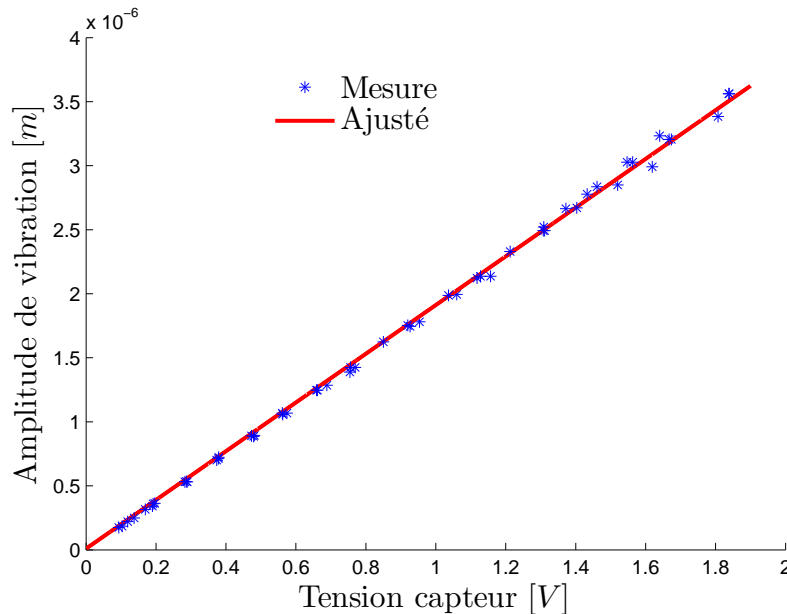


FIGURE A.2: Étalonnage du capteur piézoélectrique

### A.0.2 Déphasage du gain de la céramique

Nous devons tester le capteur s'il présente un déphasage lié à la mesure de l'amplitude vibratoire instantanée, pour cela nous traçons le diagramme de Nyquist. La tension d'excitation du Langevin est maintenue constante tout en variant la fréquence d'excitation. D'après les résultats de la figure (A.3) le capteur provoque pas de décalage de phase au système car à sa résonance la composante imaginaire de l'amplitude de vibration est nulle.

## A.1 Reconstitution de l'amplitude vibratoire dans un repère tournant

Le Capteur génère une tension sinusoïdale noté  $V_c$  en conséquence de l'effet piézoélectrique direct. La partie réelle de cette tension dans un repère tournant est donnée par

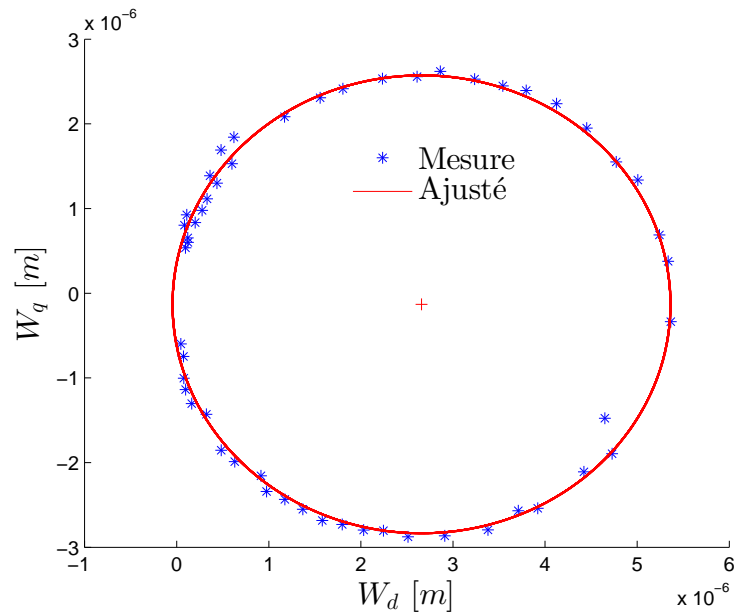


FIGURE A.3: Trace de la partie imaginaire en fonction de la partie réelle de l'amplitude vibratoire

l'équation (A.1)

$$V_c = V_D \cos(\omega t) - V_Q \sin(\omega t) \quad (\text{A.1})$$

Afin d'extraire les tensions  $V_Q$  et  $V_D$  à partir de la tension de la céramique  $V_c$ , des mesures spécifiques sont effectuées à chaque  $\omega t = n\frac{\pi}{2}$  où  $n$  est un entier comme illustré sur la figure

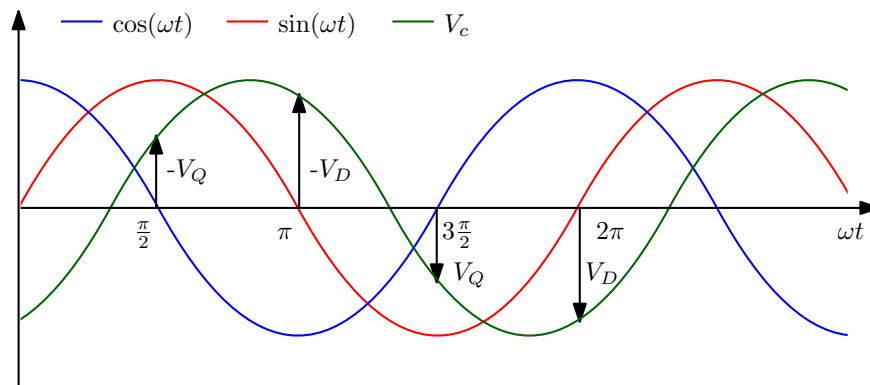


FIGURE A.4: Reconstitution de la tension du capteur dans un repère tournant

Grâce au gain identifié précédemment, nous déterminons les valeurs des amplitudes vibratoires dans le repère tournant, nous pouvons écrire:

$$\begin{aligned}W_d &= \text{Gain}_c V_D \\W_q &= \text{Gain}_c V_Q\end{aligned}\tag{A.2}$$

## Annexe B

# Design de la pièce adaptative et du support de l'actionneur

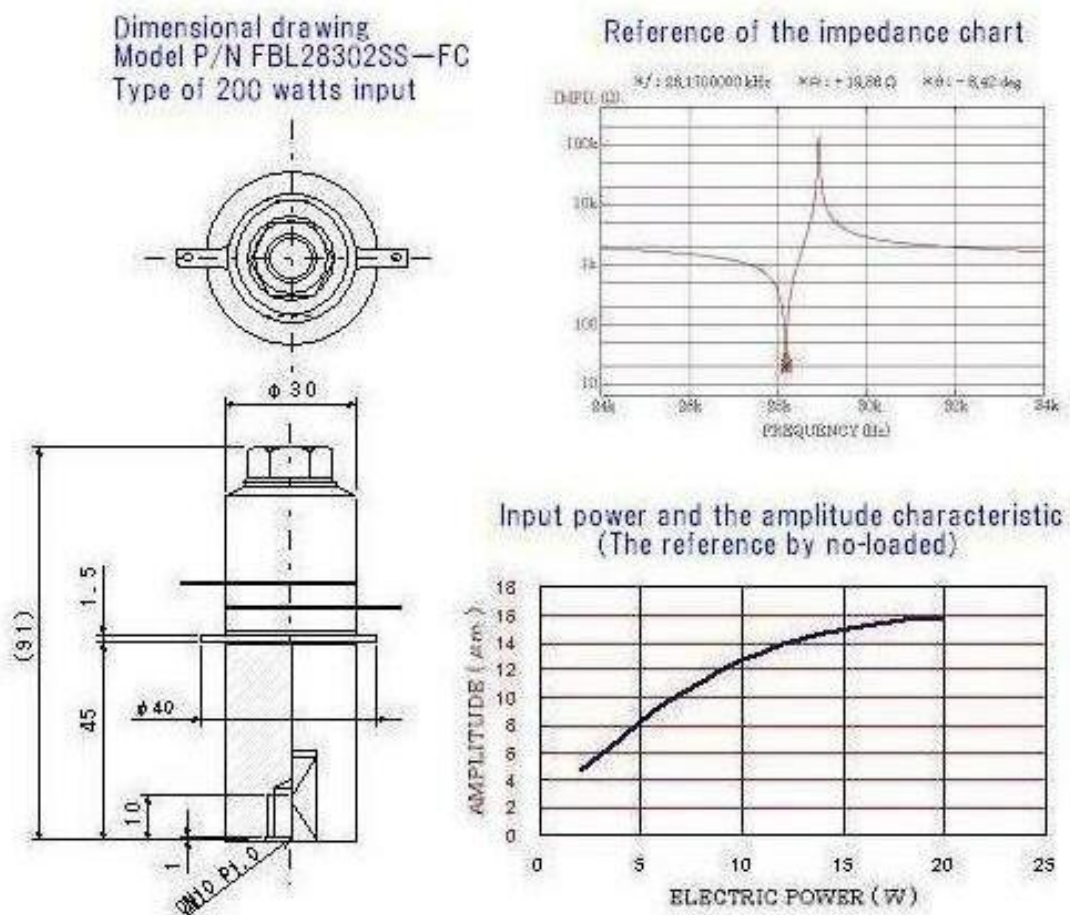
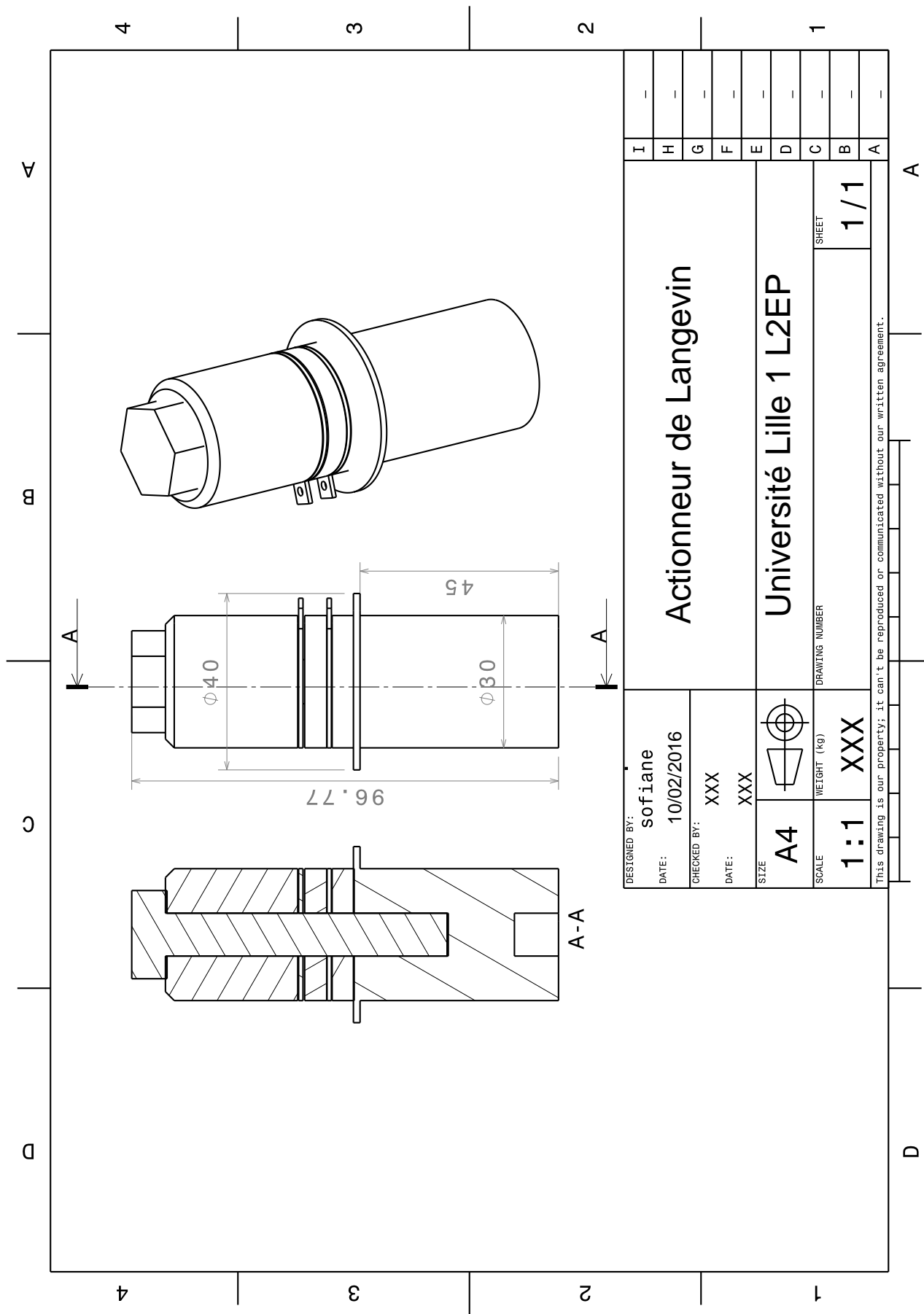


FIGURE B.1: Dimensions et Caractéristique de l'actionneur



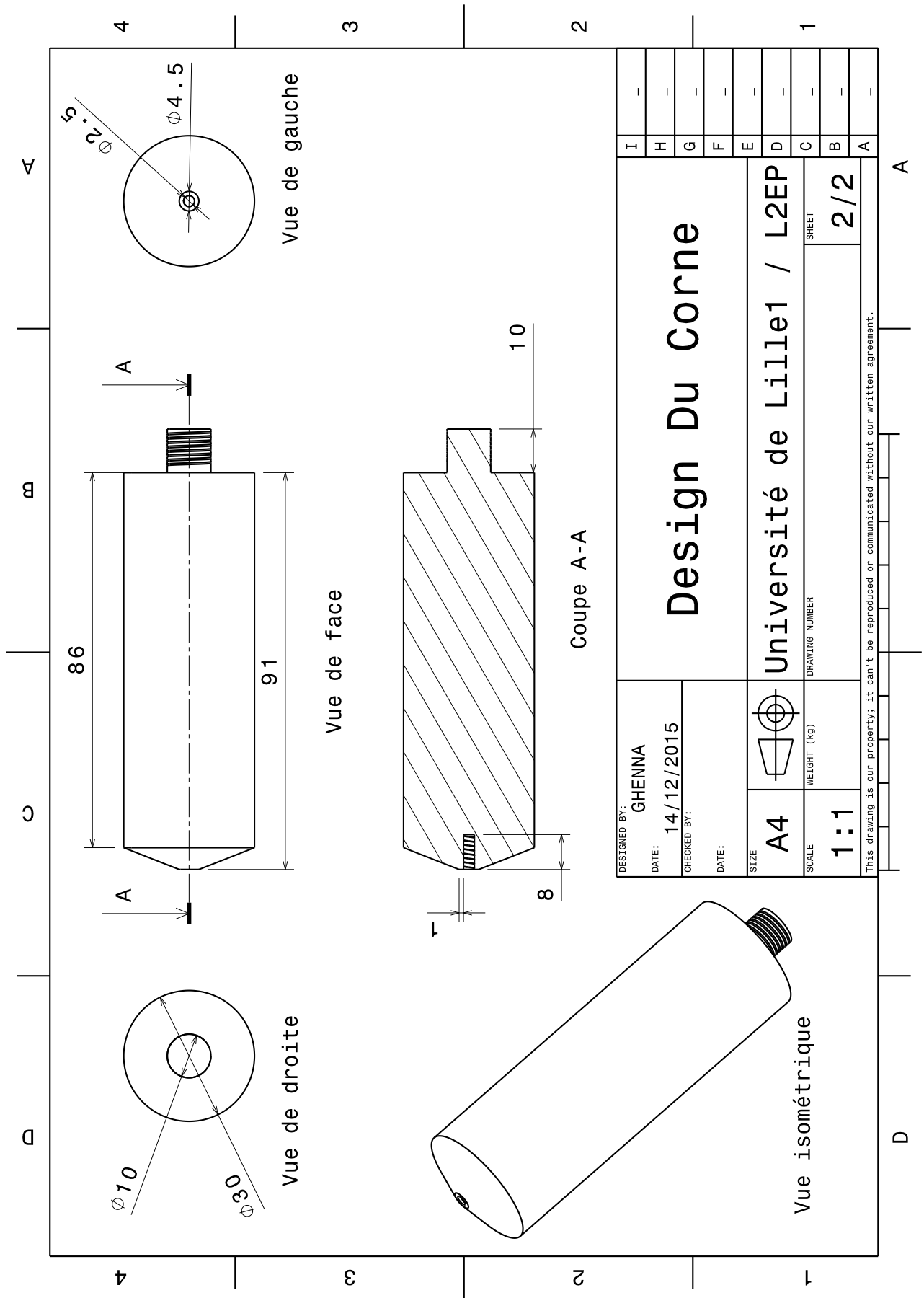
DESIGNED BY:	sofiane	
DATE:	10/02/2016	
CHECKED BY:	XXX	
DATE:	XXX	
SIZE	A4	
SCALE	1:1	
WEIGHT (kg)	XXX	
DRAWING NUMBER		
SHEET	1/1	

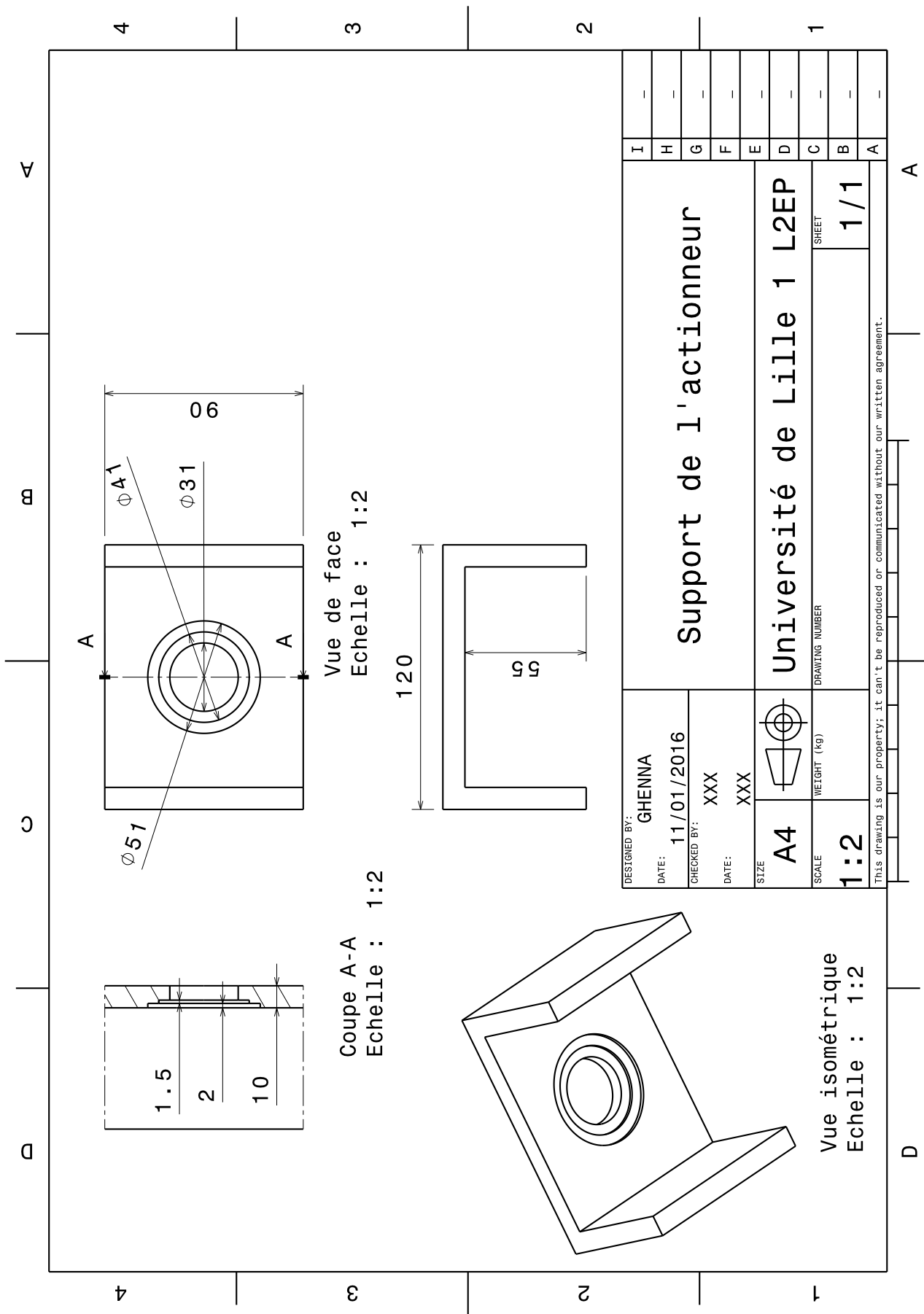
Actionneur de Langevin

Université Lille 1 L2EP

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

I	-
H	-
G	-
F	-
E	-
D	-
C	-
B	-
A	-





# Annexe C

## Représentation énergétique macroscopique de l'actionneur

### C.0.1 Représentation Énergétique Macroscopique de l'actionneur

La Représentation Énergétique Macroscopique (REM) est un formalisme multi-physique de commande de systèmes énergétiques [206–208]. Elle a été développée au sein du laboratoire L2EP sur la base du Graphe Informationnel Causal (GIC), avec des aspects de modélisation énergétiques. Cette représentation permet d'étudier d'une façon systématique toutes les interactions entre les différents éléments de conversion d'un système physique. Ces éléments sont représentés par des pictogrammes; ils sont reliés entre eux selon le principe d'action et de réaction en respectant la causalité intégrale. Le produit d'une variable d'action par sa réaction donne la puissance transiting au sein du système. Le formalisme multi-physique est décomposé en une alternance d'éléments de conversion et d'accumulation qui assurent une adaptation entre les deux sources : électrique et mécanique.

Les pictogrammes représentatifs associés à la Représentation Énergétique Macroscopique sont présentés dans le tableau (C.1). Ces pictogrammes sont reliés entre eux selon le principe d'action et de la réaction et permettent d'assurer naturellement la causalité intégrale le long de la chaîne de conversion.

Le schéma de la figure (2.20) peut être modélisé par la REM comme indiqué sur la figure (C.1). La capacité bloquée  $C_0$  assure une fonction d'accumulation énergétique avec pertes diélectriques modélisées par la résistance  $R_0$ . Dans ce travail  $R_0$  est supposée très grande devant  $\frac{1}{C_0\omega}$ . La tension aux bornes de cette capacité est une variable d'état, qui constitue une sortie au sens causal. La conversion électromécanique mono-physique qui transforme les grandeurs électriques en grandeurs mécaniques, se représentent comme disque plein. Le sous système mécanique comporte deux accumulateurs d'énergie: l'un traduit l'énergie cinétique stockée dans la masse vibrante du Langevin, l'autre traduit l'énergie potentielle élastique en sein du matériau. En régime



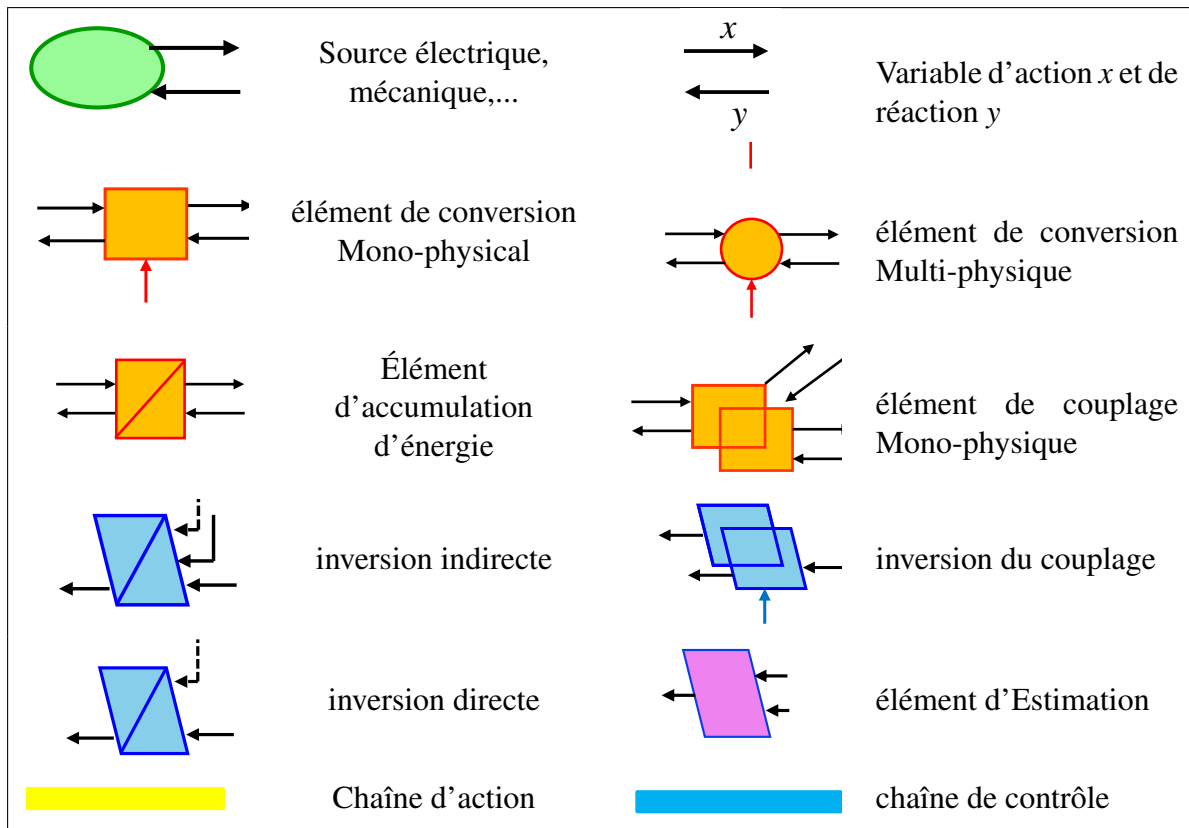


TABLE C.1: Les éléments constitutifs de la REM

permanent, ces deux accumulateurs s'échangent leurs énergies via un couplage mono-domaine.

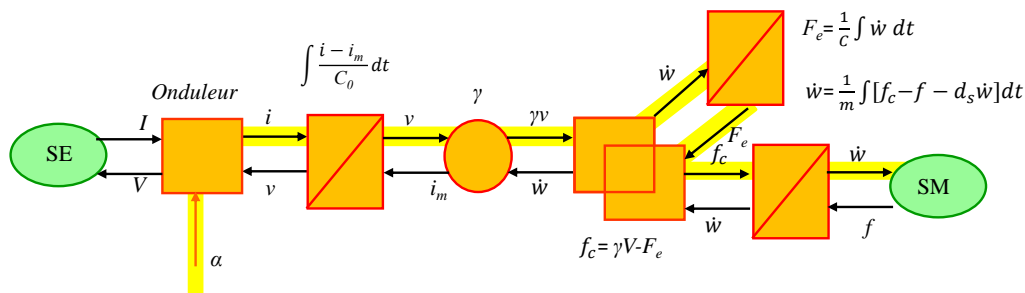


FIGURE C.1: REM de l'actionneur piézoélectrique

### C.0.2 Structure de commande

La structure de la commande de l'actionneur peut être déduite par l'inversion de chaque pictogramme présenté sur la figure (C.1). C'est à dire, en faisant correspondre à chaque élément de la chaîne d'action surlignée en cyan, un élément de la chaîne de réglage surlignée en jaune comme illustré sur la figure (C.2). Cette représentation doit respecter

la notion de symétrie en terme d'entrées et de sorties. L'entrée du système étant le rapport cyclique de l'onduleur  $a$  et la sortie étant la vitesse vibratoire  $\dot{w}$ .

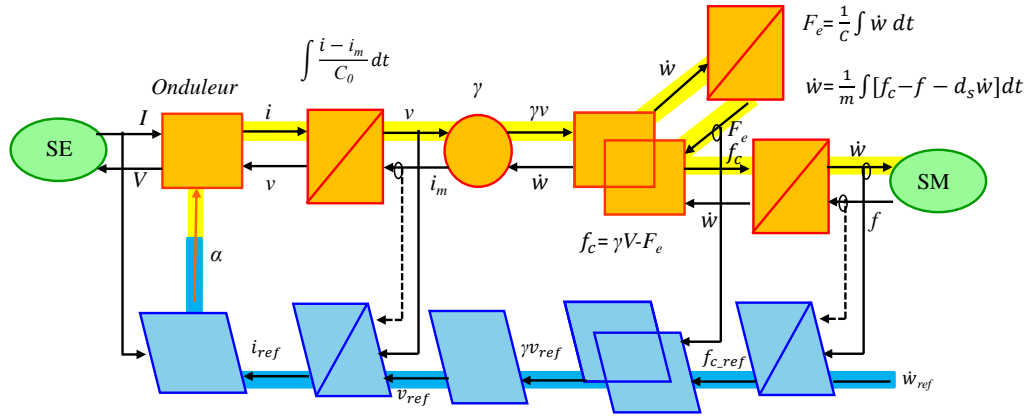


FIGURE C.2: Structure maximale de commande de l'actionneur piézoélectrique par la REM

Il est à noter que la force élastique  $F_e$  est une variable non-mesurable, seule la vitesse vibratoire et la tension d'entrée peuvent être acquises. Cependant, autour de la résonance pour la quelle  $F_e$  et  $f_c$  se compensent,  $\gamma V$  est largement plus petit que  $F_e$ . Par conséquent, il est difficile de contrôler la vitesse vibratoire de cette manière. C'est la raison pour la quelle nous avons opté pour une représentation dans un repère tournant valable autour de la résonance telle que décrite par les equations (2.66) et (2.67), et qui donne lieu à un contrôle mieux adapté.

### C.0.3 Représentation énergétique macroscopique de l'actionneur dans un repère tournant

Afin d'aboutir à une REM de l'actionneur dans son repère  $(d, q)$  et conformément à la section (2.7.2), nous introduisons la notation complexe pour exprimer les grandeurs dans un repère fixe  $(\alpha, \beta)$  avec  $\underline{x} = x_\alpha + jx_\beta$ . Par ailleurs, nous supposons que la tension d'alimentation de l'actionneur est parfaitement régulée, faisant disparaître l'élément d'accumulation  $C_0$ .

Selon les équations (2.66) et (2.67), la Représentation énergétique macroscopique du modèle électrique équivalent du transducteur de Langevin dans un repère tournant est présenté sur la figure (C.3). Un ondulateur est implémenté afin de générer la tension réelle et imaginaire dans un repère fixe  $(\alpha, \beta)$ . Cet ondulateur est relié à un élément de couplage selon le principe d'action est de réaction pressentant une matrice de rotation permettant la transformation vers un repère tournant liée à la fréquence d'excitation.

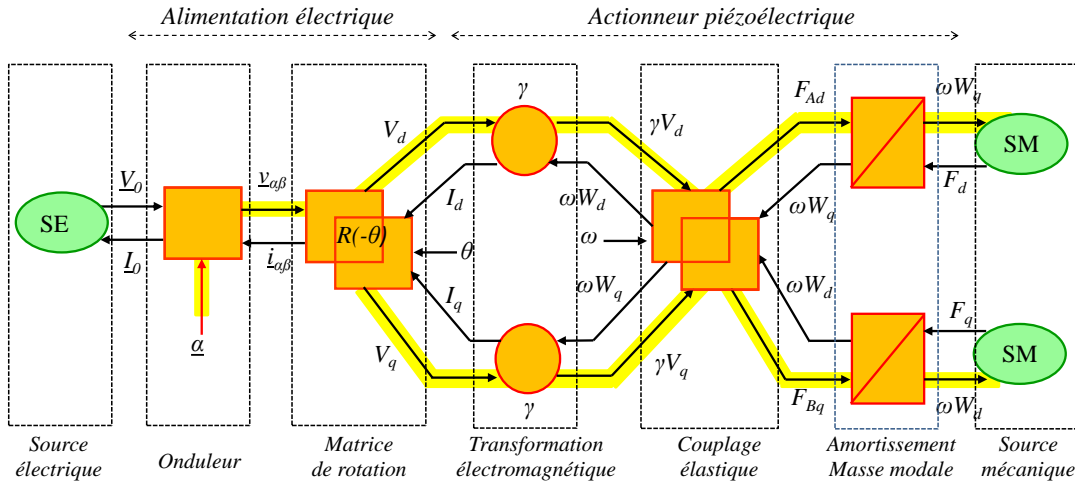


FIGURE C.3: REM du modèle électrique équivalent du transducteur de Langevin dans un repère tournant

Un découplage est introduit afin de séparer les deux tensions synchronisées ( $V_d, V_q$ ). Les deux cercles assurent la transformation électromécanique selon les deux axes. La transformation électromécanique est reliée à un élément de couplage pour mettre en évidence les termes de couplage  $(c - m\omega^2)W_d$  d'une part et  $(c - m\omega^2)W_q$  d'autre part. L'amortissement et la masse modale sont représentés par un élément d'accumulation énergétique. Les forces  $F_{Ad}$  et  $F_{Bq}$  sont données respectivement par les équations (C.1) et (C.2)

$$F_{Ad} = \gamma V_d + (c - m\omega^2)W_d \quad (\text{C.1})$$

$$F_{Bq} = \gamma V_q - (c - m\omega^2)W_q \quad (\text{C.2})$$

Par conséquent les équations (2.66) et (2.67) deviennent:

$$-\omega(2m\dot{W}_q + d_s W_q) = F_{Ad} - F_d \quad (\text{C.3})$$

$$\omega(2m\dot{W}_d + d_s W_d) = F_{Bq} - F_q \quad (\text{C.4})$$

Nous appliquons la transformée de Laplace aux équations (C.3) et (C.4) pour déterminer les deux fonctions de transfert selon l'axe  $d$  et l'axe  $q$ , avec :

$$\frac{\omega W_q}{F_{A_d} - F_d} = \frac{G_1}{1 + \tau_1 s} \quad (\text{C.5})$$

$$\frac{\omega W_d}{F_{B_q} - F_q} = \frac{G_1}{1 + \tau_1 s} \quad (\text{C.6})$$

avec

$$G_1 = \frac{1}{d_s} \quad (\text{C.7})$$

et

$$\tau_1 = \frac{2m}{d_s} \quad (\text{C.8})$$

Les deux fonctions de transferts sont introduites dans les deux éléments d'accumulation énergétiques. En sortie du système, deux sources mécaniques indépendantes ont été introduite, qui doivent absorber l'énergie mécanique totale du système  $\alpha$  et du système  $\beta$ , ce qui est montré dans la suite de ce paragraphe.

#### C.0.4 Bilan énergétique

Nous voulons comparer dans cette partie les niveaux énergétiques du modèle en  $(\alpha, \beta)$  et celui en  $(d, q)$ . Selon la représentation énergétique macroscopique du système, l'énergie cinétique totale du modèle dans le repère tournant  $(d, q)$  est celle des deux accumulateurs et est donc donnée par:

$$E_{dq} = \frac{1}{2} 2m \left[ (\omega W_d)^2 + (\omega W_q)^2 \right] \quad (\text{C.9})$$

ce qui donne:

$$E_{dq} = m\omega^2 \left[ (W_d)^2 + W_q^2 \right] \quad (\text{C.10})$$

En ce qui concerne les niveaux énergétiques du modèle en  $(\alpha, \beta)$ , nous exprimons l'énergie totale du système composé par sa voie  $\alpha$  et sa voie  $\beta$  en utilisant les grandeurs exprimées dans le repère  $(d, q)$ . Ainsi, l'amplitude vibratoire selon l'équation (2.62) est donnée par:

$$w_\alpha + jw_\beta = W_d \cos(\omega t) - W_q \sin(\omega t) + j [W_d \sin(\omega t) + W_q \cos(\omega t)] \quad (\text{C.11})$$

tandis que la vitesse vibratoire s'exprime par:

$$\begin{aligned} \dot{w}_\alpha + j\dot{w}_\beta = & \dot{W}_d \cos(\omega t) - \dot{W}_q \sin(\omega t) - \omega [W_d \sin(\omega t) + W_q \cos(\omega t)] \\ & + j [\dot{W}_d \sin(\omega t) + \dot{W}_q \cos(\omega t) + \omega [W_d \cos(\omega t) - W_q \sin(\omega t)]] \end{aligned} \quad (\text{C.12})$$

En tenant compte des équation (C.11) et (C.12), nous déterminons les énergies potentielles et cinétiques totale du système:

**Énergie potentielle totale:**

$$E_{p\alpha\beta} = \frac{1}{2}C [W_d^2 + W_q^2] \quad (\text{C.13})$$

**Énergie cinétique totale:**

$$E_{c\alpha\beta} = \frac{1}{2}m [\dot{W}_d^2 + \dot{W}_q^2 + \omega^2 [W_d^2 + W_q^2] - 2\omega\dot{W}_dW_q + 2\omega\dot{W}_qW_d] \quad (\text{C.14})$$

Par ailleurs,  $\dot{W}_d^2 \ll (\omega W_d)^2$  et  $\dot{W}_q^2 \ll (\omega W_q)^2$ , l'équation (C.14) peut être réduite à:

$$E_{c\alpha\beta} = \frac{1}{2}m\omega^2 [W_d^2 + W_q^2] \quad (\text{C.15})$$

L'énergie totale  $E_{T\alpha\beta}$  du système dans un repère  $(\alpha, \beta)$  est donnée par la somme des deux énergies potentielle et cinétique avec:

$$E_{T\alpha\beta} = \frac{1}{2}C [W_d^2 + W_q^2] + \frac{1}{2}m\omega^2 [W_d^2 + W_q^2] \quad (\text{C.16})$$

Sachant que à la résonance mécanique du système  $(C - m\omega_0^2) = 0$  et donc l'équation (C.16) devient:

$$E_{T_{\alpha\beta}} = \frac{1}{2}m\omega_0^2 [W_d^2 + W_q^2] + \frac{1}{2}m\omega^2 [W_d^2 + W_q^2] \quad (\text{C.17})$$

ce qui donne:

$$E_{T_{\alpha\beta}} = \frac{1}{2}m(\omega_0^2 - \omega^2) [W_d^2 + W_q^2] + \frac{1}{2}2m\omega^2 [W_d^2 + W_q^2] \quad (\text{C.18})$$

nous introduisant l'équation (C.10), on obtient:

$$E_{T_{\alpha\beta}} = \frac{1}{2}m(\omega_0^2 - \omega^2) [W_d^2 + W_q^2] + E_{dq} \quad (\text{C.19})$$

Ainsi, il apparait que les deux systèmes modélisés à la figure (C.1) et (C.3) ne sont pas équivalents du point de vue énergétique, cela est dû aux hypothèses formulées pour construire le modèle en (d,q). Cependant, dans un domaine de fonctionnement où  $(\omega_0^2 - \omega^2) \ll \omega^2$ , ce qui est le cas autour de la résonance, l'équation (C.19) montre que les deux systèmes se rejoignent du point de vue énergétique. En outre, le modèle en (d,q) nous permet d'aboutir à des commandes plus simple autour de la résonance.

### C.0.5 Structure de commande dans un repère tournant

La structure de commande du système énergétique peut s'effectuer par inversion simple de la chaîne de réglage. La structure maximale de commande selon l'axe  $d$  et l'axe  $q$  est représentée sur la figure (C.4)

L'implémentation des deux commandes (axe  $d$  et axe  $q$ ) permet de prendre en considération les termes de couplages et d'obtenir un contrôle synchrone et indépendant des parties réelle et imaginaire de l'amplitude vibratoire. Dans cette représentation la fréquence d'excitation est imposée.

Il est également possible de contrôler l'amplitude de vibration avec un suivi de la fréquence de résonance, en contrôlant une seule composante des vecteurs et en imposant la phase. Dans ce travail, l'équation (C.4) est utilisée pour contrôler le vecteur  $W$ , tandis que l'équation (C.3) est utilisée pour suivre la fréquence de résonance. La structure maximale de commande du transducteur avec la stratégie du suivi de la fréquence de résonance est schématisé sur la figure (C.5). Dans cette représentation la fréquence d'excitation sera mise à jour à chaque mesure du rapport  $W_d/W_q$ .

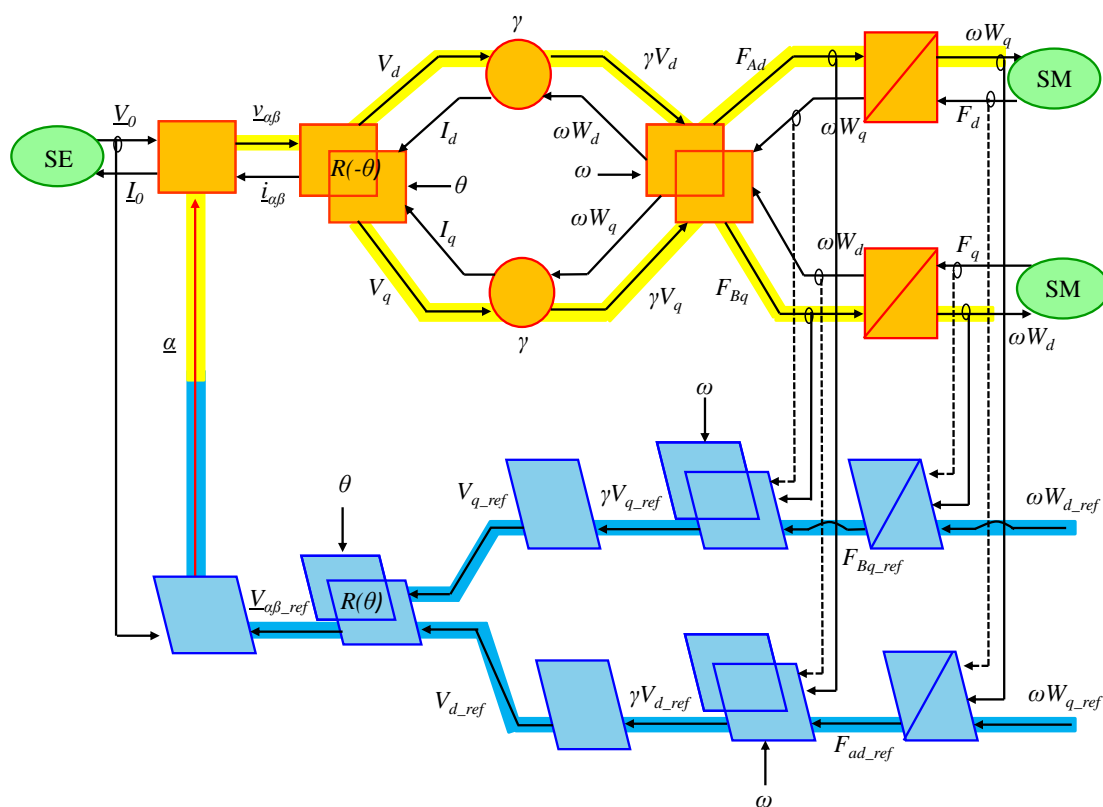


FIGURE C.4: REM de l'asservissement de l'amplitude vibratoire à fréquence fixe du transducteur de Langevin dans un repère tournant

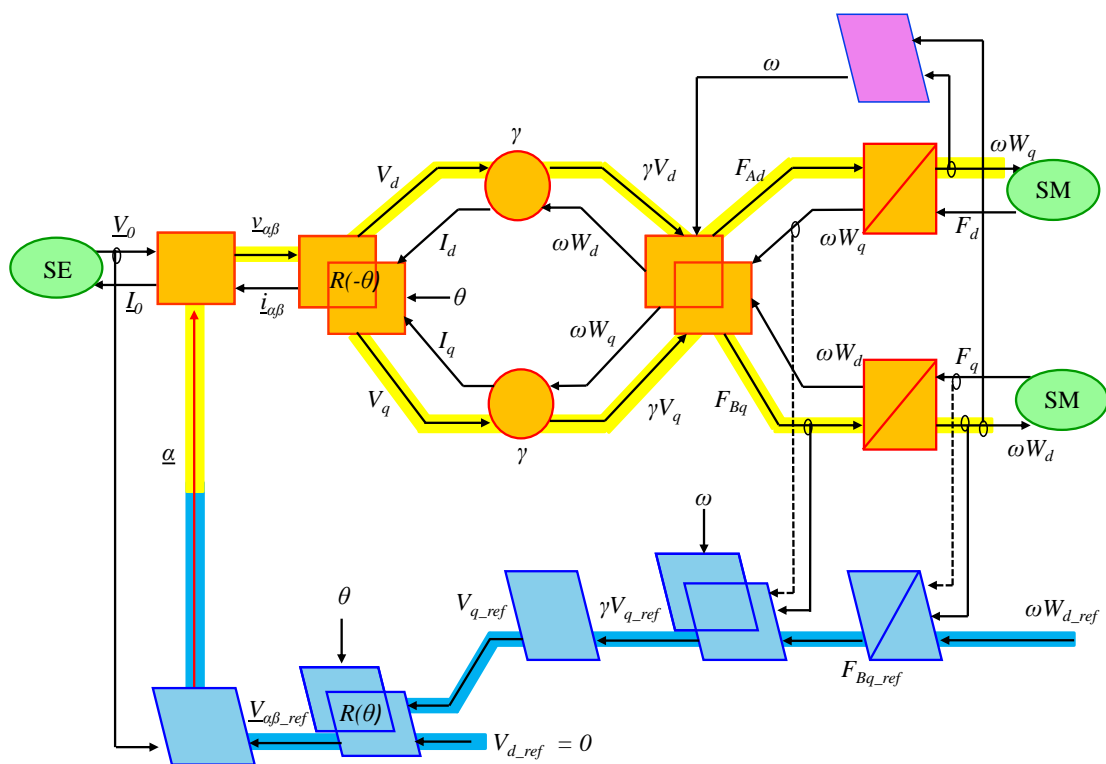


FIGURE C.5: REM de l'asservissement de l'amplitude vibratoire et de la fréquence de résonance du transducteur de Langevin dans un repère tournant