



Université des Sciences et Technologies de Lille

UFR EAA

Ecole Doctorale Sciences Pour l'Ingénieur

Laboratoire d'Electrotechnique et d'Electronique de Puissance de Lille

## **THÈSE**

Pour obtenir le grade de

Docteur de l'Université des Sciences et Technologies de Lille

Discipline : Génie Électrique

Présentée et soutenue publiquement le 26 Janvier 2009 par

**Gaston M'BOUNGUI**

# **Actionneur Piézoélectrique Commandable en Frottement Variable pour Application Haptique**

### **Jury**

*Directeur de thèse* : Pr Betty Lemaire-Semail, Université Lille1

*Rapporteurs* : Pr Antoine Ferreira, ENSI de Bourges  
Pr Eduardo Mendes, ESISAR, INP de Grenoble

*Examineurs* : Dr Frédéric Giraud, Université Lille1  
Dr François Pigache, ENSEEIHT Toulouse

*Président* : Pr Alain Bouscayrol, Université lille1



## Remerciements

Fruit de trois longues années de labeur au L2EP, ce mémoire pour voir le jour a impliqué nombre de personnes à qui je tiens à exprimer ma reconnaissance.

C'est en premier à Betty Semail que j'exprime ma plus profonde gratitude pour la patience qu'elle a montré tout ce temps et aussi pour m'avoir permis de croire que j'y arriverais. A elle, et à Frédéric Giraud, qui a été d'un concours toujours déterminant, le disciple que j'ai été dit merci pour la qualité de leur école.

De la même manière, j'ai une pensée particulière pour François Pigache, d'abord pour l'accueil qu'il m'a réservé au laboratoire, pour la voie qu'il m'a ouvert ensuite mais également pour avoir donné de son temps en tant que membre du jury.

Je tiens à remercier Antoine Ferreira et Eduardo Mendes pour avoir accepté de rapporter ce mémoire, ainsi que Alain Bouscayrol pour la présidence du jury de cette thèse.

Je ne saurais oublier les doctorants dont certains sont devenus Docteurs depuis, pour l'esprit de camaraderie que nous avons entretenu et avec qui les échanges ont été si bénéfiques pour moi : François Martinot, Mélisande Biet, Dai Zheng, Mohammad Abdolvahab, Zeng Tao.

A mes amis, Thierry Flamen et Daniel Montignies, de l'atelier d'électronique de Polytech'lille qui m'ont tant aidé par ailleurs, je dis merci. Ces remerciements s'adressent également à Thomas Dienne et Yohan Dondt de l'atelier mécanique de Polytech'lille, à Olivier Ferlat et Michel Lambert du L2EP pour leur aide et conseils si précieux.

Pour terminer, et comme il m'est difficile de tous les citer, je suis reconnaissant à tous ceux dont le soutien, de loin ou de près a été inestimable.



*A mon père*

*A ma mère*



## Résumé

**Titre de la thèse :** Actionneur Piézoélectrique Commandable en Frottement Variable pour Application Haptique

**Résumé— Comme une solution au caractère encombrant souvent observé au niveau de nombreuses interfaces haptiques, nous proposons un dispositif de conception simple fonctionnant sur le principe de régulation du coefficient de frottement. Cette structure est constituée d'une plaque en cuivre-beryllium de dimension 64x38x3 mm sur laquelle sont collées à l'époxy des céramiques piézoélectriques PZT convenablement agencées. Cette plaque tient sur quatre pieds chacun à l'extrémité sphérique ou plane. Ainsi, une alimentation électrique adéquate du dispositif autour de sa fréquence de résonance crée une onde stationnaire dont on a choisi deux ventres pour positionner les pieds. Dès lors une force de frottement variable entre les pieds et un substrat en acier par exemple est obtenue par le contrôle de l'amplitude vibratoire en harmonie avec le principe de la lubrification électroactive. Comme résultat, un usager perçoit un effort en tenant la plaque avec les doigts de la main et en déplaçant cette plaque sur le substrat plan comme il le ferait avec une souris d'ordinateur. Une première évaluation psychophysique tend à valider le dispositif pour une application en retour d'effort pouvant consister à identifier les limites ou les changements de forme d'objets d'un environnement virtuel.**

**Mots clé:** actionneur piézo-electrique, retour d'effort, frottement contrôlé

## Abstract

**Thesis title :** Piezoelectric electric actuator commandable in variable friction for haptic application

**Abstract- As a solution to the lack of compactness and simplicity often encountered in haptic interfaces, we propose a device based on friction coefficient control principle. This device includes polarised piezoceramics well adjusted and glued to a 64x38x3 mm copper-beryllium plate supported by four legs. Then, properly energised around a resonant frequency, with legs at antinodes, a stationary wave is created in the plate. Variable friction forces between the legs and the plane substrate are created by the control of the wave amplitude, according to electro-active lubrication. So the user obtains force feedback by holding the plate, and moving it on a plane substrate, as he could do with a mouse interface. Preliminary psychophysical evaluation trends to assess the validity of the device as a force feedback interface able to sense limits or shape changes of objects from virtual environment in the future.**

**Keywords:** piezoelectric actuator, force feedback, electro-active lubrication



# Table des matières

<b>Introduction</b> .....	1
<b>Chapitre 1: Dispositifs haptiques et frottement contrôlé</b> .....	3
Introduction .....	3
1. Caractéristiques physiologiques du toucher (rappel) .....	3
1.1. Physiologie extéroceptive du toucher .....	4
1.2. Physiologie proprioceptive du toucher .....	4
2. Présentation de l'haptique .....	5
2.1. Sensibilité aux vibrations continues .....	5
2.2. L'acuité spatiale du système sensoriel .....	6
2.3. Force et Vitesse de la main en situation d'exploration .....	6
2.4. Influence respective des systèmes cutanés et kinesthésiques .....	7
3. Les systèmes à retour kinesthésique .....	8
3.1. Gants et exosquelettes .....	8
3.2. Bras maîtres et stylos à retour de force .....	9
3.3. Systèmes à câbles .....	10
3.4. Pointeurs et souris à retour d'effort .....	10
3.4.1. Le Digitracker à motorisation piézoélectrique .....	11
3.4.2. Le Digihaptic .....	11
3.4.3. La souris à retour d'effort par friction à actionnement électromagnétique .....	12
4. Les systèmes du retour cutané .....	12
4.1. Afficheurs de formes (quasi statiques) .....	13
4.1.1. Actionneurs électromagnétiques .....	13
4.1.2. Les matériaux à mémoire de forme (SMA) .....	14
4.1.3. La technologie pneumatique .....	14
4.1.4. Les fluides électro-rhéologiques (FER) .....	15
4.1.5. Les autres technologies .....	15
4.2. Systèmes matriciels vibrotactiles .....	15
4.2.1. Exemple d'un dispositif électromagnétique vibrant : le vital .....	16
4.2.2. Dispositifs vibrants piézo-électriques .....	16
4.3. Systèmes vibrotactiles à structure continue .....	17
4.3.1. Afficheur à impulsion .....	17
4.3.2. Dispositifs à frottement variable .....	18
4.3.2.1. Dispositif .....	20
4.3.2.2. Le T-PaD .....	21
4.3.3. L'afficheur à onde acoustique de surface .....	21
5. La lubrification électroactive : principe et applications à l'haptique .....	22

5.1.	Principe.....	22
5.2.	Le débrayage ultrasonique du moteur à rotation de mode .....	23
5.3.	Application à l'haptique .....	24
5.4.	Actionneur ultrasonique avec embrayage pour une application en retour d'effort..	24
6.	Concept de la proposition.....	25
6.1.	Le translateur plan piézoélectrique : actionneur à intermittence de contact .....	26
6.2.	Conception du mouvement.....	27
6.3.	Implantation des pieds.....	29
6.4.	Réalisation.....	30
	Conclusion.....	31
	<b>Chapitre 2: Modélisation du comportement électromécanique de l'actionneur .....</b>	<b>33</b>
	Introduction .....	33
1.	Modélisation comportementale par schéma électromécanique équivalent .....	33
1.1.	Analyse expérimentale de l'admittance de l'actionneur .....	35
1.2.	Identification des paramètres .....	36
2.	Modélisation vibratoire par étude analytique.....	39
2.1.	Comportement des plaques minces en régime quasi-statique.....	39
2.1.1.	Définition du repère .....	39
2.1.2.	Hypothèses de Kirchhoff.....	40
2.1.3.	Expression des déformations.....	41
2.1.4.	Tenseur des contraintes du milieu isotrope .....	42
2.1.5.	Le tenseur de contrainte du milieu piézoélectrique.....	43
2.1.6.	Définition du plan neutre.....	45
2.2.	Modélisation en régime dynamique : Approche Lagrangienne .....	46
2.2.1.	Principe d'Hamilton .....	47
2.2.2.	Lagrangien d'un système électroélastique .....	47
2.2.3.	Mise en équation .....	48
2.2.4.	Modes et fréquences propres.....	50
2.2.5.	Déformée expérimentale de la plaque.....	53
	Conclusion.....	54
	<b>Chapitre 3: Application du principe de la lubrification électroactive.....</b>	<b>57</b>
	Introduction .....	57
1	Modèle de contact pieds plan .....	57
1.1	Introduction .....	57
1.2	Modèle masse - ressort du pied .....	58

1.3 Comportement suivant l'axe normal .....	59
1.4 Comportement selon l'axe tangentiel.....	63
1.4.1 Introduction .....	63
1.4.2 Considération d'un frottement instantané variable .....	64
1.5 Résultats expérimentaux .....	66
1.5.1 Présentation du banc.....	66
1.5.2 Effort de freinage et effort de maintien.....	67
1.5.3 Influence de la vitesse tangentielle.....	69
1.6 Conclusion.....	70
2 Modèle de contact sphère - plan par pied à géométrie sphérique .....	71
2.1 Conditions décollement et taux de contact.....	71
2.2 Charge dynamique.....	73
2.3 Calcul de la réaction tangentielle .....	74
2.4 Résultats expérimentaux .....	77
2.5 Conclusion.....	80
Conclusion.....	80
<b>Chapitre 4: Commande et évaluation du dispositif.....</b>	<b>81</b>
1 Commande .....	81
1.1. Stratégies de commande.....	81
1.1.1 Contrôle par réglage du déphasage tension - onde.....	82
1.1.2 Contrôle par réglage de la fréquence.....	84
1.2. Aspect pratique de la commande et description du banc expérimental .....	85
1.3. Résultats expérimentaux sur le contrôle de W .....	89
2 Evaluation.....	90
2.1 Problématique.....	90
2.1.1 Aspect matériel du périphérique .....	91
2.1.2 Aspect sensoriel.....	91
2.2 Les méthodes.....	92
3 Première approche d'évaluation.....	92
3.1 Expérience de comptage selon West et Cutkowsky .....	93
3.2 Première évaluation des crans .....	94
3.3 Résultats expérimentaux .....	97
Conclusion.....	99
<b>Conclusion générale .....</b>	<b>101</b>
<b>Annexes .....</b>	<b>105</b>

Annexe A : Rappel de quelques notions sur la piézoélectricité .....	105
Annexe B : valeurs numériques de l'actionneur .....	109
Annexe C : Moteur à courant continu Maxon.....	110
Annexe D : Valeur numérique des matériaux (piézo-céramique, cuivre-béryllium).....	115
<b>Bibliographie</b> .....	117

# Symboles et Notations

m:	amplitude de la porteuse dans le cadre de la modulation
$\Delta t$ :	variation du temps
$\lambda$ :	longueur d'onde
$\omega$ :	pulsation
$\partial$ :	dérivée partielle
$\nu$ :	coefficient de Poisson
E:	module d'Young
$\epsilon$ :	permittivité
$\epsilon_0$ :	permittivité du vide
$\sigma$ :	contrainte
$\alpha$ :	coefficient fonction des propriétés des matériaux
$\Delta$ :	opérateur Laplacien (en coordonnées cartésiennes dans $R^n$ )
	$\Delta f(x_1, \dots, x_n) = \sum_{k=1}^n \frac{\partial^2}{\partial x_k^2} f(x_1, \dots, x_n)$
$\xi$ :	longueur normalisée
$\eta$ :	déformée normalisée
$\mu$ :	vecteur d'onde dans le cadre de l'élasticité du matériau
$\theta$ :	angle formé par le vecteur force élémentaire et la normale au plan
$\pi$ :	plan
$\mu_s$ :	coefficient de frottement statique
$\mu_d$ :	coefficient de frottement dynamique
$\mu$ :	coefficient de frottement
$\delta_{crit}$ :	déplacement critique
$\delta_{trans}$ :	déplacement de transition
$\tau$ :	contrainte dans la direction normale à celle de $\sigma$
$\Phi_A$ :	paramètre relatif à la forme d'onde au point A, intersection pied/plaque
$\beta_0$ :	paramètre caractérisant le temps de contact
$\langle \rangle$ :	valeur moyenne
$\varphi$ :	angle formé par le vecteur tension d'alimentation et le vecteur onde vibratoire
$\Omega$ :	vitesse angulaire
$\Sigma$ :	surface
$\Gamma$ :	contour
$\rho$ :	masse volumique
$f_{,i}$ :	$\frac{\partial f}{\partial x_i}$
cste:	constante
$\tau_{contact}$ :	taux de contact
$V_{cc}$ :	tension crête à crête
$\hat{V}$ :	valeur crête
Im():	partie imaginaire du nombre complexe
Re():	partie réelle du nombre complexe



# Introduction

La présente étude s'est déroulée au L2EP (Laboratoire d'Electrotechnique et d'Electronique de Puissance de Lille). Elle s'inscrit dans le cadre du projet « STIMTAC ». Ce projet qui met en collaboration le LIFL (Laboratoire d'Informatique Fondamentale de Lille), l'IEMN (Institut d'Electronique, de Micro-Electronique et de Nano-technologies) et le L2EP a été initié en 2004 et s'intègre dans le cadre de l'IRCICA (Institut de Recherche sur les Composants Logiciels et matériels pour l'Information et la Communication Avancée). Il fait également partie du projet ALCOVE de l'INRIA. Le projet a pour but de mener une recherche à deux niveaux : l'un concernant le retour d'effort vise à concevoir et développer des interfaces « de bureau » à plusieurs degrés de liberté et à faible encombrement ; l'autre concernant le retour tactile vise à maîtriser les nouveaux actionneurs électro-actifs afin de les insérer à profit dans ces interfaces.

Dans la vie quotidienne, de nombreuses tâches peuvent être réalisées avec plus d'efficacité et de rapidité si le retour d'informations kinesthésiques ou tactiles est exploité. Or bien souvent, l'homme ne se sert que des retours visuels et auditifs lors des interactions avec les nombreuses interfaces de notre quotidien comme les ordinateurs, téléphones mobiles, organiseurs, etc. Dans ce contexte, l'utilisation de dispositifs haptiques pour retourner les efforts correspondant à des sensations issues de la manipulation d'objets virtuels améliore le réalisme d'une telle expérience dans sa globalité. C'est d'ailleurs le cas pour la simulation des forces et pressions exercées sur les mains et les doigts d'un opérateur dans les applications de télérobotique. En fait, dès que l'on doit saisir, toucher, sentir les objets, il devient nécessaire de faire appel aux dispositifs haptiques. Dès lors, pour de nombreux chercheurs, de telles interfaces constituent un nouveau moyen de communication homme – machine. Il s'en suit que pour la communauté de la recherche, le sujet présente un enjeu majeur. L'intérêt du sujet est grandissant et des développements dans le domaine sont observés depuis quelques dizaines d'années. En plus de la téléopération, le retour haptique peut trouver de nombreuses autres applications, que ce soit dans l'ingénierie, la CAO, les jeux électroniques, l'éducation, l'apprentissage, etc.

Des dispositifs à retour d'effort sont actuellement commercialisés. On peut citer par exemple le Phantom de la société Sensable® ou le Virtuose de la société Haption®, dans le domaine des stylets à retour d'effort. D'autres solutions sont proposées avec des dispositifs « exosquelettes » qui appliquent des efforts directement sur les doigts ou la main. Typiquement, ces périphériques haptiques occupent une place essentielle dans les fonctions de conception, de simulation et d'assemblage virtuels par exemple pour la production des véhicules dans l'industrie automobile. De nombreuses autres illustrations en terme d'usage peuvent bien entendu être faites et on mentionnerait ainsi qu'assister un usager dans l'identification des frontières ou des changements de forme d'objets virtuels sont des tâches simples tout à fait permises par ces interfaces.

Pour autant, on peut remarquer que les dispositifs à retour d'effort reposent dans la majeure partie des cas, sur des technologies d'actionnement électromagnétique. De plus, de nombreuses liaisons mécaniques sont souvent mises en jeu dans la transformation des mouvements, ce qui a pour effet de poser les problèmes liés à l'intégration et la dynamique des systèmes, etc.

La présente étude traite de la conception, de la réalisation et du contrôle d'un actionneur piézo-électrique dédié à la simulation du retour d'effort. Plus précisément, l'interface que nous proposons est à même de présenter une information haptique à l'utilisateur, c'est-à-dire un retour de toucher au sens large. L'objectif poursuivi dans ce travail vise donc la conception d'un dispositif 2ddl simple et aussi compact qu'une souris d'ordinateur capable d'opposer un effort résistant lorsqu'il est déplacé par un usager sur un support plan. Pour cela nous utilisons l'effet de lubrification active induite par l'actionneur piézoélectrique.

Pris dans ce contexte général soulignons que le dispositif ne peut réagir qu'à l'action de l'usager, mais aussi que cette réaction déclenche chez l'usager l'activité des récepteurs sensoriels. C'est pourquoi dans le premier chapitre nous avons choisi de commencer par un bref rappel sur la physiologie et la biomécanique du toucher. Ensuite, nous réalisons un état de l'art des périphériques à retour tactile et des périphériques à retour d'effort avant d'introduire le principe de lubrification électroactive. Puis nous présentons le concept de notre proposition qui se fonde sur ce principe.

C'est pour cerner le comportement vibratoire de notre dispositif que le second chapitre est consacré à l'étude du comportement électromécanique global de la structure caractérisée tout d'abord par un schéma électromécanique équivalent, ensuite par une modélisation suivant l'approche Lagrangienne. La vibration au sein du contact qui induit le phénomène de lubrification active entre la plaque et le plan est alors introduite.

Le chapitre trois vise à déterminer la force tangentielle opposée par l'actionneur en fonction de diverses grandeurs telles la force normale appliquée, la vitesse induite par l'utilisateur, l'amplitude d'onde vibratoire. Ici on analyse les conditions tribologiques du contact entre la plaque et le support plan pour définir le coefficient de frottement à cette interface et en prendre le contrôle par la commande du dispositif. Cette caractéristique est d'autant plus nécessaire qu'elle permet la mise en évidence de la variation de la force tangentielle, c'est-à-dire la force perçue par l'usager qui déplace l'actionneur piézo-électrique. Pour y arriver une expérience est conduite avec deux géométries de contact différentes en exploitant la loi de Coulomb sur le frottement. Pour chacune des géométries de contact (sphère/plan, plan/plan) une modélisation analytique est entreprise.

Une fois la variation de l'effort de frottement (effort tangentiel résistant) vérifiée, on aborde le quatrième chapitre qui présente le contrôle du dispositif dont la structure est obtenue à partir d'un modèle causal de l'actionneur. Suite à cela une évaluation préliminaire du dispositif est entreprise. Plus précisément, une expérience de comptage d'aspérités virtuelles créées sur une distance donnée est mise en œuvre. Le but étant de savoir si les participants au test sont capables de compter précisément ce qui leur est présenté. Le résultat obtenu sur cette première évaluation permet de penser que ce dispositif sera à même d'assister un utilisateur dans la reconnaissance des limites ou changements de formes d'objets dans un environnement virtuel.

# Chapitre 1

## Dispositifs haptiques et frottement contrôlé

### Introduction

Ce premier chapitre poursuit un double but : fixer le cadre de l'étude et introduire les principes physiques devant servir de support à cette dernière. Pour cela, nous commençons par présenter le retour haptique ainsi que les solutions technologiques qui répondent aux besoins du domaine. En effet, la recherche du confort et de l'efficacité conduit les chercheurs à concevoir, pour les besoins d'interaction, des interfaces de plus en plus simples et compactes. Ces dispositifs appellent l'usage de l'ouïe, de la vue et désormais de l'haptique. Pour nous aider dans la conception d'une interface, nous avons voulu résumer les spécifications propres aux différents périphériques existants. Pour cela, nous avons initié une présentation par famille d'un certain nombre de dispositifs. Les avantages et inconvénients liés à ces dispositifs sont soulignés et un accent est mis sur ceux qui ont permis d'affiner le concept de notre proposition. Ainsi, le cas de la souris à retour d'effort électromagnétique est présenté séparément de celui des systèmes à retour d'effort multi degrés de liberté (ddl) étant donné qu'il s'approche du principe de notre proposition. Bien que l'interface étudiée dans ce mémoire relève du retour d'effort, nous avons jugé utile de rappeler les principales technologies et fonctions utilisées pour le retour d'informations cutanées ; d'une part parce que le niveau d'effort retourné s'apparente plus à celui rencontré dans la caractérisation du retour tactile, d'autre part parce que le principe d'exploitation des frottements variables est similaire à celui développé pour les interfaces tactiles à structure continue. Le modèle physique expliquant l'effet de la réduction du frottement entre l'actionneur et son support plan étant le principe de la lubrification active, nous l'avons introduit par la suite tout en décrivant quelques applications ayant eu recours à ce principe.

Enfin, nous terminons ce chapitre par la description de l'actionneur piézo-électrique proposé, son principe de fonctionnement et sa réalisation.

### 1. Caractéristiques physiologiques du toucher (rappel)

D'un point de vue physiologique, les sens au nombre de cinq, à savoir : l'ouïe, l'odorat, la vue, le goût et le toucher sont les organes de notre perception. La perception est définie en

psychologie comme le processus de recueil et de traitement de l'information. Le toucher a la spécificité, en opposition des quatre autres sens, de concerner la surface extérieure du corps dans toute son étendue avec plus ou moins de sensibilité. Il implique une sensibilité profonde et proprioceptive, appelée sensibilité kinesthésique [GC04][LL86] qui est en rapport avec le ressenti de phénomènes physiques atteignant l'intérieur du corps. Il implique également une sensibilité extéroceptive et superficielle, souvent appelée sensibilité cutanée, qui est une disposition à percevoir des sensations lorsqu'il est en contact avec le milieu environnant. Il convient d'ajouter que le toucher réel est un tout et que lors de la préhension d'un objet par exemple, les sensibilités kinesthésiques et cutanées sont sollicitées simultanément.

### 1.1. Physiologie extéroceptive du toucher

En concentration plus ou moins importante, divers capteurs co-existent sous la peau pour le toucher. Il existe cinq types de capteurs spécialisés suivant le type de stimulus : terminaisons nerveuses, corpuscules de Meissner, disques de Merkel, corpuscules de Pacini et corpuscules de Ruffini (fig. 1-1). Alors que les terminaisons nerveuses, par exemple, proches de la peau sont sensibles à la douleur (nocicepteurs), les autres récepteurs eux, réagissent aux excitations mécaniques (mécanorécepteurs). Dans un souci de simplicité décrivons très succinctement ces capteurs. Les disques de Merkel sont sensibles aux arrêtes, aux coins, à la courbure, à l'orientation des objets. Ils répondent aussi très fortement à l'étirement latéral de la peau et peuvent permettre de distinguer la direction de glissement. Ces disques de Merkel sont aussi beaucoup plus sensibles aux stimuli dynamiques que statiques [Cyb][FM06]. Les corpuscules de Pacini fonctionnent comme détecteurs d'accélération et sont également sensibles aux vibrations. Les corpuscules de Ruffini sont sensibles à l'intensité et à la direction de forces statiques, de même qu'aux déformations de la peau. Enfin, les corpuscules de Meissner sont des récepteurs superficiels à adaptation rapide particulièrement sensibles à la vitesse d'établissement du stimulus [PH96].

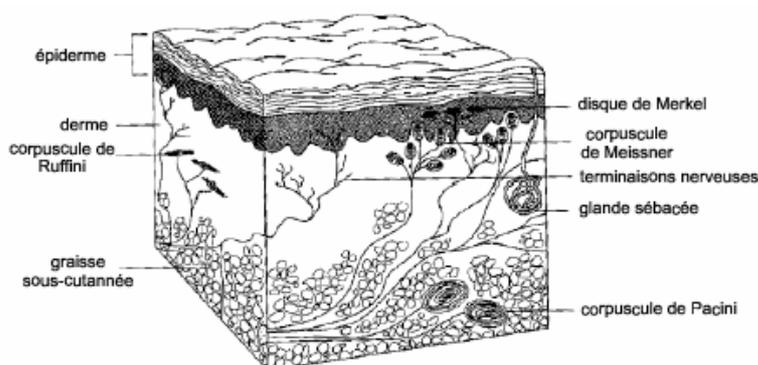


fig. 1-1: Structure de la peau (Adapté d'après [Gol99])

### 1.2. Physiologie proprioceptive du toucher

Les récepteurs physiologiques sensibles au retour kinesthésique sont situés au niveau des tendons d'attache des muscles aux os, au niveau des articulations et dans les muscles. Ainsi, les organes de Golgi qui mesurent les forces et règlent la contraction des muscles se trouvent entre les muscles et les tendons correspondants. Dans tout le muscle se trouvent aussi des récepteurs entre les fibres musculaires. Selon G. Casiez [GC04][Hap] les récepteurs de la peau participent également à la perception du retour kinesthésique.

## 2. Présentation de l'haptique

L'haptique désigne la science du toucher par analogie avec l'acoustique ou l'optique. Le terme haptique trouve son origine dans *haptien*, mot grec qui signifie toucher. En recherche, l'haptique traite de deux types de retour sensoriels : le retour d'effort ou retour kinesthésique et le retour tactile ou cutané. Le retour d'effort englobe la perception des forces de contact, de dureté, de poids et d'inertie d'un objet. Il contraint les mouvements, sollicite les muscles, tendons et articulations. Par contre le retour tactile est lié à la perception des états de surface (rugosité, texture), des températures, des glissements, des détections d'arêtes. Le retour cutané est transmis par voie d'afférents nerveux reliés aux mécanorécepteurs de la peau qui conditionnent le stimulus mécanique issu des contraintes d'exploration de surface. Les systèmes tactiles et kinesthésiques n'ont pas la même influence suivant la tâche accomplie [LTSC02]. Les premiers dispositifs haptiques, destinés à diriger des interventions robotisées minutieuses sur des sites inaccessibles à l'homme tels les espaces nucléaires, ont vu le jour en 1954 (Laboratoire National Agronome) [GC04]. De nos jours le domaine d'application s'est élargi et met en collaboration des chercheurs issus de la psychologie, de la neurophysiologie ou de la psychophysique avec d'autres scientifiques travaillant sur des thématiques liées à la robotique comme l'automatique, le génie électrique et la mécanique [LTSC02].

La présentation de la structure de la peau au paragraphe 1.1, nous a renseignés sur l'existence de capteurs offrant au corps des capacités d'acquisition de l'information à acheminer vers un centre de traitement. Lequel traitement exigera une connaissance suffisante des paramètres en amplitude, en distribution spatiale et en évolution temporelle. Si nous voulons concevoir des dispositifs électromécaniques aptes à faire percevoir les mêmes sensations que celles d'un objet réellement touché, il nous faut, dès lors, donner un aperçu plus concret des performances des capteurs selon ces différents critères.

### 2.1. Sensibilité aux vibrations continues

De nombreux auteurs se sont intéressés aux différents paramètres ayant une influence sur la perception des vibrations : fréquence, amplitude, durée de contact, ... Parmi ceux-ci on peut citer Cohen et Kirman [CK86] qui ont montré que le seuil de discrimination fréquentielle de vibrations diminue sensiblement quand la durée du stimulus passe de 30 à 50 ms puis augmente légèrement quand cette durée passe de 50 à 200 ms. 50 ms semble être une durée minimale de stimulation pour une bonne discrimination des fréquences, ne serait ce que du fait de sa position sur ces deux intervalles.

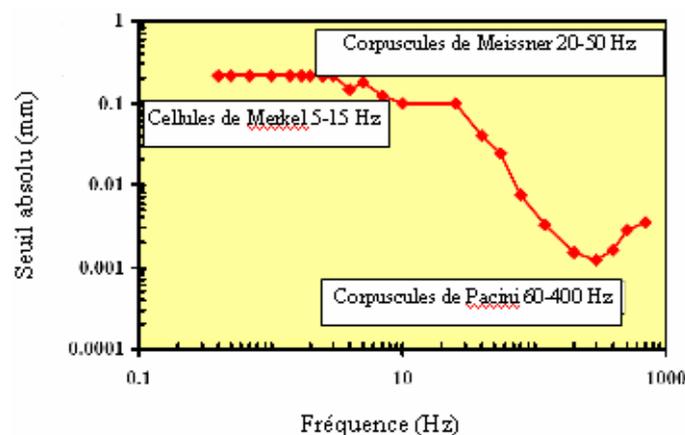


fig. 1-2: Influence de la fréquence d'excitation des stimuli [Jon]

De l'étude de Jones [Jon] ressort la figure 1-2 qui montre que le doigt perçoit au maximum des déformations de l'ordre du micromètre ( $\mu\text{m}$ ) pour une fréquence des stimuli autour de 400 Hz. La perception des stimuli vibrotactiles est ainsi fonction de la fréquence et de l'amplitude des vibrations.

Pour Jones [Jon], deux stimuli d'une seconde de durée, appliqués l'un après l'autre sur une même région doivent être séparés d'au moins 5.5 ms pour être perçus séparément. Par contre, deux stimuli appliqués à des régions différentes de la main, doivent être séparés d'au moins 20 ms pour déterminer lequel des deux est apparu le premier.

## 2.2. L'acuité spatiale du système sensoriel

C'est avec Weber [FM06][WTT1846] qu'ont commencé les recherches sur les performances haptiques en discrimination spatiale. Ce chercheur se servait d'un compas à deux pointes pour mesurer la distance à partir de laquelle la distinction entre deux points d'impact était perçue. Ces travaux sont poursuivis par Weinstein [FM06][SW68] qui indique des seuils de différenciation les plus bas de 2.5 mm sur le bout du doigt et une erreur de localisation de 1.5 mm. Stevens [FM06][SSS57] rapporte qu'en fonction de l'âge des sujets, des variations de 1.95 à 5.03 mm sont enregistrées.

D'autres approches ont montré une tendance de ces valeurs à sous estimer l'acuité spatiale du système sensoriel [FM06]. Une explication avancée est que tous les auteurs n'utilisent pas forcément la même pression de contact ou les mêmes stimuli [JYV00]. Toutefois il est intéressant de relever que les recherches de Jones [Jon] montrent que sur une surface râpeuse, il est possible de détecter des déformations de l'ordre de 40-50  $\mu\text{m}$  si l'espacement entre les deux déformations est de 0.7 à 1.0 mm. Pour une surface lisse, on peut distinguer un point de hauteur 1-3  $\mu\text{m}$  et de diamètre 550  $\mu\text{m}$ . Et, les variations temporelles augmentent bien souvent l'acuité et l'étendue des stimuli spatiaux.

## 2.3. Force et Vitesse de la main en situation d'exploration

Des études, dont celle de Bensmaïa [BH03] ont montré que force et vitesse du doigt sont des paramètres de grande importance dans la perception des textures fines. Il est ainsi soutenu que dans ce cas, le toucher actif est supérieur au toucher passif [GRT02]. S'étant intéressé au sujet, F. Martinot poursuit la comparaison en se référant à V. Hayward et al qui ont montré qu'une ambiguïté était levée par le toucher actif dans la perception de trous ou bosses de textures grâce aux indices directionnels de vitesse et d'accélération que procure le mouvement [SCLV02]. Il ajoute que les jugements de courbure sont avantagés par les conditions actives avant d'indiquer que pour les textures extrêmement fines, cependant, on ne fait pas de différence perceptive [DH04].

Que signifie dans ce qui précède, toucher actif et toucher passif? Dans la littérature ces termes ont une définition qui n'est pas toujours la même pour un chercheur ou pour un autre. Pour Gibson, le toucher passif est une « perception tactile » d'un observateur immobile permise par les capteurs cutanés alors que le toucher actif est une « stimulation volontaire » impliquant la kinesthésie. Loomis et Lederman optent plutôt pour une distinction des conditions de toucher active et passive fondée sur la capacité contextuelle de l'utilisateur à procéder à des changements de mode exploratoire. Pour les derniers cités, dans une tâche de reconnaissance d'un objet, un individu peut utiliser plusieurs procédures exploratoires pour chaque propriété [LK87]. Poursuivant son étude, F. Martinot en arrive ainsi à conclure que le choix entre une interface fixe par rapport au doigt avec possibilité de mouvement (cas du gant), un possible mouvement par rapport à l'interface tactile ou encore pas de mouvement du

tout est fonction des propriétés que l'on cherche à afficher sur un stimulateur tactile. A propos de la force du doigt, en situation d'exploration de textures fines, cet auteur a relevé jusqu'à 6 N, le maximum exercé par le doigt sur l'écran tactile du dispositif qui lui a permis de conduire son expérience. Il indique également que les mécanorécepteurs de Pacini, sensibles aux vibrations, permettent de ressentir des forces de contact de .54 mN à une fréquence comprise entre 200 et 250 Hz. Dans une expérience conduite par H. Z. Tan et al, la force maximale contrôlable par les doigts est mesurée en sollicitant des articulations précises du bras (phalanges, poignet, coude, épaule). L'un des résultats obtenu est que cette force varie entre 16.5 et 102.3 N : elle dépend du sujet (femme ou homme) et est croissante (de la première phalange au coude) [TSEC94]. Ces chercheurs trouvent ensuite que la résolution de contrôle d'une force est d'environ 0.04 N [TSEC94]. Par ailleurs, G. Casiez rapporte que la gamme de force typique lors d'opérations d'exploration et de manipulation se situe entre 5 et 15 N. Et, Jones écrit que la vitesse d'exploration de la main varie entre 9 et 19 cm/s [Jon]. Toutefois, dans son étude intitulée « déploiement des forces au bout du doigt en exploration tactile », SMITH Allan M. et al concluent qu'en exploration tactile active, la vitesse tangentielle, la force de contact normale et les forces de cisaillement tangentielles au bout du doigt sont ajustées de façon optimale en fonction de la surface de friction et si on est en présence d'une aspérité en relief ou d'un creux [SGH02].

## 2.4. Influence respective des systèmes cutanés et kinesthésiques

Au terme de ce bref aperçu sur le toucher et ses mécanismes s'est montrée la difficulté à modéliser l'humain. Concernant le rendu haptique, Lederman et al [LTSC02][FM06] affirment que le toucher implique le retour tactile et le retour kinesthésique. C'est pourquoi, en fonction des propriétés que l'on cherche à évaluer, l'un ou l'autre des rendus sera plus ou moins impliqué. Martinot et al mettent en lumière la dégradation des perceptions consécutives à l'exploration de texture, de viscosité, d'arrêtes par rapport à la réalité lorsque cette exploration a lieu sans dispositif cutané.

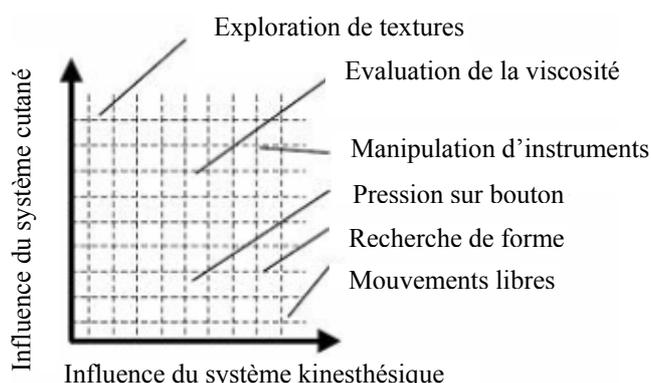


fig. 1-3: Influence du système kinesthésique et cutané [Jon]

Qui plus est, la simulation cutanée permettrait également d'affiner certaines sensations jusqu'alors fournies par les dispositifs kinesthésiques comme les mouvements dans l'air par un étirement approprié de la peau. Le graphique (fig.1-3) donne une définition des espaces d'importance du système tactile comparativement au système kinesthésique. On peut voir sur ce graphique les influences croissantes des deux systèmes.

Aussi, on ne manquera pas de souligner que les différents récepteurs énumérés ne fournissent que des informations ponctuelles : c'est la main qui est le véritable organe du toucher. La

perception, écrit M. Bouzit [BBPB02] est meilleure avec les cinq doigts qu'avec un seul doigt.

### 3. Les systèmes à retour kinesthésique

Les interfaces haptiques à retour kinesthésique sont actuellement à un stade de maturité qui permet leur commercialisation. Il peut s'agir de dispositifs larges (type spidar pour l'apprentissage de manipulation) ou au contraire de dispositifs « desktop », plutôt dédiés à la communication homme-ordinateur. Les actionneurs employés dans la plupart des systèmes à retour kinesthésique actifs sont généralement électromagnétiques [GC04]. Les moteurs piézoélectriques semblent également prometteurs, du fait de leur couple massique élevé et de leur faible vitesse mais leur commande s'avère beaucoup plus complexe que celle des moteurs à courant continu traditionnels [GLSH01][GLS04][HM95].

On peut évoquer également l'usage d'autres technologies dans une moindre mesure. Parmi celles-ci, les technologies hydraulique, pneumatique [BH97], les fluides électrorhéologiques, magnétorhéologiques [BSSD02], les polymères électroactifs et les alliages à mémoire de forme (SMA).

Ces interfaces peuvent être divisées en deux grandes familles : celle des périphériques non liés à l'utilisateur et la duale, celle des périphériques liés à l'utilisateur. Dans la première, on trouve les dispositifs de type bras, stylos, manches ou souris à retour d'effort. Gants et exosquelettes composent la deuxième famille.

#### 3.1. Gants et exosquelettes

Avec des gants, on peut manipuler des objets tout en disposant d'une grande liberté de mouvement. Cependant, le retour d'effort ne permet alors de ressentir que la rigidité de l'objet, en occultant le ressenti du poids. Les gants Rutgers Master, particulièrement légers (moins de 100 g) (fig. 1-4), en sont un exemple : ils permettent de retourner des forces sur quatre doigts grâce à des vérins pneumatiques [BBPB02]. Néanmoins, un inconvénient à relever ici, est l'impossibilité de fermer totalement le poing malgré le faible encombrement des actionneurs.



fig. 1-4: Gants Rutgers [BBPB02] et Cyberforce [Cyb]

Une autre solution consiste alors à réaliser une structure exosquelette comme illustré sur la figure 1-4. Un bras à retour d'effort 3 ddl actifs permet à l'utilisateur de ressentir le poids des objets manipulés et les forces de contact avec l'environnement. C'est la solution proposée par le Cyberforce commercialisé par la société Immersion [Cyb]. Dans ce cas, la structure

exosquelette peut être disposée côté extérieur de la main et laisser ainsi à l'utilisateur le confort de fermer totalement la main.

### 3.2. Bras maîtres et stylos à retour de force

Le domaine applicatif de prédilection des bras maîtres est la télé-opération. Le praticien peut ainsi avoir l'impression qu'il manipule avec ses mains et ses doigts le véritable outil. Placés sur une table ou sur le sol, ces systèmes sont capables de fournir des forces importantes à l'utilisateur. Ils sont aussi utilisés en réalité virtuelle pour l'aide à la conception, l'apprentissage.

Il s'agit de périphériques à 6 ddl (rotations et translations). Certaines versions ont récemment été commercialisées. Citons, par exemple, le Virtuouse6D commercialisé par la société Haption [Hap] et le PHANToM6D commercialisé par Sensable [Sen] (fig. 1-5). L'actionneur utilisé pour assurer le développement des efforts est électromagnétique.



fig. 1-5: Le Virtuouse6D [http] et le PHANToM6D [http]

Les versions avec 3 ddl parmi lesquelles se trouvent le PHANToM Desktop [MS94] et le PHANToM Omni de Sensable (fig.1-6), ainsi que le FCS Control Systems [http] sont les plus utilisées.

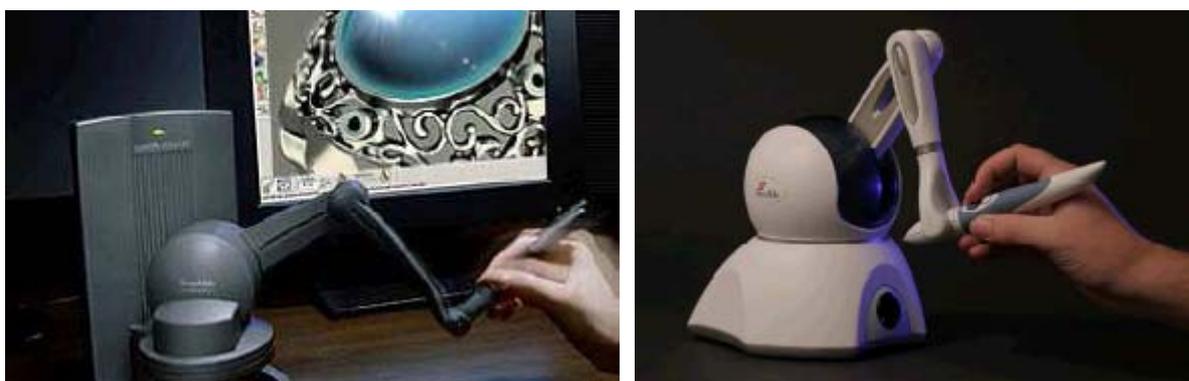


fig. 1-6: Le PHANToM Desktop et le PHANToM Omni [http]

Dans la famille des dispositifs à 2 ddl on peut citer le PenCat/Pro d'Immersion [http] (fig.1-7) qui permet à l'utilisateur de ressentir un effort à l'extrémité d'un stylo suivant 2 ddl. Il peut aussi être utilisé pour assister un utilisateur qui veut tracer les contours d'objets vus à l'écran [VH01].



fig. 1-7: Le PenCat/Pro [httc]

### 3.3. Systèmes à câbles

Les systèmes à câbles peuvent être liés ou non à l'utilisateur. Une extrémité des câbles est attachée directement aux doigts de l'utilisateur ou à l'effecteur principal. L'autre extrémité est reliée à un actionneur (à courant continu) par l'intermédiaire d'une poulie. Sur ces systèmes, l'usage des deux mains, comme dans la vie courante en manipulation d'objets, est souvent privilégié. On peut donner en exemple le Spidar 8 (8, pour quatre doigts de chacune des mains utilisable) et le Spidar G (fig.1-8). Dans le principe, le calcul de la position 3D du doigt ou de l'effecteur final est effectué par le biais des différentes longueurs des câbles. Le retour d'effort est rendu possible par le contrôle de la tension du câble quand le doigt ou l'effecteur est au contact de l'objet virtuel manipulé.

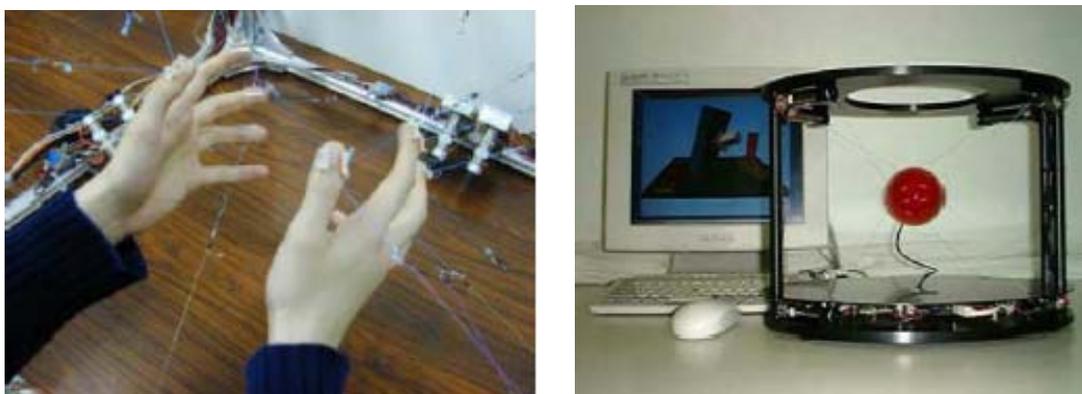


fig. 1-8: Le SPIDAR-8 [httd] et le SPIDAR-G [htte]

### 3.4. Pointeurs et souris à retour d'effort

Nous présentons séparément des bras maîtres et stylos à retour de force, pointeurs et souris à cause du faible niveau de forces que pointeurs et souris sont capables de retourner mais aussi la spécificité des tâches qui leur sont assignées dans le contexte d'un usage de bureau. En effet, ces dispositifs sont développés d'abord, pour les besoins en pointage, suivi de trajectoires, et aussi manipulation d'objets virtuels avec retour d'effort dans des environnements 2D ou 3D avec une grande précision. Laquelle précision est, pour F. Martinot influencée par la façon de saisir l'extrémité de l'effecteur dont la plus efficace est celle qu'il préconise sur la figure 1-9 [MPC04].

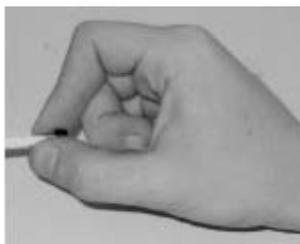


fig. 1-9: Pulp-2 pinch grasp [MPC04]

### 3.4.1. Le Digitracker à motorisation piézoélectrique

Dans sa première version, le Digitracker est dédié au pointage, au suivi de trajectoires et aux tâches de sélection d'objets dans un environnement virtuel 3D. Cette version qui a été proposée par F. Martinot et al [MPC04] est un pendule classique à 2 ddl auquel est ajouté un troisième ddl. Le système est un ensemble de 3 bras (I1, I2, I3) liés entre eux par des articulations (R1, R2, R3) qui ne peuvent être mues qu'en rotation : ce qui en fait un système à 3 ddl dont l'embase plane repose sur une table. L'extrémité libre du bras I3 (fig. 1-10) constitue la fin d'effecteur que l'utilisateur prend entre le pouce et le majeur de sa main comme sur la figure 1-9 et qu'il manipule. La position de cette fin d'effecteur qui a son correspondant sur la scène virtuelle est repérée.

Dans la version proposée par Dai Zeng [SDG07], des moteurs piézoélectriques Shinsei USR 30 compacts et peu encombrants sont ajoutés. Cela permet d'en faire un périphérique à retour d'effort puisqu'en fonction de la position donnée par un capteur, une consigne de couple est envoyée au moteur de l'articulation correspondante. Le couple maximal retourné est de 0.1 Nm.

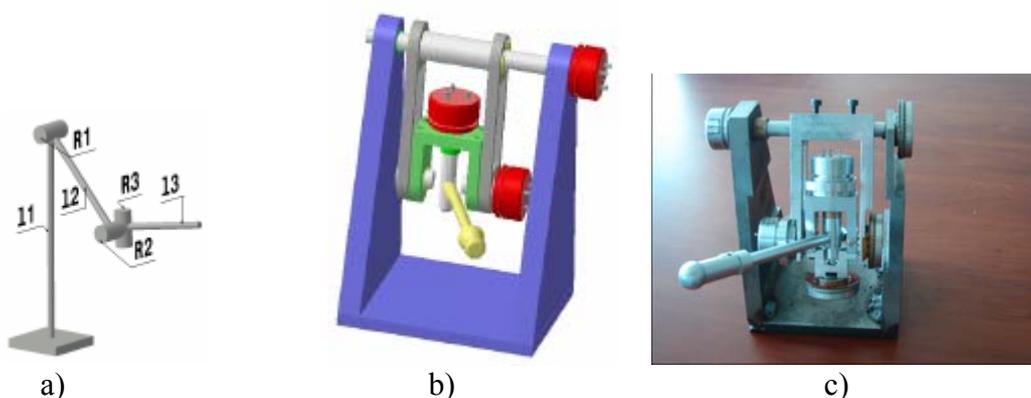


fig. 1-10: a) Liaisons cinématiques, b) design du Digitracker et c) version motorisée

### 3.4.2. Le Digihaptic

Le Digihaptic (fig. 1-11) est un dispositif 3 ddl à base fixe sur une table de bureau qui fait partie des dispositifs non liés à l'utilisateur.

La structure dispose de trois manettes dont les axes de rotation respectifs sont reliés à un moteur à courant continu qui peut développer un couple résistant plus ou moins important, permettant alors le retour d'effort. Le pouce, l'index et l'annulaire agissent séparément sur une manette comme sur la figure 1-11 de manière à éviter la fatigue du bras tout en autorisant une relative liberté de mouvement des doigts.

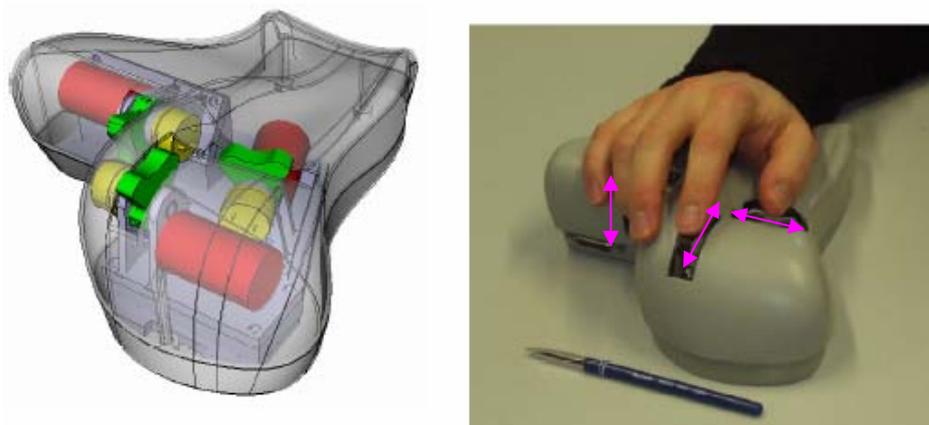


fig. 1-11: Design du Digihaptic [CPCB04]

Chaque manette dispose de  $120^\circ$  de liberté pour un rayon de 20 mm. Le périphérique est à même de fournir une force maximale de 2 N suffisante pour procurer au doigt la sensation de buter contre un mur.

### 3.4.3. La souris à retour d'effort par friction à actionnement électromagnétique

Ce dispositif, proposé par Schneider et al [SMA04] est une souris d'ordinateur usuelle à déplacer sur un tapis en acier, à laquelle on a ajouté la fonction retour d'effort par friction en y insérant un électroaimant. La structure fonctionne grâce à un logiciel de contrôle qui permet de lire la position du curseur et de calculer une tension de consigne, dépendante de l'effort recherché.



fig. 1-12: Souris Hewlett-Packard 5187-1556 modifiée [SMA04]

Ceci a pour effet d'activer l'électroaimant, par conséquent, de donner naissance à un champ magnétique et donc à une force de friction continue, fonction de la valeur de la tension. La souris modifiée est une Hewlett-Packard 5187-1556 (fig. 1-12). L'effort maximal de friction obtenue est de 2.0N.

## 4. Les systèmes du retour cutané

Pour compléter l'information haptique, il est nécessaire de reconstituer l'information cutanée transmise à la peau et particulièrement à la pulpe des doigts.

A présent, nous allons donc décrire les méthodes employées pour l’affichage tactile ou cutané et quelques formes de propositions technologiques. Le choix dans la manière de décliner ces propositions veut délibérément mettre en avant fonction et technologie s’y rapportant.

Jusqu’à présent, deux méthodes de rendu tactile ont principalement été proposées : l’affichage de forme et l’application de stimuli vibrotactiles. L’affichage de forme s’apparente, pour les concepteurs de stimulateurs tactiles à une reconstitution de l’état de surface d’un matériau [FM06]. La stimulation vibrotactile, telle qu’elle est entendue actuellement, vise la stimulation directe par l’intermédiaire des vibreurs ou d’indenteurs (stimulation des mécanorécepteurs).

Chaque stimulateur a un domaine propre de validité et les afficheurs tactiles se répartissent, en fonction de la discrétisation et l’étendue spatiale de l’aire de stimulation [KHAK04][JP06]. D’un point de vue technologique, la simulation tactile peut se réaliser de différentes façons.

Ainsi, les différents principes d’actionnement sont explorés, de façon encore plus large ici que lors de la conception du retour kinesthésique. Ainsi, dans la famille des afficheurs de forme (quasistatiques) on trouve des actionneurs

- électromagnétiques ;
- à fluide électrorhéologique ou magnétorhéologique ;
- alliages à mémoire de forme ;
- pneumatiques, etc.

Dans un autre groupe, on retrouvera les systèmes matriciels vibrotactiles faits d’actionneurs piézoélectriques et électromagnétiques. Puis, dans un troisième sous ensemble, nous mettons les systèmes vibrants à structure continue et réduction de frottement, en général à actionnement de technologie piézoélectrique.

## 4.1. Afficheurs de formes (quasi statiques)

### 4.1.1. Actionneurs électromagnétiques

Les actionneurs électromagnétiques utilisés en affichage de forme sont généralement des actionneurs à courant continu rotatifs ou des électroaimants.

Généralement encombrants du fait des mécanismes qui entrent en jeu, leur miniaturisation est difficile à performances égales. Il n’y a de ce fait que très peu de micro-actionneurs électromagnétiques disponibles dans le commerce et ils ne sont ni les plus légers ni les plus compacts.

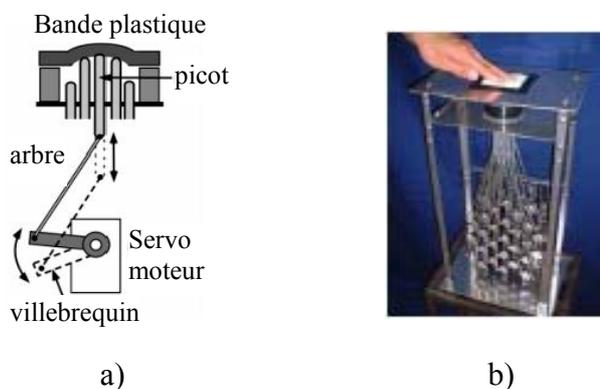


fig. 1-13: Feelix2 a) principe de transformation du mouvement b) interface [IYNK01]

Le FEELEX (fig. 1-13) de l'Université de Tsukuba est une interface actionnée par des moteurs rotatifs contrôlés en déplacement et qui déforment une surface plane de 3 mm d'épaisseur grâce à une matrice de picots. Chaque picot est actionné par un moteur à courant continu dont on transforme le mouvement. [IYNK01]. Le feelex2 permet une course maximale du picot et un effort à l'extrémité de celui-ci respectivement de 18 mm et 1.1 kgf.

#### 4.1.2. Les matériaux à mémoire de forme (SMA)

Les matériaux à mémoire de forme sont des alliages possédant plusieurs propriétés inédites parmi les matériaux métalliques dont la capacité de "garder en mémoire" une forme initiale et d'y retourner même après une déformation. D'ordinaire, ces matériaux suivent une déformation plastique à des températures relativement basses (martensite) et retrouvent leur forme d'origine (austénite) s'ils sont chauffés à haute température.

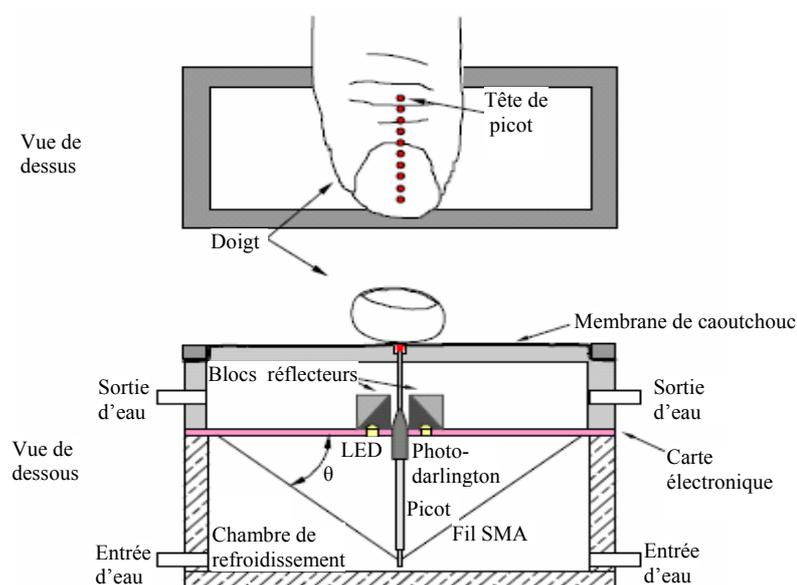


fig. 1-14: Dispositif de l'Université d'Harvard [WPFH97]

Pour des applications en téléopération, des chercheurs de l'Université d'Harvard ont développé un prototype tactile [WPFH97] constitué d'une seule rangée de picots. Le doigt peut se déplacer le long du dispositif pour percevoir les formes perpendiculaires à la ligne de picots. Sur la figure 1-14 on peut voir une rangée de picots espacés de 2 millimètres. Pour couvrir l'ensemble de la longueur à explorer, 10 picots ont été utilisés. L'espacement réduit entre les picots, la force importante et la rigidité développée, ainsi que l'amplitude des déplacements font des SMA une technologie bien adaptée au retour tactile. Cependant les SMA ne sont pas souvent exploités à cause de leur temps de réponse assez longs et de leur intégration qui reste délicate.

#### 4.1.3. La technologie pneumatique

En dehors des poches d'air insérées dans les gants du TeleTact Glove et emplies par un compresseur, d'autres dispositifs existent (fig. 1-15, 1-16, 1-17). C'est le cas des pistons actionnés par des moteurs [FO01] permettant un ressenti de raideur variable de membrane ou encore des dispositifs utilisant une pompe pour expulser [MWF00] ou aspirer de l'air grâce à

des microvalves électromagnétiques binaires [MS05]. Ces dispositifs à technologie pneumatique ne sont pas toujours très confortables et sont relativement lourds.



fig. 1-15: Softness display interface [FO01].



fig. 1-16: Buses à expulsion d'air déformant une matrice de chambres en silicone [httf].



fig. 1-17: dispositif de succion localisée [httf].

#### 4.1.4. Les fluides électro-rhéologiques (FER)

Une matrice constituée de poches emplies de FER peut permettre de distribuer spatialement des efforts normaux sur la pulpe du doigt qui précontraint alors le dispositif. En effet, une modification locale de la viscosité du fluide sous l'effet d'un champ électrique entraîne le ressenti d'une rigidité variable sur la pulpe du doigt. Toutefois des progrès, en termes de précision, sont nécessaires. La figure 1-18 présente un périphérique à 25 blocs de 11x11 mm espacés de 2 mm développé à l'Université de Hull [TPSV98].

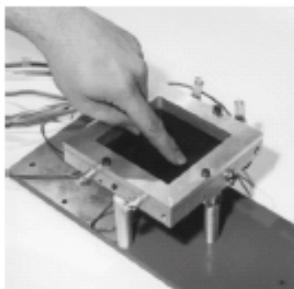


fig. 1-18: Interface à fluide électro-rhéologique [TPSV98]

#### 4.1.5. Les autres technologies

D'autres solutions parmi lesquelles les MEMS (Micro-ElectroMechanical Systems) [SM02] et les polymères actifs présentent un intérêt pour les groupes de recherche mais ne sont pas très répandues.

Différentes technologies d'usage en retour tactile ont été présentées avec quelques exemples de réalisations en notant leurs avantages et inconvénients. De par sa fidélité et la maîtrise qu'on en a, la technologie électromagnétique est de nos jours, la plus utilisée. L'émergence d'autres technologies telles que les AMF est à relever. Cependant, le contrôle thermique nécessaire au bon fonctionnement de ces actionneurs est toujours difficile à mettre en œuvre.

## 4.2. Systèmes matriciels vibrotactiles

L'approche retenue ici se distingue de celle qui précède, du fait qu'ici c'est l'application de stimuli vibrotactiles qui produit la sensation recherchée. Précédemment l'effet recherché était obtenu par indentation normale de la peau selon un processus de reconstitution de forme

souvent apparenté à une représentation discrète de l'état de la surface, ou d'une aspérité en 3D, explorée. Grande amplitude et faible fréquence de déplacement des picots caractérisent ces structures alors qu'ici, les picots des stimulateurs vibrotactiles ont un déplacement à haute fréquence (autour de 200 Hz) et de très petite amplitude (de l'ordre de 10  $\mu\text{m}$ ). La « reproduction » des aspérités d'une surface n'est pas l'objectif recherché mais on vise à contrario la production d'une forme d'excitation appropriée sur les différentes populations de mécanorécepteurs de la peau [MB07]. Conceptuellement recours est fait aux technologies électromagnétique et piézo-électrique.

#### 4.2.1. Exemple d'un dispositif électromagnétique vibrant : le vital

Le Vital est un dispositif destiné à transmettre une information par le toucher. Plusieurs versions existent, fondées sur une intégration d'actionneurs électromagnétiques rangés en une matrice de 8x8 leviers. C'est l'intersection entre des mini-poutres aimantées et des micro-bobines qui produit la mise en vibration de ces poutres qui concrétisent les picots. Une approche multicouche avec une procédure simple d'assemblage a présidé au développement de cette nouvelle génération de matrice tactile à haut potentiel de densité de micro-actionneurs.

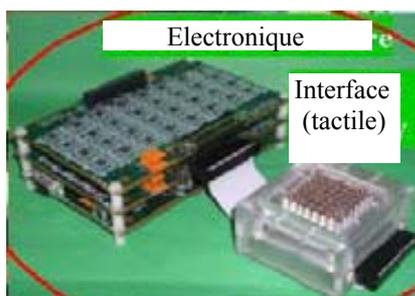


fig. 1-19: L'interface et son électronique [KHAK03]

Le contrôle indépendant de l'amplitude et de la fréquence de chaque picot facilite l'affichage d'une variété de topographies. La figure 1-19 présente le premier prototype du Vital ou Vital1 qui intègre aussi un rendu thermique [KHAK03].

L'espacement entre deux microactionneurs opérant en fréquence entre 20 et 300 Hz est de 2 mm pour des amplitudes d'indentation de quelques microns.

#### 4.2.2. Dispositifs vibrants piézo-électriques

Cette famille de dispositifs repose sur le principe de conversion électro-mécanique spécifique aux systèmes piézo-électriques. Ce principe va être largement utilisé dans la suite de ce mémoire, aussi nous présentons en annexe A, l'effet piézoélectrique, ses modes de couplages et ses propriétés.

#### L'Optacon et le Stress

Les actionneurs piézoélectriques sont utilisés dans les périphériques haptiques pour générer des vibrations à haute fréquence (dans la bande passante du système sensoriel) de faible amplitude. Les mécanismes existants comportent en général des petits picots flexibles qui indentent ou font vibrer la peau. Dans cette catégorie, l'Optacon [LJ69] fait référence. L'Optacon utilise des poutres piézoélectriques qui actionnent des épingles flexibles (fig.

1-20). Il est dédié aux personnes aveugles à qui il permet d'accéder aux caractères imprimés. Une caméra se déplace le long d'une page imprimée sur laquelle elle perçoit des contrastes et renvoie l'image sur un dispositif tactile vibrant. L'utilisateur place son index sur la surface tactile et est ainsi capable de sentir les lettres sous le doigt. L'Optacon II peut être utilisé pour la lecture des caractères sur un écran d'ordinateur [LTSC02]. La fréquence de vibration des picots est située entre 250 et 300 Hz

Cependant, comme il a été suggéré que l'indentation et les vibrations normales de la peau ne sont pas essentielles pour la plupart des sensations tactiles [HC00], l'Université de Mc Gill au Canada a mis au point une interface tactile qui repose sur la déformation tangentielle de la peau. Ces vibrations tangentielles sont assurées par un ensemble de lames bimorphes qui composent le Stress [PH03] (fig. 1-21), de résolution spatiale 1 millimètre pour une fréquence maximale de 700 Hz..



fig. 1-20: Optacon [LJ69]

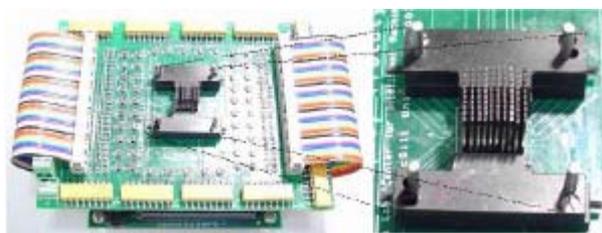


fig. 1-21: Stress

### 4.3. Systèmes vibrotactiles à structure continue

Les technologies décrites précédemment, pour créer des afficheurs de forme ou des sensations vibro-tactiles, ont généralement la particularité de communiquer la sensation recherchée au doigt de l'utilisateur, par l'intermédiaire d'une matrice de picots. Cette structure matricielle a l'avantage de permettre une finesse de contrôle (chaque picot pouvant être commandé indépendamment) mais le désavantage d'être limité en intégration. A l'opposé, d'autres dispositifs présentent une structure continue, produisant une impulsion ou un frottement contrôlable sous le doigt.

#### 4.3.1. Afficheur à impulsion

L'afficheur de Poupyrev et al [PM03] est capable de s'incorporer sur l'écran sensitif d'un PDA (Personnal Digital Assistant). Il s'appuie sur la technologie piézoélectrique. L'actionneur est constitué d'un sandwich de fines piézo-céramiques ( $0,28 \mu\text{m}$ ) empilées. Les piézo-céramiques se contractent ou se dilatent en fonction de la polarité du signal d'excitation. Les couches extérieures sont de polarité opposée entraînant la flexion de la structure une fois alimentée. Cette configuration est appelée « moteur fléchissant ». Ce type de moteur requiert souvent une tension d'excitation élevée (80-350V). En prenant les couches de piézo-céramiques constitutives en sandwich, cette tension est réduite à  $\pm 8-10\text{V}$ , à force produite égale. La relation tension-déformation est quasi linéaire. Pour donner diverses sensations au toucher, des formes d'onde tactile sont stockées dans la mémoire d'un microprocesseur. Ainsi, lorsqu'un doigt se pose sur la plaque en verre, l'actionneur se fléchit soudain et pousse la plaque contre le doigt de l'utilisateur qui perçoit un impact. De plus,

plusieurs sensations tactiles sont productibles et l'utilisateur pourrait de cette façon percevoir l'effet d'un interrupteur qui commute suite à l'action du doigt, par exemple. L'un des plus récents dispositifs à avoir intégré cette technologie est celui conçu par Kaaresoja [KBL06]. L'auteur indique un déplacement normal de 50  $\mu\text{m}$  de l'écran.



fig. 1-22: Afficheur tactile pour écrans sensibles [PM03]



fig. 1-23: Démonstrateur [KBL06]

### 4.3.2. Dispositifs à frottement variable

#### Principe de création d'un frottement variable

L'action sur le frottement engendré par une surface sous le doigt est une seconde voie exploitée dans les dispositifs tactiles à structure continue. Nous allons la détailler puisqu'elle constitue une base de notre propre étude.

Le premier chercheur à jouer sur le coefficient de frottement fut Watanabee [WF95] dont nous pouvons rappeler sommairement l'expérience au vue de l'ouverture qu'elle a permis dans la conception de nombre de dispositifs de cette catégorie. Une poutre en acier dont chaque extrémité est fixée à un transducteur Langevin constitue le dispositif de Watanabee. Le transducteur Langevin excité à 77 kHz communique alors ses vibrations d'amplitude maximale 2  $\mu\text{m}$  à la poutre. On constate que la sensation procurée à un doigt ayant exploré la surface de la poutre non excitée est différente de celle procurée par la même poutre vibrante : dans ce dernier cas, la surface de la poutre est devenue très glissante et douce. L'exploitation physique de ce phénomène repose sur l'apparition d'un coussin d'air, appelé « squeeze effect », entre le doigt et la poutre dans certaines conditions d'amplitude et de fréquence vibratoire. Dès lors, l'expérience se poursuit en agissant sur l'état de surface par polissage au papier de verre de différentes granularités. Plus le polissage est grossier, en d'autres termes, plus grande est la rugosité géométrique de la poutre, plus grande est l'amplitude vibratoire requise pour obtenir chez la plupart des sujets touchant la poutre, une sensation glissante. Il en ressort que l'amplitude vibratoire et la rugosité de la surface ont une emprise sur la sensation glissante obtenue. Comme autre résultat, Watanabee observe que la fréquence de vibration, pourvue qu'elle soit supérieure au seuil de 20 kHz, ne joue aucun rôle sur la sensation perçue.

Dans la même idée, on peut citer le dispositif proposé par T. Nara [NMYT98] qui fonctionne sur le principe d'une onde qui se propage dans un milieu élastique (fig. 1-24). A une fréquence ultrasonique, ce milieu élastique vibrant crée la sensation d'une surface glissante du fait de l'effet « squeeze effect » [WF95][ NMYT98]. Pour être mis en œuvre, le dispositif exige une plaque de géométrie particulière : la largeur de la plaque doit être graduellement et continûment décroissante.

Dès lors, une onde générée dans la plaque voit son amplitude croître jusqu'au point dit tournant. Point à partir duquel l'amplitude de l'onde décroît exponentiellement. La position du point tournant est contrôlable par la fréquence de l'onde. L'onde élastique dans la plaque génère donc une zone de glissement à partir du point d'origine de la propagation de l'onde jusqu'au point tournant, puis, une zone de friction au-delà de ce dernier (fig. 1-24). La limite entre ces deux zones peut être déplacée par modification de la fréquence de l'onde. De cette façon, le frottement à la surface de la plaque peut être contrôlé.

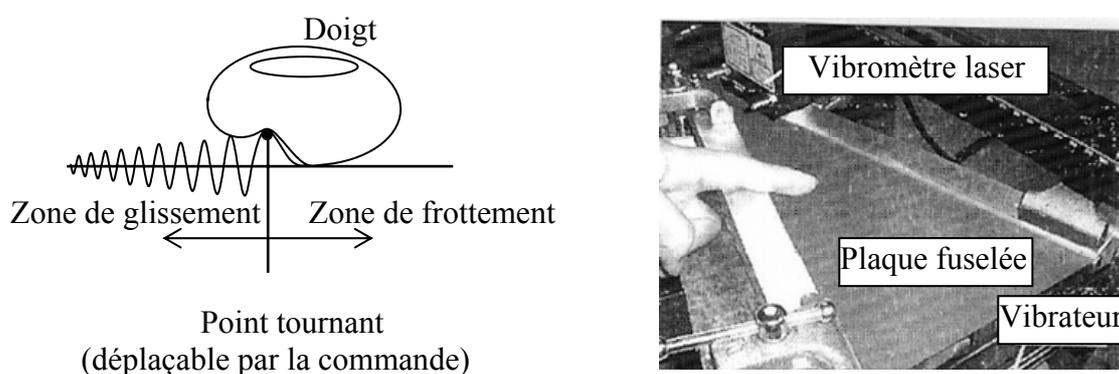


fig. 1-24: Principe de la lubrification aérodynamique et dispositif de T. Nara [NMYT98]

### Création de textures avec le principe de lubrification aérodynamique

Les travaux de M. Biet [MB07] et L. Winfield [WGCP07] peuvent être placés dans le prolongement de l'expérience de Watanabee puisque les deux auteurs s'inspirent des variations du frottement d'une surface pour simuler des textures. Théoriquement, on peut montrer que selon des conditions de fréquence et d'amplitude de vibration il existe une suppression (squeeze effect) entre deux plaques dont l'une vibre par rapport à l'autre [WGCP07]. Dans les deux travaux cités précédemment, ce principe est appliqué en remplaçant l'une des plaques par le bout du doigt, l'autre plaque, vibrante, sert alors d'interface avec laquelle peut interagir le doigt. Comme dans l'expérience de Watanabee, l'amplitude de la vibration est corrélée à l'importance de la réduction du frottement entre le bout du doigt et la plaque. Finalement, l'asservissement de la position du doigt sur la plaque permet de créer des sensations de textures. Lorsque le doigt explore la surface excitée, c'est-à-dire vibrante, il perçoit un glissement. Si la source des vibrations est coupée, c'est un frottement qui est perçu. De la sorte, si on imagine une source de vibration cyclique, on a un glissement cyclique, c'est-à-dire des alternances de glissement - frottement ou stick - slip que l'utilisateur ressent comme caractéristiques d'une sensation de textures. On peut alors, pour reconstituer une texture donnée, mesurer le déplacement du doigt et contrôler l'amplitude vibratoire en fonction de la sensation recherchée (frottant ou glissant) et de cette position. La texture est donc présentée sur la surface à travers une modulation d'amplitude d'onde fonction de la position du doigt.

En procédant ainsi, on peut reproduire la texture de la figure 1-25, par exemple, sur laquelle l'espacement entre les « crêtes » ou la hauteur de ces mêmes « crêtes » n'est pas maintenue constante. La porteuse conduisant à la reproduction de la texture serait déduite alors par la position du doigt et la hauteur des crêtes à reproduire. C'est l'alternance des zones glissantes (grande amplitude vibratoire) et des zones bloquantes (faible amplitude vibratoire) qui va créer chez l'utilisateur l'illusion de toucher des surfaces texturées quand bien même, toute la surface du dispositif sera animée d'un même mouvement à un instant donné.

Position du doigt et référence d'amplitude d'onde synchronisées, il suffit d'opérer une transformation spatio-temporelle qui permette le contrôle des instants d'apparition des zones glissantes ou bloquantes en fonction de la position du doigt pour générer son signal porteur. Par ailleurs, il a été constaté [MB07] qu'il était plus flagrant de percevoir les signaux carrés qui ont la propriété d'avoir des fronts raides, que ceux à pentes douces. Raison pour laquelle la forme retenue pour le signal de la modulation est bien souvent carrée.

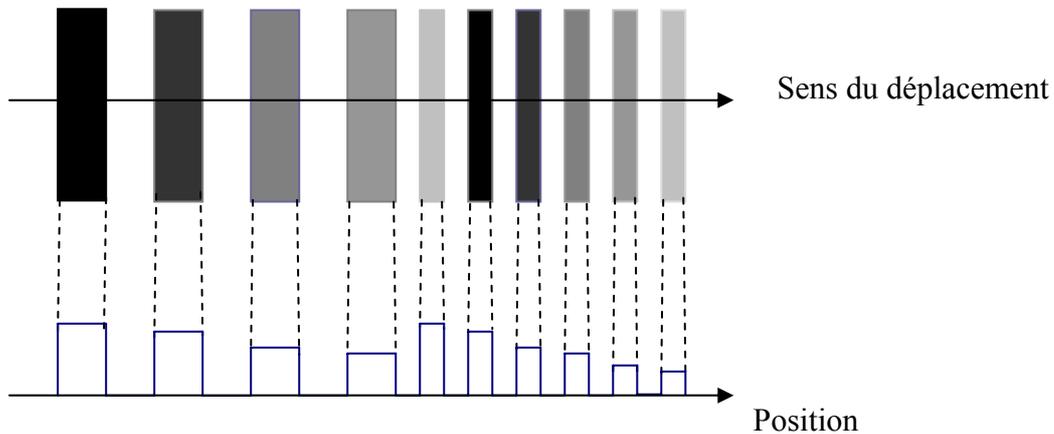


fig. 1-25: Elaboration du signal modulant : intensité du niveau de gris décroissant correspondant à un glissement croissant

Sur la figure 1-25, il est à noter la prise en compte d'un changement de période spatiale.

#### 4.3.2.1. Dispositif

Dans le cadre des travaux de thèse de M. Biet, ce principe est réalisé concrètement pour un actionneur. Une onde stationnaire est générée au sein d'une plaque rectangulaire en cuivre-béryllium dont l'une des faces est recouverte d'une matrice de piézo-céramiques, collée à la plaque (amplificateur de l'onde) grâce à une colle époxy. La surface opposée est celle explorée par le doigt. Sous 15 Volts d'alimentation sinusoïdale, la plaque de dimensions 83 mm x 49 mm x 2 mm permet, à 30.5 kHz, sa fréquence de résonance, d'atteindre un maximum de 2.3  $\mu\text{m}$  crête-à-crête.

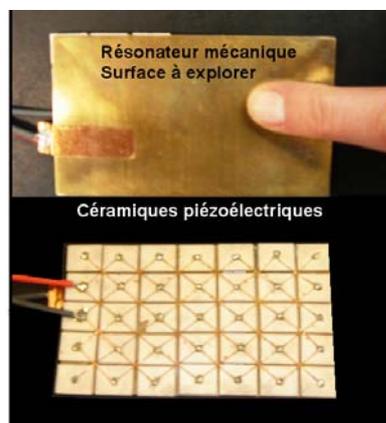


fig. 1-26 : Actionneur électro-actif de M. Biet [MB07]

Ces conditions satisfont à l'obtention de l'effet squeeze comme il a été montré dans [MB07]. De plus, les dimensions géométriques satisfont les critères ergonomiques d'un toucher exploratoire naturel.

#### 4.3.2.2. Le T-PaD

Le T-PaD repose sur le même principe théorique que précédemment. Seule sa structure varie. Il est constitué d'un élément piézoélectrique fléchissant de forme circulaire (fig. 1-27).



fig. 1-27: Structure du T-PaD [WGCP07]



fig. 1-28: Mode vibratoire de l'élément fléchissant

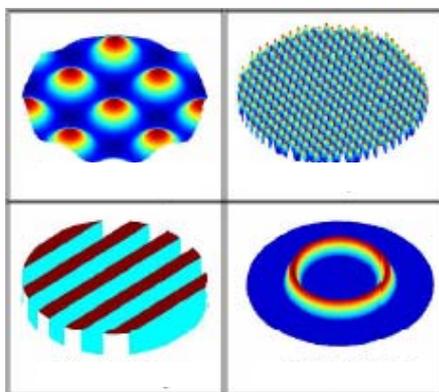


fig. 1-29: Quelques formes de « textures » [WGCP07]

Cet élément de 25 mm de diamètre et 1 mm d'épaisseur est collé à un disque de verre choisi pour son grand coefficient de frottement, de même diamètre et d'épaisseur 1.59 mm. L'ensemble repose sur un anneau de 20 mm de diamètre (fig. 1-27) dont la fonction est de forcer la flexion de l'élément piézoélectrique de manière à obtenir le mode de flexion de la figure 1-28.

Pour permettre l'affichage de textures telles que celles de la figure 1-29, une corrélation entre la tension d'alimentation, la texture de la surface donnée et la position du doigt a été développée comme sur le dispositif précédent.

Le dispositif est piloté à sa fréquence de résonance (33 kHz) au moyen d'une tension d'amplitude 0-40  $V_{\text{crête-à-crête}}$ . A amplitude vibratoire maximale, le coefficient de frottement est réduit d'un facteur 10.

#### 4.3.3. L'afficheur à onde acoustique de surface

Les ondes acoustiques de surface ont récemment constitué un pôle d'intérêt pour la génération de forces d'entraînement dans les moteurs linéaires en plus de leur application pratique comme filtre pour équipement de télécommunication. Elles sont également utilisées pour la stimulation tactile, notamment par l'équipe de Toshiro Higuchi au Japon [NTMH01].

La figure 1-30 présente schématiquement l'afficheur tactile à onde acoustique de surface. Sur un substrat de Lithium Niobate ( $\text{LiNbO}_3$ ), de dimensions 17 mm x 63 mm x 1mm, une

tension alternative sur un transducteur interdigité (IDT) crée une onde acoustique de surface. La longueur de l'onde est de  $265 \mu\text{m}$  à une fréquence de 15 MHz. Les IDT sont placés aux deux extrémités du substrat. Pour générer une onde progressive, on alimente en tension une face des IDTs. Pour une onde stationnaire, on applique la tension sur les deux faces des IDTs et on dispose la matrice de métal ouverte (OMSA) après les IDTs comme réflecteurs.

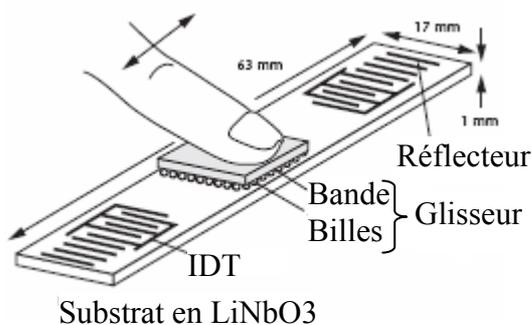


fig. 1-30: Description schématique du dispositif

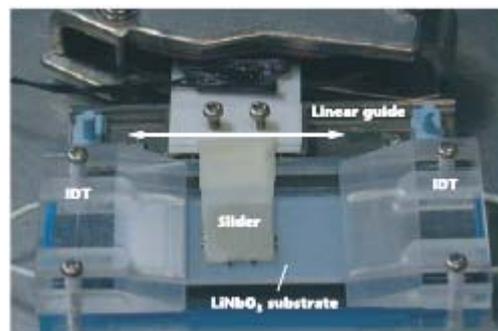


fig. 1-31: Le dispositif [NTMH01]

Sur cet afficheur tactile (fig. 1.30, 1.31), l'utilisateur explore le substrat avec un glisseur. Ce glisseur a environ 100 billes d'acier de diamètre  $800 \mu\text{m}$  sur une fine bande. La sensation tactile perçue par l'utilisateur peut s'expliquer comme suit: quand un matériau dur tel une bille en acier est posée sur la surface de l'onde stationnaire, la durée du contact change en fonction de la fréquence de vibration. De la sorte, le coefficient de frottement moyen semble diminuer dans le cas d'une vibration très rapide. Qui plus est, si des trains d'ondes à basse fréquence sont envoyés, il est possible de créer un frottement variable. Et comme il se trouve justement que les billes du glisseur sont en contact avec l'onde, alors ce contact est soumis à l'effet qui vient d'être décrit.

Le frottement contrôlé est une alternative intéressante en terme de production de sensations tactiles étant donné, comme on le voit avec les structures précédentes, qu'il est engendré par des surfaces continues, de taille limitée et donc tout à fait intégrable. Le contrôle de ces dispositifs est par contre global, puisque c'est la structure entière qui est excitée et non pas un picot d'une matrice. La connaissance précise de la position du doigt est nécessaire et les textures à simuler nécessitent d'être étudiées en terme de coefficient de frottement afin de fournir les entrées de consigne à l'effecteur.

C'est cette voie du frottement contrôlé qui est exploitée dans la suite de cette étude, pour une application en retour d'effort. Plus précisément, c'est le concept de lubrification électro-active qui repose sur un principe physique différent des précédents mais aboutit finalement au réglage du coefficient de frottement. Son application en retour d'effort est peu répandue mais elle est utilisée dans d'autres domaines, en particulier pour assurer la fonction débrayage.

## 5. La lubrification électroactive : principe et applications à l'haptique

### 5.1. Principe

En mécanique, par lubrification, on entend de façon générale un ensemble de techniques déployées dans le but de réduire le frottement et l'usure entre deux pièces en contact et, en mouvement l'une par rapport à l'autre. Grâce à elle, une partie de l'énergie thermique

engendrée par ce frottement est souvent évacuée en même temps qu'elle permet d'éviter la corrosion [MTPMR]. Frottement et usure sont deux phénomènes liés et quasiment indissociables et peuvent provoquer la dégradation d'un système. Ainsi utilise-t-on traditionnellement comme lubrifiants des huiles, du graphite, de la silicone, etc. qui forment un film intercalaire entre les deux surfaces. Ces lubrifiants interposent entre les deux surfaces en contact un troisième corps à faible résistance de cisaillement qui subit la contrainte normale (pression) et tangentielle (frottement).

La lubrification active recourt aux vibrations pour modifier à sec les conditions tribologiques du contact entre les deux surfaces. Son utilisation vise particulièrement la réduction des forces de frottement. Forces à même d'induire des non-linéarités compliquant les procédés de régulation ou d'augmenter le degré de complexité des mécanismes articulés tels que les guidages ou les roulements, voire par l'effet de dissipation d'énergie, à l'origine de chute de rendement.

La lubrification active repose sur l'introduction de vibrations au sein même du contact et du processus de friction. Ces vibrations amènent un contact intermittent entre les deux surfaces en regard. Par conséquent, les phases de contact sont brèves et à chaque reprise de contact, si on impose un déplacement tangentiel de l'une des surfaces par rapport à l'autre, on observe tout d'abord une phase de glissement partiel caractérisée par un coefficient de friction réduit par rapport à celui du glissement total (appelé glissement dynamique  $\mu_d$ ). Le réglage du temps de contact, par celui de l'amplitude vibratoire, permet de régler le coefficient de frottement moyen au cours du temps. Ce principe sera utilisé au chapitre 3. Reste à générer technologiquement lesdites vibrations. Des actionneurs électriques, en particulier piézoélectriques, offrent de remarquables aptitudes à cette fin [LG06]. Parmi les applications potentielles de la lubrification active utilisant les actionneurs piézoélectriques, on peut citer le débrayage piézoélectrique.

## 5.2. Le débrayage ultrasonique du moteur à rotation de mode

L'embrayage peut être défini comme un dispositif d'accouplement temporaire entre un arbre dit moteur et un arbre dit récepteur. La transmission se faisant par adhérence, il permet par exemple la mise en charge progressive qui permet d'éviter les à-coups susceptibles de provoquer la rupture d'éléments de transmission ou le calage dans le cas d'une transmission depuis un moteur thermique. L'opération inverse consistant à désolidariser les arbres est le débrayage.

Dans [LG06], le principe de lubrification est appliqué à un moteur ultrasonique à rotation de mode. Le moteur est schématiquement constitué de deux demi-poutres cylindriques (stator). A l'extrémité de l'une d'elle repose de manière solidaire un disque ou un anneau rigide circulaire lui aussi (rotor). Un anneau d'éléments piézoélectriques est intercalé entre deux « demi-poutres ».

Pour le faire fonctionner on utilise, le plus souvent, la déformation correspondant à la flexion de la poutre cylindrique. La déformation est entretenue par vibration de la poutre de sorte que l'axe de la flexion tourne autour de l'axe de la poutre non déformée (fig. 1-32). Et, c'est le roulement de cette déformation le long de l'interface du stator et du rotor qui mène à l'entraînement de ce dernier.

Il est important de souligner que ce fonctionnement en moteur a lieu quand l'excitation électrique des céramiques entretient la propagation d'une onde progressive. Lorsque l'excitation des céramiques est telle qu'une onde stationnaire est créée, le rotor ne tourne plus mais la force de friction à l'interface du stator et du rotor permet de l'« embrayer » ou de le « débrayer ». D'où l'absolue nécessité de la contrôler : ce qui passe préalablement par son

calcul. Cet effort de friction étant lié à l'effort normal par la loi sur le frottement de Coulomb ( $F_t = \mu F_n$ ), le contact entre le stator et le rotor est modélisé par L. Garbuio [GR04] comme contact hertzien cylindre/plan [KLJ85]. Le calcul du coefficient de frottement en est déduit et son contrôle électrique conduit au réglage de l'effort de friction. Par ce processus, pour un moteur à rotation de mode, la force de maintien à l'arrêt se voit réduite de 80 % sous excitation contrôlée.

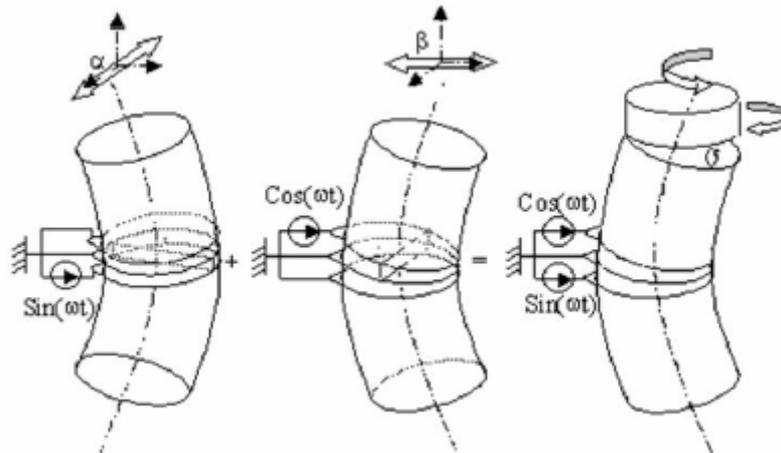


fig. 1-32: Principe de la conversion mécano-mécanique [LG06][BRN04]

### 5.3. Application à l'haptique

Une application immédiate en haptique est décrite par [GPRB07]. Il s'agit d'une interface 1ddl en rotation constituée d'un actionneur de Langevin au bout duquel est pressé un disque relié à une manette. Sur la manette est disposée une jauge de contrainte afin de capter la force exercée par l'utilisateur et de modifier le couple de friction en fonction de cette grandeur. Hors de l'excitation, le couple est maximal et permet de simuler une butée mécanique. Lorsque le transducteur de Langevin est excité, un frottement ajustable peut être produit grâce au contrôle de l'amplitude vibratoire.

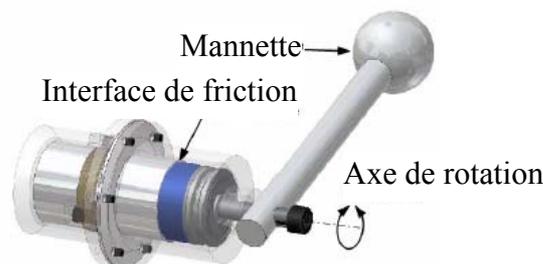


fig. 1-33 : Périphérique passif à retour d'effort [GPRB07]

### 5.4. Actionneur ultrasonique avec embrayage pour une application en retour d'effort

Suivant le principe de l'embrayage que nous venons de rappeler, l'équipe de M. Aoyagi [TATTT08] propose un périphérique à retour d'effort fondé sur le contrôle électrique de la précharge du rotor d'un moteur ultrasonique (USM). Il s'agit cette fois d'un système actif.

Comme on peut le voir sur la figure 1-34, l'actionneur comporte un USM générant la rotation et un embrayage qui contrôle une précharge. Des actionneurs piézoélectriques multicouches (MPA) constituent l'embrayage. Normalement, en fonctionnement « moteur », le stator de l'USM est pressé contre le rotor et entraîne ce dernier en rotation. Un étage visible sur la figure 1-34 d) règle la précharge initiale. L'utilisateur perçoit les sensations de force par le biais d'un levier relié à un arbre en rotation. Pour fonctionner, deux actionneurs piézoélectriques multicouches de la partie moteur sont disposés perpendiculairement de sorte à produire une trajectoire elliptique à la tête du stator et entraîner le rotor par friction s'il y a contact rotor-stator. La trajectoire elliptique est obtenue lorsqu'une tension alternative biphasée est appliquée à chaque actionneur. L'embrayage, lui, presse la tête du stator sur le rotor (embrayage) ou le relâche (débrayage). De la sorte, comme dans le précédent dispositif, le système peut reproduire des sensations engendrées par un couple de blocage lors d'un embrayage sans rotation de l'USM. Une autre sensation est perçue (toujours en embrayage) quand l'USM tourne. Enfin le dernier ressenti, lors de l'expansion des actionneurs de l'embrayage (débrayage) est une sensation libre en absence de frottement entre rotor et stator. Ainsi, avec une précharge initiale de 25.4N et l'USM sous 44 Vp-p à 31 kHz, en faisant varier la tension d'alimentation de 0 à 140 V, un couple sur le levier allant de 0 à 34.2 mNm a été obtenu avec le pic de 34.2 mNm observé à 86 V.

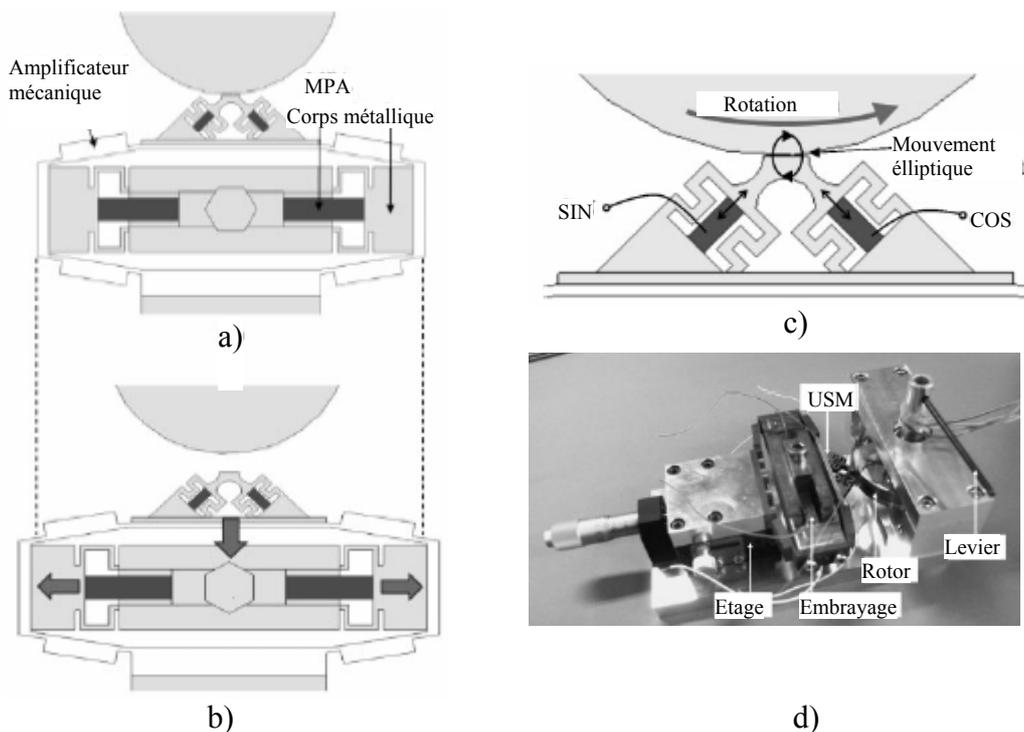


fig. 1-34: Actionneur ultrasonique avec embrayage [TATTT08]

## 6. Concept de la proposition

L'étude d'un translateur plan piézo-électrique entreprise dans le cadre de la thèse de F. Pigache au L2EP [FP05] avait pour finalité son utilisation en retour haptique actif. Initialement cet actionneur est destiné au convoyage de charge et au positionnement micrométrique. Il appartient à la famille des moteurs à friction dont le déplacement vibratoire élémentaire est du type mouvement à hystérésis nulle (voir annexe A). L'idée était de

détourner le translateur de sa vocation initiale pour en faire une « souris » à retour d'effort actif, libre en translation suivant deux degrés de liberté comme la souris présentée en 3.1.4. A la différence ici que c'est la direction du déplacement et la force avec laquelle se déplace le translateur qu'il faut contrôler pour accompagner ou s'opposer au mouvement de l'utilisateur. Un tel dispositif, capable de se déplacer par lui-même est dit actif.

Afin de simplifier le contrôle en retour d'effort de ce dispositif, nous nous sommes tournés vers l'exploitation de la fonctionnalité « frottement variable et commandable » qui a été identifiée au terme de l'étude [FP05].

Nous avons donc pensé à un dispositif passif incapable de se mouvoir en translation de lui-même mais qui, lorsqu'il est actionné, voit une variation instantanée de l'effort normal du pied sur le sol voire même une intermittence de contact avec le sol pour une vibration suffisamment forte. Dans ce cas, on assiste à des périodes de rupture de contact entre les deux surfaces en présence. La conséquence immédiate est alors une perte d'adhérence à l'interface entre les deux solides en contact. Il s'ensuit des phases alternées de glissement et de contact, donc un phénomène frottement-glissement ou stick-slip. Cela offre alors la possibilité d'un coefficient de frottement équivalent réglable et partant, l'ajustement de l'effort de frottement s'opposant à l'action de l'utilisateur qui essaie cette fois de déplacer l'actionneur en translation. On dit d'un tel dispositif qu'il est passif.

Il est utile de savoir que le translateur plan de la thèse [FP05] se situait dans le prolongement de celle déjà réalisée au LEEI de Toulouse [FG00] où avait été réalisé le translateur. On ajoute que cette dernière étude avait été précédée par celle [AF96] au LMARC de Besançon.

### 6.1. Le translateur plan piézoélectrique : actionneur à intermittence de contact

Le translateur plan fonctionne grâce à la génération d'une onde stationnaire. Il se présente sous la forme d'une plaque assurant l'amplification mécanique, ici un alliage de cuivre-béryllium. Sur l'une de ses faces est collée une matrice de céramiques PZT (fig. 1-35). Sur l'autre, quatre pieds servent de support. Ces céramiques sont munies d'une électrode par laquelle est imposée une tension d'excitation. Les céramiques présentent une électrode commune via le résonateur cuivré, lui-même relié à la masse. Egalement, tout en conservant l'excitation de la structure, sans l'altérer, une céramique de mesure est collée sur la face inférieure de la plaque, assurant la fonction de capteur vibratoire. Par ailleurs cet actionneur est précontraint par une charge normale (masse) qui permet l'existence d'une force normale  $F_N$ .

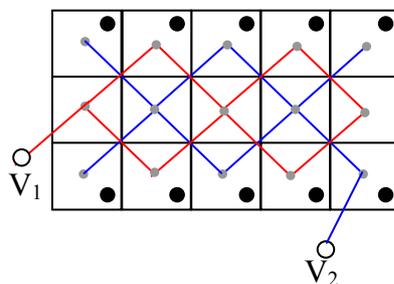


fig. 1-35: Vue du translateur côté céramiques

Si la génération de l'onde selon une seule direction dans une poutre (ou plaque) ne nécessite qu'une source de tension sinusoïdale, en revanche la génération d'une onde orientée distinctement selon la longueur ou la largeur requiert une disposition particulière des

céramiques et une alimentation biphasée (fig. 1-35). De sorte que l'application de deux tensions identiques sinusoïdales  $V_2 = V_1$  entraîne une onde de flexion dans le sens de la largeur de la plaque tandis que celle de deux tensions opposées  $V_2 = -V_1$  excite le mode vibratoire dans le sens de la longueur. L'orientation alternée de la polarisation des céramiques permet de créer des zones distinctes de contraction et de dilatation, produisant la déformation du résonateur (fig. 1-36). Une alimentation sinusoïdale produit l'onde de flexion dynamique illustrée à la figure 1-36. Aussi on constate que le nombre de céramiques et le sens de polarisation favorisent un mode vibratoire particulier dans le sens où le passage d'une zone de contraction et de dilatation ou inversement, forment un nœud de l'onde de flexion.

La forme d'onde dépend également des conditions aux limites de la structure dont les extrémités peuvent être en appui, encastées ou libres. En vertu du fait que la plaque repose sur des pieds, les conditions aux limites sont libres. Dans une poutre (ou plaque) aux dimensions infiniment grandes ou bien supérieures à la section des céramiques, la forme d'onde s'approche, d'après Rayleigh, d'une forme sinusoïdale [FP05][GR93].

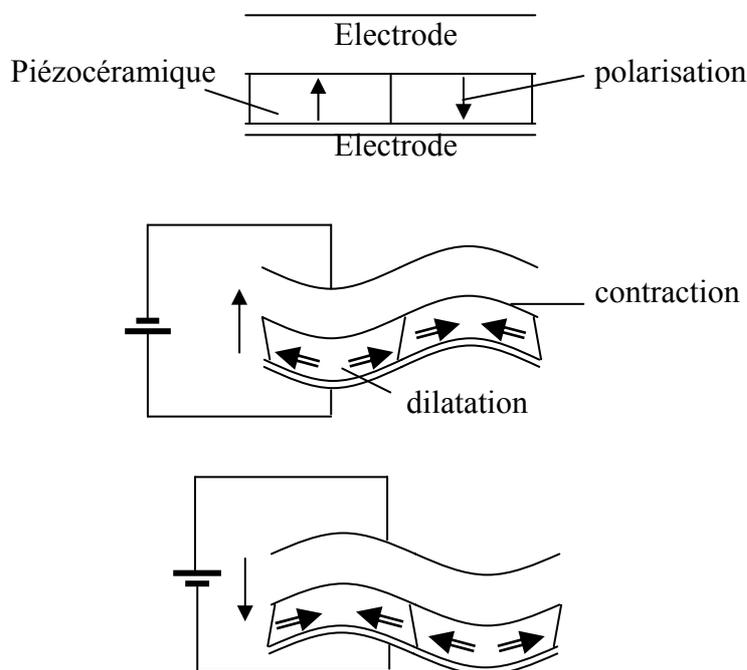


fig. 1-36: Génération d'une onde de flexion

## 6.2. Conception du mouvement

L'élaboration du mouvement de l'actionneur est présentée dans sa plus simple expression tant analytique que schématique en raison des déductions à faire s'agissant de l'actionneur de notre étude.

Ainsi, la mise en mouvement de la partie mobile se fonde sur le profit à tirer de l'asymétrie de contact. Et ce, malgré le mouvement vibratoire à hystérésis nul généré à la surface du stator.

Grâce à cette asymétrie de contact, le mouvement obtenu lors de la phase d'extension n'est pas annulé par la rétraction. Ce qui permet de convertir la vibration de flexion stationnaire en un mouvement uniforme.

Dans les actionneurs à onde stationnaire, l'asymétrie de contact est de nature géométrique. Elle est obtenue grâce au positionnement judicieux sur le résonateur de pieds d'entraînement implantés entre les nœuds et les ventres de vibration [FP05][FG00].

Comme le montrent les figures 1-37 et 1-38, ce positionnement judicieux induit une légère inclinaison de l'axe d'attaque du pied d'entraînement par rapport à la perpendiculaire au plan du support. Il génère ainsi le déplacement dont le sens est imposé par celui de l'inclinaison du pied.

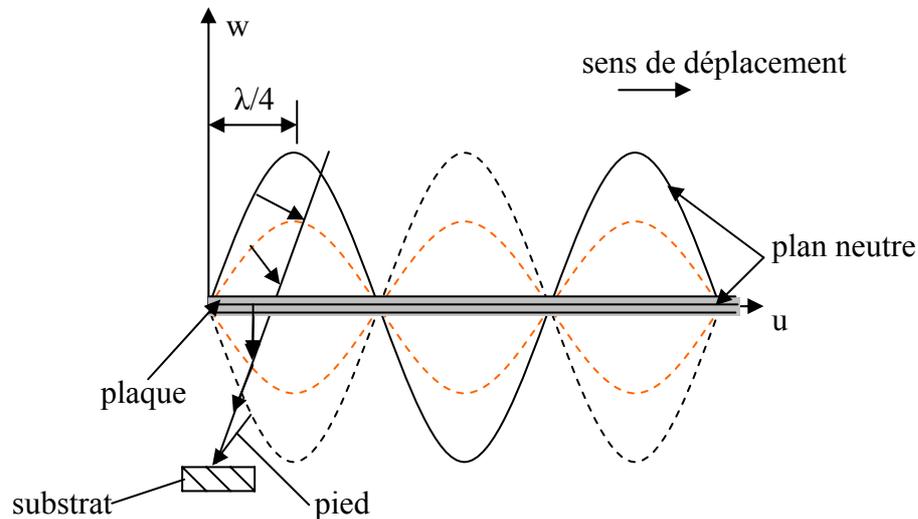


fig. 1-37: Principe du mouvement de translation

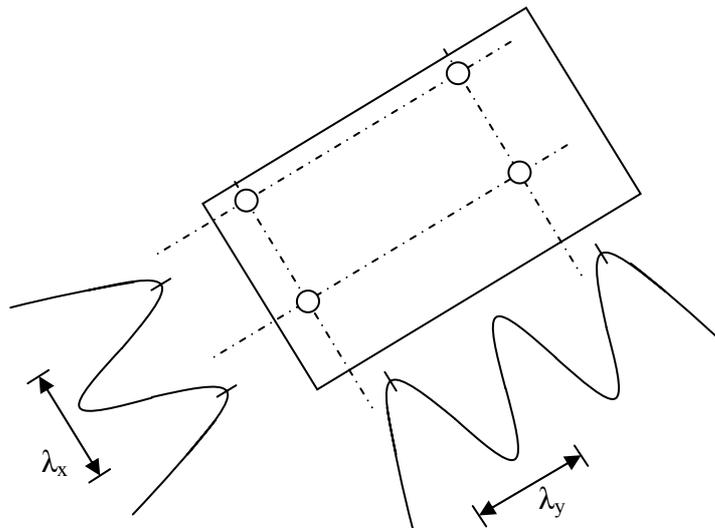


fig. 1-38: Position des pieds sur la plaque

Une façon d'aborder les détails liés à la mise en mouvement réside dans l'analyse simplifiée des phénomènes de contact. Distinguons essentiellement deux phénomènes principaux. Observons ce qui se passe lors de la phase aller, c'est-à-dire quand le pied vient en compression sur le sol tout en se déplaçant tangentiellement. L'effort de contact pendant cette phase est plus grand que l'effort de freinage produit pendant la rétraction du pied qui se traduit par une séparation et un éloignement du substrat. La conjugaison de ces effets engendre l'asymétrie de l'effort donnant naissance au déplacement de l'actionneur vers la droite. Ce phénomène est accentué par l'apparition des phases de décollement. Compte tenu de la fréquence vibratoire de la plaque (quelques dizaines de kilohertz) et de son inertie, la distance qui sépare le sol du plan moyen de la plaque est quasiment invariable. Si bien que sur une période de vibration, apparaissent des phases pendant lesquelles les pieds ne sont plus en

contact avec le sol. Remarquons toutefois que ne représentant ni le contre-glissement de l'actionneur lors de la rétraction du pied, ni les élasticités, cette interprétation des phénomènes de contact n'en est que très simplifiée. De plus, les phénomènes de contact sont fortement dépendants de l'amplitude d'onde.

### 6.3. Implantation des pieds

Plusieurs configurations de placements mécaniques des pieds les uns par rapport aux autres sont envisageables en fonction des applications auxquelles est destiné le translateur [FP05]. Ces configurations sont d'autant plus nombreuses qu'il existe plusieurs combinaisons de modes vibratoires.

L'une d'entre elles, à savoir celle où les pieds sont au ventre de l'onde ( $\lambda/4$ ) est particulièrement remarquable. En effet, nous avons vu que la condition fondamentale pour créer un mouvement est la dissymétrie des conditions de contact qui puisse ne pas annuler la somme algébrique des efforts pendant l'« aller » et le « retour » du pied sur une période vibratoire.

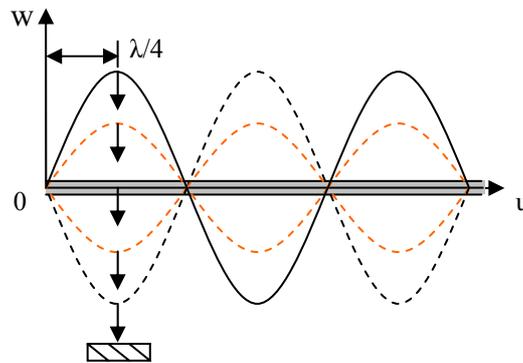


fig. 1-39: Principe du déplacement purement normal

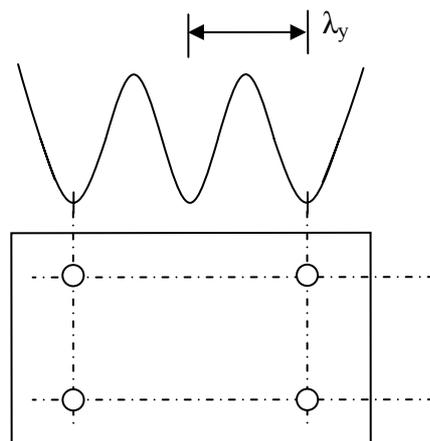


fig. 1-40: Implantation des pieds correspondante

Qui plus est, dans les actionneurs à onde stationnaire, l'asymétrie de contact est de nature géométrique. Par l'implantation des pieds au ventre de l'onde stationnaire illustrée figure 1-39 et figure 1-40, aucun déplacement tangentiel n'est alors produit. Le débattement vertical des pieds étant maximal pour cette implantation, les phases de séparation peuvent prendre une

part importante sur la période de vibration. L'excitation du dispositif entraîne une variation instantanée de l'effort normal du pied sur le sol, voire une intermittence de contact si l'amplitude de la vibration est suffisamment élevée. Dans ce cas, il en résulte une perte d'adhérence entre la surface du pied et la surface du support. En d'autres termes on distingue alors des phases de contact et de séparation des deux surfaces en présence. Si, grâce à une action extérieure, l'actionneur est poussé et acquiert ainsi un mouvement tangentiel, des phénomènes de « stick-slip » apparaissent pendant les phases de contact. Ainsi, le réglage de la durée relative de contact permet d'obtenir un coefficient de frottement équivalent réglable et donc d'ajuster l'effort de frottement qui obéit à la loi de Coulomb ( $F_T = \mu F_N$ ,  $F_N$  étant ici imposé par la précontrainte externe). L'effort de frottement en retour s'oppose à l'action de l'utilisateur : ce type de fonctionnement est aussi qualifié de freinage actif [FP05]. Si le dispositif présente une amplitude vibratoire faible ou nulle, le coefficient de frottement est maximal et oppose un effort maximal à l'utilisateur qui manipule le dispositif. Exploiter cette possibilité est l'objet de notre étude.

## 6.4. Réalisation

Ayant indiqué que la structure à considérer dans le cadre de notre étude est le translateur plan présenté en 6.2 dont la position des pieds est choisie au ventre de l'onde stationnaire, les dimensions connues de la structure (64x38x3 mm) restent inchangées. Toutefois, l'expérience a montré qu'un défaut minime soit il dans le positionnement des pieds (en distance par rapport au ventre de l'onde stationnaire ou en orthogonalité de l'axe du pied par rapport à la plaque) donne naissance à un débattement tangentiel parasite. Lequel débattement parasite a, a priori, pour effet de déplacer l'actionneur. Egalement, nous avons constaté que lorsque les pieds étaient collés au résonateur, une différence d'amplitude de vibration apparaissait inévitablement à l'extrémité de ces pieds, due à la dispersion de qualité de collage. Par conséquent, pour essayer d'ajuster au mieux le positionnement des pieds et pour pallier le problème du collage ils ont été usinés en bloc sur la plaque. Aussi, à la surface de contact du pied, on a pratiqué un usinage pour l'encastrement d'une bille en acier dans le but d'assurer une meilleure répartition de la charge sur l'extrémité du pied. Ces opérations ont été réalisées par la méthode d'usinage classique sur une machine outil à commande numérique avec des spécifications garantissant notamment un bon état de surface en prévision du collage des céramiques. Le matériau utilisé pour la plaque est un alliage cuivre béryllium qui présente de bonnes propriétés élastiques ainsi qu'une excellente conductivité. Les céramiques PZT (PI 89) polarisées ainsi que le montre la figure 1-41 sont maintenues sur la plaque par une colle époxy.

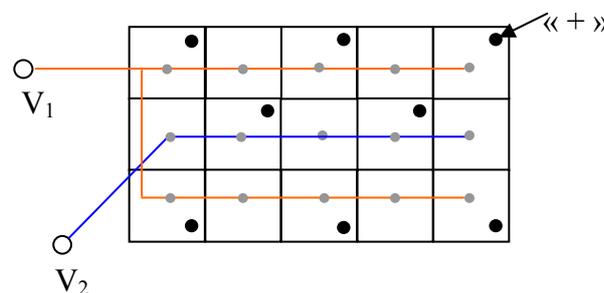


fig. 1-41: Agencement des céramiques

Cet assemblage est réalisé en étuve sous l'application d'une contrainte mécanique pour garantir la conduction électrique entre les deux matériaux en diminuant l'épaisseur de la colle

et rigidifier la liaison mécanique. Cette contrainte est appliquée par le biais d'un dispositif mécanique permettant d'équi-répartir au mieux les efforts sur toute la surface des céramiques. Les céramiques sont agencées comme sur la figure 1-41 de sorte à favoriser la propagation de l'onde dans le sens de la longueur par la seule application d'une tension  $V_1$  de signe opposé à  $V_2$ . Enfin, les électrodes sont connectées entre elles par une bande de cuivre.



fig. 1-42: Réalisation des pieds et vue de la céramique-capteur

## Conclusion

Dans ce chapitre nous avons présenté l'haptique qui est le champ d'utilisation auquel est dédiée l'interface proposée. Une définition de l'haptique a été donnée aussi bien qu'un bref rappel sur le toucher et les mécanismes permettant de percevoir cette sensation. Dès lors un inventaire non exhaustif des dispositifs existants dans diverses technologies et qui répondent aux besoins du domaine a été entrepris. On a pu s'apercevoir du degré de complexité présenté par nombre de designs, notamment au niveau des dispositifs à structure matricielle de technologie pneumatique, SMA ou électrorhéologique, etc. Nous nous sommes toutefois focalisés, à dessein, sur les actionneurs piézoélectriques qui minimisent nombre d'inconvénients structurels.

C'est d'ailleurs la technologie piézo-électrique, rappelée en annexe A qui a été retenue dans ce travail. L'actionneur que nous proposons d'utiliser à des fins de retour d'effort est dérivé d'un translateur apte à se déplacer dans le plan. Il est composé d'une matrice de céramiques PZT, collée à la surface d'un amplificateur mécanique, lui-même équipé de pieds. En éliminant la dissymétrie géographique des pieds par leur repositionnement au ventre de l'onde stationnaire, la conversion du mouvement vibratoire en mouvement uniforme est supprimée. D'où le concept d'un nouvel actionneur qui a la particularité d'un contact éventuellement intermittent avec son support. Cette dernière structure ne se déplacera alors d'elle-même que dans la direction normale. Le principe physique qui permet le réglage du coefficient de frottement entre l'actionneur et le sol plan, à savoir la lubrification électroactive et quelques applications le mettant en oeuvre ont été introduits. Ainsi, quand un utilisateur déplace tangentiellement l'actionneur sur un substrat, il peut percevoir la force de frottement agissant au contact entre les pieds et le substrat.

Nous nous appliquerons par la suite, tout au long de ce mémoire à identifier la structure, à la caractériser et à établir une commande qui permette de contrôler cette force de frottement nécessaire à la perception d'une sensation de frottement variable lors du déplacement de l'actionneur sur le substrat.



# Chapitre 2

## Modélisation du comportement électromécanique de l'actionneur

### Introduction

Obtenir un coefficient de frottement ajustable à l'interface pieds de l'actionneur- support plan sous tend, nous l'avons indiqué, une vibration de la plaque. Nous avons ainsi trouvé primordial de s'intéresser dès à présent à l'étude vibratoire de notre plaque mince qui conditionne du reste l'interprétation des interactions de contact entre ses pieds et le sol. A cet effet, une modélisation à caractère comportemental par schéma équivalent est entreprise en premier. Cette modélisation a pour but de vérifier le caractère résonnant de la plaque. De plus, nous aurons ainsi une caractérisation précise de l'impédance particulière que constitue notre actionneur, qu'il faudra bien alimenter et commander. Dans une seconde partie, nous exposons une étude analytique qui permettra de déterminer et vérifier les déformées et fréquences propres de l'actionneur. L'approche analytique retenue consiste en l'application du principe de variation des déplacements ou principe d'Hamilton pour un système continu. Le recours à cette approche se justifie du fait de la géométrie de la structure, doublée de conditions aux limites et d'autres contraintes mécaniques particulières qui en font une structure complexe. Par conséquent, cette approche qui est une technique d'approximation basée sur l'état énergétique du système étudié, s'impose d'elle-même. Le début de cette partie est consacré à la mesure des déformations et les relations constitutives de notre milieu considéré comme milieu élastique tridimensionnel. Ensuite le principe d'Hamilton est adopté dans le cadre du formalisme Lagrangien comme point de départ de la dynamique de la structure. La résolution numérique des équations du mouvement ainsi obtenues permet d'identifier modes et fréquences propres que viennent valider ceux obtenus par l'expérience.

### 1. Modélisation comportementale par schéma électromécanique équivalent

On trouve dans la littérature nombre de travaux sur la modélisation des moteurs piézoélectriques. Les équations de la piézoélectricité qui seront énoncées dans la deuxième partie du chapitre permettent de mettre en relation des variables électriques (tension, courant ou charge) et mécaniques (force, déplacement ou vitesse) caractéristiques du fonctionnement d'un transducteur piézoélectrique. Elles conduisent à la définition d'un schéma électromécanique équivalent qui traduit globalement ce fonctionnement à l'échelle du transducteur. Une forme générale de cette représentation est le schéma de Mason [BN96]. Dans le cas particulier d'un transducteur fonctionnant en mode transversal au voisinage d'une de ses fréquences propres de résonance, le schéma électrique équivalent est celui de la figure 2-1. Il convient de rappeler que les différents modes de couplage élémentaire des céramiques, dont le mode transversal, sont sommairement abordés en Annexe A.

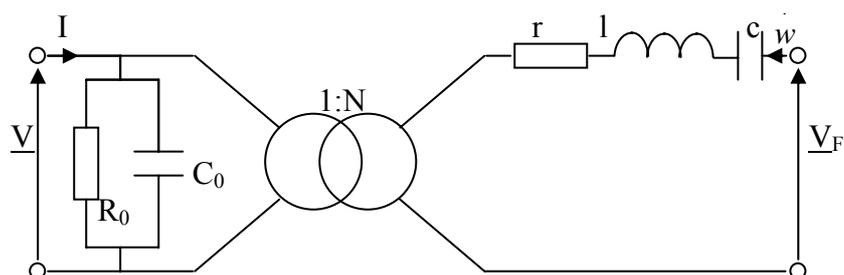


fig. 2-1: Schéma électromécanique équivalent d'un transducteur piézoélectrique à couplage transversal autour d'un mode propre de résonance

Ce schéma se réfère à une analogie électromécanique entre grandeurs électriques et grandeurs mécaniques résumées par le tableau ci-dessous.

Grandeurs électriques	Unité	Grandeurs mécaniques	Unité
Tension $V_F$	V	Force F	N
Courant I	A	Vitesse vibratoire $\dot{w}$	$\text{ms}^{-1}$
Charge électrique q	C	Déplacement $w$	m
Capacité c	F	Elasticité e	$\text{Nm}^{-1}$
Inductance l	H	Masse m	Kg
Résistance r	$\Omega$	Pertes par déformation	$\text{Kgs}^{-1}$

Tableau 2-1: Analogie entre grandeurs électriques et grandeurs mécaniques

Le schéma électromécanique équivalent s'appuie sur une convention de type récepteur électrique - récepteur mécanique dont les éléments du primaire du transformateur constituant la branche statique traduisent le comportement diélectrique de la céramique,  $C_0$  désignant la capacité de l'élément mécaniquement encastré ( $V=0$ ), interdisant toute déformation et  $R_0$  représentant les pertes diélectriques.

Le transformateur représente la conversion d'énergie électromécanique caractérisée par le facteur de force N.

Quant au secondaire, souvent appelée branche dynamique ou motionnelle, ses éléments  $r$ ,  $l$ ,  $c$  traduisent les propriétés mécaniques de l'élément vibrant : l'inductance  $l$  est associée à la masse de la céramique,  $c$  à son élasticité et  $r$  traduit les pertes par déformation (frottements internes). La tension au niveau de la branche motionnelle s'identifie avec la force mise en jeu alors que le courant dans cette branche est l'image de la vitesse vibratoire.

Compte tenu de la structure de notre dispositif, il peut être considéré comme l'adjonction d'une masse métallique vibrante à l'élément piézoélectrique initial. Cette adjonction reviendra simplement à modifier la valeur des paramètres  $r$ ,  $l$  et  $c$ . Aussi, lorsque le dispositif est caractérisé sur une large gamme de fréquences, les nombreux modes vibratoires que peut présenter la structure sont modélisés par la connexion en parallèle sur le secondaire de branches motionnelles, à raison d'une branche par mode vibratoire supplémentaire.

S'il est admis que le système vibre librement, la charge  $V_F$  au circuit secondaire, représentative d'un chargement mécanique extérieur peut être considéré comme nulle. Dans ce cas on obtient le schéma électrique équivalent vu des bornes du transducteur de la figure 2-2 une fois que tous les éléments sont ramenés au primaire du transformateur électromécanique avec les valeurs des éléments fonction du facteur de conversion N :

$$R=r/N^2 \quad L=l/N^2 \quad C=c/N^2$$

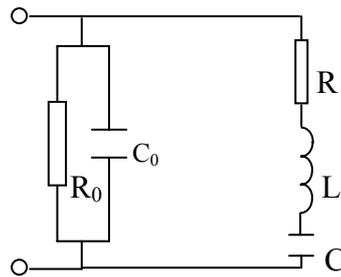


fig. 2-2: Modèle vu des bornes du transducteur au voisinage d'un de ses modes de résonance

L'identification à l'aide de la mesure des grandeurs électriques des différents paramètres du schéma équivalent justifie qu'on l'adopte et c'est à sa mise en œuvre que nous nous appliquons dès lors.

### 1.1. Analyse expérimentale de l'admittance de l'actionneur

Avant l'identification proprement dite des paramètres du schéma équivalent ci-avant, intéressons nous à son admittance eût égard à l'analogie électromécanique, entre le courant et vitesse vibratoire.

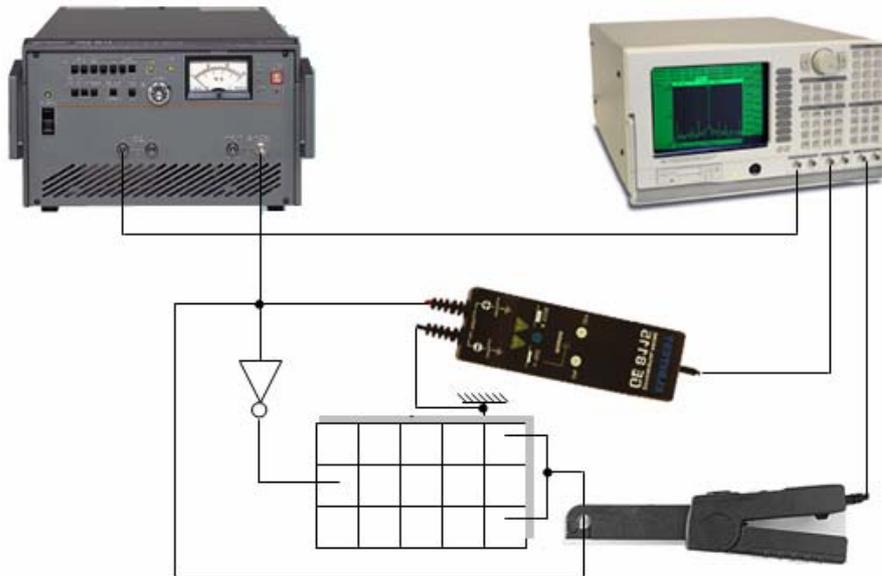


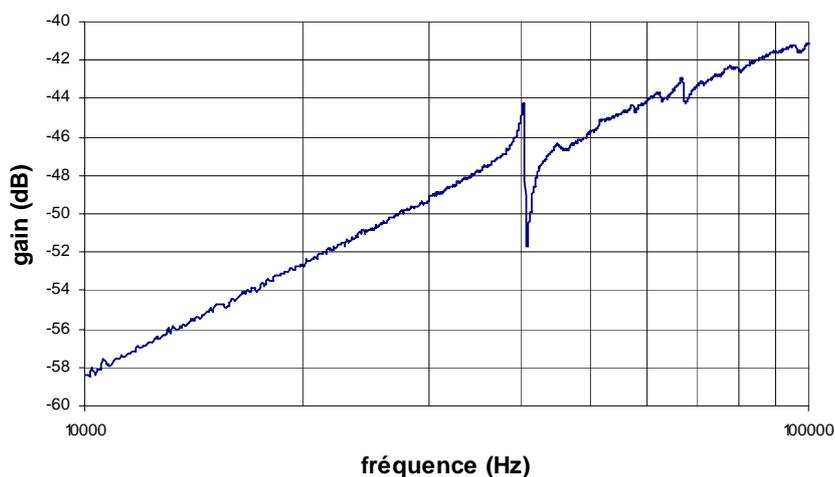
fig. 2-3: Montage expérimental pour la mesure d'impédance

Pour cela, l'actionneur retourné (avec la face portant les céramiques sur la mousse) sera alimenté par un analyseur de signaux SR785 dont on amplifie le signal par un amplificateur linéaire HSA 4052 comme le montre la figure 2-3. Cet analyseur garantit un signal d'alimentation parfaitement sinusoïdal avec un contrôle indépendant de l'amplitude et de la fréquence et il permet en plus l'analyse des signaux mesurés.

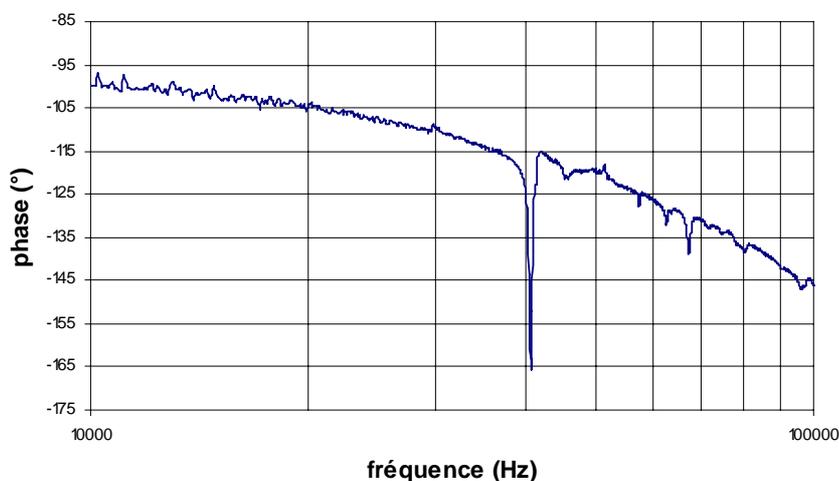
L'analyse proposée pour la modélisation de l'admittance se fonde sur le calcul de la fonction de transfert courant/tension au niveau d'une voie d'alimentation et à partir d'un balayage de la fréquence d'alimentation. Vu l'agencement des céramiques et l'alimentation du dispositif

et toujours en référence à l'analogie sus-mentionnée, on considère que le courant étant un indicateur de la vitesse vibratoire, il est intéressant de faire un balayage fréquentiel le plus large possible. Sachant que les déformations d'amplitude micrométrique utilisées dans les moteurs piézoélectriques sont générées au voisinage de résonances mécaniques dont les fréquences s'échelonnent, couramment, entre 20 et 100 kHz [BN96], nous retenons la plage 10-100 kHz.

Le diagramme de Bode de la fonction de transfert obtenu expérimentalement est présenté sur la figure 2-4.



(a) : diagramme des gains



(b) : Diagramme des phases

fig. 2-4: Diagramme de Bode de l'admittance de l'actionneur

Le tracé met en évidence une résonance propre aux alentours de 40.5 kHz et dans une moindre mesure aux environs de 67 KHz.

Nous allons ensuite focaliser notre attention sur le fonctionnement autour de 40.5 kHz

## 1.2. Identification des paramètres

Pour rester dans les conditions d'une structure vibrant librement, l'essai est réalisé sans contrainte extérieure appliquée à sa surface. Ainsi on exploite le schéma fig. 2-2.

L'admittance globale est définie par la somme de l'admittance de la branche statique et de celle de la branche dynamique ou motionnelle telle que [EP95][FP05],

$$Y_{tot} = Y_0 + Y_m \quad (2-1)$$

Avec  $Y_0 = \frac{1}{R_0} + jC_0\omega$  ; j nombre complexe tel que  $j^2 = -1$  (2-2)

et  $Y_m = \frac{R}{R^2 + \left(L\omega - \frac{1}{C\omega}\right)^2} + j \frac{\left(\frac{1}{C\omega} - L\omega\right)}{R^2 + \left(L\omega - \frac{1}{C\omega}\right)^2}$  (2-3)

En prenant  $s = j\omega$ , on obtient la fonction de transfert correspondante

$$Y_{tot}(s) = \frac{1}{R_0} + sC_0 + \frac{1}{R + sL + \frac{1}{sC}} \quad (2-4)$$

Les paramètres du schéma équivalent peuvent être identifiés pour le mode vibratoire dont la fréquence propre de résonance 40.5 kHz est identifié comme le mode (0,6) selon [AF96]. Son tracé dans le diagramme de Nyquist est représenté figure 2-5.

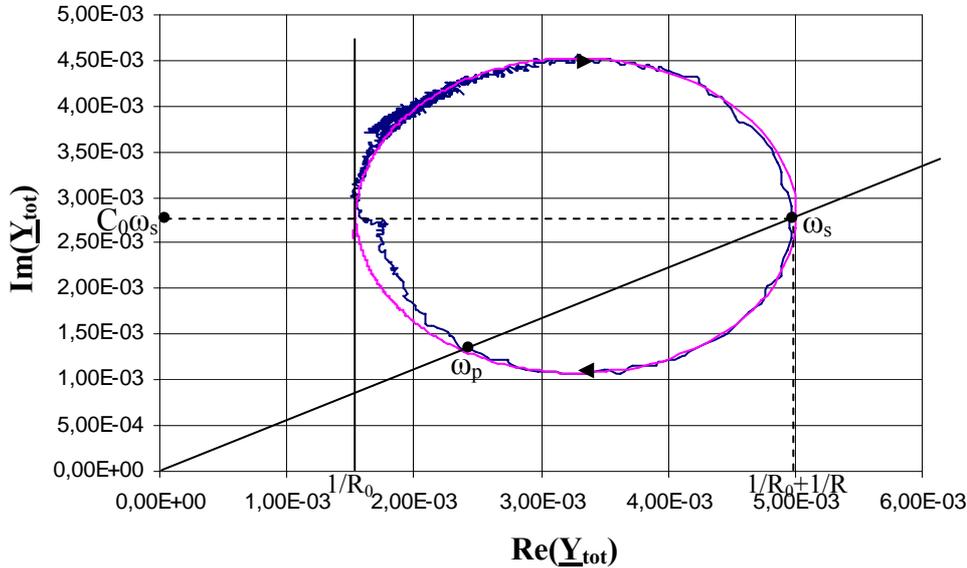


fig. 2-5: Identification de l'admittance de l'actionneur pour le mode (0,6)

A partir de ce diagramme et des pulsations de résonance associées au circuit  $R_0C_0$  parallèle ( $\omega_p$ ) et RLC série ( $\omega_s$ ) correspondants, on arrive graphiquement aux valeurs numériques du Tableau 2-2. Les pulsations  $\omega_s$  et  $\omega_p$  sont définies par :

$$\omega_s [\text{rads}^{-1}] = \frac{1}{\sqrt{LC}} \quad (2-5)$$

$$\omega_p [\text{rad.s}^{-1}] = \frac{1}{\sqrt{L \frac{CC_0}{C+C_0}}} \quad (2-6)$$

Le coefficient de surtension, supérieur à 50, permet d'apprécier le caractère fortement résonnant de la structure vibrante.

Paramètres	Valeurs numériques
R0	657.9 $\Omega$
C0	11 nF
R	287.35 $\Omega$
C	0.16 nF
L	0.0965 H
$\omega_s = 1/\sqrt{LC}$	$254.5 \times 10^3 \text{ rds}^{-1}$
$Q = \sqrt{L/C}/R$	85.46

Tableau 2-2 : Paramètres du schéma équivalent pour le mode (0,6)

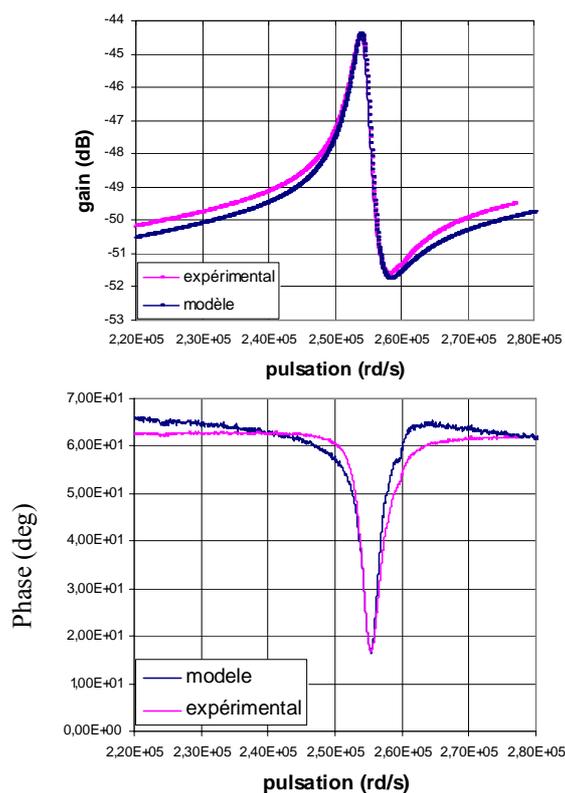


fig. 2-6: Diagramme de Bode du mode (0,6) , comparaison modèle-expérience

Enfin, la figure 2-6 compare les diagrammes de Bode de l'admittance expérimentale et celle obtenue par identification des paramètres du schéma équivalent.

On peut voir sur cette figure que malgré une légère différence entre les digrammes des gains, la validité du modèle développé demeure.

## 2. Modélisation vibratoire par étude analytique

Dans ce paragraphe, nous allons tout d'abord rappeler le comportement des plaques minces et déterminer les déformations, les contraintes et l'ordonnée du plan neutre. A partir de ces données, nous pourrons ensuite écrire l'expression du Lagrangien.

### 2.1. Comportement des plaques minces en régime quasi-statique

La théorie de l'élasticité traite de la mécanique des corps solides considérés comme des milieux continus. L'objet étudié dans ce mémoire est un solide. A ce titre on peut considérer que les corps principaux qui constituent notre système mécanique sont des solides déformables et que les éléments élastiques (ressorts) assurant la liaison entre ces corps principaux possèdent eux aussi une inertie propre. Dès lors, chaque partie du système possède à la fois des propriétés d'inertie, d'élasticité et d'amortissement : le modèle mathématique d'un tel système continu déformable dans le temps relève alors précisément de l'élastodynamique. Sous l'action de forces extérieures, les corps solides se déforment dans une mesure plus ou moins grande : ce qui signifie que leur forme et leur volume changent [GR96].

Pour formuler les équations d'un système continu, nous aurons recours à la théorie de la mécanique des corps déformables, où l'on exprime les équations du mouvement en termes des déplacements

$$u(x, y, z, t)$$

$$v(x, y, z, t)$$

$$w(x, y, z, t)$$

Ces déplacements sont liés à un repère cartésien dans lequel  $x$ ,  $y$ , et  $z$  sont les composantes d'un point matériel quelconque du solide alors que  $t$  représente le temps.

#### 2.1.1. Définition du repère

On considère le repère cartésien  $(O, x, y, z)$  orienté de sorte à avoir l'axe  $z$  dirigé dans la direction de l'épaisseur et coïncidant avec la direction de polarisation des piézo-céramiques qui fonctionnent suivant un mode de couplage transversal [FG00].

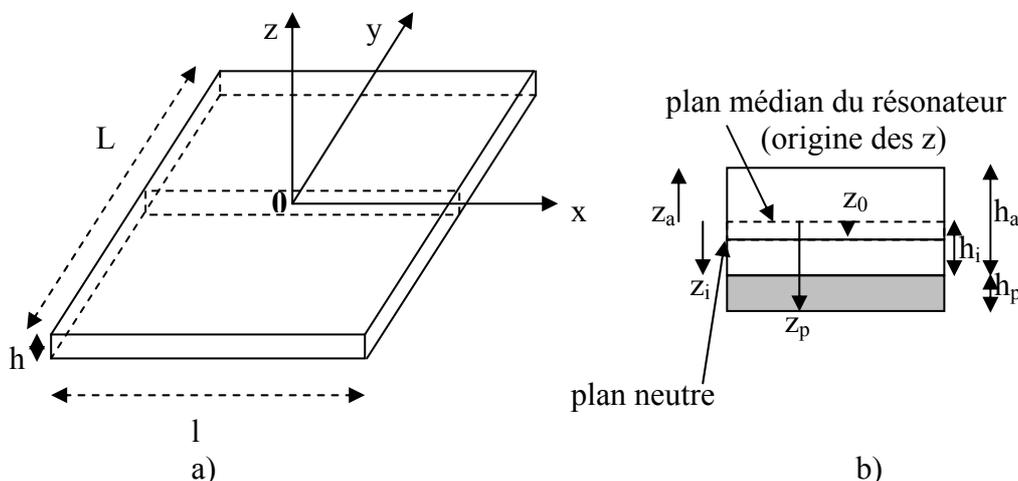


fig. 2-7: a) Définition du repère  $(Oxyz)$  b) définition du plan médian

L'axe  $x$  et l'axe  $y$  sont parallèles au plan de base de la plaque et l'origine  $O$  est située sur le plan médian du matériau passif (fig. 2-7).

Pour la suite, il est judicieux de fixer les différentes grandeurs liées à la géométrie de la plaque. Soient :

- $L$  : la longueur de la plaque ;
- $l$  : la largeur de la plaque ;
- $h_p$  : l'épaisseur de la piézocéramique ;
- $h_a$  : l'épaisseur du résonateur mécanique ;
- $z_a$  : l'ordonnée du plan supérieur du résonateur ;
- $z_p$  : l'ordonnée du plan inférieur de la piézocéramique ;
- $z_i$  : l'ordonnée du plan commun aux deux matériaux ;

Aussi, compte tenu de la forme particulière de l'objet en étude, un certain nombre d'hypothèses simplificatrices s'impose.

### 2.1.2. Hypothèses de Kirchhoff

Pour l'étude des vibrations en flexion de la plaque mince, aux extrémités libres dans notre cas, on adopte certaines hypothèses dites de Kirchhoff. On rappelle que par plaque mince on entend une plaque dont l'épaisseur est faible comparativement aux autres dimensions.

Les hypothèses adoptées pour une plaque sans déformation à l'effort tranchant (fig. 2-8) sont les suivantes :

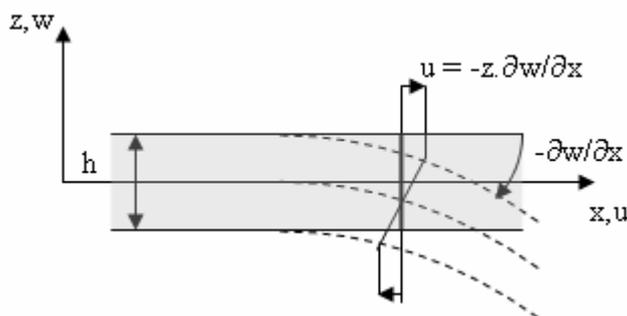


fig. 2-8: Cinématique de la déformation de la plaque

la plaque est mince d'épaisseur  $h$  et possède un plan neutre  $z_0$  (Hypothèse **H1**). Les faces extérieures de la plaque sont les plans d'ordonnée  $z_p$  et  $z_a$ . En vertu de la structure particulière de notre plaque, le plan neutre n'est pas à équidistance des plans  $z_a$  et  $z_p$  comme ce serait le cas s'agissant d'un milieu isotrope.

Ensuite, seul le déplacement transversal  $w$  est considéré (Hypothèse **H2**). De plus, la contrainte  $\sigma_z$  dans la direction transversale est nulle (Hypothèse **H3**). Elle doit en effet s'annuler sur les faces extérieures et, du fait que la plaque est mince, il est naturel d'admettre qu'elle est nulle en tout  $z$ . En d'autres termes la liberté de mouvement dans le sens  $z$ , des points matériels d'une section droite est totale. Il n'y a pas de relation de liaison entre ces points [GR96].

Aussi, les sections droites, initialement normales au plan moyen restent planes et normales à celui-ci, ce qui conduit à négliger la déformation en cisaillement transverse (Hypothèse **H4**).

Et, les déplacements  $u$  et  $v$  dans le plan  $Oxy$  résultent de deux effets (Hypothèse **H5**):

- un champ de déplacement initial et uniforme selon l'épaisseur résultant d'un chargement de la plaque dans son plan (comportement en extension ou membranaire) ;
- le champ de déplacement dû à la rotation de la section droite.

On fait encore une sixième hypothèse **H6**:

la matrice de céramiques est considérée comme un milieu continu et isotrope.

Ces hypothèses conduisent à l'écriture des déplacements

$$\begin{aligned}
 u &= u_0(x, y) - z \frac{\partial w}{\partial x} \\
 v &= v_0(x, y) - z \frac{\partial w}{\partial y} \\
 w &= w(x, y)
 \end{aligned} \tag{2-7}$$

Que l'on mettra sous la forme d'un vecteur U

$$U = \begin{pmatrix} u \\ v \\ w \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} (z_0 - z) \frac{\partial w}{\partial x} \\ (z_0 - z) \frac{\partial w}{\partial y} \\ w(x, y) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} (z_0 - z)w_{,x} \\ (z_0 - z)w_{,y} \\ w(x, y) \end{pmatrix} \tag{2-8}$$

Où les déplacements  $u_0(x, y)$  et  $v_0(x, y)$  résultent d'une extension préalable de la plaque par un chargement de précontrainte dans son plan et sont considérés comme donnés. Ces déplacements conditionnent le choix d'une mesure appropriée de la déformation.

### 2.1.3. Expression des déformations

En prélude à la détermination des contraintes, on convient du calcul des déformations selon la mesure de Green [GR96] telle que le tenseur des déformations a pour expression

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_m}{\partial x_i} \frac{\partial u_m}{\partial x_j} \right) \tag{2-9}$$

Qui s'écrit en adoptant la notation  $f_{,i} = \frac{\partial f}{\partial x_i}$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} (u_{i,j} + u_{j,i} + u_{m,j} u_{m,i}) \tag{2-10}$$

Compte tenu des hypothèses H1 à H6 et à condition de prendre en compte les termes des grandes rotations dans l'expression des déformations de Green, les déformations de la plaque mince ont pour expression,

$$S = \begin{pmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{2} \left( \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 \\ \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{1}{2} \left( \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \\ \frac{\partial w}{\partial z} \\ \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial w}{\partial x} \frac{\partial w}{\partial y} \\ \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{\partial u_0}{\partial x} - z \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{1}{2} \left( \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 \\ \frac{\partial v_0}{\partial y} - z \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{1}{2} \left( \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \\ 0 \\ \left( \frac{\partial u_0}{\partial y} + \frac{\partial v_0}{\partial x} \right) - 2z \frac{\partial w^2}{\partial x \partial y} + \frac{\partial w}{\partial x} \frac{\partial w}{\partial y} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (2-11)$$

Ce vecteur peut être réduit aux termes non nuls et en négligeant les termes de degré 2 sous la forme :

$$S = S^{(0)} + S^{(1)} = \begin{pmatrix} \frac{\partial u_0}{\partial x} \\ \frac{\partial v_0}{\partial y} \\ \frac{\partial u_0}{\partial y} + \frac{\partial v_0}{\partial x} \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} z \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \\ z \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \\ 2z \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} (z_0 - z) w_{,xx} \\ (z_0 - z) w_{,yy} \\ (z_0 - z) w_{,xy} \end{pmatrix} \quad (2-12)$$

Il est à noter que seul le terme  $S^{(0)}$  varie selon l'épaisseur et linéairement.

#### 2.1.4. Tenseur des contraintes du milieu isotrope

On calcule les contraintes dans le matériau linéaire et isotrope à partir de la loi de Hooke qui veut que l'hypothèse d'annulation de la contrainte selon l'épaisseur demeure. Ce qui conduit à la relation contrainte T – déformation S

$$T = HS \quad (2-13)$$

Avec la définition de la matrice unicolonne des contraintes  $T_i = \begin{pmatrix} \sigma_{i_x} \\ \sigma_{i_y} \\ \tau_{i_{xy}} \end{pmatrix}$  dans le milieu isotrope

(résonateur) et l'expression de la matrice des coefficients élastiques

$$H = \frac{E}{1-\nu_i^2} \begin{pmatrix} 1 & \nu_i & 0 \\ \nu_i & 1 & 0 \\ 0 & 0 & (1-\nu_i) \end{pmatrix}, \quad (2-14)$$

$$T_i = \frac{E_i}{1-\nu_i^2} \begin{pmatrix} 1 & \nu_i & 0 \\ \nu_i & 1 & 0 \\ 0 & 0 & (1-\nu_i) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} (z_0 - z)w_{,xx} \\ (z_0 - z)w_{,yy} \\ (z_0 - z)w_{,xy} \end{pmatrix} \quad (2-15)$$

Dans cette expression,  $E_i$  désigne le module d'Young et  $\nu_i$  le coefficient de Poisson.

On rappelle que deux matériaux constituent notre plaque dont l'un est piézoélectrique. A ce titre, il y a lieu de préciser les propriétés de ce matériau.

### 2.1.5. Le tenseur de contrainte du milieu piézoélectrique

Le tenseur de contrainte du milieu piézoélectrique découle des relations constitutives de la piézoélectricité. Les grandeurs locales macroscopiques mécaniques et électriques généralement choisies sont, respectivement, les tenseurs de déformation et de contraintes, de composantes  $S_{ik}$  et  $T_{ik}$ , et les vecteurs déplacement électrique  $D$  et champ électrique  $E$ .

En fonction du système de variables indépendantes  $(S,D)$ ,  $(T,E)$ ,  $(T,D)$  ou  $(S,E)$  choisies, on aboutit à la définition de quatre couples de relations fondamentales traduisant la piézoélectricité. En choisissant  $(T,E)$ , ou  $(S,E)$ , les propriétés piézoélectriques de la matière se traduisent par les relations (à température constante) :

$$\left. \begin{aligned} S &= s^E T + d^t E \\ D &= dT + \varepsilon^T E \end{aligned} \right\} \quad \text{ou} \quad \left. \begin{aligned} T &= c^E S - e^t E \\ D &= eS + \varepsilon^S E \end{aligned} \right\} \quad (2-16)$$

avec

$S$ (m):	la déformation relative
$T$ (N.m-2) :	la contrainte
$D$ (C.m-2) :	le déplacement électrique
$E$ (V.m-1) :	le champ électrique
$s^E$ (m2.N-1) :	la souplesse à champ électrique constant
$\varepsilon^T$ (F.m-1) :	la permittivité à contrainte constante
$d$ (C.N <sup>-1</sup> ) :	constante de charge
$c^E$ :	élasticité à champ électrique constant
$e$ :	coefficient piézoélectrique

A cause de la symétrie de la structure cristalline du matériau piézoélectrique dont un rappel a été fait en Annexe A, on retrouve des propriétés de symétrie au niveau des matrices  $s$ ,  $\varepsilon$ , et  $d$ .

$$s = \begin{pmatrix} s_{11} & s_{12} & s_{13} & & & \\ s_{12} & s_{11} & s_{13} & & & \\ s_{13} & s_{13} & s_{33} & & & \\ & & & s_{44} & & \\ & & & & s_{44} & \\ & & & & & s_{66} \end{pmatrix} \quad (2-17)$$

$$\varepsilon = \begin{pmatrix} \varepsilon_{11} & 0 & 0 \\ & \varepsilon_{11} & 0 \\ & & \varepsilon_{33} \end{pmatrix} \quad (2-18)$$

$$d = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & d_{15} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & d_{15} & 0 & 0 \\ d_{31} & d_{31} & d_{33} & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \quad (2-19)$$

En notant  $V(p)$  la différence de potentiel entre les électrodes,  $w(x,y,t)$  le déplacement vertical moyen et  $h_p$  l'épaisseur de la céramique, l'application des conditions aux limites, libre-libre, conduit à l'expression du champ électrique [FG00] :

$$E = \begin{pmatrix} w_{,x} \cdot \frac{V(t)}{h_p} \\ w_{,y} \cdot \frac{V(t)}{h_p} \\ -\frac{V(t)}{h_p} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -\frac{V(t)}{h_p} \end{pmatrix} \quad (2-20)$$

Au regard des relations (2.16) et (2.20) il est désormais possible d'établir le tenseur de contrainte du milieu piézoélectrique qu'on appellera  $T_p$  :

$$T_p = \begin{pmatrix} \sigma_{p_x} \\ \sigma_{p_y} \\ \tau_{p_{xy}} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} c_{11}^E S_{xx} + c_{12}^E S_{yy} + e_{31} \frac{V}{h_p} \\ c_{12}^E S_{xx} + c_{11}^E S_{yy} + e_{31} \frac{V}{h_p} \\ c_{66}^E S_{xy} \end{pmatrix} \quad (2-21)$$

Les rigidités dans les conditions des plaques minces sont données d'après [CGA98] par les relations

$$c^E = (s^E)^{-1} \quad (2-22)$$

Avec

$$\begin{aligned} c_{11}^E &= \frac{s_{11}^E}{(s_{11}^E)^2 - (s_{12}^E)^2} \\ c_{12}^E &= \frac{-s_{12}^E}{(s_{11}^E)^2 - (s_{12}^E)^2} \\ c_{66}^E &= \frac{1}{s_{66}^E} \end{aligned} \quad (2-23)$$

De même le coefficient piézoélectrique du matériau est connu et donné par

$$e = dc^E \quad (2-24)$$

Avec

$$e_{31} = \frac{d_{31}}{s_{11}^E + s_{12}^E}$$

Le coefficient de Poisson de la céramique dans le plan x,y est défini par

$$\nu_p = \frac{c_{12}^E}{c_{11}^E} = -\frac{s_{12}^E}{s_{11}^E}$$

Finalement, d'après (2.22) et (2.12)

$$T_p = \begin{pmatrix} c_{11}^E (z_0 - z)(w_{,xx} + \nu_p w_{,yy}) + e_{31} \frac{V}{h_p} \\ c_{11}^E (z_0 - z)(\nu_p w_{,xx} + w_{,yy}) + e_{31} \frac{V}{h_p} \\ c_{66}^E (z_0 - z)w_{,xy} \end{pmatrix} \quad (2-25)$$

Pour terminer, à partir de la relation (2.16), (2.25), et de (2.12)

$$D = eS + \varepsilon^S E \quad (2-26)$$

Dans cette équation (2-26), la matrice unicolonne issue de chaque produit matriciel présente des termes nuls excepté sur la dernière ligne.

Ainsi, tire-t-on après sommation,

$$D = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ e_{31}(S_{xx} + S_{yy}) + \varepsilon_{33}^S E_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ e_{31}(z_0 - z)(w_{,xx} + w_{,yy}) - \varepsilon_{33}^S \frac{V}{h_p} \end{pmatrix} \quad (2-27)$$

La permittivité du matériau est donnée par

$$\varepsilon^S = \varepsilon^T - dc^E d^t$$

$$\text{Avec} \quad \varepsilon_{33}^S = \varepsilon_{33}^T \left(1 - 2 \frac{d_{31}^2}{\varepsilon_{33}^T (s_{11}^E + s_{12}^E)}\right)$$

### 2.1.6. Définition du plan neutre

On peut remarquer que toutes les ordonnées sont définies par rapport à  $z_0$ , ordonnée du plan neutre. Il nous faut donc maintenant définir sa valeur. Pour cela, les contraintes d'origine électrique peuvent être éliminées pour les plaques suffisamment fines, en l'absence de champ électrique. Aussi, nous avons fait l'hypothèse que la plaque est mince d'épaisseur  $h$  et

possède un plan neutre dont  $z_0$  est l'altitude. Sur ce plan, les contraintes s'annulent et changent de signe, permettant ainsi la distinction entre traction et compression [GA98][Gal00]. En présence du champ de flexion pure, ces contraintes se répartissent de part et d'autre du plan neutre selon  $x$  et  $y$  si bien que la somme des contraintes  $\sigma_x$  et  $\sigma_y$  des deux milieux, selon l'épaisseur est nulle. Ce qui se traduit par :

$$\begin{aligned} \int_{z_i}^{z_a} \sigma_{i_x} dz + \int_{z_p}^{z_i} \sigma_{p_x} dz &= 0 \text{ pour l'un et} \\ \int_{z_i}^{z_a} \sigma_{i_y} dz + \int_{z_p}^{z_i} \sigma_{p_y} dz &= 0 \text{ pour l'autre.} \end{aligned} \quad (2-28)$$

Après développement et en se rappelant fort utilement que le plan  $(x,y)$  est confondu avec le plan médian du résonateur on trouve

$$z_0 = -\frac{1}{2}(h_i + h_p) \frac{(v_i + 1)(v_p - 1)C_{11}^E h_p}{C_{11} h_p (v_i + 1)(v_p - 1) - E_i h_i} \quad (2-29)$$

Expression dans laquelle on reconnaît l'épaisseur  $h_i$  comprise entre le plan médian et la surface de la structure assemblée et un coefficient qu'on appellera  $\alpha$  égal à

$$\frac{(v_i + 1)(v_p - 1)C_{11}^E h_p}{C_{11} h_p (v_i + 1)(v_p - 1) - E_i h_i}, \text{ fonction des propriétés des matériaux.}$$

$$z_0 = -\frac{1}{2}(h_i + h_p)\alpha \quad (2-30)$$

## 2.2. Modélisation en régime dynamique : Approche Lagrangienne

L'approche variationnelle de la mécanique, c'est-à-dire par le biais des principes variationnels repose sur les concepts d'énergie et de travail. Elle permet ainsi d'appréhender plus profondément les phénomènes en jeu.

Pour déterminer la position d'un système de  $N$  points matériels dans l'espace, il faut se donner  $3N$  coordonnées. En général, le nombre de grandeurs indépendantes nécessaires pour déterminer de façon univoque la position du système est appelé nombre de degrés de liberté.

$N$  grandeurs quelconques  $q_1, q_2, \dots, q_n$  caractérisant complètement la position du système (à  $n$  degrés de liberté) sont appelées ses coordonnées généralisées et les dérivées  $\dot{q}_i$ , ses vitesses généralisées.

La connaissance simultanée des coordonnées généralisées et des vitesses généralisées détermine complètement l'état du système et permet, en principe au moins, de prédire son mouvement à venir. Mathématiquement parlant, la donnée des coordonnées  $q_i$  et des vitesses  $\dot{q}_i$  à un instant donné définit la valeur des accélérations  $\ddot{q}_i$  à cet instant.

Les relations liant les accélérations aux coordonnées et aux vitesses sont appelées équations du mouvement [GR96].

### 2.2.1. Principe d'Hamilton

La formule la plus générale de la loi du mouvement est fournie par le principe d'Hamilton autrement appelée principe de moindre action. Ce principe stipule que tout système mécanique est caractérisé par une fonction définie :

$$L(q_1, q_2, \dots, q_n, \dot{q}_1, \dot{q}_2, \dots, \dot{q}_n, t) \quad (2-31)$$

En abrégé  $L(q, \dot{q}, t)$ . Cette fonction, appelée fonction de Lagrange L (ou Lagrangien) du système est fondamentale car elle contient toutes les informations physiques relatives à l'évolution du système.

A propos, supposons qu'aux instants  $t_1$  et  $t_2$ , le système occupe des positions déterminées, soit des positions pour lesquelles les configurations réelles et virtuelles coïncident. L'action A est définie comme étant l'intégrale donnée par :

$$A = \int_{t_1}^{t_2} L dt \quad (2-32)$$

Entre  $t_1$  et  $t_2$ , le mouvement du système est tel que la variation de l'action A est nulle :

$$\delta A = 0 \quad (2-33)$$

Cette expression est le principe de Hamilton qui peut s'interpréter de la manière suivante :

*L'intégrale définie A est stationnaire pour toute variation de la configuration du système coïncidant avec la configuration réelle aux bornes de l'intervalle temporelle considérée.*

### 2.2.2. Lagrangien d'un système électroélastique

L'expression (générale) du lagrangien issue de la définition des différents vecteurs et tenseurs déplacement et contrainte est :

$$L = \frac{1}{2} \int_{\Sigma} \left( \int_{z_p}^{z_i} \left( \rho_p \dot{U} \dot{U} - S^t T_p \right) dz + \int_{z_i}^{z_a} \left( \rho_i \dot{U} \dot{U} - S^t T_a \right) dz \right) + W_{sources} \quad (2-34)$$

$W_{sources}$  est le pseudo-potentiel permettant la prise en compte du travail des sources extérieures,  $\rho_p$  et  $\rho_i$  désignant les masses volumiques respectives du milieu piézoélectrique et du milieu isotrope considérés.

Cette expression, développée à la suite de la sommation sur l'épaisseur donne son écriture selon les termes surfaciques ci-après :

$$L = \frac{1}{2} \int_{\Sigma} M_b \dot{w}^2 + J_b (\dot{w}_{,xx} + \dot{w}_{,yy})^2 + C_b V^2 + 2k_b V (w_{,xx} + w_{,yy}) - D_b \left\{ (w_{,xx} + w_{,yy})^2 - 2(1-\nu_b)(w_{,xx} w_{,yy} - w_{,xy}^2) \right\} d\Sigma + W_{sources} \quad (2-35)$$

Les différentes propriétés physiques de la plaque sont matérialisées par l'apparition de coefficients de réduction dans l'expression (2-35). Des termes dont sont facteurs les différents coefficients, découle la signification de ces facteurs. Ainsi

La masse surfacique du bimorphe  $M_b$  est exprimée en  $\text{kg/m}^2$

$$M_b = \int_p^i \rho_p dz + \int_{z_i}^{z_a} \rho_i dz = \rho_p h_p + \rho_i h_a \quad (2-36)$$

L'inertie de rotation surfacique en  $\text{kg}$  :

$$J_b = \rho_a h_a \left( \frac{h_a^2}{12} + \alpha^2 d^2 \right) + \rho_c h_c \left( \frac{h_p^2}{12} + (1 + \alpha)^2 d^2 \right) \quad (2-37)$$

La rigidité flexionnelle de la plaque en  $\text{N.m}$  :

$$D_b = D_a + D_p \quad (2-38)$$

Avec

$$D_a = \frac{E}{1 - \nu_i^2} h_a \left( \frac{h_a^2}{12} + \alpha^2 d^2 \right) \text{ et } D_p = c_{11}^E h_p \left( \frac{h_p^2}{12} + (1 + \alpha)^2 d^2 \right)$$

Le coefficient de Poisson de la structure entière :

$$\nu_b = \frac{\nu_a D_a + \nu_p D_p}{D_a + D_p} \quad (2-39)$$

La capacité surfacique en  $\text{C/m}^2$  :

$$C_b = \frac{\epsilon_{33}^S}{h_p} \quad (2-40)$$

Le coefficient de conversion électromécanique en  $\text{N/V}$  ou en  $\text{C/m}$  suivant le sens de la conversion :

$$k_b = -e_{13} (1 + \alpha) \frac{h_a + h_p}{2} \quad (2-41)$$

Le moment fléchissant induit est donné par :

$$M_v = k_b V \quad (2-42)$$

### 2.2.3. Mise en équation

D'après les équations intervenues dans la définition de l'Action

$$\delta A = \delta \int_{t_1}^{t_2} L dt = 0 \quad (2-43)$$

Dériver et intégrer étant des opérations commutatives on peut dans un premier temps ramener le problème au calcul de la variation du Lagrangien

$$\delta A = \delta \int_{t_1}^{t_2} L dt = 0 \Leftrightarrow \int_{t_1}^{t_2} \delta L dt = 0$$

En négligeant par hypothèse les inerties de rotation, on obtient

$$\delta A = - \int_{t_1}^{t_2} \int_{\Sigma} (M_b \ddot{w} \delta w + (M_{xx} \delta w_{,xx} + M_{yy} \delta w_{,yy} + M_{xy} \delta w_{,xy} - M_v \delta \Delta w + (C_b V + k \Delta w) \delta V) d\Sigma + \delta W_{sources} = 0 \quad (2-44)$$

Où apparaissent les moments fléchissants liés aux composantes du tenseur des courbures par les relations :

$$\begin{aligned} M_{xx} &= D_b (w_{,xx} + \nu_b w_{,yy}) \\ M_{yy} &= D_b (w_{,yy} + \nu_b w_{,xx}) \\ M_{xy} &= D_b (1 - \nu_b w_{,xy}) \end{aligned} \quad (2-45)$$

Une intégration par parties décomposées selon la surface  $\Sigma$  et le contour  $\Gamma$  suivie d'une résolution sur la surface en fonction de  $w$ , conduit à l'équation d'équilibre du milieu telle que :

$$M_b \ddot{w} + D_b \Delta^2 w - \Delta M_v - p = 0 \quad (2-46)$$

Avec  $\Delta^2 = \Delta \circ \Delta$ , et  $p$  les charges extérieures appliquées sur les faces de la plaque.

En faisant l'hypothèse de mouvement harmonique et en ne s'intéressant qu'à l'axe des  $y$  ou axe des longueurs,  $w(y, t) = w(y) \sin \omega t$ , à charge extérieure  $p$  nulle, l'équation aux vibrations libres devient

$$-\omega^2 M_b w + D_b \Delta^2 w = 0 \quad (2-47)$$

Dont l'autre forme est

$$(\mu^2 w + \Delta w)(-\mu^2 w + \Delta w) = 0$$

Où  $\mu$  [ $m^{-1}$ ] est appelé vecteur d'onde et est défini par :

$$\mu^4 = \frac{M_b}{D_b} \omega^2 \quad (2-48)$$

La résolution de l'équation aux vibrations (2-47) nécessite l'application de conditions aux limites. Dans notre cas, les extrémités de la plaque ne sont retenues par aucune liaison rigide ou pivot, de sorte que l'on nomme les conditions aux extrémités comme libre – libre. Or, il se trouve que le seul cas qui possède une solution analytique exacte est celui de la plaque

rectangulaire simplement appuyée sur tout son pourtour. Trouver une solution analytique exacte, aux problèmes d'élastodynamique, requiert souvent le recours à la méthode de Rayleigh-Ritz à une fonctionnelle [GR96]. Au regard des hypothèses simplificatrices émises, tout en ne visant pas le dimensionnement de la structure, nous contournons la difficulté en nous rabattant sur le cas de la poutre sans déformation à l'effort tranchant, non précontrainte, de caractéristiques uniformes et encastree-libre. La liaison encastrement étant substituée par une liaison de type libre.

#### 2.2.4. Modes et fréquences propres

Pour une plaque non précontrainte de caractéristiques uniformes, de rigidité flexionnelle  $EI$  et de masse par unité de longueur  $m$  considérées constantes sur la longueur de la plaque, l'équation aux fréquences propres est réduite à [GR96]

$$\frac{d^4 w}{dy^4} - \omega^2 \frac{m}{EI} w = 0 \quad (2-49)$$

En posant

$$\xi = \frac{y}{L} \quad \text{et} \quad \eta = \frac{w}{L} \quad (2-50)$$

$$\text{On obtient} \quad \eta'''' - \mu^4 \eta = 0 \quad (2-51)$$

Expression dans laquelle  $(\ )' = \frac{d}{d\xi}$ .

$$\text{Et où on a introduit la valeur propre adimensionnelle} \quad \mu^4 = \frac{\omega^2 mL^4}{EI} \quad (2-52)$$

La solution générale est de la forme

$$\eta = e^{p\xi} ; \quad p_{1,2} = \pm\mu \quad \text{et} \quad p_{3,4} = \pm i\mu$$

Ce qui permet d'écrire

$$\eta = \alpha_1 e^{\mu\xi} + \alpha_2 e^{-\mu\xi} + \alpha_3 e^{i\mu\xi} + \alpha_4 e^{-i\mu\xi} \quad (2-53)$$

Par commodité on utilise plutôt les fonctions de Duncan

$$\begin{aligned} s_1(\mu\xi) &= \sin(\mu\xi) + sh(\mu\xi) \\ c_1(\mu\xi) &= \cos(\mu\xi) + ch(\mu\xi) \\ s_2(\mu\xi) &= -\sin(\mu\xi) + sh(\mu\xi) \\ c_2(\mu\xi) &= -\cos(\mu\xi) + ch(\mu\xi) \end{aligned} \quad (2-54)$$

qui ont la propriété de se déduire l'une de l'autre par dérivation.

On aboutit de la sorte à la solution générale

$$\eta = Ae^{\mu\xi} + Be^{-\mu\xi} + Ce^{i\mu\xi} + De^{-i\mu\xi} \quad (2-55)$$

Considérons la plaque mince comme une poutre à laquelle on doit appliquer des conditions aux limites pour proposer une solution à l'équation ci-dessus. Les extrémités de la poutre à considérer ne sont retenues par aucune liaison rigide ou pivot, de sorte que les conditions aux extrémités sont considérées libre – libre. Les déplacements aux extrémités sont possibles et les moments en ces points, nuls. Ce qui se traduit par:

$$\begin{aligned}\eta''(0) &= \eta'''(0) = 0 \\ \eta''(1) &= \eta'''(1) = 0\end{aligned}\tag{2-56}$$

Soit

$$\begin{aligned}\mu^2 [As_2(\mu) + Bc_2(\mu)] &= 0 \\ \mu^2 [Ac_2(\mu) + Bs_1(\mu)] &= 0\end{aligned}$$

La solution  $\mu = 0$  correspondrait à un mode rigide, ce qui est impossible physiquement. D'où l'équation transcendante aux valeurs propres

$$s_1(\mu)s_2(\mu) - c_2(\mu) = 0\tag{2-57}$$

Qui en termes de fonctions trigonométriques et hyperboliques devient

$$ch\mu \cos \mu - 1 = 0\tag{2-58}$$

Qu'on peut résoudre par un processus itératif en l'écrivant sous la forme  $\cos \mu = \frac{1}{ch\mu}$ .

On trace à cet effet les deux fonctions qui se trouvent de part et d'autre de l'égalité et on cherche l'intersection des deux courbes correspondantes. Après approximation d'une valeur initiale

$$\mu_k^{(0)} \approx (2k - 1) \frac{\pi}{2}\tag{2-59}$$

On obtient une suite  $\mu_k^{(i+1)} = \cos^{-1}\left(\frac{-1}{ch(\mu_k^{(i)})}\right)$  convergeant vers la valeur propre exacte  $\mu_k$ .

Pour le mode 6,  $\mu_6 = 17.2788$  et compte tenu de l'égalité 2-48,  $\omega^2 = 89136.24 \frac{D_b}{M_b}$ . Ceci correspond à une fréquence propre de 37.9 kHz.

### Déformée théorique de la plaque

Par mode on entend le nombre de demi ondes de flexion le long de y. En choisissant le couple de valeurs A, B égal à  $(-s_1(\mu_x), -c_2(\mu_x))$  et nous référant à l'équation (2.55) il s'en suit la forme d'onde [FP05][GR93],

$$\eta(y) = c_2(\mu_x)s_1(\mu\xi) - s_2(\mu_x)c_1(\mu\xi)\tag{2-60}$$

Un retour au changement de variable effectué ci-avant et dans lequel on avait

$$\xi = \frac{y}{L} \quad \text{et} \quad \eta = \frac{w}{L}$$

Permet, en se servant des équations (2.54) et (2.55), d'établir la forme d'onde normalisée. Cette dernière est fonction des dimensions de la poutre dans le repère centré  $y \in \left[-\frac{L}{2}; \frac{L}{2}\right]$  définie figure 2.7.

$$w(y) = A_y \left[ -sh\left(\mu\left(\frac{1}{2} - \frac{y}{L}\right)\right) + ch(\mu) \sin\left(\mu\left(\frac{y}{L} + \frac{1}{2}\right)\right) - \cos(\mu) sh\left(\mu\left(\frac{y}{L} + \frac{1}{2}\right)\right) + \sin\left(\mu\left(\frac{1}{2} - \frac{y}{L}\right)\right) - sh(\mu) \cos\left(\mu\left(\frac{y}{L} + \frac{1}{2}\right)\right) + \sin(\mu) ch\left(\mu\left(\frac{y}{L} + \frac{1}{2}\right)\right) \right] \quad (2-61)$$

Avec  $A_y$  le facteur de correction de la déformée rendant l'expression normalisée telle que

$$|w(y) = 1|, \quad A_y = -2 \left( \left( ch\left(\frac{\mu}{2}\right) + \cos\left(\frac{\mu}{2}\right) \right) \cdot \left( -\sin\left(\frac{\mu}{2}\right) ch\left(\frac{\mu}{2}\right) + sh\left(\frac{\mu}{2}\right) \cos\left(\frac{\mu}{2}\right) \right) \right)^{-1} \quad (2-62)$$

La figure 2-9 montre l'allure de la déformée du plan neutre selon le mode propre (0,6).

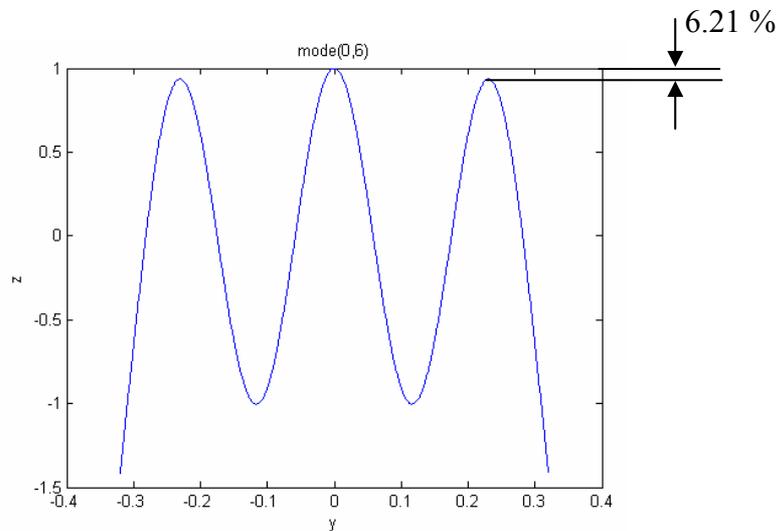


fig. 2-9: Forme d'onde normalisée du mode (0,6)

Par extrapolation de la déformée approchée du plan neutre de la plaque est obtenu le graphe de la figure 2-10.

Pour tracer la déformée de la plaque (fig. 2-11) on se sert de l'analyseur de réseau comme source de tension et l'amplitude de la vibration est mesurée au moyen du vibromètre laser OFV-505 couplé au contrôleur OFV-5000 de Polytec PI. La source de tension est l'analyseur de signaux SR785. On repère la résonance de la plaque à la fréquence 40.59 kHz et on obtient alors le profil de la figure 2-11 en cohérence avec celui théorique de la figure 2-10.

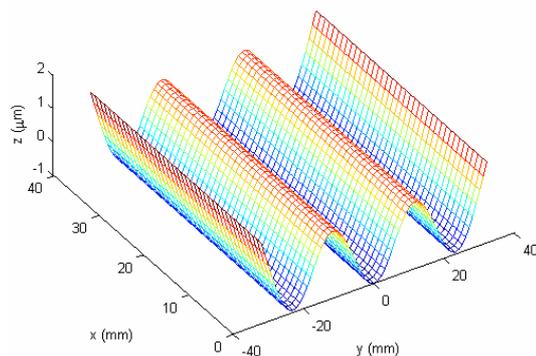


fig. 2-10: Forme d'onde normalisée du mode (0,6) obtenue par extrapolation

### 2.2.5. Déformée expérimentale de la plaque

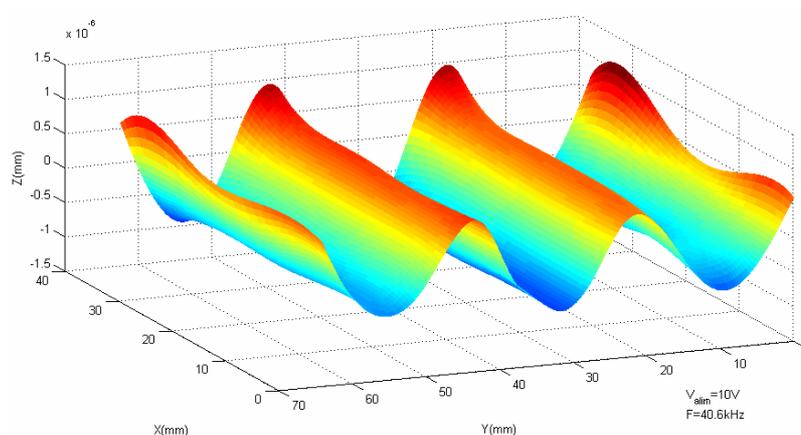


fig. 2-11: Forme de l'onde de vibration du mode excité (0,6)

A titre récapitulatif, nous présentons le tableau 2.3 dans lequel on trouve les valeurs analytiques et expérimentales de la fréquence de résonance de notre actionneur pour le mode (0,6). Y figurent également, à titre comparatif, les valeurs expérimentale et numérique obtenues par [FP05][AF96].

	Actionneur selon [FP05][AF96]		
Dimensions {x,y,z}	38 x 64 x 3mm		
Propriétés mécaniques {x,y,z}	$\nu=0.31$	$\rho=8250\text{kgm}^{-3}$	$E=123^{\circ}9\text{N/m}^2$
	Fréquences propres [kHz]		
Mode propre	(0,6)		
Résultat analytique	37.9		
Résultat numérique ANSYS	38.79		
Résultat expérimental	40.27		
	Actionneur de l'étude		
Résultat expérimental	40.59		

Tableau 2-3 : Données numériques de l'actionneur et fréquences propres

Etant intéressés par ce qui se passe en particulier à l'extrémité des pieds, on relève l'amplitude vibratoire sous chacun de ces derniers, à la résonance bien entendu.

On a pu constater à partir du graphique de la figure 2-12 que pour trois des quatre pieds, l'écart maximum d'amplitude vibratoire à l'extrémité des pieds et le centre géométrique de la plaque où se situe l'électrode de mesure, est de 8.87 %. Théoriquement la déformée du plan neutre (fig. 2-9) nous indique que cet écart devrait être de 6.21 %.

Malgré le fait que les pieds soient usinés dans la masse du résonateur (on évite ainsi les disparités dues au collage des pieds), nous relevons une anomalie sur l'amplitude vibratoire du pied n°3.

Il est important de noter que pour toutes ces mesures et les suivantes relatives à l'amplitude vibratoire, nous avons évalué le facteur de mesure caractéristique de l'électrode de mesure collée au centre de la face comportant les pieds de l'actionneur. A cet effet, on s'est placé à la résonance pour observer à l'oscilloscope la tension à cette électrode ( $V_{elect}$ ) et celle issue du vibromètre laser OFV-505 (tension proportionnelle à  $\omega W$ ). Ces deux tensions étant liées par la relation  $\hat{V}_{elect} = K_c \times W$  à la résonance d'après [FP05], nous en avons déduit ce facteur  $K_c$  égal à 25.11 Vcc/ $\mu\text{m}$ .

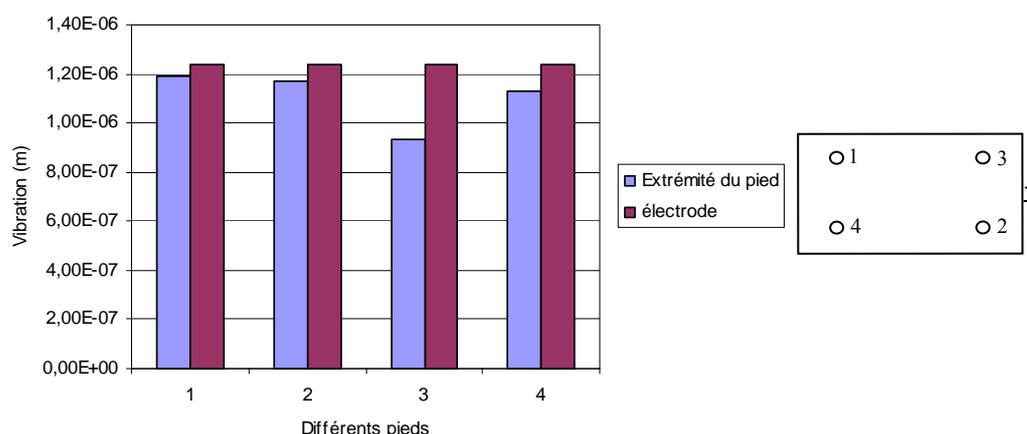


fig. 2-12: Vibration à l'extrémité des pieds

## Conclusion

La modélisation des moteurs piézoélectriques par schéma équivalent est une approche souvent utilisée pour la représentation globale du comportement électromécanique des moteurs piézoélectriques avec la conversion d'énergie dont ils sont le siège. Par cette méthode on caractérise l'admittance électrique de la structure en tenant compte des conditions de travail mécanique.

Par l'expérience, on a pu élaborer un schéma électrique équivalent de l'actionneur et identifier une fréquence propre de vibration mettant ainsi en évidence le caractère résonnant attendu de la structure.

Ensuite, une approche tout à fait différente de la précédente, basée sur l'emploi de méthodes variationnelles a été développée. Cette approche débouche sur un modèle physique du dispositif tenant compte de sa définition géométrique et des caractéristiques tensorielles des matériaux qui le constituent. La dynamique de la structure décrite par l'équation aux fréquences propres de l'actionneur, qui peut permettre de trouver les déformées et les fréquences propres a été exposée.

Il s'est cependant trouvé que la résolution de l'équation obtenue est difficilement réalisable de manière analytique. C'est alors grâce à des hypothèses simplificatrices, notamment celle d'une forme d'onde unidirectionnelle que nous sommes arrivés à exprimer la déformée du plan neutre en cohérence avec celle obtenue par l'expérience.



# Chapitre 3

## Application du principe de la lubrification électroactive

### Introduction

Le chapitre 2 a permis d'évaluer le comportement vibratoire de l'ensemble résonateur – matrice de piézo-céramiques. Il s'agit maintenant de nous intéresser à la conversion d'énergie mécano-mécanique qui s'établit au niveau des pieds de l'actionneur et qui va mener à la force de réaction tangentielle perçue par l'utilisateur qui mettra le dispositif en mouvement.

La production de cet effort tangentiel variable basé sur l'exploitation d'un résonateur mécanique repose sur les mécanismes de contact qui sont à l'œuvre à l'interface entre le pied du résonateur et le plan d'appui. Dans ce contexte, la géométrie de ce contact occupe une place importante.

Dans ce mémoire, nous étudions deux géométries du pied. La première propose un pied plat, et l'analyse porte donc sur un contact plan-plan intermittent. Pour la deuxième, nous avons inséré une sphère d'acier au bout de chaque pied, et nous avons un contact sphère - plan. Dans chaque cas, une modélisation du contact est proposée. Nous en déduisons les caractéristiques de la force tangentielle en fonction de l'amplitude vibratoire pour différentes valeurs de vitesse et de précharge normale. Des essais expérimentaux sont ensuite réalisés, confirmant les tendances obtenues en simulation et l'aptitude à obtenir une friction variable par le contrôle de l'amplitude de l'onde.

## 1 Modèle de contact pieds plan

### 1.1 Introduction

Ce paragraphe est centré sur l'analyse théorique d'une structure mettant en jeu des phases de contact et de séparation entre les pieds d'un corps et son support aussi appelé sol ou substrat : le contact et la séparation sont induits par l'élasticité des pieds. Le mouvement ainsi défini sur la composante normale au plan du contact est décomposé en séquences compression – relaxation - séparation. Cette approche identifie les pieds en contact avec le sol à un système masse - ressort.

La topologie de surface particulière que nécessite le dispositif, à savoir un substrat fortement rigide et une rugosité de surface minimale ( $R_a \leq 0.6\mu m$ ), ainsi que le faible débattement de fin d'effecteur de quelques micromètres rendent cette approximation a priori acceptable [FP05].

Ce modèle conduira à la caractérisation de l'intermittence de contact.

## 1.2 Modèle masse - ressort du pied

Pour permettre une analyse fine du mouvement de l'effecteur solidaire de la plaque tout en demeurant dans le cadre du modèle masse - ressort, rappelons l'expression du déplacement normal de la plaque. Ce déplacement est le produit de deux formes d'onde relatives à des poutres orthogonales en flexion moyennant les hypothèses cinématiques de Kirchhoff [Cou80][GR93][FP05].

La figure 3-1 répétée par convenance schématise la cinématique de la plaque et dans un repère  $(0,x,y,z)$ . Pour une plaque sollicitée en flexion comme sur la figure 3-1, on montre [FP05][Cou80][GR93] que le déplacement normal  $w_A$  est le produit de deux formes d'onde relatives à des poutres orthogonales en flexion.

$$w_A(u,v,t) = w(t) \cdot \Phi_{uA} \cdot \Phi_{vA} \quad (3-1)$$

A désignant l'embase du pied sur le plan neutre.

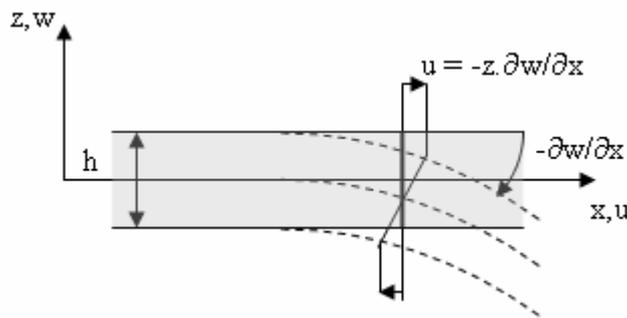


fig. 3-1 : Cinématique de la déformation de la plaque

L'expression de  $w_A$  réduite pour une onde unidirectionnelle selon  $u$  compte tenu du mode vibratoire (0,6) est donné par :

$$w_A(u,v,t) = w(t) \cdot \Phi_{uA} = W(t) \sin(\omega t) \cdot \Phi_{uA} \quad (3-2)$$

Où  $W(t)$  est l'amplitude de vibration dynamique au centre de l'actionneur,  $\omega$  la pulsation du mode vibratoire. Et,

$$\begin{aligned} \Phi_{uA} = & A_u \left( -\sinh\left(\mu_u \left(\frac{1}{2} - \frac{u_A}{L}\right)\right) + \cosh(\mu_u) \cdot \sin\left(\mu_u \left(\frac{u_A}{L} + \frac{1}{2}\right)\right) - \cos(\mu_u) \cdot \sinh\left(\mu_u \left(\frac{u_A}{L} + \frac{1}{2}\right)\right) \right. \\ & \left. + \sin\left(\mu_u \left(\frac{1}{2} - \frac{u_A}{L}\right)\right) - \sinh(\mu_u) \cdot \cos\left(\mu_u \left(\frac{u_A}{L} + \frac{1}{2}\right)\right) + \sin(\mu_u) \cdot \cosh\left(\mu_u \left(\frac{u_A}{L} + \frac{1}{2}\right)\right) \right) \end{aligned} \quad (3-3)$$

$L$  est la longueur de la plaque,  $\mu_u$  la solution du mode propre de vibration 6 de valeur approchée 17.2788 (voir chap.2) et  $A_u$  le facteur de normalisation de la forme d'onde.

$$A_u = \frac{1}{2(\cosh(\frac{\mu_u}{2}) + \cos(\frac{\mu_u}{2})) \cdot (-\sin(\frac{\mu_u}{2}) \cdot \cosh(\frac{\mu_u}{2}) + \sinh(\frac{\mu_u}{2}) \cdot \cos(\frac{\mu_u}{2}))} \quad (3-4)$$

C'est ainsi que pour des pieds fixés à  $\lambda/4$ ,  $\Phi_{uA}$  vaut 1.

Pour ce qui précède, rappelons qu'une des hypothèses de Kirchhoff est de considérer que seul le déplacement transversal  $w$  est considéré. Aussi la position des pieds dont l'embase se trouve au ventre de l'onde ( $\lambda/4$ ), est considérée constante selon une autre hypothèse de Kirchhoff : celle de flexion pure. A cela on peut ajouter, à la vue de la position identique des pieds par rapport à l'onde, que l'on peut restreindre l'étude mécanique à celle d'un seul pied supportant une précontrainte  $F_n$  équirepartie sur  $n$  pieds. Au surplus, les efforts extérieurs sont rapportés au centre de gravité partiel  $G$  de la plaque. Par contre, quatre pieds sont fixés sur la plaque, rendant le problème hyperstatique en raison d'un nombre d'inconnues de liaisons élevé, d'une part. D'autre part, la planéité de la surface de contact est également à même de mettre en cause l'hypothèse d'une égale répartition des efforts sur les pieds.

En dépit de ce qui précède et compte tenu de l'approche globale du contact nous retenons l'hypothèse d'équirepartition de la charge.

D'où, on en arrive à la mise en place du schéma mécanique équivalent (fig. 3-2) à partir duquel pourront être définies les relations dynamiques du système.

La masse notée  $M_{ext}$  appliquée à l'actionneur grâce à un élément élastique  $k_m$  de faible coefficient de raideur  $k_m$ , donne naissance à l'effort de précontrainte.

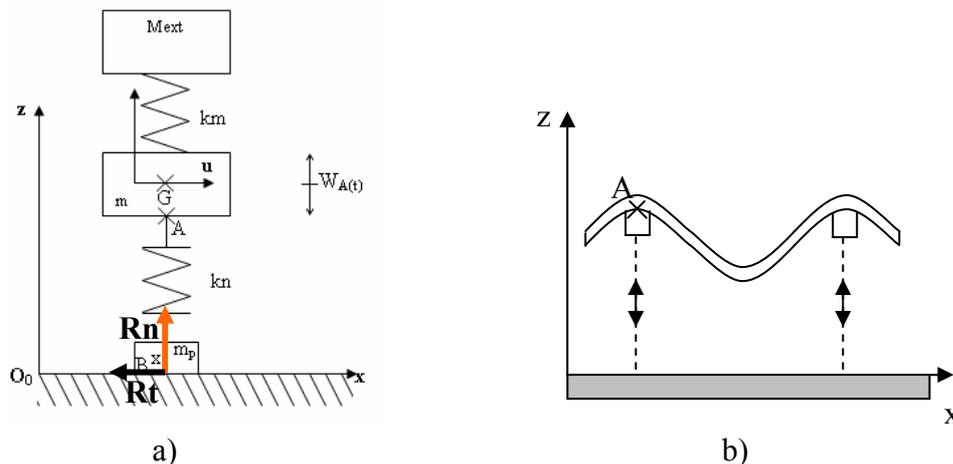


fig. 3-2: a) Schéma mécanique équivalent b) système étudié

La fonction de cet élément élastique est de réaliser un découplage fréquentiel suffisant de sorte à réduire l'effort normal fourni par la masse extérieure  $M_{ext}$  au plan de la plaque à un terme constant  $F_n$ . L'actionneur quant à lui est de masse  $m$  tandis que les pieds ont une masse  $m_p$  très inférieure à celle de l'actionneur. Le pied a une élasticité normale  $k_n$ . On impose à la structure un déplacement  $w_A(t)$  généré par la vibration libre de la plaque.

### 1.3 Comportement suivant l'axe normal

Décrire le comportement hors-plan de l'actionneur, c'est-à-dire suivant l'axe normal  $Oz$ , revient à écrire l'équation du mouvement de l'embase du pied caractérisant les périodes induites de vol et de contact suivant cet axe ; équation que l'on obtiendra par application des principes généraux de la dynamique. Pour cela nous supposons que le support de l'actionneur est parfaitement rigide et que par conséquent le pied est le seul élément accumulateur d'énergie potentielle élastique. Ce qui conduit à :

$$\frac{m}{n} \ddot{z}_A = \frac{m}{n} \ddot{w}_A - \frac{F_n}{n} - \frac{m}{n} g + R_n(t) \quad (3-5)$$

Avec

$$\begin{cases} R_n(t) = k_n(h - z_A(t)) - d_n \dot{z}_G & \text{Pendant le contact} \\ R_n(t) = 0 & \text{lors de la séparation} \end{cases} \quad (3-6)$$

Dans cette équation (3-5),  $m$  est la masse de l'actionneur,  $n$  le nombre de pieds,  $F_n$  la force normale exercée et  $R_n$  la réaction normale du sol.

Pour résoudre cette équation, examinons d'abord le détail des conditions de passage de la phase de contact à la phase de décollement. Au repos, sous l'effet de la masse extérieure  $M_{\text{ext}}$ , le plan de la plaque s'établit à une distance  $z_G$  du sol, inférieure à la hauteur du pied relâché  $h$  : le pied est en compression. On appelle l'écart entre  $h$  et  $z_G$ , l'écrasement. En vibration la plaque impose un déplacement normal sinusoïdal de l'embase  $z_A$  du pied. Dans le cas d'un déplacement suffisamment important pour que l'ordonnée  $z_A$  soit supérieure à la hauteur  $h$ , il y a séparation. Il est à souligner que pour  $k_n$  a priori élevé, on néglige les vibrations longitudinales éventuelles du pied pendant cette séparation. Il en découle le critère de changement d'état tel que :

$$\begin{cases} z_A > h & \text{le pied est en séparation,} \\ z_A \leq h & \text{le pied est en contact} \end{cases}$$

En prenant  $z_A = z_G - w_A$  (3-7)

On a

$$\begin{cases} (z_G + w_A) \leq h & : \text{contact,} \\ (z_G + w_A) > h & : \text{séparation.} \end{cases}$$

Compte tenu de l'égalité (3-7), l'équation (3-5) pourrait s'écrire aussi :

$$\frac{m}{n} \ddot{z}_G = -\frac{F_n}{n} - \frac{m}{n} g + R_n(t). \quad (3-8)$$

Les conditions de passage d'une phase à l'autre étant explicitées, nous nous attelons à résoudre cette équation différentielle. Dans l'optique de comprendre par le graphisme le comportement de l'actionneur, l'équation a été implantée sous Simulink sous la forme suivante, issue d'une re-écriture de l'équation 3-5:

$$\begin{cases} \frac{m}{n} \ddot{z}_G + d_n \dot{z}_G + k_n z_A = -\frac{F_n}{n} - \frac{m}{n} g + k_n h & \text{si contact} \\ \frac{m}{n} \ddot{z}_G = -\frac{F_n}{n} - \frac{m}{n} g & \text{si séparation} \end{cases} \quad (3-9)$$

La solution de cette équation différentielle est naturellement fonction des conditions initiales et on ne s'intéresse qu'au régime permanent en présence d'une intermittence de contact ; en absence de laquelle tout se passe comme dans le cas d'un ressort fixé à une extrémité, l'autre extrémité pondérée d'une masse en mouvement sinusoïdal. Ainsi nous avons supposé que la première phase est une phase de contact régie par l'équation 3-9, que les conditions finales de

la phase de contact sont les conditions initiales de la phase de séparation, régie elle par 3-10 et ainsi de suite.

Cette structure exige la prise en compte de phénomènes vibratoires alternant régime transitoire- permanent - transitoire comme le résume la figure 3-3 ci-dessous.

Sur cette figure,  $t_{ci}$  indique le début de la  $i$ ème phase de contact qui intervient après un régime transitoire du phénomène décrit par 3-9 périodique, de période  $T$ .  $t_{c(i+1)}$  indique à son tour, le début de la  $(i+1)$ ème phase de contact. Finalement, la détermination de  $R_n$  s'effectue par :

$$\begin{aligned} \text{Si } & (h - z_A) \geq 0, \text{ alors } R_n(t) = k_n (h - z_A) - d_n \dot{z}_G \\ \text{sinon } & R_n(t) = 0. \end{aligned} \tag{3-11}$$

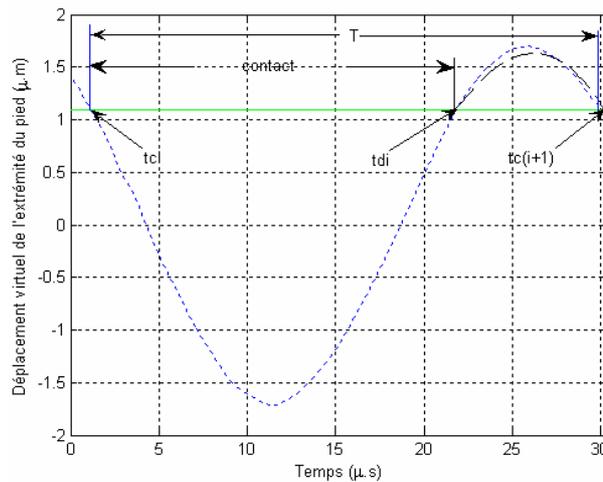


fig. 3-3: Séquence contact-décollement-contact

Avec pour objectif à terme d'évaluer la réaction  $R_n$ , puis la réaction tangentielle  $R_t$  des pieds, nous présentons l'évolution temporelle de  $R_n$  instantané sur les courbes des figures 3-4 et 3-5 : pour une faible amplitude vibratoire on constate que la réaction normale ne s'annule pas mais qu'elle est modulée à la fréquence d'excitation et selon l'amplitude vibratoire. Pour des amplitudes d'onde plus élevées, les courbes de la figure 3-5 montrent une annulation de  $R_n$  et donc, un contact intermittent. En régime permanent, la fréquence d'excitation est prise égale à 35 kHz dans cette simulation.

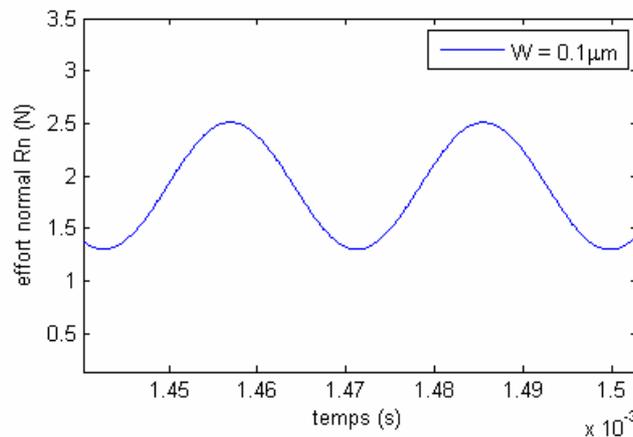


fig. 3-4: Effort  $R_n$  instantané, W faible sur un pied

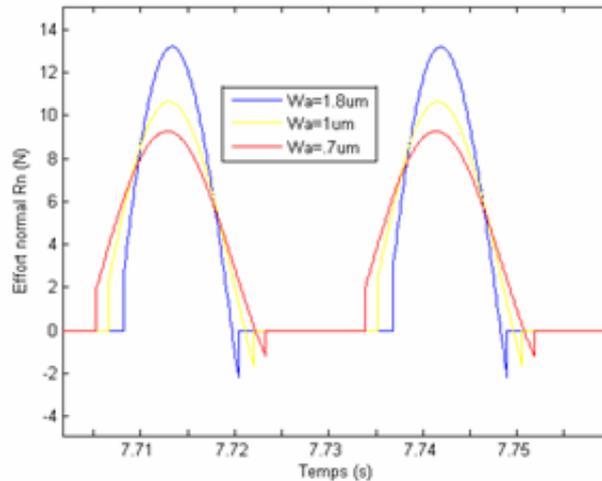


fig. 3-5: Effort instantané  $R_n$ , différents  $W$  élevés, régime permanent.

Nous avons voulu vérifier notre simulation en la comparant à celles effectuées par [Fer02]. Pour cela, on s'intéresse à un paramètre à même de renseigner sur la durée de séparation pied/support sur une période vibratoire. Ce paramètre est dénommé taux de séparation, que l'on définit par :

$$\beta = \frac{t_d - t_c}{T} \times 100 \tag{3-12}$$

Avec  $t_d$  : instant de début de séparation (décollement)  
 et  $t_c$  : instant de début de contact.

La figure 3-6 montre les résultats concernant  $\beta$  obtenus par [LJF00], comparés à nos propres résultats de simulation pour une implantation des pieds à  $\lambda/8$ . Notre simulation étant en quelque sorte validée par ce résultat, nous montrons figure 3-7, l'évolution du taux de séparation en fonction de l'amplitude vibratoire pour notre actionneur. Les résultats de la figure 3-6 montrent en régime permanent, pour différentes valeurs de précharge, et pour une raideur de 10 MN/m et des pieds positionnés à  $\lambda/8$ , les évolutions attendues du taux de séparation qui augmente avec l'amplitude vibratoire et diminue avec la précharge.

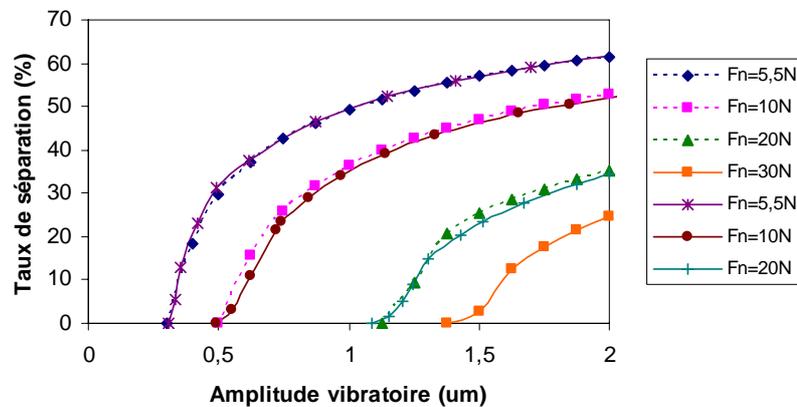


fig. 3-6: Taux de séparation pour  $kn = 10$  MN/m ; comparaison avec [LJF00] en pointillés ; pieds à  $\lambda/8$

Des essais expérimentaux entrepris par [Fer02] pour mesurer le taux de séparation, ont permis de vérifier la pertinence du modèle par l'observation de l'intermittence du contact du pied sur le sol. Par ailleurs, le phénomène reste périodique et de même période que l'onde vibratoire en régime permanent.

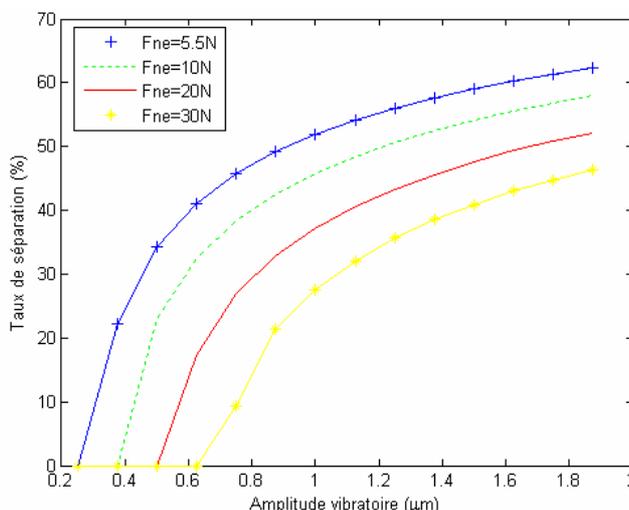


fig. 3-7: Taux de séparation en fonction de l'amplitude vibratoire ; pieds à  $\lambda/4$

En ce qui concerne les résultats de simulation dans les conditions de pieds au ventre de l'onde, ils montrent la même tendance, avec un décalage général des courbes sur la gauche, à savoir un taux de séparation plus grand pour une amplitude vibratoire donnée ; ce qui peut s'expliquer par l'équation 3-2.

## 1.4 Comportement selon l'axe tangentiel

### 1.4.1 Introduction

Pour calculer la variation de l'effort tangentiel, une approche classique consiste à appliquer à la surface de contact une modélisation au sens de Coulomb du frottement pied – surface [FP05]. Cette méthode a été appliquée avec succès au calcul de l'effort tangentiel de poussée pour le translateur plan (pieds à  $\lambda/8$ ). Cependant, elle est insuffisante dans le cas où les pieds se trouvent au ventre de l'onde. En effet, si l'interface est manipulée par un utilisateur, il existe toujours une vitesse tangentielle relative non nulle entre le pied et le substrat. Coulomb pose alors  $R_t = \mu R_n$  s'il y a contact et  $R_t = 0$  sinon. Comme lorsqu'en cas de décollement  $R_n = 0$ , on peut écrire que  $R_t = \mu R_n$  en général.

En calculant la valeur moyenne de  $R_t$  sur une période de vibration, si nous considérons un coefficient de frottement  $\mu$  constant,  $\langle R_t \rangle = \mu \langle R_n \rangle$ . Or, l'équation 3-8 montre qu'en

régime permanent établi,  $\langle R_n \rangle = \frac{F_n}{n} + \frac{m}{n} g$ . Il vient donc que  $\langle R_t \rangle$  est constant quelque soit

le taux de séparation pour  $\mu$  constant. Ce n'est pas ce qui est constaté expérimentalement ; et cela infirmerait le principe de réduction du coefficient de friction. C'est pourquoi, une autre approche avait été entreprise dans [FP05] pour justifier l'apparition de ce frottement variable, en considérant alors un coefficient de frottement également dépendant du temps.

### 1.4.2 Considération d'un frottement instantané variable

Cette approche consiste à considérer plus finement les phénomènes d'amorçage du glissement qui se produisent à chaque période vibratoire. En effet, nous avons vu lors de l'étude du comportement normal des pieds, que le contact pieds – substrat pouvait être intermittent. Dans ce cas, à chaque reprise de contact, alors que l'actionneur est animé d'un mouvement tangentiel induit par l'utilisateur, les pieds sont tout d'abord en adhérence sur le substrat puis rapidement en glissement partiel et enfin en glissement total, avant de décoller à nouveau. C'est la considération de la phase de glissement partiel qui est responsable de la variation de la force tangentielle moyenne. Cette phase peut être caractérisée par un comportement élastique du pied, caractérisé par sa raideur tangentielle  $k_t$ . Elle correspond à la définition d'un coefficient de frottement instantané  $\mu$ , obéissant à la loi de Coulomb – Orowan [LG06]. Le coefficient directeur de la partie linéaire de la courbe de la figure 3-8 est défini par la compliance normalisée du pied d'après [Gar03]. Et, le terme de raideur tangentielle  $k_t$  conduit au déplacement critique :

$$\delta_{crit} = \frac{\mu_0 \cdot R_n}{k_t} \quad (3-13)$$

avec  $\mu_0$  le coefficient de frottement maximal à l'interface pied - substrat ( $\mu_0=0.08$  sur un substrat de verre et  $\mu_0=0.2$  sur l'acier).  $\delta_{crit}$  correspond au micro-déplacement en dessous duquel il y a glissement partiel des pieds sur le substrat, après un instant de reprise de contact. Au delà de  $\delta_{crit}$  il y aura glissement total, avant une nouvelle phase de séparation. Par la suite, connaissant l'effort normal  $R_n(t)$ , l'effort tangentiel en est déduit par application de la loi de Coulomb,

$$R_t(t) = \mu(t) \cdot R_n(t) \quad (3-14)$$

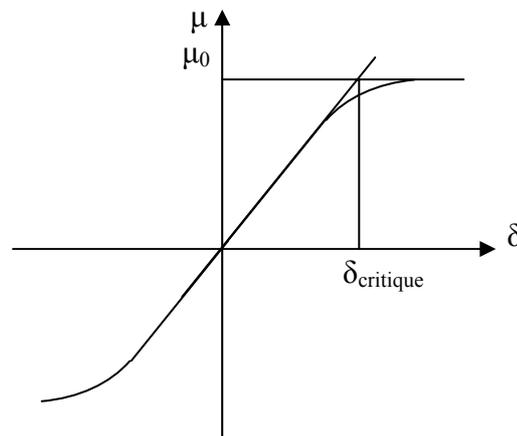


fig. 3-8: Modèle du frottement de Coulomb – Orowan

Il s'en suit la variation de  $\mu$  selon les instants de contact et de séparation définis au paragraphe précédent :

$$\mu(t) = \frac{\mu_0}{\delta_{crit}} \cdot \delta(t), \quad \text{si } t_c < t < t_d \text{ et } \delta(t) \leq \delta_{crit}$$

$$\begin{aligned} \mu(t) &= \mu_0, & \text{si } t_c < t < t_d \text{ et } \delta(t) > \delta_{crit} & \quad (3-15) \\ \mu(t) &= 0, & \text{si } t_d < t < t_c + T \end{aligned}$$

Où  $t_c$  et  $t_d$  désignent respectivement les instants de contact et de séparation.

La valeur moyenne de  $R_t$  sur une période vibratoire s'écrit alors :

$$\langle R_t \rangle = \frac{1}{T} \cdot \int_0^T R_t(t) dt \quad (3-16)$$

Le déplacement tangentiel  $\delta$ , lui, est obtenu en intégrant la vitesse relative de glissement entre les surfaces en contact  $V_t(t)$  :

$$\delta(t) = \int_0^t V_t(t) . dt . \quad (3-17)$$

Nous avons simulé le système modélisé par les équations (3-14), (3-17) afin de calculer la valeur moyenne de la réaction tangentielle. Ces simulations ont été effectuées en régime permanent, en utilisant les paramètres donnés par [FP05] :  $d_n = 200$  N/m/s, pour  $V_t = .05$  m/s,  $F_n = 20$  N, la fréquence  $f$ , 41.2 kHz,  $k_t$  égal à 2.61 MN et  $\mu_0$ , .08. Cela a été fait en agissant différemment sur trois paramètres: l'amplitude vibratoire, la vitesse tangentielle ou la précharge.

La figure 3-9 montre l'évolution de l'effort résistant moyen en fonction de l'amplitude vibratoire pour différentes valeurs de la vitesse, à précharge donnée. L'accroissement de l'effort résistant moyen en fonction de la vitesse est observable. Il en est de même de sa diminution avec l'augmentation de l'amplitude vibratoire.

Hors alimentation ( $W=0$ ) la loi de Coulomb s'applique entièrement et l'effort de frottement est maximal.

Sur le graphique de la figure 3-10, on fait plutôt varier la vitesse pour une valeur de précontrainte fixe. On montre cette fois le fort accroissement de la réaction tangentielle avec la précontrainte normale, comme on pouvait s'y attendre ; et toujours sa réduction avec l'augmentation de l'amplitude vibratoire.

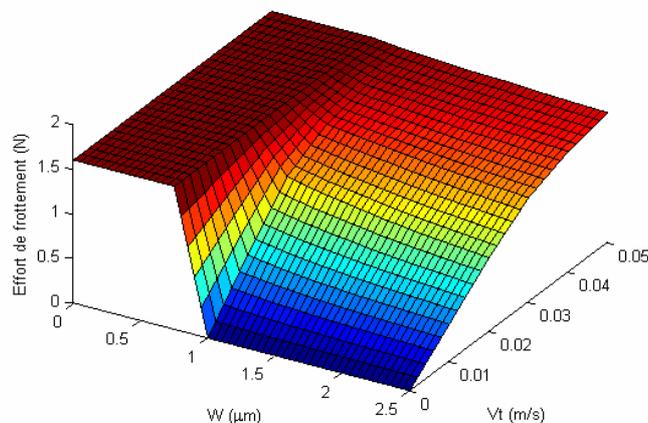
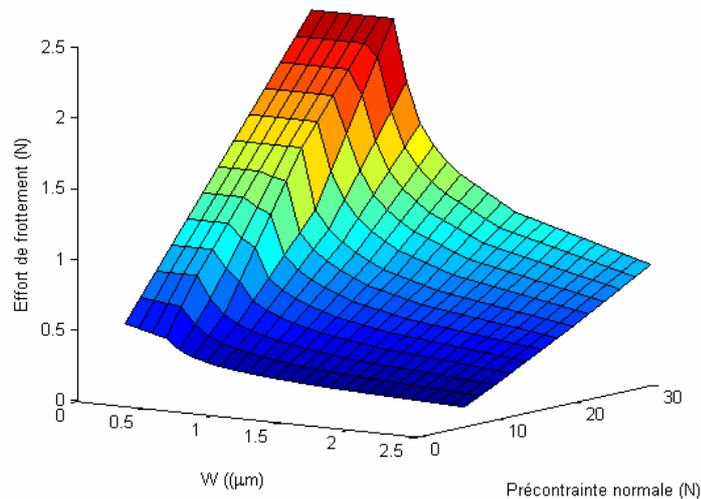


fig. 3-9: variations de l'effort de frottement selon la vitesse et l'amplitude vibratoire; précharge fixe égale à 20 N.

Ces figures illustrent bien le comportement général de notre actionneur et montrent qu'il existe une amplitude d'onde critique au-delà de laquelle une réduction de frottement est constatée. On définit  $W_{\text{critique}}$  comme l'amplitude vibratoire à partir de laquelle la force tangentielle est réduite de 20 % par rapport à la force de maintien ( $W=0$ ). Ainsi pour une précharge de 20 N, la valeur de  $W$  est égale à  $.75 \mu\text{m}$ .



**fig. 3-10: variations de l'effort de frottement selon l'amplitude vibratoire et la précontrainte vitesse fixe égale à 0.05 m/s**

## 1.5 Résultats expérimentaux

Nous avons par la suite procédé à des essais expérimentaux afin de vérifier que la réduction du frottement était effective. Les relevés expérimentaux sont obtenus en régime permanent de vitesse et sur un substrat en acier. Cette surface présente une rigidité et une topologie de surface adaptées au déplacement de l'actionneur.

Avant de présenter les résultats obtenus, nous décrivons le banc expérimental.

### 1.5.1 Présentation du banc

Les caractéristiques force- vitesses de l'actionneur sont relevées au moyen d'un banc d'essais mécaniques que présente le schéma de la figure 3-11.

L'actionneur étudié est relié à un câble et placé sur un substrat d'acier. Le câble utilisé (fabriqué par Carl Stahl MicroCables) est de diamètre compris entre 0.36 et 0.45 mm, de résistance  $1770 \text{ N/mm}^2$ . On peut le considérer sans allongement compte tenu des faibles efforts de tension mis en jeu. Ce câble est bobiné sur une poulie de diamètre ( $\Phi$ ) 10 mm et à l'extrémité libre du câble est attaché un poids faible n'ayant pour rôle que maintenir le câble tendu. Un codeur optique de 500 pt/tour et un moteur à courant continu Maxon (données en annexe C) asservi en vitesse sont disposés sur l'axe de la poulie pour imposer une vitesse de déplacement à l'actionneur préalablement chargé. L'amplitude vibratoire est maintenue constante grâce à un asservissement détaillé dans le chapitre suivant.

Le module du banc expérimental sur lequel se fait l'asservissement de vitesse du moteur à courant continu consiste en un contrôleur dSPACE DS1104 DSP connecté au processeur d'un PC sous Windows. Le programme de contrôle est écrit dans l'environnement MATLAB-SIMULINK combiné à l'interface temps - réel du DS1104. L'effort de traction est obtenu par

mesure du courant du moteur  $i$  proportionnel au couple développé par le moteur selon les relations

$$C_{\text{moteur}} = k_i \cdot i \text{ avec } k_i = 10.5 \cdot 10^{-3} \text{ mNm} / \text{A}$$

$$C_{\text{moteur}} = \frac{F_{\text{tracion}}}{R} \text{ avec } R \text{ le rayon de la poulie.}$$

La vitesse asservie, reste aussi à contrôler l'amplitude de l'onde vibratoire. Nous présenterons ce contrôle au chapitre suivant. Précisons simplement que la mesure de l'amplitude s'effectue grâce à une céramique piézo-électrique auxiliaire située sur la face inférieure de notre actionneur sur un ventre. Soumise aux vibrations de la plaque, la céramique génère une tension proportionnelle (ou considérée comme telle) à l'amplitude vibratoire.

Le facteur de mesure lié à cette électrode a été identifié au chapitre 2, égal à  $25.11 \text{ V}_{\text{crête-à-crête}} / \mu\text{m}$ , ce qui permet l'obtention de l'amplitude de l'onde.

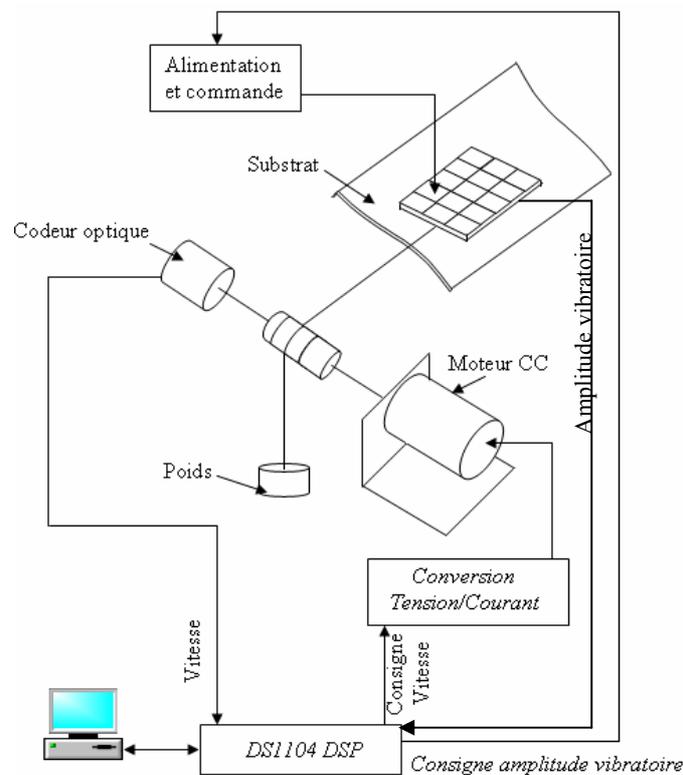


fig. 3-11: Banc d'essai expérimental

### 1.5.2 Effort de freinage et effort de maintien

La caractéristique du frottement recherché est un effort de maintien (effort pour l'actionneur non excité) le plus grand possible et un effort de freinage (effort pour un actionneur excité) réglable et aussi bas que possible.

La figure 3-12 met en évidence les différentes forces de maintien (à amplitude vibratoire nulle) selon la force normale  $F_n$ . La force de maintien se situe hors de toute excitation entre 0.5 et 2 N selon la précharge appliquée. Dans tous les cas, une réduction de 80 % de l'effort tangentiel est obtenue en augmentant l'amplitude de vibration jusqu'à  $0.5 \mu\text{m}$ . Toutefois, ces courbes sont affichées à titre indicatif. En effet, elles ont été obtenues dans des conditions à

la limite du régime de fonctionnement transitoire : l'actionneur est à l'arrêt, on augmente progressivement le courant dans le moteur à courant continu, courant que l'on mesure juste au moment où un déplacement de l'actionneur s'amorce.

En tout état de cause, ces relevés expérimentaux attestent effectivement de la réduction de force tangentielle lorsque l'amplitude vibratoire augmente.

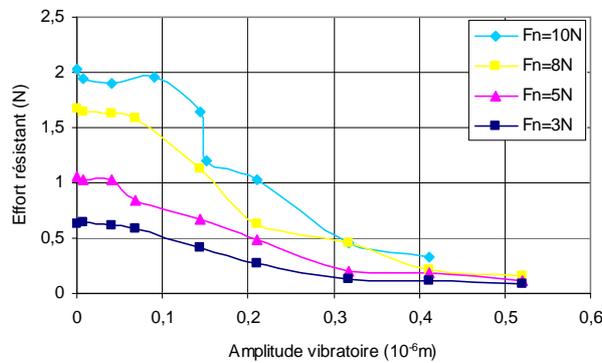
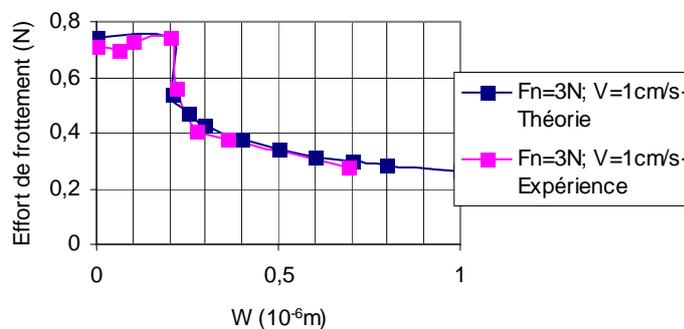
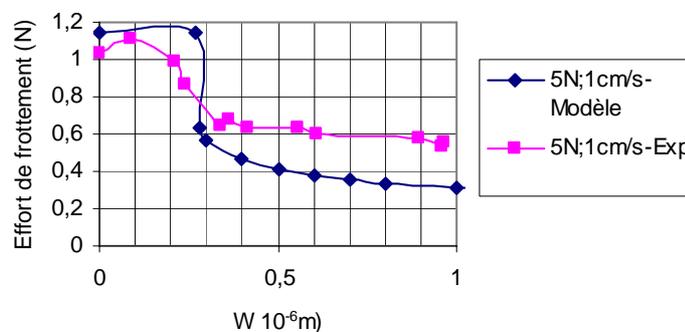


fig. 3-12: Variations expérimentales de l'effort de freinage en fonction de l'amplitude vibratoire

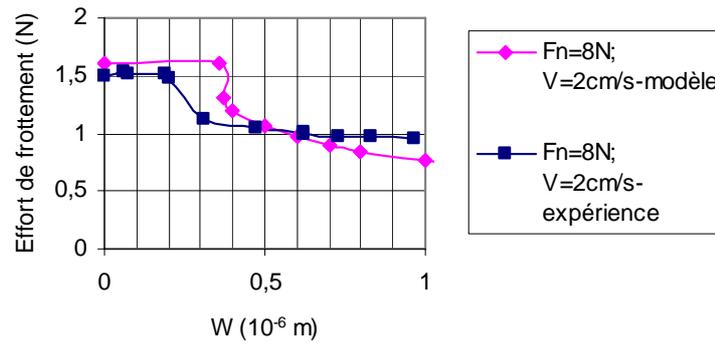
Nous étudions ensuite l'évolution de la force tangentielle en fonction de  $W$  à plusieurs niveaux de vitesse et de précharge (fig. 3-13). Nous nous plaçons ainsi dans la problématique de l'utilisation projetée de l'actionneur, à savoir une vitesse tangentielle « imposée » par l'extérieur (l'utilisateur), et qui peut être tout à fait variable. Nous comparons dans ces essais les positions de  $W_{critique}$  qui donnent lieu à une réduction de frottement.



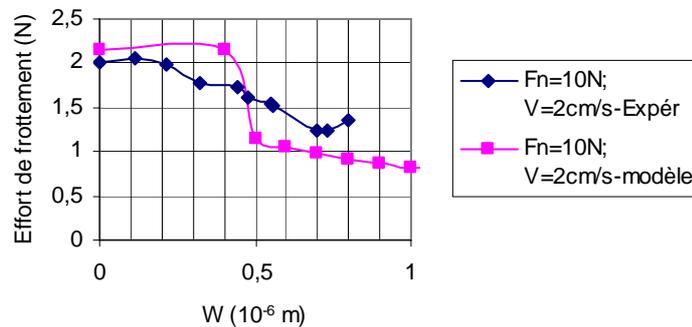
a) Précharge : 3 N ; vitesse : 1 cm/s



b) Précharge : 5 N ; vitesse : 1 cm/s



c) Précharge : 8 N ; vitesse : 2 cm/s



d) Précharge : 10 N ; vitesse : 2 cm/s

**fig. 3-13: Variations de l'effort de freinage en fonction de l'amplitude vibratoire pour différentes valeurs de précharge normale et de vitesse tangentielle**

En comparant les résultats des figures 3-13, a) et b) d'une part, c) et d) d'autre part, nous constatons, sur les caractéristiques issues du modèle, une augmentation de  $W_{\text{critique}}$ . Ceci signifie de façon tout à fait logique qu'une amplitude vibratoire plus importante est nécessaire à l'obtention d'un contact intermittent lorsque la contrainte normale augmente (de 0.2 à 0.3  $\mu\text{m}$  si on passe de 3 à 5 N, de 0.4 à 0.45  $\mu\text{m}$  si on passe de 8 à 10 N). De manière expérimentale, si les niveaux de force de freinage et force de maintien sont à peu près bien définis, le seuil lui n'est obtenu de manière précise que dans deux cas :  $F_N = 3 \text{ N}$  et  $V_t = 1 \text{ cm/s}$  et  $F_N = 8 \text{ N}$  et  $V_t = 2 \text{ cm/s}$ . L'évolution de  $W_{\text{critique}}$  en fonction de la précharge est également moins nette que par simulation, même si la tendance reste respectée.

### 1.5.3 Influence de la vitesse tangentielle

Nous montrons figure 3-15 dans le cas d'un niveau de précharge égal à 3 N comment la vitesse influe sur la valeur de la force tangentielle. Il apparaît que la vitesse a peu d'influence sur la valeur de  $W_{\text{critique}}$ . Par contre, à amplitude vibratoire constante supérieure au seuil critique, plus la vitesse est élevée, plus le frottement est important. Cette tendance est confirmée par la caractéristique de la figure 3-14. Sur ces courbes, on peut voir, expérimentalement et par simulation, l'évolution de la force de réaction tangentielle pour une amplitude vibratoire et une précharge données en fonction de la vitesse tangentielle. On constate bien l'augmentation de la force de friction en fonction de la vitesse, ce qui nous permet de dire que le comportement à vitesse élevée ( $> 2 \text{ cm/s}$ ) s'apparente à celui d'un dispositif à frottement visqueux. On peut aussi noter que lorsque la vitesse tangentielle

augmente, la réduction du frottement sera insuffisante pour obtenir l'effet désiré dans une application haptique.

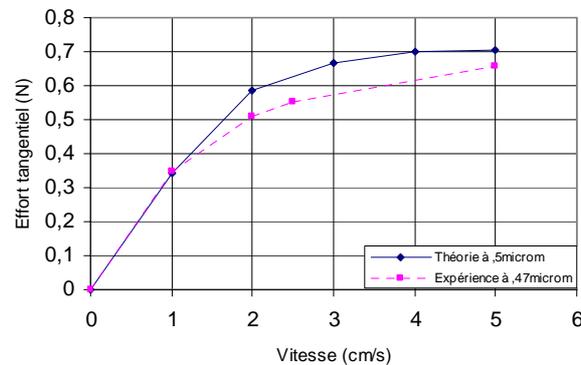


fig. 3-14: Topographie de l'effort de freinage expérimental à une amplitude vibratoire située dans la zone de « réduction » ; précharge 3N ; amplitude vibratoire  $\approx 0,5\mu\text{m}$ .

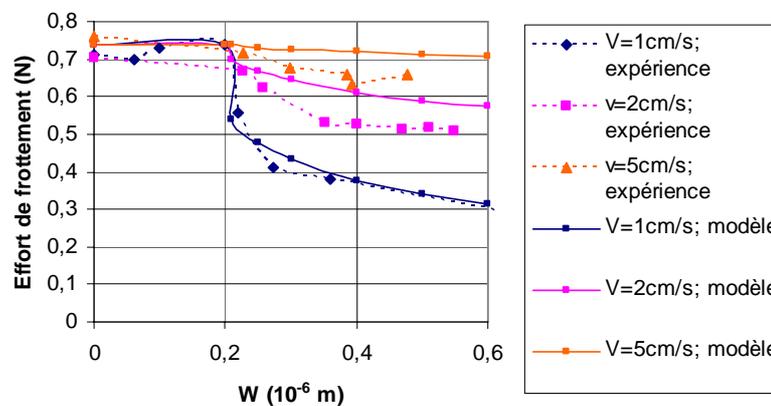


fig. 3-15: Effet de la vitesse (1,2,3 cm/s) sur l'effort de frottement (1,2,3 cm/s) ; Précharge : 3 N

## 1.6 Conclusion

Nous avons présenté un modèle de contact pied - plan faisant intervenir la notion de contact intermittent. Nous avons validé ce modèle par des résultats expérimentaux montrant une bonne adéquation entre les niveaux de force tangentielle compte tenu des approximations de notre modèle. Nous avons montré l'influence de la vitesse tangentielle qui réduit l'écart entre force de maintien et force de freinage.

Pour une vitesse de 1 cm/s telle qu'elle pourrait être obtenue par un utilisateur tenant l'actionneur de ses doigts nous avons typiquement pour une précharge de 8 N une réduction de la force de 1,55 à 1 N pour une amplitude vibratoire  $W$  égal à  $0,55\mu\text{m}$ . Ces résultats sont donc compatibles avec l'utilisation de l'actionneur à des fins de retour d'effort passif. Cependant avec la géométrie de contact plan - plan, due à une extrémité plane des pieds, nous avons constaté un débattement tangentiel parasite propre à faire bouger l'actionneur de façon aléatoire surtout lorsque la précharge normale est importante. Pour cette raison nous sommes intéressés à une autre géométrie de contact sphère - plan. Pour cela, nous insérons une bille d'acier à l'extrémité de chaque pied. A nouveau, nous proposons un modèle d'étude ainsi que des essais expérimentaux qui valident ce modèle.

## 2 Modèle de contact sphère - plan par pied à géométrie sphérique

Le modèle détaillé dans ce mémoire s'inspire des travaux de [LG06] qui étudie la lubrification active.

Nous reprenons à notre compte ses équations que nous appliquons au contact sphère - plan du pied sur son substrat.

Dans cette étude, la force normale d'appui n'est pas calculée sur la base d'un système masse - ressort équivalent au pied, mais en utilisant la notion de charge dynamique, puis, un modèle de frottement à intermittence de contact est établi.

### 2.1 Conditions décollement et taux de contact

Sous l'effet d'une oscillation normale  $z(t)$ , la bille située en extrémité des pieds indente plus ou moins le substrat et en retour le substrat lui oppose une force résistante. L'enfoncement résiduel est directement lié à l'effort appliqué  $F_N(t)$  via la raideur du contact  $K$  (fig. 3-16). La théorie de Hertz donne les relations analytiques qui régissent ces systèmes pour des géométries élémentaires. Dans le cas d'un contact sphère/plan une fonction raideur  $R$  est définie qui exprime la profondeur de pénétration  $d$ . L'expression de cette fonction  $R$  est [LG06]:

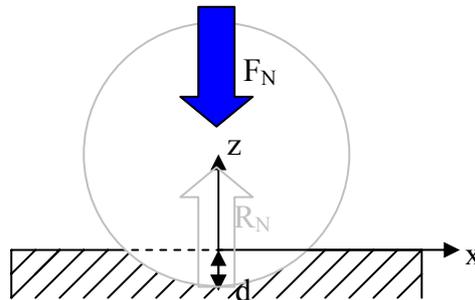


fig. 3-16 : Contact Hertzien sphère – plan

$$d = R(F_N) = \sqrt[3]{\frac{F_N^2}{K^2}} \quad (3-18)$$

Avec

$$K = \frac{4}{3} \frac{\sqrt{R}}{\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}}$$

$E_i$  est le module d'Young du matériau  $i$  considéré et  $\nu_i$  en est le coefficient de Poisson ;  $i=1,2$ .

équivalente à  $F_N = R^{-1}(d) = K\sqrt{d^3}$  (3-19)

En présence d'un chargement normal statique  $F_{N0}$ , la bille indente le plan d'une profondeur

$d_0$  :

$$d_0 = R(F_{N0}) \quad (3-20)$$

L'imposition d'une vibration  $y$  au contact entraîne un effort dynamique  $F_N$ , tel que :

$$\begin{aligned} y(t) &= W \cos(\omega t) \\ F_N(t) &= R^{-1}(d_0 + y(t)) = R^{-1}(R(F_{N0}) + W \cos(\omega t)) \end{aligned} \quad (3-21)$$

Avec  $d_0$  l'indentation statique.

On peut de suite noter la croissance rapide dans le temps de l'effort dynamique maximal avec l'amplitude vibratoire. Il se pose dans ces conditions le problème de la diminution de l'effort de frottement  $F_{T\text{moyen}}$  par vibration lorsque paradoxalement, l'effort normal macroscopique  $F_{N\text{moyen}}$  est augmenté étant donné que d'après la loi de Coulomb  $F_T = \mu \cdot F_N$ . La solution se trouve dans le décollement des surfaces qui a pour effet de modifier le coefficient de frottement, particulièrement pendant les phases transitoires.

Lorsque l'amplitude de la vibration  $W$  que nous surimposons est plus grande en valeur absolue que l'indentation statique  $d_0$ , il y a décollement des surfaces. En effet dans la phase d'éloignement (de sens opposé à la phase d'approche) des deux corps, l'altitude maximale atteinte par celui en mouvement ne permet plus aux deux de se toucher. Le corps indenteur s'étant totalement dégagé de l'autre, la force dynamique exercée par ce dernier, s'annule.

L'amplitude de vibration amenant à la transition contact – décollement est obtenue lorsque

$$y(t) = W \cos(\omega t) = d_0 = \sqrt[3]{\frac{F_{N0}^2}{K^2}} \quad (3-22)$$

Dès lors, il devient possible de calculer les instants de contact ( $t_c$ ) et de décollement ( $t_d$ ) entre lesquels les deux solides se touchent au cours d'une période vibratoire.

- Pour  $t \in [t_c, t_d]$  le contact est effectif et  $F_N$  obéit à l'équation (3-21)

$$F_N = K \left[ \left( \frac{F_{N0}}{K} \right)^{2/3} + W \cdot \cos(\omega t) \right]^{3/2} \quad (3-23)$$

- Pour  $t \in [0, t_d] \cup [t_c, T]$  le contact est rompu et

$$F_N(t) = 0 \quad (3-24)$$

Ces deux équations permettent le calcul du temps de contact  $T_{\text{contact}} = t_d - t_c$  et du taux de Contact (fig. 3-17)

$$\tau_{\text{contact}} = \frac{T_{\text{contact}}}{T}, \quad (3-25)$$

$$t_c = \frac{1}{\omega} \cdot \arccos \left[ \frac{\left(\frac{F_0}{K}\right)^{2/3}}{W} \right] \quad (3-26)$$

$$t_c + t_d = T \quad (T : \text{période vibratoire}) \quad (3-27)$$

La figure 3-17 illustre l'évolution du taux de contact en fonction de l'amplitude vibratoire imposée.

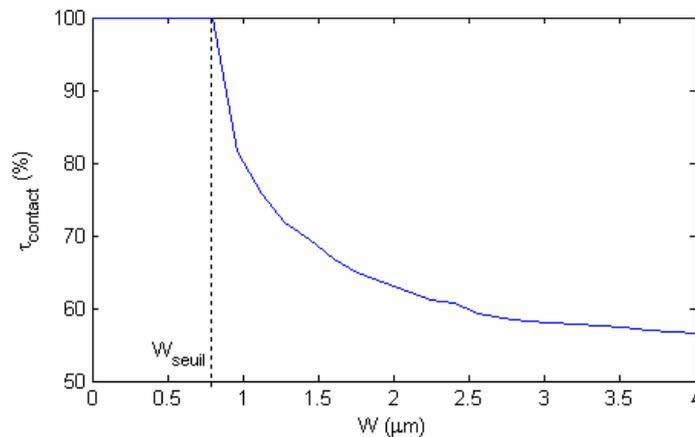


fig. 3-17 : Variation du taux de contact ;  $F_{N0}=2.5$  N,  $f=40.6$  kHz, diamètre de la bille 1 mm

Il est à remarquer que le taux de contact admet une asymptote horizontale au dessus de 50 %. Ce qui est dû au fait d'un contact élastique par hypothèse. Mais aussi à ce que le décollement ne peut se faire au maximum que sur une demi période car le déplacement  $y$  imposé symétrique par rapport à la position d'équilibre qui correspond à une vibration nulle. Les paramètres mécaniques influençant le taux de contact sont la raideur, le rayon de la sphère  $R$ , et l'effort statique appliqué  $F_{N0}$ . Il apparaît aussi sur cette figure une amplitude vibratoire minimale  $W_{seuil}$  à fournir pour assurer le décollement recherché correspondant à l'indentation statique. On note également l'allure logarithmique inversée du taux de contact.

## 2.2 Charge dynamique

On définit un taux de surcharge dynamique ainsi:

$$\eta(t) = \frac{F_N(t) - F_{N0}}{F_{N0}} \quad (3-28)$$

dont on représente (fig. 3-18) l'évolution pour différentes amplitudes vibratoires dans le temps, lorsque  $y(t)$  s'écrit comme défini en 3-21. A l'instant particulier où le corps indenteur se dégage de l'autre et que la force exercée par ce dernier s'annule,  $\eta$  vaut -1.

Connaissant la force normale de contact et les instants de contact, nous pouvons à présent appliquer la théorie de Coulomb – Orowan pour calculer l'effort tangentiel.

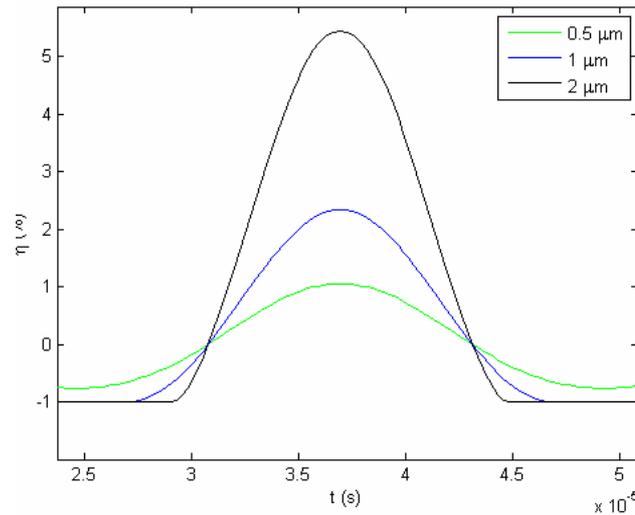


fig. 3-18 : Taux de surcharge dynamique ; force statique 2.5 N, diamètre de la bille en acier 1 mm pour différentes amplitudes vibratoires

## 2.3 Calcul de la réaction tangentielle

La différence majeure par rapport à l'étude menée au paragraphe 1.4 concerne la définition du déplacement critique qui définit le passage au glissement total. [LG06] en donne une expression valable dans le cas du contact sphère - plan.

$$\delta_c = \frac{2\mu_d K_1 F_N}{3a} \quad (3-29)$$

Avec  $K_1 = \frac{3}{16} \left( \frac{2-\nu_1}{G_1} + \frac{2-\nu_2}{G_2} \right)$  et  $a$ , le rayon du contact sphère/plan.

$G_i$  représente le module élastique de cisaillement du matériau  $i$  et  $F_N$ , l'effort normal dynamique. On rappelle que  $\nu_1$  et  $\nu_2$  sont les deux coefficients de Poisson des matériaux respectivement en contact.

Si on définit la compliance normalisée du contact par rapport à l'effort normal,  $C$ [m], de sorte que

$$C = \frac{2.K_1}{3.a} \quad (3-30)$$

Alors,  $\delta_c = C\mu_d F_d$  (3-31)

Le déplacement relatif  $\delta(t)$  dépend de la vitesse relative de déplacement  $v$  des deux solides ; il est calculé de la même façon qu'en 1.4.2 que nous rappelons ici.

$$\delta(t) = \int_0^t v(\tau) d\tau \quad (3-32)$$

L'origine des temps est prise à l'instant de contact suite à un temps de vol.

La valeur moyenne de  $R_T$  est obtenue comme en 1.4.2 par intégration sur chaque période d'excitation  $T$  de l'effort de frottement tangentiel instantané  $R_T(t)$ .

$$\langle R_T \rangle = \frac{1}{T} \int_0^T R_T(t) dt \quad (3-33)$$

$$R_T(t) = \mu(t) F_N(t) \quad (3-34)$$

Avec une nouvelle fois

$$\mu(t) = \frac{\mu_0}{\delta_{crit}} \delta(t) \text{ pendant la phase de glissement partiel}$$

$$\mu = \mu \text{ pendant le contact et } \delta > \delta_{crit}, \quad (3-35)$$

$$\mu = 0 \text{ pendant la phase de décollement}$$

Sachant qu'il n'y a frottement que le temps du contact effectif  $t_d - t_c$ .

Le coefficient de frottement est alors calculé de la manière suivante :

$$\begin{aligned} - \text{ si } & t \in ]t_c, t_d[ \text{ et } \delta < \delta_c \text{ alors } \mu = \frac{\delta(t)}{C}, \\ - \text{ si } & t \in ]t_c, t_d[ \text{ et } \delta > \delta_c \text{ alors } \mu = \mu_0, \\ - \text{ si } & t \in ]0, t_c[ \cup ]t_d, T[ \text{ alors } \mu = 0 \end{aligned} \quad (3-36)$$

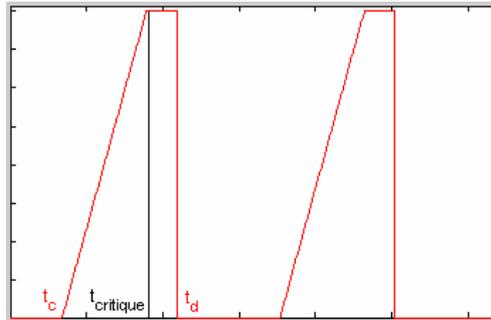


fig. 3-19 : Evolution qualitative du coefficient de frottement

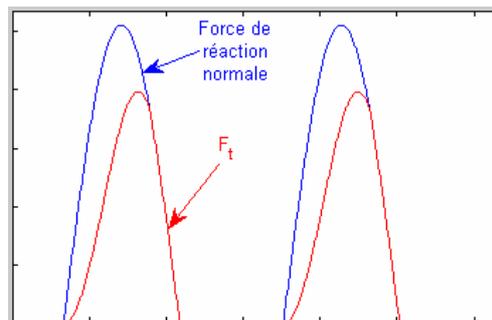


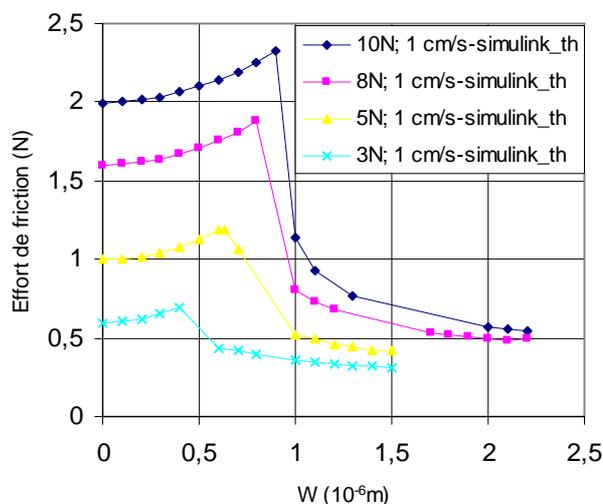
fig. 3-20: Evolution qualitative de la force de réaction normale et tangentielle

La figure 3-19 montre un premier résultat de simulation sur l'évolution du coefficient de frottement au cours de deux périodes vibratoires. Dans ce cas, le contact est intermittent et on constate une première zone  $t_c < t < t_{critique}$ , pour laquelle le coefficient de friction augmente linéairement, conformément à la loi de Coulomb – Orowan. Une seconde zone, de glissement total apparaît lorsque le pied est encore en contact mais que le déplacement critique est atteint. Puis, c'est la phase de décollement. La figure 3-20 montre les force normale et tangentielle résultantes.

Nous avons ensuite procédé à des essais en simulations afin d'analyser l'évolution de l'effort tangentiel en fonction de l'amplitude vibratoire. Ceci dans différentes conditions de vitesse et de précharge normale.

Nous simulons tout d'abord (figure 3-21) l'évolution de l'effort tangentiel moyen en fonction de  $W$  pour  $F_{N0}$  compris entre 3 et 10 N et une vitesse de 1 cm/s.

Pour cette simulation nous avons pris un coefficient de frottement égal à 0.2. A la fréquence 40.6 kHz, pour une force statique normale de 10 N et à la vitesse relative de glissement de 1 cm/s, la réduction atteint 62.5 % pour une amplitude vibratoire de 1.4  $\mu\text{m}$ . Cependant, notons que pour les faibles amplitudes vibratoires, l'effort tangentiel n'est pas diminué mais qu'au contraire il augmente fortement. Puis, passé le seuil d'amplitude critique,  $\langle R_T \rangle$  diminue à nouveau. La raison en est probablement l'augmentation de la charge dynamique comme le montre la figure 3-22. Là encore, il apparaît que la vitesse tangentielle est très influente sur la réduction du frottement. La figure 3-22 représente la variation de la force de friction en fonction de  $W$  pour différentes vitesses de glissement.



**fig. 3-21: Variation de la force de frottement théorique ; vitesse : 1cm/s ; contact bille/plan ; acier/acier ; fréquence : 40.6 kHz ; diamètre de la bille :  $1^{\pm 0.0125}$  mm**

On peut noter que l'allure de ces courbes s'apparente à celles des figures 3-9 et 3-10. La valeur de l'amplitude critique est cependant plus importante ici. Ceci est cohérent avec les valeurs théoriques des  $\delta_{critique}$  dans les cas de contact sphère – plan et plan – plan.

En particulier, nous observons sur cette figure le cas où la vitesse est égale à 3 cm/s. Pour ce cas, après le seuil d'amplitude critique, l'effort tangentiel re-augmente, laissant présager d'un comportement de type visqueux.

Le paragraphe suivant confirme ces tendances par des résultats expérimentaux.

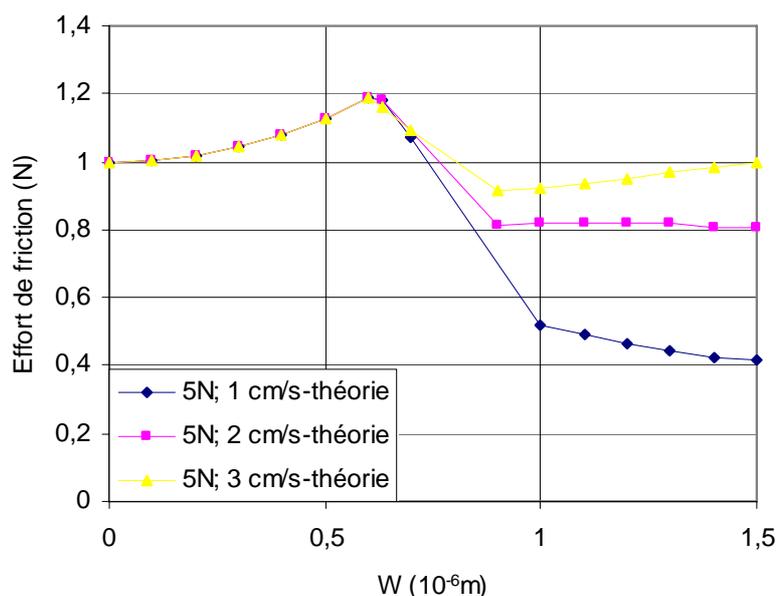


fig. 3-22: Variation de la force de frottement théorique ; force statique : 5N ; contact bille/plan ; acier/acier ; fréquence : 40.6 kHz ; diamètre de la bille : 1mm

## 2.4 Résultats expérimentaux

En utilisant le même banc expérimental que celui décrit au (1.5.1), nous avons relevé la force tangentielle opposée par notre actionneur dans différentes conditions de force normale, de vitesse tangentielle et d'amplitude vibratoire.

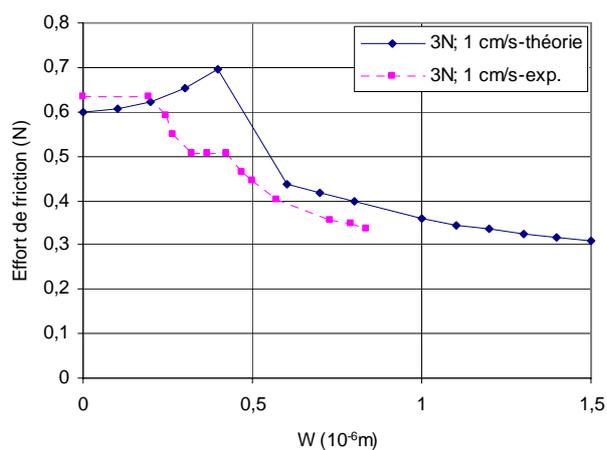
Les graphiques de la figure 3-23 sont tracés pour des forces statiques normales respectivement de 3, 5, 8 et 10 N à la vitesse de 1 cm/s. Ils mettent en évidence l'effet de la réduction de l'effort de frottement à partir d'une certaine amplitude vibratoire et ce à la fréquence d'excitation située autour de 40.6 kHz.

Par ailleurs nous montrons l'effet de la vitesse sur la diminution de l'effort de frottement, à l'aide des figures 3-24 et 3-25. Celles-ci sont obtenues pour des forces normales égales à 3 et 5 N..

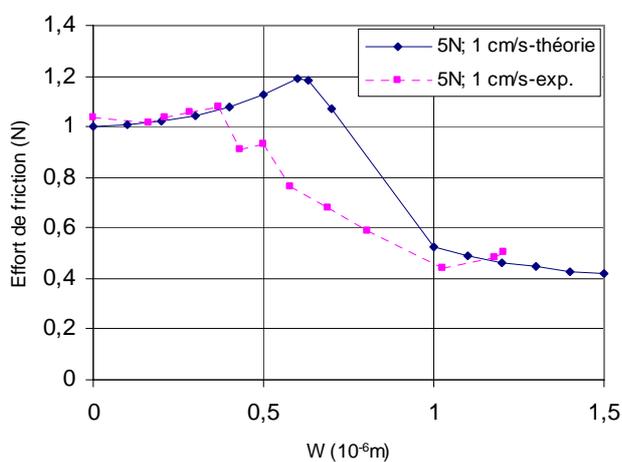
La fréquence d'excitation maintenue constante, les mesures de l'effort de frottement à amplitude vibratoire croissante sont effectuées pour des vitesses de glissement de 1, 2 et 3 cm/s.

On constate sur ces courbes un écart important entre théorie et expérience. En effet, l'amplitude  $W_{\text{critique}}$  est toujours inférieure expérimentalement à celle que l'on détermine par le modèle, et ceci d'autant plus que la force normale augmente. Ceci pourrait s'expliquer par l'approximation que nous avons faite en ne considérant que l'élasticité de la bille d'une part, et d'autre part, à cause du contact pied – bille (bille placée en force sous le pied) qui est imparfait et de plus, non régulier sur les quatre pieds.

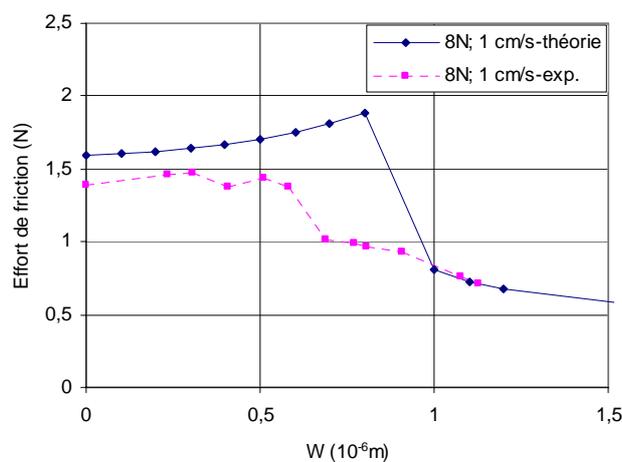
On peut constater que pour les plus hautes vitesses ( $> 2$  cm/s), l'effet de lubrification active disparaît. La force de réaction tangentielle n'est plus réduite et on atteint donc les limites d'utilisation en haptique.



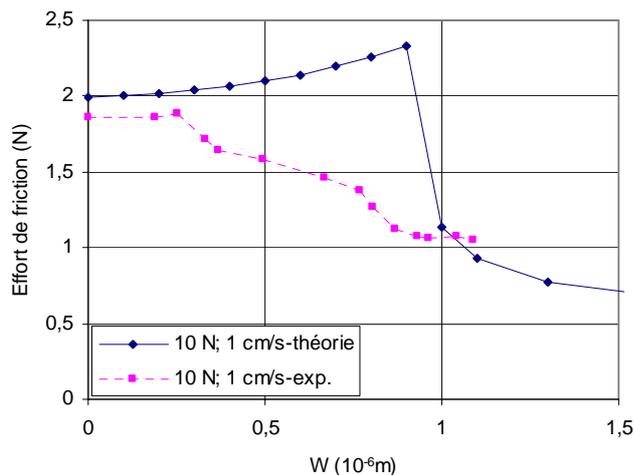
Force statique : 3 N ; Vitesse : 1cm/s



Force statique : 5 N ; Vitesse : 1cm/s



Force statique : 8N ; Vitesse : 1cm/s



Force statique : 10 N ; Vitesse : 1cm/s

fig. 3-23: Variation de la force de frottement en fonction de l'amplitude vibratoire; contact bille/plan ; acier/acier ; fréquence : 40.6 kHz ; diamètre de la bille : 1 mm

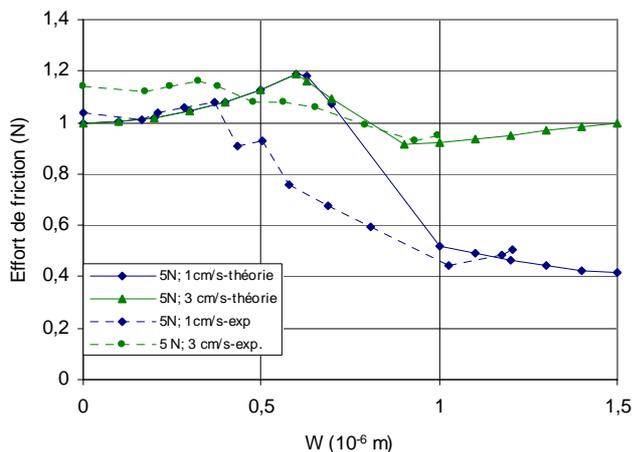


fig. 3-24 : Variation de la force de frottement en fonction de l'amplitude vibratoire; Force statique 5N ; contact bille/plan ; acier/acier ; fréquence :40.6 kHz ; diamètre de la bille : 1 mm

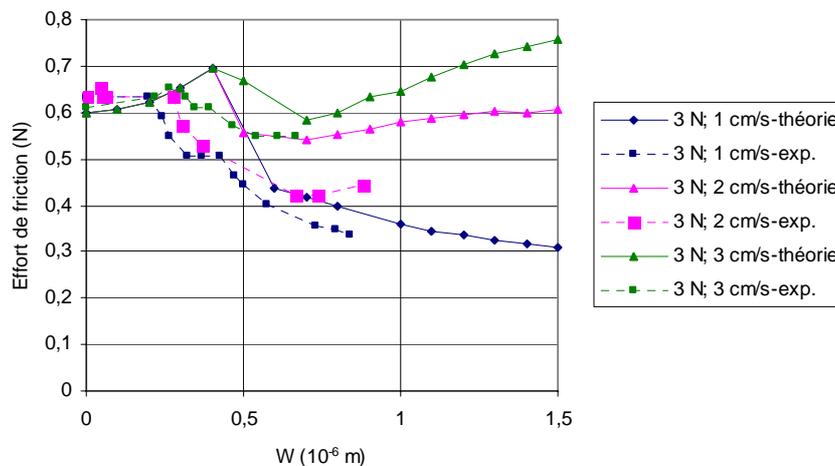


fig. 3-25 : Variation de la force de frottement en fonction de l'amplitude vibratoire pour différentes vitesses tangentielles; Force statique 3N ; contact bille/plan ; acier/acier ; fréquence :40.6 kHz ; diamètre de la bille : 1mm

## 2.5 Conclusion

Pour conclure sur cette étude de la réduction de frottement dans le cadre d'un contact sphère - plan, on peut souligner que le modèle n'est pas pleinement satisfaisant mais confirme néanmoins les tendances observées sur le banc expérimental. Par ailleurs, on peut remarquer que les variations de force tangentielle observées sont moins notables qu'avec le contact plan - plan pour une amplitude vibratoire donnée.

## Conclusion

Notre objectif était d'obtenir un effort de frottement à l'interface pied/substrat qui puisse varier par action sur l'amplitude de la vibration à introduire au sein du contact entre les deux surfaces.

Une première étude a été entreprise sur un dispositif à l'extrémité des pieds plane ; l'étude est abordée par la présentation du modèle masse- ressort dit de connaissance [FP05][Fer02], pour mettre en évidence les différentes conditions de contact comme l'apparition d'une intermittence de contact ou de phases d'adhérence. La dynamique du système est décrite sous forme d'équations différentielles qui permettent une interprétation globale du contact. Une interprétation du frottement selon la loi de Coulomb – Orowan est alors utilisée pour calculer la force de réaction tangentielle à l'interface de contact. Dès lors des simulations sont faites qui permettent de retrouver, pour leur validation, les résultats obtenus par [FP05][Fer02][LJF00]. Les résultats expérimentaux confirment par ailleurs les prévisions théoriques.

Une seconde étude a ensuite été entreprise sur un dispositif à contact sphère – plan. Il s'est agit de nous appuyer sur la théorie du contact Hertzien entre une sphère et un plan pour interpréter l'interaction du contact pied-sol. De l'expérience il ressort que la réduction des forces de frottement est envisageable sur une fenêtre d'excitation. L'amplitude vibratoire doit être supérieure à la profondeur d'indentation due à l'effort statique pour assurer un décollement des surfaces. Avant ce minima, il a été observé en simulation une augmentation de ces efforts de frottement. De plus, la vitesse s'est montrée comme étant un paramètre très important puisque son augmentation réduit les limites inférieures et supérieures que peut atteindre l'effort de friction et qu'au delà d'une certaine valeur l'effet escompté n'est plus assuré.

Les deux types de contact ont été étudiés aussi bien en théorie qu'expérimentalement. S'agissant du dispositif à contact sphère – plan, nous avons observé un moins bon comportement en termes de possibilités de variation de force tangentielle. C'est donc l'actionneur à contact plan - plan qui sera retenu pour la suite de l'étude.

# Chapitre 4

## Commande et Evaluation du dispositif

Au chapitre précédent, nous nous sommes focalisés sur la caractéristique force tangentielle – vitesse de l'actionneur piézoélectrique pour différentes amplitudes vibratoires et nous avons annoncé le réglage comme devant être présenté dans cette partie. Pour ce faire, nous appliquons la méthode du graphe informationnel causal (GIC) [HF96] qui assure d'une part une modélisation causale de notre système et par là même, l'obtention de la structure de commande par simple inversion. Comme annoncé, nous présenterons alors le résultat obtenu par l'expérience. Par ailleurs, nous voulons délimiter le domaine de validité de l'interface réalisée et caractérisée tout au long de ce travail en tant que périphérique haptique. A cet effet, nous devons l'évaluer. L'évaluation ne se fait que pour une des deux configurations géométriques du contact : celle où le contact est plan-plan, parce que les valeurs minimales d'amplitude vibratoire pour obtenir l'effet de réduction de l'effort de friction recherché sont globalement inférieures à celles de la géométrie de contact sphère - plan. Nous commencerons donc par énoncer la problématique de l'évaluation, ainsi que le principe des méthodes générales qui permettent de nous orienter vers une première approche d'évaluation dont nous présentons les résultats expérimentaux. Nous terminons par une conclusion sur les possibilités et les performances du dispositif.

### 1 Commande

#### 1.1. Stratégies de commande

Pour réaliser le contrôle en vitesse d'un moteur piézoélectrique (MPE) diphasé, E. Piécourt [EP95] met en évidence trois principaux modes de réglage pour une alimentation sinusoïdale des phases du moteur. A savoir, le réglage par l'amplitude des tensions d'alimentation, le réglage par la fréquence d'alimentation et le réglage par le déphasage relatif des tensions d'alimentation dans le cas d'un actionneur multi - phasé. Plus précisément, le contrôle de la vitesse tangentielle du MPE équivaut à celui de l'amplitude de l'onde vibratoire (une relation de proportionnalité existant entre les deux grandeurs) : ces trois modes de réglage

s'appliquent donc au contrôle de l'amplitude vibratoire. Un quatrième mode s'appuie sur le réglage du déphasage entre la ou les tension(s) d'alimentation et l'onde progressive. Dans notre cas, en référence à [FP05][FG02], l'alimentation de l'actionneur se fait à tension efficace constante, par conséquent, seuls les modes de réglage par la fréquence et par le déphasage tension d'alimentation – onde vibratoire restent envisageables.

### 1.1.1 Contrôle par réglage du déphasage tension - onde

L'intérêt et la possibilité de ce mode de réglage apparaissent lorsque l'actionneur est modélisé dans un repère tournant dq. L'équation d'équilibre de la plaque du paragraphe 2.2.3 du chapitre 2 qui traduit l'application des principes variationnels a permis l'écriture de l'équation (2-46) du domaine vibratoire. Ajouté à cela, l'étude du comportement moyen de l'interface mécanique menant à la valeur moyenne de l'effort résistant, nous permet de déduire le modèle causal de l'actionneur, décrit sous la forme de Graphe Informationnel Causal (GIC) figure 4-1 [FP05]:

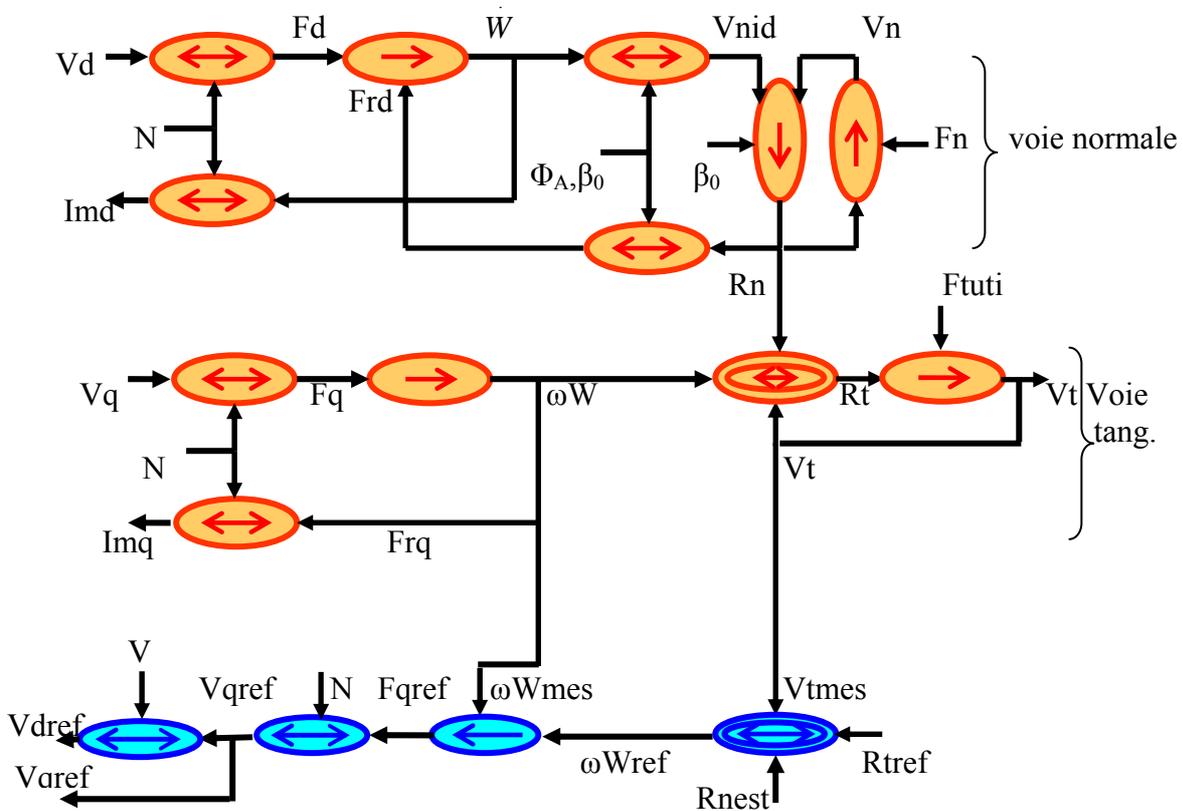


fig. 4-1: GIC de l'actionneur (modèle en orange) et sa structure de commande en force (en bleu)

On rappelle que la démarche d'une modélisation par GIC est adossée sur l'écriture des énergies d'un système en identifiant les zones où elles s'accroissent ainsi que leur nature, potentielle ou cinétique. Le graphe est fait de processeurs de nature différente, reliés entre eux par des liaisons d'action ou de réaction. La représentation est régie par des règles telles qu'un processeur causal emmagasine de l'énergie et sa représentation est une flèche orientée de l'entrée vers la sortie du processeur. On distingue les processeurs rigides, dissipateurs d'énergie, symbolisés par une flèche double et les modulateurs.

Sur le GIC de la figure 4-1, la partie supérieure (pictogramme orange) représente le modèle de l'actionneur exprimé dans un repère tournant à la pulsation d'alimentation et dont l'axe d

porte la partie réelle du complexe associé à l'onde stationnaire (fig. 4-2). On distingue de gauche à droite les tensions d'alimentation exprimées dans ce repère, les courants motionnels correspondants. Les relations décrites dans ce GIC sont exprimées ci-dessous :

$$F_{q,d} = NV_{q,d}$$

$$I_m = N \dot{w}$$

$$\dot{w} = \frac{1}{m} \int (N.v - d_s \cdot \dot{w} - c\dot{w} - F_r) . dt$$

soit 
$$\dot{w} = \frac{1}{m} \int (F_{elec} - F_{frot} - F_{elast} - F_r) . dt$$

Avec  $m$ ,  $C$ ,  $d_s$  et  $N$  représentant respectivement la masse vibrante de la plaque, le coefficient de raideur, le coefficient de frottement pour le mode vibratoire considéré et le facteur de conversion électromécanique alors que  $F_r$  représente la force de réaction modale.

De même  $\Phi_A$  est le paramètre relatif à la forme d'onde au point d'intersection entre le pied et la plaque, et  $\beta_0$  un autre paramètre qui caractérise le temps du contact défini pour une amplitude d'onde en régime permanent.

$$V_{nid} = \frac{\Phi_A \sin(2\pi\beta_0)}{2\pi\beta_0} \left\langle \dot{W} \right\rangle$$

La voie  $d$  régit le comportement normal de l'actionneur, tandis que la voie  $q$  est relative à son comportement tangentiel. Dans cette voie, contrairement à l'usage « classique » en translateur [FG00][AF96], c'est l'utilisateur qui va imposer un effort tangentiel  $F_{tuti}$ . Par ailleurs, la réaction tangentielle de l'actionneur est fonction de l'amplitude de l'onde, de la force de réaction normale et de la vitesse tangentielle, comme nous l'avons vu au chapitre précédent.  $F_{tuti}$  et  $R_t$  interviendront simultanément dans l'équation de la dynamique pour déterminer la vitesse tangentielle résultante.

Dans le cadre du retour haptique et plus précisément d'une commande en impédance, nous souhaitons contrôler la force de réaction  $R_t$  de l'actionneur, de manière à faire percevoir à l'utilisateur différentes sensations au niveau de la main qui déplace la plaque. L'inversion pas à pas du graphe causal conduit alors à la structure de réglage de  $R_t$  par action sur la grandeur  $\omega W$  (partie inférieure de la figure 4-1, pictogrammes bleus). Compte tenu du fonctionnement autour de la fréquence de résonance et de la faible variation de fréquence qui s'en suit, nous considérons que ce réglage équivaut effectivement à celui de la hauteur d'onde  $W$ .

Le contrôle de la hauteur d'onde, exprimé dans ce repère et avec le choix d'une valeur efficace des tensions constantes, amène à celui de la composante  $V_q$  du vecteur  $V$  et par là même, à celui du déphasage entre le vecteur tension et le vecteur onde au sein de l'actionneur. En effet, dans ce repère tournant  $dq$  à la pulsation vibratoire  $\omega t = \theta$  et lié à l'onde stationnaire

( $\vec{w}$  porté par  $d$ ) comme sur la figure 4-2, la tension d'alimentation  $\vec{v} \begin{pmatrix} V_d \\ V_q \end{pmatrix}$  a sa composante

$V_q$  dépendante de l'angle  $\varphi(\vec{w}, \vec{v})$ .

Il s'ensuit ainsi que par action sur le déphasage  $\varphi$ , on ajuste  $V_q$ . L'intérêt majeur de cet algorithme de commande est sa robustesse vis-à-vis de l'évolution de la fréquence de résonance de l'actionneur, consécutive à l'augmentation de sa température [FG02]. Effectivement, le réglage de l'angle  $\varphi$  assure implicitement le « tracking » de la fréquence de résonance.

En terme de réalisation pratique, le vecteur associé à l'onde est mesuré grâce à la céramique piézo-électrique de mesure collée sur la plaque vibrante et le déphasage tension - onde est réglé par l'intermédiaire d'une boucle à verrouillage de phase [GS03]. La commande possède l'intérêt de linéariser le comportement de l'actionneur mais l'inconvénient est que le temps de réponse imposé par la boucle à verrouillage de phase dégrade quelque peu les performances dynamiques.

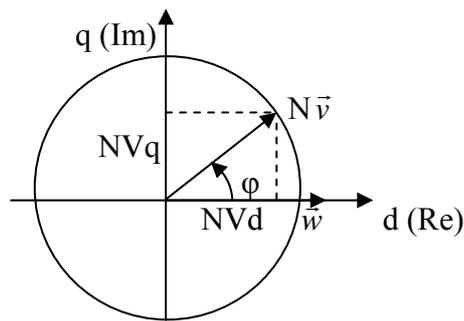


fig. 4-2: Représentation des grandeurs dans un repère (d,q)

### 1.1.2 Contrôle par réglage de la fréquence

La seconde possibilité pour assurer le contrôle de l'amplitude de l'onde consiste à agir directement sur la fréquence d'alimentation de l'actionneur. Il s'agit, en fait d'une stratégie de commande bien connue au niveau des moteurs ultrasoniques. Cela provient de la caractéristique fréquence - amplitude vibratoire (fig. 4-3) qui montre qu'au-delà de la fréquence de résonance,  $W$  décroît quasi linéairement et donne la possibilité d'être contrôlée à partir de  $f$  [FG02][EP95]. Cette technique présente l'avantage d'être simple d'implantation et la dynamique de l'asservissement de hauteur d'onde s'avère avantageuse par rapport à celle que nous pouvons avoir avec le réglage exposé précédemment. Son inconvénient est tout de même que les changements en température de la structure déplacent la fréquence de résonance et qu'en toute rigueur, pour pallier ce défaut, un algorithme de poursuite de la fréquence de résonance devrait être mis en place.

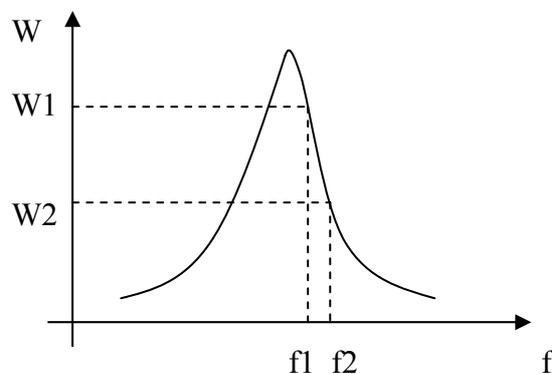


fig. 4-3: Evolution de la hauteur d'onde en fonction de la fréquence

Les relations exploitées cette fois pour décrire la dépendance  $W$ - $f$  ne sont pas issues d'un modèle instantané de l'actionneur. Elles sont valables en régime permanent sinusoïdal, autour de cette fréquence de résonance. Le GIC de la figure 4-4 reprend celui de la figure 4-1 pour la partie modélisation mécanique et commande en  $R_t$ . C'est la manière de régler la hauteur d'onde qui est ici différente.

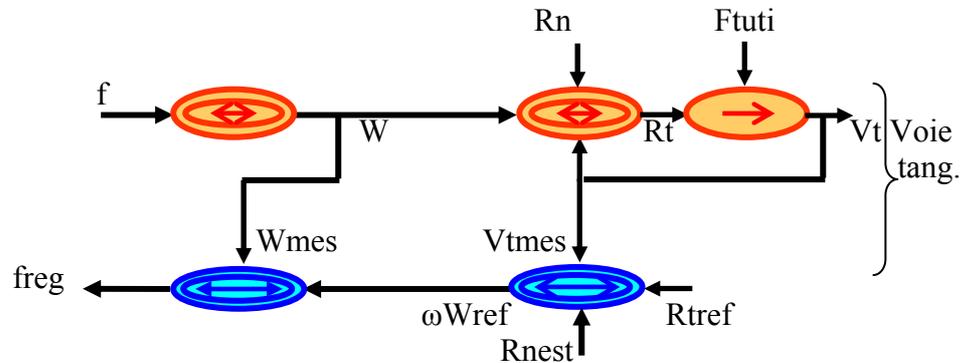


fig. 4-4: GIC du réglage de la réaction tangentielle par le réglage de la fréquence  $f$

En terme d'implantation pratique, même si le GIC fait apparaître une inversion directe du processeur liant  $W$  à  $f$ , une boucle de  $W$  est nécessaire car cette relation est largement non linéaire, variable dans le temps (fig. 4-5).

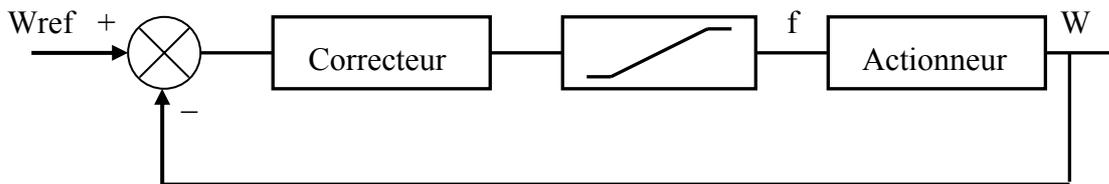


fig. 4-5: Structure de réglage de la hauteur d'onde par action directe sur la fréquence

## 1.2. Aspect pratique de la commande et description du banc expérimental

Dans ce paragraphe, nous allons décrire plus largement l'implantation pratique du réglage de la hauteur d'onde par la commande en fréquence, ainsi que l'ensemble du banc expérimental qui a permis l'identification des caractéristiques liant la force de réaction tangentielle, l'amplitude vibratoire, la vitesse tangentielle et la réaction normale.

### a) Vue générale du dispositif

La figure 4-6 donne une vue générale du banc expérimental avec ses principales composantes. Le schéma de la figure 4-7 déjà présentée au chapitre 3 rappelle l'environnement d'alimentation et de commande de l'actionneur, ainsi que le moteur à courant continu ayant permis l'identification de ses caractéristiques mécaniques.

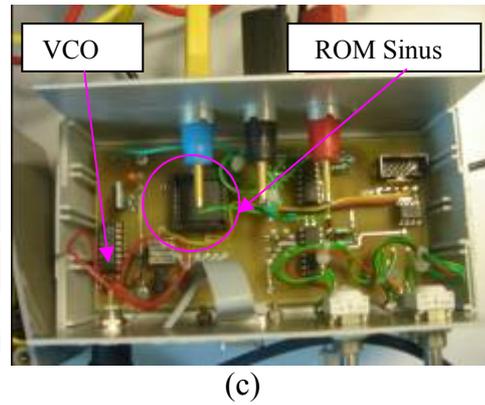
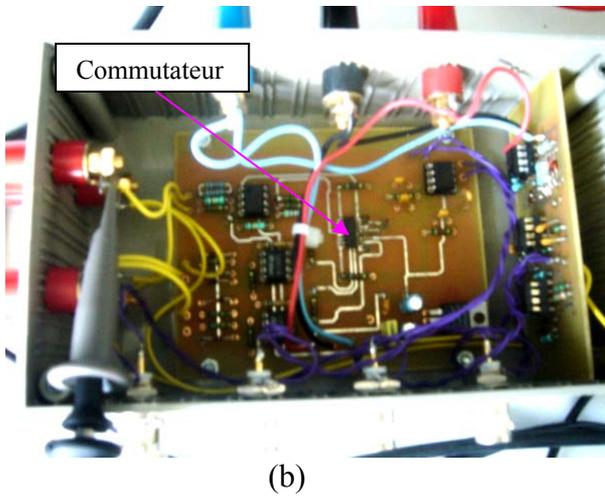
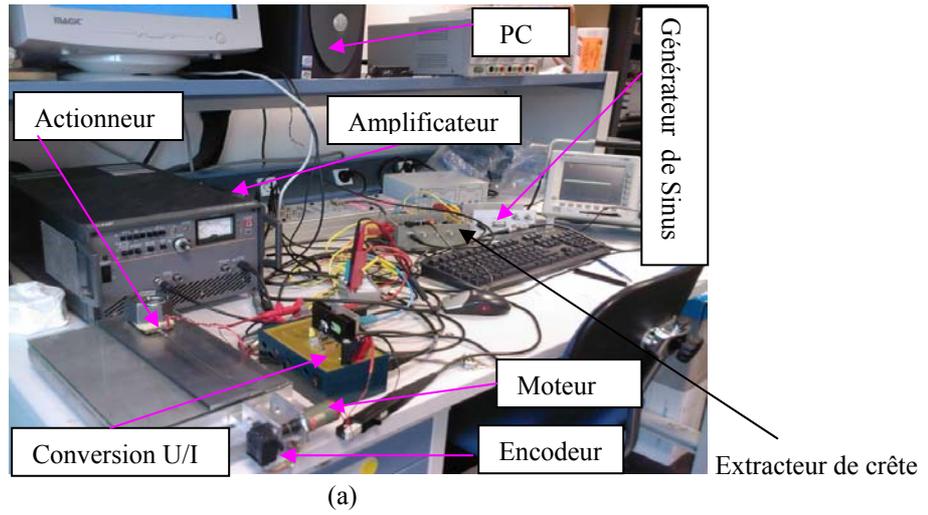


fig. 4-6: (a) vue générale du banc expérimental, (b) extracteur de crête et (c) générateur de sinus

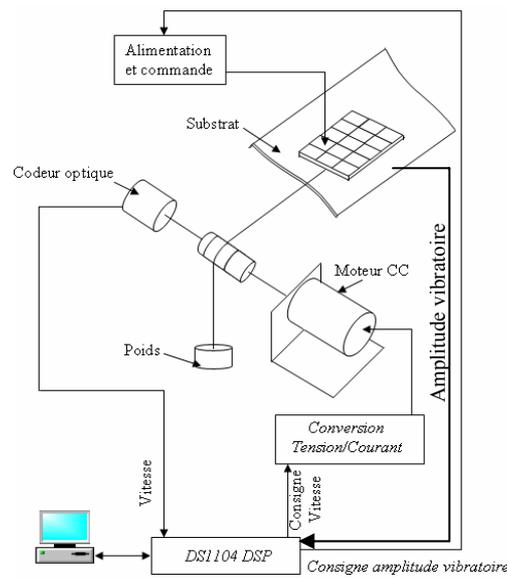


fig. 4-7: Schéma du banc expérimental

## b) Alimentation de l'actionneur et réglage de la hauteur d'onde

### - Mesure de la hauteur d'onde

Conformément à la figure 4-7, l'asservissement de l'amplitude crête de déformation  $W$  nécessite sa mesure, effectuée grâce à la céramique piézo-électrique collée sur la surface de la plaque. Il se trouve cependant que la céramique ne renvoie ce signal que sous la forme d'un sinus dont il faut extraire la valeur crête. Pour l'extraction de la valeur crête, on fait appel à un commutateur analogique visible sur la figure 4-6 b). Le commutateur est commandé par la tension d'alimentation de l'actionneur. A son entrée se trouve l'onde vibratoire, captée par la céramique de mesure,  $w$  et son opposé  $-w$  et à sa sortie on récupère ce signal  $w$  émis par la céramique, redressé par le commutateur, qu'on filtre ensuite pour avoir la valeur crête  $W$  recherchée.

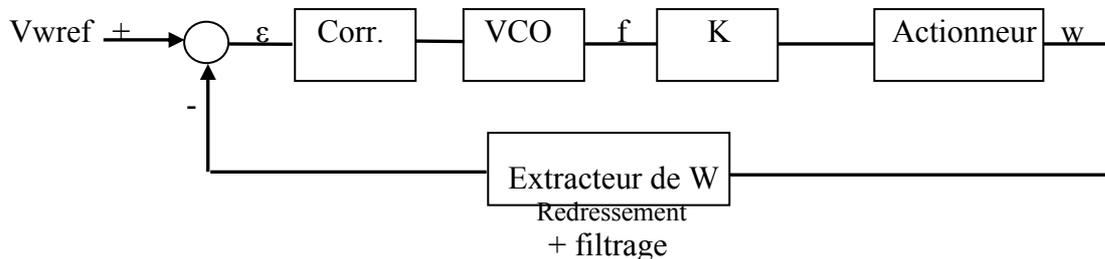


fig. 4-8: Schéma bloc de l'asservissement de  $W$

### - Asservissement de $W$

L'asservissement à réaliser ne vise pas l'amélioration des performances dynamiques par rapport au fonctionnement en boucle ouverte mais la stabilité et la précision de fonctionnement. Compte tenu de cet objectif qui est d'obtenir une erreur statique nulle et un temps de réponse convenable, un correcteur PI est choisi.

Nous avons énoncé au paragraphe 1-4-3 du chapitre 3 que le banc expérimental consistait en une carte de contrôle dSPACE DS1104 DSP installée sur un PC Pentium 4 à 2.4 GHz sous Windows XP. Plus précisément, la structure de l'asservissement est implantée dans un environnement Simulink combiné à une interface temps réel de la carte DS1104. En fait, la ressource pour concevoir les correcteurs est essentiellement logicielle et basée sur MATLAB/SIMULINK. Une fois que la structure en bloc Simulink est réalisée, les codes sont générés et exécutés par le processeur de la carte. Pendant l'expérience, le processeur dSPACE DS1104 donne la possibilité à l'utilisateur de modifier les paramètres du correcteur. Un panneau de connexion (CLP1104) donne un accès à toutes les entrées et sorties de la carte. Aussi, tous les courants et tensions sont mesurés et transformés en tensions de 0 à  $\pm 10$  volts qui seront les entrées Analogiques et Digitales, respectivement.

Ainsi, la valeur de consigne en fréquence est calculée grâce à cet outil, à partir de l'écart corrigé entre les hauteurs d'onde souhaitée et effective. Le réglage de la fréquence se fait alors à partir d'une consigne de tension à l'entrée du VCO. Ce dernier délivre une valeur de fréquence correspondante qui est mesurée et affichée sur un oscilloscope. L'indication de fréquence issue du VCO est dirigée vers un générateur de sinus qui délivre la tension sinusoïdale. Cette tension est alors appliquée à l'entrée de l'amplificateur linéaire HSA 4052 qui alimente l'actionneur. La valeur efficace de la tension d'alimentation est choisie une fois pour toute.

### c) Commande du Moteur à Courant Continu

Le contrôle en vitesse du moteur à Courant Continu (MCC) ®Maxon a été réalisé dans cette étude pour pouvoir obtenir la caractéristique force - vitesse de l'interface piézo-électrique. L'algorithme de contrôle du MCC est implanté sur le même processeur que celui du contrôle de l'actionneur. Nous ne présenterons ici, du fait d'un sujet très abondamment traité dans la littérature, que le principe du contrôle que nous avons implanté, au moyen d'un GIC. Par souci de lisibilité nous faisons un rappel des relations liant les grandeurs électriques à la vitesse ainsi qu'il suit :

$$E = k \cdot \Omega \quad (4-1)$$

$$U - E = R \cdot I + pLI \quad (4-2)$$

$$C_{\text{électromagnétique}} = k \cdot I \quad (4-3)$$

$$J\Omega = C_{em} - C_r - f\Omega \quad (4-4)$$

Avec  $k$ , le facteur de conversion, fonction de la construction du moteur et

- $I$ , le courant d'induit
- $R$  : résistance d'induit
- $L$  : inductance d'induit
- $J$  : moment d'inertie
- $f$  : coefficient de frottement visqueux
- $C_r$  : couple résistant
- $\Omega$  : vitesse de rotation.

En complément de ce qui a été présenté au paragraphe précédent au sujet de l'implantation de la structure de commande, on peut ajouter que le codeur optique HDS 5053 qui peut délivrer 500 impulsions/rotation est monté en bout d'arbre du moteur et envoie des impulsions relatives à la position de cet arbre dans les deux sens de rotation. Les impulsions délivrées sont comptées par le DSP.

L'objectif visé ici était de corriger l'erreur statique et améliorer la stabilité du système. Par conséquent, un correcteur PI a suffi.

Le GIC du système étudié et la commande basée sur son inversion sont les suivants :

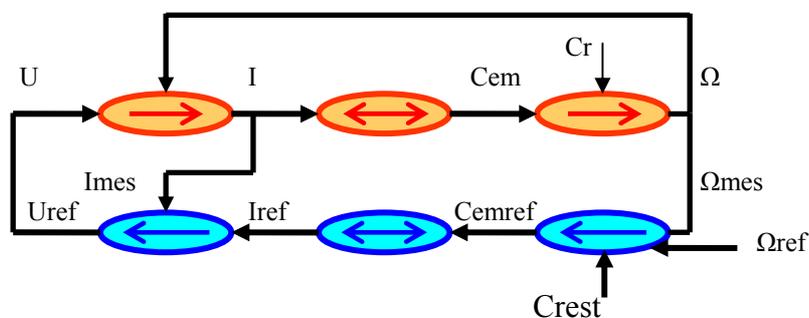
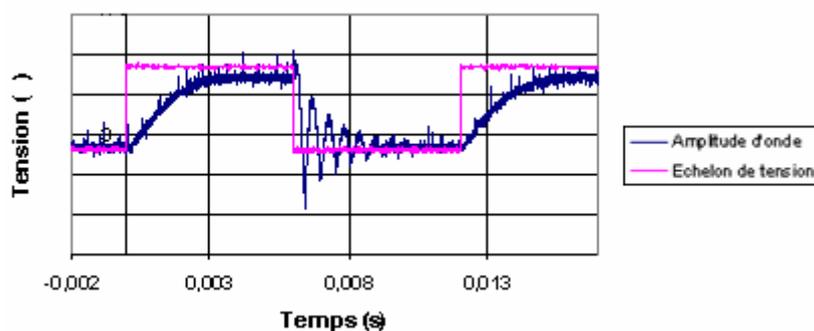


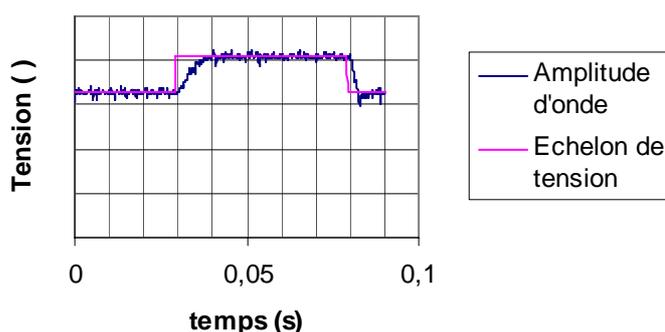
fig. 4-9: GIC du moteur et de sa commande

### 1.3. Résultats expérimentaux sur le contrôle de W

L'asservissement de l'amplitude de la vibration s'effectue selon le schéma de la figure 4-8. Afin de régler les coefficients du correcteur, nous réalisons un essai en boucle ouverte du système. Pour cela, on impose un échelon de tension à l'entrée du VCO, qui induit une variation de fréquence d'alimentation des céramiques piézo-électriques, et on relève la variation d'amplitude d'onde correspondante.



a)



b)

fig. 4-10: Réponses indicielles en boucle ouverte (a) et en boucle fermée (b)

La réponse à un échelon de fréquence en boucle ouverte, telle qu'on la voit sur la figure 4-10a) est assimilée à celle d'un système d'ordre 1 en montée et à celle d'un système d'ordre 2 en descente. Ce qui traduit une fois de plus le caractère non linéaire de la structure. Toutefois, on note l'existence d'une erreur statique. C'est pourquoi, expérimentalement, nous définissons les paramètres du correcteur en faisant comme si on était face à un système du premier ordre.

La mise en œuvre de l'asservissement permet d'obtenir la réponse indicielle expérimentale en W telle qu'illustrée sur la figure 4-10b).

On peut constater une amélioration du comportement du système par la commande, notamment sa linéarisation, la quasi suppression des rebonds lors de la descente sans omettre l'annulation de l'erreur statique. Par contre, le temps de réponse n'est pas donné mais convient tout à fait pour notre application. Pour des mesures de force se faisant, qui plus est, en régime permanent d'amplitude vibratoire ce résultat est satisfaisant.

## 2 Evaluation

### 2.1 Problématique

L'objet de l'évaluation est la qualification ou non du dispositif pour l'usage auquel il est destiné. Il se trouve que l'application visée est dans bien des cas un facteur déterminant dans l'évaluation [KD02]. Bien plus, E. Samur et al [SSB07], confirment que l'application détermine la procédure. Ce, non sans souligner également que la procédure d'évaluation doit être simple pour pouvoir s'appliquer aisément et faire ressortir les attributs importants de l'interaction haptique permise.

Par interaction on entend le mouvement global de l'utilisateur pour accomplir une tâche de base. Dans notre cas précis, pour définir l'interaction considérée, on peut définir le mouvement de l'avant bras et de la main sur une surface continue plane, par l'intermédiaire d'un dispositif présentant une force résistante variable. Parvenir à différencier une phase glissante d'une phase frottante au cours de ce déplacement pourrait être l'objectif poursuivi en vue de la validation du dispositif présenté. Dans pareille opération, pour être manipulé aisément, compte tenu de ses dimensions, la manière la plus naturelle serait de saisir l'actionneur avec trois ou quatre doigts. Notre dispositif n'est pas sans faire penser, et nous l'avons mentionné au paragraphe 3.4.3 du chapitre 1, à celui conçu par l'équipe de C. Schneider [SMA04], à savoir une souris avec électroaimant sur un tapis en acier. Le frottement souris/tapis est augmenté quand l'électroaimant à l'origine d'un champ magnétique, est excité. C'est le contraire avec notre dispositif au sens où lorsqu'il est excité, on réduit l'effort de frottement existant entre le pied et le substrat.

Pour évaluer son dispositif, C. Schneider utilise dans un premier temps deux cibles affichées à l'écran d'un ordinateur auquel est relié la souris haptique. Des usagers sont chargés par le biais de cette souris de pointer l'une des cibles lorsque l'électroaimant est actionné ou non : la vitesse de l'opération est mesurée. Lors de cette première expérience, le résultat montre qu'avec l'électroaimant actif, ce qui en quelque sorte, correspond à un déplacement avec freinage, la vitesse est moins grande que lors d'un déplacement avec l'électroaimant non actif. Dans un deuxième temps, pour faire la preuve du fonctionnement correct de la souris, C. Schneider se sert alors d'une grille « texturée » affichée à l'écran de l'ordinateur. Cette grille présente des régions claires et sombres telles qu'un déplacement du curseur sur ces différentes zones commande l'excitation ou non de l'électroaimant, ayant pour effet d'augmenter ou non le frottement. Cela donne à l'utilisateur l'impression de toucher une texture rainurée où glissement et frottement s'alternent. Ce résultat est tout à fait en harmonie avec la conclusion de G. Robles-De-La-Torre et V. Hayward [RH01] qui identifient des caractéristiques de forme par des indices de forces.

En ce qui concerne notre dispositif, nous avons exploré l'effet d'une modulation temporelle du coefficient de frottement entre l'extrémité des pieds de la plaque et son support. Nous avons, comme attendu, éprouvé une sensation de vibration. Par contre, une modulation spatiale du même paramètre délivrait une sensation proche de celle d'une texture. A l'instar des travaux de L. Winfield et M. Biet pour des dispositifs à retour tactile, nous avons opté pour un profil de frottement /glissement fixe dans l'espace. Cela sous tend une relation de dépendance entre profil de texture, position de la plaque et vitesse d'exploration.

Reste à savoir quels aspects spécifiques considérer pour arriver à l'évaluation fiable d'une structure dont la sensation à produire dépend donc de la vitesse d'exploration mais également de la force normale qui lui sont appliquées.

### 2.1.1 Aspect matériel du périphérique

Dans son étude, U. Spälter [US06] mentionne le manque de procédure standard pour l'évaluation des interfaces haptiques. De son côté J. Yoon et al [YR01] [EIL96] propose une méthode d'évaluation basée sur les performances dynamiques des périphériques à retour de force. Il s'agit donc d'évaluer les performances physiques du système en terme de poids, géométrie, efforts, bande passante, taux de rafraîchissement atteints par le dispositif. C'est ce qui a été notamment fait pour évaluer les performances du Rutgers Master II-New Design (RMD-ND) et du CyberGraspCyberGlove. L'aspect confort de l'utilisateur a été pris en compte dans l'évaluation de ces deux interfaces.

En ce qui concerne notre dispositif 2D, rappelons qu'il est constitué d'une plaque en cuivre-béryllium de 64x38x3 mm sur laquelle sont collées des piézocéramiques. Sa masse intrinsèque est de 72.3 g mais il faut noter que son poids est négligeable par rapport à la force normale extérieure nécessaire à son fonctionnement. En terme de performances physiques, rappelons que le temps de réponse de la plaque pour passer d'une valeur du coefficient de frottement à l'autre est d'environ 7 ms. Ce résultat est en harmonie avec la sensibilité à la vibration de l'humain qui répond à des variations de pression dans une gamme de fréquence de 30 à 1500 Hz [Som]. Aussi, les efforts minimum et maximum retournés par le dispositif dépendent de la précharge (avec une précharge de 3 N, l'effort retourné est compris entre .71 N et .274 N, soit une réduction de 61.41 % selon que la plaque est excitée ou non), et de la vitesse de déplacement.

### 2.1.2 Aspect sensoriel

Recueillir le jugement de l'individu « explorateur » sur la perception qu'il a d'une grandeur physique isolée, nous dirige vers la psychophysique, branche de la psychologie expérimentale qui cherche à déterminer les relations quantitatives existant entre un stimulus physique (ensemble des événements physiques déclenchant l'activité des récepteurs sensoriels) et la perception qu'on en a. Ce qu'interprète la loi de Gustav Fechner (1801-1887) :  $S = a \cdot \log I$  (l'intensité de la sensation  $S$  varie proportionnellement au logarithme de l'intensité du stimulus  $I$ ). En d'autres termes, « la sensation varie comme le logarithme de l'excitation » [Psy]. G. Fechner est considéré comme le fondateur de la psychophysique. On peut surtout relever que nombre de concepteurs de dispositifs haptiques se sont appuyés sur ses travaux. Plus précisément, dans le cadre des périphériques à retour haptique, évaluer, c'est chercher à savoir comment les personnes détectent, différencient, identifient, reconnaissent des stimuli précis engendrés par le périphérique. Concrètement, ce qui est évalué en général, c'est la perception des paramètres spatiaux comme la forme, la période spatiale, l'orientation, la courbure ou encore des propriétés de la matière que sont la rugosité, la dureté, la résistance thermique.

Un lien intime existe entre méthodes psychophysiques, concepts et méthodes statistiques qui fait que, pour mesurer la perception d'un stimulus, on demande à des utilisateurs/sujets de participer à une expérience (ensemble de tâches). On attend du sujet que celui-ci exécute des tâches lui permettant d'estimer une caractéristique du stimulus (amplitude ou fréquence, changement fréquentiel dans la vibration, durée, largeur des bumps, etc.), le seuil sensoriel, ou, ajoute M. Hollins et al [MB07][HBKY00], de comparer ou mesurer les niveaux de similarité.

Ainsi, estimer l'amplitude d'un stimulus par exemple, consiste à comparer des stimuli à un étalon pour donner une réponse de sensation perçue par rapport à une référence. Le seuil sensoriel comprend un seuil absolu qui est l'intensité minimale requise pour être perçue. Il

comprend aussi un seuil relatif qui est la variation nécessaire du stimulus pour produire une différence notable dans la sensation aussi connu sous le nom de Just-Noticeable-Difference (JND). Estimer le seuil sensoriel revient alors à estimer ces deux indicateurs. Comparer les niveaux de similarité, sujet hautement statistique, donne des informations sur la distance perceptive entre objets et permet de construire des espaces de représentation de la perception [MB07][HBKY00].

Nous avons exposé dans ce qui précède les critères recherchés par l'évaluation. Pour choisir la méthode la plus appropriée afin d'évaluer le dispositif que nous proposons, étendons nous un peu plus maintenant sur les méthodes disponibles dans la littérature.

## 2.2 Les méthodes

Pour E. Samur et al [SSB07], la performance d'une interface haptique peut être définie comme son habileté à retourner une grande plage de stimuli. Mais une évaluation purement technique d'un système (i.e bande passante, précision, etc.) n'est pas suffisante pour permettre l'interprétation de ses résultats en termes de qualité de retour perçu, c'est-à-dire en terme de sensation. Ainsi, leur synthèse suggère une procédure d'évaluation devant établir un lien entre mesures de performance de la structure et limites de perception humaine pour que soient déduites les limites spécifiques du dispositif concerné.

Kirkpatrick et Douglas [KD02] formulent cette idée en introduisant les deux concepts: le contrôle moteur et la perception. Les méthodes liées au contrôle moteur portent sur le déplacement, la sélection et la manipulation. Le contrôle moteur prend en compte les performances métriques techniques proposées par Hayward et Astley : ddl, échelle de déplacement, force pic, inertie, accélération, résolution, précision et bande passante. Le déplacement et la sélection impliquent de choisir et toucher des cibles, et mesurer le temps mis pour les atteindre. La sélection et la manipulation renvoient au test du jeton dans le trou, par exemple. L'exercice consiste pour l'utilisateur à sélectionner l'objet situé au centre d'un groupe d'objets (un jeton, par exemple) pour le placer dans une aire cible (un trou, par exemple) ; le temps pour le faire est mesuré.

Par ailleurs, pour déterminer les seuils de la perception humaine, viennent les méthodes générales de psychophysique : la détection, la discrimination et l'identification. La détection et la discrimination ont trait à la mesure des seuils sensoriels de perception d'un stimulus. L'identification, quant à elle, rend compte de l'habileté de l'homme à catégoriser des stimuli sans que ne soient fournies des références explicites [HTan97].

## 3 Première approche d'évaluation

A cause de la similitude entre la solution proposée dans la présente étude et la souris à retour de force à actionnement électromagnétique, on aurait de suite pensé à appliquer la même procédure d'évaluation. Ceci implique cependant la condition de déplacer l'actionner dans les deux directions du plan et de disposer d'un environnement virtuel. Ce qui n'est pas notre cas au stade actuel du développement. Cette situation amène à nous tourner vers des expériences plus simples, relatives à la modification du coefficient de frottement et qui ont montré que les dispositifs fonctionnant sur ce principe sont capables de reproduire plusieurs sensations distinctes en condition de toucher actif. En particulier, au sein du laboratoire, l'étude du périphérique tactile développée par M. Biet a mis en œuvre une procédure d'évaluation basée sur la comparaison du seuil différentiel virtuel avec le seuil différentiel (JND) dans le cas de la simulation de textures périodiques crantées. Nous nous inspirons de cet exemple au sens où

nous allons également simuler les forces relatives à une surface « crantée », mais nous évaluerons notre dispositif sur la base d'un « comptage », selon l'expérience de West et Cutkosky.

### 3.1 Expérience de comptage selon West et Cutkosky

Cette étude, entreprise par West et Cutkosky [WC97], rapporte les résultats d'une comparaison directe de textures de surfaces réelles et virtuelles obtenus en utilisant une tête de lecture reliée à une interface haptique comme le montre la figure 4-11. Pour les besoins de comparaison, le même processus est repris avec le bout du doigt. Ce dispositif est constitué d'une paire de manipulateurs à 2ddl connectés à une tête de lecture. Pour chaque manipulateur, il y a deux moteurs à courant continu et deux codeurs optiques. Il est possible d'utiliser la tête de lecture de deux façons différentes sur un profil réel, c'est-à-dire avec ou sans le roulement qui produit un contact « sans frottement ». Les dimensions du spécimen de surface réel ou virtuel sont: 85x25x6.4 mm. Le profil a une amplitude spatiale qui varie entre .01 mm et 10.0 mm et comporte 1 à 20 motifs sur une longueur de 85 mm. Le déplacement de la tête par l'utilisateur qui manipule la manette le long du profil sinusoïdal génère une force normale et tangentielle tout aussi sinusoïdales [WC97].

La tâche à accomplir par les sujets consiste à identifier le nombre de cycles ou périodes de sinus présents sur une surface après une exploration à volonté du profil. Pour chaque test, les sujets effectuent quelques essais d'exploration d'un profil virtuel ou réel. Chaque essai porte sur une valeur unique de motif et d'amplitude aléatoire du profil. On accorde au sujet 90 s maximum pour explorer et dire combien de cycles il a dénombré, sans retour visuel ni sonore, et faire un commentaire de ce qu'il a perçu. La durée de chaque essai et le nombre de cycles décelés par chaque sujet sont reportés à la fin de chaque essai.

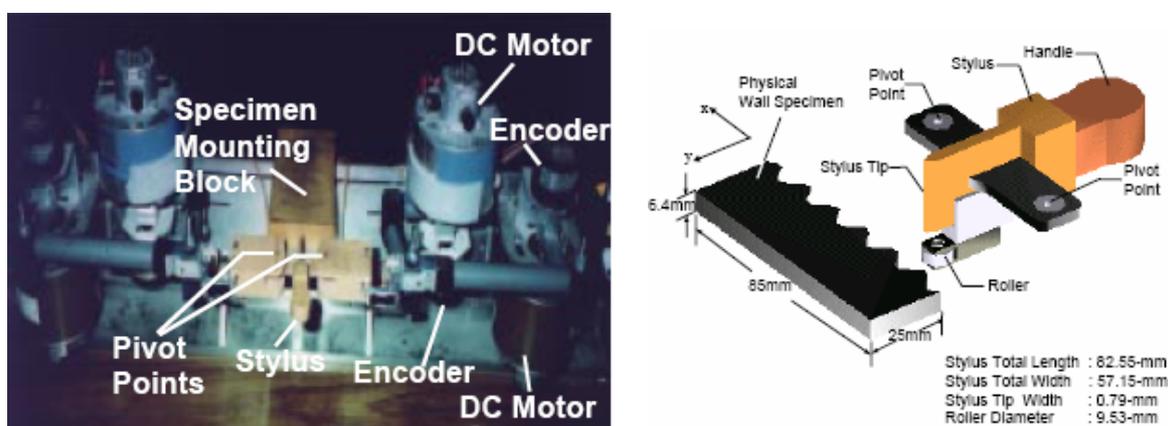


fig. 4-11: Dispositif de West et Cutkosky [WC97]

Quand bien même il s'agit d'une tâche de comptage, les deux chercheurs arrivent au résultat que la perception des caractéristiques virtuelle et réelles des profils est qualitativement identique.

Pour une amplitude spatiale (profondeur des crans) minimale, le taux d'erreur passe en dessous de 20 % tout au moins pour une période spatiale plus petite ou égale à 14 mm. Il faut noter que l'amplitude maximale dépend de la période spatiale de façon croissante.

Compte tenu des résultats de cette étude, nous nous en inspirons pour une première évaluation de l'interface que nous proposons dans l'esprit d'un profil non pas sinusoïdal mais plutôt carré.

### 3.2 Première évaluation des crans

Nous allons simuler des textures rainurées générées par le dispositif et conduire une expérience permettant de compter le nombre de crans présents sur une longueur fixe de 87 mm. Il est à noter que nous ne visons pas une détection de niveau d'intensité (niveau d'amplitude vibratoire pour nous) qui pourra faire l'objet d'un travail complémentaire. Ainsi, nous modifierons fréquences spatiales et amplitudes vibratoires. Par cran nous entendons un relief gris comme sur la figure 4-13. Le but étant de savoir si les sujets sont à même de déceler précisément le nombre de « crans ».

Par rapport à l'expérience de [WC97], il faut noter que notre amplitude vibratoire ne correspond pas à l'amplitude spatiale du profil.

#### Les sujets

Les sujets sont des étudiants en informatique dont l'âge varie entre 23 et 28 ans et deux sont gauchers. Un seul sujet est du genre féminin. Ils sont pris par groupe de deux comme dans le test de West et Cutkosky. Le premier groupe est constitué de deux personnes et le second de cinq personnes. Soit un total de sept sujets. Les résultats obtenus avec le premier groupe ont été observés avant de continuer avec le second groupe.

#### Le matériel

Le dispositif expérimental est celui qui a été présenté en 1.4.3 du chapitre 3 lorsqu'il s'est agi de caractériser l'actionneur. Par contre, cette fois, l'utilisateur remplace le moteur dans la fonction de traction et le câble est un peu plus tendu pour éviter un quelconque défaut d'enroulement sur la poulie, notamment au cours des mouvements d'avant en arrière (cette connexion par câble est nécessaire pour la mesure de position de l'actionneur).

Sur la figure 4-12 on peut remarquer la présence de la mousse, du câble et du codeur optique mais aussi des butées et deux rails sur lesquels se déplace la plaque. On peut aussi voir un poids de 500 g qui sert de précharge.

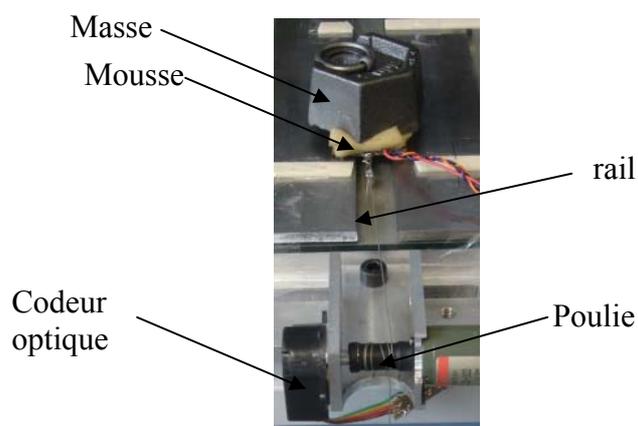


fig. 4-12: Dispositif expérimental

Tous les sujets qui le désirent mettent un casque fermé pour se prémunir de bruits éventuels générés par la plaque.

## Stimuli

C'est l'illusion d'explorer une surface texturée qu'on va créer chez l'utilisateur en faisant apparaître des zones glissantes (grande amplitude de vibration) et des zones bloquantes (amplitude vibratoire faible ou nulle) de manière alternative. De fait, seul le changement d'amplitude vibratoire peut modifier le frottement perçu.

Il s'agira pour cela, de synchroniser les références d'amplitude d'onde sur la position de la plaque que repèrera le codeur optique utilisé lors de la mise en œuvre de l'asservissement de la vitesse de rotation du moteur à courant continu. De la sorte, une transformation spatio-temporelle permet le contrôle des instants d'apparition des zones glissantes en fonction de la position de la plaque. Pour reconstituer une texture de fréquence spatiale PS nous prenons le signal carré obtenu en faisant  $1 + \text{sign}(\sin(\frac{2\pi x}{PS}))$ , en considérant  $x$  comme étant la position de la plaque. Lequel signal sera multiplié par l'onde vibratoire d'amplitude  $W$  fixée.

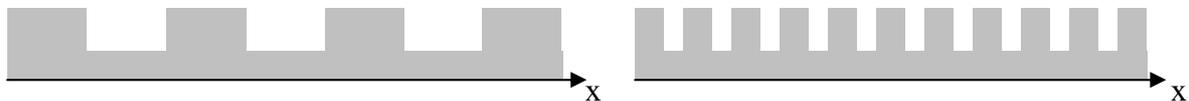


fig. 4-13: Crans simulés (périodes spatiales différentes)

La partie commande du GIC de la figure 4-4 est complétée pour prendre en compte cette transformation spatio-temporelle (fig. 4-14). On souligne l'apparition d'un bloc stratégique (en violet) « image » de l'environnement virtuel, où se calcule l'effort  $R_t$  de référence fonction du motif de référence identifié par PS et de l'angle  $\theta$  du codeur optique, lui-même lié à la position de l'actionneur sur la plaque.

On propose au sujet dans un ordre aléatoire, différentes fréquences spatiales (3-28 cycles par trajet) pour les amplitudes vibratoires (effet glissant)  $0.337, 0.447, 0.517, .65 \mu\text{m} \cdot 24$  essais (6 périodes spatiales, 4 amplitudes vibratoires) seront réalisés par sujet pendant un maximum de 30 minutes.

On pourrait remarquer qu'avec un nombre de cycles maximal de 28 sur une distance de 87 mm, la période spatiale minimale lors de l'expérience est de 3.1 mm. Or, il se trouve que le temps de réponse est d'environ 7 ms : ce qui signifie en d'autres termes qu'avec ce système on peut générer 1 cycle en 14 millisecondes. Si par ailleurs on considère la vitesse maximale (3 cm/s environ en tâche d'exploration) avec laquelle l'utilisateur déplace l'actionneur lors de l'exploration, on vérifie que pour le test proposé, la fréquence limite de 1 stimulus/ms ne sera jamais atteinte dans ce contexte.

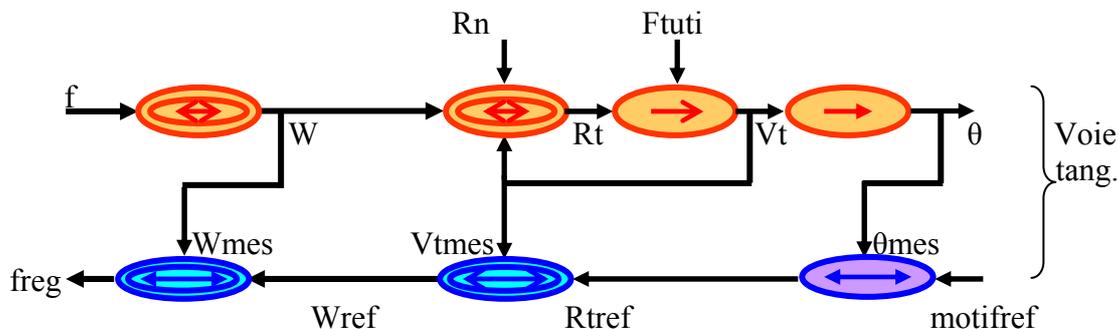


fig. 4-14: Représentation du principe de l'obtention des crans par la commande

Les figures 4-15 et 4-16 montrent comment il est possible de contrôler la variation du frottement (amplitude de l'onde vibratoire) comme une fonction de la vitesse de la main de l'utilisateur (obtenue à partir de  $\theta$ ) conformément au GIC figure 4-14 pour obtenir une modulation spatiale et donc de créer des sensations de textures. Ainsi, sur la figure 4-16, les deux niveaux de tension correspondent respectivement à la fréquence de résonance et le repos (non excitation) de la plaque ; ce qui signifie deux niveaux de coefficient de frottement offrant à l'utilisateur « glissement » ou « blocage ».

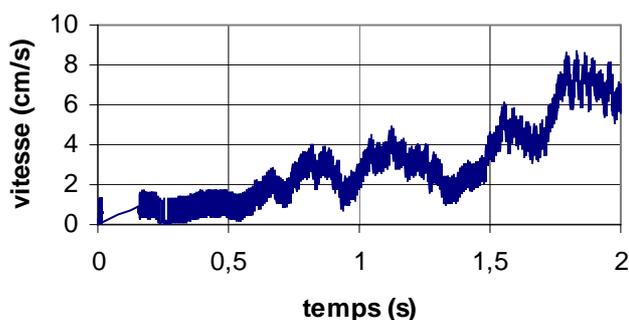


fig. 4-15 : Allure de la vitesse tangentielle imposée

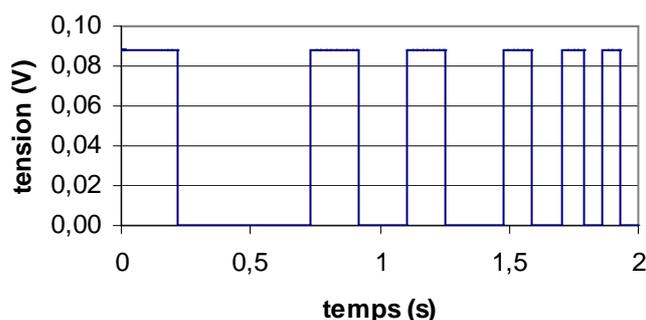


fig. 4-16 : Simulation de crans : vitesse de déplacement imposée sur la plaque

### Protocole expérimental et déroulement du test

Pour trouver la manière appropriée de saisir le dispositif (exemple fig. 4-17) et qui convient le mieux au geste que le sujet a à effectuer pour exécuter la tâche de comptage, une phase de prise en main est proposée aux sujets. Au cours de celle-ci, il est question de leur présenter le mobile sur quatre pieds à déplacer sur deux rails parallèles en évitant au mobile de dérailler, si possible. Le cas échéant, celui-ci est à remettre sur les rails et l'expérience recommence sur la ligne de départ.

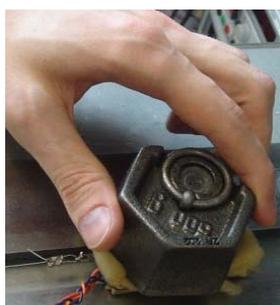


fig. 4-17: exemple de mode de saisie de la plaque

Il leur est également indiqué qu'il est possible d'aller d'avant en arrière et/ou d'arrière en avant. Ensuite, on demande au sujet de saisir le mobile et de le déplacer, d'abord en condition non excitée, puis le dispositif est excité à leur insu. A partir de ce moment ils ont presque tous déclaré percevoir une sensation particulière. Il leur a alors été demandé de décrire ce qu'ils avaient ressenti. Ils ont essayé de décrire ce qu'ils percevaient comme un mouvement saccadé. Ce n'est qu'à partir de cet instant qu'on leur a expliqué que le but de l'expérience était de compter le nombre de crans présents sur la longueur du déplacement délimitée par deux butées. Et enfin, on reprend l'exploration pour permettre au sujet de trouver la pression, la vitesse et la position la plus adaptée. Cette étape n'a pas dépassé 5 minutes.

### Résultats psychophysiques

Dans ce paragraphe nous analysons la moyenne des résultats des deux groupes de sujets testés. Nous présentons la valeur moyenne du nombre de cycles détectés en fonction du nombre présenté. Nous considérons les résultats non pas en terme de taux d'erreur moyen (DER) défini par West et Cutkosky tel que :

$$DER = \frac{(\text{nombre\_de\_cycles} - \text{nombre\_détecté})}{\text{nombre\_de\_cycles}} \quad (4-5)$$

mais nous considérons la valeur absolue du DER. La raison en est que nous tenons compte des valeurs détectées plus grandes qu'en réalité.

West et al considéraient qu'un DER plus grand que 50 % est une indication de l'incapacité des sujets à compter avec précision. Ce taux est en corrélation avec les commentaires des sujets à propos de leur habileté à percevoir les alternances.

Il est important de rappeler que l'amplitude vibratoire dans l'expérience que nous menons ne représente pas la profondeur des crans comme c'est le cas dans l'expérience de West et Cutkosky.

### 3.3 Résultats expérimentaux

Les résultats obtenus avec les deux groupes de sujets sont présentés figure 4-18. Chaque point correspond à la moyenne du nombre de crans détectés pour chaque couple amplitude vibratoire/fréquence spatiale donné. La légende indique le nombre exact de crans présents pour l'essai considéré. Chaque courbe représente les résultats pour une période spatiale donnée (nombre de crans présents entre la ligne de départ et celle d'arrivée) avec différents points le long de la courbe donnant les amplitudes vibratoires correspondantes.

On peut noter sur la courbe, l'existence d'une proximité entre la moyenne du nombre de crans détectés et le nombre réel de crans présents avec une tendance à la croissance vers le nombre exact au fur et à mesure qu'augmente l'amplitude vibratoire.

L'erreur absolue sur la moyenne du nombre de crans est tracée fig. 4-19. Ce graphique montre globalement une erreur ne dépassant pas les 12 % excepté en un point où elle est de 14.1 % environ. Cette fois, il est remarquable qu'on obtient une erreur comprise entre 5 et 10 % à amplitude vibratoire minimale, et une erreur inférieure à 5 % à amplitude vibratoire la plus élevée.

Enfin, les figures 4-20 et 4-21 montrent l'écart type sur la valeur moyenne relative en fonction de l'amplitude vibratoire. Comme on pourrait s'y attendre, on constate une tendance au resserrement de l'intervalle contenant le nombre de crans détectés à mesure qu'augmente

l'amplitude vibratoire.

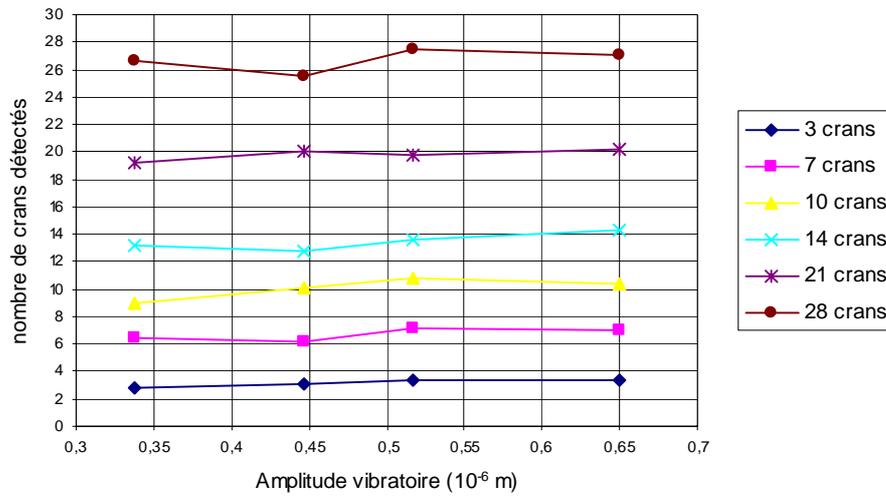


fig. 4-18: Nombre moyen de crans détectés

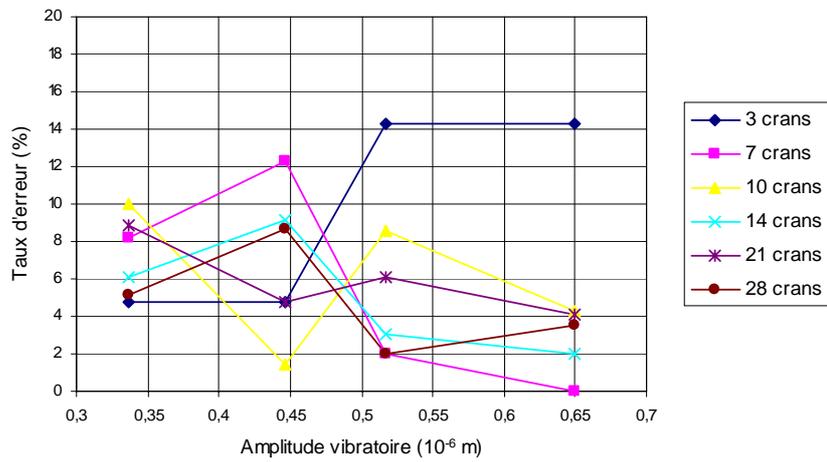


fig. 4-19: Valeur absolue de l'erreur relative sur le nombre moyen de crans détectés

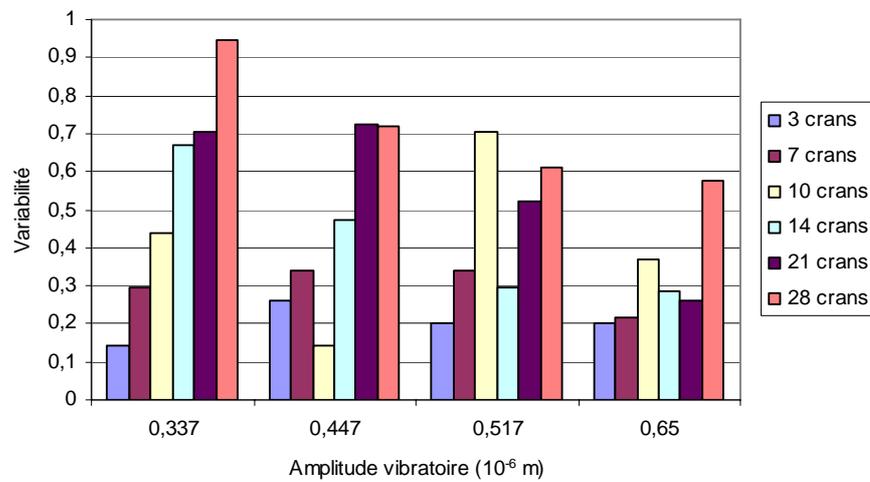


fig. 4-20: Ecart type sur la valeur moyenne de l'erreur relative

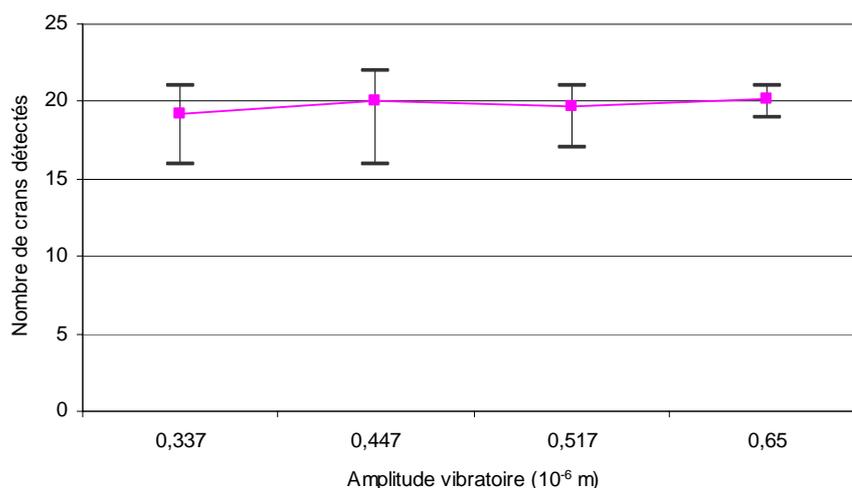


fig. 4-21: Ecart type sur la valeur moyenne de l'erreur relative pour 21 crans

## Discussion

Une tâche de comptage des caractéristiques présentes sur un segment de longueur invariable est proposée à sept sujets comme test d'évaluation. Le fait que quelques paramètres et le matériel utilisé diffèrent de ceux utilisés par West et Cutosky ne nous a pas permis de faire une comparaison directe des résultats issus des deux expériences. Néanmoins les approches sont similaires et certains résultats convergent. [WC97] considère qu'un DER supérieur ou égal à 50 % signifie une inaptitude des sujets à compter les caractéristiques présentes avec précision. Cette limite arbitraire est corrélée par les commentaires des sujets à propos de leur capacité à bien compter. Ils ont également comparé les résultats obtenus sur un gabarit (caractéristiques) virtuel avec des caractéristiques réelles.

En ce qui nous concerne, l'observation des résultats individuels montre que lorsqu'il y a eu dépassement (nombre de crans détectés plus grand qu'il n'y en avait), cela a été tout au plus de deux crans. Ce qui peut s'expliquer du fait que, les butées fixées à l'aide d'une bande adhésive ont éventuellement été déplacées de quelques dixièmes de millimètres, suffisants pour présenter un front montant ou descendant qui permet la détection d'un cran. Aussi, de la même manière que ces deux chercheurs, sur la gamme de fréquences et d'amplitudes vibratoires considérées, le DER est globalement plus petit ou égal à 12 % et les commentaires des sujets n'ont pas beaucoup varié. Un examen de la variabilité du DER qui est, en général, plus petit pour les tests impliquant des amplitudes d'onde croissantes renforce l'idée que les participants avaient une bonne perception des crans. Cela est visible sur la figure 4-21 qui montre comment diminue progressivement cette variabilité pour 21 crans: le segment de départ se rétrécit au fur et à mesure qu'augmente l'amplitude vibratoire. Aussi au titre des commentaires, quasiment tous les sujets ont noté, comme attendu, des sensations plus fortes lorsque l'amplitude vibratoire la plus grande (.65  $\mu$ m) leur était présentée. Ce dernier aspect pourra être traité lors d'un test de détection d'intensité.

## Conclusion

Ce dernier chapitre était consacré à la commande en amplitude vibratoire de l'onde stationnaire créée dans la plaque, dans un premier temps et à l'évaluation du dispositif ensuite. L'élaboration de la structure de commande était motivée par le besoin d'obtenir

une réaction tangentielle de l'actionneur contrôlable. L'amplitude de l'onde vibratoire est la grandeur clé à asservir pour parvenir à cette fin. Après avoir rappelé les différentes stratégies de réglage de l'amplitude vibratoire, nous avons opté pour le mode de contrôle par réglage de la fréquence consistant à agir directement sur la fréquence d'alimentation de l'actionneur. Ce réglage provient de la caractéristique fréquence - amplitude vibratoire qui montre qu'au-delà de la fréquence de résonance, l'amplitude vibratoire  $W$  décroît de façon linéaire, permettant ainsi à  $W$  d'être contrôlée à partir de la fréquence.

Par ailleurs, nous nous sommes appuyés sur un modèle causal de l'actionneur représenté par Graphe Informationnel Causal (GIC) qu'il nous a suffi d'inverser pour déduire la structure de commande.

Dans la seconde partie nous nous sommes penchés sur la problématique de l'évaluation des dispositifs haptiques pour nous apercevoir qu'en général, c'est l'application et le feedback produit par la technique d'interaction que sous tend ladite application qui déterminent l'évaluation. Dans le cadre d'un dispositif fonctionnant sur le principe de la modification du coefficient de frottement destiné à être une interface à retour d'effort, nous nous sommes orientés vers une expérience psychophysique. Plus précisément, partant du fait que les dispositifs fonctionnant sur le principe de variation du coefficient de frottement sont à même de procurer une sensation de texture en simulant des aspérités en creux ou en relief, nous nous sommes inspirés de l'expérience de West et Cutosky.

L'expérience que nous avons menée consistait à compter des caractéristiques régulières semblables aux crans (alternance d'effet bloquant et d'effet glissant) présents sur une distance fixe donnée. Le but étant de savoir si les sujets étaient à même de déceler précisément ces caractéristiques. Pour y arriver, nous avons analysé l'erreur relative et l'écart type des résultats obtenus. Les caractéristiques étaient générées par le dispositif grâce à la commande de ce dernier.

Cette étude a donné une indication de la validité du dispositif quant à son utilisation en retour d'effort notamment pour une application 1D telle qu'une assistance aux utilisateurs dans la reconnaissance des limites d'objets virtuel.

# Conclusion générale

Dans ce mémoire, nous proposons d'utiliser le principe de lubrification active pour concevoir un dispositif passif 2ddl à retour d'effort. L'idée initiale était plus précisément une interface de type « souris » à retour d'effort, avec comme contrainte le respect d'une taille réduite et d'une conception simple.

Notre proposition s'inspire de celle effectuée par F. Pigache dans sa thèse et se base sur des travaux antérieurs concernant un translateur piézo – électrique plan, respectivement développé au LMARC puis au LEEI. Ce dispositif est constitué d'une matrice de céramiques PZT, collée à la surface d'un amplificateur mécanique, équipé de pieds. Convenablement alimentées, les céramiques entraînent la création d'une onde stationnaire, qui conduit à l'entraînement de l'ensemble en déplacement sur une surface plane. En éliminant la dissymétrie géographique des pieds par leur repositionnement au ventre de l'onde stationnaire, la conversion du mouvement vibratoire en mouvement uniforme est supprimée. L'amplificateur mécanique se contentant de « sauter » sur place. C'est ce concept que nous avons exploité dans ce mémoire, en exploitant l'intermittence de contact créée à l'interface pieds – sol. Par le contrôle de l'amplitude vibratoire, il devient alors possible d'obtenir un coefficient de frottement équivalent réglable. Cette particularité est combinée à une autre qui est que la structure ne peut se déplacer d'elle-même que dans la direction normale. Ainsi, quand un utilisateur déplace tangentiellement l'actionneur sur un substrat, il peut percevoir la classique force de Coulomb ( $F_{\text{tangentielle}} = \mu F_{\text{normale}}$ , avec  $\mu$  le coefficient de frottement sec) agissant au contact entre les pieds et le substrat. Cette force de réaction tangentielle est contrôlable et nous permet donc de faire ressentir à l'utilisateur différentes forces.

Nous avons considéré, pour commencer, que certains pré requis, notamment une définition de l'haptique, et quelques notions sur la physiologie du toucher et la biomécanique méritaient d'être introduits, vu leur implication dans la conception d'un dispositif électromécanique apte à faire percevoir les mêmes sensations que celles d'un objet réellement touché. A partir de là nous exposons donc de manière non exhaustive les différentes possibilités technologiques existant en retour d'effort et en retour tactile. En retour d'effort nous distinguons les interfaces liées ou non à l'utilisateur tandis que les autres sont regroupées en trois sous-ensembles : les afficheurs de forme quasistatiques, les structures matricielles vibrotactiles et les dispositifs vibrants à structure continue. Les différentes interfaces sont présentées pour la plupart avec leurs avantages et inconvénients et on a pu mettre en lumière, dans l'ensemble, non seulement le niveau de complexité lié au design de ces différentes structures mais aussi nombre d'évolutions. Ce faisant nous avons porté une attention particulière sur les dispositifs vibrants à structure continue, notamment ceux fonctionnant sur le principe de variation du frottement pour nourrir notre propre réflexion sur l'affirmation in fine de notre proposition et ce à quoi elle pourrait plus concrètement servir. Conforté par le potentiel du concept, nous avons fait un bref rappel sur le principe de la lubrification électroactive qui se base sur l'introduction de vibrations au sein d'un contact sec et nous avons montré que le principe était déjà appliqué en retour d'effort.

Un coefficient de frottement ajustable à l'interface pieds de l'actionneur- support plan sous tend une vibration de la plaque pilotée à sa fréquence de résonance. Raison pour laquelle s'est montrée nécessaire l'identification d'une fréquence propre de vibration. Par ailleurs, il allait également de soi que l'interprétation des interactions de contact entre les pieds et le sol ne pouvait être occultée. C'est à ce titre que le second chapitre du mémoire s'est intéressé à

l'étude dynamique de la structure. Ainsi, nous nous sommes servis d'une approche souvent utilisée, à savoir la modélisation des moteurs piézoélectriques par schéma équivalent. Grâce à elle on peut obtenir une représentation globale du comportement électromécanique des moteurs piézoélectriques. L'expérience s'y est simplement appuyée pour nous conduire à élaborer un schéma électrique équivalent de notre actionneur et identifier une fréquence propre de vibration dont le rôle pour la commande a été vu plus tard.

Ensuite, une approche tout à fait différente de la précédente, basée sur l'emploi de méthodes variationnelles a été développée. Cette approche débouche sur un modèle physique du dispositif tenant compte de sa définition géométrique et des caractéristiques tensorielles des matériaux qui le constituent. La dynamique de la structure est décrite par l'équation aux fréquences propres de l'actionneur. Résolue grâce à des hypothèses simplificatrices, notamment celle d'une forme d'onde unidirectionnelle, nous sommes arrivés à exprimer la déformée du plan neutre en cohérence avec celle obtenue par l'expérience.

Dans le troisième chapitre nous traitons de l'application du principe de la lubrification active à l'actionneur pour deux géométries de contact autorisées par la réalisation dudit actionneur. Le but étant de tracer la caractéristique force tangentielle – vitesse de déplacement pour différentes amplitudes vibratoires. En effet, il s'agit du moyen que nous avons retenu pour diminuer le frottement macroscopique dans notre cas spécifique où la plaque est sollicitée dans une condition de glissement partiel. La sollicitation est normale et le mouvement macroscopique est discrétisé en une somme de petits débattements dans lesquels un effort est fait, par l'amplitude variable et la fréquence maintenue fixe par la commande, afin de contraindre les contacts microscopiques successifs à demeurer en glissement partiel. Pour satisfaire une telle condition, l'idée est de séparer périodiquement les surfaces en contact au moyen de la surimposition d'une vibration mécanique. A propos de la géométrie de contact plan, une modélisation analytique du contact par système masse – ressort met en évidence l'apparition d'une intermittence de contact ou de phases d'adhérence. Le modèle permet l'écriture d'équations différentielles qui donnent une interprétation globale du contact. Une interprétation du frottement selon la loi de Coulomb – Orowan est alors utilisée pour calculer la force de réaction tangentielle à l'interface de contact. Un effet non désiré qui porte sur un débattement parasite notamment à précharge élevée est cependant observé lors de l'expérience: ce qui justifie le recours à une deuxième géométrie de contact.

Le contact considéré dans un second temps est donc celui d'une sphère sur un plan. Il s'est agit de nous appuyer sur la théorie du contact Hertzien entre une sphère et un plan pour interpréter l'interaction du contact pied - sol. De l'expérience il ressort que la réduction des forces de frottement est envisageable sur une fenêtre d'excitation. L'amplitude vibratoire doit être supérieure à la profondeur d'indentation due à l'effort statique pour assurer un décollement des surfaces.

Dans tous les cas, la vitesse s'est montrée comme étant un paramètre très important puisque son augmentation réduit les limites inférieures et supérieures que peut atteindre l'effort de friction et qu'au delà d'une certaine valeur l'effet escompté n'est plus assuré.

Les deux types de contact ont été étudiés aussi bien en théorie qu'expérimentalement.

Le mémoire se termine par la commande et l'évaluation du dispositif. Dans le cadre du retour haptique et plus précisément d'une commande en impédance, nous souhaitons contrôler la force de réaction de l'actionneur, de manière à faire percevoir à l'utilisateur différentes sensations au niveau de la main qui déplace la plaque. Par un modèle moyen de notre dispositif, nous déduisons le modèle causal de l'actionneur, décrit sous la forme de Graphe Informationnel Causal (GIC). La lecture inverse et systématique du GIC permet ensuite, de

déduire la structure de commande et d'ajuster l'amplitude vibratoire par asservissement de la fréquence. A partir de là, l'effet escompté est obtenu par modulation de l'amplitude vibratoire par la position de la plaque.

Choisir une première approche d'évaluation des performances du dispositif et la mettre en œuvre était les objectifs poursuivis par la deuxième partie de ce chapitre. L'expérience consistait en une tâche de comptage. Aux sujets qui ont participé au test nous avons demandé de dénombrer des alternances d'états bloquants et d'états glissants créés en agissant sur la commande, sur une longueur de déplacement donnée. L'erreur relative a constitué l'indicateur nous permettant de savoir si le décompte était précis. Au terme de cette étude psychophysique, la tendance est à la qualification de l'interface pour une application 1D en retour de faibles efforts telle qu'une assistance au ressenti de limites ou de changements de formes d'objets virtuels.

Dans le cadre de travaux futurs, en ce qui concerne l'évaluation, des expériences complémentaires pourraient être conduites pour vérifier l'habileté de cette interface à la discrimination des périodes spatiales comme dans [BCGS08]. De même, une étude du comportement dans le temps de ce dispositif doit être faite. Effectivement, par principe, c'est le frottement entre l'actionneur et le substrat sur lequel il repose qui est exploité ; mais ce frottement va également induire une usure des pieds ou tout au moins une évolution temporelle des conditions de contact, toutes choses égales par ailleurs. La commande d'origine en amplitude vibratoire sera alors sans doute insuffisante pour obtenir les effets escomptés en réaction tangentielle. Comme on imagine mal pouvoir réguler (et donc mesurer) la force tangentielle directement, une solution pourrait être une mesure d'étalonnage proposée régulièrement à l'utilisateur pour ajuster, dans les limites possibles, l'amplitude vibratoire à la perception désirée.



# Annexes

## Annexe A : Rappel de quelques notions sur la piézoélectricité

### a) Modes de couplage élémentaires des céramiques PZT

La piézo-électricité est la propriété que présentent certains corps à délivrer un signal électrique sous l'action d'une contrainte mécanique (effet direct) et de changer de dimension lorsqu'ils sont soumis à un champ électrique (effet inverse).

Le découvreur de cette propriété est l'abbé René Just Haüy (1743-1822) en 1817, en étudiant le spath d'Islande [dielec].

C'est en étudiant la pyroélectricité, propriété de certains cristaux qui se polarisent lorsqu'ils sont soumis à une variation de température, que Pierre et Jacques Curie mettent en évidence, en 1880, l'effet piézo-électrique direct. L'effet piézo-électrique inverse a été énoncé théoriquement par Lippman en 1881 et il fut vérifié expérimentalement en cours d'année par les frères Curie.

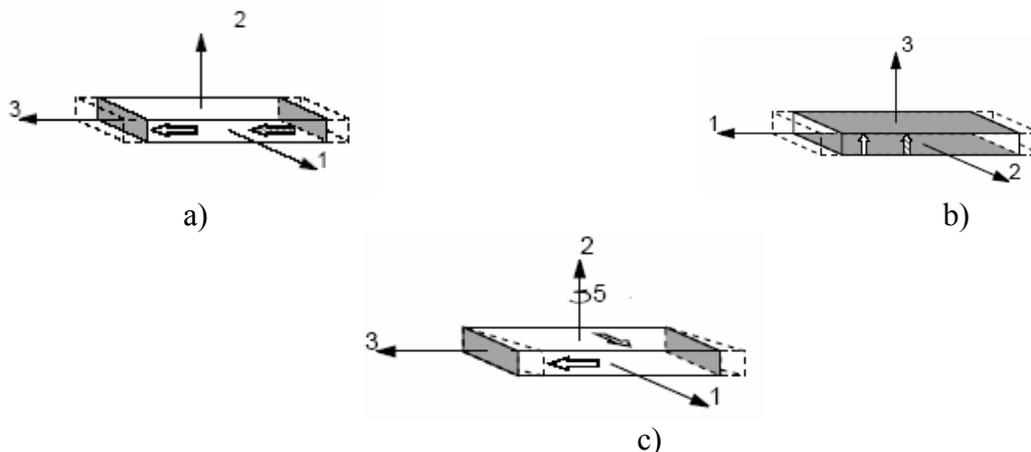
Ce phénomène de piézo-électricité s'observe dans des cristaux non conducteurs et non centro-symétriques (sur 21 classes de cristaux centro-symétriques, 20 sont piézo-électriques). Dans le cas de cristaux centro-symétriques, les centres de gravité des charges positives et négatives coïncident, donc il n'y a pas apparition de dipôles électriques lors d'une déformation. Par contre, dans le cas de cristaux non centro-symétriques, lors d'une déformation, il y a apparition d'un dipôle électrique.

Au cours des années 1950, la mise en évidence des propriétés remarquables des céramiques ferroélectriques a marqué un tournant dans l'histoire de la piézo-électricité.

En effet, ces composés de synthèse présentent un phénomène piézo-électrique après l'application d'un champ électrique intense.

Ainsi, par frittage d'oxydes ou de sels de plomb, de zirconium et de titane, des composés de formule générale  $Pb(Zr-Ti)O_3$  sont réalisés. Ces composés marquent l'avènement de la famille des céramiques PZT. Leur aptitude à la conversion d'énergie en fait, à l'heure actuelle, le matériau de référence dans le domaine des actionneurs piézo-électriques.

A cause de l'anisotropie des matériaux piézoélectriques, leur déformation a lieu suivant une ou plusieurs directions privilégiées sous l'action d'un champ électrique. Aussi, le couplage électromécanique s'effectue selon trois modes principaux [FP05][SK93]. Les figures ci-dessous montrent les différents modes de couplage électro-mécaniques élémentaires dans le cas des céramiques PZT pour un barreau parallélépipédique. On distinguera les trois modes de déformation. A savoir :



Mode de couplage a) mode longitudinal b) mode transversal c) mode cisaillement

le mode longitudinal se traduisant par une variation de longueur suivant l'axe 3, lorsqu'un champ électrique est appliqué suivant ce même axe par le biais d'électrodes, placées sur les faces perpendiculaires à cet axe.

le mode transversal entraînant de même, une variation de longueur suivant l'axe 1, lorsqu'un champ électrique est appliqué suivant l'axe 3 ;

le mode de cisaillement conduisant à une déformation de cisaillement autour de l'axe 2 lorsqu'un champ électrique est appliqué suivant l'axe 1.

Il est à noter que les modes longitudinal et transversal entraînent nécessairement une déformation conjointe du barreau (rapport constant entre l'allongement relatif transversal et l'allongement relatif longitudinal). Cette propriété peut être exploitée ou annihilée par le choix des dimensions de la céramique.

A partir de ces trois modes de déformation et de la forme des céramiques, sont envisageables une multitude de combinaisons de mouvements. Les déformations demeurant néanmoins faibles en régime statique. Dans le cas du matériau P189 par exemple, qui admet un champ limite d'utilisation de 106 V/m on observe une déformation de 0.3 micromètre pour une plaque d'épaisseur de 1mm [BN96]. Si bien qu'il est souvent utile de faire appel à une amplification mécanique généralement réalisée grâce à une structure vibrante. Laquelle structure, souvent excitée aux alentours d'une de ses fréquences propres de résonance, permet d'augmenter sensiblement les amplitudes de déformation obtenues. Il devient ainsi possible de générer, par l'utilisation d'excitateurs piézoélectriques de dimensions millimétriques, des vibrations de plusieurs micromètres d'amplitude. Et ce, en dépit d'une limitation en champ électrique imposée non pas par les performances diélectriques du matériau mais par sa tenue mécanique. Les tensions d'alimentation mises en jeu s'en trouvent également limitées en général dans l'ordre de la centaine de volts, du fait des faibles dimensions du dispositif et plus précisément de la distance entre électrode. Le moteur Shinsei USR 60, par exemple, a une distance interélectrode de 0.6mm et une tension d'alimentation de 100 V.

## **b) Les principales structures d'actionneurs piézoélectriques**

Un piézomoteur exploite les déformations mécaniques générées par effet piézoélectrique ou piézomagnétique, pour entraîner en translation ou en rotation une partie mobile. Et dans l'optique d'un mouvement uniforme, une conversion d'énergie est en fait réalisée dans le moteur en deux temps. Dans un premier temps, une conversion de type électromécanique est assurée par le transducteur piézoélectrique devant ensuite être assortie d'une conversion purement mécanique. La conversion purement mécanique, vise à uniformiser le mouvement vibratoire initial. Aussi, compte tenu de l'amplitude micrométrique des vibrations, le recours aux traditionnelles liaisons mécaniques articulées est exclu. Par conséquent, cette transformation mécanique sollicite une transmission par friction des efforts d'entraînement générés par le transducteur sous l'action d'une force d'appui assurant le maintien en contact des parties vibrantes et l'élément mobile du moteur. La transmission du mouvement repose en général sur deux types de déplacements vibratoires élémentaires.

## **c) Conception d'un mouvement vibratoire**

Une trajectoire particulière des points matériels de la surface vibrante des actionneurs piézoélectriques est susceptible de communiquer, par frottement à la partie mobile, une vitesse moyenne non nulle. Cette trajectoire constitue le fondement même de la

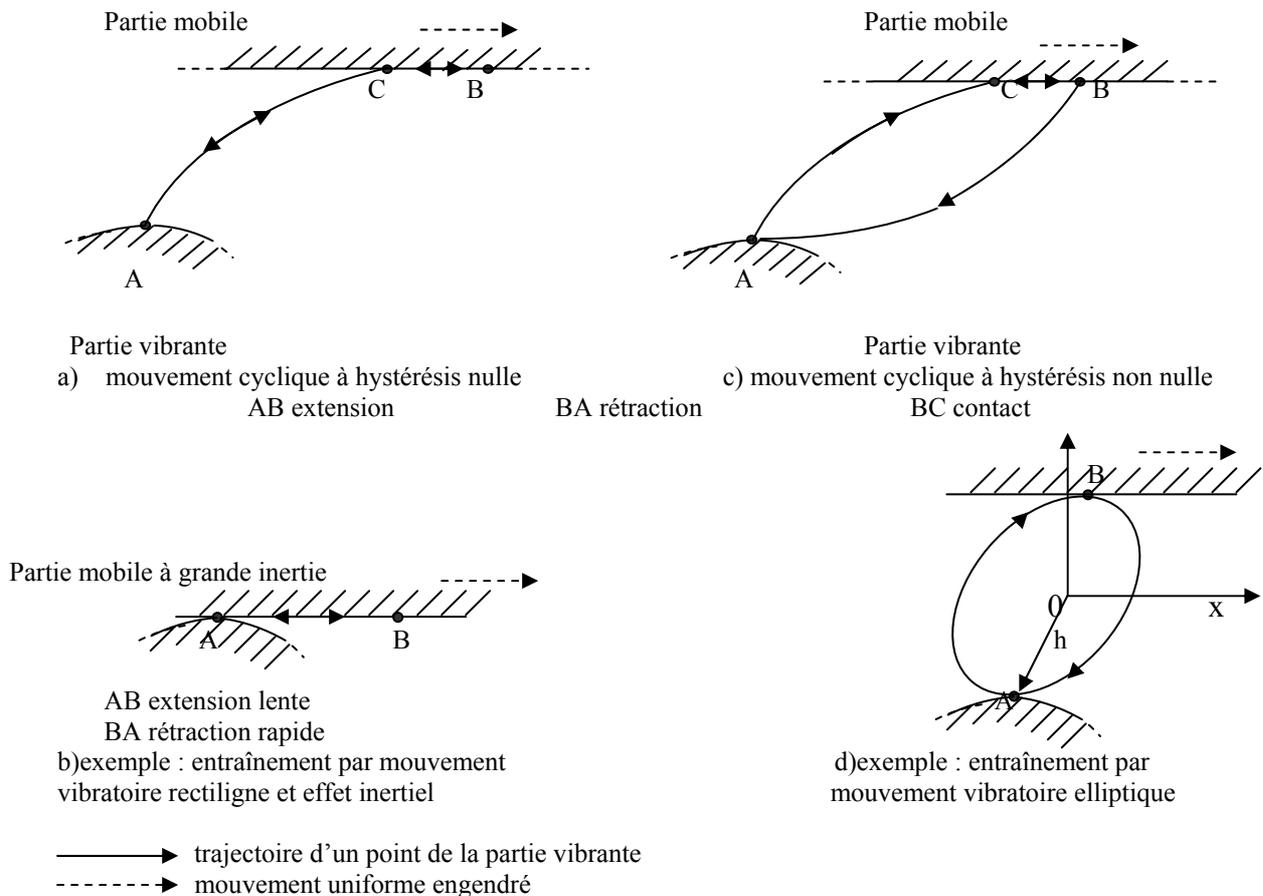
transformation du mouvement vibratoire initial en un mouvement uniforme. Le mouvement initial étant périodique, cette trajectoire se définit, de façon générale, comme un cycle orienté, selon que l'hystérésis du mouvement d'entraînement est nulle ou non.

#### d) Mouvement cyclique à hystérésis nulle

Un point de la partie vibrante se déplace jusqu'au contact de l'élément mobile qu'il entraîne dans son mouvement lors de la phase d'extension. La trajectoire empruntée par le point de surface est similaire entre ses deux positions extrêmes dans l'espace (fig. ci-dessous) ; il en résulterait un déplacement moyen nul. Dès lors, une dissymétrie des conditions de contact sera nécessaire pour éviter que l'effort transmis par le point mobile de la partie vibrante à l'élément mobile lors de la phase extensive ne soit annulé lors de la phase rétractive [FP05][BN96]. Cette dissymétrie peut être obtenue par les propriétés géométriques de la surface en mouvement ou par une différence de vitesse entre la phase d'extension et la phase de rétraction, jouant sur l'effet inertiel.

#### e) Mouvement cyclique à hystérésis non nulle

Cette fois, il y a une différence de trajectoire empruntée par un point de surface vibrante lors des phases d'extension et de rétraction conduisant ainsi à un débrayage physique des deux éléments (fig. ci-dessous).



#### Différents types de mouvement vibratoire d'entraînement

La participation de l'effort de friction est nécessairement dissymétrique. L'allure de l'hystérésis peut être variable selon que l'on favorise le contact ou le débrayage. Ce qui donne lieu à de nombreuses combinaisons de mouvements. Néanmoins, afin de maximiser l'amplitude des déplacements particuliers, les trajectoires exploitées dans les piézomoteurs, généralement, découlent de la mise en vibration quasi-résonante de la structure mécanique. Dès lors, le mouvement cyclique à hystérésis non nulle le plus naturel repose sur la trajectoire elliptique.

Il résulte de la superposition de deux mouvements sinusoïdaux de directions perpendiculaires et déphasés dans le temps, en vertu de la décomposition [BN96] :

$$\mathbf{h} \begin{pmatrix} H_x \sin(\omega t) \\ H_y \sin(\omega t) \end{pmatrix}$$

Avec  $\mathbf{h}$  : vecteur déplacement associé à un point matériel de la surface vibrante,  
 $H_x$ [m]: amplitude de la composante du déplacement parallèle à la direction d'entraînement,  
 $H_y$  [m]: amplitude de la composante du déplacement perpendiculaire à la direction d'entraînement,  
 $\Omega$  [rad.s-1] : pulsation du mouvement vibratoire,  
 $\varphi$  [rad] : déphasage entre les deux déplacements.

## Annexe B : valeurs numériques de l'actionneur

Paramètres	Valeurs numériques [FP05][FG00]				Unités
Fréquence	35000				Hz
Modes propres	2	4	6	8	
Vecteurs d'ondes $v$	4.73	10.9956	17.2788	23.5619	
Dimensions de l'actionneur	Largeur		Longueur		
	38		64		mm
Masse de l'actionneur $m$	.0723				Kg
Masse fictive du pied $m_p \ll m$	$m/10^6$				Kg
Nombre de pieds	3				
Précontrainte normale $F_{ne}$	5.5	10	20	30	N
Elasticité normale $k_n$	7.6	9.7	13.3	14.8	$10^6 \text{N/m}$
Elasticité tangentielle $k_t$	1.61	2	2.61	2.84	$10^6 \text{N/m}$
Amortissement $d_n$	200				$\text{N/ms}^{-1}$
Amortissement $d_t$	$2\sqrt{m_p k_t}$				$\text{N/ms}^{-1}$
Longueur du pied $h$	0.004				m
Indentation du pied $\Phi_A$	0.707				
Substrat	Verre		Acier		
Coefficient de frottement $\mu$	0.08		0.2		

Tableau des valeurs numériques utilisées

## Annexe C : Moteur à courant continu Maxon

### Moteur à courant continu (MCC) Maxon 2326. 948 – 12.111-050

Courant permanent max	1.3 A
Couple permanent max	13.4 mNm
Inertie du rotor	9.03 gcm <sup>2</sup>
Constante de couple	10.5 mNm/A

## Annexe D: Le Graphe Informationnel Causal (GIC)

### Le Graphe Informationnel Causal

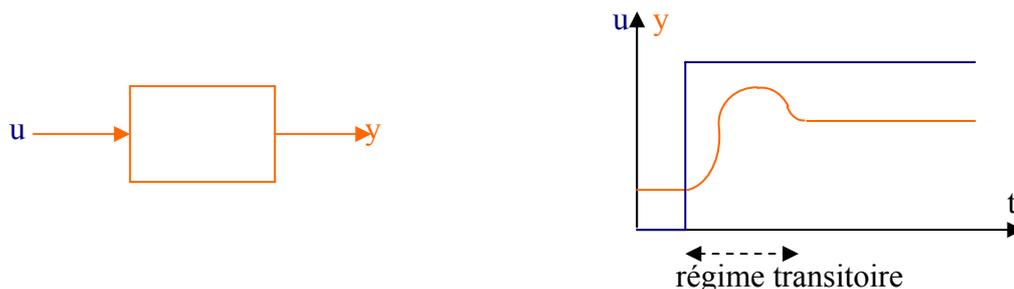
Le graphe informationnel causal est un outil de représentation graphique comme il en existe d'autres tels que le schéma fonctionnel aussi appelé schéma bloc. Le GIC a été développé au L2EP afin de répondre au besoin d'une représentation respectant le principe de la causalité naturelle physique. La nécessité d'une telle représentation causale naturelle des systèmes étant liée au besoin d'analyse de ces systèmes lorsque se pose le problème de la commande de ces systèmes.

Ainsi, Le GIC a pour objectif de définir une représentation physique d'un système élémentaire et déterminer sa structure de commande.

#### a) Notion de causalité

Les lois de la physique indiquent que l'énergie est une grandeur qui ne peut changer brusquement de manière instantanée. Les variables liées à l'énergie ne peuvent alors subir de discontinuité. Par conséquent, pour passer d'un état d'équilibre à un autre état d'équilibre, ces variables suivent une évolution progressive suivant le rythme des réservoirs d'énergie (quantité de stockage et flux d'arrivée et de départ).

On peut montrer [BCHL95][HC97] sous certaines conditions qu'une variable énergétique ne peut être qu'une sortie d'un système et non une entrée. De sorte que lors d'un passage simultané de l'entrée d'un état d'équilibre à un autre (discontinuité), la sortie retrouve un état d'équilibre après un régime transitoire sans variation brusque d'énergie, c'est-à-dire sans discontinuité. Autrement dit, une variation rapide de l'entrée engendre une variation plus lente de la sortie. La notion de cause à effet est ainsi sous-jacente au sens où l'effet est toujours obtenu après la cause. C'est ce que nous reproduisons schématiquement figure D1.



a) système

b) Evolution du système

Figure D1 : système d'ordre 1 ; a) représentation du système b) évolution du système

La figure D1 traite d'un système énergétique du premier ordre dans lequel  $u$  est l'entrée et  $y$  la sortie. L'évolution de  $y$  suite à l'application d'un échelon de  $u$  laisse apparaître un régime transitoire avant d'atteindre un nouveau régime permanent.

b) Les processeurs

La démarche du GIC consiste à caractériser les objets constituant un système pour en déduire les relations de cause à effet qui régissent le système. Ces objets localisés au sein du processus étudié sont représentés par des processeurs (bulle ovale) avec une grandeur influente en entrée et une grandeur influencée en sortie. Les processeurs constituent le support d'une relation de transformation entre une ou plusieurs entrées et une sortie. Cette relation est induite par le principe de la causalité naturelle qui régit le fonctionnement de tout objet ou groupe d'objets. Pratiquement la sortie du processeur n'est donc fonction que des valeurs présentes et passées de ses entrées. Une telle formulation revient à exprimer la causalité sous forme intégrale. Dans le but de simplifier la représentation, deux définitions complémentaires à la causalité intégrale ont été retenues :

si un objet accumule de l'énergie ou de l'information, la causalité est interne. La sortie dépend nécessairement de l'état énergétique. La relation est orientée et dite causale. Le temps et l'état initial sont des entrées implicites non représentées.

Si un objet n'accumule pas d'énergie ou d'information, la causalité est externe. La sortie est fonction instantanée de l'entrée. La relation non orientée est dite rigide. Une accumulation d'information concerne une grandeur non énergétique telle qu'une information de position issue de la vitesse par intégration. La figure D2 donne le symbolisme retenu pour différencier les deux natures de processeurs.

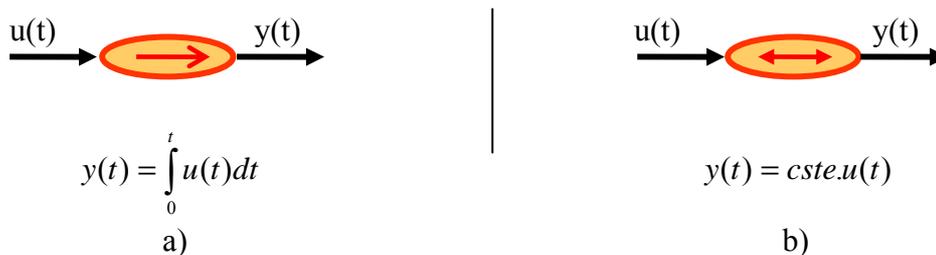


Figure D2 : Symbolismes du GIC ; a) relation causale b) relation rigide

Le ressort qui est un organe de couplage mécanique de raideur  $k$  accumule en entrée l'énergie cinétique ( $v$ ) qui lui est appliquée. Cette énergie est stockée ou sera restituée sous forme d'énergie potentielle (effort  $F$ ). On écrira :

$$F(t) = k \int_0^t v(t) dt = kx(t)$$

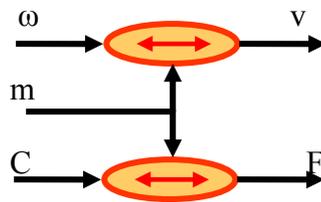
L'amortisseur, par contre, n'emmagasine pas d'énergie. L'énergie potentielle (l'effort  $F$ ) est instantanément transformée en énergie cinétique (vitesse), ou à l'inverse, l'énergie non utilisée qui n'est pas emmagasinée est dissipée sous forme de chaleur. Soit :

$$F(t) = a.v(t) \Leftrightarrow v(t) = \frac{1}{a} F(t)$$

La structure d'une représentation GIC est relativement proche d'un schéma fonctionnel détaillé, faisant apparaître tous les éléments du processus détaillé.

c) Les associations de base

Lors de la construction d'une représentation GIC, la première étape consiste à identifier les sources et les éléments accumulateurs d'énergie du processus physique. Ces éléments sont les seuls à présenter une causalité interne imposée. Les processeurs causaux correspondants sont alors disposés en premier. Les processeurs des éléments de causalité non intrinsèque sont à disposer ensuite. Ces processeurs sont les dissipateurs, les modulateurs et les gyrateurs. Les modulateurs ont un rapport de modulation  $m$  et ont la propriété de conserver la nature potentielle ou cinétique des variables. Le système vis-écrou en mécanique en est un exemple.

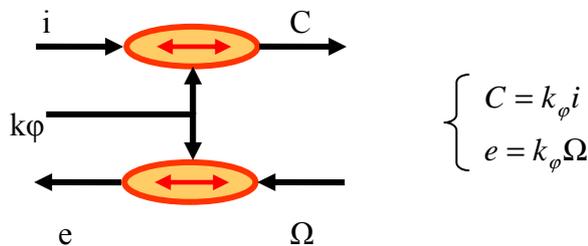


$$v = \frac{pas}{2\pi} \omega, \quad \|C\| = \frac{pas}{2\pi} F ; \quad \|C\|. \omega = F.v$$

Figure D3 : système vis écrou idéal

Dans l'exemple de la figure D3 la vitesse angulaire  $\omega$  (variable cinétique) est transformée en vitesse linéaire. La force, variable (potentielle) est transformée en couple.

Quant au gyrateur, de rapport de gyration  $g$ , il modifie la nature des variables. La conversion électromécanique idéale d'une machine à courant continu (figure D4) en est un exemple. Le courant  $i$  (variable cinétique) est convertie en couple  $C$ . La vitesse  $\Omega$  transformée en force électromotrice (variable potentielle) et la puissance électrique en puissance mécanique  $p = ei = c\Omega$



$$\begin{cases} C = k_{\phi} i \\ e = k_{\phi} \Omega \end{cases}$$

Figure D4 : conversion électromécanique d'une machine à courant continu (gyrateur)

d) Inversion des causalités

Un système asservi est formé d'un ensemble d'objets capables de créer une relation de cause à effet entre deux grandeurs quelconques de ce même système alors constitué de deux blocs essentiels : le processus ou partie opérative où s'opère une transformation de puissance et le dispositif de commande (partie commande) qui assure le réglage automatique du processus. Dans ces conditions, il apparaît que le concept de système asservi repose sur l'association de deux relations causales bouclées, la relation de commande ayant pour effet d'inverser la causalité créée par le processus. Par définition [HFC99], l'inversion d'une relation associée à un processeur détermine une relation de commande qui caractérise la grandeur de réglage de ce processeur dans des conditions précises. Pour un processus à une seule grandeur influente et une seule grandeur influencée, la commande se définit donc en permutant l'orientation de ces deux variables. En raison même du principe de la causalité, l'inversion ne sera directe que pour une relation rigide connue (figure D5).

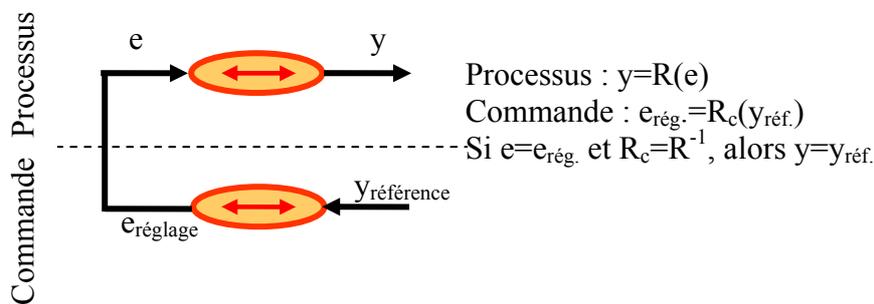
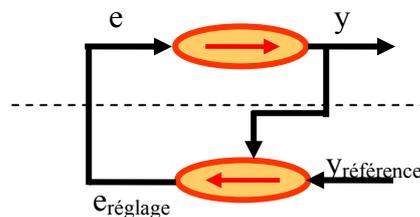


Figure D5 : Inversion directe (relation rigide)

Dans le cas de la relation causale, l'effet de la grandeur influente n'est ressenti qu'avec un certain retard sur la grandeur influencée en raison même de l'accumulation énergétique. Pour fixer l'objectif de la grandeur influencée, il faut recourir à l'inversion indirecte au moyen d'une relation à grand gain sur l'écart entre la sortie  $y$  et une trajectoire de référence  $y_{référence}$  : c'est le concept d'asservissement décrit à la figure D6.



Processus :  $y=R(e)$   
 Commande :  $e_{rég.}=R_c(y_{réf.}-y)$   
 Si  $e=e_{rég.}$  et  $R_c$  à grand gain, alors  $y$  tend vers  $y_{réf.}$

Figure D6 : inversion indirecte (relation causale) ; concept d'asservissement

e) Graphe d'estimation

Pour des choix économiques ou impossibilité physique, certaines grandeurs ne pouvant être mesurées sont estimées. Leur détermination pouvant être nécessaire à la structure de réglage, on utilise des chaînes d'estimation qui les relient à des variables mesurées. Dans le cas le plus simple, pour ne citer que celui-ci, la chaîne relie la variable à estimer au travers de processeurs rigides et causaux. Sa réalisation pratique est ainsi simplifiée car il suffit alors de réaliser des fonctions « physiques » par un algorithme mathématique. Cette structure correspond à la structure d'estimateur au sens de l'automatique (estimation « boucle ouverte »). L'exemple de la force électromotrice d'une machine est donnée figure D7 ci-dessous.

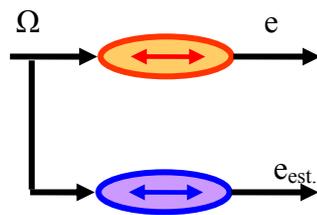


Figure D7 : estimation de la f.e.m d'une machine à courant continu

Références :

[BCHL95] P.J. Barre, J.P. Caron, J.P. Hautier, M. Legrand, « Systèmes automatiques, Tome1 : Analyse et Modèles », Ed. Ellipses Paris 1995, ISBN 2-7298-5515-7

[HC97] J.P. Hautier, J.P. Caron, « Systèmes automatiques, Tome2 : Commande des processus », Ed. Ellipses Paris 1995, ISBN 2-7298-5720-8

[HFC97] J.P. Hautier, J. Faucher, J.P. Caron, « Le GIC, un outil pour analyser, comprendre, représenter », Journées 3EI, Cachan, 1999

## Annexe E : Valeur numérique des matériaux (piézo-céramique, cuivre-béryllium)

### piézo-céramique PI 89

Masse volumique  $\rho_p = 7.650 \text{ kgm}^{-3}$

$s^E$  ( $\text{m}^2 \cdot \text{N}^{-1}$ ) : matrice de la souplesse à champ électrique constant

$\varepsilon^T / \varepsilon_0$  : matrice de constante diélectrique relative

$$s^E = \begin{pmatrix} 10.66 & -3.34 & -4.52 & & & \\ -3.34 & 10.66 & -4.52 & & & \\ -4.52 & -4.52 & 13.25 & & & \\ & & & 21.77 & & \\ & & & & 21.77 & \\ & & & & & 28.07 \end{pmatrix} \quad \varepsilon^T = \varepsilon_0 \begin{pmatrix} 1550 & 0 & 0 \\ & 1550 & 0 \\ & & 1150 \end{pmatrix}$$

Coefficient piézoélectrique  $d_{13}$  :  $-108.10^{-12}$

$$e = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & e_{15} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & e_{25} & 0 \\ e_{31} & e_{32} & e_{33} & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

### cuivre-béryllium

Masse volumique :  $8250 \text{ kgm}^{-3}$   
Module d'Young :  $123109 \text{ Nm}^{-2}$   
Coefficient de Poisson : 0.31

## Bibliographie

- [AF96] A. Ferreira. Conception et mise en œuvre d'un actionneur piézoélectrique plan à onde stationnaire. PhD thesis, UFR de Franche-Comté, novembre 1996, n°1725
- [BBPB02] M. Bouzit, G. Burdea, G. Popescu, and R. Boian. The Rutgers Masters II – New Design Force – Feedback Glove. IEEE/ASME Transaction On Mechatronics, vol. 7 (n°2): pp. 256 – 263, 2002
- [BCGS08] M. Biet, G. Casiez, F. Giraud, B. Lemaire-Semail, Discrimination of Virtual Square Gratings by Dynamic Touch on Friction Based Tactile Displays, Symposium on Haptic Interfaces for Virtual Environments and Teleoperator Systems 2008, 13-14 March, Reno, Nevada, USA
- [BK86] Cohen B. et Kirman J. H., “Vibrotactile Frequency Discrimination at Short durations” - Journal of General Psychology, vol.113, n°2, p.179-186, 1986
- [BH97] P. Berkelman and R. Hollis, Dynamic performance of a magnetic levitation haptic device. In SPIE, 1997
- [BN96] B. Nogarède, Moteurs piézoélectriques. Les techniques de l'ingénieur, DFB(D3765), juin 1996.
- [BRN04] M. Budinger, J.F. Rouchon et B. Nogarède, «Analytical modeling for the design of a piezoelectric rotating-mode motor”, IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, vol. 9, n° 1, pp.1-9, 2004

- [BSSR02] A Bicchi, E. P. Scilingo, N. Sgambelluri, and D. De Rossi. Haptic Interfaces Based on Magnetorheological Fluids, In Eurohaptics, 2002
- [CB05] C. Breugnot, Contribution à la caractérisation mécanique du toucher des surfaces textiles à partir de critères neurosensoriels, Thèse de Doctorat N° 2005MULH0793, ENSIT de Mulhouse, 2005
- [CC] C. Clos, “Technologie des moteurs alternatifs à combustion interne”, Techniques de l’Ingénieur, vol. BM 2800, pp. 1-32.
- [CGA98] C. Giraud-Audine, Contribution à la Modélisation Analytique d’Actionneurs Piézoélectriques en vue de leur Conception et Dimensionnement, Thèse de Doctorat, INPT, ENSEEIHT, N° 1501, 1998
- [CPCB04] The DigiTracker, A Three Degrees Of Freedom Pointing Device, EuroHaptics Symposium on Haptics Environment (2004), S. Coquillard, M. Göbel (editors)
- [Cou80] J. Courbon. Plaques minces élastiques. Editions Eyrolles, Paris, 1980
- [Cyb] <http://www.immersion.com> Cybergrasp CyberForce  
 [dielec] [http://www-chimie.u-strasbg.fr/~decmet/cours/dielect\\_1.pdf](http://www-chimie.u-strasbg.fr/~decmet/cours/dielect_1.pdf)
- [DN82] D. NICOLAS, Butées et paliers hydrostatiques , Techniques de l’Ingénieur, B673, parution 08/1982
- [EP95] E. Piécourt, Caractérisation électromécanique et alimentation électronique des moteurs piézo-électriques, PhD thesis, LEEI de Toulouse, ENSEEIHT, juillet 1995, N°1037
- [EHW1846] E. H. Weber, De Tactu and Der Tastsin und das gemeingefuhl, In H. E., Ross and D. J. Murray (eds) E. H. Weber on the tactile senses, Hove: Erlbaum (UK), Taylor & Francis, in R. Wagner (ed.), Handwörterbuch der Physiologie, vol. 3, pp. 481 – 558, originally published in 1846
- [EIL96] R.E. Ellis, O.M. Ismaeil and M.G. Lipsett, Design and evaluation of a high-performance haptic interface, “Robotica, vol.14, pp. 321-327, 1996
- [Fer02] J.C. Ferniot, Translateur piézo-électrique à ondes stationnaires : modélisation théorique et caractérisation expérimentale. Thèse de Doctorat (2002), UFR des Sciences et techniques de l’Université de Franche-Comté.
- [FG00] F. Galiano, Conception, modélisation théorique et caractérisation des moteurs piézoélectriques mono et multi-degrés de liberté : applications à la microrobotique et aux micromachines, PhD thesis, LEEI de Toulouse, ENSEEIHT, novembre 2000, N°536
- [FG02] F. Giraud, Modélisation causale et commande d’un actionneur piézo-électrique à onde progressive, Thèse de Doctorat, USTL, 2002

- [FM06] F. Martinot, Caractérisation du rôle de la dynamique du toucher dans la perception de textures, Thèse de Doctorat (2006), USTL
- [FO01] K. Fujita and H. Ohmori, A new Softness Display Interface by Dynamic Fingertip Contact Area Control, in proc. 5<sup>th</sup> World Multiconference on Systemics, Cybernetics and Informatics, pp.78-82, 2001
- [FP05] F. Pigache. Modélisation causale en vue de la commande d'un translateur piézoélectrique plan pour une application haptique. Thèse de Doctorat (2005), USTL
- [FWK98] S. Fouvry, J. Wei, P. Kapsa, and L. Vincent. Prise en compte de l'humidité dans la prévision des dommages en fretting. In Tribologie et corrosion, actes des journées francophones de tribologie-corrosion (JFTC), pages 121-136, Juin 1998.
- [Gar03] L. Garbuio, J.F.Rouchon, « Etude du débrayage des moteurs piézoélectriques à rotation de mode, Revue internationale de génie électrique, RS série RIGE. Volume 7 – n°3- 4/2004, p.297-314.
- [GB96] G. Burdea, Force and touch feedback for virtual reality, New York: John Wiley and Sons, 1996
- [GC04] G. Casiez, Contribution à l'étude des interfaces haptiques, Le DigiHaptic : un périphérique haptique de bureau à degrés de liberté séparés,, Thèse de Doctorat (2004), USTL
- [GPRB07] L. Garbuio, F. Pigache, J.F. Rouchon, B. Semail, Ultrasonic Friction Drive for Passive Force Feedback Devices, Electromotion, Vol.14, 2007, n°2, april-June 2007
- [Gol99] E.B.Goldstein, sensation and perception, Pacific Grove, 1999, p.408
- [GR93] M. Géradin, and D. Rixen. Théorie des vibrations. Masson, Paris, 1993
- [GR96] M. Géradin, and D. Rixen. Théorie des vibrations. Masson, Paris, 1996
- [GR04] L. Garbuio, J. F. Rouchon, Etude du débrayage des moteurs piézoélectriques à rotation de mode, RS série RIGE. Volume 7 – n°3-4/2004, Lavoisier
- [Gre67] J. Greenwood et J. Williamson, "The elastic contact of rough spheres", Journal of Applied Mechanics, vol. 89, n° 1, pp.153-159, March 1967.
- [GRT02] G. Robles\_de\_la\_Torre, « Comparing the Role of Lateral Force During Active and Passive Touch”. Proceedings of the Eurohaptics, University of Edinburgh, U.K.,pp. 159-164
- [GS03] F.Giraud and B. Lemaire-Semail, Causal modeling and identification of a travelling wave ultrasonic motor, Eur. Phys. J. AP 21, 151-159 (2003)

- [GS04] F. Giraud, B. Lemaire-Semail. Position control of a small travelling wave ultrasonic motor. In ACTUATOR, 2004
- [GSH01] F. Giraud, B. Lemaire-Semail, and J. -P. Hautier. Model and control of a travelling wave ultrasonic motor. In EPE, August 2001
- [Hap] <http://www.haption.com> Haption.
- [hta] <http://www.fcs-cs.com> HapticMaster.
- [httb] <http://www.immersion.com> Immersion.
- [httc] <http://www.irit.fr/recherches/IHCS/lacaze/papiers/DEA.pdf>
- [httd] <http://sklab-www.pi.titech.ac.jp/~somsak/spidar8.html>
- [htte] <http://www.ijcas.org/admin/paper/files/4-1-2.pdf>
- [httf] <http://www.simcen.org/mmvr2004/slides/CavusogluMMVR04Haptic.pdf>
- [HC00] Hayward, V., Cruz-Hernandez, M2000. Tactile Display Device Using Distributed Lateral Skin Stretch. Proc. Haptic Interfaces for Virtual Environment and Teleoperator Systems Symposium, ASME IMECE2000, Orlando, Florida, USA. Proc. ASME Vol.DSC-69-2, pp.1309-1314
- [HF96] J.P. Hautier, J. F. Faucher, « Le graphe informationnel causal », Bulletin de l'Union des Physiciens, vol.90, pp.167-189, Juin 1996.
- [HM95] W. Hagood IV and A – J. McFarland. Modeling of a piezoelectric rotary ultrasonic motor. IEEE Transactions on ultrasonics, ferroelectrics and frequency control, 42(2): 210 – 224, mars 1995
- [HS92] Y. Hirata and M. Sato, Dimensional Interface Device for Virtual WorkSpace, 1992, IEEE, pp 889-896
- [HSDT98] P. Hélin, V. Sadaume, C. Druon, and J-B. Trirsh. A mechanical model for energy transfer in linear ultrasonic micromotors using lamb and rayleigh waves. IEEE/ASME Transactions on mechatronics, 3(1), mars 1998
- [HTan97] H. Tan, Identification of sphere size using the phantom : Towards a set of building blocks for rendering haptic environment. In ASME Annual Meeting: 197-203, 1997
- [IYNK01] H. Iwata, H. Yano, F. Nakaizumi, and R. Kawamura, Project feelex: Adding haptic surface to graphics, In proceedings of SIGGRAPH 2001, pp 469-476, 2001
- [Jon] <http://www.ima.umn.edu/talks/workshops/6-14-15.2001/jones/jones.pdf>

- [JL69] Linvill J., « Development progress on a microelectronic tactile facsimile reading aid for the blind ». Audio and Electroacoustics, IEEE Transactions, Volume 17, Issue 4, Dec 1969 pages: 271 – 274
- [JMZ26] Zigler M. J. “A review of David Katz’s Der Aufbau der Tastwelt “ – Psychophysical Bulletin, vol. 23,p. 326-336, 1926
- [JP06] [http://www.cim.mcgill.ca/~jay/index\\_files/research\\_files/actuators.htm](http://www.cim.mcgill.ca/~jay/index_files/research_files/actuators.htm)
- [JYV00] K. O. Johnson, T. Yoshioka, F. Vega-Bermudez, Tactile functions of mechanoreceptive afferents innervating the hand. J. Clin. Neurophysiol., vol. 17, pp.539-558, 2000
- [KBL06] T. Kaaresoja, L.M. Brown, J. Linjama, Tactile feedback for mobile touch screens. In Proc. Eurohaptics’06, (2006), 565-566
- [KD02] A. E. Kirkpatrick and S. A. Douglass, application-based evaluation of haptic interfaces. In Proc. Of the 10<sup>th</sup> Haptic Symposium, page 32, 2002
- [KHAK03] M. B. Khoudja, M. Hafez, J. M. Alexandre, A. Kheddar, “Electromagnetically Driven High-Density Tactile Interface Based on a Multi-Layer Approach”, Best Paper in International Symposium on Micromechatronics and Human Science, pp.147\_152, Nagoya, Japan, 2003.
- [KHAK04] M. Benali Khoudja, M. Hafez, J. M. Alexandre, A. Kheddar, Tactile interfaces. A state of the Art Survey, in proc. Of International Symposium on Robotics, Paris, 2004
- [KLJ85] K. L. Johnson, Contact Mechanics, Cambridge University Press 1985
- [KLLWF93] R. L. Klatzky, J. M. I. Loomis, S. J. Lederman, H. Wake, and N. Fujita. Haptic identification of objects and their depictions. Perception and psychophysics, 54 (2):170-178, 1993
- [KTH96] M. Kurosawa, M. Takahashi, and T. Higuchi. Ultrasonic linear motor using surface acoustic waves. IEEE/ASME Transactions on mechatronics, ferroelectrics and frequency control, 42(5): 901-906, September 1996
- [KTM03] T. Koyama, K. Takemura, T. Maeno, Development of an Ultrasonic Clutch for Multi-Fingered Exoskeleton Haptic Device using Passive Force Feedback for Dexterous Teleoperation. Proceedings of the 2003 IEEE/RSJ, Int. Conference on Intelligent Robots and Systems, Las Vegas, Nevada – October 2003
- [LEK70] Krueger L.E., “David Katz’s Der Aufbau der Tastwelt : a synopsis” – Perception & Psychophysics, vol.7, n°6, p.337-341, 1970
- [LG06] L. Garbuio, Etude du phénomène de Lubrification électroactive à l’aide d’actionneurs piézoélectriques , Application à la reduction des forces de

frottement sec dans un moteur à combustion interne, Thèse de Doctorat, 2006, INPT, ENSEEIHT

- [LJF00] P.L. Moal, E. Joseph, J.C. Ferniot. Mechanical energy transductions in standing wave ultrasonic motors : Analytical modelling and experimental investigations. Eur. J. Mech. A/Solids 19 (2000) 849-871
- [LL86] J.Loomis, S.J. Lederman, Tactual perception, In : Boff K, Kaufman L, J. Thomas (Eds) Handbook of Perception and Human Performance, New York: Willey, pp. 31-41, 1986.
- [LTSC02] R. W. Linderman, J.N. Templeman, J.L. Sibert and J.R. Cutler, “ Handling of virtual contact in immersive virtual environments: Beyond visual” . Virtual Reality, 6(3), 2002,pp.130-139
- [MAu98] M. Aublin, R. Boncompain, M. Boulaton, D. Caron, E. Jeay, B. Lacage, J. Réa, Systèmes mécaniques, Théorie et dimensionnement, Dunod, Paris,1998, p109
- [MB03] M. Budinger, Contribution à la conception et à la modélisation d’actionneurs piézoélectriques cylindriques à deux degrés de liberté de type rotation et translation. PhD thesis, INP de Toulouse, IEEE, mai 2003.
- [MB07] M. Biet, Conception et contrôle d’actionneurs électro-actifs dédiés à la simulation tactile, PhD thesis, Université des sciences et Technologies de Lille, L2EP, décembre 2007
- [MGDS84] J. W. Morley, A. W. Goodwin, And I. Darian-Smith. Tactile discrimination of gratings. Experimental Brain Research, 49: 291-299, 1984.
- [MPC04] F. Martinot, P. Plénacoste & C. Chaillou, the DigiTracker a Three Degrees of Freedom Pointing Device, Eurographics Symposium on Virtual Environments (2004)
- [MS94] T. H. Massie and J. K. Salisbury. The PHANToM haptic interface: A device for probing virtual objects. In Proc. ASME Winter Annu. Meeting Symp. Haptic Interfaces for Virtual Environment and Teleoperator Systems, vol. DSC-55-1, pages 295-300, 1994
- [MS02] Siegel M.,”Tactile display development: The driving-force for tactile sensor development”. Int. Workshop Haptic Virtual Environments and Their Applications, pp. 115-118, IEEE, 2002
- [MS05] Y. Makino, H. Shinoda, “Selective Simulation to Superficial Mechanoreceptors by Temporal Control of Succion Pressure”, First Joint Eurohaptics Conference and Symposium on Haptics Interfaces for Virtual Environment and Teleoperator Systems, pp. 229-234, 2005
- [MTPMR] <http://ltds.ec-lyon.fr/activites/pdf/OS13.pdf>

- [MWF00] G. Moy, C. Wagner, R.S. Fearing. Compliant Tactile Display for Teleaction, ICRA, 2000
- [NMYT98] T. Nara, T. Maeda, Y. Yanagida, S. Tachi: A Tactile Display Using Elastic Waves in a Tapered Plate, Proceedings of the 8th Int Conf Artif Real Telexistence, Page.109-116(1998)
- [NTMHAT01] T. Nara, M. Takasaki, T. Maeda, T. Higuchi, S. Ando, S. Tachi, Surface Acoustic Wave Tactile Display, Computer Graphics and Applications, IEEE, Vol. 21, Issue 6, Nov-Dec. 2001 Page(s): 56 – 63
- [PH96] D. Pawluk, R. Howe, A Holistic Model Of Human Touch, Submitted to the 5<sup>th</sup> Annual C.N.S. Meeting, Boston, MA 1996
- [PH03] J. Pasquero, V. Hayward, « STReSS: A practical Tactile Display System with One Millimeter Spatial Resolution and 700Hz Refresh Rate”. Proc. Of Eurohaptics 2003. Dublin, Ireland, July 2003. pp. pp.94-110
- [PM03] I. Poupyrev, S. Maruyama, Tactile interfaces for small touch screens, Proceedings of UIST. 2003: ACM: pp. 217-220, November 02-05, 2003, Vancouver, Canada.
- [psy] <http://unpc.univ-lyon2.fr/putois/psychophysiqueputoislois.pdf>
- [RH01] G. Robles-De-La-Torre and V. Hayward. Force can overcome object geometry in the perception of shape through active touch. Nature, 412:445-448, 2001
- [RM49] R. Mindlin, “Compliance of elastic bodies in contact”, Journal of Applied Mechanics, vol. Trans. ASME, Series E, n°16, 1949
- [Say96] R. Sayles, “Basic principles of rough surface contact analysis using numerical methods”, Tribology International, vol. 29, n°8, pp.639-650, 1996.
- [Sen] <http://www.sensable.com> Sensable.
- [SDG07]: B. Lemaire-Semail, Z. Dai, F. Giraud, Piezo-actuators for force feedback in human-computer interfaces: Advantages and drawbacks with regard to electromagnetic actuation, EPE Conference Aalborg, 9- 2007
- [SGH02] Smith A. M. ; Gosselin G ; Houde B. Deployment of fingertip forces in tactile exploration, Experimental brain research, 2002, vol. 147, n°2, pp. 209-218].
- [SHW07] F. Janabi-Sharafi, V. Hayward, Q.Y. Wang, Design and implementation of a graphic-haptic display system, ScienceDirect, vol. 28, issue3, July 2007, pages 118-128
- [SK93] T. Sashida and T. Kenjo. An introduction to ultrasonic motors. Oxford Science Publications, Oxford, 1993.

- [SMA04] C. Schneider, T. Mustafa, and A. M. Akamura. A magnetically-actuated friction feedback mouse. In Proceedings of EuroHaptics 2004, Munich, Allemagne, pages 330 – 337, 2004
- [Som] <http://neurobranches.chez-alice.fr/systnerv/systsens/somesthesie1.html>
- [SSB07] E. Samur, F. Wang, U. Spaetler and H. Bleuler, Generic and systematic Evaluation of Haptic Interfaces Based on Testbeds, Proc. Of the 2007 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems. San Diego, CA, USA, Oct 29-Nov 2, 2007
- [SSS57] S. S. Stevens, On The Psychophysical Law, Psychophysical Review, vol. 64, no. 3, pp, 153-181, 1957.
- [SW68] S. Weinstein, Intensive and extensive tactile sensitivity as a function of body-part, sex and laterality. In The Skin Senses, edited by Springfield, C. C. Thomas, pp.195-218, 1968
- [TATKH06] H. Z. Tan, B. D. Adelstein, R. Traylor, M. Kocsis and E. D. Hirleman, Discrimination of Real and Virtual High-Definition Textured Surfaces, Symposium on Haptic Interfaces for Virtual Environment and Teleoperator Systems 2006, March 25-26, Alexandria, Virginia, USA
- [TATTT08] T. Takemura, M. Aoyagi, T. Takano, H. Tamura, Y. Tomikawa, Hybrid Ultrasonic Actuator for Force-Feedback Interface, Japanese Journal of Applied Physics Vol. 47, N° 5, 2008, pp. 4265-4270
- [TGTC98] M. Turner, D. Gomez, M. Tremblay, and M. Cutkosky, "Preliminary tests of an arm-grounded haptic feedback device in telemanipulation," in Proc. ASME WAM, vol. DSC-64, 1998, pp. 145-149.
- [TI90] T. Ikeda, Fundamentals of piezoelectricity. Oxford Science Publications (1990).
- [TSEC94] H. Tan, M. Srinivasan, B. Eberman, and B. Chang. Human factors for the design of force-reflecting haptic interfaces. In Symposium on Haptic Interfaces for Virtual Environment and Teleoperator Systems, Chicago, IL, November 1994. Proceedings of the ASME Winter Annual Meeting., pages 353 – 359, 1994
- [TPSV96] P. M. Taylor, D. M. Pollet, A. Hosseini-Sianaki, C. J. Varley, "Advances in An Electrorheological Fluid-based Tactile Array", Elsevier Displays 18(1998) 135-141
- [US06] U. Spälter, Haptic interface design and control with application surgery simulation, EPFLausane, Thèse n° 3529, 2006
- [VH01]: V. Hayward, Survey of Haptic Interface Research at McGill University, Proc. Workshop in Interactive Multimodal Telepresence Systems. TUM, Munich, Germany, March 29-20, 2001. Pages 91-98. (Invited Plenary Lecture)

- [WGCP07] L. Winfield, J. Glassmire, J. E. Colgate, M. Peshkin, T-PaD: Tactile Pattern Display through Variable Friction Reduction, Second Joint Eurohaptics Conference and Symposium on Haptic Interfaces for Virtual Environment and Teleoperator Systems (WHC'07)
- [WF95] T. Watanabe, S. Fukui. :a method for controlling tactile sensation of surface roughness using ultrasonic vibration, 1995 IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation, (1995), pp 1134-1139
- [WPFH97] P. Wellman, W. Peine, G. Favalora, R. Howe, “ Mechanical Design and Control of a High-Bandwidth shape Memory Alloy Tactile Display”. International Symposium on Experimental Robotics, Barcelona, Spain. June 1997
- [WC97] A. M . West and M. R. Cutkosky, Detection of real and virtual fine surface features with a haptic interface and stylus, ASME IMECE 6<sup>th</sup> Annual Symposium on Haptic Interfaces, Dallas, TX, Nov.,15-21
- [YR01] J. Yoon, J. Ryu, Design, fabrication and evaluation of a new Haptic device using a parallel mechanism, IEEE/ASME transactions on mechatronics, vol. 6, N°3, September 2001

Nom du document : mboungui\_these\_fin  
Répertoire : D:\recherche\thèse-Gaston  
Modèle : C:\Documents and Settings\semailB\Application  
Data\Microsoft\Modèles\Normal.dot  
Titre : Table des matières  
Sujet :  
Auteur : Mboungui  
Mots clés :  
Commentaires :  
Date de création : 14/04/2009 17:16:00  
N° de révision : 5  
Dernier enregistr. le : 09/07/2009 16:50:00  
Dernier enregistrement par : Betty Lemaire-Semail  
Temps total d'édition : 11 Minutes  
Dernière impression sur : 09/07/2009 16:50:00  
Tel qu'à la dernière impression  
Nombre de pages : 139  
Nombre de mots : 42 769 (approx.)  
Nombre de caractères : 235 231 (approx.)