

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE FARHET ABBAS DE SETIF
FACULTÉ DES SCIENCES DE L'INGENIEUR
DEPARTEMENT D'ELECTROTECHNIQUE

MEMOIRE

Présenté Pour l'obtention du Diplôme de

MAGISTER

Option : machines électriques et leur commande

Par

Kebbab Fatima Zohra

Thème

***Modélisation d'un micromoteur
piézoélectrique***

Soutenu le

Devant le jury :

Président	Mr .M. Mostefai	Prof	UFA SETIF
Rapporteur	Mr. S. Belkhiat	MC	UFA SETIF
Examineur	Mr.L.Rahmani	MC	UFA SETIF
	Mr. N. Bouzit	MC	UFA SETIF
Invité	Mr.Z.Boumous	CC	UFA SETIF

Remerciements

A l'issue de ce travail, je tiens à exprimer toute ma gratitude à l'ensemble des personnes qui ont contribué, chacune à leur manière, à l'accomplissement de ce mémoire.

*Je voudrais tout d'abord exprimer toute ma reconnaissance à mon promoteur **Mr. S .BELKHIAT**, son encadrement et surtout pour tous les conseils avisés qu'il m'a prodigués tout au long de ce travail.*

*Je tiens à remercier mon co-promoteur **Mr. Z.BOUMOUS** pour les articles qui ont guidé mes premiers pas dans le domaine de la modélisation du moteur piézoélectrique, pour l'attention et pour les discussions qui ont enrichi mon expérience en simulation par Matlab/Simulink et la contribution qu'il a apportées à ce travail.*

*Je remercie aussi **Mr Djaghloul Mehdi** et **Mr Kheribèche Zine eddine***

*Je remercie **M.elle. S BOUMOUS** pour le soutien moral.*

Ma reconnaissance et mes remerciements vont aux membres du jury.

Dédicace

Je voudrais dédier ce mémoire à mes parents, à mes frères, et à mes soeurs qui m'ont apportés soutien et encouragements, et toute ma familles.

Je remercie tous mes enseignants du primaire à l'université qui m'ont beaucoup aidé.

*Enfin, j'exprime toute ma gratitude à mes amis, ASMA, SABAH,
ABD EL GHANI*

Sommaire

Nomenclature

Introduction générale

Chapitre I historiques des moteurs piézoélectriques

Introduction.....	1
I.1 Rappel sur la piézoélectricité....	1
I.1.1 L'effet piézoélectrique	1
I.1.2 La céramique piézoélectrique.....	2
I.1.3 Polarisation.....	3
I.1.4 Coefficient d'accouplement électromécanique.....	4
I.1.5 Mode de vibration	4
I.1.6 L'application de la piézoélectricité... ..	6
I.2 Histoire des moteurs piézoélectriques.....	6
I.3 Les Caractéristiques des moteurs piézoélectriques.....	9
I.3.1 Avantages	9
I.3.2 Inconvénients.....	10
I.4 Quelques applications du moteur piézoélectrique.....	10
• Microrobotique.....	10
• Montres.....	10
• Auto focus.....	11
• Automobile.....	11
• MEM's.....	11
• Et bientôt.....	12
I.5 les différents types des moteurs piézoélectriques	12
I.5.1 Critère de volume	12
I.5.1.1 Classe conventionnelle (>3cm)	13
I.5.1.2 Classe miniature (1-3cm)	13
I.5.1.3 Classe micromoteurs (1µm-1cm)	14
I.5.2 Critère de structure- fonctionnement	14
I.5.2.1 Moteur piézoélectrique rotatif.....	14

I.5.2.2 Moteur piézoélectrique linéaire..	15
I.5.2.3 Moteur piézoélectrique sphérique	16
I.5.3 Critère de mode de vibration (par excitation)	17
I.5.3.1 Moteurs à un seul mode de vibration	17
• Moteurs piézoélectriques à onde stationnaire	17
• Moteurs piézoélectriques onde progressive	18
I.5.3.2 Moteurs à deux modes de vibration	19
• Moteurs piézoélectriques à conversion de mode	19
• Moteurs piézoélectriques hybrides	20
• Moteur piézoélectrique à plusieurs modes	20
• Moteur piézoélectrique à mode de rotation	21
I.6 Moteur piezoélectrique à onde progressive	21
I.6.1 Organe d'entraînement	22
I.6.2 Organe entraîné	23
I.6.3 Génération de l'onde progressive	24
I.6.3.1 Les deux types d'ondes	25
I.6.3.2 Création d'une onde de flexion	26
Conclusion	27

Chapitre II les modèles de contact

Introduction	28
II.1 Mécanismes de contact	28
II.2 Ligne de contact, frottement de coulomb	29
II.3 Ligne de contact, frottement visqueux	29
II.4 zone de contact, frottement de coulomb	29
II.4.1 Modèle de contact hertzien	30
II.4.2 Modèle du ressort linéaire	31
II.5 Comparaison des deux modèles	32
II.5.1 Vitesse -couple	32

II.5.2 Couple-force normal.....	33
II.5.3 Puissance –couple	34
II.6 Modèle à déformation de la couche de contact	35
II.7 La déformation de cisaillement	36
Conclusion.....	37

Chapitre III modélisation d’un moteur piézoélectrique à onde progressive

Introduction	39
III.1 Modélisation d’un moteur piézoélectrique a onde progressive.....	39
III.1.1 Modèle du stator	40
III.1.1 .1 Modèle réduit du stator.....	41
III.1.2 Modèle de l'interface stator-rotor.....	45
III.1.2.1 Zone de contact.....	47
III.1.2.2 Cas général de l’onde progressive non idéale.....	52
III.1.2.3 Les forces dans l'interface du stator-rotor.....	55
III.1.2.3.1 Développement les expressions des forces dans l’interface rotor/stator avec et sans considération de déformation de cisaillement	58
• Sans déformation de cisaillement	58
• Introduisons la déformation de cisaillement dans le modèle	62
III.1.2.4 Détermination des paramètres de l'interface du stator- rotor.....	65
III.1.3 Modèle de rotor.....	66
III.1.3.1 Détermination des paramètres du modèle de rotor.....	67
Conclusion	69
Chapitre IV validation du modèle analytique	
Introduction	71

IV.1 Simulation du moteur à vide avant et après déformation de cisaillement.....	71
IV.1.1 L'angle de déformation	71
IV.1.2 Résultats de simulation et interprétation.....	73
IV.2 Simulation du moteur en charge avant et après la déformation de cisaillement....	79
IV.2.1 Résultats de simulation et interprétation	79
Conclusion.	86

Conclusion générale

Bibliographie

Nomenclature

F_n	Force de précontrainte
R_p	Résistance modélisant les pertes diélectriques dans les céramiques
C_p	Capacité équivalente des céramiques piézoélectriques associées à chaque phase
C_s	Rigidité équivalente du stator
$A_{1,2}$	Rapport de transfert
m_s	Masse du stator
v_{hor}	Vitesse horizontale des points à la surface du stator
ω	Pulsation
x_k	Demi-largeur de la zone de contact entre le stator et le rotor(point de contact)
$x_{sl, sr}$	Points de non glissement
v_R	Vitesse du rotor
F_{antr}	Force d'entraînement agissant dans la zone de contact
F_{fbtg}	Force de rétroaction (feedback)
n	Nombre de crête d'onde contenue dans l'anneau statorique
J_R	Inertie du rotor
m_R	Masse du rotor
ds	Coefficient d'amortissement du rotor
$U_{p1,2}$	Tensions d'excitation
a	Distance entre les points de surface de stator et le plant neutre
f	Fréquence d'alimentation
φ_m	Déphasage temporel entre les tensions d'excitation
f_{res}	Fréquence de résonance
f_{anti}	Fréquence d'antirésonance
M_{charge}	Couple de charge
$\varepsilon_{1,2}$	Facteur de perturbation
k	Nombre d'onde
E	Module de Young de la structure déformable du stator
c_N	La rigidité de la zone de contact
S_m	Direction du mouvement réel

Introduction générale

Le moteur piézoélectrique est un type d'actionneur qui exploite les vibrations mécaniques dans le domaine des fréquences ultrasoniques. Il est constitué d'un rotor et d'un stator dont la couche superficielle est en céramique piézoélectrique. Ainsi l'oscillation ultrasonique du stator, produite par l'application de tensions appropriées aux céramiques piézoélectriques, transmet par frottement, la force d'entraînement au rotor. L'amplitude de ces oscillations est très réduite, dont l'ordre de grandeur est du $[\mu\text{m}]$. Pour optimiser ce gain, l'excitation sera faite dans le voisinage de la fréquence de résonance mécanique du stator. Comme les actionneurs piézoélectriques ont des propriétés différentes par rapport aux moteurs électromagnétiques, ils pourraient être employés dans des applications particulières où les moteurs électromagnétiques se sont révélés inadéquats. Le domaine des actionneurs pour robots en est un exemple. Les robots pilotés par des moteurs électromagnétiques conventionnels allant jusqu'à des couples de $10[\text{Nm}]$ sont lourds et encombrants. Il y a donc un besoin pour des actionneurs plus légers, capables de générer un couple comparable. Le moteur piézoélectrique ultrasonique possède le potentiel nécessaire pour remplir cette condition. Les moteurs piézoélectriques ont fait l'objet ces dernières années de beaucoup de recherches, notamment en ce qui concerne leur modélisation et leur dimensionnement. Le développement d'un modèle analytique fidèle se révèle une tâche très complexe, à cause du principe de fonctionnement basé sur des oscillations mécaniques à haute fréquence et sur l'exploitation des forces de frottement à l'interface stator/rotor. En effet les forces de frottement, responsables de la création du couple moteur, dépendent de paramètres tels que l'état de surface, l'usure et l'humidité, qui les rendent difficilement quantifiables. Leur modélisation analytique fait appel à des hypothèses souvent trop restrictives. Objectif de ce mémoire est de développer un modèle plus efficace dans lequel nous introduisons la contrainte de cisaillement et nous développons les forces de friction. On s'intéresse particulièrement à la modélisation de la dynamique de déformation du stator et du problème de contact mécanique entre stator et rotor.

Introduction générale

Le premier chapitre de ce mémoire présente les propriétés fondamentales des Piézo-céramiques. La deuxième partie du chapitre présente le principe de fonctionnement des moteurs piézoélectriques à onde progressive leur historique et leurs classifications,

Le second chapitre est une synthèse de la recherche bibliographique qui nous permet de choisir le modèle de contact le plus efficace, puis nous exposons en détail le phénomène de déformation de la couche de contact, qui joue un rôle très important sur l'identification des paramètres de la zone de contact.

Dans le troisième chapitre nous présentons la modélisation analytique du moteur piézoélectrique à onde progressive. Une analyse détaillée des différents phénomènes nous a permis de développer le modèle en tenant compte des irrégularités possibles (tels que les contraintes de cisaillement et les forces de feedback) par rapport au moteur idéal.

Le quatrième chapitre a été consacré aux résultats de simulation sous environnement MATLAB. Nous validons le modèle analytique par comparaison des valeurs théoriques avec les valeurs mesurées sur le moteur (AMW90-X), trouvées dans la littérature. Nous terminons le mémoire par une conclusion et les perspectives.

Introduction

L'utilisation d'actionneurs piézoélectriques spécifiques capables de générer un mouvement de rotation ou de translation a donné naissance à une nouvelle génération de moteurs piézoélectriques. Leur principe de fonctionnement repose sur la conversion par friction d'une vibration mécanique (souvent ultrasonore) du stator, en un mouvement continu du rotor. La déformation de la structure élastique (stator) est induite au moyen de céramiques piézoélectriques.

I.1 Rappel sur la piézoélectricité

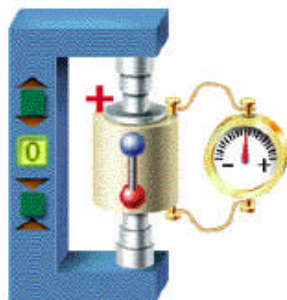
I.1.1 L'effet piézoélectrique

Piezo est un préfixe Grec qui signifie serrer ou presser.

La découverte de l'effet piézoélectrique 'direct' est attribué à pierre et jacques curie en (1880), sur la base des travaux de minéralogiste français l'Abbé Just [1]. L'effet inverse fut démontré ensuite par Gabriel Lippmann (1845-1921), qui démontra que sous l'effet d'un champ électrique, un cristal se contracte ou se dilate, montrant des propriétés de résonance pour une fréquence donnée. Cet effet inverse est le même principe exploité dans les piézomoteurs. L'effet direct est généralement exploité dans le cadre de capteur vibratoire.

Une caractérisation théorique plus complète ensuite a été atteinte aux divers travaux de Wilhelm Gottlieb Hankel, William Thomson, et principalement Woldemar Voigt(1850 - 1919). Le passage aux applications pratiques fut l'œuvre de Paul Langevin (1872-1946), précurseur de sonar, et Walter Guyton Cady en 1918 pour la réalisation du premier oscillateur électronique.

Certains cristaux ont la propriété de se polariser sous l'influence d'une contrainte mécanique : c'est l'effet piézoélectrique direct. L'effet piézoélectrique est réversibles : ces mêmes cristaux se déforment lorsqu'ils sont soumis à un champ électrique [2].



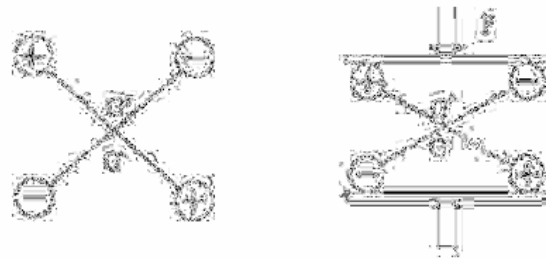
Effet direct : Sous l'effet d'une contrainte , il apparait des charges



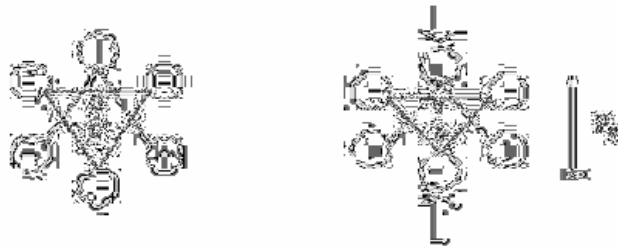
Effet indirect : L'application d'une tension engendre une déformation

Figure I-1 :L'effet direct et inverse dans les matériaux piézoélectriques [2]

Ce phénomène s'observe uniquement dans des matériaux non conducteurs dont la maille élémentaire ne possède pas de centre de symétrie. Ainsi, si un effort est appliqué à la surface d'un cristal centro-symétrique sa forme s'en trouve modifié mais le déplacement des barycentres positif et négative n'induit pas de polarisation. A l'inverse, l'application d'un effort sur un cristal non centro-symétrique entraîne une polarisation électrique P [3].



FigureI-2 Cristal possède un centre de symétrie



FigureI-3 : Cristal ne possède pas un centre de symétrie, le barycentre des charges se déplace créant une polarisation p_0 []

I.1.2 La céramique piézoélectrique

Les céramiques constituent la partie la plus importante des transducteurs piézoélectriques. Elles peuvent convertir des grandeurs mécaniques, comme la pression ou l'accélération, en quantités électriques ou, à l'inverse, convertir des signaux électriques en mouvements ou oscillations mécaniques. Les céramiques piézoélectriques sont utilisées dans une vaste gamme d'applications et recouvrent une large bande fréquentielle. Dans les capteurs, elles permettent la conversion des forces, des pressions et des accélérations en signaux électriques. Tandis que dans les actionneurs, elles permettent la transformation de tensions électriques en déformations mécaniques. Si des lamelles de quartz sont encore utilisées pour la fabrication de résonateurs en électronique, les matériaux utilisés pour les actionneurs sont le titanate de barium et des alliages de plomb, les oxydes de titane et de zirconium (couramment appelés céramiques piézoélectriques PZT).

La fabrication de céramiques piézoélectriques est réalisée à partir de poudres [1] [4]. À côté de la phase de polarisation, une phase de frittage, visant à souder entre eux les grains,

se fait sous contraintes axiales afin d'améliorer la tenue mécanique et de diminuer la porosité. Les matériaux se conditionnent enfin sous la forme de film, de disque, de bâtonnet de section carrée ou circulaire. Le schéma de la figure (I-4) permet de résumer la procédure de fabrication des céramiques piézoélectriques.

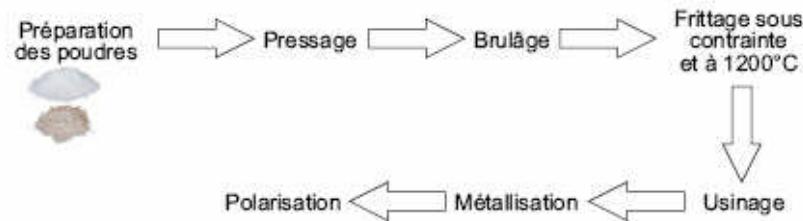


Figure I-4 : Fabrication des céramiques piézoélectriques []

I.1.3 Polarisation

La céramique piézoélectrique est composée d'un très grand nombre de minuscules domaines cristallins qui sont orientés aléatoirement. À ce stade, l'effet piézoélectrique n'est pas, ou très peu présent puisque la somme des moments dipolaires s'annule. L'opération par laquelle la céramique est rendue piézoélectrique s'appelle polarisation. Elle consiste à soumettre la céramique à un champ électrique suffisamment intense pour aligner tous les dipôles, ceci à une température proche de la température de Curie. La céramique est ensuite refroidie, toujours en présence du champ électrique. Finalement, lorsque le champ électrique est supprimé, les dipôles conservent leur position dans chaque domaine cristallin. Cette séquence de polarisation est schématisée à la figure I-5.



Figure I-5: Dipôle électrique dans une céramique piézoélectrique []

Le champ électrique définit la direction et le sens de la polarisation. Ces deux valeurs sont conservées tant que :

- ✓ la température reste inférieure à la température de Curie, de 150 à 450°C selon la composition de la céramique ;
- ✓ le champ électrique est inférieur au champ de dépolarisation, de 500 à 5000 [V/mm] à température ambiante ;
- ✓ les contraintes mécaniques sont au-dessous d'une certaine limite, qui varie beaucoup d'un matériau à l'autre. Elle est généralement comprise entre 25 et 200 [mPa] ;

I.1.4 Coefficient d'accouplement électromécanique

Il permet de décrire la conversion d'énergie électrique en mécanique ou vice versa, selon la définition donnée ci-dessous. À l'aide de ce paramètre on peut évaluer l'efficacité piézoélectrique du matériau. Il mesure combien l'accouplement entre le mode de vibration et son excitation est fort. Ce coefficient est sans dimension, vu qu'il est défini comme étant un rapport d'énergie.

Un transfert d'énergie optimal est évidemment obtenu pour des valeurs élevées du coefficient d'accouplement électromécanique K_{em} . C'est les caractéristiques qu'on recherche dans les céramiques PZT utilisées dans les actionneurs piézoélectriques.

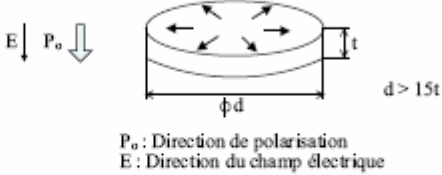
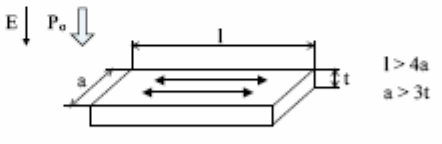
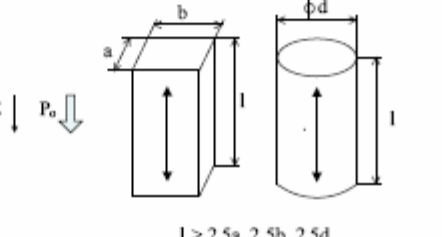
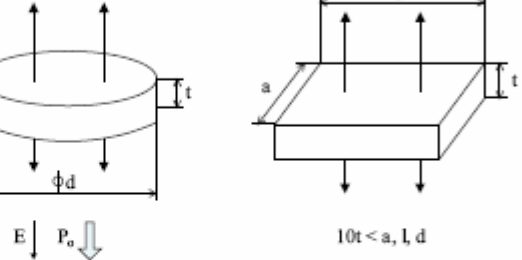
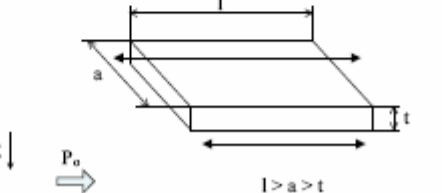
$$K_{em}^2 = \frac{\text{énergie mécanique fournie}}{\text{énergie électrique absorbée}}$$

I.1.5 Mode de vibration

Chaque céramique piézoélectrique possède une fréquence élastique de vibration spécifique, en fonction du matériau et de sa forme. Lorsqu'une tension alternative est appliquée à une céramique piézoélectrique avec une fréquence égale à sa propre fréquence de vibration élastique, la céramique résonne.

Ce phénomène est exploité dans plusieurs dispositifs piézoélectriques, car à la résonance le coefficient d'accouplement électromécanique K_{em} est maximum. Les céramiques piézoélectriques peuvent exhiber plusieurs modes de vibrations (modes résonants), qui dépendent de leur forme, de la direction de polarisation et de la direction du champ électrique. Le tableau I-1 montre les modes de vibration typiques relatifs à la géométrie des matériaux piézoélectriques. Barreaux, disques et cylindres sont les formes les plus utilisées dans la construction des transducteurs électromécaniques.

Tableau I-1 Mode de vibration typique associé à la forme de la céramique piézoélectrique [1]

Mode de Vibration	Mode de Vibration associé à la forme
<p>Radial</p>	 <p>$d > 15t$</p> <p>P_0 : Direction de polarisation E : Direction du champ électrique</p>
<p>Transverse</p>	 <p>$l > 4a$ $a > 3t$</p>
<p>Longitudinal</p>	 <p>$l > 2.5a, 2.5b, 2.5d$</p>
<p>Epaisseur</p>	 <p>$10t < a, l, d$</p>
<p>Cisaillement</p>	 <p>$l > a > t$</p>

I.1.6 L'application de la piézoélectricité

Depuis sa découverte par Pierre et Jacques Curie en 1880, la piézoélectricité est utilisée dans diverses technologies modernes. Elle exprime le couplage entre les champs électriques et mécaniques en exploitant la symétrie des structures cristallines qui composent la céramique.

La piézoélectricité trouve également une large application dans le domaine de l'électrotechnique. Des matériaux piézoélectriques ont été largement répandus en tant que capteurs électromécaniques, tels que les générateurs ultrasoniques, les filtres, les sondes, et les actionneurs. La piézoélectricité lie ainsi la science et la technologie ensemble. Une nouvelle étape dans le développement des dispositifs de l'effet piézoélectrique a évolué en raison de la découverte des propriétés piézoélectriques des céramiques en titanate de baryum polarisée. Ceci marque le commencement de l'histoire moderne de la piézoélectricité.

Une application principale de piézoélectricité est dans le moteur piézoélectrique conventionnel.

I.2 Histoire des moteurs piézoélectriques

Vingt-deux ans sont passés depuis que le développement intensif des actionneurs piézoélectriques a commencé. Le foyer actuel est sur l'application pratique des actionneurs. Des obturateurs piézoélectriques (appareil photo de Minolta), ces mécanismes se focalisant automatiquement dans les appareils photo (Canon), les imprimantes par points (NEC) et les parties conducteurs (Sanki) ont été commercialisés. Pendant ces commercialisations, de nouvelles conceptions et techniques de commande d'entraînement ont été développées. Un certain nombre de révélations de brevet ont été trouvées en particulier dans des industries japonaises telles que NEC, TOTO Corporation, Matsushita électrique, moteurs de Toyota, Toshiba, etc...

Un moteur piézoélectrique conventionnel se compose d'un rotor et d'un stator.

Le stator est composé par des éléments piézoélectriques excités dans la gamme des ultrasons. Le rotor est serré contre le stator. La contrainte permet de le forcer pour le (le rotor) déplacer par forces de friction.

La première tentative de se servir de la vibration élastique comme force d'entraînement était dans des montres. Cette montre a eu une erreur de 1 minute par mois. Autour 10 ans après,

l'utilisation des résonateurs piézoélectriques avec des mécanismes d'entraînement linéaires est proposé. Ceci a été mis en pratique par des industries électriques de Siemens et de Matsushita de 1970 à 1972 [5].

En 1973, H.V. Barth propose un moteur qui utilise des vibrations mécaniques ultrasoniques [6]. Son principe de fonctionnement très simple, est décrit par la Figure I-6 : les déplacements longitudinaux de l'oscillateur 1 entraînent par friction le rotor en sens horaire. La mise en vibration de l'oscillateur 2 permet d'obtenir le sens de rotation inverse. Le fait que les mouvements longitudinaux des oscillateurs soient appliqués directement, crée beaucoup de glissement à la surface de contact. Par conséquent l'apparition de pertes par frottement (chaleur) rend inutilisable la structure du moteur proposée par **Barth**. Parallèlement, des travaux sont entrepris en URSS. Ils ont précisé les divers dispositifs du moteur ultrasonique, c'est à dire sa structure simple et à prix réduit, le couple élevé produit à vitesse réduite et la possibilité de positionnement précis.

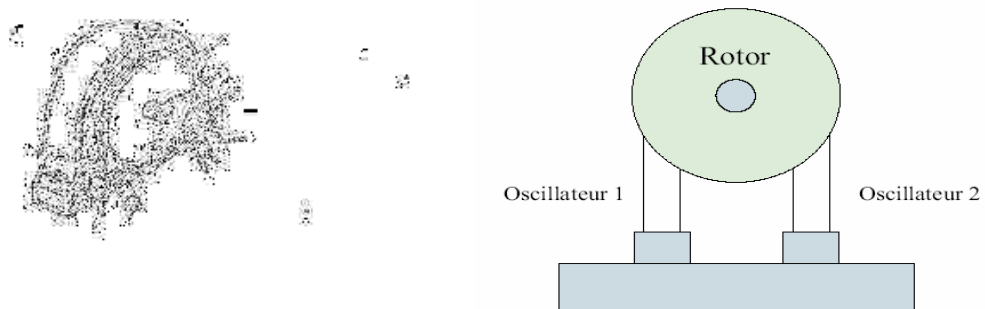


Figure I-6: Moteur de HV.Barth []

En 1978, Vasiliev et autres, en URSS, proposent un moteur qui utilise un capteur piézoélectrique se composant d'un élément piézoélectrique entre deux blocs en métal. Il abaisse non seulement la fréquence de résonance mais magnifie également l'amplitude vibratoire. Une boucle de rétroaction a été également employée pour commander l'amplitude vibratoire. Dans ce cas de moteur, la vibration longitudinale du vibreur est transmise à l'oscillateur en contact avec le rotor, qui conduit le rotor par frottement pendant qu'il vibre. Ils ont plus tard fait plusieurs autres propositions. Les difficultés rencontrées se résument au maintien de l'amplitude vibratoire constante pendant le fonctionnement continu et l'échauffement de la céramique à cause des frottements..

En 1980, **Sashida** (Japon) présente un moteur piézoélectrique "Wedge Type Motor", toujours basé sur le principe du moteur développé par **Barth** mais présentant

des améliorations consistantes. Le schéma du principe de fonctionnement du "Wedge Type Motor" est illustré par la Figure I-7. Pour la génération de la vibration longitudinale **Sashida** utilise l'oscillateur de **Langevin** dont la fréquence de fonctionnement est de 27.8 kHz. (hors de la gamme des fréquences audible). Ce piézo-moteur produit un couple de 0.25 Nm avec une puissance de sortie de 90 W. Ce type d'oscillateur associe en série deux éléments piézoélectriques, à polarisation axiale, pressée l'un contre l'autre par des cylindres métalliques d'extrémités reliés entre eux par un tirant axial. La longueur totale du dispositif est choisie égale à une demi-longueur d'onde de la fréquence de résonance du matériau piézoélectrique pour amplifier la déformation aux extrémités de l'ensemble.

De plus, une seconde amplification est fournie par un adaptateur d'impédance mécanique, sous forme de pièce mécanique à profil spécialement conçu, fixée à une des extrémités et de même fréquence propre que celle de l'oscillateur. Contrairement à la structure proposée par **Barth** (Figure I-6), où l'effort est normal à l'axe de rotation, dans le "Wedge Type Motor" l'axe de l'oscillateur est placé quasi parallèlement à l'axe de rotation, c'est à dire que l'effet est quasi normal au plan du disque rotor, de façon à ce que l'extrémité de l'adaptateur provoque un mouvement presque sans glissement lors de sa dilatation, et ne touche plus le rotor lors de sa contraction. L'extrémité de l'adaptateur décrit une ellipse dans le plan (x, y) contenant l'axe de l'oscillateur (Figure I-7).

Lorsque le rotor entre en contact avec l'adaptateur, sous l'effet de la force résistante, il se plie dans le sens, et à la vitesse de rotation, du rotor. La composante tangentielle de la force axiale de l'oscillateur devient la force utile, elle produit le mouvement. Les caractéristiques principales du moteur développé par **Sashida** sont décrites ci-dessous [1].

- ✓ Grande vitesse : Le moteur possède une vitesse à vide de 3000[t/min]. Ce résultat est obtenu grâce aux deux étapes d'amplification : d'abord la vibration produite par les céramiques piézoélectriques est amplifiée plusieurs centaines de fois par l'oscillateur de **Langevin** ; ensuite le mouvement longitudinal est converti en un mouvement tangentiel, ce qui représente une autre contribution à l'augmentation de la vitesse.
- ✓ Rendement important : Le rendement maximal de ce prototype est d'environ 60%, plus élevé par rapport à un moteur AC de la même taille (longueur de 100[mm] pour un diamètre de 40[mm]).

- ✓ Durée de vie courte : Le plus grand inconvénient du "Wedge Type Motor" est l'usure rapide provoquée par le frottement sur la surface de contact entre l'oscillateur et le rotor. Un glissement entre ces deux parties apparaît durant les phases juste après le contact et juste avant la séparation, causant ainsi les pertes par frottement. Pour cette raison le moteur a une durée de vie relativement courte.

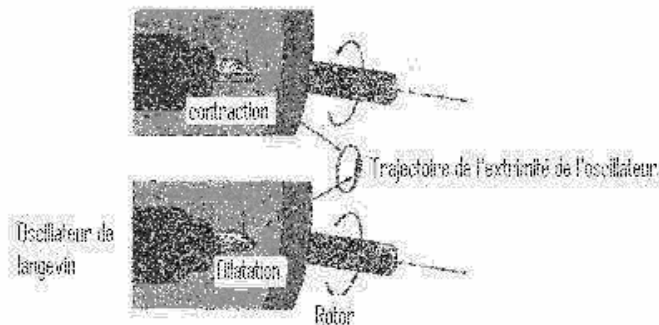


Figure I-7 : Principe de fonctionnement du "Wedge Type Motor" [6]

L'usure de la surface de contact était un problème. Pour limiter ce problème, **Sashida** a proposé et a fabriqué un autre moteur connu sous le nom de moteur piézoélectrique à onde progressive. Ce moteur se sert du mouvement elliptique de l'onde progressive se propageant le long d'un corps élastique fini. Ceci a stimulé beaucoup de propositions particulièrement au Japon sur l'utilisation de divers modes de vibration, pour l'instant, longitudinal, flexure ou de torsion pour obtenir le mouvement elliptique [7].

I.3 Les Caractéristiques des moteurs piézoélectriques

Le moteur piézoélectrique est caractérisé par certains avantages et inconvénients qui sont exposés ci-dessous.

I.3.1 Avantages

Par rapport à un moteur classique (AC) de même taille (quelques watts):

- La puissance massique est potentiellement plus élevée;
- La vitesse de sortie est faible et le couple élevé [8];
- Le niveau de bruit est très faible voir nul, (le fonctionnement silencieux) [9];

- Le temps de réponse est de l'ordre de la milliseconde (au lieu de quelques centaines de ms) [10];
- A l'arrêt, le moteur est naturellement bloqué sans consommer d'énergie grâce à la pression du rotor sur le stator [11];
- Il n'y a aucun risque de perturbation électromagnétique [12];
- Le moteur est de fabrication simple [13];
- Sa conception est très flexible, il peut s'intégrer au cœur même du mécanisme ;

I.3.2 Inconvénients

- La faible durée de vie (2000h) due à l'usure de l'interface de friction [14];
- Le coût élevé (développement, fabrication des céramiques, nouvelle technologie);
- L'alimentation électrique complexe;
- Le rendement énergétique faible (10-25%) dû aux pertes dans la céramique piézoélectriques et lors de l'entraînement par friction [15] ;
- Le besoin d'une source électrique à haute fréquence.

I.4 Quelques applications du moteur piézoélectrique

- **Micro robotique**

De petits moteurs et actionneurs peuvent être conçus pour des applications de robotique ne nécessitant pas une grande puissance mais une grande précision et un poids limité [16].



Figure I-8: Application des moteurs piézoélectriques en microrobotiques

- **Montres**

Un micromoteur pour date a été développé par la firme Seiko. Ce système permet d'actionner l'affichage de la date et donc de gérer le nombre de jours dans le mois en

cours (28, 29, 30 ou 31). Il s'agit d'un des plus petit moteur intégré actuellement. Son diamètre est de 4mm [16].

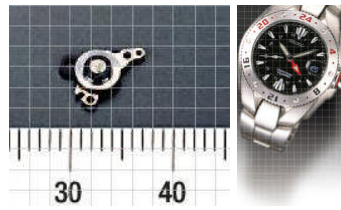


Figure I-9: application des moteurs piézoélectriques en montres

- **Auto focus**

L'intégration au sein même du mécanisme est un avantage indéniable des moteurs à onde progressive. Leur géométrie annulaire permet l'utilisation de l'espace intérieur pour le maintien d'instrument (ici la lentille d'un appareil photo). On peut imaginer le passage de fils (commande, alimentation,) de tubes (refroidissement, lubrification,...), de mécanismes plus complexes.

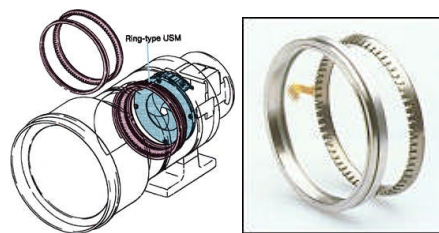


Figure I-10: Application des moteurs piézoélectriques en auto focus

- **Automobile**

Les applications automobiles ne sont pas encore largement développées. Cependant, il est imaginé qu'à l'avenir, les piézomoteurs actionneront les vitres, les sièges, les ouvertures centralisées, les écrans mobiles, les vannes,... Une application récente qui devrait se concrétiser dans les prochaines années est l'injection directe d'essence par un moteur linéaire combinant haute pression (200bar) et grande vitesse.

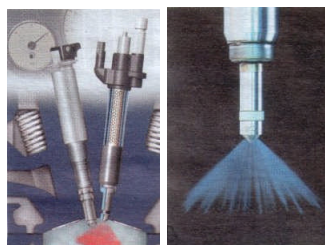


Figure I-11: Application des moteurs piézoélectriques en automobile

- **MEM's**

Les "Micro Electro Mechanical Systems" sont des mécanismes dont la taille avoisine le micromètre. Ces mécanismes nécessitent également des moteurs. La miniaturisation des

moteurs électromagnétiques étant impossible à cette échelle, il faut se rabattre sur d'autres technologies telles que les moteurs piézoélectriques.



Figure I-12: Application des moteurs piézoélectriques en MEM's

- **Et bientôt**

Un nombre très important d'applications nécessitent des mouvements précis, rapides, "propres" (pas de pollutions électromagnétiques) et silencieux tout en limitant l'encombrement et le poids. Les moteurs piézoélectriques sont une réponse possible à ces besoins. Voici quelques exemples supplémentaires d'applications potentielles: Motorisation de matériel médical; Positionneurs de précision pour microscope; Manipulateur de cartes à puce;...et tous les petits moteurs se trouvant dans nos appareils quotidiens (PC, voiture, électroménager,...)

I.5 les différents types des moteurs piézoélectriques

Il existe plusieurs types de moteur piézoélectrique, pour différencier chaque moteur d'un autre il existe quelques critères qui les spécifient soit par le volume, par fonctionnement soit par mode de vibration [17].

I.5.1 Critère de volume

Les propriétés électriques et physiques d'un matériau piézoélectrique sont indépendantes du volume de ce dernier. Cette spécificité représente un grand avantage pour le développement des moteurs ultrasoniques, c'est-à-dire, la réalisation d'un micromoteur est envisageable si la technologie de réalisation le permet.

Sur le marché, ces moteurs varient de quelques micromètres jusqu'à une dizaine de centimètre, ce qui rend évident une classification par volume.

Le tableau I-2 résume les classes dimensionnelles existantes, en tenant compte du diamètre du stator.

Tableau I- 2 : Classification par diamètre du stator

Classes	Diamètre extérieur de stator
Conventionnel	>3cm
Miniature	1-3cm
Micro moteur	1 μ m-1cm

Des exemples concrets est commercialisés, qui mettent en valeur le facteur volume :

I.5.1.1 Classe conventionnelle (>3cm)

Les firmes *Shinsei* et *PIEZO-SYSTEM* commercialisent des moteurs à onde progressive sous les noms *USR60* et *RU30-001*. La Figure I-13 représente le moteur *Shinsei USR60*

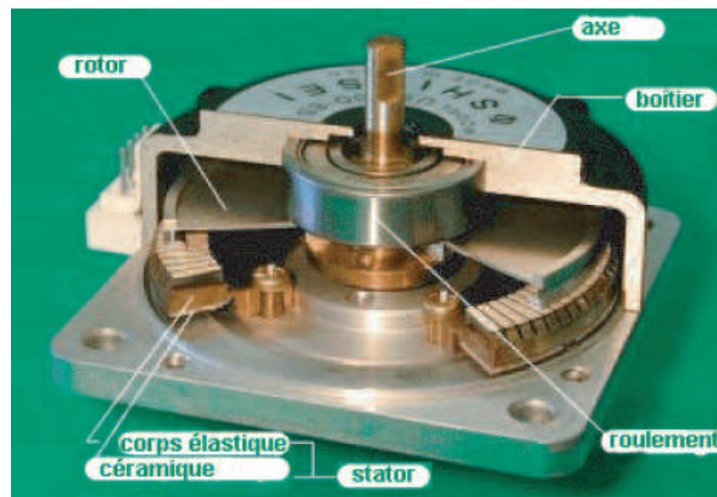


Figure I-13: Shinsei USR60 [1]

I.5.1.2 Classe miniature (1-3cm)

A titre d'exemple le moteur à onde stationnaire créée par *Kumada* appelé aussi **Coupleur L/T** (longitudinale / torsionnaire), la Figure I-14 illustre un schéma de ce moteur

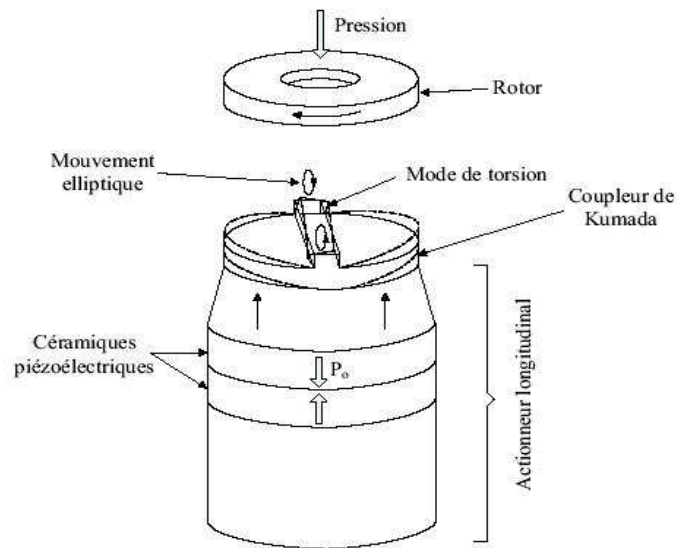


Figure I-14 : Le moteur avec coupleur de Kumada

I.5.1.3 Classe micromoteurs (1 μ m-1cm)

En 1998, la firme *Seiko* a employé ce type de moteur pour ses montres de sport dans le but d'avoir le maximum de précision.

La Figure I-9 donne une idée sur le volume du moteur utilisé par **Seiko**.

I.5.2 Critère de structure- fonctionnement

La structure et le principe de fonctionnement peuvent distinguer entre un moteur et un autre, donc une classification fondée sur ces deux critères est très utile ; car elle met en évidence l'allure, la forme et le mode de fonctionnement adapté.

I.5.2.1 Moteur piézoélectrique rotatif

Ce type de moteur est caractérisé par leur structure qui assure une rotation continue d'un organe appelé rotor lorsqu'il entre en contact avec la partie fixe appelée stator.

La Figure I-15 montre le moteur rotatif en distinguant chaque élément de sa constitution.

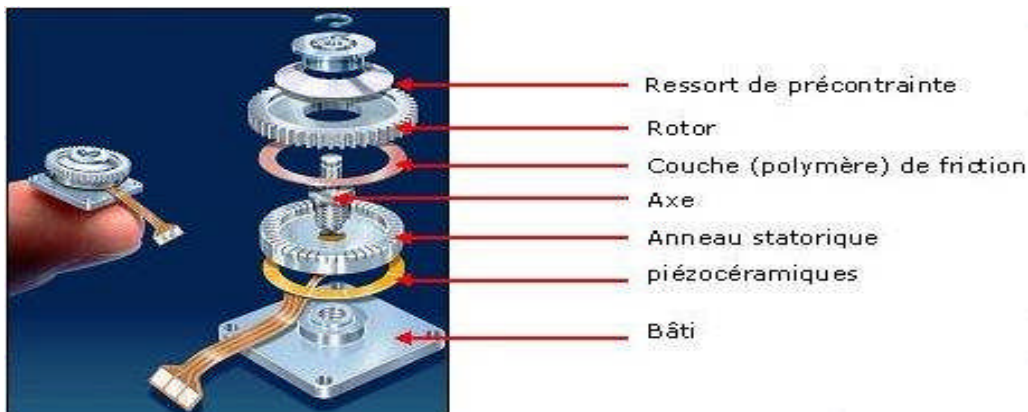


Figure I- 15 : Vue éclatée d'un moteur piézoélectrique rotatif

Depuis 1987, ce type de moteur conquiert de plus en plus de place dans l'industrie, à titre d'exemple : Les stores motorisés dans le **New Tokyo Municipal Building** en 1990.

Dans des modèles d'automobile de haute gamme comme celles de **Mercedes**, **Toyota** et d'autre firme, qui ont opté pour ces moteurs : pour le réglage des rétroviseurs, des appuis-tête, sièges ...etc.

I.5.2.2 Moteur piézoélectrique linéaire

En 1982 **Sashida** et son équipe développent dans leur laboratoire deux prototypes de moteur piézoélectrique ultrasonique linéaire. L'un d'entre eux, représenté à la Figure I-16, est de type monorail. Les extrémités d'une longue barre en métal sont soudées pour former un rail sans fin (stator). Un chariot (rotor) est ensuite pressé contre le rail.

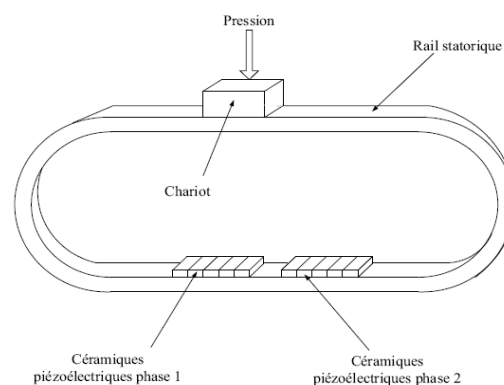


Figure I- 16 : Prototype d'un moteur linéaire basé sur le principe rotatif à onde progressive [18]

Dans le cas du deuxième prototype représenté à la Figure I-17, on parle effectivement d'un "vrai" moteur linéaire.

Deux oscillateurs de Langevin sont installés aux extrémités du rail pour créer une onde progressive. L'oscillateur 1 permet de générer l'onde, tandis que l'oscillateur 2 absorbe celle-ci dans le but d'éviter des réflexions d'onde destructives. L'oscillateur 2 est donc appelé amortisseur. Avec cette configuration, l'onde se propage de 1 vers 2 et le chariot dans la direction opposé.

Le déplacement du chariot peut être inversé en changeant le rôle des deux oscillateurs. Le chariot peut atteindre dans cette configuration une vitesse d'environ $1[m/s]$.

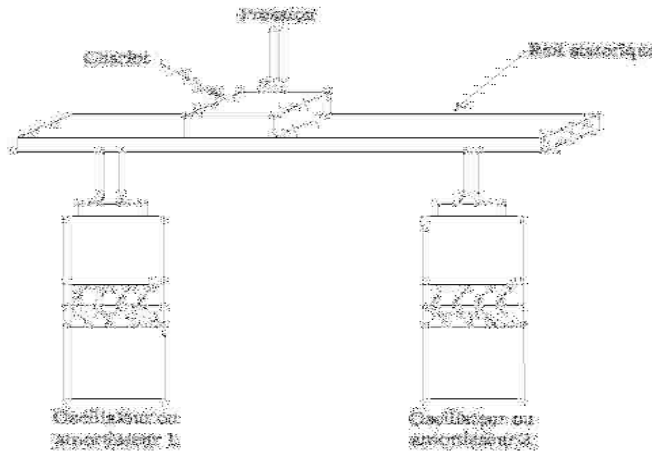


Figure I- 17 : Prototype d'un moteur piézoélectrique linéaire utilisant des oscillateurs de Langevin [18]

I.5.2.3 Moteur piézoélectrique sphérique

Le nouveau moteur piézoélectrique sphérique à la structure simple a été développé par **Shigeki** et autres représenté sur la Figure I-18. Il se compose d'un rotor sphérique (45mm de diamètre), de deux anneaux statoriques, d'un détecteur de position et de quelques autres pièces. Ce moteur est conçu pour avoir une vitesse maximum de 30 tr/min, un couple maximum de rendement de 0.7 Nm. Ce type de moteurs peut être appliqué pour associer des robots manipulateurs et systèmes de vision (camera) à des mécanismes petits et simples.

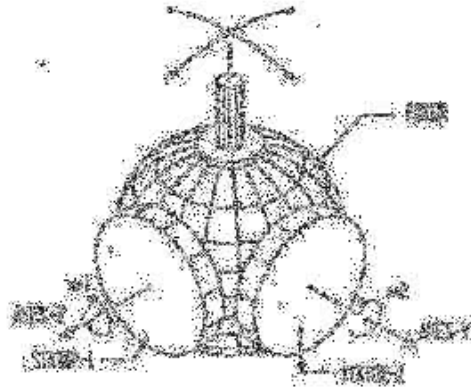


Figure I- 18 : Moteur sphérique a deux stators [19]

I.5.3 Critère de mode de vibration (par excitation)

Dans les moteurs piézoélectriques, le mouvement elliptique à la surface du stator en contact avec le rotor est crée principalement par deux groupes de méthode :

- Le premier, avec un seul mode de vibration.
- Le deuxième, avec deux modes de vibrations.

I.5.3.1 Moteurs à un seul mode de vibration

Les moteurs, employant un mode simple de vibration, peuvent être encore subdivisés en deux groupes [1] [5] :

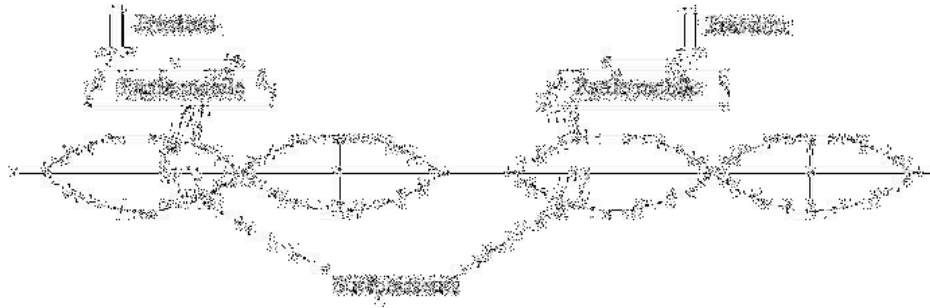
- moteurs à onde stationnaire.
- moteurs à onde progressive.

- **Moteurs piézoélectriques à onde stationnaire**

Cette catégorie de moteurs utilise une onde stationnaire pour communiquer, soit un déplacement, soit une rotation à la partie mobile.

Comme son nom l'indique, l'onde est immobile dans le plan du stator ; la position des nœuds et des ventres étant déterminée par la position des électrodes. Le stator comporte des surépaisseurs (dents) qui sont en contact avec la partie mobile. Lorsque le stator est excité à sa fréquence de résonance, l'extrémité de chaque surépaisseur décrit une trajectoire, qui permet d'entraîner la partie mobile comme le montre la Figure I-19. La position des surépaisseurs par rapport aux noeuds de l'onde stationnaire détermine le sens du mouvement. La vitesse de la partie mobile est proportionnelle à la fréquence du mode propre et à la longueur des surépaisseurs. Ce

type de moteur est plutôt utilisé comme actionneur linéaire. Ce type de moteur est caractérisé par un contact intermittent [20].



**Figure I-19: Description fonctionnelle du moteur piézoélectrique
à onde stationnaire [22]**

- **Moteurs piézoélectriques à onde progressive**

Dans ce type de moteurs, le mouvement elliptique est assuré par deux ondes stationnaires orthogonales. Alors, la différence essentielle de ce type de moteurs par rapport au moteur à onde stationnaire réside dans le type de contact, qui au lieu d'être cyclique, et comportant des chocs, il est continu [21], avec tous les avantages qui en découlent au niveau de l'usure (la durée de vie) de l'actionneur. La vitesse est proportionnelle à l'amplitude de déformation de l'onde, à l'épaisseur du stator et à la vitesse de propagation de l'onde progressive dans le stator. La Figure I-20 représente le mode de contact entre le stator et le rotor et les sens de chacun.

Évidemment, le seul paramètre utilisable pour régler la vitesse est l'amplitude de l'onde. Cette amplitude dépend de la fréquence d'excitation (autour du pic de résonance), de l'amplitude de la tension et du déphasage entre les deux phases d'alimentation. On a donc trois degrés de liberté pour commander le moteur en vitesse.

Le développement d'une électronique de commande modulaire et l'étude des caractéristiques mécaniques par rapport à ces trois variables permettra de choisir l'algorithme de réglage optimal.

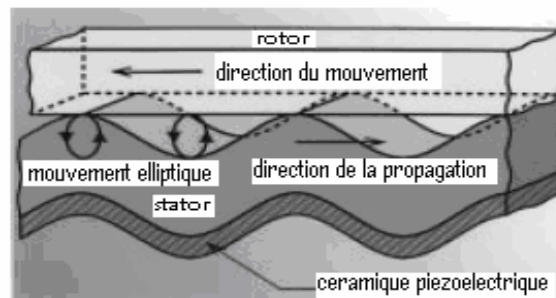


Figure I- 20 : Description fonctionnelle du moteur piézoélectrique à onde progressive [22]

I.5.3.2 Moteurs à deux modes de vibration

- **Moteurs piézoélectriques à conversion de mode**

Ce groupe de moteurs se sert d'une conversion de modes pour obtenir deux modes de vibration à partir d'un élément piézoélectrique simple. Le principe de fonctionnement est que l'élément piézoélectrique permet d'exciter le mode longitudinal combiné à la flexion induite au niveau de l'adaptateur (ou coupleur) mécanique, permet de générer le mouvement elliptique à la surface en contact avec le rotor. L'exemple de l'actionneur de la Figure I-21, où les vibrations longitudinales produites par des céramiques piézoélectriques provoquent la torsion d'un adaptateur mécanique spécial, dit coupleur de **Kumada**. La superposition de ces deux modes (longitudinale-torsion) génère la trajectoire elliptique permettant d'entraîner le rotor.

Différentes autres structures sont facilement imaginables. Cette classe de moteur permet généralement le changement du sens de rotation, Le mécanisme de contact est discontinu contrairement au moteur à onde progressive.

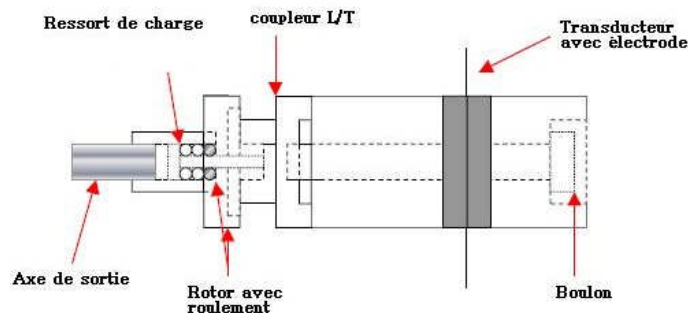


Figure I-21 : Moteur piézoélectrique de Kumada

- **Moteurs piézoélectriques hybrides**

Ces actionneurs utilisent deux modes de vibration totalement découplés, excités par deux éléments piézoélectriques indépendants. L'architecture de ce type de moteur est illustrée à la Figure I-22.

Le stator se compose d'un vibreur en torsion et d'un actionneur piézoélectrique multicouche longitudinal. Ce dernier est collé sur la surface plate du vibreur. Les deux éléments piézoélectriques, qui permettent d'exciter les deux modes de vibration (torsion - longitudinale), sont alimentés avec la même fréquence et avec un déphasage contrôlé spécifiquement.

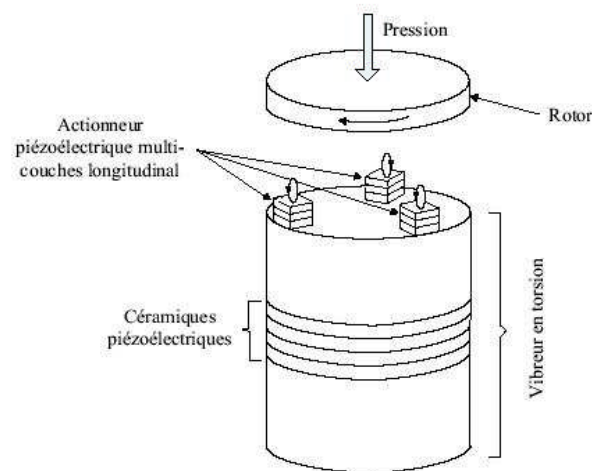


Figure I-22 : Exemple de moteur piézoélectrique Hybride [23]

- **Moteur piézoélectrique à plusieurs modes**

Ce type de moteur constitué par un ou deux éléments piézoélectriques, excitent des vibreurs à modes multiples ou couplés. La combinaison des déformations peut créer plusieurs modes de vibration :

- flexure -flexure
- longitudinal (radial) –flexure
- longitudinal – radial
- flexure (de recourbement) – de torsion
- longitudinal – de torsion

La Figure I-23 montre un vibreur multimodal à tige où les deux déplacements sont ceux des vibrations longitudinales et de torsion [23].

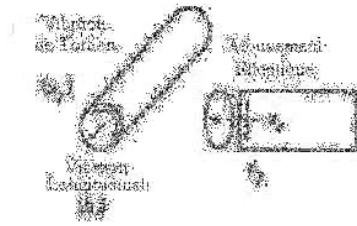


Figure I- 23 : Mode longitudinal et de torsion avec leur mouvement elliptique [23]

- **Moteur piézoélectrique à mode de rotation**

Ce genre de moteur utilise des modes doublement dégénérés où l'excitation des différents modes, est assurée par une différence de phase.

La Figure I-24 illustre leur principe de fonctionnement. En bref, ce moteur agit comme un moteur piézoélectrique à onde progressive où ils sont généralement classifiés sous le répertoire vibreur de disque ou d'anneau.

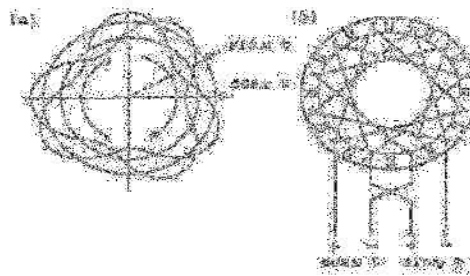


Figure I-24 : L'excitation dans les moteurs multi modes de rotation [5]

I.6 Moteur piezoélectrique à onde progressive

Dans les moteurs piézoélectriques à onde progressive le mouvement elliptique des points de surface de stator conduit le rotor avec le mécanisme de friction [24]. Le principe général de fonctionnement de moteur piézoélectrique à onde progressive repose sur l'exploitation d'une onde de flexion générée au niveau d'un anneau élastique par des céramiques piézoélectriques alimenté sous haute tension [25], [26].

L'architecture de ce type d'actionneur est représentée à la Figure I-25, dans le cas d'une configuration similaire ; le stator est excité en vibrations de volume forcées par l'intermédiaire d'un transducteur piézoélectrique collé à sa partie inférieure [27]. La sectorisation du transducteur détermine le rang du mode de flexion entretenue sur le stator. Le rang du mode est par ailleurs choisi en fonction des paramètres dimensionnels du moteur, afin de garantir l'absence de bruits audibles de

fonctionnement. Le rotor est en contact avec la partie supérieure du stator, par l'intermédiaire d'un matériau d'interface (épaisseur élastique). Il est entraîné par frottement en exploitant les trajectoires elliptiques décrites par les points à la surface du stator, voir Figure I-26. Le transfert de puissance à l'arbre moteur nécessite une double conversion d'énergie [28], [29].

- La première a lieu au sein du stator où le matériau actif (anneau de céramiques piézoélectriques) convertit l'énergie électrique qu'il absorbe en énergie mécanique [18], [30]. Cela par génération de vibrations mécaniques ultrasoniques : c'est la conversion électromécanique.
- L'interface stator-rotor est le siège de la seconde conversion d'énergie. Les vibrations de la surface du stator sont transformées en mouvement de translation, ou de rotation du rotor par l'intermédiaire des forces de frottement générées. Il y a donc conversion mécano mécanique qui détermine pour une grande partie les performances du moteur.

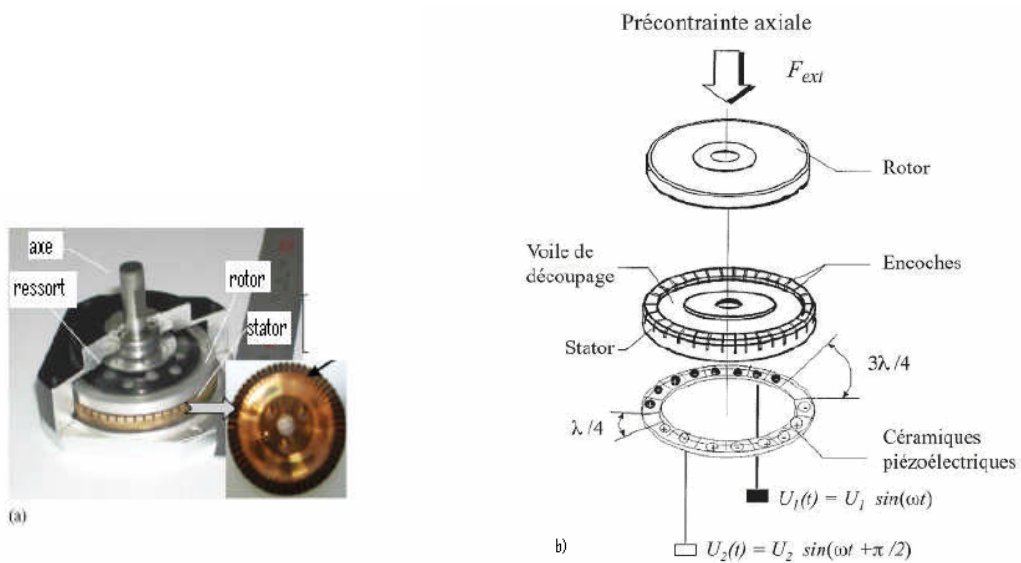


Figure I-25 :a),b) Schéma de construction du moteur piézoélectrique à onde progressive

I.6.1 Organe d'entraînement

Un anneau de céramiques piézoélectriques est collé sur le stator, de façon à induire dans ce dernier des oscillations à la fréquence de résonance. L'anneau est divisé en deux systèmes d'excitation (phases du moteur) comme il est visible dans la Figure I-26 partie (b). Chaque système est alimenté idéalement par une tension sinusoïdale dans le domaine ultrasonique, générant ainsi deux ondes stationnaires dans le stator [31].

Un déphasage spatial égal à un quart de la longueur d'onde est alors introduit entre les deux systèmes d'excitation de façon à générer une onde progressive par la superposition des deux ondes stationnaires [32]. Cela est réalisé par l'imposition d'amplitudes et déphasages temporels adéquats. Grâce à l'onde progressive, les points à la surface du stator décrivent une trajectoire elliptique qui permet de combiner des déplacements verticaux et horizontaux. Il faut également relever que l'organe d'entraînement doit être fixé sur un support (socle de fixation). Ceci implique l'introduction, dans la géométrie de l'anneau statorique, d'un voile de découplage, afin d'éviter certaines perturbations dues à la fixation du stator sur le support. Ceci peut avoir des répercussions sur la forme et l'amplitude de l'onde statorique générée.

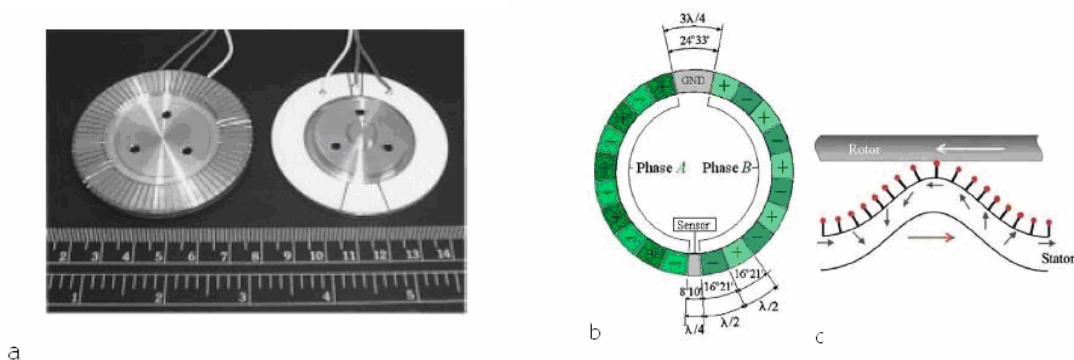


Figure I-26 : a-La construction du stator b-Le système d'excitation ; c-Les points du stator en contact [22];

I.6.2 Organe entraîné

La partie mobile, ou l'organe entraîné, est constituée du rotor et d'une couche de friction qui est collée sur la partie inférieure du rotor. Ce dernier est pressé au moyen d'une force de précontrainte, symbolisée avec la force F_{ext} sur la Figure I-25 (b), contre le stator [33] grâce à la pression générée dans la zone de contact entre le stator et le rotor,

Une force de frottement permet au mouvement horizontal des points à la surface du stator (dû au mouvement elliptique) de transmettre une force de traction au rotor représentée dans la Figure I-27 partie (b). La force de précontrainte permet aussi de fixer le couple de maintien sans alimentation du moteur selon la loi du frottement.

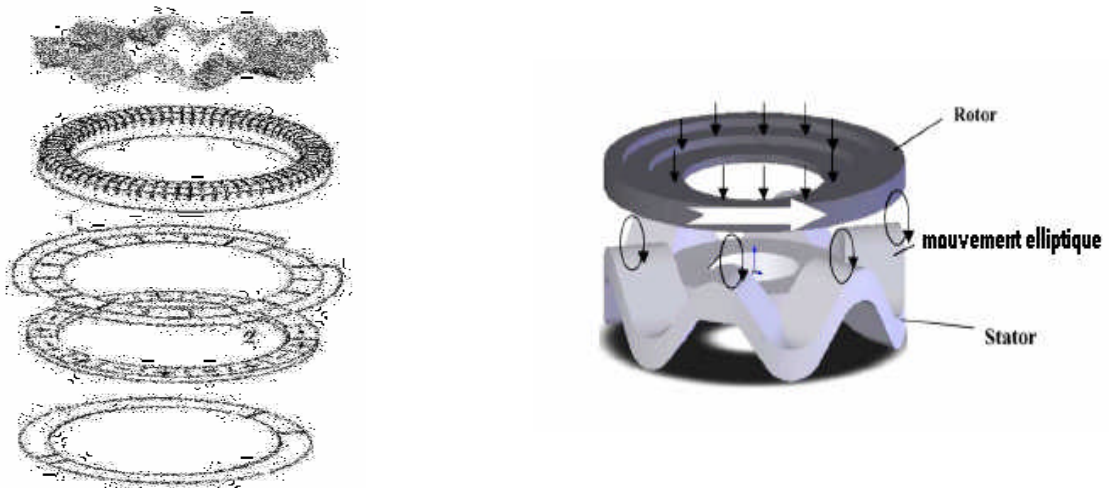


Figure I-27: a- La déformation du stator du moteur piézoélectrique à onde progressive [27]; b- Principe d'entraînement du moteur piézoélectrique à onde progressive [34]

I.6.3 Génération de l'onde progressive

Dans les paragraphes précédents, on a vu que la formation de l'onde progressive au niveau du stator par superposition de deux ondes stationnaires (deux ondes stationnaires orthogonales) est à la base du principe de fonctionnement du moteur piézoélectrique à onde progressive.

On distingue d'une manière générale deux types d'ondes la première dite idéale lorsque les deux ondes orthogonales sont en quadrature (déphasage $\pi/2$) et les deux amplitudes sont égales (Figure I-28 (b)). La deuxième est générale lorsque il n'y a pas de spécificité sur les deux ondes orthogonales (Figure I-28 (a)).

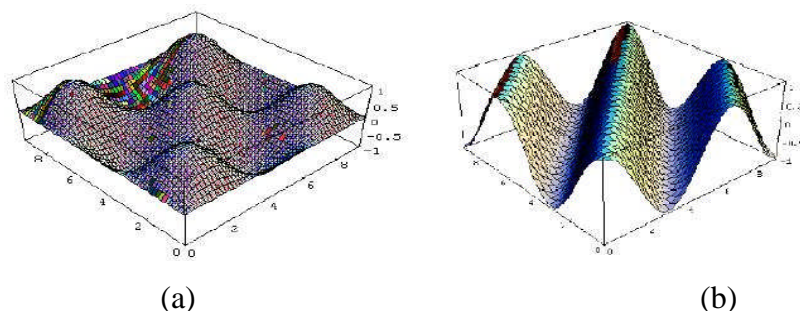


Figure I-28: (a) Onde progressive, (b) Onde progressive idéal

Notre but est de décrire de manière plus détaillée, comment ces ondes sont générées au moyen des segments des céramiques piézoélectriques, pour créer un tel fonctionnement.

I.6.3.1 Les deux types d'ondes

Dans les solides en vibration, deux types de perturbations différentes connues sous les noms d'ondes de Rayleigh et ondes de flexion peuvent s'établir. Les premières sont caractérisées par une réduction exponentielle de l'amplitude avec la profondeur, voir Figure I-29, où on distingue la forme d'une onde, juste sur la surface ; Les secondes par le profil sinusoïdal de toute l'épaisseur concernée (voir Figure I-30).

Les ondes de Rayleigh ne trouvent pas d'application dans le moteur piézoélectrique à onde progressive. A cause d'une longueur d'onde excessive lorsqu'elle est provoquée dans un milieu tel que l'acier ou le bronze. Ces derniers sont actuellement utilisés pour la réalisation de l'anneau statorique des moteurs à onde progressive. C'est donc sur la formation d'une onde de flexion que l'on va se concentrer dans la suite des paragraphes.

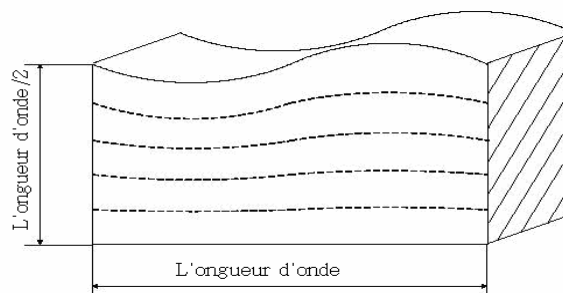


Figure I-29 : Onde de Rayleigh

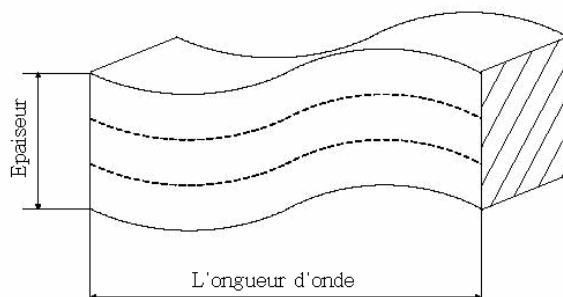


Figure I-30 : Onde de flexion

I.6.3.2 Création d'une onde de flexion

L'ensemble électrode, céramique piézoélectrique constitue un élément piézoélectrique. Si ces électrodes sont identiques, c'est-à-dire si elles présentent la même géométrie, l'application d'un champ électrique, entraîne une déformation symétrique du matériau.

Si celles-ci présentent des épaisseurs très différentes, donc des raideurs différentes, l'effet transverse courbe l'ensemble comme l'indique la Figure I-31, où le champ électrique contracte le matériau qui se déforme sous l'effet de la dissymétrie des raideurs des électrodes.

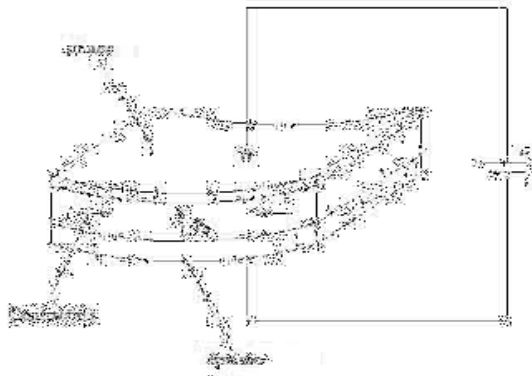


Figure I-31: Déformation au niveau du l'élément piézoélectrique [1]

Cet effet transverse peut donc être utilisé à son tour, pour une conversion directe électromécanique d'énergie sous forme d'onde de flexion, en associant l'un à côté de l'autre des éléments par paires et polarisés en sens inverse (Figure I-32).

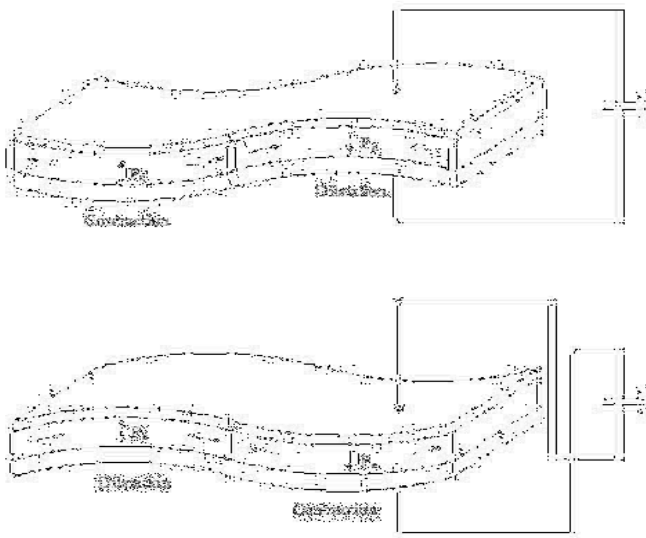


Figure I-32 : Génération d'une onde de flexion.

En répétant le motif d'association, on obtient ce que l'on appelle un ensemble d'éléments piézoélectriques, qui permet ainsi de générer une onde de flexion stationnaire dans le stator.

Pour obtenir l'onde progressive il suffit d'employer deux ensembles d'éléments piézoélectriques. Les deux ensembles associés peuvent être des couronnes superposées ou deux demi couronnes, pourvu qu'ils aient un déphasage spatial égal au quart de la longueur d'onde, et que l'on alimente par des tensions sinusoïdales en quadrature (déphasages = $\pi/2$) dans le temps (Figure I-26 partie (b)) [35].

L'avantage principal de l'utilisation de l'onde progressive pour transmettre le mouvement au rotor, réside dans le fait que le contact entre rotor et stator s'effectue de manière continue. De plus, le couple de maintien sans alimentation d'un actionneur à onde progressive est plus élevé à cause de la surface de frottement nettement plus importante (tout l'anneau formant le stator) comparé aux moteurs à contact ponctuel.

Conclusion

Dans ce premier chapitre, nous avons donné un aperçu sur le phénomène de la piézoélectricité, l'histoire des moteurs piézoélectriques qui représentent un nouveau type d'actionneur qui peut remplacer les moteurs électromagnétiques, par leurs caractéristiques et avantages frappants.

Introduction

Le moteur piézoélectrique à onde progressive possède d'excellentes caractéristiques. Le fort couple de maintien sans alimentation, le couple élevé à basse vitesse (favorisant les entraînements directs), l'absence de champs magnétiques parasites, le contact continu ainsi que son fonctionnement silencieux et sa petite taille font de ce moteur un actionneur idéal. La recherche d'un modèle de contact parfait efficace qui peut contrôler le contact dynamique entre le rotor et le stator s'avère très difficile et complexe à cause de son comportement non linéaire et aux phénomènes tribologiques agissant dans la zone de contact entre stator et rotor. Plusieurs modèles sont proposés dans la littérature. Nous exposons dans le paragraphe suivant les trois cas les plus utilisés.

II.1 Mécanismes de contact

Le fonctionnement principal du moteur piézoélectrique est basé sur deux conversions d'énergie où à la première étape l'énergie électrique est converti en énergie mécanique dû à l'excitation des céramiques piézoélectriques. A la deuxième étape, les oscillations sont converties en mouvement continu (linéaire ou de rotation) à l'aide de la force de friction générée au niveau de l'interface rotor/stator. Le principe de ces types d'actionneurs est basé essentiellement sur le contact de l'interface Rotor/stator. La modélisation du contact est très complexe à cause des issus tribologiques liées aux aspérités extérieures, de la dureté, de l'usure, et d'autre effet de surface. L'analyse d'une série de mécanismes de contact [36] nous amène à examiner trois cas:

- Un rotor rigide et un stator rigide entrent en contact suivant une ligne. Le contact est exprimé par la force de friction (Loi de Coulomb)
- Cette même force de friction a été utilisée pour modéliser le contact d'un rotor flexible et un stator rigide quoique la nature des matériaux soit différente.
- L'entraînement d'un rotor flexible pressé à un stator flexible a été exprimé par une force d'entraînement prenant en compte la viscosité du rotor et du stator. Le frottement est considéré visqueux.

II.2 Ligne de contact, frottement de Coulomb

Le stator rigide entre en contact avec le rotor rigide selon une ligne de contact représente le cas idéal. Le contact du rotor avec le stator se fait à la crête de l'onde progressive comme le montre la figure II-1.

La force de friction est décrite par la formule (II-1)

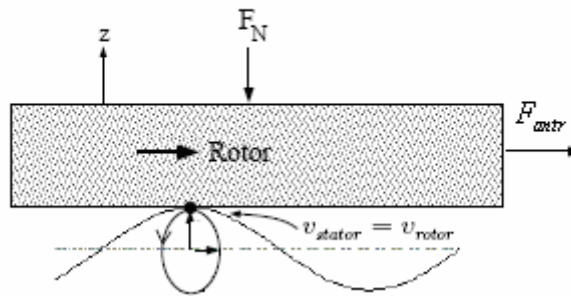


Figure II-1 : Le rotor contact le stator juste au crête de l'onde

$$F_{antr} = \mu F_N \quad (\text{II-1})$$

F_N : Force normale appliquée

μ : Le coefficient de frottement de coulomb

II.3 Ligne de contact, frottement visqueux :

Le modèle précédent a été modifié. La loi de frottement de Coulomb a été substituée par le frottement visqueux, où la force de friction est proportionnelle à la vitesse relative entre les deux surfaces.

$$F_{antr} = -\varepsilon [v_{stator}(x) - v_{rotor}] F_N \quad (\text{II-2})$$

ε : Le coefficient de frottement visqueux.

II.4 Zone de contact, frottement de coulomb :

La ligne de contact est un cas idéal. Ce modèle a été rapproché à la réalité en tenant compte du coefficient de frottement du rotor et du stator. La loi de Coulomb a été appliquée où le rotor est considéré flexible et le stator rigide.

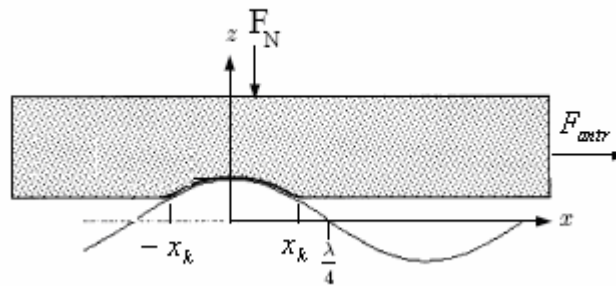


Figure II-2 : Le rotor contacte le stator au dessus d'un secteur

La force de friction peut être calculée comme suit :

$$F_{antr} = \mu \int_{-x_k}^{+x_k} \sin g [\Delta v(x)] f_z(x) d(x) \tag{II-3}$$

$$\Delta v(x) = [v_{stator}(x) - v_{rotor}] \tag{II-4}$$

II.4.1 Modèle de contact hertzien :

Par la suite, un modèle de contact appelé contact hertzien paraissant plus simple a été proposé. C'est un cylindre qui entre en contact avec un demi-espace élastique comme montré sur la figureII-3, où le stator déformé est modélisé comme un cylindre. Le rotor est modélisé comme un demi espace élastique entrant en contact avec le cylindre au-dessus d'une zone de largeur **a**.

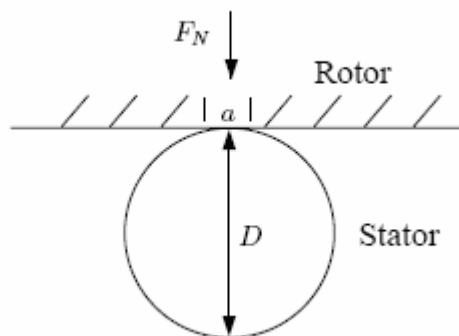


Figure II-3 : Modèle de contact hertzien [36]

$$a = 1.6\sqrt{F_N DC_E} \tag{II-5}$$

D : diamètre du cylindre

CE : tient compte des paramètres du matériau

$$C_E = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad (\text{II-6})$$

E_1, E_2 : Les Modules d'élasticité des deux matériaux dans l'interface.

ν_1, ν_2 Sont les coefficients de poisson correspondant aux deux modules d'élasticité

La force de friction est donnée par la même expression décrite par (II-3) où,

$$f_z(x) = A[\cos(kx) - \cos(kx_K)] \quad (\text{II-7})$$

Avec

$$\sin g[\Delta v(x)] = \begin{cases} 1 & v_{st}(x) > v_{rot} \\ 0 & v_{st}(x) = v_{rot} \\ -1 & v_{st}(x) < v_{rot} \end{cases} \quad (\text{II-8})$$

$$A = \frac{F_N k}{2[\sin(kx_K) - kx_K \cos(kx_K)]} \quad (\text{II-9})$$

II.4.2 Modèle du ressort linéaire :

Dans ce cas de modèle, le rotor est représenté par une distribution d'un ensemble de ressorts linéaires comme le montre la figure II-4. Le rotor est caractérisé par une épaisseur h_r et une rigidité C_N . Le rotor est modélisé comme une série de ressorts placés en parallèle le long du stator.

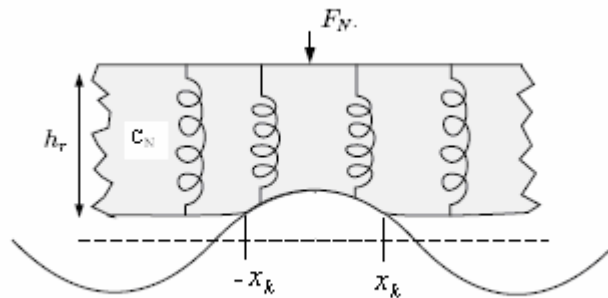


Figure II-4 : Modèle de ressort linéaire [36]

La force de friction à la même expression que celle décrite par la relation (II-3) et $f_z(x)$ comme suit,

$$f_z(x) = C_N [w_0 \cos(kx) - w_0 \cos(kx_K)] \quad (\text{II-10})$$

W_0 est l'amplitude de l'onde

II.5 Comparaison des deux modèles :

Pour choisir le modèle le plus efficace, étudions les performances mécaniques de ces deux modèles dans les sections suivantes.

II.5.1 Vitesse- couple :

En comparant les caractéristiques couple-vitesse des deux modèles montrés sur les figures (II-5), (II-6), nous voyons clairement que pour une même vitesse et une même longueur d'onde λ le couple est très différent. Le modèle de ressort linéaire délivre un couple moteur plus important.

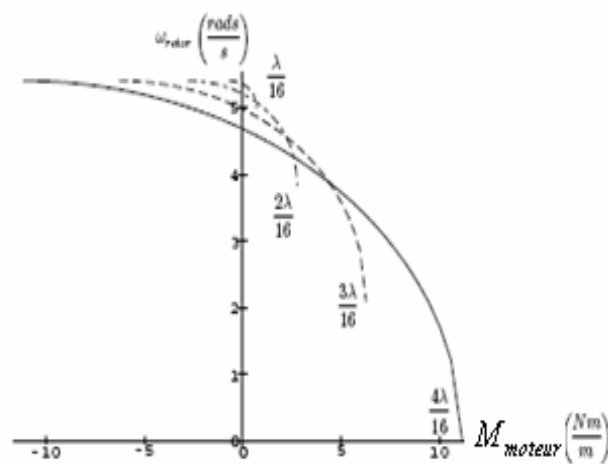


Figure II-5 : Caractéristique vitesse-couple : modèle hertzien
Pour différents x_k [36]

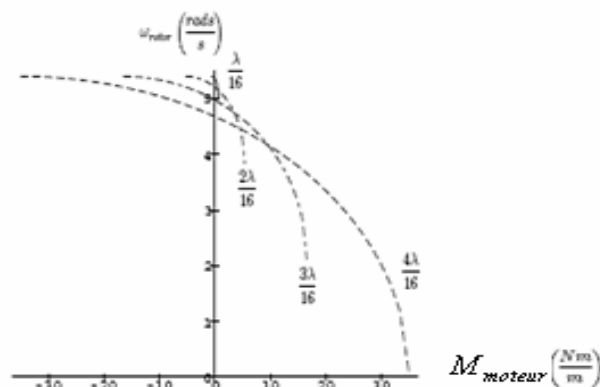


Figure II-6 : Caractéristique vitesse-couple : modèle de ressort linéaire
pour différents x_k [36]

II.5.2 Couple-force normale

Comparons les deux figures (II-7), (II- 8). On remarque que la différence entre les deux modèles réside essentiellement dans la rigidité de chaque système. Pour un couple moteur par exemple de 20Nm/m et une longueur d'onde $3\lambda/16$ la force normale F_N du modèle de ressort est de 20000N/m. F_N est 2,5 fois plus grande que celle correspondant au modèle Hertzien.

Le système à ressort linéaire est plus rigide et peut supporter une force normale plus forte.

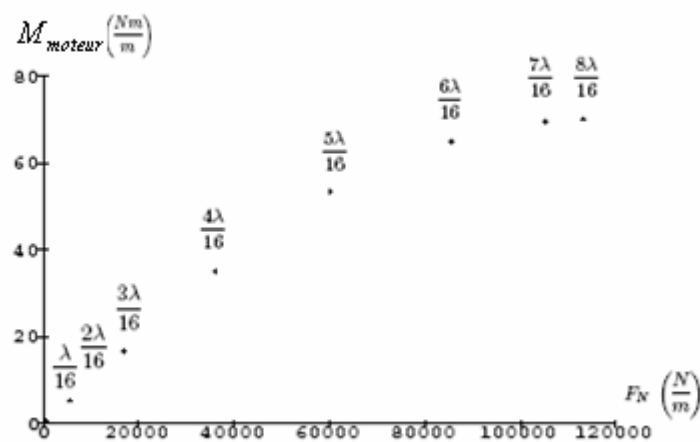


Figure II-7 : Caractéristique couple- force normale : modèle de ressort linéaire

[36]

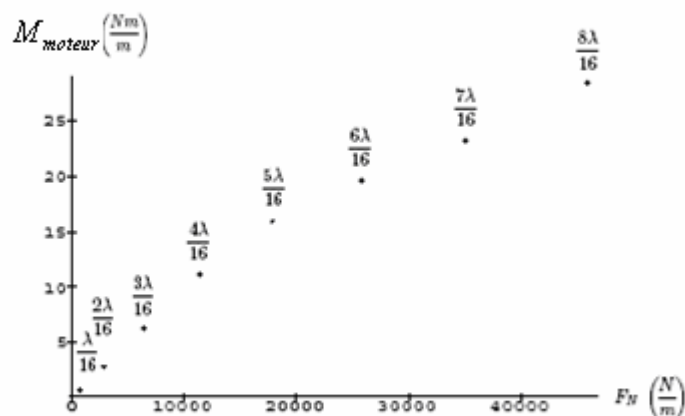


Figure II-8 : Caractéristique couple- force normale : modèle Hertzien

[36]

II.5.3 Puissance – couple

Comparons les deux figures (II-9), (II-10). On remarque que pour un x_k donné, le rendement de puissance du modèle à ressort linéaire est uniformément plus grand que celui du modèle Hertzien. Le rapport du maximum de puissance et des couples des deux systèmes est de l'ordre de 2,5 fois plus grand pour le modèle à ressort linéaire.

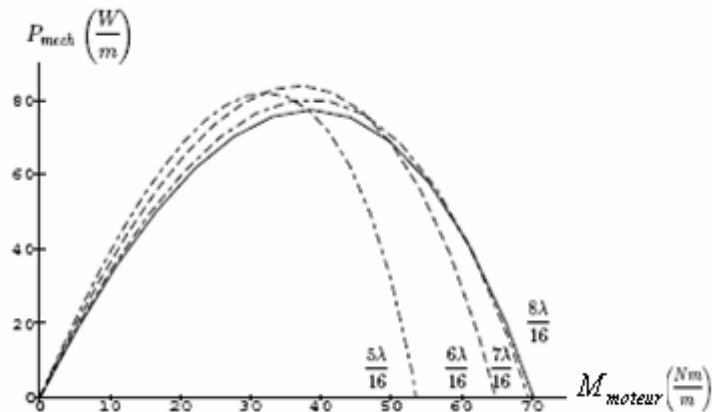


Figure II-9 : Caractéristique puissance- couple : modèle de ressort linéaire
Pour différents x_k [36]

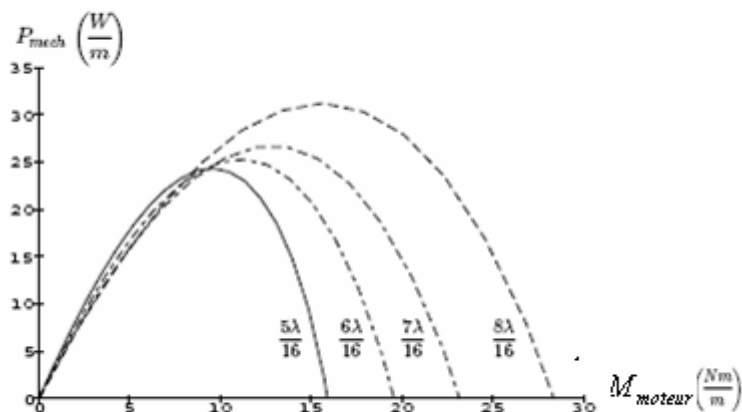


Figure II-10 : Caractéristique puissance- couple du modèle Hertzien
Pour différents x_k [36]

II.6 Modèle à déformation de la couche de contact

Afin d'augmenter la force de friction et l'efficacité de transmission du contact entre le stator et le rotor, ce modèle représente la surface de contact par une couche (matériau souple). Puisque les forces de friction qui apparaissent dans la zone de contact entre le rotor et le stator sont responsables de l'entraînement du moteur piézoélectrique, les propriétés du matériau de friction et la caractéristique de la zone de contact jouent un rôle très important du point de vue influence sur le fonctionnement et la durée de vie du moteur piézoélectrique.

Jusqu'ici et à cause du comportement non linéaire du phénomène tribologique, les analyses des frottements au niveau de l'interface rotor/stator de moteur et les conclusions relatives qui ont été réalisées sont seulement basées sur des essais et des expériences [37]. **Takashi** par exemple ne tient pas compte dans le modèle analytique de la déformation de cisaillement pour approcher les valeurs expérimentales aux valeurs théoriques. Il n'y a pas de modèle de contact parfait qui peut expliquer le contact dynamique entre le rotor et le stator à cause de son comportement non linéaire. Presque toutes les recherches effectuées ont été faites avec certaines approximations qui conduisent à quelques erreurs entre les résultats théorique et expérimental [38]. Pour améliorer le rendement de l'actionneur et minimiser le phénomène de glissement, il a été proposé de coller une couche mince souple au niveau de l'interface rotor/stator.

Kurosawa et **ueha** en 1988 ont développé un modèle qui consiste à considérer que le rotor et le stator sont des corps rigides. Ils ont calculé les caractéristiques mécaniques du moteur mais certains détails n'ont pas été considérés comme la déformation de la couche de contact (déformation de cisaillement) [39]. Néanmoins, ils n'ont pas expliqué ce phénomène analytiquement. En (2004) **Li Huafeng-Zhao ,Chunsheng –Gu Chenglin** ont proposé un autre modèle de contact. Ce modèle suppose que le stator est rigide et le rotor a une couche de contact similaire à un ressort linéaire avec une rigidité équivalente dans la direction axiale et tangentielle c_N , et que la couche de contact subit une déformation lors de fonctionnement de moteur. Ils ont développé les expressions de la force d'entraînement agissant dans la zone de contact mais pour un seul cas de fonctionnement du moteur.

Pour cela le mécanisme de contact sera analysé et les expressions des forces qui se trouvent dans la zone de contact seront développées dans le chapitre III pour tous les cas

rencontrés lors du fonctionnement de moteur. On visualisera aussi l'influence de cette déformation sur la zone de friction.

II.7 La déformation de cisaillement :

Puisque le matériau de friction est plus doux que le stator, la déformation de cisaillement ne doit pas être négligée au niveau de l'interface de contact. Le phénomène de glissement entre stator/rotor apparaît quand la vitesse des points de la surface du stator est inférieure à celle du rotor. L'égalité des deux vitesses est accompagnée d'une déformation de cisaillement du matériau de friction dans la zone de contact. La contrainte de cisaillement perturbe (déstabilise) l'entraînement du rotor. La contrainte de cisaillement est caractérisée par un angle de déformation (Fig.II.11). Le phénomène physique de cisaillement peut être plus explicite sur un matériau doux tel que le coton soumis à cette contrainte.

Le schéma (II-11(a)) est un tas de coton ayant une densité uniforme. Si on lui applique la force F , elle ne pousse pas le tas de coton entier puisqu'il est très doux. En conséquence, la densité et la rigidité du coton augmentent autour de la région forcée, comme le montre la figure (II-11(b)). Plus la force est profonde, plus la zone de contact est large avec une densité plus élevée. Quand la force F entre profondément dans un angle θ (appelé l'angle de cisaillement), la zone avec une densité plus élevée est si large que tout le tas de coton peut être poussé pour se déplacer, comme le montre la figure (II-11(c)).

Finalement, l'angle de cisaillement θ est lié à la densité du coton. Plus la densité est basse, plus l'angle θ est grand.

Dans la zone de contact, la densité du matériau de friction entré en contact avec le stator deviendra plus grande à cause de la force de pression entre le stator et le rotor. La densité du matériau de friction est plus grande près de la crête de l'onde. θ dépend aussi du coordonné y .

Puisque l'amplitude de vibration est plutôt petite comparée à l'épaisseur du matériau de friction (μ m au millimètre), θ est fonction de la densité.

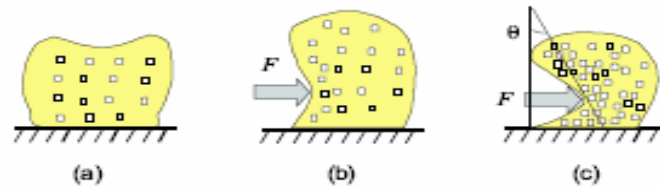
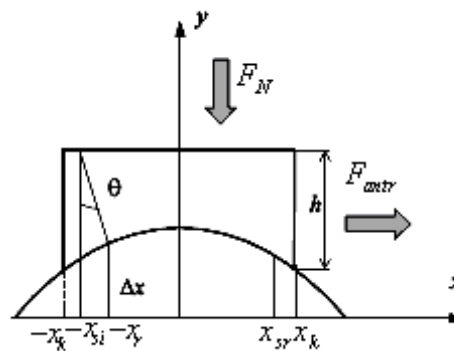


Figure II-11 : Croquis de la contrainte de cisaillement

Le modèle de contact entre le rotor et le stator avec déformation de cisaillement est montré sur la figureII-12



FigureII-12 : Modèle de contact entre le rotor et le stator considérant la déformation de cisaillement [37]

L'angle de déformation peut être calculé comme suit [37] :

$$\theta = \theta_0 - k_\theta \rho_f \tag{II-11}$$

k_θ : Constante de proportionnalité liée à la densité

ρ_f : La densité du matériau de friction

θ_0 : L'angle initial de déformation

$$\Delta x = h \tan \theta \tag{II-12}$$

Conclusion

Un état de l'art des modèles de contact de l'interface Rotor/Stator du moteur piézoélectrique a été exposé dans ce chapitre. Le modèle dit Hertzien et le modèle de ressort ont été donnés et comparés. La comparaison des deux modèles utilisant les caractéristiques couple-vitesse, couple-force et puissance- couple ont montré que le

modèle à ressort est plus performant ; C'est la raison pour laquelle les modèles couramment rencontrés dans la littérature et les nouveaux actionneurs piézoélectriques utilisent une couche souple (souvent en polymère) de friction à l'interface Stator/rotor pour améliorer les performances.

Introduction

Dans ce chapitre nous présentons sous un aspect pratique et détaillé le modèle analytique du moteur piézoélectrique à onde progressive. On s'intéresse particulièrement dans ce chapitre au modèle de contact d'interface entre le rotor et le stator. Lors du contact entre le stator et le rotor, l'interface entre les deux est étudiée en tant que couche de contact similaire à une distribution d'un ressort linéaire. Sous l'effet de la force normale exercée par le rotor sur le stator d'autres forces de feedback et des contraintes de cisaillement apparaissent. Ces phénomènes tribologiques sont introduits dans le modèle.

III.1 Modélisation d'un moteur piézoélectrique à onde progressive

Le modèle du moteur à onde progressive se compose de quatre modules ou blocks principaux

- Excitation où la source de tension
- Stator en céramique piézoélectrique
- Interface de contact stator-rotor
- Rotor

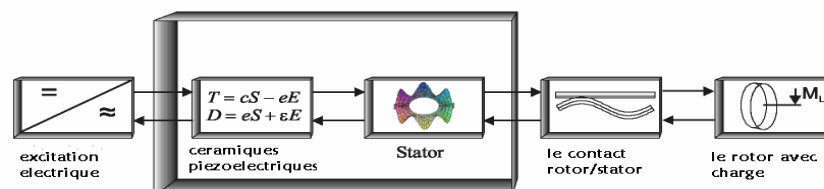


Figure III- 1 : Composants du modèle complet du moteur piézoélectrique à onde progressive [40]

L'évaluation des performances du moteur piézoélectrique est une fonction des paramètres d'entrées comme les amplitudes de tension d'excitation, le déphasage entre eux et la fréquence [41]. Le modèle décrit est montré dans la Figure III-2



Figure III- 2 : Schéma block du moteur piézoélectrique à onde progressive [40]

III.1.1 Modèle du stator

Le stator est la pièce du moteur où la conversion électromécanique d'énergie aura lieu. La céramique piézoélectrique appliquée au dessus du stator crée deux modes orthogonaux de vibration, leur superposition produit l'onde progressive.

Le stator du moteur piézoélectrique peut être conçu en tant qu'anneau. Durant le siècle précédent, la vibration des anneaux, les membranes et les couches minces ont été étudiées par Kirchhoff et Lord Rayleigh. L'équation du mouvement pour une vibration pour un plan circulaire a été déterminée [42] :

$$\frac{E.a^2}{3.(1-\nu^2)} \left(\frac{\partial w}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2} \right) + \rho \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = 0 \quad (\text{III- 1})$$

Où W représente la vibration du plan dans la direction \mathbf{z} , E est le module de Young, a est la moitié de l'épaisseur du plan, ν est la densité de la masse et ρ le coefficient de Poisson du matériau. Le contact radial entre le stator et le rotor est très étroit. Le stator ayant la forme d'un anneau peut être modélé en tant que faisceau d'**Euler-Bernoulli**. L'équation du mouvement pour le déplacement transversal du faisceau d'**Euler-Bernoulli** est :

$$\frac{\partial^4 w(x,t)}{\partial x^4} + \frac{\rho A}{EI} \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial t^2} = 0 \quad (\text{III- 2})$$

Afin d'obtenir une onde progressive idéale, le moteur doit être actionné au voisinage de la fréquence de résonance appropriée au stator. Donc, l'excitation électrique doit être bien ajustée.

La vitesse de rotation du rotor est proportionnelle aux amplitudes de vibration du stator. En conséquence, la vitesse de rotation du moteur peut être commandée par les paramètres du système électrique d'excitation suivants [43] :

- La fréquence,
- Les amplitudes des tensions,
- La différence de phase entre les tensions de commande.

La plupart des systèmes de commande du moteur piézoélectrique à onde progressive utilisent la fréquence en tant que variable de commande.

Notre objectif est de construire un modèle du stator avec les entrées suivantes :

- Tensions électriques d'excitation,
- Forces modales de l'interface de stator-rotor,

Et comme sorties :

- Déplacements modaux,
- Dérivés de temps des déplacements modaux.

III.1.1 .1 Modèle réduit du stator

Les études rencontrées dans la littérature, concernant le stator, utilisent les logiciels spécialisés tels que, FEMLAB, ANSYS ou ABAQUES où les modèles implantés sont à plusieurs degrés de liberté. Notre but, est d'étudier le modèle du stator indépendamment des autres parties du moteur. Le modèle du comportement dynamique du moteur sera simplifié. Le stator sera représenté donc par un système à deux degrés de liberté.

Le stator est un actionneur piézoélectrique. Il peut donc être représenté par un modèle de circuit électrique équivalent montré dans la Figure III-3. Le système mécanique analogue à ce système est décrit dans la Figure III-4

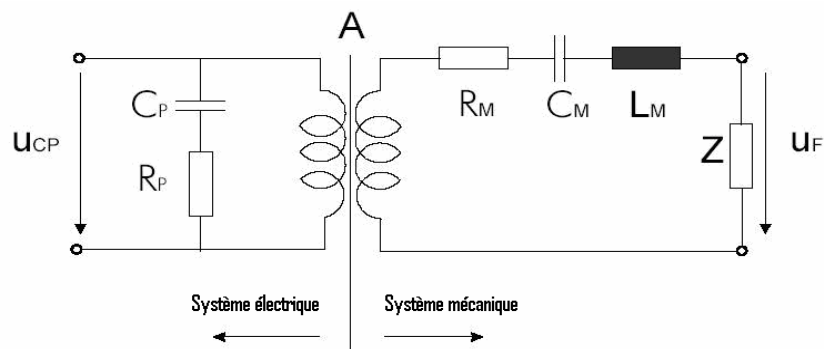


Figure III-3 : Le circuit électrique équivalent du stator [40]

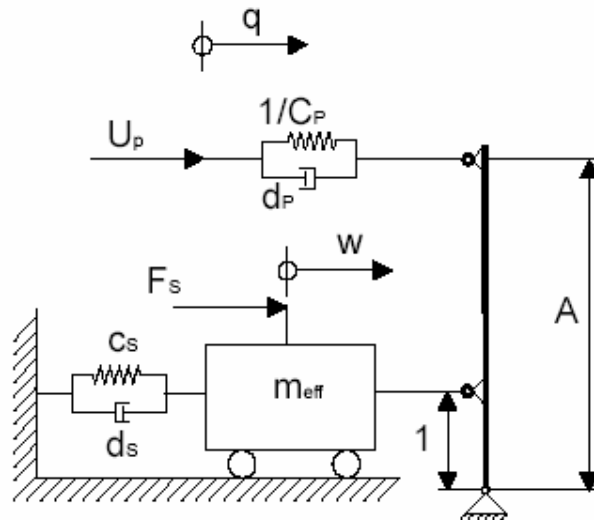


Figure III-4 : Modèle équivalent mécanique du stator [40]

Le modèle de la Figure III-4 est obtenu par l'analogie conventionnelle électrique mécanique.

La dynamique des systèmes est décrite dans la Figure III-3 et la Figure III-4. Ces deux figures sont équivalentes. Elles sont extraites de la même équation différentielle.

La masse, la rigidité et les pertes du stator du modèle de la figure III-3 sont représentées par des éléments purement électriques (inductance, capacité et résistance), tandis que dans le modèle mécanique montré dans la Figure III-4, la capacité et la résistance de la céramique piézoélectrique sont représentées respectivement par le ressort et l'amortisseur.

Le déplacement Y correspond à la charge, la force U_p représente la tension d'entrée appliquée sur la céramique piézoélectrique. En conséquence on doit noter, que le ressort équivalent au condensateur a une rigidité qui a la valeur inverse de la capacité, tandis que tous les autres éléments analogues ont les mêmes valeurs (**inductance=masse, amortisseur=résistance, rayon de levier = transformateur**).

Le modèle équivalent illustré dans la Figure III-4, représente le comportement d'une seule excitation de ce système. Le modèle complet du stator et de la céramique est montré dans la figure III-5 :

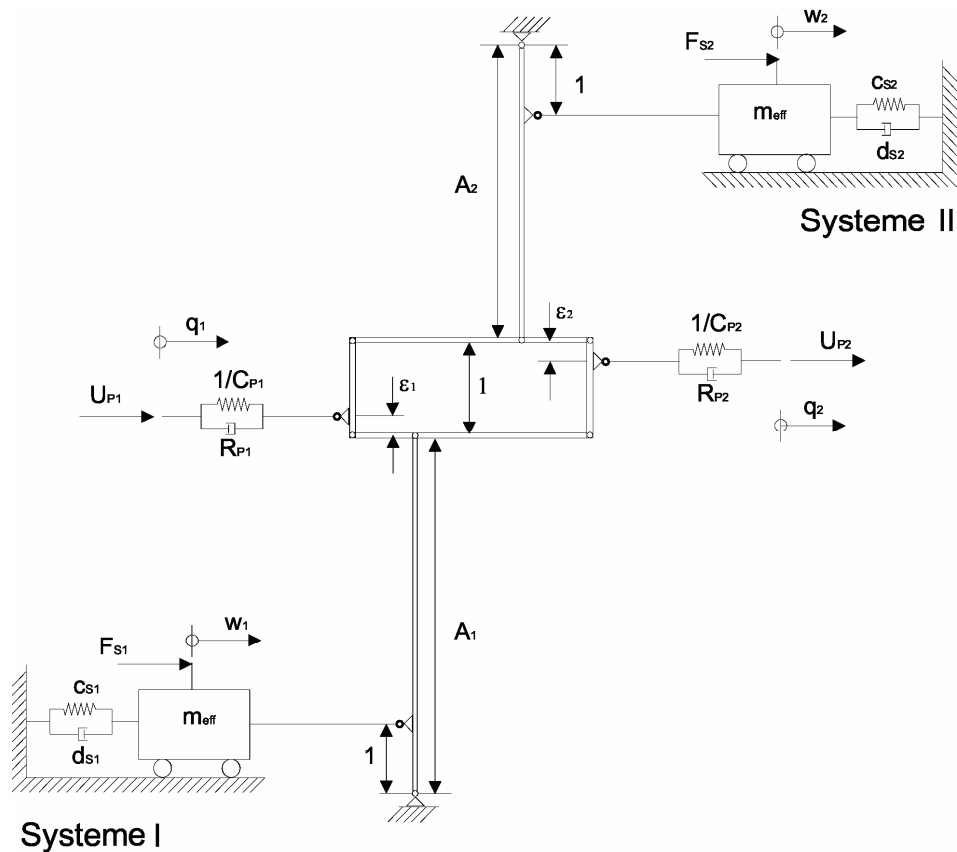


Figure III- 5 : Modèle mécanique équivalent complet du stator [40]

Les systèmes I et II sont reliés à un système de levier. Ce raccordement a été mis en application afin de représenter l'influence du système I sur le mode de vibration du système II, et vice versa (Figure III-5).

Les facteurs de perturbation symétrique ε_1 et ε_2 du système caractérisent l'accouplement entre les deux systèmes. Habituellement leurs valeurs sont inférieures à **5%**. ε_1 et ε_2 dépendent de la qualité de la construction du stator (symétrie) et l'adhérence de la céramique piézoélectrique à l'anneau du stator.

Généralement les paramètres du système I et du système II ont des valeurs différentes. Dans le cas idéal, les paramètres des deux systèmes seraient égaux et les perturbations ε_1 et ε_2 de symétrie auraient la valeur zéro.

La manière la plus simple de représenter le modèle mécanique de la Figure III-5 dans MATLAB/SIMULINK est de décrire le système avec des variables d'état. La tâche consiste à déterminer, comment les tensions d'excitation (U_{P1} et U_{P2}) et les forces externes (F_{S1} et F_{S2}) influencent les déplacements modaux des deux systèmes (w_1 et w_2).

Afin de représenter ces dépendances dans MATLAB/SIMULINK, on se base sur les équations différentielles (III-3) et (III-4) ensuite on tire les matrices d'état qui représentent la relation entre les entrées et les sorties.

Les équations décrivant la dynamique du système I et II (Figure III-5) sont :

$$m_{eff} \ddot{w}_1 + d_{s1} \dot{w}_1 + c_{s1} w_1 = A_1 * [(1 - \varepsilon_1) U_{p1} + \varepsilon_2 U_{p2}] + F_{s1} \quad (III-3)$$

$$m_{eff} \ddot{w}_2 + d_{s2} \dot{w}_2 + c_{s2} w_2 = A_2 * [(1 - \varepsilon_2) U_{p2} + \varepsilon_1 U_{p1}] + F_{s2} \quad (III-4)$$

Les matrices d'état résultantes sont :

$$\begin{bmatrix} \dot{w}_1 \\ \dot{w}_1 \\ \dot{w}_2 \\ \dot{w}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{-c_{s1}}{m_{eff}} & \frac{-d_{s1}}{m_{eff}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & \frac{-c_{s2}}{m_{eff}} & \frac{-d_{s2}}{m_{eff}} \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} w_1 \\ \dot{w}_1 \\ w_2 \\ \dot{w}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{A_1 * (1 - \varepsilon_1)}{m_{eff}} & \frac{A_1 * \varepsilon_2}{m_{eff}} & \frac{1}{m_{eff}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{A_2 * \varepsilon_1}{m_{eff}} & \frac{A_2 * (1 - \varepsilon_2)}{m_{eff}} & 0 & \frac{1}{m_{eff}} \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} U_{p1} \\ U_{p2} \\ F_{s1} \\ F_{s2} \end{bmatrix} \quad (III-5)$$

$$\begin{bmatrix} y1 \\ y2 \\ y3 \\ y4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} w_1 \\ \dot{w}_1 \\ w_2 \\ \dot{w}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} U_{p1} \\ U_{p2} \\ F_{s1} \\ F_{s2} \end{bmatrix}$$

La fréquence de résonance du système montré dans la Figure III-4 peut être obtenue à partir de l'équation différentielle du mouvement (III-3) :

$$f_{res} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_S}{m_{eff}}} \quad (III-6)$$

Si nous isolons les électrodes du système (q1=0 voir la Figure III-5) la fréquence d'antirésonance peut être calculée ainsi:

$$f_{ant} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_S + \frac{A^2}{C_p}}{m_{eff}}} \quad (III-7)$$

La fréquence d'antirésonance est la fréquence, à laquelle le courant d'entrée dans la céramique piézoélectrique est minimal. Il est avantageux d'avoir le courant d'entrée aussi petit que possible afin de réduire au minimum les pertes dans la céramique piézoélectrique. Ces pertes sont dues à la résistance R_p . Comme solution, les chercheurs suggèrent que le moteur devrait être commandé à la fréquence d'antirésonance pour maximiser son rendement. La position de la fréquence de résonance et d'antirésonance

(Fig.III.6) dépend de la température et de la charge. La figure III.7 représente le circuit électrique équivalent du modèle mécanique complet.

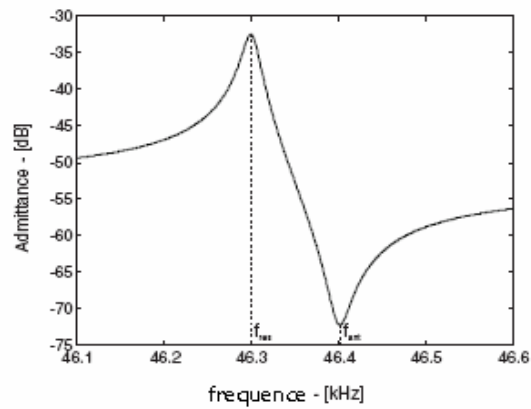


Figure III-6: Fréquence de résonance et d'anti-résonance [40]

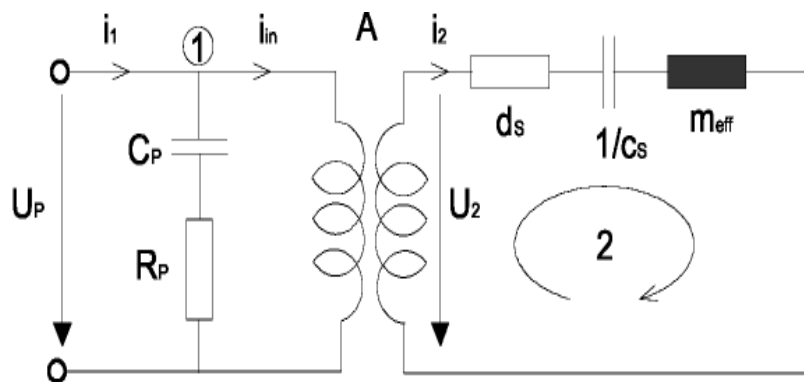


Figure III- 7 : Circuit électrique équivalent à partir du model mécanique complet [40]

III.1.2 Modèle de l'interface Stator-rotor.

Le modèle d'interface stator-rotor est la partie la plus complexe du modèle du moteur piézoélectrique. On suppose que le stator est rigide, ce qui implique, que le profil de vibration ne change pas après le contact avec le rotor, sachant que celui-ci a une couche de contact uniforme. Dans notre étude deux cas sont considérés dans le modèle du contact : avant et après application de la contrainte de cisaillement.

La trajectoire des points de surface du stator peut être analysée à partir du mouvement vertical de l'onde progressive idéale.

Si nous voulons construire un moteur avec une vitesse de rotation élevée, la valeur de déplacement u_x doit être aussi grande que possible (l'ellipse doit être plate).

$$\left(\frac{u_z}{w_0}\right)^2 + \left(\frac{u_x}{a \cdot k \cdot w_0}\right)^2 = 1 \quad (\text{III-8})$$

La trajectoire des points de la surface du stator est représentée par la figure III-8.

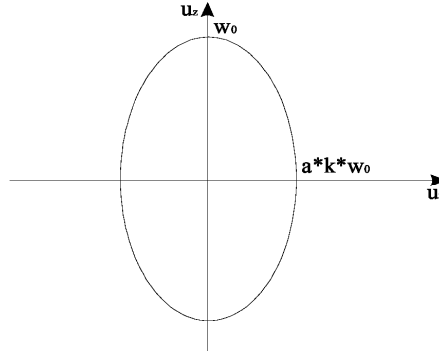


Figure III-8: La forme elliptique de la trajectoire des points de la surface du stator

En outre de la trajectoire des points de surface du stator, la vitesse tangentielle est définie comme la dérivée du déplacement tangentiel :

$$v_{hor}(x,t) = -a \cdot \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x \partial t} = -akw_0 \omega \cos(kx - \omega t) = v_0 \cos(kx - \omega t) \quad (\text{III-9})$$

Avec

$$v_0 = -akw_0 \omega \quad (\text{III-10})$$

v_0 : Représente la vitesse tangentielle maximale des points de surface du stator.

La vitesse tangentielle maximale a une valeur négative, parce que la vitesse tangentielle des points extérieurs est opposée au sens de déplacement de propagation de l'onde. Pour les applications du moteur à onde progressive, la vitesse v_0 à une valeur élevée. Pour obtenir de meilleures performances du moteur, les paramètres de la relation (III-10) doivent être optimisés telles que:

- La pulsation ω doit être assez élevée (proche de la pulsation de résonance). Celle-ci correspond aux amplitudes maximales de l'onde de déplacement w_0 .
- Certaines configurations de moteur prévoient des dents (ou encoches) à la surface du stator. Ils n'ont pas d'influence sur la rigidité et ont l'avantage de piéger les particules détachées de la surface à la suite du frottement rotor-stator [44]. Le vieillissement serait réduit.

Dans le cas d'onde de déplacement idéale, la vitesse de déplacement des crêtes est égale à la vitesse horizontale (équation (III-10)). La Figure III-9 illustre le profil des vitesses horizontales des points de surface de stator.

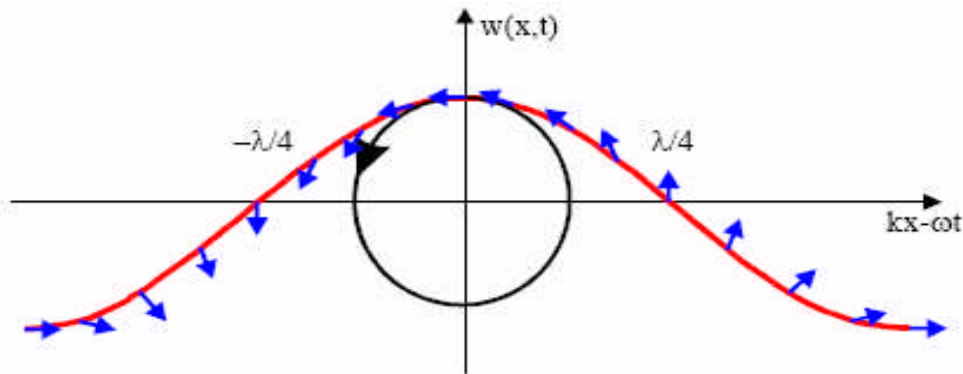


Figure III- 9 : Vitesse des points de surface de stator

III.1.2.1 Zone de contact

Une autre manière de décrire le mécanisme de contact, est d'employer le modèle de zone de contact. Ce modèle suppose que le stator est rigide. Le rotor a une couche de contact flexible similaire à un ressort linéaire avec une rigidité équivalente dans la direction axiale et tangentielle c_N [42]. Afin d'explicitier le principe de fonctionnement, on analyse les points de la surface dans un nouveau système de coordonnées qui se déplace avec l'onde progressive, avec la même vitesse et dans la même direction que l'onde progressive :

$$\tilde{x} = x - \frac{\omega}{k}t \quad (\text{III-11})$$

$$\tilde{z} = z \quad (\text{III-12})$$

Considérons (III-11), le déplacement vertical de plan neutre du stator tel que :

$$w(\tilde{x}) = w_0 \cdot \cos(k\tilde{x}) \quad (\text{III-13})$$

Et la distribution de vitesse des points de surface du stator

$$v_{hor}(\tilde{x}) = v_0 \cdot \cos(k\tilde{x}) \quad (\text{III-14})$$

C'est le cas d'une onde progressive idéale. D'après les équations (III-13) et (III-14), on remarque que les points aux crêtes de l'onde progressive se déplacent avec la valeur maximale de la vitesse horizontale car le déphasage entre la distribution de la vitesse et du déplacement est nul.

Pendant que la surface du stator se déforme, elle assure un chevauchement avec la couche de contact du rotor comme il est illustré dans la Figure III-10

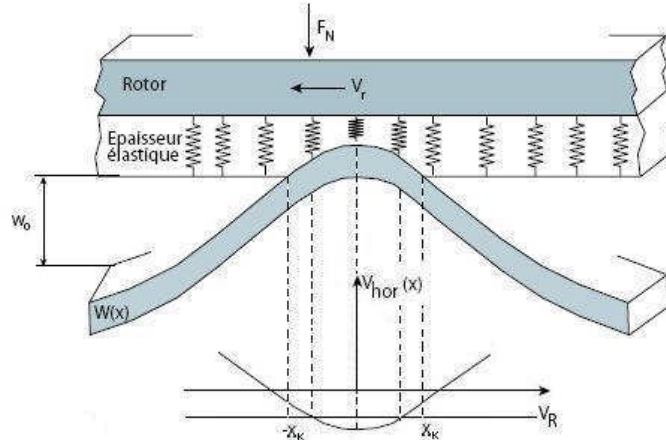


Figure III-10 : Chevauchement entre la surface du stator et la couche de contact du rotor [45]

A l'interface, le rotor exerce une force normale le long de la zone de contact. Le chevauchement entre le stator et le rotor est décrit par la relation (III.15):

$$\Delta W = W_0 \cdot (\cos(k\tilde{x}) - \cos(kx_k)) \quad \text{(III-15)}$$

Où x_k est la moitié de la longueur de la zone de contact. La force normale dépend de l'épaisseur des propriétés physiques de la couche de contact.

La ligne de force selon [46] est exprimée comme suit :

$$f_z = \frac{E \cdot b}{h} \cdot \Delta W = c_N \cdot \Delta W \quad \text{(III-16)}$$

Où

$$c_N = \frac{E \cdot b}{h} \quad \text{(III-17)}$$

c_N est la rigidité équivalente de la couche de contact, h est l'épaisseur de la couche de contact et b est la largeur de contact dans la direction radiale. La ligne de distribution de la force le long de la zone de contact est :

$$f_z = c_N \cdot \Delta W = c_N \cdot w_0 \cdot (\cos(k\tilde{x}) - \cos(kx_k)) \quad \text{(III-18)}$$

La force normale agissant sur le rotor peut être calculée en intégrant la ligne de force au-dessus de la zone de contact :

$$F_n = n \int_{-x_k}^{x_k} f_z(\tilde{x}) d\tilde{x} \quad \text{(III-19)}$$

n représente le nombre des crêtes d'onde.

Comparons la vitesse des points d'un profil de surface du stator le long de la zone de contact à la vitesse du rotor. Nous pouvons voir qu'il y a des zones où la vitesse du rotor est plus grande que la vitesse des points de surface du stator et des zones où la vitesse du rotor est plus petite, et aussi des points où ces deux vitesses sont égales (les points de non glissement) [47].

Puisque le frottement de coulomb a été supposé force de friction alors, celle ci peut être calculée à partir de la relation (III.20):

$$F_{antr} = n\mu \int_{-x_k}^{x_k} \text{sign}(v_{hor}(\tilde{x}) - v_R) \cdot f_z(\tilde{x}) d\tilde{x} \tag{III- 20}$$

La direction de cette force dépend du signe de la vitesse relative entre les points de surface du stator et la vitesse de rotor. Les forces tangentielles du stator agissantes sur le rotor sont exposées dans la Figure III-11.

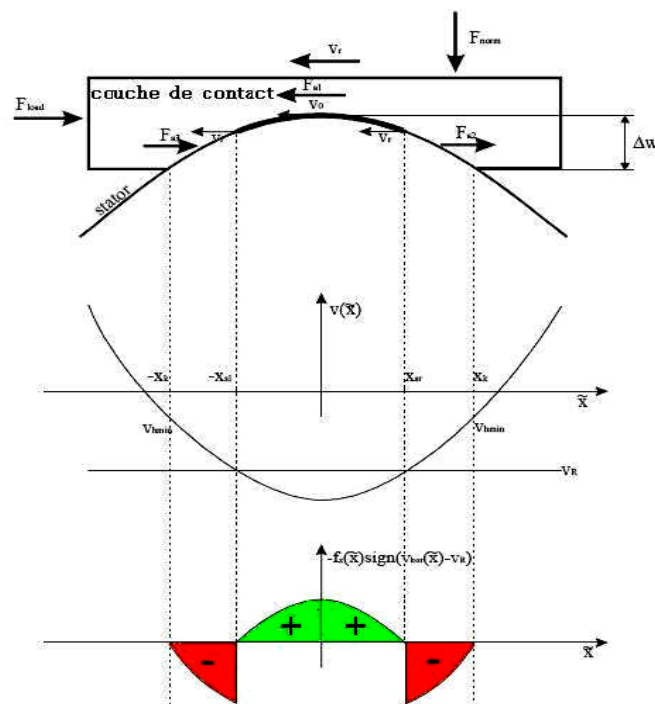


Figure III-11 : Les forces de freinage et de traction dans la zone de contact [48]

On obtient l'équation (III-21) en appliquant la loi de newton (Figure III-11):

$$F_{antr} = F_{a1} - F_{a2} - F_{a3} \tag{III-21}$$

Les forces de friction agissantes sur le rotor dans les zones où la vitesse de rotor est plus grande que les vitesses des points extérieurs du stator, sont dirigées dans le même sens que la force de charge (couple). Ainsi, elles contribuent au freinage du rotor. La force de traction \$F_{antr}\$ dépend des zones de freinage. Les points où la force de friction

est inversée de force de traction à la force freinante (les points où la vitesse du rotor est égale à la vitesse de la surface du stator), s'appellent points de non glissement.

La position de ces points détermine la largeur des zones de traction. Il dépend du couple de charge appliqué au rotor. Le couple de traction doit avoir la même valeur que le couple de charge appliqué, afin de maintenir l'équilibre.

Pour les petites charges (couples), la force (couple) de traction doit être aussi petite. La zone de traction se rétrécit. Les points de non glissement se trouvent non loin de la crête d'onde. Quand le couple de charge augmente, le couple de traction augmente aussi. La zone de traction s'éloigne donc (rétrécissement de la zone d freinage). Les points de non glissement se déplacent vers le bas du profil de vitesse du stator. Le rotor aura donc la même vitesse que celle des points de non glissement, tandis que les points mobiles de non glissement situés à la partie inférieure du profil de vitesse font ralentir le rotor. Quand le couple de charge augmente davantage, les points de non glissement seront à la limite de la zone de contact ($x_{sl}=x_{sr}=x_k$). Dans ce cas il n'y aura qu'une zone de traction (la Figure III-12). La vitesse du rotor est dans ce cas la vitesse horizontale minimale $V_{hor,min}$, des points de surface du stator.

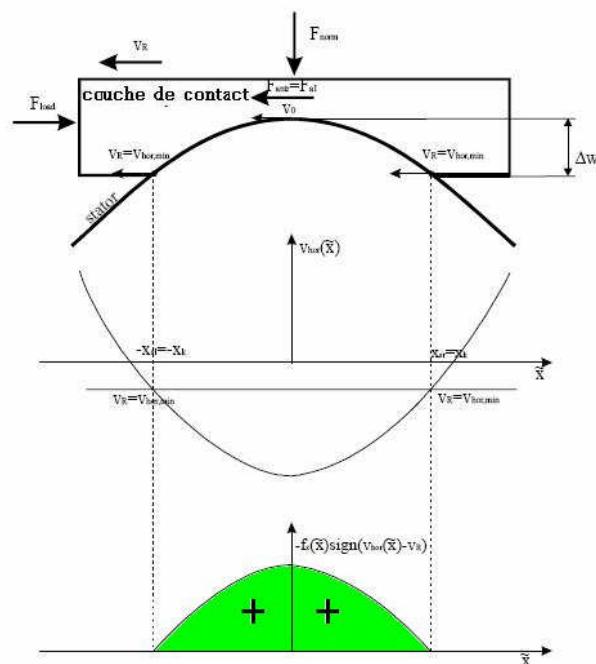


Figure III-12:L'existence seulement de la zone traction

Le rotor alors délivre la force de traction maximale

$$F_{antr_{max}} = n\mu \int_{-x_k}^{x_k} f_z(\tilde{x}) d\tilde{x} = \mu F_{norm} \tag{III-22}$$

Où F_{norm} est la force axiale appliquée.

D'après (III-22), on peut déterminer le couple maximal produit par le stator.

$$M_{max} = \mu R_w F_{norm} \tag{III-23}$$

Le moment maximal est un paramètre caractéristique important du moteur à onde progressive. La caractéristique vitesse-couple pour le modèle de zone de contact est montrée dans la Figure III-13:

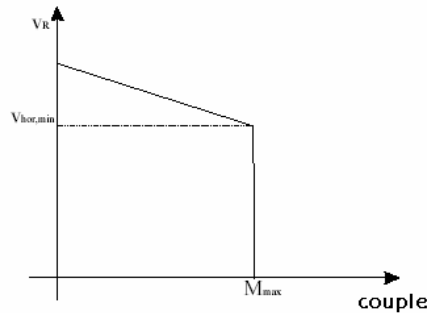


Figure III- 13 : Courbe de Vitesse-couple [19]

L'équation d'équilibre du rotor sans charge (à vide) s'écrit :

$$F_{a1} = F_{a2} + F_{a3} \tag{III-24}$$

Les courbes (vitesses – couple) pour différentes forces axiales appliquées sont décrites dans la Figure III-14

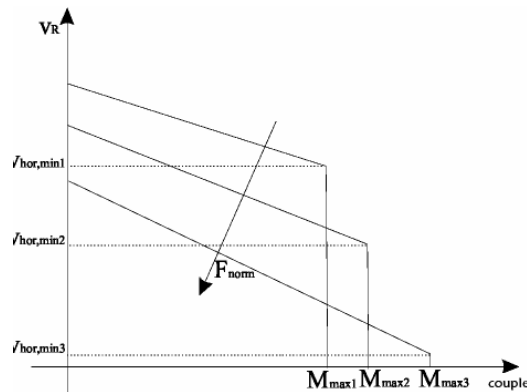


Figure III- 14 : Influence de la force axiale sur les courbes de vitesse-couple [19]

La Figure III -15 illustre, comment la force axiale appliquée influence sur la vitesse du rotor (à vide) et le couple maximal.

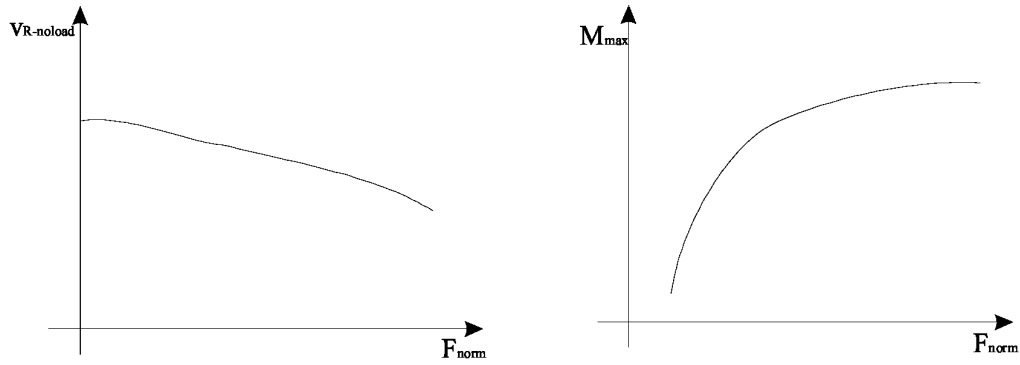


Figure III- 15 : Influence de la force axiale sur la vitesse sans charge et du couple maximal [19]

III.1.2.2 Cas général de l'onde progressive non idéale

Une onde de déplacement idéale est excitée par deux ondes orthogonales superposées ayant la même amplitude et déphasées de $\pi/2$. Dans la pratique, ce n'est pas le cas. Nous devons donc tenir compte des différences possibles des amplitudes et de l'angle de phase. Le modèle tient compte de ces irrégularités selon [49].

Les formes d'onde du stator sont :

$$w_1(x, t) = \hat{w}_1 \cdot \sin(\omega t) \cdot \sin(kx) = w_{1m}(t) \cdot \sin(kx) \quad \text{(III-25)}$$

$$w_2(x, t) = \hat{w}_2 \cdot \sin(\omega t + \varphi_m) \cdot \cos(kx) = w_{2m}(t) \cdot \cos(kx) \quad \text{(III-26)}$$

Où

$$w_{1m}(t) = \hat{w}_1 \cdot \sin(\omega t) \quad \text{(III-27)}$$

$$w_{2m}(t) = \hat{w}_2 \cdot \sin(\omega t + \varphi_m) \quad \text{(III-28)}$$

w_{1m} et w_{2m} sont les déplacements modaux.

La superposition de ces deux ondes stationnaires (III-25) et (III-26) donne :

$$w(x, t) = w_1(x, t) + w_2(x, t) = w_{1m}(t) \cdot \sin(kx) + w_{2m}(t) \cdot \cos(kx) \quad \text{(III-29)}$$

L'équation (III-29) peut être calculée à l'aide du diagramme vectoriel. Nous pouvons représenter toutes les deux parties de (III-29) dans la Figure III-16.

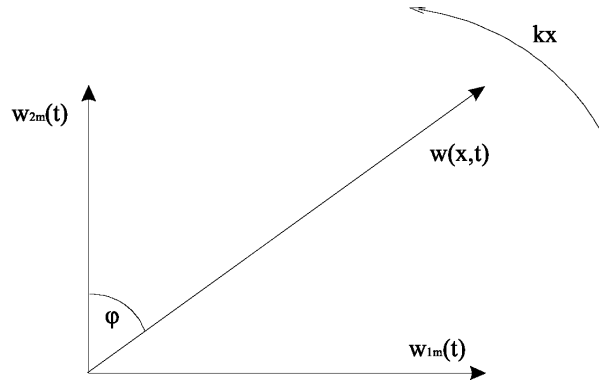


Figure III- 16 : Diagramme vectoriel de l'onde progressive

Nous pouvons écrire :

$$w(x,t) = \sqrt{w_{1m}^2(t) + w_{2m}^2(t)} \cdot \cos(kx - \text{ang}(w_{1m}(t), w_{2m}(t))) \quad \text{(III-30)}$$

Où la fonction mathématiquement **ang** peut être définie comme suit :

$$\text{ang}(x_1, x_2) = \left\{ \begin{array}{ll} \arctg \frac{x_1}{x_2}, & x_2 > 0 \\ \arctg \frac{x_1}{x_2} + \text{sign}(x_1) \cdot \pi, & x_2 < 0 \\ \text{sign}(x_1) \cdot \frac{\pi}{2}, & x_2 = 0 \end{array} \right\} \quad \text{(III-31)}$$

A partir (III-9) et (III-29) les vitesses horizontales des points de surface du stator peuvent être écrites ainsi :

$$v_{hor}(x,t) = -a \cdot \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x \partial t} = -ak \left(\dot{w}_{1m}(t) \cdot \cos(kx) - \dot{w}_{2m}(t) \cdot \sin(kx) \right) \quad \text{(III-32)}$$

L'emploi du diagramme vectoriel (Figure III-17) nous permet de calculer la relation (III-32) de la même manière que le déplacement vertical du stator :

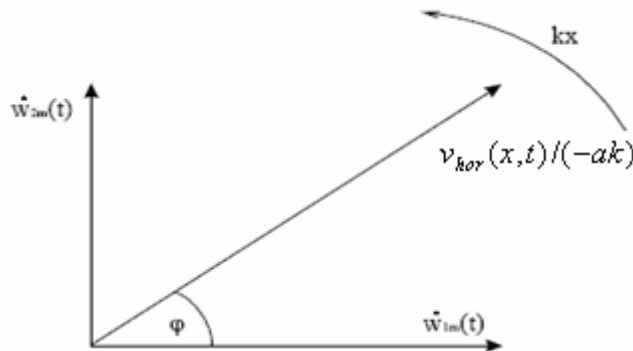


Figure III- 17 : Diagramme vectoriel des dérivés par rapport au temps des déplacements modaux

$$\begin{aligned} v_{hor}(x,t) &= -ak\sqrt{\dot{w}_{1m}^2(t) + \dot{w}_{2m}^2(t)} \cos\left(kx + \text{ang}\left(\dot{w}_{1m}(t), \dot{w}_{2m}(t)\right)\right) \\ &= v_0(t) \cos\left(kx + \text{ang}\left(\dot{w}_{1m}(t), \dot{w}_{2m}(t)\right)\right) \end{aligned} \quad \text{(III-33)}$$

$$v_0(t) = -ak\sqrt{\dot{w}_{1m}^2(t) + \dot{w}_{2m}^2(t)} \quad \text{(III-34)}$$

Introduisons le nouveau système de coordonnées en mouvement avec l'onde progressive:

$$\tilde{x} = x - \frac{\text{ang}\left(w_{2m}(t), w_{1m}(t)\right)}{k} \quad \text{(III-35)}$$

$$\tilde{z} = z \quad \text{(III-36)}$$

Le déplacement vertical du stator est donc :

$$w(\tilde{x}) = \sqrt{w_{1m}^2(t) + w_{2m}^2(t)} \cdot \cos(k\tilde{x}) = w_0(t) \cdot \cos(k\tilde{x}) \quad \text{(III-37)}$$

$$w_0(t) = \sqrt{w_{1m}^2(t) + w_{2m}^2(t)} \quad \text{(III-38)}$$

Et le profil de la vitesse horizontale des points de la surface du stator est :

$$\begin{aligned} v_{hor}(\tilde{x}) &= v_0(t) \cos\left(k\tilde{x} + \text{ang}\left(w_{1m}(t), w_{2m}(t)\right) + \text{ang}\left(\dot{w}_{2m}(t), \dot{w}_{1m}(t)\right)\right) \\ &= v_0(t) \cos(kx + \varphi_c(t)) \end{aligned} \quad \text{(III-39)}$$

$$\varphi_c(t) = \text{ang}\left(w_{1m}(t), w_{2m}(t)\right) + \text{ang}\left(\dot{w}_{2m}(t), \dot{w}_{1m}(t)\right) \quad \text{(III-40)}$$

D'après les équations (III-37) et (III-39) nous pouvons conclure que :

- L'amplitude de l'onde de déplacement $w_0(t)$ dépend généralement du temps
- La vitesse horizontale maximale des points de surface du stator $v_0(t)$ varie aussi avec le temps.
- Le déphasage entre le déplacement vertical du stator et la vitesse horizontale existe. Il est différent de $\pi/2$. Les points de la surface du stator se déplaçant à la vitesse horizontale maximale ne correspondent pas exactement aux crêtes de l'onde de déplacement.

Dans le cas des amplitudes d'ondes idéales c'est-à-dire égalité des amplitudes et un déphasage de $\pi/2$ entre les déplacements modaux :

$$\hat{w} = \hat{w}_1 = \hat{w}_2 \quad \text{(III-41)}$$

$$\varphi_m = 90^\circ \quad \text{(III-42)}$$

Donc

$$w_{1m}(t) = \hat{w}_1 \cdot \sin(\omega t) \quad (\text{III-43})$$

$$w_{2m}(t) = \hat{w}_2 \cdot \cos(\omega t) \quad (\text{III-44})$$

La substitution de (III-43) et (III-44) dans (III-37) et (III-39) donne les relations :

$$w(\tilde{x}) = \sqrt{\hat{w}^2 (\cos^2(\omega t) + \sin^2(\omega t))} \cdot \cos(k\tilde{x}) = \hat{w} \cos(k\tilde{x}) \quad (\text{III-45})$$

$$v_{hor}(\tilde{x}) = -ak \sqrt{\hat{w}^2 (\cos^2(\omega t) + \sin^2(\omega t))} \cdot \cos(k\tilde{x}) = v_0 \cos(k\tilde{x}) \quad (\text{III-46})$$

$$v_0 = -ak\hat{w} \quad (\text{III-47})$$

Les caractéristiques d'une onde progressive idéale sont :

- L'amplitude de l'onde progressive est constante (ne change pas avec du temps).
- La vitesse horizontale maximale des points de surface du stator est aussi invariable dans le temps.
- Les points sur les crêtes de l'onde progressive ont la plus grande vitesse horizontale. Le décalage entre le déplacement vertical du stator et le profil horizontal de vitesse, est nul.

III.1.2.3 Les forces dans l'interface du stator-rotor

La force tangentielle d'entraînement du rotor est définie par :

$$\begin{aligned} F_{antrmax} &= n\mu \int_{-x_k}^{x_k} \text{sign}(v_{hor}(\tilde{x}) - v_R) \cdot f_z(\tilde{x}) d\tilde{x} \\ &= n\mu c_N w_0 \int_{-x_k}^{x_k} \text{sign}(v_{hor}(\tilde{x}) - v_R) \cdot (\cos(k\tilde{x}) - \cos(kx_k)) d\tilde{x} \end{aligned} \quad (\text{III-48})$$

Le calcul numérique de l'intégrale (III-48) de chaque point est très lent. Cependant, le calcul analytique de cette équation est possible par exemple sous environnement MATLAB/Simulink. Pour cela, introduisons la fonction suivante (III.49) :

$$\xi(\tilde{x}) = k \int (\cos(k\tilde{x}) - \cos(kx_k)) d\tilde{x} = \sin(k\tilde{x}) - k\tilde{x} \cos(kx_k) \quad (\text{III-49})$$

On peut déterminer la force de traction, et aussi les effets de rétroaction de l'interface de stator-rotor sur la vibration du stator [49]. Le déplacement axial du stator induit une force de rétroaction normale (feedback) F_{fbnorm} :

$$F_{fbnorm} = -n \int_{-x_k}^{x_k} \Phi_x^T \cdot f_z(\tilde{x}) d\tilde{x} \quad (\text{III-50})$$

$$\Phi_x^T = [\sin(kx) \cos(kx)] \quad (\text{III-51})$$

Le vecteur force normale F_{fbnorm} peut être obtenu en calculant l'intégrale (III-50), donnant ainsi l'expression suivante :

$$\begin{aligned} F_{fbnorm} &= -n \int_{-x_k}^{x_k} \begin{bmatrix} \sin(kx) \\ \cos(kx) \end{bmatrix} \cdot c_N w_0 (\cos(k\tilde{x}) - \cos(kx_k)) d\tilde{x} \\ &= -n \frac{c_N}{k} \begin{bmatrix} w_{1m} \left(kx_k - \frac{1}{2} \sin(2kx_k) \right) \\ w_{2m} \left(kx_k - \frac{1}{2} \sin(2kx_k) \right) \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (\text{III-52})$$

Les calculs développés confirment donc l'effet de rétroaction de l'interface du stator/rotor sur les vibrations du stator particulièrement en ce qui concerne la fréquence de résonance de la céramique. On remarque bien que la partie scalaire de l'expression (III-52) correspond à l'équation d'un ressort non linéaire dont la rigidité dépend de la largeur de la zone de contact x_k :

$$c_{nonlin} = n \frac{c_N}{k} \left(kx_k - \frac{1}{2} \sin(2kx_k) \right) \quad (\text{III-53})$$

Ce ressort virtuel additionnel décale la fréquence de résonance du système de la fréquence de résonance du stator vibrant librement.

$$f_{res} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_{S1}}{m_{eff}}} \quad (\text{III-54})$$

A la fréquence :

$$f_{res} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_{S1} + c_{nonlin}}{m_{eff}}} \quad (\text{III-55})$$

Le vecteur force F_{fbtg} représente la réaction de l'interface de stator-rotor dans la direction tangentielle induite par le mouvement horizontal des points de surface du stator.

$$F_{fbtg} = -n\mu a \int_{-x_k}^{x_k} \frac{\partial \Phi_x^T}{\partial x} \text{sign}(v_{hor}(\tilde{x}) - v_R) \cdot f_z(\tilde{x}) d\tilde{x} \quad (\text{III-56})$$

La solution analytique pour l'intégrale indéfinie (III-56) est :

$$\mathbf{F}_{\text{fbtg}} = \begin{bmatrix} \mathbf{F}_{\text{fbtg}1} \\ \mathbf{F}_{\text{fbtg}2} \end{bmatrix} \quad (\text{III-57})$$

Où

$$F_{\text{fbtg}1} = \begin{cases} W_{1m} \left[\frac{1}{2} k\tilde{x} + \frac{1}{4} \sin(2k\tilde{x}) - \sin(k\tilde{x}) \cos(kx_k) \right] \\ + W_{2m} \left[\frac{1}{4} \cos(2k\tilde{x}) - \cos(k\tilde{x}) \cos(kx_k) \right] \end{cases} \quad (\text{III-58})$$

Et

$$F_{\text{fbtg}2} = \begin{cases} W_{2m} \left[\frac{1}{2} k\tilde{x} + \frac{1}{4} \sin(2k\tilde{x}) - \sin(k\tilde{x}) \cos(kx_k) \right] \\ - W_{1m} \left[\frac{1}{4} \cos(2k\tilde{x}) - \cos(k\tilde{x}) \cos(kx_k) \right] \end{cases} \quad (\text{III-59})$$

Afin de simplifier le calcul de l'intégrale définie (III-56), introduisons la fonction suivante (III.60) :

$$\Xi_c(\tilde{x}) = k w_0 \int \begin{bmatrix} \cos(kx) \\ -\sin(kx) \end{bmatrix} \cdot p(\tilde{x}) d\tilde{x} = \begin{bmatrix} w_{1m} \xi_2 + w_{2m} \xi_1 \\ w_{2m} \xi_2 - w_{1m} \xi_1 \end{bmatrix} = [\Xi_1 + \Xi_2] \quad (\text{III-60})$$

Avec

$$\begin{aligned} \xi_1(\tilde{x}) &= \frac{1}{4} \cos(2k\tilde{x}) - \cos(k\tilde{x}) \cos(kx_k) \\ \xi_2(\tilde{x}) &= \frac{k\tilde{x}}{2} + \frac{1}{4} \sin(2k\tilde{x}) - \cos(k\tilde{x}) \sin(kx_k) \end{aligned} \quad (\text{III-61})$$

L'addition des vecteurs (III-50) et (III-56) donne le vecteur force de rétroaction modale

$$\mathbf{F}_s = \mathbf{F}_{\text{fbnorm}} - S_m \mathbf{F}_{\text{fbtg}} \quad (\text{III-62})$$

Le S_m (sens du mouvement) est la direction réelle du mouvement des points de surface du stator sur les crêtes de l'onde de déplacement, qui est opposé à la direction de la propagation de l'onde de déplacement.

La manière la plus facile de déterminer le facteur S_m consiste à vérifier le signe de la vitesse horizontale des points de surface du stator aux crêtes de l'onde.

À partir de (III-37) et (III-39) nous obtenons :

$$\tilde{x}_{\text{max}} = 0 \quad (\text{III-63})$$

$$v_{hor}(\tilde{x}_{max}) = v_0(t) \cos(\varphi_c(t)) \quad (\text{III-64})$$

$$s_m = \text{sign}(v_{hor}(\tilde{x}_{max})) \quad (\text{III-65})$$

Les intégrales contenues dans les expressions de la force de traction et la force tangentielle de rétroaction contiennent la fonction de signe. La fonction signe caractérise la dynamique des points. Le modèle prend en compte donc les zones fonctionnement du moteur (non glissement, traction, freinage).

III.1.2.3.1 Développement les expressions des forces dans l'interface rotor/stator avec et sans déformation de cisaillement

- Sans déformation de cisaillement

La force de traction et la force tangentielle de rétroaction (feedback) contiennent la fonction de signe. Les divers cas des points de non glissement, les différentes positions des zones de traction et des zones freinantes sont prises en considération dans le modèle. Dans la suite tous les cas possibles seront présentés. Nous présentons dans ce paragraphe tous les cas possibles des points de non glissement.

1°) Les deux points de non glissement sont à l'intérieur de la zone de contact (Figure III-18) ($x_{sl} \leq x_k$ et $x_{sr} \leq x_k$), x_{sl} (gauche) et x_{sr} (droite)

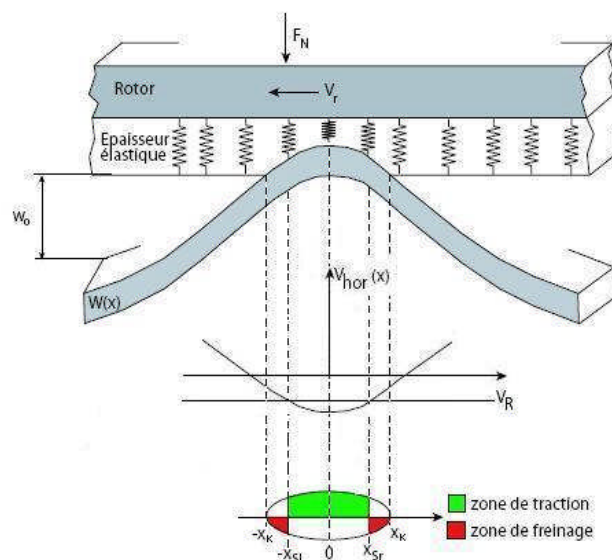


Figure III- 1 : Position des points de non glissement Cas1 : $x_{sl} \leq x_k$ et $x_{sr} \leq x_k$
Sans déformation de cisaillement [51], [52]

$$F_{antr} = n\mu C_N W_0 \left[- \int_{-x_k}^{-x_{sl}} f_z(\tilde{x}) d\tilde{x} + \int_{-x_{sl}}^{x_{sr}} f_z(\tilde{x}) d\tilde{x} - \int_{x_{sr}}^{x_k} f_z(\tilde{x}) d\tilde{x} \right] \quad (\text{III-66})$$

On calcule (III-66) et on obtient :

$$F_{antr} = \frac{n\mu C_N W_0}{K} \left[\begin{array}{l} -2(\sin(kx_k) - kx_k \cos(kx_k)) + \\ 2(\sin(kx_{sr}) - kx_{sr} \cos(kx_k)) + \\ 2(\sin(kx_{sl}) - x_{sl} \cos(kx_k)) + \end{array} \right] \quad (\text{III-67})$$

En insérant (III-49) nous obtenons :

$$F_{antr} = \frac{n\mu C_N W_0}{K} \left[\begin{array}{l} -2\xi(x_k) + 2\xi(x_{sr}) + \\ 2\xi(x_{sl}) \end{array} \right] \quad (\text{III-68})$$

La force tangentielle de rétroaction peut être calculée ainsi :

$$F_{fbtg} = n\mu a C_N \left[\begin{array}{l} -(E_c(-x_{sl}) - E_c(-x_k)) + (E_c(x_{sr}) - E_c(x_{sl})) \\ -(E_c(-x_k) - E_c(-x_{sr})) \end{array} \right] \quad (\text{III-69})$$

Comme ξ_1 est paire et la fonction ξ_2 impaire, (III-69) peut être simplifiée

$$F_{fbtg} = -2n\mu a C_N [-E_c(-x_{sl}) - E_2(x_k) + E_c(x_{sr})] \quad (\text{III-70})$$

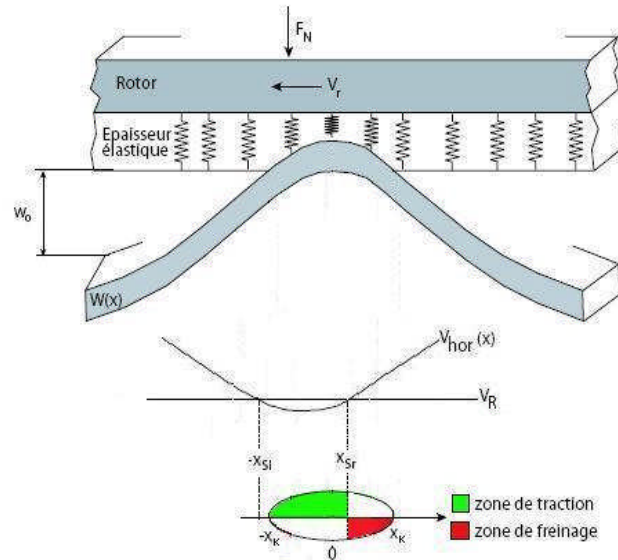
Nous obtenons l'expression analytique pour le calcul des intégrales (III-48) et (III-56). De la même manière on peut déterminer par la suite, les expressions de ces intégrales pour toutes les autres positions possibles des points de non glissement.

2°) Le points gauche de non glissement est à l'extérieur et le point droit de non glissement à l'intérieur de la zone de contact (Figure III-19) ($x_{sl} > x_k$ et $x_{sr} \leq x_k$) :

Il y a co-existence d'une zone de traction sur le côté gauche et une zone freinante sur le côté droit. La force d'entraînement et la force tangentielle de rétroaction sont :

$$F_{antr} = \frac{n\mu C_N W_0}{K} [2\xi(x_{sr})] \quad (\text{III-71})$$

$$F_{fbtg} = -2n\mu a C_N [-E_1(x_k) + E_c(x_{sr})] \quad (\text{III-72})$$

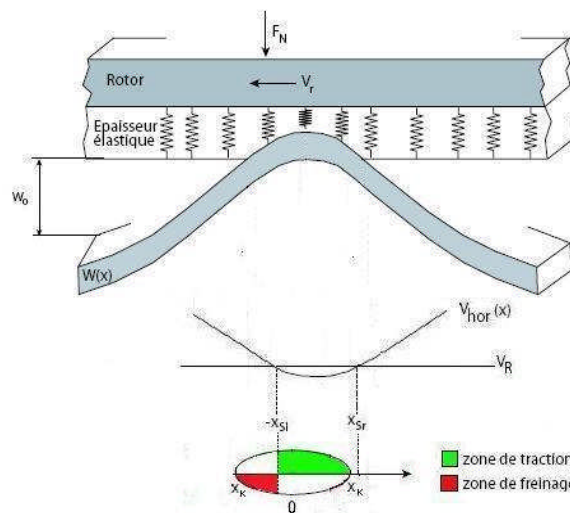


**Figure III- : Position des points non glissement Cas2: $x_{sl} > x_k$ et $x_{sr} \leq x_k$
Sans déformation de cisaillement**

3°) Cas inverse au cas précédent. La zone de traction est à droite et la zone freinante sur le côté gauche (Figure III-20) ($x_{sl} \leq x_k$ et $x_{sr} > x_k$) :

$$F_{antr} = \frac{n \mu C_N W_0}{K} [2 \xi(x_{sl})] \tag{III-73}$$

$$F_{fbtg} = -2n\mu\alpha C_N [-E_c(-x_{sl}) + E_1(x_k)] \tag{III-74}$$



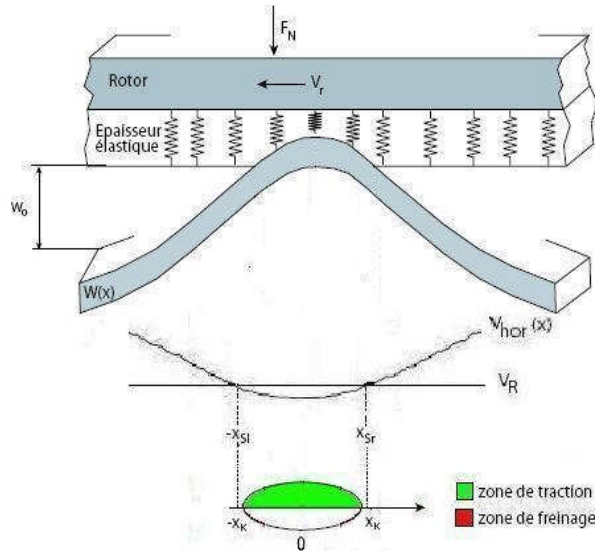
**Figure III- 20 : Position des points non glissement Cas3 : $x_{sl} \leq x_k$ et $x_{sr} > x_k$
Sans déformation de cisaillement**

4.) Seulement la zone de traction existe dans la zone de contact (FigureIII-21) ($x_{sl} > x_k$ et $x_{sr} > x_k$):

La vitesse du rotor est plus faible que la vitesse horizontale des points de la surface du stator.

$$F_{antr} = \frac{n \mu C_N W_0}{K} [2\xi(x_k)] \tag{III-75}$$

$$F_{fbtg} = -2n\mu\alpha C_N [E_2(x_k)] \tag{III-76}$$



**Figure III-21 : Position des points de non glissement Cas 4 : $x_{sl} > x_k$ et $x_{sr} > x_k$
Sans déformation de cisaillement**

Deux autres cas doivent être prises en considération.

a.) La vitesse du rotor peut être plus grande que la vitesse horizontale maximale des points de surface du stator le long de la zone de contact

$$V_R > V_0 \quad \text{et} \quad V_0 > 0$$

ou

$$V_R < V_0 \quad \text{et} \quad V_0 < 0$$

Ce cas est illustré dans la Figure III-22

Dans ce cas c'est l'état de freinage.

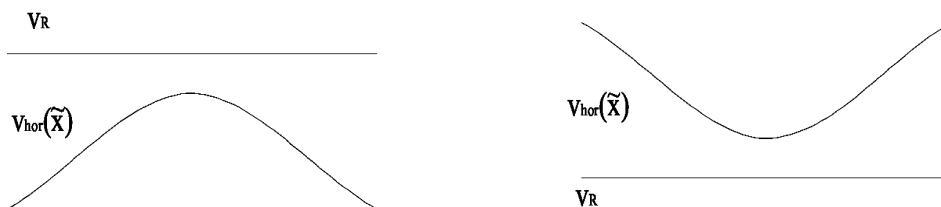


Figure III- 22 : Cas de freinage

b.) La vitesse du rotor est plus petite que la vitesse minimale du stator . C'est l'état purement d'entraînement

$$V_R < -V_0 \quad \text{et} \quad V_0 > 0$$

ou

$$V_R > -V_0 \quad \text{et} \quad V_0 < 0$$

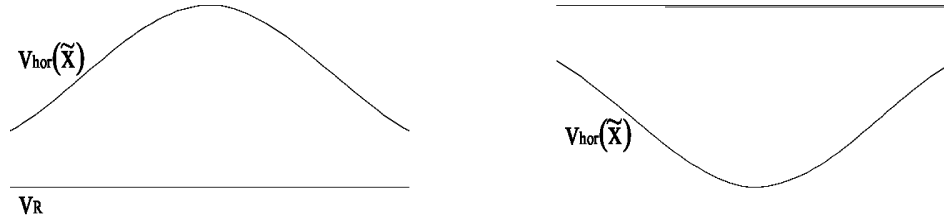


Figure III-23: Cas de traction le long de la zone de contact

- Introduisons la déformation de cisaillement dans le modèle

CAS 1 :

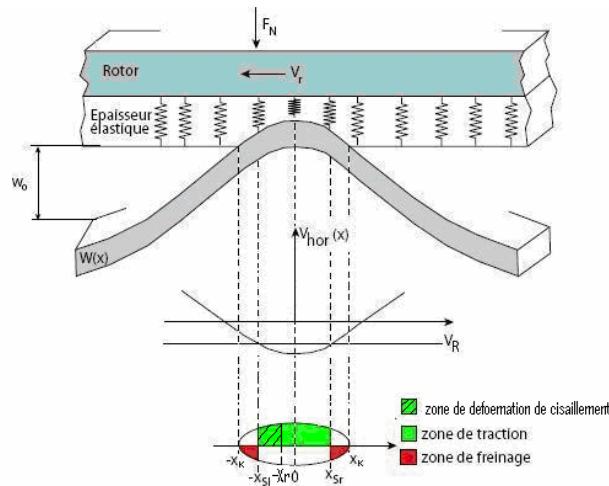


Figure III- 24 : Position des points de non glissement Cas1 : $x_{sl} \leq x_k$ et $x_{sr} \leq x_k$ avec déformation de cisaillement

$$x_r = x_{sl} - \Delta x \tag{III-77}$$

$$F_{antr} = n\mu C_N W_0 \int_{-x_k}^{x_k} \sin g(v_{hor}(\tilde{x}) - v_R) \cdot (\cos(k\tilde{x}) - \cos(kx_k)) d\tilde{x} \tag{III-78}$$

$$F_{antr} = n\mu C_N W_0 \left[- \int_{-x_k}^{-x_{sl}} f_z(\tilde{x}) d\tilde{x} + \int_{-x_r}^{x_{sr}} f_z(\tilde{x}) d\tilde{x} - \int_{x_{sr}}^{x_k} f_z(\tilde{x}) d\tilde{x} \right] \tag{III-79}$$

$$F_{antr} = \frac{n\mu C_N W_0}{K} \left[\begin{matrix} -2.\xi(x_k) + 2.\xi(x_{sr}) + \\ \xi(x_{sl}) + \xi(x_r) \end{matrix} \right] \tag{III-8}$$

$$F_{fbtg} = n\mu a C_N \begin{bmatrix} -E_c(-x_{sl}) - E_c(-x_r) - \\ 2E_2(x_k) + 2E_c(x_{sr}) \end{bmatrix} \quad \text{(III-8)}$$

CAS 2:

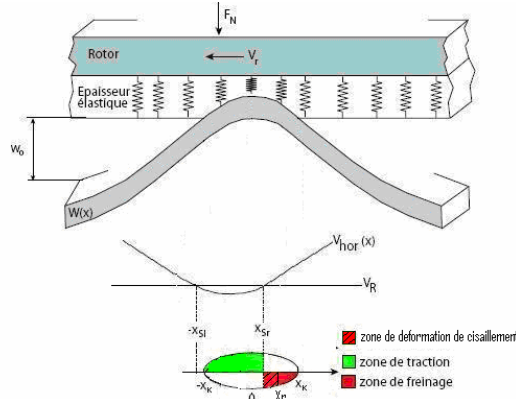


Figure III- 25 : Position des points non glissement Cas2: $x_{sl} > x_k$ et $x_{sr} \leq x_k$ avec déformation de cisaillement

$$x_r = x_{sr} - \Delta x \quad \text{(III-8)}$$

$$F_{antr} = n\mu C_N W_0 \left[\int_{-x_k}^{x_{sr}} f_z(\tilde{x}) d\tilde{x} - \int_{x_r}^{x_k} f_z(\tilde{x}) d\tilde{x} \right] \quad \text{(III-8)}$$

$$F_{antr} = \frac{n \mu C_N W_0}{K} [\xi(x_{sr}) + \xi(x_r)] \quad \text{(III-84)}$$

$$F_{fbtg} = n\mu a C_N [E_c(x_{sr}) + E_c(x_r) - E_1(x_k)] \quad \text{(III-85)}$$

CAS 3:

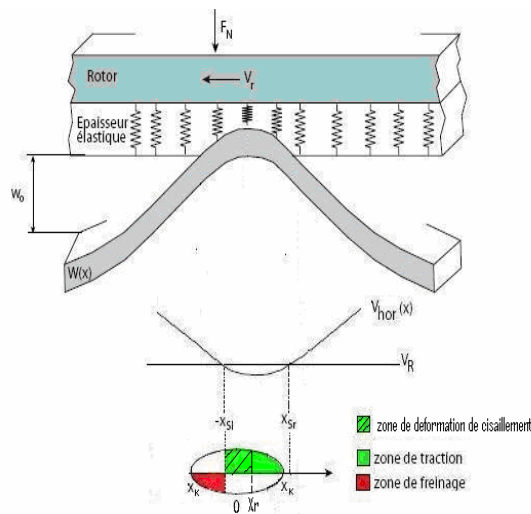


Figure III- 26 : Position des points non glissement Cas3 : $x_{sl} \leq x_k$ et $x_{sr} > x_k$ avec déformation de cisaillement

$$x_r = x_{sl} - \Delta x \quad (\text{III-8})$$

$$F_{antr} = n\mu C_N W_0 \left[- \int_{-x_k}^{-x_{s1}} f_Z(\tilde{x}) d\tilde{x} + \int_{x_r}^{x_k} f_Z(\tilde{x}) d\tilde{x} \right] \quad (\text{III-87})$$

$$F_{antr} = \frac{n\mu C_N W_0}{K} [\xi(x_{s1}) + \xi(x_r)] \quad (\text{III-88})$$

$$F_{btg} = n\mu a C_N [-E_c(-x_{s1}) - E_c(-x_r) + 2E_1(x_k)] \quad (\text{III-89})$$

Remarque

Dans le cas purement entraînement ou freinage il n'y a pas de déformation de cisaillement, car il n'y a pas le cas où la vitesse du rotor est égale à la vitesse minimale du stator.

Afin de calculer les forces de tractions et de rétroaction, on doit déterminer d'abord, les points de non glissement et la longueur de la zone de contact. Les points de non glissement peuvent être obtenus à partir de l'égalité de la vitesse du rotor et de la vitesse horizontale des points de surface du stator.

$$v_R = v_0(t) \cos(k\tilde{x} + \varphi_c(t)) \quad (\text{III-90})$$

Donc

$$kx_{sr} + \varphi_c(t) = \arccos\left(\frac{v_R}{v_0(t)}\right) \quad (\text{III-91})$$

$$x_{sr} = \frac{1}{k} \left(\arccos\left(\frac{v_R}{v_0(t)}\right) - \varphi_c(t) \right)$$

La Figure III-27 montre que :

$$-\left(-x_{sr} + \frac{1}{k}\varphi_c(t)\right) = x_{sl} + \frac{1}{k}\varphi_c(t) \quad (\text{III-92})$$

$$x_{sl} = x_{sr} + \frac{2}{k}\varphi_c(t) = \frac{1}{k} \left(\arccos\left(\frac{v_R}{v_0(t)}\right) + \varphi_c(t) \right)$$

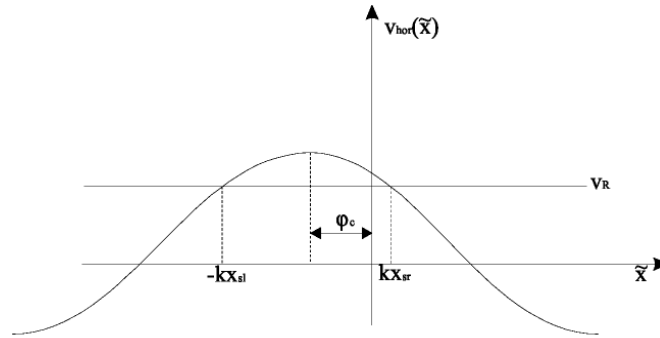


Figure III-27 : Position des points de non glissement en fonction du déphasage ϕ_c

Dans le cas où la position verticale $w_{rot}(t)$ du rotor est égale au déplacement vertical de la surface du stator à la limite de la zone de contact :

$$w_{rot}(t) = w_0(t) \cos(kx_k) \tag{III-93}$$

Donc x_k peut être calculé :

$$x_k = \frac{1}{k} \arccos\left(\frac{w_{rot}(t)}{w_0(t)}\right) \tag{III-94}$$

Si la position du rotor est plus haute que la crête positive de l'onde de déplacement ($w_{rot}(t) > w_0(t)$), il n'y a aucun contact entre le stator et le rotor. Donc $x_k=0$.

Si $w_{rot}(t)$ est plus basse que la crête négative ($w_{rot}(t) < -w_0(t)$), cela signifie que la pénétration totale se produit et $x_k=\pi/k$.

$$x_k = \left\{ \begin{array}{ll} \frac{1}{k} \arccos\left(\frac{w_{rot}(t)}{w_0(t)}\right) & |w_{rot}(t)| \leq |w_0(t)| \\ 0 & w_{rot}(t) > w_0(t) \\ \frac{\pi}{k} & w_{rot}(t) < -w_0(t) \end{array} \right\} \tag{III-95}$$

À partir de la force de traction F_{antr} le couple d'entraînement M_{antr} peut être facilement déterminé :

$$M_{antr} = s_m R_w F_{antr} \tag{III-96}$$

III.1.2.4 Détermination des paramètres de l'interface du stator-rotor

Le nombre de crêtes d'onde n , est un paramètre constant de chaque type de moteur ; par exemple dans le cas du moteur Daimler-Benz AWM90 $n=11$ [53].

L'épaisseur de la couche de contact h , et la largeur de contact, dans la direction radial b sont obtenues à partir des données techniques du moteur. Deux autres paramètres

dépendant du matériel sont importants et influents sur la zone de contact à savoir le coefficient de frottement de coulomb μ , et le module de Young E .

III.1.3 Modèle de rotor

Le rotor du moteur piézoélectrique étudié est modélisé par un système à deux degrés de liberté :

- mouvement vertical
- rotation

Pour modéliser le mouvement vertical du rotor, la Figure III-28 représente le système mécanique équivalent.

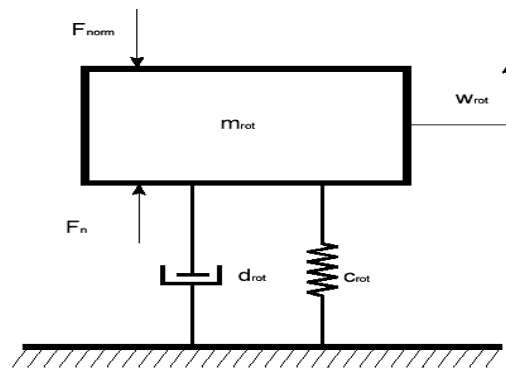


Figure III- 28 : Le modèle équivalent pour le mouvement vertical

L'équation (III-97) décrit le mouvement vertical du rotor :

$$m_{rot} \ddot{w}_{rot} + d_{rot} \dot{w}_{rot} + c_{rot} w_{rot} = F_n - F_{norm} \quad (\text{III-97})$$

Où

$$F_n = n \int_{-x_k}^{x_k} f_z(\tilde{x}) d\tilde{x} \quad (\text{III-98})$$

F_{norm} est la force axiale appliquée, m_{rot} est la masse équivalente du rotor, d_{rot} et c_{rot} sont l'atténuation et la rigidité équivalentes.

Le modèle équivalent pour le mouvement de rotation du rotor est illustré dans la Figure III-29

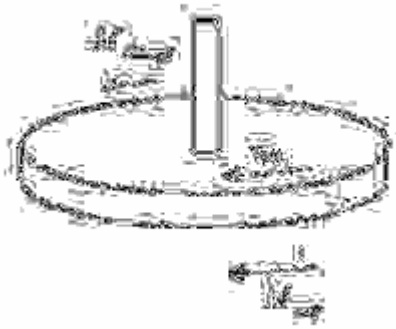


Figure III- 29 : Le modèle équivalent pour le mouvement de rotation

Le mouvement de rotation du rotor est décrit par une équation simple (négligeant l'atténuation de la rotation du rotor) :

$$J_{rot} \cdot \dot{\omega}_{rot} = M_{antr} - M_{charge} \quad (\text{III-99})$$

Alors la fonction de transfert est :

$$G_{ra}(s) = \frac{\omega_{rot}}{M_{antr} - M_{charge}} = \frac{1}{J_{rot} s} \quad (\text{III-100})$$

III.1.3.1 Détermination des paramètres du modèle de rotor

L'atténuation \mathbf{d}_{rot} et le coefficient de rigidité \mathbf{c}_{rot} sont donnés par le fabricant du moteur.

Le fabricant fournit aussi d'autres données :

- La masse du ressort.
- L'inertie du ressort.
- La masse de l'anneau en caoutchouc.
- L'inertie de l'anneau en caoutchouc.
- La masse du rotor.
- L'inertie du rotor.

La Figure III-30 illustre, pour \mathbf{m}_{rot} la masse équivalente (la masse totale de l'anneau en caoutchouc et le rotor) doit être prise en considération. Alors que pour le ressort, seulement la partie de la masse (la masse efficace) vibrante est considérée.

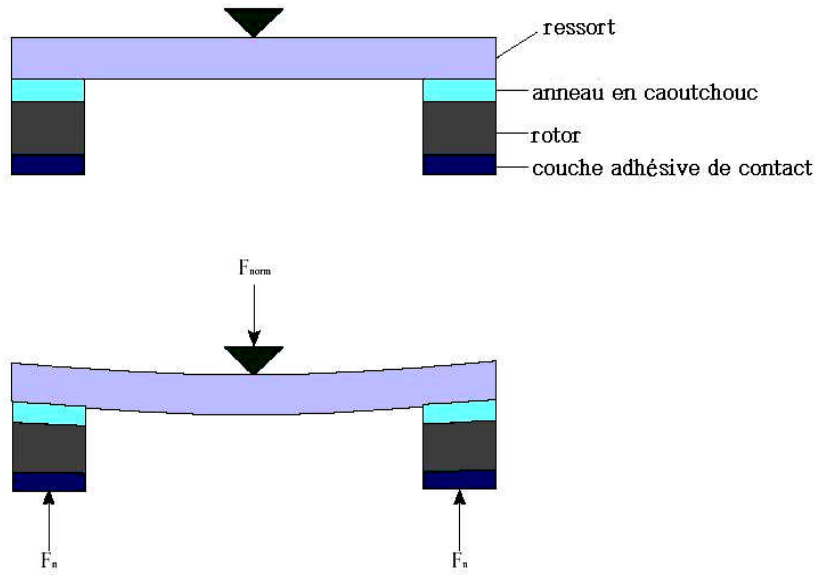


Figure III- 30 : Déformation sous la force normale

Le ressort à n anneaux est découpé en tranches.

La masse totale du ressort du disque est :

$$m = \rho \cdot V = \rho \cdot r_R^2 \cdot \pi \cdot h \quad (\text{III-101})$$

Où ρ est la densité, r_R rayon externe et h épaisseur du disque. D'où :

$$\rho \cdot h = \frac{m}{r_R^2 \cdot \pi} \quad (\text{III-102})$$

Supposons que m_i est la masse de l'anneau i , la masse efficace du ressort est calculée comme la somme de toutes les masses d'anneau chacun selon son poids :

$$m_{\text{feff}} = \sum_{i=2}^n m_i \cdot \sin\left(\frac{\pi}{2r_R} \cdot r_i\right) \quad (\text{III-103})$$

Le tableau suivant englobe les paramètres du moteur en question. [53].

Tableau III- 1 : Tableau des paramètres du moteur Daimler-Benz (AMW90 – X)

Nom	Symbole et valeur	Grandeur
Résistances d'entrées	$R_{p1} = 5$ $R_{p2} = 5$	[Ω]
Capacité de céramique	$C_{p1} = 7.8 * 10^{-9}$ $C_{p2} = 7.87 * 10^{-9}$	[F]
Capacité de stator	$C_{ps1} = 0.421 * 10^{-9}$ $C_{ps2} = 0.428 * 10^{-9}$	[F]
Inertie de Rotor	$J_R = 3.4367 * 10^{-004}$	[Kgm ²]
Rayon	$R_w = 40.5 * 10^{-3}$	[m]
La masse efficace	$m_{eff} = 40.5$	[Kg]
La masse de Rotor	$m_R = (m_{eff} + 22.8 + 3) * 10^{-3}$	[Kg]
La rigidité de Rotor	$c_R = 300 * 10^3$	[N/m]
Atténuation de Rotor	$d_R = 50 * 10^3$	[Ns/m]
Coefficient de frottement de coulomb	$\mu = 0.21$	
La distance entre les points de surface de stator et le neutre	$a = 4.5 * 10^{-3}$	[m]
Nombre de crête d'onde	$n = 11$	
Fréquence de Résonance	$w_{res2} = w_{res1}$ $w_{res1} = 2 * \pi * 46.65 * 10^3$	[Hz]
Longueur d'onde	$\lambda = 2 * \pi * R_w / n$	[m]
Nombre d'onde	$k = 2 * \pi / \lambda$	
La rigidité de la zone de contact	$c_N = 8500 * 10^6$	[N/m ²]
Fréquence d'Antirésonance	$w_{ant2} = w_{ant1}$ $w_{ant1} = 2 * \pi * 43.425 * 10^3$	[Hz]
La masse modale de Stator	$m = 0.082$	[Kg]
Rapport de transfert	$A1 = (m * C_{p1} * (w_{ant1}^2 - w_{res1}^2))^{1/2}$ $A2 = (m * C_{p2} * (w_{ant2}^2 - w_{res2}^2))^{1/2}$	[(kgFs ⁻²) ^{1/2}]
Rigidité du stator	$c_{S1} = (w_{res1})^2 * m$ $c_{S2} = (w_{res2})^2 * m$	[N/m]
Facteur de perturbation	$\varepsilon_1 = \varepsilon_2$ $\varepsilon_1 = 0.02$	
Facteurs d'amortissement	$d_{S2} = d_{S1}$ $d_{S1} = 10$	[Ns/m]

Conclusion

Dans ce chapitre on a présenté le modèle analytique du moteur piézoélectrique à onde progressive. Pour les différents parties de moteur (stator, rotor, et la zone de contact).

Nous avons développé le modèle de l'interface de contact Rotor/Stator. Les différents cas du comportement dynamique du moteur particulièrement du stator et du

rotor ont été démontrés. Le modèle a été analysé en tenant compte des contraintes de cisaillement susceptibles en cas de surcharge ou de glissement du rotor par rapport au stator.

Introduction

Nous simulons dans ce chapitre, le modèle analytique du moteur piézoélectrique à onde progressive sous environnement **MATLAB/SIMULINK** version 7.1. Le logiciel est caractérisé par sa simplicité de manipulation. Nous vérifions les performances du moteur et la robustesse du modèle en introduisant certaines irrégularités tels que l'angle optimal de déformation et la contrainte de cisaillement. Les résultats de simulation sont comparés aux valeurs mesurées de la littérature.

IV.1 Simulation du moteur à vide avant et après déformation de cisaillement

Les paramètres du moteur Daimler-Benz (AMW90 – X), donnés dans le tableau III.1, ont été utilisés pour simuler le modèle analytique exposé dans le chapitre III. La fréquence de résonance du système mécanique équivalent simulé a été trouvée égale à 46,65 kHz. Elle est très proche de la fréquence d'antirésonance du système simulé dans la littérature. L'amplitude des tensions d'excitation est de 570 Volts. Les deux ondes sont orthogonales.

IV.1.1 L'angle de déformation

A cause de la difficulté associée dans la validation de l'angle de déformation, à partir de la formule proposé dans le chapitre II (équation II-14)[37] et par manque de quelques paramètres, comme la valeur de l'angle initial de déformation, et la densité du matériau polymère de la couche de contact, le modèle a été simulé avec différents angles pour limiter sa valeur dans un intervalle précis et choisir l'angle qui permet de trouver la valeur de vitesse rotorique la plus proche de celle-ci mesurée [40].

Les résultats obtenus sont montrés dans le tableau IV-1 et la figure IV-1

Angle de déformation	La vitesse rotorique (tr/min)
0.1	45.5
3	45.4
5	45.3
7	45.2
8	45.14
10	45.1
20	44.5
30	44.4

Tableau IV-1 : Valeur de la vitesse rotorique pour différentes valeurs de l'angle de déformation

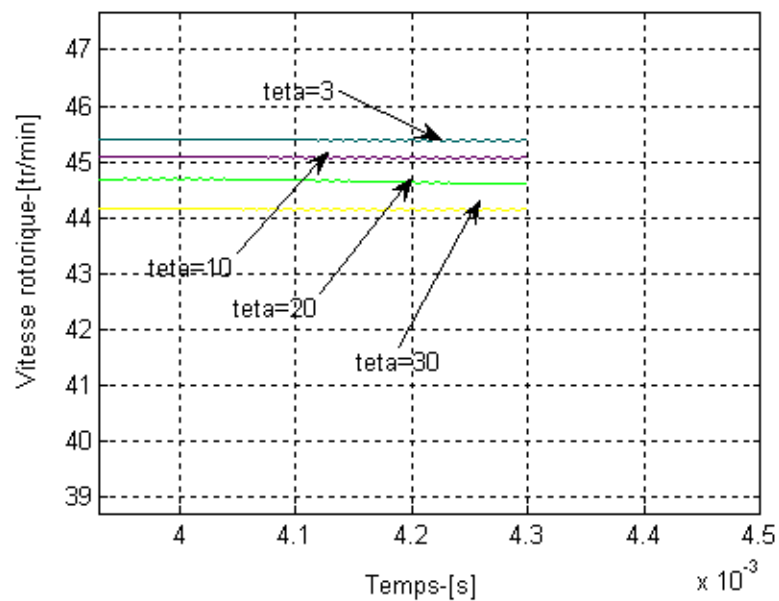


Figure IV-1 : Evolution temporelle de la vitesses pour différentes valeurs de l'angle de déformation

A partir des résultats obtenus indiqués dans le tableau (IV-1) et par comparaison avec la valeur de la vitesse mesurée rencontrée dans la littérature la valeur 0.1^0 a été négligée car elle est trop petite. L'angle 3^0 a été retenu. Il est le plus proche de la valeur de vitesse mesurée [40].

IV.1.2 Résultats de simulation et interprétation

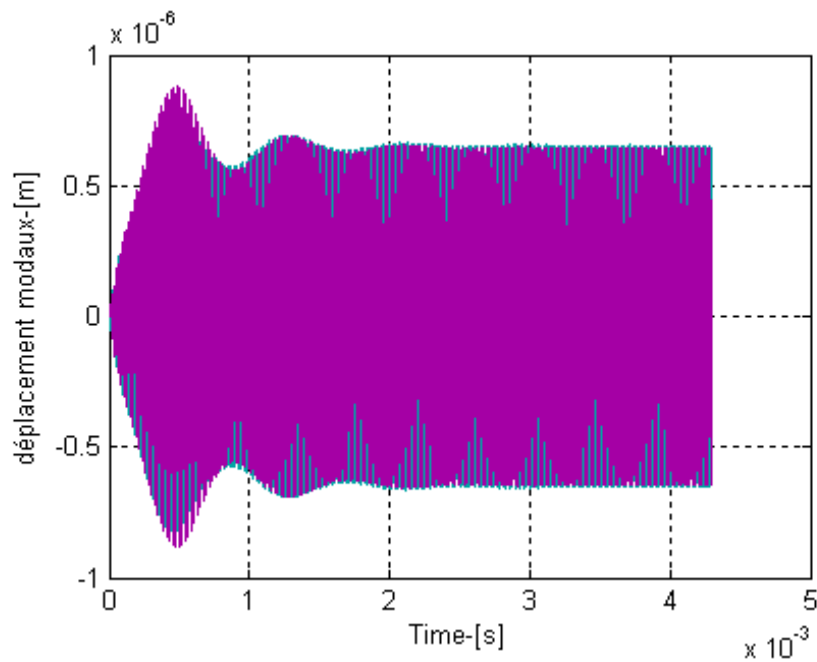


Figure IV-2 : Déplacements modaux pour le moteur à vide avant déformation de cisaillement

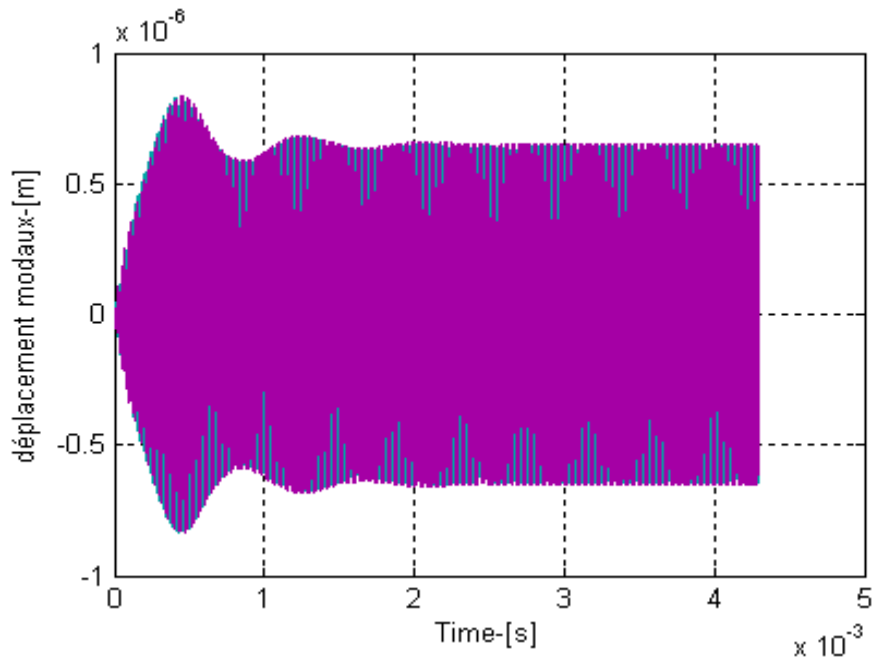


Figure IV-3 : Déplacements modaux pour le moteur à vide après déformation de cisaillement

Les états permanent et transitoire du moteur sont simulés. Les caractéristiques correspondantes sont données dans les figures IV-2 et IV-3. Elles sont obtenues à partir de l'équation (IV.1).

Au début, les déplacements modaux du stator sont très petits par la suite ils augmentent avec le temps pour atteindre finalement une valeur constante de (0.7 μm). L'allure des déplacements modaux présente dans la phase du début (phase de démarrage du moteur) une réponse typique d'un système du 2^{eme} ordre. La réponse correspond à l'équation (IV-1). Au début de la phase de démarrage, les points de contact se situent à la moitié de la longueur d'onde et prennent la valeur **0.012 m**. C'est la raison pour laquelle les déplacements modaux sont petits.

$$\frac{w_1(s)}{U_{P1}(s)} = \frac{A_1(1 - \varepsilon_1)}{m_{eff}s^2 + d_{S1}s + c_{S1}} \quad (\text{IV-1})$$

Durant l'état transitoire, caractérisé par des oscillations (0 à 2 ms), la zone de contact est étroite. C'est l'étape de la stabilité du contact stator-rotor.

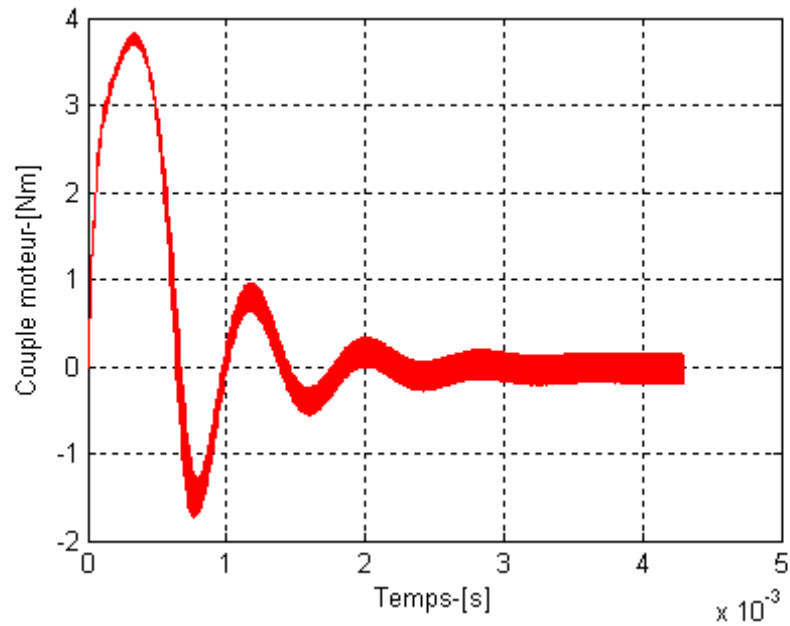


Figure IV-4 : Le couple moteur à vide avant déformation de cisaillement

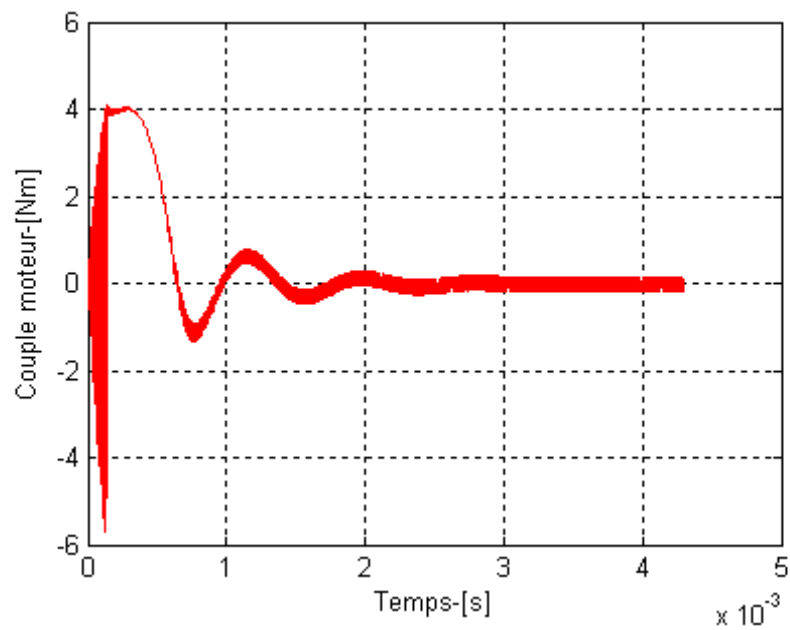


Figure IV-5 : Le couple moteur à vide après déformation de cisaillement

Quand le stator démarre, la vitesse du rotor augmente de sa valeur initiale nulle à une certaine valeur constante. Au démarrage, le stator doit fournir un grand couple, qui tend vers zéro à l'état permanent. C'est ce qu'on voit clairement (Fig. IV-(4 à partir de 3 ms.

Les figures (IV-4, IV-5) montrent que les oscillations de l'amplitude couple moteur, dans le cas de la prise en considération de la déformation de cisaillement, sont plus grandes durant le régime transitoire.

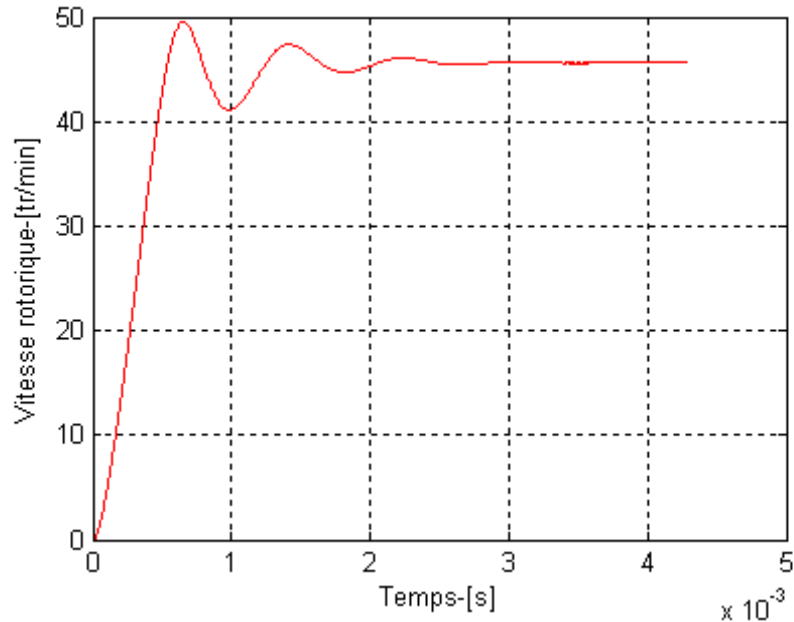


Figure IV-6 : La vitesse rotorique pour le moteur à vide sans considération de déformation de cisaillement

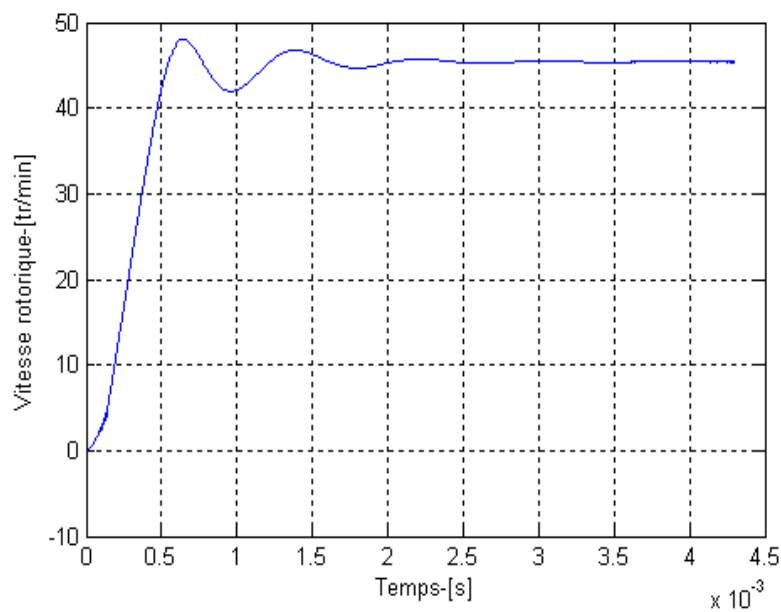


Figure IV-7 : La vitesse rotorique pour le moteur à vide avec considération de déformation de cisaillement

Concernant la vitesse du rotor, représentée dans les figures IV-6 et figure.IV-7, on voit bien que l'angle de déformation a un effet remarquable et important sur les caractéristiques mécaniques de moteur. La vitesse du rotor diminue, particulièrement, quand la charge appliquée (couple résistant) à l'arbre du rotor est importante. Les valeurs numériques sont données dans le tableau IV-2

La comparaison des caractéristiques temporelles de la Fig.IV.6 et Fig.IV.7 montre que le temps de démarrage du moteur a été réduit à 2ms, après avoir considéré la déformation de cisaillement. La durée du régime transitoire est passée de 3 ms (Fig.IV.6) à 2 ms (Fig.IV.7). C'est un temps extrêmement la réponse rapide par rapport aux actionneur classique électromagnétique. C'est l'un des avantages les plus importants d'un moteur piézoélectrique à onde progressive. Cette avantage est très utile dans les applications qui nécessitent un tel comportement, par exemple les actionneurs de robot et des appareils photo de mis au point automatique (auto-focus).

La non stabilité de la position des points de non glissement dans la zone de contact et l'effet de la contrainte de cisaillement, au démarrage du moteur, sont à l'origine de ces fluctuations. Ces perturbations dues à la déformation de cisaillement sont clairement montrées dans les figures (IV-8, IV-9)

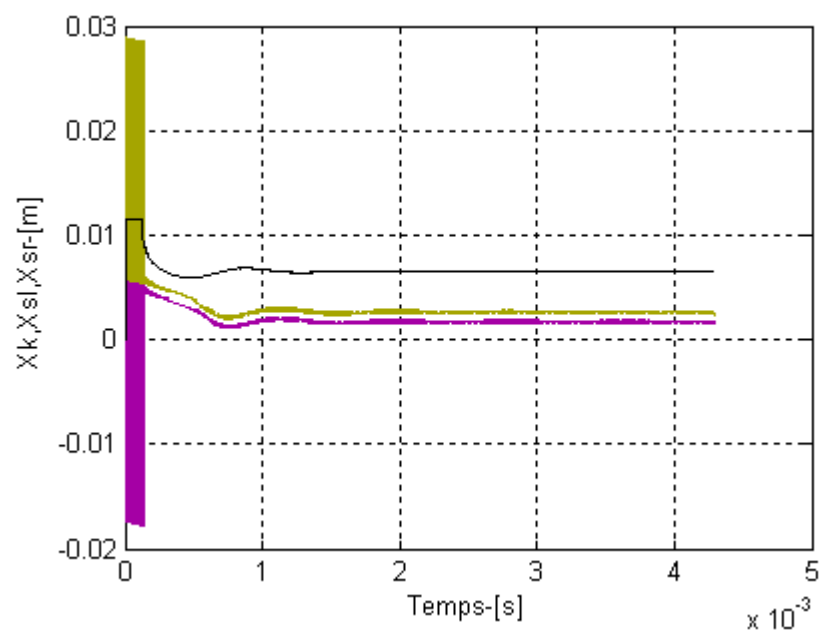


Figure IV-8: Les points de non glissement pour le moteur à vide avec déformation de cisaillement

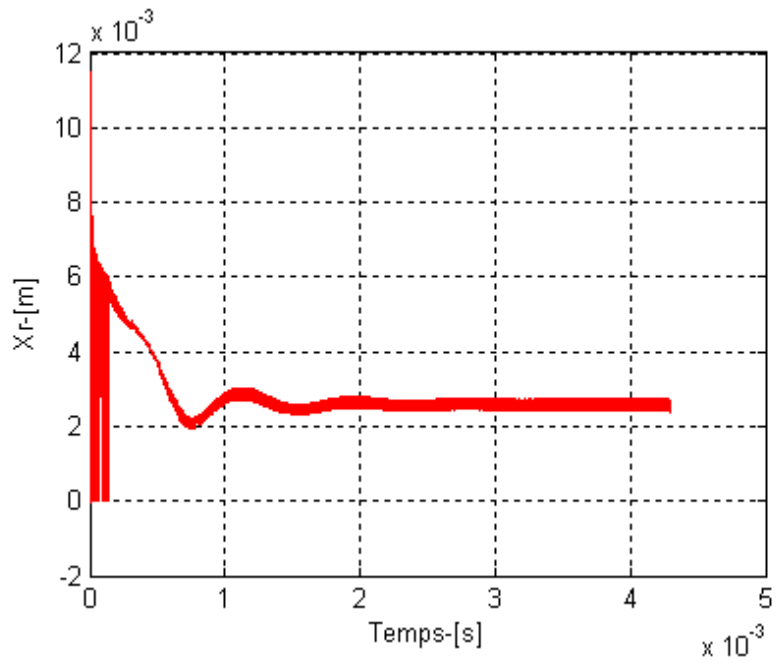


Figure IV-9 : Le point de non glissement X_r décalé pour le moteur à vide avec déformation de cisaillement

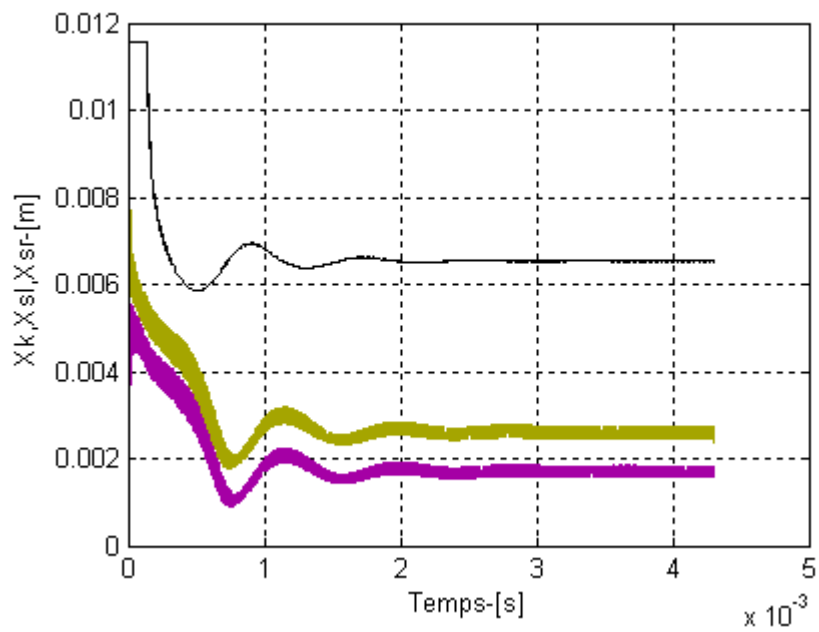


Figure IV-10: Les points de non glissement pour le moteur à vide sans déformation de cisaillement

La Figure IV-10 présente des réponses transitoires et permanentes des points de non glissement. Au début, la position des points de non glissement est loin de la crête d'onde, ce qui signifie, que dans la zone de contact, il n'existe que des zones d'entraînement. Mais dans la phase de stabilité du moteur, la valeur des points de non glissement est constante. La zone la zone d'entraînement se rétrécit de sorte que la zone d'entraînement et les zones freinantes créent un équilibre, d'où l'état permanent.

IV.2 Simulation du moteur en charge avant et après la déformation de cisaillement

Parmi les tests de validation du modèle développé, nous avons étudié le comportement dynamique du moteur piézoélectrique chargé avec différentes valeurs de couple résistant. Ces essais permettent de vérifier les performances du moteur vis-à-vis de la charge et du comportement dynamique de l'interface stator/rotor.

IV.2.1 Résultats de simulation et interprétation

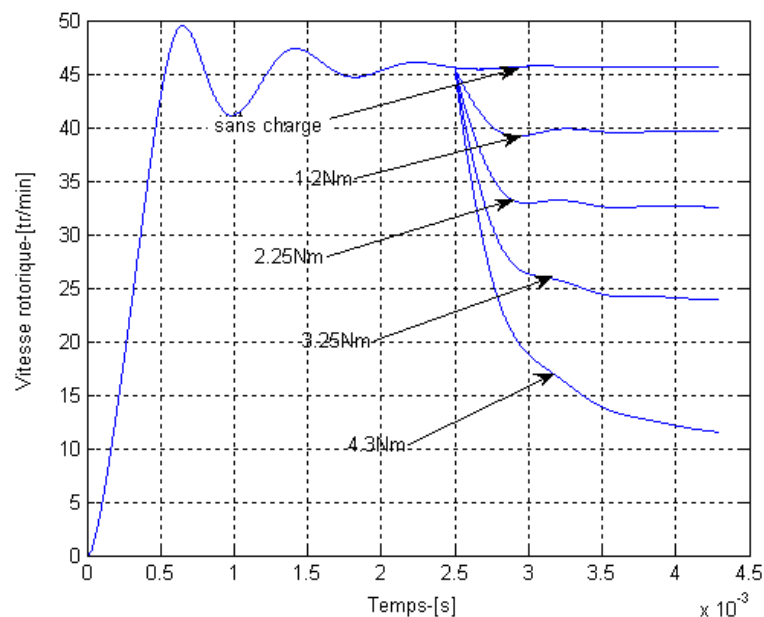


Figure IV- 1 : Courbes de la vitesse rotorique : Pour différentes charges (avant déformation de cisaillement)

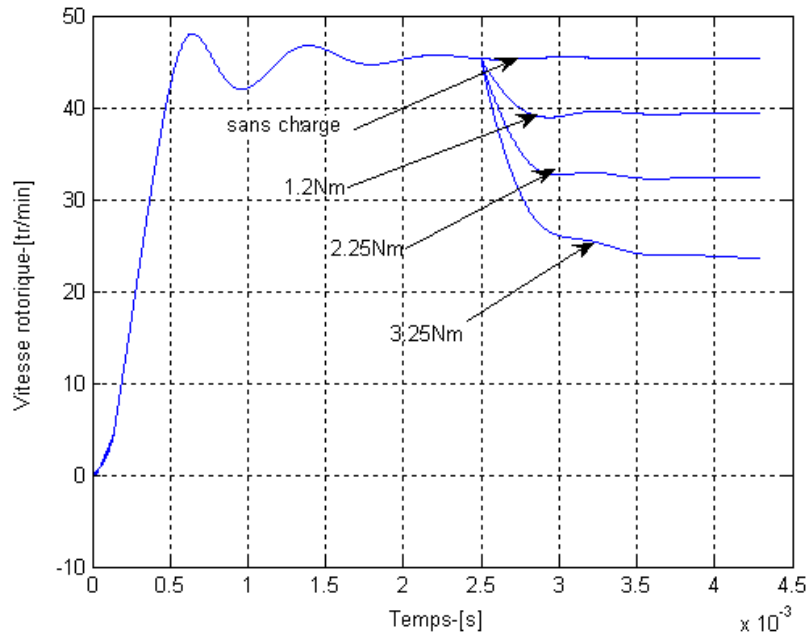


Figure IV- 1 : Courbes de la vitesse rotorique : pour différentes charges (avec déformation de cisaillement)

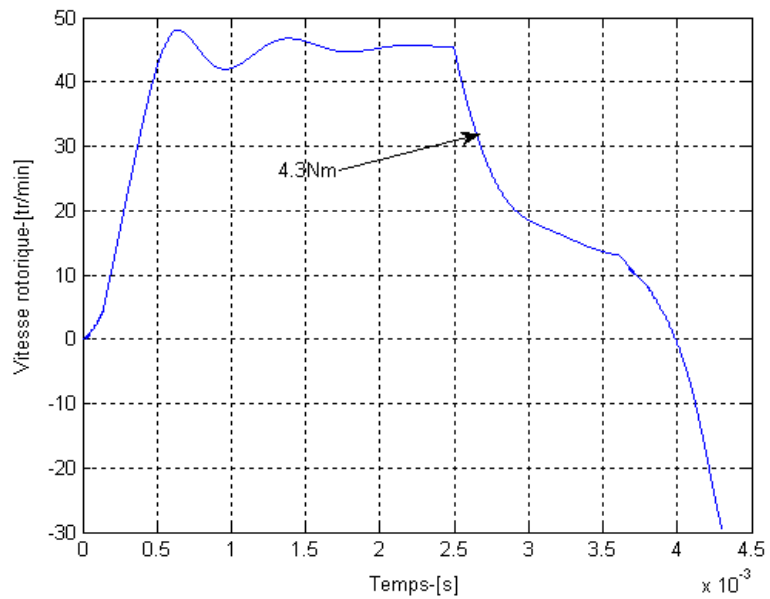


Figure IV- 1 : Courbes de la vitesse rotorique : rotor chargé avec 4.3Nm (avec déformation de cisaillement)

La comparaison entre les caractéristiques de vitesse pour différentes de charges, avec et sans déformation de cisaillement, a montré une différence claire que cela soit au régime transitoire ou au régime permanent.

Le régime transitoire Figure IV- 11 prend plus de 3.10^{-3} secondes et l'oscillation d'amplitude est de l'ordre de 5 tr/min. Cependant quand la déformation de cisaillement est considérée, Figure IV- 12, le régime transitoire a été réduit à 2.10^{-3} secondes et l'oscillation d'amplitude à moins de 3 tr/min.

Pour un grand couple résistant (égale à 4.3Nm) les caractéristiques de la vitesse rotorique et du couple moteur, avant (Fig.IV.11 et après avoir considéré (Fig.IV.13) la déformation de cisaillement, sont nettement différents. la figure IV.13 montre bien que la déformation de cisaillement a un effet beaucoup plus résistant et de freinage.

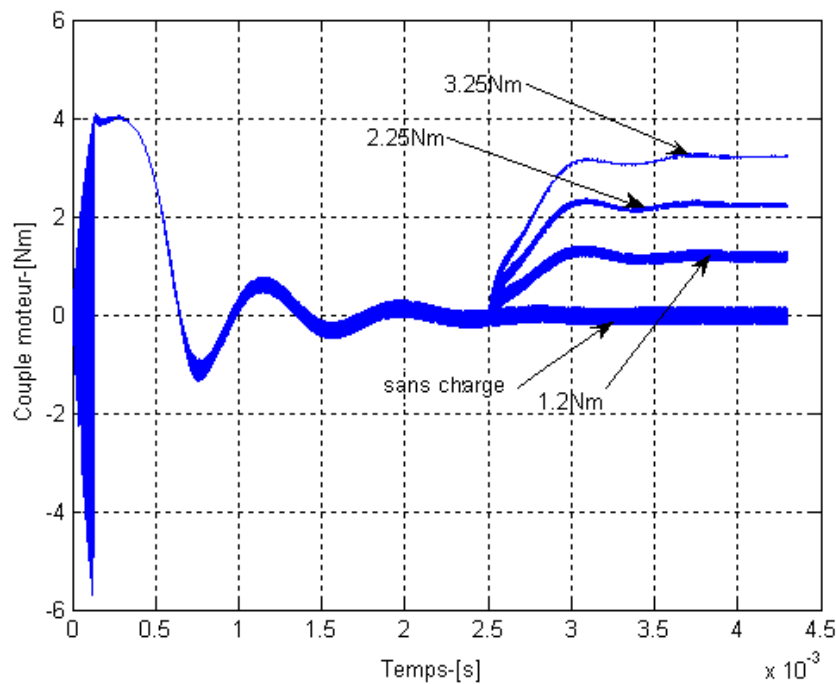


Figure IV- 1 : Courbes du couple pour le moteur avec différentes charges (avec déformation de cisaillement)

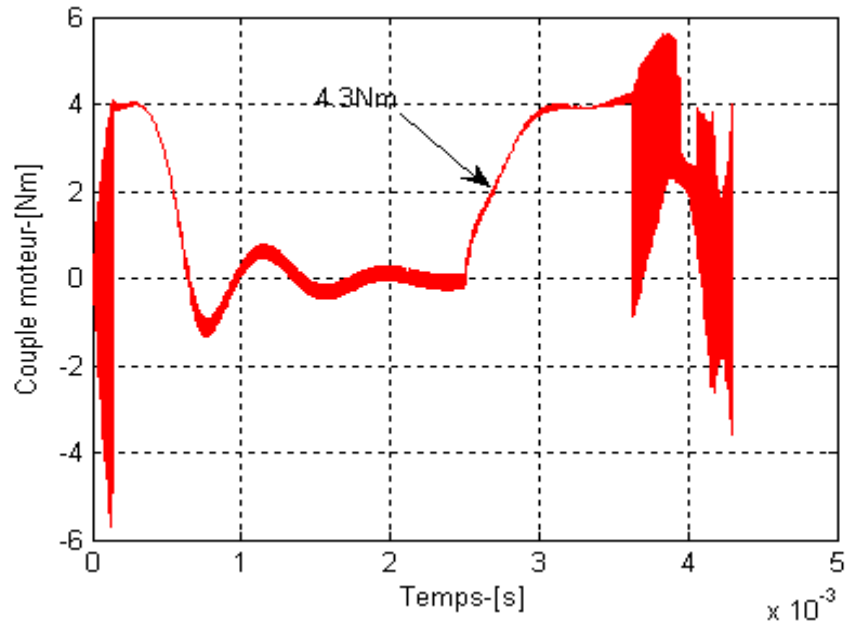


Figure IV- 1 : Courbe du couple moteur : rotor chargé avec 4.3Nm (avec déformation de cisaillement)

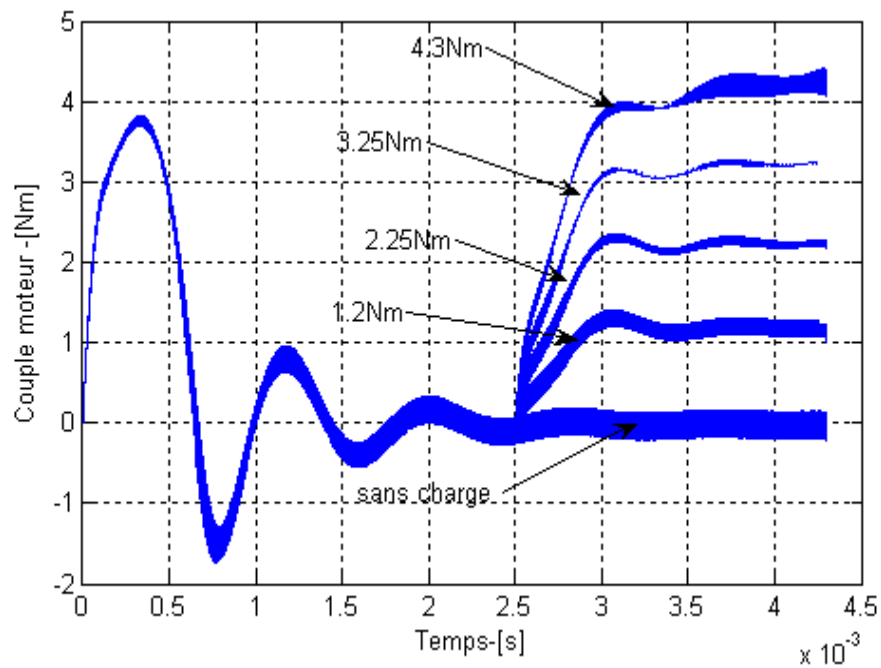


Figure IV- 1 : Courbes du couple moteur : différentes charges appliquées au rotor (sans déformation de cisaillement)

L'application d'un couple résistant sur l'arbre du rotor, à comme conséquence l'augmentation du couple fourni par le stator, afin d'entraîner cette charge. Celle ci éloigne les points de non glissement de la crête d'onde ; tandis que les zones freinantes se rétrécissent puisque la vitesse du rotor est égale à la vitesse horizontale du stator aux points de non glissement. Le déplacement des points de non glissement à la partie inférieur du profil de vitesse fait ralentir le rotor.

Les effets de déformation de cisaillement sur le comportement dynamique sont plus évidents sur les caractéristiques du couple moteur (Figures IV-15, IV- 16). Sur ces caractéristiques nous pouvons voir clairement la période de régime transitoire réduit à 2.10^{-3} secondes dans le cas où la déformation de cisaillement a été considérée. Les résultats de validation de la robustesse du modèle sont donnés dans le tableauIV.2.

Tableau IV-2: Valeurs analytiques et mesurées de la vitesse avant et après avoir considéré la déformation de cisaillement

couple	vitesse rotorique simulée sans déformation de cisaillement	vitesse rotorique simulée avec déformation de cisaillement	vitesse rotorique mesurée1 [40]	vitesse rotorique mesurée2 [40]
0	45.6	45.4	53	*
0.25	44.52	44.3	44.5	*
0.375	43.96	43.7	44	*
0.75	42.1	41.85	41	45.5
1.2	39.6	39.35	42	*
1.25	39.3	39.05	39	39.5
1.4	38.4	38.14	39.7	*
2.06	34	33.7	33.5	*
2.25	32.58	32.3	34	*
2.75	28.53	28.25	29	31.5
2.875	27.43	27.155	27	*
3.25	23.864	23.66	28.5	*
4.22	12.65	14	19.8	*
4.25	12.2	13.5	20.8	*
4.3	11.5	13.2	13	*
4.55	7.9	10.11	11.25	*
4.7	5.3	8.36	11	*
4.75	4.55	7.73	12.5	*
5	0	4.8	*	*

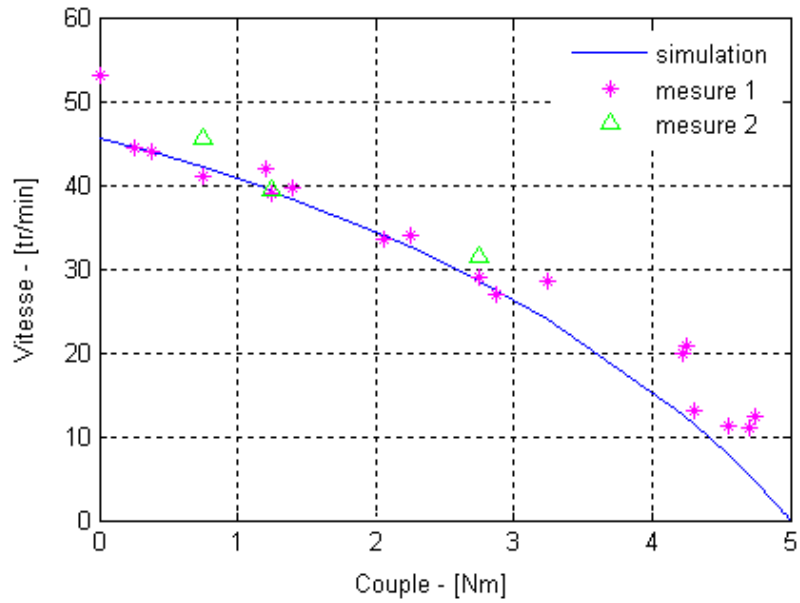


Figure IV -1 : Courbe mesurée et simulée de la correspondance vitesse – couple du moteur AMW90-X avec différentes charges avant considération de la déformation de cisaillement

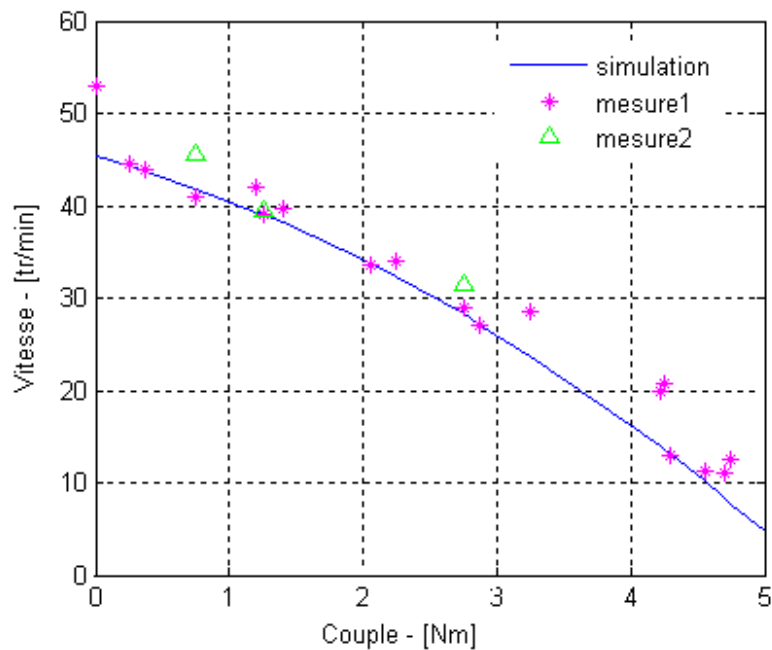


Figure IV -1 : Courbe mesurée et simulée de la correspondance vitesse –couple du moteur AMW90-X avec différentes charges après avoir considéré la déformation de cisaillement

La comparaison des résultats théoriques et expérimentaux représentés dans les figures (IV-17, IV-18) montre bien que le modèle développé et amélioré (après introduction de la déformation de cisaillement) explique bien le comportement dynamique du moteur piézoélectrique à onde progressive. Les valeurs théoriques sont proches des valeurs mesurées. L'écart de certaines mesures par rapport à la courbe de simulation est dû à l'effet de la température de la céramique à la suite du frottement stator/rotor.

Conclusion

Au cours de ce chapitre, nous avons simulé le modèle du moteur piézoélectrique à onde progressive type Daimler-Benz (AMW90-X). L'angle de déformation optimal permettant d'arriver aux meilleures performances du moteur a été déterminé. Le modèle couramment rencontré dans la littérature a été développé. La contrainte de cisaillement souvent négligée a été introduite dans le modèle. Son effet sur les caractéristiques couple-vitesse, couple-charge etc... a été mis en évidence. Les résultats de mesure effectués sur ce type d'actionneur trouvés dans la littérature, comparés aux résultats de simulation nous ont permis de valider le modèle. Le modèle est robuste. Les résultats sont très proches de la réalité.

Conclusion

L'étude menée sur les moteurs piézoélectriques nous a permis de tirer les conclusions suivantes. Plusieurs modèles analytiques et plusieurs types de prototypes sont réalisés à travers le monde, mais beaucoup de points concernant leurs performances sont en cours d'études pour d'éventuelle amélioration.

Le modèle le plus étudié et qui trouve plusieurs applications surtout dans le domaine de la robotique et la médecine est le moteur piézoélectrique à onde progressive. Le modèle analytique le plus récent néglige certaines irrégularités (par rapport aux performances idéales) telles que les forces de feedback et la contrainte de cisaillement. Dans le cadre de ce mémoire nous avons développé le modèle en s'intéressant aux :

- Forces de feedback tangentielles et normales
- Forces d'entraînement
- Modèle de l'interface rotor-stator
- L'angle de déformation
- Et la déformation de cisaillement

Ces différents points ont été introduits dans le modèle analytique simplifié. Les résultats de simulation ont montré que :

- L'angle de déformation ne dépasse pas les 3° .
- La déformation de cisaillement introduite dans le modèle rapproche davantage les résultats analytiques aux valeurs mesurées.
- L'écart observé entre valeurs théoriques et expérimentales est plutôt attribué à la surcharge du rotor et à l'effet de la température.
- Les forces de feedback ne doivent pas être négligées. Elles sont à l'origine de la stabilité dynamique du moteur.
- Le temps de réponse du moteur est très court. Le temps de la phase de démarrage a été réduit à 2ms.

Les résultats de simulation ont été validés par comparaison avec les résultats de mesure sur le moteur Daimler-Benz (AMW90 -X). Les résultats obtenus sont très proches de la réalité.

En perspectives, il sera fort intéressant :

Conclusion générale

- Développer une expression de l'angle de déformation en fonction de la force appliquée et la nature de la couche de contact.
- Développer le modèle analytique en considérant l'effet de la température et des pertes.
- Augmenter la durée de vie par l'amélioration de la couche de la céramique
- Utiliser une autre configuration du stator pour augmenter l'amplitude de l'onde.

Bibliographie

- [1] Matteo. B. « **Modélisation et commande du moteur piézoélectrique à onde progressive** » thèse de doctorat, école polytechnique fédérale de Lausanne EPFL 2005
- [2] Gille Robert « **les céramiques pour les capteurs et les actionneurs**» laboratoire des céramiques département de matériaux EPFL
- [3] François Pigache« **modélisation causale en vue de la commande d'un translateur piézoélectrique plan pour une application haptique** »thèse doctorat de l'université des sciences et technologies de Lille 2005
- [4] Frediric Giraud «**modélisation causale et commande d'un actionneur piézoélectrique à onde progressive** » thèse doctorat de l'université de Lille 2002
- [5] lim chee kian «**systematic design of a disc-typed traveling wave ultrasonic motor**» school of mechanical ,production engineering 2001
- [6] Timothy Scott Glenn « **mixed-domain performance model of the piezoelectric traveling wave motor and the development of a two –sided device**» these doctorat 2002
- [7] Ales Richter, Martain Pustka, Pavel Rydlo, Milan Kolar «**ultrasonic piezoceramic motor the computation of travelling wave velocity on the stator surface and excitation by PWM modulation with higher harmonic suppression**» ceramics international 30(2004) 1857-1861
- [8] Satoshi Segawa ,Toyoji Ushioda, Hiroshi Inada « **ultrasonic piezomotor equipped with a piezoelectric rotary encoder**» ULTRASONICS SYMPOSIUM IEEE 1990
- [9] Yongrac Roh, Susung Lee, Woosok Han «**design and fabrication of a new travelling wave –type ultrasonic linear motor** » sensors and actuators A94 (2001)
- [10] Sunone Pirrotta ,Rosario Sinatra, Alberto Meschini «**evaluation of the effect of preload force on resonance frequencies for a travelling wave ultrasonic motor** »IEEE transactions on ultrasonics, ferroelectrics, and frequency control, vol. 53, no. 4, april 2006
- [11] Tomonodo Senjyo, Mitsuru Nakamura, Naomitsu Urasaki, Hideomi Sekine, Toshihisa Funabashi, Meidensha Corporation «**mathematical model of ultrasonic motors for speed control**» 2006 IEEE

Bibliographie

- [12] J. J.T.Leinvuo,S.A.Wilson,R.W.Whatmore,M.G.Cain «**a new flextensional piezoelectric ultrasonic motor-design, fabrication and characterisation**» sensors and actuators A133(2007) 141-151
- [13] Hamed Mojallali, Rouzbeh Amini , Roozbeh Izadi- Zamanabadi, Ali A Jalali «**systematic experimental based modeling of a rotary piezoelectric ultrasonic motor**» ISA transactions 46(2007) 31-40
- [14] Su-Hyun Jeong,Hung-Kyu Lee,Yong-Joo Kim, Kee-Joe Lim«**Vibration analysis of stator in ultrasonic motor by FEM**» Proceedings of the 5th International Conference on properties and Applications of Dielectric Materials IEEE 1997
- [15] F.Thielemans ,E.Filippi «**piezoelectric motors for aerospace application** » NCTAM 2006
- [16] Thielemans Fabien, Filippi Enrico« **Quelques Applications Moteurs et actuateurs piézoélectriques** » faculté polytechnique de mons, service génie mécanique
- [17] K.Spanner «**survey of the various operating principals of ultrasonic piezomotor**» physik instrumente gmbh &Co.KG,Karisruhe ,Germany ,white paper for ACTUATOR 2006
- [18] Tobias Hemsel, Jorg Wallaschek « **State of the art and development trends of ultrasonic liniaire motors** » ULTRASONICS SYMPOSIUM IEEE 2000
- [19] Kheribeche Zine Eddine, Djagkloul Mehdi «**modélisation d'un moteur piézoélectrique à onde progressive** » mémoire juin 2006 setif
- [20] Dong Sun, Jinbo Liu ,Xing Ai « **modeling and performance evaluation of traveling –wave piezoelectric ultrasonic motors with analytical method** » sensors and actuators A100(2002) 84-93
- [21] Siyaun He , Weishan Chen, Xie Tao, Zaili « **standing wave bi-directional linearly moving ultrasonic motor**» IEEE transactions on ultrasonics, ferroelectrics, and frequency control, vol. 45, no. 5, september 1998
- [22] Eko Purwanto ,Shigeki Toyama «**development of an ultrasonic motor as a fine-orienting stage**» IEEE transactions on robotics and automation , vol. 17 no.4 , august 2001
- [23] H. Hirata and S. Ueha «**Characteristics Estimation of a Travelling Wave Type Ultrasonic Motor** » IEEE Transactions of Ultrasonics, Ferroelectrics and Frequency Control, Vol. 40, No. 4, pp. 402{406, July 1993.

Bibliographie

- [24] Heiner Storck, Jorg Wallaschek « **the effect of tangential elasticity of the contact layer between stator and rotor in traveling wave ultrasonic motors**» international journal of Non-Linear Mechanics 38(2003)143-159
- [25] Carole HENAUX, Jean-francois ROUCHON, Bertrand NOGAREDE « **étude d'un actionneur piézoélectrique à onde progressive** » laboratoire d'électrotechnique et d'électronique industrielle Toulouse
- [26] Marc Budinger, Jean-François Rouchon, Bertrand Neared «**analytical modeling for the design of a piezoelectric rotating –mode motor**» transaction on mechatronics, VOL. 9, NO. 1, IEEE 2004
- [27] H.Frayssignes ,R.Briot « **traveling wave ultrasonic motor: coupling effects in free stator** » ultrasonics 41(2003) 89-95
- [28] Gungor Bal, Erdal Bekiroglu «**servo speed control of traveling –wave ultrasonic motor using digital signal processor** »sensor and actuators A 109(2004) 212 -219
- [29] Bertrand Nogarede «**moteurs piézoélectriques**» Techniques de l'Ingénieur, D 3 765, 2007
- [30] T.Hemsel,M.Mracek,J.Twiefel,P.Vasiljev «**piezoelectric linear motor concepts based on coupling of longitudinal vibrations**» ultrasonics 44(2006) e591-e596
- [31] H Storck, W.Littmann,J.Wallaschek,M.Mracek «**the effect of friction reduction in presence of ultrasonic vibrations and its relevance to travelling wave ultrasonic motors**» ultrasonics40(2003) 379-383
- [32] Riccardo Carotenuto ,Nicola Lamberti, Antonio Iula, Massimo Pappalardo« **a low voltage piezoelectric micromotor using a thin circular membran** » ULTRASONICS SYMPOSIUM IEEE 1997
- [33] Y.Chen, Q.L.Liu,T.Y.Zhou «**a traveling wave ultrasonic motor of high torque** » ultrasonics 44(2006) e581-e584
- [34] Hyun-phill ko , Sangsig kim, Jin-sang kim , Hyun-jai kim, Seok-jin yoon« **wear and dynamic properties of piezoelectric ultrasonic motor with frictional materials coated stator** » materials chemistry and physics (2005) 391-395
- [35] Burhancetlin Koc,Philippe Bouchilloux,Kenji Uchino «**piezoelectric micromotor using a metal –ceramic composite structure**» IEEE transactions on ultrasonics, ferroelectrics, and frequency control, vol. 47, no. 4, july 2000
- [36] Anita M. Flynn, «**piezoelectric ultrasonic micromotors**» MIT artificial intelligence laboratory December 1997

Bibliographie

- [37] Li Huafeng-Zhao Chunsheng –Gu Chenglin « **study on the contact model of ultrasonic motor considering shearing deformation** » journal of electrical engineering, vol .55,NO.7-8 2004,216-220
- [38] Jianjun Qu, , Tieying Zhou «**an electric contact method to measure contact state between stator and rotor in a traveling wave ultrasonic motor** » ultrasonics 41 (2003) 561-567
- [39] Jianjun Qu , Fengyan Sun, Chunsheng Zhao «**performance evaluation of traveling wave ultrasonic motor based on a model with visco-elastic friction layer on stator** » ultrasonics45(2006) 22-31
- [40] Gregor Kandare,Jorg Wallaschek«**derivation and validation of a mathematical, model for traveling wave ultrasonic motors**» smart mater, struct 11(2002)565-574
- [41] A Frangi,A Corigliano,M inci, Faure «**finite element modeling of a rotating piezoelectric ultrasonic motor** »ultrasonic 43(2005) 747-755
- [42] Flynn,A.M «**torque production in ultrasonic motors** » MIT artificial intelligence laboratory1993
- [43] Gungor Bal « **a digitally controlled drive system for traveling wave ultrasonic motor** » Turk J Elec Engin Vol .11,NO3 2003 ,TÜBİTAK
- [44] Thielemans Fabien ,Filippi Enrico«**modeling of annular piezoelectric motors**» faculté polytechnique de mons ,service génie mécanique
- [45] J.L.Pons,H.Rodriguez,F.Seco,R.Ceres,L.Calderon«**modeling of piezoelectric transducers applied to piezoelectric motors: a comparative study and new perspective**» sensors and actuators A110(2004) 336-343
- [46] Cao, X. und Wallaschek «**J Dynamische Kontaktprobleme bei Schwingungsantrieben**» DFG-Projekt: Wa 564/6, September 1996
- [47] Yang Ming, Que Peiwen «**performance estimation of a rotary traveling wave ultrasonic motor based on two –dimension analytical model**» ultreasonics 39(2001)115-120
- [48] Meiling zhu «**contact analysis and mathematical modeling of traveling wave ultrasonic motors**» IEEE transaction on ultrasonics ,ferroelectric,and frequency control , vol.51 NO 6,june 2004
- [49] Maas, J., Ide, P., Fröhleke, N. and Grotstollen, H. « **Simulation Model for Ultrasonic Motors powered by Resonant Converters**». Reprint of a paper for the 30th IEEEIAS Annual Meeting, Orlando, Florida, October 1995

Bibliographie

- [50] Hagood, N., McFarland, A. « **Modeling of piezoelectric rotary ultrasonic motor**» IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control, Vol. 42, March 1995, pp. 210-224.
- [51] Matteo Bullo, Yves Perriard « **Influences to the Mechanical Performances of the Travelling Wave Ultrasonic Motor by Varying the Prestressing Force Between Stator and Rotor**» IEEE 2003
- [52] José FERNANDEZ LOPEZ « **modeling and optimization of ultrasonic linear motors** » these de doctorat, Lausanne EPFL 2006
- [53] Daimler-Benz AG Druckschrift TE/ P670521040007911991

محركات جديدة تعرف باسم المحركات البييزوكهربائية أصبحت تستعمل خلال هذه الآونة الأخيرة في ميادين مختلفة خاصة في مجال (الروبوتيك). تطورها الملحوظ ناتج عن خصائصها الجيدة المتعددة: قوة العزم المقاوم دون تغذية، العزم المرتفع عند سرعة صغيرة (التشغيل المباشر)، غياب الحقل المغناطيسي الضائع، وإمكانية دمجها في السلم المليميترى مع النظام الإلكتروني التابع له، عدم إحداث صوت أثناء تشغيله.

في هذه المذكرة طورنا نموذجا تحليليا لمحرك بييزوكهربائي ذو موجه تقدمية. المحرك درس مع الأخذ بعين الاعتبار بإمكانية حضور أمور غير اعتيادية بالمقارنة مع المحرك المثالي. النتائج النظرية المتحصل عليها تم تأكيدها بمقارنتها مع النتائج التجريبية للمحرك ذو النوع-Daimler Benz AWM90. النتائج النظرية المتحصل عليها أكدت مدى فعالية وقوة النموذج.

الكلمات المفتاح

البييزوكهربائية، محرك بييزوكهربائي ذو موجه تقدمية، التشوه المقصي

Résumé

De nouveaux actionneurs appelés moteurs piézoélectriques sont durant ces dernières utilisés dans différents domaines particulièrement en robotique. Leur développement est dû aux multiples excellentes caractéristiques : le fort couple de maintien sans alimentation, le couple élevé à petite vitesse (favorisant les entraînements directs), l'absence de champs magnétiques parasites, possibilité d'intégration à l'échelle millimétrique avec l'électronique associée et son fonctionnement silencieux.

Dans ce mémoire, nous avons développé le modèle analytique d'un moteur ultrasonique (piézoélectrique) à onde progressive. Le moteur a été étudié en tenant compte des irrégularités susceptibles de se présenter par rapport au cas de moteur idéal. Les résultats de simulation ont été validés par comparaison avec les résultats expérimentaux du moteur type Daimler-Benz AWM90. Les résultats ont confirmé la robustesse du modèle.

Mot clés

Piézoélectricité, moteur piézoélectrique à onde progressive, déformation de cisaillement

Abstract

New actuators called piezoelectric motors during these last decades are used in various fields particularly in robotics. Their development is due to the excellent multiple characteristic : high holding torque without supply, the high torque at low speed (supporting the direct drives), the absence of parasitic magnetic fields, possibility of integration on a millimetre-length scale with associated electronics and its quiet operation.

In this memory, we developed the analytical model of a traveling wave ultrasonic motor (piezoelectric). The motor was studied by taking account of the irregularities likely to be presented compared to the case of ideal motor. The results of simulation were validated by comparison with the experimental results of the standard motor Daimler-Benz AWM90. The results confirmed the robustness of the model.

Key words

Piezoelectricity, traveling wave piezoelectric motor, shearing deformation