



**HAL**  
open science

# Systèmes de récupération d'énergie vibratoire large bande

Bouhadjar Ahmed-Seddik

► **To cite this version:**

Bouhadjar Ahmed-Seddik. Systèmes de récupération d'énergie vibratoire large bande. Energie électrique. Université de Grenoble, 2012. Français. NNT: . tel-00778437v1

**HAL Id: tel-00778437**

**<https://theses.hal.science/tel-00778437v1>**

Submitted on 20 Jan 2013 (v1), last revised 11 Oct 2013 (v2)

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

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

## THÈSE

Pour obtenir le grade de

## DOCTEUR DE L'UNIVERSITÉ DE GRENOBLE

Spécialité : NANO ELECTRONIQUE ET NANO TECHNOLOGIE

Arrêté ministériel : 7 août 2006

Présentée par

**Bouhadjar AHMED SEDDIK**

Thèse dirigée par **Emmanuel DEFAY**  
codirigée par **Ghislain DESPESSE**

préparée au sein du **Laboratoire CEA-Leti**  
dans l'**École Doctorale ELECTRONIQUE,**  
**ELECTROTECHNIQUE, AUTOMATIQUE ET TRAITEMENT DU**  
**SIGNAL**

# Systemes de récupération de l'énergie vibratoire large bande

Thèse soutenue publiquement le **04/10/2012**,  
devant le jury composé de :

**M. Daniel GUYOMAR**

Professeur, LGEF-LYON, Rapporteur

**M. François COSTA**

Professeur, IUFM-Paris, Rapporteur

**M. Skandar BASROUR**

Professeur, UJF-Grenoble, Membre

**M. Philippe BASSET**

Professeur associé, ESIEE-Paris, Membre

**M. Adrien BADEL**

Maître de conférences, SYMME-ANNECY, Invité

**M. Emmanuel DEFAY**

Directeur de recherche, CEA/Leti-Grenoble, Directeur de thèse

**M. Ghislain DESPESSE**

Ingénieur de recherche, CEA/Leti-Grenoble, Encadrant





## Remerciements :

Ce travail de thèse a été réalisé en majeure partie au département DSIS du CEA-Leti, je tiens donc à exprimer ma gratitude à Roland BLANPAIN, chef de département DSIS, et à Sébastien DAUVE, chef de service SCSE, de m'avoir accueilli au sein de leur unité de recherche.

J'adresse mes remerciements les plus chaleureux à Ghislain DESPESSE de m'avoir encadré au cours de ces trois années de thèse. Au travers de nos discussions, il m'a apporté une compréhension plus approfondie des divers aspects du sujet. Je salue aussi sa souplesse et son ouverture d'esprit qui ont su me laisser une marge de liberté pour mener à bien ce travail de recherche. Je tiens à remercier également Emmanuel DEFAY pour avoir dirigé mes travaux de recherche, merci pour votre aide précieuse, pour vos remarques et pour votre soutien permanent.

Pour avoir accepté de rapporter ce travail, j'assure ma reconnaissance à Daniel GUYOMAR et François COSTA. Que soient remerciés les autres membres de jury : Philippe BASSET, Adrien BADEL et plus particulièrement Skandar BASROUR pour avoir en plus assuré le rôle de président de jury.

Pour m'avoir accompagné lors de mes premiers pas dans le monde de la recherche, je remercie Sébastien, Jean-Jacques, François, Fabien ...et tous les autres *harvesters*.

Pour leur soutien permanent, j'adresse mes plus profonds remerciements à toute ma famille, je leur dédie ce mémoire de thèse et leur exprime tout mon amour.

Merci enfin au lecteur qui par essence justifie la rédaction de ce document.

*A ma très chère mère*

*A mes très chères sœurs*

*A mes très chers frères*

<b>Table des figures</b> .....	<b>v</b>
<b>Table des tableaux</b> .....	<b>ix</b>
<b>Introduction générale</b> .....	<b>1</b>
<b>Préambule :</b> .....	<b>5</b>
I Introduction.....	6
II Principales applications de la récupération d'énergie ambiante basse puissance :.....	6
II.1 Applications dans le médicale :.....	6
II.2 Applications dans le domaine aéronautique :.....	7
II.3 Applications dans le domaine du transport urbain :.....	7
II.4 Applications dans le milieu industriel :.....	8
II.5 Applications dans le domaine de l'habitat :.....	8
II.6 Conclusion :.....	8
III Les différentes formes d'énergie disponibles dans l'environnement :.....	9
III.1 Energie finie (énergie électrochimique) :.....	9
III.2 Energie du rayonnement électromagnétique :.....	10
III.3 L'énergie thermique :.....	11
III.4 L'énergie mécanique :.....	13
IV Conclusions :.....	16
V Références :.....	16
<b>Chapitre I : Etat de l'art &amp; positionnement de la thèse</b> .....	<b>18</b>
I Introduction :.....	19
II Etude d'un modèle général de récupération d'énergie vibratoire :.....	19
II.1 Description du modèle général :.....	20
II.2 Mise en équation du modèle général :.....	21
III Principaux mécanismes de transduction mécano-électrique :.....	26
III.1 Mécanisme de transduction capacitive :.....	26
III.2 Mécanisme de transduction électromagnétique :.....	27
III.3 Mécanisme de transduction par matériaux électroactifs :.....	30
III.4 Comparaison entre les différentes techniques de conversion mécano-électrique :.....	33
IV Causes pouvant conduire à un fonctionnement en dehors de la résonance :.....	34
IV.1 Variation de la fréquence de vibration (causes liées à la source) :.....	34
IV.2 L'altération de la fréquence de résonance (causes liées au récupérateur) :.....	35
IV.3 Imprécision de la fréquence de résonance lors de la fabrication :.....	35
IV.4 Conclusion :.....	36
V Solutions pour un fonctionnement à la résonance :.....	37
V.1 Vibrations de type aléatoire : (large bande ou multi harmoniques).....	37

V.2 Vibrations à une seule fréquence principale qui bouge dans le temps : .....	41
VI Etude comparative des différents systèmes de récupération d'énergie vibratoire à large bande fréquentielle de fonctionnement : .....	48
VII Références : .....	52
<b>Chapitre II : Etude théorique d'un générateur piézoélectrique .....</b>	<b>57</b>
I Introduction .....	58
II Théorie de la piézoélectricité : .....	58
II.1 Quelques définitions : .....	58
II.2 Mise en équation de la piézoélectricité : .....	62
III Etude théorique d'un générateur piézoélectrique de type cantilever : .....	63
III.1 Présentation de la structure de récupération d'énergie vibratoire de type cantilever : .....	63
III.2 Principe de dimensionnement d'un générateur piézoélectrique : .....	66
III.3 Choix des matériaux : .....	67
III.4 Analyse statique du comportement d'une structure de type cantilever : .....	69
IV Etude d'une structure mécanique optimisée : .....	83
IV.1 Etude du comportement électromécanique (structure améliorée) : .....	86
IV.2 Etude du taux de variation de la fréquence de résonance (structure améliorée) : .....	87
V Etude du comportement d'un générateur piézoélectrique en régime dynamique : .....	88
VI Conclusions et bilan du chapitre : .....	97
VII Références : .....	98
<b>Chapitre III : Systèmes à adaptation automatique de la fréquence de résonance par procédé piézoélectrique .....</b>	<b>99</b>
I Introduction : .....	101
II Technique d'ajustement de la fréquence de résonance par application d'un champ électrique dans le matériau piézoélectrique : .....	101
II.1 Modélisation de l'impact du champ électrique sur la rigidité mécanique d'un matériau de type piézoélectrique : .....	102
II.2 Modélisation de l'impact du champ électrique sur la fréquence de résonance : .....	104
II.3 Choix de matériaux : .....	105
II.4 Dimensionnement de la structure et résultats théoriques : .....	106
II.5 Fabrication de la structure : .....	108
II.6 Caractérisation de la structure et validation de l'approche : .....	110
II.7 Stratégie d'asservissement de la fréquence de résonance : .....	112
II.8 Conclusion : .....	114
III Adaptation automatique de la fréquence de résonance par adaptation de la charge électrique connectée à un matériau piézoélectrique .....	115
III.1 Introduction : .....	115

III.2 Théorie d’ajustement de la fréquence de résonance par adaptation de la charge électrique :	115
III.3 Choix du matériau piézoélectrique à utiliser :	118
III.4 Choix des dimensions de la structure :	119
III.5 Résultats théoriques de l’approche par adaptation de la charge capacitive :	122
III.6 Fabrication de la structure :	123
III.7 Validation expérimentale de l’approche :	124
III.8 Synthèse de la caractérisation électromécanique des prototypes fabriqués :	127
III.9 Automatisation du réglage de la fréquence de résonance :	127
III.10 Adaptation de la fréquence de résonance et de l’amortissement électrique :	132
III.11 Résultats expérimentaux du double ajustement :	139
III.12 Electronique de réglage de la fréquence de résonance et de l’amortissement électrique :	141
IV Conclusion :	142
V Références :	143
<b>Chapitre IV Amplification du mouvement vibratoire par rebonds mécaniques synchronisés..</b>	<b>144</b>
I Introduction :	145
II Présentation de l’approche :	145
III Etude théorique de la technique du rebond mécanique synchronisé :	147
III.1 Formulation du gain énergétique :	147
III.2 Modélisation du comportement d’une structure avec rebond mécanique :	149
IV Choix du mécanisme d’application du rebond mécanique :	154
IV.1 Actionnement par un matériau à dilatation thermique :	155
IV.2 Actionnement par principe électromagnétique :	155
IV.3 Actionnement par principe piézoélectrique :	156
V Electronique de commande des actionneurs :	156
VI Dispositif expérimental et caractérisation :	159
VI.1 Dimensionnement et fabrication de la structure mécanique :	159
VI.2 Choix des actionneurs piézoélectriques :	159
VI.3 Banc de caractérisation :	160
VI.4 Résultats de la caractérisation mécanique :	160
VI.5 Résultats expérimentaux de la technique du rebond :	161
VII Conclusion :	162
<b>Conclusion générale</b>	<b>163</b>
<b>ANNEXES</b>	<b>167</b>
I Annexe (1) :	168
II Annexe 2 :	171



III Annexe 3 : ..... 174

# Table des figures

Figure 0-1 Placement d'un pacemaker dans le corps humain .....	6
Figure 0-2 Placement des différents capteurs sur une voiture [5] .....	8
Figure 0-3 Illustration de l'amélioration de l'autonomie des batteries [6] .....	9
Figure 0-4 Etendu du spectre électromagnétique ambiant [7] .....	10
Figure 0-5 Jonction P-N d'une cellule photovoltaïque .....	10
Figure 0-6 Evolution de l'efficacité des cellules photovoltaïque entre 1975 et 2007 [9] .....	11
Figure 0-7 Illustration d'un système de récupération d'énergie thermique par principe pyroélectrique [11] .....	12
Figure 0-8 Agencement des cellules PN pour la récupération de l'énergie thermique .....	12
Figure 0-9 Technologie Micropelt [15] .....	13
Figure 0-10 Oxymètre autonome [16] .....	13
Figure 0-11 Illustration de la récupération de l'énergie d'extension/compression sur le genou [17] ...	15
Figure 0-12 Prototype de récupération d'énergie dans les chaussures [18] .....	15
Figure I-1 Représentation du modèle général d'un système de récupération d'énergie vibratoire .....	21
Figure I-2 Niveau de la conversion mécano-mécanique dans la chaîne complète .....	22
Figure I-3 Diagramme des forces appliquées sur la masse sismique .....	22
Figure I-4 Déplacement relatif théorique en fonction de la fréquence de vibration pour différentes valeurs d'amortissement mécanique .....	23
Figure I-5 Schéma du mécanisme de la conversion mécano-électrique .....	24
Figure I-6 Puissance théoriquement récupérable par un système de récupération d'énergie vibratoire à résonance simple pour différentes valeurs d'amortissement électrique .....	25
Figure I-7 Structure de récupération d'énergie électrostatique [6] .....	26
Figure I-8 Cycles de charge et de décharge de la capacité d'un système de récupération de l'énergie électrostatique [6] .....	27
Figure I-10 Micro-dynamo dans une montre bracelet, puissance moyenne $5\mu\text{W}$ (Seiko Kinetic) .....	28
Figure I-9 Schéma équivalent d'un système de récupération d'énergie mécanique par principe électromagnétique .....	28
Figure I-11 Cantilever piézoélectrique en mode 33 [28] .....	31
Figure I-12 Cantilever piézoélectrique en mode 31 [7] .....	31
Figure I-13 Comparaison entre les différents matériaux électroactifs [44] .....	33
Figure I-14 Spectre de vibration d'une voiture roulant à 2000 tr/min .....	34
Figure I-15 Spectre de vibration d'une voiture roulant à 3000 tr/min .....	34
Figure I-16 Spectre de vibration dans sur des escaliers .....	35
Figure I-17 Vibrations sur des rails lors d'un passage d'un train [46] .....	35
Figure I-18 Classification des techniques permettant l'optimisation de la réponse fréquentielle .....	36
Figure I-19 Systèmes à fort amortissement mécanique [48] .....	38
Figure I-20 Réponse fréquentielle d'un système à fort amortissement mécanique [48] .....	38
Figure I-21 Transformateur du mouvement de vibration unidirectionnelle en mouvement rotationnel [49] .....	39
Figure I-22 Récupérateurs à plusieurs poutres, (a) Shahruz et al [50], (b) Ferrari et al [51] .....	39
Figure I-23 Système multi-masses [55] .....	40
Figure I-24 Système multi-masses [56] .....	40

Figure I-25 Technique d'ajustement de la fréquence de résonance par application d'une précontrainte [58] .....	41
Figure I-26 Technique d'ajustement de la fréquence de résonance par ajustement du centre de gravité [59] .....	42
Figure I-27 Techniques de multiplication de la fréquence de vibration [64-65] .....	43
Figure I-28 Structure de type poutre encastrée-encastrée [66] .....	43
Figure I-29 Comportement non linéaire d'une poutre encastrée-encastrée [66] .....	43
Figure I-30 Système de récupération d'énergie avec stoppers .....	44
Figure I-31 Schéma d'un récupérateur électrostatique avec système d'ajustement de la fréquence de résonance .....	45
Figure I-32 Système à ajustement actif de la fréquence de résonance par action magnétique .....	46
Figure I-33 Systèmes à ajustement actif de la fréquence de résonance par action piézoélectrique [81] .....	47
Figure I-34 Schéma d'un système à ajustement actif de la fréquence de résonance par adaptation de la charge électrique .....	48
Figure I-35 Diagramme des démarches entreprises dans le travail de thèse .....	51
Figure II-1 Principe de la piézoélectricité (direct et inverse) .....	58
Figure II-2 Illustration à l'échelle microscopique du phénomène de la piézoélectricité ( $P$ : polarisation) .....	59
Figure II-3 L'effet d'hystérésis dans un matériau piézoélectrique .....	60
Figure II-4 Géométrie d'un système de récupération d'énergie piézoélectrique de type cantilever .....	64
Figure II-5 Types de contraintes appliquées dans la partie piézoélectrique lors des vibrations .....	65
Figure II-6 Succession des étapes de dimensionnement d'une structure de récupération d'énergie de type piézoélectrique .....	66
Figure II-7 Diagramme des forces et moments appliqués sur la structure cantilever .....	71
Figure II-8 Diagramme des forces et moments appliqués sur un tronçon de la structure .....	71
Figure II-9 Déplacement de la poutre suite à une application d'une force statique de 1 N .....	74
Figure II-10 Contrainte mécanique locale dans le matériau piézoélectrique en fonction de la position longitudinale .....	75
Figure II-11 Effet du placement des couches piézoélectriques sur la contrainte moyenne dans le matériau piézoélectrique .....	76
Figure II-12 Effet des dimensions géométriques du matériau piézoélectrique sur le couplage effectif .....	78
Figure II-13 Effet des dimensions géométriques sur l'énergie électrique générée par les couches piézoélectriques .....	79
Figure II-14 Impact des dimensions géométriques sur le taux de variation de la fréquence de résonance (avec $x_0=0.5$ et $x_1=2$ ) .....	81
Figure II-15 Impact des propriétés mécaniques et électromécaniques sur le taux de variation de la fréquence de résonance ( $L_p/L_b=1$ ; $e_p/e_b=1$ ) .....	82
Figure II-16 Forme géométrique de la structure améliorée proposée .....	84
Figure II-18 Répartition de la contrainte mécanique à travers le matériau piézoélectrique pour différents angles d'inclinaison .....	85
Figure II-17 Vue longitudinale de la structure améliorée .....	85
Figure II-19 Impact de la nouvelle géométrie sur le coefficient de couplage électromécanique de la structure améliorée .....	87
Figure II-21 Effet de la longueur des couches piézoélectriques et de l'angle d'inclinaison sur le taux de variation de la fréquence de résonance ( $x_1=4$ , $x_0=0.125$ ) .....	88
Figure II-22 Modèle à un degré de liberté pour un système de récupération d'énergie vibratoire .....	89
Figure II-23 Démarches suivies pour la détermination des caractéristiques électriques du générateur .....	91
Figure II-24 Schéma équivalent du système de récupération couplé avec une batterie .....	94

Figure III-1 Effet du champ électrique appliqué sur le coefficient piézoélectrique ( $d_{31}$ ) [5] .....	103
Figure III-3 Effet de l'intensité du champ électrique sur la fréquence de résonance .....	108
Figure III-2 Technique d'application du champ électrique sur une structure de type cantilever .....	108
Figure III-4 Forme du substrat en acier .....	109
Figure III-5 Montage des parties intermédiaires sur le substrat .....	109
Figure III-6 Structure fabriquée.....	110
Figure III-7 Banc d'essai pour la caractérisation des structures fabriquées .....	110
Figure III-8 Variation de la fréquence de résonance en fonction du champ électrique appliqué.....	111
Figure III-9 Stratégie de régulation de la fréquence de résonance .....	112
Figure III-10 Technique de régulation de la fréquence de résonance .....	113
Figure III-11 Bilan de puissance du système de récupération d'énergie avec ajustement automatique de la fréquence de résonance.....	114
Figure III-12 Echantillon d'un matériau piézoélectrique polarisé selon l'épaisseur .....	115
Figure III-13 Echantillon piézoélectrique sous contrainte mécanique en court-circuit.....	116
Figure III-14 Echantillon piézoélectrique sous contrainte mécanique en circuit ouvert.....	116
Figure III-15 Modèle équivalent d'un matériau piézoélectrique connecté à une capacité $C_{sh}$ .....	117
Figure III-16 Structure piézoélectrique en mode 33.....	120
Figure III-17 Effet de la capacité shunt sur le taux de variation de la fréquence de résonance (Mode 31).....	122
Figure III-18 Effet de la capacité shunt sur le taux de variation de la fréquence de résonance (Mode 33).....	123
Figure III-19 Structure fabriquée pour le mode longitudinal .....	124
Figure III-20b Effet de la capacité shunt sur la fréquence de résonance (Mode 31).....	125
Figure III-21 Effet de la capacité shunt sur la fréquence de résonance (Mode 33), C-C : court-circuit, C-O : circuit ouvert.....	126
Figure III-22 Variation de la fréquence de résonance en fonction de la capacité shunt.....	126
Figure III-23 Stratégie d'ajustement de la fréquence de résonance .....	128
Figure III-24 Illustration qualitative du comportement du circuit de filtrage .....	129
Figure III-25 Circuit de mémorisation et de détermination du sens de variation de la puissance de sortie .....	130
Figure III-26 Signaux de commande des interrupteurs .....	130
Figure III-27 Circuit d'adaptation du sens de variation de la fréquence de résonance .....	131
Figure III-29 Architecture proposée pour l'ajustement de la fréquence de résonance et l'extraction de l'énergie électrique .....	132
Figure III-30 Diagramme temporel du fonctionnement du générateur .....	134
Figure III-31 Circuit équivalent du générateur lorsque le pont diodes est bloqué .....	135
Figure III-32 Circuit électrique équivalent lorsque le pont diodes est passant.....	137
Figure III-33 Effet des capacités $C_1$ et $C_2$ sur la fréquence de résonance .....	140
Figure III-34 Effet des capacités $C_1$ et $C_2$ sur le courant fourni à la charge (0.1g) en maintenant la fréquence d'entrée égale à la fréquence de résonance.....	140
Figure III-34 Stratégie de commande de la fréquence de résonance et de l'amortissement électrique.....	141
Figure III-35 Tension de sortie avec l'ajustement automatique de la fréquence de résonance .....	142
Figure IV-1 Système équivalent à un degré de liberté .....	146
Figure IV-2 Illustration du choc élastique entre le support $m_1$ et la masse sismique $m_2$ .....	147
Figure IV-3 Illustration de la mise en œuvre du système à rebond.....	149
Figure IV-4 Diagramme illustrant les séquences d'application du rebond mécanique .....	150
Figure IV-5 Diagramme montrant la succession des opérations du programme de simulation .....	151
Figure IV-6 Variation du gain d'amplification en fonction de la durée de blocage.....	153

Figure IV-7 Variation du gain d'amplification en fonction de la fréquence d'entrée .....	154
Figure IV-8 Illustration de la technique d'actionnement par utilisation d'un matériau à dilatation thermique.....	155
Figure IV-9 Illustration de l'actionnement par principe électromagnétique .....	155
Figure IV-10 Illustration de l'actionnement par principe piézoélectrique .....	156
Figure IV-12 Circuit avance de phase .....	157
Figure IV-11 Schéma synoptique du fonctionnement de l'électronique de commande.....	157
Figure IV-13 Circuit de détection de passage par zéro d'accélération.....	158
Figure IV-14 Générateur de l'impulsion de commande.....	158
Figure IV-15 Circuit de commande des actionneurs .....	158
Figure IV-16 Structure fabriquée pour la validation du principe d'amplification par rebond mécanique .....	159
Figure IV-17 Schéma général du banc de test utilisé .....	160
Figure IV-18 Résultats expérimentaux et théorique du gain en amplification mécanique.....	161
Figure A-1 Schéma des différentes fonctions électroniques combinées pour l'ajustement de la fréquence de résonance .....	168
Figure A-2 Schéma de l'électronique utilisée pour la mesure du déphasage .....	169
Figure A-3 Détermination du sens de transfert de l'énergie électrique.....	169
Figure A-4 Schéma de puissance pour le chargement/déchargement de la capacité des couches piézoélectriques.....	170
Figure A-5 Représentation de la nouvelle technique de blocage de la masse sismique.....	172
Figure A-6 Schéma de puissance pour l'activation du rebond mécanique.....	172

# Table des tableaux

Tableau 0-1 Quelques résultats des systèmes de récupération de l'énergie thermique .....	13
Tableau I-1 : Présentation de quelques sources de vibration [1] .....	19
Tableau I-2 : Principaux résultats obtenus par principe électrostatique .....	27
Tableau I-3 Systèmes de récupération d'énergie mécanique par principe électromagnétique .....	30
Tableau I-4 Systèmes de récupération d'énergie vibratoire par transduction piézoélectrique .....	32
Tableau I-5 Comparaison entre les différents principes de transduction mécano-électrique .....	33
Tableau I-6 Systèmes large bande multi-poutres .....	40
Tableau I-7 Systèmes large bande multi-poutres .....	40
Tableau I-8 Systèmes à ajustement actif de la fréquence de résonance par action électrostatique .....	46
Tableau I-9 Systèmes à ajustement actif de la fréquence de résonance par action magnétique .....	46
Tableau I-10 Systèmes à ajustement actif de la fréquence de résonance par action piézoélectrique .....	47
Tableau I-11 Comparaison entre les différentes solutions pour un fonctionnement large bande .....	49
Tableau II-1 Les différents modes du couplage électromécanique : .....	61
Tableau II-2 Différentes formes d'écriture des équations de la piézoélectricité : .....	62
Tableau II-3 Définition des différentes constantes : .....	62
Tableau II-4 Définition de propriétés de la structure : .....	65
Tableau II-5 Comparaison entre les différents matériaux utilisés comme substrat .....	67
Tableau II-6 Caractéristiques et figures de mérites des principaux matériaux piézoélectriques .....	69
Tableau II-7 Définition des paramètres effectifs de la structure cantilever .....	70
Tableau II-8 Déplacement le long de la structure suite à l'application de la force statique : .....	73
Tableau II-9 Paramètres géométriques et physiques de la structure simulée .....	73
Tableau II-10 Dimensions géométriques et propriétés physiques de la structure étudiée .....	85
Tableau II-11 Comparaison entre les deux types de structures étudiées .....	97
Tableau III-1 : Expressions de la fréquence de résonance en fonction du champ électrique appliqué dans une structure de type cantilever .....	104
Tableau III-2. Dimensions choisies pour la structure .....	107
Tableau III-3. Equations de la pulsation propre en fonction de la capacité couplée avec le matériau piézoélectrique pour les différentes configurations de poutres étudiées dans le chapitre précédent ...	118
Tableau III-4 Comparaison des différents matériaux piézoélectriques .....	119
Tableau III-5 Dimensions de la structure fabriquée en mode longitudinal .....	121
Tableau IV-1 Paramètres de simulation .....	152
Tableau IV-2 Résultats de la caractérisation .....	160

# Introduction générale

## **Introduction générale**

L'électronique a connu un développement rapide durant les trois dernières décennies, notamment la baisse de consommation et la miniaturisation des différents composants. Ceci a conduit à la multiplication des systèmes électroniques dans les objets de la vie courante. Cette multiplication devrait se poursuivre et notamment prendre la forme d'objets miniatures capables de mesurer des paramètres physiques dans notre environnement et de les communiquer sans fil à l'utilisateur. La baisse continue de consommation pour réaliser une même fonction a permis d'envisager des objets électroniques complètement autonomes. La question de l'autonomie énergétique a été accompagnée de l'apparition d'un nouveau domaine d'activité à savoir la récupération de l'énergie ambiante présente dans l'environnement immédiat du système à alimenter. Utiliser un système de récupération d'énergie couplé à un élément de stockage permet d'augmenter le degré d'autonomie énergétique de ce dernier et de contourner certaines contraintes imposées par l'utilisation des piles et batteries, comme par exemple le câblage, la nécessité d'assurer un contrôle de l'état de charge des batteries, leur rechargement ou leur remplacement,...etc., autant de contraintes qui limitent le nombre d'applications des appareils électroniques.

Les formes d'énergie présentes dans l'environnement sont diverses, les plus courantes sont le rayonnement électromagnétique (solaire, lumière artificielle ou ondes hertziennes), thermique (gradient spatial ou temporel de température d'une machine, d'un être vivant, etc...) et l'énergie mécanique (vibration ou déformation). Les puissances mises en jeu dans ce contexte peuvent aller d'une centaine de nW au mW par cm<sup>3</sup>. De nombreux travaux ont été menés dans le but de réaliser des systèmes miniatures capables de traduire en énergie électrique exploitable les différentes formes d'énergie primaires disponibles. Ces dispositifs sont composés de deux principales parties : une partie dite « *Transduction* », qui permet de convertir une énergie ambiante en une énergie électrique, et une partie dite « *Electronique de Gestion* » permettant d'ajuster le niveau de la tension de sortie et éventuellement de gérer un tampon énergétique pour s'adapter au besoin en énergie vis-à-vis de l'application.

Les dispositifs de récupération d'énergie dont nous parlons dans ce manuscrit permettent d'alimenter des appareils électroniques qui nécessitent une puissance qui va de la centaine de nW au mW, par exemple des capteurs de pression, de force, de fissure, d'accélération ou encore des stimulateurs cardiaques...etc. Un système de récupération d'énergie doit être adapté à l'environnement auquel il est destiné. Il doit notamment être cohérent avec la forme d'énergie présente : rayonnement électromagnétique, énergie thermique ou mécanique. Chaque type de convertisseur est par ailleurs adapté à un besoin bien précis, à savoir une gamme de puissances donnée et donc un nombre d'applications donné, et ne peut fonctionner que sous des conditions bien définies (fréquence de vibration, longueur d'onde du rayonnement, valeur du gradient de température, etc...).

Dans ce travail de thèse nous nous intéressons principalement à la récupération de l'énergie mécanique et plus précisément de l'énergie vibratoire. La récupération de cette énergie a suscité la curiosité des chercheurs académiques et industriels partout dans le monde grâce aux nombreux cas applicatifs envisageables. Les systèmes développés jusqu'ici reposent sur l'utilisation d'une masse sismique qui permet de transformer la vibration en un déplacement relatif convertible ensuite en énergie électrique. Cette masse sismique est l'élément le plus limitant dans la récupération d'énergie vibratoire, car si on veut disposer d'un travail mécanique important, il faut que l'effort d'inertie de cette masse sismique par rapport à la source de vibration soit le plus élevé possible et donc que cette masse sismique soit la plus élevée possible, ce qui va à l'encontre de la réduction des dimensions. Pour maximiser l'effet d'inertie de cette masse sismique, la solution la plus utilisée jusqu'ici consiste à réaliser un résonateur



mécanique qui résonne sur la fréquence de vibration. Cette résonance permet notamment d'amplifier l'amplitude du déplacement relatif par rapport à l'amplitude de déplacement de la source de vibration. Cette résonance permet alors d'augmenter le travail mécanique disponible et après conversion l'énergie électrique extraite. En contrepartie, la puissance générée n'est maximale que lorsque la fréquence de vibration est égale à la fréquence de résonance du système et l'effet d'amplification sera d'autant plus important que le facteur de qualité de la structure mécanique sera élevé. Pour obtenir un facteur de qualité élevé, une condition de conception et de choix des matériaux s'impose, à savoir l'utilisation de matériaux peu dissipatifs et un conditionnement adapté (qui permet de limiter les coussins d'air et les frottements). Cependant, la bande passante du convertisseur est d'autant plus étroite que le facteur qualité est élevé. Prenons par exemple un système qui vibre à une fréquence fixe  $f_0$ , il est impératif de concevoir un système de récupération de cette énergie de vibration qui résonne à cette fréquence, or cette fréquence de résonance ne peut être obtenue avec exactitude, à cause des difficultés liées aux procédés de fabrication, et même si elle est obtenue on ne peut assurer sa conservation du fait des variations des propriétés physiques des matériaux avec le vieillissement ou avec la température. **Une altération de 2% de la fréquence de résonance peut entraîner une perte de l'énergie récupérable allant jusqu'à 80%, pour une structure qui présente un facteur qualité de 50.** D'autre part, prenons l'exemple d'un système qui vibre mais avec une fréquence variable, comme c'est le cas pour les systèmes de transport dont la fréquence de vibration dépend du régime moteur. La quantité d'énergie en sortie du convertisseur chute drastiquement lorsque la fréquence de vibration n'est plus égale à la fréquence de résonance. Il devient alors impératif de trouver une solution permettant de récupérer efficacement l'énergie sur tout le spectre fréquentiel que couvre la source de vibration.

La présente thèse s'inscrit dans ce cadre et vise à développer de nouvelles solutions, peu consommatrices en énergie, permettant d'assurer un ajustement en temps réel de la fréquence de résonance de la structure en fonction de la fréquence de vibration. Nous avons ainsi développé deux approches pour ajuster la fréquence de résonance et exploiter au maximum l'effet de la résonance sur des vibrations de type harmonique dont la fréquence principale varie relativement lentement dans le temps (typiquement une seconde pour passer d'une fréquence maximale à une fréquence minimale, par exemple un changement de régime moteur). Nous proposons également une autre approche qui permet aussi d'amplifier le mouvement relatif du système de récupération de l'énergie vibratoire mais pour des vibrations pas forcément harmoniques, comme par exemple un mouvement aléatoire induit par des chocs ou des mouvements humains désordonnés.

Cette thèse se décompose en 4 chapitres précédés d'un préambule, nous donnons dans ce qui suit les grandes lignes de chaque partie de ce manuscrit :

Le préambule de ce manuscrit rappelle les enjeux économiques de la récupération d'énergie, il présente notamment les différents domaines d'application où la récupération d'énergie permet d'apporter un gain par rapport aux solutions traditionnelles.

Le premier chapitre est composé de deux parties essentielles, une première partie qui présente les principaux travaux réalisés dans le domaine de la récupération de l'énergie vibratoire (électrostatiques, électromagnétiques et piézoélectriques), et une deuxième partie plus focalisée sur les techniques développées dans l'état de l'art pour assurer un fonctionnement à la fréquence de résonance sur une large bande de fréquences de vibration. A l'issue de ces deux parties, nous présentons un positionnement des travaux de cette thèse par rapport aux travaux antérieurs.

Le deuxième chapitre rappelle les notions théoriques de la piézoélectricité, suivies d'une étude détaillée sur les systèmes de récupération d'énergie vibratoire à base de matériaux piézoélectriques. Nous présentons au cours de cette étude une nouvelle forme de structure de récupération d'énergie vibratoire par technique piézoélectrique qui permet d'améliorer à la fois le couplage électromécanique effectif du récupérateur ainsi que le taux de variation de la fréquence de résonance. Cette géométrie est ensuite adoptée pour tout le chapitre suivant.

Le troisième chapitre présente deux techniques permettant de faire l'ajustement de la fréquence de résonance. Nous présentons pour chacune des deux méthodes le principe physique à l'origine de la variation de la fréquence de résonance, la méthode de dimensionnement et d'optimisation de la structure en vue d'obtenir le plus grand taux de variation de la fréquence de résonance et le meilleur rendement de conversion. Nous présentons également pour chaque approche, une électronique d'ajustement en temps réel de la fréquence de résonance. Une autre problématique est abordée dans ce chapitre, il ne s'agit pas d'optimiser seulement la fréquence de résonance, mais aussi le taux d'énergie mécanique convertie en énergie électrique. En effet, un taux trop élevé d'énergie convertie conduit à un écrasement du facteur de qualité et au final une réduction de la puissance de sortie. D'autre part, un taux trop faible conduit à une extraction incomplète d'énergie électrique. Il existe en fait un taux optimal d'énergie mécanique convertie en énergie électrique qui maximise la puissance de sortie et qui dépend des conditions de vibrations (amplitude et fréquence). Pour être certain de toujours rester à ce point de fonctionnement optimal, une méthode d'ajustement en temps réel de ce taux d'énergie transférée vers la sortie est présentée en fin de chapitre.

Le quatrième chapitre est consacré à une technique alternative qui permet, contrairement aux deux techniques présentées dans le chapitre III, non pas de faire un ajustement d'une fréquence de résonance mais plutôt d'amplifier n'importe quel mouvement vibratoire en dehors de la fréquence de résonance. Le principe physique exploité pour assurer cette amplification y est détaillé, suivi d'une étude théorique qui permet d'optimiser et de dimensionner un tel système. Ensuite, des résultats expérimentaux obtenus sur un prototype sont présentés ainsi que l'électronique de gestion associée du système.

Enfin, le manuscrit se termine par une conclusion générale rappelant les grandes lignes des travaux réalisés durant cette thèse suivi d'un bilan général sur les résultats obtenus et les perspectives envisageables dans cette thématique de recherche.

# Préambule :

<b>Préambule :</b> .....	<b>5</b>
I Introduction.....	6
II Principales applications de la récupération de l'énergie ambiante basse puissance :.....	6
II.1 Applications dans le médicale : .....	6
II.2 Applications dans le domaine aéronautique : .....	7
II.3 Applications dans le domaine du transport urbain :.....	7
II.4 Applications dans le milieu industriel : .....	8
II.5 Applications dans le domaine de l'habitat : .....	8
II.6 Conclusion : .....	8
III Les différentes formes d'énergie disponibles dans l'environnement : .....	9
III.1 Energie finie (énergie électrochimique) : .....	9
III.2 Energie du rayonnement électromagnétique : .....	10
III.3 Récupération de l'énergie thermique :.....	11
III.4 Récupération de l'énergie mécanique : .....	13
IV Conclusions :.....	16
V Références : .....	16

*Dans ce chapitre introductif nous présentons les principales applications des systèmes de récupération de l'énergie ambiante. Nous présentons par ailleurs les principales sources d'énergie ambiante que nous pouvons exploiter pour alimenter des dispositifs basse consommation (de 10  $\mu$ W à 100  $\mu$ W) ainsi que les principes physiques mis en œuvre pour extraire cette énergie de l'environnement et la traduire en énergie électrique.*

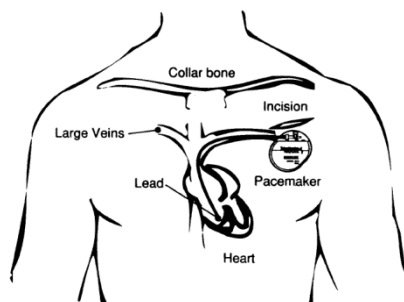
## I Introduction

L'énergie...C'est-à-dire ? L'énergie caractérise la capacité à produire des actions, par exemple à engendrer du mouvement, modifier la température d'un corps ou à transformer la matière. L'énergie primaire peut-être présente dans la nature sous différentes formes : le bois, le charbon, le pétrole, le gaz, le vent, le rayonnement solaire, les chutes d'eau, la chaleur interne de la terre, l'uranium...etc. Elle peut se traduire en : chaleur, énergie musculaire, énergie mécanique, énergie chimique, énergie électrique...etc. Ces formes multiples peuvent se transformer l'une en l'autre. La notion de récupération d'énergie définit le processus qui permet de transformer une énergie ambiante, dans ses formes multiples, en une énergie électrique exploitable pour alimenter un dispositif électronique. Dans ces travaux de thèse nous nous sommes intéressés aux applications basses puissances, comme par exemple, les capteurs de force, de température, de présence, dont la consommation ne dépasse pas la centaine de  $\mu$ W. Ci-dessous sont détaillées quelques applications potentielles dans cette gamme de puissance.

## II Principales applications de la récupération d'énergie ambiante basse puissance :

### II.1 Applications dans le médicale :

Les tendances actuelles montrent qu'il y a un potentiel important pour la technologie de récupération d'énergie dans le domaine du médical. En effet, la tendance démographique nous montre que l'espérance de vie est de plus en plus longue, comparée aux générations passées. Cependant, les personnes âgées sont de plus en plus dépendantes, et nécessitent d'être diagnostiquées très régulièrement pour déceler le plus tôt possible toute dégradation de santé et intervenir au plus tôt. De tels éléments de diagnostic peuvent être embarqués directement sur la personne, comme par exemple la mesure de la pression sanguine, la localisation, la régularisation du taux d'insuline, de glycémie, le contrôle des battements cardiaques (pacemakers - cf. Figure 0-1)...etc., [1]. Depuis l'apparition de ces systèmes de diagnostic embarqués, le problème d'approvisionnement en énergie électrique de ces appareils se pose. Si les batteries sont aujourd'hui largement utilisées, il s'avère que cela est coûteux, surtout si cela engendre une intervention chirurgicale pour le changement ou le rechargement des batteries. Plusieurs alternatives ont été proposées, parmi lesquelles on trouve les systèmes de récupération de l'énergie vibratoire, pour l'alimentation des pacemakers par exemple.



**Figure 0-1 Placement d'un pacemaker dans le corps humain**

Plusieurs travaux de recherches sont axés autour de cette application. Il reste néanmoins encore quelques défis à relever notamment au niveau de la densité de puissance, de la biocompatibilité des matériaux avec le corps humain et des interactions entre le récupérateur d'énergie vibratoire et le fonctionnement du cœur.

## II.2 Applications dans le domaine aéronautique :

L'instrumentation des systèmes avioniques est de plus en plus poussée, cela permet de faciliter la conduite et d'améliorer la sécurité de l'équipement et des utilisateurs. Ces fonctions électroniques de capture d'information pour l'aide à la gestion de l'avion sont rassemblés sous l'acronyme HUMS '*Health and Usage Monitoring Systems*'. Plusieurs travaux de recherche ont vu le jour sous cette thématique [2]-[3]. Les paramètres contrôlables peuvent être :

- la vitesse : la mesure de la vitesse est d'importance capitale, elle permet de prévenir tout risque de décrochage au niveau des moteurs.
- la température : pour la prévention contre tout déclenchement d'incendie ou augmentation de température anormale de n'importe quel équipement.
- l'accélération : la tendance d'une surpression, ou éventuellement d'une sous pression, peut être considérée comme une indication de défaillance imminente ou bien une perte de système fluide, d'où l'importance d'assurer en continu une mesure de l'accélération.
- L'état de santé de l'armature métallique de l'appareil : l'armature métallique des structures avioniques sont sujets à plusieurs facteurs agressifs, à savoir les contraintes mécaniques, dues au poids de l'appareil, au vent, aux variations de températures...etc. De ce fait, les dégradations de l'état de santé des structures sont accentuées ce qui impose un contrôle continu.



En effet, les HUMS surveillent en permanence ces paramètres et ils les enregistrent, ils réagissent et envoient des alertes au pilote via le cockpit lorsqu'une anomalie est détectée (une mesure qui dépasse son seuil limite). La continuité de cette opération nécessite la présence d'une source d'énergie inépuisable, les systèmes de récupération d'énergie permettent de répondre à cette problématique et d'éviter toute contrainte liée au câblage ou bien à l'autonomie énergétique suite à l'utilisation de batteries.

## II.3 Applications dans le domaine du transport urbain :

La Figure 0-2 présente l'emplacement des capteurs nécessaires pour assurer le contrôle et le bon fonctionnement d'un véhicule automobile. Le câblage du véhicule serait grandement simplifié si les capteurs étaient autoalimentés. En effet, l'utilisation de systèmes de récupération d'énergie ambiante dans le véhicule permet d'alimenter des capteurs sans nécessité de câblage. Les informations mesurées peuvent alors être remontées via une communication sans fil vers un centre de traitement des données, en l'occurrence l'ordinateur de bord. L'application la plus répandue dans le domaine du transport est le capteur de pression dans les pneumatiques appelé TPMS (Tire Pressure Monitoring Systems), cette application a vu le jour récemment et elle est en phase de commercialisation [4].



Figure 0-2 Placement des différents capteurs sur une voiture [5]

#### II.4 Applications dans le milieu industriel :



Le contrôle du fonctionnement des machines industrielles et la prévention des pannes est l'un des facteurs contribuant à la continuité du service et donc à la productivité d'une usine. Il est donc impératif d'en tenir compte avant l'installation de tout équipement, notamment lorsqu'il s'agit d'équipement se trouvant dans des endroits hostiles et inaccessibles. L'implantation des systèmes assurant un monitoring permanent est confrontée à la contrainte de câblage, de la durée de vie limitée des batteries, et dans certaines circonstances à l'impossibilité d'accéder aux capteurs pour remplacer la batterie, c'est le cas des capteurs de vitesse, de flux magnétique, implantés dans les machines tournantes, d'où l'avantage d'utiliser des systèmes de récupération de l'énergie ambiante et l'énergie vibratoire en particulier.

#### II.5 Applications dans le domaine de l'habitat :

Les systèmes auto alimentés sont de plus en plus présents dans les nouveaux bâtiments, ils permettent essentiellement de contrôler la lumière, les stores et l'HVAC '*Heating Ventilation and Air Conditioning*'. Ils permettent ainsi d'éviter le câblage (tranchée dans les murs) ou les contraintes liées à l'utilisation de batteries. Les systèmes de récupération de l'énergie ont une place considérable dans le domaine de l'habitat afin d'assurer une auto-alimentation efficace de ces différents capteurs.



#### II.6 Conclusion :

L'application commune entre les différents domaines que nous venons d'aborder consiste à alimenter les capteurs sans fils destinés à assurer le contrôle et la surveillance d'un paramètre physique donné. Ces capteurs sont aujourd'hui dans la majorité des cas alimentés à l'aide de batteries ou de fils. L'utilisation des systèmes de récupération de l'énergie ambiante permet d'éviter plusieurs contraintes associées à l'utilisation des batteries et du câblage. Nous allons présenter dans ce qui suit les différentes sources d'énergie potentielles permettant d'assurer plus d'autonomie énergétique aux systèmes vus précédemment.

### III Les différentes formes d'énergie disponibles dans l'environnement :

Les sources d'énergie que nous pouvons trouver dans le milieu ambiant sont multiples. Nous pouvons les classer en deux catégories : les *sources finies* (**chimiques**) et les *sources infinies* : (a) **le rayonnement électromagnétique**, en provenance du soleil, de la lumière artificielle ou bien des sources radiofréquences, (b) **le gradient ou la variation de température**, spatial et temporel, et (c) **l'énergie mécanique** due aux vibrations ou bien aux déformations mécaniques. Ces sources d'énergie peuvent être exploitées chacune séparément. Cependant, pour une meilleure efficacité, il est souvent privilégié d'utiliser au moins deux de ces sources pour assurer l'intermittence.

Dans la suite de cette partie nous détaillons chacune de ces sources.

#### III.1 Energie finie (énergie électrochimique) :

Le développement de l'électrochimie a conduit à l'apparition des appareils électroniques portables. Il s'agit essentiellement d'un moyen de stockage de l'énergie électrique qui a permis d'embarquer de l'énergie électrique sur des systèmes mobiles. C'est à Alessandro Volta qu'on doit l'invention de la première pile chimique composée d'empilements de couples *cuivre, zinc* séparés par du carton imbibé d'eau salée. Depuis, plusieurs techniques ont été développées dans le but d'améliorer la durée de vie et la capacité des batteries. A l'heure actuelle nous comptons trois principales technologies de batterie : les batteries Nickel Cadmium (Ni-Cd), les batteries Nickel Metal (Ni-MH) et les batteries Lithium Ion (Li-Ion).

Bien que cette technologie ait permis d'apporter de l'autonomie aux objets nomades, plusieurs contraintes restent à résoudre, notamment celles liées à l'autonomie limitée et au remplacement ou bien au rechargement régulier, parfois impossible lorsqu'il s'agit d'alimenter des appareils enfouis ou dans des milieux hostiles. Pour contourner ces problématiques, une solution consiste à assister le fonctionnement de la batterie par un système récupérateur d'énergie qui permet d'augmenter son autonomie comme le montre la Figure 0-3. La batterie agit alors comme un tampon énergétique qui stocke en continu l'énergie récupérée du milieu ambiant et la met à disposition quand cela est nécessaire ou quand le niveau d'énergie stocké est suffisant.

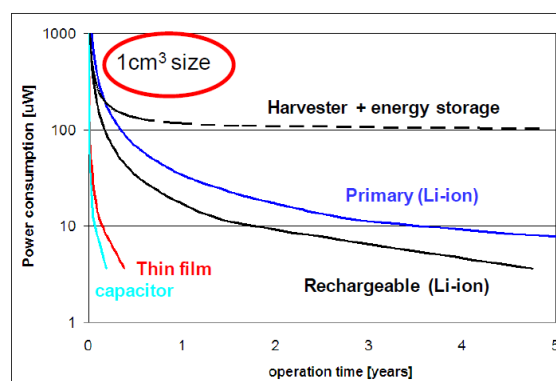


Figure 0-3 Illustration de l'amélioration de l'autonomie des batteries [6]

Nous allons maintenant nous intéresser aux principales formes d'énergies ambiantes qui peuvent être exploitées afin d'augmenter l'autonomie des batteries, voire de les remplacer.

### III.2 Energie du rayonnement électromagnétique :

Notre environnement est riche en ondes électromagnétiques qui peuvent avoir plusieurs natures. Sur la Figure 0-4 nous présentons l'étendue du spectre électromagnétique présent dans notre environnement en fonction de sa nature (sources d'émission), de sa longueur d'onde et de sa fréquence :

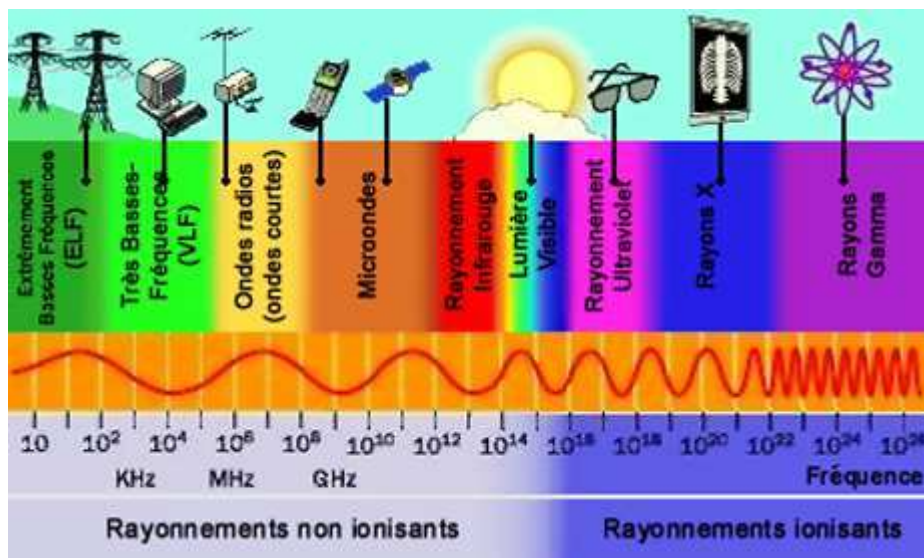


Figure 0-4 Étendu du spectre électromagnétique ambiant [7]

Nous remarquons que le gisement du rayonnement électromagnétique à faible impact sur la santé a essentiellement pour origine : le soleil (rayonnement infra rouge + lumière visible) et les appareils électriques/électroniques. Chaque type de rayonnement requiert un système dédié pour le transformer en énergie électrique utile. Dans ce qui suit nous traitons chaque type de rayonnement séparément.

#### III.2.1 Le rayonnement solaire :

Le rayonnement naturel en provenance du soleil demeure la source d'énergie la plus abondante dans la nature.

La production d'électricité à partir du rayonnement solaire est possible grâce à l'utilisation de cellules photovoltaïques. L'effet photovoltaïque permet de convertir directement l'énergie lumineuse en électricité par le biais d'un matériau semi-conducteur transportant les charges électriques. Ce matériau comporte une jonction P-N, comme illustré sur la Figure 0-5. Il se crée au voisinage de la jonction une zone de charges d'espace (zone dépourvue de charges électriques), la présence des charges de signes opposées de part et d'autre de cette zone crée un champ électrique interne. Lorsqu'un photon en provenance du soleil, ou toute autre source de lumière, arrive sur la surface de la zone dopée négatif (N), il arrache des électrons aux atomes de silicium. Ces électrons sont alors balayés par le champ électrique présent dans la zone de charge d'espace et sont capables de fournir un courant à une charge électrique connectée à la jonction.

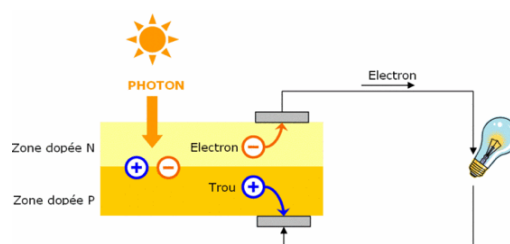


Figure 0-5 Jonction P-N d'une cellule photovoltaïque

Sur le marché actuel, plusieurs technologies de panneaux photovoltaïques sont proposées, la plupart sont à base de matériau silicium multi/mono cristallin. L'efficacité des cellules photovoltaïques varie



en fonction de la technologie et de la pureté des matériaux, on note un rendement entre 10 et 16 % pour les cellules du commerce, alors que des procédés avancés de fabrication en laboratoires de recherche permettent d’atteindre des rendements de l’ordre de 40% [8], leur principal inconvénient est le coût qui reste relativement élevé.

Sur la Figure 0-6 nous présentons l’évolution du rendement des cellules photovoltaïques par ordre chronologique.

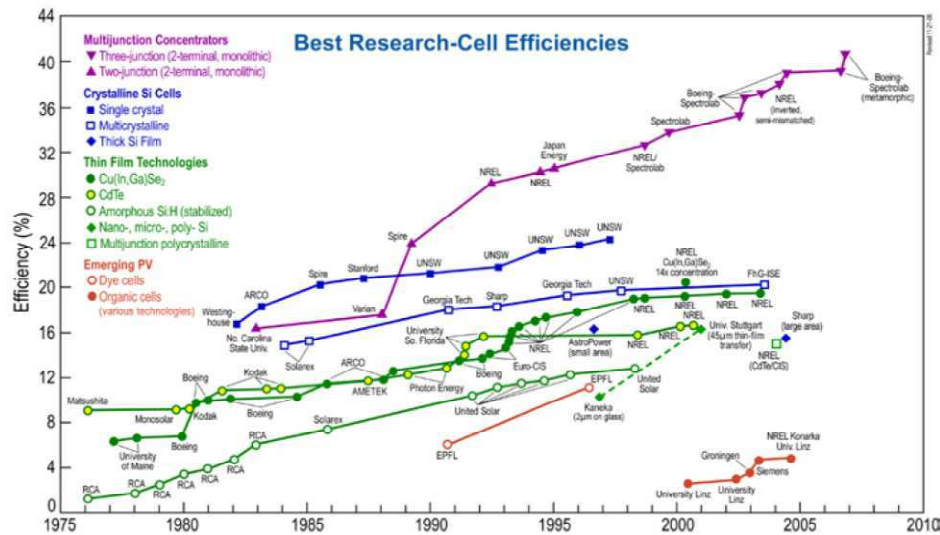


Figure 0-6 Evolution de l’efficacité des cellules photovoltaïque entre 1975 et 2007 [9]

Il ressort de cette représentation graphique que les cellules en multi-jonction sont meilleures que les cellules simples jonction. Cependant, les cellules multi-jonction sont relativement chères à l’heure actuelle et requièrent des procédés de fabrication plus compliqués que ceux pour les cellules en silicium dont le procédé est bien maîtrisé. Il est à noter que la performance des cellules photovoltaïques est en progression continue, ce qui rend cette solution prometteuse pour l’avenir.

### III.2.2 Les ondes hertziennes :

Beaucoup de chercheurs se sont intéressés à la récupération de l’énergie issue des ondes radio fréquence, vu le nombre de sources d’onde électromagnétique émise par l’homme dans notre environnement, notamment les appareils de télécommunication, les appareils électroménagers, les lignes haute tension...etc. Cependant, l’énergie récupérable décroît rapidement avec l’augmentation de la distance source-récepteur et avec la diminution de la taille du récepteur (récupérateur d’énergie). Yeatman et al., [10] montrent qu’un champ électrique de  $1V.m^{-1}$  ne permet pas de récupérer plus de  $0.26 \mu W.cm^{-2}$  [10] et il est peu courant de trouver dans notre environnement ambiant un champ électrique de cette intensité sauf aux voisinages de sources puissantes comme les antennes GSM par exemple.

### III.3 L’énergie thermique :

La conversion thermoélectrique consiste à transformer un flux de chaleur circulant entre deux points à deux températures différentes en une énergie électrique. Plusieurs principes physiques ont été mis au point afin d’assurer cette transduction :

### III.3.1 La pyroélectricité :

Certains matériaux comme les cristaux pyroélectriques ont la propriété de changer de polarisation électrique sous un changement de température que ce soit temporel ou spatial. Cette variation de polarisation crée en effet une différence de potentiel temporaire et par conséquent un courant électrique si une charge électrique est connectée. Ce principe est utilisé pour convertir les variations de température rapides et continues en énergie électrique utile. A titre d'exemple, nous citons le système inventé par Hunter et al., [11] comme le montre la Figure 0-7, le système inventé est composé d'un bimorphe (une couche de matériau pyroélectrique et une couche de métal). Le bimorphe est en contact permanent avec une surface dont la température est susceptible de changer au cours du temps. Lorsque la température de cette surface augmente, la poutre fléchit vers le bas grâce à la différence entre le coefficient de dilatation thermique de la couche métallique et celui de la couche pyroélectrique. Après flexion, l'autre bout de la poutre touche la surface supposée froide. Ceci a deux conséquences : (1) une circulation de flux thermique de la surface chaude et la surface froide, ce flux est converti en énergie électrique grâce au matériau pyroélectrique, (2) refroidissement de la partie métallique après contact, cette dernière tente donc de revenir vers sa position initiale, lorsque le contact avec la partie froide est interrompu cette couche se réchauffe de nouveau et le même mécanisme se reproduit de nouveau.

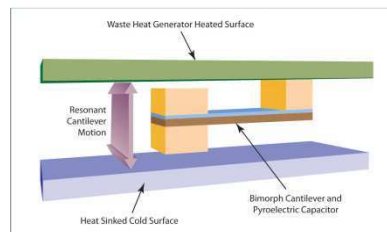


Figure 0-7 Illustration d'un système de récupération d'énergie thermique par principe pyroélectrique [11]

### III.3.2 La thermoélectricité classique :

Ce principe est le plus utilisé, à petite échelle, pour la récupération des gradients d'énergie thermique se trouvant dans l'environnement. La conversion thermoélectrique est basée sur l'effet dit de Seebeck [12]. La différence de température entre deux points conduit à la circulation de flux de chaleur. Ceci se traduit dans le matériau par la propagation d'une agitation moléculaire et en partie par un déplacement de charges électriques. Si ce transport se fait à travers un matériau dopé N alors une partie du flux thermique est transporté par des électrons et induit un courant d'électrons, si le flux thermique se fait à travers un matériau dopé P alors une partie du flux est transporté par des trous et conduit à un courant de trous. Le signe du courant généré dépend donc du type de dopage. Une alternance de matériaux dopés P et N associées électriquement en série et thermiquement en parallèle permet d'obtenir une tension de sortie suffisamment élevée pour être exploitable (Figure 0-8). La quantité d'énergie électrique que nous pouvons obtenir dépend étroitement du gradient température et du coefficient de Seebeck propre au matériau utilisé pour canaliser le flux thermique. Le rendement, quant à lui, dépend étroitement du ratio entre la conductivité thermique du matériau par les charges électriques (électrons/trous) et les phonons. Un grand gradient de température est nécessaire pour récupérer une quantité d'énergie utile en sortie du générateur. Cependant, pour les microsystèmes et même les

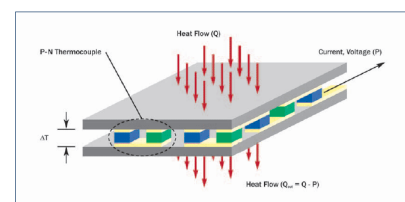


Figure 1-1. Thermoelectric generator (TEG)

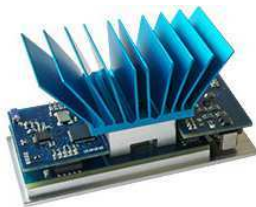
Figure 0-8 Agencement des cellules PN pour la récupération de l'énergie thermique

systèmes de taille centimétrique, il est toujours difficile d’obtenir un gradient de température supérieur à 10°C. Le Tableau 0-1 ci-dessous présente quelques travaux menés dans ce contexte scientifique :

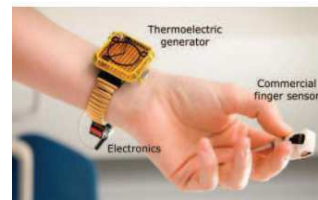
**Tableau 0-1 Quelques résultats des systèmes de récupération de l’énergie thermique**

Référence	Puissance générée
[12]	0.16 $\mu\text{W.K}^{-1}$ ( $\Delta T=5\text{K}$ ) 10 $\text{mW.K}^{-1}$ ( $\Delta T=220\text{K}$ )
[13]	1.7 $\text{mW.K}^{-1}$ ( $\Delta T=5\text{K}$ ) 25 $\text{mW.K}^{-1}$ ( $\Delta T=70\text{K}$ )
[14]	14-60 $\mu\text{W.K}^{-1}.\text{cm}^{-2}$ ( $\Delta T=5\text{K}$ ).

Ce principe a connu un développement remarquable durant ces 10 dernières années, plusieurs produits sont arrivés à l’étape de commercialisation. Certaines applications visent à récupérer le gradient de température entre le corps humain et l’air ambiant (cf. Figure 0-10) d’autres le gradient de température présents dans les appareils de transport notamment les avions (cf. Figure 0-9).



**Figure 0-9 Technologie Micropelt [15]**



**Figure 0-10 Oxymètre autonome [16]**

### III.3.3 La conversion thermoïonique :

La conversion thermoïonique est basée sur l’émission d’électrons par échauffement d’une électrode généralement métallique. Les électrons, quittant l’électrode chauffée, peuvent être récupérés sur une autre électrode tenue à basse température, ainsi, on crée un courant électrique entre les deux électrodes. Le courant généré peut atteindre typiquement plusieurs Ampères par centimètres carrés, tout dépend du gaz présent entre les deux électrodes et de la température de l’électrode émettrice d’électrons qui doit être supérieur à 800K pour les matériaux connus jusqu’ici, ce qui limite fortement l’utilisation de ce principe à la récupération de l’énergie.

### III.3.4 L’effet tunnel :

L’effet tunnel correspond à la propriété que possède un objet quantique de franchir une barrière de potentiel même si son énergie est inférieure au niveau d’énergie de cette barrière. Ce principe de mise en déplacement d’électrons a été étudié pour la récupération de l’énergie thermique, mais les premiers résultats obtenus ne sont pas concluant.

### III.4 L’énergie mécanique :

L’énergie mécanique universellement présente dans notre environnement sous deux formes distinctes : déformation (déplacement relatif entre deux parties en mouvement) et vibration (une seule partie en mouvement). Dans les deux cas de figure, il est possible, grâce à un mécanisme dédié, de transformer cette énergie en une énergie électrique. Dans le cas de la déformation, il suffit d’un convertisseur qui transforme le déplacement relatif en énergie électrique, et dans le cas de la vibration, il faut d’abord

créer un point de référence, par exemple une masse sismique, pour transformer la vibration en un déplacement relatif qui peut être converti en énergie électrique via un convertisseur mécanique/électrique. Nous analysons dans ce qui suit les quelques systèmes de récupération de l'énergie de déformation et de vibrations mécaniques.

### III.4.1 Energie de déformation :

Un objet se déforme lorsqu'il est soumis à une force, une pression, ou un poids. Parmi les sources qui existent dans notre environnement nous pouvons trouver :

- La semelle d'une chaussure lorsque l'on marche
- La torsion d'un ski ou d'un surf des neiges pendant l'effort
- L'interrupteur soumis à une pression
- La déformation d'un habit lorsque celui-ci est porté ou au lavage.
- La déformation d'objets liée à un échauffement

Le corps humain est une source intéressante de déformation mécanique, ceci ouvre la voie à un large champ d'applications pour les systèmes de récupération d'énergie mécanique, comme par exemple l'alimentation des implants dans le corps humain, des appareils électroniques à usage quotidien...etc. La conversion de l'énergie de déformation en une énergie électrique est souvent réalisée grâce aux matériaux dits électro-actifs qui sont caractérisés par un couplage électromécanique intrinsèque. Il existe différents types de matériaux électro-actifs, comme par exemple les polymères ioniques, les polymères diélectriques, les piézoélectriques, les alliages magnétostrictifs...etc.

➤ Utilisation des polymères électro-actifs :

Les polymères électro actifs sont des matériaux de type *composés organiques* caractérisés par leur couplage électromécanique qui leur permet de changer de forme ou de dimension sous une contrainte électrique et vice versa. De nombreux travaux ont été menés dans ce cadre de recherche. A titre d'exemple nous citons le prototype développé au sein du CEA-Leti dans le cadre de la thèse de C. Jean-Mistral [17], Figure 0-11. Le système développé permet de convertir l'énergie d'étirement sur le genou en énergie électrique par utilisation de polymères électro actifs. On a constaté que pour une marche à un rythme de 1 Hz, on devrait pouvoir récupérer jusqu'à 1.74 mW sous une tension de polarisation de 1000 V.



Figure 0-11 Illustration de la récupération de l'énergie d'extension/compression sur le genou [17]

➤ Utilisation des matériaux piézoélectriques :

Les matériaux piézoélectriques sont des matériaux qui ont la propriété de se déformer sous un champ électrique et de générer un champ électrique sous une déformation mécanique. Un exemple bien connu pour la récupération de l'énergie de déformation par utilisation de matériaux piézoélectriques est le prototype développé par une équipe au MIT d'une chaussure équipée d'un bimorphe piézoélectrique, et qui sous la pression subie pendant la marche, génère de l'énergie électrique (cf. Figure 0-12). Le prototype permet de récupérer jusqu'à 8.4mW [18].

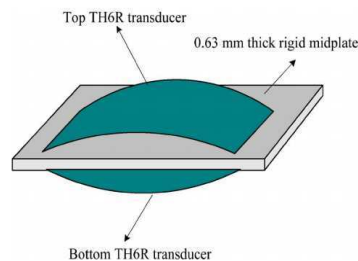


Figure 0-12 Prototype de récupération d'énergie dans les chaussures [18]

### III.4.2 Energie de vibration :

Depuis environ une dizaine d'années, la récupération de l'énergie vibratoire fait l'objet d'une thématique de recherche très active (plus d'une cinquantaine de laboratoires dans le monde ont une action dans le domaine). L'énergie vibratoire est omniprésente dans notre environnement, comme sur la plupart des appareils à usage quotidien, dans les bâtiments, dans les systèmes de transport...etc. En plus de l'omniprésence de cette énergie dans notre environnement, les mécanismes associés peuvent être miniaturisés, ce qui ouvre la voie à des applications miniatures comme les implants dans le corps humain, l'intégration dans les cartes magnétiques...etc.

La récupération de l'énergie vibratoire fait l'objet de cette thèse et sera traitée en détail dans les prochains chapitres.

#### IV Conclusions :

Dans cette partie introductive, nous avons donné un aperçu du contexte global de la récupération d'énergie à basse puissance. Nous avons présenté un certain nombre d'applications envisageables ainsi que les différentes formes d'énergie potentiellement exploitables. Chaque application, chaque forme d'énergie et chaque mécanisme de transduction fait l'objet d'une thématique à part entière dans la recherche scientifique. A partir du chapitre suivant, nous nous focaliserons uniquement sur la récupération de l'énergie vibratoire, en présentant les principaux mécanismes mis en œuvre pour la transformation de la vibration en déplacement relatif (masse sismique/résonance) et pour la conversion de ce déplacement relatif en énergie électrique (principe électromagnétique, piézoélectrique, électrostatique), ainsi que les différents travaux entrepris pour l'amélioration de son fonctionnement.

#### V Références :

- [1] J. Paulo, P-D. Gaspar, "Review and Future Trend of Energy Harvesting Methods for Portable Medical Devices", Proceedings of the World Congress on Engineering, Juin 2010, Londre, U.K.
- [2] S-W. Arms, C-P. Townsend, D-L. Churchill, "Energy Harvesting Wireless Sensors for Helicopter Damage Tracking", Proceedings of AHS International Forum 62, HUMS III session, 2006, Phoenix, AZ.
- [3] S. Beeby, N. White, "Energy Harvesting for Autonomous Systems", Edition: Artech House, Juin 2012.
- [4] S. Mahlkecht, T-J. Kazmierski, C. Grimm, L. Wang, "Wireless communication and energy harvesting in automobiles" DATE Conference & Exhibition, 2011
- [5] H. Kim, Y. Tadesse, A. Priya, "Piezoelectric Energy Harvesting", Energy Harvesting Technologies Book, Edition : Springer, pp 03-40.
- [6] R. Schaijk, "Energy Harvesting for Wireless Autonomous Sensors Systems", Document IMEC, disponible sur le site: [www.eh-network.org/events/dissemination2011/presentations/Rob van Schaijk.pdf](http://www.eh-network.org/events/dissemination2011/presentations/Rob%20van%20Schaijk.pdf).
- [7] <http://tpe-ondeselectomagnetiques.e-monsite.com/pages/le-spectre-electromagnetique.html>
- [8] R-R. King, D-C. Law, K-M. Edmondson, C-M. Fetzer, G-S. Kinsey, H. Yoon, R-A. Sherif and N-H. Karam, "40% efficient metamorphic GaInP/GaInAs/Ge multijunction solar cells" Appl. Phys. Lett. 2007.
- [9] <http://www.nrel.gov/>
- [10] E-M. Yeatman, "Advances in Power Sources for Wireless Sensor Nodes", in Proc The International Workshop Wearable and Implantable Body Sensor Networks, pp. 20-21, 2004
- [11] [http://www.ornl.gov/adm/partnerships/factsheets/10-G00636\\_ID2285.pdf](http://www.ornl.gov/adm/partnerships/factsheets/10-G00636_ID2285.pdf)
- [12] K-A. Chennault, "[Powering MEMS portable devices—a review of non-regenerative and regenerative power supply systems with special emphasis on piezoelectric energy harvesting systems](#)", *Smart Mater. Struct.* 2008.
- [13] R. Vullers, R. van Schaijk, I. Doms, C. Van Hoof, and R. "Mertens, —Micropower energy harvesting, Solid-State Electronics," vol. 53, no. 7, pp. 684-693, Jul. 2009.
- [14] C. Mathuna, T. O'Donnell, R. V. Martinez-Catala, J. Rohan, and B. O'Flynn, "Energy scavenging for long-term deployable wireless sensor networks," *Talanta*, vol. 75, no. 3, pp. 613-623, May. 2008.
- [15] <http://www.micropelt.com/>

- [16] V. Leonov and R. J. M. Vullers, “Wearable electronics self-powered by using human body heat: The state of the art and the perspective,” *J. Renewable Sustainable Energy*, 2009
- [17] C. Jean-Mistral, *Récupération d’énergie mécanique par polymères électroactifs pour microsystèmes autonomes communicants*, thèse, UJF, 2008
- [18] Khaligh, A.; Peng Zeng; Cong Zheng; “Kinetic Energy Harvesting Using Piezoelectric and Electromagnetic Technologies—State of the Art,” *Industrial Electronics, IEEE Transactions on*, vol.57, no.3, pp.850-860, March 2010.

# Chapitre I : Etat de l'art & positionnement de la thèse

I Introduction :.....	19
II Etude d'un modèle général de récupération d'énergie vibratoire :.....	19
II.1 Description du modèle général :.....	20
II.2 Mise en équation du modèle général :.....	21
III Principaux mécanismes de transduction mécano-électrique :.....	26
III.1 Mécanisme de transduction capacitive :.....	26
III.2 Mécanisme de transduction électromagnétique :.....	27
III.3 Mécanisme de transduction par matériaux électroactifs :.....	30
III.4 Comparaison entre les différentes techniques de conversion mécano-électrique :.....	33
IV Causes pouvant conduire à un fonctionnement en dehors de la résonance :.....	34
IV.1 Variation de la fréquence de vibration (causes liées à la source) :.....	34
IV.2 L'altération de la fréquence de résonance (causes liées au récupérateur):.....	35
IV.3 Imprécision de la fréquence de résonance lors de la fabrication :.....	35
IV.4 Conclusions.....	36
V Solutions pour un fonctionnement à la résonance :.....	37
V.1 Solutions pour des spectres de vibration de type aléatoire : (large bande ou multi harmoniques).....	37
V.2 Vibration présentant une fréquence principale qui bouge dans le temps :.....	41
VI Etude comparative entre les différents systèmes de récupération d'énergie vibratoire à large bande fréquentielle de fonctionnement :.....	48
VII Références :.....	52



*Le but de ce chapitre est de donner un état de l'art détaillé sur les systèmes de récupération de l'énergie vibratoire, sur les techniques d'ajustement de la fréquence de résonance et d'introduire également les différents axes développés dans cette thèse.*

## **I Introduction :**

Dans le présent chapitre nous faisons un focus sur la récupération de l'énergie vibratoire, nous commençons par présenter le modèle général d'un système de récupération de l'énergie vibratoire, ensuite nous présenterons les trois principales transductions permettant de faire la conversion mécano-électrique avec un état de l'art de chacun de ces principes. Ensuite, nous présentons les challenges qui restent à relever pour cette thématique et les différents travaux entrepris dans cette optique, en l'occurrence l'exploitation du phénomène de résonance sur une large bande de fréquence de vibration. Ainsi, nous terminons le chapitre par un positionnement des travaux de cette thèse par rapport aux travaux antérieurs.

Il existe de nombreuses sources de vibration dans notre environnement, le tableau ci-dessous présente quelques exemples de sources exploitables, avec leur fréquence de vibration et leur amplitude d'accélération.

**Tableau I-1 : Présentation de quelques sources de vibration [1]**

Source de vibration	Accélération ( $m.s^{-2}$ )	Fréquence de vibration principale
Carrosserie d'une voiture	12	200
Support d'une machine à tour	10	70
Armature d'un mixeur	6.4	121
Sèche linge	3.5	121
Clavier d'un ordinateur	3	1
Porte juste après fermeture	3	125
Four micro onde	2.5	121
Climatiseur	0.2-1.5	60
Lecteur CD d'un Net-book	0.6	75

On constate d'après ce tableau que cette énergie est présente dans tout type d'environnement : industriel, habitat, engin de transport, corps humain...etc. Cette qualité d'omniprésence fait de cette source d'énergie l'une des principales sources disponibles à l'échelle du micro et du milli watt pour le remplacement des batteries. Nous présentons dans la partie suivante les différents mécanismes de conversion de l'énergie de vibration en une énergie électrique utile en commençant par étudier le modèle général d'un récupérateur d'énergie vibratoire.

## **II Etude d'un modèle général de récupération d'énergie vibratoire :**

Nous présentons dans cette section un modèle général d'un système de récupération d'énergie vibratoire, ce système traduit à la fois la conversion mécano-mécanique et la conversion mécano-électrique. L'objectif de cette étude est d'identifier les paramètres principaux qui affectent l'efficacité des récupérateurs de l'énergie vibratoire, notamment la bande passante, l'amortissement électrique et mécanique, les paramètres de la structure...etc. Dans un second temps, nous faisons le lien entre les différents principes de transduction mécano-électrique et le modèle général présenté.

## II.1 Description du modèle général :

Nous utilisons le modèle dit à constantes localisées qui a été proposé pour la première fois par Williams et al., [2] et qui est un modèle simplifié assez générique d'un système de récupération de l'énergie vibratoire résonant. Ce modèle, représenté par la Figure I-1, permet de donner une estimation de l'énergie **théoriquement récupérable** à une fréquence et une accélération données. Il est composé essentiellement d'un système masse-ressort à un degré de liberté, la masse  $m$  est attachée à un support vibrant via un ressort, de raideur  $K$ , et via deux amortisseurs  $b_e$  et  $b_m$ . Le support, représenté par un cadre sur la Figure I-1, est soumis aux vibrations  $y(t)$  du milieu ambiant, ce déplacement du support induit un déplacement relatif  $z(t)$  de la masse sismique  $m$  par rapport au support vibrant via la déformation du ressort  $K$ . L'amplitude du déplacement relatif nous renseigne sur la quantité d'énergie mécanique transmise de la source de vibration vers le système résonant masse-ressort. Une partie de cette énergie est perdue sous forme de frottement visqueux dans la structure mécanique, représentée dans le modèle ci-dessous par un amortissement visqueux  $b_m$ , tandis qu'une autre partie est convertie en énergie électrique, modélisée par l'amortissement visqueux  $b_e$ . La conversion de l'énergie vibratoire en énergie électrique se fait en deux étapes, une première qui convertit la vibration en un déplacement relatif via l'utilisation d'une masse sismique, et une seconde qui convertit le déplacement relatif en énergie électrique :

- ✓ La conversion mécano-mécanique : Cette conversion est assurée par le fonctionnement du résonateur du fait qu'il traduit des vibrations brutes du support en un mouvement relatif entre le support en mouvement et la masse sismique. Ce mouvement relatif, comme nous le verrons dans ce qui suit, dépend non seulement de la fréquence et de l'amplitude des vibrations de la source mais aussi des caractéristiques du résonateur lui-même.
- ✓ La conversion mécano-électrique : La conversion mécano-électrique est schématisée sur ce modèle par un amortissement électrique de type visqueux  $b_e$ . En pratique, le type d'amortissement électrique (visqueux, sec ou autre) dépend du type de convertisseur utilisé (piézoélectrique, électrostatique, électromagnétique) et de sa mise en œuvre. Néanmoins, la modélisation de cet amortissement par un amortissement visqueux est assez représentative, car ceci permet de savoir avec une assez bonne précision vers quoi il faut tendre pour maximiser la puissance de sortie : taux d'énergie à extraire par cycle par rapport au niveau d'énergie stockée dans le résonateur.

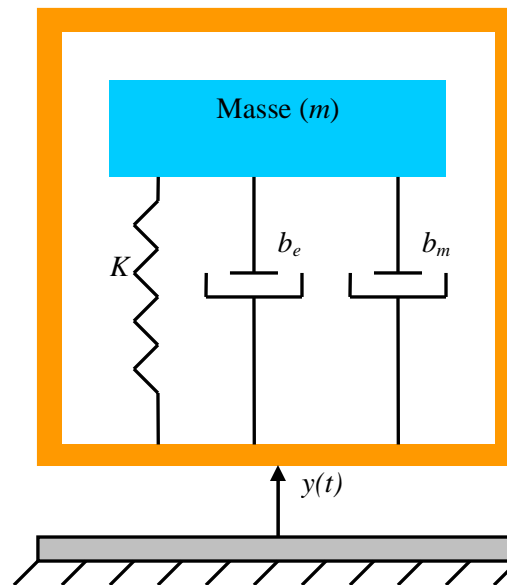


Figure I-1 Représentation du modèle général d'un système de récupération d'énergie vibratoire

Ce modèle permet de donner une solution analytique à la puissance récupérable dans le cas de vibrations **harmoniques** et pour un fonctionnement en linéaire du système de récupération d'énergie vibratoire. Dans les autres cas, il est difficile d'obtenir une solution analytique surtout si le degré de non linéarité est élevé et/ou si la forme de la vibration est très éloignée d'un signal harmonique. Des approches numériques sont alors souvent utilisées afin de converger vers une solution fiable. De ce fait, nous posons les hypothèses suivantes afin de rester en cohérence avec le modèle présenté ci-dessus :

- a) les composantes du modèle sont linéaires,
- b) l'excitation est harmonique et unidirectionnelle,
- c) les deux amortissements sont visqueux,
- d) l'impact de l'inertie de la masse sismique sur la source de vibration est minime et ne doit pas changer les paramètres de la source de vibration (fréquence, amplitude et phase).

Nous procédons maintenant à la mise en équation de la dynamique du mouvement de ce système.

## II.2 Mise en équation du modèle général :

Comme nous l'avons mentionné dans l'introduction, la récupération d'énergie vibratoire se fait en deux étapes, une première qui consiste à transformer la vibration en un déplacement relatif et une seconde qui consiste à transformer ce déplacement relatif en une énergie électrique via un convertisseur mécano-électrique (piézoélectrique, électromagnétique, électrostatique ou autre). Dans ce qui suit, nous établissons les équations régissant chacune de ces deux étapes.

### II.2.1 Conversion mécano-mécanique :

Il s'agit de la conversion du mouvement vibratoire brut en un mouvement relatif entre la masse sismique et la source de vibration. Sur le schéma ci-dessous nous décrivons d'une manière simple ce mécanisme :

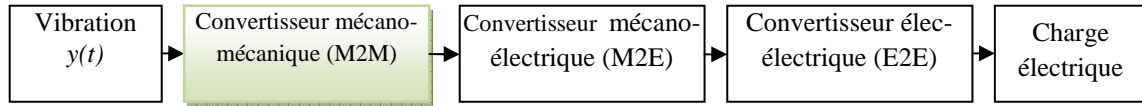


Figure I-2 Niveau de la conversion mécano-mécanique dans la chaîne complète

Revenons maintenant au modèle général présenté dans la Figure I-1. L'établissement de la loi régissant le mouvement de la masse sismique passe par l'application du principe fondamental de la dynamique. D'après ce principe, la somme vectorielle des forces appliquées à un objet est égale à zéro. Nous présentons ci-dessous le diagramme des forces appliquées sur la masse sismique  $M$  :

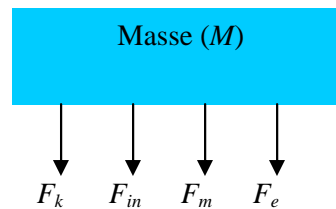


Figure I-3 Diagramme des forces appliquées sur la masse sismique

Avec :

- $F_e$  : Force due à l'amortissement électrique
- $F_m$  : Force due à l'amortissement mécanique
- $F_{in}$  : Force d'accélération interne
- $F_k$  : Force de rappel du ressort.

L'application du principe fondamental de la dynamique donne la relation suivante qui lie les différentes forces auxquelles la masse sismique est soumise :

$$\sum \vec{F}_{ext} = \vec{0} \quad (\text{I-1})$$

$$F_e + F_m + F_{in} + F_k = 0 \quad (\text{I-2})$$

$$K z + m \frac{d^2}{dt^2} (z + y) + b_m \dot{z} + b_e \dot{z} = 0 \quad (\text{I-3})$$

$$\ddot{z} + \frac{(b_m + b_e)}{m} \dot{z} + \frac{K}{m} z = -\ddot{y} \quad (\text{I-4})$$

Considérons à présent un déplacement du support de type sinusoïdal tel que décrit par l'équation ci-dessous :

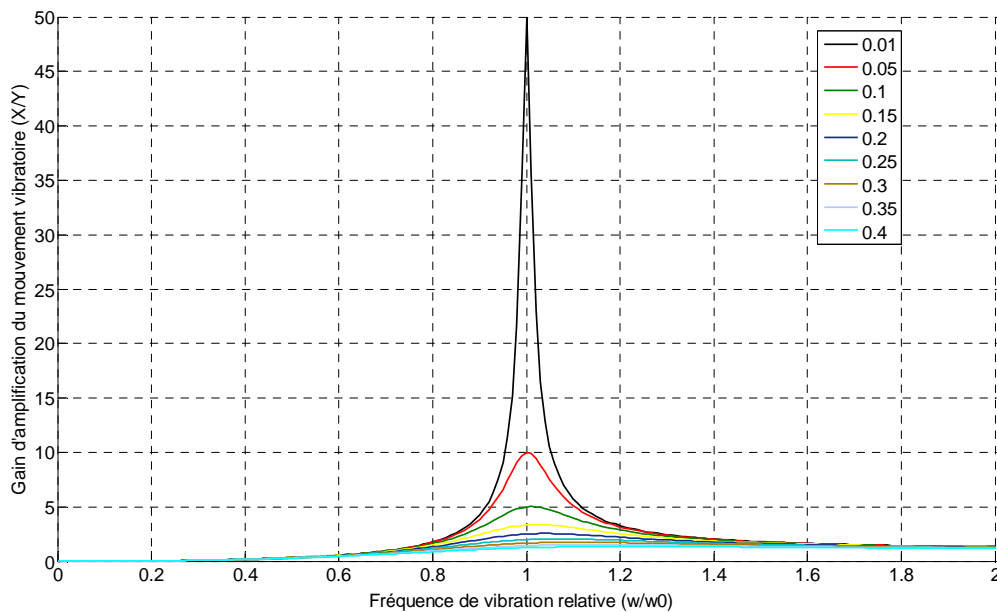
$$y(t) = Y \sin(\omega t) \quad (\text{I-5})$$

Par intégration de l'équation (I.5) dans l'équation différentielle qui régit le mouvement vibratoire de la masse sismique (I.4) nous arrivons à l'expression suivante du déplacement relatif de la masse  $m$  en régime permanent:

$$z(t) = -\frac{Ym \omega^2 \cos(\omega t + \varphi)}{\sqrt{((b_e + b_m)\omega)^2 + (m\omega^2 - k)^2}} \quad (\text{I-6})$$

Il est à noter que l'amplitude de ce mouvement dépend non seulement de l'amplitude du signal d'entrée mais aussi de l'amortissement ainsi que l'écart entre la fréquence de résonance et la fréquence de vibration.

L'énergie mécanique extraite de la source de vibration est fonction du mouvement relatif : plus on amplifie le mouvement de la masse sismique plus on stocke de l'énergie mécanique dans le système masse ressort, plus on extrait d'énergie de la source vibratoire. Sur la Figure I-4, nous présentons le rapport entre l'amplitude du mouvement relatif et l'amplitude de la source de vibration (supposée constante), en fonction de la fréquence d'entrée et pour différentes valeurs d'amortissement mécanique. Nous constatons ainsi l'intérêt capital de maintenir un fonctionnement à la résonance. Il est à noter aussi que pour obtenir le maximum de mouvement relatif il faut minimiser les pertes mécaniques dans le résonateur, c'est-à-dire avoir un bon facteur de qualité mécanique. Cependant, avoir un facteur de qualité élevé signifie une bande passante très étroite, et donc une perte d'efficacité significative pour le moindre décalage entre la fréquence de vibration et la fréquence de résonance.



**Figure I-4 Déplacement relatif théorique en fonction de la fréquence de vibration pour différentes valeurs d'amortissement mécanique**

Après avoir étudié le mécanisme de conversion mécano-mécanique et défini les critères permettant de maximiser l'amplification du mouvement relatif entre la masse sismique et le support vibrant, nous nous intéressons maintenant au mécanisme de la conversion mécano-électrique.

## II.2.2 Conversion mécano-électrique :

Il s'agit de convertir une partie de l'énergie mécanique stockée dans le résonateur mécanique en énergie électrique, c'est-à-dire d'exploiter le déplacement relatif entre la masse sismique et le support vibrant pour générer de l'énergie électrique :

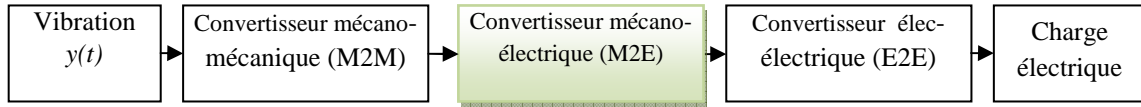


Figure I-5 Schéma du mécanisme de la conversion mécano-électrique

Cette énergie électrique extraite agit sur le résonateur mécanique comme un amortissement que l'on appelle amortissement électrique  $b_e$  tel que représenté dans le modèle général Figure I-1. Il existe différents moyens de convertir cette énergie mécanique en énergie électrique comme nous le verrons dans la partie III de ce chapitre, mais ce n'est pas tant la nature du convertisseur qui joue sur le comportement du résonateur mécanique et sur la puissance de sortie (à moins d'avoir un couplage électromécanique très fort et au rendement du convertisseur près) que le taux d'énergie du résonateur mécanique qu'il est capable de convertir et qui est modélisé par le coefficient d'amortissement électrique  $b_e$ .

Nous nous proposons ici de déterminer quel coefficient d'amortissement  $b_e$  permet de maximiser la puissance de sortie avant de définir le type de convertisseur à utiliser pour atteindre ce coefficient d'amortissement optimal. Pour calculer la puissance électrique de sortie issue du modèle général, nous calculons la puissance moyenne électrique fournie sur une période, et qui est le produit de l'effort de contre réaction électrique  $F_e$  par la vitesse du déplacement relatif  $z(t)$ .

$$P_e = \frac{1}{T} \int_0^T F_e(t) \dot{z}(t) dt = \frac{1}{T} \int_0^T b_e \dot{z}(t) \dot{z}(t) dt \quad (\text{I-7})$$

Avec :

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{K}{m}}, \quad b_m = 2m \xi_m \omega_0$$

Ce qui revient à :

$$P = \frac{mY^2 (\xi_e) \left( \frac{\omega}{\omega_0} \right)^6 \omega^3}{\left( 2(\xi_e + \xi_m) \frac{\omega}{\omega_0} \right)^2 + \left( 1 - \left( \frac{\omega}{\omega_0} \right)^2 \right)^2} \quad (\text{I-8})$$

En prenant :

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{K}{m}}, \quad b_m = 2m \xi_m \omega_0 \quad \text{et} \quad b_e = 2m \xi_e \omega_0$$

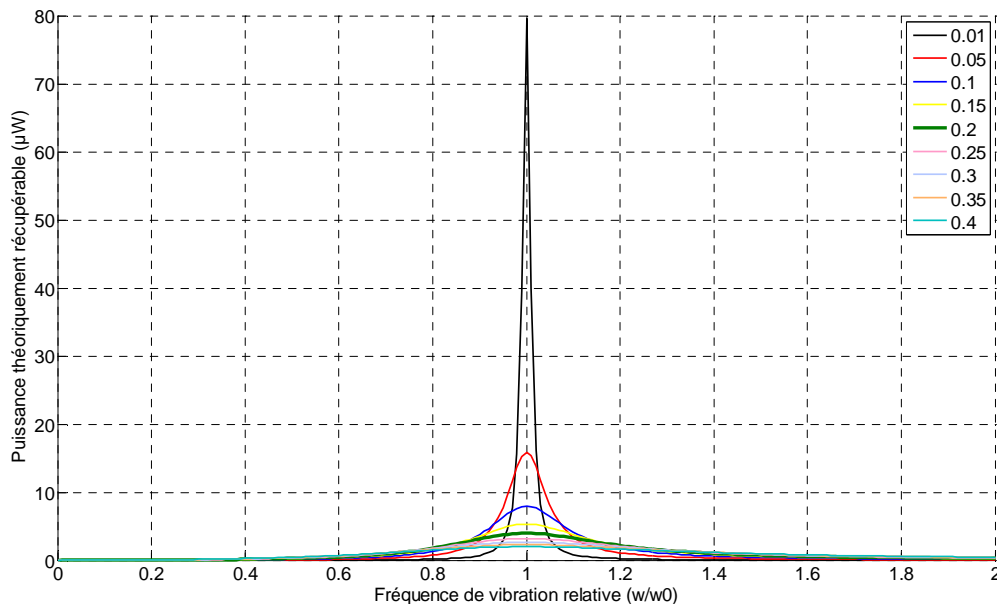
La puissance récupérable dépend de l'amortissement électrique, de l'amortissement mécanique, de l'amplitude et la fréquence des vibrations ambiantes. Naturellement, cette puissance extraite est maximale lorsque la fréquence de vibration est égale à la fréquence propre du convertisseur. Cette puissance peut être simplifiée à la résonance par l'expression suivante :

$$P_e = \frac{mA^2 \xi_e}{4(\xi_e + \xi_m)^2 \omega_0} \quad (\text{I-9})$$

Avec  $A = Y \omega^2$

Il en découle donc que le maximum de puissance électrique est atteint lorsque le système fonctionne à la résonance et aussi lorsque l'amortissement électrique est égal à l'amortissement mécanique, en d'autres termes **lorsque la puissance mécanique convertie en énergie électrique est égale à la puissance mécanique dissipée dans le résonateur.**

La Figure I-6 ci-dessous présente la réponse fréquentielle de la puissance théoriquement récupérable par le générateur décrit par le modèle général, et cela pour plusieurs valeurs d'amortissement électrique :



**Figure I-6 Puissance théoriquement récupérable par un système de récupération d'énergie vibratoire à résonance simple pour différentes valeurs d'amortissement électrique**

Nous constatons que pour maximiser la puissance de sortie, il est important de minimiser le coefficient d'amortissement électrique, donc augmenter le facteur de qualité du convertisseur. Cet amortissement électrique étant piloté par le taux d'énergie électrique que l'on extrait du système via le convertisseur mécanique/électrique. Cependant, plus on augmente le facteur de qualité de la structure, plus la bande passante du système devient étroite, or il n'est pas toujours évident d'obtenir à la fabrication une fréquence propre strictement égale à la fréquence de la vibration. C'est un des objectifs de cette thèse que de résoudre cette problématique d'adéquation entre la fréquence de vibration et la fréquence de résonance de la structure. Mais avant de rentrer dans le cœur du sujet, nous allons faire un tour d'horizon des différents principes de conversion mécanique/électrique rencontrés dans l'état de l'art.

### III Principaux mécanismes de transduction mécano-électrique :

Il existe essentiellement trois principes permettant de convertir de l'énergie mécanique en énergie électrique, à savoir : électrostatique, électromagnétique ou via des matériaux électro-actifs (piézoélectriques, polymères électroactifs, etc...). La différence porte essentiellement sur la gamme de fréquences et d'amortissements électriques que peuvent couvrir chacun de ces principes. En fait, plus le convertisseur sera apte à convertir une grande partie de l'énergie mécanique, plus il pourra créer un amortissement électrique élevé. Chaque technique a ses propres avantages et inconvénients, cela dépend de plusieurs facteurs liés à l'énergie disponible dans la source de vibration et aux contraintes de l'application telles que :

- ✓ L'encombrement autorisé
- ✓ La fréquence d'entrée
- ✓ L'étendu du spectre de vibration
- ✓ L'amplitude de la vibration
- ✓ Le type de charge à alimenter...etc.

Pour comparer l'efficacité des générateurs, plusieurs figures de mérite ont été proposées dans la littérature [3-5]. Étant donné que la thématique de cette thèse porte essentiellement sur les systèmes de récupération d'énergie vibratoire **large bande**, nous avons décidé de mettre en avant la bande passante de chaque système et sa capacité d'auto-adaptation avec la source de vibration. Nous nous contenterons donc dans ce qui suit de présenter les principaux travaux réalisés pour chaque type de transduction en présentant les informations communiquées sur chaque système. Nous reviendrons sur la question de figure de mérite dans la prochaine partie de ce chapitre consacrée aux systèmes de récupération d'énergie vibratoire **large bande**.

#### III.1 Mécanisme de transduction capacitive :

Dans le cas des systèmes électrostatiques, le mouvement relatif entre deux parties est transformé en une variation de capacité. Cette variation de capacité est ensuite convertie en énergie électrique via l'application d'un cycle électrique spécifique. La figure ci-dessous présente un exemple de structure électrostatique développée au CEA-Leti basée sur des peignes inter-digités dont un qui est mécaniquement connecté à la masse sismique et l'autre au support vibrant, ces peignes forment une multitude de capacités mises en parallèle électriquement. Lorsque les deux peignes bougent l'un par rapport à l'autre, les doigts des deux peignes se rapprochent ou s'éloignent et engendrent une variation de capacité électrique qui est exploitée ensuite pour extraire de l'énergie électrique.

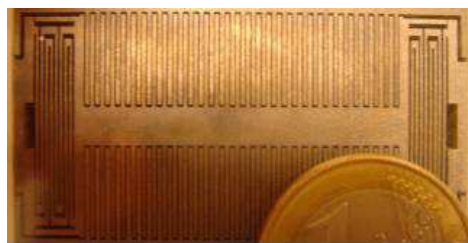


Figure I-7 Structure de récupération d'énergie électrostatique [6]

Nous distinguons principalement deux modes de fonctionnement pour la transduction capacitive, un fonctionnement dit à tension constante ou bien dit à charge constante. Le mode de fonctionnement est imposé par l'électronique de gestion de la structure. La Figure I-8 présente les cycles « charge ( $Q$ )-tension ( $V$ ) » associés à ces deux principaux modes de fonctionnement.



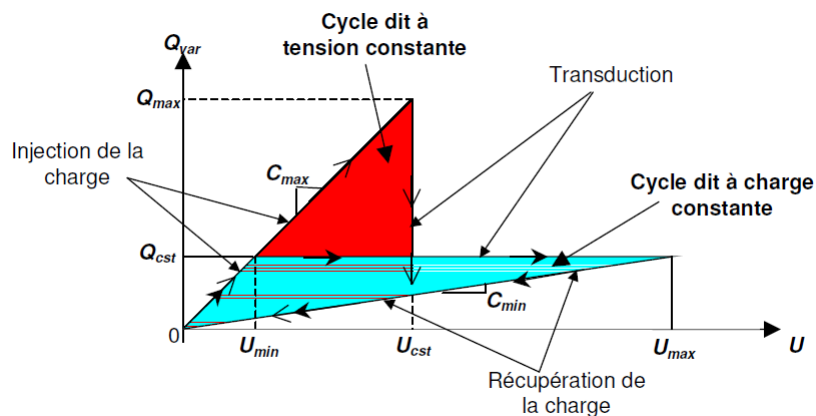


Figure I-8 Cycles de charge et de décharge de la capacité d'un système de récupération de l'énergie électrostatique [6]

L'énergie électrique récupérée par cycle correspond à l'aire balayée sur le graphique  $Q(U)$  au cours du cycle considéré. Ainsi, plusieurs architectures ont été développées pour obtenir la plus grande variation capacitive possible [7]. Le Tableau I-2 récapitule les principaux résultats des travaux menés à travers le monde dans ce domaine :

Tableau I-2 : Principaux résultats obtenus par principe électrostatique

Auteur	Réf	Puissance	Volume	Accélération	Fréquence
R. Tashiro	[8]	36 $\mu\text{W}$	15000 $\text{mm}^3$	12.8 $\text{m.s}^{-2}$	6 Hz
S. Roundy	[7]	11 $\mu\text{W}$	100 $\text{mm}^3$	2.3 $\text{m.s}^{-2}$	100 Hz
P.D.Mitcheson	[9]	24 $\mu\text{W}$	1586 $\text{mm}^2$	4 $\text{m.s}^{-2}$	10 Hz
B. C-H. Yen	[10]	1.8 $\mu\text{W}$	21780 $\text{mm}^3$		1560 Hz
G. Despesse	[6]	1000 $\mu\text{W}$	18000 $\text{mm}^3$	2 $\text{m.s}^{-2}$	50 Hz
P. Basset	[11]	0.061 $\mu\text{W}$	61.5 $\text{mm}^3$	2.5 $\text{m.s}^{-2}$	
S. Boisseau	[12]	50 $\mu\text{W}$		1 $\text{m.s}^{-2}$	50 Hz

Ce principe de conversion présente de nombreux avantages : il est facilement intégrable et favorable à la réduction d'échelle, l'efficacité est peu dépendante de la fréquence (mais plutôt du taux de variation de la capacité). La miniaturisation permet en effet d'obtenir des densités capacitives très élevées (entrefer plus faible et structuration plus fine augmentant la surface de la capacité développée) et ce, même pour des déplacements relatifs de faible amplitude. Il est néanmoins difficile d'obtenir des variations de capacité supérieures au nano Farad, ce qui requiert une attention particulière vis-à-vis des capacités parasites.

Cependant, ce principe nécessite une source de tension extérieure afin d'amorcer le fonctionnement du récupérateur. Pour cela plusieurs solutions ont été proposées : utilisation d'un couplage entre deux transductions électrostatique et piézoélectrique, le générateur piézoélectrique permet d'amorcer le fonctionnement du transducteur électrostatique, ou bien par utilisation des électrets [12], un diélectrique chargé électriquement capable de conserver sa charge électrique pendant une longue durée.

Nous nous intéressons maintenant à la transduction électromagnétique basée sur le principe de l'induction électromagnétique.

### III.2 Mécanisme de transduction électromagnétique :

Les générateurs électromagnétiques sont basés sur le phénomène d'induction électromagnétique, et le principe de Faraday. Ce phénomène apparaît lorsqu'une bobine est traversée par un champ magnétique

variable. Il existe deux moyens simples pour mettre en œuvre ce phénomène : soit on utilise les vibrations mécaniques pour déplacer un aimant à l'intérieur d'une bobine (Figure I-9), ou l'inverse, c'est-à-dire une bobine qui se déplace par rapport à un aimant fixe. Dans le domaine de la récupération de l'énergie vibratoire, nous privilégions la configuration qui permet de faire déplacer un aimant à l'intérieur d'une bobine comme l'illustre la figure ci-dessous, car dans cette configuration l'aimant joue le rôle à la fois d'une source de champ magnétique et de la masse sismique.

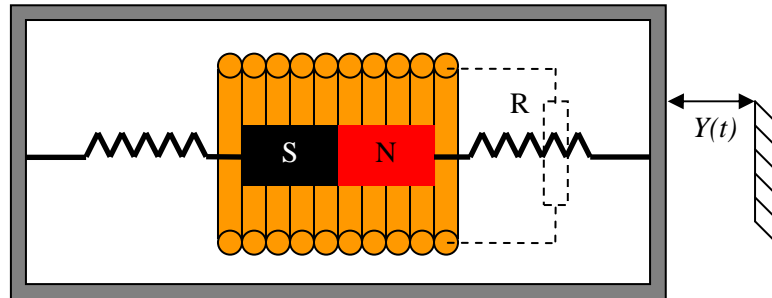


Figure I-9 Schéma équivalent d'un système de récupération d'énergie mécanique par principe électromagnétique

La figure ci-dessous présente un exemple de générateur électromagnétique que l'on peut trouver dans le commerce :



Figure I-10 Micro-dynamo dans une montre bracelet, puissance moyenne  $5\mu\text{W}$  (Seiko Kinetic)

Mise en équation :

Le mouvement relatif entre une bobine et un champ magnétique donne naissance à une force électromotrice  $V$  qui est fonction de la variation du flux magnétique qui traverse la bobine. Soit  $\phi$  le flux magnétique traversant une spire,  $\Phi$  le flux total traversant toute la bobine,  $n$  le nombre de spires de la bobine,  $B$  l'induction magnétique,  $A$  la section d'une spire et  $V$  la différence de potentiel aux bornes de la bobine, alors cette dernière s'exprime par :

$$V = -\frac{d\Phi}{dt} = -n \frac{d\phi}{dt} \quad (\text{I-10}) \quad \text{Avec} \quad \Phi = \sum_{i=1}^N \int_{A_i} B \cdot dA \quad (\text{I-11})$$

La puissance est extraite du générateur en connectant les bornes de la bobine à une charge électrique, par exemple une résistance, une batterie...etc. Le courant qui traverse la bobine crée un champ magnétique qui s'oppose à celui qui lui a donné naissance, à savoir le champ magnétique produit par l'aimant. L'interaction entre ces deux champs génère alors une force qui s'oppose au mouvement de l'aimant. La force électromagnétique est proportionnelle au courant électrique et donc à la vitesse de variation du champ magnétique, elle s'exprime comme étant le produit entre l'amortissement

électromagnétique ( $D_{em}$ ) et la vitesse du déplacement de l'aimant à l'intérieur de la bobine, ce qui est illustré par l'équation ci-dessous :

$$F_{em} = D_{em} \frac{dy}{dt} \quad (\text{I-12})$$

Pour extraire le maximum d'énergie de la source mécanique, le paramètre qu'il faut optimiser est bien entendu l'amortissement électromagnétique. Comme nous l'avons constaté dans l'étude du modèle général d'un système de récupération de l'énergie vibratoire en début de ce chapitre, la puissance instantanée en entrée d'un générateur à amortissement visqueux est le produit entre la force 'visqueuse' et la vitesse du mouvement relatif entre la masse suspendue, en l'occurrence l'aimant, et la source de vibration, ce qui donne l'expression suivante :

$$p(t) = F_{em}(t) \frac{dy}{dt} \quad (\text{I-13})$$

La charge électrique vue par le générateur est considérée comme étant l'association série entre l'impédance de la bobine et celle de la charge réelle du dispositif connecté au générateur, ce qui donne en réalité l'expression suivante de la puissance électrique instantanée (puissance en sortie + celle dissipée dans le bobinage du générateur électromagnétique) :

$$p(t) = F_{em}(t) \frac{dy}{dt} = \frac{V^2}{R_c + R_b + jL_b\omega} \quad (\text{I-14})$$

Avec :  $R_b + jL_b\omega$  l'impédance de la bobine,  $R_c$  l'impédance de la charge résistive connectée et  $V$  : la tension qui apparaît aux bornes de la bobine.

Les trois dernières équations nous permettent donc de développer un modèle mathématique du coefficient d'amortissement électromagnétique :

$$D_{em} = \frac{1}{R_c + R_b + jL_b\omega} \left( \frac{d\Phi}{dx} \right)^2 \quad (\text{I-15})$$

Comme nous pouvons le constater dans ce modèle, maximiser l'amortissement revient à maximiser la vitesse de variation du flux magnétique traversant la bobine et minimiser l'impédance liée à cette bobine.

Le flux magnétique dépend à la fois de la qualité de l'aimant utilisé (son moment magnétique), de son emplacement par rapport à la bobine et de ses dimensions. Pour un volume de cuivre constant, si le nombre de spires est multiplié par  $k$ , alors la section des spires est divisée par  $k$  et la longueur du fil de bobinage est multipliée par  $k$ , ce qui multiplie par  $k^2$  la résistance du bobinage, en même temps le flux est multiplié par  $k$ , ce qui fait que le coefficient d'amortissement électromagnétique est inchangé. Au final ce coefficient ne dépend que du volume de l'aimant, du moment magnétique de l'aimant, du volume du cuivre et du couplage entre les deux. Le tableau ci-dessous présente quelques exemples de systèmes de l'état de l'art réalisés pour la récupération de l'énergie vibratoire par principe électromagnétique.

**Tableau I-3 Systèmes de récupération d'énergie mécanique par principe électromagnétique**

Réf	P ( $\mu$ W)	f (Hz)	A ( $m.s^{-2}$ )	Masse (g)	Volume
[13]	0.3	4400 <sup>e</sup> 3	382	2.4 <sup>e</sup> -3	5.4 mm <sup>3</sup>
[14]	400	94	-	-0.5	-
[15]	530	322	-	-	24 mm <sup>3</sup>
[16]	0.6	700	12.4	-	2 <sup>e</sup> -3 mm <sup>3</sup>
[17]	157	322	2.7	-	0.84 cm <sup>3</sup>
[18]	4000	100	0.4	50	30 cm <sup>3</sup>
[19]	2.5	11400	-	-	4 mm <sup>3</sup>
[20]	0.16	100	-	-	-
[21]	1.44	400	-	0.028	250 mm <sup>3</sup>
[22]	0.5	9500	1.92	-	-
[23]	10	64	16.16	-	1 cm <sup>3</sup>
[24]	830	110	95.5	-	1 cm <sup>3</sup>
[25]	7000	35	-	-	9 cm <sup>3</sup>
[26]	46	52	0.59	0.66	0.15 cm <sup>3</sup>
[27]	0.4	30	-	-	-

Pour les applications qui ne nécessitent pas forcément une structure de dimensions microscopiques, les générateurs électromagnétiques présentent un certain nombre d'avantages :

- ✓ La puissance en sortie est reliée uniquement à la vitesse relative entre l'aimant et la bobine, donc pas de limites liées aux types de matériaux utilisés, en termes de fatigue, limite d'élasticité, contrainte max de dépolarisation (cas des matériaux piézoélectrique).
- ✓ Pour ce type de générateur, le choix du matériau du ressort de suspension et de la masse sismique est indépendant du convertisseur contrairement au cas des générateurs piézoélectriques.
- ✓ Le fait d'avoir un coefficient d'amortissement important permet d'élargir la bande passante du générateur et donc de récupérer une puissance significative sur un large spectre de fréquence.

Le plus grand challenge restant à relever pour ce type de générateur est bien entendu la miniaturisation, l'intégration et l'abaissement des fréquences de fonctionnement car les vibrations sont plutôt basse fréquence (<100 Hz). Les modèles développés montrent clairement qu'à faibles dimensions le rendement du générateur est fortement affecté : augmentation de la résistance et donc des pertes résistives dans la bobine. Par ailleurs, en petites dimensions, la tension en sortie du générateur est très faible ( $V_{out-max} < 100$  mV) pour des structures dont le volume est inférieur à  $1$  cm<sup>3</sup>, le fait d'avoir une tension de sortie aussi faible complique la mise en forme de l'énergie électrique récupérée. Enfin, en dessous d'une certaine fréquence, le comportement résistif d'une bobine devient prépondérant par rapport au comportement selfique, ce qui affecte le rendement de la conversion électromécanique.

Nous nous intéressons maintenant à la conversion mécano-électrique par utilisation de matériaux électroactifs.

### III.3 Mécanisme de transduction par matériaux électroactifs :

Par matériau électro-actif nous entendons tout matériau possédant un couplage électromécanique. Ces matériaux, de par leur nature, se déforment sous l'action d'un champ électrique/magnétique, et réciproquement, ils génèrent un champ électrique/magnétique lorsqu'ils sont soumis à une contrainte mécanique. Cela concerne les matériaux possédant l'une des propriétés suivantes:

- la piézoélectricité ;
- l'électrostriction ;
- la magnétostriction.

L'origine de ce couplage réside dans la géométrie de la structure de la matière à l'échelle microscopique, qui change de dimensions sous l'action d'un champ électrique ou magnétique, et inversement, génère un champ magnétique/électrique en opposition sous l'action d'une contrainte mécanique. Nous décrivons ci-dessous quelques exemples illustratifs pour chacune de ces propriétés.

### III.3.1 Utilisation des matériaux piézoélectriques :

L'effet piézoélectrique direct traduit l'aptitude de certains matériaux à se polariser sous l'application d'un effort mécanique, tandis que l'effet piézoélectrique inverse traduit l'aptitude de se déformer sous l'effet d'un champ électrique appliqué. C'est l'effet piézoélectrique direct qui est utilisée pour la conversion de l'énergie mécanique en énergie électrique. Nous donnons plus de détails sur ce type de conversion dans le chapitre suivant, le but de cette partie est simplement de positionner ce type de transduction par rapport aux autres principes.

De nombreuses architectures ont été étudiées afin d'obtenir le meilleur couplage électromécanique possible. La forme la plus répandue est basée sur l'utilisation d'une poutre encastree-libre mise en oscillation sous l'effet d'une vibration mécanique. Ci-dessous sont présentées quelques configurations de générateurs piézoélectriques :

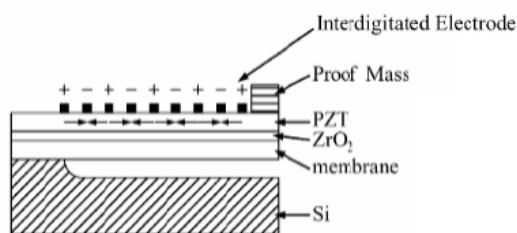


Figure I-11 Cantilever piézoélectrique en mode 33 [28]

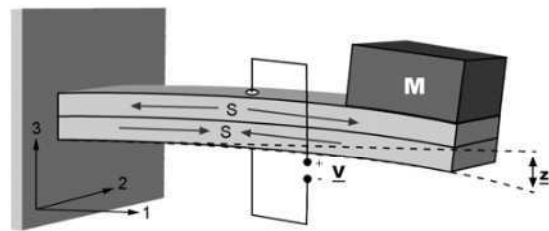


Figure I-12 Cantilever piézoélectrique en mode 31 [7]

Dans la plupart des cas, les matériaux piézoélectriques sont rigides, ils nécessitent des efforts importants sur de faibles courses pour fonctionner d'une manière optimale. Comme les efforts d'accélération engendrés par une vibration sur une masse sismique ne sont pas très importants, on utilise des poutres de type bilame (assemblage de deux couches piézoélectriques sur un substrat) qui agissent comme un levier mécanique : une amplitude de déplacement importante en bout de poutre engendre une contrainte mécanique importante dans le matériau du bilame avec un faible taux de déformation. Toutefois, cette rigidité mécanique élevée permet difficilement d'atteindre des fréquences de résonance basses (<100 Hz) en petites dimensions. Cet abaissement de la fréquence de résonance, pour les structures intégrées sur silicium, reste un des challenges que tentent de relever de nombreux laboratoires. Néanmoins, les matériaux piézoélectriques peuvent stocker une densité d'énergie mécanique relativement importante et, selon les matériaux, en restituer une bonne partie sous forme électrique (couplage électromécanique pouvant aller de 1 % à plus de 80 %). Le tableau ci-dessous présente les principaux systèmes de récupération d'énergie vibratoire par principe piézoélectrique.

**Tableau I-4 Systèmes de récupération d'énergie vibratoire par transduction piézoélectrique**

Réf	P ( $\mu$ W)	f (Hz)	A ( $m.s^{-2}$ )	Masse (g)	Volume ( $mm^3$ )
[29]	1300	0.9	-	-	16 <sup>e</sup> 3
[30]	8400	0.9	-	-	25 <sup>e</sup> 3
[31]	2.3	1	-	-	-
[32]	2.1	80.1	2.3	0.8	125
[33]	210	120	2.5	8.5	1000
[34]	375	120	2.5	9.2	1000
[35]	11.9	30	-	9.52	1947
[36]	0.001	35	-	-	60
[37]	80	5	-	15.6	2185
[38]	0.6	900	9.81	1.1	2
[39]	1	13.9	106	-	0.027
[40]	1.8	429	1	-	27
	67.9	419	10	-	27
[41]	3.75	80	3	-	12.1
[42]	17	353	6.4	-	28.7
	85	325	17.5	-	28.7
[43]	40	100	-	-	228.8

Nous constatons d'après ce tableau que les puissances électriques en sortie des générateurs sont relativement importantes. Cependant, ces puissances sont obtenues pour des niveaux d'accélération relativement élevés.

### III.3.2 Utilisation des matériaux électrostrictifs :

L'électrostriction est la propriété de certains matériaux à générer une déformation quadratique sous un champ électrique, l'effet inverse traduit la variation de la permittivité diélectrique lorsque une contrainte mécanique est imposée. Contrairement aux matériaux piézoélectriques où cette dépendance entre la contrainte et la polarisation est linéaire, les matériaux électrostrictifs présentent une dépendance quadratique. Cette propriété existe également dans les matériaux diélectriques de type polymères ou céramiques non symétriques. Quelques exemples dérivés du PVDF présentent cette propriété : le co-polymère P(VDF-TrFE), le ter-polymère P(VDF-TrFE-CTFE), polymères semi cristallin...etc.

L'utilisation de ce type de matériau n'est pas aussi répandue que les matériaux piézoélectriques. Cependant, de plus en plus de laboratoires de recherche commencent à s'intéresser à ce type de conversion, notamment en raison, d'une part, des progrès réalisés dans le domaine des matériaux (amélioration du couplage électromécanique) et d'autre part, la recherche d'alternatives aux matériaux piézoélectriques durs qui fonctionnent bien mais seulement pour des fréquences relativement élevées, alors que les matériaux électrostrictifs, de par leur faible rigidité mécanique, permettent de fonctionner à basse fréquence (<100 Hz) et à très basse fréquence (< 1 Hz) [44].

### III.3.3 Utilisation des matériaux magnétostrictifs :

Les matériaux magnétostrictifs désignent les matériaux ferroélectriques qui possèdent la propriété de se déformer sous l'effet d'un champ magnétique. Leur utilisation dans le domaine de la récupération de l'énergie vibratoire est souvent couplée avec des matériaux piézoélectriques. A titre d'exemple, nous présentons un système développé au G2ELAB [45] à Grenoble : l'idée est d'utiliser les vibrations pour faire déplacer un aimant permanent à proximité d'un matériau magnétostrictif. Ce

dernier, collé sur une couche piézoélectrique, se déforme sous l'application d'un champ magnétique, l'énergie de cette déformation est ainsi convertie en énergie électrique grâce au matériau piézoélectrique. Ce type de convertisseur permet de transformer une variation de champ magnétique, même lente, en énergie électrique sans passer par un bobinage dont les performances, en petites dimensions ou en très basses fréquences, sont réduites. Cet assemblage permet de résoudre la plupart des limitations que l'on peut avoir en petites dimensions avec de l'électromagnétisme.

### III.3.4 Comparaison entre les différents matériaux électroactifs :

Cette étude comparative faite par les membres du laboratoire LGEF de l'INSA Lyon [44] montre que chaque matériau électroactif est destiné à fonctionner d'une façon optimale sur une gamme de fréquences et de contraintes mécaniques données. Les matériaux piézoélectriques sont plus performants quand il s'agit de vibrations hautes fréquences et avec des accélérations importantes, les matériaux électrostrictifs sont destinés aux basses fréquences accompagnées de faibles accélérations tandis que les matériaux magnétostrictifs sont entre les deux comme l'illustre la Figure I-13.

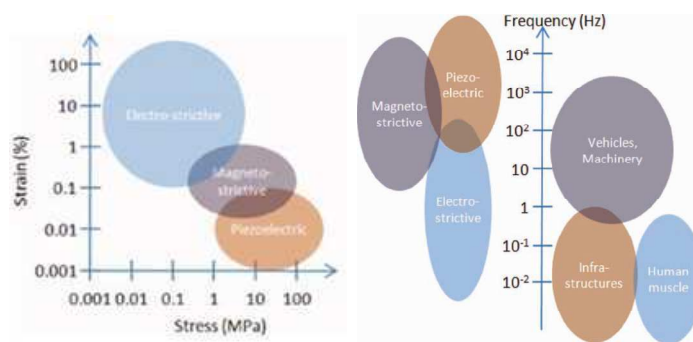


Figure I-13 Comparaison entre les différents matériaux électroactifs [44]

### III.4 Comparaison entre les différentes techniques de conversion mécano-électrique :

Nous avons présenté au cours de cette partie d'une manière succincte les principes de conversion les plus utilisés pour la récupération de l'énergie vibratoire. Le tableau ci-dessous donne les avantages et les inconvénients de chacun des trois principes :

Tableau I-5 Comparaison entre les différents principes de transduction mécano-électrique

Type	Avantages	Inconvénients
Electrostatique	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Facilement intégrable</li> <li>✓ Tension relativement importante en sortie</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ Nécessité de mettre un système d'amorçage (source de tension, électrets...)</li> </ul>
Electromagnétique	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Pas de source de tension pour L'amorçage</li> <li>✓ Bonne densité de puissance</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ Tension maximale en sortie relativement faible.</li> <li>○ Problème d'intégration</li> <li>○ Faible couplage électromécanique à basse fréquence.</li> </ul>
Matériaux électro-actifs	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Pas de source externe pour L'amorçage.</li> <li>✓ Tension générée assez importante</li> <li>✓ Bonne densité de puissance.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ Problèmes liés à l'intégration (pertes de performances à l'échelle microscopique)</li> </ul>

Nous avons vu au début de ce chapitre que le meilleur moyen de convertir une vibration mécanique en un travail mécanique exploitable est d'utiliser une masse sismique placée en suspension et de la faire résonner, seulement cette résonance n'est en pratique pas évidente à maintenir. Nous proposons ici de voir dans quel contexte applicatif un simple résonateur ne peut fonctionner efficacement, nous présentons également les moyens pour y remédier. En effet, les résultats en termes de puissance de sortie issus de l'état de l'art pour chacun des principes de conversion sont évalués en supposant que le récupérateur d'énergie fonctionne dans ses conditions optimales : fréquence de vibration égale à la fréquence de résonance et amplitude d'excitation maximale. En pratique, la source de vibration n'est pas toujours très stable et ne peut garantir un fonctionnement du récupérateur d'énergie à son point de fonctionnement optimal. L'objectif de la partie suivante est de donner un aperçu des différentes raisons qui peuvent conduire le récupérateur d'énergie à fonctionner en dehors de sa fréquence de résonance.

#### IV Causes pouvant conduire à un fonctionnement en dehors de la résonance :

Plusieurs facteurs peuvent être à l'origine de la perte du fonctionnement à la résonance. Ils sont dans certaines circonstances liés à la source de vibration et dans d'autres, liés à la structure de récupération de l'énergie vibratoire elle-même :

##### IV.1 Variation de la fréquence de vibration (causes liées à la source) :

En réalité, et pour la plupart des sources de vibration, le spectre de vibration n'est pas concentré autour d'une seule fréquence. Pour illustrer ce constat nous proposons, ci-dessous, quelques exemples de spectre de vibration :

✓ Source de vibration présentant une fréquence principale qui bouge dans le temps :

Les vibrations dans la voiture sont présentes dès la mise en marche du moteur et jusqu'à son arrêt et c'est essentiellement durant son fonctionnement qu'on a besoin d'effectuer des mesures et d'assurer un contrôle continu des paramètres du véhicule tels que : pression, vitesse, accélération, température...etc. Comme nous pouvons le constater sur les Figure I-14 et Figure I-15 ci-dessous montrant deux spectres de vibrations relevés sur la carrosserie d'une voiture à deux vitesses différentes, le spectre de vibration, s'il est intégré sur une longue durée, couvre une large de gamme de fréquence (30 à 120 Hz).

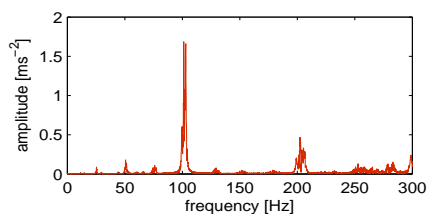


Figure I-14 Spectre de vibration d'une voiture roulant à 2000 tr/min

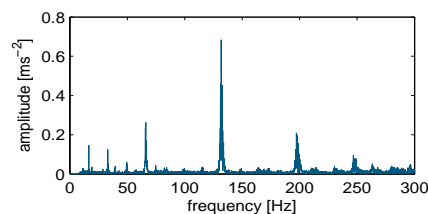


Figure I-15 Spectre de vibration d'une voiture roulant à 3000 tr/min

Nous constatons que l'énergie est essentiellement concentrée sur une fréquence principale mais qui évolue dans le temps et dépend pour une bonne partie du régime moteur et de la vitesse du véhicule. Nous constatons également que les niveaux d'accélération présents sont assez importants, ce qui permet d'espérer une densité de puissance récupérée relativement élevée ( $> 10 \mu\text{W}/\text{cm}^3$ ).



✓ Source de vibration aléatoire ou mélange de fréquences :

Contrairement au cas de la voiture qui présente une fréquence principale qui bouge dans le temps, les vibrations que l'on peut trouver dans des escaliers ou sur les rails d'un chemin de fer sont beaucoup plus chaotiques, cf. Figure I-16 et Figure I-17.

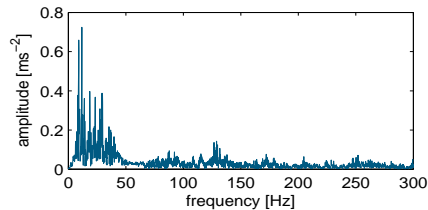


Figure I-16 Spectre de vibration dans sur des escaliers

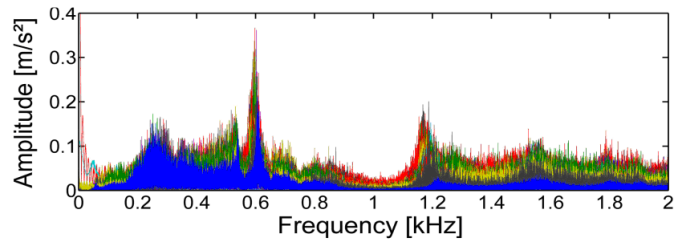


Figure I-17 Vibrations sur des rails lors d'un passage d'un train [46]

Ainsi, pour assurer une bonne efficacité d'un récupérateur d'énergie vibratoire, il faut commencer par étudier les caractéristiques de la source de vibration. Une source dont le spectre de vibration contient plusieurs fréquences nécessite un système de récupération d'énergie large bande.

✓ Source de vibration harmonique à fréquence fixe :

C'est le cas de vibrations induites par des moteurs à vitesse fixe, des câbles électriques traversés par un fort courant électrique à fréquence fixe...etc. Pour exploiter au mieux cette source d'énergie il faut un récupérateur d'énergie disposant d'un résonateur mécanique ayant le meilleur facteur qualité possible. Cependant, ceci conduit à un système très sélectif en termes de fréquence et nécessite une précision extrême au niveau de la fréquence de résonance pour qu'elle corresponde exactement à la fréquence de la source de vibration. Nous verrons un peu plus tard qu'il est, d'une part, difficile en termes de fabrication d'obtenir précisément la fréquence de résonance souhaitée et, d'autre part, la fréquence de résonance est susceptible de changer au cours du temps avec la température, le vieillissement des matériaux, etc.

## IV.2 L'altération de la fréquence de résonance (causes liées au récupérateur) :

Comme nous l'avons déjà abordé précédemment, les matériaux qui composent les structures de récupération d'énergie sont sujets à vieillir, et notamment sous l'effet de variations de température, de contraintes mécaniques, d'humidité...etc. Ces effets s'accroissent au cours du temps et modifient progressivement la fréquence de résonance qui n'est alors plus accordée sur la fréquence des vibrations. Ceci conduit à une chute dramatique de la puissance en sortie du générateur. Un ajustement continu de la fréquence de résonance, même sur une faible plage de fréquence, permet de conserver l'efficacité du récupérateur d'énergie.

Même sans considérer que la fréquence de vibration ou la fréquence de résonance ne puissent se modifier dans le temps, il faut néanmoins, lors de la fabrication du récupérateur d'énergie, réussir à obtenir exactement la fréquence de résonance souhaitée, ceci est très difficile, même en technologie silicium où l'on a facilement quelques % d'erreur sur la fréquence de résonance.

## IV.3 Imprécision de la fréquence de résonance lors de la fabrication :

Réaliser un résonateur et obtenir exactement la bonne fréquence de résonance relève d'un grand challenge. En effet, la tolérance mécanique de fabrication et la tolérance sur les propriétés mécaniques

des matériaux utilisés conduisent inévitablement à quelques % d'erreur sur la fréquence de résonance. Par ailleurs, les conditions d'utilisation (pression ambiante, température, humidité) peuvent influencer sur cette fréquence de résonance. Aujourd'hui, pour répondre à cette difficulté, la plupart des systèmes de récupération d'énergie commercialisés disposent d'un système de réglage mécanique ajustable au tournevis et qui est ajusté par l'utilisateur lors de la première utilisation (qui prend alors en compte toutes les conditions de l'environnement final). Un ajustement automatique de la fréquence de résonance, même à très faible cadence (ajustement une fois par jour ou par semaine) peut être suffisant pour compenser l'écart entre la fréquence de vibration et la fréquence de résonance.

#### IV.4 Conclusion :

Nous avons vu en début de ce chapitre l'importance d'assurer un fonctionnement à la résonance pour maximiser la puissance de sortie d'un système de récupération d'énergie vibratoire, et nous venons de voir qu'il est quasi impossible de conserver un fonctionnement à la résonance tout au long de la durée de vie du système à alimenter, et ceci quel que soit le type de vibration récupéré. Il est donc nécessaire de prévoir un système d'ajustement de la fréquence de résonance. Plusieurs travaux s'inscrivent dans cette optique et proposent de différentes manières une réponse à cette problématique. Nous avons classé ces différents travaux en différentes catégories comme illustré dans le diagramme ci-dessous :

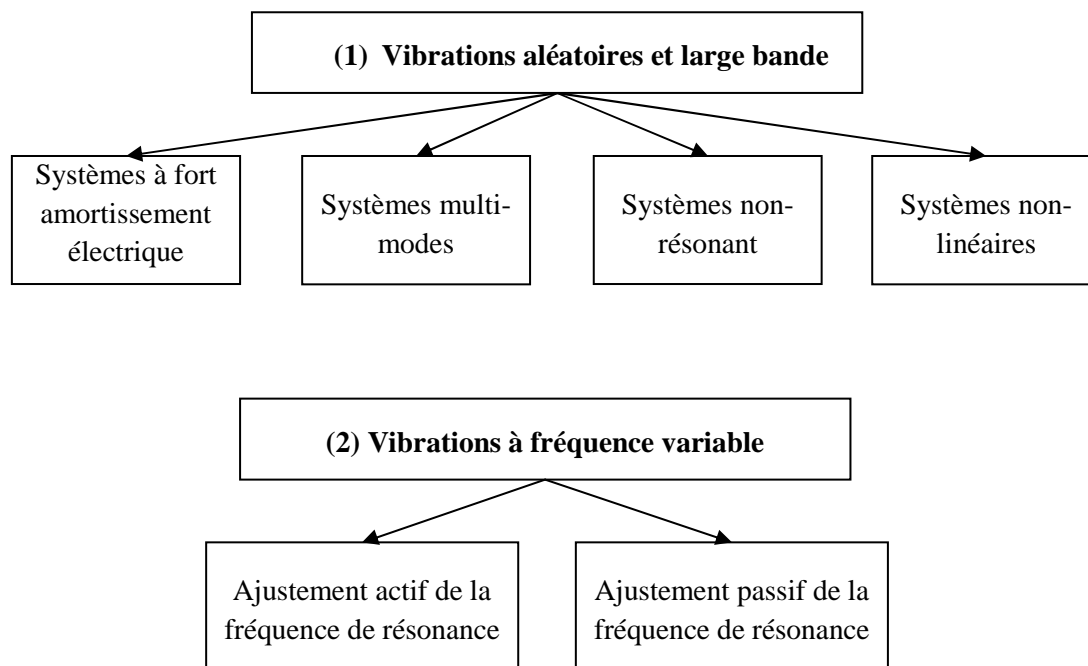


Figure I-18 Classification des techniques permettant l'optimisation de la réponse fréquentielle des systèmes de récupération de l'énergie vis-à-vis du type de vibration à récupérer

Etant donné que le but principal de cette étude est de récupérer le maximum d'énergie sur une large bande de fréquences de vibration, la manière qui semble la plus judicieuse pour estimer l'efficacité d'un générateur serait de calculer la densité spectrale de **la puissance utile produite** après ajustement de la fréquence de résonance, s'il y a lieu, et gestion de l'énergie produite :

$$\lambda = \frac{1}{\omega_c} \int_{\omega_{\min}}^{\omega_{\max}} P_u(\omega) d\omega \quad (\text{I-16})$$

Avec :

$\omega_{\min}$  : la limite inférieure de la bande passante du système

$\omega_{\max}$  : la limite supérieure de la bande passante du système

$\omega_c$  : la fréquence centrale de la bande passante

L'avantage de cette figure de mérite est qu'elle tient compte de l'énergie nécessaire dans certains cas pour faire l'ajustement de la fréquence de résonance, et l'avantage qu'offrent certaines approches qui permettant de faire l'auto-adaptation avec la fréquence de vibration. Cependant, étant donnée la variété des formes de vibration et la variété des approches proposées, nous avons décidé de proposer pour chaque approche une figure de mérite afin de comparer les solutions dans les mêmes objectifs applicatifs (la poursuite continue de la fréquence de vibration principale, la compensation de la dérive temporelle de la fréquence de résonance, la récupération des vibrations aléatoires). A la fin de cette partie, nous présenterons un comparatif entre les différentes approches proposées en tenant compte de tous les critères que nous jugeons primordiaux pour des systèmes de récupération d'énergie destinés à fonctionner à la résonance.

### **V Solutions pour un fonctionnement à la résonance :**

#### **V.1 Vibrations de type aléatoire : (large bande ou multi harmoniques)**

Il s'agit de vibrations dont l'énergie est distribuée sur un large spectre de fréquence (cas de vibrations dans des escaliers ou des mouvements humains par exemple), ou bien un signal de vibration composé d'une multitude de fréquences de vibration avec des amplitudes de même ordre de grandeur (multitude de sources de vibrations : bâtiments, machines industrielles...etc.). Nous comptons à l'heure actuelle deux solutions permettant d'extraire efficacement l'énergie d'une vibration ayant ces caractéristiques :

##### **V.1.1 Systèmes à fort amortissement électrique :**

Comme nous l'avons vu au début de ce chapitre, l'amortissement a un impact sur la bande passante d'un système de récupération d'énergie vibratoire, cf. Figure I-6. Cependant, cela limite la quantité d'énergie récupérée si la fréquence de vibration est égale à la fréquence de résonance. Par contre, on gagne en puissance lorsque la fréquence de vibration devient différente de la fréquence de résonance avec un système à fort amortissement électrique comparé à un système à faible amortissement électrique (facteur de qualité élevé). La perte d'énergie à la résonance est directement liée à la largeur de la bande passante souhaitée. Cela étant, il est tout à fait possible, en ajustant le courant fourni à la charge, de réduire l'amortissement électrique à la résonance et de l'accentuer en dehors de la résonance. La puissance extraite reste ainsi toujours égale ou supérieure à celle que peut fournir une structure faiblement couplée (à fort facteur de qualité). Despesse et al., [47] ont étudié cette solution, le système développé permet de couvrir une bande passante allant de 25 Hz à 55 Hz [47].

##### **V.1.2 Systèmes non résonants :**

Il s'agit d'une structure qui a soit une raideur nulle (guidage de type rail sans effet élastique), soit qui est mécaniquement très amortie rendant la réponse du système relativement insensible à la fréquence d'excitation. Comme en très basses fréquences (< 5 Hz), les déplacements de la source de vibration sont relativement élevés (généralement millimétriques ou centimétriques : mouvements humains), il

n'est pas nécessaire de les amplifier par une résonance, ce qui rend particulièrement intéressant la solution à raideur nulle [47b].

En ce qui concerne les structures à très fort amortissement, elles permettent en effet d'élargir la bande passante, mais en pratique ce maximum de puissance est extrêmement réduit par rapport à un système mécanique faiblement amorti. Au final, quelle que soit la fréquence de la vibration d'entrée, la puissance produite est inférieure à celle qui serait produite avec un système faiblement amorti. A titre d'exemple Yang et al., [48] ont développé une structure de récupération d'énergie très amortie par un coussin d'air, cf. Figure I-19[48]. La tension de sortie, image de la puissance de sortie, est présentée Figure I-20. Elle laisse apparaître une bande passante relativement importante (de 25 Hz à 100 Hz), par contre les niveaux de puissance de sortie sont extrêmement faibles par rapport aux dimensions de la structure ( $0.4\mu\text{W}$  max).

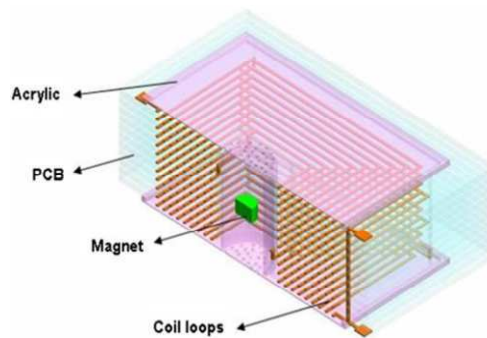


Figure I-19 Systèmes à fort amortissement mécanique [48]

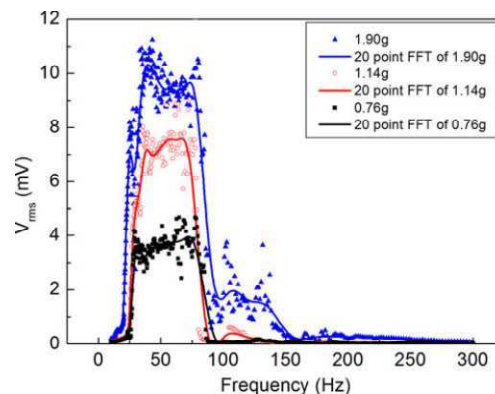
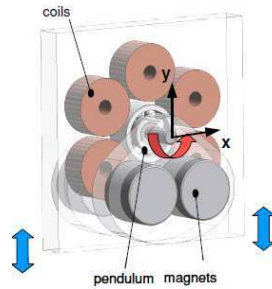


Figure I-20 Réponse fréquentielle d'un système à fort amortissement mécanique [48]

Une autre technique, semblable à la première, permet également d'élargir la réponse en fréquence du système de récupération d'énergie vibratoire. Cette technique consiste à transformer un mouvement rectiligne unidirectionnel en un mouvement rotationnel. La réponse obtenue est différente de celle d'un système résonant. On se rapproche plutôt d'un système sans raideur, mais avec un déplacement du centre de gravité de la masse sismique limité. Cette technique, dont le principe est exposé sur la figure ci-dessous a été proposée par Spreeman et al., [49].



**Figure I-21 Transformateur du mouvement de vibration unidirectionnelle en mouvement rotationnel [49]**

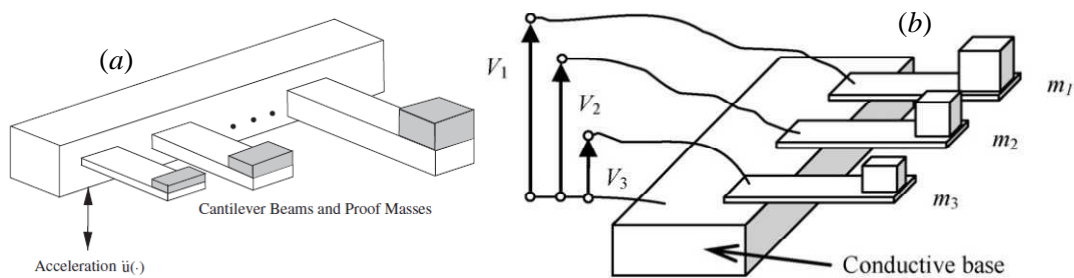
Ce type de structure est particulièrement adapté pour récupérer de l'énergie liée à un changement de direction de l'axe de rotation par rapport au champ de gravité terrestre ou bien récupérer des chocs. Une des applications phare de cette technique est la montre qui se recharge toute seule sous l'effet des mouvements du poignet.

### V.1.3 Systèmes multi-modes :

Un système multi-modes est un système qui peut résonner sur plusieurs fréquences simultanément. Ce type de structure se présente généralement, soit sous forme d'une multitude de poutres indépendantes, soit sous forme d'une même structure élastique comportant plusieurs masses ponctuelles réparties en plusieurs points de la structure. Nous présentons, ci-après, quelques exemples :

#### V.1.3.1 *Systèmes à plusieurs poutres :*

Il s'agit de systèmes composés d'une série de poutres de différentes dimensions et/ou de différentes masses sismiques, donc de différentes fréquences de résonance, couvrant l'ensemble de la bande de fréquence souhaitée, cf. Figure I-22. Le seul facteur limitant de cette technique est le volume occupé, plus on augmente le nombre de poutres pour élargir la bande passante du système plus le système devient encombrant. D'autre part, durant le fonctionnement, la plupart des poutres sont inactives ou en tout cas ne fonctionnent pas dans les conditions optimales, ce qui pénalise d'autant la densité de puissance du récupérateur d'énergie. Par ailleurs, plus on souhaite obtenir un facteur de qualité élevé, plus il faut augmenter le nombre de résonateur pour couvrir la bande passante souhaitée et donc la taille du système.



**Figure I-22 Récupérateurs à plusieurs poutres, (a) Shahruz et al [50], (b) Ferrari et al [51]**

Afin de comparer les différents systèmes développés avec cette approche nous avons calculé, pour chacun de ces systèmes, le rapport entre la fréquence de résonance et la fréquence centrale.

Le tableau ci-dessous présente les principaux résultats obtenus selon ce principe :

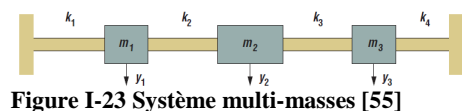
**Tableau I-6 Systèmes large bande multi-poutres**

Auteurs	Références	Fréquence basse	Fréquence haute	Nbre de poutres	Taux de variation (%)
S.M.Shahruz	[50]	325.93 Hz	391.65 Hz	13	18
M. Ferrari	[51]				
J.Q.Liu	[52]	226 Hz	234 Hz	3	3.4
C.L.Zhang	[53]	12 kHz	15.1 kHz	4	22
H.Xue	[54]	93 Hz	108 Hz	10	14

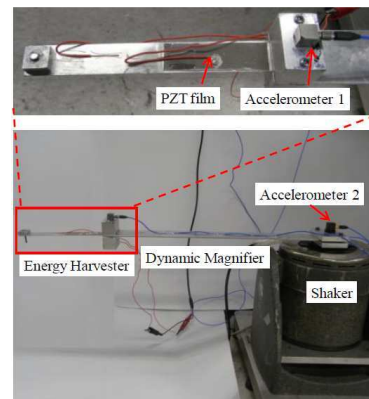
Le taux de variation de la fréquence de résonance est directement lié au nombre de poutres composant les systèmes et la résolution de la fréquence de résonance. Plus la bande passante est large, plus le système est encombrant. Ceci limite l'utilisation de ce type d'approche lorsque le volume de la structure est un paramètre critique. Quant à l'électronique de gestion de l'énergie, elle ne peut pas toujours être mutualisée à l'ensemble des poutres qui fournissent des niveaux de tension différents et à des fréquences différentes, ce qui revient au final à avoir N générateurs indépendants fonctionnant à N fréquences différentes, ce qui augmente d'autant le coût.

*V.1.3.2 Systèmes à plusieurs masses réparties :*

Cette approche est basée sur le même principe que le précédent, sauf qu'ici toutes les masses sont couplées entre-elles et forment une structure à plusieurs modes de résonance. La Figure ci-dessous présente un exemple, étudié par Roundy et al., [55] d'une poutre sur laquelle sont fixées plusieurs masses de valeurs inégales réparties inégalement sur la poutre. Cette structure est composée de 3 masses et de 4 ressorts et présente 4 modes de résonance fondamentaux. Cette approche présente, de la même manière que précédemment, une densité de puissance relativement faible par rapport aux systèmes mono mode excités à leur fréquence de résonance du fait que tous les modes ne sont généralement pas sollicités en même temps.



**Figure I-23 Système multi-masses [55]**



**Figure I-24 Système multi-masses [56]**

Le tableau ci-dessous récapitule les principaux travaux menés dans cette direction :

**Tableau I-7 Systèmes large bande multi-poutres**

Auteurs	Références	Fréquence basse	Fréquence haute	Nbre de masses	Taux de variation (%)
S.Roundy	[55]	325.93 Hz	391.65 Hz	4	---
W. Zhou	[56]	4.41 Hz	7.96	2	---
Q.Ou	[57]	25 Hz	170 Hz	2	---

Les systèmes multi-modes ne sont avantageux que lorsque la source de vibration présente suffisamment d'harmoniques pour que tous les modes de la structure de récupération d'énergie soient activés simultanément. Autrement, la densité de puissance de ces systèmes devient très faible par rapport aux systèmes avec un seul mode excité à leur fréquence de résonance. Nous avons omis de mettre le taux de variation de la fréquence de résonance dans le tableau récapitulatif, car celui-ci n'est pas représentatif tant que l'écart en fréquence entre les différents modes est élevé.

Nous avons présenté jusqu'ici que des solutions tentant de manière passive d'exploiter une large bande de fréquences. Nous allons maintenant nous intéresser à des solutions qui permettent de récupérer l'énergie qu'à une seule fréquence de vibration à la fois, mais qui sont capables de s'adapter ou de suivre l'évolution de la fréquence principale de la source de vibration.

## V.2 Vibrations à une seule fréquence principale qui bouge dans le temps :

Les approches développées pour permettre aux systèmes de récupération d'énergie vibratoire de fonctionner à la résonance lorsqu'ils sont soumis à ce type de vibration, consistent essentiellement en un ajustement manuel, passif ou bien actif de la fréquence de résonance. Nous présentons les détails de chaque technique ci-dessous.

### V.2.1 Ajustement manuel de la fréquence de résonance :

Nous présentons dans cette partie les principales techniques développées pour l'ajustement de la fréquence de résonance manuel.

#### V.2.1.1 Ajustement de la fréquence de résonance par application d'une précontrainte mécanique :

L'idée de cette approche est d'ajuster la raideur effective d'un récupérateur piézoélectrique de type poutre encastrée-encastrée par application d'une contrainte variable selon sa longueur. La figure ci-dessous présente un exemple développé par Leland et al., [58]. La précontrainte (pre-load) est ajustée à l'aide d'une vis micrométrique au moment de la mise en œuvre du système afin d'assurer un fonctionnement à la résonance.

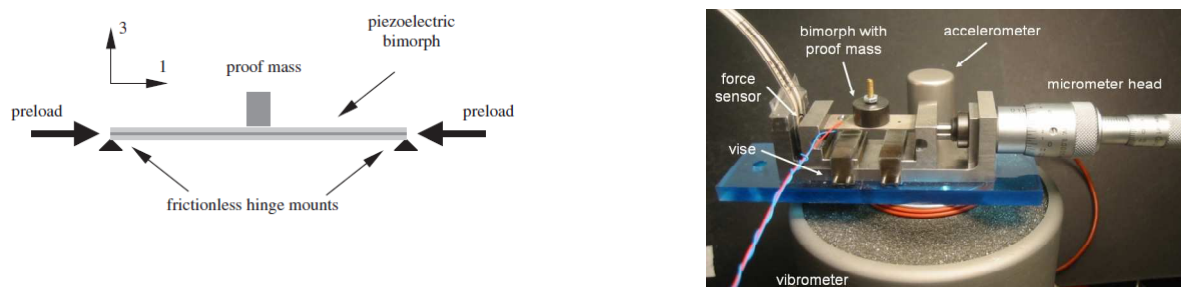


Figure I-25 Technique d'ajustement de la fréquence de résonance par application d'une précontrainte [58]

La contrainte de compression appliquée sur la poutre réduit sa raideur en flexion. L'équation (I-17) donne l'expression de la raideur effective de la structure en fonction de la contrainte appliquée :

$$K_{app} = K_0 - K_d \tag{I-17}$$

Avec  $K_{app}$  : la raideur en flexion effective de la structure,  $K_0$  : la raideur intrinsèque de la structure,  $K_d$  : la raideur liée à la contrainte appliquée définie par l'expression suivante :

$$K_d = T \left( \frac{\pi}{L} \right)^2 \left( \frac{L}{2} \right) \quad (I-18)$$

Avec  $T$  la valeur de la précontrainte de compression et  $L$  la longueur de la poutre. Cette méthode permet de faire varier la fréquence de résonance de 24% pour une force mécanique allant jusqu'à environ 60 N.

L'utilisation d'une vis micrométrique pour appliquer la précontrainte, ne permet pas un ajustement automatique et en temps réel de la fréquence de résonance. Néanmoins, il est possible de remplacer cette vis micrométrique par un actionneur (électrostatique, magnétique ou piézoélectrique) qui permet alors d'ajuster en temps réel la fréquence de résonance.

V.2.1.2 Ajustement de la fréquence de résonance par ajustement du centre de gravité :

Cette approche est très semblable à la précédente. Il s'agit de déplacer le centre de gravité de la masse sismique, et donc la longueur effective de la structure, ce qui permet d'ajuster la fréquence de résonance du système. La Figure I-26 présente un exemple développé par Wu et al., [59] qui permet de déplacer la fréquence de résonance de 38%.

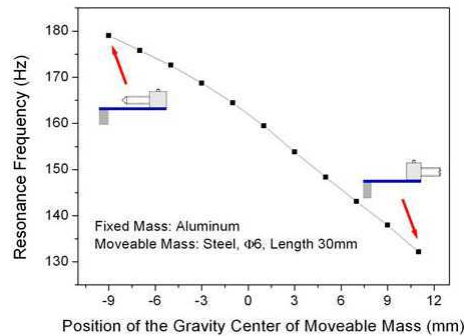
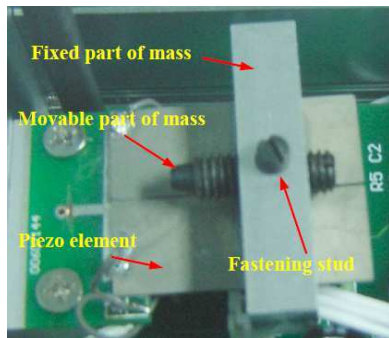


Figure I-26 Technique d'ajustement de la fréquence de résonance par ajustement du centre de gravité [59]

Cette technique est assez semblable à la précédente. Néanmoins, cette approche est plus facile à mettre en œuvre et elle permet d'atteindre des taux de variation de la fréquence de résonance plus élevés. En revanche, lorsque la position du centre de gravité est négative (cf. Figure I-26) la poutre risque de subir deux contraintes de signes opposés sur la même couche piézoélectrique, ce qui limite le rendement de la conversion.

Dans la partie suivante nous présentons deux autres méthodes qui permettent d'ajuster la fréquence de résonance sans aucune action extérieure.

**V.2.2 Systèmes auto-ajustables passifs :**

V.2.2.1 Multiplication de la fréquence de vibration :

L'idée est de transformer le mouvement vibratoire en une multitude d'impulsions mécaniques, permettant ainsi aux systèmes, de type cantilever par exemple, d'osciller à leur fréquence de résonance. Cette technique présente un grand avantage notamment pour les sources de vibrations à basses fréquences. La Figure I-27 présente un exemple de système à changement de fréquence de



vibration. Lorsque la source se met à vibrer, la partie en contact avec la source de vibration (le système masse-ressort) se déplace à la fréquence de la source, si le déplacement de la masse  $m$  est suffisamment grand, des languettes entrent en butée avec des cantilevers piézoélectriques. Ces derniers se mettent alors à vibrer à leur fréquence naturelle suite aux chocs mécaniques. Il est à noter que cette technique n'est efficace que si la fréquence naturelle des cantilevers est suffisamment supérieure à la fréquence de vibration [60-65].

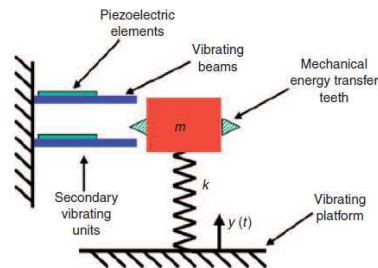


Figure I-27 Techniques de multiplication de la fréquence de vibration [64-65]

Malgré le fait que la fréquence d'oscillation des éléments actifs de la structure est égale à la fréquence propre, cela ne permet pas pour autant d'absorber d'avantage d'énergie mécanique de la source comme c'est le cas à la résonance, car le système couplé avec la source de vibration est le système masse ressort qui n'oscille pas à sa fréquence naturelle.

V.2.2.2 Utilisation de ressorts non linéaires :

Nous entendons par ressort non linéaire tout ressort dont la rigidité varie en fonction de son taux de déformation. De nombreux travaux ont tenté d'utiliser cette caractéristique de non linéarité mécanique afin d'adapter la fréquence de résonance à la fréquence de vibration. La variante la plus connue des ressorts non linéaires est une poutre encastree-encastree fonctionnant en flexion telle que présentée sur la Figure I-28. La raideur du ressort ayant tendance à augmenter avec le taux de sa déformation, plus l'amplitude du déplacement relatif devient importante, plus la fréquence de résonance équivalente devient importante. A faible amplitude, le comportement est relativement linéaire et dès que cette dernière devient plus importante on observe un shift vers les hautes fréquences de la fréquence de résonance, comme le montre la Figure I-29.

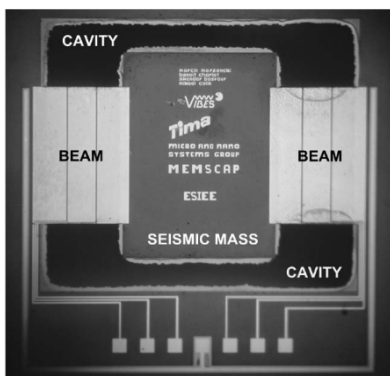


Figure I-28 Structure de type poutre encastree-encastree [66]

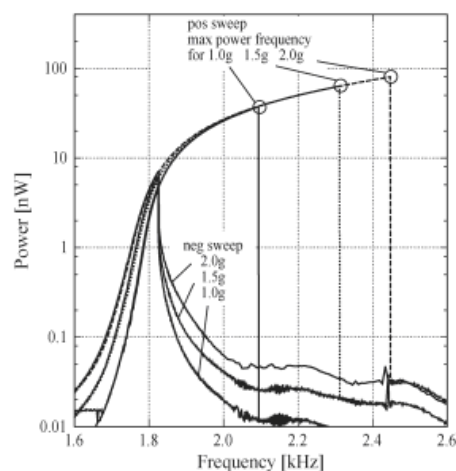


Figure I-29 Comportement non linéaire d'une poutre encastree-encastree [66]

L'efficacité de cette solution est très dépendante de l'amplitude des vibrations. Si celle-ci est très élevée, l'effet non-linéaire est très marqué et limite l'amplitude du déplacement relatif, si celle-ci est très faible, l'effet non-linéaire n'est plus présent et la bande passante n'est pas augmentée. Par ailleurs, on remarque à la Figure I-29, montrant le phénomène non linéaire, qu'il y a une fréquence limite de vibration au-delà de laquelle le système décroche et l'amplitude du déplacement relatif s'atténue fortement. Pour revenir au point de fonctionnement précédent (à forte amplitude) il faut repartir d'une fréquence de vibration inférieure ou égale à la fréquence de résonance linéaire et la ré-augmenter progressivement. Mais une fois le dispositif mis en œuvre, la vibration n'est généralement plus contrôlable. Un autre inconvénient de cette solution est que la puissance maximale de sortie est nécessairement réduite par rapport à un résonateur linéaire excité à sa fréquence de résonance et libre de résonner jusqu'à n'importe quelle amplitude. L'utilisation d'effets non-linéaires suscitent néanmoins beaucoup d'intérêts dans le monde de la recherche car ce sont des phénomènes relativement complexes à modéliser et qu'il est possible, pour certaines applications, d'en tirer réellement parti (systèmes dont l'amplitude de vibration est relativement constante et dont la variation de fréquence est relativement progressive : moteur de voiture/machine fonctionnant à vitesses variables).

### V.2.2.3 *Systèmes avec stopper :*

Soliman et al., [72] propose une approche innovante pour élargir la bande passante d'un récupérateur d'énergie vibratoire. L'idée consiste à ajouter un 'stopper', comme le présente la Figure I-30 : une butée mécanique liée au support vibrant est ajoutée à un système de type poutre encastrée-libre. La position latérale et longitudinale du stopper permet de fixer la raideur de la structure quand le système entre en butée. Avec cette méthode, les premiers résultats théoriques montrent qu'il est possible d'atteindre une bande passante allant de 94 Hz à 99 Hz, soit un taux de variation d'environ 5%. Néanmoins, le déplacement maximal est limité par la présence du « stopper », ce qui limite à cette fréquence la puissance en sortie.

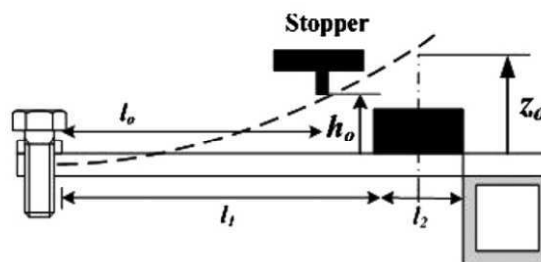


Figure I-30 Système de récupération d'énergie avec stoppers

Ce type de structure a un comportement assez proche des structures utilisant un ressort dont la raideur augmente avec le taux de déformation, sauf qu'ici la transition entre le mode linéaire et non linéaire est plus brutale.

Nous n'avons présenté jusqu'ici que des solutions manuelles ou passives permettant de s'adapter à la fréquence de la source de vibration. Nous allons maintenant nous intéresser à des solutions actives qui permettent d'envisager un ajustement automatique de la fréquence de résonance à la fréquence principale de la source de vibration.

### V.2.3 Systèmes d'ajustement actif de la fréquence de résonance :

Contrairement aux approches décrites dans la section précédente, il s'agit ici d'identifier les solutions permettant d'ajuster en temps réel la fréquence de résonance. Cet ajustement dynamique de la fréquence de résonance ne peut se faire que via un actionneur électromécanique qui vient modifier un des paramètres de la structure résonante. Ci-après nous présentons quelques exemples de systèmes permettant cet ajustement de la fréquence de résonance.

#### V.2.3.1 Ajustement dynamique de la fréquence de résonance par application d'une force électromécanique :

##### *V.2.3.1.1 Par application d'une force électrostatique :*

Nous illustrons le fonctionnement de cette approche par la figure présentée ci-dessous. Il s'agit d'un modèle de structure de récupération d'énergie par principe électrostatique à peignes inter-digités. Une force électrostatique est générée par application d'une tension électrique continue entre deux peignes d'électrodes, dont un est rattaché au support vibrant et l'autre à la masse sismique. Cette force peut s'ajouter ou bien se soustraire directement à la force élastique de la structure, ce qui permet d'ajuster la raideur effective de la structure. Cette méthode est utilisée principalement dans les structures de récupération d'énergie vibratoire de type électrostatique.

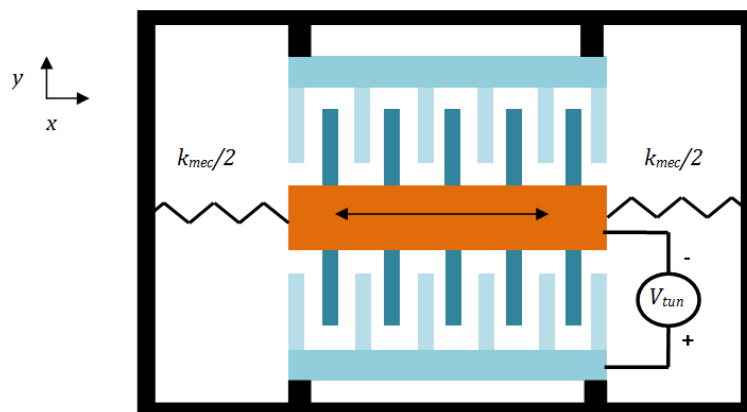


Figure I-31 Schéma d'un récupérateur électrostatique avec système d'ajustement de la fréquence de résonance

L'avantage de cette technique est qu'elle permet d'ajuster de manière bidirectionnelle la fréquence de résonance, tout dépend du sens d'application de la force électrostatique par rapport à la force mécanique (il est toutefois plus difficile de créer une force électrostatique additive que soustractive). Cependant, le taux d'ajustement de la fréquence de résonance est limité par la valeur de la force électrostatique qui peut être générée. Cette force est proportionnelle à la surface des électrodes multipliée par le carré du champ électrique appliqué dont la valeur est limitée par la rigidité diélectrique de l'air. Pour obtenir une variation significative de la fréquence de résonance, il faut une surface d'électrode dédiée à cet ajustement de fréquence au moins du même ordre de grandeur que la surface d'électrode nécessaire pour convertir par principe électrostatique l'énergie mécanique de la structure en énergie électrique. Le Tableau I-8 ci-dessous fait une synthèse des travaux utilisant ce principe :

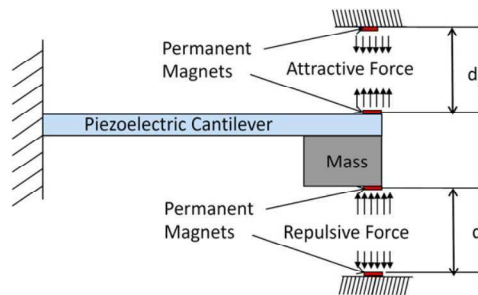
**Tableau I-8 Systèmes à ajustement actif de la fréquence de résonance par action électrostatique**

Auteurs	Références	Fréquence basse	Fréquence haute	Taux de variation (%)
Morgan	[73]	1332.5 Hz (80 V)	1560.2 Hz (0 V)	17
G.Piazza	[74]	7130 Hz (20V)	7190 Hz (0 V)	1
G. De Pascal	[75]	41800Hz (110 V)	47800 Hz (0 V)	4
D.Hohlfeld	[76]	225 Hz (50 V)	255 Hz (0 V)	12

Bien que dans certain cas cette technique semble facile à mettre en œuvre, elle pose des problèmes lorsque la partie récupération d'énergie est couplée avec la partie ajustement de la fréquence de résonance. Comme, nous avons pu le voir en début de ce chapitre, la récupération d'énergie par principe électrostatique nécessite l'application d'une tension continue aux bornes de la capacité variable. Modifier cette tension pour ajuster la fréquence de résonance peut nuire au fonctionnement et aussi à l'efficacité de la conversion mécano-électrique. D'autre part, cette technique n'est envisageable qu'à l'échelle microscopique, ce qui limite son champ d'application. Nous verrons ci-dessous deux autres techniques similaires et applicables à l'échelle macroscopique.

*V.2.3.1.2 Par action électromagnétique*

De la même manière que précédemment, il s'agit d'appliquer une force qui vient s'ajouter ou se soustraire à la force de rappel, mais cette fois-ci par action électromagnétique. Sur la masse sismique. Ce principe d'actionnement est particulièrement adapté à l'échelle macroscopique où les couplages électromécaniques peuvent être élevés. Challa et al., [77] ont proposé d'utiliser cette technique pour un système de récupération d'énergie de type piézoélectrique. La structure étudiée de type poutre encastrée-libre (cantilever), Figure I-32, elle comporte deux aimants permanents placés sur le côté libre de la poutre, et deux autres fixés sur le support en regard de ces premiers aimants, comme représenté sur la figure ci-dessous. Les forces magnétiques d'attraction/répulsion sont appliquées sur la masse sismique rattachée à l'extrémité libre de la poutre. Il a été montré que la fréquence de résonance de la structure est fonction de cette force magnétique. Cette force dépend de la distance séparant la masse des deux aimants fixés sur le support. La fréquence de résonance de la structure peut alors être ajustée en contrôlant cette distance à l'aide d'un actionneur.



**Figure I-32 Système à ajustement actif de la fréquence de résonance par action magnétique**

Le tableau ci-dessous présente une synthèse de quelques travaux réalisés grâce à cette technique:

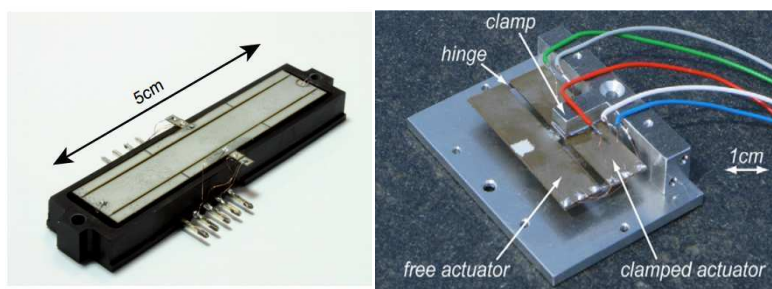
**Tableau I-9 Systèmes à ajustement actif de la fréquence de résonance par action magnétique**

Auteurs	Références	Fréquence basse	Fréquence haute	Taux de variation (%)
V.Challa	[77]	22 (Hz)	32 (Hz)	+/-20 %
N.Ayala	[78]	64 (Hz)	78 (Hz)	22 %
D.Zhu	[79]	68 (Hz)	98 (Hz)	50 %

Nous remarquons que cette technique permet un taux de variation de la fréquence de résonance relativement élevé. Cependant, il faut une quantité d'énergie colossale pour changer la distance entre l'aimant et la masse sismique. Par ailleurs, le fait de mettre des forces magnétiques en opposition au déplacement relatif de la masse sismique limite le déplacement relatif et affecte la puissance de sortie du dispositif.

*V.2.3.1.3 Par action piézoélectrique :*

Il s'agit dans ce cas d'appliquer une force générée par un actionneur piézoélectrique. Le groupe de recherche de l'IMTEK travaille sur cette approche depuis quelques années. La Figure I-33 présente deux structures qu'ils ont développées. Dans les deux cas de figure, la structure est composée de deux parties : une première partie pour la récupération d'énergie composée d'une poutre piézoélectrique encastrée-encastrée fonctionnant en flexion avec une masse sismique placée en son centre, et une seconde partie pour l'ajustement de la fréquence de résonance composée d'une ou deux poutres piézoélectriques. La deuxième partie applique sur la poutre du récupérateur d'énergie une force de compression, cette action mécanique a comme effet de réduire la raideur mécanique de la partie du système résonant. Ainsi, par le contrôle de l'effort généré, donc de la tension appliquée sur l'actionneur piézoélectrique, on peut contrôler la raideur effective de la structure de récupération d'énergie et donc sa fréquence de résonance.



**Figure I-33 Systèmes à ajustement actif de la fréquence de résonance par action piézoélectrique [81]**

Ci-dessous les principaux résultats obtenus selon ce principe :

**Tableau I-10 Systèmes à ajustement actif de la fréquence de résonance par action piézoélectrique**

Auteurs	Références	Fréquence basse	Fréquence haute	taux de variation (%)
C.Peters	[80]	90 Hz	65 Hz	30 %
Eichhorn	[81]	150 Hz	190 Hz	25 %

Le système développé par Eichhorn [81], représente la première solution tout autonome qui permet de faire l'ajustement de la fréquence de résonance, incluant la consommation de l'électronique de contrôle et la consommation de l'actionneur. Il s'agit d'une première mondiale, tous principes confondus. L'électronique qui permet de faire l'ajustement de la fréquence de résonance ne consomme que 10% de l'énergie générée par le piézoélectrique du récupérateur d'énergie. Cependant, la fréquence de régulation de la fréquence de résonance est très faible, un seul ajustement de la fréquence de résonance toutes les 22 secondes. Cette fréquence de régulation est largement suffisante pour compenser des effets de vieillissement ou de température, mais est un peu limitée pour suivre des vibrations dont la fréquence change relativement rapidement (moteur d'une voiture dont le régime peut changer du tout au tout en quelques secondes).

### V.2.3.2 Ajustement de la fréquence de résonance par adaptation de la charge électrique (action dans le domaine électrique) :

Une autre technique utilisée pour faire l'ajustement de la fréquence de résonance consiste à modifier l'impédance vue par le générateur afin d'obtenir la fréquence de résonance souhaitée. Cette technique est simple à mettre en œuvre à partir du moment où le couplage électromécanique du convertisseur est très fort, il suffit alors d'ajuster la valeur de la charge électrique pour changer la fréquence de résonance du système. Par contre, dans le cas d'une recherche de maximisation de l'énergie récupérée, il faut en même temps s'assurer que la valeur de l'amortissement électrique (partie de l'énergie mécanique transférée à la sortie) soit optimale (cf. modèle général d'un récupérateur d'énergie vibratoire en début de ce chapitre). Pour pouvoir gérer à la fois la fréquence de résonance et l'amortissement électrique, la charge est composée d'une composante réelle (résistance ou circuit d'extraction de l'énergie électrique) qui permet d'ajuster l'amortissement électrique et d'une composante imaginaire (capacité, inductance) qui complète la composante réelle pour ajuster la fréquence de résonance. Il faut donc ajuster en temps réel l'énergie transférée à la charge utile avec le bon niveau de tension (partie réelle) et la valeur de la capacité et/ou de l'inductance connectée au générateur (partie imaginaire). La Figure I-34 présente un exemple exploitant cette technique pour un générateur de type électromagnétique. Le générateur est couplé avec une charge variable qui permet d'ajuster la contre réaction en courant circulant dans la bobine et donc la rigidité effective du générateur.

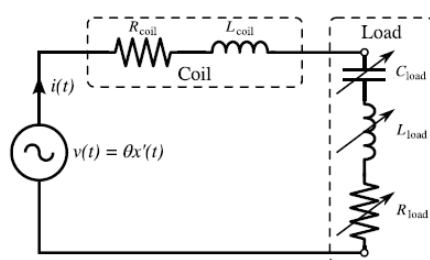


Figure I-34 Schéma d'un système à ajustement actif de la fréquence de résonance par adaptation de la charge électrique

Le tableau ci-dessous fait une synthèse des principaux travaux exploitant ce principe :

Auteurs	Références	Fréquence basse	Fréquence haute	Accélération m/s <sup>2</sup>
A.Cammarano	[82]	57.4 Hz	66.5 Hz	16 %
D.Charnegie	[83]	330 Hz	324 Hz	2 %

Après avoir fait le tour des différentes solutions développées pour élargir la réponse fréquentielle des récupérateurs d'énergie vibratoire, nous allons maintenant procéder à une étude comparative des différentes approches.

## VI Etude comparative des différents systèmes de récupération d'énergie vibratoire à large bande fréquentielle de fonctionnement :

Le tableau ci-dessous fait un récapitulatif des différentes solutions vues précédemment et indique les points positifs et négatifs de chacune d'elles.

Tableau I-11 Comparaison entre les différentes solutions pour un fonctionnement large bande

		Bande passante	Puissance volumique dans l'état de l'art	Puissance volumique en perspective	L'auto adaptation de la fréquence de résonance
Vibrations large bande	Systèmes à fort amortissement électrique	😊	😞	😞	😞
	Systèmes multi-modes	😊	😞	😞	😊
	Systèmes non résonants	😊	😞	😞	😊
Vibration à une seule fréquence (fixe ou variable)	Ajustement passif de la fréquence de résonance	😊	😞	😞	😞
	Ajustement actif de la fréquence de résonance	😞	😞	😊	😊

Il ressort de ce tableau que chaque technique présente des points positifs et des points négatifs. Il est donc important de trouver un compromis, le choix d'une technique ou d'une autre repose essentiellement sur le type de vibration mécanique à récupérer. Nous constatons d'après ce tableau que la solution la plus adaptée à notre besoin est l'ajustement actif de la fréquence de résonance, offrant la possibilité de faire un ajustement en temps réel de la fréquence de résonance sans compromettre l'amplification due à la résonance. Toutefois, il reste encore des défis à relever notamment en termes de bande passante et d'énergie nécessaire à l'ajustement de la fréquence de résonance. En effet, la majorité des systèmes et solutions développés jusqu'ici pour ajuster en temps réel la fréquence de résonance présentent un bilan énergétique négatif : l'énergie nécessaire à l'ajustement de la fréquence de résonance est beaucoup plus importante que celle produite par le générateur (à l'exception du système piézoélectrique développé par l'IMTEK).

Nous présentons ci-après les démarches que nous avons entreprises pour répondre à cette problématique au cours de cette thèse.

### VI.1.1 Positionnement de la thèse et démarches entreprises :

Un constat évident peut être fait après cette introduction sur les systèmes de récupération de l'énergie vibratoire : pour extraire une énergie significative de la source de vibration, il faut utiliser un système résonant dont la fréquence de résonance est précisément ajustée à la fréquence principale de la source de vibration. Or, il est presque impossible de maintenir, sur une très longue durée et en toutes circonstances, un fonctionnement à la résonance sans prévoir un moyen de correction. Cependant, la majorité des solutions développées pour faire cette correction ne sont pas encore matures, que ce soit en termes de bilan énergétique, de largeur de bande passante, de possibilité de faire un ajustement en temps réel de la fréquence de résonance, ou encore en termes de vitesse de régulation. L'ajustement automatique de la fréquence de résonance des systèmes de récupération d'énergie vibratoire est un sujet relativement récent où il y a encore de nombreuses voies à explorer.

Notre objectif dans cette thèse est d'apporter des solutions nouvelles à la problématique exposée dans ce manuscrit. Nous avons fait le choix d'un principe de transduction et d'une méthode d'ajustement de la fréquence de résonance, qui sont exposés ci-après :

### ✓ Choix d'un principe de transduction :

Nous recherchons dans un premier temps à développer un récupérateur d'énergie macroscopique afin que l'énergie consommée pour ajuster la fréquence de résonance soit négligeable par rapport à l'énergie générée par le générateur, même si on vise à terme à réduire les dimensions du dispositif. Comme le principe de conversion piézoélectrique fonctionne aussi bien en petites qu'en grandes dimensions, nous avons retenu ce principe pour notre étude.

### ✓ Choix de la méthode pour l'ajustement de la fréquence de résonance :

Après avoir fait un état de l'art et constaté qu'il n'y avait encore que très peu de propositions dans le domaine de **l'ajustement automatique** de la fréquence de résonance, nous avons décidé de concentrer nos efforts sur cette voie qui nous paraît prometteuse pour rendre les récupérateurs d'énergie vibratoire moins dépendants de l'application. Nous avons développé dans cette optique trois approches représentées sur le diagramme ci-dessous qui synthétise la démarche adoptée pour chacune d'elle. Après avoir identifié les solutions, nous avons commencé par une première étude théorique des techniques, ceci nous a permis de dimensionner les premiers prototypes permettant de valider expérimentalement via des preuves de concept chacune de nos solutions. L'étude expérimentale des différents concepts a permis de mieux approfondir notre compréhension des phénomènes physiques mis en jeu. Elle nous a permis également d'identifier d'autres critères d'optimisation pour améliorer leur fonctionnement. A l'issue de cette étude d'optimisation nous avons développé de nouvelles structures plus performantes en termes de taux de variation de la fréquence de résonance.

Après la validation expérimentale de la partie mécanique et du système d'ajustement de la fréquence de résonance, nous sommes passés à la conception d'une électronique basse consommation permettant un ajustement automatique de la fréquence de résonance pour chacune des solutions. Cette électronique permet non seulement un ajustement automatique de la fréquence de résonance mais dans le même temps assure un transfert optimal d'énergie électrique vers la sortie. Ce transfert optimal permet de maintenir, en temps réel, un amortissement électrique proche de l'amortissement mécanique et ainsi d'extraire le maximum d'énergie possible de la source de vibration.



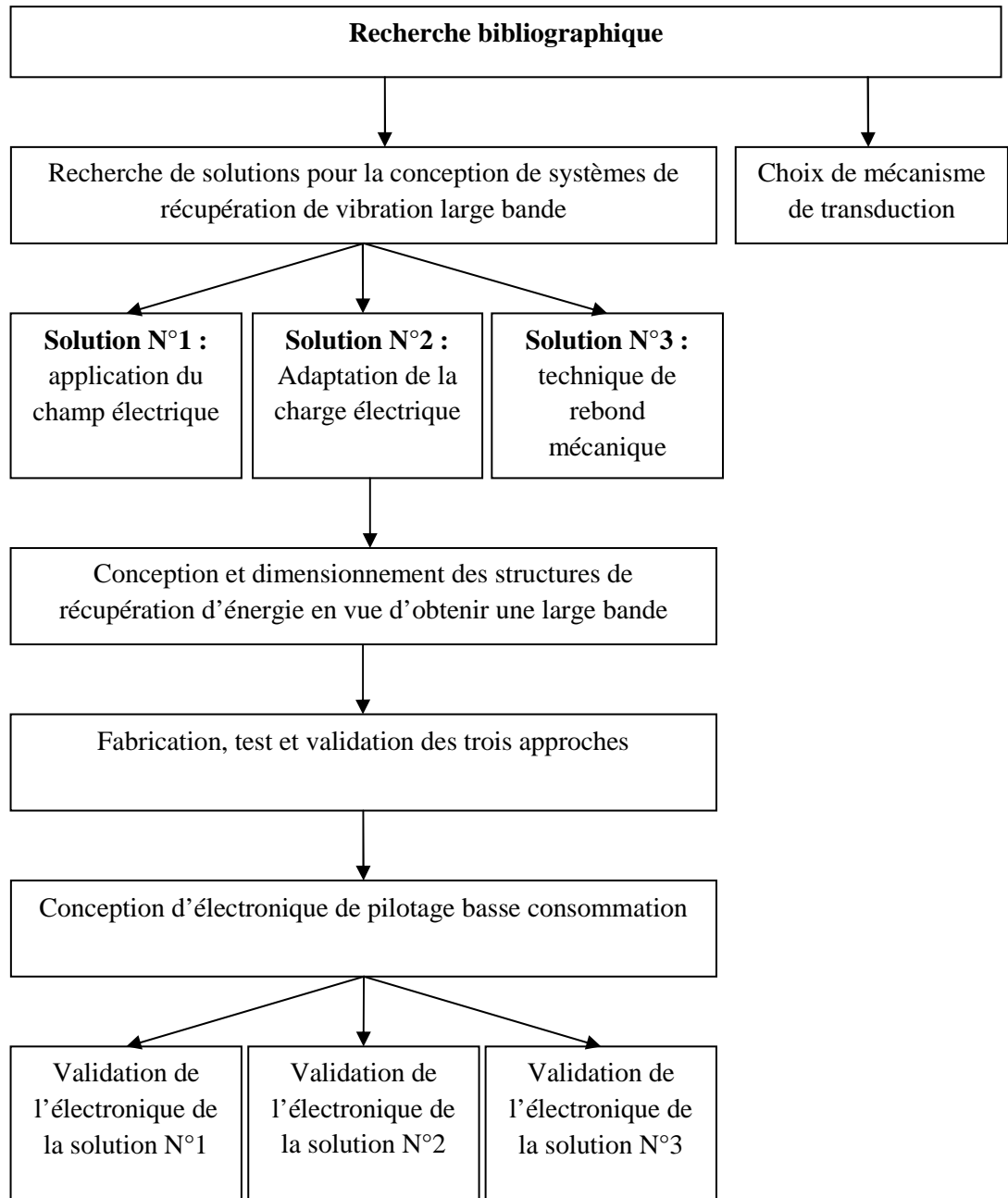


Figure I-35 Diagramme des démarches entreprises dans le travail de thèse

## VII Références :

- [1] K-A. Chennault, "Powering MEMS portable devices—a review of non-regenerative and regenerative power supply systems with special emphasis on piezoelectric energy harvesting systems", *Smart Mater. Struct.* 2008.
- [2] C.B. Williams, R.B. Yates, "Analysis of a micro-electric generator for Microsystems", *Sens. Actuators A: Phys* 52, 8-11, 1996
- [6] G. Despesse, "Étude des phénomènes physiques utilisables pour alimenter en énergie électrique des micro-systèmes communicants", mémoire de thèse, Institut National Polytechnique de Grenoble, 2005.
- [7] S. Roundy, "Energy Scavenging for Wireless Sensor Nodes with a Focus on Vibration to Electricity Conversion," Thesis, University of California, Berkeley, 2003
- [8] R. Tashiro, N. Kabei, K. Katayama, E. Tsuboi, K. Tsuchiya, "Development of an electrostatic generator for a cardiac pacemaker that harnesses the ventricular wall motion," *Journal of Artificial Organs*, vol. 5, pp.239-245, 2002
- [9] P. Mitcheson, T.C. Green, E. M. Yeatman, A. S. Holmes, "Architectures for vibration-driven micropower generators", *J. of Microelect. Systems* vol.13, pp.429-440, 2004
- [10] B. Chih-Hsun Yen, "Vibration-to-electric conversion using a mechanically-varied capacitor", Master of Science thesis document, MIT, 2005
- [11] P. Basset, D. Galayko, A. Paracha, F. Marty, A. Dudka, T. Bourouina, "A batch-fabricated and electret-free silicon electrostatic vibration energy harvester", *Journal of Micromechanics and Microengineering*, vol. 19, 115025, 2009.
- [12] S. Boisseau, "Récupération d'énergie vibratoire à électrets", mémoire de thèse, Université de Grenoble, 2011
- [13] C.B. Williams, C. Shearwood, M.A. Harradine, P.H. Mellor, T.S. Birchard R.B. Yates, "Development of an electromagnetic micro-generator", *Proc. IEEE Circuits Devices Syst*, 2001
- [14] R. Amirtharajah and A.P. Chandrakasan, "Self-powered signal processing using vibration-based power generation", *IEEE J. Solid-State Circuits*, 1998
- [15] M. El-Hami, P. Glynne-Jones, E. James, S.P. Beeby, N. White, M.A. Brown, J. Ross and M. Hill, "Design and fabrication of a new vibration-based electromechanical power generator", *Proc Eurosensors*, 2000
- [16] M. Mizuno and D. Chetwynd, "Investigation of a resonance microgenerator", *J. Micromech. Microeng.* 2003
- [17] P. Glynne-Jones, M.J. Tudor, S.P. Beeby and N.M. White, "An electromagnetic, vibration-powered generator for intelligent sensor systems", *Sensors Actuators A*, 2004
- [18] [www.perpetuum.co.uk](http://www.perpetuum.co.uk)
- [19] H. Kulah and K. Najafi, "An electromagnetic micro power generator for low-frequency environmental vibrations", in *Proc MEMS 2004*
- [20] W.S. Huang, K.E. Tzeng, M.C. Cheng and R.S. Huang, "Design and fabrication of a vibrational micro-generator for wearable MEMS", in *Proc. Eurosensors XVII*, 2003
- [21] A. Perez-Rodriguez, C. Serre, N. Fondevilla, C. Cereceda, J.R. Morante, J. Esteve and J. Montserrat, "Design of electromagnetic inertial generators for energy scavenging applications", in *Proc. Eurosensors XIX*, 2005

- [22] S.P. Beeby, M.J. Tudor, E. Koukharenko, N.M. White, T. O'Donnell, C. Saha, S. Kulkarni and S. Roy, "Micromachined silicon generator for harvesting power from vibration", in Proc. Transducers, 2005
- [23] W.J. Li, Z. Wen, P.K. Wong, G.M.H. Chan and P.H. Leong, "A micromachined vibration induced power generator for low power sensors of robotic systems", World Automation Congress: 8<sup>th</sup> Int. Symp. on Robotics with Applications, 2000
- [24] N.N.H. Ching, Y.H. Wong, W.J. Li, P.H. Leong and Z. Wen, "A laser-micromachined vibrational to electrical power transducer for wireless sensing systems ", Sensors Actuators A 97–98 685–90, 2002
- [25] S. Scherrer, D.G. Plumlee and A.J. Moll, "Energy scavenging device in LTCC materials", in Proc IEEE Workshop on Microelectronics and Electron Devices, 2005
- [26] S.P. Beeby, R.N. Torah, M.J. Tudor, P. Glynne-Jones, T. O'Donnell, C.R. Saha and S. Roy, "A micro electromagnetic generator for vibration energy harvesting", J. Micromech. Microeng. 17, 2007
- [27] D.A. Wangn, K.H. Chang, "Electromagnetic energy harvesting from flow induced vibration", Microelectronics Journal 41, 356–364, 2010.
- [28] Y. Jeon, R. Sood, J. h. Jeong, and S.-G. Kim, "MEMS power generator with transverse mode thin film PZT", Sensors and Actuators A: Physical, vol. 122, no. 1, pp. 16 – 22, 2005.
- [29] J. Kymissis, C. Kendall, J. Paradiso and N. Gershenfeld, "Parasitic power harvesting in shoes", in Proc. 2nd IEEE Int. Conf. Wearable Computing (California) pp 132–9
- [30] S.N. Shenck and J.A. Paradiso, "Energy scavenging with shoe-mounted piezoelectrics", IEEE Micro, 2001
- [31] M.J. Ramsay and W. Clark, "Piezoelectric energy harvesting for bio MEMS applications", Proc. SPIE, 2001
- [32] P. Glynne-Jones, S.P. Beeby and N.M. White, "Towards a piezoelectric vibration powered microgenerator", IEEE Proc.—Sci. Meas. Technol, 2001
- [33] S. Roundy, P.K. Wright and J. Rabaye, "A study of low level vibrations as a power source for wireless sensor nodes", Comput. Commun, 2003
- [34] H.A. Sodano, G. Park and D.J. Inman, "Estimation of electric charge output for piezoelectric energy harvesting", Strain Journal, 2004
- [35] R. Duggirala, H. Li, A.M. Pappu, Z. Fu, A. Aspel, "Radioisotope micropower generator for CMOS self-powered sensor Microsystems", in Proc. PowerMEMS, 2004
- [36] A. Bayrashev, W.P. Robbins and B. Ziaie, "Low frequency wireless powering of microsystems using piezoelectric-magnetostrictive laminate composites", Sensors & Actuators A, 2004
- [37] M. Marzencki, S. Basrou, B. Charlot, A. Grasso, M. Colin and L. Valbin, "Design and fabrication of piezoelectric micro power generators for autonomous Microsystems", in Proc. Symp. on Design, Test, Integration and Packaging of MEMS/MOEMS DTIP05, 2005
- [38] Y.B. Jeon, R. Sood, J. Jeong and S.G. Kim, "MEMS power generator with transverse mode thin film PZT", Sensors & Actuators A, 2005
- [3] E.A. Ethem, L. Rebecca, K. Najafi, "A Self-Supplied Inertial Piezoelectric Energy Harvester with Power-Management IC", in Proc IEEE Solid State Circuits Conference, 2011
- [40] R. Elfrink, "First Autonomous Wireless Sensor Node Powered by a Vacuum-Packaged Piezoelectric MEMS Energy Harvester", in Proc IEEE International Electron Devices Meeting, pp. 543-546, 2009

- [41] Y.K. Ramadass and A.P. Chandrakasan, “An Efficient Piezoelectric Energy Harvesting Interface Circuit Using a Bias-Flip Rectifier and Shared Inductor”, *ISSCC Dig. Tech. Papers*, pp. 296-297, Feb. 2009
- [42] D. Kwon and G.A. Rincon-Mora, “A Single-Inductor AC-DC Piezoelectric Energy-Harvester/Battery-Charger IC Converting  $\pm(0.35$  to  $1.2V)$  to  $(2.7$  to  $4.5V)$ ”, *ISSCC Dig. Tech. Papers*, pp. 494-496, Feb. 2010
- [43] E.E. Aktakka, R.L. Peterson and K. Najafi, “A CMOS Compatible Piezoelectric Vibration Energy Scavenger Based on the Integration of Bulk PZT Films on Silicon”, in *Proc IEEE International Electron Devices Meeting*, Dec. 2010
- [44] M. Lallart, P-J. Cottinet, D. Guyomar, L. Lebrun, “Electrostrictive polymers for mechanical energy harvesting”, *WILEY Online Library*, 2012
- [45] T. Lafont, J. Delamare, G-A. Lebedev, D-I. Zakharov, B. Viala, O. Cugat, O. Geoffroy, N. Galopin, L. Garbuio, “Magnetostrictive-Piezoelectric Composite Structure For Energy Harvesting”, *Proc PowerMEMS*, 2011
- [46] M. Wischke, G. Biancuzzi, G. Fehrenbach, Y. Abbas, P. Woias, “Vibration harvesting in railway tunnels”, in *Proc. Of PowerMEMS*, 2010.
- [47] G. Despesse, J.J. Chaillout, T. Jager, J-M. Léger, A. Vassilev, S. Basrou and B. Charlot., “High damping electrostatic system for vibration energy scavenging”, in: *Proc. SoC-EUSAI*, 2005, 283-286.
- [48] B. Yang, C. Lee, “Non-resonant electromagnetic wideband energy harvesting mechanism for low frequency vibrations”, *Microsyst Technol*, Vol 16, 961-966, 2010.
- [49] D. Spreemann, Y. Manoli, B. Folmer, D. Mintenbeck, “Non Resonantt Vibration Conversion”, *J. Micromech. Microeng*, Vol 16, 169-173, 2006.
- [50] S. Shahruz, “Design of mechanical band-pass filters for energy scavenging”, *J. Sound. Vib.* 292 (May) (2006) 987–998.
- [51] M. Ferrari, V. Ferrari, M. Guizzetti, D. Marioli, A. Taroni, “Piezoelectric multifrequency energy converter for power harvesting in autonomous microsystems”, *Sens & Actuators*, Vol: 142, 329-335, 2008.
- [52] J. Liu, H. Fanga, Z. Xua-Bin, X. Mao, X. Shen, D. Chena, H. Liao, B. Cai, “A MEMS-based piezoelectric power generator array for vibration energy harvesting”, *Microelectronics Journal* 39, 802–806, 2008
- [53] C.L. Zhang, W.Q. Chen, “A wideband magnetic energy harvester”, *Applied Physics Letters*, 123507, 2010
- [54] H. Xue, Y. Hu, Q. Wang, “Broadband Piezoelectric Energy Harvesting Devices Using Multiple Bimorphs with Different Operating Frequencies”, *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control*, vol. 55, no. 9, September 2008
- [55] S. Roundy, E. S. Leland, J. Baker, E. Carleton, E. Reilly, E. Lai, B. Otis, J. M. Rabaey, V. Sundararajan and P. K. Wright, “Improving power output for vibration-based energy scavengers”, *Pervasive. Comput.* 4, 28–36, 2005
- [56] W. Zhou, G-R. Penamalli, L. Zuo, “An Efeicient energy harvester with a multi-mode dynamic magnifier”, *Smart Mater.* 21, 2012
- [57] Q. Ou, X. Chen, S. Gutschmidt, A. Wood and N. Leigh, “A Two-mass Cantilever Beam Model for Vibration Energy Harvesting Applications”, 6th annual IEEE Conference on Automation Science and Engineering, 2010
- [58] S. Leland, P-K. Wright, “Resonance tuning of piezoelectric vibration energy scavenging generators using compressive axial preload”, *Smart Mater. Struct.* 15, 1413–1420, 2006

- [59] Wu X, Lin J, Kato S, Zhang K, Ren T and Liu L, "A frequency adjustable vibration energy harvester", *Proc. PowerMEMS 2008*.
- [60] S-M. Jung, K-S. Yun, "Energy-harvesting device with mechanical frequency-up conversion mechanism for increased power efficiency and wideband operation", *Appl. Phys. Lett*, 96, 2011
- [61] H. Kulah, K. Najafi, "Energy Scavenging From Low Frequency Vibrations by Using Frequency Up-Conversion for Wireless Sensor Applications", *IEEE Sensors Journal*, Vol 8, N°3, 2008
- [62] D-G. Lee, G-P. Carman, D. Murphy, C. Schulenburg, "Novel Micro Vibration Energy Harvesting Device Using Frequency Up Conversion", *Proc Transducers & Eurosensors*, 2007
- [63] T. Galchev, E. Aktakka, K. Hanseup, K. Najafi, "A Piezoelectric Frequency Increased Power Generator for Scavenging Low-Frequency Ambient Vibration", *Proc, MEMS 2010*
- [64] J. Rastegar, C. Pereira, H. Nguyen, "Piezoelectric-based Power Sources for Harvesting Energy from Platforms with Low frequency Vibration", *Proc. SPIE*, 2006
- [65] R. Murray, J. Rastegar, "Novel Two-stage Piezoelectric- Based Ocean Wave Energy Harvesters for Moored or Unmoored Buoys", *Proc. SPIE*, 2009
- [66] M. Marzencki, M. Defosseux and S. Basrour, "MEMS Vibration Energy Harvesting Devices with Passive Resonance Frequency Adaptation Capability", *J. Microelectromech syst.* 18 (6), 2009
- [67] R. Ramlan, M-J. Brennan, B-R. Mace, I. Kovacic, "Potential Benefits of a Non-linear Stiffness in an Energy Harvesting Device", *Nonlinear Dyn*, Vol 59, N°4, 2010
- [68] B-P. Mann, N-D. Sims, "Energy Harvesting from the Nonlinear Oscillations of Magnetic Levitation", *J. Sound Vib.* 2009
- [69] S-C. Stanton, C-C. McGehee, B-P. Mann, "Reversible Hysteresis for Broadband Magnetopiezoelectric Energy Harvesting", *Appl. Phys. Lett.*, 95, 2009
- [70] J. Moehlis, B-E. DeMartini, J-L. Rogers, K-L. ?, "Turner, Exploiting Nonlinearity to Provide Broadband Energy Harvesting", In: *Proceedings of ASME Dynamic Systems and Control Conference*, 2009
- [71] A. Erturk, J. Hoffmann, D-J. Inman, "A Piezomagnetoelastic Structure for Broadband Vibration Energy Harvesting", *Appl. Phys. Lett.*, 2009
- [72] S.M. Soliman, M. Abdel-Rahman, E. El-Saadany and R, R. Mansour, "A Design Procedure for Wideband Micropower Generators", *Journal of Microelectromechanical*, vol. 18, No. 6, December, 2009
- [73] B. Morgan, R. Ghodssi, "Vertically-Shaped Tunable MEMS Resonators", *J. Microelectromech. Syst.* 17 (1) (2008) 85-92
- [74] P. Gianluca, R. Abdolvand, G.K. Ho, F. Ayazi, "Voltage-tunable piezoelectrically-actuated single-crystal silicon micromechanical resonators", *Sensors and Actuators A* 111 (2004) 71-78
- [75] G. Depascal, E. Brusca, A. Soma, "Capacitive Vibration Energy Harvesting with Resonance Tuning", in *Proc DTIP of MEMS and MOMS*, April 2009
- [76] D. Hohlfeld, S. Matova, R. VanSchaijk, "System-level Modeling and Simulation of a frequency tunable Electrostatic Energy Harvesting", in *Proc 10<sup>th</sup> Int. Conf. on Thermal, Mechanical and Multiphysics Simulation and Experiments in Micro-Electronics and Micro-Systems*, EuroSimE 2009
- [77] V-R. Chella, M G, Prasad, Y. Shi and F.T Fisher, "A vibration energy harvesting device with bidirectional resonance frequency tunability", *Smart. Mater. Struct.* 17, 2008

- [78] N. Ayala, D. Zhu, J. Tudor, and Steve P. Beeby, "Autonomous Tunable Energy Harvester", PowerMEMS. Conf. 2009
- [79] D. Zhu, S. Roberts, J. Tudor, S.P. Beeby, "Design and experimental characterization of a tunable vibration-based electromagnetic micro-generator", Sensors and Actuators A 158 (2010) 284–293
- [80] C. Peters, D. Maurath, Wolfram Schock, F. Mezger and Y. Manoli, "A closed-loop wide-range tunable mechanical resonator for energy harvesting systems", J. Micromech. Microeng. 2009
- [81] C. Eichhorn, R. Tchagsim, N. Wihelm, P. Woias, "Smart Self sufficient frequency tunable vibration energy harvester", Journal of Micromechanics and Microengineering, Vol 21, N°10, 2011
- [82] A. Cammarano, S. G. Burrow, D.A. WBarton, A. Carrella and L.R. Clarella, "Tuning a resonant energy harvester using a generalized electrical load", Smart Mater. Struct. 2010
- [83] D. Chagnegie "Frequency tuning concept for piezoelectric cantilever beams and plates for energy harvesting", rapport de these, University of Pittsburgh, 2005

# Chapitre II : Etude théorique d'un générateur piézoélectrique

I Introduction.....	58
II Théorie de la piézoélectricité :.....	58
II.1 Quelques définitions :.....	58
II.2 Mise en équation de la piézoélectricité :.....	62
III Etude théorique d'un générateur piézoélectrique de type cantilever :.....	63
III.1 Présentation de la structure de récupération d'énergie vibratoire de type cantilever :.....	63
III.2 Principe de dimensionnement d'un générateur piézoélectrique :.....	66
III.3 Choix des matériaux :.....	67
III.4 Analyse statique du comportement d'une structure de type cantilever :.....	69
IV Etude d'une structure mécanique optimisée :.....	83
IV.1 Etude du comportement électromécanique du générateur à version améliorée :.....	86
IV.2 Etude du taux de variation de la fréquence de résonance pour une structure améliorée :.....	87
V Etude du comportement d'un générateur piézoélectrique en régime dynamique :.....	88
VI Conclusions et bilan du chapitre :.....	97
VII Référence :.....	98

*Ce chapitre présente une étude détaillée de la conversion mécano-électrique par transduction piézoélectrique. Le but principal de ce chapitre est d'établir les critères d'optimisation de la structure pour maximiser la variation de la fréquence de résonance par action dans le domaine électrique*

## I Introduction

Ce chapitre fait dans un premier temps un rappel de la théorie de la piézoélectricité en présentant les équations constitutives, les différents modes de couplages ainsi que les critères de choix des matériaux piézoélectriques.

Dans un second temps, il présente une étude purement mécanique d'une structure de type cantilever en bilame piézoélectrique. Etant donné que nous cherchons à faire de l'ajustement actif de la fréquence de résonance pour répondre à la problématique de la thèse, il est impératif, d'une part, de trouver des solutions basses consommation, donc des solutions qui agissent dans le domaine électrique. Et d'autre part, d'obtenir un meilleur taux de variation de la fréquence de résonance par action dans le domaine électrique. Pour satisfaire ce dernier critère, il faut disposer d'un convertisseur à fort couplage électromécanique effectif, d'où le but de ce chapitre qui consiste à maximiser au mieux le taux de variation de la fréquence de résonance en optimisant le couplage électromécanique effectif. Au cours de cette étude, est déduit l'effet des paramètres géométriques sur le couplage effectif et le taux de variation de la fréquence de résonance. Cette étude est suivie d'une analyse approfondie à l'issue de laquelle une nouvelle géométrie est proposée et qui permet d'optimiser le couplage électromécanique et le taux de variation de la fréquence de résonance. Ensuite, un comparatif entre la structure améliorée et la structure classique est présenté en termes de couplage électromécanique effectif et de taux de variation de la fréquence de résonance par action dans le domaine électrique.

Enfin, un modèle simplifié du comportement de la structure en régime dynamique est présenté. Le but principal dans cette partie est de montrer les démarches à suivre pour maximiser l'énergie électrique extraite en tenant compte de la seconde condition d'optimisation du rendement de la conversion qui consiste à imposer un amortissement électrique égal à l'amortissement mécanique de la structure.

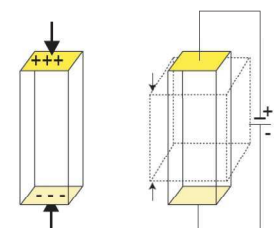
## II Théorie de la piézoélectricité :

Dans le but de mieux comprendre la transduction piézoélectrique, et pour distinguer les limites associées, nous présentons dans cette partie les notions générales de la piézoélectricité et du couplage électromécanique associé. Nous commençons ainsi par quelques définitions :

### II.1 Quelques définitions :

#### II.1.1 La piézoélectricité :

Le mot « piézoélectricité » vient de la contraction des mots grecs ; *piezein* (pression) et *elektron*. La piézoélectricité est la capacité de certains matériaux (cristaux, céramiques, polymères ou composites) de pouvoir transformer une énergie mécanique en une énergie électrique (et vice-versa). La piézoélectricité a été observée qualitativement pour la première fois par René Just Haüy en 1817, mais on en attribue la découverte à Pierre et Jacques Curie qui ont été les premiers à en faire l'étude en 1880. On distingue deux effets de la piézoélectricité : l'effet direct et l'effet inverse, Figure II-1. L'effet direct est le phénomène d'apparition de charges



**Figure II-1 Principe de la piézoélectricité (direct et inverse)**



électriques lorsque l'on soumet un matériau à une contrainte mécanique. Tandis que l'effet inverse correspond à l'apparition d'une déformation mécanique du matériau lorsque l'on applique un champ électrique.

On trouve cet effet piézoélectrique dans certains cristaux. Il naît du décalage des barycentres des charges positives et négatives de la maille cristalline provoqué par la déformation mécanique de cette maille (cf. Figure II-2.). De ce fait, la propriété piézoélectrique est fortement liée à la symétrie de la maille sachant qu'une maille "centrosymétrique" (i.e qui possède un centre de symétrie) ne peut donner lieu à un cristal piézoélectrique.

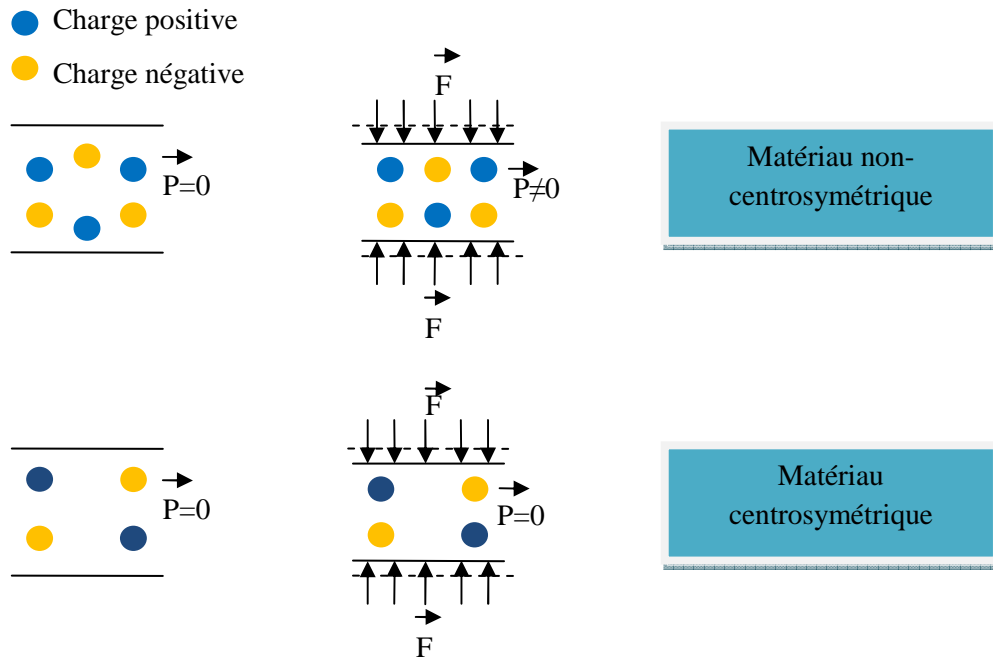


Figure II-2 Illustration à l'échelle microscopique du phénomène de la piézoélectricité ( $P$  : polarisation)

### II.1.2 La ferroélectricité :

Un monocristal est composé de plusieurs mailles élémentaires. Lorsqu'il est refroidi en dessous de la température de Curie, ces mailles élémentaires ne se polarisent pas toutes spontanément dans la même direction. Les régions ayant la même direction de polarisation sont qualifiées de domaines. Il en résulte que le monocristal ne présente pas de polarisation macroscopique. Par contre, l'application d'un champ électrique au-dessus d'une valeur appelée champ coercitif conduit au changement de direction de la polarisation individuelle de chaque maille élémentaire qui a tendance à s'aligner avec la direction du champ électrique. Le matériau présente alors une polarisation et une déformation rémanentes macroscopiques, c'est la réorientation ferroélectrique. Une fois le matériau polarisé, celui-ci est piézoélectrique.

### II.1.3 Le cycle d'hystérésis

L'état de polarisation d'un matériau piézoélectrique est hystérétique. C'est-à-dire qu'on peut le caractériser par un cycle d'hystérésis  $P = f(E)$  tel qu'il est montré sur la Figure II-3, avec  $E$  : le champ électrique de polarisation. La polarisation est saturée à  $\pm P_s$  pour des valeurs de champ importantes

(supérieures au champ coercitif  $E_c$ ) et la polarisation rémanente  $P_r$  correspond à la polarisation restante après disparition du champ.

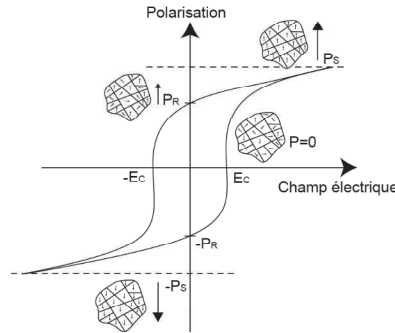


Figure II-3 L'effet d'hystérésis dans un matériau piézoélectrique

### II.1.4 Le couplage électromécanique intrinsèque des matériaux piézoélectriques

Le couplage électromécanique intrinsèque d'un matériau piézoélectrique représente son efficacité à convertir une énergie mécanique en une énergie électrique et vice versa. Le couplage intrinsèque dépend de la qualité du matériau, qui est fortement liée à l'orientation du réseau cristallin. Il dépend aussi du mode de couplage électromécanique. Nous verrons ci-dessous les différents modes de couplages qui existent. Le coefficient de couplage est souvent mesuré en pourcentage, il est souvent plus intéressant d'utiliser sa valeur au carré, liée au rapport des énergies transférée et fournie. Nous distinguons deux expressions du coefficient de couplage électromécanique selon le mode de fonctionnement (actionneur ou générateur), ci-dessous les expressions respectives du coefficient de couplage électromécanique pour chaque mode de fonctionnement.

<u>En mode actionneur :</u>	<u>En mode générateur :</u>
$k^2 = \frac{W_{meca}}{W_{elec}}$ <p style="text-align: right;"><b>(II-1)</b></p>	$k^2 = \frac{W_{elec}}{W_{meca}}$ <p style="text-align: right;"><b>(II-2)</b></p>

Avec

$W_{meca}$  : l'énergie mécanique emmagasinée dans le matériau piézoélectrique dans le cas générateur ou fournie au matériau dans le cas actionneur.

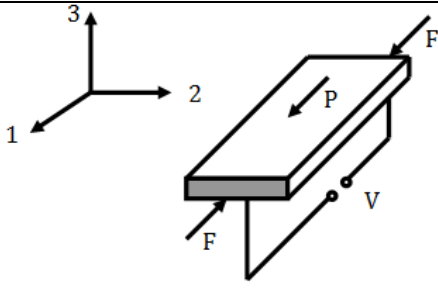
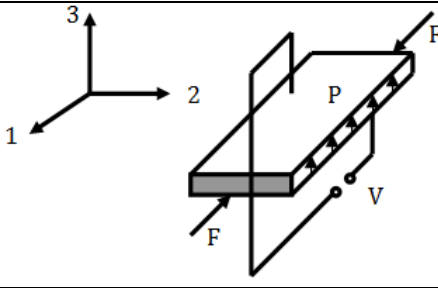
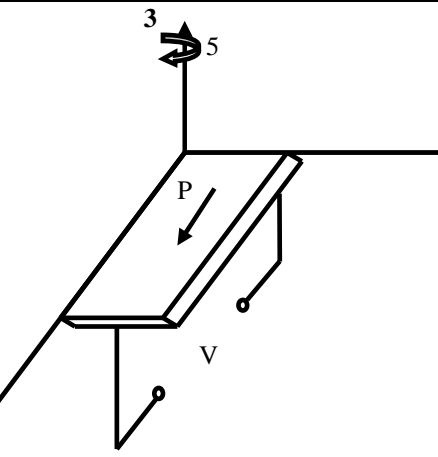
$W_{elec}$  : l'énergie électrique fournie dans le cas du fonctionnement en mode générateur ou reçue par le matériau piézoélectrique dans le cas actionneur.

Ces expressions représentent le coefficient de couplage électromécanique intrinsèque. Cependant, dans le cas réel, le matériau piézoélectrique est souvent connecté mécaniquement à d'autres matériaux (électrodes, support) qui sont passifs. De ce fait, nous parlons plutôt de **coefficient de couplage effectif** de l'actionneur (ou du générateur) qui est le rapport entre l'énergie fournie et l'énergie reçue par le système en entier. Ce coefficient de couplage effectif est bien entendu inférieur au couplage intrinsèque car il y a toujours une partie de l'énergie qui est emmagasinée ou dissipée dans la zone passive.

**II.1.5 Les différents modes de couplage électromécanique :**

Le mode de couplage électromécanique traduit la façon dont les deux domaines (mécanique et électrique) interagissent. Il existe trois principaux modes pour le couplage électromécanique (mode longitudinal, transversal et de cisaillement). Ce qui fait la différence entre les différents modes c'est la direction de l'axe de polarisation du matériau piézoélectrique par rapport à l'axe d'application de la contrainte mécanique dans le matériau piézoélectrique. Le Tableau II-1 illustre ces trois principaux modes de couplage électromécanique avec les coefficients respectifs  $k_{ij}$  où  $i$  correspond à la direction de la contrainte mécanique principale appliquée ( $F$ ) dans le matériau piézoélectrique, et l'indice  $j$  correspond à la direction de l'axe de polarisation ( $P$ ).

**Tableau II-1 Les différents modes du couplage électromécanique :**

<p>Mode longitudinal (mode 33)</p>		$k_{33} = \frac{d_{33}}{\sqrt{\epsilon_{33}^T s_{33}^E}}$
<p>Mode transversal (mode 31)</p>		$k_{31} = \frac{d_{31}}{\sqrt{\epsilon_{33}^T s_{11}^E}}$
<p>Mode de cisaillement (mode 15)</p>		$k_{15} = \frac{d_{15}}{\sqrt{\epsilon_{11}^T s_{55}^E}}$

Chacun de ces modes est adapté à un fonctionnement donné. En récupération de l'énergie vibratoire on privilégie souvent le mode longitudinal et le mode transversal pour plusieurs raisons : facilité de mise en œuvre, adaptabilité avec les vibrations unidirectionnelles, couplage intrinsèque relativement important...etc.

## II.2 Mise en équation de la piézoélectricité :

Le Tableau II-2 ci-dessous présente les quatre formes d'écriture équivalentes du couple d'équations piézoélectriques. Le choix d'utiliser l'une ou l'autre de ces formes dépend du mode de fonctionnement du matériau piézoélectrique (actionneur ou générateur).

Tableau II-2 Différentes formes d'écriture des équations de la piézoélectricité :

Equations d'état	Variables indépendantes	Forme
$\begin{cases} \mathbf{S} = \mathbf{s}^E \mathbf{T} + \mathbf{d}^t \mathbf{E} \\ \mathbf{D} = \boldsymbol{\varepsilon}^T \mathbf{E} + \mathbf{d}^t \mathbf{T} \end{cases}$	T : La contrainte mécanique E : Le champ électrique	Intensive
$\begin{cases} \mathbf{T} = \mathbf{c}^D \mathbf{S} - \mathbf{h}^t \mathbf{D} \\ \mathbf{E} = \boldsymbol{\beta}^S \mathbf{D} - \mathbf{h}^s \mathbf{S} \end{cases}$	S : La déformation mécanique D : Le déplacement électrique	Extensive
$\begin{cases} \mathbf{S} = \mathbf{s}^D \mathbf{T} + \mathbf{g}^t \mathbf{D} \\ \mathbf{E} = \boldsymbol{\beta}^T \mathbf{D} - \mathbf{g}^t \mathbf{T} \end{cases}$	T,D	Mixte
$\begin{cases} \mathbf{T} = \mathbf{c}^E \mathbf{S} - \mathbf{e}^T \mathbf{E} \\ \mathbf{D} = \boldsymbol{\varepsilon}^S \mathbf{E} + \mathbf{e}^s \mathbf{S} \end{cases}$	S,E	Mixte

(<sup>x</sup>) Indique que cette grandeur est déterminée pour  $x$  nul ou constant (ex :  $s^E$  étant la souplesse  $s$  à champ électrique  $E$  nul ou constant).

Les matériaux piézoélectriques sont anisotropes de nature. Les phénomènes décrits par ces équations dépendent des orientations spatiales. Les constantes sont donc des tenseurs qu'il est d'usage d'écrire sous forme matricielle. Le Tableau ci-dessous donne la définition, la nature ainsi que la dimension du tenseur de chaque constante.

Tableau II-3 Définition des différentes constantes :

	Paramètre	Définition	Unité	Dimension
Electrique	$\boldsymbol{\varepsilon}^T$	Permittivité diélectrique	$F.m^{-1}$	3x3
	$\boldsymbol{\beta}$	Perméabilité électrique	$m.F^{-1}$	3x3
Mécanique	$s^E$	Souplesse (compliance)	$m^2.N^{-1}$	6x6
	$c$	Raideur, rigidité élastique	$N.m^{-2}$	6x6
Piézoélectrique	$d$	Constante de charge	$C.V^{-1}$ ou $m.V$	3x6
	$e$	Constante piézoélectrique	$C.m^{-2}$	3x6
	$g$	Constante de tension	$m^2.C^{-1}$	3x6
	$h$	Constante piézoélectrique	$V.m^{-1}$ ou $N.C^{-1}$	3x6

La constante de charge  $d$  traduit la proportionnalité entre la contrainte et l'induction à champ électrique nul ou constant. La constante piézoélectrique  $e$  traduit la proportionnalité entre la déformation et le déplacement électrique à champ électrique nul ou constant.

La constante de tension  $g$  traduit la proportionnalité entre la contrainte mécanique et le champ électrique à déplacement électrique nul ou constant. La constante piézoélectrique  $h$  traduit la proportionnalité entre la déformation et le champ électrique à déplacement électrique nul ou constant.

Puisque les quatre couples d'équations sont équivalents, il est possible d'écrire des relations matricielles entre les différentes constantes piézoélectriques comme indiqué dans le système ci-dessous:

$$\left\{ \begin{array}{l} d = \varepsilon^T . g = e . s^E \\ e = \varepsilon^s . h = d . c^E \\ g = \beta^T . d = h . s^D \\ h = \beta^s . e = g . c^D \end{array} \right.$$

Après avoir donné les principales définitions relatives au phénomène de la piézoélectricité, nous passons maintenant à l'étude mécanique d'un générateur piézoélectrique de type cantilever.

### III Etude théorique d'un générateur piézoélectrique de type cantilever :

Le type de structure le plus répandu pour un récupérateur d'énergie vibratoire piézoélectrique est le cantilever. Ce dernier est composé d'une poutre encastrée libre, cette poutre contient une partie active (la partie piézoélectrique) et une partie passive non couplée (qu'on appelle le substrat).

Dans cette deuxième partie du chapitre et dans un premier temps, nous réalisons une étude mécanique d'une structure de type cantilever. Nous étudions l'effet de chaque paramètre géométrique et nous présentons les principales démarches pour le dimensionnement mécanique d'un tel système de récupération de l'énergie vibratoire. Ensuite, dans un second temps, nous tenons compte de l'effet piézoélectrique et nous établissons les critères permettant d'optimiser le couplage électromécanique effectif en vue d'obtenir le meilleur taux de variation de fréquence de résonance possible.

#### III.1 Présentation de la structure de récupération d'énergie vibratoire de type cantilever :

La forme poutre encastrée-libre permet de réaliser un résonateur fonctionnant à basse fréquence (< 100 Hz) sans recourir à des dimensions importantes (< 10 cm) tout en assurant un bon couplage mécano-mécanique. Les matériaux piézoélectriques à fort couplage (céramique, cristaux) sont relativement rigides et peu déformables (< 1 %) alors que les vibrations, amplifiées par une résonance, peuvent atteindre plusieurs centaines de micromètres d'amplitude. Par ailleurs, les vibrations ambiantes sont généralement de basse fréquence (< 150 Hz), il est difficile d'utiliser directement un matériau piézoélectrique massif comme élément élastique. Pour obtenir une structure relativement souple et autorisant des déplacements importants, il faut utiliser un effet de levier, cet effet de levier est le plus souvent obtenu en utilisant une structure de type poutre encastrée libre. En effet, pour quelques micromètres de déformation des couches supérieure et inférieure de la poutre, on peut obtenir des déplacements en bout de poutre de plusieurs dizaines de  $\mu\text{m}$  (le facteur d'amplification étant directement lié au facteur de forme de la poutre longueur/épaisseur). Ce type de structure peut prendre la forme d'un simple bilame piézoélectrique, mais en pratique, comme le centre de la poutre est peu ou pas déformé, il n'est pas nécessaire de mettre un matériau piézoélectrique au centre de la poutre et on préférera utiliser un matériau peu couteux et ayant peu de pertes mécaniques (bon facteur de qualité). Par ailleurs, on sait, d'après l'équation (I-9), que la puissance récupérable est d'autant plus élevée que

la masse sismique est importante, c'est pourquoi une masse sismique, complémentaire à la masse propre de la poutre, est ajoutée en bout de poutre. Voici une description détaillée de chacune de ces parties (Figure II-4) :

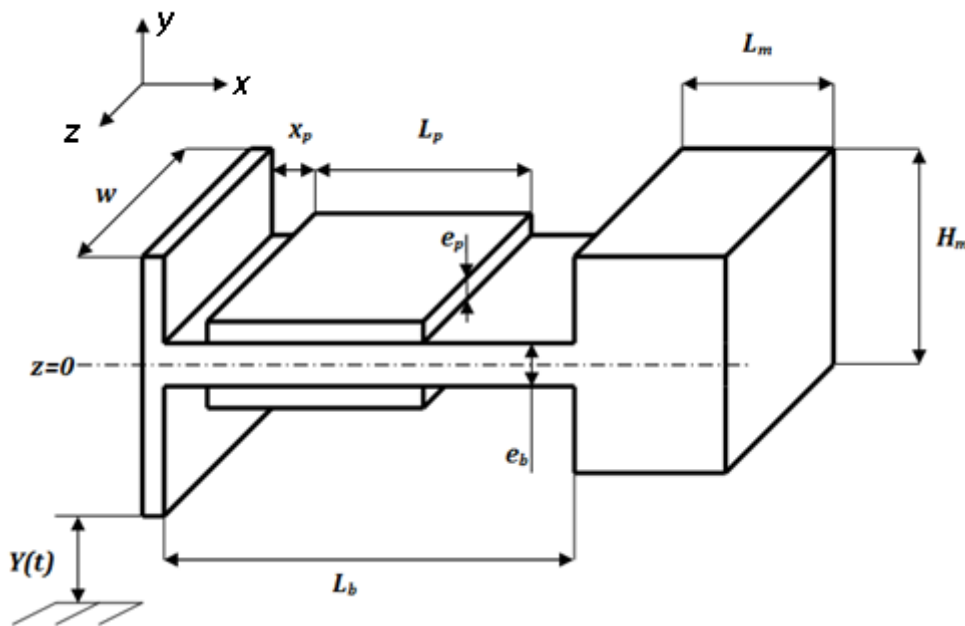


Figure II-4 Géométrie d'un système de récupération d'énergie piézoélectrique de type cantilever

Le substrat (matériau passif non couplé) : en général le substrat est utilisé pour augmenter le couplage mécano-mécanique, c'est-à-dire amplifier le déplacement relatif de la masse sismique par rapport à l'amplitude de déplacement de la source de vibration. En effet, ce matériau est choisi pour avoir le meilleur facteur de qualité mécanique possible. Il peut jouer un deuxième rôle très important dans le cas d'un unimorphe qui consiste à imposer un décalage entre la ligne neutre de la structure (ligne de contrainte nulle) et le plan de symétrie de la couche piézoélectrique pour rendre la contrainte moyenne au sein du matériau piézoélectrique non nulle.

La masse sismique : plus la masse est grande plus la contrainte mécanique appliquée dans le matériau piézoélectrique est grande et plus l'énergie en sortie est importante, nous cherchons donc à maximiser cette contrainte en mettant la plus grosse masse possible sans pour autant dépasser la contrainte maximale de dépolarisation du matériau piézoélectrique ou bien l'encombrement autorisé. Etant donné que la fréquence de résonance est inversement proportionnelle à la racine carrée de la masse sismique, cette dernière peut être utilisée pour abaisser et affiner la fréquence de résonance.

Les couches piézoélectriques : c'est la partie active de la structure, utilisée pour convertir les vibrations mécaniques en énergie électrique. Les couches piézoélectriques sont généralement placées le plus loin possible du centre du substrat (fibre neutre) et au plus proche de l'encastrement pour qu'elles reçoivent le maximum de contrainte mécanique et donc convertissent un maximum d'énergie mécanique.

Le rôle principal d'une structure de type cantilever est de convertir les vibrations *brutes* en mouvement relatif entre la masse sismique et la source de vibration. A partir du moment où la masse sismique en bout de poutre est bien supérieure à la masse propre de la poutre, son comportement mécanique est similaire au modèle général étudié dans le chapitre précédent.

Les principaux paramètres géométriques de la structure sont récapitulés dans le tableau ci-après :

Tableau II-4 Définition de propriétés de la structure :

Paramètres	Définition
<b><u>Partie piézoélectrique</u></b>	
$x_p$	Distance séparant l'encastrement des couches piézoélectriques
$L_p$	Longueur des couches piézoélectriques
$w$	Largeur de la structure
$Y_p$	Module d'Young des couches piézoélectriques
<b><u>Partie du substrat</u></b>	
$e_b$	Epaisseur de substrat
$L_b$	Longueur de substrat
$Y_b$	Module d'Young du substrat
<b><u>Partie masse sismique</u></b>	
$L_m$	Longueur de la masse sismique
$H_m$	Hauteur de la masse sismique

Lorsque le support se met à vibrer, la poutre fléchit autour de l'axe  $y$ . Suite à cette flexion, une couche piézoélectrique est soumise à une contrainte de compression tandis que l'autre est soumise à une contrainte de traction comme l'illustre la Figure II-5 ci-dessous.

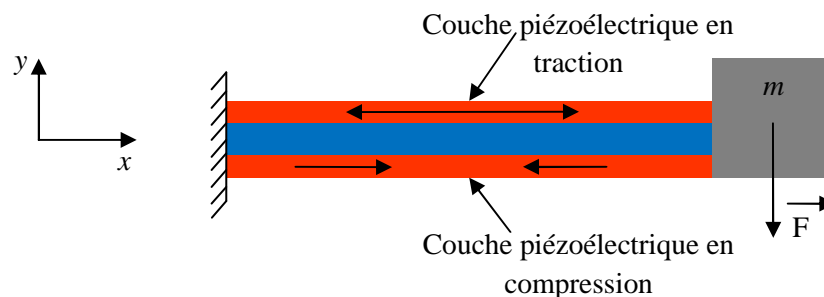


Figure II-5 Types de contraintes appliquées dans la partie piézoélectrique lors des vibrations

Avec  $m$  : la masse sismique.

Afin de simplifier les calculs et aboutir à un modèle mathématique simple et exploitable, nous avons au cours de cette modélisation posé un certain nombre d'hypothèses.

- La rigidité de la masse sismique est infinie
- Aucun glissement relatif entre la couche piézoélectrique et le substrat n'a lieu
- Les couches piézoélectriques sont soumises uniquement à des contraintes longitudinales
- La section de la poutre reste constante et perpendiculaire à la fibre neutre
- Les effets de cisaillement sont négligeables
- La résistance électrique et la rigidité mécanique des électrodes sont négligeables

En plus de ces hypothèses, nous imposons les contraintes d'entrée suivantes :

- La fréquence propre  $f_r$  ;
- l'accélération maximale du support vibrant  $\gamma$  ;
- la contrainte mécanique maximale supportée par le substrat  $\sigma_{max-i}$  ;
- la contrainte de dépolarisation du matériau piézoélectrique  $\sigma_{dep}$  ;

D'autres contraintes pourront être ajoutées, telles que le niveau de tension de sortie, la puissance convertie, l'encombrement maximum...etc. Dans notre travail, nous nous limitons à ces 4 contraintes et nous cherchons à maximiser le taux de variation de la fréquence de résonance et le rendement de conversion mécano-électrique.

### III.2 Principe de dimensionnement d'un générateur piézoélectrique :

Nous cherchons à optimiser les différents paramètres géométriques de la structure en vue de maximiser la proportion d'énergie mécanique convertie en énergie électrique tout en respectant les contraintes d'entrée définies précédemment. Ce dimensionnement passe par quatre étapes essentielles :

- Etape 1 : Choix des matériaux (type de substrat et matériau piézoélectrique) ;
- Etape 2 : Analyse statique de la structure : détermination de la raideur de la structure, de la contrainte mécanique appliquée dans le matériau, calcul de la fréquence de résonance ;
- Etape 3 : Etude dynamique du couplage électromécanique de la structure : détermination de la puissance de sortie du générateur ;
- Etape 4 : Conception du circuit de gestion de l'énergie électrique pour maximiser la puissance électrique extraite du générateur. Cette maximisation de la puissance électrique de sortie passe par un ajustement de la fréquence de résonance à la fréquence de vibration et un ajustement de l'amortissement électrique à l'amortissement mécanique (adaptation de l'impédance d'entrée du convertisseur électrique/électrique de gestion de l'énergie électrique).

Dans le présent chapitre, nous nous intéressons uniquement aux trois premières étapes qui sont génériques contrairement à la dernière étape qui est dépendante du principe d'ajustement de la fréquence de résonance choisi. Cette dernière étape sera traitée dans le chapitre suivant. Nous récapitulons dans le diagramme ci-dessous la succession des différentes étapes de dimensionnement :

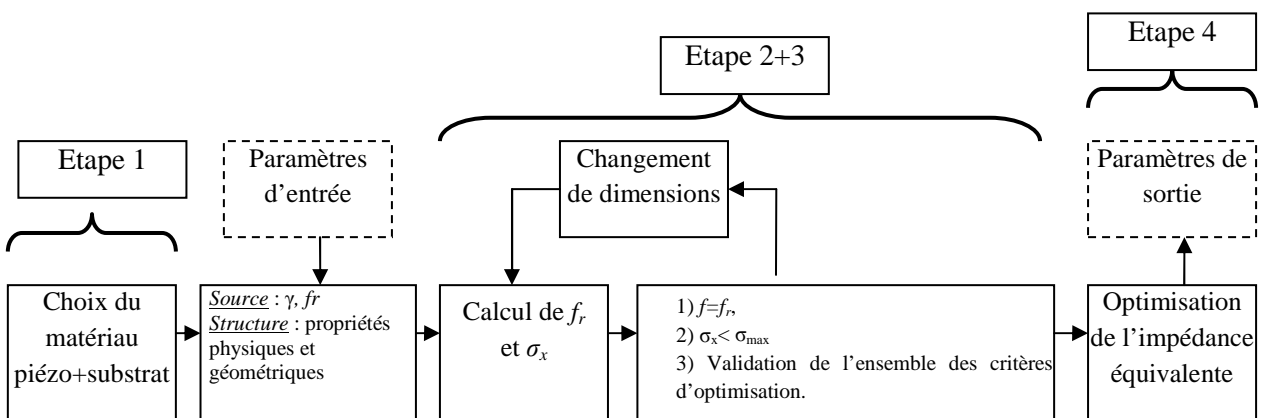


Figure II-6 Succession des étapes de dimensionnement d'une structure de récupération d'énergie de type piézoélectrique



Il s'agit dans un premier temps de choisir les matériaux qui composent la structure. Ensuite de calculer les dimensions de la structure tout en respectant les contraintes d'entrée, à savoir la fréquence de résonance et la contrainte mécanique maximale. Ce calcul se fait conjointement à celui de la puissance de sortie et/ou du taux de variation de la fréquence de résonance. Lorsque nous aurons optimisé les dimensions de la structure et satisfait les critères d'entrée, nous concevrons le circuit de gestion de l'énergie électrique qui présente l'impédance d'entrée optimale. Nous allons, dans ce qui suit, étudier chaque étape séparément :

### III.3 Choix des matériaux :

#### III.3.1 Matériau du substrat :

Le choix du type de matériau du substrat s'articule autour de trois points essentiels :

- Le facteur qualité mécanique ( $Q_m$ ): il est inversement proportionnel aux pertes mécaniques dans le matériau considéré. On cherche toujours à obtenir le meilleur facteur de qualité possible afin de minimiser les pertes.
- Le module d'Young ( $Y$ ): les structures que nous cherchons à dimensionner sont destinées à travailler dans des milieux à basses fréquences (< 150 Hz), donc le mieux est de choisir un matériau dont la raideur ne sera pas très grande afin de pouvoir atteindre ces fréquences de résonance pour des structures de tailles centimétriques ou inférieures.
- La densité volumique ( $\rho$ ): une forte densité volumique permet d'obtenir une grande masse effective à petit volume, et donc une faible fréquence de résonance.

A partir des points cités ci-dessus nous pouvons établir une figure de mérite qui permet de comparer et de choisir entre les différents matériaux possibles pour le substrat :

$$\lambda_b = \frac{\rho}{Y_b} Q_m \quad \text{(II-3)}$$

Cette figure de mérite traduit le fait que l'on cherche un matériau présentant un grand rapport entre la masse volumique et le module d'Young, donc la plus faible fréquence de résonance pour le plus petit volume possible, tout en assurant une bonne conversion mécano-mécanique entre la source de vibration et la source d'entrée (bon facteur de qualité).

Le tableau ci-dessous présente une comparaison des différents matériaux utilisés comme substrat dans des systèmes piézoélectriques de récupération de l'énergie vibratoire.

**Tableau II-5 Comparaison entre les différents matériaux utilisés comme substrat**

Type du matériau	$\rho$ [ $g.cm^{-3}$ ]	$Y$ [ $N.cm^{-2}$ ]	$Q$	$\lambda$
Laiton	8.5	110	20	1.5
Acier	7.5	210	40	1.78
Silicium	2.3	135	150	2.58
Quartz	2.6	100	$10^4$	265

Il ressort de ce tableau que le matériau qui présente la meilleure figure de mérite est le quartz. Cependant, il est à la fois difficile et onéreux de fabriquer des structures qui répondent à nos exigences (résistance aux chocs, taux de déformation) avec du quartz. Le silicium présente quant à lui un bon compromis par rapport à l'acier ou au laiton. Afin de faciliter la fabrication de nos structures nous avons néanmoins décidé d'utiliser de l'acier comme matériau du substrat.

### III.3.2 Choix du matériau piézoélectrique :

Le choix du matériau piézoélectrique dépend bien entendu de l'application que nous cherchons à réaliser. Dans notre cas, pour pouvoir agir sur la fréquence de résonance à partir d'une action dans le domaine électrique, il faut que la structure soit très fortement couplée. Le choix du matériau piézoélectrique se base donc sur les paramètres intrinsèques suivant :

- le couplage électromécanique [ $k_{31}$ ] : pour pouvoir agir sur le comportement mécanique de la structure à partir des contraintes électriques qu'on lui applique, il est important de choisir un matériau avec un très bon coefficient de couplage électromécanique (au moins supérieur à 0.8).
- Les pertes diélectriques [ $\tan(\delta)$ ] : les pertes diélectriques dépendent du type de matériau piézoélectrique, ces pertes doivent bien entendu être minimisées.
- La constante diélectrique [ $\epsilon_{33}^T$ ] : d'après la loi de Gauss, pour avoir un champ électrique important aux bornes du matériau piézoélectrique, il est nécessaire d'avoir un matériau avec une faible permittivité diélectrique. Cependant, choisir un matériau avec une faible permittivité diélectrique implique une faible capacité électrique entre les électrodes du piézoélectrique, ce qui posera problème à la fois pour la gestion de l'énergie électrique et aussi pour l'ajustement de la fréquence de résonance (les capacités parasites de l'électronique pouvant devenir prépondérantes par rapport à la capacité propre du piézoélectrique). Il est donc nécessaire de trouver le bon compromis entre les différents effets.
- La raideur des matériaux piézoélectriques ou le module d'Young [ $Y_p = \frac{1}{s_{11}}$ ] : un matériau piézoélectrique à faible raideur aide à obtenir des basses fréquences de résonance. Cependant, il faut que la raideur des couches piézoélectriques ne soit pas négligeable devant celle du matériau du substrat utilisé afin que l'essentiel de l'énergie mécanique soit bien stockée dans le matériau piézoélectrique qui est lui électriquement couplé.
- Le facteur de qualité ( $Q_m$ ) : le facteur de qualité d'une structure mécanique dépend de celui de la partie passive et celui de la partie active de la structure. Il est donc important de choisir un matériau piézoélectrique avec le meilleur facteur qualité possible en fonction de volume afin de minimiser au mieux les pertes mécaniques dans la structure.

Si on souhaite réaliser une structure intégrée de type MEMS (Micro-Electro Mechanical System), d'autres critères de choix sont à prendre en compte tels que la compatibilité avec les procédés de fabrication CMOS, la température de Curie...etc.

Le Tableau II-1ci-dessous compare, selon les critères que nous venons d'établir, les principaux matériaux piézoélectriques qui existent sur le marché. Afin de faire une comparaison quantitative, nous utilisons la figure de mérite proposée par [1] et qui met l'accent sur les trois premiers critères que nous avons cité auparavant. Cette figure de mérite est définie par l'équation ci-dessous :

$$\lambda_p = \frac{d_{31}^2}{\varepsilon_{33}^T \tan(\delta)} = \frac{k_{31}^2 s_{11}^E}{\tan(\delta)} \quad (\text{II-4})$$

**Tableau II-6 Caractéristiques et figures de mérites des principaux matériaux piézoélectriques**

Matériau	$\varepsilon^T$	$d_{33}$ ( $10^{-12}$ m/V)	$d_{31}$ ( $10^{-12}$ m/V)	$k_{33}$	$k_{31}$	$Tan(\delta)$ (%)	$Q_m$	$Y_{31}$ (GPa)	$Y_{33}$ (GPa)	$\lambda_p$	Réf
Quartz	4.5	2.31	0.727	-	-	-	$10^4-10^6$	-	-	-	[2]
Soft PZT	4100	620	-260	0.73	0.36	2.7	72	51	59	6.1	[3]
Hard PZT	1350	300	-109	0.68	0.33	0.35	1400	63	76	25	[3]
PMN-PT	4200	2000	-930	0.9	0.72	0.4	33	124	108	514	[3]
PZN-PT	7256	2721	-1425	0.94	0.85	0.4	33	157.3	99	700	[3]
AlN	10	6.8	2.625	0.31		0.1	-	-	-	6.9	[4]
ZnO	11	12.3	5.1	0.46	0.18	-	-	-	-	-	[5]
PVDF	13	9	1	0.18	0.2	-	20	-	-	-	[6]

Il ressort de cette comparaison que les monocristaux présentent la meilleure figure de mérite, donc la meilleure efficacité en termes de conversion mécano-électrique. Cependant, cette figure de mérite ne prend pas en compte le facteur qualité mécanique ni le coût de chacun des matériaux piézoélectriques. Les monocristaux restent pour le moment très chers par rapport aux autres matériaux et ne sont pour le moment pas compatibles avec les procédés de fabrication CMOS. Quant au facteur de qualité mécanique, nous constatons d'après ce tableau que plus le matériau est performant en termes de couplage électromécanique, plus son facteur de qualité est faible, ce qui réduit le facteur qualité total de la structure et donc réduit l'efficacité de la conversion mécano-mécanique.

Cela étant, nous avons choisi de maximiser l'action dans le domaine électrique sur la fréquence de résonance de la structure mécanique. Ceci revient à choisir le matériau qui a la meilleure figure de mérite, à savoir un couplage électromécanique fort et de faibles pertes diélectriques.

Pour la suite de l'étude, nous utilisons comme matériau du substrat de **l'acier** et comme matériau piézoélectrique du monocristallin de type **PZN-PT**.

#### III.4 Analyse statique du comportement d'une structure de type cantilever :

Nous cherchons par la présente étude à déterminer l'effet des paramètres géométriques sur le comportement mécanique de la structure, et notamment, la fréquence de résonance, la contrainte mécanique dans le matériau piézoélectrique, le couplage électromécanique effectif et le taux de variation de la fréquence de résonance.

Dans cette partie nous ne tenons pas compte du couplage électromécanique, ni de la contrainte introduite par l'effet piézoélectrique. Le but de cette première partie est de donner une vision purement mécanique du comportement de la structure cantilever présentée dans la Figure II-4.

Conformément à la Figure II-4, nous distinguons trois différentes zones de la structure :

<i>Zone N°1</i>	$0 < x < x_p$
<i>Zone N°2</i>	$x_p < x < L_p + x_p$
<i>Zone N°3</i>	$L_p + x_p < x < L_b$

Chaque zone est caractérisée par son propre module d'Young, son moment quadratique et sa section effective. Nous commençons par déterminer le déplacement du centre de gravité de la masse sismique lorsque nous appliquons une force statique  $F$  en ce point. Pour ce faire, nous commençons par déterminer les paramètres effectifs propres à chaque zone de la structure.

### III.4.1 Détermination des paramètres effectifs de chaque zone de la structure :

Le Tableau II-7 ci-dessous définit le moment quadratique, la raideur à la flexion et la section de chacune des trois zones de la structure.

**Tableau II-7 Définition des paramètres effectifs de la structure cantilever**

	<i>Moments quadratiques</i>	<i>Raideur à la flexion</i>	<i>Section</i>
<i>Zone 1</i>	$I = I_b = \int_S z^2 dA = \frac{1}{12} w.e_b^3$	$Y_b I_b$	$A = w.e_b$
<i>Zone 2</i>	$I_p = \int_{S_p} z^2 dA_p + A_p \cdot d^2 = \frac{1}{12} w e_p^3 + w e_p \left( \frac{e_b + e_p}{2} \right)^2$  $I_b = \frac{1}{12} w.e_b^3$	$YI = 2.Y_p I_p + Y_b I_b$	$A = w.e_{b+}$ $2w.e_p$
<i>Zone 3</i>	$I = I_b = \int_S z^2 dA = \frac{1}{12} w.e_b^3$	$Y_b I_b$	$A = w.e_b$

Avec :

$I_p, I_b$  : le moment quadratique de la partie piézoélectrique et du substrat, respectivement ;

$A$  : la section effective de la structure ;

$YI$  : représente la raideur à la flexion équivalente en zone 2.

Après avoir défini ces caractéristiques, nous allons maintenant passer au calcul du déplacement et de la contrainte dans chaque zone de la structure.

### III.4.2 Déplacement relatif du centre de gravité de la masse sismique :

Le but de cette partie est de déterminer la réponse d'un système de type cantilever à une force statique. Ce qui permet, d'une part, de déterminer la raideur de la structure et donc la fréquence de résonance, et d'autre part, la répartition de la contrainte dans la structure, et notamment dans la partie active de la structure. Pour ce faire, nous commençons par établir le diagramme des forces et des moments que la structure subit :

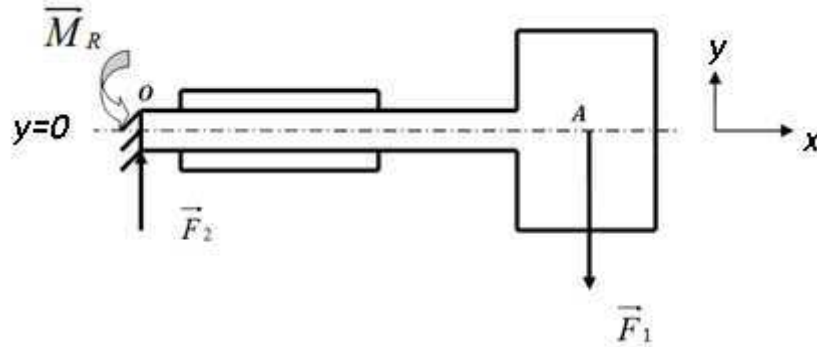


Figure II-7 Diagramme des forces et moments appliqués sur la structure cantilever

Avec :  $F_1$  : Force appliquée au centre de gravité de la masse sismique  
 $F_2$  : Force de contre réaction due à l'encastrement;  
 $M_R$  : Moment de contre réaction.

Afin d'établir les équations qui régissent la réponse de notre système à une force de type statique, nous appliquons le principe d'équilibre des forces et des moments appliqués sur la structure :

$\vec{F}_1 + \vec{F}_2 = \vec{0}$	(II-5)
$\vec{M}_R + \vec{F}_1 \wedge \vec{OA} = \vec{0}$	(II-6)

Le moment de réaction dû à la force  $F_1$  est donc :

$$M_R = F_1 \left( L_b + \frac{L_m}{2} \right) \tag{II-7}$$

Considérons maintenant un segment de la poutre situé dans la première zone ( $0 < x < x_p$ ) :

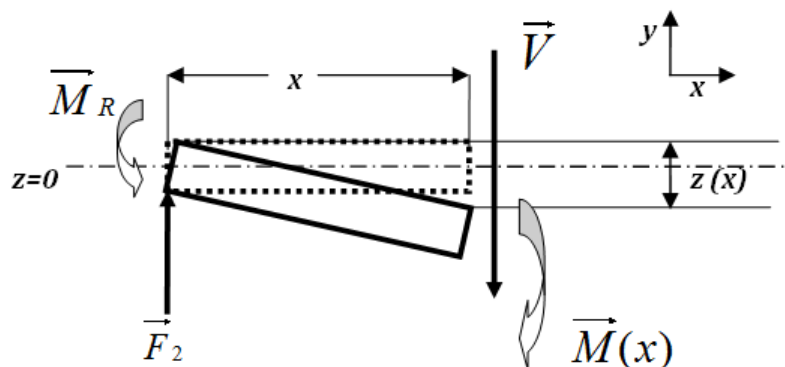


Figure II-8 Diagramme des forces et moments appliqués sur un tronçon de la structure

Où :

$M(x)$  : moment de flexion à la position  $x$ .

$z(x)$  : déplacement selon l'axe  $y$  à la position  $x$ .

$V$  : l'effort tranchant.

Le moment de flexion et le déplacement à une position  $x$  sont reliés par l'équation suivante (théorie d'Euler-Bernoulli) :

$$M(x) = Y_b I_b \frac{\partial^2 z(x)}{\partial x^2} \quad (\text{II-8})$$

Appliquons à présent la loi d'équilibre des moments à la position  $x$ . Après projection sur l'axe des moments on obtient :

$$M_R - F_2 \cdot x - M(x) = 0 \quad (\text{II-9})$$

Ce qui donne :

$$M(x) = M_R - F_2 \cdot x \quad (\text{II-10})$$

La substitution des équations (II-10) dans (II-8) donne :

$$Y_b I_b \frac{\partial^2 z(x)}{\partial x^2} = M_R - F_2 \cdot x \quad (\text{II-11})$$

Ainsi, nous pouvons remonter au déplacement à travers le tronçon en question :

$$\frac{\partial z(x)}{\partial x} = \frac{F}{Y_b I_b} \left( \left( L + \frac{L_m}{2} \right) x - \frac{x^2}{2} \right) + A_i \quad (\text{II-12})$$

$$z(x) = \frac{F}{Y_b I_b} \left( \left( L + \frac{L_m}{2} \right) \frac{x^2}{2} - \frac{x^3}{6} \right) + A_i \cdot x + B_i \quad (\text{II-13})$$

Le tableau ci-dessous synthétise les résultats de calcul de déplacement pour chaque zone de la structure. Pour la première zone, nous avons déterminé les constantes  $A_i$  et  $B_i$  à partir des conditions à la limite de l'encastrement ( $z_i(x=0)=0$  et  $\frac{\partial z_1(x)}{\partial x} = 0$ ). Quant aux deux autres zones, nous avons utilisé

les conditions de continuité de déplacement et de sa dérivée : ( $z_{i+1}(x) = z_i(x)$  et  $\frac{\partial z_{i+1}(x)}{\partial x} = \frac{\partial z_i(x)}{\partial x}$ ).

**Tableau II-8 Déplacement le long de la structure suite à l'application de la force statique :**

Zone :	Déplacement de la poutre :
Zone n°1 $0 < x < x_p$	$z_1(x) = \frac{F}{Y_b I_b} \left( \left( L + \frac{L_m}{2} \right) \frac{x^2}{2} - \frac{x^3}{6} \right) + A_1 \cdot x + B_1$ (II-14)
Zone n°2 $x_p < x < L_p + x_p$	$z_2(x) = \frac{F}{YI} \left( \left( L + \frac{L_m}{2} \right) \frac{x^2}{2} - \frac{x^3}{6} \right) + A_2 \cdot x + B_2$ (II-15)
Zone n°3 $L_p + x_p < x < L_b$	$z_3(x) = \frac{F}{Y_b I_b} \left( \left( L + \frac{L_m}{2} \right) \frac{x^2}{2} - \frac{x^3}{6} \right) + A_3 \cdot x + B_3$ (II-16)

Avec :

$$A_2 = F \left( \frac{1}{Y_b I_b} - \frac{1}{YI} \right) \left( \left( L_b + \frac{L_m}{2} \right) x_p - \frac{x_p^2}{2} \right) \quad \text{(II-17)}$$

$$B_2 = F \left( \frac{1}{Y_b I_b} - \frac{1}{YI} \right) \left( - \left( L_b + \frac{L_m}{2} \right) \frac{x_p^2}{2} + \frac{x_p^3}{3} \right) \quad \text{(II-18)}$$

$$A_3 = F \left( \frac{1}{YI} - \frac{1}{Y_b I_b} \right) \left( \left( L_b + \frac{L_m}{2} \right) L_p - L_p \left( x_p + \frac{L_p}{2} \right) \right) \quad \text{(II-19)}$$

$$B_3 = F \left( \frac{1}{YI} - \frac{1}{Y_b I_b} \right) \left( - \left( L_b + \frac{L_m}{2} \right) \left( L_p \frac{L_p + 2x_p}{2} \right) - \frac{L_p^3}{6} + 5 \frac{L_p^2}{2} x_p + 2L_p x_p^2 + \frac{x_p^3}{3} \right) \quad \text{(II-20)}$$

Pour une première validation de ce calcul nous proposons de le comparer numériquement aux résultats obtenus par éléments finis via le logiciel COMSOL. Le Tableau II-9 synthétise les valeurs numériques utilisées pour effectuer la comparaison. La force appliquée au centre de gravité de la masse sismique vaut 1 N. La Figure II-9 présente le déplacement de la structure obtenu via les deux méthodes en fonction de la position  $x$  le long de la poutre.

**Tableau II-9 Paramètres géométriques et physiques de la structure simulée**

Paramètres géométriques et physiques	Valeurs
<u>Masse sismique</u>	
$L_m \times H_m \times w_m$ (mm x mm x mm)	15x15x15
Masse volumique (kg.m <sup>-3</sup> )	7500
<u>Couches piézoélectriques</u>	
$L_p \times e_p \times w$ (mm x mm x mm)	10x1x10
$x_p$ (mm)	10
Masse volumique (kg.m <sup>-3</sup> )	8800
Module d'Young (GPa)	65
<u>Couche de substrat</u>	
$L_b \times e_b \times w$ (mm x mm x mm)	30x1x10
Masse volumique (kg.m <sup>-3</sup> )	7500
Module d'Young (GPa)	201

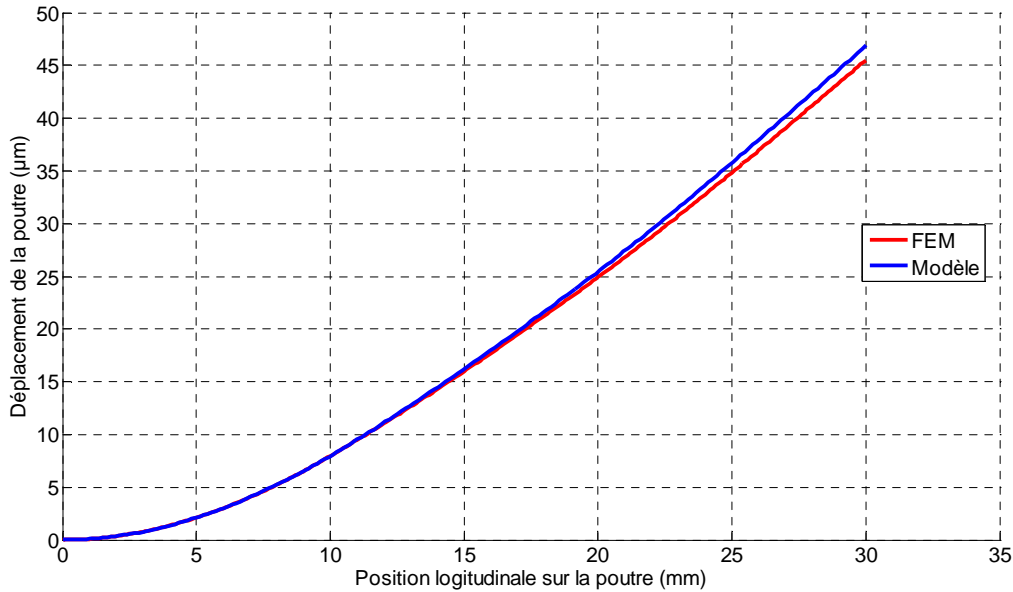


Figure II-9 Déplacement de la poutre suite à une application d'une force statique de 1 N

L'écart entre les deux résultats est assez faible, cet écart augmente au fur et à mesure que l'on s'approche du point d'application de la force. Ceci est dû au fait que dans le modèle analytique nous considérons une masse avec une raideur infinie, ce qui n'est pas le cas dans le modèle FEM.

Après avoir déterminé le déplacement le long de la poutre et en particulier au point d'application de la force statique, nous pouvons à présent déterminer la raideur de la structure. Pour ce faire, nous calculons le rapport entre la force appliquée et le déplacement résultant au point d'application de la force :

$$K = \frac{F}{z_3(x)} \Big|_{x=L_b + \frac{L_m}{2}} \quad (\text{II-21})$$

Nous passons maintenant à l'analyse de la contrainte et de la déformation mécanique que subisse chaque partie de la structure, et notamment, les couches piézoélectriques.

### III.4.3 Contrainte et déformation mécaniques dans la structure :

Le but dans cette partie est de déterminer la contrainte mécanique que subisse chaque zone de la structure. Ceci permet d'en déduire, d'une part, la relation entre la contrainte mécanique d'entrée et la contrainte subie par le matériau piézoélectrique à son point de plus forte contrainte, ce qui permet de bien dimensionner la structure et d'éviter tout risque de dépolarisation du matériau piézoélectrique. D'autre part, ceci permet d'en déduire l'énergie mécanique stockée dans chaque zone de la structure et par la suite le coefficient de couplage électromécanique effectif de la structure. D'après la géométrie de la structure et des hypothèses considérées, le théorème d'Euler-Bernoulli nous permet d'établir l'expression suivante de la déformation mécanique dans la structure :

$$\varepsilon(x) = \frac{M(x)}{Y_b I_b + 2 Y_p I_p} (y - y_n) \quad (\text{II-22})$$



Avec :

$y$  : la position verticale du point de calcul de la contrainte mécanique ;

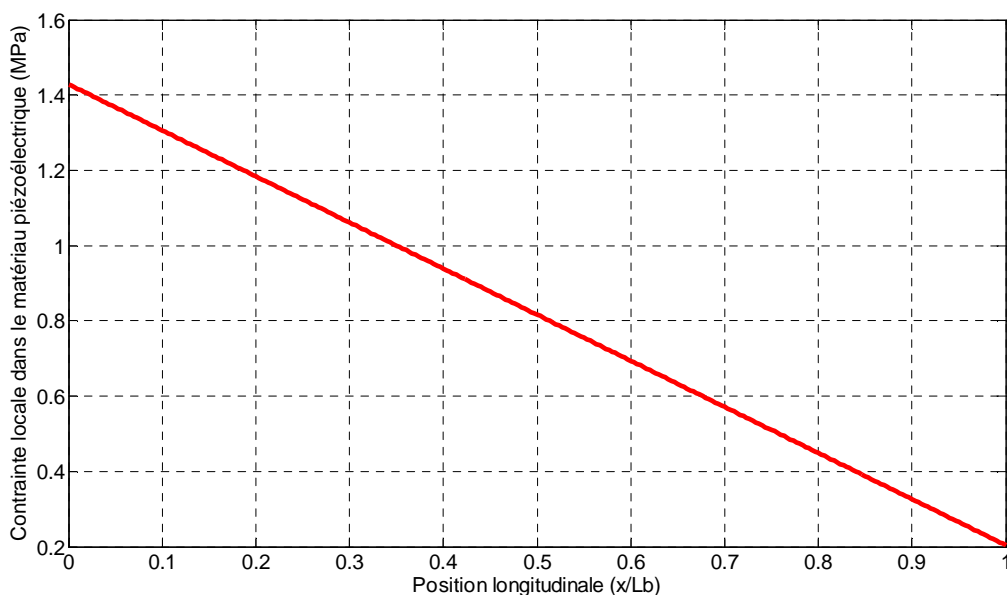
$y_n$  : la position verticale de la fibre neutre (ligne de contrainte mécanique nulle).

Ainsi, grâce à la loi de Hooke, nous pouvons remonter à la contrainte mécanique présente dans chaque zone de la structure :

Contrainte dans le piézoélectrique	Contrainte dans le substrat
$\sigma_p(x) = Y_p \frac{M(x)}{Y_b I_b + 2.Y_p.I_p} (y - y_n) \quad (\text{II-23})$	$\sigma_b(x) = Y_b \frac{M(x)}{Y_b I_b + 2.Y_p.I_p} (y - y_n) \quad (\text{II-24})$

Nous allons à présent étudier la répartition de la contrainte mécanique dans le matériau piézoélectrique et l'effet de la position des couches piézoélectriques sur la contrainte moyenne que subissent ces derniers. En fait, la détermination de la contrainte moyenne dans le matériau piézoélectrique permet d'estimer l'énergie électrique que ce dernier peut fournir, alors que la détermination de la contrainte maximale dans le matériau permet d'éviter de dépolariser localement le matériau piézoélectrique.

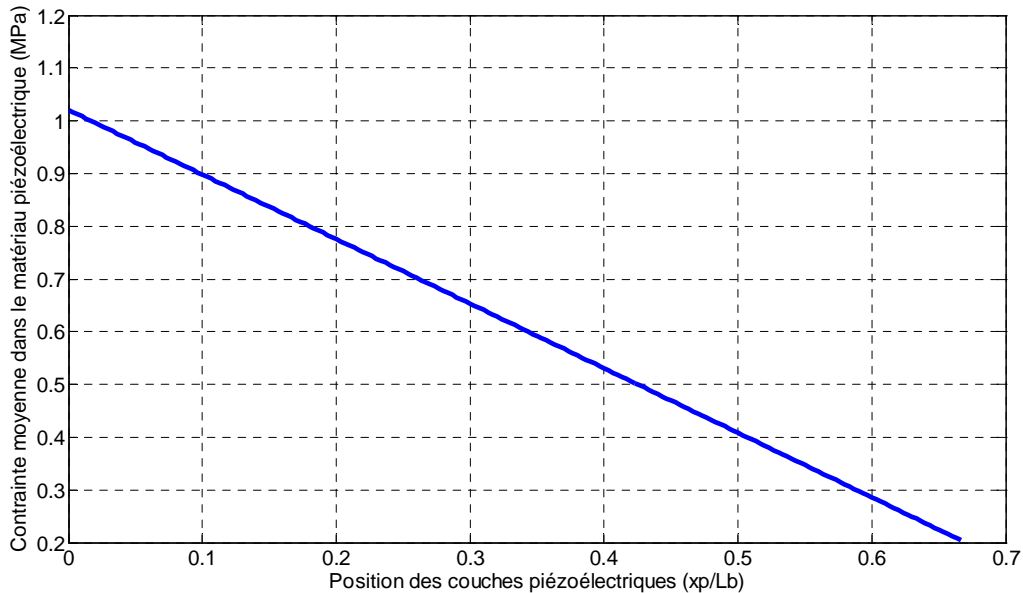
La Figure II-10 présente la répartition de la contrainte mécanique dans le matériau piézoélectrique en fonction de la position longitudinale  $x$  sur la poutre.



**Figure II-10** Contrainte mécanique locale dans le matériau piézoélectrique en fonction de la position longitudinale

Nous constatons, d'après cette figure, que le maximum de contrainte mécanique est concentré autour de l'encastrement ( $x=0$ ). La contrainte en ce point ne doit donc pas dépasser la limite de dépolarisation ou d'élasticité du matériau. Nous nous sommes fixés un seuil de sécurité de 2/3 de la contrainte de dépolarisation pour le reste de calcul.

La Figure II-11 présente la contrainte moyenne dans le matériau piézoélectrique en fonction de la position de ces couches, et cela pour une longueur des couches piézoélectrique de 20 mm, et une épaisseur de 1 mm.



**Figure II-11** Effet du placement des couches piézoélectriques sur la contrainte moyenne dans le matériau piézoélectrique

Il est clair que pour maximiser la contrainte moyenne dans le matériau piézoélectrique il est important de placer les couches piézoélectriques au niveau de l'encastrement, c'est dans cette zone que se trouve le maximum de contrainte mécanique, et donc l'essentiel de l'énergie mécanique. Dans la suite de notre étude, nous considérons que les couches piézoélectriques sont placées au niveau l'encastrement, c'est-à-dire à  $x_p=0$ .

Pour maximiser le coefficient de couplage électromécanique effectif de la structure, il faut maximiser la part d'énergie mécanique stockée dans le matériau piézoélectrique tout en respectant la contrainte maximale de dépolarisation du matériau piézoélectrique et la fréquence de résonance que l'on s'impose. L'objectif de la partie suivante est justement de réaliser cette optimisation et d'identifier la contribution de chaque paramètre sur le couplage électromécanique effectif de la structure.

#### III.4.4 Le coefficient du couplage électromécanique effectif de la structure :

Comme nous venons de l'introduire, le choix d'un matériau piézoélectrique à fort couplage électromécanique intrinsèque ne suffit pas pour avoir un bon taux de conversion mécano-électrique. En effet, si une part importante de l'énergie mécanique n'est pas stockée dans le matériau piézoélectrique ou stockée de manière très inhomogène, le couplage électromécanique effectif de la structure se trouve très réduit. Ce couplage effectif est défini par l'expression générale suivante, qui est le rapport entre l'énergie que reçoit la partie piézoélectrique, suite à une déformation mécanique, sur l'énergie mécanique totale reçue par la structure (la somme entre celle reçue par le matériau piézoélectrique et celle reçue par le substrat).

$$k_{eff} = k_p^2 \frac{W_p}{W_p + W_b} \quad (\text{II-25})$$

Avec :  $k_p^2$  le coefficient du couplage électromécanique intrinsèque du matériau piézoélectrique

$W_p$ ,  $W_b$  l'énergie stockée dans le matériau piézoélectrique et dans la partie substrat, respectivement.

L'énergie mécanique stockée dans la structure correspond à l'intégration sur le volume de la densité d'énergie élastique localement stockée. Cette densité d'énergie élastique est égale au demi-produit de la raideur  $Y_p$  par la déformation locale au carré  $\varepsilon_p^2$  du matériau. L'énergie mécanique totale stockée dans la structure peut être exprimée par :

$$W_p = 2 \left[ \frac{1}{2} \iiint_{V_p} Y_p \varepsilon_p^2(x, y, z) dx dy dz \right] \quad (\text{II-26})$$

Avec  $V_p$  : le volume du matériau piézoélectrique ;

En considérant la géométrie donnée par la Figure II-4, l'énergie mécanique  $W_p$  stockée dans les deux couches piézoélectriques par unité de force appliquée au centre de gravité de la masse sismique vaut :

$$W_p = Y_p \frac{V_p}{36(YI)^2} (3eb^2 + 6e_b e_p + 4e_p^2) (3L^2 - 3LL_p + L_p^2) \quad (\text{II-27})$$

Avec :  $L = L_b + L_m/2$  ;

De la même manière, et en considérant la même géométrie, l'énergie mécanique  $W_b$  stockée dans le substrat vaut :

$$W_b = \frac{1}{2} \iiint_{V_b} Y_b \varepsilon_b^2(x, y, z) dx dy dz \quad (\text{II-28})$$

Avec  $V_b$  : le volume du substrat.

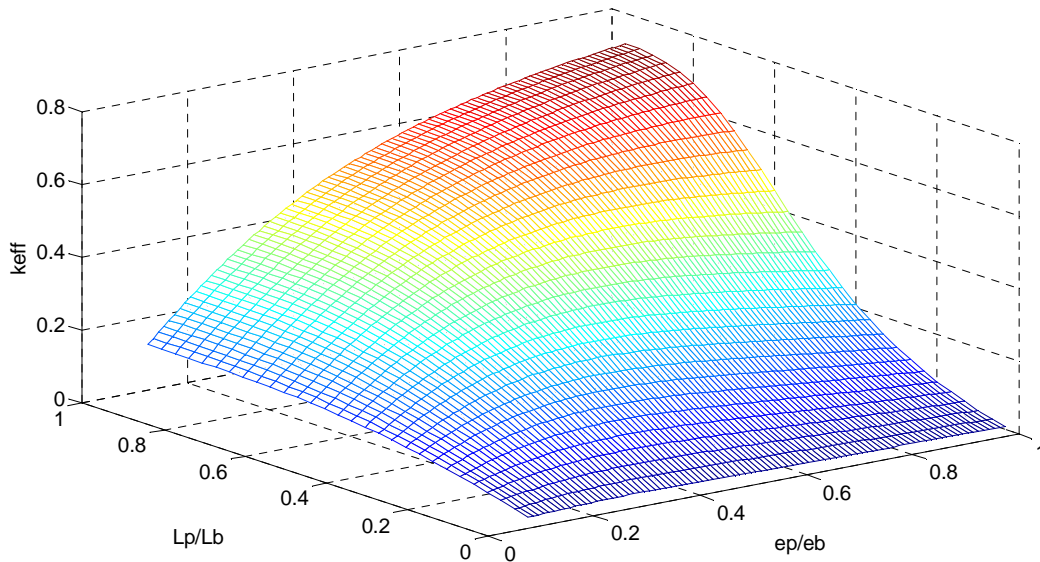
En calculant cette intégrale, l'expression de l'énergie mécanique stockée dans le substrat devient :

$$W_b = Y_b \frac{wL_p}{72(YI)^2} (e_b^3) (3L^2 - 3LL_b + L_b^2) + Y_b \frac{wL}{72(YI)^2} (e_b^3) (L - L_p)^3 \quad (\text{II-29})$$

Après avoir établi le modèle paramétrique du coefficient de couplage électromécanique effectif, nous passons à une étude numérique de l'effet des paramètres géométriques sur le coefficient de couplage électromécanique effectif.

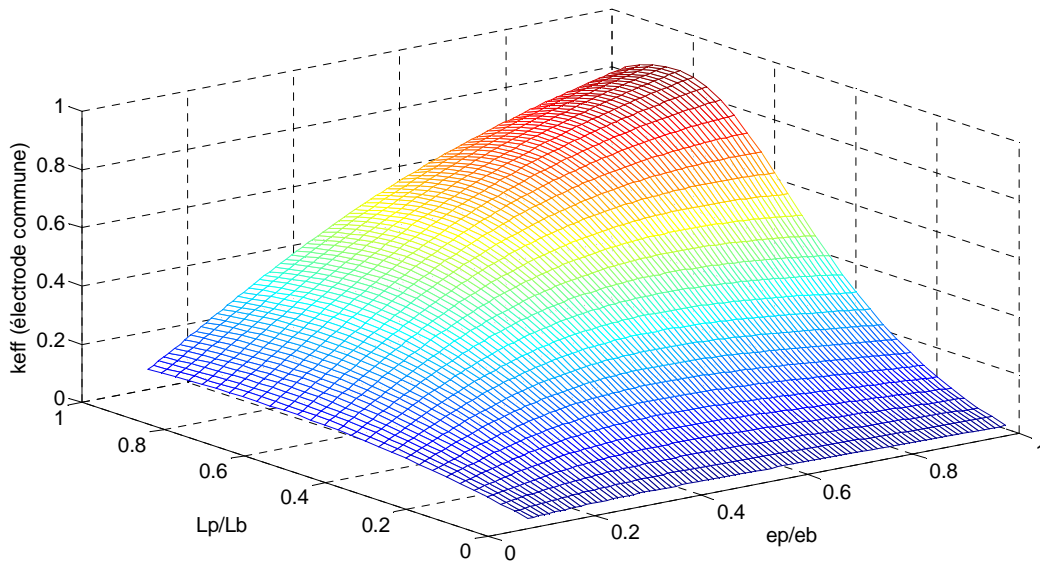
Nous supposons que la force d'entrée à l'origine de la déformation de la structure est constante pour toutes les dimensions géométriques considérées et que la largeur  $w$  de la poutre est ajustée de façon à maintenir la fréquence de résonance constante et égale à 200 Hz. Le but de cette partie est d'analyser l'effet des dimensions géométriques des couches piézoélectriques par rapport à celles du substrat sur le couplage électromécanique effectif. La Figure II-12 présente l'impact des dimensions géométriques

sur le coefficient de couplage électromécanique. Nous constatons d'après ces résultats qu'il existe une épaisseur optimale des couches piézoélectriques. Cette épaisseur optimale augmente avec l'augmentation de la longueur des couches piézoélectriques. Pour des faibles longueurs de couches piézoélectriques, l'augmentation de l'épaisseur des couches piézoélectriques n'améliore pas le couplage électromécanique effectif, car dans ces conditions le piézoélectrique est tellement raide par rapport au substrat qu'il ne fléchit pas.



**Figure II-12 Effet des dimensions géométriques du matériau piézoélectrique sur le couplage effectif**

En effet, lorsque la longueur des couches piézoélectriques devient du même ordre de grandeur que celle du substrat, nous constatons que le couplage électromécanique augmente avec l'augmentation de l'épaisseur des couches piézoélectriques. Ceci est dû au fait que le volume des couches piézoélectriques devient très prépondérant devant celui du substrat et que l'énergie reçue par ce dernier devient négligeable devant celle reçue par les couches piézoélectriques. Cependant, le couplage intrinsèque du piézoélectrique est donné pour une exploitation optimale des charges électriques générées par le matériau. Mais si on cherche à mettre une électrode de part et d'autre des couches piézoélectriques commune sur toute la longueur des couches piézoélectriques, alors que la contrainte mécanique n'est pas homogène sur toute la longueur, l'exploitation des charges électriques n'est pas optimale et le couplage électromécanique du piézoélectrique s'en trouve réduit. En effet, les charges générées dans les zones de forte contrainte vont se déplacer pour charger les électrodes dans les zones de faibles contraintes (zone agissant comme une simple capacité parasite placée en parallèle), les charges produites sont alors disponibles sous un potentiel plus faible et donc à un niveau d'énergie plus faible. Pour mieux s'en rendre compte, la Figure II-13 présente le couplage électromécanique effectif en tenant compte de la présence d'une électrode commune le long des couches piézoélectriques.



**Figure II-13 Effet des dimensions géométriques sur l'énergie électrique générée par les couches piézoélectriques**

Nous pouvons alors remarquer que les paramètres géométriques optimaux ne sont plus les mêmes et que l'optimum tend vers une contrainte mécanique plus homogène dans le matériau piézoélectrique. D'autre part, nous constatons que l'énergie mécanique stockée dans le matériau piézoélectrique tend vers une saturation pour des longueurs de couches piézoélectriques bien inférieures à celle du substrat. Cela est lié au fait que le matériau piézoélectrique est moins contraint dans les zones éloignées de l'encastrement, il stocke donc moins d'énergie mécanique.

Après avoir montré l'effet des dimensions géométriques sur le couplage électromécanique effectif d'une structure de type cantilever, nous analysons à présent l'effet des dimensions géométriques du matériau piézoélectrique sur le taux de variation de la fréquence de résonance dans les mêmes conditions de calcul que le couplage électromécanique effectif.

### **III.4.5 Etude d'un générateur piézoélectrique de type cantilever en vue du tuning de la fréquence de résonance :**

Dans le premier chapitre de ce manuscrit, nous avons présenté les différentes approches permettant d'ajuster la fréquence de résonance selon deux grandes classes :

*Classe 1 : (Ajustement de la fréquence de résonance par action dans le domaine mécanique)*

Par application d'une précontrainte mécanique ajustable, par changement de la masse sismique, par changement du centre de gravité de la masse...etc. Les systèmes réalisés dans cette classe permettent soit de faire un réglage manuel, donc pas d'adaptation en temps réel avec la fréquence de vibration, soit un réglage automatique de la force. Cependant, cette dernière technique nécessite une énergie colossale et donc difficile de faire une compensation avec l'énergie fournie par le générateur.

*Classe 2 : (Ajustement de la fréquence de résonance par action dans le domaine électrique):*

Par application d'une tension électrique entre des peignes inter-digités d'une structure électrostatique, par adaptation de la charge électrique couplée avec un système de récupération d'énergie électromagnétique...etc. L'avantage de ces techniques est qu'elles ne nécessitent pas une énergie

colossale pour être pilotées et laissent espérer un gain positif sur la puissance de sortie du récupérateur d'énergie si celui-ci dérive en termes de fréquence de résonance, ou si la fréquence de vibration n'est pas très stable.

Etant donné que notre objectif principal dans cette thèse est de développer des solutions basse consommation permettant d'assurer en temps réel un réglage de la fréquence de résonance, ou dans le cas général une adaptation entre le système de récupération de l'énergie vibratoire et la source de vibration, nous nous sommes orientés vers la deuxième classe de réglage de la fréquence de résonance, à savoir par action dans le domaine électrique.

Une des techniques qui permet d'ajuster la fréquence de résonance par action dans le domaine électrique est l'ajustement de la raideur des couches piézoélectriques par ajustement de la contre réaction électrique via le couplage électromécanique. Nous allons dans ce qui suit analyser l'effet de la variation de la raideur des couches piézoélectriques sur la raideur totale d'une structure résonante. Ainsi, nous étudions les paramètres qu'il faut optimiser afin de maximiser le taux de variation de la fréquence de résonance, et donc de couvrir la plus large bande possible de fréquence de vibration. Ceci constituera le principal critère d'optimisation de la structure.

#### III.4.5.1.1 Expression du taux de variation de la fréquence de résonance :

Comme nous l'avons introduit, notre approche consiste à ajuster la raideur des couches piézoélectriques afin d'ajuster la raideur totale de la structure. Or, un générateur en cantilever est composé de deux types de matériaux : un matériau actif qui est le piézoélectrique dont nous pouvons ajuster la raideur, et un matériau passif qui est le substrat dont la raideur est supposée constante. L'impact de la variation de raideur des couches piézoélectriques sur la raideur totale de la structure n'est pas direct et il dépend de la raideur de la partie substrat.

Étant donné que nous avons choisi un modèle équivalent à un degré de liberté, la fréquence propre du système s'écrit comme suit :

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{m}} \quad (\text{II-30})$$

Ce qui nous conduit à l'expression suivante de la fréquence de résonance en fonction des paramètres de la structure :

$$f_r = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{YI Y_b I_b}{\left( YI \left( \frac{1}{3} L^3 \right) - 2Y_p I_p \left( L^2 + \frac{L_p^2}{3} - LL_p \right) L_p \right) m}} \quad (\text{II-31})$$

Naturellement, ce qui est à l'origine de la variation de la fréquence de résonance c'est la variation de la raideur de la partie piézoélectrique, et plus précisément son module d'Young ( $Y_p$ ). Ce paramètre varie entre deux limites :  $Y_{p-min}$  et  $Y_{p-max}$ , l'écart entre ces deux limites dépend essentiellement du type de matériau utilisé et de son mode de couplage.

Nous définissons le taux de variation de la fréquence de résonance comme étant la variation relative entre les deux fréquences de résonance extrêmes de la structure. Celui-ci s'exprime par :

$$\frac{f_{\max} - f_{\min}}{f_{\min}} = \sqrt{\frac{I_b + 2x_1x_0I_p}{I_b + 2x_0I_p} \frac{I_b \frac{L^3}{3} - 2x_0I_p \left( L^2L_p + \frac{L_p^3 - L^3}{3} - LL_p^2 \right)}{I_b \frac{L^3}{3} - 2x_1x_0I_p \left( L^2L_p + \frac{L_p^3 - L^3}{3} - LL_p^2 \right)}} - 1 \quad (\text{II-32})$$

Avec :

$$x_1 = \frac{Y_{p-\max}}{Y_{p-\min}} \text{ (caractérise les propriétés électromécaniques de la partie piézoélectrique) ;}$$

$$x_0 = \frac{Y_{p-\min}}{Y_b} \text{ (caractérise les propriétés mécaniques relatives du piézoélectrique par rapport au substrat).}$$

Nous étudions dans ce qui suit l'effet des propriétés géométriques, mécaniques et électromécaniques sur le taux de variation de la fréquence de résonance.

#### III.4.5.1.2 Impact des dimensions géométriques sur le taux de variation de la fréquence de résonance :

La Figure II-14 ci-dessous présente le taux de variation de la fréquence de résonance en fonction du rapport entre la longueur des couches piézoélectriques et celle de la poutre totale, et en fonction aussi du rapport des épaisseurs entre celle du matériau piézoélectrique et celle du substrat. Ces résultats sont obtenus pour un rapport entre les deux modules d'Young extrêmes du piézoélectrique de  $x_1=2$ , et un rapport entre le module d'Young du piézoélectrique et celui du substrat de  $x_0=0.5$ .

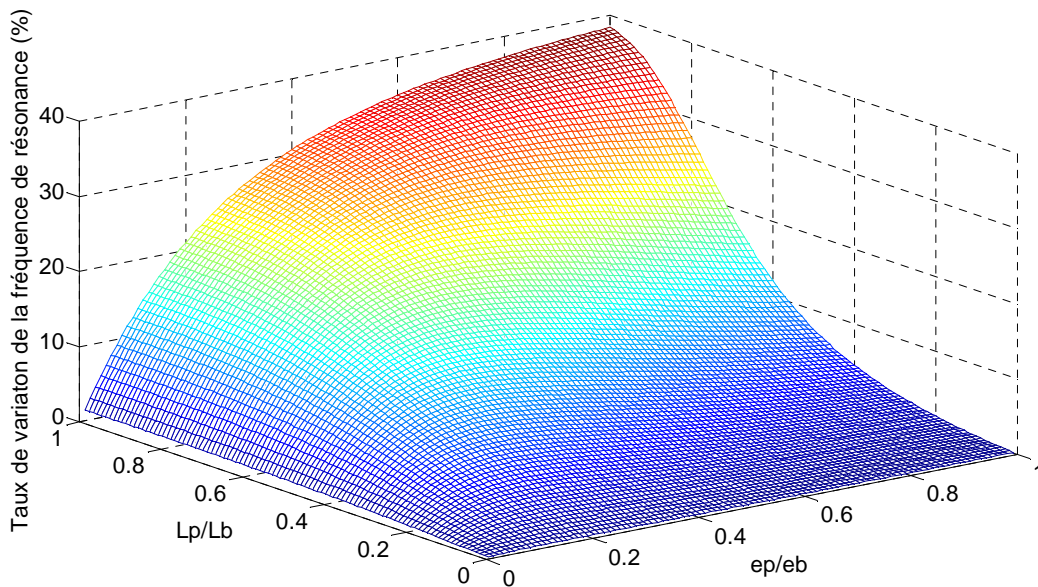


Figure II-14 Impact des dimensions géométriques sur le taux de variation de la fréquence de résonance (avec  $x_0=0.5$  et  $x_1=2$ )

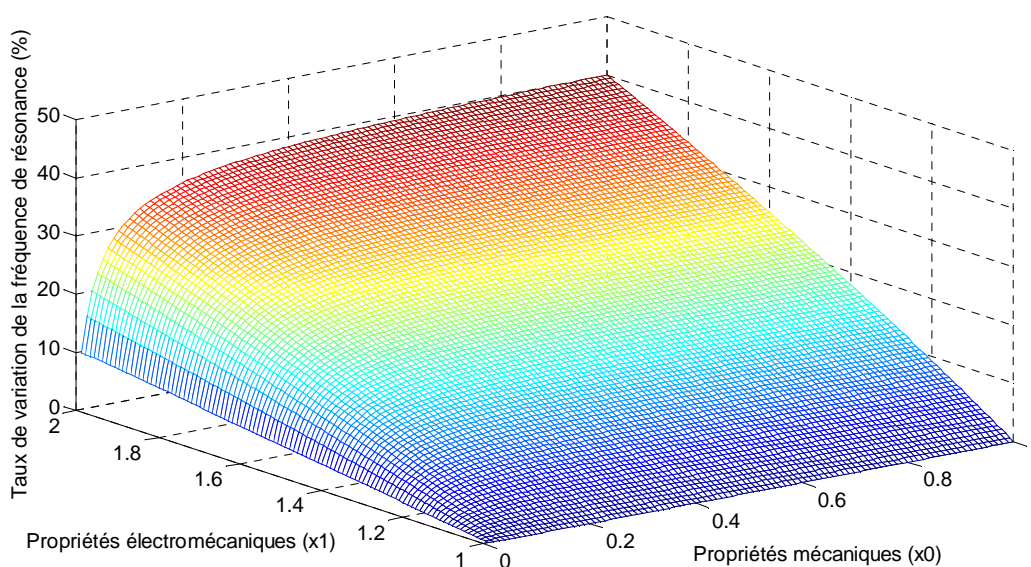
Nous constatons l'existence d'une épaisseur optimale des couches piézoélectrique qui augmente au fur et à mesure que le rapport des longueurs augmente. Cet optimum disparaît lorsque la longueur des

couches piézoélectriques devient supérieure à  $0.8L_b$ . Ceci s'explique par le fait que pour des faibles valeurs de longueurs des couches piézoélectriques par rapport à la longueur du substrat et pour une épaisseur des couches piézoélectriques relativement importante, la partie piézoélectrique est tellement raide qu'elle ne se déforme pas. Elle est considérée comme une partie de l'encastrement de la structure. Aussi, nous constatons que le taux de variation de la fréquence de résonance sature à partir d'une certaine limite de la longueur des couches piézoélectriques. Cela implique que l'augmentation de la longueur n'a pas d'effet sur le taux de variation de la fréquence de résonance. Cette saturation disparaît lorsque le rapport des épaisseurs devient important car dans ce cas la présence du substrat n'a pas d'effet considérable sur la raideur effective de la structure. Cette dernière est fixée principalement par la partie piézoélectrique. Nous retrouvons ainsi la même variation que celle du couplage électromécanique effectif de la structure présentée dans la partie précédente. Il est donc impératif de dimensionner une structure qui permet d'avoir un meilleur couplage effectif afin d'obtenir le meilleur taux de variation de la fréquence de résonance.

Ces résultats ont été obtenus en gardant des propriétés mécaniques et électromécaniques constantes. Nous allons analyser dans ce qui suit l'impact de ces propriétés sur le taux de variation de la fréquence de résonance.

#### III.4.5.1.3 Effet des propriétés électromécaniques et mécaniques sur le taux de variation de la fréquence de résonance :

La Figure II-15 ci-dessous présente le taux de variation de la fréquence de résonance en fonction des propriétés électromécaniques ( $x_1$ ) et des propriétés mécaniques ( $x_0$ ).



**Figure II-15 Impact des propriétés mécaniques et électromécaniques sur le taux de variation de la fréquence de résonance ( $L_p/L_b=1$  ;  $e_p/e_b=1$ )**

Nous constatons que le taux de variation de la fréquence de résonance atteint une valeur maximale à partir d'un certain rapport entre les raideurs du piézoélectrique et du substrat ( $x_0$ ), ( $x_0=0.5$ ). A partir de cette limite, l'impact de la raideur des couches piézoélectriques devient prépondérant, et domine la raideur imposée par la partie passive de la structure (le substrat). Ainsi, plus l'écart entre les deux



raideurs est important ( $x_1$  important) plus le taux de variation de la fréquence de résonance est grand. Cet écart est lié au couplage intrinsèque du matériau piézoélectrique.

Ces résultats nous aident à faire le choix des matériaux piézoélectriques et ceux du substrat. Nous avons pu voir dans la première partie de ce chapitre les différents compromis pour le choix des matériaux, notamment le fait qu'il faudra choisir un matériau piézoélectrique avec un module d'Young au moins du même ordre de grandeur que celui du substrat, ceci permet à la raideur des couches piézoélectriques d'avoir un impact considérable sur la raideur totale de la structure. En effet, nous constatons d'après ces résultats qu'un rapport de 0.5 entre le module de Young des couches piézoélectriques et celui du substrat suffit pour se rapprocher d'un taux de variation de la fréquence de résonance maximum pour les dimensions considérées. Cette limite peut varier plus ou moins selon le type de la structure (monocouche, bicouche), les dimensions géométriques, types de matériaux...etc.

### **III.4.6 Bilan de l'étude du générateur piézoélectrique en forme de cantilever :**

Lors de la première partie de l'étude nous avons analysé l'effet des dimensions géométriques sur le couplage électromécanique effectif. Nous avons constaté l'existence d'une longueur relative optimale entre les couches piézoélectriques et le substrat dans le cas de l'utilisation d'une électrode commune. A partir de cette limite le couplage effectif commence à diminuer. En fait, en bout de poutre la contrainte mécanique est beaucoup plus faible qu'au niveau de l'encastrement rendant ainsi sa contribution au couplage électromécanique négligeable voir négatif dans le cas d'une électrode commune où les charges générées en zone de forte contrainte se déplacent vers les zones de faibles contraintes. Nous avons montré par ailleurs que le taux de variation de la fréquence de résonance est directement lié au couplage électromécanique effectif et qu'il faut donc le maximiser. Ceci nous a amené à réfléchir à comment répartir la contrainte mécanique d'une façon homogène tout au long des couches piézoélectriques afin d'utiliser efficacement tout le volume du matériau piézoélectrique. C'est l'objectif de l'étude suivante, qui consiste à proposer et optimiser une nouvelle géométrie en vue d'homogénéiser la contrainte mécanique dans le matériau piézoélectrique et de maximiser le couplage électromécanique effectif.

### **IV Etude d'une structure mécanique optimisée :**

Nous venons de voir dans la partie précédente qu'il existe une longueur limite des couches piézoélectriques à partir de laquelle nous atteignons la limite des performances de notre générateur en termes de couplage électromécanique. Nous avons expliqué cet effet par la non-uniformité de la contrainte mécanique le long du matériau piézoélectrique. Cette contrainte est concentrée majoritairement autour de l'encastrement ce qui rend peu utile le volume du matériau piézoélectrique se trouvant à l'autre bout de la poutre. Nous avons donc réfléchi à une solution qui permet d'utiliser efficacement tout le volume de la partie piézoélectrique.

Plusieurs solutions sont proposées dans la littérature qui permettent d'améliorer le couplage électromécanique de la structure pour le même volume de piézoélectrique. Certaines sont basées sur la forme géométrique [7-8], d'autres sur l'électronique couplée avec le générateur (Méthode semi-active SSHI...) [19]. Etant donné que notre objectif principal est de pouvoir utiliser efficacement tout le volume des couches piézoélectriques, ce qui permet par la suite d'améliorer l'efficacité de la conversion mécano-électrique et du taux de variation de la fréquence de résonance, nous avons décidé d'agir dans un premier temps sur la forme géométrique de la structure. Nous proposons donc une forme géométrique optimisée pour un cantilever en bilame, autre que la forme classique du cantilever

que nous avons étudiée dans la première partie de ce chapitre. La forme de cette structure est représentée par la Figure II-16. Il s'agit d'un cantilever à **section transversale variable** :

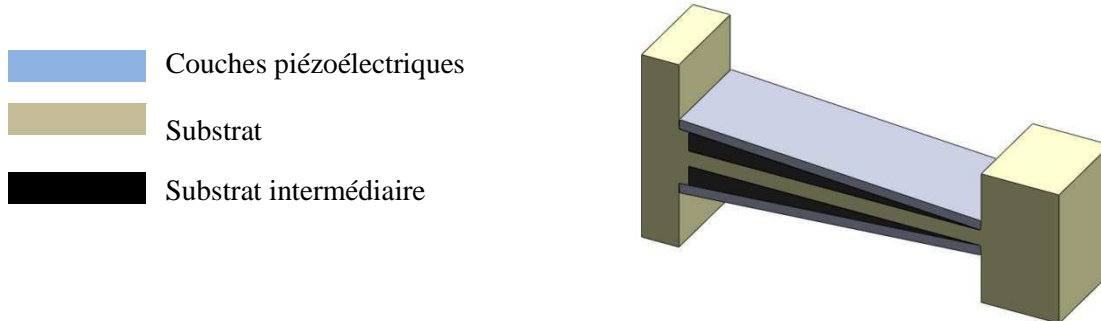


Figure II-16 Forme géométrique de la structure améliorée proposée

L'idée de cette structure à section variable est la suivante : ***avoir une contrainte mécanique homogène le long des couches piézoélectriques.***

Nous avons pu voir dans l'étude précédente à travers les résultats montrés sur la Figure II-10 que la contrainte mécanique dans la structure diminue linéairement dans le cas d'un cantilever classique à épaisseur constante. Ceci est dû à la diminution du moment de flexion  $M(x)$  au fur et à mesure que l'on s'éloigne de l'encastrement (ou encore que l'on s'approche du point d'application de la force qui est dans notre cas le centre de gravité de la masse sismique). Pour compenser cette diminution du moment dans la structure, et en particulier dans la partie piézoélectrique, nous faisons varier la distance entre l'ordonnée de la surface médiane des couches piézoélectriques et celle de la fibre neutre ( $y(x)$ ) (cf. Figure II-17), ceci conduit à des moments quadratiques des couches piézoélectriques ( $I_p$ ) et du substrat intermédiaire ( $I_i$ ) variables selon la position longitudinale. Le rôle du substrat intermédiaire est d'empêcher l'apparition de deux contraintes de signes opposées sur la même couche piézoélectrique. L'allure de variation de ces paramètres doit être choisie judicieusement afin de compenser la diminution du moment de flexion et donc obtenir une contrainte mécanique quasi-homogène tout au long de la structure.

La contrainte mécanique qui s'applique en tout point de la structure de la Figure II-16 s'écrit de la même façon que pour une structure classique :

$$\sigma_p(x) = Y_p \frac{M(x)}{Y_b I_b + 2Y_i I_i(x) + 2Y_p I_p(x)} y(x) \quad (\text{II-33})$$

La particularité dans cette équation par rapport à celle donnée en (II-23) est que les moments quadratiques ainsi que la distance qui sépare la surface où nous voulons calculer la contrainte mécanique et la ligne neutre dépendent de la position par rapport à l'encastrement, ce qui n'est pas le cas pour la structure classique. Nous définissons ainsi chacun de ces paramètres par les équations ci-dessous conformément à la géométrie présentée par la Figure II-17 :

$$2.I_i(x) = w \cdot \left( \left( \frac{e_f - e_0}{L_b} \right) x + e_0 \right)^3 / 12 - w \cdot \frac{e_f^3}{12} \quad (\text{II-34})$$

$$I_p = w \frac{e_p^3}{12} + w e_p \left( y(x) + \frac{e_p}{2} \right)^2 \quad (\text{II-35})$$

$$y(x) = \left( \frac{e_f - e_0}{2L_b} \right) x + \frac{e_0}{2} \quad (\text{II-36})$$

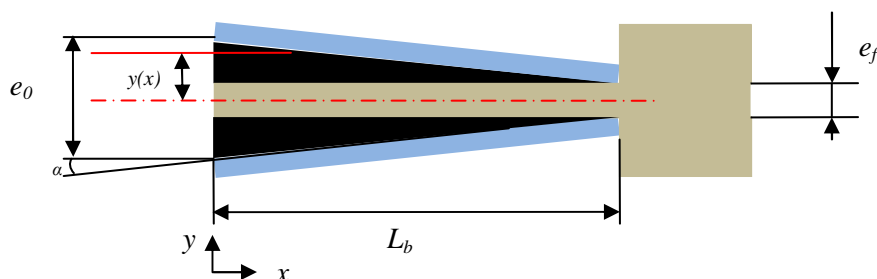


Figure II-17 Vue longitudinale de la structure améliorée

La Figure II-18 présente la distribution de la contrainte mécanique le long de la surface des couches piézoélectriques et cela pour la même quantité de matière utilisée (piézoélectrique et substrat) et pour la même fréquence de résonance ainsi que les différentes pentes de variation de la section du substrat (l'angle  $\alpha$ ). Les dimensions ainsi que les propriétés des matériaux utilisés pour l'obtention de ces résultats sont donnés dans le tableau ci-après conformément à la Figure II-17.

Tableau II-10 Dimensions géométriques et propriétés physiques de la structure étudiée

Paramètres	Valeurs
Masse	$f_r = 200 \text{ Hz}$
$L_b$	30 mm
$e_1$	Variable (selon l'angle $\alpha$ )
$e_0$	1 mm
$Y_b$	201 MPa
$Y_p$	60 MPa
$w$	10 mm

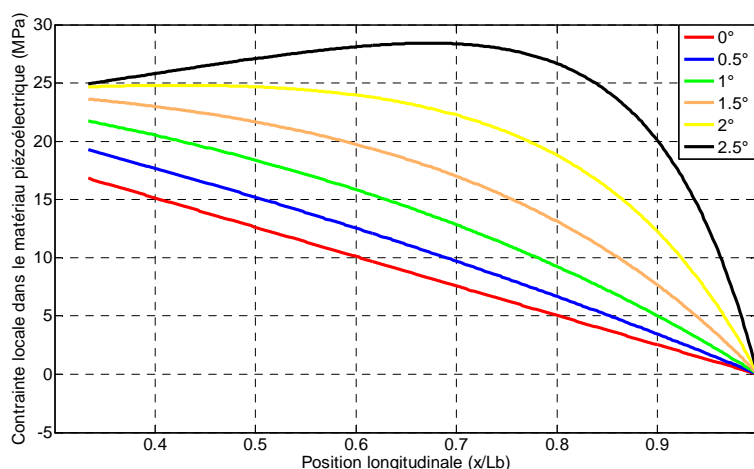


Figure II-18 Répartition de la contrainte mécanique à travers le matériau piézoélectrique pour différents angles d'inclinaison

Nous constatons d'après cette figure que plus nous augmentons l'angle  $\alpha$ , plus la contrainte est uniforme le long de la surface du piézoélectrique. Pour les dimensions et les propriétés des matériaux spécifiées dans le Tableau II-10, nous arrivons à répartir la contrainte quasi uniformément avec un angle autour de  $2.5^\circ$ . Cet angle optimal n'est pas absolu, il dépend des données initiales mentionnées dans le Tableau II-10.

La distribution uniforme de la contrainte mécanique dans le matériau piézoélectrique présente de nombreux avantages, aussi bien pour la récupération de l'énergie vibratoire que pour le tuning de la fréquence de résonance :

(a) Avantages en vue de la récupération de l'énergie vibratoire :

- Le champ électrique créé dans le matériau piézoélectrique est homogène, ce qui facilite la collecte des charges électriques. Pour une épaisseur de matériau piézoélectrique constante, la tension générée sur toute la surface sera quasi constante. Une électrode commune à toute la surface peut alors être utilisée sans réduire l'énergie récupérable (l'énergie produite dans une zone de forte contrainte ne sert pas à charger une capacité parasite formée dans une zone où le piézoélectrique est peu contraint, ce qui est le cas des structures classiques rectangulaires).
- De par le point précédent, le coefficient de couplage électromécanique intrinsèque du matériau piézoélectrique est exploité au maximum, ce qui permet, à **taux d'énergie convertie constant**, de diminuer la quantité de piézoélectrique utilisé et d'augmenter le facteur de qualité globale de la structure si le substrat présente un meilleur facteur de qualité. Si le facteur de qualité mécanique est augmenté, il y a donc moins de pertes mécaniques, et donc pour obtenir un amortissement mécanique égal à l'amortissement électrique, on peut encore réduire la quantité de matériau piézoélectrique et cela tout en augmentant la puissance électrique de sortie qui est proportionnelle au facteur de qualité.

(b) Avantages en vue du tuning de la fréquence de résonance :

- La distribution homogène de la contrainte rend tout le volume piézoélectrique efficace, donc tout le volume agit sur la raideur effective de la structure ce qui améliore son impact.
- Le fait que le matériau piézoélectrique se trouve plus éloigné de la fibre neutre que dans le cas classique, notamment du côté de l'encastrement, rend la raideur mécanique liée à la partie piézoélectrique plus importante, et donc le moindre changement dans ses propriétés mécaniques ( $Y_p$ ) aura un impact significatif sur la raideur totale de la structure.

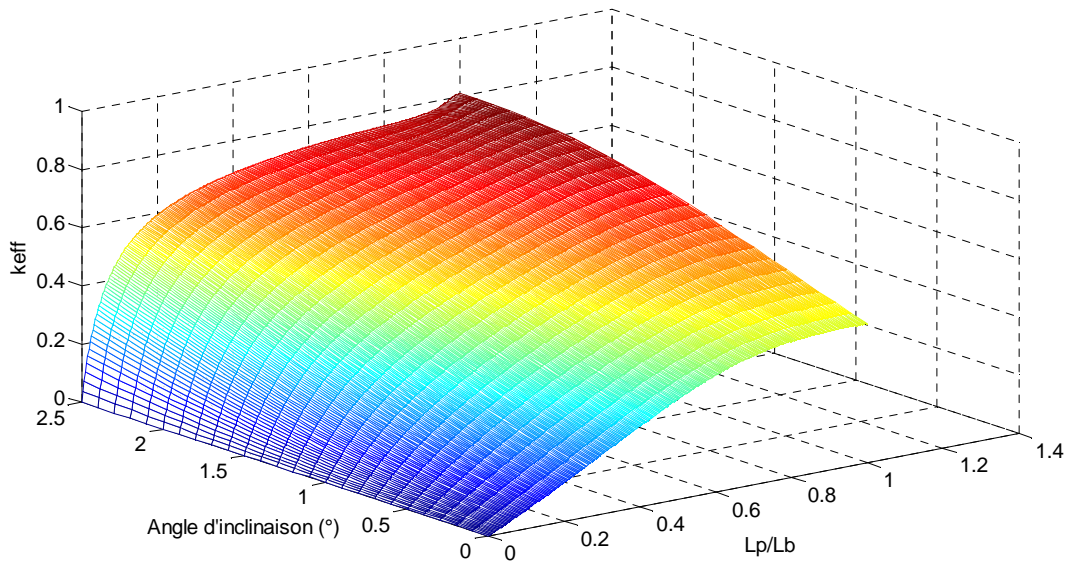
Nous allons dans ce qui suit illustrer chacun de ces avantages par des résultats théoriques dédiés.

### IV.1 Etude du comportement électromécanique (structure améliorée) :

Dans cette partie de l'étude nous allons montrer l'avantage de la structure améliorée sur le couplage électromécanique effectif ainsi que sur le taux de variation de la fréquence de résonance.

Pour pouvoir comparer le fonctionnement d'une structure classique et celui de la géométrie améliorée, nous allons garder les mêmes données d'entrée : accélération  $0.1g@200Hz$ . Pour évaluer le couplage électromécanique effectif nous sommes partis du même principe que celui présenté précédemment, équation (II-25), qui consiste à évaluer la quantité d'énergie stockée dans chaque partie de la structure. Cette évaluation de l'énergie mécanique stockée a été faite numériquement étant donné la complexité des équations.

La **Erreur ! Source du renvoi introuvable.** présente le coefficient de couplage électromécanique effectif en fonction du rapport entre la longueur des couches piézoélectriques et la longueur de la poutre ( $L_p/L_b$ ) et de l'angle d'inclinaison ( $\alpha$ ) entre la surface extérieure de la poutre et la fibre neutre.



**Figure II-19 Impact de la nouvelle géométrie sur le coefficient de couplage électromécanique de la structure améliorée**

Les résultats obtenus montrent clairement l'avantage de la structure améliorée, la structure classique correspond à un  $\alpha=0$ . Nous constatons que pour les mêmes conditions d'entrée en termes de fréquence de vibration, d'accélération et de volume piézoélectrique utilisé, l'utilisation de la nouvelle structure permet d'augmenter le couplage effectif de 0.5 à 0.8 pour un couplage du matériau piézoélectrique de 0.9, soit donc une amélioration de 60% du couplage électromécanique de la structure.

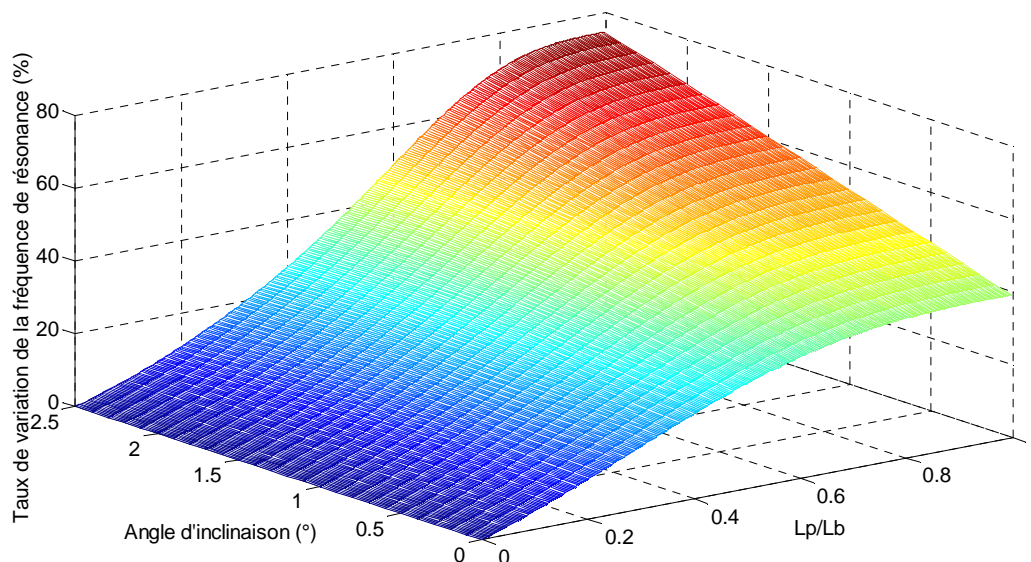
Ces résultats montrent clairement l'avantage d'utiliser la nouvelle géométrie pour améliorer le couplage électromécanique effectif de la structure. Nous passons maintenant à l'étude du taux de variation de la fréquence de résonance de la géométrie améliorée.

#### IV.2 Etude du taux de variation de la fréquence de résonance (structure améliorée) :

Nous avons vu dans la troisième partie de cette étude, qu'il existe, pour la structure classique, une longueur de couches piézoélectrique au-delà de laquelle le taux de variation de la fréquence de résonance n'augmente plus.

La Figure II-20 présente le taux de variation de la fréquence de résonance en fonction des dimensions géométriques du piézoélectrique et de l'angle d'inclinaison ( $\alpha$ ) pour la structure améliorée. Nous constatons un fort impact de la structure améliorée sur le taux de variation de la fréquence de résonance : plus l'angle d'inclinaison est important, plus le taux de variation de la fréquence de résonance est important à épaisseur relative des couches piézoélectriques constante et à fréquence de résonance constante. Ainsi, nous constatons que plus la contrainte mécanique à travers le matériau piézoélectrique est uniforme, plus l'effet de la longueur des couches piézoélectriques sur le taux de variation de la fréquence de résonance est important. Ce qui n'est pas le cas pour les structures rectangulaires classiques. Dans le cas où la longueur des couches piézoélectriques est égale à la longueur du substrat : le taux de variation de la fréquence de résonance pour une structure classique est

de 40 % alors que pour la géométrie améliorée présentant une contrainte la plus uniforme possible sur la surface des couches piézoélectriques ( $\alpha=2.5^\circ$ ), le taux de variation de la fréquence de résonance atteint près de 75 %, ce qui représente une nette amélioration du taux de variation de la fréquence de résonance. Ces résultats sont obtenus en supposant que le taux de variation de la raideur des couches piézoélectriques est égal à 400 % ( $x_1=4$ ), (ce taux de variation correspond à celui dans les matériaux à fort couplage électromécanique comme les monocristaux), et que le rapport entre la raideur minimale des couches piézoélectriques et celle du substrat est égal à 0.125 ( $x_0=0.125$ ).



**Figure II-20** Effet de la longueur des couches piézoélectriques et de l'angle d'inclinaison sur le taux de variation de la fréquence de résonance ( $x_1=4$ ,  $x_0=0.125$ )

Ces résultats montrent une nouvelle fois l'avantage de l'utilisation de la structure à géométrie améliorée par rapport à la structure classique, cette nouvelle géométrie permet d'améliorer le taux de variation de la fréquence de résonance de près de 85 % dans les conditions de travail que nous nous sommes imposées.

Nous avons jusqu'ici étudié le couplage électromécanique sans tenir compte de la dynamique du mouvement. Ceci nous a permis d'identifier l'effet de chaque paramètre géométrique, mécanique et électromécanique sur le couplage électromécanique effectif et le taux de variation de la fréquence de résonance. Nous avons ainsi proposé une géométrie qui permet d'optimiser les dimensions géométriques en vue d'obtenir le meilleur taux de variation de la fréquence de résonance. Néanmoins, le fonctionnement à la résonance n'est pas le seul critère d'optimisation de l'efficacité du fonctionnement d'un générateur. Comme nous avons pu le voir en début du chapitre précédent, pour obtenir un fonctionnement optimal du générateur, il faut que l'énergie électrique extraite du générateur soit égale à l'énergie mécanique dissipée dans la structure. Afin d'évaluer l'énergie extraite du générateur, il est impératif de passer par l'étude dynamique de la structure. Nous proposons donc dans ce qui suit l'étude d'un générateur piézoélectrique en régime dynamique.

## V Etude du comportement d'un générateur piézoélectrique en régime dynamique :

Plusieurs techniques de modélisation des générateurs piézoélectriques en régime dynamique sont proposées dans la littérature, nous distinguons principalement deux types de modèle : le modèle à constantes localisées, et le modèle à constantes réparties. Comme le dispositif que nous visons

présente une masse sismique placée en bout de poutre prépondérante à la masse de la poutre elle-même, le modèle à constantes localisées tel que nous l'avons déjà présenté au chapitre précédent est particulièrement bien adapté.

### V.1.1 Présentation détaillée du modèle à constantes localisées :

Le modèle que nous avons adopté pour notre étude est un modèle à un degré de liberté (Figure II-21), déjà introduit dans le chapitre I de ce manuscrit. Il s'agit d'un modèle simplifié composé d'une masse sismique ( $m$ ) qui représente la masse mobile effective du générateur, d'un ressort de raideur  $K$  qui représente la raideur à la flexion de la structure, de deux amortissements : un amortissement mécanique pour représenter les pertes mécaniques dans la structure, et un amortissement électrique pour représenter l'énergie électrique extraite du générateur.

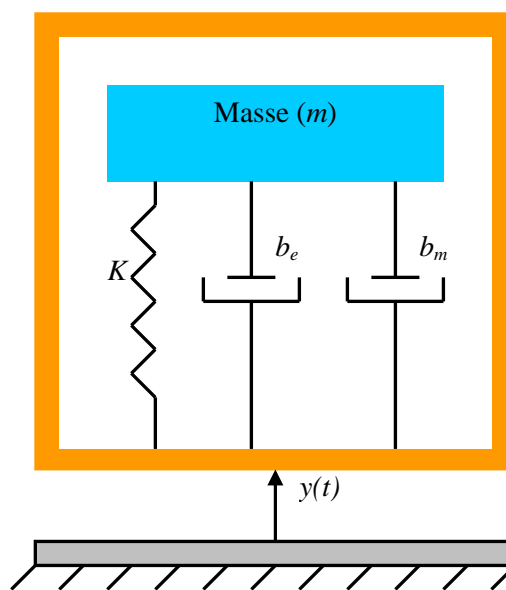


Figure II-21 Modèle à un degré de liberté pour un système de récupération d'énergie vibratoire

#### V.1.1.1 Les forces appliquées :

Les forces appliquées sur la masse ( $m$ ) de la structure sont les suivantes :

- la force d'inertie : cette force est liée à l'accélération de la masse sismique engendrée par les vibrations du support;
- les forces d'amortissement : ce sont les forces liées aux amortissements mécanique et électrique dans le système de récupération d'énergie supposés visqueux dans cette étude.
- la force liée au moment : la force élastique se traduit dans le cas de la poutre par un effort de flexion autour de l'axe  $y$ , Tableau II-5, cette flexion de poutre se traduit sur la masse sismique comme un effort dans une direction normale à cette poutre.
- la force liée à l'effet piézoélectrique : l'effet de la piézoélectricité est réversible, c'est-à-dire qu'il est capable de travailler aussi bien en tant que générateur qu'en tant qu'actionneur. La modification des conditions électriques modifie le comportement du matériau piézoélectrique, par effet piézoélectrique inverse, et donc crée une force de réaction qui s'ajoute à l'ensemble des forces que nous venons de décrire.

V.1.1.2 La masse sismique :

La masse ( $m$ ) qui apparait dans ce modèle à un degré de liberté est considérée comme la masse effective totale de la structure cantilever. Nous considérons que cette masse est concentrée en bout de la poutre. Elle dépend donc à la fois de la masse sismique ( $M_s$ ) placée en bout de la poutre mais aussi de la masse de la poutre elle-même ( $M_{beam}$ ) ramenée en bout de poutre, cette masse effective s'exprime comme [10] :

$$m = M_s + M_{beam} \frac{33}{140} \quad (\text{II-37})$$

V.1.1.3 La raideur équivalente de la structure :

Pour déterminer la raideur mécanique de la structure nous considérons que les couches piézoélectriques sont électriquement court-circuitées, nous ne tenons donc compte que de la raideur intrinsèque des matériaux utilisés. Nous nous référons à l'étude statique faite en début de ce chapitre, nous supposons que la masse déterminée dans le paragraphe précédent est concentré en bout de la structure et qu'une force statique est appliquée à son centre de gravité. Par application de la théorie des poutres nous arrivons à l'expression ci-dessous de la raideur :

$$K = \frac{YI_b I_b}{YI \left( \frac{1}{3} L^3 \right) - 2Y_p I_p \left( L^2 + \frac{L_p^2}{3} - LL_p \right) L_p} \quad (\text{II-38})$$

V.1.1.4 Les coefficients d'amortissement :

L'amortissement électrique dépend essentiellement de la puissance active transférée à la charge électrique connectée au générateur, il dépend donc non seulement des propriétés de la structure mais aussi du type de la charge électrique utilisée (impédance réelle et/ou imaginaire) et aussi du circuit de conditionnement de l'énergie électrique. Quant à l'amortissement mécanique, il dépend de l'amortissement intrinsèque du matériau, de la surface de la structure en contact avec l'air (frottement avec l'air), de la pression ambiante...etc. Il est difficile d'anticiper par le calcul avec exactitude la valeur du coefficient d'amortissement mécanique de la structure, ce coefficient sera donc déterminé d'une manière expérimentale.

Dans le diagramme ci-dessous, nous présentons les démarches menées pour arriver au modèle final du coefficient d'amortissement électrique en fonction de la charge électrique et de l'excitation :



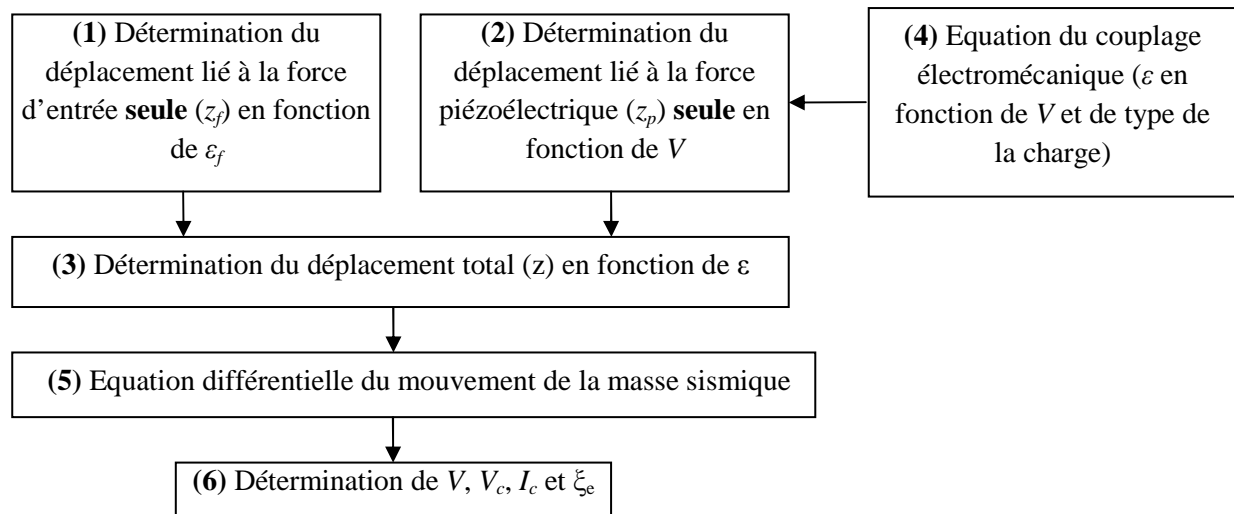


Figure II-22 Démarches suivies pour la détermination des caractéristiques électriques du générateur

La première et la deuxième étape consistent respectivement à déterminer le déplacement du centre de gravité de la masse sismique lié à la force d'entrée (accélération du support) et à la contre réaction piézoélectrique en fonction de la déformée moyenne dans le matériau piézoélectrique.

Lors de la première étape nous ne tenons compte que de l'amplitude d'entrée, c'est-à-dire nous considérons que les couches piézoélectriques sont court-circuitées, donc pas de contre réaction piézoélectrique. Nous déterminons ainsi le déplacement de la masse sismique en fonction de la déformée moyenne dans le piézoélectrique  $\varepsilon_f$ . Tandis que dans la deuxième étape, nous déterminons le déplacement du centre de gravité de la masse sismique engendrée par une tension  $V$  appliquée aux bornes des couches piézoélectriques.

La troisième étape consiste à établir le déplacement équivalent qui tient compte des deux effets (force d'entrée et contre réaction piézoélectrique). Pour ce faire, nous faisons la superposition des deux effets, ainsi nous obtenons le déplacement équivalent en fonction de la déformée moyenne dans le matériau piézoélectrique et de la tension aux bornes des couches piézoélectriques.

La quatrième étape consiste à déterminer à travers les équations de la piézoélectricité la relation entre la tension générée par les couches piézoélectriques et la déformation moyenne résultante  $\varepsilon$ . La relation établie tient compte du type de la charge électrique couplée avec le générateur piézoélectrique.

Dans la cinquième étape nous revenons vers l'équation différentielle qui régit le mouvement de la masse sismique. Nous introduisons ainsi l'expression du déplacement équivalent établi dans l'étape (3) et nous remplaçons la déformée moyenne par son expression qui tient compte de la tension qui apparaît aux bornes du matériau piézoélectrique et de la charge électrique couplée avec le générateur.

La sixième étape consiste à résoudre l'équation différentielle finale qui ne dépend que de la tension qui apparaît aux bornes des couches piézoélectriques. Ainsi, à partir de l'expression de la tension  $V$  aux bornes des couches piézoélectriques, nous pouvons déterminer la tension  $V_c$  aux bornes de la charge électrique, le courant traversant la charge  $I_c$ , et par la suite, l'amortissement électrique qui n'est autre que le taux d'énergie électrique extrait du générateur par rapport à l'énergie totale d'entrée.

✓ Le déplacement et la déformée liés à la force d'inertie (étape 1) :

La déformée moyenne dans le piézoélectrique due à la force d'inertie est établie à partir de l'équation d'Euler-Bernoulli comme montré dans la partie précédente :

$$\varepsilon_F = \frac{1}{L_p} \int_0^{L_p} \frac{M(x)}{YI} (y - y_n) dx \quad (\text{II-39})$$

La structure que nous sommes en train d'étudier présente un plan de symétrie latéral qui passe par le milieu du substrat, ce plan coupe nécessairement la fibre neutre de la structure. Pour alléger l'écriture des équations, nous notons  $b$  l'écart entre l'ordonnée du point où nous voulons calculer la déformée de la structure et celle de la fibre neutre. La déformée moyenne dans le matériau piézoélectrique liée à la force d'entrée s'écrit alors :

$$\varepsilon_F = F \frac{b}{YI} \left( L - \frac{L_p}{2} \right) \quad (\text{II-40})$$

Avec  $F$ , la force appliquée au centre de gravité de la masse sismique.

Le déplacement lié à cette force est le même que celui établi pour la détermination de la raideur (II.30), car nous avons la même origine de la déformation (une force appliquée au centre de gravité de la masse et dans une direction normale à la longueur de la poutre). Nous appelons  $k_1$  le rapport entre le déplacement de la masse sismique lié à la force d'entrée et la déformée moyenne dans le matériau piézoélectrique due à la force d'entrée :

$$k_1 = \frac{1}{Y_b I_b \left( b \left( L - \frac{L_p}{2} \right) \right)} \left[ YI \left( \frac{1}{3} L^3 \right) - 2Y_p I_p \left( L^2 + \frac{L_p^2}{3} - LL_p \right) L_p \right] \quad (\text{II-41})$$

Il en découle donc :

$$z_F = k_1 \varepsilon_F = k_1 (\varepsilon + \varepsilon_p) \quad (\text{II-42})$$

Avec :  $\varepsilon$  représente la déformée moyenne dans le piézoélectrique (la résultante).

$\varepsilon_p$  : la déformée moyenne dans le matériau piézoélectrique due à la tension appliquée à ses bornes.

Nous passons maintenant à la détermination de la contrainte moyenne dans le piézoélectrique et du déplacement du centre de gravité de la masse sismique engendré par une tension  $V$  appliquée aux bornes des couches piézoélectriques (étape 2).

✓ Le déplacement et la déformée liés à l'effet piézoélectrique inverse (étape 2):

A l'inverse de l'étape précédente, nous ne tenons compte ici que de l'effet inverse de la piézoélectricité, c'est à dire la déformée moyenne dans le matériau piézoélectrique liée uniquement à la tension qui est appliquée à ses bornes.

D'après les équations de la piézoélectricité, la déformée moyenne dans le matériau piézoélectrique engendrée par une tension appliquée à ses bornes en cas de couplage longitudinale s'écrit comme suit :

$$\varepsilon_p = d_{31} E_3 \quad (\text{II-43})$$

Or, cette relation est valable uniquement lorsque le matériau piézoélectrique n'est connecté à aucun autre matériau, ce qui n'est pas le cas pour notre structure.

En considérant la présence de substrat de la structure, nous arrivons à l'expression suivante de la déformée moyenne induite dans le matériau piézoélectrique sous l'effet de la tension :

$$\varepsilon_p = \frac{2Y_p I_p}{YI} d_{31} E_3 \quad (\text{II-44})$$

Nous pouvons maintenant remonter au déplacement du centre de gravité de la masse sismique lié à l'effet inverse de la piézoélectricité. Pour ce faire, nous introduisons tout d'abord une variable intermédiaire qui est le moment de flexion engendré par l'effet piézoélectrique inverse ( $M^*$ ). La déformée moyenne dans le piézoélectrique liée à ce moment, par application de la loi d'Euler Bernoulli, est telle que :

$$\varepsilon_p = \frac{1}{L_p} \int_0^{L_p} \frac{M^*}{YI} b dx = \frac{M^* b}{YI} \quad (\text{II-45})$$

Ensuite, nous faisons comme dans le cas de l'étude statique (paragraphe III.4.2). Nous calculons le déplacement généré dans chaque zone de la suite à un moment de contre réaction appliqué au niveau de l'encastrement  $M^*$ . Ainsi, nous arrivons au résultat ci-dessous du déplacement de la masse sismique :

$$z_M = M^* \left[ \frac{1}{Y_b I_b} \left( L_b \frac{L_m}{2} + \frac{L_b^2}{2} \right) + \left( \frac{1}{YI} - \frac{1}{Y_b I_b} \right) \left( \frac{L_p L_m}{2} + L_p L_b - \frac{L_p^2}{2} \right) \right] \quad (\text{II-46})$$

Nous appelons  $k_2$  le rapport entre la déformée moyenne dans le piézoélectrique et le déplacement en bout de la masse sismique dû au moment  $M^*$  :

$$k_2 = \frac{1}{b} \left[ \frac{YI}{Y_b I_b} \left( L_b \frac{L_m}{2} + \frac{L_b^2}{2} \right) + \left( 1 - \frac{YI}{Y_b I_b} \right) \left( \frac{L_p L_m}{2} + L_p L_b - \frac{L_p^2}{2} \right) \right] \quad (\text{II-47})$$

La relation finale du déplacement de la masse sismique liée à l'effet inverse de la piézoélectricité est telle que :

$$z_p = k_2 \frac{2Y_p I_p}{YI} d_{31} \frac{V}{e_p} \quad (\text{II-48})$$

✓ Déplacement total de la masse sismique (étape 3) :

Etant donné que les moments induits par la force d'inertie et l'effet inverse de la piézoélectricité s'opposent, le déplacement total de la masse sismique étant la différence entre celui lié à la force d'inertie et celui lié à l'effet inverse de la piézoélectricité, il s'exprime comme suit :

$$z = z_F - z_p = k_1 \varepsilon + k_1 \frac{2Y_p I_p}{YI} d_{31} \frac{V}{e_p} - k_2 \frac{2Y_p I_p}{YI} d_{31} \frac{V}{e_p} \Rightarrow z = k_1 \left( \varepsilon + \left( 1 - \frac{k_2}{k_1} \right) \frac{2Y_p I_p}{YI} d_{31} \frac{V}{e_p} \right) \quad (\text{II-49})$$

Après avoir déterminé le déplacement total en fonction de la déformée moyenne totale dans les couches piézoélectriques ( $\varepsilon$ ) et la tension aux bornes des couches piézoélectriques ( $V$ ) nous pouvons revenir vers l'étude de la dynamique de la structure (étape 4 et 5).

✓ Relation du couplage électromécanique (étape 4) :

Comme nous l'avons introduit auparavant, le but de cette étape est de déterminer la relation entre la déformée moyenne résultante dans le piézoélectrique et la tension qui apparaît à ses bornes. Pour déterminer cette relation nous devons tenir compte du type de la charge couplée avec le matériau piézoélectrique. A titre illustratif, nous prenons un cas représentatif où le générateur est couplé avec un pont de diode suivi d'une batterie avec une tension  $V_{bat}$ , comme représenté sur la figure ci-dessous :

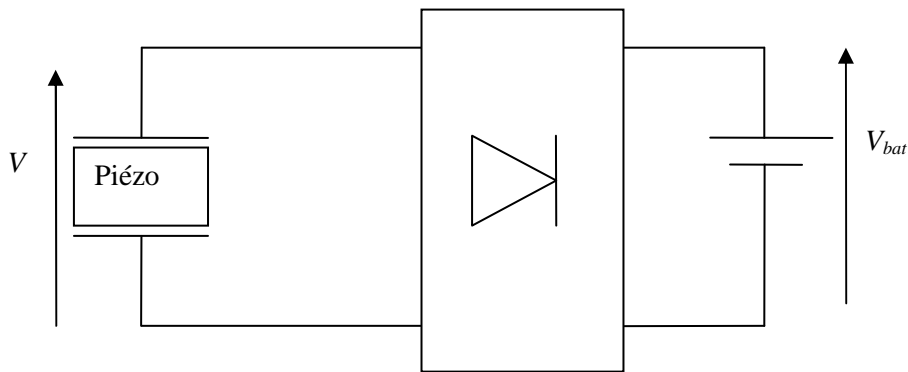


Figure II-23 Schéma équivalent du système de récupération couplé avec une batterie

Il est clair que d'après ce schéma qu'il y a deux modes de fonctionnement, un mode où le pont de diode est bloqué ( $V < V_{bat}$ ) et un mode où le pont de diode est passant. La relation qui lie la déformée moyenne résultante dans le matériau piézoélectrique et la tension aux bornes des couches piézoélectriques n'est pas la même. Nous donnons ci-dessous la manière d'évaluer la tension dans chacun des cas.

D'après les équations de la piézoélectricité et l'équation de Maxwell-Gauss présentés ci-dessous, nous pouvons faire le lien entre la déformée et la tension de sortie.

$$\begin{cases} \mathbf{S} = \mathbf{s}^E \mathbf{T} + \mathbf{d}^t \mathbf{E} \\ \mathbf{D} = \boldsymbol{\varepsilon}^T \mathbf{E} + \mathbf{d} \mathbf{T} \end{cases} \quad (\text{II-50})$$

$$\iint \vec{E} \cdot d\vec{S} = \frac{Q}{\varepsilon_r^T \varepsilon_0^T} \quad (\text{II-51})$$

**Phase 1 (pont de diode bloqué) :**

Après calcul et pour le premier mode de fonctionnement, la dérivée de la déformée totale s'exprime ainsi :

$$\dot{\varepsilon} = \frac{C_p (2 - k_{31}^2)}{2|d_{31}|Y_p w L_p} \dot{V} \quad (\text{II-52})$$

Etude de la dynamique du système (étape 5):

Le fonctionnement du générateur est régi par une équation différentielle du premier ordre, que nous pouvons déduire à partir de la seconde loi de Newton en considérant les forces appliquées sur la masse sismique. Nous allons utiliser ce modèle pour en déduire les caractéristiques courant/tension en sortie des couches piézoélectrique en fonction de la charge électrique connectée et la force d'entrée (accélération du support) :

Cette équation différentielle s'écrit de la façon suivante :

$$m \ddot{z} + (b_e + b_m) \dot{z} + K z = m\gamma \quad (\text{II-53})$$

Avec

$m$  : la masse sismique

$K$  : la raideur effective de la structure que nous avons déterminé en début de cette étude.

Avec

$$\text{Et } \zeta_m = \frac{1}{2Q_m} = \frac{1}{2} \left( \frac{\frac{W_p}{Q_p} + \frac{W_b}{Q_b}}{W_p + W_b} \right)$$

$Q_p$  : Facteur de qualité mécanique du matériau piézoélectrique.

$Q_b$  : Facteur de qualité mécanique du matériau substrat.

Nous substituons maintenant le déplacement total du centre de gravité de la masse sismique par son expression qui tient compte de la force d'entrée et de la tension qui apparait aux bornes du matériau piézoélectriques (II.49) dans l'équation différentielle qui régit le mouvement de la masse sismique(II-53), ce qui donne l'équation suivante en fonction de la déformation mécanique dans le matériau piézoélectrique et la tension aux bornes de celui-ci.

$$\ddot{\epsilon} + \frac{B}{m} \dot{\epsilon} + \frac{K}{m} \epsilon + \left( \frac{|d_{31}| 2Y_p I_p}{YI e_p} \right) \left( 1 - \frac{k_2}{k_1} \right) \left( \ddot{V} + \frac{B}{M} \dot{V} + \frac{K}{m} V \right) = \frac{\gamma}{k_1} \quad (\text{II-54})$$

Nous allons à présent établir l'équation qui lie la déformation mécanique dans le matériau piézoélectrique à la tension aux bornes de celui-ci afin d'en déduire au final la tension de sortie dans le cas où le pont de diode est bloqué.

Ainsi, nous pouvons substituer la déformée par l'expression précédente dans l'équation différentielle (II-53) et ne considérer alors plus que la tension de sortie:

$$\left( \left( \frac{|d_{31}| 2Y_p I_p}{YI e_p} \right) \left( 1 - \frac{k_2}{k_1} \right) + \frac{C_p (2 - k_{31}^2)}{2|d_{31}| Y_p w L_p} \right) \left( \ddot{V} + \frac{B}{M} \dot{V} + \frac{K}{M} V \right) = \frac{\gamma}{k_1} \quad (\text{II-55})$$

Nous pouvons réduire l'écriture de cette équation comme suit :

$$\ddot{V} + \frac{(b_e + b_m)}{m} \dot{V} + \frac{K}{m} V = \frac{\gamma}{k_1 k_4} \quad (\text{II-56})$$

Avec :

$$k_4 = \left( \frac{|d_{31}|}{YI} \frac{2Y_p I_p}{e_p} \right) \left( 1 - \frac{k_2}{k_1} \right) + \frac{C_p (2 - k_{31}^2)}{2|d_{31}| Y_p w L_p} \quad (\text{II-57})$$

La résolution de l'équation différentielle donnée par (II-56) nous permet de donner l'expression suivante de la tension aux bornes des couches piézoélectriques en circuit ouvert pour une excitation sinusoïdale d'amplitude de déplacement ( $Y$ ) :

$$V(t, \omega) = \frac{Y}{k_{db} (2\xi_m)} \cos\left(\omega t + \frac{\pi}{2}\right) \quad (\text{II-58})$$

Avec  $k_{db} = k_1 k_4$

### **Phase 2 (Pont de diode passant)**

Lorsque le pont diode est passant, la tension piézoélectrique n'évolue plus ( $V = V_{bat}$ ) et le générateur piézoélectrique se transforme en une source de courant, les équations (II-50) et (II-51) nous permettent ainsi d'établir le lien entre la déformée moyenne dans le matériau piézoélectrique et la quantité de charges électriques débitées dans la batterie :

$$q(t) = d_{31} Y_p w L_p \varepsilon - (1 - k_{31}^2) C_p V_{bat} \quad (\text{II-59})$$

De la même façon qu'avant, la substitution de l'équation (II-59) dans l'équation (II-49), ensuite dans l'équation (II-52) nous permet de définir le courant électrique débité dans la batterie :

$$i_{bat}(t) = \dot{q}(t) = -\frac{1}{k_{dc}} \frac{Y\omega}{2\xi} \sin\left(\omega t + \frac{\pi}{2}\right) \quad (\text{II-60})$$

Nous pouvons à présent calculer l'énergie électrique extraite du générateur pendant la phase de conduction du pont diode :

$$E_{elec} = 2 \int_{t_1}^{\frac{\pi}{2}} i_{bat}(t) V_{bat} dt = -\frac{1}{k_{dc}} \frac{Y V_{bat}}{2(\xi_m + \xi_e)} \left( 1 - V_{bat} \left( 2\xi_m \frac{k_{db}}{Y} \right) \right) \quad (\text{II-61})$$

Afin d'extraire le maximum d'énergie de la source, il convient de choisir la bonne valeur de la tension  $V_{bat}$  qui permet de maximiser l'extraction. Nous pourrions montrer aisément par le calcul que la tension optimale de la batterie est égale à  $V_{p-vide}/2$  (avec  $V_{p-vide}$  la tension de sortie du générateur à vide). Cependant, ceci n'est vrai que dans le cas d'un faible couplage du matériau piézoélectrique. Dans le cas d'un fort couplage, le choix d'un tel niveau de tension pourrait amortir le déplacement de la masse sismique, ce qui affecte l'énergie de sortie du générateur, à moins que le déplacement de la masse sismique soit imposé. Pour trouver la tension optimale qui tient compte à la fois du fort couplage électromécanique et du fait que le déplacement de la masse sismique n'est pas imposé, nous utilisons

la condition d'optimisation établie dans le chapitre précédent. Nous cherchons le niveau de tension  $V_{bat}$  pour avoir un amortissement électrique optimal, idéalement un amortissement électrique égal à l'amortissement mécanique.

Lorsque  $E_{elec}=E_{mec}$  on a  $\xi_{elec}=\xi_{mec}$ , cherchons donc le niveau de tension de la batterie  $V_{bat}$  pour atteindre cette condition :

$$E_{elec} = E_{mec} \Rightarrow \frac{1}{k_{dc}} \frac{YV_{bat}}{2(2\xi_m)} \left( 1 - V_{bat} \left( 2\xi_m \frac{k_{db}}{Y} \right) \right) = E_{mec} \quad (\text{II-62})$$

La résolution de cette équation montre qu'il existe deux niveaux de tension de la batterie qui maximise l'énergie extraite du générateur :

$$V_{bat1} = \frac{Y}{4k_{db}\xi_m} \left( 1 - \sqrt{\frac{Y - 8E_{mec}k_{db}k_{dc}\xi_m^2}{Y}} \right) = \frac{V_{p-vide}}{2} \left( 1 - \sqrt{\frac{Y - 8E_{mec}k_{db}k_{dc}\xi_m^2}{Y}} \right) \quad (\text{II-63})$$

$$V_{bat2} = \frac{Y}{4k_{db}\xi_m} \left( 1 + \sqrt{\frac{Y - 8E_{mec}k_{db}k_{dc}\xi_m^2}{Y}} \right) = \frac{V_{p-vide}}{2} \left( 1 + \sqrt{\frac{Y - 8E_{mec}k_{db}k_{dc}\xi_m^2}{Y}} \right) \quad (\text{II-64})$$

Avec  $V_{p-vide}$  la tension en sortie du générateur piézoélectrique lorsqu'il est à vide.

Ce calcul montre que pour extraire le maximum d'énergie, il n'est pas nécessaire de mettre une batterie dont la tension de sortie est de même ordre de grandeur que la tension de sortie du générateur, ni de mettre un circuit d'adaptation. Une batterie avec une tension  $V_{bat}=V_{bat1}<V_{p-vide}/2$  suffit pour extraire le maximum d'énergie. Lorsque le couplage électromécanique diminue les deux valeurs de tension ( $V_{bat1}$  et  $V_{bat2}$ ) tendent vers une seule valeur qui est  $V_{p-vide}/2$ .

## VI Conclusions et bilan du chapitre :

Dans ce chapitre, nous avons démontré que la maximisation du taux de variation de la fréquence de résonance passe par la maximisation du coefficient du couplage électromécanique effectif. Nous avons proposé une nouvelle géométrie pour une structure de type cantilever qui permet d'améliorer le couplage électromécanique effectif. Etant donné les performances constatées pour la structure améliorée en termes de couplage électromécanique et par conséquent en termes de taux de variation de la fréquence de résonance, nous retiendrons cette géométrie pour dimensionner nos différents prototypes. Le tableau ci-dessous compare les performances associées à la géométrie rectangle classique et celles associées à la géométrie améliorée, dans les mêmes conditions (même fréquence de résonance, même masse sismique, même accélération de la source de vibration, même volume piézoélectrique, mêmes types de matériaux utilisés):

Tableau II-11 Comparaison entre les deux types de structures étudiées

	Structure classique	Structure améliorée
Couplage électromécanique effectif	0.5	0.8
Taux de variation de la fréquence de résonance (%)	40	75

Nous avons abordé également en fin de ce chapitre le comportement dynamique d'un système de récupération d'énergie de type cantilever. Nous avons montré que le choix du niveau de tension à mettre en sortie du pont diode est capital pour extraire le maximum d'énergie. Nous avons montré également que dans le cas d'un fort couplage électromécanique, cette tension optimale peut être très inférieure à la tension de sortie du générateur.

Les résultats théoriques obtenus au cours de ce chapitre sont nécessaires pour la conception et le dimensionnement des structures de récupération d'énergie vibratoire large bande. Nous allons donc nous baser sur les modèles et les résultats théoriques obtenus pour dimensionner les prototypes qui nous permettront d'évaluer les deux techniques d'ajustement de la fréquence de résonance envisagées. Cette étape est exposée dans les deux prochains chapitres.

### VII Références :

- [1] S. Priya, "Criterion for material selection in design of bulk piezoelectric energy harvester", IEEE Transactions on Ultrasonic, Ferroelectrics and Frequency Control, Vol 72, no 12, PP. 2610-2612, 2010.
- [2] R. Bechmann, "Elastic and piezoelectric constants of alpha-quartz", *Physical Review*, vol. 110, p. 1060, 1958.
- [3] A. I. Ltd, Tech. Rep. [Online]. Available: <http://americanpiezo.com>
- [4] F. Martin, P. Muralt, M.-A. Dubois, and A. Pezous5, "Thickness dependence of the properties of highly c-axis textured AlN thin films", *Journal of Vacuum Science & Technology A: Vacuum, Surfaces, and Films*, vol. 22, no. 2, pp. 361–365, 2004.
- [5] I. Kobiakov, "Elastic, piezoelectric and dielectric properties of ZnO and CdS single crystals in a wide range of temperatures", *Solid State Communications*, vol. 35, no. 3, pp. 305–310, Jul. 1980.
- [6] M. Kärki, Kiiski and Lekkala, "A PVDF sensor with printed electrodes for normal and shear stress measurements en sole", *XIX IMEKO World Congress*, 2009.
- [7] M. Deffosseux, "Conception et caractérisation de microgénérateurs piézoélectriques pour microsystèmes autonomes", thèse de l'Université de Grenoble, 2011.
- [8] W. Zhou, X. Yong, "Vibration energy harvesting device based on air spaced piezoelectric cantilever", *Applied Physics Letters*, vol 90, n°26, 2007
- [9] A. Badel, "Récupération d'énergie et contrôle vibratoire par éléments piézoélectriques suivant une approche non linéaire", rapport de thèse de l'université de Savoie, 2008
- [10] W-C. Young, R-G. Budynas, "Roark's formulas for stress and strain", Editeur : McGraw-Hill Professional, ISBN-10: 007072542X



# Chapitre III : Systèmes à adaptation automatique de la fréquence de résonance par procédé piézoélectrique

I Introduction :	101
II Technique d'ajustement de la fréquence de résonance par application d'un champ électrique dans le matériau piézoélectrique :	101
II.1 Modélisation de l'impact du champ électrique sur la rigidité mécanique d'un matériau de type piézoélectrique :	102
II.2 Modélisation de l'impact du champ électrique sur la fréquence de résonance :	104
II.3 Choix des matériaux à utiliser :	105
II.4 Dimensionnement de la structure et résultats théoriques :	106
II.5 Fabrication de la structure :	108
II.6 Caractérisation de la structure et validation de l'approche :	110
II.7 Stratégies d'asservissement de la fréquence de résonance :	112
II.8 Conclusion :	114
III Adaptation automatique de la fréquence de résonance par adaptation de la charge électrique connectée à un matériau piézoélectrique	115
III.1 Introduction :	115
III.2 Théorie d'ajustement de la fréquence de résonance par adaptation de la charge électrique :	115
III.3 Choix du matériau piézoélectrique à utiliser :	118
III.4 Choix des dimensions de la structure :	119
III.5 Résultats théoriques de l'approche par adaptation de la charge capacitive :	122
III.6 Fabrication de la structure :	123
III.7 Validation expérimentale de l'approche :	124
III.8 Synthèse de la caractérisation électromécanique des prototypes fabriqués :	127
III.9 Automatisation du réglage de la fréquence de résonance :	127
III.10 Adaptation de la fréquence de résonance et de l'amortissement électrique :	132

III.11 Résultats expérimentaux du double ajustement: .....	139
III.12 Electronique de réglage de la fréquence de résonance et de l'amortissement électrique : .....	141
III.13 Bilan d'énergie : .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
IV Conclusions : .....	142
V Références : .....	143

*Le but de ce chapitre est de présenter deux techniques d'ajustement de la fréquence de résonance développées au cours de cette thèse. Nous détaillons pour chacune des deux approches l'étude théorique menée, les critères de dimensionnement et d'optimisation des structures, les résultats expérimentaux obtenus ainsi que les mécanismes de rétroaction électrique développés pour permettre un ajustement automatique de la fréquence de résonance et de l'amortissement électrique.*

### **I Introduction :**

Dans le présent chapitre, nous proposons deux approches pour faire varier la fréquence de résonance, les deux techniques sont basées sur une modification de la raideur de la partie piézoélectrique par action dans le domaine électrique. Ces deux solutions sont applicables pour des vibrations dont la densité spectrale est concentrée autour d'une raie de fréquence susceptible de varier au cours du temps. Ces techniques sont adaptées à tous types de structure de récupération d'énergie vibratoire résonante (électrostatique, électromagnétique ou bien piézoélectrique). Néanmoins, étant donné que nous utilisons du matériau piézoélectrique pour ajuster la fréquence de résonance, nous utilisons ce même matériau pour convertir l'énergie mécanique en énergie électrique. L'objectif de ces approches est de minimiser en tant réel l'écart entre la fréquence principale de vibration et la fréquence de résonance ou plus globalement d'ajuster la fréquence de résonance de façon à maximiser la puissance de sortie.

La première approche que nous proposons dans ce chapitre consiste à appliquer un champ électrique statique dans le matériau piézoélectrique qui se superpose au champ induit par la variation de contrainte mécanique dans le matériau. La direction et l'intensité de ce champ a un effet sur la raideur de la partie piézoélectrique de la structure. Ainsi, nous ajustons la fréquence de résonance par ajustement de l'intensité du champ électrique appliqué dans le matériau piézoélectrique. La deuxième approche consiste à faire varier la raideur des couches piézoélectriques, et donc la fréquence de résonance de la structure, par adaptation de la charge électrique couplée à ce matériau.

Pour chacune des deux approches, nous présentons le principe physique qui permet de modifier la raideur du matériau piézoélectrique. Nous analysons ensuite les différents paramètres qui affectent le taux de variation de la fréquence de résonance et enfin nous donnons les principes de dimensionnement qui permettent de maximiser le taux de variation de la fréquence de résonance.

Dans un second temps, nous présentons les bancs d'essai développés pour la validation de chacune des deux approches. Nous analysons ensuite les résultats expérimentaux obtenus, et nous en tirons les éventuelles conclusions pour des futures améliorations.

Enfin, nous établissons un bilan des deux approches et nous positionnons nos résultats par rapport à ceux de l'art antérieur.

### **II Technique d'ajustement de la fréquence de résonance par application d'un champ électrique dans le matériau piézoélectrique :**

Nous avons pu voir en détail dans le chapitre précédent le couplage qui existe entre les domaines mécanique et électrique dans un matériau piézoélectrique. Nous avons considéré un matériau parfait avec des propriétés qui ne dépendent pas des conditions extérieures. Néanmoins, de nombreuses études ont montré que la rigidité mécanique des matériaux piézoélectriques, ainsi que d'autres propriétés physiques, dépendent du niveau de champ électrique appliqué dans le matériau piézoélectrique subi [1-2]. L'impact du champ électrique appliqué sur les propriétés du matériau

piézoélectrique dépend de son intensité et de sa direction par rapport à la direction de polarisation du matériau. L'application de ce champ électrique permet notamment de contrôler la fréquence de résonance de la structure. Nous commençons ci-dessous par la formulation mathématique du principe physique à l'origine de l'interdépendance qui existe entre le niveau de champ électrique appliqué sur un matériau piézoélectrique et sa rigidité mécanique, ensuite nous étudions une structure de type cantilever en vue de maximiser le taux de variation de sa fréquence de résonance. Enfin, une électronique permettant d'asservir la fréquence de résonance sur la fréquence de vibration est présentée.

### II.1 Modélisation de l'impact du champ électrique sur la rigidité mécanique d'un matériau de type piézoélectrique :

L'impact du champ électrique sur la rigidité mécanique d'un matériau piézoélectrique dépend du matériau, du sens et de la direction du champ électrique appliqué par rapport à la direction et au sens de la polarisation du matériau piézoélectrique. Ce lien entre le champ électrique et la raideur du matériau piézoélectrique peut être introduit dans les équations de la piézoélectricité sous la forme de [3] :

$$\varepsilon_{ij} = \underbrace{s_{ijlm}^E \sigma_{lm} + d_{ijn} E_n}_{1} + \underbrace{\frac{1}{2} \tau_{ijlmpq}^E \sigma_{lm} \sigma_{pq} + \frac{1}{2} a_{ijnr} E_n E_r}_{2} + \underbrace{\kappa_{ijlmn} \sigma_{lm} E_n}_{3} \quad \text{(III-1)}$$

Dans cette équation, nous distinguons trois différentes parties : (1) une première partie qui représente **un couplage linéaire** entre la déformation et la contrainte mécanique, entre la déformation et le champ électrique présents dans les directions principales, (2) une deuxième partie qui décrit l'interaction entre la déformation et les autres composantes directionnelles de la contrainte mécanique, entre la déformation et les autres composantes directionnelles du champ électrique, (3) et une troisième partie qui décrit l'influence du champ électrique sur la raideur du matériau (un lien supplémentaire entre la déformation et la contrainte mécanique appliquée dans le matériau qui dépend du champ électrique appliqué). C'est cette dépendance que nous cherchons à exploiter dans cette première partie de ce chapitre.

Avant de passer à l'exploitation de cette équation pour modéliser l'effet du champ électrique appliqué dans un matériau piézoélectrique sur la fréquence de résonance d'une structure de type cantilever, nous simplifions tout d'abord son écriture et en ne gardant que les variables qui nous intéressent. Etant donné que dans cette étude le mode de couplage électromécanique privilégié est le mode transversal, conformément à la figure III.2 ci-dessous, nous ne gardons que les composantes selon l'axe 3 pour les grandeurs électriques, et que les composantes selon l'axe 1 pour les grandeurs mécaniques. Le champ électrique qui permet d'ajuster la raideur des couches piézoélectriques sera appliqué lui aussi selon l'axe de polarisation, à savoir l'axe 3. Nous considérons également les hypothèses établies dans le chapitre précédent à savoir :

- La rigidité de la masse sismique est infinie ;
- le glissement relatif entre les couches piézoélectriques et le substrat est négligeable ;
- l'ensemble de la structure est soumise uniquement aux contraintes longitudinales ;
- la section de la poutre reste constante sur sa longueur ;
- les effets de cisaillement sont négligeables ;
- la résistance électrique et la rigidité mécanique des électrodes sont négligées.

Ainsi, en tenant compte de l'ensemble de ces hypothèses, l'équation de la piézoélectricité donnée par (III-1) devient :

$$\varepsilon_1 = s_{11}\sigma_1 + d_{31}E_3 + \frac{1}{2}a_{112}E_3^2 + \kappa_{113}\sigma_1E_3 \quad (\text{III-2})$$

L'expression du module d'Young effectif de la partie piézoélectrique peut alors être déduite de cette équation. Exprimons tout d'abord l'expression de la contrainte mécanique en fonction de la déformée :

$$\sigma_1 = \frac{1}{s_{11} + \kappa_{113}E_3} \varepsilon_1 - \frac{d_{31}E_3 + \frac{1}{2}a_{112}E_3^2}{s_{11} + \kappa_{113}E_3} \quad (\text{III-3})$$

Cette expression montre clairement l'interdépendance qui existe entre le champ électrique appliqué et la rigidité mécanique du matériau piézoélectrique. Toutefois, les coefficients dans cette expression sont difficiles à déterminer, en particulier :  $a_{112}$  et  $\kappa_{113}$ . Cependant, nous pouvons établir un modèle équivalent simplifié, qui reflète l'effet du champ électrique appliqué sur la rigidité mécanique d'un matériau piézoélectrique. Plusieurs modèles sont proposés dans la littérature pour traduire cet effet. Après un tour d'horizon des différents modèles proposés, nous avons retenu celui étudié pour la première fois par Thornburgh et al., [4]. Dans ce modèle, il est proposé de garder les équations linéaires constitutives du matériau piézoélectrique, partie (1) de l'équation III-1. En revanche, l'effet du champ électrique appliqué est répercuté sur le coefficient de piézoélectricité  $d_{31}$ . Ce dernier traduit en effet la proportionnalité qui existe entre la déformée d'un matériau piézoélectrique et le champ électrique appliqué. Dans les exemples de matériaux présentés sur la figure ci-dessous, nous remarquons que la variation entre la déformée et le champ électrique n'est pas linéaire. En d'autres termes, le matériau ne présente pas le même coefficient de piézoélectricité ( $d_{31}$ ) pour chaque niveau de déformation mécanique.

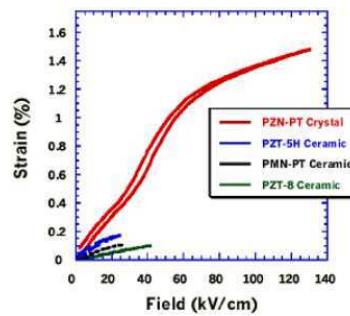


Figure III-1 Effet du champ électrique appliqué sur le coefficient piézoélectrique ( $d_{31}$ ) [5]

A partir de ce constat, nous proposons un modèle de coefficient de la piézoélectricité  $d_{31}^*$  qui tient compte de la déformée du matériau piézoélectrique. Nous supposons que la variation du coefficient de la piézoélectricité reste linéaire avec le champ électrique, ce coefficient piézoélectrique peut alors s'exprimer par :

$$d_{31}^* = d_{31} + q_{31}\varepsilon_1 \quad (\text{III-4})$$

Avec  $d_{31}$  : le coefficient de piézoélectricité à champ appliqué nul (déformation égale à zéro),  $q_{31}$  : coefficient de piézo-élasticité.

Nous allons à présent retourner à l'expression du fonctionnement en linéaire d'un matériau piézoélectrique, partie (1) de l'équation III-1, et intégrer dans cette partie le coefficient de la piézoélectricité modifié par le champ électrique :  $d_{31}^*$  (équation III-4). Ceci nous donne une nouvelle loi de couplage électromécanique dans un matériau piézoélectrique qui tient compte de la non-linéarité entre le champ électrique appliqué et la déformée dans le matériau piézoélectrique :

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{Y_p'} \sigma_1 + \frac{d_{31}}{Y_p'} E_3 \quad (\text{III-5})$$

Avec

$$Y_p' = \frac{1 - q_{31} E_3}{s_{11}} = Y_p (1 - q_{31} E_3) \quad (\text{III-6})$$

Cette équation donne le module d'Young effectif  $Y_p'$  d'un matériau piézoélectrique soumis à un champ électrique constant  $E_3$ . La rigidité mécanique d'une structure de type cantilever piézoélectrique peut alors être déterminée en fonction du champ électrique appliqué. La partie suivante est justement consacrée à l'étude de l'impact du champ électrique sur la fréquence de résonance de la structure de récupération d'énergie.

## II.2 Modélisation de l'impact du champ électrique sur la fréquence de résonance :

Nous avons pu établir dans le chapitre précédent l'expression de la fréquence de résonance en fonction des propriétés géométriques et mécaniques des matériaux utilisés. Nous introduisons dans cette expression le lien entre le champ électrique appliqué dans le matériau piézoélectrique et le module d'Young de la partie piézoélectrique donné par l'équation (III-6).

Le tableau ci-dessous présente l'expression de la fréquence de résonance en fonction du champ électrique appliqué pour les deux types de structure étudiés dans le chapitre précédent (structure classique en forme de rectangle, structure améliorée à section variable), avec A° application du champ électrique sur une seule couche piézoélectrique et B° application du champ électrique sur les deux couches piézoélectriques.

	Structure classique	Structure Améliorée
A°	$fr = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{3(Y_p(2 - q_{31}E_3)I_p + Y_b I_b)}{L^3 m}} \quad (\text{III-7})$	$fr = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{6(Y_p(2 - q_{31}E_3)I_b^* + Y_b I_b)}{L^3(2 - aL)m}} \quad (\text{III-8})$
B°	$fr = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{3(2Y_p(1 - q_{31}E_3)I_p + Y_b I_b)}{L^3 m}} \quad (\text{III-9})$	$fr = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{6(2Y_p(1 - q_{31}E_3)I_b^* + Y_b I_b)}{L^3(2 - aL)m}} \quad (\text{III-10})$

**Tableau III-1 : Expressions de la fréquence de résonance en fonction du champ électrique appliqué dans une structure de type cantilever**

Avec :

$$a = \frac{-2Y_p(1 - q_{31}E_3)w e_p (e_p + e_b + 2L_p \sin(\alpha))}{2Y_p(1 - q_{31}E_3)I_b^* + Y_b I_b}$$

$$I_b^* = \frac{w}{12} e_p^3 + w e_p \left( \frac{e_p}{2} + \frac{e_b + 2L_p \sin(\alpha)}{2} \right)^2$$

Maintenant que nous avons établi la relation qui lie la fréquence de résonance au champ électrique appliqué, nous allons dans ce qui suit faire le choix des matériaux et des dimensions qui permettent d'avoir le taux maximum de variation de la fréquence de résonance par application du champ électrique.

### II.3 Choix de matériaux :

Nous avons pu voir en section III.4 du chapitre précédent, les principaux critères de choix des matériaux de la structure afin de maximiser le taux de variation de la fréquence de résonance avec la modification de la raideur de la partie piézoélectrique. Ces critères restent toujours valables. Cependant, nous devons tenir compte du taux atteignable de variation de raideur du matériau piézoélectrique et ce dernier dépend notamment de l'approche utilisée, en l'occurrence l'application d'un champ électrique.

#### II.3.1 Choix du matériau piézoélectrique

En effet, à partir des expressions de la fréquence de résonance en fonction du champ appliqué données dans le Tableau III-1, nous pouvons constater que pour maximiser le taux de variation de la fréquence de résonance il faut que le matériau piézoélectrique, d'une part, ait le coefficient de piézoélasticité ( $q_{31}$ ) le plus élevé possible et, d'autre part, que ce matériau supporte un champ électrique le plus élevé possible sans être dépolarisé. Cette optimisation conduit à choisir un matériau piézoélectrique qui maximise la figure de mérite ci-dessous :

$$\lambda_{p1} = \frac{k_{31}^2 (E_{\max} - E_{\min})}{\tan(\delta)} q_{31} \quad \text{(III-11)}$$

Avec :

$E_{\max}$  : le champ direct (positif) à ne pas dépasser ;

$E_{\min}$  : le champ inverse (négatif) à ne pas dépasser.

Cette figure de mérite permet de faire un compromis entre le taux de variation de la fréquence de résonance et les pertes diélectriques. Nous justifions ci-dessous le choix de chaque paramètre figurant dans cette figure de mérite :

- (i) Le couplage électromécanique  $k_{31}$  : en vue de maximiser le couplage électromécanique.
- (ii) La gamme du champ électrique à appliquer dans le matériau ( $E_{\max}-E_{\min}$ ) : plus cette gamme est importante, plus le taux de variation de la fréquence de résonance est élevé. Ces limites sont déterminées comme expliqué ci-dessous :

- Pour  $E_{\min}$  : cette limite est donnée par le champ électrique inverse (opposé au sens de polarisation du matériau) que le matériau peut supporter. Elle correspond au champ coercitif propre à chaque type de matériau.

➤ Pour  $E_{max}$ : la limite du champ électrique positif est déduite de la caractéristique déformation-champ électrique donnée par le fournisseur pour chaque matériau. Comme évoqué auparavant, cette caractéristique n'est pas linéaire. Nous avons montré dans cette étude que nous pouvons modéliser cette non-linéarité par une équation affine de coefficient de piézoélectricité ( $d_{31}^*$ ). Or nous distinguons pour chaque matériau plusieurs zones différentes dont chacune présente son propre modèle pour le coefficient de la piézoélectricité, cela implique que le coefficient directeur ( $q_{31}$ ) et l'ordonné à l'origine ( $d_{31}$ ) de ce modèle dépendent de la zone où se trouve le niveau du champ électrique appliqué. Pour simplifier l'étude, et obtenir une variation monotone de la fréquence de résonance en fonction du champ électrique appliqué, nous nous limitons à la première zone de cette caractéristique pour chaque matériau piézoélectrique.

- (iii) Le coefficient de piézoélasticité  $q_{31}$  : ce coefficient traduit la variation du module d'Young des couche piézoélectriques sous l'effet du champ électrique appliqué comme le montre l'équation (III-6), il est donc important de choisir un matériau avec un coefficient  $q_{31}$  le plus élevé possible.
- (iv) Le coefficient des pertes diélectriques  $\tan(\delta)$  : étant donné que notre approche est basée sur l'application d'un champ électrique dans un matériau piézoélectrique, un champ est maintenu aussi longtemps que la fréquence de vibration est décalée de la fréquence de résonance de la structure à champ électrique nul. Il est donc important de choisir un matériau avec le minimum de pertes diélectriques (le plus faible  $\tan(\delta)$  possible), l'idée étant de ne modifier la quantité de charges électriques stockées sur les électrodes du matériau piézoélectrique que quand la fréquence de vibration change.

Après un tour d'horizon des différents matériaux qui existent sur le marché, nous avons constaté que le matériau qui permet de maximiser la figure de mérite  $\lambda_{p1}$  est le monocristal PZN-PT. L'avantage de ce matériau est son fort couplage électromécanique ainsi que le fort niveau de champ électrique  $E_{max}$  qu'il peut supporter. Dans la suite de cette étude nous utilisons ce matériau pour la validation de l'approche.

### II.3.2 Choix du matériau du substrat :

Le rôle du substrat est essentiellement d'assurer une bonne amplification mécano-mécanique, autrement dit, d'extraire le maximum d'énergie mécanique de la source de vibration avec le minimum de pertes. Nous avons vu dans le chapitre précédent qu'en se basant sur ce critère, il faut choisir un matériau avec un facteur de qualité mécanique le plus élevé possible. Nous avons pu voir également que la raideur du substrat ne doit pas dépasser deux fois la raideur du matériau piézoélectrique afin d'obtenir un taux de variation de la fréquence de résonance significatif. Étant donné le choix du matériau piézoélectrique effectué précédemment ainsi que tous les critères et les contraintes que nous avons cités, nous avons retenu l'acier.

### II.4 Dimensionnement de la structure et résultats théoriques :

Pour le choix des dimensions de la structure, nous retournons à l'algorithme que nous avons présenté dans le chapitre précédent, Figure II-6. L'algorithme a pour but de maximiser le taux de variation de la



fréquence de résonance et le rendement de conversion tout en respectant une certaine fréquence de résonance initiale et la contrainte mécanique maximale que peut supporter le matériau piézoélectrique.

Cependant, le matériau piézoélectrique que nous avons choisi est un peu récent et n'est disponible que pour des longueurs inférieures ou égales à 30 mm et des épaisseurs inférieures ou égales à 1 mm.

Nous avons donc eu recours à un certain nombre de compromis. Notre premier compromis a été de concevoir une structure qui ne résonne non pas entre 50 Hz et 120 Hz mais plutôt entre 200 Hz et 300 Hz. Si nous avons gardé la première fréquence de résonance (50 Hz) à ce moment là il aurait fallu utiliser une plus grande masse sismique ou bien réduire l'épaisseur de la structure. Cependant, dans les deux cas, la contrainte mécanique atteinte dans le matériau piézoélectrique aurait conduit à un risque élevé de dépolarisation et à ajouter des contraintes supplémentaires liées à la fabrication. Pour écarter tout risque de dépolarisation du matériau piézoélectrique, nous avons décidé, pour cette première expérimentation, de décaler significativement la bande de fréquence de travail (200 Hz à 300 Hz).

Les nouvelles contraintes d'optimisation sont les suivantes :

- $0.5 < e_b/e_p < 1$
- 200 Hz < Fréquence de résonance < 300 Hz
- Contrainte mécanique maximale supportée par le matériau piézoélectrique : 10 MPa
- Accélération : 1 g

Propriétés géométriques et physiques	Valeur
<u>Matériau du substrat : Acier</u>	
Module d'Young (Gpa)	201
Masse volumique ( $kg.m^{-3}$ )	7850
$L \times w \times e_b$ (mm x mm x mm)	30 x 10 x 0.8
L'angle d'inclinaison : $\alpha$ (°)	2.5
<u>Matériau piézoélectrique : PZN-PT-5.5%PT</u>	
$L_p \times w \times e_p$ mm x mm x mm	30 x 10 x 1.25
Module d'Young à E constant (GPa)	35.61
Masse volumique ( $kg.m^{-3}$ )	8800
Constante piézoélectrique ( $\times 10^{-12} m.V^{-1}$ ) $d_{33}$	2800
Coefficient de couplage $k_{31}$	0.85
Constante diélectrique $\epsilon^T$	7256
<u>Masse sismique (Acier):</u>	
$L_m \times H_m \times w_m$ mm x mm x mm	15 x 15 x 15

Tableau III-2. Dimensions choisies pour la structure

Pour montrer graphiquement l'effet du champ électrique appliqué sur la fréquence de résonance, nous prenons le cas où ce champ électrique est appliqué sur une seule couche piézoélectrique, la deuxième couche est utilisée pour récupérer l'énergie électrique, comme le présente le schéma ci-dessous :

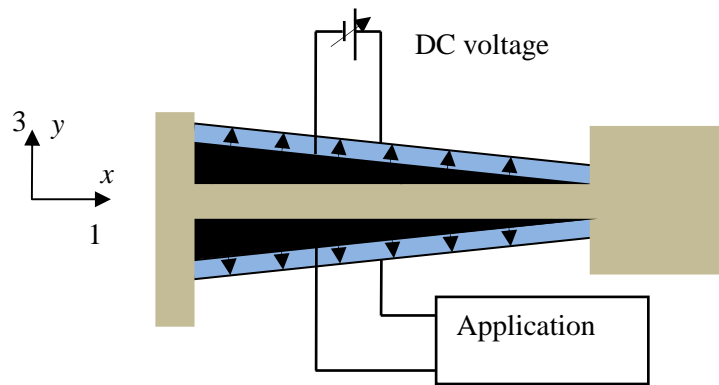


Figure III-2 Technique d'application du champ électrique sur une structure de type cantilever

La Figure III-3 présente la variation fréquence de résonance théorique de la structure dimensionnée en fonction du champ électrique appliqué. Le taux de variation de la fréquence de résonance est de 24 % pour un champ électrique allant de -1 kV/cm à 6 kV/cm.

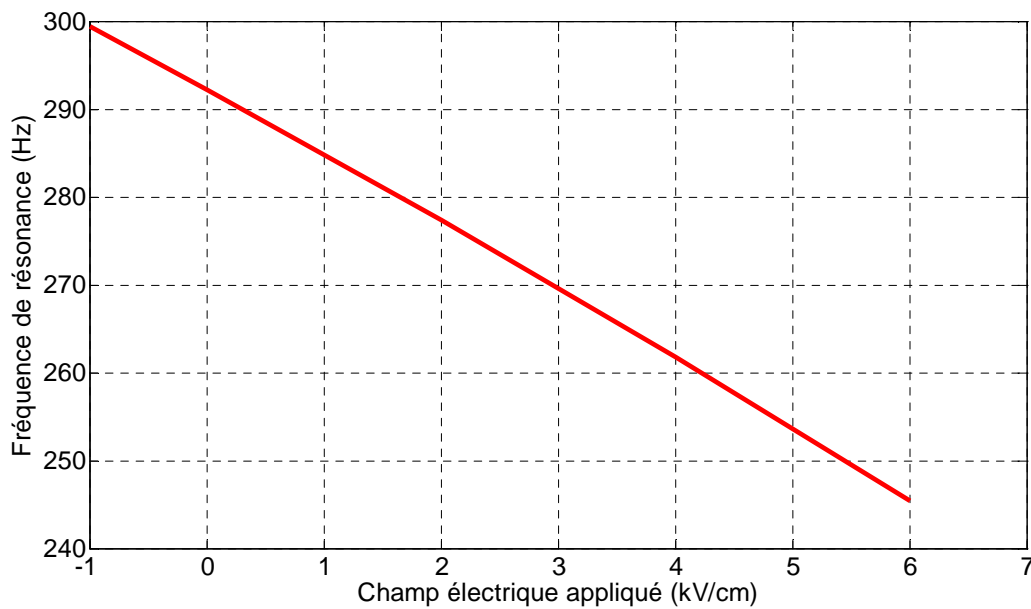


Figure III-3 Effet de l'intensité du champ électrique sur la fréquence de résonance

### II.5 Fabrication de la structure :

La fabrication a été faite en deux étapes : la première étape consiste à fabriquer le substrat, la deuxième à assembler les couches piézoélectriques sur le substrat.

## II.5.1 Fabrication du substrat :

### II.5.1.1 Fabrication de la partie Acier :

Afin d'obtenir une très bonne précision de fabrication, l'usinage du substrat en acier a été fait par *électroérosion*. Cette précision est notamment nécessaire pour l'accueil des couches piézoélectriques de type monocristal très fragile que l'on ne peut appuyer/encastrer fortement sur un support imparfaitement adapté à la géométrie du piézoélectrique. La figure ci-contre présente la forme du substrat acier qui inclut en son extrémité la masse sismique :

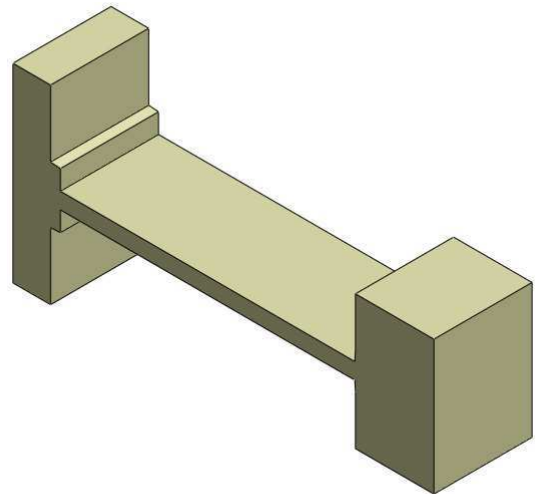


Figure III-4 Forme du substrat en acier

### II.5.1.2 Fabrication du substrat intermédiaire :

Afin d'empêcher l'apparition de deux contraintes mécaniques de signes opposés sur la même couche piézoélectrique, il est impératif d'ajouter un matériau très souple entre la couche piézoélectrique et le substrat métallique. Nous avons choisi un matériau de type du DELRIN dont le module d'Young est égal à 1 MPa et qui n'influe que peu le fonctionnement de la structure en termes de couplage ou de facteur de qualité. La figure ci-dessous présente le montage de ce matériau sur le substrat en acier :

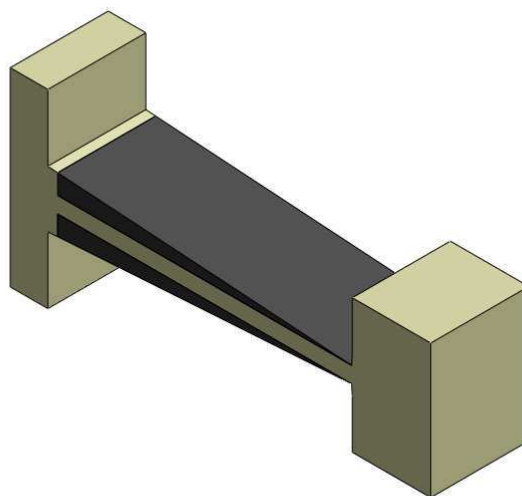


Figure III-5 Montage des parties intermédiaires sur le substrat

### II.5.1.3 La partie piézoélectrique :

Le matériau piézoélectrique que nous avons choisi, le PZN-PT, a été commandé chez Microfine-Technologies Ltd, un fournisseur de matériau piézoélectrique et leader mondial en fabrication de piézoélectriques monocristallins. Les échantillons ont été commandés directement aux dimensions choisies. Après réception, nous les avons assemblés sur l'armature en acier et en DELRIN. Nous avons utilisé une colle isolante afin de ne pas court-circuiter les électrodes des couches piézoélectriques. Nous avons ensuite pris le contact électrique sur chacune des électrodes afin de

recupérer les charges produites sur la couche piézoélectrique inférieure, et appliquer un champ électrique de réglage de la fréquence de résonance sur la couche piézoélectrique supérieure.

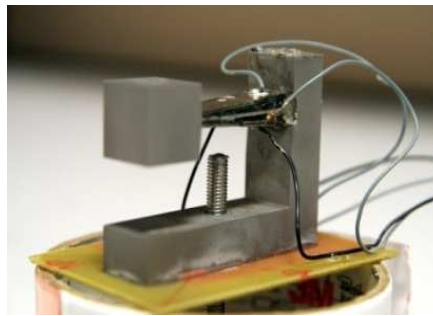


Figure III-6 Structure fabriquée

Après avoir fabriqué la structure nous sommes passés à l'étape caractérisation. Au cours de cette étape nous avons validé le modèle de variation de la fréquence de résonance par application du champ électrique.

## II.6 Caractérisation de la structure et validation de l'approche :

### II.6.1 Banc expérimental et caractérisation

La figure ci-dessous présente le banc de caractérisation de la structure fabriquée. Un générateur de fonction délivre un signal de tension sinusoïdale qui est amplifié par un amplificateur de puissance linéaire. La tension de sortie de l'amplificateur sert à alimenter un pot vibrant (V4T4) qui simule la source de vibration et sur lequel est fixée la structure. La fréquence du signal sinusoïdal d'entrée varie entre 200 Hz et 300 Hz de façon à couvrir l'ensemble de la plage de fréquence théorique que le système développé est sensé couvrir. Un micromètre laser (LSV 2500) est pointé directement sur le centre de la masse sismique pour mesurer son déplacement absolu.

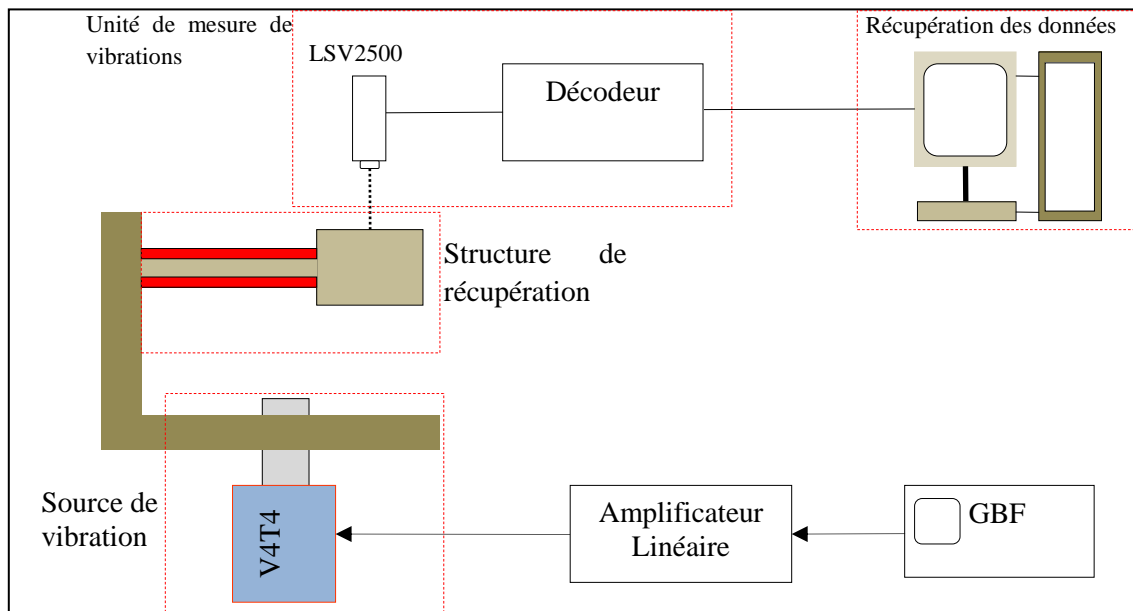


Figure III-7 Banc d'essai pour la caractérisation des structures fabriquées

## II.6.2 Validation expérimentale de l'approche :

Nous avons, lors de ces tests, séparé la partie récupération d'énergie vibratoire de la partie ajustement de la fréquence de résonance même si à terme il est possible de fusionner les deux fonctions en imposant une composante continue (une valeur moyenne) pour ajuster la fréquence de résonance et en exploitant la partie alternative qui se superpose à cette composante continue pour extraire de l'énergie électrique. Notre but dans un premier temps est juste de valider l'approche. Nous avons donc connecté la première couche sur une source de tension continue dont nous pouvons régler la valeur, tandis que l'autre couche piézoélectrique est connectée à la charge à alimenter, tel qu'il est montré par la Figure III-2. Nous avons pris comme charge une résistance de 360 k $\Omega$  qui correspond à la charge optimale du générateur à sa fréquence de résonance à champ électrique appliqué nul sur la première couche.

Après avoir mis en place le banc d'essai ainsi que le circuit de mesure, nous avons mesuré le déplacement de la masse sismique en fonction de la fréquence d'entrée et pour différents niveaux de champ électrique appliqué à accélération d'entrée constante. La première figure ci-après présente l'amplitude du déplacement de la masse sismique en fonction de la fréquence de vibration pour différents niveaux de champ électrique appliqué. Tandis que la deuxième figure présente la variation de la fréquence de résonance en fonction du niveau de champ électrique appliqué.

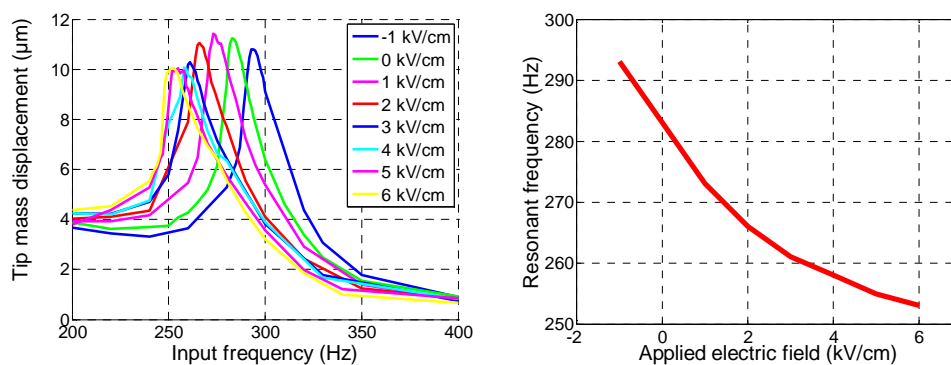


Figure III-8 Variation de la fréquence de résonance en fonction du champ électrique appliqué

Nous obtenons un taux de variation de la fréquence de résonance proche de 20%, pour un niveau de champ électrique appliqué sur la première couche piézoélectrique qui varie entre -1 kV/cm et 6 kV/cm, soit pour cette structure une tension qui varie entre de -125 V et +700 V. Nous constatons une légère divergence entre les résultats théoriques et expérimentaux (cf. Figure III-3 et Figure III-8), aussi bien pour le taux de variation de la fréquence de résonance que pour l'allure de la fréquence de résonance en fonction du champ électrique appliqué. Ceci peut être dû à la non-linéarité mécanique de la structure et surtout à l'élasticité de la colle utilisée (non prise en compte lors du calcul théorique).

Après avoir montré expérimentalement la faisabilité d'ajuster la fréquence de résonance par application d'un champ électrique dans le matériau piézoélectrique, nous avons commencé à étudier, d'une part, l'éventualité d'utiliser le même matériau piézoélectrique pour assurer à la fois la récupération d'énergie et l'ajustement de la fréquence de résonance et, d'autre part, une électronique qui permet de faire l'ajustement de la fréquence de résonance automatiquement et en temps réel. Cette étude fait l'objet de la partie suivante.

## II.7 Stratégie d'asservissement de la fréquence de résonance :

L'objectif de cette stratégie est de maintenir un fonctionnement à la résonance même lorsque la fréquence d'entrée varie. Pour ce faire, nous devons équiper le récupérateur d'un système de rétroaction, qui permet d'adapter la fréquence de résonance à la fréquence de vibration en temps réel en ajustant la tension électrique appliquée sur le matériau piézoélectrique. Pour faire cette régulation, il faut mesurer un ou plusieurs paramètres qui permettent de savoir si la fréquence de résonance est en accord avec la fréquence vibration, si elle est supérieure ou si elle est inférieure. Nous avons choisi ici de nous baser sur une mesure du déphasage entre le signal d'accélération et la tension générée par la partie piézoélectrique. Ce déphasage est égal à  $\pi/2$  lorsque le cantilever fonctionne à sa fréquence de résonance, il est supérieur à  $\pi/2$  lorsque la fréquence de résonance est inférieure à la fréquence de vibration et inférieur à  $\pi/2$  lorsque la fréquence de résonance est supérieure à la fréquence de vibration. Le système de rétroaction fonctionne à la manière d'une boucle à verrouillage de phase (PLL) avec ici une consigne de déphasage de  $\pi/2$ . Nous schématisons le fonctionnement de cette approche par le diagramme synoptique ci-dessous :

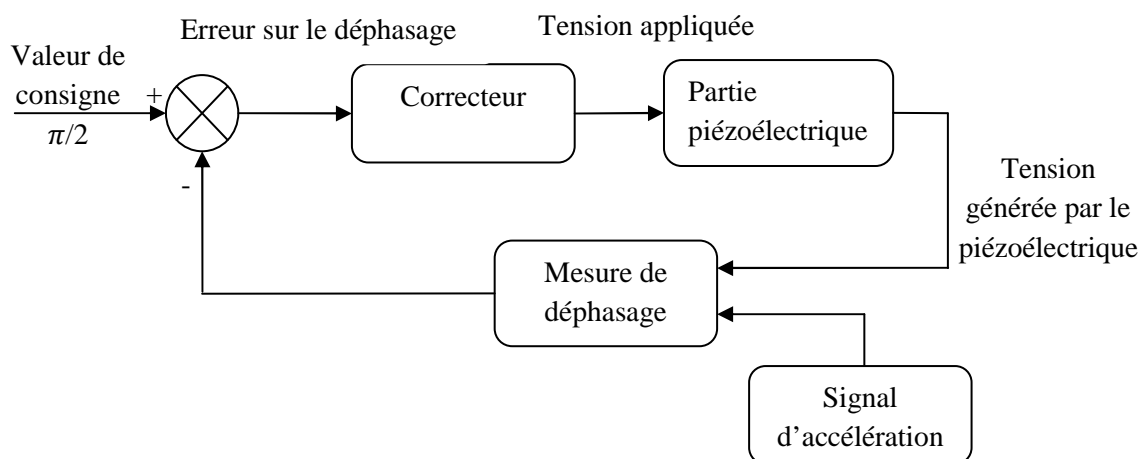


Figure III-9 Stratégie de régulation de la fréquence de résonance

L'objectif du correcteur est d'augmenter ou de diminuer le niveau de tension appliquée sur le matériau piézoélectrique en fonction du signe de l'erreur (correction de type *Intégral*) afin de maintenir un déphasage proche de  $\pi/2$  entre l'accélération de la vibration d'entrée et la tension en sortie du piézoélectrique, c'est-à-dire maintenir le système en résonance.

Nous détaillons ci-après le fonctionnement du correcteur.

### II.7.1 Régulation de la tension de commande :

Pour augmenter ou diminuer la tension appliquée sur le piézoélectrique en fonction du signe de l'erreur, nous utilisons un convertisseur DC/DC de type Fly-back qui permet à partir d'une source de tension continue de quelques volts (typiquement une source de 3V issue de la sortie du récupérateur d'énergie) d'appliquer sur la couche piézoélectrique une tension pouvant atteindre plusieurs centaines de Volts. L'erreur sur le déphasage mesuré est traduite en une augmentation ou une diminution de la tension appliquée sur le piézoélectrique via un transfert d'une quantité d'énergie soit à partir de la source basse tension vers le piézoélectrique soit du piézoélectrique vers la source basse tension. La figure ci-après présente un schéma de fonctionnement du dispositif de correction.

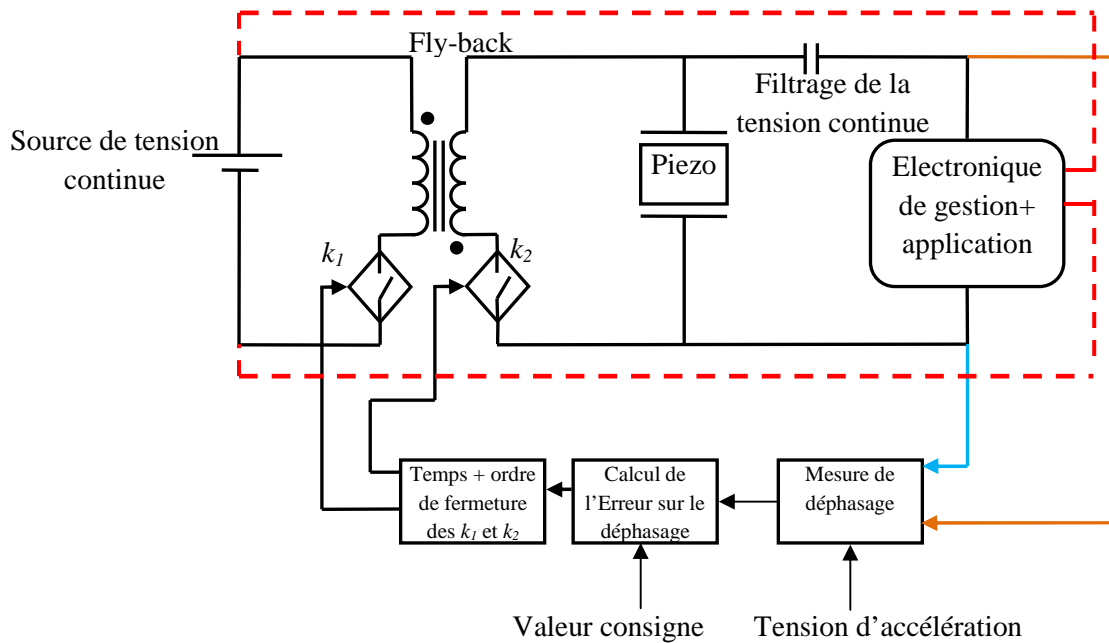


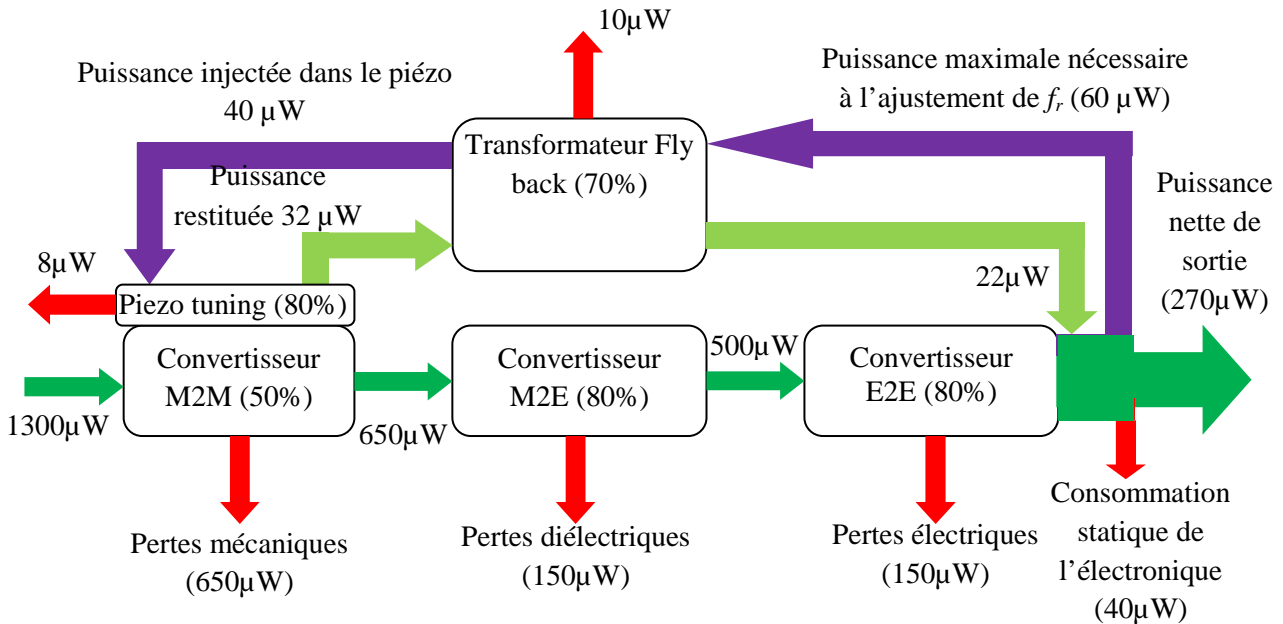
Figure III-10 Technique de régulation de la fréquence de résonance

Une fermeture de  $k_1$  puis de  $k_2$  permet un transfert d'énergie de la source de tension continue vers le circuit magnétique puis du circuit magnétique vers le piézoélectrique. Inversement, une fermeture de  $k_2$  puis de  $k_1$  permet un transfert d'énergie du piézoélectrique vers le circuit magnétique puis du circuit magnétique vers la source de tension continue. Les temps de fermeture de  $k_1$  et  $k_2$  définissent la quantité d'énergie qui est échangée au cours d'un cycle. Le signe de l'erreur définit l'ordre de fermeture des interrupteurs  $k_1$  et  $k_2$  tandis que l'amplitude de l'erreur définit la durée de fermeture des interrupteurs.

Si la fréquence de résonance est supérieure à la fréquence de vibration, à ce moment là il faut augmenter la tension appliquée sur le piézoélectrique, donc  $k_1$  est fermé avant  $k_2$  (afin d'augmenter la tension appliquée sur le matériau piézoélectrique), si par contre la fréquence de résonance est inférieure à la fréquence de vibration à ce moment-là  $k_2$  est fermé avant  $k_1$  (afin de diminuer la tension appliquée sur le piézoélectrique). Le détail de l'électronique de chaque bloque figurant sur la Figure III-10 est donné en Annexe1. La partie suivante donne le bilan énergétique du système complet.

### II.7.2 Bilan de puissance du système complet :

Les mesures effectuées montrent que la puissance brute en sortie de la deuxième couche piézoélectrique est égale à  $500 \mu\text{W}$  pour une accélération de  $1g$  et une fréquence de  $250 \text{ Hz}$ . Un ajustement de  $1 \text{ Hz}$  de la fréquence de résonance nécessite une énergie de  $40 \mu\text{J}$ . L'électronique qui permet de mesurer le déphasage et de commander les interrupteurs nécessite une puissance de  $40 \mu\text{W}$ . En tenant compte de ces consommations et du rendement du circuit de gestion de l'énergie électrique issue de la deuxième couche piézoélectrique, la puissance nette en sortie du système disponible sous  $3 \text{ V}$  est de  $310 \mu\text{W}$ . Le bilan de puissance du système complet est présenté sur la figure ci-après :



**Figure III-11 Bilan de puissance du système de récupération d'énergie avec ajustement automatique de la fréquence de résonance**

Nous montrons ici qu'il est possible d'obtenir un bilan de puissance positif avec un système de récupération d'énergie vibratoire intégrant un dispositif d'ajustement automatique de sa fréquence de résonance par application d'un champ électrique dans le matériau piézoélectrique, ces résultats montrent aussi un rendement global après le convertisseur M2M pas négligeable de  $270 \mu\text{W}/650 \mu\text{W} = 41 \%$  sur une large bande de puissance contre un système qui présente une seule fréquence de résonance atteint qui présente, dans les mêmes conditions, un rendement de 53%. Cela étant, il s'agit là d'un récupérateur d'énergie relativement gros (500  $\mu\text{W}$  électrique brut) qui rend négligeable une bonne partie de la consommation de l'électronique, ce même bilan de puissance serait difficilement atteignable pour des structures de récupération d'énergie de type MEMS. Néanmoins, pour le marché actuel qui est encore très orienté sur des structures de récupération d'énergie macroscopiques (Perptuum, ENOCEAN, ARVENI, Mide-Vulture, Cedrat, etc...) cette solution d'ajustement automatique de fréquence présente un vrai intérêt.

## II.8 Conclusion :

Dans cette première partie, une nouvelle approche pour le réglage de la fréquence de résonance a été proposée, étudiée et validée expérimentalement. Les résultats obtenus montrent la faisabilité de réaliser un système de récupération d'énergie résonant large bande en utilisant un ajustement automatique de sa fréquence de résonance via la modification de la raideur d'un matériau piézoélectrique soumis à un champ électrique. La présente étude montre également la possibilité d'ajuster la fréquence de résonance d'un cantilever bimorphe jusqu'à 24% en théorie, contre un taux de 20% en pratique, ceci est obtenu par application d'un champ électrique sur une seule des deux couches piézoélectriques. Ce taux peut être amélioré jusqu'à 36% en appliquant le champ électrique sur les deux couches. Le présent travail présente également une stratégie d'ajustement automatique de la fréquence de résonance en vue de s'adapter à la source de vibration et de maximiser la puissance de sortie. Les résultats expérimentaux montrent la faisabilité d'un système de récupération d'énergie vibratoire tout autonome capable d'ajuster sa fréquence de résonance en temps réel.



### III Adaptation automatique de la fréquence de résonance par adaptation de la charge électrique connectée à un matériau piézoélectrique

#### III.1 Introduction :

Dans cette partie de notre étude, nous proposons d'ajuster la raideur des couches piézoélectriques non pas par application d'un champ électrique mais simplement en modifiant la valeur d'une charge électrique connectée aux électrodes des couches piézoélectriques.

#### III.2 Théorie d'ajustement de la fréquence de résonance par adaptation de la charge électrique :

La raideur du matériau piézoélectrique est sensible aux conditions électriques qui lui sont appliquées. Pour illustrer cet effet, nous considérons un matériau piézoélectrique sous forme parallélépipédique placé entre deux électrodes et polarisé selon son épaisseur, comme le montre la figure ci-dessous :

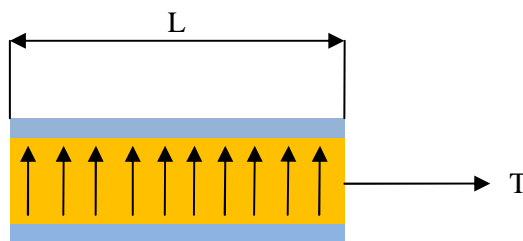


Figure III-12 Echantillon d'un matériau piézoélectrique polarisé selon l'épaisseur

Supposons que la longueur de ce matériau est égale à  $L$ . Lorsque l'on lui applique une contrainte mécanique  $T$ , par exemple selon la longueur, son élongation, donc sa raideur, dépend du fait qu'on est à charge constante ou bien à champ constant, de façon générale, cette raideur dépend de l'impédance électrique que voit le matériau piézoélectrique. Trois principaux cas peuvent être distingués : celui où le matériau est en circuit fermé, celui où le matériau est en circuit ouvert et celui où le matériau est couplé avec une charge électrique finie. Appliquons pour chacun de ces cas les lois de la piézoélectricité que nous rappelons ci-dessous :

$$\begin{cases} \varepsilon = s^E T + dE \\ D = dT + \varepsilon^T E \end{cases} \quad \text{(III-12)}$$

- *Electrodes court-circuitées :*

Supposons qu'une contrainte mécanique ( $T$ ) est appliquée à ce matériau piézoélectrique tout en gardant les électrodes court-circuitées comme le présente la figure ci-dessous. Le champ électrique entre les électrodes reste nul. Ce qui signifie que le flux de charges à travers le système {matériau piézoélectrique + électrodes} est égal à la somme totale des charges (libres) contenues. Le déplacement électrique  $D$  varie puisque l'on fait varier la quantité de charges liées en contraignant le matériau, cf. équation (II-51), et qu'il ne peut pas y avoir apparition de charges libres pour compenser ces charges liées.

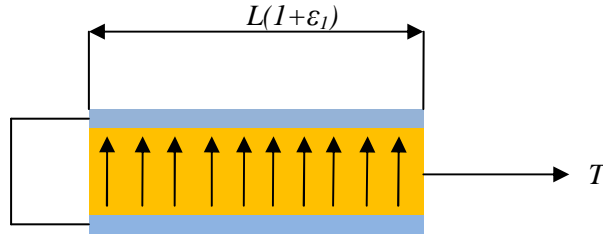


Figure III-13 Echantillon piézoélectrique sous contrainte mécanique en court-circuit

D'après les lois de la piézoélectricité, la déformation dans ces conditions est telle que :

$$\varepsilon_1 = s^E T \quad (\text{III-13})$$

Le module d'Young du matériau piézoélectrique dans ce cas de figure est l'inverse de la compliance mesurée à champ électrique constant, soit :

$$Y_p^E = \frac{1}{s^E} \quad (\text{III-14})$$

Passons maintenant au cas où le matériau est en circuit ouvert.

- *Electrodes en circuit ouvert :*

Pour un matériau piézoélectrique en circuit ouvert, le déplacement électrique  $D$  est nul, et le champ électrique  $E$  varie.

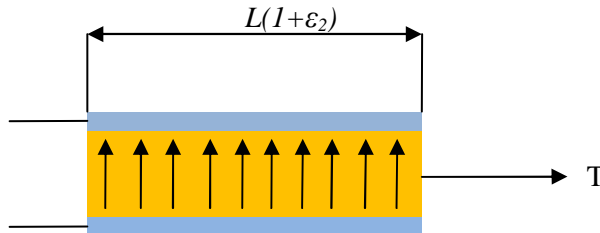


Figure III-14 Echantillon piézoélectrique sous contrainte mécanique en circuit ouvert

Dans ce cas de figure il y a apparition d'un champ électrique dû à l'effet piézoélectrique direct. Ce champ génère une déformation qui s'oppose à la contrainte d'entrée. Nous avons donc un changement au niveau de la raideur comme nous pouvons le constater d'après la relation suivante établie à partir des lois de la piézoélectricité dans le cas où le matériau piézoélectrique est en circuit ouvert :

$$\left. \begin{array}{l} \varepsilon_2 = s^E T + dE \\ 0 = dT + \varepsilon^T E \end{array} \right\} \Rightarrow \varepsilon_2 = \left( s^E - \frac{d^2}{\varepsilon^T} \right) T \quad (\text{III-15})$$

On constate donc d'après ce résultat que la raideur en cas d'un circuit ouvert est différente de celle en circuit fermé, et elle s'exprime ainsi :

$$Y_p^D = \frac{1}{s^E - \frac{d^2}{\varepsilon}} > Y_p^E \quad (\text{III-16})$$

Il ressort donc d'après les relations du module de Young d'un matériau piézoélectrique, exprimées par (III.14) et par (III.16), que la raideur dépend effectivement des conditions électriques auxquelles le matériau est soumis. Les expressions que nous venons de définir représentent les cas extrêmes que peut atteindre le matériau. Pour obtenir des valeurs de raideur intermédiaires, il est nécessaire de coupler le matériau avec une charge variable. Pour conserver un bon facteur de qualité sur la structure, nous avons opté pour une charge électrique non dissipative de type capacitive. Celle-ci est facile à régler et présente de faibles pertes (de par sa nature et par rapport à une inductance qui doit pouvoir atteindre des valeurs énormes pour tendre vers une impédance infinie au vu de la fréquence des vibrations  $< 300$  Hz). Le paragraphe suivant traite l'effet de cette charge capacitive sur la raideur d'un matériau piézoélectrique.

- *Electrode connectée à une charge électrique :*

Pour déterminer l'impact d'une capacité  $C_{sh}$  couplée avec un matériau piézoélectrique sur la raideur de ce dernier, nous considérons la configuration suivante :

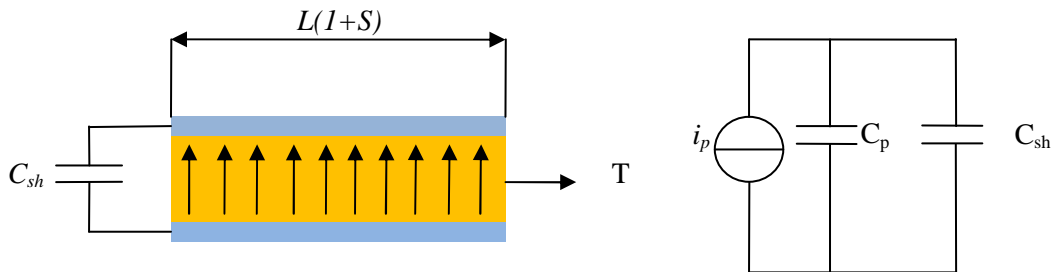


Figure III-15 Modèle équivalent d'un matériau piézoélectrique connecté à une capacité  $C_{sh}$

La capacité équivalente du circuit dans ces conditions vaut :

$$C = C_p + C_{sh} \quad (\text{III-17})$$

C'est cette valeur de capacité qui va définir **la permittivité effective** vue par les charges électriques se déplaçant entre les électrodes du matériau piézoélectrique :

$$\epsilon_{eff}^T = \frac{e_p (C_p + C_{sh})}{A} \quad (\text{III-18})$$

Or, nous avons vu dans l'équation (III.16) que la raideur dépend de la permittivité diélectrique lorsqu'il y a déplacement de charges électriques. La substitution de l'expression (III.18) dans l'équation (III.16) donne la compliance du matériau piézoélectrique en fonction de la capacité de charge  $C_{sh}$  :

$$s^D = s^E - \frac{d_{31}^2 A}{e_p (C_p + C_{sh})} \quad (\text{III-19})$$

Nous retrouvons bien à partir de cette relation les deux cas présentés en début de cette étude, à savoir le cas où le matériau est en court-circuit ( $C_{sh} \rightarrow \infty$ ) et le cas où le matériau piézoélectrique est en circuit ouvert ( $C_{sh} \rightarrow 0$ ).

En appliquant ce résultat aux différentes configurations de structures étudiées dans le chapitre précédent, les fréquences de résonance de ces structures deviennent :

	Structure classique	Structure Améliorée
A°	$\omega_r = \sqrt{\frac{3 \left( \left( s^E - \frac{d_{ij}^2 A}{e_p (C_p + C_{sh})} \right)^{-1} + \frac{1}{s^D} \right) I_p + Y_b I_b}{L^3 m}} \quad \text{(III-20)}$	$\omega_r = \sqrt{\frac{6 \left( \left( s^E - \frac{d_{ij}^2 A}{e_p (C_p + C_{sh})} \right)^{-1} + \frac{1}{s^D} \right) I_p + Y_b I_b}{L^3 (2-aL)m}} \quad \text{(III-21)}$
B°	$\omega_r = \sqrt{\frac{3 \left( 2 \left( s^E - \frac{d_{ij}^2 A}{e_p (C_p + C_{sh})} \right)^{-1} I_p + Y_b I_b \right)}{L^3 m}} \quad \text{(III-22)}$	$\omega_r = \sqrt{\frac{6 \left( 2 \left( s^E - \frac{d_{ij}^2 A}{e_p (C_p + C_{sh})} \right)^{-1} I_p + Y_b I_b \right)}{L^3 (2-aL)m}} \quad \text{(III-23)}$

**Tableau III-3. Equations de la pulsation propre en fonction de la capacité couplée avec le matériau piézoélectrique pour les différentes configurations de poutres étudiées dans le chapitre précédent**

Ces expressions lient la fréquence de résonance à la capacité mise en parallèle avec les couches piézoélectriques d'une structure en bilame par modification du module d'Young d'une seule couche piézoélectrique (A°), de deux couches piézoélectriques, dans les deux cas de figure (structure classique et structure améliorée). L'effet dépend bien entendu de la configuration, de la charge électrique, des dimensions de la structure ainsi que du couplage effectif de la structure. Nous allons dans ce qui suit nous baser sur ces expressions afin de choisir, le bon matériau, le bon mode de couplage ainsi que les bonnes dimensions pour le prototype exploitant ce principe.

### III.3 Choix du matériau piézoélectrique à utiliser :

Quelques critères supplémentaires sont ajoutés à ceux établis dans le chapitre précédent afin d'exploiter au mieux la présente approche. Pour choisir le matériau piézoélectrique, nous proposons la figure de mérite ci-dessous qui met en avant l'effet de la charge électrique sur la raideur mécanique du matériau piézoélectrique :

$$\lambda_{p2} = \frac{k_{3j}^2 \epsilon_{33}^T}{\tan(\delta)}, j = 1,3 \quad \text{(III-24)}$$

#### Le coefficient du couplage électromécanique $k_{3j}$ :

Avec la présente approche nous pouvons couvrir théoriquement toutes les fréquences entre la fréquence de résonance à l'état court-circuité ( $C_{sh} \rightarrow$  très grande valeur) et celle à l'état circuit ouvert ( $C_{sh} \rightarrow$  très petite valeur). Cet écart de fréquence dépend essentiellement du couplage électromécanique intrinsèque du matériau piézoélectrique. La relation entre le module de Young du matériau piézoélectrique en circuit ouvert  $Y_p^D$  et circuit fermé  $Y_p^E$  est la suivante :

$$Y_p^D = \frac{Y_p^E}{1 - k_{ij}^2} \quad \text{(III-25)}$$

Le coefficient de couplage électromécanique dépend à la fois du mode de couplage utilisé (transversal ou longitudinal), et du type de matériau choisi. Il faudra donc choisir le mode de couplage et le type de matériau qui maximise le couplage électromécanique et donc le taux de variation de la fréquence de résonance.

La permittivité diélectrique du matériau  $\epsilon_{33}$ :

Il est préférable de choisir un matériau piézoélectrique avec une forte permittivité afin d'obtenir une valeur importante de capacité  $C_p$  du piézoélectrique et donc de faciliter le contrôle de la fréquence de résonance en limitant l'effet des capacités parasites.

Les pertes diélectriques dans le matériau  $\tan(\delta)$ :

Afin de maximiser le facteur de qualité et donc l'amplification mécanique, il est important de choisir un matériau piézoélectrique ayant le minimum de pertes diélectriques.

Le tableau ci-dessous fait une synthèse des principaux matériaux piézoélectriques présentant un fort couplage électromécanique et les positionner en fonction de leur figure de mérite  $\lambda_{p2}$ . Etant donné que la déformation des couches piézoélectriques se fait essentiellement dans une seule direction, nous avons précisé seulement les deux principaux modes de couplage à savoir le mode transversal (31) et le mode longitudinal (33).

$\lambda_{p-2}$ (x1e3)	PZT	PMN-PT	PZN-PT
Transversal mode (31)	39.85	104.54	204.12
Longitudinal Mode (33)	136.96	447.7	618.52

**Tableau III-4 Comparaison des différents matériaux piézoélectriques**

Il ressort de ce tableau que le matériau piézoélectrique monocristallin de type PZN-PT en mode longitudinal présente la meilleure figure de mérite, et permet donc d'obtenir le meilleur taux de variation de la fréquence de résonance. Si le mode longitudinal est avantageux en termes de couplage, il est néanmoins beaucoup plus difficile à mettre en œuvre. En effet, pour faire une poutre relativement souple il faut qu'elle soit fine et longue et donc qu'elle ait des couches piézoélectriques fines et longues présentant une capacité électrique beaucoup plus importante selon leur épaisseur que leur longueur, le rapport surface/épaisseur étant beaucoup plus avantageux en exploitant l'épaisseur. Néanmoins nous validerons expérimentalement les deux modes.

Quant au choix du matériau à utiliser pour le substrat, nous conservons le même choix que pour l'approche avec application d'un champ électrique, à savoir un matériau de type acier.

### III.4 Choix des dimensions de la structure :

#### III.4.1 Structure en mode 31 :

Etant donné que nous avons choisi le même matériau (piézoélectrique PZN-PT en mode 31, et substrat acier) et que l'objectif de l'optimisation est le même que pour l'approche exploitant l'application d'un champ électrique, nous avons donc gardé le même dimensionnement (cf. Tableau III-2) et nous utiliserons la même structure pour valider cette nouvelle approche en mode 31.

### III.4.2 Structure en mode 33 :

Nous avons procédé à un nouveau dimensionnement de la structure car, d'une part, les propriétés du matériau piézoélectriques changent en fonction du mode utilisé et, d'autre part, des contraintes techniques de montage sont à prendre en compte.

#### III.4.2.1 Conception de la structure en mode longitudinal :

L'obtention du mode 33 nécessite de polariser le matériau piézoélectrique selon sa longueur, c'est-à-dire dans la même direction que la contrainte mécanique, cf. Chapitre II. La longueur des couches piézoélectriques représente la distance inter-électrodes. Par conséquent, la capacité bloquée du matériau piézoélectrique est très faible par rapport à celle en mode 31, et la tension aux bornes du matériau piézoélectriques est très grande, ce qui rend difficile la gestion de l'énergie électrique en sortie de la couche piézoélectrique et le contrôle de la fréquence de résonance. Pour résoudre cette problématique, nous proposons de scinder le volume de chaque couche piézoélectrique en plusieurs briques, et de polariser chaque brique séparément, tel que présenté sur la figure ci-dessous.

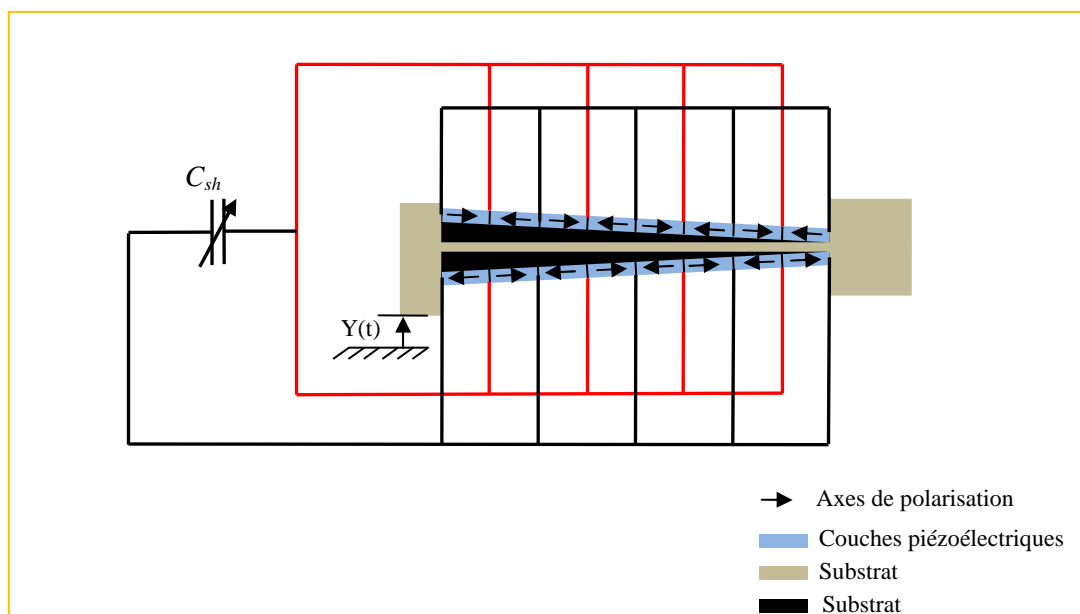


Figure III-16 Structure piézoélectrique en mode 33

Chaque brique étant plus courte que la longueur totale de la poutre, elle présente une capacité plus importante. Et comme toutes les briques sont électriquement connectées en parallèle, la capacité totale est d'autant plus élevée que le volume piézoélectrique est découpé en un nombre important de briques.

L'orientation ainsi que la connexion électrique des briques sont faites de manière à ce qu'il n'y ait pas de compensation de charges électriques générées par l'effet piézoélectrique lorsque la structure se met à vibrer. En fait, chaque brique se trouve tête bêche avec la suivante de façon à ce qu'elles mettent en commun leurs charges générées.

Ainsi, la capacité globale qui va interagir avec le circuit d'adaptation de la charge électrique est la somme des capacités équivalentes de chaque brique. Ceci a deux avantages :

- La capacité bloquée du matériau piézoélectrique est suffisamment importante, ce qui réduit l'impact des capacités parasites sur le fonctionnement de la structure.

- Le fait de mettre les briques piézoélectriques mécaniquement en série et électriquement en parallèle permet d'augmenter le courant électrique délivré par le générateur et de diminuer le niveau de tension en sortie du générateur, ce qui facilite à la fois la gestion de l'énergie électrique en sortie du générateur et le contrôle de la charge capacitive.

La configuration de la structure améliorée, contrairement à la structure classique, permet d'obtenir une contrainte homogène à travers le matériau piézoélectrique, donc la même tension électrique générée par chacune des briques piézoélectriques, ce qui permet d'éviter l'apparition d'un courant de circulation entre les briques qui limite le couplage électromécanique effectif et par conséquent le taux de variation de la fréquence de résonance.

#### III.4.2.2 Dimensionnement de la structure en mode longitudinal :

Le dimensionnement a pour but de définir la taille de chaque brique, le nombre de briques, les dimensions du substrat et la masse sismique à mettre en bout de poutre. Ce dimensionnement s'effectue de la même manière que précédemment, il a pour objectif de maximiser le taux de variation de la fréquence de résonance en tenant compte de l'accélération et de la fréquence d'entrée, des propriétés des matériaux et des contraintes de fabrication. Nous avons pour cela imposé un certain nombre de critères en se basant sur l'étude théorique du chapitre précédent :

- $0.5 < e_b/e_p < 1$
- Plage de variation de la fréquence de résonance :  $200 \text{ Hz} < f_r < 300 \text{ Hz}$
- Accélération d'entrée égale à 1 g
- Capacité minimale des briques piézoélectriques : 500 pF
- Contrainte mécanique maximale supportée par les matériaux piézoélectriques : 10 MPa

L'optimisation conduit au dimensionnement ci-dessous de la poutre :

**Tableau III-5 Dimensions de la structure fabriquée en mode longitudinal**

Propriétés géométriques et physiques	Valeur
<i>Matériau du substrat : Acier</i>	
Module d'Young (Gpa)	201
Masse volumique ( $kg.m^{-3}$ )	7850
$L_p \times w \times e_p$ (mm x mm x mm)	30 x 7 x 0.8
L'angle d'inclinaison : $\alpha$	4°
<i>Matériau piézoélectrique : PZN-PT-5.5%PT</i>	
Module d'Young (MPa) (à E constant)	100
Masse volumique ( $kg.m^{-3}$ )	8800
Constante piézoélectrique ( $\times 10^{-12} m/V$ ) $d_{33}$	2800
Coefficient de couplage $k_{31}$	0.85
Constante diélectrique $\epsilon_{33}$	7256
Dimensions de chaque brique ( $L \times e_p \times w$ ) mm x mm x mm	3.125 x 1 x 7
Nombre de briques pour chaque couche	8
<i>Masse sismique (Acier):</i>	
$L_m \times H_m \times w_m$ mm x mm x mm	15x15x15

### III.5 Résultats théoriques de l'approche par adaptation de la charge capacitive :

La figure ci-dessous présente la variation théorique de la fréquence de résonance normalisée par la fréquence de résonance minimale en fonction de la capacité couplée avec le matériau piézoélectrique normalisée par la capacité bloquée du piézoélectrique pour la structure couplée en mode 31 :

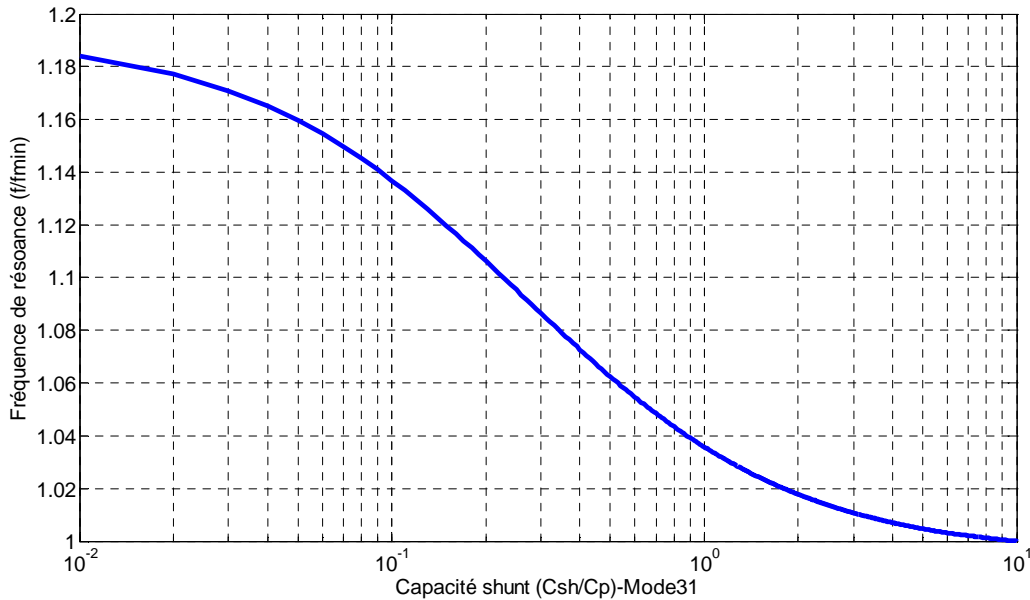
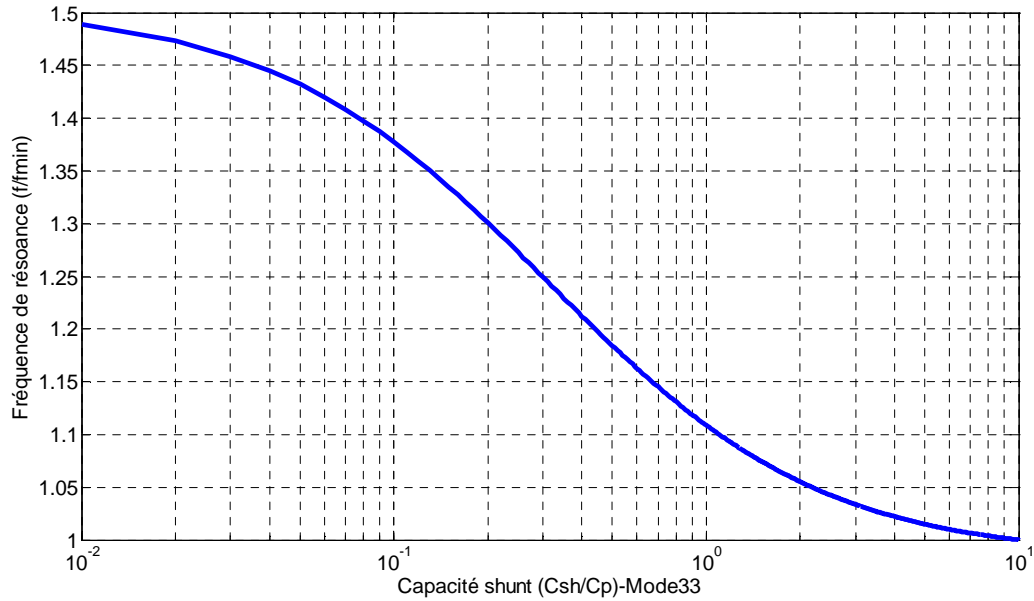


Figure III-17 Effet de la capacité shunt sur le taux de variation de la fréquence de résonance (Mode 31)

La zone qui présente la plus forte sensibilité de la fréquence de résonance vis-à-vis de la variation de la capacité shunt est celle comprise entre  $C_p/100$  et  $10C_p$ , au-delà de ces deux limites la variation de la fréquence est peu importante. Le taux de variation de la fréquence de résonance dans cette zone est de 18 %. Ce résultat montre que l'on a pas besoin d'aller vers des valeurs de capacités importantes pour atteindre le maximum de variation de la fréquence possible, une variation entre  $C_p/100$  et  $10C_p$  suffit.

La figure ci-dessous présente la variation théorique de la fréquence de résonance normalisée en fonction de la charge capacitive normalisée pour la structure couplée en mode 33 :





**Figure III-18 Effet de la capacité shunt sur le taux de variation de la fréquence de résonance (Mode 33)**

D'après ces résultats, et conformément au Tableau III-5, cette structure permet théoriquement d'atteindre un taux de variation de la fréquence de résonance de 50 % en mode 33.

### III.6 Fabrication de la structure :

Pour la fabrication de la partie substrat, nous avons suivi le même procédé que pour la partie précédente (fabrication de la partie en acier par électroérosion puis collage des couches en DELRIN) la seule différence entre les deux étant les dimensions de la structure.

#### III.6.1 Assemblage des briques piézoélectriques :

Les briques piézoélectriques dimensionnées ont été commandées chez Microfine Technologies. Nous avons dans un premier temps assemblé les briques une à une, ensuite 2 à 2...etc. Nous avons utilisé pour cela une colle conductrice de type CW2400. Pour assurer un bon collage, nous avons appliqué une pression pendant la solidification de la colle sous une température de 70° et cela durant 10 min. Tout au long de l'opération d'assemblage, nous avons veillé à ne pas avoir deux briques voisines orientées dans le même sens de polarisation afin d'éviter tout risque de compensation de charges.

#### III.6.2 Assemblage de la structure :

Après avoir fabriqué le substrat et assemblé les briques piézoélectriques les unes avec les autres, nous avons assemblé l'ensemble des parties. Nous avons utilisé une colle isolante afin de ne pas court-circuiter les électrodes des couches piézoélectriques. Nous avons ensuite pris un contact électrique sur chacune des électrodes réparties le long de la poutre. La structure réalisée est présentée sur la figure ci-dessous :

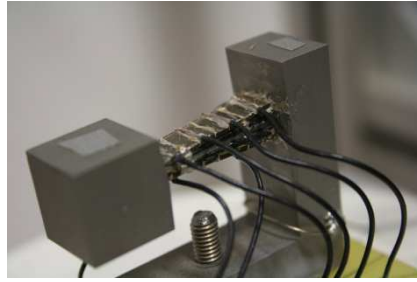


Figure III-19 Structure fabriquée pour le mode longitudinal

Après avoir fabriqué la structure en mode longitudinal, nous sommes passés à la validation expérimentale.

### III.7 Validation expérimentale de l'approche :

La première étape de validation expérimentale consiste à étudier l'effet d'une charge capacitive sur la fréquence de résonance et de valider le modèle théorique proposé. Pour caractériser la structure, nous avons utilisé le même banc d'essai que celui utilisé pour tester l'approche précédente (cf. Figure III-7). Les résultats obtenus sont présentés ci-dessous pour chaque mode de couplage électromécanique considéré.

- Structure en mode (31):

Rappelons encore que la structure utilisée pour ce mode de couplage électromécanique est la même que celle utilisée pour la validation de l'approche précédente. Le schéma de connexion des briques piézoélectriques est donné par la Figure III-20(a). Une couche est connectée à la capacité  $C_{sh}$  que nous faisons varier, et l'autre est connectée à l'application (pont de diode + Capacité de filtrage+ résistance). En suivant la technique de mesure décrite précédemment (cf. Figure III-7), nous sommes arrivés aux résultats présentés sur la Figure III-20(b). Ces mesures ont pour but de montrer l'effet de la variation d'une charge capacitive sur la fréquence de résonance.

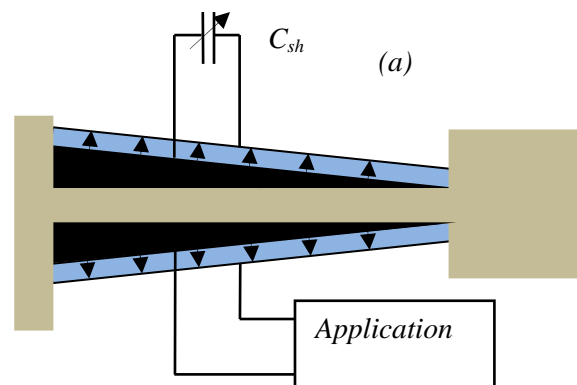


Figure III-20a Schéma de connexions électriques

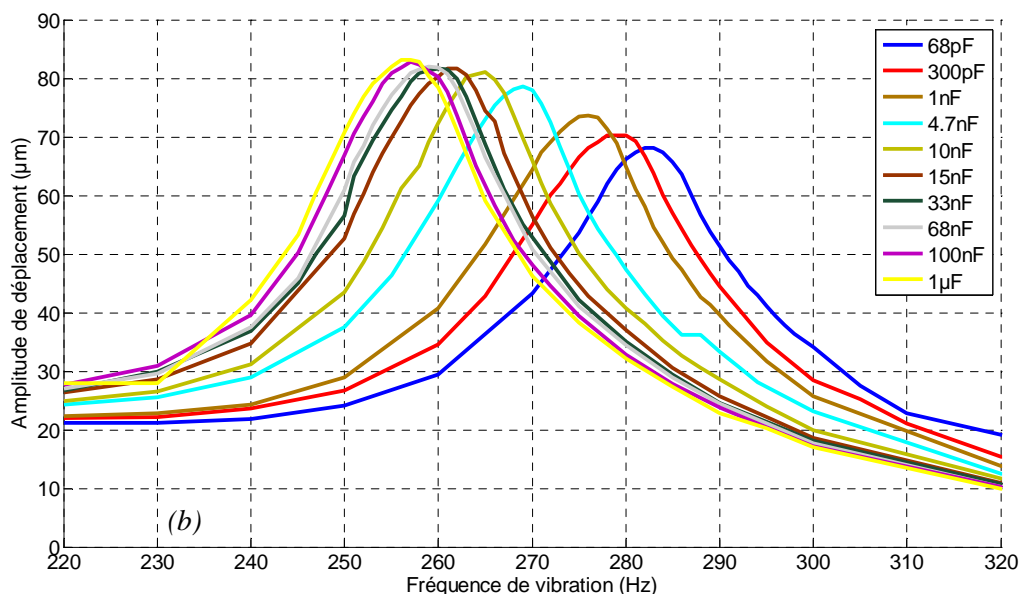


Figure III-20b Effet de la capacité shunt sur la fréquence de résonance (Mode 31)

Le taux de variation de la fréquence de résonance obtenu pour ce type de couplage électromécanique est de 11 %, entre 255 Hz et 285 Hz. Il apparaît une différence au niveau des amplitudes du déplacement de la masse sismique pour les différentes valeurs capacitives. L'amplitude de déplacement de la masse est beaucoup plus importante lorsque l'on est proche du court circuit que lorsqu'on est proche du circuit ouvert. Ceci est dû au fait que nous imposons une accélération du support vibrant et non pas un déplacement, cette accélération a été gardée constante à une valeur égale à 1g.

Il apparaît également des différences entre le calcul théorique et les relevés expérimentaux, ces différences s'expliquent par le fait que la géométrie considérée pendant le calcul théorique ne reflète pas totalement la structure fabriquée. En effet, lors de l'étude théorique nous avons considéré un assemblage parfait entre les différentes parties de la structure, c'est-à-dire que l'épaisseur de la colle utilisée a été négligeable, et que la rigidité de cette colle est infinie, ce qui n'est pas le cas en pratique. La présence de la colle ajoute une raideur mécanique en série avec la raideur équivalente au matériau piézoélectrique, ce qui modifie le comportement mécanique de la structure et influe négativement sur le taux de variation de la fréquence de résonance.

Il est à noter aussi, d'après les résultats présentés, que le fait de coupler un matériau piézoélectrique à une charge capacitive n'a pas d'effet sur le facteur de qualité de la structure et donc sur la puissance électrique que le système peut délivrer.

- Structure en mode longitudinal (33):

Le déplacement de la masse sismique de la structure en mode longitudinal en fonction de la fréquence de vibration et pour différentes valeurs de charge capacitive est présenté sur la figure ci-dessous, sous une accélération de 0.1g.

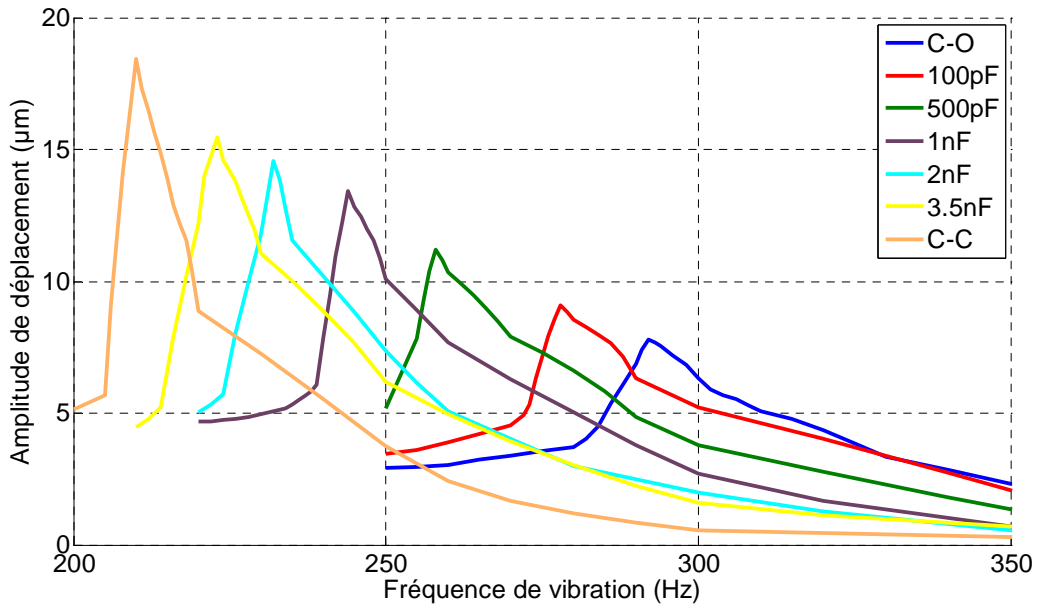


Figure III-21 Effet de la capacité shunt sur la fréquence de résonance (Mode 33), C-C : court-circuit, C-O : circuit ouvert.

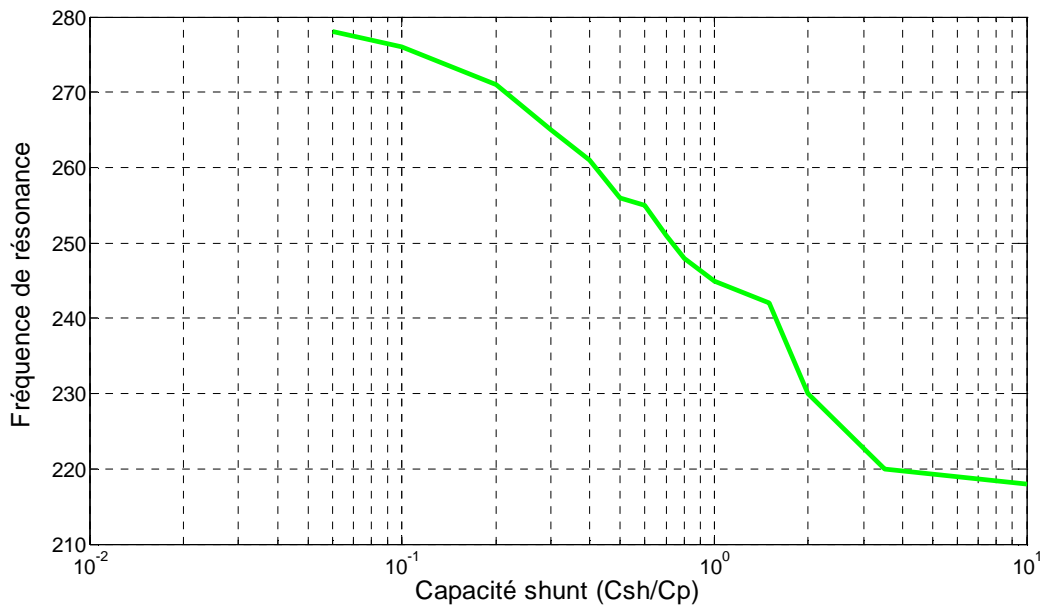


Figure III-22 Variation de la fréquence de résonance en fonction de la capacité shunt

Il apparait dans ces résultats, comme dans le cas d'un couplage électromécanique transversal, un écart entre les résultats théoriques et les résultats expérimentaux. L'écart dans ce cas de figure est relativement important : 50 % de taux de variation de la fréquence de résonance en théorie contre 40 % en pratique (entre 210 Hz et 295 Hz). Cette configuration présente une multitude de briques piézoélectriques avec un nombre d'interfaces de collage d'autant plus important qui réduit d'autant la transmission des contraintes mécaniques vers le matériau piézoélectrique.

### **III.8 Synthèse de la caractérisation électromécanique des prototypes fabriqués :**

Les différentes mesures effectuées sur les deux prototypes développés en mode 31 et en mode 33 montrent l'avantage du mode 33 et valident le principe d'adaptation de la fréquence de résonance par ajustement de la charge capacitive. Les résultats expérimentaux ne correspondent pas parfaitement aux estimations théoriques du fait de l'utilisation de collage, relativement élastiques au regard du matériau piézoélectrique, et qui modifient la raideur globale de la poutre. Néanmoins, un taux de variation de la fréquence de résonance de 11 et 40 % a pu être mesuré. Nous allons dans ce qui suit étudier une électronique qui permet d'utiliser le même matériau piézoélectrique à la fois pour la conversion mécano-électrique et l'ajustement de la fréquence de résonance.

### **III.9 Automatisation du réglage de la fréquence de résonance :**

Pour ajuster la fréquence de résonance et convertir une partie de l'énergie mécanique en énergie électrique, il est possible : soit de dédier une couche piézoélectrique pour la variation de la fréquence de résonance et une autre pour la récupération de l'énergie, soit d'utiliser les deux couches piézoélectriques pour faire les deux fonctions en même temps. Pour ce dernier cas, il faut ajuster la valeur globale de la charge complexe pour ajuster la fréquence de résonance et la partie active/réelle de la charge pour ajuster la proportion d'énergie mécanique à traduire en énergie électrique (c'est-à-dire ajuster l'amortissement électrique). Nous allons dans ce qui suit étudier les deux options en commençant par le contrôle séparé de la fréquence et de l'amortissement via les deux couches piézoélectriques dédiées à chacun des effets.

#### **III.9.1 Asservissement de la fréquence de résonance (séparation des deux fonctions) :**

Dans le cas d'un pilotage séparé de l'amortissement et de la fréquence de résonance électrique, nous utilisons la couche piézoélectrique ( $L_1$ ) pour la récupération de l'énergie électrique et la couche ( $L_2$ ) pour l'adaptation la fréquence de résonance. Le schéma global du système est donné par la figure suivante :

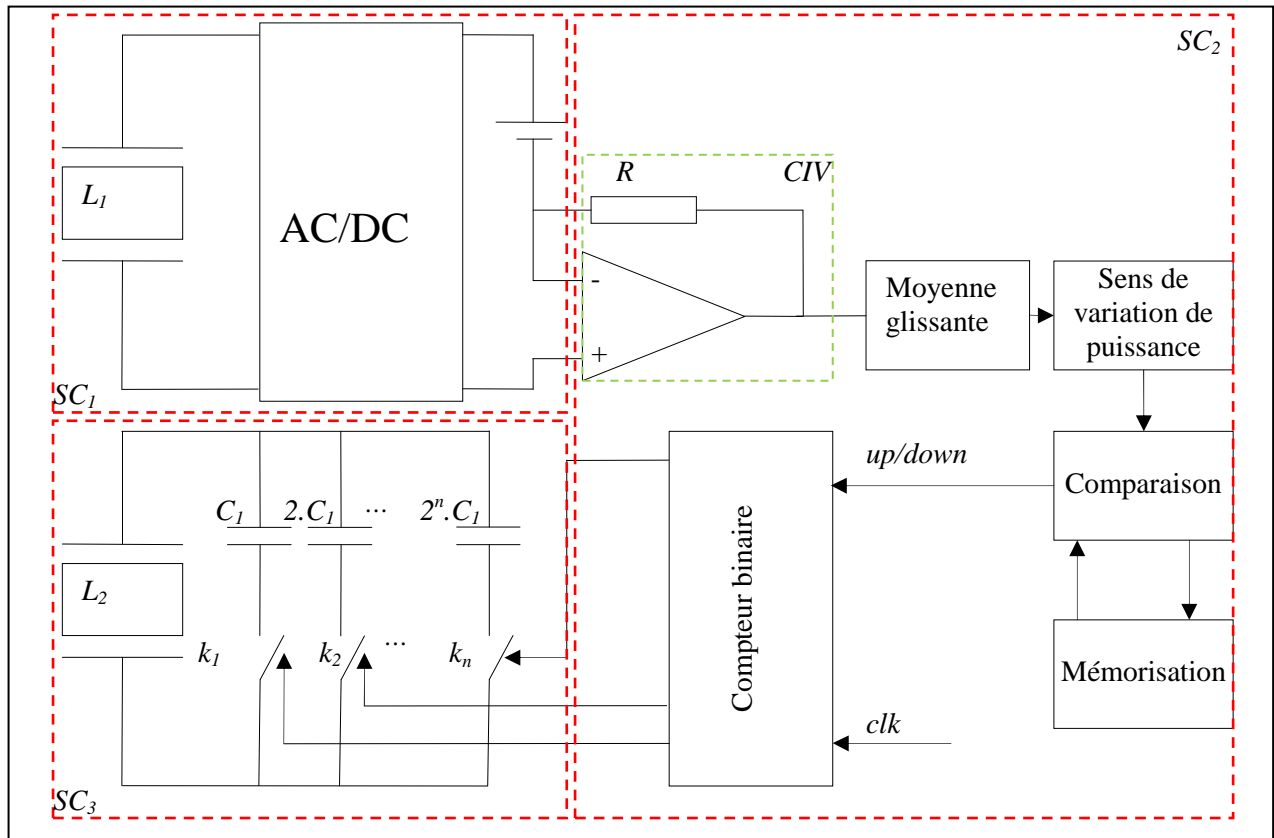


Figure III-23 Stratégie d'ajustement de la fréquence de résonance

Ce schéma est composé de trois parties principales :

Première partie (SC<sub>1</sub>) :

Cette première partie concerne la récupération et la gestion de l'énergie électrique. Elle est composée de la couche piézoélectrique utilisée en mode générateur ( $L_1$ ), d'un convertisseur AC-DC suivi d'une batterie de tension  $V_{\text{bat}}$ .

Deuxième partie (SC<sub>2</sub>) :

La deuxième partie du circuit concerne l'électronique de contrôle de la fréquence de résonance. Celle-ci n'est pas basée sur une mesure directe de décalage entre la fréquence de la vibration et la fréquence de résonance, mais sur une poursuite du point de maximum de puissance électrique fournie à la batterie.

Le principe consiste à modifier la fréquence de résonance dans un sens, de regarder si cela conduit à une augmentation ou une diminution de la puissance de sortie. Si elle augmente alors la fréquence de résonance est à nouveau modifiée dans le même sens, sinon elle est modifiée dans le sens opposé. Les changements de fréquence de résonance sont effectués toutes les 10 périodes de vibration de façon à limiter la consommation associée et de laisser au générateur le temps d'atteindre son régime permanent. Le changement de la fréquence de résonance s'effectue via un compteur 8 bits qui incrémente ou décrément la valeur capacitive placée en sortie de couche piézoélectrique  $L_2$ . Cette électronique est composée de cinq fonctions principales :

A. Convertisseur courant-tension (CIV) :

Etant donné que nous cherchons à maximiser le courant moyen qui passe dans la batterie, nous utilisons un convertisseur courant-tension qui convertit le courant circulant à travers la batterie en une tension. Cette tension, et donc ce courant, est une image de la puissance électrique extraite du générateur ( $P=V_{bat}\cdot I$ ). Ainsi, maximiser la puissance extraite revient à maximiser le courant moyen qui traverse la batterie et donc la tension en sortie du convertisseur courant-tension.

B. Moyenne glissante :

Il s'agit d'un filtre passe bas qui mesure la moyenne de la tension, image du courant moyen  $I$ , en sortie du convertisseur courant-tension. Nous illustrons par la figure ci-dessous le fonctionnement du filtre lors d'un changement de fréquence de résonance à l'instant  $t_1$  (Figure III-24). La tension moyenne de sortie ( $V_s$ ) du filtre passe d'un niveau  $V_{s1}$  à un niveau  $V_{s2}$  à l'instant  $t_1$  (instant de changement de la fréquence de résonance).

Etant donné que nous avons fixé la fréquence de comptage à un dixième de la fréquence de vibration via un diviseur de fréquence par 10, la constante de temps du filtre de la tension de sortie est donc de l'ordre de 10 périodes, c'est-à-dire de 67 ms sachant que la fréquence maximale est de 300 Hz.

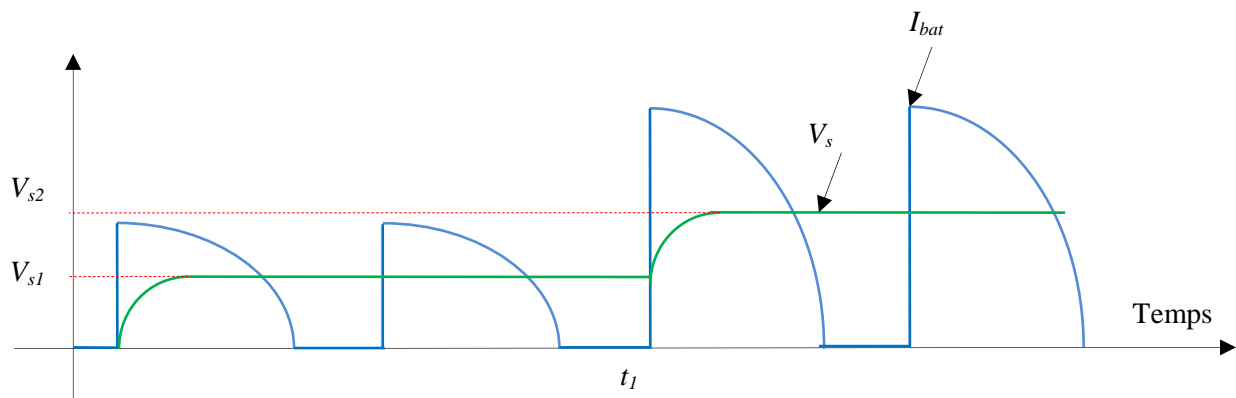


Figure III-24 Illustration qualitative du comportement du circuit de filtrage

C. Comparaison entre  $V_{s_i}$  et  $V_{s_{i+1}}$  (sens de variation de la puissance):

Le but de cette fonction est de savoir si le dernier changement effectué sur la fréquence de résonance a conduit à une augmentation de la puissance de sortie du générateur ou bien à sa diminution. Autrement dit, savoir si le dernier changement effectué a permis de réduire ou bien d'augmenter l'écart entre la fréquence de résonance et la fréquence de vibration. Pour ce faire, la tension moyenne ( $V_s$ ) mesurée au cycle précédent est stockée dans une mémoire analogique, celle-ci est comparée à celle du cycle en cours :

- ✓ Si la nouvelle valeur moyenne est supérieure à la précédente alors la fréquence de résonance continue d'être modifiée dans le même sens.
- ✓ Si la nouvelle valeur moyenne est inférieure à la précédente alors la fréquence de résonance est modifiée dans un sens opposé à la dernière modification.

Le circuit qui permet d'effectuer le stockage et la comparaison des tensions moyennes de sortie  $V_s$  et pour deux cycles successifs est présenté ci-dessous :

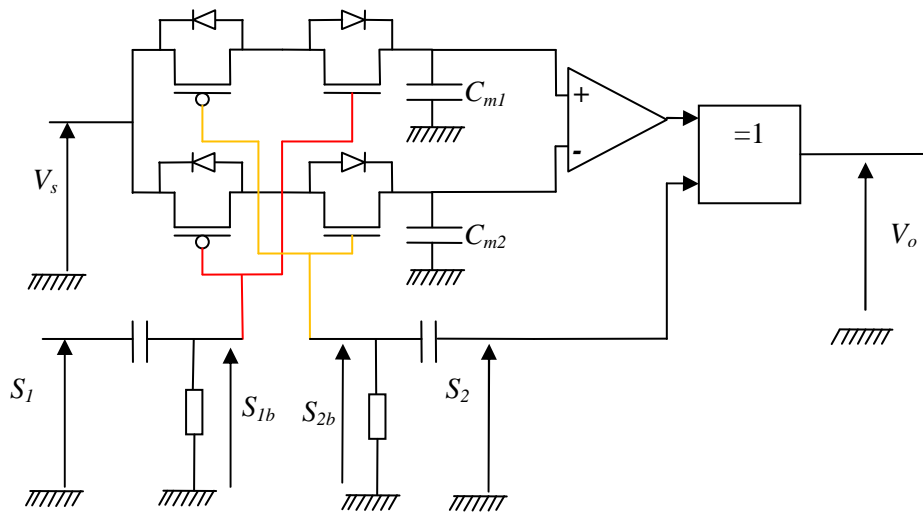


Figure III-25 Circuit de mémorisation et de détermination du sens de variation de la puissance de sortie

Le stockage du niveau de tension s'effectue dans les condensateurs  $C_{m1}$  et  $C_{m2}$ . Afin de ne pas affecter le niveau de tension  $V_s$ , nous choisissons des condensateurs  $C_{m1}$  et  $C_{m2}$  très faible devant la capacité  $C_i$  (capacité du filtre passe bas précédent). La commande du stockage du niveau de tension est effectuée par la dérivée des signaux  $S_1$  et  $S_2$ , ces deux signaux sont complémentaires,  $S_1 = \bar{S}_2$ , comme le montre le diagramme temporel ci-dessous.

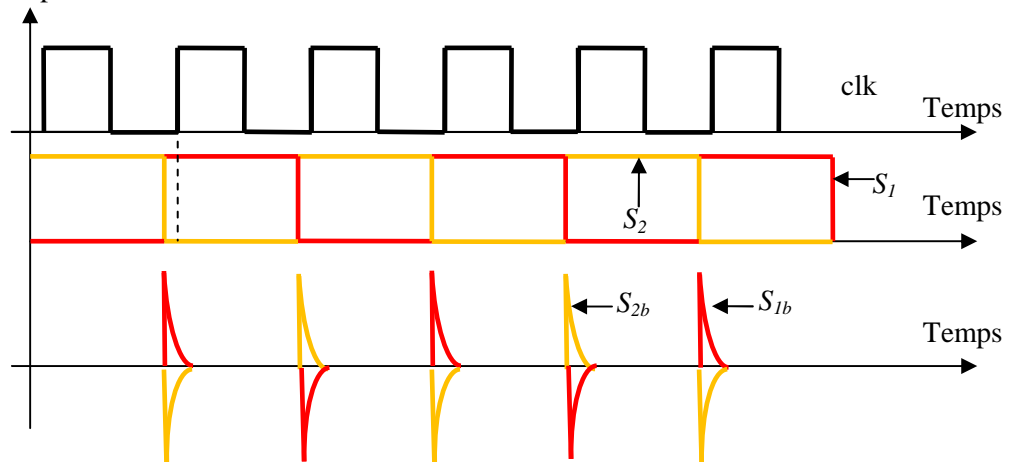


Figure III-26 Signaux de commande des interrupteurs

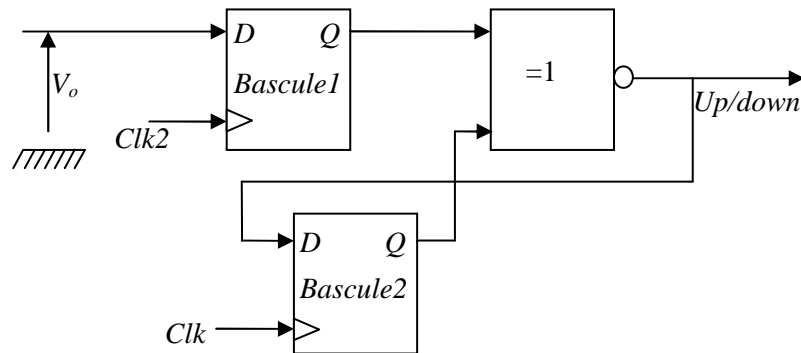
Lorsqu'un front montant arrive sur le signal  $S_1$  une impulsion positive est envoyée aux interrupteurs connectés à ce signal, alors qu'une impulsion négative est envoyée vers les deux autres interrupteurs, et la valeur de la tension  $V_s$  est stockée dans  $C_{m1}$ . Dans le cas contraire, cas où un front descendant arrive sur le signal  $S_1$ , la valeur de tension  $V_s$  est stockée dans la capacité  $C_{m2}$ . Etant donné que la fréquence de résonance change à chaque front montant du signal  $clk$ , nous avons décidé de générer le signal  $S_1$  à partir de ce signal. Le signal de commande  $S_1$  a une fréquence égale à  $f_{clk}/2$ , avancé d'une demi-période de vibration par rapport au signal  $clk$ . L'avancement a pour rôle de commander les interrupteurs, donc de stocker la valeur de  $V_s$ , juste avant le changement de la fréquence de résonance afin d'être sûr de stocker la valeur du régime permanent. Le signal de sortie du comparateur est ensuite comparé au signal  $S_1$  afin d'ajuster le sens de comparaison, c'est-à-dire obtenir le signe de  $V_{si} - V_{si+1}$ .



pour chaque comparaison, ce qui n'est pas le cas directement en sortie du comparateur, car ce dernier alterne entre  $V_{si}-V_{si+1}$  et  $-V_{si}+V_{si+1}$  compte tenu de la logique de la commande des transistors.

#### D. Sens de variation de la fréquence de résonance (comparaison) :

Comme déjà évoqué dans la partie précédente, le résultat de la comparaison est utilisé pour déterminer dans quel sens il faut effectuer le prochain changement de la fréquence de résonance. Si le résultat de la comparaison montre que le dernier changement effectué sur la fréquence de résonance a permis d'augmenter la puissance récupérée, alors la fréquence de résonance est modifiée dans le même sens sinon elle est modifiée dans l'autre sens. Le schéma ci-dessous présente le circuit électronique qui permet d'effectuer cette opération :



**Figure III-27** Circuit d'adaptation du sens de variation de la fréquence de résonance

La sortie logique ( $V_o$ ) de l'étage précédent est stockée dans la bascule 1 afin de maintenir le résultat de la comparaison jusqu'au prochain cycle. Cette bascule est commandée par le signal d'horloge Clk2, ce signal est généré à partir du signal  $S_1$  retardé. Nous le retardons par rapport au  $S_1$  afin de laisser le temps aux capacités  $C_{m1}$  et  $C_{m2}$  de se charger ou se décharger complètement avant de renouveler la valeur stockée dans cette bascule, tout dépend de la différence de tension entre deux cycles successifs ( $V_{si}$ ). Ensuite nous comparons, via une porte XNOR, le sens de variation de la puissance de sortie stockée dans la bascule1 avec l'ancienne opération effectuée sur la fréquence de résonance (augmentation ou diminution). L'opération effectuée sur la fréquence de résonance est stockée dans la bascule 2 pour le prochain cycle, le signal d'horloge de cette bascule est le même que celui qui commande le compteur.

#### E. Le compteur binaire :

Ce compteur permet de commander les interrupteurs  $k_i$  qui permettent la connexion ou la déconnexion des capacités parallèles ( $C_1, 2C_1, \dots, 2^n C_1$ ). Le sens de comptage est déterminé par le circuit de la figure III-27. Si la sortie de ce circuit est égal à 1 logique ( $+V_{cc}$ ) au prochain front montant du signal clk, la sortie du compteur est incrémentée, si il est égal à zéro cela implique qu'au prochain front montant la sortie du compteur est décrémenté.

Ainsi, la fréquence de résonance est modifiée en permanence pour se rapprocher le plus possible d'un maximum de tension et donc ici de puissance en sortie du récupérateur d'énergie. On peut supposer que ce maximum de puissance correspond au cas où la fréquence de résonance est au plus proche de la fréquence de vibration, mais dans tous les cas, ce que l'on cherche vraiment, c'est de maximiser la puissance de sortie.

La fonction capacité variable ( $SC_3$ ) :

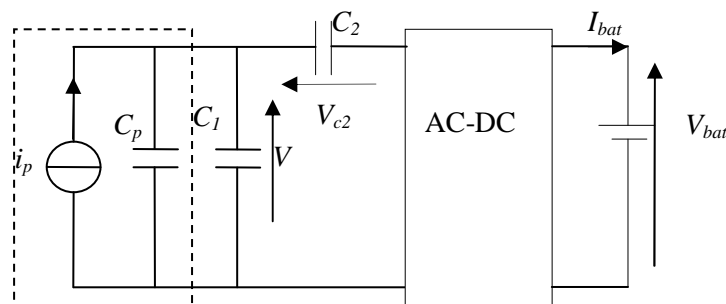
La fonction capacité variable est composée de cellules capacitives, commandées par les sorties du compteur. Les valeurs de capacités des différentes cellules sont choisies de sorte à ce que l'on garde une variation monotone, avec la valeur de comptage, de la capacité totale vue par la couche piézoélectrique  $L_2$ . C'est pourquoi nous avons choisi de mettre en parallèle les capacités suivantes  $C_1, 2C_1, 2^2C_1, \dots, 2^n C_1$  dont la connexion est commandable respectivement par les bits 1 à  $n$  du compteur binaire.

L'étude théorique établie en début, de cette partie montre qu'il faut utiliser le même matériau piézoélectrique à la fois pour la récupération de l'énergie électrique et pour l'ajustement de la fréquence de résonance. Par ailleurs, il faut veiller à ce que la charge vue par le matériau piézoélectrique reste optimale. La partie suivante décrit justement une électronique que nous avons mise au point pour ajuster la fréquence de résonance et optimiser le taux d'énergie mécanique convertie en énergie électrique, c'est-à-dire l'amortissement électrique.

**III.10 Adaptation de la fréquence de résonance et de l'amortissement électrique :**

Pour maximiser le taux de variation de la fréquence de résonance, l'ensemble du matériau piézoélectrique doit pouvoir être utilisé à cet effet. Néanmoins il faut aussi pouvoir extraire de l'énergie électrique du dispositif. Pour cela nous proposons de dériver une partie du courant, circulant dans les capacités de sortie destinées à l'ajustement de la fréquence de résonance, pour alimenter la charge électrique. La charge de sortie est donc alimentée par une proportion du courant circulant dans la charge capacitive destinée au tuning de fréquence, cette proportion de courant est ajustée de façon à ce que l'amortissement électrique soit égal à l'amortissement mécanique de la structure afin de maximiser la puissance de sortie.

Pour dériver la proportion de courant souhaité, nous proposons l'architecture de la figure ci-dessous, qui consiste à placer une partie des capacités de sortie en série avec la charge à alimenter. La capacité totale se décompose en deux capacités, une capacité  $C_1$  directement placée en sortie des briques piézoélectriques et une capacité  $C_2$  en série avec la charge électrique modélisée ici par une batterie.



**Figure III-28** Architecture proposée pour l'ajustement de la fréquence de résonance et l'extraction de l'énergie électrique

Nous allons ci-après modéliser l'effet des capacités  $C_1$  et  $C_2$  sur la fréquence de résonance et sur l'amortissement électrique.

✓ Ajustement de la fréquence de résonance :

Pour exprimer la fréquence de résonance en fonction de l'ensemble des éléments auquel le matériau piézoélectrique est connecté ( $C_1$ ,  $C_2$ ,  $V_{bat}$ ), nous reprenons l'expression développée dans la partie précédente. Néanmoins, nous cherchons l'expression de la capacité équivalente qui donne le même effet sur la fréquence de résonance que l'ensemble des éléments ( $C_1$ ,  $C_2$ ,  $V_{bat}$ ) lorsque le pont de diode est passant, ensuite nous l'intégrons dans le modèle étudié précédemment (piézoélectrique+ $C_{sh}$ ). Nous partons de l'hypothèse que la tension à vide générée par le piézoélectrique est toujours significativement supérieure à la tension de la batterie  $V_{bat}$ .

Par utilisation du théorème de superposition, nous arrivons à l'expression suivante de la capacité équivalente :

$$C_{eq} = \frac{C_1 + C_2(1 - \delta)}{1 + \delta \left( \frac{C_2}{C_p} \right)} \quad (\text{III-26})$$

Avec  $\delta = \frac{V_{bat}}{V_{pmax}}$

$V_{pmax}$  étant la tension générée par le matériau piézoélectrique à vide.

Nous constatons d'après cette expression que l'effet de la capacité  $C_2$  dépend fortement du rapport entre la tension de la batterie et la tension à vide du matériau piézoélectrique. La valeur de cette capacité équivalente permet de déterminer la fréquence de résonance en fonction de  $C_1$  et  $C_2$  et les conditions d'entrée (équation III-23).

✓ Ajustement de l'amortissement électrique (ajustement du niveau d'énergie électrique prélevée) :

Pour modéliser l'effet de la capacité  $C_2$  et du niveau de tension  $V_{bat}$  nous suivons les étapes suivantes :

- 1) Nous considérons dans un premier temps le modèle général avec une fréquence de résonance égale à la fréquence de vibration et un amortissement électrique égal à l'amortissement mécanique. On suppose que ce fonctionnement sera celui du système lorsque l'électronique aura ajusté la fréquence de résonance sur la fréquence de vibration et l'amortissement électrique sur l'amortissement mécanique. A partir de ce modèle général, nous calculons les formes d'onde du déplacement, ainsi que l'énergie mécanique dissipée dans la structure mécanique par période de vibration.
- 2) Dans un second temps, nous reprenons le circuit équivalent du générateur piézoélectrique avec une charge électrique composée de  $C_1$ ,  $C_2$ , le pont de diode et la batterie  $V_{bat}$ . Nous calculons alors dans les cas diodes passantes et diodes bloquées le déplacement de la masse sismique et le courant électrique fourni à la batterie sur une période de vibration. Nous calculons alors l'énergie électrique totale transférée à la batterie sur une période de vibration en fonction de  $C_2$ .
- 3) Nous calculons la valeur de  $C_2$  de telle manière que l'énergie électrique transférée à la batterie sur une période soit égale à l'énergie mécanique dissipée sur une période, telle que calculée à l'étape 1, tout en respectant la capacité équivalente déterminée précédemment pour atteindre la fréquence de résonance souhaitée.

**Etape N°1 :**

Nous avons vu au cours du chapitre précédent que, dans le cas du modèle général (cf. figure II-1), le déplacement relatif de la masse sismique s'écrit de la façon suivante :

$$m\ddot{z} + (b_e + b_m)\dot{z} + kz = -m\ddot{y} \quad (\text{III-27})$$

Ce qui conduit à l'expression suivante du déplacement relatif à la résonance :

$$z(t) = \frac{-Y}{2\xi} \cos(\omega t + \varphi) \quad (\text{III-28})$$

Avec  $\xi = \xi_m + \xi_e = 2\xi_m$

A partir de cette expression, nous pouvons déterminer l'énergie mécanique dissipée sur une période de vibration. Après calcul nous obtenons l'expression suivante :

$$E_{méc} = 2\xi_m m \pi \left( \frac{Y\omega}{2\xi} \right)^2 \quad (\text{III-29})$$

Après avoir déterminé l'expression de l'énergie mécanique dissipée dans la structure dans les conditions de résonance et d'amortissement optimales, nous passons à présent à l'étude du générateur piézoélectrique couplé aux capacités  $C_1$  et  $C_2$  et chargé par la batterie  $V_{bat}$ .

**Etape N°2 :**

Etant donné que le générateur n'est pas couplé en permanence avec l'ensemble des éléments ( $C_1$ ,  $C_2$  et la batterie), du fait de la présence du pont redresseur, nous devons tenir compte de chacune de phases de blocage ou de conduction des diodes. De ce fait, nous allons étudier dans le domaine temporel et sur une période chacune des phases.

Nous distinguons cinq phases par période de vibration conformément au diagramme temporel ci-dessous :

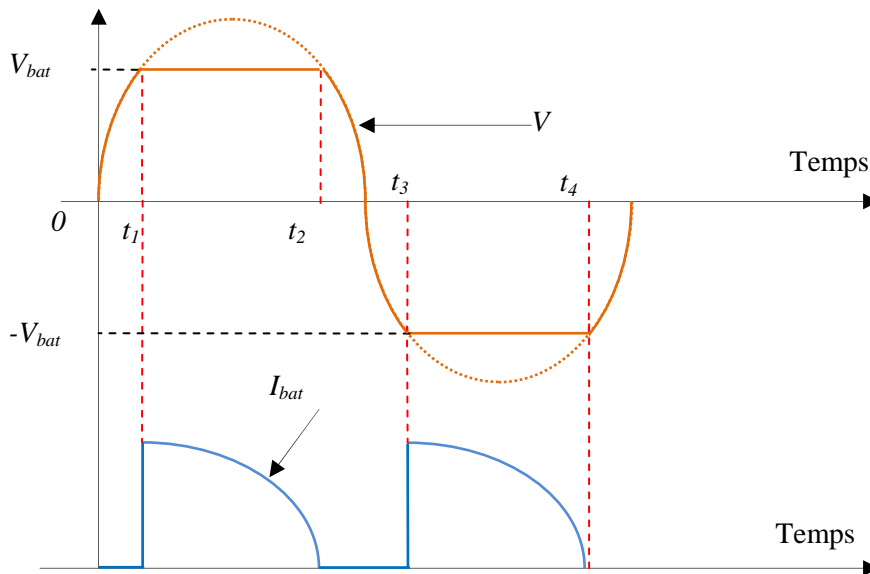


Figure III-29 Diagramme temporel du fonctionnement du générateur

La 1<sup>ère</sup> ( $0 \rightarrow t_1$ )/3<sup>ème</sup> ( $t_2 \rightarrow t_3$ )/5<sup>ème</sup> ( $t_4 \rightarrow t_5$ ) phase : seule la capacité  $C_I$  est couplée avec le matériau piézoélectrique (pont diodes bloqué)

La 2<sup>ème</sup> ( $t_1 \rightarrow t_2$ )/4<sup>ème</sup> ( $t_3 \rightarrow t_4$ ) phase : tout les composants sont connectés ( $C_I, C_2, V_{bat}$ ) avec le générateur (pont diodes passant).

Nous allons, dans ce qui suit, faire l'étude détaillée du comportement du générateur sur une période de vibration pour le régime permanent. Nous supposons aussi que la fréquence de résonance est ajustée sur la fréquence de vibration lorsque le pont diode est passant.

**Première phase de fonctionnement : ( $0 \rightarrow t_1$ )**

Le schéma équivalent du générateur lorsque les diodes du pont redresseur sont bloquées est représenté par la figure ci-dessous :

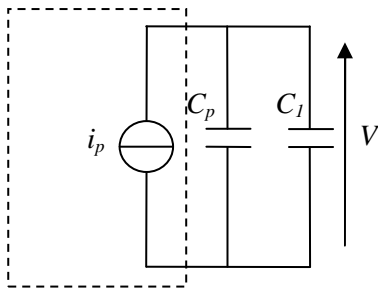


Figure III-30 Circuit équivalent du générateur lorsque le pont diodes est bloqué

Pour déterminer la tension évoluant aux bornes de la capacité  $C_I$ , nous reprenons les résultats de calcul établis dans le chapitre précédent pour un générateur piézoélectrique en régime dynamique. Commençons par rappeler la relation qui lie le déplacement, la déformée moyenne dans le matériau piézoélectrique ainsi que la tension qui apparait aux bornes du matériau piézoélectrique :

$$z = k_1 \left( \varepsilon + \left( 1 - \frac{k_2}{k_1} \right) \frac{2Y_p I_p}{YI} d_{31} \frac{V}{e_p} \right) \tag{III-30}$$

Cette équation reste valable pendant toute la période de vibration. Ce qui change d'une phase à l'autre c'est la relation qui lie la déformée moyenne dans le piézoélectrique à la tension qui apparait à ses bornes. Pour cette première phase, la relation entre la dérivée de la tension  $V$  et celle de la déformée moyenne dans le piézoélectrique est décrite par l'équation ci-dessous :

$$\dot{\varepsilon} = \frac{C_1 + C_p (2 - k_{31}^2)}{|d_{31}| Y_p w L_p} \dot{V} \tag{III-31}$$

Pour remonter à la relation entre la tension  $V$  et la déformée moyenne dans le piézoélectrique, nous considérons que les conditions initiales en termes de tension  $V$  et de déformée moyenne dans le matériau piézoélectrique sont égales à zéro. Ceci nous permet d'écrire l'équation ci-dessous :

$$\varepsilon(t) = \frac{C_1 + C_p (1 - k_{31}^2)}{|d_{31}| Y_p w L_p} V = A_{db} V(t) \tag{III-32}$$

La substitution de l'équation (III.32) dans l'équation précédente (III.30) permet de remonter vers la relation qui lie la tension aux bornes du matériau piézoélectrique et le déplacement relatif de la masse sismique :

$$z(t) = k_{db} V(t) \quad (\text{III-33})$$

Avec :

$$k_{db} = k_1 \left( \frac{C_1 + (1 - k_{31}^2) C_p}{d_{31} Y_p L W} + \left( 1 - \frac{k_2}{k_1} \right) \frac{2 Y_p I_p}{Y I e_p} \right) \quad (\text{III-34})$$

Revenons à présent à l'équation différentielle qui régit le mouvement de la masse sismique (III.27), et remplaçons le déplacement relatif par son expression en fonction de la tension  $V$  (III-33). La résolution de cette équation permet d'établir l'expression temporelle de la tension qui apparait aux bornes du matériau piézoélectrique :

$$V(t) = -\frac{1}{k_{db}} \frac{Y \omega^2 \cos(\omega t + \varphi)}{\sqrt{(2 \xi_m \omega \omega_n)^2 + (\omega_n^2 - \omega^2)^2}} \quad (\text{III-35})$$

Notons que pendant cette phase, l'amortissement électrique est supposé être égal à zéro du moment où aucun courant n'est transférée à la charge. Nous supposons également que la fréquence de résonance est légèrement décalée de la fréquence de vibration du fait de l'absence de  $C_2$ .

Le changement de phase se fait au moment où la valeur absolue de la tension  $V$  atteint la valeur de la tension de la batterie ( $V_{bat}$ ), la capacité  $C_2$  est supposée complètement déchargée pour cette première phase. Ainsi, nous pouvons déterminer l'instant où cette phase s'achève en écrivant la condition ci-dessous :

$$-\frac{1}{k_{db}} \frac{Y \omega^2 \cos(\omega t_1 + \varphi)}{\sqrt{(2 \xi_m \omega \omega_n)^2 + (\omega_n^2 - \omega^2)^2}} = V_{bat} \Rightarrow \omega t_1 = \arccos \left( \frac{-V_{bat} k_{db} \sqrt{(2 \xi_m \omega \omega_n)^2 + (\omega_n^2 - \omega^2)^2}}{Y \omega^2} \right) - \varphi$$

(III-36)

### **Deuxième phase de fonctionnement : ( $t_1 \rightarrow t_2$ )**

Lors de cette deuxième phase, deux des diodes du pont redresseur sont passantes et relie la batterie en série avec  $C_2$  au générateur piézoélectrique. La fréquence de résonance est supposée égale à la fréquence de vibration pendant cette phase. Le circuit électrique équivalent durant cette phase est représenté ci-après :

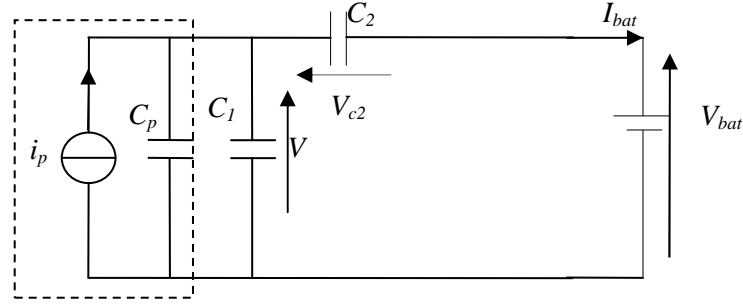


Figure III-31 Circuit électrique équivalent lorsque le pont diodes est passant

Pour déterminer la tension  $V$  et le courant qui charge la batterie, nous procédons de la même manière que pour la première phase, sauf qu'ici la relation qui lie la déformée moyenne dans le matériau piézoélectrique à la tension qui apparaît à ses bornes n'est pas la même.

En utilisant les équations constitutives de la piézoélectricité et en considérant le modèle du générateur piézoélectrique présenté ci-dessus, on peut en déduire l'expression suivante qui lie la dérivée de la déformée à celle de la tension :

$$\dot{\varepsilon} = \frac{C_1 + C_2 + C_p (2 - k_{31}^2)}{|d_{31}| Y_p w L_p} \dot{V} = A_{dc} \dot{V} \quad (\text{III-37})$$

A la différence de la première phase, les conditions initiales en termes de tension aux bornes du matériau piézoélectrique et de déformée moyenne dans ce dernier ne sont plus égales à zéro et doivent être prises en compte. La valeur de la tension et de la déformée au moment du passage à la deuxième phase sont déterminées à partir des dernières valeurs prise lors de la première phase, c'est-à-dire à l'instant  $t_1$ .

Au final, l'expression qui lie la tension et la déformée moyenne est comme suit :

$$\varepsilon(t) = (A_{db} - A_{dc}) V_{bat} + A_{dc} V(t) \quad (\text{III-38})$$

Ainsi, le déplacement relatif de la masse sismique en fonction de la tension  $V$  peut alors être déduit :

$$z(t) = k_{dc} \left( \frac{(A_{db} - A_{dc})}{k_{dc}^*} V_{bat} + V(t) \right) \quad (\text{III-39})$$

Avec

$$k_{dc} = k_1 k_{dc}^* \text{ et } k_{dc}^* = \left( A_{dc} + \left( 1 - \frac{k_2}{k_1} \right) \frac{2Y_p I_p}{Y l e_p} \right) \quad (\text{III-40})$$

Nous pouvons à présent déterminer la tension  $V$  qui apparaît aux bornes du matériau piézoélectrique en intégrant l'équation (III-39) dans l'équation qui régit le mouvement relatif de la masse sismique :

$$V(t) = -\frac{1}{k_{dc}} \frac{Y \cos(\omega t + \pi/2)}{2\xi} - \frac{(A_{db} - A_{dc})}{k_{dc}^*} V_{bat} \quad (\text{III-41})$$

Pour calculer l'énergie transmise vers la batterie pendant cette phase, il faut intégrer le produit de la tension  $V_{bat}$  par le courant  $I_{bat}$  transféré à la batterie durant cette phase, ce courant s'exprime par :

$$I_{bat}(t) = C_2 \frac{d(V(t) - V_{bat})}{dt} \quad (\text{III-42})$$

Ce qui nous donne en développant :

$$I_{bat}(t) = \frac{C_2 \omega Y \sin(\omega t + \pi/2)}{k_{dc} 2\xi} \quad (\text{III-43})$$

Cette phase s'achève au moment où le courant traversant le pont diode tente de s'inverser (blocage des diodes), c'est à dire au moment où le courant passe par 0. Nous pouvons alors déterminer l'instant  $t_2$  auquel cette phase s'achève:

$$I_{bat}(t_2) = \frac{C_2 \omega Y \sin(\omega t_2 + \varphi)}{k_{dc} 2\xi} = 0 \Rightarrow \sin(\omega t_2 + \pi/2) = 0 \Rightarrow \omega t_2 = \frac{\pi}{2}$$

Avant de passer à la phase suivante, nous calculons la charge électrique qui reste stockée dans la capacité  $C_2$  au moment où les diodes se bloquent. Ceci nous aidera à déterminer l'instant de mise à nouveau en conduction du pont diode. Après calcul nous obtenons la tension finale suivante qui reste appliquée sur la capacité  $C_2$  :

$$V_{C_2} = \frac{1}{k_{dc}} \frac{Y}{2\xi} - \frac{k_{db}^*}{k_{dc}^*} V_{bat} \quad (\text{III-44})$$

L'énergie transférée à la batterie durant cette phase peut être déterminée comme suit :

$$E_{elec1} = \int_{t_1}^{t_2} I_{bat}(t) V_{bat} dt = \frac{C_2}{k_{dc}} \frac{Y}{2\xi} V_{bat} (1 + \cos(\omega t_1 + \pi/2)) \quad (\text{III-45})$$

### **Troisième phase de fonctionnement : ( $t_2 \rightarrow t_3$ ) :**

Lors de cette phase, nous revenons aux conditions de fonctionnement de la première phase, c'est-à-dire que seule la capacité  $C_1$  est connectée avec le générateur piézoélectrique.

De la même façon que durant la première phase, la tension aux bornes du générateur piézoélectrique s'exprime comme suit :

$$V(t) = -\frac{1}{k_{db}} \frac{Y \omega^2 \cos(\omega t + \varphi)}{\sqrt{(2\xi_m \omega_n \omega)^2 + (\omega_n^2 - \omega^2)^2}} - \frac{(A_{dc} - A_{db})}{k_{db}^*} \left( \frac{1}{k_{dc}} \frac{Y}{2\xi} - \frac{k_{db}^*}{k_{dc}^*} V_{bat} \right) \quad (\text{III-46})$$

Cette phase se termine lorsque la tension aux bornes du pont diode dépasse la tension de la batterie  $V_{bat}$ , à savoir :

$$V(t) - V_{C_2} = -V_{bat} \Rightarrow \cos(\omega t_3 + \varphi) = \frac{k_{db}}{Y \omega^2} \sqrt{(2\xi_m \omega_n \omega)^2 + (\omega_n^2 - \omega^2)^2} \left( 2V_{bat} - \frac{1}{k_{db}} \left( \frac{Y}{2\xi} \right) \right) \quad (\text{III-47})$$



**Quatrième phase de fonctionnement : ( $t_3 \rightarrow t_4$ )**

La tension qui s'établit aux bornes du matériau piézoélectrique durant cette quatrième phase est comme suit :

$$V(t) = -\frac{1}{k_{dc}} \frac{Y \cos(\omega t + \pi/2)}{2\xi} + \frac{(A_{db} - A_{dc})}{k_{dc}^*} V_{bat} \quad (\text{III-48})$$

Le courant qui traverse la batterie, peut être déterminé de la même façon qu'en phase 2 :

$$I_{bat}(t) = -\frac{C_2 \omega Y \sin(\omega t + \pi/2)}{k_{dc} 2\xi} \quad (\text{III-49})$$

Cette phase s'achève au moment où le courant dans la batterie s'annule :

$$I_{bat}(t_2) = -\frac{C_2 \omega Y \sin(\omega t_4 + \varphi)}{k_{dc} 2\xi} = 0 \Rightarrow \sin(\omega t_4 + \pi/2) = 0 \Rightarrow \omega t_4 = \frac{3\pi}{2} \quad (\text{III-50})$$

L'énergie transférée à la batterie pendant cette période est telle que :

$$E_{elec2} = \int_{t_3}^{t_4} I_{bat}(t) V_{bat} dt = \frac{C_2}{k_{dc}} \frac{Y}{2\xi} V_{bat} (1 - \cos(\omega t_3 + \pi/2)) \quad (\text{III-51})$$

**Etape N°3 :**

Pour maximiser la puissance délivrée à la batterie, il faut que l'énergie transférée à la batterie sur une période soit égale à l'énergie mécanique dissipée sur une période, à savoir :

$$E_{elec1} + E_{elec2} = E_{méca} \quad (\text{III-52})$$

En combinant cette équation avec l'équation (III-23) qui fixe la fréquence de résonance, il est possible d'en déduire les valeurs de  $C_1$  et  $C_2$ .

Après avoir établi les expressions analytiques pour déterminer  $C_1$  et  $C_2$  tout en respectant les conditions d'optimisation du système de récupération d'énergie vis-à-vis de la fréquence et de l'amplitude des vibrations, nous allons dans la partie suivante valider le principe expérimentalement.

**III.11 Résultats expérimentaux du double ajustement :**

Nous avons testé ce principe sur la structure en mode 33. Nous avons mesuré le déplacement de la masse sismique ainsi que le courant moyen fournis à la charge en fonction de la fréquence de vibration et cela pour différents couples de capacités  $C_1$  et  $C_2$ . La Figure III-32 présente la fréquence de résonance en fonction de  $C_2$  et pour différentes valeurs de  $C_1$ , tandis que la Figure III-33 présente le courant fourni à la charge à la fréquence de résonance en fonction de  $C_2$  et pour différentes valeurs de  $C_1$ .

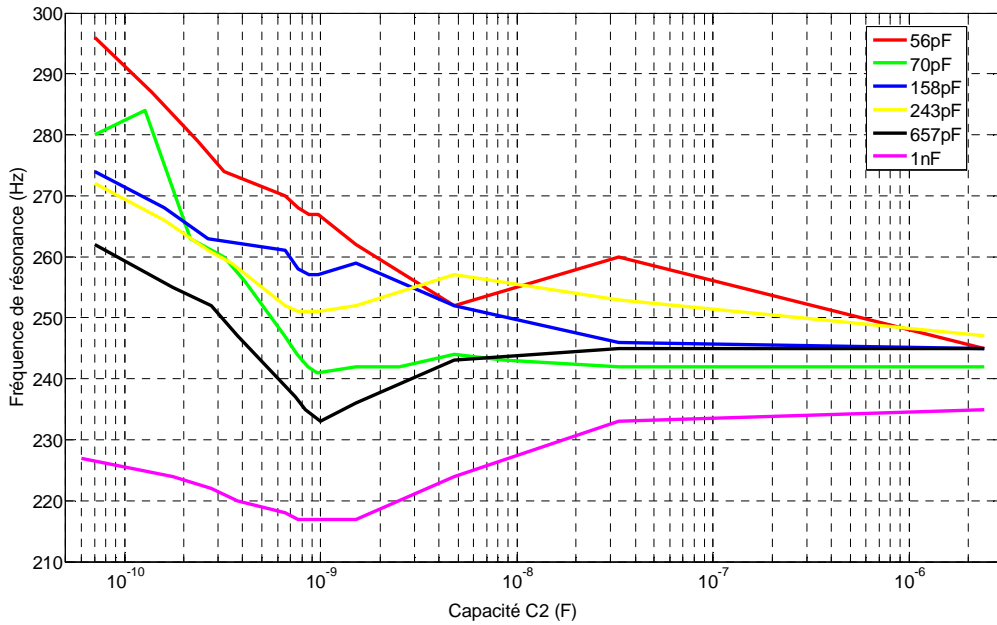


Figure III-32 Effet des capacités  $C_1$  et  $C_2$  sur la fréquence de résonance

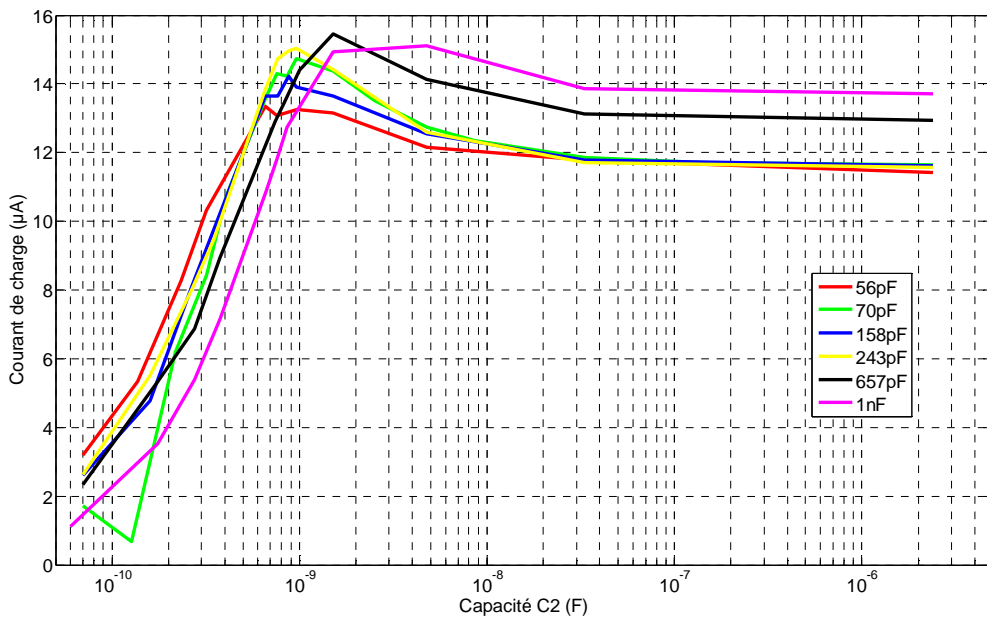


Figure III-33 Effet des capacités  $C_1$  et  $C_2$  sur le courant fourni à la charge (0.1g) en maintenant la fréquence d'entrée égale à la fréquence de résonance

Il ressort de ces résultats que pour extraire le maximum d'énergie électrique il faut limiter les variations de la capacité  $C_2$ , dans ce cas entre  $C_p$  et  $10C_p$ . Ceci implique, en contre partie, une diminution du taux de variation de la fréquence de la résonance. Cependant, nous assurons un réglage en fréquence de résonance et en amortissement électrique, ce qui permet au générateur de fonctionner dans ces conditions optimales quelques soit les conditions d'entrée.

### III.12 Electronique de réglage de la fréquence de résonance et de l'amortissement électrique :

La stratégie d'asservissement des valeurs des capacités  $C_1$  et  $C_2$  pour maximiser la puissance de sortie est présentée sur la figure ci-dessous :

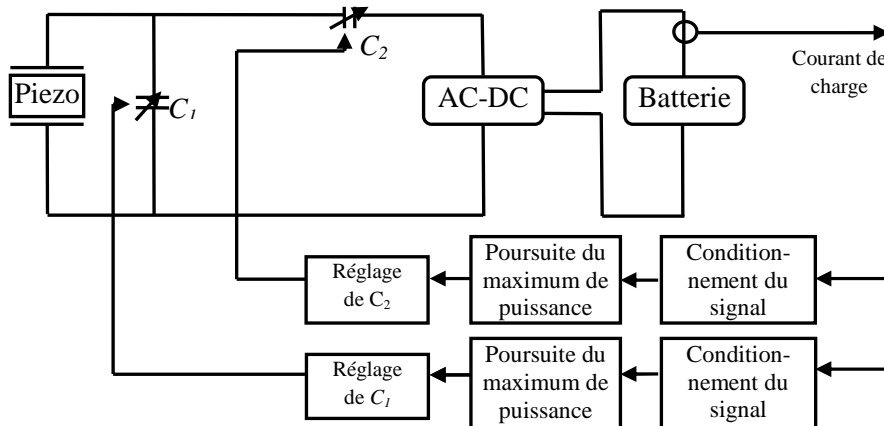


Figure III-34 Stratégie de commande de la fréquence de résonance et de l'amortissement électrique

Il s'agit dans ce cas de deux boucles de régulation, une pour le réglage de  $C_1$  et une deuxième pour le réglage de  $C_2$ . L'architecture des deux boucles est la même, la différence entre les deux étant la vitesse de la rétroaction. Pour le réglage de  $C_2$  nous avons choisi une fréquence d'ajustement égale à un huitième de la fréquence de vibration. Et pour le réglage de  $C_1$  nous avons choisi une fréquence d'ajustement égale à un huitième de la fréquence d'ajustement de  $C_2$ . Comme  $C_2$  agit directement sur l'amortissement électrique, son effet sur la puissance de sortie est plus immédiat que  $C_1$  qui agit plus sur la fréquence de résonance. C'est pourquoi nous avons choisi une rétroaction plus rapide sur  $C_2$ . Quant à la technique utilisée pour la poursuite du point de maximum de puissance, nous avons utilisé la même stratégie que pour le réglage de la fréquence de résonance présentée dans la partie précédente (cf. Figure III-23). Cependant, nous n'avons pas réussi à vraiment stabiliser le système sur son point de fonctionnement optimal en raison notamment de non linéarités mécaniques dans la structure en mode 33.

#### III.12.1 Résultats expérimentaux de l'électronique d'asservissement :

Pour tester cette électronique, nous avons utilisé le même banc d'essai que celui décrit précédemment, Figure III-7. Nous avons utilisé la structure en mode 33 afin d'obtenir la plus grande variation en fréquence de résonance. Après avoir testé le fonctionnement de chaque fonction électronique séparément, nous avons connecté les deux électroniques d'asservissement au générateur piézoélectrique, comme décrit précédemment. La figure ci-dessous présente la puissance récupérée entre 200 Hz et 320 Hz dans les cas suivants : boucle ouverte (sans tuning de fréquence de résonance ni de la charge électrique), boucle fermée (avec utilisation des deux boucles d'asservissement). La puissance nette étant la puissance reçue par la batterie. L'écart entre la puissance nette et la puissance récupérée par le générateur représente la puissance consommée par l'électronique d'asservissement.

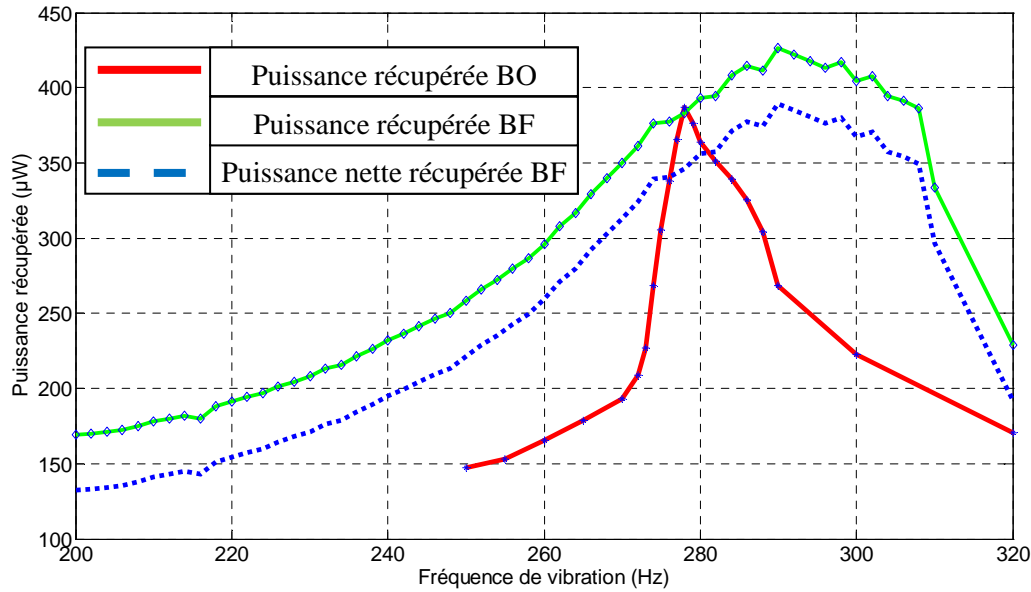


Figure III-35 Tension de sortie avec l'ajustement automatique de la fréquence de résonance

Nous constatons que le maximum de puissance est atteint entre 260 et 310 Hz dans le cas d'un fonctionnement en boucle fermée, la bande passante du récupérateur est fortement améliorée par rapport à un système sans tuning de fréquence, fonctionnement en boucle ouverte. Ces résultats montrent clairement la performance de l'approche adoptée au cours de cette étude, la bande passante est fortement élargie (facteur  $> 3$ ).

### III.12.2 Bilan de puissance :

Pour la présente technique et contrairement à la technique précédente, aucune énergie n'est injectée dans le générateur pour ajuster sa fréquence de résonance. La puissance nécessaire pour l'asservissement est celle consommée par l'électronique destinée à faire la poursuite du point de maximum de puissance et la commande des transistors permettant d'ajuster les valeurs capacitive  $C_1$  et  $C_2$ . La consommation statique de l'électronique des deux boucles est égale à  $50 \mu\text{W}$ , tandis que le générateur produit une puissance moyenne de  $480 \mu\text{W}$  à  $0.1 \text{ g}$ .

### IV Conclusion :

Au cours de ce chapitre, nous avons présenté deux techniques permettant de faire l'ajustement en temps réel de la fréquence de résonance. La première technique est basée sur l'application d'un champ électrique dans un matériau piézoélectrique, la deuxième technique est basée sur la modification d'une charge capacitive. Nous avons montré par la théorie et par l'expérimentation le fonctionnement de chacune des deux approches. D'une part, l'application d'un champ électrique dans la partie piézoélectrique a permis d'obtenir un taux de variation de la fréquence de résonance de 20 %, et d'autre part, l'adaptation de la charge électrique a permis d'obtenir jusqu'à 40 % de variation de la fréquence de résonance. Par ailleurs, pour chacune des techniques développées, une stratégie de rétroaction électrique a été présentée. L'implémentation de ces stratégies a montré que l'ajustement automatique de la fréquence de résonance consomme environ 5 % de l'énergie produite, dans le cas d'une seule boucle de régulation, et 10% dans le cas de deux boucles de régulation. Ces résultats montrent qu'il est tout à fait possible de réaliser un système autonome capable d'ajuster en temps réel

sa fréquence de résonance. Dans la deuxième partie de ce chapitre, nous avons montré aussi qu'il est possible d'ajuster à la fois la fréquence de résonance et l'amortissement électrique par adaptation de la charge électrique d'un récupérateur d'énergie piézoélectrique, cette technique permet de conserver un fonctionnement optimal du convertisseur quelque soit la fréquence ou l'amplitude du signal d'excitation. Les résultats expérimentaux ont montré clairement les performances de ces deux techniques lors d'un fonctionnement sur une large bande de fréquences de vibration.

### **V Références :**

- [1] U.Von Wagner, P. Hagedorn, "Nonlinear Effects of Piezoceramics Excited by Weak Electric Field", *Nonlinear Dyn* 31, 133-149, 2003
- [2] Q. Wang, Q. Zhang, B. Xu, R. Liu, and L. Cross, "Non-linear piezoelectric behaviour of ceramic bending mode actuators under strong electric fields", *J. Appl. Phys.* 86, 3352-3360, 1999
- [3] P. Joshi, "Non linear constitutive relations for piezoceramic materials", *Smart Mate. Struc*, 1, 80-83, 1992
- [4] R-P. Thornbrough, "Non linear actuation of smart composites using a coupled piezoelectric mechanical model", *Smart Material Structure*, Vol 10, pp 743-749, 2010
- [5] <http://www.trstechnologies.com/>

# Chapitre IV Amplification du mouvement vibratoire par rebonds mécaniques synchronisés

## Sommaire

I Introduction :.....	145
II Présentation de l'approche :.....	145
III Etude théorique de la technique du rebond mécanique synchronisé :.....	147
III.1 Formulation du gain énergétique :.....	147
III.2 Modélisation du comportement d'une structure avec rebond mécanique :.....	149
IV Choix du mécanisme d'application du rebond mécanique :.....	154
IV.1 Actionnement par un matériau à dilatation thermique :.....	155
IV.2 Actionnement par principe électromagnétique :.....	155
IV.3 Actionnement par principe piézoélectrique :.....	156
V Electronique de commande des actionneurs :.....	156
VI Dispositif expérimental et caractérisation :.....	159
VI.1 Dimensionnement et fabrication de la structure mécanique :.....	159
VI.2 Choix des actionneurs piézoélectriques :.....	159
VI.3 Banc de caractérisation :.....	160
VI.4 Résultats de la caractérisation mécanique :.....	160
VI.5 Résultats expérimentaux de la technique du rebond :.....	161
VII Conclusion :.....	162

*La présente approche vise la récupération d'énergie à partir de vibrations relativement aléatoires et/ou très étalées en fréquence. Elle ne consiste pas à traquer une fréquence principale, mais bien à amplifier et récupérer tous les mouvements même les plus chaotiques.*

## **I Introduction :**

L'idée dans cette approche est de réaliser un rebond élastique entre la masse sismique et la source de vibration lorsque la vitesse de la source de vibration passe par un extremum. Lorsque ce rebond a lieu, et dès lors que le mouvement de la source n'est pas perturbé par le rebond lui-même (masse sismique faible devant la masse de la source de vibration), la masse sismique gagne en vitesse absolue et donc en énergie cinétique. Cette énergie est augmentée à chaque rebond jusqu'à ce que l'énergie dissipée et/ou convertie en un cycle compense le gain d'énergie apporté par la source de vibration à chaque cycle, à la manière d'un système résonant. Dans le cas où le rebond dure un temps négligeable au regard de la période mécanique et en considérant un amortissement nul, le gain théorique en vitesse absolue de la masse sismique à chaque rebond est de l'ordre de 2 fois la vitesse de la source au moment du rebond, vitesse qui est maximale si le rebond est synchronisé sur un extremum de vitesse de la source. Ce gain en vitesse correspond à un gain en énergie mécanique qui est d'autant plus élevé que la vitesse de la masse sismique avant rebond est élevée, c'est-à-dire que plus le niveau d'énergie mécanique stockée dans le système est élevé, plus la source de vibration lui en donne.

Ce chapitre commence par une description du principe de l'approche et une étude théorique de son fonctionnement. Il présente ensuite la conception d'un prototype visant à la validation du concept. Ce prototype est composé d'une poutre encastrée libre qui résonne à une fréquence naturelle  $f_{r1}$ , et qui laisse apparaître une fréquence de résonance  $f_{r2}$  plus élevée durant le rebond mécanique. Une optimisation du ratio  $f_{r2}/f_{r1}$  en vue de maximiser l'amplification mécanique du système est alors présentée. Enfin, le chapitre se termine par une validation expérimentale du principe.

## **II Présentation de l'approche :**

Afin de bien comprendre le principe physique d'amplification mécanique par rebond mécanique, nous allons regarder en détails le comportement mécanique à la résonance d'un système résonant classique à un degré de liberté de type masse ressort. Considérons le modèle équivalent d'un résonateur composé d'une masse sismique  $m$  attachée à un support vibrant par l'intermédiaire d'un ressort, de raideur  $K$ , d'un amortisseur mécanique, de coefficient  $b_m$ , et d'un amortisseur électrique, de coefficient  $b_e$ , comme présenté au chapitre I :

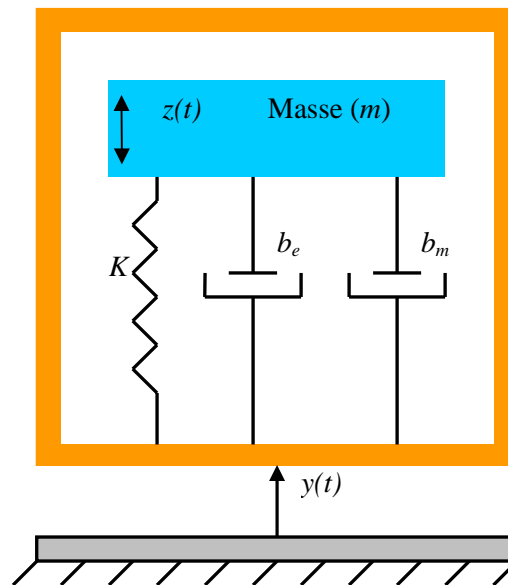


Figure IV-1 Système équivalent à un degré de liberté

La puissance instantanée extraite de l'environnement peut s'exprimer sous la forme du produit de la force qui s'applique sur la source de vibration ( $K.z$ ) par la vitesse de ce dernier :

$$Puissance = Kz(t) \cdot \dot{y}(t) \quad (IV-1)$$

Dans le cas d'une excitation sinusoïdale, le maximum de puissance est extrait lorsque le déphasage entre la vitesse et l'effort est égal à  $\pi$ , c'est à dire lorsque l'effort est en complète opposition avec le déplacement de la source de vibration. En étant en complète opposition de phase entre vitesse et effort, la source apporte du travail mécanique à la structure résonante. Pour avoir cette opposition de phase entre vitesse du support et effort appliqué, il faut que le déplacement de la masse sismique et la source de vibration soient en quadrature de phase, c'est-à-dire que le système soit excité à sa fréquence de résonance. Dans ces conditions, un maximum d'énergie mécanique est transféré de la source vers le système résonant. Ceci provoque une augmentation de l'énergie stockée dans le système masse-ressort et par conséquent une augmentation du déplacement relatif de la masse sismique. Plus l'amplitude du déplacement relatif est amplifiée, plus l'effort exercé par le ressort de rappel sur le support vibrant est important. En conservant un déplacement de la source de vibration en quadrature de phase avec le déplacement relatif de la masse sismique, alors le travail mécanique extrait du support (force appliquée par le ressort multipliée par le déplacement de la source) devient de plus en plus important. Le système est alors apte à extraire d'autant plus d'énergie du support vibrant que le déplacement relatif est important (que la force exercée par le ressort est importante), c'est-à-dire que le facteur de qualité est élevé.

Par contre, si la fréquence d'entrée ne correspond pas à la fréquence de résonance du résonateur, alors l'effort exercé par le ressort sur la source de vibration n'est plus en permanence en opposition avec la vitesse de déplacement de la source et il existe des allers-retours d'énergie entre la source de vibration et le résonateur mécanique. Ceci se traduit par une amplification moyenne réduite du déplacement de la masse sismique par rapport au déplacement de la source de vibration.



Afin de forcer un transfert unidirectionnel d'énergie depuis la source de vibration vers le système masse ressort en dehors de la fréquence de résonance, nous proposons de réaliser un rebond élastique entre la masse sismique et la masse du système masse ressort synchronisé avec le maximum de vitesse du support. Après chaque rebond, la masse sismique gagne en vitesse. Ainsi, l'énergie absorbée par le système masse ressort est maximisée (produit de la force par la vitesse). Ensuite plus la vitesse de la masse sismique est élevée, plus l'effort exercé sur le support durant le rebond est élevé et plus le travail mécanique extrait du support est élevé. Cette amplification de l'énergie extraite s'arrête lorsque les pertes mécaniques compensent le gain d'énergie par cycle, comme dans un système résonant. Pour réaliser le rebond mécanique, nous proposons de connecter temporairement un ressort rigide entre la masse sismique et le support vibrant, le temps que ce ressort se comprime puis se détende pour renvoyer la masse sismique dans le sens opposé. On appelle « période de blocage » la durée pendant laquelle la masse sismique est reliée à la source de vibration via ce ressort rigide. Avant de s'intéresser aux différents procédés envisageables pour la réalisation du rebond mécanique, nous proposons de commencer par une étude théorique du fonctionnement dynamique du mécanisme de rebond, et du gain en énergie que ce dernier peut apporter.

### III Etude théorique de la technique du rebond mécanique synchronisé :

#### III.1 Formulation du gain énergétique :

Le but de cette partie est de modéliser le gain énergétique qu'apporte la technique du rebond mécanique synchronisé sur la source de vibration, et d'optimiser les principaux paramètres de la structure : rigidité mécanique du système rebond, amortissement mécanique, durée d'application du rebond...etc. Notre critère d'optimisation principal est la maximisation de la puissance mécanique extraite de la source sur une bande de fréquence, idéalement entre 50 Hz et 120 Hz. Cette puissance extraite est une image de la vitesse atteinte par la masse sismique en régime permanent (donc de l'énergie cinétique accumulée dans la masse sismique). Nous comparons dans une prochaine partie la performance du système à rebond mécanique par rapport à un système masse ressort classique en considérant la vitesse qu'atteint la masse sismique dans chacun des cas (avec et sans application du rebond), le gain apporté par la structure à rebond sera défini par le rapport de ces deux vitesses.

Pour calculer ce gain, nous commençons par déterminer l'évolution de la vitesse instantanée de la masse sismique dans le cas du système à rebond mécanique.

Pour connaître l'évolution de la vitesse de la masse sismique, nous déterminons les échanges énergétiques s'effectuant au moment de l'application du rebond. Pour ce faire, nous utilisons le principe de la collision élastique illustré par la figure ci-dessous, avec  $m_1$  l'équivalent de la masse de la source de vibration, et  $m_2$  l'équivalent de la masse sismique ( $m_1 \gg m_2$ ).

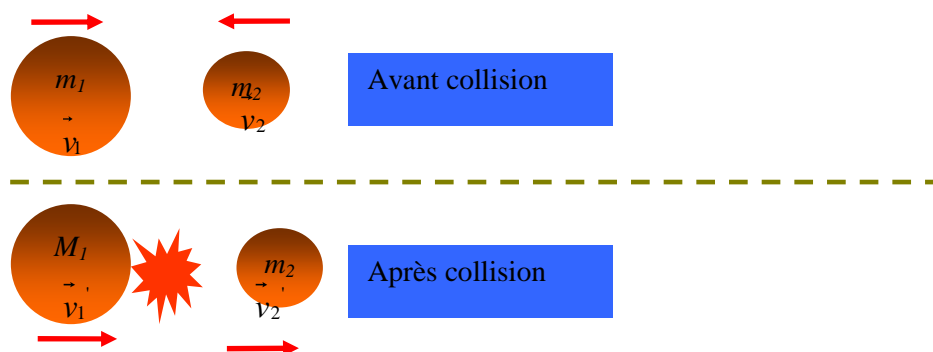


Figure IV-2 Illustration du choc élastique entre le support  $m_1$  et la masse sismique  $m_2$

Supposons que les deux masses  $m_1$  et  $m_2$  se déplacent avant la collision en sens opposés, avec  $v_1$  et  $v_2$  leurs vitesses respectives avant collision.

Après le choc élastique, les deux masses repartent avec deux vitesses différentes ( $v_1'$  et  $v_2'$ ). Le sens de déplacement de la petite masse  $m_2$  s'inverse. Pour calculer le gain en vitesse de cette dernière, nous utilisons le théorème de la conservation de la quantité de mouvement et de l'énergie cinétique totale avant et après collision :

$$\begin{cases} \vec{p}_1 + \vec{p}_2 = \vec{p}'_1 + \vec{p}'_2 \\ m_1 v_1^2 + m_2 v_2^2 = m_1 v_1'^2 + m_2 v_2'^2 \end{cases} \quad \text{(IV-2)}$$

Avec  $P_1$  et  $P_2$  la quantité de mouvement des masses  $m_1$  et  $m_2$ , respectivement.

La résolution de ce système d'équation permet de déduire la vitesse  $v_2'$  de la masse sismique  $m_2$  après collision, ce qui donne :

$$\vec{v}_2 = -\vec{v}_2 + 2\vec{v}_1 \quad \Rightarrow \quad v_2' = v_2 + 2v_1 \quad \text{(IV-3)}$$

Ce résultat montre qu'après le choc, la masse  $m_2$  change de sens de déplacement et repart avec une vitesse  $v_2'$  supérieure à sa vitesse  $v_2$  qui précède le choc. En considérant la masse du support très supérieure à la masse de la partie sismique  $m_2$ , le rebond conduit à une augmentation de vitesse de la masse sismique  $m_2$  de deux fois la vitesse du support au moment du rebond ( $2.v_1$ ). La vitesse de la masse sismique augmente au fur et à mesure des rebonds mécaniques. Le tableau ci-dessous présente l'énergie mécanique du système avant et après le rebond :

Avant le choc		Après le choc	
$E_1 = \frac{1}{2} m_2 v_2^2$	(IV-4)	$E_1' = \frac{1}{2} m_2 v_2'^2 = \frac{1}{2} m_2 v_2^2 + 2m_2 v_1^2 + 2m_2 v_1 v_2$	(IV-5)

Le gain en énergie mécanique de la masse sismique  $m_2$  est composé d'une partie proportionnelle à la vitesse au carré du support vibrant au moment du rebond mécanique, et d'une partie proportionnelle au produit des vitesses  $v_1$  et  $v_2$ . Comme dans le cas d'un résonateur, la vitesse  $v_2$  de la masse sismique augmente rebond après rebond, elle devient très vite prépondérante devant la vitesse  $v_1$  du support, ce qui rend le dernier terme du gain en énergie très prépondérant. Ce dernier augmente par ailleurs de cycles en cycle, c'est-à-dire que plus l'énergie cinétique du système est importante, plus le niveau d'énergie extrait de l'environnement à chaque rebond est important. Ce fonctionnement est similaire à celui d'une résonance sauf qu'ici les rebonds sont synchronisés sur la source de vibration, il n'est donc pas nécessaire d'avoir en entrée une fréquence spécifique et le mécanisme d'amplification peut même fonctionner pour des vibrations aléatoires à partir du moment où le libre parcours de la masse sismique est suffisant.

Dans le système réel que nous proposons pour valider le principe, le rebond mécanique n'est pas instantané mais a une certaine durée que l'on appellera temps de blocage et qui correspond au temps de compression puis de détente d'un ressort  $K_2$  représentant l'élasticité d'interaction de la masse sismique avec le support durant le rebond. La figure ci-dessous illustre par un schéma de principe le fonctionnement du prototype visé. Lorsque le rebond mécanique n'est pas appliqué, la masse sismique

$m$  n'est pas complètement libre de se déplacer puisqu'elle reste connectée à la source via un ressort de raideur  $K_1$  servant à la fois de guidage mécanique et de limiteur de course de la masse sismique. Le rebond mécanique est appliqué en actionnant les actionneurs électromécaniques  $act_1$  et  $act_2$  qui viennent pincer la masse sismique et connecter la source de vibration à la masse sismique via le ressort  $K_2$  schématisé par une flexion des deux bras d'actionnement.

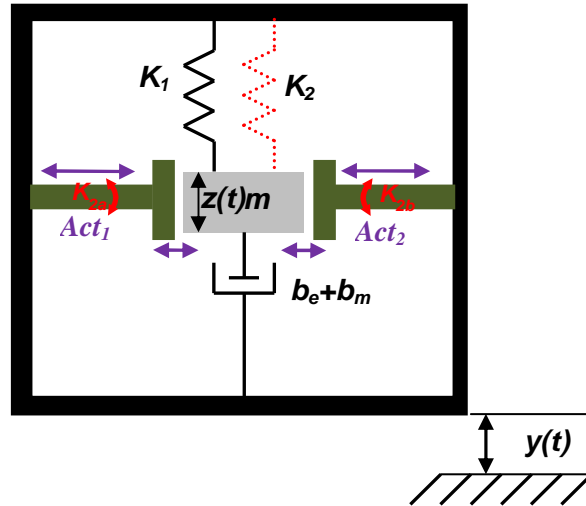


Figure IV-3 Illustration de la mise en œuvre du système à rebond

Le gain théorique en vitesse de deux fois la vitesse du support, suite à un rebond, est atteint si :

- la vitesse de la source est opposée au mouvement de la masse sismique au moment de l'impact
- le mécanisme de connexion mécanique ( $act_1$  et  $act_2$ ) est à faible amortissement mécanique,
- le rebond dure un temps suffisamment court devant la période du mouvement de la source (raideur du ressort  $K_2$  est suffisamment grande),
- la raideur  $K_1$  du ressort de guidage conduit à une fréquence de résonance inférieure à la plage de fréquence de la source de vibration.

Idéalement, le rebond mécanique est réalisé lorsque la vitesse de la source de vibration atteint sa valeur maximale et la durée du rebond doit être très courte de façon à ce que la vitesse moyenne du support durant le rebond soit proche de sa valeur maximale. Cependant, un rebond d'une durée de quelques dizaines de pourcent de la période du mouvement mécanique de la source et qui a lieu à une vitesse intermédiaire de la source peut être satisfaisant. Dans l'étude qui suit nous considérons qu'il y a deux phases de fonctionnement distinctes, une première phase qui correspond au fonctionnement en dehors du rebond mécanique avec une fréquence de résonance  $f_{r1}$  associée à la raideur  $K_1$  et une seconde phase qui correspond au rebond mécanique avec une fréquence de résonance  $f_{r2}$  associée à la raideur  $K_1 + K_2$ . Cette étude a pour but de déterminer les raideurs mécaniques  $K_1$  et  $K_2$  vis à vis des caractéristiques fréquentielles de la source de vibration.

### III.2 Modélisation du comportement d'une structure avec rebond mécanique :

Pour décrire le comportement mécanique du système à rebond défini précédemment, nous utilisons la même équation du mouvement que pour le système masse ressort de la Figure IV-1, à savoir l'équation différentielle suivante :

$$m\ddot{z} + (b_e + b_m)\dot{z} + Kz = -m\ddot{y} \quad (IV-6)$$

Avec la raideur  $K$  qui dépend de la phase de fonctionnement (hors rebond ( $K_1$ ) ou durant le rebond ( $K_1+K_2$ )).

Comme il y a une alternance de deux phases de fonctionnement qui s'enchainent, on est obligé de résoudre cette équation différentielle par morceau et dans le domaine temporel. La solution générale de cette équation dans le domaine temporel est :

$$z(t) = e^{-(\xi\omega_n t)} \left[ A \cos(\omega_n \sqrt{1-\xi^2} t) + B \sin(\omega_n \sqrt{1-\xi^2} t) \right] - \frac{Y_0 \cos(\omega t + \varphi)}{\sqrt{(\omega_n - \omega)^2 + (2\xi\omega_n \omega)^2}} \quad (\text{IV-7})$$

Avec

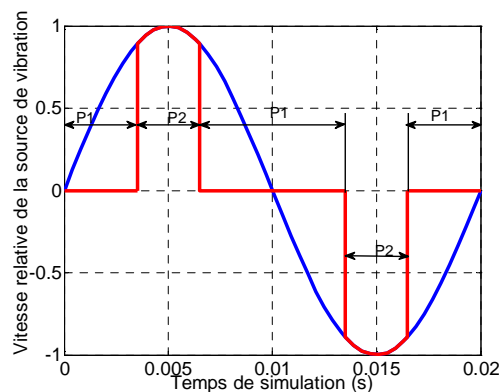
$$\omega_n = \sqrt{\frac{K}{m}} \quad (\text{IV-8})$$

$A$  et  $B$  sont les constantes d'intégration qui dépendent des conditions initiales. Ces conditions changent à chaque changement de phase: *état libre (hors rebond)*  $\Leftrightarrow$  *état bloqué (durant le rebond)*.

Dans le but de maximiser le gain en vitesse de la masse sismique à chaque rebond, nous proposons d'actionner le rebond mécanique autour du moment où la vitesse de la source de vibration passe par un extremum. Il y a alternance entre les deux phases de fonctionnement à chaque période de vibration de la source (cf. Figure IV-4), durant chacune de ces phases le fonctionnement est le suivant :

1<sup>ère</sup> phase : (P1) où la masse sismique est connectée à la source uniquement par le ressort de guidage  $K_1$ . Durant cette phase la raideur  $K$  des équations (IV-6) et (IV-7) est remplacée par  $K_1$  et les constantes  $A$  et  $B$  sont déterminées par les conditions finales de la phase précédente.

2<sup>ème</sup> phase : (P2) où la masse sismique est connectée à la source avec les ressort  $K_1$  et  $K_2$  placés en parallèles, cette phase de rebond mécanique ne dure que le temps de la compression/décompression du ressort raide  $K_2$ . Durant cette phase la raideur  $K$  des équations (IV-6) et (IV-7) est remplacée par  $K_1+K_2$  et les constantes  $A$  et  $B$  sont déterminées par les conditions finales de la phase précédente.



**Figure IV-4 Diagramme illustrant les séquences d'application du rebond mécanique**

Le diagramme ci-dessous décrit les différentes séquences utilisées pour simuler le fonctionnement du système et déduire l'évolution temporelle du déplacement et de la vitesse de la masse sismique.

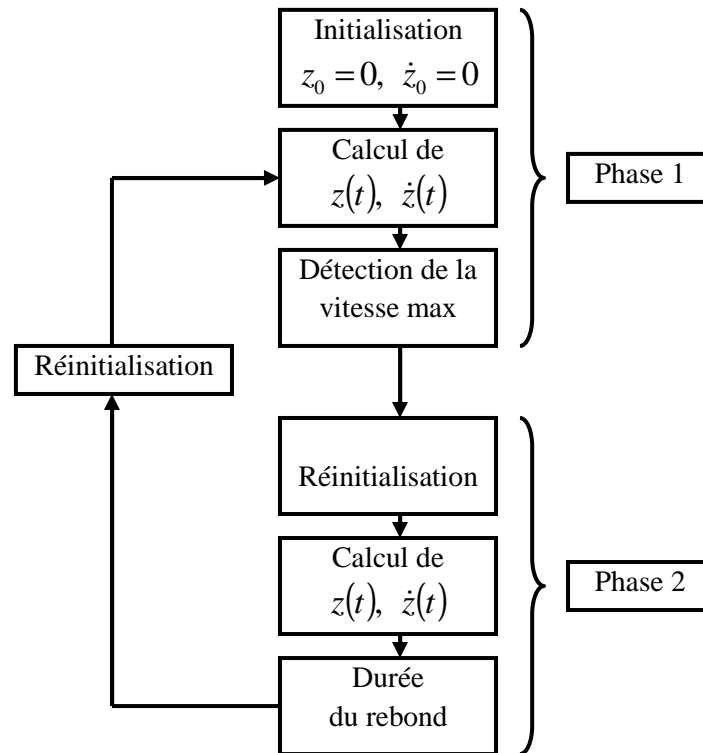


Figure IV-5 Diagramme montrant la succession des opérations du programme de simulation

Les constantes d'intégration A, B de l'équation décrivant le déplacement instantané de la masse sismique sont recalculées à la fin de chaque phase pour la phase suivante. Quant au rebond de la masse sismique, il est activé lorsque la vitesse de la source de vibration passe par un extremum.

La simulation commence par la phase 1 avec sa raideur  $K_1$  et son amortissement mécanique spécifique. Elle évalue le déplacement et la vitesse de la masse sismique tout en surveillant la vitesse de la source. Le pas temporel de ce calcul est choisi de façon à être négligeable par rapport à la période des vibrations  $T_0$  de la source. Lorsqu'un extremum de vitesse est détecté sur la source de vibration, les constantes d'intégration A et B sont recalculées en vue de la phase suivante. Durant le rebond, l'équation du mouvement se base sur une raideur  $K_1+K_2$  et sur une valeur d'amortissement mécanique spécifique. Lorsque le rebond mécanique, c'est-à-dire que l'effort appliqué par le ressort  $K_2$  sur la masse sismique tend à s'inverser (passe par zéro), les constantes d'intégration A et B sont recalculées à nouveau en vue du retour à la phase 1. Cet enchaînement phase 1, phase 2 est effectué en nombre de cycles suffisant pour atteindre le régime permanent.

A la fin de la simulation, nous comparons l'amplitude de déplacement atteinte par la masse sismique obtenue et la comparons à celle obtenue lorsque le mécanisme de rebond n'est pas activé, et cela en fonction de la fréquence de la vibration d'entrée.

Nous avons choisi une fréquence de résonance  $f_{r1}$  de 45 Hz et une fréquence de résonance  $f_{r2}$  de 200 Hz afin de couvrir la plage de fréquence classique des sources de vibration présente dans notre environnement courant. Le tableau ci-dessous synthétise les principaux paramètres du système :

Paramètres	Valeur
Fréquence de résonance état libre ( $f_1$ )	45 Hz
Fréquence de résonance état bloqué ( $f_2$ )	200 Hz
Amortissement mécanique état libre	1/100
Amortissement mécanique état bloqué	1/80
Accélération	1 (m.s <sup>-2</sup> )

**Tableau IV-1 Paramètres de simulation**

Nous présentons ci-après les résultats théoriques obtenus en termes de gain d'amplification mécanique.

### III.2.1 Etude de l'effet de la durée de blocage sur le gain d'amplification :

Le but de cette étude est de déterminer la durée optimale d'application du rebond, c'est-à-dire la durée qui permet d'obtenir le meilleur gain d'amplification possible. Pour ce faire nous suivons l'algorithme décrit ci-dessus. Nous calculons le gain obtenu pour plusieurs durées d'application du rebond. Nous définissons le gain d'amplification du déplacement de la masse sismique comme le rapport entre le déplacement de la masse avec et sans le rebond à la même fréquence de vibration. Comme le décrit l'équation ci-dessous :

(IV-9)

$$\eta = \frac{Z_a(\omega)}{Z_s(\omega)}$$

Où :

$Z_a$  : Amplitude du déplacement de la masse sismique avec rebond à la pulsation  $\omega$  ;

$Z_s$  : Amplitude du déplacement de la masse sismique sans rebond à la pulsation  $\omega$ .

Nous présentons ci-dessous les premiers résultats obtenus en termes de gain d'amplification pour différents temps de blocage.

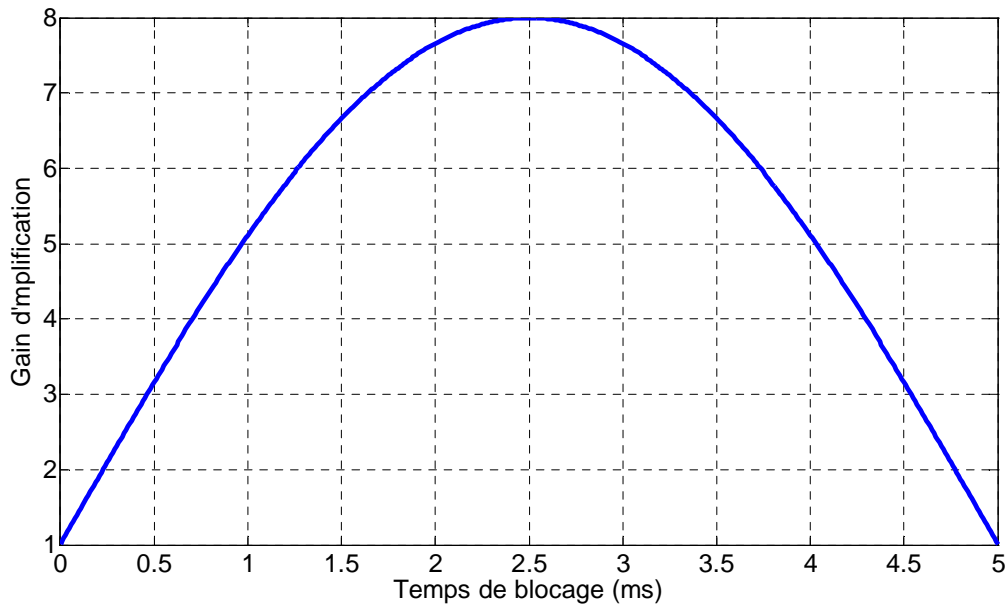
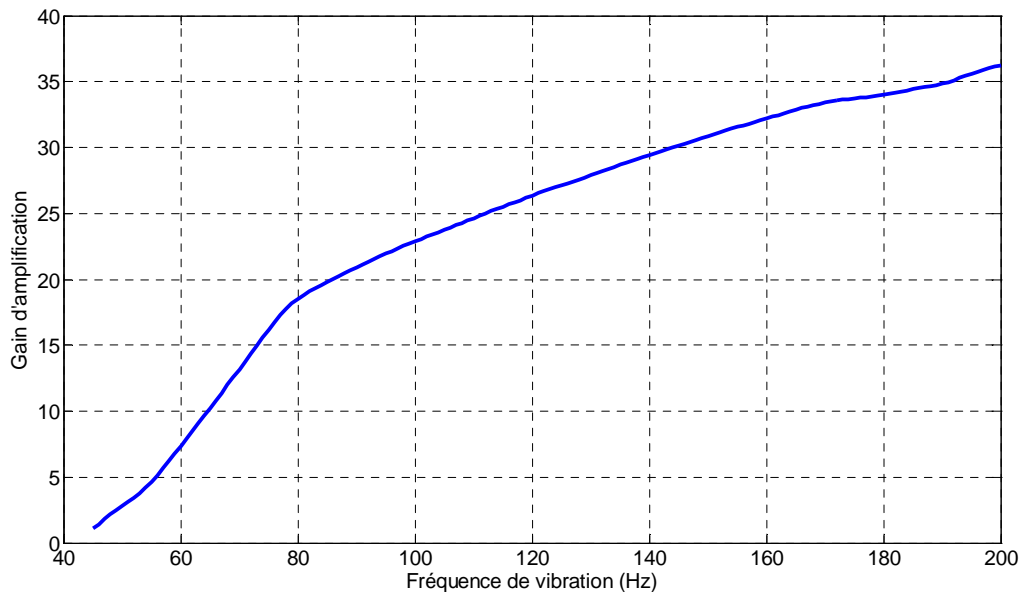


Figure IV-6 Variation du gain d'amplification en fonction de la durée de blocage

Nous constatons à partir de la Figure IV-6, que le gain maximal est obtenu lorsque la connexion mécanique entre la source de vibration et la masse sismique via le ressort raide reste maintenue pendant un temps égal à la moitié de la période liée à la fréquence de résonance haute ( $1/2f_{r2}$ ). Le transfert énergétique de la source vers le système masse ressort s'effectue pendant ce temps là, le gain est maximal lorsque nous favorisons le maximum de transfert énergétique de la source vers le système masse ressort sans en restituer. Si le temps de maintien est inférieur à cette durée optimale, nous transférons moins d'énergie de la source vers le système résonant, si elle est supérieure, nous restituons à la source une partie de l'énergie stockée dans le système mécanique. Il convient donc de fixer la durée de maintien à la moitié d'une période de résonance haute  $1/2f_{r2}$ .

### III.2.2 Variation du gain d'amplification en fonction de la fréquence de vibration :

Afin de savoir sur quelle plage de fréquence le mécanisme de rebond apporte un gain par rapport à un système n'intégrant pas ce mécanisme, nous avons exploité la simulation précédente pour déterminer le déplacement relatif de la masse sismique en fonction de la fréquence de vibration et l'avons normalisé avec le déplacement relatif obtenu sans appliquer de rebonds mécaniques. La figure ci-dessous présente ce gain en déplacement de la masse sismique en fonction de la fréquence de la vibration d'entrée :



**Figure IV-7** Variation du gain d'amplification en fonction de la fréquence d'entrée

Nous constatons que le mécanisme de rebond apporte un avantage entre la fréquence de résonance basse  $f_1$  du système à l'état libre et la fréquence de résonance à l'état bloqué  $f_2$ . Pour élargir la bande passante du dispositif, il est avantageux d'éloigner les fréquences de résonance à l'état libre et à l'état bloqué. Cependant, nous avons vu dans l'étude précédente que la durée du rebond est liée à la fréquence de résonance à l'état bloqué  $f_2$ , plus on augmente cette fréquence plus la durée du rebond est courte. Or, les actionneurs permettant d'établir la connexion mécanique entre la source de vibration et le système masse ressort ont un certain temps de réaction (typiquement quelques 100  $\mu$ s) ne permettant pas d'effectuer un rebond mécanique de moins de quelques ms sans engendrer de pertes mécaniques trop importantes.

### III.2.3 Bilan de la modélisation :

Lors de cette étude théorique, nous avons montré qu'il est avantageux d'effectuer le rebond mécanique au moment où le support vibrant passe par un extremum de vitesse, que le rebond dure une demi période de la fréquence de résonance à l'état bloqué et que la bande passante du dispositif est comprise entre la fréquence de résonance à l'état libre  $f_1$  et à l'état bloqué  $f_2$ .

Après avoir simulé théoriquement le fonctionnement du mécanisme d'amplification par rebonds mécaniques, nous allons nous intéresser à la réalisation physique d'un tel dispositif.

## IV Choix du mécanisme d'application du rebond mécanique :

L'objectif de ce mécanisme est de connecter la masse sismique à la source de vibration via le ressort  $K_2$  à n'importe quelle position de la course de cette masse sismique ou encore à n'importe quel instant. Ce mécanisme est schématisé sur la Figure IV-3 par deux actionneurs  $act_1$  et  $act_2$ . Le principe d'actionnement pour venir pincer la masse sismique peut être assez varié, nous présentons ci-dessous quelques exemples d'actionneurs utilisables. Le choix du principe d'actionnement est essentiellement guidé par l'énergie nécessaire à son actionnement, son temps de réponse et la pression sur la masse sismique qu'il peut générer durant le blocage.



### IV.1 Actionnement par un matériau à dilatation thermique :

Nous schématisons cet effet par la figure ci-après. Un courant est appliqué dans des résistances thermiques, un matériau à dilatation thermique se dilate sous l'effet de la chaleur dissipée par les résistances thermiques et vient pincer la masse sismique. La masse sismique est alors connectée à la source de vibration via l'élément ressort rigide  $K_2$  liée au mécanisme de connexion. Une fois que le rebond est terminé, le courant est coupé, le matériau à extension thermique reprend sa forme initiale et la masse sismique est libre d'osciller.

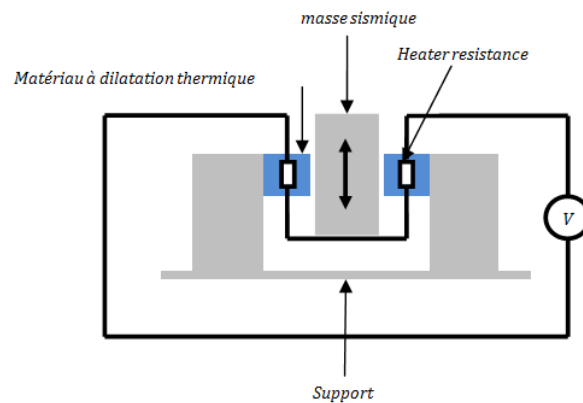


Figure IV-8 Illustration de la technique d'actionnement par utilisation d'un matériau à dilatation thermique

Le principal inconvénient de cette technique est sa consommation et le temps de réaction de la matière qui est relativement élevé par rapport à la durée nécessaire au rebond. Toutefois, en petite dimension (quelques  $\mu\text{m}$ ), cette constante de temps peut être suffisamment courte ( $<$  quelques ms) pour satisfaire les besoins de l'application.

### IV.2 Actionnement par principe électromagnétique :

Il est également possible d'activer la connexion mécanique par moyen électromagnétique, une telle méthode est utilisée pour le freinage des moteurs (freinage par courant de Foucault). Dans le schéma descriptif ci-dessous, un courant est appliqué sur une bobine qui engendre le déplacement d'un noyau magnétique qui vient pincer la masse sismique. Ainsi, la masse sismique se trouve connectée à la source de vibration via un ressort de raideur  $K_2$ .

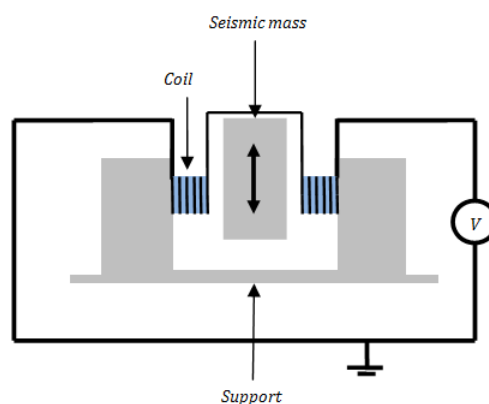


Figure IV-9 Illustration de l'actionnement par principe électromagnétique

Le principal inconvénient de cette approche est sa consommation en énergie électrique qui est relativement élevée par rapport à la puissance que l'on peut récupérer ( $<1$  mW).

### IV.3 Actionnement par principe piézoélectrique :

Une troisième solution consiste à utiliser deux actionneurs piézoélectriques linéaires placés de chaque côté de la masse sismique. Lorsque les matériaux piézoélectriques sont soumis à une tension, le matériau piézoélectrique s'allonge et vient pincer la masse sismique.

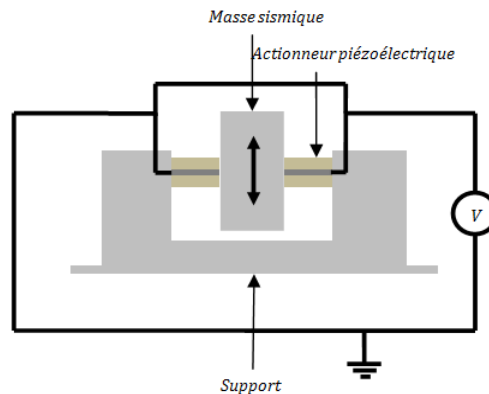


Figure IV-10 Illustration de l'actionnement par principe piézoélectrique

Ce système d'actionnement de la connexion mécanique présente plusieurs avantages, temps de réaction relativement court, énergie nécessaire pour son actionnement relativement faible de par sa nature capacitive (énergie électrique stockée récupérable), pression mécanique applicable très élevée.

Il ressort de cette analyse que l'actionnement piézoélectrique est le plus adapté à notre besoin : grande précision, faible temps de réaction et faible consommation. Nous avons choisi d'utiliser ce principe d'actionnement pour notre démonstrateur, à savoir deux actionneurs piézoélectriques placés de part et d'autre de la masse sismique et aptes à pincer cette dernière à n'importe quel instant.

Après avoir choisi le principe d'actionnement du mécanisme de rebond, nous proposons dans la partie suivante d'étudier l'électronique qui permet de piloter les actionneurs  $act_1$  et  $act_2$ .

### V Electronique de commande des actionneurs :

L'électronique de commande des actionneurs doit fournir une impulsion de tension de durée fixe au moment où la source de vibration passe par un extremum. La synchronisation de l'impulsion avec la vibration d'entrée se fait sur la base d'une mesure d'accélération de la source de vibration, l'extremum de vitesse correspondant à un passage par zéro de l'accélération. Dans cette étude nous considérons un signal de vibration de type sinusoïdal, dont la fréquence varie entre 45 Hz et 200 Hz, à savoir entre les fréquences de résonance  $f_1$  et  $f_2$  fixées dans la partie théorique de ce chapitre.

L'architecture générale de l'électronique choisie est représentée sur la figure ci-après sous la forme d'un schéma synoptique. Elle est composée d'une mesure d'accélération, suivie d'une détection de passage par zéro après une légère avance de phase pour anticiper légèrement le passage par un extremum de la vitesse du support vibrant. Une fois ce passage par zéro détecté, une impulsion d'une durée  $1/2f_2$  est appliquée sur les couches piézoélectriques des actionneurs électromécaniques assurant le blocage de la masse sismique (activant le rebond mécanique).

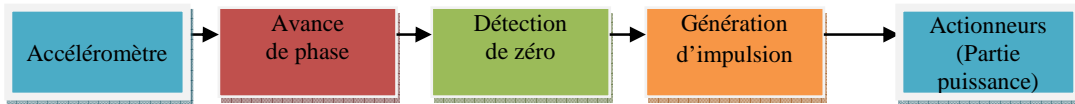


Figure IV-11 Schéma synoptique du fonctionnement de l'électronique de commande

Nous décrivons ci-après plus en détail chacune des fonctions électroniques :

Avance de phase :

Pour détecter l'instant de passage de la vitesse de la source par sa valeur maximale il suffit de détecter le passage de l'accélération par zéro ou par sa valeur moyenne si on est en présence de gravité. Cependant, pour compenser le retard qu'il peut y avoir entre la détection du point de passage par un extremum de vitesse du support et l'instant de blocage effectif de la masse sismique, nous avons introduit un filtre avance de phase de type dérivateur passif RC à la fréquence considérée entre la sortie de l'accéléromètre et la détection du passage à zéro (cf. figure ci-dessous). L'avance de phase est choisie sensiblement égale au retard induit par l'électronique et l'actionnement.

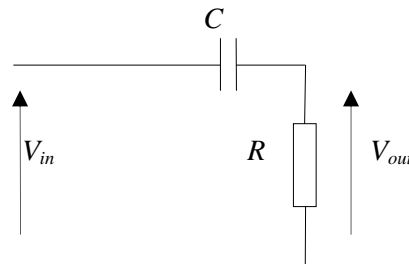


Figure IV-12 Circuit avance de phase

Détection du passage par zéro :

Après avoir avancé le signal d'accélération, nous nous intéressons à la détection de l'extremum de vitesse, autrement dit le passage de l'accélération par sa valeur moyenne. Pour ce faire, nous utilisons un comparateur qui permet de comparer la valeur instantanée de l'accélération à sa valeur moyenne. Lorsque la vitesse passe par un extremum, le signal en sortie du comparateur change d'état (passage de l'état haut vers l'état bas ou l'inverse), le point de passage de la vitesse du support par un extremum est alors détecté. Pour une vibration harmonique, il y a deux extremums de vitesse par période d'oscillation (maximum en vitesse positive ou négative), la sortie du comparateur change d'état deux fois par période, un front descendant indiquant le passage de la vitesse par un maximum positif et un front montant indiquant un passage de la vitesse par un minimum (négatif), comme l'illustre la figure ci-dessous.

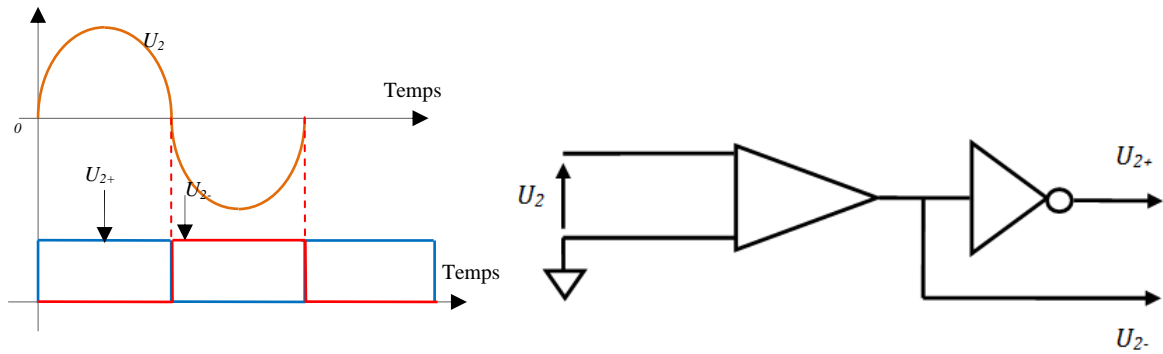


Figure IV-13 Circuit de détection de passage par zéro d'accélération

Génération d'impulsion de commande :

A chaque front du signal de sortie du comparateur précédent indiquant le passage par un extremum de la vitesse du support, une impulsion de durée bien déterminée est générée. Cette durée correspond à la durée du rebond, à savoir une demi-période de la fréquence de résonance  $f_2$  à l'état bloqué. Pour générer l'impulsion, le signal  $U_{R2}$  est comparé à la dérivée du signal  $U_{2+/-}$  ( $U_c$ ), comme illustré sur la figure ci-dessous.

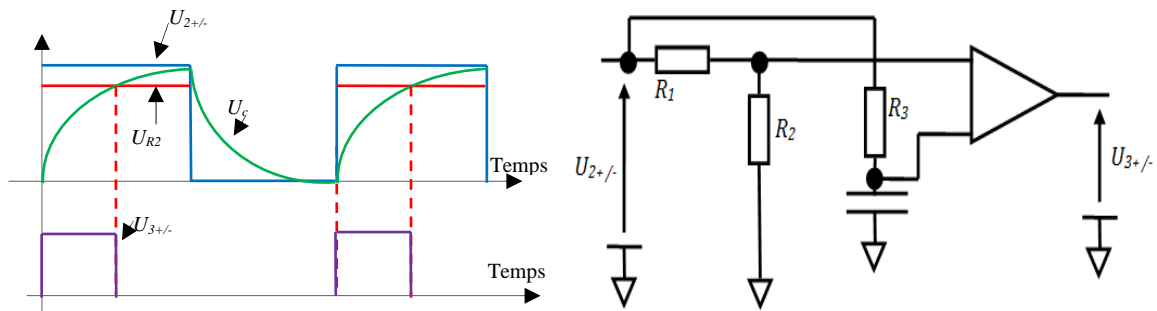


Figure IV-14 Générateur de l'impulsion de commande

Commande des actionneurs :

Suite à la génération du signal de commande des actionneurs piézoélectriques avec le bon instant de déclenchement et la bonne durée d'impulsion, il faut transformer ce signal en un signal de puissance capable d'actionner les actionneurs piézoélectriques. Pour ce faire, nous proposons l'architecture ci-dessous :

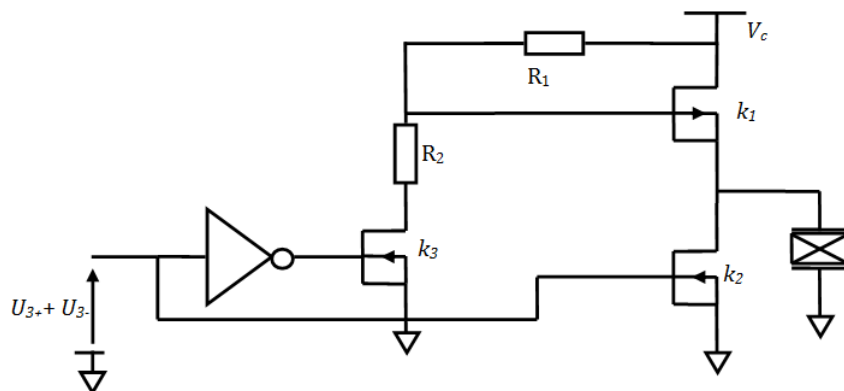


Figure IV-15 Circuit de commande des actionneurs

Les actionneurs utilisés pour connecter mécaniquement la masse sismique à la source de vibration via le ressort  $K_2$  sont des actionneurs APA400M de la société CEDRAT Technologie. Ces actionneurs doivent être actionnés par une tension de 50 V. Pour ce faire, nous utilisons un montage à transistors MOSFET alimenté par une tension continue de 50 V, cette source de tension est pour l'instant une source externe au système. Un transistor  $k_1$  permet d'alimenter les actionneurs piézoélectriques sous 50 V tandis qu'un transistor  $k_2$  permet de décharger la capacité des actionneurs et leur imposer une tension nulle. Le transistor  $k_1$  ne peut être piloté directement par le signal de commande car sa source se trouve à un potentiel de 50 V très éloigné de ce signal de commande. Pour transférer la commande basse tension autour du potentiel de 50V, un pont diviseur résistif ainsi qu'un transistor  $k_3$  commandé au travers d'une porte inverseuse sont utilisés. Lorsque la tension  $U_{3+/-}$  est égale à un 1 logique (+5V) l'interrupteur  $k_3$  s'ouvre, le courant dans  $R_I$  est nul et la tension de commande  $V_{gs}$  de l'interrupteur PMOS  $k_1$  est nul,  $k_1$  est donc ouvert, par contre  $k_2$  commandé directement par  $U_{3+/-}$  est fermé. Lorsque la tension  $U_{3+/-}$  est égale à 0 logique (0V) l'interrupteur  $k_3$  est fermé conduisant à la circulation d'un courant à travers  $R_I$  et donc à une chute de tension à ses bornes et à la fermeture de  $k_1$ , tandis que  $k_2$ , directement commandé par  $U_{3+/-}$  est ouvert.

Un prototype, selon les spécifications précédentes, a été développé pour valider le concept. Les résultats expérimentaux obtenus avec ce prototype sont présentés dans la partie suivante.

## VI Dispositif expérimental et caractérisation :

### VI.1 Dimensionnement et fabrication de la structure mécanique :

Pour le dimensionnement de la structure, nous avons utilisé les paramètres donnés en Tableau IV-1, à savoir une fréquence de résonance à l'état libre de 45 Hz et une fréquence de résonance à l'état bloqué de 200 Hz. Pour la fabrication de la structure nous avons choisi d'utiliser de l'acier et un usinage par électroérosion afin d'obtenir une très bonne précision de fabrication. L'objectif étant que les actionneurs aient à fournir un déplacement le plus petit possible pour venir pincer la masse sismique, c'est-à-dire qu'à l'état libre la masse sismique doit pouvoir se déplacer entre deux entrefers très fins sans toucher les bords des actionneurs.

### VI.2 Choix des actionneurs piézoélectriques :

Le choix des actionneurs piézoélectriques est basé sur le temps de réponse et sur le taux déplacement par unité de tension appliquée. Comme indiqué précédemment, nous avons choisi des actionneurs piézoélectriques du commerce de type APA400M produit par CEDRAT (amplitude de déplacement : 400  $\mu\text{m}$ , effort généré : 38 N). Les spécifications de cet actionneur sont données en en Annexe-II.

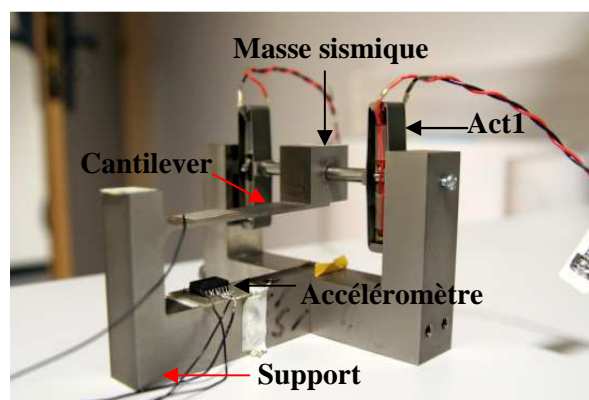


Figure IV-16 Structure fabriquée pour la validation du principe d'amplification par rebond mécanique

**VI.3 Banc de caractérisation :**

La Figure IV-17, présente un schéma du dispositif expérimental et du banc de caractérisation associé.

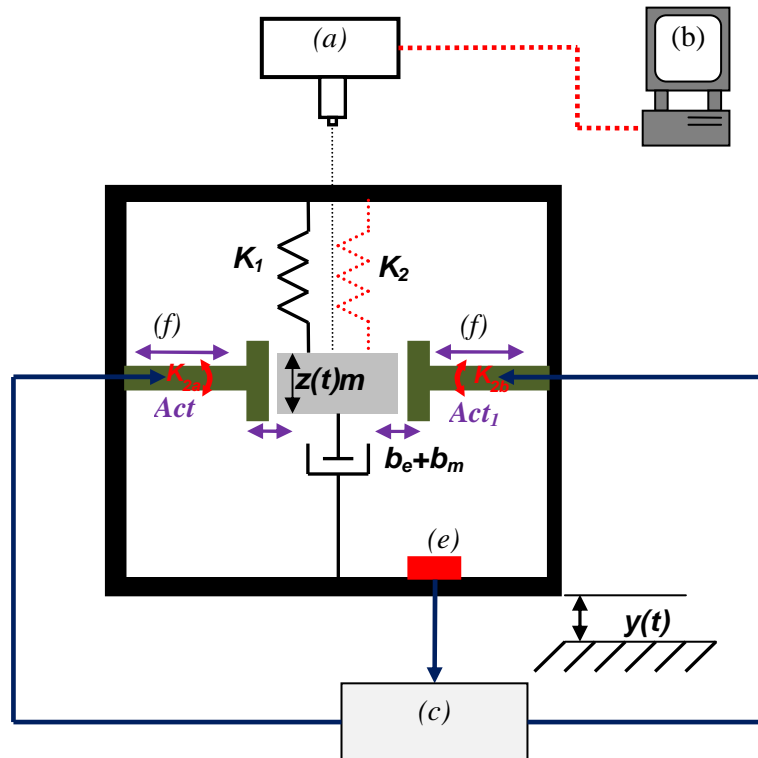


Figure IV-17 Schéma général du banc de test utilisé

Le dispositif (a) est un vibromètre laser (type: LSV 2500) connecté à un ordinateur (b) afin de mesurer précisément le déplacement de la masse sismique. Nous mesurons également l'accélération du support vibrant à l'aide d'un accéléromètre, le signal mesuré est communiqué à l'électronique (c), décrite dans le paragraphe précédent. L'électronique fournit alors les signaux de commande aux actionneurs de type (APA400M) (f) qui connectent ou non la masse sismique ( $m$ ) à la source de vibration via une raideur mécanique  $K_2$  ( $K_{2a}+K_{2b}$ ).

Nous avons tout d'abord mesuré les deux fréquences de résonance ( $f_{r1}$  et  $f_{r2}$ ), ensuite nous avons mesuré le déplacement de la masse sismique en fonction de la fréquence de la vibration d'entrée, entre  $f_{r1}$  et  $f_{r2}$ . Les résultats associés sont présentés dans les deux prochaines parties.

**VI.4 Résultats de la caractérisation mécanique :**

Le tableau ci-après compare les fréquences de résonance calculées et mesurées dans les états libres et bloqués.

	Etat bloqué		Etat non bloqué
<b>Théorie</b>	200 Hz		45 Hz
<b>Expérimentation</b>	<b>Sweep up</b>	<b>Sweep down</b>	45 Hz
	190 Hz	175 Hz	

Tableau IV-2 Résultats de la caractérisation

Lors de la caractérisation expérimentale nous avons constaté que la fréquence de résonance haute dépend du sens du balayage en fréquence (de  $f_{r1}$  vers  $f_{r2}$  ou l'inverse). Cet effet peut être dû au fait qu'à l'état bloqué le système se trouve sur une suspension de type poutre encastree-encastree qui présente une forte non linéarité pour des déformations importantes. Pour la validation de la présente approche nous avons dimensionné notre électronique par rapport à la fréquence de résonance obtenue lorsque la fréquence de vibration est augmentée, soit 175 Hz. Cette valeur est plus faible que celle prévue théoriquement, la structure réelle est moins rigide que ce qui était attendu. Ceci est dû au fait que pendant le dimensionnement théorique, la rigidité mécanique des actionneurs n'a pas été prise. Or, cette dernière, inférieure à celle de la structure, conduit à un assouplissement de la structure.

Cette étude de caractérisation nous a permis d'obtenir les raideurs de la structure dans les états libre et bloqué. A partir de la fréquence de résonance à l'état bloqué, nous pouvons dimensionner précisément la durée de l'impulsion de commande des actionneurs piézoélectriques. Après avoir réalisé l'électronique, nous sommes passés à la partie validation expérimentale de la technique du rebond.

### VI.5 Résultats expérimentaux de la technique du rebond :

Pour valider l'approche, nous avons tout d'abord mesuré le déplacement relatif de la masse sismique, sans utiliser la technique du rebond, et cela entre 45 et 90 Hz. Ensuite nous avons fait les mêmes mesures de déplacement relatif mais en actionnant le mécanisme du rebond mécanique à l'aide de l'électronique à chaque passage de la vitesse du support par sa vitesse maximale.

La figure ci-dessous présente le gain en déplacement relatif obtenu expérimentalement et théoriquement.

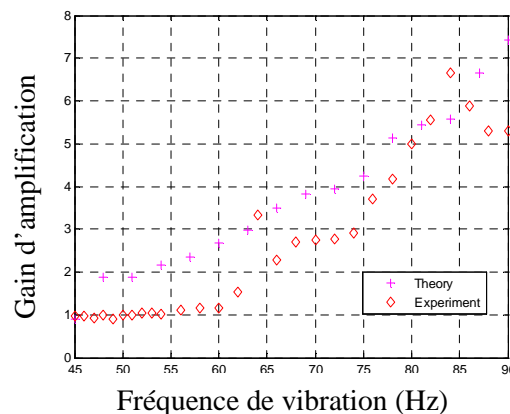


Figure IV-18 Résultats expérimentaux et théorique du gain en amplification mécanique

Nous constatons d'après ces résultats que le gain en déplacement relatif dépend de la fréquence d'entrée, le gain est plus important pour des fréquences beaucoup plus élevées que la fréquence de résonance à l'état libre. En effet, à proximité de la fréquence de résonance basse, le mécanisme du rebond n'apporte pas d'avantage car le système fonctionne déjà sur une résonance. Par contre, à fréquence de vibration d'entrée plus élevée, sans mécanisme de rebond, cet effet de résonance n'existe plus et le mécanisme de rebond prend tout son sens et permet bien d'amplifier le mouvement relatif de la masse sismique. Nous constatons également qu'il y a une différence entre les résultats théoriques et les résultats expérimentaux en termes de gain d'amplification du déplacement relatif.

Les présents résultats montrent que le mécanisme de rebond mécanique permet bien d'avoir un comportement de type résonant sur une large bande de fréquence de vibration. Ce mécanisme de

rebond peut être utilisé seul dans le cadre des systèmes de type batteur permettant d'absorber et de limiter les vibrations de certaines pièces mécaniques. Dans le cadre de la récupération d'énergie vibratoire, ce mécanisme peut être utilisé en combinaison avec un moyen de transduction mécanique/électrique pour transformer une partie de l'énergie mécanique du système en énergie électrique. Dans le cas d'une transduction électrostatique, l'amplification du déplacement relatif permet une augmentation de la variation capacitive, et donc de l'énergie récupérée. Dans le cas d'une transduction électromagnétique, l'amplification du déplacement relatif permet une augmentation de la variation de flux magnétique vu par la bobine et par conséquent une force électromotrice plus importante, et donc une puissance électrique de sortie plus élevée. Dans le cas d'une transduction piézoélectrique, l'augmentation du déplacement relatif implique une contrainte mécanique plus importante dans le matériau piézoélectrique et donc une puissance électrique de sortie plus élevée. Dans tous les cas, le mécanisme de rebond met à disposition du convertisseur mécanique/électrique plus d'énergie d'entrée pour une même valeur de masse sismique et pour une fréquence de vibration comprise entre la fréquence à l'état libre  $f_1$  et à l'état bloqué  $f_2$ .

La présente approche est aussi avantageuse pour des applications de type amortisseur actif. Elle permet d'absorber efficacement l'énergie mécanique vibratoire présente dans le milieu ambiant sur une large bande de fréquences. Si le principe fonctionne bien, l'actionneur électromécanique permettant l'application du rebond mécanique est aujourd'hui bien trop gourmand en énergie (200  $\mu\text{J}$  par rebond) au regard de la puissance que l'on peut récupérer avec un tel système (300  $\mu\text{W}$ ). La baisse de la consommation de l'actionneur est le challenge qui reste à relever pour cette technique, néanmoins l'actionneur que l'on a choisi pour valider le concept est un peu surdimensionné.

### VII Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons montré théoriquement et vérifié expérimentalement une approche originale pour amplifier le mouvement relatif d'une masse sismique sur une large bande de fréquence de vibration d'entrée sans compromettre ni le facteur de qualité mécanique, ni le domaine d'usage en termes d'amplitude vibratoire. Un gain de sept fois supérieure à celui d'un simple résonateur a été obtenu à la fréquence 90 Hz, soit deux fois la fréquence naturelle de la structure sans application du mécanisme de rebond. Ce gain en déplacement correspond à un gain en puissance de plus de 49, ce qui laisse de bonnes perspectives dans le domaine de la récupération d'énergie et de l'amortissement actif des vibrations dans des environnements vibratoires à fréquence variable. Cette approche permet une pleine amplification mécanique des vibrations comme une structure résonante mais sur une large plage de fréquence sans nécessité de boucle de régulation. Une simple mesure du **signe** de l'accélération, permet de synchroniser les rebonds mécaniques sur la source de vibration. Cette approche est aussi valable pour des vibrations de type aléatoire ou composées d'un mélange de fréquences pour lesquelles les systèmes à ajustement automatique de fréquence de résonance ne peuvent fonctionner. Le seul challenge qui reste à relever pour cette technique est la consommation des actionneurs piézoélectriques. Avec la technique d'actionnement adoptée, la consommation est de 200  $\mu\text{J}$  pour chaque rebond réalisé. Celle-ci reste relativement élevée par rapport à la puissance qui peut être récupérée (300  $\mu\text{W}$ ). Un moyen d'actionnement alternatif en vue de baisser la consommation du dispositif est proposé en Annexe II.



# Conclusion générale

### **Conclusion générale :**

Le travail présenté dans ce mémoire concerne l'étude de la faisabilité des systèmes de récupération d'énergie fonctionnant à la résonance sur une large plage de fréquence de vibration. La problématique de la thèse a trait à la mise au point d'un système de récupération d'énergie vibratoire capable de s'adapter en temps réel avec la fréquence de vibration.

Dans le premier chapitre, nous avons rappelé le fonctionnement des systèmes de récupération d'énergie vibratoire à travers un modèle générique. Sur la base de cette étude, les deux principales conditions à respecter pour maximiser la puissance électrique de sortie d'un système de récupération d'énergie vibratoire ont été établies : la fréquence de résonance doit être égale à la fréquence de la vibration et la proportion d'énergie électrique extraite doit être égale à l'énergie mécanique dissipée. Ensuite, les trois principaux principes de conversion de l'énergie mécanique en énergie électrique ont été présentés à savoir, l'électrostatique, l'électromagnétique et le piézoélectrique. A l'issue de cette partie, une étude comparative a été présentée sous forme d'avantages et d'inconvénients de chacun des principes de conversion. Ensuite, nous avons présenté un état de l'art assez général des solutions développées pour élargir la bande passante des systèmes de récupération d'énergie vibratoire. A l'issue de cette étude bibliographique, nous avons établi une étude comparative entre les principales solutions développées en se basant sur un certain nombre de critères : la bande passante obtenue par chaque technique, la puissance volumique que permet d'avoir chaque technique, et le degré d'auto-adaptation du convertisseur avec la source de vibration. Nous avons constaté à l'issue de cette comparaison que la majorité des solutions développées présentent deux gros inconvénients : soit ils ne permettent pas un ajustement en temps réel de la fréquence de résonance (ceci nécessite une énergie importante pour la mise en œuvre) soit ils présentent une bande passante très limitées. Le seul dispositif développé qui a permis de contourner ces deux inconvénients présente une vitesse de régulation très limitée (une fois toute les 22 secondes).

Dans le deuxième chapitre, nous avons abordé la modélisation d'une structure de récupération d'énergie piézoélectrique de type poutre encastree-libre. Nous nous sommes intéressés dans un premier temps à maximiser l'effet de la raideur des matériaux piézoélectriques sur la fréquence de résonance de la structure. Cette optimisation montre que le taux de variation de la fréquence de résonance est essentiellement lié au couplage électromécanique effectif de la structure. En poussant le résonnement un peu plus loin et en se basant sur les résultats théoriques établis, nous nous sommes orientés vers une nouvelle géométrie de structure qui permet d'augmenter significativement le couplage électromécanique effectif et donc la variation de la fréquence de résonance.

Dans le troisième chapitre, deux procédés de modification de la raideur des couches piézoélectriques sont proposés. Le premier procédé est basé sur la propriété de certains matériaux piézoélectriques à changer de raideur mécanique lorsqu'ils sont soumis à un champ électrique. Nous avons montré théoriquement et expérimentalement qu'il est possible d'obtenir un taux de variation de la fréquence de résonance de 20 % en utilisant un matériau piézoélectrique de type PZN-PT5.5%. Le deuxième procédé est basé sur l'effet de la contre réaction électrique dans le domaine mécanique, en laissant le potentiel aux bornes des couches piézoélectriques plus ou moins libre d'évoluer via la connexion d'une capacité plus ou moins élevée aux bornes des couches piézoélectriques. Nous avons montré théoriquement et expérimentalement qu'il est possible de modifier jusqu'à 40 % la fréquence de résonance de la structure. Pour chacun des deux procédés développés, nous avons proposé une électronique basse consommation permettant de faire l'ajustement en temps réel de la fréquence de résonance. Nous avons montré que la puissance nécessaire à l'ajustement de la fréquence de résonance

ne dépasse pas 10% de la puissance électrique disponible à la sortie des couches piézoélectriques. Enfin, nous avons proposé une approche originale qui permet d'ajuster en temps réel à la fois la fréquence de résonance et l'amortissement électrique (le taux d'énergie électrique extraite du système). Nous proposons ci-dessous une étude comparative des deux procédés de modification de la raideur :

	Solution 1 (application du champ électrique)	Solution 2 (adaptation de la charge électrique)
Bande passante	+	+ +
Bilan de puissance	+	+ +
Résolution en fréquence	+ +	+
Encombrement	-	+

Dans le quatrième chapitre, nous avons présenté une technique innovante permettant l'amplification d'un mouvement vibratoire sur une large bande de fréquence de résonance. Elle consiste à faire rebondir la masse sismique sur la source de vibration au moment où la vitesse de la source de vibration passe par un extremum. Nous avons démontré théoriquement et validé expérimentalement qu'il est possible d'amplifier le mouvement de vibration même en dehors de la fréquence de résonance initiale du dispositif. Un gain de 7 en déplacement relatif de la masse sismique par rapport au même système sans application de rebonds mécaniques a été obtenu, ce gain en déplacement correspond à un gain potentiel de 49 en termes de puissance de sortie. Si ce mécanisme est très flexible en termes d'usage (fonctionne quelles que soient l'amplitude, la forme ou la fréquence de la vibration), il est néanmoins encore très gourmand en énergie. En effet, le système électromécanique d'actionnement du rebond utilisé aujourd'hui consomme 200  $\mu\text{J}$  par rebond, ceci est loin d'être négligeable par rapport aux quelques 300  $\mu\text{W}$  que l'on peut récupérer avec ce type de structure.

En conclusion, bien que reposant sur des modélisations relativement simplifiées de la physique des phénomènes mis en jeu, la présente étude a permis de démontrer la possibilité d'ajuster en temps réel la fréquence de résonance d'un récupérateur d'énergie vibratoire. Nous avons montré également la possibilité de suivre en temps réel la fréquence principale de la source de vibration sans pour autant affecter significativement le bilan énergétique global du système de récupération d'énergie vibratoire.

Le travail effectué au cours de cette thèse se distingue du reste des systèmes développés par quatre principaux résultats :

- Taux de variation de la fréquence de résonance très élevé (40%)
- Contrôle en temps réel de la fréquence de résonance (fréquence de régulation égale à un dixième de la fréquence de vibration)
- Ajustement à la fois de la fréquence de résonance et de l'amortissement électrique
- Faible énergie nécessaire pour l'ajustement de la fréquence de résonance (10% de la puissance produite)

Durant cette thèse, nous avons validé les démonstrateurs uniquement sur des vibrations de type sinusoïdal dont la fréquence varie dans le temps. Il serait intéressant d'appliquer les différents principes validés au cours de cette thèse sur d'autres types de vibrations. Par ailleurs, plusieurs voies d'amélioration sont envisageables, les deux procédés de modification de la raideur des couches

piézoélectriques (application d'un champ électrique ou connexion d'une charge capacitive) pourraient être combinés pour augmenter le taux de variation de la fréquence de résonance. Il serait aussi avantageux de trouver un nouveau procédé de fabrication des structures qui permet de limiter l'effet de la colle utilisée. Ainsi, développer une structure microscopique large bande basée sur nos principes d'ajustement de la fréquence de résonance sans compromettre le bilan énergétique est une ambition de taille.

# ANNEXES

## I Annexe (1) :

### Electronique de contrôle de la fréquence de résonance par application d'un champ électrique dans le matériau piézoélectrique :

Le but de cette partie est de donner plus de détails sur le fonctionnement de l'électronique destinée à faire l'ajustement automatique de la fréquence de résonance sur la base d'une mesure de déphasage entre la tension générée par le matériau piézoélectrique et l'accélération de la source de vibration. Les principales fonctions de cette électronique sont présentées sur le schéma synoptique ci-dessous :

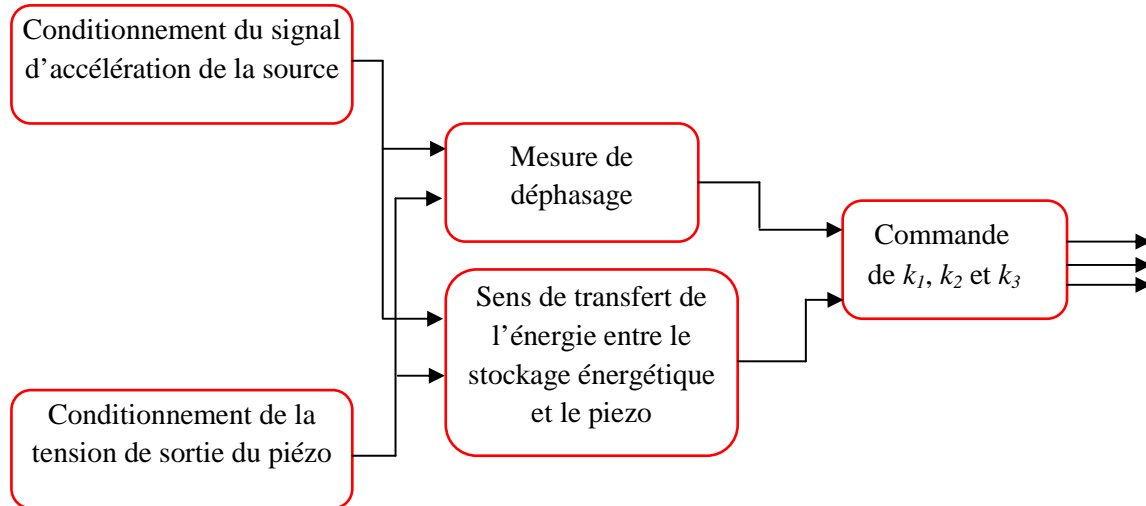


Figure A-1 Schéma des différentes fonctions électroniques combinées pour l'ajustement de la fréquence de résonance

Nous détaillerons ci-dessous chacune de ces fonctions :

#### 1°) Conditionnement des signaux d'accélération et de la tension en sortie du piézoélectrique :

Le but de cette fonction est d'obtenir un signal logique image du signe de ces deux signaux. Pour ce faire, les tensions d'accélération et de sortie du matériau piézoélectrique sont comparées à zéro. Etant donné que la résonance est obtenue pour un déphasage égal à  $\pi/2$  entre ces deux signaux, le signal en sortie du générateur est avancé de  $\pi/2$  afin de centrer le déphasage optimal sur zéro.

#### 2°) Mesure du déphasage :

Nous souhaitons générer une impulsion dont la durée est proportionnelle au déphasage entre les deux signaux. Pour se faire, nous comparons les deux signaux à travers une porte XOR (le signal de l'accélération et le signal de la tension piézoélectrique déphasé de  $\pi/2$ ). Le signal de sortie présente des impulsions à deux fois la fréquence de vibration, afin de ramener la fréquence du signal de sortie à la fréquence de vibration, nous multiplions le signal de sortie de la porte XOR par le signal d'accélération. Ainsi, une seule impulsion sur deux est conservée.

La durée des impulsions de sortie est fonction à la fois du déphasage et de la fréquence de vibration. Afin de rendre la durée de cette impulsion fonction uniquement du déphasage, nous utilisons le circuit électronique ci-dessous, avec  $S$  : la tension piézoélectrique déphasée de  $\pi/2$ ,  $S'$  : le signal d'accélération.

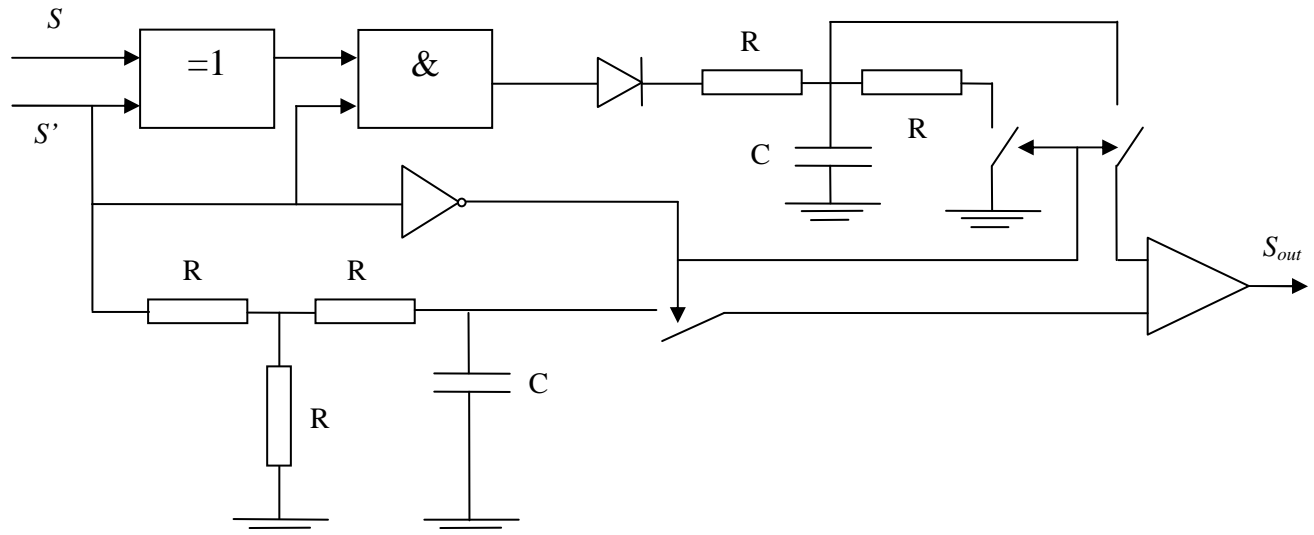


Figure A-2 Schéma de l'électronique utilisée pour la mesure du déphasage

$$\Delta t = \frac{RR'CC'}{RC - R'C'} \ln \left( \Delta\phi \frac{R'C'}{\pi RC} \right)$$

La durée de l'impulsion générée  $S_{out}$  est fonction uniquement du déphasage  $\Delta\phi$  entre le signal piézoélectrique avancé de  $\pi/2$  et le signal d'accélération.

### 3°) Sens de transfert :

Il est toutefois nécessaire d'ajouter un système permettant de détecter s'il faut restituer ou transférer de l'énergie pour pouvoir commander les deux interrupteurs dans le bon ordre. Le sens de transfert est fixé par le signe de déphasage ( $> \pi/2$  ou  $< \pi/2$ ). Pour pouvoir détecter ce signe, nous utilisons une bascule  $D$  comme suit :

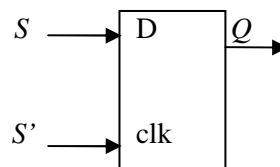


Figure A-3 Détermination du sens de transfert de l'énergie électrique

Le signal carré donné par l'accéléromètre est utilisé comme une horloge pour la bascule  $D$ , le signal carré, image de la tension en sortie du générateur piézoélectrique avancé de  $\pi/2$  est connecté à l'entrée  $D$  de cette même bascule. Au moment du front montant du signal d'horloge on peut distinguer deux cas :

- Soit la fréquence d'excitation est supérieure à la fréquence de résonance, alors dans ce cas le signal d'horloge est en retard par rapport au signal de sortie du générateur et la sortie  $Q$  de la bascule est à '1'. Ce '1' indique un transfert d'énergie de la capacité du piézoélectrique vers le stockage énergétique et donc une augmentation de la fréquence de résonance.
- Soit la fréquence d'excitation est inférieure à la fréquence de résonance, alors dans ce cas le signal d'horloge est en avance de phase par rapport au signal de sortie du générateur et la

sortie Q de la bascule est à '0'. Ce '0' indique un transfert d'énergie du stockage énergétique vers la capacité du piézoélectrique et donc une diminution de la fréquence de résonance.

### 5°) Commande des interrupteurs :

Les interrupteurs utilisés sont de type MOSFET, NMOS pour  $k_1$  et  $k_3$ , et PMOS pour  $k_2$ .

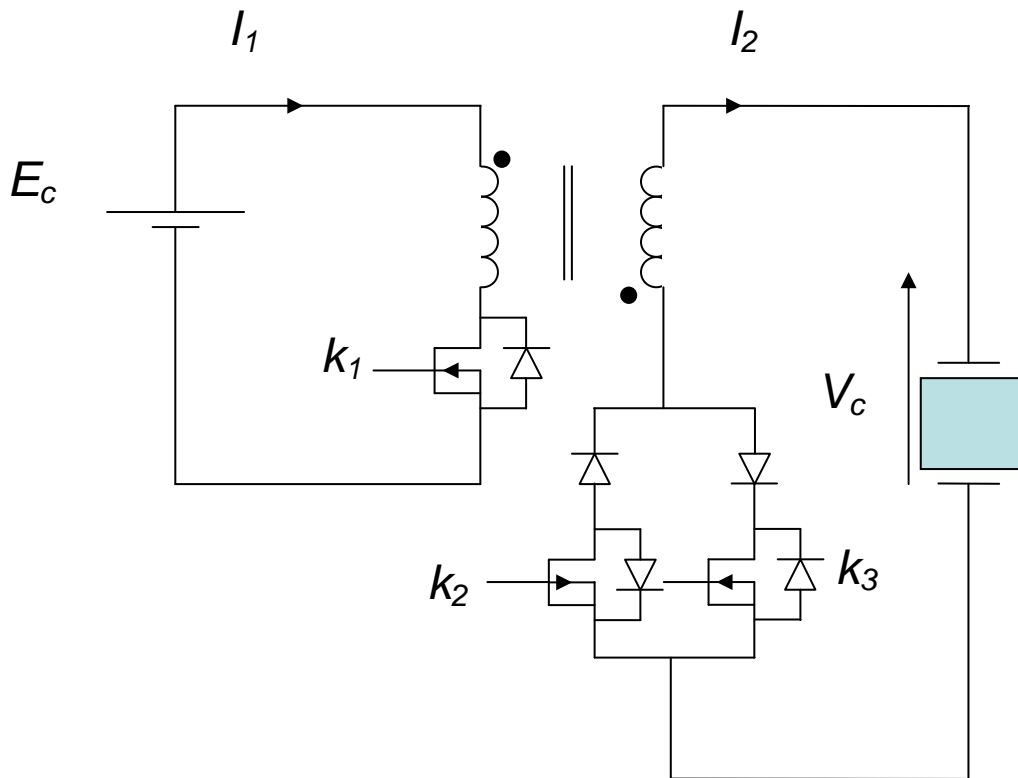


Figure A-4 Schéma de puissance pour le chargement/déchargement de la capacité des couches piézoélectriques

Le commande des interrupteurs  $k_1$ ,  $k_2$  et  $k_3$  se fait de la manière suivante :

- Fréquence de vibration supérieure à la fréquence de résonance :

L'interrupteur  $k_3$  est commandé par le signal  $S_{out}$ . Cette fermeture de  $k_3$  engendre un transfert d'une partie de l'énergie emmagasinée dans la capacité du matériau piézoélectrique vers le circuit magnétique et une chute de la tension aux bornes du matériau piézoélectrique. Cette chute de tension conduit à une augmentation de la fréquence de résonance de la structure. A l'ouverture de l'interrupteur  $k_3$ , l'énergie stockée dans le circuit magnétique est transférée vers le stockage énergétique  $E_c$  via la diode inverse de l'interrupteur  $k_1$ .

- Fréquence de résonance inférieure à la fréquence de vibration :

L'interrupteur  $k_1$  est commandé par le signal  $S_{out}$ , ensuite l'interrupteur  $k_2$ . La fermeture de  $k_1$  engendre un transfert d'énergie du stockage énergétique  $E_c$  vers le circuit magnétique. A l'ouverture de l'interrupteur  $k_1$ , l'énergie stockée dans le circuit magnétique est transférée vers le piézoélectrique via une commande de fermeture de l'interrupteur  $k_2$ . La tension aux bornes des couches piézoélectriques est alors augmentée, ce qui engendre une diminution de la fréquence de résonance.



## II Annexe 2 :

### Technique de rebond :

1°) Caractéristiques des actionneurs utilisés pour le rebond mécanique :

Propriétés	Valeurs nominales	Valeurs min	Valeurs max
Déplacement ( $\mu\text{m}$ )	400	360	520
Force (N)	38	30	46
Fréquence de résonance (Hz)	1800	1530	1980
Hauteur (mm)	13.00	12.80	13.20
Longueur (mm)	48.40	48.30	48.50
Largeur (mm)	11.50	10.5	13.00
Masse (g)	19.0		

2°) Nouvelle stratégie pour l'actionnement du rebond :

La stratégie que nous avons adoptée pour l'activation du rebond est assez consommatrice,  $200\mu\text{J}$  pour chaque rebond activé. Néanmoins, cette solution d'actionnement a permis de valider le principe d'amplification mécanique par rebonds synchronisés sur la source de vibration. A travers cette annexe, nous proposons un moyen d'actionnement du rebond moins gourmand en énergie électrique. Nous distinguons deux principales différences entre ce nouveau moyen d'actionnement et l'ancien :

- Ce nouvel actionneur est composé d'une seule couche piézoélectrique ( $P_1$  et  $P_2$ , cf. Figure A-5) à faible capacité bloquée (qui nécessite donc moins d'énergie pour être chargée), l'application d'un champ électrique aux bornes de cette couche piézoélectrique permet l'allongement de la couche piézoélectrique, cet allongement est ensuite amplifié grâce à un système de levier mécanique. Le fait d'amplifier mécaniquement le déplacement généré par l'actionneur piézoélectrique permet de réduire le niveau de champ électrique à appliquer aux bornes du matériau piézoélectrique pour le blocage total de la structure, et donc l'énergie nécessaire à l'actionnement.
- Pour minimiser l'énergie moyenne consommée par le système d'actionnement du rebond mécanique, une partie de l'énergie utilisée pour charger la capacité de l'actionneur piézoélectrique peut être restituée. Pour ce faire, nous gardons la même technique de détection de maximum de vitesse et de génération des impulsions de commande, néanmoins, pour désactiver le rebond, nous proposons de restituer l'énergie stockée dans la capacité du piézoélectrique au lieu de la dissipée à travers la résistance série d'un transistor de commande. Nous proposons d'utiliser une alimentation de type Fly-back entre le stockage énergétique  $E_c$  et l'actionneur piézoélectrique, cf. Figure A-6. Lorsque la vitesse du support passe par une valeur maximale, l'interrupteur  $k_1$  est fermé pour charger le circuit magnétique via le bobinage primaire, ensuite, la fermeture de l'interrupteur  $k_2$  permet de transférer l'énergie stockée dans le circuit magnétique vers la capacité de l'actionneur. Le rebond est alors activé, ensuite l'interrupteur  $k_3$  se ferme pour restituer l'énergie emmagasinée dans la capacité de l'actionneur vers le circuit magnétique. Lorsque le courant s'annule dans le secondaire, la diode du primaire prend le relais sur la circulation du courant et l'énergie stockée dans le circuit magnétique est transférée vers le stockage énergétique  $E_c$ .

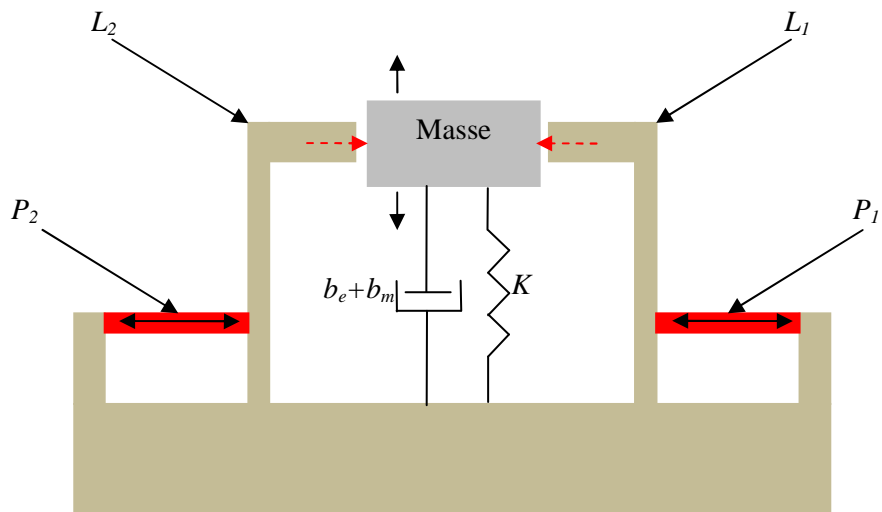


Figure A-5 Représentation de la nouvelle technique de blocage de la masse sismique

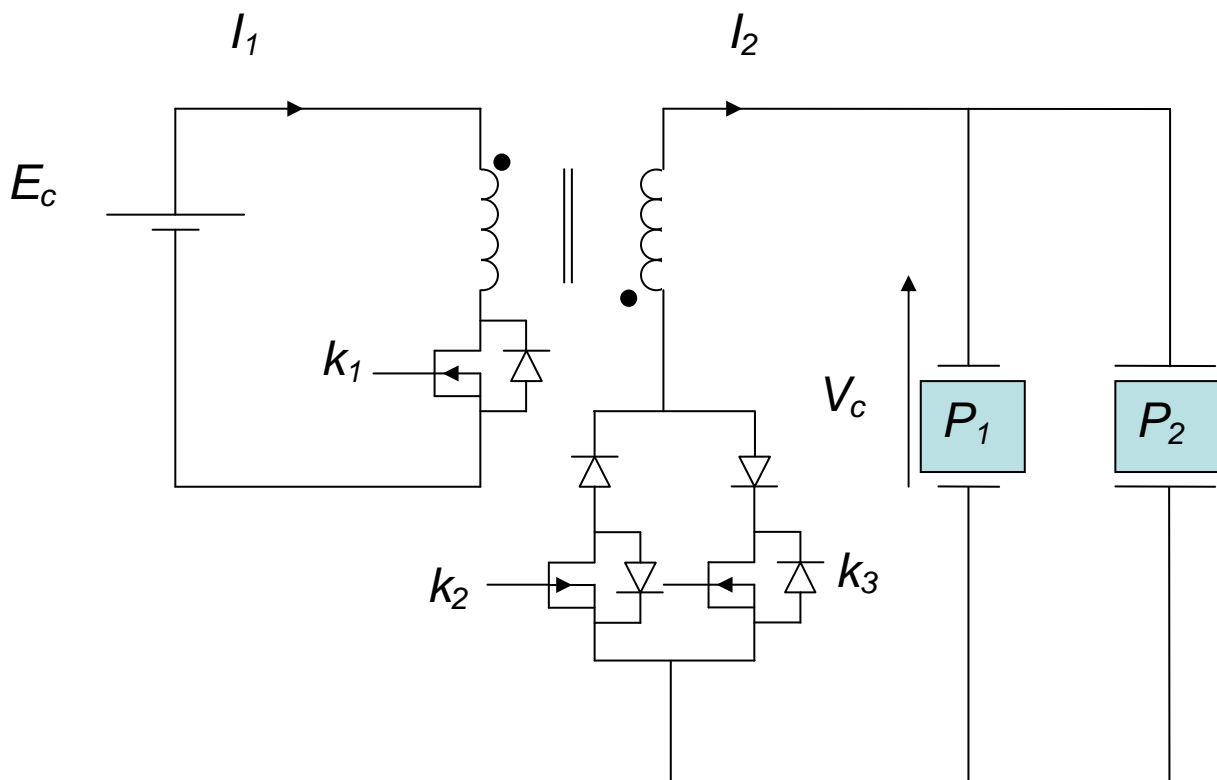


Figure A-6 Schéma de puissance pour l'activation du rebond mécanique

Avec la présente technique, l'énergie consommée sur le stockage énergétique pour actionner le rebond mécanique peut être fortement réduite, car la seule énergie perdue est celle liée aux pertes dans le convertisseur Fly-back au moment de charge ou de décharge de la capacité des actionneurs, en plus de la consommation statique de l'électronique de commande des interrupteurs qui est relativement faible (40  $\mu$ W). L'énergie liée à l'alimentation des actionneurs est réduite à :

$$E = 2 \left( \frac{1}{2} C_p V^2 \right) (1 - \eta^2)$$

Avec  $\eta$  : Le rendement du Fly-back

V : la tension nécessaire pour actionner le rebond

$C_p$  : la capacité bloquée des couches piézoélectriques.

Le tableau ci-après compare les deux moyens d'actionnement (actuel N°1, perspective N°2) :

	$C_p$	V	E
Moyen N°1 $E = 2 \left( \frac{1}{2} C_p V^2 \right)$	1 $\mu$ F	20 V	2x200 $\mu$ J
Moyen N°2 $E = 2 \left( \frac{1}{2} C_p V^2 \right) (1 - \eta^2)$	4 pF	1 kV	2x0.85 $\mu$ J

**Tableau A-1 Comparaison entre les deux moyens d'actionnement (actuel et en perspective)**

### III Annexe 3 :

#### Apports scientifiques :

##### 1°) Conférences :

##### *1.1) Conférences internationales :*

- B. Ahmed Seddik, G. Despesse, E. Defay, “Improved wideband mechanical energy harvester based on piezoelectric longitudinal mode”, Eurosensors (2012).
- B. Ahmed Seddik, G. Despesse, E. Defay, “Autonomous Wideband Mechanical Energy Harvester”, IEEE ISIE (2012).
- B. Ahmed Seddik, G. Despesse, E. Defay, “Wideband Mechanical Energy Harvester Based on Piezoelectric Material in longitudinal Mode”, IEEE NEWCAS (2012).
- B. Ahmed Seddik, G. Despesse, E. Defay, “Increased bandwidth system of mechanical energy harvesting”, NSTI-Nanotech., pp. 751-754, (2011).
- B. Ahmed Seddik, G. Despesse, E. Defay, “Tunable Stiffness Based On Piezoelectric Material For Optimum Energy Harvesting In Low Frequencies”, APCOT (2010).

##### *1.2) Conférences nationales :*

- B. Ahmed Seddik, G. Despesse, E. Defay, “Systèmes de récupération de l'énergie vibratoire large bande”, JNRDM 2011.
- B. Ahmed Seddik, G. Despesse, E. Defay, “Dynamic tuning of resonant frequency for mechanical energy harvester”, Journées  $\mu$ Energie 2012.

##### 2°) Journaux :

- B. Ahmed Seddik, G. Despesse, S. Boisseau, E. Defay, “Strategies for resonant frequency tuning in mechanical energy harvesting”, INTECH Book, chapitre soumis le 20 Juillet 2012.
- B. Ahmed Seddik, G. Despesse, E. Defay, “Tunable Stiffness Based On Piezoelectric Material For Optimum Energy Harvesting In Low Frequencies”, soumise en Janvier 2012 à Vibration and Acoustics Journal.
- B. Ahmed Seddik, G. Despesse, S. Boisseau, E. Defay, “Increased bandwidth of mechanical energy harvester”, Journal of Sensors & Transducers, Vol. 13, Special Issue, pp.62-72, December (2011).

##### 3°) Brevets :

- B. Ahmed Seddik, G. Despesse, “Circuit d'optimisation de la récupération d'énergie vibratoire par un convertisseur mécanique/électrique”, FR1150531
- B. Ahmed Seddik, G. Despesse, E. Defay, “Dispositif de conversion d'énergie mécanique en énergie électrique optimisé”, FR1150531

## **Résumé :**

Pour les systèmes de récupération d'énergie vibratoire développés jusqu'à aujourd'hui, ce n'est pas tant la transduction électromécanique qui limite l'énergie de sortie, mais plutôt l'énergie mécanique disponible en entrée. En effet, la vibration, avant de pouvoir être traduite en énergie électrique, doit être traduite en un déplacement relatif. Ce déplacement relatif est obtenu en rajoutant une masse sismique placée en suspension. L'effet d'inertie de cette masse sismique tend à être très réduit, notamment pour des structures miniatures, ce qui limite le travail mécanique récupérable et donc la puissance de sortie. Pour augmenter ce travail mécanique récupérable, il faut alors amplifier l'effet d'inertie de la masse sismique en utilisant un phénomène de résonance. Cependant, cet effet de résonance tend à rendre le système très sélectif vis-à-vis de la fréquence de vibration qui n'est pas forcément connue à l'avance ou qui peut varier dans le temps. C'est l'objectif de cette thèse, à savoir permettre aux systèmes de récupération d'énergie vibratoire de conserver un fonctionnement à la résonance même si la fréquence de vibration change.

Les travaux de cette thèse s'articulent autour de trois solutions :

- 1) Ajustement de la fréquence de résonance par application d'un champ électrique dans un matériau piézoélectrique
- 2) Ajustement de la fréquence de résonance par adaptation de la charge électrique d'un matériau piézoélectrique
- 3) Amplification du mouvement vibratoire par technique de rebond synchronisé

Une modélisation et optimisation à la fois de la plage de fréquence de fonctionnement et de la conversion mécano-électrique ont été réalisées. Trois structures ont été développées et testées et ont permis de valider chacune des trois approches. Enfin, une électronique très basse consommation a été mise au point pour asservir en temps réel la fréquence de résonance sur la fréquence de la source de vibration et optimiser le taux d'énergie électrique extraite du système afin de maintenir un facteur de qualité optimum.

## **Abstract:**

The first limit of vibration energy harvester's efficiency is the input mechanical energy. This energy is tightly related to the amplitude of the relative displacement obtained by the converter. In fact, harvesting vibrating energy requires converting the vibration into a relative displacement first before it can be translated into a useful electrical energy. This relative displacement is obtained by adding a seismic mass placed in suspension. The effect of the seismic mass becomes minimal especially for miniature structures. Thus, the input mechanical energy and then the electrical recovered power are reduced. To overcome this limitation, the effect of seismic mass inertia is amplified by using the resonance phenomenon. However, using resonance means that the system should be excited at its resonance frequency which is not known in advance and might change over time. This is the objective of this thesis, allowing vibration energy harvesters to maintain an optimal operation at resonance even if the vibration frequency changes.

The work of this thesis is organized around three solutions:

- 4) Adjustment of the resonance frequency by applying an electric field in a piezoelectric material
- 5) Adjustment of the resonance frequency by adapting the electrical load coupled with the harvester
- 6) Amplification of the relative displacement at off resonance by actuating a synchronized rebound

In the present work, modelling and optimization of both the frequency range of operation and the mechanical-electrical conversion were carried out. Three structures have been developed, tested and used to validate the three approaches. Finally, a very low power electronic has been developed for controlling, in real time, the resonant frequency and the extracted electrical energy in order to maintain an optimum quality factor.