







Université du Québec  
à Rimouski

# **OPTIMISATION DES PERFORMANCES DES ÉOLIENNES PAR UN CONTRÔLE HYBRIDE SUR LES VIBRATIONS ET LE GIVRE**

Thèse présentée

dans le cadre du programme de doctorat en ingénierie de l'UQAC

offert par extension à l'UQAR

en vue de l'obtention du grade de Philosophiae doctor (Ph.D)

PAR

© **Ali Awada**

**Mai 2022**





**Composition du jury :**

**Raef Cherif, président du jury, UQAR**

**Adrian Ilinca, directeur de recherche, UQAR**

**Rafic Younes, codirecteur de recherche, Université Libanaise**

**Mohamed Yasser Hayyani, UQAR**

**Ahmad Batikh, examinateur externe, ICAM Toulouse**

Dépôt initial le 18 mars 2022

Dépôt final le 30 mai 2022



UNIVERSITÉ DU QUÉBEC À RIMOUSKI  
Service de la bibliothèque

Avertissement

La diffusion de ce mémoire ou de cette thèse se fait dans le respect des droits de son auteur, qui a signé le formulaire « *Autorisation de reproduire et de diffuser un rapport, un mémoire ou une thèse* ». En signant ce formulaire, l'auteur concède à l'Université du Québec à Rimouski une licence non exclusive d'utilisation et de publication de la totalité ou d'une partie importante de son travail de recherche pour des fins pédagogiques et non commerciales. Plus précisément, l'auteur autorise l'Université du Québec à Rimouski à reproduire, diffuser, prêter, distribuer ou vendre des copies de son travail de recherche à des fins non commerciales sur quelque support que ce soit, y compris Internet. Cette licence et cette autorisation n'entraînent pas une renonciation de la part de l'auteur à ses droits moraux ni à ses droits de propriété intellectuelle. Sauf entente contraire, l'auteur conserve la liberté de diffuser et de commercialiser ou non ce travail dont il possède un exemplaire.



À vous, ceux qui sont toujours de  
mon côté, même si je suis loin parfois



## **REMERCIEMENTS**

Je tiens à remercier tout d'abord mon directeur Prof. Adrian Ilinca pour son encadrement tout au long de cette thèse, son orientation, son aide et ses conseils, et surtout sa gentillesse, sa patience et sa disponibilité.

Je tiens à remercier de même mon codirecteur Prof. Rafic Younes pour tout son encadrement, ses conseils très précieux, son mentorat et surtout sa disponibilité malgré le grand décalage horaire entre le Canada et le Liban.

Je remercie également mon collègue et mon ami Hamid Chareffedine pour son aide et sa contribution dans cette thèse.

Je tiens à remercier le Prof. Mohamed Yasser Hayyani pour avoir accepté de participer à mon jury de thèse et pour son temps qu'il a consacré pour cette thèse.

Je remercie également les membres de jury pour l'honneur qu'ils me font d'être dans mon jury de thèse.

Je tiens à remercier tout mes amis de Rimouski, surtout Oussama Benferhat, Fahed Martini, Hussein Ibrahim, Thomas Chevrier Laliberté, Ayoub Chanaane, Hassen Chanane, Karim Semmad, Khaled Ziane, Rami Najjar, Mohamad Issa, Ali Komayha, Mohamad Moshawrab, Mohamad Rahhal, Iheb Slim, Yassine Mokretari pour tous les beaux moments qu'on a passés ensemble.

Merci encore à mes frères Mohamad Mortada, Hassan Yazbeck, Hussein Sayed Kassem, et mes amis du Liban pour tout leur support.

Je remercie mes chers parents qui ont toujours été là pour moi, mes sœurs et mes beaux-frères pour leur encouragement.

Un grand merci également à ma femme Alaa qui est toujours là pour moi et qui me supporte tout le temps. Merci pour ta patience et ton soutien.



## RÉSUMÉ

Les énergies renouvelables ont attiré beaucoup d'attention dans les dernières décennies comme étant une solution verte pour pallier le problème du réchauffement climatique et ses effets catastrophiques sur toutes les espèces vivantes. Parmi ces énergies renouvelables, l'énergie éolienne a pu se démarquer dans les dernières années par des investissements et recherches visant à améliorer le coût et le rendement. Cependant, les conditions météorologiques, surtout dans le climat nordique comme le Canada, rendent difficile l'intégration de cette technologie. En effet, les conditions nordiques favorisent les vibrations des pales d'éoliennes et l'accumulation du givre sur la surface. Ces deux problèmes peuvent engendrer une perte d'efficacité importante de l'éolienne, des arrêts non planifiés, et même la destruction de la pale. Cette thèse présente une solution innovante pour optimiser les performances d'une éolienne dans les conditions météorologiques favorisant l'accumulation du givre et la vibration. Cette solution consiste à utiliser des petites plaques des matériaux piézoélectriques (PZT) ajoutés sur la surface de la pale pour contrôler sa vibration d'une part, et de générer des ondes ultrasonores d'une autre part, qui se propagent dans la structure et cassent l'adhésion entre la pale et le givre.

Une étude bibliographique a été menée pour comprendre les phénomènes de vibration et de givrage ainsi que pour identifier les technologies de pointe utilisées pour contrôler les vibrations des pales et lutter contre le givre.

Un modèle d'équivalence a été développé pour approximer la réponse vibratoire de la pale par celle d'une poutre ou d'une plaque plane équivalentes. Ainsi, la poutre équivalente trouvée a servi pour développer un modèle analytique complet sur Matlab, pour la vibration du système incluant l'amortissement de la poutre et les limites physiques des actionneurs PZT ajoutés. La loi de contrôle choisie est le PID (Proportional Integral Derivative). Une optimisation complète a été accomplie à l'aide de l'algorithme génétique (GA) pour

déterminer les paramètres de la poutre tels que le coefficient d'amortissement, le meilleur emplacement de la paire actionneur/capteur PZT et les paramètres de la loi de contrôle. Les résultats pour le contrôle de vibration montrent une efficacité importante des matériaux piézoélectriques dans l'élimination rapide des vibrations. L'efficacité de ce système pour le contrôle des vibrations a été étudiée expérimentalement et des réductions importantes du niveau des vibrations ont été obtenues. Nous présentons aussi une étude de cas sur l'application de ces éléments dans le contrôle de vibration des navires.

D'autre côté, des simulations numériques sont faites via COMSOL Multiphysics sur le modèle de la pale avec des actionneurs PZT placés dans la même position que celle obtenue pour le contrôle de vibration. La bonne fréquence d'excitation de l'actionneur a été calculée, et le voltage de l'alimentation de l'actionneur en utilisant cette fréquence a démontré sa capacité de générer des efforts transversaux XZ assez importants capables de casser l'adhérence entre la surface de la plaque et le givre. En résumé, cette thèse a validé le concept proposé portant sur l'efficacité des matériaux piézoélectriques comme un système de contrôle de vibration et de dégivrage.

Mots clés : Éolienne, énergie renouvelable, contrôle de vibration, dégivrage, optimisation, algorithme génétique, matériaux piézoélectriques.

## **ABSTRACT**

Renewable energies have attracted a lot of attention in the last decades as a green solution to the problem of global warming and its catastrophic effects on all living species. Among these renewable energies, wind energy has been able to stand out in the last few years due to investments and research aimed at improving cost and efficiency. However, weather conditions, especially in northern climates such as Canada, make it difficult to integrate this technology. Indeed, northern conditions favor vibrations of wind turbine blades and ice accretion on the surface. These two problems can lead to a significant loss of efficiency of the wind turbine, unplanned shutdowns, and even the destruction of the blade. This thesis presents an innovative solution to optimize the performance of a wind turbine in weather conditions that favor ice accretion and vibration. This solution consists in using small plates of piezoelectric materials (PZT) added on the surface of the blade to control its vibration on the one hand, and to generate ultrasonic waves on the other hand, which propagate in the structure and break the adhesion between the blade and the ice.

A literature review was conducted to understand the phenomena of vibration and icing as well as to identify the state-of-the-art technologies used to control blade vibrations and icing.

An equivalence model was developed to approximate the vibration response of the blade by that of an equivalent beam or flat plate. Thus, the equivalent beam found was used to develop a complete analytical model on Matlab, for the system vibration including the damping of the beam and the physical limits of the added PZT actuators. The chosen control law is the PID (Proportional Integral Derivative). A complete optimization was performed using the Genetic Algorithm (GA) to determine the beam parameters such as the damping coefficient, the best location of the PZT actuator/sensor pair and the control law parameters. The results for vibration control show significant effectiveness of piezoelectric materials in

quickly eliminating vibrations. The effectiveness of this system for vibration control has been studied experimentally and significant reductions in vibration levels have been achieved. We also present a case study on the application of these elements in the vibration control of ships.

On the other hand, numerical simulations are done via COMSOL Multiphysics on the blade model with PZT actuators placed in the same position as the one obtained for the vibration control. The correct actuator excitation frequency was calculated, and the actuator power supply voltage using this frequency demonstrated its ability to generate fairly large transverse XZ forces capable of breaking the adhesion between the plate surface and the ice. In summary, this thesis validated the proposed concept of the effectiveness of piezoelectric materials as a vibration and de-icing control system.

Keywords: Wind turbine, renewable energy, vibration control, de-icing, optimization, genetic algorithm, piezoelectric materials.

## TABLE DES MATIÈRES

REMERCIEMENTS.....	ix
RÉSUMÉ.....	xi
ABSTRACT.....	xiii
TABLE DES MATIÈRES.....	xv
LISTE DES TABLEAUX.....	xix
LISTE DES FIGURES.....	xxi
LISTE DES ABRÉVIATIONS, DES SIGLES ET DES ACRONYMES.....	xxix
LISTE DES SYMBOLES.....	xxxiii
INTRODUCTION GÉNÉRALE.....	1
CHAPITRE 1 État de l’art : vibration des éoliennes.....	11
1.1 MISE EN CONTEXTE.....	11
1.2 SYSTEMES DE CONTROLE DE VIBRATION.....	13
1.2.1 Contrôle avancé du pas des pales (Advanced Blade Pitch Control).....	14
1.2.2 Rotor à diamètre variable (Variable Rotor Diameter).....	15
1.2.3 Contrôle du flux aérodynamique (Flow Control).....	15
1.2.3.1 Volets du bord de fuite (Trailing-Edge Flaps).....	17
1.2.4 Amortisseurs accordés (Tuned Dampers « TD » ).....	31
1.2.5 Tendons actifs.....	40
1.2.6 Actionneurs piézoélectriques.....	41
1.3 CONCLUSION.....	43
CHAPITRE 2 : État de l’art : givrage des éoliennes.....	45
2.1 MISE EN CONTEXTE.....	45
2.2 TYPES DE GIVRES.....	46
2.3 PHASES DE GIVRAGES.....	48

2.4	DETECTION DU GIVRE.....	50
2.4.1	Méthodes directes .....	51
2.4.2	Méthodes indirectes .....	55
2.5	SYSTEMES DE PROTECTION CONTRE LE GIVRE .....	57
2.5.1	Classification des systèmes.....	57
2.5.2	Systèmes passifs.....	58
2.5.3	Système chimique .....	60
2.5.4	Système thermique actif.....	61
2.5.5	Système mécanique actif.....	66
2.5.6	Système hybride.....	72
2.6	CONCLUSION ET CHOIX DE NOTRE SYSTEME .....	73
CHAPITRE 3 Contrôle de vibrations par éléments piézoélectriques .....		75
3.1	CERAMIQUES PIEZOELECTRIQUES .....	75
3.2	TYPE DE CONTROLE.....	80
3.3	LOI DE CONTROLE.....	82
3.4	POSITION DE L'ACTIONNEUR/CAPTEUR.....	83
3.5	MODELE D'EQUIVALENCE .....	83
3.5.1	Modèle analytique pour une poutre encastree libre non amortie .....	86
3.5.2	Forme approximative du modèle numérique .....	90
3.5.3	Algorithme génétique.....	92
3.6	CONTROLE DES VIBRATIONS DE LA POUTRE EQUIVALENTE : .....	97
3.7	OPTIMISATION DU CONTRÔLE DES VIBRATIONS .....	106
CHAPITRE 4 Étude expérimentale : contrôle de vibration .....		111
4.1	BANC D'ESSAI .....	111
4.2	ARCHITECTURE .....	113
4.3	CONDITIONS INITIALES ET REGLAGE DE PARAMETRES .....	115
4.4	RESULTATS .....	116
4.5	CONCLUSION .....	119
CHAPITRE 5 Étude de cas : application aux navires .....		121

5.1	MISE EN CONTEXTE.....	121
5.2	ANALYSE VIBRATOIRE DU NAVIRE .....	123
	5.2.1 Classification des vibrations.....	123
	5.2.2 Effet du moteur de propulsion sur la réponse vibratoire .....	124
	5.2.3 Modes vibratoires .....	124
	5.2.4 Solutions pour les vibrations .....	127
5.3	MODELE NUMERIQUE.....	134
5.4	CONCLUSION.....	138
CHAPITRE 6 Dégivrage des éoliennes par éléments piézoélectriques.....		139
6.1	PROPAGATION DES ONDES.....	139
6.2	TYPE D'ONDES :.....	143
	6.2.1 Ondes de cisaillement SH.....	143
	6.2.2 Onde de Lamb .....	148
6.3	MODELE NUMERIQUE.....	154
	6.3.1 Modèle simplifié.....	155
	6.3.2 Modèle plus réaliste.....	156
6.4	ÉTUDE DE L'IMPEDANCE .....	157
6.5	RESULTATS NUMERIQUES.....	158
	6.5.1 Résultats du modèle simplifié .....	158
	6.5.2 Résultats du modèle réaliste .....	160
6.6	CONCLUSION.....	170
Conclusion générale.....		171
ANNEXE I Article de revue sur les systèmes de contrôle de vibrations .....		175
ANNEXE II Article sur le contrôle de vibrations.....		211
ANNEXE III Article sur le contrôle de vibrations et le dégivrage.....		227
ANNEXE IV Résultats numériques additionnels.....		249
RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....		255





## LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1: Résumé des systèmes utilisés pour contrôler les vibrations des éoliennes.....	44
Tableau 2: Classification des sites selon le IEA[138] .....	50
Tableau 3 : Résumé des différents systèmes de protection contre le givre .....	74
Tableau 4: Fréquence de trois premiers modes de vibration pour le modèle à section variable en utilisant COMSOL Multiphysics et la méthode de transformation de fourrier rapide FFT .....	86
Tableau 5: Solution numérique de l'équation (3.15) à l'aide de MATLAB .....	89
Tableau 6: Paramètres de la poutre .....	95
Tableau 7: Erreur quadratique moyenne entre la poutre approximative et la poutre AG à $X_1$ , $X_2$ , $X_3$ et $X_4$ .....	96
Tableau 8: Résumé des caractéristiques de la paire actionneur/capteur PZT .....	109
Tableau 9 : Caractéristiques de la plaque d'acier S235 .....	112
Tableau 10: Caractéristiques des éléments piézoélectriques du constructeur .....	112
Tableau 11: Caractéristiques du moteur .....	136



## LISTE DES FIGURES

Figure 1. Répartition des installations totales d'éoliennes onshore et offshore dans les pays [1].....	2
Figure 2: Croissance prévue de la taille des éoliennes offshore [5] .....	3
Figure 3: Les degrés de liberté de l'éolienne [17].....	12
Figure 4: Illustration du système de rotor à diamètre variable 'S-VADER' [6].....	15
Figure 5: Effet des dispositifs de contrôle du flux aérodynamique sur la courbe de portance de l'aile. La ligne pleine représente le profil original ; la ligne pointillée représente un profil avec un dispositif (a): de décrochage aérodynamique (b): dispositifs de modification de la cambrure [31] .....	16
Figure 6: Pale d'hélicoptère avec de volets de bord de fuite à commande piézoélectrique [33].....	17
Figure 7: Pale d'éolienne avec un volet de bord de fuite traditionnel [31] .....	18
Figure 8: Schéma d'un volet de bord de fuite adaptatif [34].....	18
Figure 9: Illustration de la pale Vestas V27 équipée de volets de bord de fuite (en bleu) [35].....	19
Figure 10: Schéma de la microvoilet en position rétractée (à gauche) et entièrement déployée (à droite) [36].....	20
Figure 11: Schéma des microtabs situés à 95% de la corde [40].....	20
Figure 12: Géométrie des MiTEs fixées au bord de fuite (a) aigu et (b) émoussé [46] .....	22
Figure 13: Vue latérale schématique d'un actionneur à jet synthétique [55] .....	23
Figure 14: Schéma du montage et de la configuration des jets synthétiques pour le modèle de la pale d'éolienne [57].....	24
Figure 15: Configuration du générateur de tourbillons solide monté sur la surface à 20% du bord de fuite [65] .....	25
Figure 16: Schéma du jet générateur de vortex greffé dans la surface [67] .....	26

Figure 17: Schéma d'un générateur de microvortex à haute fréquence [59].....	26
Figure 18: Vue schématique de l'actionneur à décharge corona avec visualisation de l'impact du vent ionique sur l'écoulement de la couche limite. [77].....	28
Figure 19: Schéma (a) et modèle (b) de l'aile à profil aérodynamique à géométrie variable [79].....	29
Figure 20: Schéma d'un dispositif à paroi flexible active [82].....	30
Figure 21: Schéma d'une TMD typique pour la vibration du tour/pale. [92].....	32
Figure 22: Schéma de l'amortisseur actif à masse accordée auquel est fixé un câble pour les vibrations dans le plan. [85].....	33
Figure 23: Schéma du dispositif d'amortisseur à colonnes de liquide accordé [89] .....	34
Figure 24: Schéma d'un amortisseur à fluide magnétorhéologique (MR) assimilé à la nacelle de l'éolienne [97] .....	36
Figure 25: Schéma de l'amortisseur à billes accordé monté au sommet de la tour [102] ....	38
Figure 26: Éolienne offshore monopole avec un PTMD [105].....	39
Figure 27: Schéma de la pale avec tendons actifs incorporés [108] .....	40
Figure 28: Différentes réactions d'un élément piézoélectrique polarisé à des stimuli [111].....	41
Figure 29: Schéma de la nouvelle configuration de la pale avec des fils piézoélectriques [113].....	42
Figure 30: Définitions du climat froid, LTC et IC [135] .....	46
Figure 31: (a) givre blanc (b) givre transparent ou verglas [137] .....	47
Figure 32: Les différentes phases de l'évènement givrant[138].....	49
Figure 33: Capteur utilisant le changement de l'impédance et la capacité entre deux cylindres chargés [141].....	52
Figure 34: Caméra montée sur la base de la pale par Nordex.....	53
Figure 35: Images de la caméra thermique utilisée par GAMESA durant différents moments de l'activation du système de dégivrage.....	53
Figure 36: Mesure de bruit : niveau de la pression du son en fonction de la pression normalisée pendant un léger évènement givrant [142].....	54

Figure 37: Différence de lecture entre l'anémomètre chauffé (en rouge) et non chauffé (en bleu) dans un évènement givrant [139].....	56
Figure 38: Système de détection utilisé par ENERCON .....	56
Figure 39: Image de la pale par SEM, sans revêtement (à gauche), avec revêtement de PTFE (à droite)[138] .....	58
Figure 40: Application du fluide antigivrant à travers les pores de revêtement [145] .....	60
Figure 41: Système chimique de dégivrage d'un hélicoptère par pulvérisation [146].....	61
Figure 42: Système de protection utilisant l'injection de l'air chaud utilisé par ENERCON : (a) la pompe chauffante située dans base de la pale (b) la circulation du flux à l'intérieur de la pale [140].....	63
Figure 43: Les différentes configurations du positionnement des éléments chauffants [138] .....	65
Figure 44: Boudins pneumatiques gonflés [145].....	66
Figure 45: Système de dégivrage expulsif [152]. .....	68
Figure 46: Actionneur PZT collé sur une surface [147] .....	69
Figure 47: Schéma et photo de la configuration optimisée de la colle de l'actionneur sur la surface [154].....	71
Figure 48: Schéma montrant le système sans guides d'ondes (à gauche) et avec guides d'ondes (à droite) [157] .....	71
Figure 49: Configuration et emplacement des actionneurs à basse fréquence (a) et des transducteurs PZT sur le bord d'attaque [150] .....	73
Figure 50: La structure cristalline d'une céramique piézoélectrique, avant le processus de polarisation (à gauche), et après la polarisation (à droite) [111].....	76
Figure 51: .....	77
Figure 52: : Schéma de la stratégie de contrôle passif en utilisant un matériau piézoélectrique .....	80
Figure 53: Schéma de la stratégie de contrôle purement active basée sur la rétroaction .....	81
Figure 54: Schéma du système hybride [124] .....	82
Figure 55: Modèle à section variable représentatif de la pale. Les dimensions sont en mm.....	84

Figure 56: Déplacement du bout libre de la section variable à l'aide de COMSOL .....	85
Figure 57: Modes propres du modèle à section variable.....	85
Figure 58: Comparaison entre le déplacement numérique et le déplacement approximatif du bout libre .....	92
Figure 59: Croisement à point unique et à point double .....	93
Figure 60: Exemple de processus de mutation.....	93
Figure 61: Schéma montrant la méthodologie de l'algorithme génétique.....	94
Figure 62: Comparaison entre la réponse de la poutre équivalente obtenue par AG et la réponse approximative de la section variable en quatre points : (a) à $X_1=$ $0,35*L$ , (b) à $X_2= 0,5426*L$ , (c) à $X_3= 0,748*L$ et (d) $X_4= L$ .....	96
Figure 63: Schéma de la poutre encastree avec la paire actionneur/capteur PZT.....	97
Figure 64: Schéma des forces appliquées à une poutre.....	98
Figure 65: Schéma représentatif du contrôleur .....	100
Figure 66: Méthodologie de résolution de l'équation en considérant la limite de tension de l'actionneur .....	106
Figure 67: Comparaison du déplacement de bout libre de la poutre avec différentes positions de l'actionneur PZT. ....	108
Figure 68: Comparaison du déplacement de l'extrémité de la poutre avec et sans contrôle .....	109
Figure 69: Tension de l'actionneur PZT fournie par le contrôleur conçu .....	110
Figure 70: Montage expérimental .....	113
Figure 71: Montage du système [172].....	114
Figure 72: Schéma de l'amplificateur de tension [172].....	115
Figure 73: Interface LabView pour réglage de paramètres.....	115
Figure 74: Comparaison du déplacement au bout libre de la plaque métallique avec et sans contrôle de vibration .....	116
Figure 75: Comparaison du voltage au bord du capteur piézoélectrique avec et sans contrôle de vibration.....	117

Figure 76: Comparaison de l'analyse fréquentielle pour le système avec et sans contrôle.....	118
Figure 77: Comparaison du voltage au bord du capteur piézoélectrique sans contrôle de vibration, avec contrôle de vibration de limite 15V, et de limite 50V .....	119
Figure 78: Modes de vibration vertical de la carlingue [173].....	125
Figure 79: Mode de vibration horizontal de la carlingue [173] .....	126
Figure 80: Mode de vibration de torsion de la carlingue [173] .....	127
Figure 81: Mode de vibration longitudinale de la carlingue [173] .....	127
Figure 82: Schéma de l'entretoisement entre le moteur et la structure du navire [179] .....	128
Figure 83: Différents types de modification des fondations du moteur [179].....	129
Figure 84: Absorbeur axial [178].....	130
Figure 85: Le boîtier de l'absorbeur axial [178] .....	130
Figure 86: Amortisseur de torsion [178].....	131
Figure 87: Système d'isolement hybride constitué de deux stages avec une masse intermédiaire [180].....	132
Figure 88: Configuration du coussin actif hybride proposé dans [181] .....	132
Figure 89: Système de propulsion avec isolation active magnétique [182] .....	133
Figure 90: Schéma du navire avec l'amortisseur harmonique [183].....	134
Figure 91: Modèle de "tank top" de la chambre de moteur de propulsion.....	135
Figure 92: Modèle avec actionneur PZT .....	136
Figure 93: Déplacement de la base du moteur et d'un point à 9m de loin du moteur avec et sans les actionneurs PZT .....	137
Figure 94: Accélération d'un point à 8m de loin du moteur avec et sans les actionneurs PZT .....	138
Figure 95: Schéma de la structure hôte avec du givre .....	140
Figure 96: Schéma de propagation de l'onde de type SH dans une structure .....	144
Figure 97: Schéma de répartition des conditions aux limites pour la structure de la matière hôte avec du givre sur la surface .....	145

Figure 98: Schéma de propagation des ondes de Lamb en mode A et S .....	149
Figure 99: Conditions aux limites pour l'onde de Lamb .....	151
Figure 100: Modèle de la plaque encastrée avec un actionneur PZT et de givre accumulé .....	155
Figure 101: Modèle de la plaque encastrée à section variable avec un actionneur PZT et de givre accumulé .....	156
Figure 102: Variation de l'impédance du système représentant le modèle simplifié .....	157
Figure 103: Variation de l'impédance du système représentant le modèle réaliste.....	158
Figure 104: Contrainte de cisaillement transversale XZ pour le modèle simple sur la surface entre la glace et la structure (a) sans plage modifiée (b) avec plage modifiée .....	159
Figure 105: Contrainte de cisaillement transversal XZ ( $N/m^2$ ) à l'interface entre le givre et la structure pour le modèle avec 2.5 mm de givre et un voltage de 50 V (a) sans plage modifiée (b) avec plage modifiée .....	161
Figure 106: Contrainte de cisaillement transversal XZ ( $N/m^2$ ) à l'interface entre le givre et la structure pour le modèle avec 2.5 mm de givre et un voltage de 140 V (a) sans plage modifiée (b) avec plage modifiée .....	162
Figure 107: Variation de l'impédance du modèle avec 4 mm de givre en fonction de la fréquence appliquée .....	163
Figure 108: Contrainte de cisaillement transversale XZ ( $N/m^2$ ) à l'interface entre le givre et la structure pour le modèle avec 4 mm de givre et un voltage de 50 V (a) sans plage modifiée (b) avec plage modifiée .....	165
Figure 109: Variation de l'impédance du modèle avec 1 mm de givre en fonction de la fréquence appliquée .....	166
Figure 110: Contrainte de cisaillement transversale XZ ( $N/m^2$ ) à l'interface entre le givre et la structure pour le modèle avec 1 mm de givre et un voltage de 50 V (a) sans plage modifiée (b) avec plage modifiée .....	168
Figure 111: Contrainte de cisaillement transversal XZ ( $N/m^2$ ) à l'interface entre le givre et la structure pour le modèle avec 1 mm de givre et un voltage de 140 V (a) sans plage modifiée (b) avec plage modifiée .....	169
Figure 112: Variation de l'impédance du modèle avec 6 mm de givre en fonction de la fréquence appliquée .....	250



Figure 113: Contrainte de cisaillement transversale XZ (N/m <sup>2</sup> ) à l'interface entre le givre et la structure pour le modèle avec 6 mm de givre et un voltage de 50 V (a) sans plage modifiée (b) avec plage modifiée .....	251
Figure 114: Variation de l'impédance du modèle avec 0.5 mm de givre en fonction de la fréquence appliquée.....	252
Figure 115: Contrainte de cisaillement transversale XZ (N/m <sup>2</sup> ) à l'interface entre le givre et la structure pour le modèle avec 0.5 mm de givre et un voltage de 50 V (a) sans plage modifiée (b) avec plage modifiée.....	253
Figure 116: Contrainte de cisaillement transversale XZ (N/m <sup>2</sup> ) à l'interface entre le givre et la structure pour le modèle avec 0.5 mm de givre et un voltage de 140 V (a) sans plage modifiée (b) avec plage modifiée.....	254



## **LISTE DES ABRÉVIATIONS, DES SIGLES ET DES ACRONYMES**

<b>GES</b>	Gas à effet de serre
<b>PZT</b>	Lead zirconate titanate
<b>RDV</b>	Rotor à diamètre variable
<b>CFD</b>	Computational fluid dynamics
<b>MiTE</b>	Miniature Trailing-Edge Effector, ‘Actionneurs minimales au bord de fuite’
<b>SVG</b>	Solid-Vortex Generator, ‘Générateurs de tourbillons solides’
<b>VGJ</b>	Vortex Generator Jet, ‘Jets générateurs de tourbillons’
<b>HiMVG</b>	High-frequency microvortex generator, ‘Générateurs de microvortex à haute fréquence’
<b>DBD</b>	Décharge à barrière diélectrique
<b>TD</b>	Tuned Damper, ‘Amortisseurs accordés’
<b>TMD</b>	Tuned Mass Damper, ‘Amortisseur à masse accordé’
<b>TLD</b>	Tuned Liquid Dampers, ‘Amortisseur à liquide accordé’
<b>TLCD</b>	Tuned Liquid Column Damper, ‘Amortisseur à colonnes à liquide accordé’
<b>MR</b>	Magnétorhéologique
<b>PTMD</b>	Pendulum Tuned Mass Damper, ‘Amortisseur à pendule à masse accordée’
<b>GFRP</b>	Glass Fiber Reinforced Polymer
<b>PID</b>	Proportional integral Derivative
<b>UQAR</b>	Université du Québec à Rimouski

<b>LQR</b>	Linear Quadratic Regulator
<b>LQG</b>	Linear Quadratic Gaussian
<b>GFRP</b>	Glass Fiber Reinforced Plastic
<b>PID</b>	Proportional Integral Derivative
<b>LTC</b>	Low temperature climate
<b>IC</b>	Icing climate
<b>CC</b>	Cold climate
<b>LWC</b>	Teneur en eau liquide ‘Liquid Water Content’
<b>MVD</b>	Dimension des gouttelettes ‘Median Volume Diameter
<b>PTFE</b>	Polytetrafluoroethylene
<b>GRP</b>	Glassfiber Reinforced Plastic
<b>PMN-PT</b>	Lead Magnesium Niobate-Lead Titanate
<b>PZN-PT</b>	Lead Zinc Niobate-Lead Titanate
<b>PVDF</b>	Polyvinylidene fluoride
<b>CC</b>	Courant Continu
<b>PID</b>	Proportional integral Derivative
<b>FFT</b>	Fast Fourier Transform
<b>AG</b>	Algorithme génétique
<b>CCTT</b>	Centre Collégial de Transfert de Technologie
<b>IMQ</b>	Institut Maritime de Québec
<b>IMAR</b>	Innovation Maritime
<b>FRQNT</b>	Fonds de recherche du Québec – Nature et technologies
<b>DSP</b>	Digital Signal Processor

**SH** Shear Horizontal

**CCCI** Coefficient de Concentration de la Contrainte de Cisaillement à l'Interface



## LISTE DES SYMBOLES

$\varepsilon$	Déformation (m / m)
$\sigma$	Contrainte (N / m <sup>2</sup> )
$E$	Champ électrique appliqué (V / m)
$\xi$	Permissivité (F / m)
$d$	Constantes de déformation piézoélectriques (m / V)
$S$	Coefficients de conformité (m <sup>2</sup> / N)
$D$	Déplacement électrique (C / m <sup>2</sup> )
$g$	Constantes piézoélectriques (m <sup>2</sup> / C)
$\beta$	Composante d'imperméabilité (m / F)
$E_b$	Module de Young de la poutre
$I_b$	Moment d'inertie de la poutre
$\rho_b$	Densité de la poutre
$A_b$	Section transversale de la poutre
$\omega$	Déflexion transversale de la poutre
$p_c$	Probabilité de crossover
$p_m$	Probabilité de mutation
$F_{x_1}$	Force appliquée par l'actionneur PZT en position x1
$c_b$	Coefficient d'amortissement de la poutre
$\delta$	Fonction de Dirac

$h_b$	Hauteur de la poutre
$h_a$	Hauteur de l'actionneur PZT
$h_s$	Hauteur du capteur PZT
$b_a$	Largeur de l'actionneur PZT
$b_s$	Largeur du capteur PZT
$b_b$	Largeur de la poutre
$b_{a\ eq}$	Largeur équivalente de l'actionneur PZT
$b_{s\ eq}$	Largeur équivalente du capteur PZT
$V_a$	Tension appliquée à l'actionneur
$I_{eq}$	Moment d'inertie équivalent de la poutre avec la paire actionneur/capteur PZT
$C$	Capacité du capteur PZT
$g_{31}$	Coefficient de tension piézoélectrique
$d_{31}$	Constante de déformation piézoélectrique
$C_{ijkl}$	Tenseur de raideur de la matière
$u_i$	Champ de déplacement de la particule dans la matière dans la direction $i$
$k$	Numéro d'onde
$c$	Vitesse de phase
$\alpha$	rapport entre le numéro d'onde dans la direction $x_3$ et le numéro d'onde dans la direction $x_1$
$\lambda_l$	Longueur d'onde de propagation
$f$	Fréquence de l'onde
$\lambda$	Paramètre de Lamé
$\mu$	Paramètre de Lamé
$\nu$	Coefficient de Poisson



$\vec{P}$  Vecteur de Poynting pour le flux de puissance

$\vec{v}$  Vecteur de vitesse de la particule



## INTRODUCTION GÉNÉRALE

### 1. CONTEXTE GENERAL DE L'ETUDE

La sensibilisation mondiale aux changements climatiques s'est intensifiée au cours de l'année dernière, avec des avancées politiques et des engagements de la part des principaux pays émetteurs de carbone. À compter de décembre 2020, 127 pays qui émettent 63% des gaz à effet de serre (GES) de la planète ont l'intention ou sont en train de s'engager à atteindre des émissions nulles de GES [1]. La tendance mondiale est de réduire les émissions de gaz à effet de serre et la pollution provenant de ressources non renouvelables (par exemple, les combustibles fossiles, l'énergie nucléaire, etc.), ce qui justifie l'augmentation des investissements dans les domaines des énergies renouvelables. Les sources d'énergie renouvelables couvrent aujourd'hui environ 10% de la demande mondiale et, selon les prévisions, cette proportion pourrait atteindre 60% d'ici 2050 [2]. L'énergie éolienne attire plus d'attention que les autres et est en transition rapide pour devenir une technologie entièrement commercialisée et non subventionnée. Elle rivalise avec succès sur le marché avec les énergies fossiles et nucléaires historiques lourdement subventionnées, avec une puissance totale de plus de 743 GW à la fin de 2020 [1], comme le montre la Figure 1.

Au Canada, le gouvernement fédéral s'est toujours engagé à éliminer progressivement l'énergie au charbon, respectant ainsi son obligation au titre de l'Accord de Paris. La « stratégie d'écologisation du gouvernement » déployée en décembre 2017 vise à réduire de 40% les émissions de gaz à effet de serre d'ici 2030. L'énergie éolienne a le potentiel pour jouer un rôle primordial avec 12 239 MW installés à la fin de 2017 [3].

Les éoliennes actuellement sur le marché ont une capacité allant jusqu'à 9,5 MW (éolienne MHI Vestas V164-9.5MW) et un diamètre de rotor allant jusqu'à 167 m (Éolienne

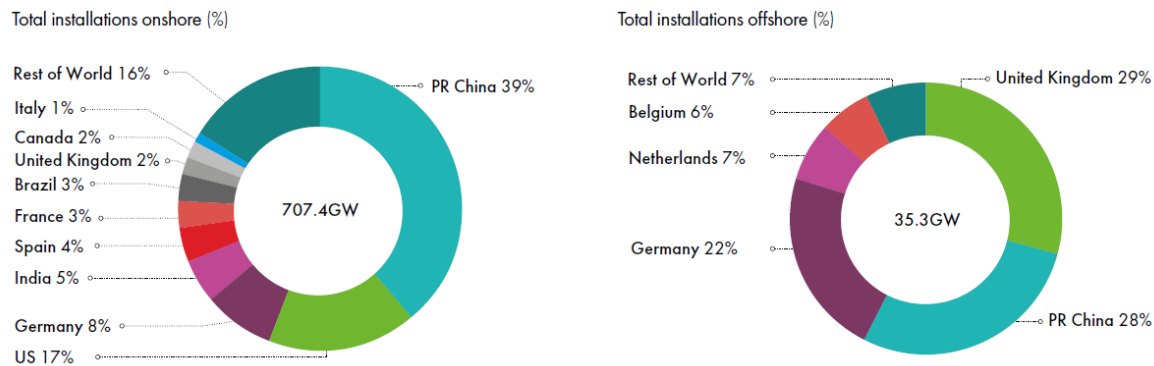


Figure 1. Répartition des installations totales d'éoliennes onshore et offshore dans les pays [1].

Siemens Gamesa SG 8.0-167 DD). En outre, l'entreprise chinoise MingYang Smart Energy a lancé une éolienne offshore de 16 MW avec un diamètre de rotor allant jusqu'à 242 m (MySE 16.0-242 offshore wind turbine). Cette éolienne sera commercialisée au cours au début de 2024 [4]. Cette évolution montre la croissance exponentielle de la taille des éoliennes, dépassant même les prévisions [5], comme le montre la Figure 2. Les études ont montré que plus l'éolienne est grande, plus l'énergie obtenue est verte et rentable [6]. Cependant, à mesure que les éoliennes deviennent plus grandes, les pales deviennent de plus en plus longues, et l'utilisation d'une conception plus mince et flexible devient inévitable. Et comme la longueur des pales étant liée à leur poids par la relation  $m \approx R^{2.3}$  [7], l'éolienne devient alors de plus en plus sujette à des charges et à des déviations plus importantes [8]. Ainsi, cela devient une contrainte énorme pour construire des pales plus grandes en raison du problème de vibration engendré, surtout dans les régions à climat froid qui se caractérisent par leurs conditions météorologiques favorisant la vibration.

D'autre part, les investisseurs en parcs éoliens sont davantage attirés par les régions à climat froid pour profiter d'une disponibilité et d'une fiabilité accrues des éoliennes en raison de la densité plus élevée du vent, des vitesses plus élevées enregistrées, et pour surmonter les

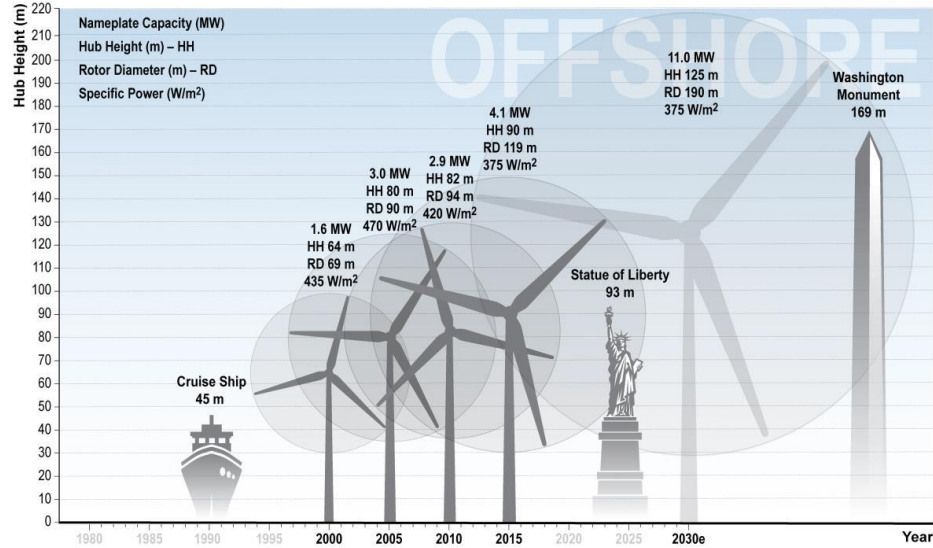


Figure 2: Croissance prévue de la taille des éoliennes offshore [5]

problèmes de voisinage et l'effet du bruit généré [9]. En fait, la puissance éolienne disponible dans un climat froid peut augmenter de plus de 10% en raison de l'augmentation de la densité de l'air à des températures plus basses [10]. En 2012, 69 GW d'énergie éolienne étaient placés dans un climat froid selon la mise à jour du marché mondial et il était prévu que cette énergie augmente de 10 GW/an de 2013 à 2017 [9]. Mais ce climat forme un obstacle majeur à cause de l'accumulation du givre et donne lieu à de nombreux problèmes qui peuvent arrêter la production d'énergie. Au Canada, une étude a été menée sur 23 parcs éoliens répartis dans les provinces pour une période de six ans, de mai 2010 à avril 2016. Cette étude a montré que les régions du Nouveau-Brunswick/Nouvelle-Écosse ont la plus grande perte d'énergie due aux événements de givrage (9,3%), tandis que l'Alberta/Manitoba connaît la plus faible (1,3%). En outre, l'Ontario, le Québec et l'Île-du-Prince-Édouard/Terre-Neuve ont des pertes de 4%, 3,1% et 5% respectivement [11].

## 2. PROBLEMATIQUE

Même si le climat froid représente une opportunité attrayante pour les investisseurs, il affecte les performances de l'éolienne, et plusieurs problèmes remontent à la surface. Le

premier problème à apparaître est la vibration des pales et le second est l'accumulation de glace sur la surface.

La vibration de l'éolienne est un phénomène complexe déclenché par plusieurs types de charges, comme expliqué dans [8] :

- La turbulence et l'instabilité du vent ;
- Cisaillement du vent ;
- Gravité ;
- Le sillage de la tour ;
- Déséquilibres de masse et aérodynamiques ;
- Effets de sillage.

La quantification de la contribution de chaque source sur les charges de fatigue totales révèle que plus de 65% des charges de fatigue dans le sens du battement « Flapwise direction » sont dues à la turbulence du vent, tandis que la gravité contribue à plus de 80% des charges de fatigue dans le sens latéral « Edgewise direction » [8]. Ces fatigues peuvent mener à une réduction de la durée de vie de l'éolienne et, éventuellement, à une défaillance structurelle. De plus, l'effet des conditions atmosphériques défavorables, ainsi que la rugosité de surface et du sillage sur la dégradation des pales a été étudié par Lee et al. dans [12], et il a été constaté que ces charges favorisent la fatigue de la pale. En outre, les vibrations de l'éolienne n'affectent pas seulement l'éolienne elle-même, mais aussi l'environnement et la structure du sable et du sol dont il l'entoure [13].

D'autre part, le givrage des pales affecte de nombreux aspects et provoque des problèmes majeurs tels que [14]:

- L'altération du profil aérodynamique de la pale dû à l'accumulation du givre ce qui peut réduire la puissance produite et provoquer un arrêt complet ; la perte de puissance peut atteindre 40% dans certains cas [15].

- L'accumulation du givre provoque un déséquilibre de masse entre les différentes pales, ce qui transforme le rotor en un balourd, et entraîne des vibrations des pales et des arbres de transmission, réduisant ainsi la durée de vie de l'éolienne [16].

- Les morceaux du givre projetés en raison de la forte accumulation peuvent constituer un problème de sécurité majeur pour les habitants ou les employés de la maintenance.

- Les conditions de givrage peuvent affecter les instruments de mesure et de contrôle tels que les anémomètres, les girouettes et les sondes de température, entraînant des erreurs de mesure importantes pouvant atteindre 30% [16].

### **3. OBJECTIFS :**

Ce projet vise à développer et à optimiser un système qui permet d'améliorer les performances des éoliennes dans des conditions favorisant simultanément la vibration des pales et l'accrétion de givre. Ce système est basé sur l'utilisation des matériaux piézoélectriques (PZT). Les objectifs principaux de ce projet sont :

- Établir un modèle d'équivalence entre la pale et une poutre, ce modèle a pour but de trouver les dimensions d'une poutre donnant des réponses vibratoires similaires à celles de la pale.
- Contrôler la vibration de la poutre équivalente à basse fréquence permettant d'atténuer les vibrations en tenant compte des premiers modes propres de la structure et en appliquant une tension adéquate aux actionneurs via une loi de contrôle approprié capable d'amortir le mouvement vibratoire.
- Contrôler le dégivrage de la poutre en appliquant une tension adéquate au bord des actionneurs pour générer des ondes ultrasonores ( $> 20$  kHz) conduisant à

des contraintes transversales à l'interface entre la structure et le givre capables de le décoller.

L'originalité du projet provient du fait que le système proposé, innovant et premier de son genre, traite deux problématiques importantes qui affectent l'efficacité opérationnelle des éoliennes. En outre, ce système permet de profiter des matériaux piézoélectriques pour accomplir deux tâches conjointement : le contrôle de vibration et le dégivrage, bénéficiant ainsi des avantages de ces matériaux dans les régimes à basse fréquence et à haute fréquence (faible puissance, temps de réponse rapide, maniabilité, etc.). De plus, dans ce sujet, un modèle d'équivalence entre une pale à section variable et une poutre a été développé pour faciliter l'implantation d'un modèle analytique complet du système. Par ailleurs, le modèle analytique développé pour le contrôle de vibration tient compte des limites physiques de l'actionneur PZT et de l'amortissement de la structure.

#### **4. METHODOLOGIE**

Ce projet est divisé en trois parties essentielles :

1. La première vise à étudier les différentes technologies de pointe dans le sujet, et elle est divisée en plusieurs sous-objectifs :
  - a. Effectuer une revue de littérature sur les vibrations des éoliennes et les systèmes de contrôle de ces vibrations.
  - b. Effectuer une revue de littérature sur le phénomène de givrage et les différents systèmes de dégivrage et d'antigivrage pour les éoliennes.
  - c. Choix des matériaux piézoélectriques comme solution pour le contrôle de vibration et le dégivrage des pales
2. La deuxième vise à analyser et à optimiser le système en mode de contrôle de vibration et elle est divisée en plusieurs sous-objectifs :



- a. Développement d'un modèle d'équivalence visant de trouver une poutre approximative ayant une réponse vibratoire semblable à celle d'une pale à section variable.
  - b. Développement d'un modèle analytique pour le système de contrôle de vibration pour la poutre équivalente équipé du système de contrôle de vibration (une paire d'actionneur/capteur PZT) avec un choix de la loi de contrôle.
  - c. Accomplir une optimisation pour l'emplacement de l'actionneur ainsi que les paramètres du contrôleur via l'algorithme génétique
  - d. Accomplir des tests expérimentaux pour valider l'efficacité des matériaux piézoélectriques dans le contrôle de vibration de la structure.
  - e. Appliquer notre méthode de contrôle de vibration sur d'autres structures pour valider son efficacité.
3. La troisième vise à analyser et à optimiser le système en mode dégivrage, ce qui se fera en plusieurs étapes :
- a. Développement d'un modèle analytique de la propagation des ondes dans une structure pour comprendre le phénomène, et présenter les différents types d'ondes générées.
  - b. Développement d'un contrôleur qui calcule la meilleure fréquence d'excitation des signaux appliqués aux actionneurs en fonction des données des capteurs.
  - c. Réalisation de simulations numériques avec un modèle numérique représentatif du système constitué d'une plaque rectangulaire avec des actionneurs PZT localisé sur la même position que celle pour le contrôle de vibration.

## 5. STRUCTURE DU MEMOIRE

Cette thèse est composée de six chapitres :

Le Chapitre 1 est dédié à la revue de littérature sur le phénomène de vibration des éoliennes et les différents systèmes utilisés pour le contrôle de vibration, ces systèmes sont classifiés en catégories selon leurs modes de fonctionnement, et une étude des différents avantages et inconvénients de ces systèmes est présentée.

Le chapitre 2 est dédié à la revue de littérature sur le phénomène de givrage des éoliennes comme les types de givres, les phases de givrages, les méthodes de détection du givre, et les systèmes de protection contre le givre. Ces derniers sont classifiés en catégories selon leurs modes de fonctionnement et une analyse des avantages et inconvénients de chaque système est présentée.

Le chapitre 3 traite les matériaux piézoélectriques : la théorie, les différents types de contrôle de vibration par matériaux PZT, les lois de contrôle, l'effet de la position des éléments PZT. De plus, ce chapitre présente un modèle d'équivalence entre la pale d'éolienne et une poutre ayant la même réponse vibratoire. Après, un modèle analytique complet du système a été développé et une optimisation du contrôle de vibration est présentée visant à optimiser le positionnement des éléments piézoélectriques et les paramètres du contrôleur utilisé.

Le chapitre 4 traite l'étude expérimentale qui a été faite pour valider le contrôle de vibrations par les éléments PZT, et les résultats montrent l'efficacité du système proposé dans le contrôle de vibration.

Le chapitre 5 présente une étude de cas où on a appliqué le contrôle de vibrations par matériaux piézoélectriques aux navires. Dans ce chapitre, une étude bibliographique du phénomène de vibration des navires est présentée comportant la classification des vibrations, les sources de vibrations des navires, les modes vibratoires et les solutions présentes pour

diminuer les vibrations. Un modèle numérique de notre concept a été développé et les résultats sont montrés.

Le chapitre 6 traite le développement d'un système de dégivrage des éoliennes avec des éléments PZT. Dans ce chapitre, un modèle analytique de la propagation des ondes dans la structure est montré, ainsi que les différents types d'ondes qui apparaissent dans la structure suite à une excitation appropriée par les matériaux piézoélectriques. De plus, le modèle numérique utilisé pour le dégivrage est présenté avec les résultats.

La conclusion générale fait une synthèse des résultats et ouvre des perspectives sur les suites possibles à donner au projet.



## **CHAPITRE 1**

### **ÉTAT DE L'ART : VIBRATION DES EOLIENNES**

Dans ce chapitre, le concept de vibration de l'éolienne est décortiqué, et les sources de ces vibrations sont présentées. Ensuite, les systèmes de contrôle des vibrations basés sur le contrôle avancé du pas des pales, la technique du diamètre variable du rotor, les méthodes basées sur le contrôle du flux, les amortisseurs harmonisés et les tendons actifs intégrés dans la structure des pales sont montrés l'un après l'autre, avec leurs avantages et inconvénients. Enfin, une solution assez récente pour le contrôle des vibrations des éoliennes, qui est basée sur l'utilisation d'un matériau piézoélectrique, est présentée en détail. Pour plus de détails, veuillez consulter l'article « *Review of vibration control methods for wind turbines* » publié dans la revue *Energies* (ANNEXE I).

#### **1.1 MISE EN CONTEXTE**

La structure de l'éolienne possède plusieurs degrés de liberté : la tour peut se plier dans les directions longitudinales et latérales, la nacelle et le rotor peuvent se déplacer et tourner respectivement en basculement (tilt) et en roulis, et la flexion de la pale peut se produire dans les directions du battement (hors plan du rotor) ou du bord (dans le plan du rotor) [17], comme le montre la Figure 3.

La vibration de l'éolienne est un phénomène très complexe et à couplages multiples. Plusieurs types de vibrations affectent l'éolienne. Néanmoins, les plus importantes sont celles de la pale qui contribuent et se propagent aux autres composants comme la chaîne de transmission mécanique et la tour. En fait, des charges multiples induisent les vibrations des pales [8] :

- La turbulence du vent ;

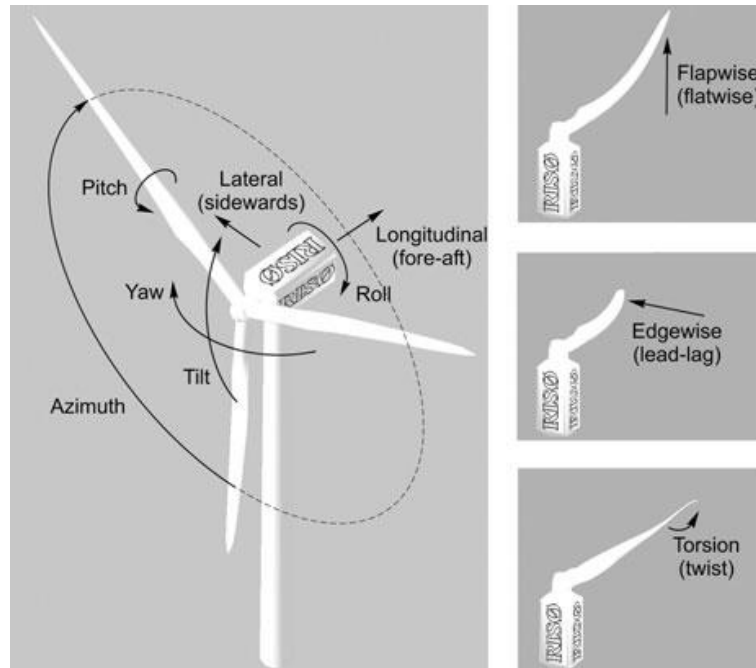


Figure 3: Les degrés de liberté de l'éolienne [17]

- Cisaillement du vent ;
- Gravité ;
- Ombre de la tour ;
- Déséquilibres de masse et aérodynamiques ;
- Effets de sillage.

Ces charges instables peuvent entraîner des résonances structurelles de la pale, des dommages par fatigue, une réduction de la durée de vie et contribuer à une éventuelle défaillance structurelle [8]. Rezaeiha et al. [8] ont quantifié la contribution relative de chacune des sources mentionnées ci-dessus sur les charges de fatigue totales. Ils ont montré que plus de 65% de la fatigue des volets résulte de la turbulence du vent, tandis que la gravité contribue à plus de 80% de la fatigue des bords.

Les vibrations de la tour proviennent du système couplé vent-rotor-tour, des vibrations de torsion de la transmission mécanique et de la rotation du rotor [18], résultant des charges mentionnées ci-dessus. En outre, l'effet des vagues sur les éoliennes offshores doit être pris en compte. Les vibrations des éoliennes peuvent représenter une menace pour l'environnement, les intérêts des communautés et des entreprises, et la terre elle-même [13].

## **1.2 SYSTEMES DE CONTROLE DE VIBRATION**

De nombreux systèmes de contrôle des vibrations sont décrits dans la littérature scientifique, dont beaucoup ont été adaptés à partir d'autres domaines comme l'aéronautique ou le génie civil pour s'adapter aux éoliennes.

Il existe des différences significatives entre les applications aéronautiques et les applications éoliennes : conditions de fonctionnement différentes, exigences de maintenance, taille et poids des pales. Bien que l'environnement instable soit similaire dans une certaine mesure, les éoliennes sont soumises à d'autres effets complexes tels que le cisaillement du vent, la turbulence, l'ombre de la tour et le sillage des éoliennes voisines. D'autre part, les charges agissant sur les pales d'hélicoptères (principalement en vol avant) sont périodiques en raison des fortes variations de l'angle d'attaque local et des vitesses relatives vues par les sections de pales pendant une révolution [19].

Les différents systèmes de contrôle de vibrations des éoliennes rencontrés dans la littérature appartiennent à six catégories principales en fonction de leur mode de fonctionnement :

- Contrôle avancé du pas des pales
- Rotor à diamètre variable
- Contrôle du débit aérodynamique
- Amortisseur de masse harmonisé

- Tendons actifs
- Matériaux piézoélectriques

### **1.2.1 Contrôle avancé du pas des pales (Advanced Blade Pitch Control)**

La plupart des éoliennes modernes utilisent la topologie à vitesse variable et la commande de pas collectif pour maximiser la production d'énergie dans les régimes au-delà de la vitesse nominale. De plus, des méthodes avancées de contrôle du pas des pales ont été analysées dans la littérature, qui permettent d'alléger les charges sur les pales comme:

- Contrôle du pas cyclique : un déphasage de  $120^\circ$  s'applique aux angles de pas des pales [20] et permet de réduire l'effet des charges de gravité.

- Une augmentation minimale de l'angle d'inclinaison des pales réduit les charges sur la tour dans la direction arrière causée par la turbulence du vent, comme proposé dans [18]. Cette méthode a été étudiée numériquement et a montré une bonne réduction des vibrations de la tour dans la direction arrière, avec un faible impact sur la puissance générée.

- Contrôle individuel du pas : cette méthode a été proposée par Bossanyi et al. [21] pour optimiser les performances de l'éolienne et pour réduire la charge. Elle consiste à contrôler individuellement l'angle de pas de chaque pale, en utilisant la mesure locale des pales. Bossanyi a validé l'idée et prouvé dans [22] qu'une réduction significative de la charge résultait de l'utilisation d'un contrôleur linéaire quadratique gaussien (LQG). La réduction de la charge de fatigue obtenue en utilisant un PC industriel a été quantifiée plus tard à 20-40% [23-25]. Un autre champ d'essai a démontré que la réduction de la charge du moment en pied de pale au-dessus de la vitesse nominale était de 20-25% [26]. D'autres recherches ont comparé cette méthode, où le contrôle est basé sur les mesures de l'écoulement (angle d'attaque et vitesse relative), avec les méthodes collectives et cycliques traditionnelles pour la réduction de la charge de fatigue et la puissance générée [27]. Les résultats montrent une réduction de 25% de la charge des battements et de 9% de la charge de l'arbre en utilisant



cette méthode, avec une petite réduction de la puissance de 0,2% sur 20 ans par rapport à 1,3% en utilisant la méthode cyclique.

### 1.2.2 Rotor à diamètre variable (Variable Rotor Diameter)

La méthode du rotor à diamètre variable (RDV) consiste à augmenter la longueur des pales pour capter plus d'énergie à basse vitesse du vent et à la réduire pour minimiser les charges dans les régimes à grande vitesse [20]. Deux conceptions différentes du RDV ont été proposées. La première, connue sous le nom de S-VADER (où « S » fait référence au glissement « Slide »), utilise une portion externe d'une pale qui peut se contracter/se rétracter de manière télescopique dans la pale principale [28], comme le montre la Figure 4. Le second, connu sous le nom de C-VADER, modifie la surface balayée du rotor en changeant la conicité de la pale [29].

Ce système est davantage conçu pour améliorer le coefficient de puissance que pour contrôler les vibrations. Il est confronté à des défis considérables pour les éoliennes de grandes dimensions : contrôle sophistiqué, poids accru et difficulté à maintenir l'efficacité aérodynamique de la pale [20].

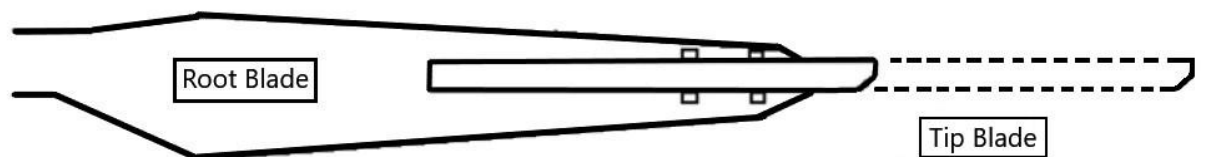


Figure 4: Illustration du système de rotor à diamètre variable 'S-VADER' [6]

### 1.2.3 Contrôle du flux aérodynamique (Flow Control)

Le contrôle du flux a été appliqué avec succès pour contrôler les charges des pales d'éoliennes, des ailes d'avions, des hélicoptères et des turbines à gaz. La plupart des dispositifs de contrôle du flux utilisent le concept de rotor intelligent qui implique des actionneurs et des capteurs distribués au long du rotor, et contrôlés par un microprocesseur.

Ce dernier recueille les données des capteurs et utilise les algorithmes de la loi de contrôle pour commander les actionneurs et adapter la réponse du système [30].

Les objectifs du contrôle de flux sont les suivants :

- D'empêcher ou de favoriser la séparation de l'écoulement en changeant la forme de profil et en modifiant le coefficient de portance, comme le montre la Figure 5 **Error! Reference source not found.**(a).

- Retarder/avancer la transition de l'écoulement de la laminaire au turbulent et inversement, comme le montre la Figure 5 **Error! Reference source not found.**(b), en variant la corde active de la pale et en modifiant ainsi le nombre de Reynolds.

- Supprimer/renforcer la turbulence, réduire/augmenter le mélange de l'écoulement dans la couche limite.

En conséquence, le contrôle de l'écoulement permet de réduire la traînée, d'augmenter la portance et le mélange de l'écoulement, et de contribuer à la réduction du bruit induit par l'écoulement [20].

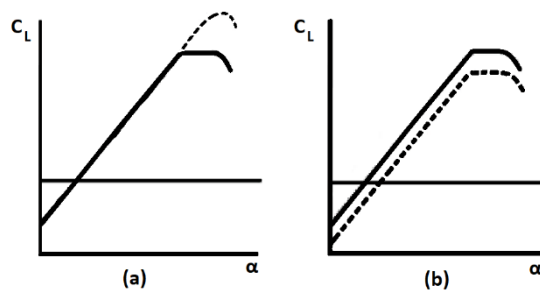


Figure 5: Effet des dispositifs de contrôle du flux aérodynamique sur la courbe de portance de l'aile. La ligne pleine représente le profil original ; la ligne pointillée représente un profil avec un dispositif (a): de décrochage aérodynamique (b): dispositifs de modification de la cambrure [31]

La plupart des systèmes de contrôle du flux aérodynamique proviennent de l'industrie aéronautique et ont été adaptés aux éoliennes. Les principaux systèmes de contrôle de l'écoulement seront présentés dans les prochaines sous-sections, avec une description de leur principe de fonctionnement, leurs avantages et inconvénients. Pour plus de détails, veuillez consulter l'article « *Review of vibration control methods for wind turbines* » publié dans la revue *Energies* (ANNEXE I).

### 1.2.3.1 Volets du bord de fuite (Trailing-Edge Flaps)

Le concept des volets du bord de fuite consiste à utiliser une petite surface mobile pour contrôler directement la portance de la pale. Le déploiement de cette surface du côté de la pression (extrados) augmente le coefficient de portance. À l'inverse, son déploiement du côté de l'aspiration (intrados) diminue le coefficient de portance [19, 20]. Cette technique s'inspire d'une technologie existante dans les applications aéronautiques et les hélicoptères [32]. Le premier hélicoptère dont les pales sont équipées de volets de bord de fuite à commande piézoélectrique (comme le montre la Figure 6) a été testé en taille réelle en 2005 et a démontré une réduction remarquable des vibrations en mode ouvert et fermé [33]. Ils existent plusieurs types de volets de bord de fuite :

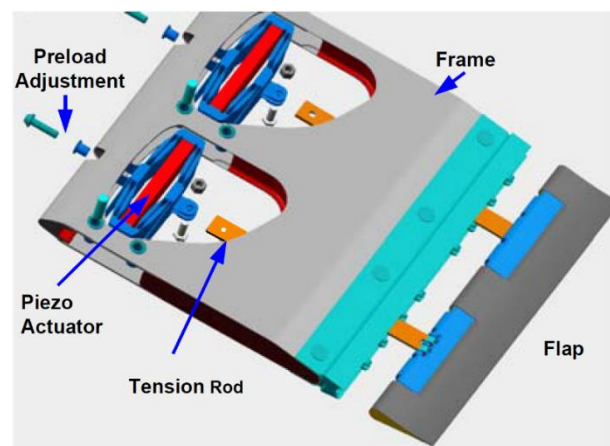


Figure 6: Pale d'hélicoptère avec de volets de bord de fuite à commande piézoélectrique [33]

- Volets de bord de fuite traditionnels : Également connus sous le nom d'ailerons (Figure 7), cette méthode a été utilisée dans le passé sur les pales d'éoliennes pour le freinage aérodynamique et le contrôle de la charge [31].
- Volets de bord de fuite non traditionnels : Il en existe différents types comme : les volets compacts comme le montre la Figure 6, les volets à géométrie adaptative comme le montre la Figure 8, et les ailes adaptables. Pour plus d'informations, voir l'ANNEXE I.

Les volets à géométrie adaptative ont été testés expérimentalement [34] et ont permis de réduire jusqu'à 90% de la charge. De plus, leur application à une éolienne Vestas V27 en grandeur réelle, comme le montre la Figure 9, a démontré une réduction apparente de la charge bien que seulement 5% de l'envergure des pales soit couverte par un volet de bord de fuite actif [35].



Figure 7: Pale d'éolienne avec un volet de bord de fuite traditionnel [31]

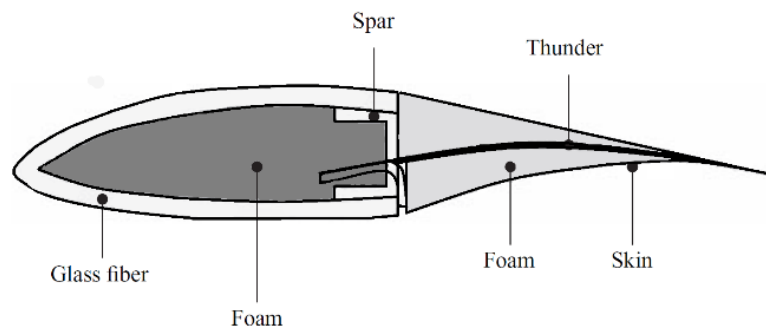


Figure 8: Schéma d'un volet de bord de fuite adaptatif [34]

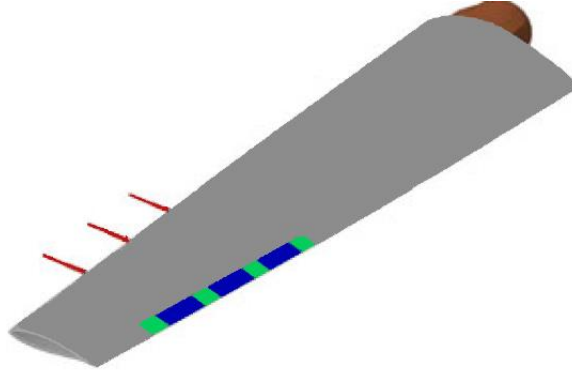


Figure 9: Illustration de la pale Vestas V27 équipée de volets de bord de fuite (en bleu) [35]

#### 1.2.3.2 Microvolets

Il s'agit de petits volets dont la hauteur est de l'ordre de l'épaisseur de la couche limite (1 à 2% de la corde), et qui peuvent pivoter de  $90^\circ$  dans les deux sens [20], comme le montre la Figure 10. Van Dam et al [36] ont mené des études de calcul sur l'effet aérodynamique transitoire des microvolets et des microtabs sur le coefficient de portance et de traînée. Ils ont conclu que les microvolets ont un temps de réponse légèrement plus rapide et une efficacité plus substantielle, avec une légère augmentation du délestage tourbillonnaire du corps émoussé [36]. Une étude ultérieure de Chow et al [37] a confirmé ces résultats.

Tous les types de volets précédents se sont avérés prometteurs pour l'amélioration de la portance avec une production minimale de traînée. Néanmoins, des études supplémentaires sont nécessaires pour évaluer le poids, la réponse dynamique et la puissance requise pour obtenir une réduction de la charge. D'un autre côté, ces systèmes présentent plusieurs inconvénients, notamment l'extensibilité à de grands modèles, la durabilité à long terme et la fiabilité des dispositifs de déploiement [20]. La complexité de l'installation des actionneurs soulève des difficultés, surtout qu'ils sont placés près de l'extrémité de la pale, avec une petite corde.

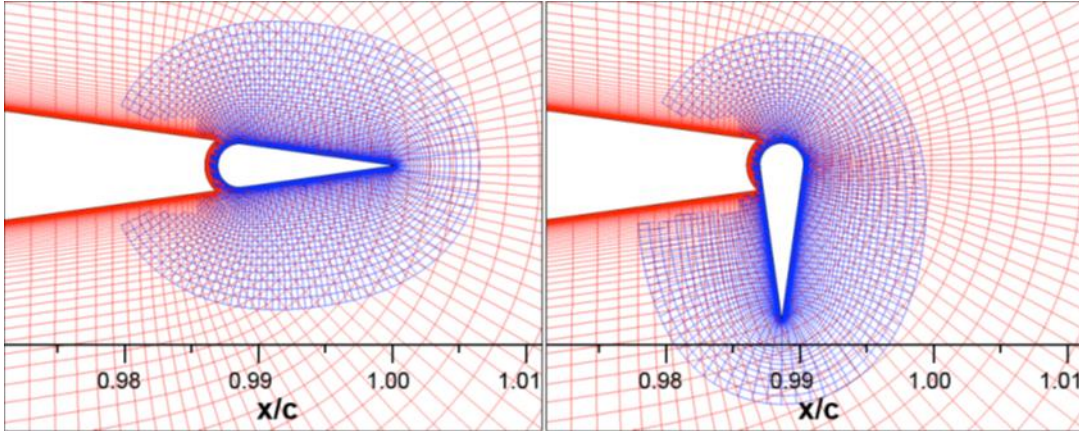


Figure 10: Schéma de la microvoilet en position rétractée (à gauche) et entièrement déployée (à droite) [36]

### 1.2.3.3 Microtabs

Il s'agit de petites languettes situées près du bord de fuite, comme le montre la Figure 11. Introduits par Yen et al. au début des années 2000 [38, 39], ils sont inspirés du volet de Gurney, présenté par Liebeck en 1978 comme une méthode pour augmenter la portance avec une pénalité de traînée abordable si le volet est de l'ordre de 1-2% de la corde. Comme pour les volets de bord de fuite, le déploiement du tab perpendiculaire au profil sur la surface de pression augmente la portance, tandis que son utilisation sur la surface de succion la réduit [20]. Ainsi, le contrôle de la position du tab permet de réduire les vibrations du profil.

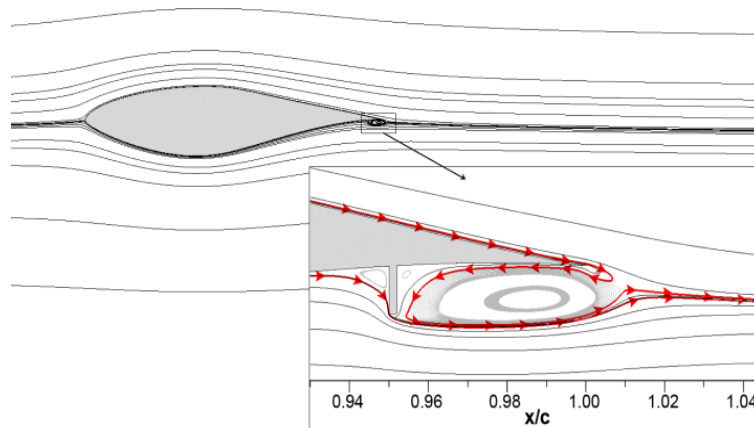


Figure 11: Schéma des microtabs situés à 95% de la corde [40]

La hauteur et la position optimales du tab, étudiées dans [38], étaient de l'ordre de 1% de la corde située à  $x/c=95\%$  sur la surface inférieure de l'aile. La portance résultante augmente de 30-50%, à la fois dans les essais numériques et expérimentaux, avec une traînée limitée. Plusieurs études, allant des simulations CFD aux expériences en soufflerie, ont démontré l'efficacité de ces tabs en régime statique et dynamique [39]. Chow et al. [40] ont étudié l'efficacité d'un tel système en régime transitoire, avec un changement modéré de l'angle d'attaque et un temps de déploiement variable. Mayda et al. [41] ont étudié l'effet des espaces entre les tabs sur l'allègement de la charge aérodynamique en utilisant un modèle numérique 3D. Ils ont conclu que l'ajout d'espaces réduit la traînée induite par le tab plein et assure un compromis entre la portance et la traînée.

Les caractéristiques attrayantes de cette méthode comprennent [20, 42] : la petite taille, l'activation rapide, la simplicité mécanique, les faibles besoins en énergie et la courte distance de déploiement linéaire perpendiculaire, qui induit de petites forces pour un changement donné de la portance sectionnelle.

D'autre part, l'utilisation de microtabs pour les éoliennes peut entraîner la production de bruit [43], des fuites d'air générant des bruits aéroacoustiques, une vulnérabilité à l'humidité et à la saleté [42]. Un autre problème est la complexité de l'installation en raison de l'espace limité à l'intérieur de la position arrière des pales [20, 42].

#### 1.2.3.4 Actionneurs miniature au bord de fuite (Miniature Trailing-Edge Effectors-MiTEs)

Les MiTE, dont le principe est similaire à celui des microtabs, sont de petits dispositifs de bord de fuite, d'une hauteur d'environ 1 à 5% de la corde et d'une largeur inférieure à cinq fois leur hauteur [44], comme le montre la Figure 12. Ils contribuent à produire une région d'écoulement séparé directement en amont du volet, et modifient ainsi la condition Kutta de l'écoulement [20]. Leur conception avec un système d'activation approprié, comme proposé dans [45], donne trois possibilités de contrôle : positif (volets du côté de la pression), négatif (volets du côté de l'aspiration) et neutre (volets en position neutre).

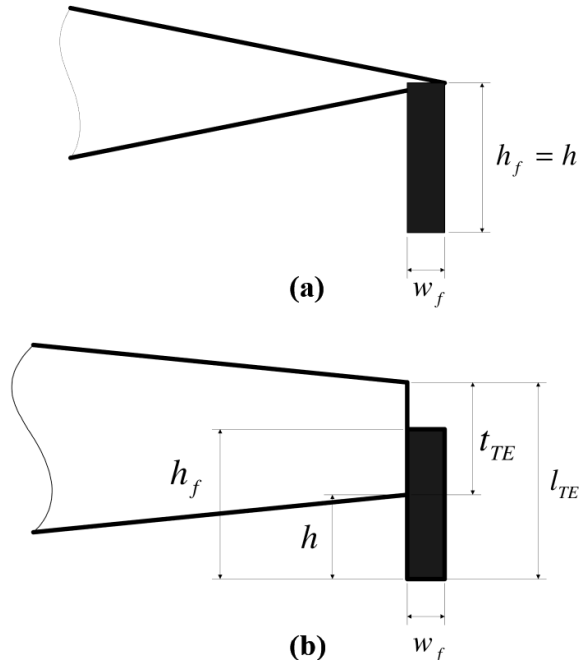


Figure 12: Géométrie des MiTEs fixées au bord de fuite (a) aigu et (b) émoussé [46]

Ce système a été conçu à l'origine pour des applications aéronautiques. La réponse aérodynamique en régime permanent de ces effecteurs a été étudiée à l'aide d'une analyse computationnelle 2D [46], de simulations CFD et d'une soufflerie pour les avions [47], les hélicoptères [48], et les véhicules aériens [49].

Les caractéristiques attrayantes d'un tel système sont les suivantes :

- La petite taille et la faible inertie des effecteurs qui leur permettent de fonctionner à des fréquences très élevées avec des charges d'actionneurs très faibles [48].
- Un grand nombre de ces effecteurs rend le système tolérant aux pannes et peut être fabriqué à faible coût puisque les dispositifs sont numériques, ce qui élimine le besoin de servoactionneurs coûteux, précis et à haute fréquence [47].
- Il n'est pas nécessaire de prévoir des fentes dans la construction de la pale en raison de l'emplacement de ces effecteurs à l'arrière [20].



Cependant, ce système nécessite un bord de fuite émoussé obligatoire, ce qui diminue les performances de l'éolienne lorsque le système n'est pas activé et augmente le bruit dans la région de l'extrémité [20].

#### 1.2.3.5 Jets synthétiques

Le flux acoustique qui est une des méthodes permettant de contrôler la séparation de l'écoulement a été étudié et conçu initialement pour les profils aérodynamiques. Elle utilise une cavité acoustique immergée dans l'aile pour exciter la couche limite à travers un petit orifice rectangulaire placé près du bord d'attaque [50]. L'application de cette méthode a permis de retarder la séparation de l'écoulement à différents angles d'attaque et nombres de Reynolds, comme le montrent les simulations en 2D et les essais en soufflerie [50-53]. Une autre approche consiste à considérer une frontière ou un diaphragme oscillant avec une fréquence d'actionnement appropriée [54], comme le montre la Figure 13. Cette méthode est un flux de masse net nul, c'est-à-dire qu'elle peut transférer de la quantité de mouvement à

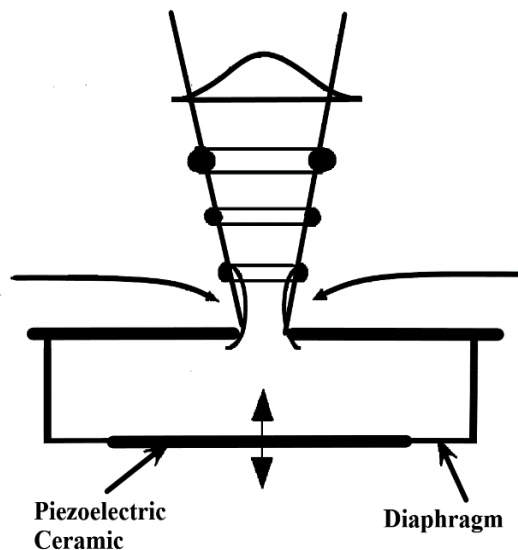


Figure 13: Vue latérale schématique d'un actionneur à jet synthétique [55]

l'écoulement sans injection de masse nette à travers la frontière de l'écoulement [56]. Les jets interagissent avec l'écoulement dans la couche limite en déplaçant les lignes de courant et en entraînant une modification de la forme aérodynamique des corps émoussés [20].

Les essais en soufflerie sur une petite pale (Figure 14) montrent que l'écoulement a été entièrement ou partiellement rattaché, selon l'angle d'attaque et le nombre de Reynolds, réduisant ainsi les vibrations [57]. De plus, ce système est testé dans [58] sur une poutre en utilisant trois jeux d'actionneurs pour 14 jets synthétiques répartis en trois groupes : un près de l'emplanture, un au milieu et un à l'extrémité. Les tests en soufflerie ont été effectués sur une gamme d'angles d'attaque et de nombre de Reynolds, et ont montré que l'actionnement près de la pointe avait le plus d'influence pour le rattachement du flux et l'atténuation des vibrations.

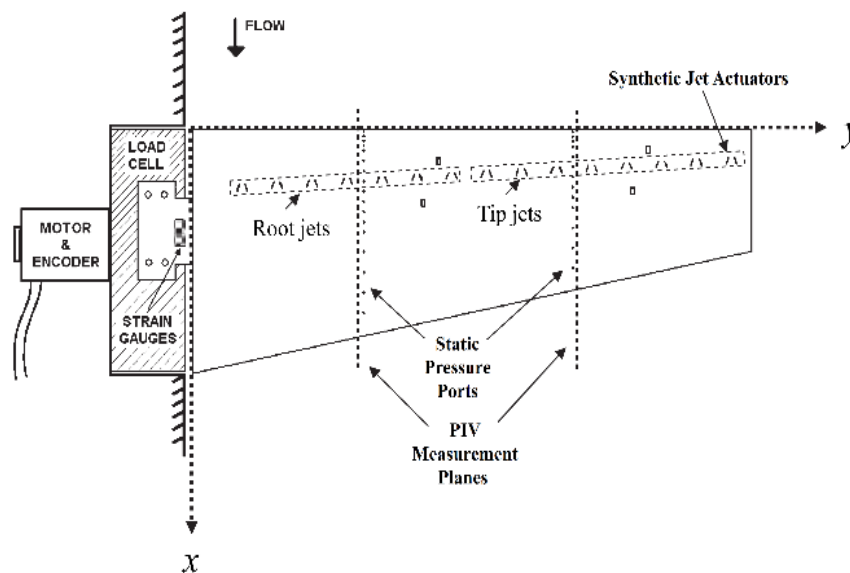


Figure 14: Schéma du montage et de la configuration des jets synthétiques pour le modèle de la pale d'éolienne [57]

Van Dam et al. [20] ont détaillé les avantages et les inconvénients d'un tel système. Il peut être facilement intégré dans la surface aérodynamique, a un poids réduit et nécessite une puissance minimale, car de petits actionneurs seulement sont nécessaires. De plus, l'emplacement des jets à environ 20% de la corde, légèrement éloigné du bord d'attaque,

diminue les problèmes causés par les modifications du profil aérodynamique. D'autre part, les cavités des jets peuvent interférer avec les schémas d'écoulement du flux libre lorsque le dispositif est inactif, entraînant ainsi une réduction du bruit et des performances. En outre, la saleté et la glace peuvent obstruer la cavité.

#### 1.2.3.6 Générateurs de tourbillons

Il existe trois types de générateurs de tourbillons :

- les générateurs de tourbillons solides (SVG): Il s'agit de pièces solides de géométrie spécifique montées sur la surface de l'aile près du bord d'attaque, comme le montre la Figure 15 [59-63].
- Jets générateurs de tourbillons (VGJ) : Ce sont de petits jets qui soufflent à travers des trous dans la surface de l'aile (comme le montre la Figure 16). Ils génèrent des tourbillons longitudinaux dans la couche limite, ce qui augmente le mélange transversal de la quantité de mouvement dans le sens du courant, et retarde ainsi le décrochage [64].

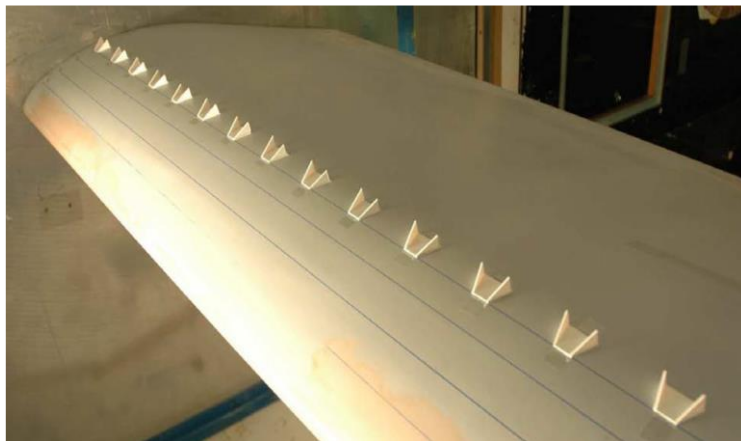


Figure 15: Configuration du générateur de tourbillons solide monté sur la surface à 20% du bord de fuite [65]

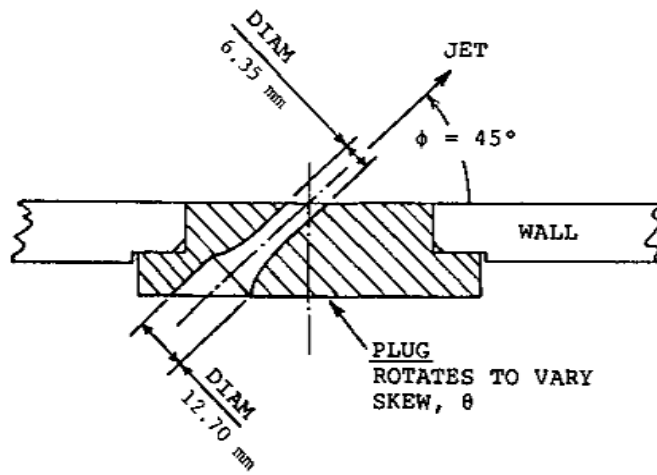


Figure 16: Schéma du jet générateur de vortex greffé dans la surface [67]

- Générateurs de microvortex à haute fréquence (HiMVG) : Ces dispositifs sont des générateurs de tourbillons (VGs) à profil bas, à l'échelle de la couche limite [66]. Il s'agit de petites lamelles actives solides de géométrie spécifique, encastrées dans la surface de l'aile et activées par un actionneur pour se déployer et se rétracter à grande vitesse, comme le montre la Figure 17 [59].

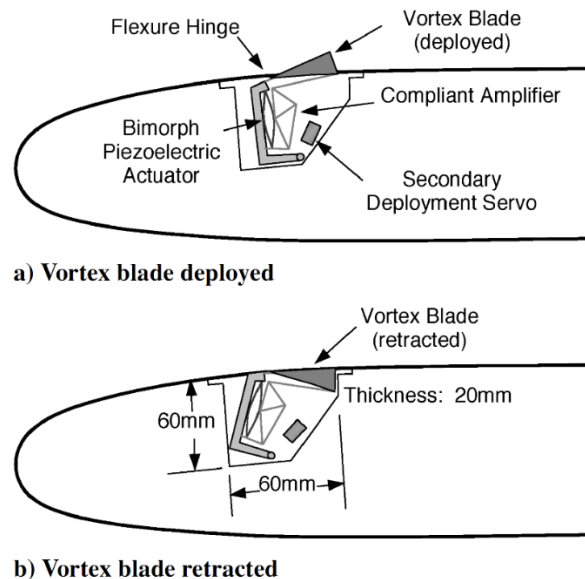


Figure 17: Schéma d'un générateur de microvortex à haute fréquence [59]

Les générateurs de tourbillons solides présentent les avantages de la petite taille, du faible coût, de la simplicité et de la rugosité [67]. Le principal inconvénient du dispositif fixe est qu'il ne peut pas fournir un contrôle actif des vibrations, sa principale fonction étant de retarder le décrochage [20]. De plus, ils ajoutent une traînée parasite lorsque la suppression du décrochage n'est pas nécessaire [67]. Les VG actifs évitent ces inconvénients, car ils se rétractent et se déploient en fonction des conditions d'écoulement. Par contre, les VG actifs augmentent la complexité, le coût et les emplacements nécessaires pour installer ces dispositifs qui génèrent du bruit [20].

Les microgénérateurs de vortex à haute fréquence présentent de nombreux avantages, tels que leur petite taille, leur légèreté, leur contrôlabilité et leur facilité d'installation, sans qu'il soit nécessaire d'installer des conduites d'air comprimé dans la pale. D'un autre côté, la génération de bruit et la réduction des performances sont une préoccupation, car une fente est nécessaire pour placer ces dispositifs [20].

#### 1.2.3.7 Actionneurs à plasma

Les actionneurs à plasma ont reçu une grande attention au cours des 20 dernières années comme méthode de contrôle du flux, par la manipulation du vent ionique créé par l'application d'une tension entre des électrodes [68]. Ce système est constitué d'au moins deux électrodes intégrées à la surface de l'aile, comme le montre la Figure 18, auxquelles est appliquée une haute tension [69]. Lorsque la tension est appliquée, les ions se repoussent du voisinage de l'électrode à haute tension [70], créant ainsi le vent dit électrique qui apparaît bleu, qui change l'écoulement de la couche limite et retarde la séparation [20]. Ce système a vu le jour en 1950, mais depuis 2000, plusieurs équipes scientifiques travaillent sur ce sujet dans le monde entier [69]. Il existe quatre configurations différentes pour les actionneurs plasma, comme l'explique Moreau *et al.* [69]:

- La décharge corona
- Décharge à barrière diélectrique (DBD)

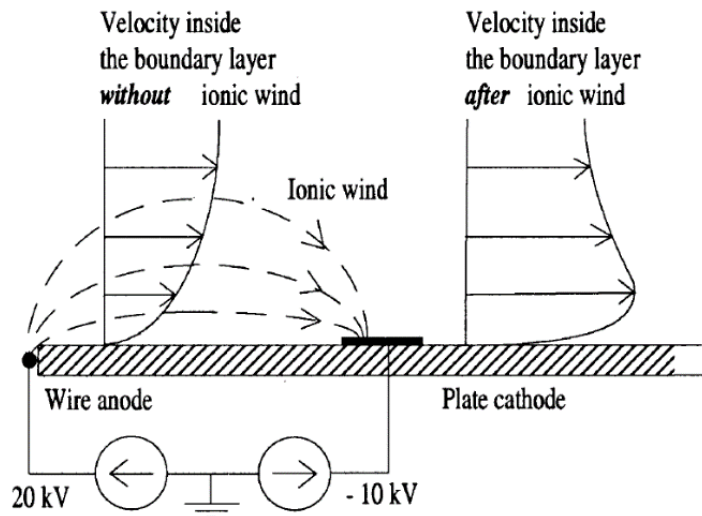


Figure 18: Vue schématique de l'actionneur à décharge corona avec visualisation de l'impact du vent ionique sur l'écoulement de la couche limite. [77].

- Décharge glissante

- Jet de paroi

Les performances des actionneurs Corona et DBD dépendent de multiples paramètres comme le diamètre des électrodes, la nature de la surface isolante entre les électrodes [71], l'épaisseur du diélectrique, la forme d'onde de la tension [72-74], l'espace entre les électrodes [71, 74], la fréquence d'excitation [73-75], et la vitesse de balayage de la tension [72]. Ceci rend cette technologie très difficile à concevoir. De plus, le système de décharge corona en particulier, présente des problèmes spécifiques en raison de sa dépendance à l'égard de plusieurs facteurs, tels que la propreté des surfaces et l'humidité de l'air. En outre, il présente des problèmes de stabilité en raison du risque d'arc électrique perturbateur [76].

#### 1.2.3.8 Torsion active

Ce dispositif fonctionne en tordant la totalité de la pale ou la partie extérieure sur son étendue. En conséquence, l'angle d'attaque change tout au long de la pale, les changements les plus importants se produisant à l'extrémité. Ce concept utilise un couplage flexion-torsion ou tension-torsion contrôlé activement, et est actionné par un matériau composite à fibres

anisotropes intégré [19]. Cette méthode a été appliquée aux éoliennes par Karaolis *et al.* [78] en utilisant des couches biaisées dans le revêtement de la pale pour obtenir une torsion de la pale. Les simulations analytiques montrent une réduction significative des dommages dus à la fatigue, jusqu'à 80%, en utilisant cette méthode [78].

Les défis associés à ce concept sont la lenteur de la réponse due à une inertie relativement importante et la puissance élevée requise [35]. De plus, l'efficacité aérodynamique diminue en raison de l'altération du profil aérodynamique optimal de la pale. L'actionneur et les exigences de fabrication augmentent le coût et réduisent la rigidité de la pale [20].

#### 1.2.3.9 Profil aérodynamique à géométrie variable

Ce système fonctionne en modifiant physiquement la forme d'un profil aérodynamique. Le matériau piézoélectrique intégré à la surface supérieure [19, 20, 32] se déploie et se rétracte rapidement pour ajuster la cambrure du profil, comme le montre la Figure 19. De plus, le déploiement génère des tourbillons qui retardent la séparation.

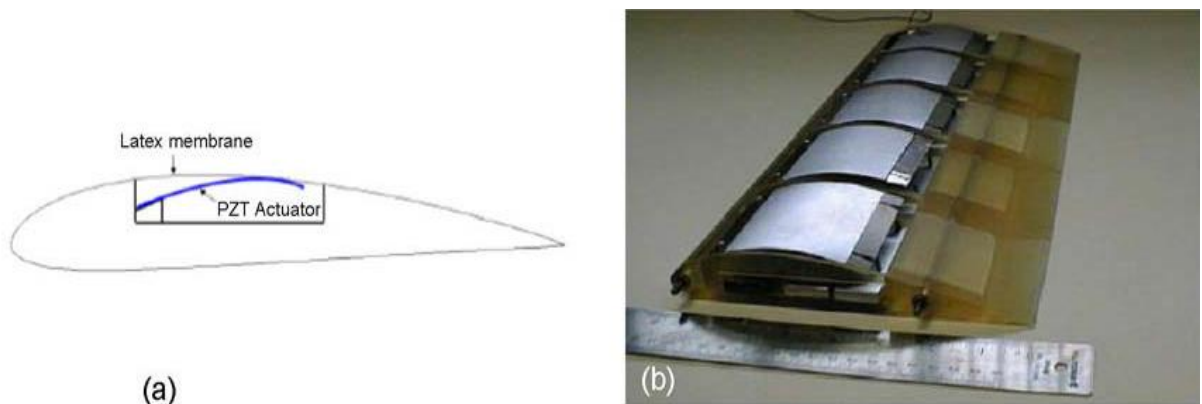


Figure 19: Schéma (a) et modèle (b) de l'aile à profil aérodynamique à géométrie variable [79]

Des études numériques et expérimentales ont évalué le potentiel de cette technique. Cette méthode présente une zone de déploiement lisse. De plus, les problèmes liés à la production de bruit et à la réduction des performances due à l'accumulation de saletés sont minimes.

L'obstacle le plus important de ce concept est que le matériau piézoélectrique couvre une grande partie de la corde.

#### 1.2.3.10 Paroi flexible active

Le système détecte le début de la séparation de la couche limite et génère des perturbations mineures dans la couche limite le long du bord d'attaque. Le dispositif est constitué d'un réseau de transducteurs montés à l'intérieur d'un boîtier flexible composé d'une paroi intérieure et d'une paroi extérieure (Figure 20). Cette unité peut fonctionner en deux modes: le mode capteur et le mode actionneur. Le système détecte l'apparition de la séparation de l'écoulement en mode capteur, puis le mode actionneur induit une vibration de la paroi extérieure pour réduire la séparation de la couche limite [80].

Ce système peut être ajouté à des pales existantes sans modifications importantes, a de faibles besoins en énergie, n'affecte pas l'écoulement en raison de la surface extérieure lisse, et peut fonctionner à la fois en mode capteur et en mode actionneur. En revanche, l'emplacement près du bord d'attaque peut poser des problèmes si le dispositif est souillé ou endommagé [20].

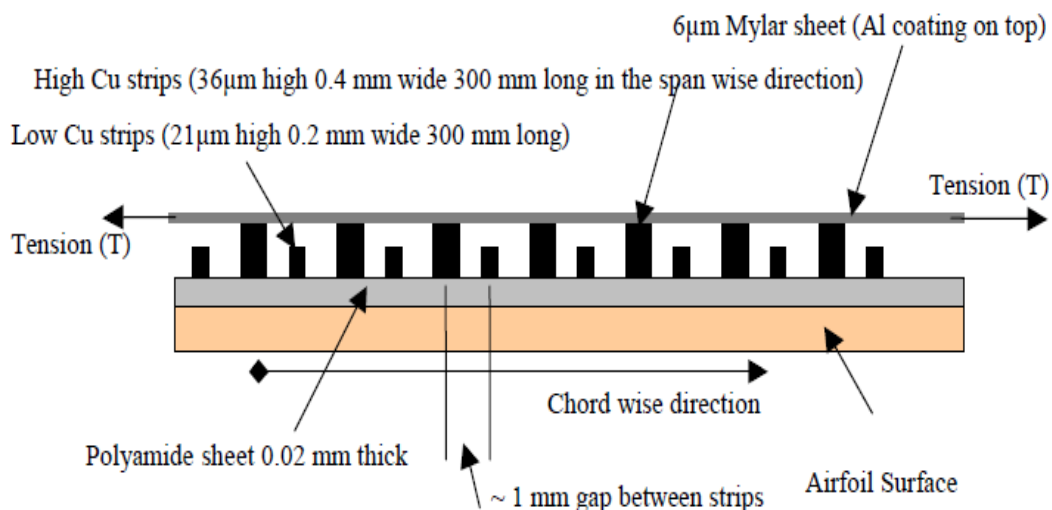


Figure 20: Schéma d'un dispositif à paroi flexible active [82]



#### 1.2.4 Amortisseurs accordés (Tuned Dampers « TD » )

Les amortisseurs accordés sont des dispositifs fixés aux structures pour réduire l'amplitude des vibrations mécaniques, en dissipant l'énergie. Ces amortisseurs agissent dans la structure comme des dispositifs passifs, actifs ou semi-actifs [81]. Les méthodes précédentes de contrôle des vibrations ne fonctionnent que sur la pale elle-même, soit directement (en intervenant sur la réponse mécanique de la pale), soit indirectement (en modifiant la performance aérodynamique qui affecte la réponse vibratoire globale de la pale).

Les amortisseurs accordés contrôlent les vibrations de l'éolienne en agissant directement soit sur la pale elle-même, soit sur la tour, soit sur la nacelle. Il existe plusieurs types d'amortisseurs accordés mis en évidence dans la littérature, tels que :

- Amortisseur à masse accordée (Tuned mass damper 'TMD')
- Amortisseur liquide accordé (Tuned liquid damper 'TLD')
- Amortisseur à fluide contrôlable
- Amortisseur accordé à billes
- Système de pendule

##### 1.2.4.1 Amortisseur à masse accordée

L'amortisseur à masse accordée standard consiste à attacher une masse auxiliaire à la structure principale à l'aide de ressorts et des amortisseurs, comme le montre la Figure 21. En général, ce système est installé sur la tour, la nacelle ou les pales.

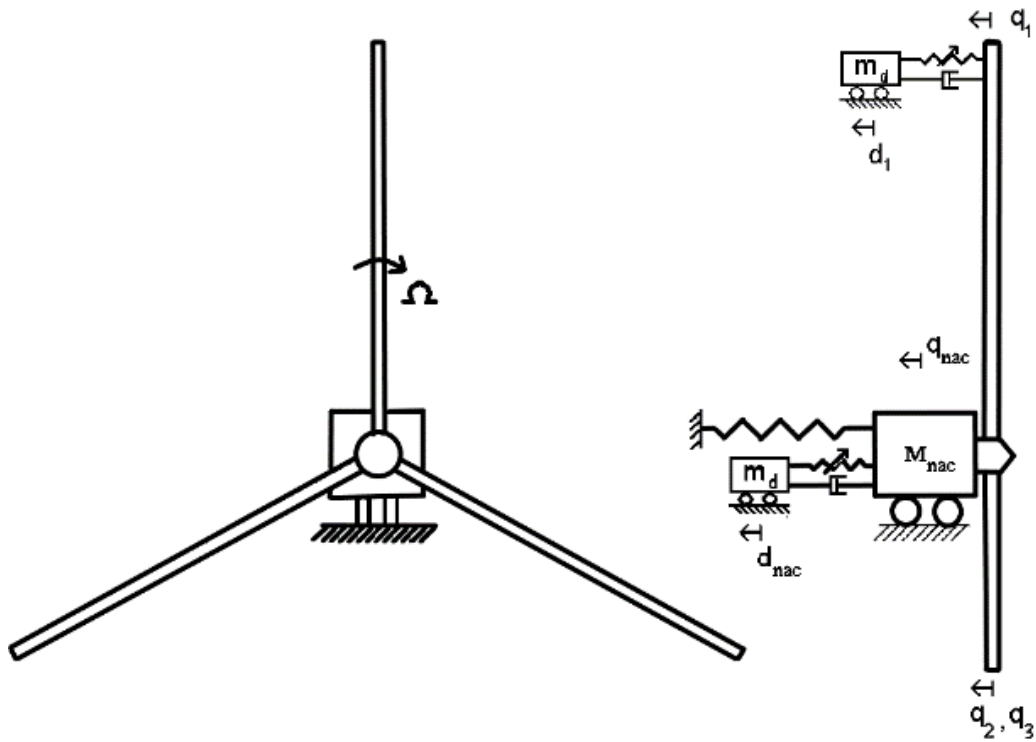


Figure 21: Schéma d'une TMD typique pour la vibration du tour/pale [92]

Un système passif possède des caractéristiques prédéterminées pour les ressorts et les amortisseurs. Ce sont les dispositifs les plus simples, car ils n'ont pas besoin d'énergie externe pour fonctionner [83]. Un dispositif semi-actif ajuste ces caractéristiques dans le temps, en fonction de la fréquence. Ils offrent plus de flexibilité et de contrôlabilité que le simple TMD passif, mais nécessitent une énergie externe pour fonctionner. Le contrôle actif consiste uniquement en une masse et un actionneur, qui joue le rôle de forces de restauration et d'amortissement agissant sur la masse [83]. Ce système est le plus complexe par rapport aux autres [84].

La raideur du ressort, la masse et le rapport d'amortissement de l'amortisseur déterminent la fréquence naturelle de l'amortisseur à masse accordée. Les paramètres ajustés permettent à la masse auxiliaire d'osciller avec un déphasage par rapport au mouvement de la structure.

Fitzgerald et al. [85] ont proposé un nouveau concept pour le contrôle actif des vibrations dans le plan des pales, en attachant un câble à l'amortisseur de masse active accordé d'un bout et à l'extrémité de la pale de l'autre, comme le montre la Figure 22. L'étude a montré que cette méthode est réalisable pour le contrôle des vibrations dans le plan à des charges turbulentes élevées.

Les amortisseurs à masse accordée ont démontré leur fiabilité, leur robustesse et leur efficacité dans les différentes applications. Cependant, ils nécessitent encore des tests expérimentaux supplémentaires avant d'être utilisés à grande échelle pour le contrôle des vibrations des éoliennes. De plus, la masse considérable de ce système est une source de préoccupation importante, vu qu'elle ajoute une charge supplémentaire sur l'ensemble de la structure, augmente la fatigue et réduit la durée de vie de l'éolienne.

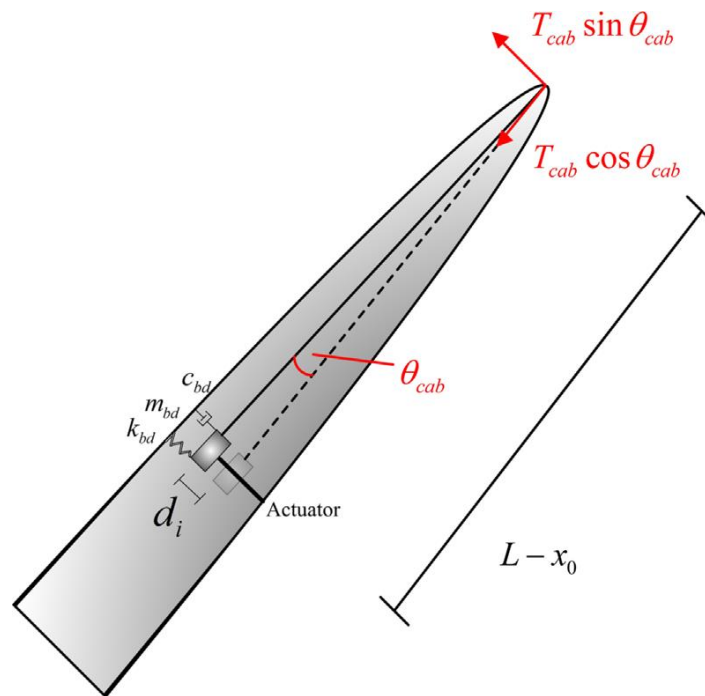


Figure 22: Schéma de l'amortisseur actif à masse accordée auquel est fixé un câble pour les vibrations dans le plan. [85]

#### 1.2.4.2 Amortisseur liquide accordé (TLD)

Cette méthode a pour origine des applications de génie civil pour le contrôle des vibrations des immeubles de grande hauteur [86]. Elle consiste à compenser l'effet des forces externes appliquées à la structure en utilisant un récipient partiellement rempli d'un fluide qui agit comme un amortisseur de masse [87]. Ainsi, l'énergie vibratoire de la structure est dissipée premièrement par la force de rappel gravitationnelle agissant sur le liquide déplacé [88], et deuxièmement par la perte de charge du liquide passant par de petits orifices ouverts au centre de la section transversale du tube, comme le montre la Figure 23 [88, 89].

Il existe plusieurs formes pour le conteneur de l'amortisseur liquide accordé (TLD) :

- Amortisseur de forme U
- Amortisseur de forme rectangulaire
- Amortisseur de forme sphérique
- Amortisseur en forme de tube croisé

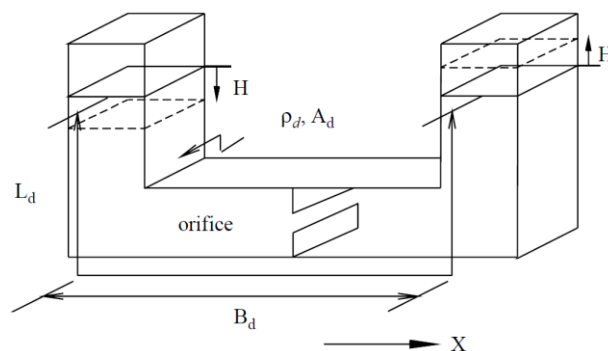


Figure 23: Schéma du dispositif d'amortisseur à colonnes de liquide accordé [89]

Les amortisseurs liquides accordés ont montré leurs efficacités, avec une plus grande efficacité pour les amortisseurs à colonnes de liquide accordé (Figure 23) en raison de l'amortissement supplémentaire ajouté par la présence de l'orifice. Ils peuvent dissiper des excitations de très faible amplitude, contrairement aux amortisseurs de masse accordés [90-

94]. De plus, ils sont fiables et robustes sur une large plage de niveaux d'excitation [88], faciles à installer, avec de faibles coûts initiaux et de maintenance, et n'ont pas besoin de surmonter des charges de glissement élevées comme les TMD [95]. Cependant, il y a des inconvénients - la masse importante du système (1-2%) [88], la bande de fréquence couverte réduite puisque le dispositif est adapté à la fréquence naturelle du système. En outre, la position de ces actionneurs dans les pales doit être étudiée de plus près. D'autres tests expérimentaux sont nécessaires pour valider la grande quantité de simulations numériques.

#### 1.2.4.3 Amortisseur à fluide contrôlable

Les amortisseurs à liquide contrôlable sont des systèmes de contrôle semi-actif qui utilisent un fluide magnétorhéologique (MR), comme le montre la Figure 24, ou électrorhéologique.

Les amortisseurs à fluide magnétorhéologique (MR) utilisent un fluide spécifique caractérisé par la présence d'une forte concentration de particules magnétiques douces dans un support non magnétique [96]. Les amortisseurs à fluide électrorhéologique sont équipés de bobinages électriques pour générer un champ magnétique, modifiant la viscosité apparente du fluide [97].

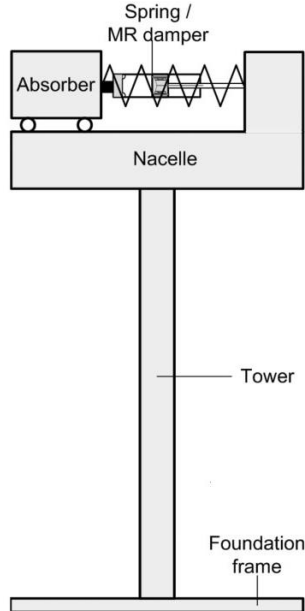


Figure 24: Schéma d'un amortisseur à fluide magnétorhéologique (MR) assimilé à la nacelle de l'éolienne [97]

Les principaux avantages de ce système sont la rapidité de réponse, une large gamme de forces de résistance, la robustesse due au fait que le fluide est moins sensible aux changements de température et les faibles besoins en énergie [98]. De plus, cet amortisseur est fiable et à sécurité intégrée [99]. D'autre part, sa masse peut atteindre jusqu'à 8,8% du système total [97], et il nécessite un espace massif dans la nacelle, comme dans [100] (18m de longueur de liquide). De plus, il est difficile de l'appliquer à la pale. Cependant, Chen et al. [101] ont proposé un modèle mathématique consistant en un amortisseur magnétorhéologique appliqué à la pale. L'amortisseur contrôle la vibration latérale de l'éolienne, mais il n'y a pas de tests expérimentaux pour prouver la faisabilité du dispositif proposé.

#### 1.2.4.4 Amortisseur à billes harmonisé

Chen *et al.* [102] ont proposé des amortisseurs à billes roulantes harmonisés qui utilisent plusieurs billes d'acier roulant dans un récipient sphérique, monté au sommet de l'éolienne, comme sur la Figure 25. Le modèle analytique et la validation expérimentale ont démontré que l'utilisation de trois billes dans chaque couche pouvait réduire efficacement les vibrations du système.

Zhang *et al.* [103] ont proposé une méthode pour atténuer les vibrations de bord des pales d'éoliennes en utilisant un amortisseur à billes. Il se compose d'une bille, d'un cylindre ou d'un volant d'inertie avec deux petites roues, placées sur des rails, pour guider son mouvement. Le système se place dans la pale à une distance de  $2/3$  du rotor. Les caractéristiques de l'amortisseur comme la masse, la fréquence naturelle, le coefficient de friction de roulement et la position de montage ont été optimisées pour réduire les vibrations. Les calculs analytiques ont montré que le système pouvait réduire l'écart-type du déplacement de la pointe dans le sens du bord jusqu'à 28,26%.

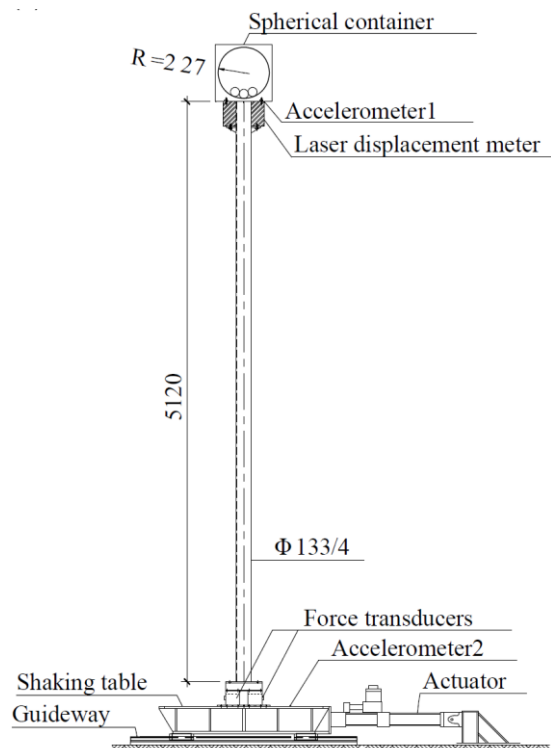


Figure 25: Schéma de l'amortisseur à billes accordé monté au sommet de la tour [102]

Les billes de roulement accordées dans un conteneur sphérique ont l'avantage d'être multidirectionnelles, par rapport aux autres amortisseurs accordés. Il réduit considérablement les vibrations, n'est pas affecté par les grandes rotations de la tour et a un poids plus faible [102].

D'autre part, ce système n'a pas une large gamme d'applicabilités, car il est accordé sur une seule fréquence. En outre, ce système nécessite des tests expérimentaux supplémentaires pour prouver sa faisabilité, en particulier celui installé à l'intérieur de la pale. De plus, le problème de l'érosion des rails et la difficulté d'entretien du système à l'intérieur de la pale doivent être pris en considération.



#### 1.2.4.5 Amortisseur à pendule à masse accordée

L'amortisseur à pendule à masse accordée (PTMD) a été l'un des premiers systèmes à atténuer les vibrations des bâtiments élancés de grande hauteur. Ce système a récemment été appliqué au système d'éolienne pour le contrôle des vibrations, comme le montre la Figure 26. Pour atténuer les vibrations, ce système s'adapte à la fréquence de la structure en modifiant la longueur du pendule [104, 105]. Plusieurs modèles analytiques ont été développés pour démontrer sa capacité de réduction des vibrations. Sun *et al.* [105] ont comparé l'efficacité de l'amortisseur à pendule à masse accordée, à celle d'un double amortisseur de masse accordé. Ils ont montré une réduction de valeur moyenne quadratique de la réponse d'environ 12% dans le cas du PTMD, lorsque le rapport de masse du système était de 2%.

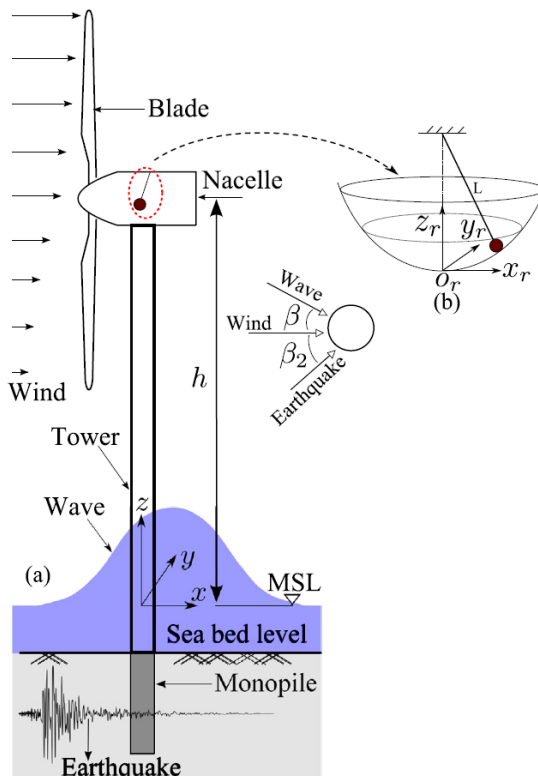


Figure 26: Éolienne offshore monopile avec un PTMD [105]

Les avantages d'un tel système sont la simplicité de l'installation et de la maintenance [105], et l'augmentation de la durée de vie en fatigue de la tour de l'éolienne, qui peut atteindre jusqu'à 50% par rapport aux amortisseurs à masse accordée double [106]. D'un autre côté, le système a besoin de validations expérimentales supplémentaires pour démontrer son efficacité. De plus, l'espace requis pour le bras de la pendule pose problème. Cet espace peut atteindre une valeur de 3 m, comme l'ont révélé Sun *et al.* [105], même 30 m dans certains cas, ce qui est irréaliste [104].

### 1.2.5 Tendons actifs

Une nouvelle approche pour contrôler les vibrations de la pale sur le bord a été proposée par Staino *et al.* [107] avec un système composé de tendons et d'actionneurs intégrés à l'intérieur de la pale, comme le montre la Figure 27. Le système a permis de réduire le déplacement maximal de la pale de 65%, en appliquant une force d'environ 28% du poids de la pale. Staino *et al.* ont poursuivi leurs recherches et ont mis à jour leur modèle précédent de l'éolienne pour prendre en compte l'effet de la vitesse variable dans la réponse vibratoire du système [108].

Le contrôle des vibrations latérales à l'aide de tendons actifs avec un contrôleur linéaire quadratique (LQR) approprié a donné des résultats prometteurs. Tao *et al.* [109] ont remarqué un rôle unique des tendons actifs à la vitesse de coupure du vent. Le système a réduit le déplacement maximal de 44,2%.

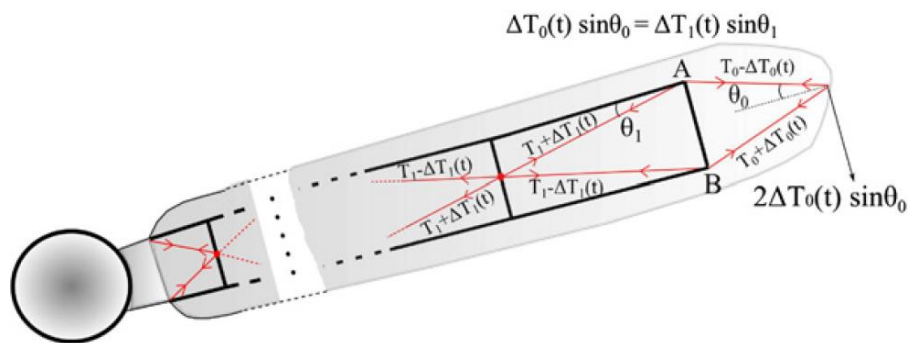


Figure 27: Schéma de la pale avec tendons actifs incorporés [108]

L'avantage d'un tel système pourrait être résumé par son efficacité dans le contrôle des vibrations, comme montré ci-dessus. En revanche, ce système n'agit que sur les vibrations latérales et ne peut pas être installé ultérieurement, car les tendons doivent être intégrés dans la structure de la pale. En outre, d'autres problèmes doivent être étudiés comme le problème de maintenance et de fuite d'huile de l'actionneur dans les conduits, et la nécessité d'une force d'actionnement considérable. En tenant compte de tous ces éléments, Staino *et al.* [110] ont proposé un système hybride basé sur un actionneur de tendon actif combiné à un contrôle de pas passif, pour réduire la force de contrôle pour les tendons et améliorer l'efficacité globale du système. En conclusion, le système nécessite des tests expérimentaux pour prouver son efficacité.

### 1.2.6 Actionneurs piézoélectriques

Les matériaux piézoélectriques peuvent transformer l'énergie mécanique en énergie électrique et vice-versa, selon un phénomène appelé effet piézoélectrique direct (et inverse), comme le montre la Figure 28 [111]. Une description approfondie de ces matériaux et leur fonctionnement est présentée dans le Chapitre 3. Les transducteurs piézoélectriques sont largement utilisés dans les applications de contrôle des vibrations structurelles en raison de leurs excellentes capacités d'actionnement et de détection [111].

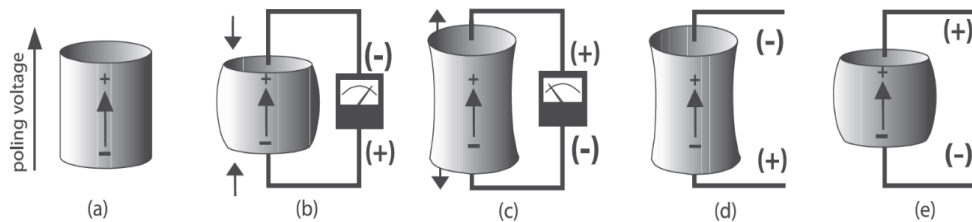


Figure 28: Différentes réactions d'un élément piézoélectrique polarisé à des stimuli [111]

Il existe un nombre limité d'études sur l'application des matériaux piézoélectriques dans le contrôle des vibrations des éoliennes. Lui *et al.* [112] ont proposé l'utilisation d'un 'patch' piézoélectrique intégré dans le composite hôte, près du bord d'attaque. Il a utilisé une simulation analytique et numérique pour valider cette solution dans des conditions extrêmes,

en utilisant un contrôleur LQG . Yin-Hu Qiao *et al.* [113] ont proposé une nouvelle configuration de pale d'éolienne, composée d'une poutre principale (mousse rigide ou bois de balsa) et d'un revêtement (couches de plastique renforcé de fibres de verre GFRP) avec des fils piézoélectriques intégrés dans le revêtement, comme le montre la Figure 29. Ils ont utilisé une analyse numérique avec le modèle d'éléments finis, mais aucun résultat numérique n'a été montré pour justifier leur configuration.

Une étude approfondie de la littérature montre que les matériaux piézoélectriques peuvent servir à contrôler les vibrations d'une poutre encastrée [111-134], qui est une bonne approximation de la structure des pales. En fait, l'élément piézoélectrique peut agir à la fois comme un actionneur et un capteur. Dès lors, ces études utilisent un actionneur/capteur co-localisés. Le capteur capte toute variation de déformation dans la structure et la transforme en un signal électrique envoyé au contrôleur qui calcule le retour approprié, puis l'amplifie et le renvoie à l'actionneur. Cette technique de position co-localisée élimine le retard de phase entre le capteur et l'actionneur [121, 125, 131, 132]. D'autres utilisent un capteur non co-localisé comme dans [120] et introduisent un déphasage.

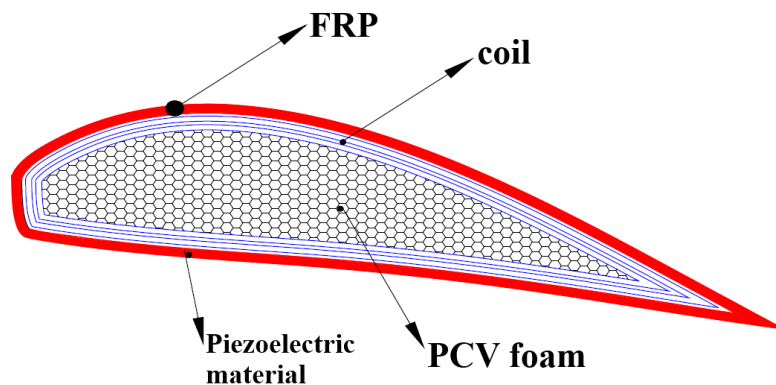


Figure 29: Schéma de la nouvelle configuration de la pale avec des fils piézoélectriques [113]

Les avantages des systèmes piézoélectriques sont la faible consommation d'énergie, la réponse rapide, les petites déformations à la saturation, la légèreté, la flexibilité [19] et la possibilité de rétrofit de la pale. D'un autre côté, cette méthode nécessite beaucoup de recherche et d'expérimentation pour prouver son efficacité en échelle réelle avec des masses massives à contrôler.

### **1.3 CONCLUSION**

Ce chapitre présente une étude approfondie de la vibration des éoliennes et les méthodes de contrôle des vibrations pour ses différents composants à différents stades de développement, comme le synthétise le Tableau 1. Une étude de vibration et ses origines est présentée. De plus, les systèmes de contrôle de vibration dans la littérature sont présentés, avec leur historique, les études réalisées, soit analytiques, numériques, expérimentales, prototypes ou à échelle réelle. En outre, les avantages et les inconvénients de chaque méthode sont analysés.

Tableau 1:

Résumé des systèmes utilisés pour contrôler les vibrations des éoliennes

<b>Système</b>	<b>Stage de développement</b>	<b>Position</b>	<b>Actif/passif</b>
<b>Contrôle avancé du pas</b>	Commercialisation	Rotor	Actif
<b>Rotor à diamètre variable</b>	Prototype	Rotor	Actif
<b>Contrôle du flux aérodynamique</b>	<b>Volets de bord de fuite</b>	Commercialisation (pour les volets traditionnels)	Rotor Actif
	<b>Microvolets</b>	Expérimental	Rotor Actif
	<b>Microtabs</b>	Expérimental	Rotor Actif
	<b>MiTEs</b>	Expérimental	Rotor Actif
	<b>Jets synthétiques</b>	Expérimental	Rotor Actif
	<b>Générateur de tourbillon</b>	Expérimental	Rotor /passif
	<b>Actionneur à plasma</b>	Expérimental	Rotor Actif
	<b>Torsion active</b>	Expérimental	Rotor Actif / passif
	<b>Profil à géométrie active</b>	Expérimental	Rotor Actif
	<b>Paroi flexible active</b>	Expérimental	Rotor Actif
<b>Amortisseurs accordés</b>	<b>Amortisseur à masse accordée</b>	Expérimental	Tour/Nacelle/ Rotor Actif / passif
	<b>Amortisseur à liquide accordé</b>	Expérimental	Tour/ Nacelle/Rotor Passif
	<b>Amortisseur à fluide contrôlable</b>	Expérimental	Tour/ Nacelle Semi-Actif
	<b>Amortisseur à pendule</b>	Expérimental	Nacelle Passif
	<b>Amortisseur à billes</b>	Prototype	Nacelle Passif
<b>Tendons actifs</b>	R&D	Pale	Actif
<b>Actionneurs piézoélectriques</b>	R&D	Pale	Actif/ passif

## **CHAPITRE 2:**

### **ÉTAT DE L'ART : GIVRAGE DES EOLIENNES**

Ce chapitre traite le sujet de givrage des éoliennes, une étude approfondie a été faite pour comprendre les types de givres, les phases de givrage, les méthodes utilisées pour la détection du givre, soit directement ou indirectement. Nous abordons aussi les méthodes pour l'antigivrage ou le dégivrage déjà appliquées aux éoliennes, ainsi que les systèmes dont la technologie provient d'autres domaines comme l'aviation ou des structures et qui peuvent être applicable aux pales des éoliennes.

#### **2.1 MISE EN CONTEXTE**

Les régions de climat froid “Cold Climate (CC) Regions” sont les régions qui sont caractérisées par un givrage atmosphérique fréquent ou des températures en-dessous des limites opérationnelles du standard IEC 61400-1. Les régions caractérisées par des températures en-dessous des limites opérationnelles du standard des éoliennes sont définies par “Low Temperature Climate (LTC)”, tandis que les régions caractérisées par le givrage atmosphérique sont définies par “Icing Climate (IC)” [135] (voir Figure 30). Les éoliennes peuvent être exposées sur l'une de ces caractéristiques ou les deux ensembles.

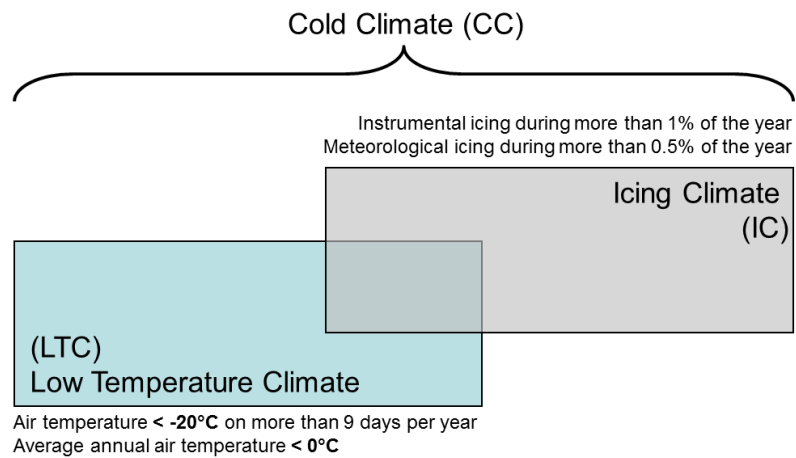


Figure 30: Définitions du climat froid, LTC et IC [135]

## 2.2 TYPES DE GIVRES

Il existe différents types de givrage atmosphérique :

- Givrage dans les nuages (In-cloud icing) : apparaît quand des gouttelettes d'eau surgelées impactent une surface de température  $< 0^{\circ}\text{C}$  et gèlent par la suite. Ces gouttelettes peuvent avoir de températures jusqu'à  $-30^{\circ}\text{C}$ , mais ne gèlent pas dans l'air à cause de leur dimension. L'accumulation a des différents types et propriétés selon la teneur en eau liquide (LWC – Liquid Water Content), la dimension des gouttelettes (MVD – Median Volumetric Diameter), la température, la vitesse du vent, la durée d'exposition, la longueur de la corde et le coefficient de collection [14]. Il existe plusieurs types de givrage dans les nuages :
  - Givre blanc (rime icing) : se forme lorsque la température est très inférieure à la température de fusion, alors la gouttelette peut se solidifier entièrement, et de façon quasiment instantanée, ce qui a pour conséquence d'emprisonner des bulles d'air. Le givre ainsi formé est opaque et rugueux. Il a également la propriété d'être cassant et peu dense. Généralement, ce type de givre conduit à des formes proches de



celle de l'objet sur lequel se produit l'accrétion comme le montre la Figure 31 (a) [136].

- Givre transparent ou verglas (glaze icing) : se forme lorsque la température est proche de la température de fusion, ainsi les processus d'extraction de la chaleur ne sont pas suffisants pour que l'intégralité de la chaleur latente des gouttelettes soit libérée. Ainsi, une partie demeure à l'état liquide et forme un film d'eau qui, entraînée par l'écoulement externe, ruisselle le long de la paroi. Ce film peut éventuellement geler, mais contrairement au cas du givre blanc, cette solidification s'effectue à l'équilibre thermodynamique, et il y a donc très peu de bulles d'air piégées. C'est pourquoi ce givre est translucide, plus dense et plus résistant. Ce type de givre conduit généralement à des profils “en corne”, comme le montre la Figure 31 (b), car moins de givre se forme au niveau de la ligne d'arrêt aérodynamique puisque l'extraction de chaleur par l'écoulement externe est moins efficace [136].



(a)



(b)

Figure 31: (a) givre blanc (b) givre transparent ou verglas [137]

- Précipitation givrante (Precipitation icing) : ça peut être de la pluie ou de la neige. Le taux d'accumulation dans ce type est beaucoup plus élevé que celui dans le cas du givrage dans les nuages, ainsi ce type peut causer plus de dommages. Il existe plusieurs types de ce genre de givrage :
  - Pluie givrante (Freezing rain) : ce type se forme quand la pluie tombe sur une surface de température  $<0$ , la densité et l'adhésion sont importantes dans ce cas.
  - Neige mouillée (Wet Snow) : ce type se forme quand la neige mouillée colle sur la surface à des températures entre 0 et  $-3^{\circ}\text{C}$ . Ce type est facile à éliminer, mais devient plus difficile s'il gèle sur la surface [14].
- Frost : apparait quand les vapeurs d'eau solidifient directement sur la surface froide. Ce type apparait en cas des vitesses faibles de vent. Il a une grande adhésion [14].

### 2.3 PHASES DE GIVRAGES

La Figure 32 montre les différentes phases d'évènement givrant :

- Givrage météorologique (Meteorological Icing) : c'est la période durant laquelle les conditions météorologiques (température, vitesse de vent, LWC, MVD) conduisent à l'accumulation du givre.
- Givrage instrumental (Instrumental Icing) : c'est la période durant laquelle le givre est présent/visible sur la structure et/ou les instruments de mesure.
- Givrage du rotor (Rotor Icing) : c'est la période durant laquelle le givre est présent sur les pales des éoliennes. Cette durée n'est pas nécessairement égale à celle des instruments à cause de la différence dans la forme et la dimension.

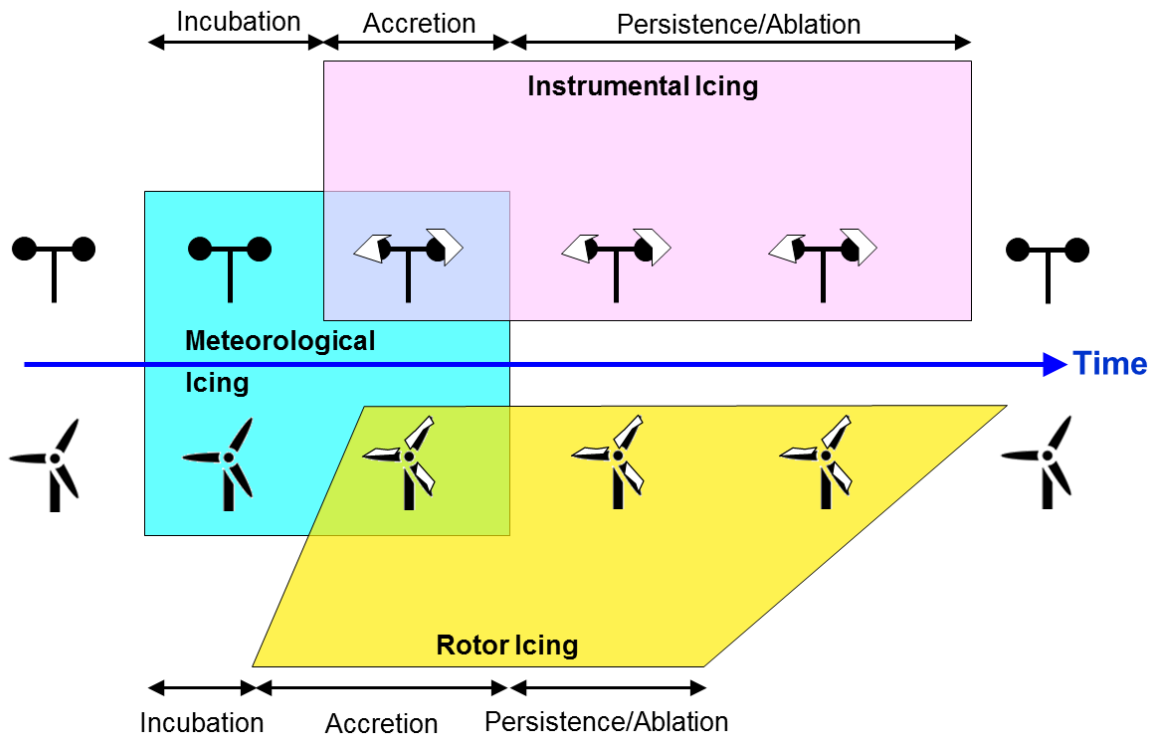


Figure 32: Les différentes phases de l'évènement givrant[138]

- Incubation : c'est le temps entre le début du givrage météorologique et le début de celui des instruments/pale.
- Accrétion : c'est la période de l'accumulation du givre.
- Persistance : c'est la durée durant laquelle, le givre reste persistant sans avoir de l'accumulation ni élimination du givre.
- Ablation : c'est la période durant laquelle le givre est éliminé [135]

Le Tableau 2 représente la classification des sites soumis à des conditions givrantes en se basant sur la fréquence des évènements de givrage instrumental et météorologique.

Tableau 2:  
Classification des sites selon le IEA[138]

<b>IEA Ice Class</b>	<b>Meteorological Icing (%of year)</b>	<b>Instrumental Icing (%of year)</b>	<b>Production loss (%of annual production)</b>
5	>10	>20	> 20
4	5-10	10-30	10-25
3	3-5	6-15	3-12
2	0.5-3	1-9	0.5-5
1	0-0.5	<1.5	0 - 0.5

## 2.4 DETECTION DU GIVRE

Dans l'industrie éolienne, il existe deux types de stratégies de lutte contre le givre, l'éolienne peut avoir soit un arrêt préventif, soit un système de protection. Ces deux stratégies visent à minimiser les effets nocifs du phénomène du givrage sur la production, et ces deux peuvent profiter d'un système de détection fiable et précis [139]. La détection de givre est conçue pour détecter et mesurer le givrage météorologique et instrumental, les charges, l'intensité du givre. Elle peut avoir un grand intérêt dans la phase du développement du projet et dans la phase opérationnelle du parc [135]. En outre, l'accumulation du givre peut aboutir à des pertes de production, arrivant à l'arrêt de l'éolienne, augmenter les charges sur la structure, augmenter le risque de détachement du givre et augmenter le bruit. La détection est importante afin d'estimer l'effet du givre sur la turbine, et permettant par suite de contrôler effectivement le système de dégivrage/antigivrage.

La technologie de détection n'est pas encore mature. Il n'existe pas un instrument pouvant mesurer effectivement la présence du givre, donner des informations sur la durée du givrage météorologique ou instrumental, et indiquer l'intensité du givre ainsi que les charges. C'est plus ou moins idéal de trouver un instrument pouvant donner toutes ces informations avec précision.

Il existe deux grandes catégories de méthodes de détection [140]:

- Méthodes directes : basées sur la détection des variations des propriétés physiques suite à la présence du givre telles que la masse, la réflexion, la conductivité thermique ou électrique.
- Méthodes indirectes : basées sur la détection des conditions météorologiques favorisant la formation du givre, telle que l'humidité, la température, la vitesse du vent, ou la détection des effets du givrage comme la réduction de la puissance

## 2.4.1 Méthodes directes

### 2.4.1.1 Capteur de givre

La norme ISO-12494 propose une méthode de mesure de givre en utilisant un collecteur de givre en forme de cylindre de diamètre de 30 mm et de longueur minimale de 0.5m, et qui tourne avec une petite vitesse autour de son axe vertical, et un capteur mesure la charge causée par le givre collecté sur le cylindre (Combitech IceMonitor ; PMS Icemeter [135]). Cette technique permet de mesurer le givrage météorologique et instrumental, la vitesse de givrage et l'intensité du givre [135], mais ne donne pas une idée précise sur la quantité du givre sur la pale à cause de la différence de forme, de vitesse et de dimension entre la pale et le cylindre [14].

Il existe d'autres capteurs utilisant différentes techniques, telles que les capteurs utilisant les ondes longitudinales, les ondes ultrasonores en mesurant l'affaiblissement du signal sonore dans un fil de mesure (Labkotec LID/ISD ; Goodrich Campbell Scientific 0871LH1) [135]. L'inconvénient de ces capteurs est leur prix élevé. D'autres mesurent la fréquence naturelle et la variation de la fréquence de la pale en utilisant des accéléromètres en matériau piézoélectrique à l'intérieur de la pale (Bosch Rexroth BladeControl IGUS ; Wolfel SHM.Blade/ IDD.Blade) ou en fibre optique (FOS4X fos4IceDetection) [135]. Ces derniers permettent de contrôler les systèmes de protection contre le givre. Autres méthodes sont encore utilisées comme la mesure de changement dans l'impédance et la capacité du

rotor entre deux capteurs cylindriques chargés comme le montre la Figure 33, dans ce cas quand le givre s'accumule sur les deux cylindres le décalage entre les deux cylindres diminue et par suite la capacité augmente et la résistance diminue, le problème de cette technique est qu'elle est placée sur le mat de l'éolienne, ce qui ne donne pas une indication précise sur l'accumulation sur l'extrémité de la pale [141].

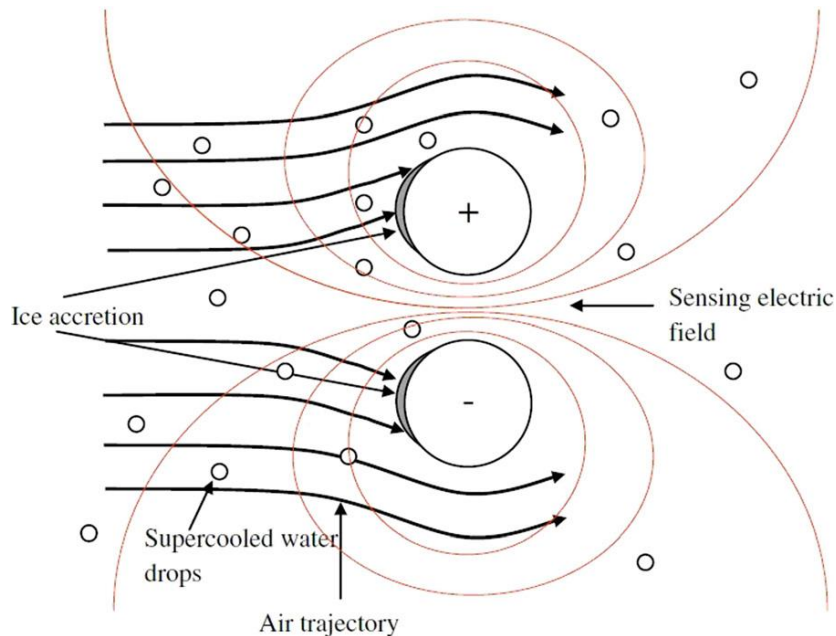


Figure 33: Capteur utilisant le changement de l'impédance et la capacité entre deux cylindres chargés [141]

#### 2.4.1.2 Caméra

Des caméras peuvent être installées sur la base de la pale ou sur le mât de mesure avec du traitement des images pour la détection du givre, cette méthode donne des informations incontestables sur la présence du givre ou non (Figure 34). Le Technocentre éolien a développé un algorithme de traitement des images qui a montré de bons résultats pour l'intégration de cette méthode sous forme autonome dans la détection du givre [139]. Les inconvénients de cette méthode sont qu'elle nécessite une observation continue et une vision nocturne ce qui la rend chère.

Cette méthode est utilisée par Nordex pour la détection du givre (Figure 35). D'autres compagnies comme GAMESA utilisent des caméras thermiques pour détecter la température de la pale avec ou sans l'intervention du système de protection.

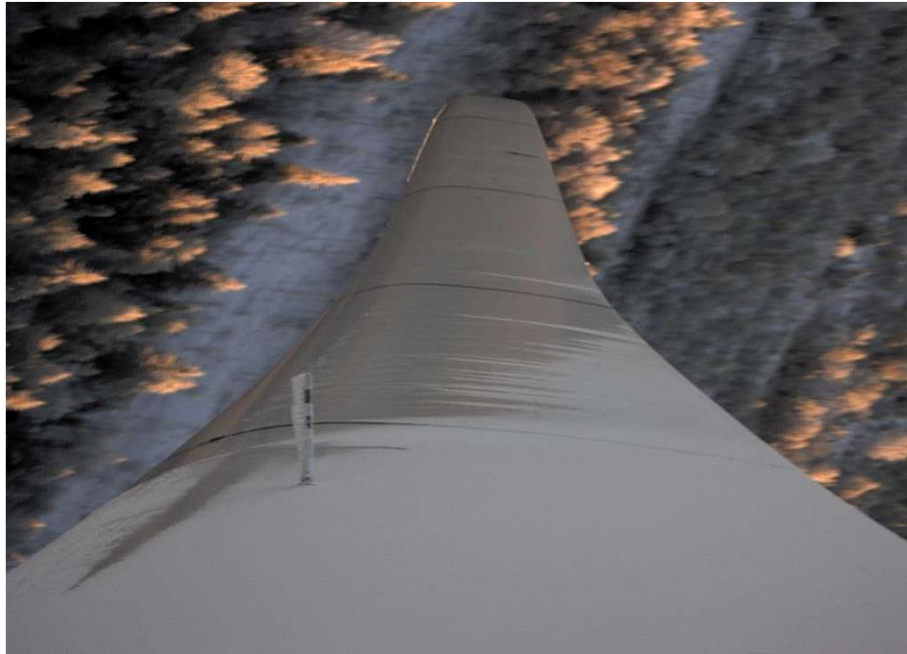


Figure 34: Caméra montée sur la base de la pale par Nordex

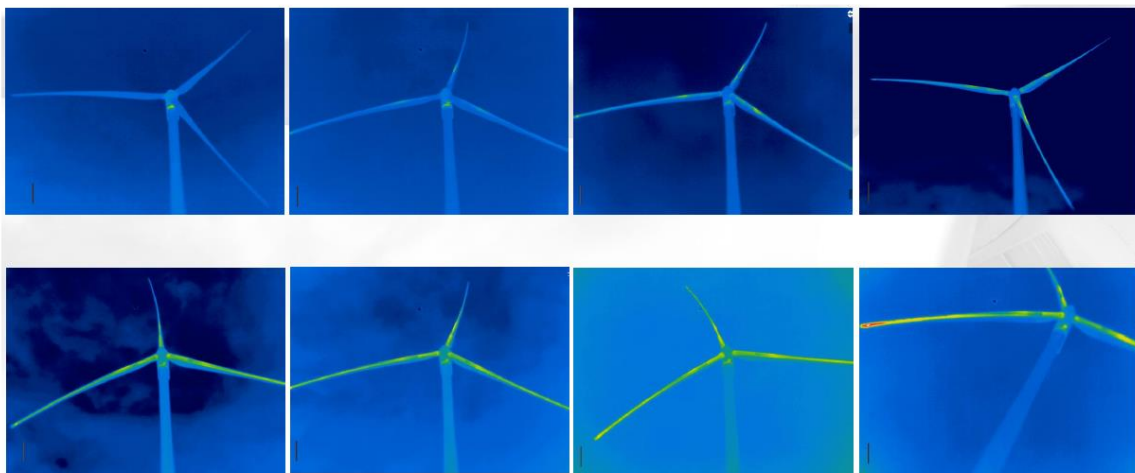


Figure 35: Images de la caméra thermique utilisée par GAMESA durant différents moments de l'activation du système de dégivrage

### 2.4.1.3 Vibration et bruit

Certains systèmes utilisent des capteurs de vibration et de bruit causés par l'accumulation du givre. En effet l'accumulation du givre provoque une altération de l'équilibre des poids et change la position du centre de gravité du rotor. Par la suite, des vibrations apparaissent, des capteurs spécifiques peuvent mesurer ces vibrations et faire fonctionner le système de protection. De plus, le changement du profil aérodynamique, cause une turbulence dans le flux et produit un bruit [142]. Ces méthodes nécessitent que l'éolienne soit en fonctionnement pour la détection. La Figure 36 montre la mesure du bruit pendant le début d'un évènement givrant sur le bord d'attaque et l'augmentation résultante du bruit ainsi que le décalage de la fréquence vers un niveau plus haut.

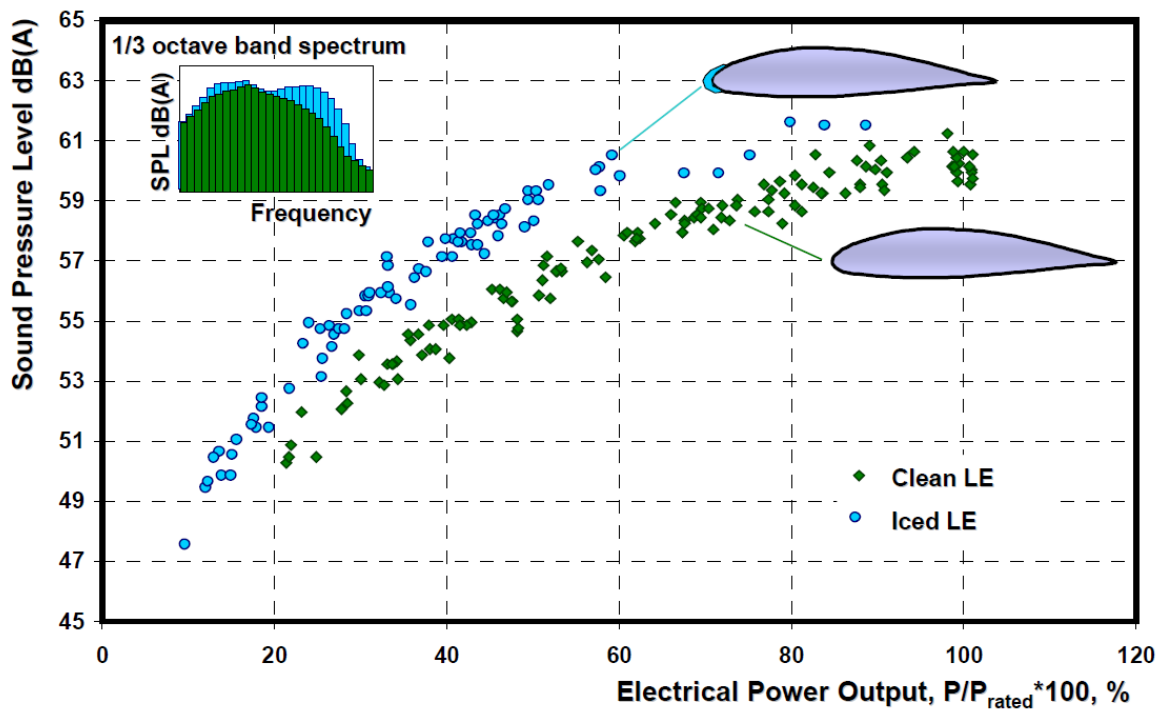


Figure 36: Mesure de bruit : niveau de la pression du son en fonction de la pression normalisée pendant un léger évènement givrant [142]



## 2.4.2 Méthodes indirectes

### 2.4.2.1 Anémomètre double et vanne de direction

Une méthode de détection de givre est l'utilisation de deux anémomètres, l'un est chauffé et l'autre non, quand la différence de mesure entre les deux dépasse une certaine limite. Talhaug *et al.* suggère une limite de 20% quand la vitesse du vent est plus grande de 2m/s, Laakso *et al.* considère que 5% sont plus appropriés [14]. D'autres proposent d'utiliser trois anémomètres, un chauffé tout le temps, un non chauffé et un chauffé quand la différence entre les deux premiers dépasse 15% [14]. Les inconvénients de cette méthode sont la position des anémomètres sur la nacelle ce qui ne donne pas une idée précise sur les extrémités des pales ainsi que la précision diminue à basse vitesse de vent [14].

Talhaug propose d'utiliser une girouette non chauffée et suppose qu'un évènement de givrage se produit lorsque la girouette non chauffée a un écart-type de valeur zéro calculé de 6 intervalles de 10 minutes chacun et à des températures inférieures à zéro. Il a montré qu'il y a une très bonne corrélation entre l'écart-type zéro sur le capteur de direction non chauffé et l'indication de double anémométrie [14].

### 2.4.2.2 Courbe de puissance

Cette méthode consiste à comparer la courbe de puissance avec celle de l'opération normale comme le montre la Figure 37. Elle est fiable et peut détecter la présence de givre tant que les autres méthodes ne réussissent pas. ENERCON utilise cette méthode en mesurant la déviation sur la courbe de puissance en corrélation avec la déviation de l'angle de calage en fonction de la vitesse du vent comme le montre la Figure 38.

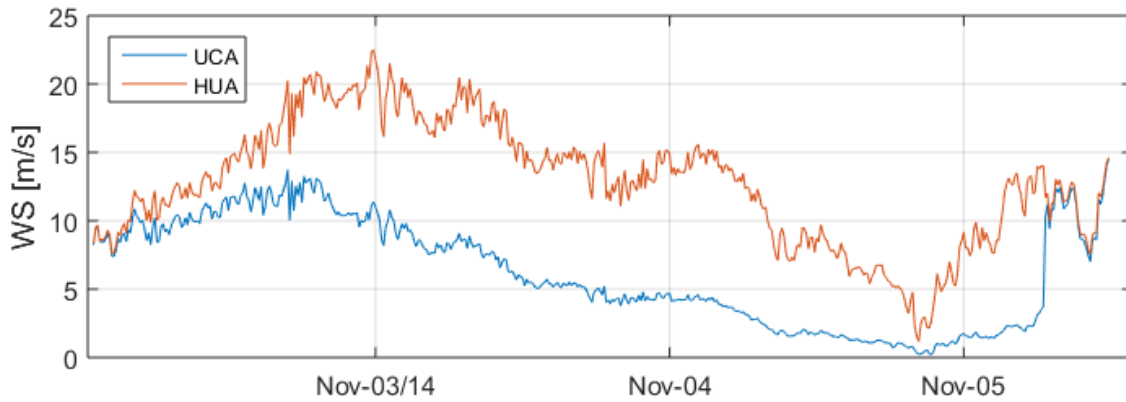


Figure 37: Différence de lecture entre l'anémomètre chauffé (en rouge) et non chauffé (en bleu) dans un évènement givrant [139]

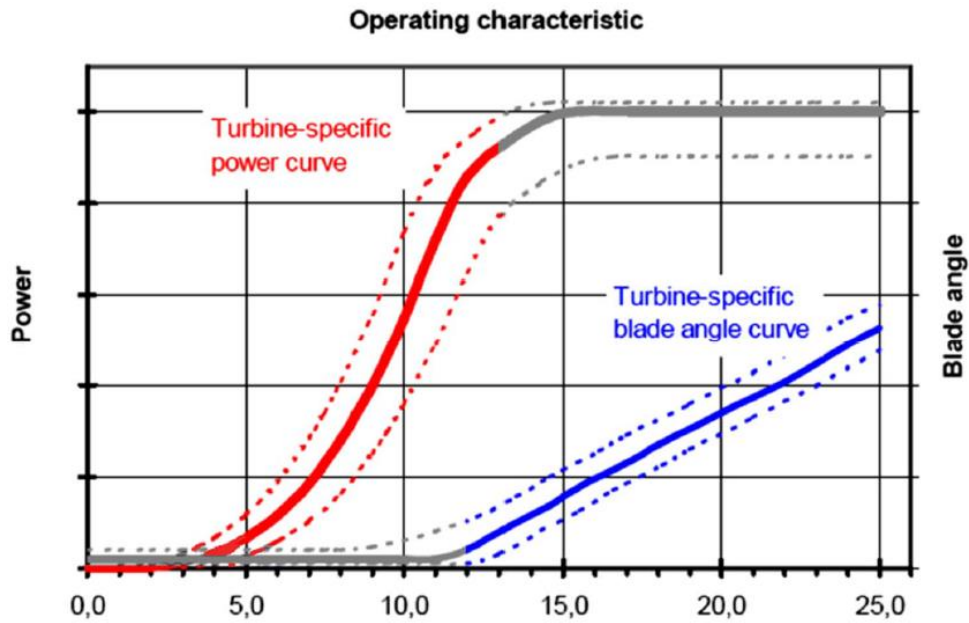


Figure 38: Système de détection utilisé par ENERCON

### 2.4.2.3 Humidité relative

Cette technique est basée sur l'humidité relative et la température, il y a des critères pour valider la présence du givre comme mentionné dans [139] :

$$|T - 0.9T_{\text{dew}}| < 1^{\circ}\text{C}$$

$$T < 1^{\circ}\text{C}$$

Cette méthode n'a pas montré des résultats appréciables, elle tend à surestimer les résultats dans plus de 75% de temps [139].

#### 2.4.2.4 Vision horizontale et température

Cette méthode, testée dans [139], en mesurant la visibilité horizontale avec un capteur CS 120 à 18m de hauteur avec un capteur de température. Le système indique la présence du givre quand la visibilité horizontale est moins de 300m et la température est moins de 1°C. Cette méthode tend à sous-estimer la durée des évènements givrants [139].

## 2.5 SYSTEMES DE PROTECTION CONTRE LE GIVRE

### 2.5.1 Classification des systèmes

Les systèmes de protection contre le givre se concentrent sur l'atténuation de l'accumulation du givre et ses risques associés (chute de puissance, augmentation du bruit, problèmes de sécurité, etc.). Historiquement, différents systèmes de protection ont été développés par les centres de recherches et les manufacturiers des éoliennes.

Il existe plusieurs critères pour classer les systèmes de protection contre le givre :

- Mode opérationnel :
  - Le système d'antigivrage : consiste à éviter la formation de la glace.
  - Le système de dégivrage : consistant à enlever la glace et le givre déjà accumulés sur la surface des pales.
- Coût énergétique :
  - Le système passif : n'a pas besoin de l'énergie pour fonctionner.

- Le système actif : qui a besoin d'énergie pour opérer.

Dans les sections suivantes, on doit développer les systèmes présents sur le marché en utilisant le deuxième critère.

## 2.5.2 Systèmes passifs

### 2.5.2.1 Revêtement glaciophobe/hydrophobe

Cette méthode consiste à déposer un film de propriété glaciophobe/hydrophobe pour modifier les propriétés physico-chimiques de la surface de la pale, et par suite diminuer l'adhésion entre le givre et la surface de la pale. La Figure 39 montre l'amélioration de la rugosité apportée par l'application du revêtement glaciophobe de polytétrafluoroéthylène (PTFE) sur la surface de la pale. Arianpour *et al.* montrent que le revêtement en nanoparticules hydrophobique hétérogène a un angle de contact ( $\sim 134^\circ$ ) plus grand que celui homogène ( $\sim 100^\circ$ ) ce qui donne lieu à une plus petite adhésion [143]. Un revêtement superhydrophobe testé par Karmoush *et al.* [144] a montré de même une augmentation de l'angle de contact ( $\sim 152^\circ$ ) à une concentration massique optimale de nano-silica. Mais le problème de ce revêtement est que son effet disparaît quand la température diminue [144].

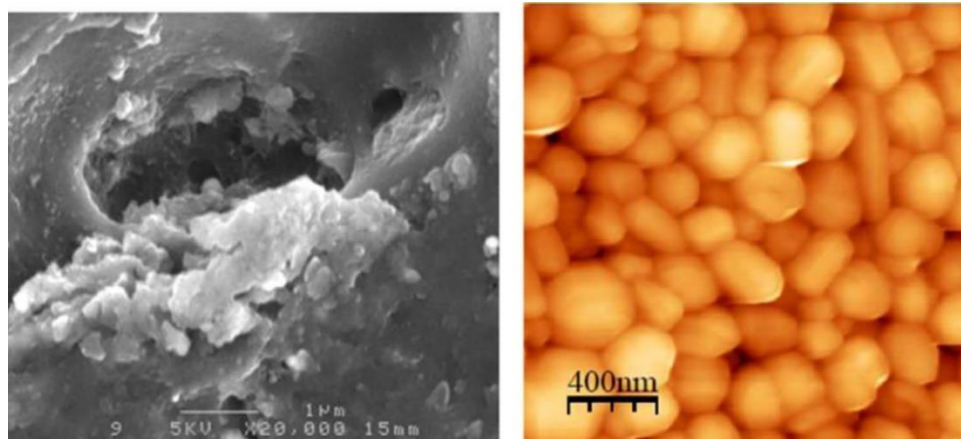


Figure 39: Image de la pale par SEM, sans revêtement (à gauche), avec revêtement de PTFE (à droite)[138]

Les avantages d'un tel système peuvent être résumés par :

- Coût réduit pour le revêtement de la totalité de la surface de la pale.
- Pas de nécessité du système de protection contre la foudre.
- Réduire la sensibilité de la pale contre la saleté et les insectes.
- Améliorer les performances aérodynamiques de la pale[142].
- Possibilité de rétrofit sur la pale [135].
- Protection contre les rayons ultra-violets [144].

D'autre part, les inconvénients de ce système sont :

- Jet de glace durant l'opération de l'éolienne [142].
- Cette méthode permet de retarder le processus de solidification seulement.

#### 2.5.2.2 Peinture en noir

Cette méthode consiste à appliquer une peinture noire sur la pale pour profiter de la chaleur apportée par le rayonnement solaire.

Les avantages d'un tel système peuvent être résumés par :

- Cette méthode montre des améliorations immédiates et perceptibles de la performance [14].
- Elle peut être suffisante pour les sites soumis à des conditions légères de givrage [14].

Par ailleurs, les inconvénients de ce système sont :

- Une protection insuffisante la plupart des temps.

- À l'été, la pale risque d'un sur-échauffement qui peut affecter les propriétés du matériau composite [14].

### 2.5.3 Système chimique

#### 2.5.3.1 Revêtement par une substance chimique

Cette méthode consiste à diminuer le point de congélation soit en appliquant un fluide antigivrant à travers les pores de revêtement comme le montre la Figure 40 [145], soit en pulvérisant ce liquide sur les pales par un pulvérisateur comme le montre la Figure 41. Cette méthode est plus appropriée pour les pales des hélicoptères.

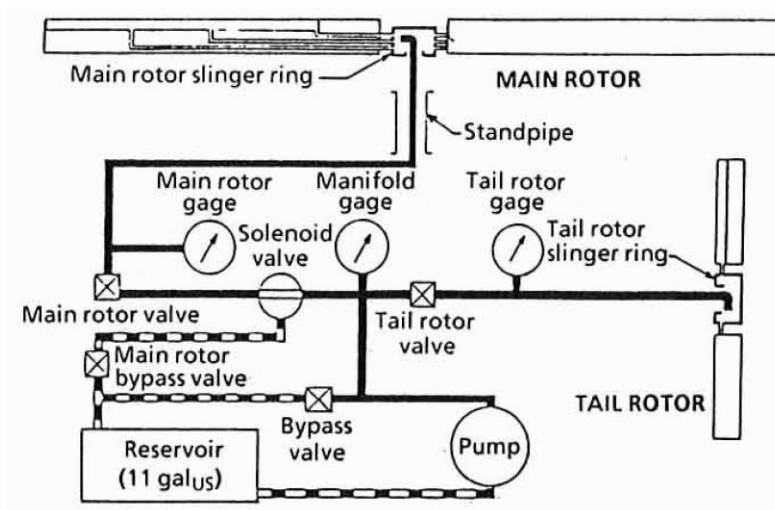


Figure 40: Application du fluide antigivrant à travers les pores de revêtement [145]

Les avantages d'un tel système peuvent être résumés par :

- Enlever la glace rapidement [146].
- Maintenir un film fin d'eau entre la structure et la glace
- Effectif même à des températures très basses ( $-20^{\circ}\text{C}$  et  $0.8 \text{ gr/m}^3$ ) [145, 147].

- Pas d'effet de ruissellement 'Runback' [145].

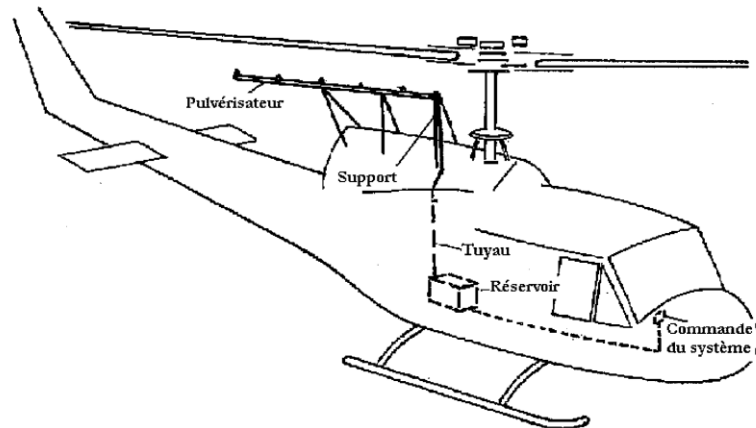


Figure 41: Système chimique de dégivrage d'un hélicoptère par pulvérisation [146]

En revanche, les inconvénients de ce système sont :

- C'est un système coûteux et qui nécessite un entretien fréquent.
- La durée de protection est limitée par le volume du réservoir.
- Le liquide injecté à une pression élevée peut endommager certains composants critiques et enlever les lubrifiants des roulements [146].
- Système lourd (~194 lb qui est relativement lourd pour les hélicoptères) [145].
- Les pores peuvent s'obstruer de saletés [147].

## 2.5.4 Système thermique actif

### 2.5.4.1 Injection d'air chaud

Cette méthode consiste à circuler l'air chaud à l'intérieur de la pale [148]. Pour ce faire, une pompe placée à la base de la pale est utilisée pour pousser l'air chaud provenant du

système de chauffage vers l'extrémité de la pale, puis l'air retourne pour être chauffé de nouveau dans un cycle fermé comme le montre la Figure 42.

Les avantages d'un tel système peuvent être résumés par :

- Méthode simple, robuste et avec une longue histoire dans le marché [135].
- Le risque de l'exposition à la foudre est minime [135].
- Possibilité de rétrofit pour certains types de pales [135].
- Un prototype est installé sur une éolienne Enercon de 850 kW en Suisse, consomme 7 kW (1% de la production totale) [14].

D'autre part, les inconvénients de ce système sont :

- Faible efficacité à cause de la longue distance entre la base et l'extrémité [135].
- Le GRP (Glassfiber Reinforced Plastic) est un bon isolant, durant les évènements avec des vitesses de vents élevées ou de basses températures, une grande puissance est nécessaire [142].



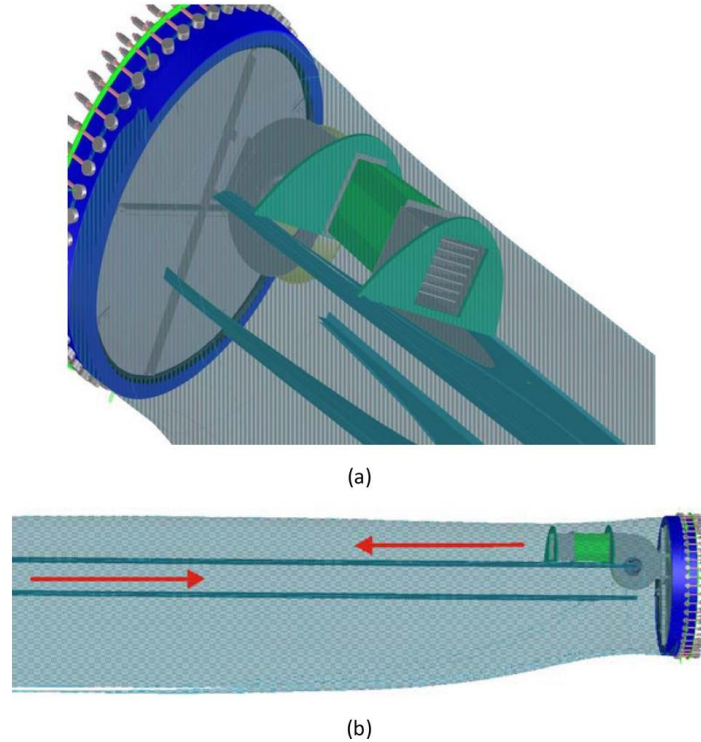


Figure 42: Système de protection utilisant l'injection de l'air chaud utilisé par ENERCON :  
 (a) la pompe chauffante située dans base de la pale (b) la circulation du flux à l'intérieur de la pale [140]

#### 2.5.4.2 Chauffage par microondes

Cette méthode consiste à chauffer les gouttelettes d'eau sur la pale par la transmission de l'énergie électromagnétique de l'émetteur de microondes vers le matériau d'absorption déposé sur la pale. La fréquence de l'émetteur est choisie selon les propriétés d'absorption de l'eau.

Les avantages d'un tel système peuvent être résumés par :

- Puissance consommée optimale [135], ce système a été testé sur une pale d'éolienne de 6 kW (par LM Wind Power) avec une fréquence de 2.54 GHz, la puissance émise est plus petite que  $0.01 \text{ W/m}^2$  [14].
- Sans fil et facile à réparer [135].

- Perturbation radio / radar mineure [135].

Par contre, les inconvénients de ce système sont :

- Augmenter le risque de la disposition aux foudres.
- Difficile à implémenter sur la pale.
- Non prouvé sur le terrain [135].
- Affecter la santé humaine et les autres espèces vivantes [140].

#### 2.5.4.3 Chauffage par résistances

Cette méthode consiste à augmenter la température de la surface aérodynamique par des éléments chauffants. Il existe plusieurs configurations des éléments chauffantes comme le montre la Figure 43:

- Sur la surface de la pale
- À l'intérieur de la résine. Siemens et Nordex ont installé cette configuration dans leurs éoliennes [138].
- À l'intérieur de la pale

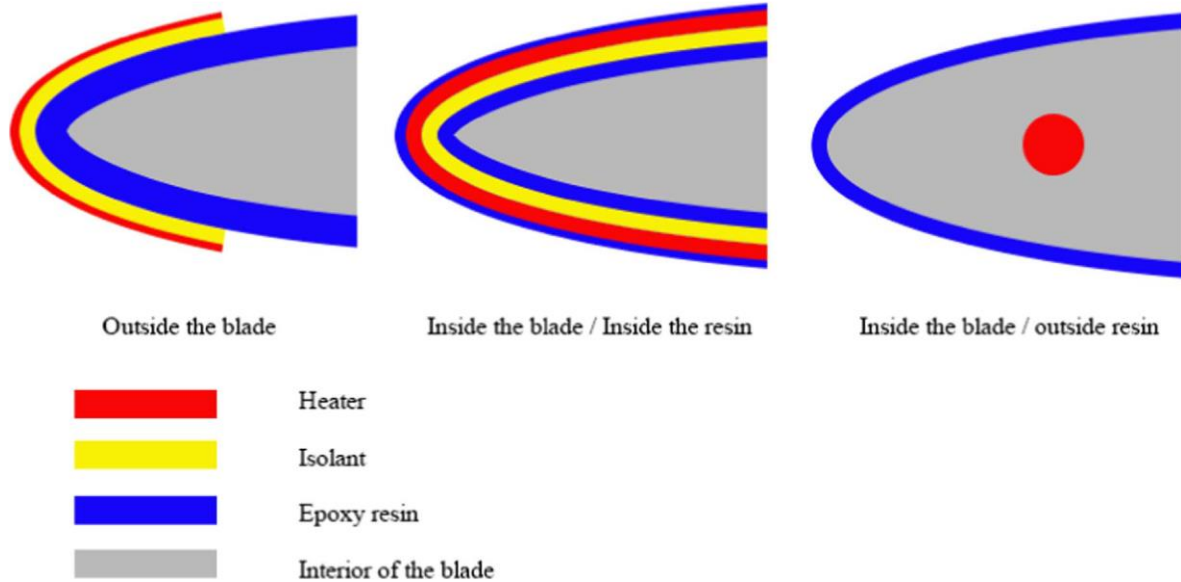


Figure 43: Les différentes configurations du positionnement des éléments chauffants [138]

Les avantages d'un tel système peuvent être résumés par :

- Cette méthode est efficace. En fait, le givre ne s'accumule pas sur la pale comme c'est montré par Lichun shu *et al.* dans [149], en validant les simulations numériques par des tests expérimentaux.
- La pale peut être maintenue à  $-5^{\circ}\text{C}$  au lieu de  $0^{\circ}\text{C}$  avec de bonnes performances, dans ce cas 33% de la puissance en hiver peut être récupérée [14].
- Cette méthode est mature et elle a une longue histoire [135].
- Le processus de dégivrage est optimisé en utilisant l'échauffement cyclique [145].

D'autre part, les inconvénients de ce système sont :

- Énergivore, ce système peut consommer jusqu'à 12% de la puissance nominale de l'éolienne [150].

- Augmenter le risque de dégradation de la pale à un chauffage excessif.
- Augmenter le risque de l'exposition de la foudre [135].
- Réparation coûteuse en cas d'endommagement [135].
- Le problème de ruissellement 'Runback'[141].

## 2.5.5 Système mécanique actif

### 2.5.5.1 Système de dégivrage pneumatique

Cette méthode consiste à déformer la surface de la pale à dégivrer. La distorsion de cette surface provoque des fissures et brise la glace accumulée, profitant du courant d'air pour l'emporter. Les boudins pneumatiques sont les moyens de déformation de la glace les plus utilisés. Ils sont généralement fixés sur les bords d'attaque et sont gonflés de façon intermittente en présence des conditions givrantes [146] (Figure 44).

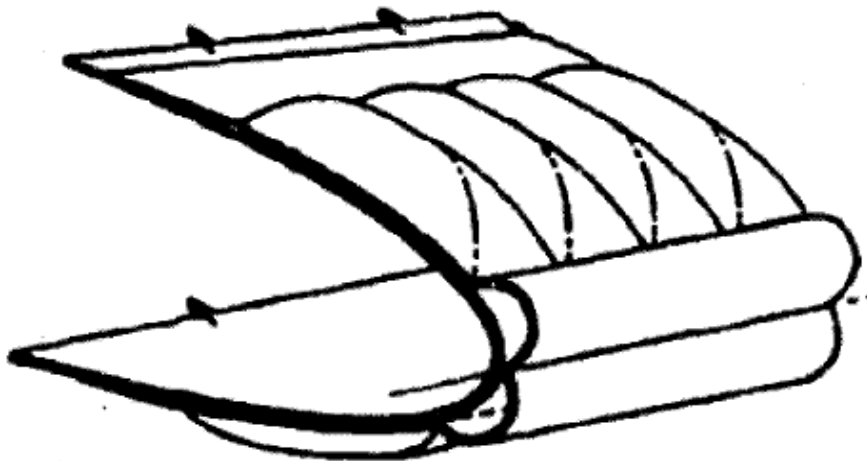


Figure 44: Boudins pneumatiques gonflés [145]

Les avantages d'un tel système peuvent être résumés par [146] :

- Enlever la glace rapidement.
- Consommation minimale d'énergie.
- Système assez léger.
- Goodrich a testé cette méthode en laboratoire. Trois dégivreurs de 6 par 1 m été testés sur une éolienne de 1,5 MW. Les dégivreurs pour les applications d'éoliennes ont des résultats équivalents à ceux d'avions conventionnels. En travaillant à des pressions plus élevées pour les applications d'éoliennes, les tests indiquent un effacement satisfaisant du givrage à des températures au-dessus de  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  et de la glace résiduelle à des températures comprises entre  $-10$  et  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ . De plus, pendant le fonctionnement sur le terrain, la glace résiduelle est réduite en raison des vibrations et forces centrifuges [14].

Cependant, les inconvénients de ce système sont :

- Ce système n'est pas encore testé sur terrain [14].
- Augmentation importante du couple moteur (27%) lors de l'inflation et diminution rapide lors de la déflation ce qui engendre un mouvement angulaire [146].
- Érosion de la membrane [146].
- Déformation du profil de la surface aérodynamique de la pale [146].
- Incitation de dommages à d'autres parties de l'hélicoptère en éjectant la glace brisée [146].

### 2.5.5.2 Système de dégivrage expulsif

Cette méthode consiste à appliquer une haute tension à une bobine en cuivre placée à l'intérieur de la surface de la pale comme le montre la Figure 45, ce qui crée un champ électromagnétique et un courant induit dans la surface des pales et formant en quelques millisecondes une force qui permet de débonder le givre [151].

Les avantages d'un tel système peuvent être résumés par [152]:

- La consommation réduite de l'énergie.
- La résistance à l'érosion.
- Le faible coût.
- La fiabilité vu qu'il ne nécessite pas une maintenance fréquente.
- Il ne cause pas d'interférence avec la transmission des ondes de radio et il est facile à gérer [14].

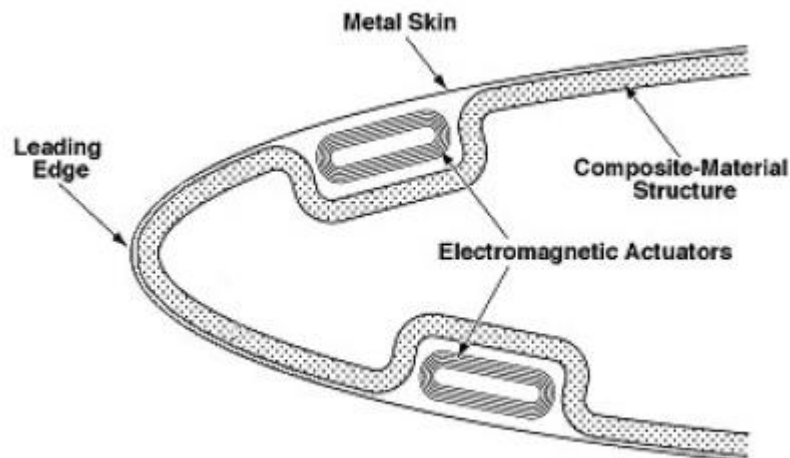


Figure 45: Système de dégivrage expulsif [152].

Cependant les inconvénients de ce système sont :

- Technologie qui n'est pas encore testée sur les éoliennes.
- Détachement de givre [14].

### 2.5.5.3 Système à actionneur piézoélectrique

Cette méthode consiste à générer des ondes de hautes fréquences ( $>20\text{kHz}$ ) à travers l'excitation électrique d'un actionneur piézoélectrique collé sur la surface de la pale [153] comme le montre la Figure 46, les plaques de bronze sont les électrodes. La propagation de ces ondes produit un stress transversal suffisant pour détruire la liaison entre la structure et le givre, provoquant des fissures et la séparation de la glace.

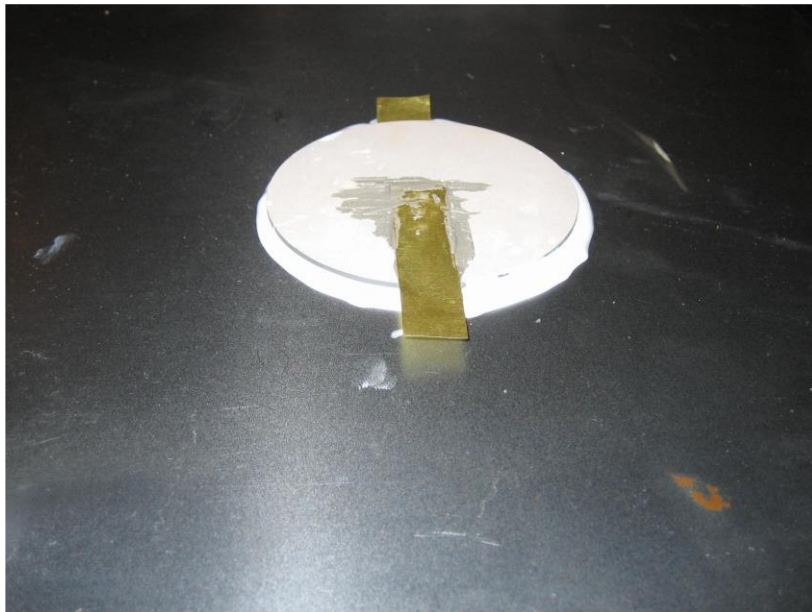


Figure 46: Actionneur PZT collé sur une surface [147]

Les avantages d'un tel système peuvent être résumés par :

- Consomme peu d'énergie ( $0.63\text{W}/\text{cm}^2$  relativement faible si comparé avec celui du système électrothermique  $4.18\text{ W}/\text{cm}^2$  [154]).
- Système relativement léger (90 lb pour l'hélicoptère Bell-412 [155]).
- Ce système a été testé dans un congélateur de température  $-15^\circ\text{C}$ , les résultats montrent un détachement du givre [156]

D'autre part, les inconvénients de ce système :

- Défaillance de l'actionneur PZT suite à des contraintes intérieures [147], la fracture apparaît dans la zone de soudage avec les électrodes. Dans ce domaine, d'autres matériaux sont sur le plan de développement et qui ont des propriétés plus performantes que celle du PZT comme les matériaux piézoélectriques sans plomb ( $\text{LiNbO}_3$  par exemple), Relaxor monocristaux ferroélectriques (PMN-PT, PZN-PT) et les matériaux piézoélectriques en polymère et matériaux composites (comme le polyvinylidene fluoride PVDF et autre) [155].
- Détachement de l'actionneur de la structure suite à une défaillance de la colle [147]. Ce problème a été résolu par Overmeyer *et al.* dans [154], en optimisant la topologie du lien entre l'actionneur et la surface comme le montre la Figure 47.
- Dégivrage insuffisant [147], une optimisation a été proposée en introduisant des guides d'ondes (Figure 48) [157] pour concentrer les stresses transversales ce qui réduit la puissance nécessaire, et obtenir 400% des stresses près des actionneurs et  $\sim 200\%$  dans les autres régions.



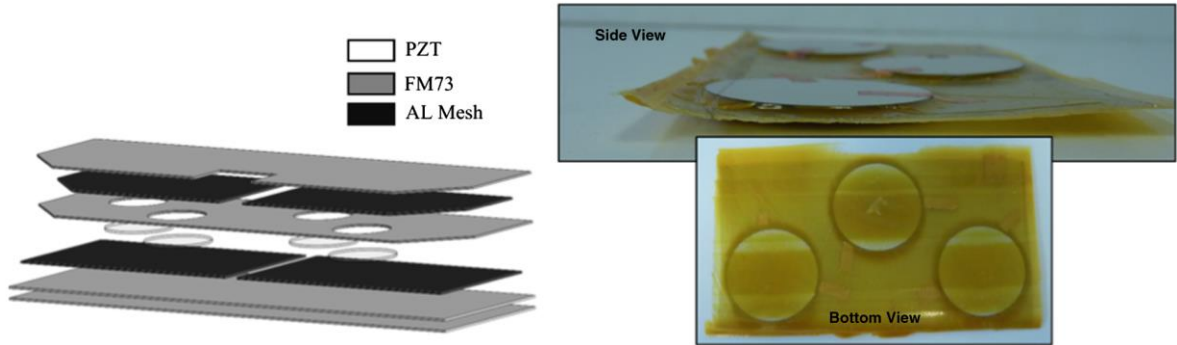


Figure 47: Schéma et photo de la configuration optimisée de la colle de l'actionneur sur la surface [154]

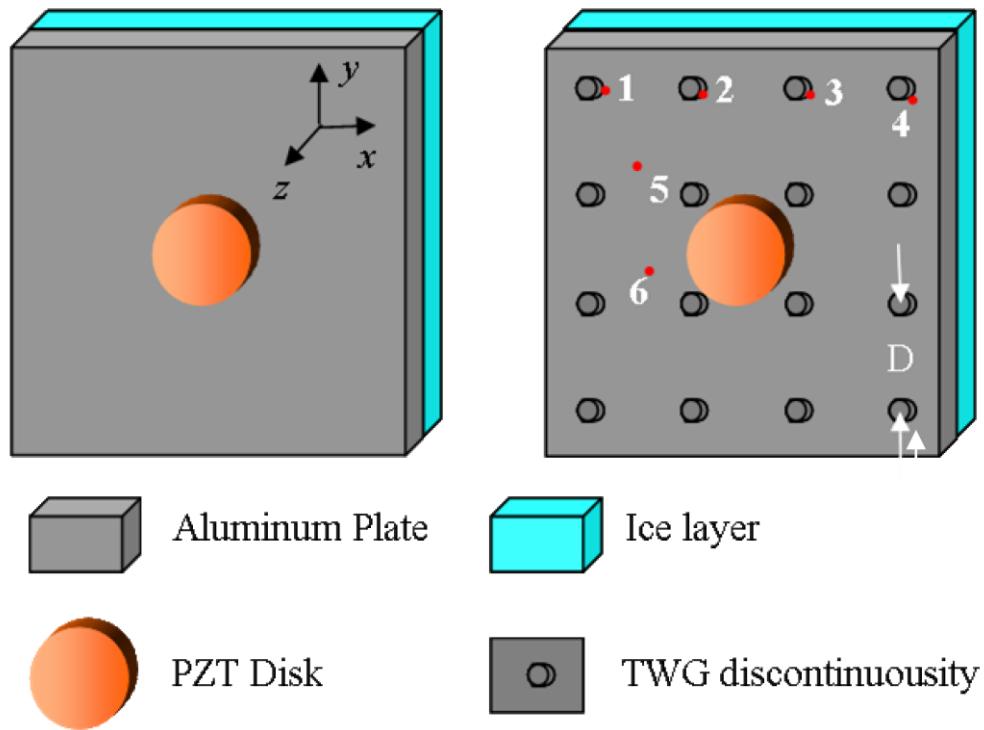


Figure 48: Schéma montrant le système sans guides d'ondes (à gauche) et avec guides d'ondes (à droite) [157]

## **2.5.6 Système hybride**

### **2.5.6.1 Actionneurs piézoélectriques et actionneurs à basse fréquence**

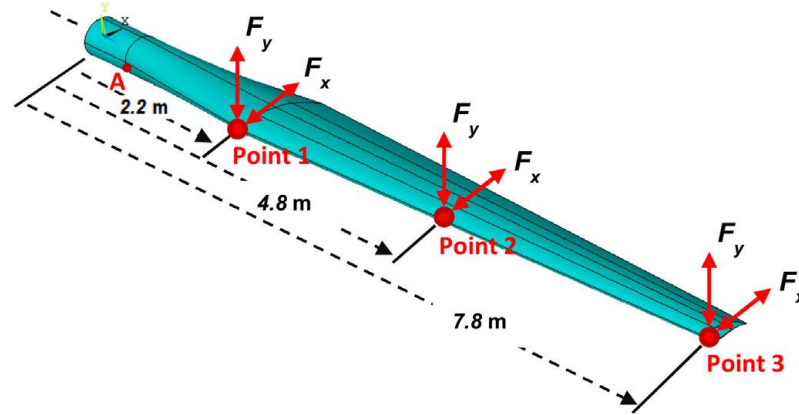
Ce système est formé d'une combinaison de transducteurs PZT générant des ondes ultrasonores et des actionneurs à basse fréquence pour entraîner la structure de la pale entièrement. Ce système prend en considération la fatigue de la pale, c'est pour cela les actionneurs à basse fréquence ne doivent pas fonctionner plus que 2 secondes [150]. Ces derniers ont montré une efficacité dans l'augmentation de l'accélération de la pale loin de la base, et les actionneurs piézoélectriques comblent le givrage près de la base.

### **2.5.6.2 Revêtement hydrophobe et éléments chauffants**

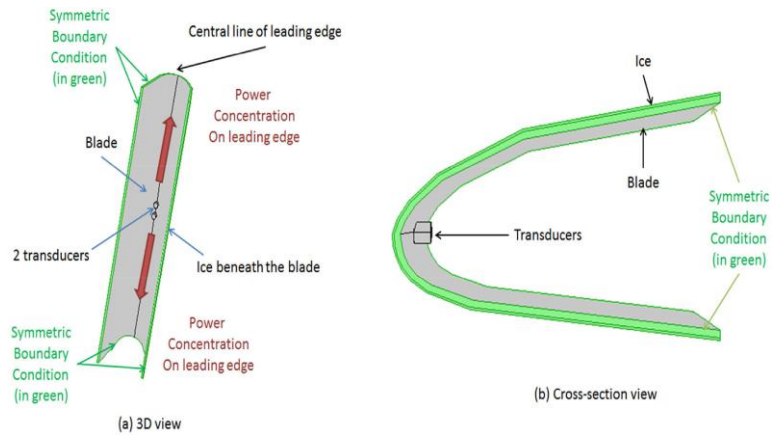
Cette technique consiste à appliquer un revêtement par substance hydrophobe en combinaison avec le système de dégivrage électrothermique. La consommation de l'énergie est réduite de 7% et de 50% pour les substances superhydrophobes dans le mode d'antigivrage et de 15% dans le mode de dégivrage [158]. De plus, la température de chauffage nécessaire pour le dégivrage est plus réduite.

### **2.5.6.3 Dégivrage électrothermique et expulsif**

Ce système est formé par le système de dégivrage électrothermique et expulsif pour l'aile de l'avion est étudié et testé dans [159] comme le montre la Figure 49. Cette combinaison contribue à une consommation d'énergie réduite et assure une température proche de la température d'évaporation pendant les conditions givrantes.



(a)



(b)

Figure 49: Configuration et emplacement des actionneurs à basse fréquence (a) et des transducteurs PZT sur le bord d'attaque [150]

## 2.6 CONCLUSION ET CHOIX DE NOTRE SYSTEME

Les systèmes de protection étudiés dans la section 2.5 ayant différents niveaux de maturités comme le montre Tableau 3, ont été étudiés dans ce chapitre. Chacun de ces systèmes a ses avantages et ses inconvénients, donc on ne peut pas dire qu'il y a un système qui règle le problème de givrage sans causer d'autres problèmes. Le système de dégivrage

actif par actionneurs piézoélectriques semble une technologie prometteuse vu les avantages présentés et que les inconvénients sont réglés en majorité dans la recherche scientifique.

Après avoir vu tous les systèmes de contrôle de vibration dans le premier chapitre et les systèmes de protection contre le givre, aucun système présenté dans la littérature n'a abordé les deux problèmes ensemble, d'où vient l'idée de ce projet. Le système à actionneur piézoélectrique est choisi vu la flexibilité que ces actionneurs apportent dans le contrôle de vibration et le dégivrage et ses grands avantages surtout la possibilité de rétrofit, la puissance minimale consommée. L'efficacité de ce système dans les deux volets doit être étudiée de plus près pour démontrer cette idée intéressante. Les chapitres suivants essaient de prouver cette hypothèse.

Tableau 3 :  
Résumé des différents systèmes de protection contre le givre

<b>Système</b>	<b>Stage de développement</b>	<b>Actif/passif</b>
<b>Revêtement glaciophobe/ hydrophobe</b>	Échelle réelle	Passif
<b>Peinture en noir</b>	Échelle réelle	Passif
<b>Injection de substance chimique</b>	Expérimental	Actif
<b>Injection d'air chaud</b>	Échelle réelle	Actif
<b>Chauffage par microondes</b>	Expérimental	Actif
<b>Chauffage par éléments chauffants</b>	Échelle réelle	Actif
<b>Système de dégivrage pneumatique</b>	Expérimental	Actif
<b>Système de dégivrage expulsif</b>	Expérimental	Actif
<b>Dégivrage par actionneur piézoélectrique</b>	Expérimental	Actif
<b>Actionneurs piézoélectriques et actionneurs basse fréquence</b>	R&D	Hybride
<b>Revêtement hydrophobe et éléments chauffants</b>	Expérimental	Hybride
<b>Électrothermique et expulsif</b>	Expérimental	Hybride

## **CHAPITRE 3**

### **CONTROLE DE VIBRATIONS PAR ELEMENTS PIEZOELECTRIQUES**

Dans ce chapitre, les éléments piézoélectriques sont premièrement étudiés : une description des caractéristiques de ces éléments est montrée, ainsi que les équations électromécaniques qui gèrent leurs fonctionnements. Deuxièmement, le développement du modèle d'équivalence est formulé, ce modèle a pour but de trouver une poutre encastree de caractéristiques bien choisies, qui peut avoir une réponse vibratoire semblable à celle d'une pale. Après, le modèle analytique complet du système équipé par des actionneurs/capteurs est développé. Puis, une optimisation complète du système est présentée en utilisant l'algorithme génétique. Et finalement, les résultats de contrôle de vibration pour le système de contrôle de vibration sont montrés. Les sujets abordés dans ce chapitre et dans le chapitre 6 ont été publiés dans l'article intitulé « Optimized Active Control of a Smart Cantilever Beam Using Genetic Algorithm » (voir ANNEXE II) et l'article intitulé « Optimization of Wind Turbine Performance by Control of Vibration and De-icing » (voir ANNEXE III).

#### **3.1 CERAMIQUES PIEZOELECTRIQUES**

Les céramiques piézoélectriques sont composées de cristaux de pérovskite. Chaque cristal est constitué d'un petit ion métallique tétravalent entouré d'ions métalliques divalents plus grands et d'oxygène comme le montre la Figure 50 **Error! Reference source not found.** [111].

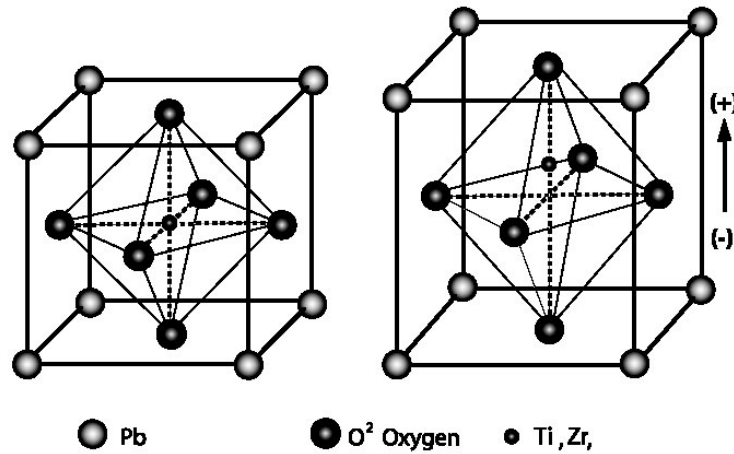


Figure 50: La structure cristalline d'une céramique piézoélectrique, avant le processus de polarisation (à gauche), et après la polarisation (à droite) [111]

Les céramiques piézoélectriques sont préparées en mélangeant des poudres fines d'oxydes métalliques dans des proportions spécifiques, puis en chauffant la poudre pour obtenir une poudre uniforme. Cette poudre, une fois mélangée à un liant organique, est façonnée en formes spécifiques, comme des plaques, disques ou des tiges, etc. Ce mélange est chauffé pour former une structure cristalline dense et des électrodes sont ajoutées d'une manière appropriée aux surfaces après le refroidissement du mélange. Après, la polarisation de cette structure se fait en y appliquant un champ électrique très important en courant continu CC qui permet d'aligner les dipôles des cristaux dans une configuration permanente comme le montre la Figure 51 [111].

Cette céramique, une fois polarisée, elle peut fonctionner dans de x modes :

- Mode actionneur en transformant l'énergie électrique en mécanique, ce qui est nommé l'effet piézoélectrique inverse (découvert en 1880 par Pierre et Jacques Curie).
- Mode capteur en transformant l'énergie mécanique en énergie électrique, connu par l'effet piézoélectrique direct.

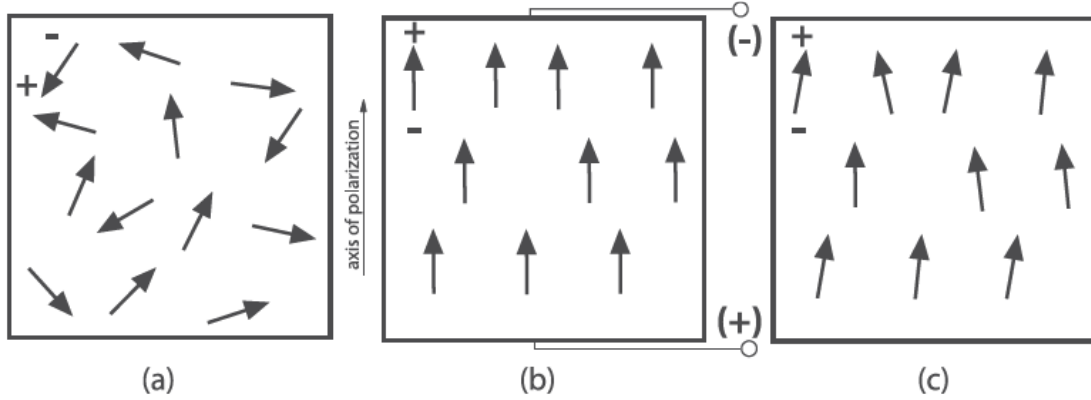


Figure 51: L'orientation des domaines polaires durant le processus de polarisation : (a) avant la polarisation; (b) durant l'application du champ électrique CC ; (c) Après la suppression du champ CC [111]

Quand les transducteurs piézoélectriques sont exploités à de faibles niveaux de champ électrique et sous faible contrainte mécanique, les équations constitutives décrivant leurs propriétés électromécaniques sont [111]:

$$\varepsilon_i = S_{ij}^E \sigma_j + d_{im} E_m \quad (3.1)$$

$$D_m = d_{mi} \sigma_i + \xi_{ik}^{\sigma} E_k$$

Ces équations peuvent être écrites dans une forme plus adaptée pour le mode capteur :

$$\varepsilon_i = S_{ij}^D \sigma_j + g_{mi} D_m \quad (3.2)$$

$$E_i = g_{mi} \sigma_i + \beta_{ik}^{\sigma} D_k$$

Où :  $\sigma$  représente le vecteur de contrainte (N / m<sup>2</sup>)

$\varepsilon$  le vecteur de déformation (m / m)

$E$  le vecteur de champ électrique appliqué (V / m)

$\xi$  la perméabilité (F / m)

$d$  la matrice de constantes de déformation piézoélectriques (m / V)

$S$  la matrice des coefficients de conformité (m<sup>2</sup> / N)

$D$  le vecteur de déplacement électrique (C / m<sup>2</sup>)

$g$  la matrice de constantes piézoélectriques (m<sup>2</sup> / C)

$\beta$  la matrice de composante d'imperméabilité (m / F)

De plus, les indices  $i, j, m$  et  $k$  représentent les directions

$i$  et  $j$  représentent des coefficients avec une valeur de : 1,2,3,4,5 et 6 qui correspondent respectivement à l'axe de  $x, y, z$ , cisaillement autour de l'axe  $x$ , cisaillement autour de l'axe  $y$ , et cisaillement autour de l'axe  $z$ .

$m$  et  $k$  représentent des coefficients dont la valeur est de 1 à 3 correspondants aux axes  $x, y$ , et  $z$ .

En outre, les exposants  $D, E$  et  $\sigma$  représentent des mesures prises à un déplacement électrique constant, un champ électrique constant et une contrainte constante.

En considérant que le dispositif est polarisé le long de l'axe 3 et que le matériau piézoélectrique est transversalement isotrope, comme c'est le cas pour les céramiques piézoélectriques, de nombreux paramètres des matrices ci-dessus sont nuls ou peuvent être calculés en fonction d'autres paramètres. Par conséquent, les équations de (3.1) devient [111]:



$$\begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \varepsilon_3 \\ \varepsilon_4 \\ \varepsilon_5 \\ \varepsilon_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{11} & S_{12} & S_{13} & 0 & 0 & 0 \\ S_{21} & S_{22} & S_{23} & 0 & 0 & 0 \\ S_{31} & S_{32} & S_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & S_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & S_{44} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2(S_{11} - S_{12}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_{23} \\ \tau_{31} \\ \tau_{12} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & d_{31} \\ 0 & 0 & d_{31} \\ 0 & 0 & d_{33} \\ 0 & d_{15} & 0 \\ d_{15} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E_1 \\ E_2 \\ E_3 \end{bmatrix} \quad (3.3)$$

Et

$$\begin{bmatrix} D_1 \\ D_2 \\ D_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & d_{15} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & d_{15} & 0 & 0 \\ d_{13} & d_{31} & d_{33} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \sigma_4 \\ \sigma_5 \\ \sigma_6 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} e_{11}^\sigma & 0 & 0 \\ 0 & e_{11}^\sigma & 0 \\ 0 & 0 & e_{33}^\sigma \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E_1 \\ E_2 \\ E_3 \end{bmatrix} \quad (3.4)$$

Pour plus de clarification :  $d_{im}$  est le rapport entre la déformation dans l'axe m et le champ électrique appliqué le long de l'axe i, lorsque toutes les contraintes externes sont maintenues constantes. De plus, la constante piézoélectrique  $g_{mi}$  signifie le champ électrique développé le long de l'axe m lorsque le matériau est sollicité le long de l'axe i. En outre, les constantes de conformité élastique  $S_{ij}^E$  et  $S_{ij}^D$  représentent le rapport entre la déformation dans la direction i par rapport à la contrainte dans la direction j, étant donné qu'il n'y a pas de changement de contrainte dans les deux autres directions. L'exposant "E" est utilisé pour indiquer que la conformité élastique est mesurée avec les électrodes en court-circuit. De même, l'exposant "D" indique que les mesures ont été effectuées avec les électrodes laissées en circuit ouvert. Finalement,  $e_{11}^\sigma$  désigne la charge par unité de surface le long de l'axe i qui est engendrée par un champ électrique appliqué sur l'axe j lorsque le matériau n'est pas retenu [111].

Pour comprendre mieux le système de contrôle de vibration par des éléments piézoélectriques, il faut étudier plusieurs paramètres qui affectent les performances du système :

- Type de contrôle
- Lois de contrôle
- Position de l'actionneur/capteur

### 3.2 TYPE DE CONTROLE

Le système de contrôle des vibrations utilisant un matériau piézoélectrique peut avoir plusieurs types de contrôle, il peut être sous forme de contrôle passif, actif ou hybride.

Dans un système passif ou ‘Shunt Damping’, un circuit R-L-C convenable est connecté aux pôles piézoélectriques, comme le montre la Figure 52. Chaque branche du circuit (d'indices 1, 2, ...) est réglée pour amortir un mode de vibration spécifique de la plaque. Le système de contrôle passif présente plusieurs avantages et inconvénients par rapport au contrôle actif : il ne nécessite pas de capteur ou de source électrique, mais ses performances sont sensibles à la fréquence d'excitation avec une petite bande passante effective [124].

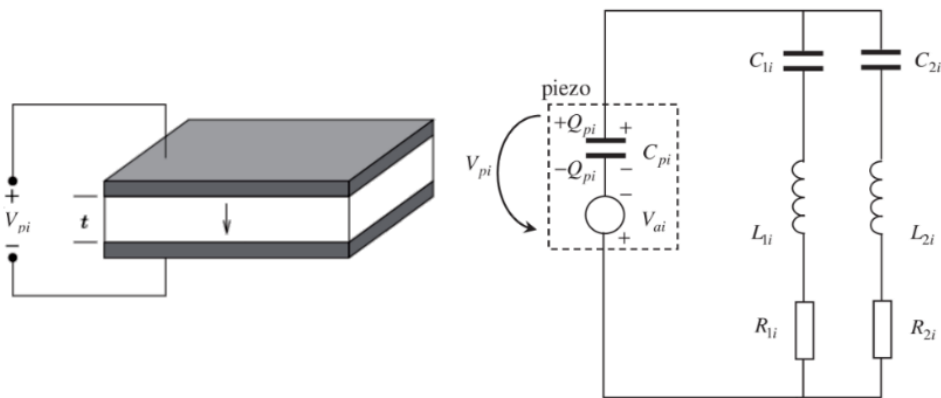


Figure 52: : Schéma de la stratégie de contrôle passif en utilisant un matériau piézoélectrique

Un système actif utilise une source électrique pour alimenter l'actionneur (Figure 53). C'est la stratégie la plus fréquemment utilisée en raison de ses excellentes performances de suppression des vibrations, malgré son besoin d'une alimentation électrique relativement importante.

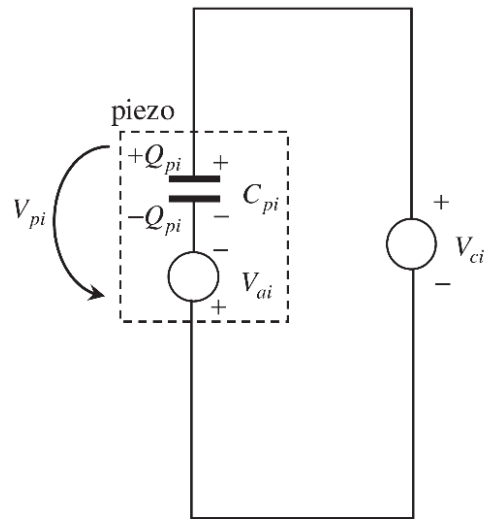


Figure 53: Schéma de la stratégie de contrôle purement active basée sur la rétroaction

Un système hybride utilise une combinaison d'un circuit actif et passif monté en série, comme le montre la Figure 54. Ce système combine les avantages des approches passive et active. En fait, le réseau shunt dissipe l'énergie des modes vibratoires, et la source électrique atténue les vibrations que le réseau passif est incapable de les éliminer [124].

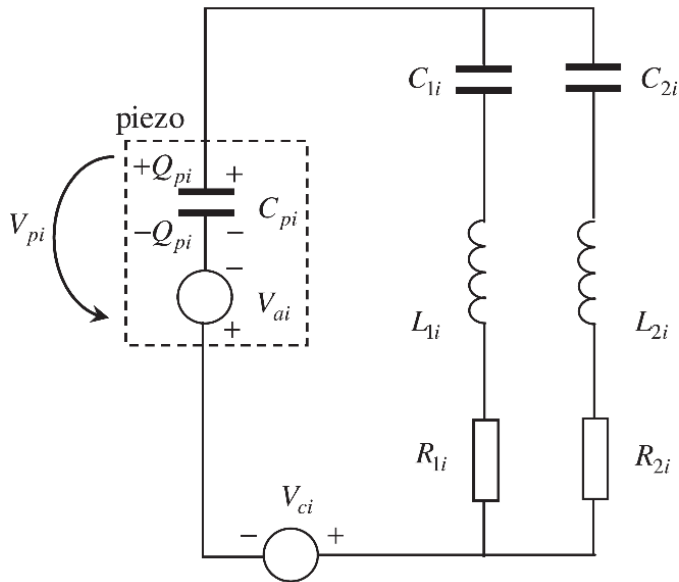


Figure 54: Schéma du système hybride [124]

### 3.3 LOI DE CONTROLE

La loi de contrôle utilisée pour activer l'actionneur piézoélectrique joue un rôle primordial dans le contrôle des vibrations. Les différentes lois de contrôle utilisées dans la littérature sont :

- Direct proportional feedback [132, 133];
- Constant negative velocity feedback [125, 131];
- Linear Quadratic Gaussian (LQG) [115, 118, 123, 124, 130, 132, 134];
- Proportional integral Derivative Controller (PID) [117, 127, 133, 134];
- Sliding mode [120];
- $H_2$  controller [129]

En plus du choix de la loi de contrôle, les paramètres du contrôleur choisi jouent un rôle très important dans la réponse.

### **3.4 POSITION DE L'ACTIONNEUR/CAPTEUR**

L'emplacement de l'actionneur et du capteur influence énormément le contrôle des vibrations de la plaque. Il existe plusieurs critères pour le placement optimal des capteurs et des actionneurs piézoélectriques [128]:

- Les forces/moments modales appliquées par les actionneurs piézoélectriques.
- La déflexion de la structure hôte
- L'effort de contrôle ou l'énergie dissipée
- Le degré d'observabilité
- Le degré de contrôlabilité

### **3.5 MODELE D'EQUIVALENCE**

Cette section vise à rechercher une poutre approximative ayant une réponse vibratoire similaire au modèle de pale d'éolienne pour plusieurs raisons :

- La difficulté de modéliser une pale par une approche numérique.
- La difficulté de modéliser une pale par une approche analytique.
- Le modèle de la poutre est un modèle bien mature et il en existe beaucoup d'études sur le contrôle de vibration.
- Réduire le temps de calcul
- En outre, ce modèle aidera à appliquer la loi de contrôle appropriée et complexe.

- Et surtout, cette méthode va servir comme un modèle qui peut être appliqué à n'importe quelle forme de pale, pour trouver les caractéristiques d'une poutre qui donne une réponse vibratoire pareille à celle de la pale.

La vibration par battement étant la forme de vibration la plus dangereuse pour une pale d'éolienne, un modèle unidimensionnel de section variable et encasté représentant la pale est envisagé à l'aide de COMSOL Multiphysics, comme le montre la Figure 55. La section variable est faite d'aluminium et a une longueur de 1m, une largeur de 30 cm, et une charge ponctuelle 'P' à l'extrémité libre de 10 N est appliquée. Le module d'Young de ce modèle est de  $69e9$  Pa, et la densité est de  $2700$  kg/m<sup>3</sup>.

Le déplacement du bout libre pour la vibration non amortie de ce modèle est obtenu à l'aide de COMSOL Multiphysics, et il est représenté sur la Figure 56. Les trois premières modes propres et leur fréquence naturelle correspondante sont présentées respectivement dans la Figure 57 et dans le Tableau 4.

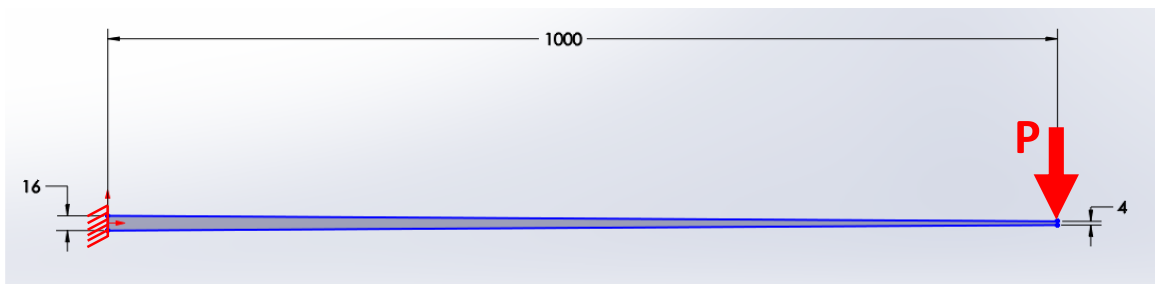


Figure 55: Modèle à section variable représentatif de la pale. Les dimensions sont en mm

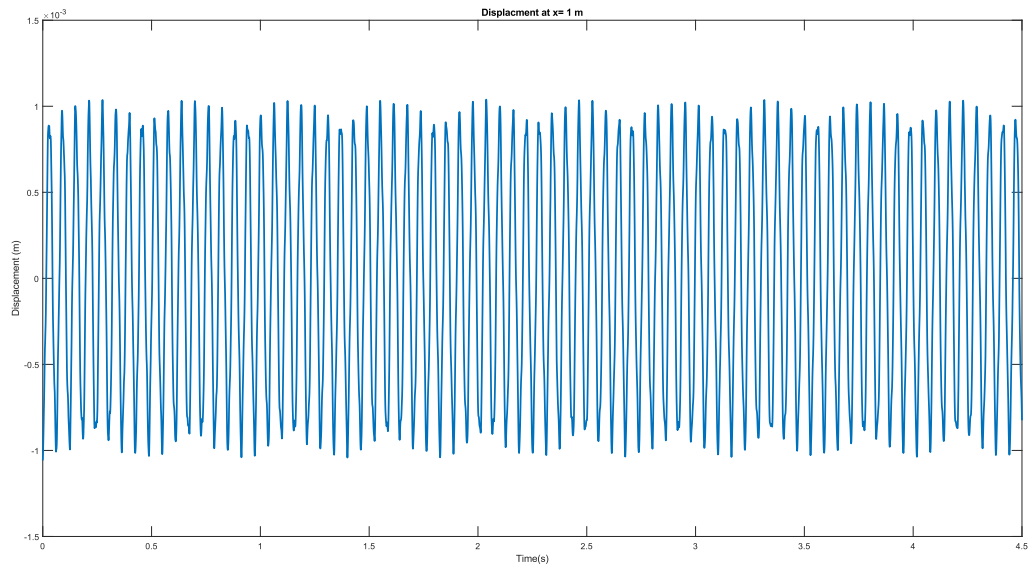


Figure 56: Déplacement du bout libre de la section variable à l'aide de COMSOL

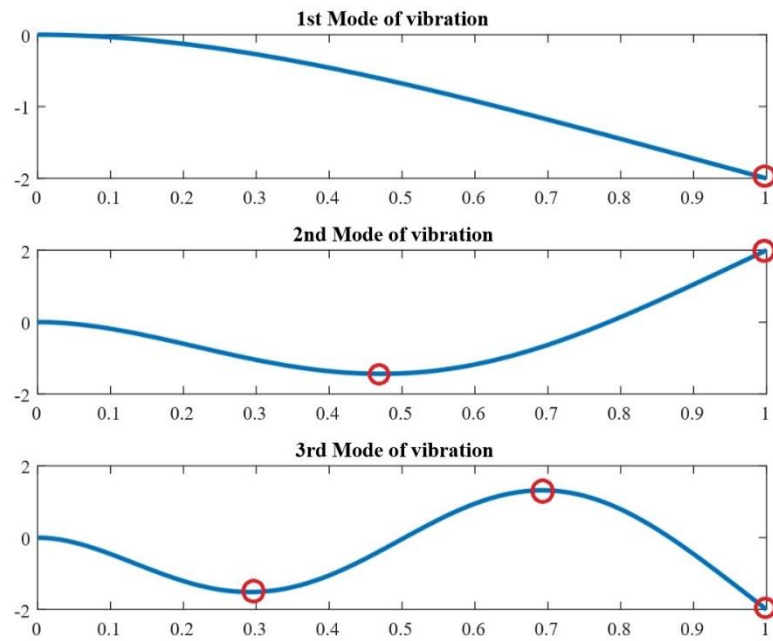


Figure 57: Modes propres du modèle à section variable

Tableau 4:

Fréquence de trois premiers modes de vibration pour le modèle à section variable en utilisant COMSOL Multiphysics et la méthode de transformation de fourrier rapide FFT

<b>Mode shape</b>	<b>Numerical Analysis Frequency (Hz)</b>	<b>FFT frequency (Hz)</b>
<b>Mode 1</b>	16.436	16.44079
<b>Mode 2</b>	63.678	62.54143
<b>Mode 3</b>	152.49	152.41057

L'objectif est de trouver une poutre équivalente encastree avec une réponse vibratoire au bout libre similaire à celle obtenue à la Figure 56. À cette fin, un modèle analytique pour la poutre non amortie avec charge initiale est utilisé, basé sur la théorie des poutres d'Euler-Bernoulli. L'équation différentielle partielle du mouvement de la poutre est [160]:

$$E_b I_b \frac{\partial^4 \omega(x, t)}{\partial x^4} + \rho_b A_b \frac{\partial^2 \omega(x, t)}{\partial t^2} = 0 \quad (3.5)$$

Où  $E_b$ ,  $I_b$ ,  $\rho_b$ ,  $A_b$  et  $\omega$  représentent respectivement le module de Young, le moment d'inertie, la densité, la section transversale et la déflexion transversale de la poutre.

Le calcul de la solution de l'équation (3.5) sera développé dans la section suivante.

### 3.5.1 Modèle analytique pour une poutre encastree libre non amortie

Comme expliqué dans [160], trois approches permettent de dériver le modèle des équations du mouvement d'un système vibrant : les lois de Newton, la méthode de conservation de la puissance, ou la méthode de Lagrange-Hamilton. Une théorie classique des poutres a été développée par Euler-Bernoulli en utilisant ces approches. Les hypothèses prises par Euler-Bernoulli pour la résolution de ce modèle étaient les suivantes :

- Les sections planes de la poutre restent planes même après déformation.



- Les sections planes déformées restent perpendiculaires à l'axe neutre.

Un autre modèle récent développé par Timoshenko supprime la deuxième contrainte mentionnée ci-dessus [160]. Mais dans notre application, nous considérons que la théorie des poutres de Euler-Bernoulli est suffisante.

Donc l'équation différentielle partielle à résoudre pour une poutre encastree non amortie est celle de l'équation (3.5):

$$E_b I_b \frac{\partial^4 \omega(x,t)}{\partial x^4} + \rho_b A_b \frac{\partial^2 \omega(x,t)}{\partial t^2} = 0$$

La déviation transversale de la poutre  $\omega(x,t)$  peut être divisée en deux parties indépendantes, l'une en fonction du temps et l'autre de la position :

$$\omega(x,t) = X(x) \cdot f(t) \quad (3.6)$$

Donc, l'équation (3.5) peut-être écrite sous la forme :

$$f(t) \cdot \frac{\partial^4 X(x)}{\partial x^4} + \frac{1}{c^2} X(x) \cdot \frac{\partial^2 f(t)}{\partial t^2} = 0 \quad (3.7)$$

Où  $c = \sqrt{\frac{E_b I_b}{\rho_b A_b}}$

En organisant l'équation (3.7) on obtient :

$$\frac{c^2}{X(x)} \cdot \frac{\partial^4 X(x)}{\partial x^4} = - \frac{1}{f(t)} \cdot \frac{\partial^2 f(t)}{\partial t^2} = \omega^2 \quad (3.8)$$

Ce qui donne :

$$\frac{\partial^4 X(x)}{\partial x^4} - \gamma^4 X(x) = 0 \quad (3.9)$$

Et 
$$\frac{\partial^2 f(t)}{\partial t^2} + \omega^2 \cdot f(t) = 0 \quad (3.10)$$

Où  $\gamma^4 = \frac{\omega^2}{c^2}$

La solution générale de l'équation (3.9) peut être écrite sous la forme :

$$X(x) = X_0 \cdot e^{rx} \quad (3.11)$$

Où  $r = +\gamma; ou -\gamma; ou +i\gamma; ou -i\gamma$

Par la suite, l'équation (3.11) peut être reformulée de la façon suivante :

$$X(x) = C_1 \cos(\gamma x) + C_2 \sin(\gamma x) + C_3 \cosh(\gamma x) + C_4 \sinh(\gamma x) \quad (3.12)$$

Les constantes de l'équation (3.12)  $C_1, C_2, C_3$  et  $C_4$  peuvent être obtenues en utilisant les conditions aux limites. Nous savons que dans le cas d'une poutre encastree, le déplacement et la pente à l'extrémité fixe sont toujours nuls. De plus, le moment de flexion (M) et la force verticale (T) à l'extrémité libre L de la poutre sont toujours nuls [161]:

1.  $X(0) = 0$
2.  $\frac{\partial X(0)}{\partial x} = 0$
3.  $M(L) = E_b I_b \frac{\partial^2 \omega(L,t)}{\partial x^2} = E_b I_b \cdot \frac{\partial^2 X(L)}{\partial x^2} = 0$
4.  $T(L) = E_b I_b \frac{\partial^3 \omega(L,t)}{\partial x^3} = E_b I_b \cdot \frac{\partial^3 X(L)}{\partial x^3} = 0$

Lorsque l'équation (3.12) est substituée à ces conditions aux limites, nous obtenons :

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 \\ -\cos(\gamma L) & -\sin(\gamma L) & \cosh(\gamma L) & \sinh(\gamma L) \\ \sin(\gamma L) & -\cos(\gamma L) & \sinh(\gamma L) & \cosh(\gamma L) \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} C_1 \\ C_2 \\ C_3 \\ C_4 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3.13)$$

Le déterminant de la matrice carrée de gauche de l'équation (3.13) doit être nul pour obtenir une solution non triviale de l'équation, ce qui nous conduit au domaine fréquentiel de la poutre encastree :

$$\det \left( \begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 \\ -\cos(\gamma L) & -\sin(\gamma L) & \cosh(\gamma L) & \sinh(\gamma L) \\ \sin(\gamma L) & -\cos(\gamma L) & \sinh(\gamma L) & \cosh(\gamma L) \end{bmatrix} \right) = 0 \quad (3.14)$$

Ce qui donne :

$$\cos(\gamma L) \cdot \cosh(\gamma L) = -1 \quad (3.15)$$

La solution de cette équation peut être obtenue graphiquement ou numériquement. Elle conduit à un nombre infini de valeurs pour  $\gamma$ . MATLAB a été utilisé pour résoudre cette équation numériquement ; les six premières solutions sont présentées dans le Tableau 5.

Tableau 5:

Solution numérique de l'équation (3.15) à l'aide de MATLAB

$\gamma_1 L$	$\gamma_2 L$	$\gamma_3 L$	$\gamma_4 L$	$\gamma_5 L$	$\gamma_6 L$
1.8751	4.6940	7.8548	10.9955	14.1372	17.2788

D'autre part, nous pouvons regrouper toutes les variables de l'équation (3.14)(3.14) en termes de  $C_1$ , et nous obtenons :

$$C_3 = -C_1$$

$$C_2 = C_1 \cdot \frac{-\cos(\gamma L) - \cosh(\gamma L)}{\sin(\gamma L) + \sinh(\gamma L)} \quad (3.16)$$

$$C_4 = -C_2$$

En revenant à l'équation (3.12), on peut l'écrire sous la forme de modes propres :

$$x_n(x) = \phi_n(x) = C_1 \left[ \cos(\gamma_n L) - \cosh(\gamma_n L) + \left( \frac{-\cos(\gamma_n L) - \cosh(\gamma_n L)}{\sin(\gamma_n L) + \sinh(\gamma_n L)} \right) (\sin(\gamma_n L) - \sinh(\gamma_n L)) \right] \quad (3.17)$$

Selon Volterra [162],  $C_1$  doit être égal à  $\frac{1}{2}$  afin de faire correspondre la solution dynamique et la solution statique au temps  $t=0$ .

Les équations de modes propres résultantes sont utilisées pour modéliser la poutre encastree réelle équipée d'une paire de capteur/actionneur PZT. Ainsi, nous négligeons l'effet d'amortissement sur la forme de mode. De même, nous considérons que l'ajout d'une paire de capteurs/actionneurs PZT n'affecte pas la forme du mode propre, car leur taille est négligeable par rapport à la poutre [130].

D'autre part, la solution de l'équation (3.10) peut être écrite sous la forme :

$$f(t) = A_n \cos(\omega_n t) + B_n \sin(\omega_n t) \quad (3.18)$$

Ici,  $A_n$  dépend de la position initiale de la poutre au temps  $t=0$ , et  $B_n$  dépend de sa vitesse initiale [163]. Dans notre cas, la poutre a été déplacée pour un déplacement initial et relâchée sans vitesse initiale, donc  $B_n = 0$  et  $A_n = \frac{2}{L} \int_0^L \omega(x, 0) \cdot \phi_n dx$  [163].

La solution finale de la poutre encastree non amortie représentée dans l'équation (3.5) sera :

$$\omega(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} \phi_n(x) \cdot A_n \cos(\omega_n t) \quad (3.19)$$

### 3.5.2 Forme approximative du modèle numérique

La simulation numérique n'est pas complètement précise et elle contient une certaine erreur numérique due à la discrétisation [164]. De plus, vu que notre algorithme de recherche de la poutre équivalente veut se rapprocher le plus de la forme périodique de l'équation (3.19), une approximation de la solution numérique a été faite en utilisant la transformation de

Fourier rapide (FFT). La FFT a été réalisée à l'aide de Matlab, et les fréquences naturelles obtenues sont indiquées dans le Tableau 4.

En utilisant la fréquence naturelle obtenue par FFT ( $f_1, f_2, f_3$ ), le déplacement numérique du bout libre peut être approximé sous la forme :

$$Y(t) = A_1 \cdot \cos(2\pi f_1 t) + A_2 \cdot \cos(2\pi f_2 t) + A_3 \cdot \cos(2\pi f_3 t) \quad (3.20)$$

Et les paramètres  $A_1, A_2, A_3$  peuvent être trouvés en utilisant l'ajustement de courbe 'Curve Fitting' dans Matlab entre la solution numérique de la Figure 56 et la solution approximée  $Y(t)$  dans l'équation (3.20) en utilisant la méthode de moindres carrés.

Les paramètres trouvés sont :

$$A_1 = -9.295e-04$$

$$A_2 = -6.509e-05$$

$$A_3 = 2.791e-06$$

La Figure 58 montre la comparaison entre les formes approximatives et numériques. La partie agrandie (entre 0 et 1.4 sec) montre une très bonne concordance entre les deux formes ; ensuite, une petite différence apparaît due aux erreurs de calcul numérique et à la tolérance comme expliquée ci-dessus (RMS= 1.8565e-4), ce qui justifie l'utilisation de la forme approchée. Ainsi, la forme approchée sera utilisée pour trouver la poutre équivalente en utilisant l'algorithme génétique.

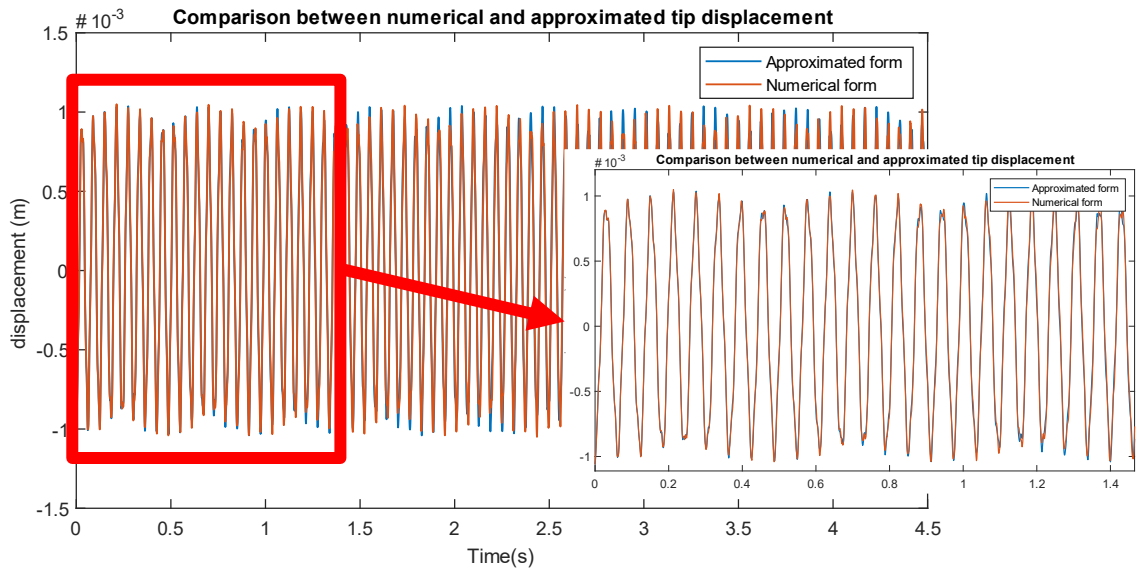


Figure 58: Comparaison entre le déplacement numérique et le déplacement approximatif du bout libre

### 3.5.3 Algorithme génétique

L'algorithme génétique (AG) est utilisé comme algorithme de recherche de la poutre équivalente.

En fait, l'algorithme génétique est l'un des premiers algorithmes stochastiques basés sur la population proposés dans l'histoire [165]. Cette méthode de recherche développée par John Holland en 1975 [166] s'inspire de l'évolution naturelle darwinienne [167]. Dans l'AG, chaque individu est un candidat (chromosome) dont l'aptitude est évaluée à chaque itération à l'aide d'une fonction objective appelée fonction d'aptitude. Les meilleurs individus sont choisis aléatoirement à l'aide d'un mécanisme de sélection, et ces candidats sont utilisés pour améliorer d'autres solutions en utilisant le croisement 'crossover' entre les individus. Le croisement consiste à échanger le matériel génétique de deux parents à une position aléatoire dans les chromosomes pour produire un nouvel enfant exploitant la zone située entre les parents, comme le montre la Figure 59. Les chromosomes des parents, bleus et rouges, sont échangés à une position spécifique (point simple ou point double comme indiqué sur la figure) pour obtenir des enfants avec des chromosomes bleus et rouges alternés. AG ajoute

également de façon aléatoire de nouvelles informations génétiques au processus de recherche dit de "mutation". Ce processus ajoute de la diversité à la population et permet d'éviter les solutions optimales locales [167]. La Figure 60 montre un exemple de processus de la méthode de mutation. L'information génétique des chromosomes choisis au hasard pour les enfants passe de zéro à un, comme le montre la figure.

La Figure 61 présente un résumé des étapes de l'algorithme génétique. Il faut noter que le processus d'évaluation est basé sur la fonction 'fitness',  $p_c$  est le paramètre représentant la probabilité de croisement, généralement entre 0,5 et 1, et  $p_m$  est la probabilité de mutation, généralement très faible, inférieure à 0,05 [168].

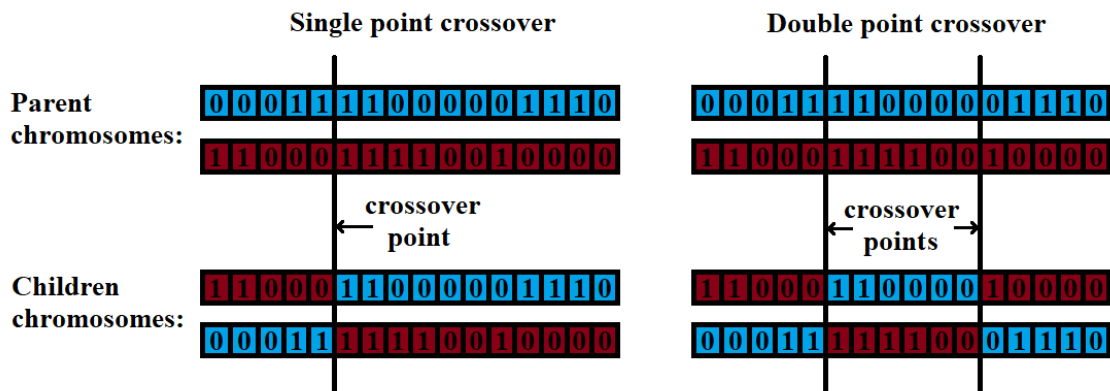


Figure 59: Croisement à point unique et à point double

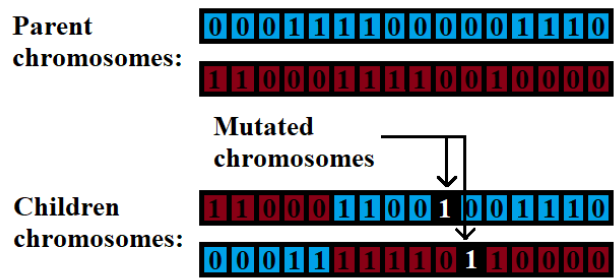


Figure 60: Exemple de processus de mutation

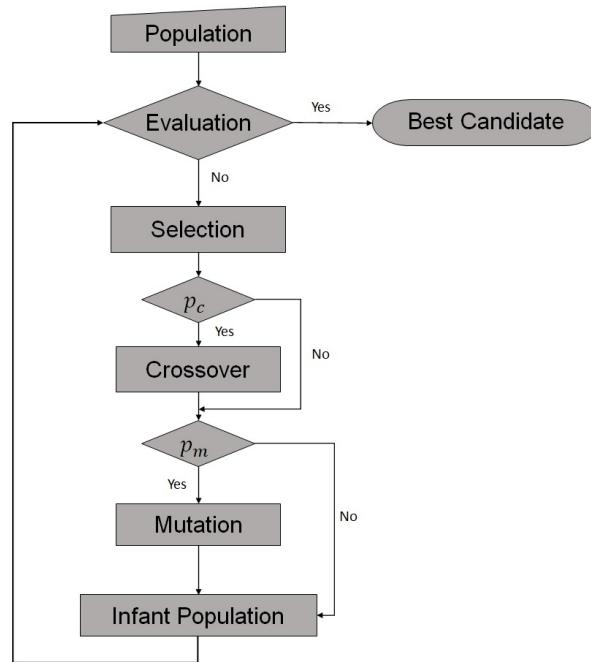


Figure 61: Schéma montrant la méthodologie de l'algorithme génétique

Retournant à notre cas, et afin de trouver la poutre équivalente, cet algorithme a été utilisé. L'AG essaie de trouver les paramètres de la poutre satisfaisant l'équation (3.19) et ayant la réponse la plus proche de la solution approximative de l'équation (3.20). Pour cela, quatre données de points de contrôle ont été fournies à l'algorithme pour aider l'AG. Ces points sont constitués des quatre points rouges de la Figure 57 (à  $X_1=0,35*L$  ;  $X_2=0,5426*L$  ;  $X_3=0,748*L$  et  $X_4=L$ ). En outre, la solution approximative a été calculée à ces quatre points, et les données ont été transmises à l'AG.

L'AG est ensuite utilisé pour rechercher les paramètres de la poutre :  $E_b$  et  $\rho_b$ , tandis que les autres paramètres ont été définis comme indiqué dans le Tableau 6 pour avoir les mêmes dimensions géométriques que celles de la pale.

Les paramètres optimaux recherchés à l'aide de l'AG étaient les suivants :

$$E_b = 2,19452e+12 \text{ Pa}$$



$$\rho_b = 3389,8323 \text{ kg/m}^3$$

Tableau 6:  
Paramètres de la poutre

<b>Parameter</b>	<b>Value</b>
Length of the beam L(m)	1
Width of the beam $w_b$ (m)	0.3
Thickness of the beam $h_b$ (m)	0.004
Initial load applied to beam's tip P (N)	10

La Figure 62 montre la comparaison entre la réponse de la poutre équivalente obtenue par AG et la réponse approximative de la section variable en quatre points (à  $X_1=0,35*L$  ;  $X_2=0,5426*L$  ;  $X_3=0,748*L$  et  $X_4=L$ ). Un bon accord entre la poutre équivalente et la forme approximative est montré. L'erreur quadratique moyenne entre les deux aux points  $X_1$ ,  $X_2$ ,  $X_3$  et  $X_4$  est indiquée dans le Tableau 7.

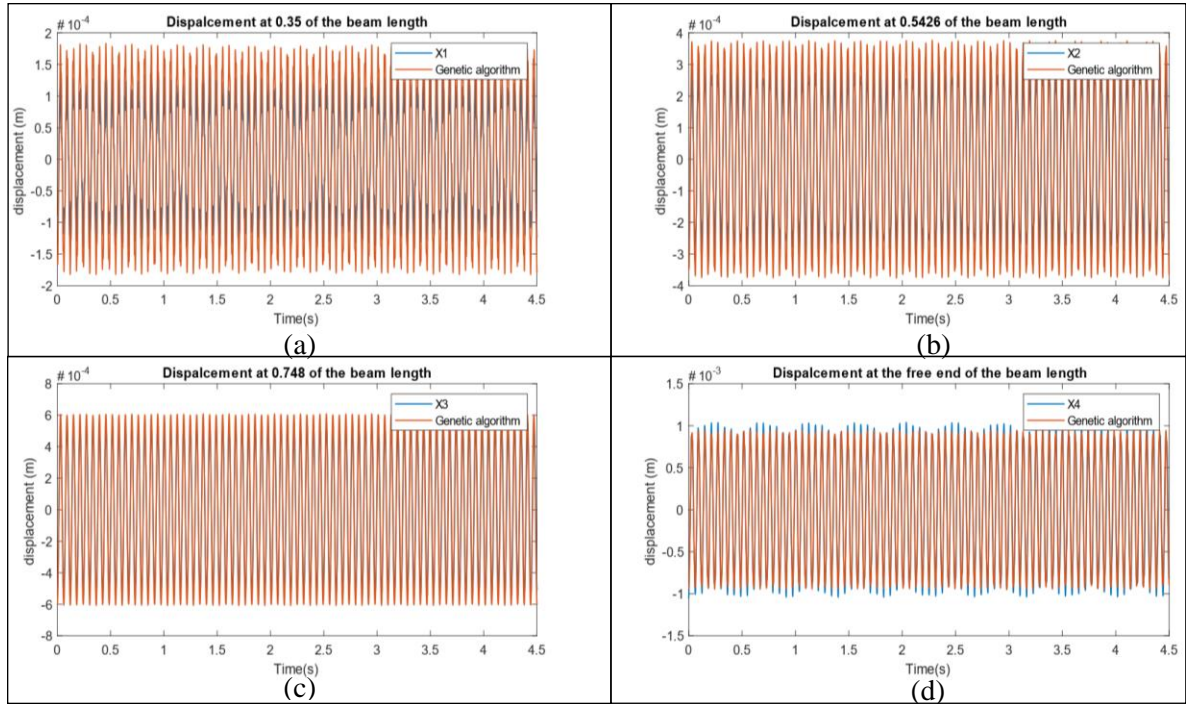


Figure 62: Comparaison entre la réponse de la poutre équivalente obtenue par AG et la réponse approximative de la section variable en quatre points : (a) à  $X_1 = 0,35 * L$ , (b) à  $X_2 = 0,5426 * L$ , (c) à  $X_3 = 0,748 * L$  et (d)  $X_4 = L$

Tableau 7:

Erreur quadratique moyenne entre la poutre approximative et la poutre AG à  $X_1$ ,  $X_2$ ,  $X_3$  et

$X_4$

Case	RMS
(a)	4.6602e-05
(b)	7.1743e-05
(c)	7.0637e-05
(d)	1.0757e-04

À partir de maintenant, la poutre équivalente obtenue par l'AG sera utilisée pour contrôler les vibrations.

### 3.6 CONTROLE DES VIBRATIONS DE LA POUTRE EQUIVALENTE :

À ce stade, la poutre équivalente encastrée trouvée dans la section précédente sera utilisée pour appliquer la stratégie de contrôle. Une paire de plaques PZT colocalisées sont collées à la surface de la poutre : l'un agissant comme un actionneur, fixé au sommet de la poutre, et l'autre agissant comme un capteur, fixé au bas de la poutre, comme le montre la Figure 63. Une charge initiale 'P' est appliquée à l'extrémité libre de la poutre.

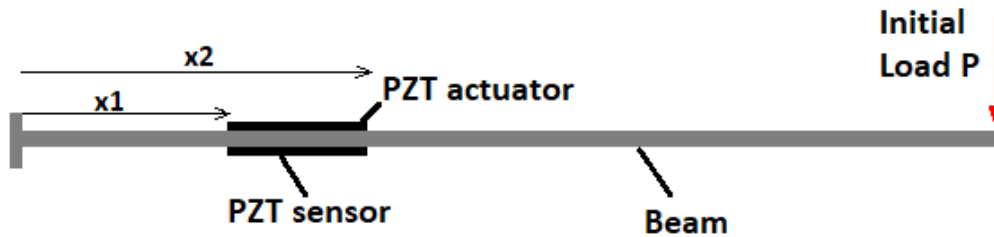


Figure 63: Schéma de la poutre encastrée avec la paire actionneur/capteur PZT

L'équation différentielle partielle décrivant le système d'une poutre amortie encastrée avec la paire de capteurs/actionneurs est [111]:

$$E_b I_b \frac{\partial^4 \omega(x, t)}{\partial x^4} + \rho_b A_b \frac{\partial^2 \omega(x, t)}{\partial t^2} + c_b \frac{\partial \omega(x, t)}{\partial t} = F_{x_2} - F_{x_1} \quad (3.21)$$

Où :  $F_{x_1}, F_{x_2}$  la force appliquée par l'actionneur PZT en position  $x_1$  et  $x_2$ .

$c_b$  le coefficient d'amortissement de la poutre

$x_1 / x_2$  les coordonnées de l'actionneur PZT

Les forces  $F_{x_1}, F_{x_2}$  peuvent être exprimées sous forme :

$$E_b I_b \frac{\partial^4 \omega(x, t)}{\partial x^4} + \rho_b A_b \frac{\partial^2 \omega(x, t)}{\partial t^2} + c_b \frac{\partial \omega(x, t)}{\partial t} = F \cdot (\delta_{(x-x_2)} - \delta_{(x-x_1)}) \quad (3.22)$$

Où  $\delta$  est la fonction de Dirac

Si on considère une force  $F$  avec une distance  $d$ , comme représenté sur la Figure 64, alors le moment résultant est  $M = F \cdot d$

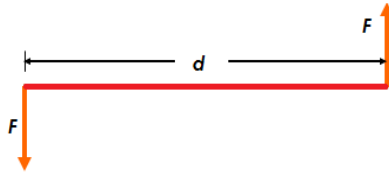


Figure 64: Schéma des forces appliquées à une poutre

Lorsque  $d \rightarrow 0$

Alors

$$\begin{aligned} F_x &= \lim_{d \rightarrow 0} (F \delta_x - F \delta_{x-d}) \\ &= \lim_{d \rightarrow 0} \left( \frac{M}{d} \delta_x - \frac{M}{d} \delta_{x-d} \right) \\ &= M \lim_{d \rightarrow 0} \left( \frac{\delta_x - \delta_{x-d}}{d} \right) \end{aligned}$$

$$F_x = M \cdot \frac{\partial \delta}{\partial x_x}$$

À partir de là,  $F \cdot (\delta_{(x-x_2)} - \delta_{(x-x_1)})$  mentionné ci-dessus peut être écrit sous la forme:

$$M_a \left( \frac{\partial \delta}{\partial x_{(x-x_2)}} - \frac{\partial \delta}{\partial x_{(x-x_1)}} \right)$$

Et l'équation (3.21) peut être écrite de la forme :

$$\begin{aligned}
E_b I_b \frac{\partial^4 \omega(x, t)}{\partial x^4} + \rho_b A_b \frac{\partial^2 \omega(x, t)}{\partial t^2} + c_b \frac{\partial \omega(x, t)}{\partial t} \\
= M_a \left( \frac{\partial \delta}{\partial x_{(x-x_2)}} - \frac{\partial \delta}{\partial x_{(x-x_1)}} \right)
\end{aligned} \tag{3.23}$$

Le moment  $M_a$  appliqué par l'actionneur PZT peut être défini comme suit [123]:

$$M_a = -E_a \cdot b_a \cdot d_{31} \cdot \left( \frac{h_b + h_a}{2} \right) \cdot \frac{I_b}{I_{eq}} V_a = K^* \cdot \frac{I_b}{I_{eq}} \cdot V_a = K_a \cdot V_a \tag{3.24}$$

Où  $E_a$ ,  $b_a$ ,  $d_{31}$ ,  $h_b$ ,  $h_a$ ,  $V_a$ ,  $I_b$  et  $I_{eq}$  représentent respectivement le module de Young de l'actionneur PZT, la largeur de l'actionneur, la constante de déformation piézoélectrique, la hauteur de la poutre, la hauteur de l'actionneur PZT, la tension appliquée à l'actionneur, le moment d'inertie de la poutre et le moment d'inertie équivalent de la poutre avec la paire actionneur/capteur PZT.

Dans cette étude, la paire actionneur/capteur a les mêmes dimensions, donc  $h_a = h_s$  et  $b_a = b_s$ , où  $h_s$ ,  $b_s$  sont la hauteur et la largeur du capteur.

$I_{eq}$  peut être représenté par [123]:

$$\begin{aligned}
I_{eq} &= \frac{b_b h_b^3}{12} + \frac{b_{a\ eq} h_a^3}{12} + b_a h_a \left( \frac{h_b}{2} + \frac{h_a}{2} \right)^2 + \frac{b_{s\ eq} h_s^3}{12} + b_s h_s \left( \frac{h_b}{2} + \frac{h_s}{2} \right)^2 \\
I_{eq} &= \frac{b_b h_b^3}{12} + 2 \frac{b_{a\ eq} h_a^3}{12} + 2 b_a h_a \left( \frac{h_b}{2} + \frac{h_a}{2} \right)^2
\end{aligned}$$

Et  $b_{a\ eq} = b_{s\ eq} = b_a \cdot \frac{E_a}{E_b}$  représentent la largeur équivalente du PZT.

Comme nous pouvons le voir dans l'équation (3.24), le choix de la loi de contrôle affectera tous les calculs ultérieurs du modèle. Dans cette étude, la loi de contrôle utilisée est le contrôleur proportionnel intégral dérivé (PID) basé sur la tension du capteur, étant donné que le mouvement du système dicte le signal de tension du capteur. Ce contrôleur a pour but

de réduire les vibrations du système, ainsi atteindre une tension stable du capteur. Dans ce cas, la tension de l'actionneur devient :

$$V_a = K_P \cdot (V_s - V_{desiré}) + K_D \cdot (\dot{V}_s - \dot{V}_{desiré}) + K_I \cdot \int (V_s - V_{desiré}) dt \quad (3.25)$$

Où  $K_P, K_D, K_I$  sont les paramètres du contrôleur,  $V_{desiré}$  représente la tension désirée du capteur. Dans notre cas, la tension désirée du capteur est zéro puisqu'on essaie de réduire et éventuellement d'arrêter les vibrations du système.  $V_s$  est la tension du capteur.

$$V_s = -E_s \cdot b_s \cdot \frac{g_{31}}{2C} \left( \frac{h_b}{2} \right) \cdot \frac{\partial \omega(x, t)}{\partial x} \Big|_{x_1}^{x_2} = K_s \cdot \frac{\partial \omega(x, t)}{\partial x} \Big|_{x_1}^{x_2} \quad (3.26)$$

Où  $E_s, b_s, g_{31},$  et  $C$  représentent, respectivement, le module de Young du capteur PZT, la largeur du capteur, le coefficient de tension piézoélectrique et la capacité du capteur PZT.

Ainsi

$$V_a = K_P \cdot V_s + K_D \cdot \dot{V}_s + K_I \cdot \int V_s dt \quad (3.27)$$

La Figure 65 montre le schéma du contrôleur PID. Le contrôleur PID utilise la tension du capteur pour calculer la tension appropriée appliquée à l'actionneur.

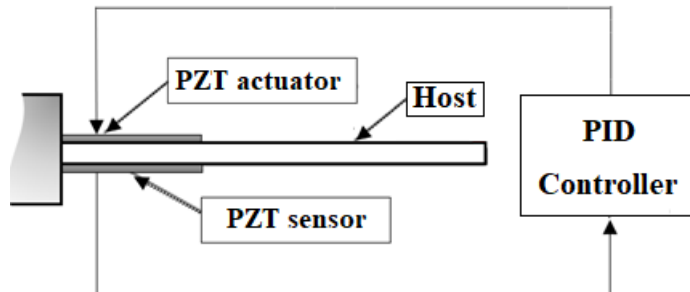


Figure 65: Schéma représentatif du contrôleur

En substituant toutes les variables mentionnées ci-dessus dans l'équation (3.23), nous obtenons l'équation générale :

$$\begin{aligned}
& E_b I_b \frac{\partial^4 \omega(x, t)}{\partial x^4} + \rho_b A_b \frac{\partial^2 \omega(x, t)}{\partial t^2} + c_b \frac{\partial \omega(x, t)}{\partial t} \\
& = K_a \cdot K_s \cdot \left( K_p \cdot \frac{\partial \omega(x, t)}{\partial x} \Big|_{x_1}^{x_2} + K_I \cdot \int \frac{\partial \omega(x, t)}{\partial x} \Big|_{x_1}^{x_2} dt \right. \\
& \quad \left. + K_D \cdot \frac{\partial}{\partial t} \frac{\partial \omega(x, t)}{\partial x} \Big|_{x_1}^{x_2} \right) \cdot \left( \frac{\partial \delta}{\partial x(x-x_2)} - \frac{\partial \delta}{\partial x(x-x_1)} \right)
\end{aligned} \tag{3.28}$$

Le déplacement  $\omega(x, t)$  peut être séparable dans l'espace et dans le temps en utilisant l'approche de l'analyse modale [169]:

$$\omega(x, t) = \sum_{i=1}^{\infty} \phi_i(x) f_i(t) \tag{3.29}$$

Ici,  $\phi_i(x)$  représente la fonction propre, est connue comme la forme de mode. Dans notre cas, nous supposons que les impacts de l'actionneur sur les formes de mode sont insignifiants, ce qui est vrai si les dimensions de l'actionneur sont minuscules par rapport à celles de la poutre [123]. Ainsi, l'équation de mode propre dérivée de l'équation (3.17) est utilisée dans cette section.

En substituant l'équation (3.29) dans (3.28), en multipliant par  $\phi_j(x)$  et en intégrant sur toute la longueur de la poutre, on obtient :

$$\begin{aligned}
& \sum_{i=1}^n \int_0^L \left( E_b I_b \cdot f_i(t) \phi_j(x) \cdot \frac{\partial^4 \phi_i(x)}{\partial x^4} + \rho_b A_b \cdot \phi_j(x) \cdot \phi_i(x) \frac{\partial^2 f_i(t)}{\partial t^2} \right. \\
& \quad \left. + c_b \cdot \phi_j(x) \cdot \phi_i(x) \frac{\partial f_i(t)}{\partial t} \right) dx \\
& = \int_0^L \left\{ K_a \cdot K_s \cdot \sum_{i=1}^n \left( K_P \cdot f_i(t) \cdot \phi_j(x) \frac{\partial \phi_i(x)}{\partial x} \Big|_{x_1}^{x_2} \right. \right. \\
& \quad \left. \left. + K_I \cdot \phi_j(x) \frac{\partial \phi_i(x)}{\partial x} \Big|_{x_1}^{x_2} \cdot \int f_i(t) dt \right. \right. \\
& \quad \left. \left. + K_D \cdot \frac{\partial f_i(t)}{\partial t} \cdot \phi_j(x) \frac{\partial \phi_i(x)}{\partial x} \Big|_{x_1}^{x_2} \right) \cdot \left( \frac{\partial \delta}{\partial x_{(x-x_2)}} \right. \right. \\
& \quad \left. \left. - \frac{\partial \delta}{\partial x_{(x-x_1)}} \right) \right\} dx \tag{3.30}
\end{aligned}$$

En utilisant la propriété d'orthogonalité des formes modales [169]:

$$\int_0^L \phi_j(x) \phi_i(x) dx = \delta_{ij}$$

$$\text{Où } \delta_{ij} = \begin{cases} 1 & \text{si } i = j \\ 0 & \text{sinon} \end{cases}$$

De plus, en utilisant la propriété de la fonction 'Delta de Dirac':

$$\int_{-\infty}^{\infty} \delta^{(n)}(x - \theta) \phi(x) dx = (-1)^n \phi^{(n)}(\theta)$$

L'équation (3.30) peut être réduite à :



$$\begin{aligned}
E_b I_b \cdot f_i(t) \int_0^L \phi_i(x) \cdot \frac{\partial^4 \phi_i(x)}{\partial x^4} dx + \rho_b A_b \cdot \frac{\partial^2 f_i(t)}{\partial t^2} + c_b \cdot \frac{\partial f_i(t)}{\partial t} \\
= K_a \cdot K_s \cdot \left( \frac{\partial \phi_i(x)}{\partial x} \Big|_{x_1}^{x_2} \right)^2 \cdot \left[ K_P \cdot f_i(t) + K_I \cdot \int f_i(t) dt \right. \\
\left. + K_D \cdot \frac{\partial f_i(t)}{\partial t} \right]
\end{aligned} \quad (3.31)$$

Le regroupement des termes donne :

$$\begin{aligned}
\ddot{f}_i(t) + \frac{c_b}{\rho_b A_b} \dot{f}_i(t) + \Omega^2 f_i(t) \\
= K_{Ti} \cdot \left( K_P \cdot f_i(t) + K_D \dot{f}_i(t) + K_I \cdot \int f_i(t) dt \right)
\end{aligned} \quad (3.32)$$

$$\text{Où } \Omega^2 = \frac{E_b I_b}{\rho_b A_b} \int_0^L \phi_i(x) \cdot \frac{\partial^4 \phi_i(x)}{\partial x^4} dx$$

$$K_{Ti} = K_a \cdot K_s \cdot \left( \frac{\partial \phi_i(x)}{\partial x} \Big|_{x_1}^{x_2} \right)^2$$

Pour résoudre l'équation (3.32), le terme intégral du PID  $K_I \cdot \int f_i(t) dt$  a été intégré par itérations de la résolution de l'équation, c'est-à-dire :

$$\begin{aligned}
\ddot{f}_i(t) + \frac{c_b}{\rho_b A_b} \dot{f}_i(t) + \Omega^2 f_i(t) \\
= K_{Ti} \cdot \left( K_P \cdot f_i(t) + K_D \dot{f}_i(t) \right. \\
\left. + K_I (f_i(t) + f_i(t-1) + \dots + f_i(0)) \right)
\end{aligned} \quad (3.33)$$

Au temps  $t$ , tous les précédents  $f_i(t-1)$ ,  $f_i(t-2)$ , ...  $f_i(0)$  sont déjà calculés et peuvent être insérés comme coefficients  $a_i$ .

Ainsi, l'équation (3.33) peut être organisée comme suit :

$$\begin{aligned} \ddot{f}_i(t) + \left( \frac{c_b}{\rho_b A_b} + K_i \cdot K_D \right) \dot{f}_i(t) + (\Omega^2 + K_{Ti} K_P + K_{Ti} \cdot K_I) f_i(t) + a_i \\ = 0 \end{aligned} \quad (3.34)$$

L'équation (3.34) est pour le  $i^{\text{ème}}$  mode de vibration. Si nous tronquons cette équation à  $n$  modes, la dynamique du système peut être représentée par l'équation d'espace d'état :

$$\dot{Z}(t) - D \cdot Z(t) = A \quad (3.35)$$

Où  $Z(t) = [f_1(t) \ f_2(t) \ \dots \ f_n(t) \ \dot{f}_1(t) \ \dot{f}_2(t) \ \dots \ \dot{f}_n(t)]^T$  représente le vecteur d'état.

Dans cette étude,  $n$  choisi est de trois, considérant que les trois premières modes propres ont le plus d'impact sur la réponse vibratoire.

Les autres termes de l'équation (3.35) sont :

$$D = \begin{bmatrix} 0_{n \times n} & I_{n \times n} \\ \Omega^2 + K_{Ti} K_P + K_{Ti} \cdot K_I & \frac{c_b}{\rho_b A_b} + K_i \cdot K_D \end{bmatrix}$$

$$A = \begin{bmatrix} 0_{n \times 1} \\ a_1 \\ a_2 \\ \vdots \\ a_n \end{bmatrix}$$

À ce niveau, nous allons introduire la limite de tension de l'actionneur PZT. Un actionneur PZT peut supporter  $|V_a| \leq V_{limit}$  sinon, l'actionneur se fissure, car la contrainte de traction générée dans le PZT dépasse la résistance à la rupture du matériau [170].

La méthodologie utilisée dans notre code pour résoudre ce système est de vérifier à chaque itération du temps  $t$  la tension de l'actionneur, et si cette tension est supérieure à la tension limite, la tension attribuée à l'actionneur devient  $\pm V_{limit}$  en fonction du signe de  $V_a$  et l'équation (3.28) devient :

$$\begin{aligned}
E_b I_b \frac{\partial^4 \omega(x, t)}{\partial x^4} + \rho_b A_b \frac{\partial^2 \omega(x, t)}{\partial t^2} + c_b \frac{\partial \omega(x, t)}{\partial t} \\
= K_a \cdot \pm V_{limit} \cdot \left( \frac{\partial \delta}{\partial x_{(x-x_2)}} - \frac{\partial \delta}{\partial x_{(x-x_1)}} \right)
\end{aligned} \tag{3.36}$$

Après avoir effectué toutes les étapes mentionnées ci-dessus (de l'équation (3.28) à (3.35)), l'équation finale à résoudre sera :

$$\dot{Z}(t) - D^* \cdot Z(t) = A^* \tag{3.37}$$

Où

$$D^* = \begin{bmatrix} 0_{n \times n} & I_{n \times n} \\ \Omega^2 & \frac{c_b}{\rho_b A_b} \end{bmatrix}$$

$$A^* = \begin{bmatrix} 0_{n \times 1} \\ a_1^* \\ a_2^* \\ \vdots \\ a_n^* \end{bmatrix}$$

La Figure 66 montre la méthodologie utilisée dans notre code MATLAB pour résoudre l'équation du mouvement de la poutre contrôlée par l'actionneur PZT, avec un contrôleur de tension PID et en considérant la limite de tension que l'actionneur peut supporter.

Dans la section suivante, l'optimisation est faite en utilisant l'algorithme génétique en deux étapes : d'abord, nous avons optimisé la position de l'actionneur, ainsi, la valeur optimale du paramètre  $x_1$  est trouvée. Ensuite, une optimisation des paramètres PID est effectuée, et les meilleurs  $K_P, K_D, K_I$  ont été trouvés pour atténuer la vibration du bout libre de la poutre.

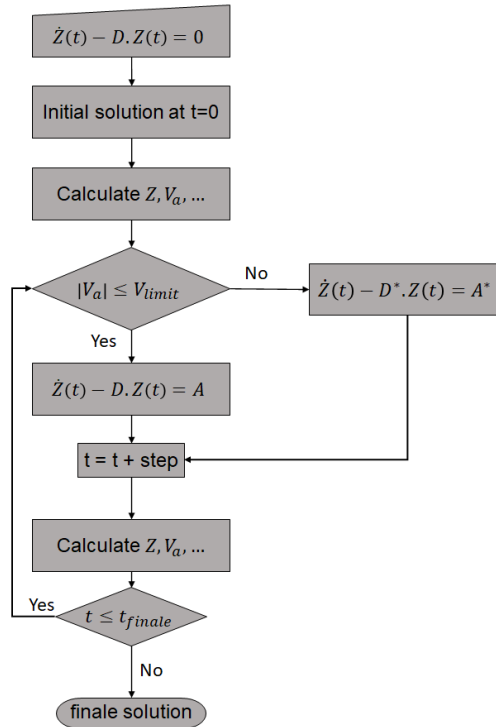


Figure 66: Méthodologie de résolution de l'équation en considérant la limite de tension de l'actionneur

### 3.7 OPTIMISATION DU CONTRÔLE DES VIBRATIONS

La position de l'actionneur étant cruciale pour le contrôle de la structure, nous avons utilisé l'algorithme génétique pour trouver la meilleure position de l'actionneur afin d'atténuer la vibration à l'extrémité de la poutre. Cette étude vise à réduire le déplacement du bout libre de la poutre autant que possible en contrôlant les trois premiers modes de vibration comme mentionné ci-dessus. Ainsi, la fonction objective (fitness function) consiste à minimiser le déplacement du bout:

$$J = \int_0^{t_{finale}} [\omega_s(L, t) - \omega_d(L, t)]^2 dt$$

Où  $t_{finale}=10$  sec,  $\omega_s(L, t)$  est le déplacement du bout libre de la poutre basé sur les paramètres définis dans le processus d'optimisation et  $\omega_d(L, t)$  est le déplacement désiré du bout libre (égal à zéro).

La meilleure position de l'actionneur obtenue avec l'AG est à  $x_1=0$ . La Figure 67 montre plusieurs tests de positions d'actionneurs PZT, les mêmes paramètres de contrôleurs ( $K_p, K_D, K_I$ ) ont été pris pour les trois scénarios :

$$K_p = -1000000$$

$$K_I = 0$$

$$K_D = -1000000$$

La seule variable était la position du pair actionneur/capteur PZT, la figure démontre un bon accord avec le résultat de l'algorithme génétique. Comme on le voit, l'efficacité de l'actionneur PZT diminue au fur et à mesure qu'il s'éloigne de l'extrémité fixe, même une instabilité peut être engendrée par le contrôleur au lieu de la réduction de vibration comme dans le cas de  $x_1=0.2$ .



Figure 67: Comparaison du déplacement de bout libre de la poutre avec différentes positions de l'actionneur PZT.

La deuxième partie de l'optimisation est la recherche des paramètres PID optimaux. À ce stade, l'AG est utilisé pour obtenir les paramètres optimaux  $K_P$ ,  $K_D$ ,  $K_I$  qui réduisent le plus le déplacement de l'extrémité de la poutre.

Les paramètres obtenus sont :

$$K_P = -998856106.724$$

$$K_I = 15.947$$

$$K_D = -3493497391.086$$

Ces paramètres optimaux, ainsi que le placement optimal, ont été testés. Dans ce cas, la poutre équivalente obtenue dans la section précédente est utilisée avec une paire d'actionneurs/capteurs PZT colocalisés, et une charge initiale de 10 N est appliquée à l'extrémité de la poutre. Les paramètres des éléments PZT-5H ajoutés sont résumés dans le Tableau 8. La Figure 68 compare le déplacement de l'extrémité de la poutre avec et sans le contrôle optimisé. On constate une bonne efficacité du contrôleur obtenu ; la vibration de la poutre est éliminée après seulement 0,1 seconde. La Figure 69 montre la tension fournie à

l'actionneur ; elle démontre l'efficacité de la limite de tension. Cet ajout permet de protéger l'actionneur d'une valeur de tension de contrôle irréaliste provenant du PID et d'utiliser plus efficacement la capacité de l'actionneur.

Tableau 8:

Résumé des caractéristiques de la paire actionneur/capteur PZT

Parameter	Value
Initial load applied to beam's tip P (N)	10
Length of PZT $L_p$ (m)	0.1
Width of PZT $w_p$ (m)	0.1
Thickness of PZT $h_p$ (m)	0.002
Position of the PZT $x_1$ (m)	0
Position of the PZT $x_2$ (m)	0.1
PZT Young's modulus $E_p$ (Pa)	6.4e10
Density of PZT $\rho_p$ (kg/m <sup>3</sup> )	7500
Piezoelectric constant $d_{31}$ (C/N)	-274e-12
Piezoelectric voltage coefficient $g_{31}$ (V/N)	-0.15099
Free dielectric constant $K_3^T$	3400
PZT Capacitance $C_p$ [171]	0.3008

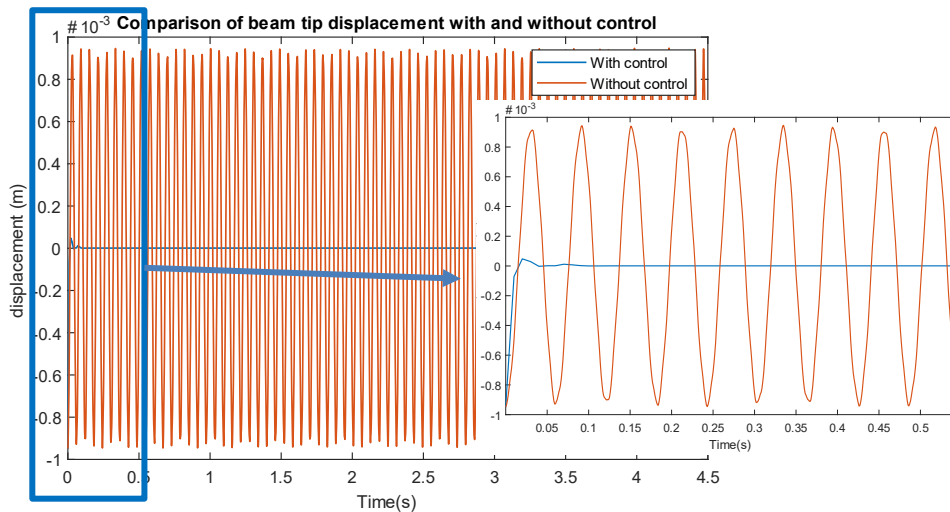


Figure 68: Comparaison du déplacement de l'extrémité de la poutre avec et sans contrôle

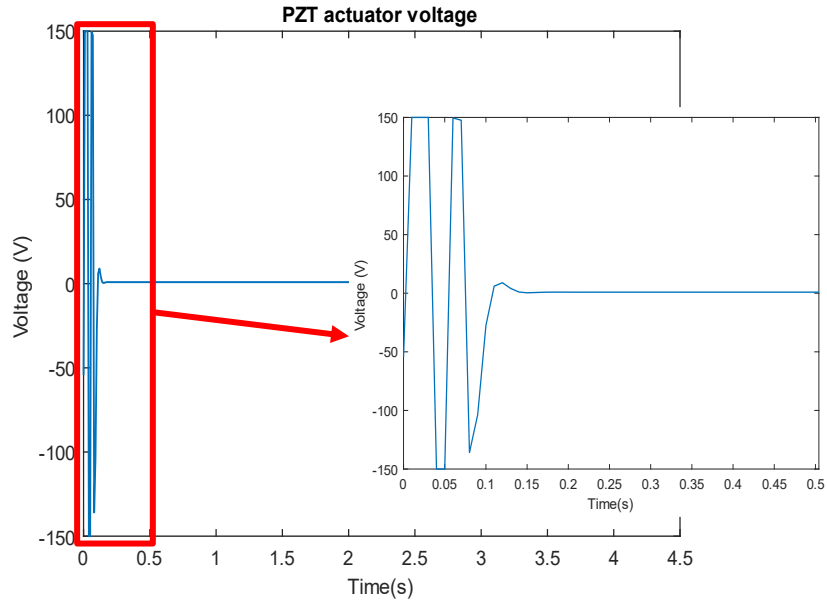


Figure 69: Tension de l'actionneur PZT fournie par le contrôleur conçu



## **CHAPITRE 4**

### **ÉTUDE EXPERIMENTALE : CONTROLE DE VIBRATION**

Dans ce chapitre, le contrôle de vibration en utilisant les matériaux piézoélectriques est testé expérimentalement à l'aide d'un banc d'essai monté à cet effet dans un laboratoire de l'UQAR. Nous présentons l'ensemble du dispositif expérimental : l'architecture, les conditions aux limites, les caractéristiques mécaniques de la poutre encastrée ainsi que les transducteurs piézoélectriques utilisés dans cette étude, la carte d'acquisition de données, les capteurs, filtre et amplificateur. De plus, la loi de contrôle utilisée est implantée sur LabView. Les tests expérimentaux sont effectués sous ma supervision par mon collègue Hamid Charfeddine dans le cadre de son obtention de son diplôme de maîtrise en sciences appliquées.

Le but de ces tests expérimentaux est de valider l'efficacité des matériaux piézoélectriques dans le contrôle de vibration des structures.

#### **4.1 BANC D'ESSAI**

Un banc d'essai est construit à l'UQAR pour étudier expérimentalement l'implémentation du système de contrôle de vibration basé sur les matériaux piézoélectriques. Le banc d'essai comporte une plaque métallique encastrée en tôle d'acier S235 dont les caractéristiques sont montrées dans le Tableau 9. De plus, deux plaques piézoélectriques PZT-5H sont fixées sur les deux faces de la plaque métallique, un sur la surface supérieure jouant le rôle d'un actionneur, et l'autre sur la surface inférieure de la plaque jouant le rôle d'un capteur. Les caractéristiques des transducteurs utilisés sont résumées dans le Tableau 10. Ces éléments sont collés sur la surface à l'aide d'une colle structurale 3M Scotch-Weld DP 460, qui est une colle époxyde bicomposantes possédant une excellente résistance au cisaillement, au décollage et au vieillissement. Figure 70 montre une photo du montage

expérimental montrant la plaque métallique encastrée, avec les éléments piézoélectriques , un accéléromètre collé sur le bord libre, une carte d'acquisition de données, et un oscilloscope.

Tableau 9 :  
Caractéristiques de la plaque d'acier S235

<b>Caractéristiques</b>	<b>Valeur</b>
<b>Le module de Young (GPa)</b>	210
<b>Limite d'élasticité minimale (MPa)</b>	235
<b>Densité (kg/m<sup>3</sup>)</b>	7800
<b>Longueur (mm)</b>	865
<b>Largeur (mm)</b>	305
<b>Hauteur (mm)</b>	4

Tableau 10:  
Caractéristiques des éléments piézoélectriques du constructeur

<b>Caractéristiques</b>	<b>Valeur</b>	
<b>Résistance interne (ohm)</b>	<b>Capteur (Plaque 1)</b>	16,04
	<b>Actionneur (Plaque 2)</b>	12,73
<b>Constante de déformation piézoélectrique d33 (m/V)</b>	<b>Capteur (Plaque 1)</b>	650
	<b>Actionneur (Plaque 2)</b>	635
<b>Constante de couplage électrique Kp</b>	<b>Capteur (Plaque 1)</b>	0,597
	<b>Actionneur (Plaque 2)</b>	0,202
<b>Longueur (mm)</b>	10	
<b>Largeur (mm)</b>	10	
<b>Hauteur (mm)</b>	2	

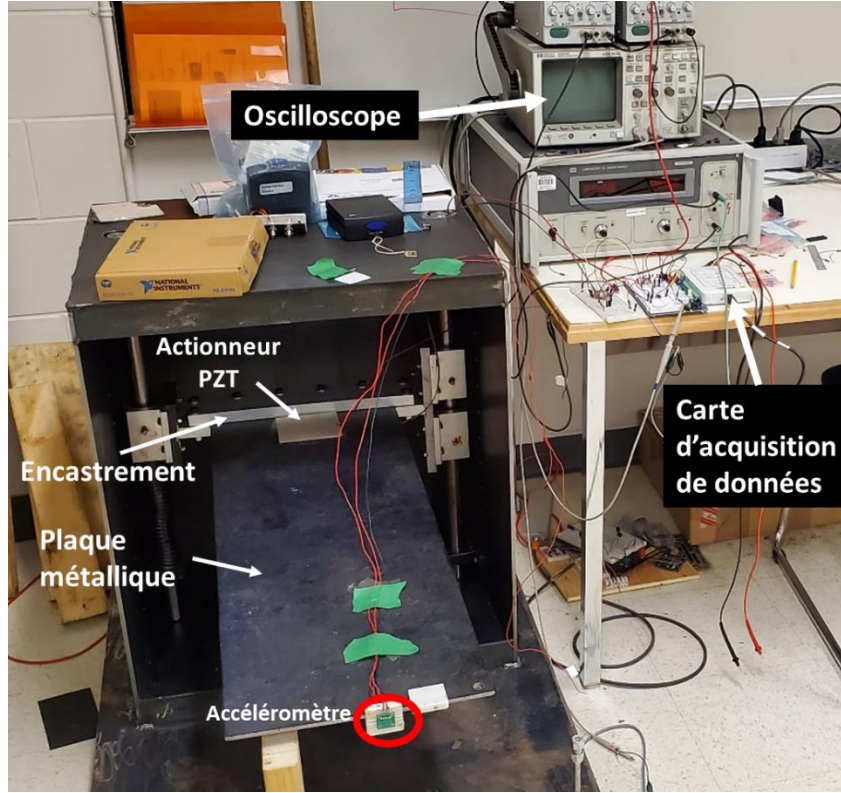


Figure 70: Montage expérimental

## 4.2 ARCHITECTURE

Comme le montre la Figure 71, l'architecture principale du système conçu contient :

- Structure métallique en acier
- Capteur PZT-5H
- Actionneur PZT-5H
- Carte d'acquisition de données
- Amplificateur de charge
- Amplificateur de tension

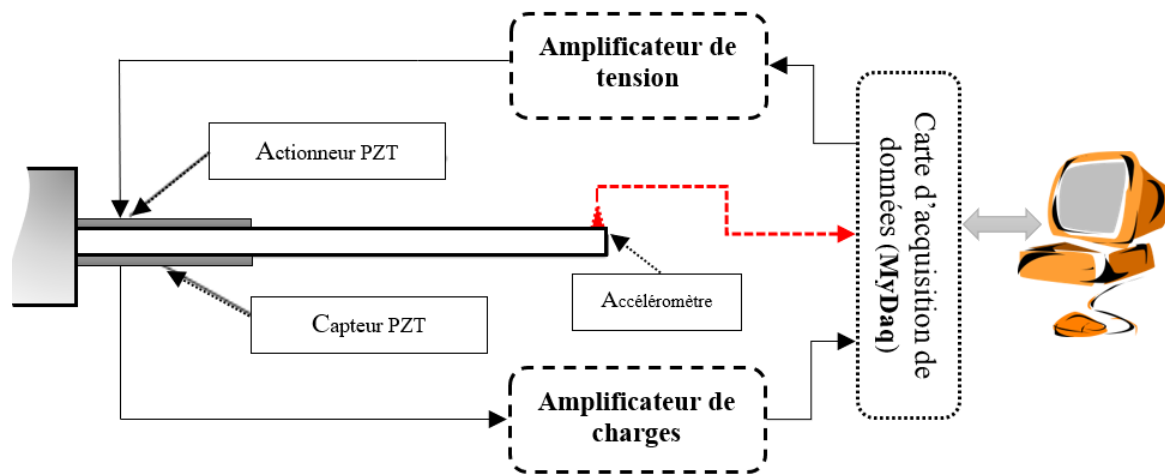


Figure 71: Montage du système [172]

Quand le capteur PZT-5H détecte un mouvement vibratoire de la structure métallique, des charges électriques apparaissent aux bornes du capteur et sont transmises vers l'amplificateur de charge pour les amplifier afin qu'elles soient compatibles avec l'entrée de la carte d'acquisition de données ( $\pm 15V$ ). À son tour, la carte d'acquisition de données (NI-MyDaq) reçoit le signal du capteur et le transmet vers l'ordinateur grâce à son DSP ( Digital Signal Processor) qui fait l'interface entre l'ordinateur et la plaque métallique. Le programme LabView compile le signal entrant et applique la loi de contrôle 'PID' implantée dedans. Le signal généré par le contrôleur ( $\pm 10V$ ) est envoyé par le DSP vers l'amplificateur de tension pour amplifier la tension avant d'être appliqué à l'actionneur PZT-5H.

L'amplificateur de tension utilisé est fait en deux étages comme le montre la Figure 72. La sortie de la carte d'acquisition de données est de  $\pm 10V$ , ce signal est premièrement amplifié en un premier étage vers  $\pm 15V$  en utilisant l'amplificateur LF156, puis le signal obtenu est amplifié vers  $\pm 50V$  à travers l'amplificateur OPA454.

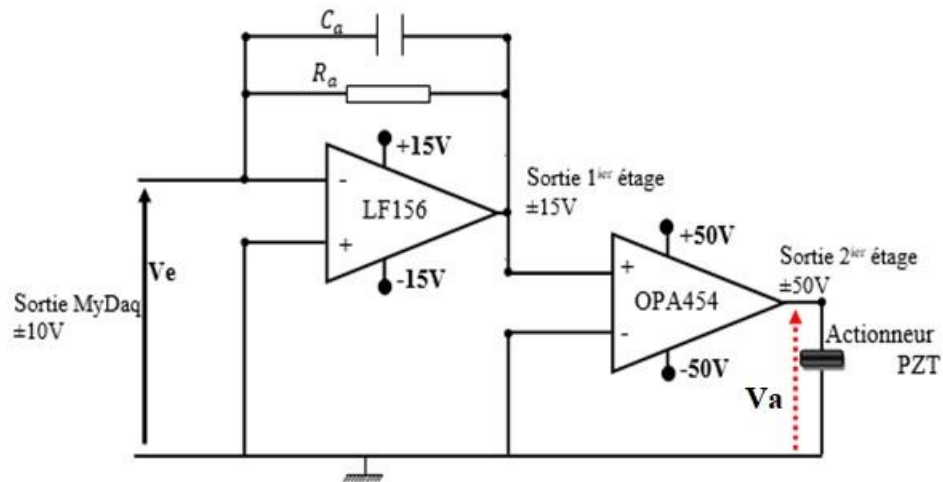


Figure 72: Schéma de l'amplificateur de tension [172]

### 4.3 CONDITIONS INITIALES ET REGLAGE DE PARAMETRES

Le bout libre de la plaque métallique est déplacé transversalement de 20 mm et laissé sans vitesse initiale au temps  $t=0$ . Des tests ont été effectués pour régler les paramètres du contrôleur PID sur LabView comme le montre Figure 73. Le paramètre du gain proportionnel ( $K_p$ ) choisi est de -1.457, le paramètre du gain dérivatif ( $K_D$ ) choisi est de zéro vu que le système a démontré d'instabilité pour des valeurs différentes, et le paramètre du gain intégral ( $K_I$ ) choisi est de 13.

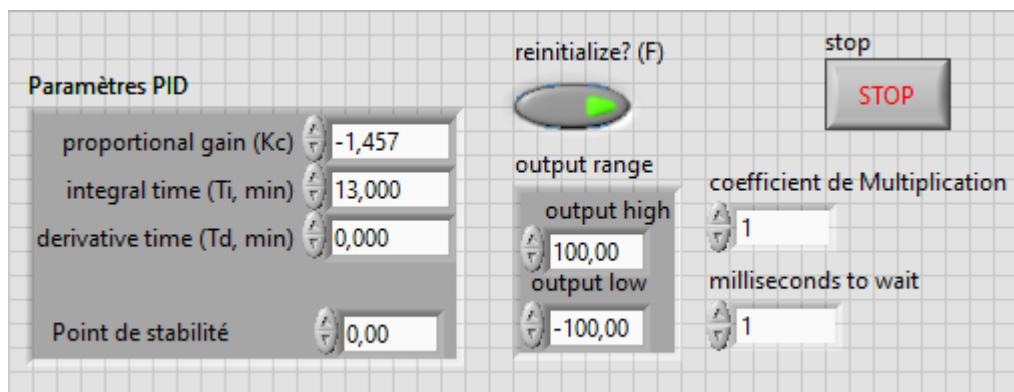


Figure 73: Interface LabView pour réglage de paramètres

#### 4.4 RESULTATS

La Figure 74 montre la comparaison du voltage amplifié au bout du capteur PZT-5H et entrant à la carte d'acquisition de données, sans contrôle de vibration et avec un contrôle de vibration avec la loi de contrôle 'PID' et une limite de voltage de  $\pm 50V$  impliquée par l'amplificateur de la Figure 72. Comme le montre la figure, la stabilité de la réponse vibratoire du capteur est réduite de 50 secs à 30 secs. Le contrôleur a apporté une réduction de 20 secs pour le temps de stabilité, de plus, il a pu diminuer les amplitudes de vibrations avant la stabilité, par la suite, diminuer l'impact de la vibration sur la structure

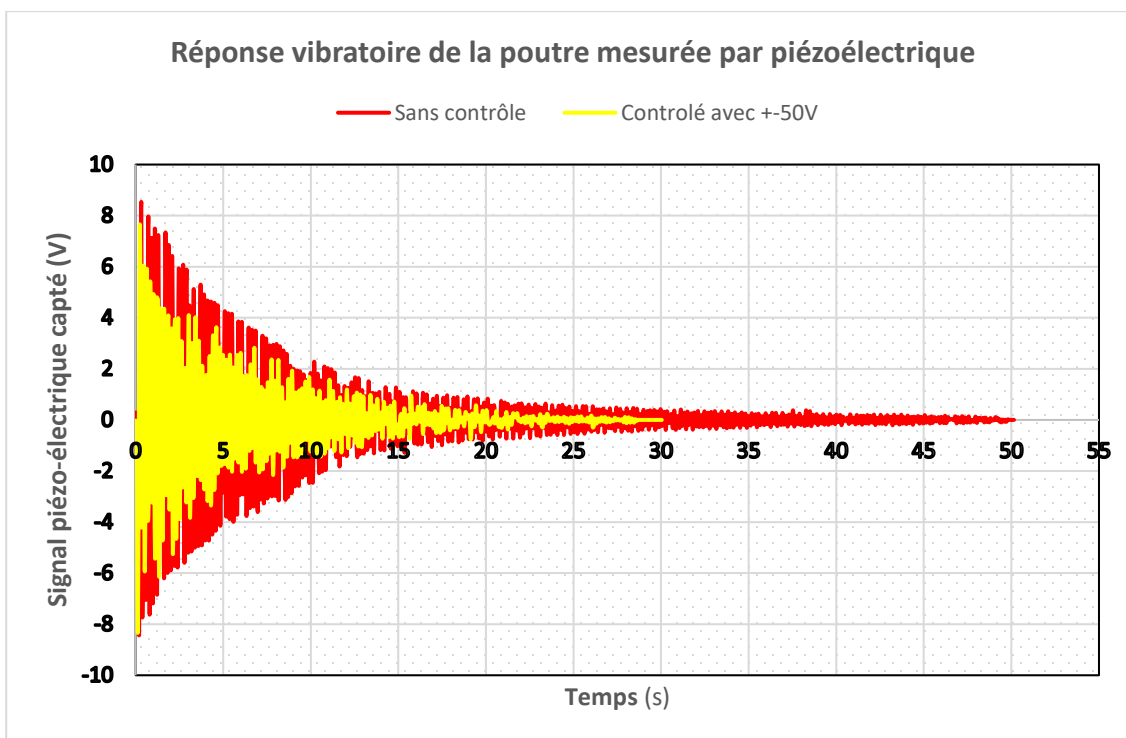


Figure 74: Comparaison du déplacement au bout libre de la plaque métallique avec et sans contrôle de vibration

La même observation peut être sortie de la comparaison du déplacement au bout libre de la plaque métallique sans et avec un contrôle de vibration comme le montre la Figure 75 **Error! Reference source not found.** La loi de contrôle utilisée est le 'PID' et la limite de voltage est toujours de  $\pm 50V$  impliquée par l'amplificateur de la Figure 72. Comme le montre la figure, la stabilité de la réponse vibratoire de la plaque est réduite à 35 secs. Le contrôleur a apporté une réduction du temps de stabilité, de plus, il a pu diminuer les amplitudes de vibrations avant la stabilité, par la suite, diminuer l'impact de la vibration sur la structure.

Une différence de réponse d'à peu près de 5 sec peut être observée entre le temps d'atteindre la stabilité dans la Figure 74 et la Figure 75. Cela peut être expliqué par le fait que la réponse de la Figure 75 est au bord libre et c'est normal que la réponse vibratoire est plus grande que celle près du bord fixe (réponse du capteur PZT placé au bord fixe : Figure 74).

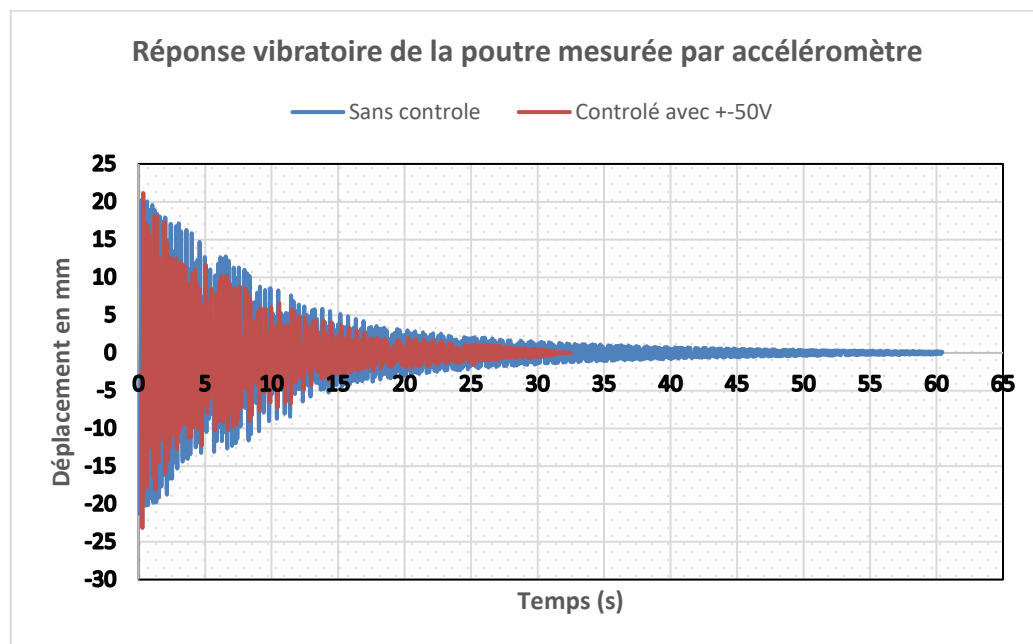


Figure 75: Comparaison du voltage au bord du capteur piézoélectrique avec et sans contrôle de vibration

L'analyse fréquentielle du système sans contrôle et avec contrôle de limite  $\pm 50V$  montre l'efficacité du contrôleur établi dans l'atténuation de la réponse vibratoire, cela est démontré par l'atténuation de l'empreinte fréquentielle de la réponse vibratoire comme le montre la Figure 76 **Error! Reference source not found.**

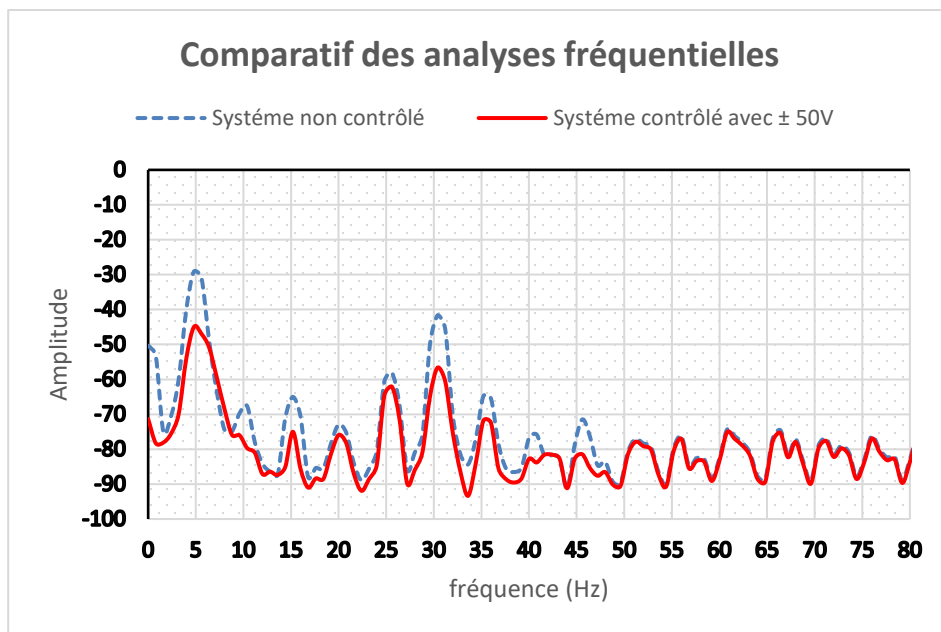


Figure 76: Comparaison de l'analyse fréquentielle pour le système avec et sans contrôle

D'un autre côté, un test est effectué pour montrer l'effet de la limite de voltage sur la réponse vibratoire du système, vu que le but en partant était d'avoir une limite du voltage appliqué à l'actionneur d'au moins 150V, mais le manque des équipements nous a empêché d'avoir des amplificateurs avec une limite aussi élevée. Le test effectué consiste à appliquer une limite de voltage de  $\pm 15V$  entrant à l'actionneur, et comparer la réponse vibratoire avec celle dont la limite de voltage était de  $\pm 50V$ . La Figure 77 montre la réponse obtenue, et comme on peut constater de la figure, la réponse vibratoire avec une limite de  $\pm 50V$  est meilleure que celle avec une limite de  $\pm 15V$ . Ainsi, une réduction de 8 secs du temps de stabilité est gagnée en augmentant la limite de tension. De plus, la réduction de l'amplitude de vibration avant la stabilité est plus grande dans le cas d'une limite de tension plus élevée



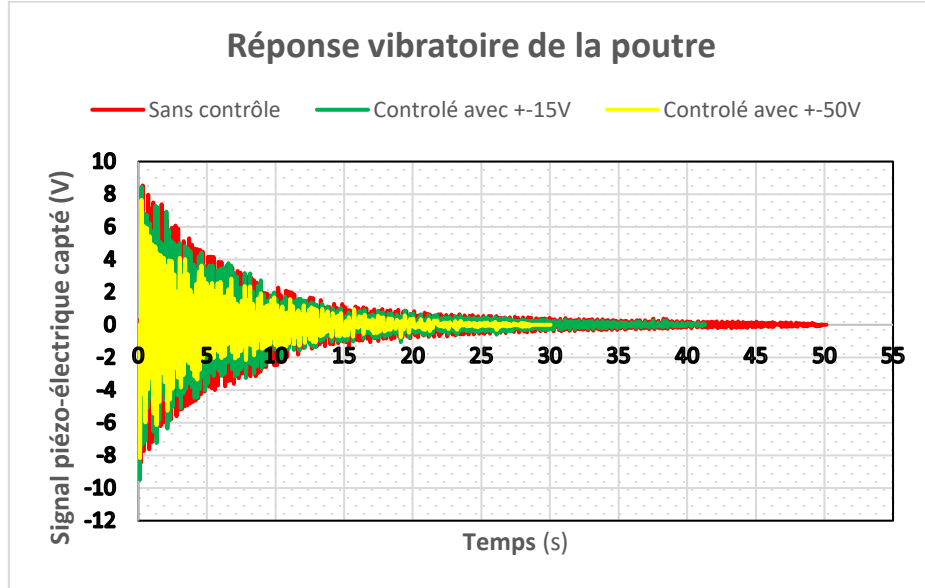


Figure 77: Comparaison du voltage au bord du capteur piézoélectrique sans contrôle de vibration, avec contrôle de vibration de limite 15V, et de limite 50V

#### 4.5 CONCLUSION

Dans ce chapitre, le montage d'un banc d'essai pour tester l'efficacité du système de contrôle de vibration par éléments piézoélectriques est montré. De plus, l'architecture du banc d'essai, les conditions initiales imposées sont présentées. Les résultats expérimentaux montrent l'efficacité du système dans l'atténuation de la réponse vibratoire de la structure même avec une limite de voltage imposé à l'actionneur de  $\pm 50V$ . Une réponse vibratoire plus atténuée peut être attendue si on réussit à avoir les équipements nécessaires pour monter la limite de voltage au-delà de 150V, où on peut exploiter de plus les capacités de l'actionneur PZT et avoir une meilleure atténuation.



## **CHAPITRE 5**

### **ÉTUDE DE CAS : APPLICATION AUX NAVIRES**

Dans ce chapitre, une étude de cas sur le contrôle de vibrations a été faite en appliquant la méthode développée dans les chapitres précédents dans le domaine des navires, spécifiquement au niveau de la chambre du moteur de propulsion. Cette étude était le sujet d'un stage effectué au sein de l'Innovation Maritime (IMAR), un Centre Collégial de Transfert de Technologie (CCTT) affilié à l'Institut Maritime du Québec (IMQ). Ce stage a été fait suite à une bourse obtenue de deuxièmes et troisièmes cycles pour stage dans un centre collégial de transfert de technologies (CCTT) dans le cadre du programme de bourses de FRQNT.

La méthodologie suivie lors de ce stage était de développer premièrement une revue de littérature sur la structure des navires pour avoir une idée des renforcements et de la rigidité des éléments du navire. Ensuite, on a fait une revue de littérature sur la vibration de navire, les modes vibratoires, les sources d'excitation, les fréquences de vibration et de plus les solutions présentes pour régler ce problème. Ultérieurement, on a développé un modèle 3D de la structure métallique de la base du moteur de propulsion. Après, on a fait une analyse par éléments finis sur COMSOL Multiphysiques de ce modèle en appliquant les contraintes et les efforts imposés sur le système, sans contrôle de vibration et avec notre méthode de contrôle. Une validation expérimentale de nos résultats numériques par des essais était planifiée, mais elle fera l'objet de travaux ultérieurs à cause de contraintes de temps et logistiques (Covid).

#### **5.1 MISE EN CONTEXTE**

Le navire peut être considéré comme un système élastique global constitué de parties mutuellement interconnectées, et peut être divisé en cinq parties essentielles :

1. La carlingue : constitué de tôle de cordée, les ponts principaux et tous les éléments internes qui assurent la rigidité nécessaire pour performer la fonction du navire dans certaines conditions.
2. Éléments structuraux majeurs : ce sont des éléments structuraux secondaires ayant une masse ou une force suffisante ayant la capacité d'avoir leur propre caractère dynamique et par suite influencer le comportement du navire à cause de leur couplage direct avec la carlingue.
3. Éléments structuraux locaux : ce sont des éléments structuraux et des assemblages relativement mineurs par rapport aux éléments majeurs, par exemple : les panneaux, plaques métalliques, poutres, cloisons, plate-formes, et les fondations mineures des équipements, etc.

Ces trois premières parties sont des éléments structuraux ayant de différentes tailles. Ces éléments sont excités essentiellement par le système de propulsion.

4. Les équipements du navire : ce sont tous les équipements installés au bord du navire en permanence comme une partie des systèmes du navire. Les équipements de navire peuvent être classés en deux classes : actifs et passifs en fonction de leur capacité de générer ou de recevoir les vibrations transmises.
5. Système de propulsion principal : constitué de tous les composants allant du moteur de propulsion jusqu'à l'hélice. Le système de propulsion principal peut être excité par l'hélice du navire, le déséquilibre dynamique ou hydrodynamique, ou des harmoniques du moteur. Les vibrations excessives de ce système peuvent avoir des effets nocifs sur le coque de navire, les équipements et sur lui-même en tant que tel [173].

D'une manière générale, les vibrations du navire sont considérées comme excessives si un ou plusieurs des problèmes suivants sont décrits par l'équipe du navire : inconfort, fissures dans les structures / composants des machines et pannes répétées des machines, en particulier

les composants électroniques [174]. Ces problèmes s'accroissent avec l'accroissement de la taille des navires et la puissance des systèmes de propulsion. Donc, il est primordial d'éviter les vibrations excessives du navire pour assurer le confort des passagers, l'habitabilité des membres de l'équipe du navire, éviter les défaillances au niveau des équipements ainsi que réduire le signal sonore généré suite à la transmission de ces vibrations au milieu aquatique et qui peut nuire aux animaux sous-marins.

Peu nombreux sont les publications qui portent sur l'analyse vibratoire des navires. Dans la littérature, Pinto *et al.* dans [174] a conduit une recherche sur l'analyse des vibrations au bord du navire en utilisant la méthode des éléments finis pour étudier les vibrations en mode de torsion d'un vraquier de 110m de long et 16m de largeur. Yucel *et al.* dans [175] ont conduit aussi une analyse vibratoire des navires en utilisant la méthode des éléments finis et une comparaison entre les résultats empiriques et celles par éléments finis a été faite pour montrer l'importance et la précision de cette méthode. Kar *et al.* ont modélisé une structure complexe du navire en y appliquant une variété de charges statiques et dynamiques prouvant la fiabilité et l'efficacité de la méthode des éléments finis dans l'étude vibratoire [176].

## **5.2 ANALYSE VIBRATOIRE DU NAVIRE**

### **5.2.1 Classification des vibrations**

Les vibrations au niveau des coques des navires peuvent être classifiées en deux catégories : globales et locales. Les vibrations globales affectent la coque en totalité et proviennent des excitations causées par le moteur de propulsion à une certaine fréquence, l'hélice, des équipements auxiliaires et les excitations externes des vagues. Les vibrations locales affectent des endroits spécifiques et proviennent de l'excitation d'un équipement bien spécifique du navire [177].

### **5.2.2 Effet du moteur de propulsion sur la réponse vibratoire**

Dans notre analyse, on s'est concentré sur l'effet du moteur de propulsion sur la vibration. En fait, la chambre de combustion interne du moteur de propulsion produit d'immenses forces d'excitation qui peuvent affecter le moteur en tant que tel, la transmission, le support du moteur ainsi que la coque du navire favorisant sa vibration surtout si la fréquence d'excitation est proche des fréquences propres de la coque. En plus, ces excitations peuvent interagir avec les excitations provenant des vagues, des machines auxiliaires, et l'hélice pour causer des vibrations globales au niveau de la coque [177].

Ainsi, le moteur de propulsion peut influencer la coque grâce aux [178]:

- Moments externes exercés par le moteur mal équilibré ;
- Moments créés par la force de réaction transversale exercée sur le guide de piston par la bielle et le vilebrequin ;
- Les forces de déflexion axiale sur le vilebrequin dû aux pressions de gaz dans la chambre de combustion qui sont de direction verticale et favorisant la vibration axiale ;
- Les forces de torsion au niveau de vilebrequin qui favorisent la vibration de torsion.

### **5.2.3 Modes vibratoires**

En raison de l'influence essentielle du système de propulsion sur la réponse totale du navire, il est indispensable d'étudier les différents modes vibratoires qui règnent la réponse du navire ainsi que ceux du système de propulsion pour établir une connexion sur l'effet de ce dernier sur la réponse vibratoire totale.

La carlingue subit normalement une vibration suivant plusieurs modes [173]:

- a. Le mode vertical, comme le montre la Figure 78, est le mode de vibration le plus important rencontré en service. Ce mode peut être excité par le déséquilibre dynamique et hydrodynamique de l'hélice, de l'axe de transmission ou tout autre équipement rotatif, les fréquences naturelles de ce mode peuvent être de l'ordre de 1 Hz.

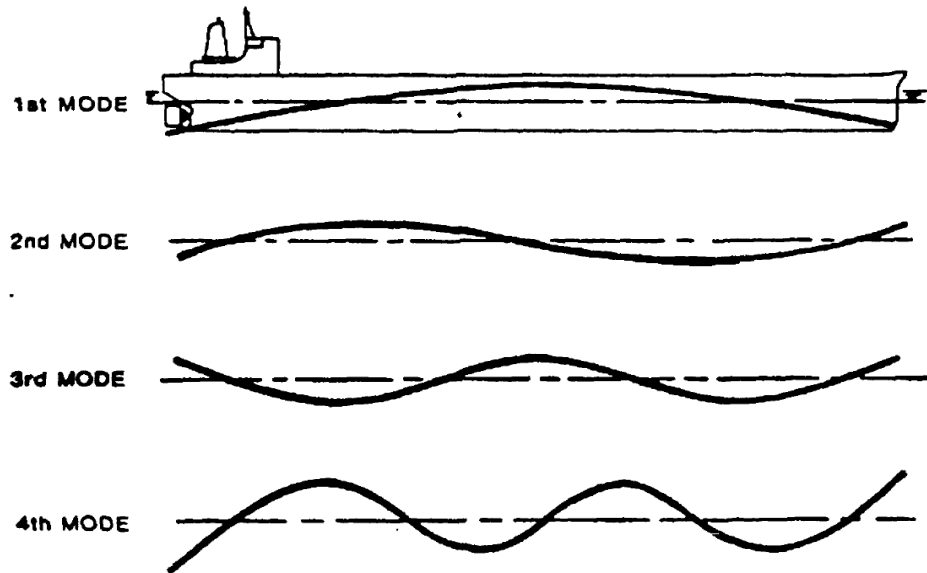


Figure 78: Modes de vibration vertical de la carlingue [173]

- b. Le mode horizontal, comme le montre la Figure 79, peut être excité en raison du déphasage des forces déséquilibrées de l'hélice dans les navires à double hélice. Les fréquences propres du mode horizontal sont normalement de 50% plus grandes que le mode vertical.

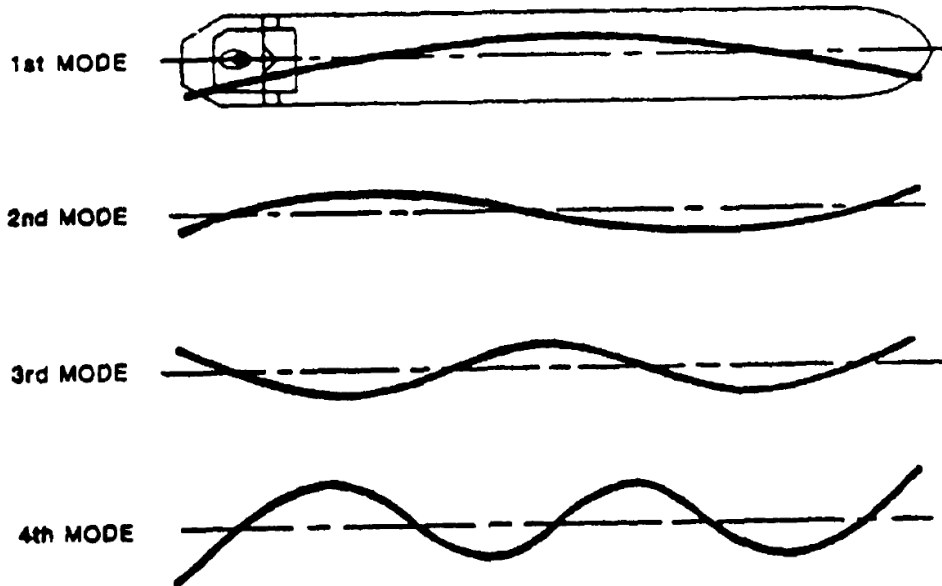


Figure 79: Mode de vibration horizontal de la carlingue [173]

- c. Le mode de torsion, comme le montre la Figure 80, peut être excité par les forces horizontales en particulier dans les porte-conteneurs avec de grandes ouvertures de pont. De même, il peut être excité par la variation au niveau du moment de l'hélice à cause de l'écoulement irrégulier autour des hélices, des forces et moments du moteur et la distribution non homogène de la masse dans le navire [174]. Les fréquences naturelles des modes de torsion peuvent être estimées à environ deux fois l'horizontale ou trois fois la première fréquence naturelle verticale.



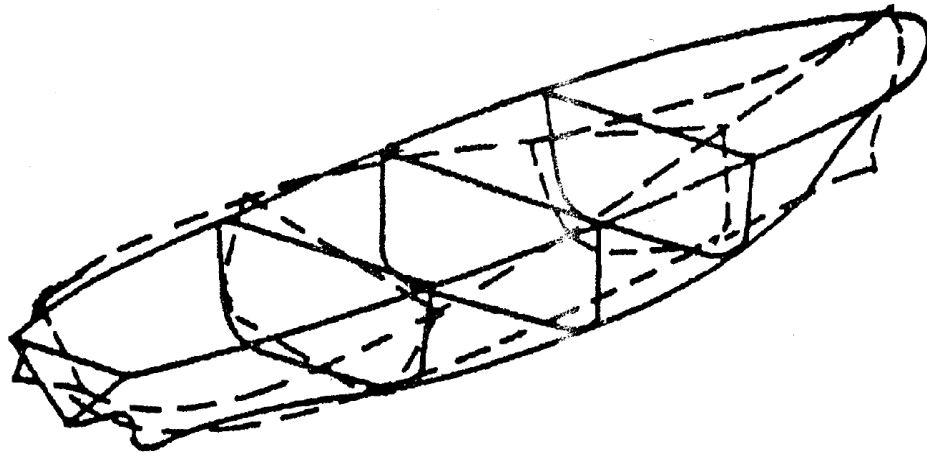


Figure 80: Mode de vibration de torsion de la carlingue [173]

- d. Mode de vibration longitudinale comme le montre la Figure 81. La fréquence naturelle de ce mode peut être estimée à environ trois fois et demie le mode horizontal.

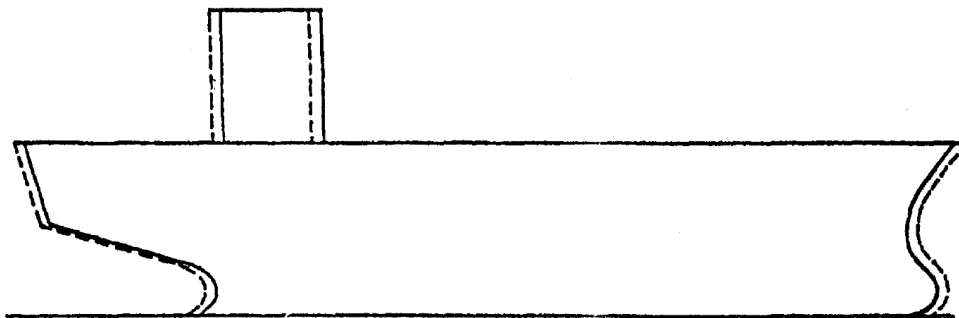


Figure 81: Mode de vibration longitudinale de la carlingue [173]

#### 5.2.4 Solutions pour les vibrations

Plusieurs solutions ont été proposées pour diminuer la réponse vibratoire du navire. Ces solutions sont appliquées dans plusieurs endroits du navire. Une étude bibliographique a été conduite sur certaines de ces méthodes. Le but de cette étude bibliographique était de vérifier si notre méthode a déjà été utilisée et pas de vérifier la faisabilité des méthodes présentes.

Les solutions trouvées peuvent être classifiées selon plusieurs catégories en se basant sur la méthodologie et le principe de fonctionnement :

#### 5.2.4.1 Changement structurel :

Dans ce cas, des renforcements ou des changements au niveau de la structure du navire sont effectués afin de changer la rigidité structurelle qui modifie ainsi la fréquence naturelle du système et en conséquence la réponse vibratoire, comme :

- a. L'entretoisement entre la partie supérieure du moteur et la structure du navire à côté (Figure 82) pour atténuer l'effet des moments de réaction transversale. Ceci est fait en modifiant la rigidité de la combinaison de la structure du moteur/navire et par suite la fréquence propre du système. Cette méthode est efficace si ce système est fixé sur un endroit très rigide du navire [179].
- b. Changement de la structure de la fondation du moteur pour changer la rigidité de la structure [177] comme le montre la Figure 83.

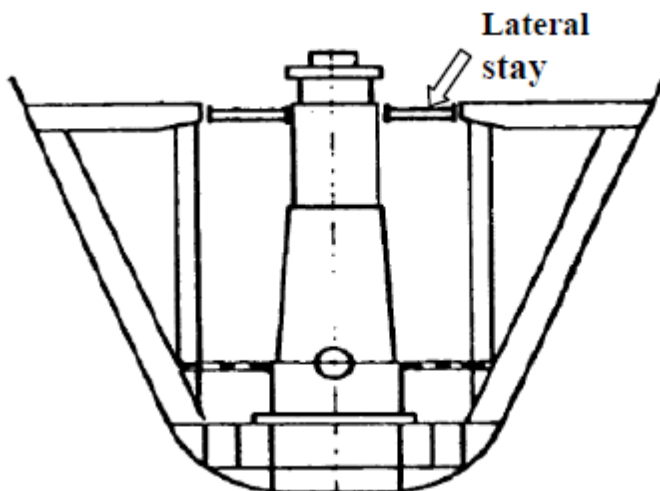


Figure 82: Schéma de l'entretoisement entre le moteur et la structure du navire [179]

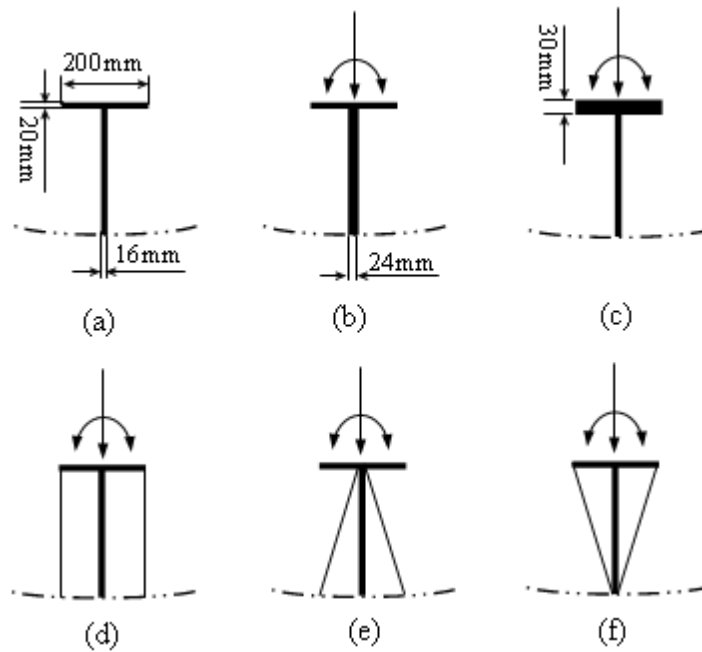


Figure 83: Différents types de modification des fondations du moteur [179]

#### 5.2.4.2 Ajout d'amortisseurs :

L'ajout d'amortisseurs réduit les réponses vibratoires du moteur de propulsion ou des machineries, et par la suite de la totalité du système en se basant sur plusieurs méthodes :

- a. Un absorbeur axial, comme le montre la Figure 84, intégré au vilebrequin qui se compose d'une bride d'amortissement et placée à proximité de la dernière poutre principale, à l'intérieur d'un boîtier cylindrique (Figure 85). Le boîtier est rempli d'huile du système des deux côtés des brides alimentées par un petit orifice. Cette huile fournit l'effet d'amortissement [178].

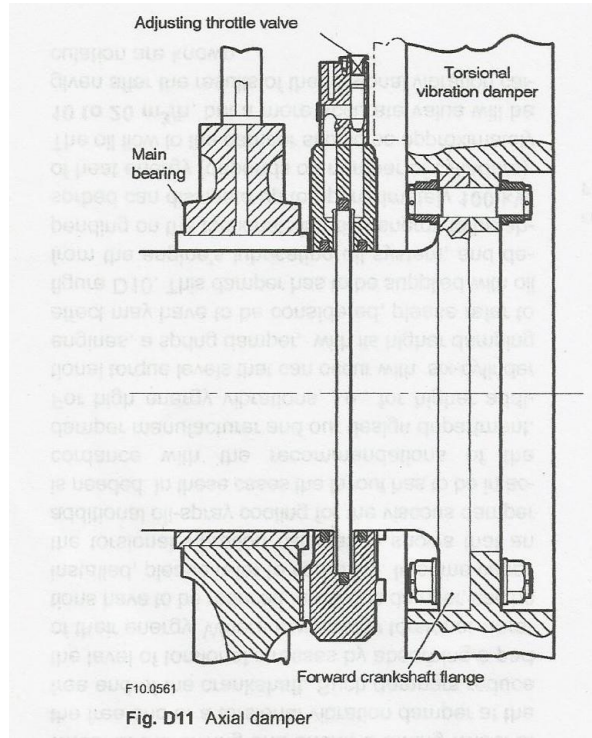


Figure 84: Absorbeur axial [178]

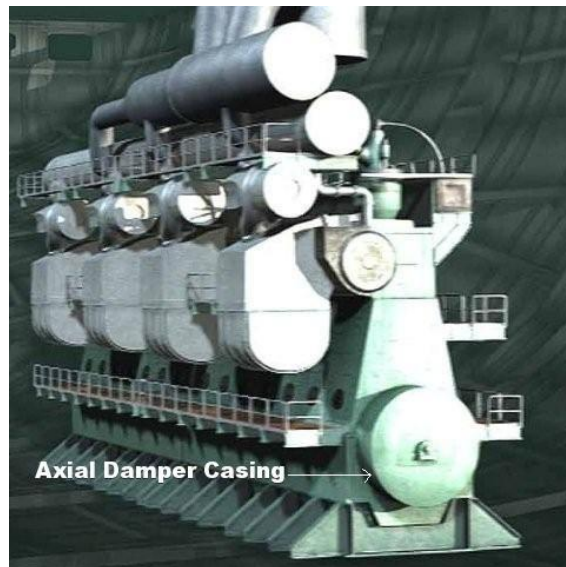


Figure 85: Le boîtier de l'absorbeur axial [178]

- b. Un absorbeur de torsion : le type le plus célèbre d'amortisseur de torsion utilisé sur les moteurs marins d'un navire est l'amortisseur de type visqueux comme le montre la Figure 86, qui consiste en un anneau d'inertie ajouté au vilebrequin enfermé dans une fine couche de fluide très visqueux comme le silicium. La bague d'inertie est libre de tourner et applique un couple d'amortissement sur le vilebrequin en raison de son mouvement de torsion retardé [178].
- c. Un système d'isolement hybride pour amortir le mouvement de vibration provenant du moteur comme le montre la Figure 87. C'est un système actif de suppression des vibrations constitué des actionneurs et des isolateurs en caoutchouc permettant de contrôler la totalité des degrés de liberté de la masse intermédiaire. Ce système a montré une efficacité dans la réduction des niveaux des vibrations [180].

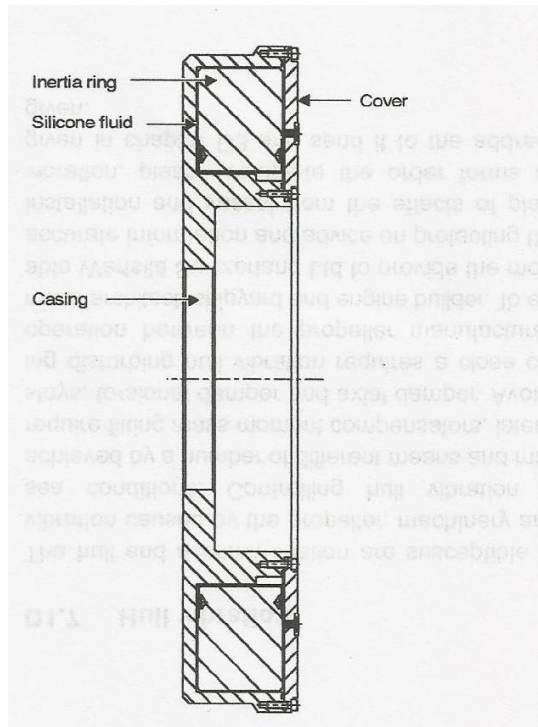


Figure 86: Amortisseur de torsion [178]

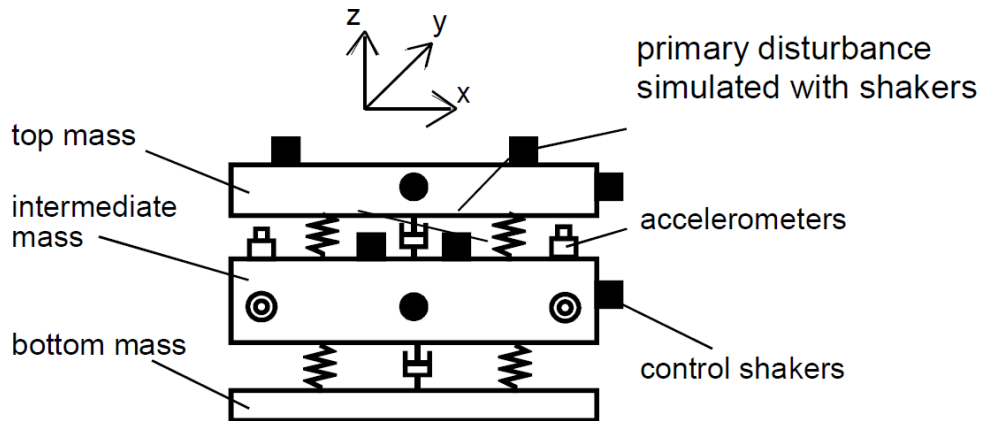


Figure 87: Système d'isolement hybride constitué de deux stages avec une masse intermédiaire [180]

d. Un coussin actif hybride pour réduire les vibrations des équipements. Ce système est constitué des isolateurs caoutchouteux et des actionneurs piézoélectriques comme le montre la Figure 88. Les caoutchoucs considérés passifs ont pour rôle d'isoler les vibrations indésirées à de hautes fréquences et d'absorber les chocs. A leur tour, les actionneurs piézoélectriques améliorent la performance à haute fréquence [181]. Ce système a été testé et il a donné de bons résultats.

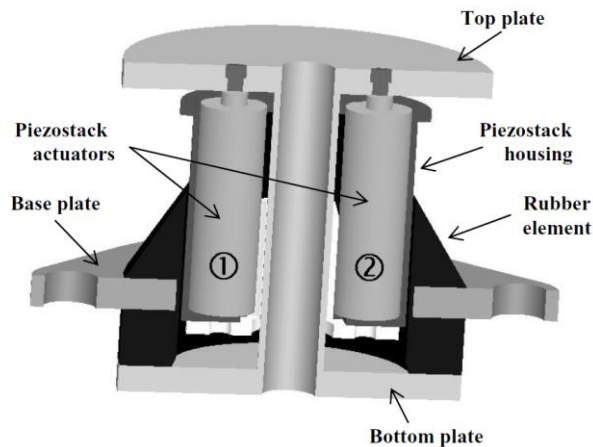


Figure 88: Configuration du coussin actif hybride proposé dans [181]

- e. Un système d'isolement de vibrations appliqué pour atténuer les fluctuations axiales du moteur comme le montre la Figure 89. Le système introduit de la raideur négative aux roulements à travers les électro-aimants assimilés aux roulements en ajustant sur le courant alimentant ces aimants [182].
- f. Amortisseur harmonique constitué d'une masse comme pendule assimilée à un amortisseur, un ressort et un actionneur pour contrer le mouvement vibratoire [183] comme le montre la Figure 90. Un modèle numérique du système basé sur les spécifications d'un navire réel et des expériences ont été faits, le système proposé a montré de bonnes réductions comparativement au système sans amortisseur.

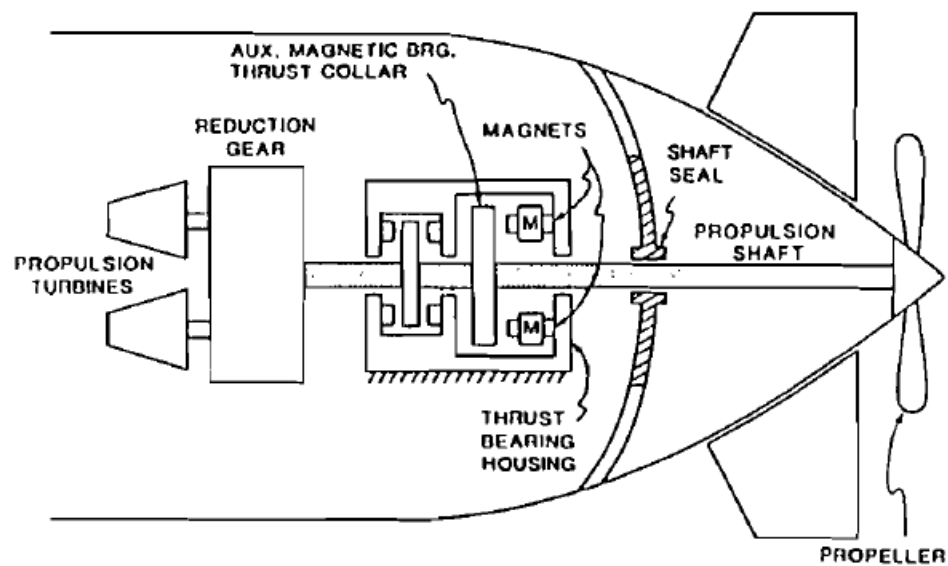


Figure 89: Système de propulsion avec isolation active magnétique [182]

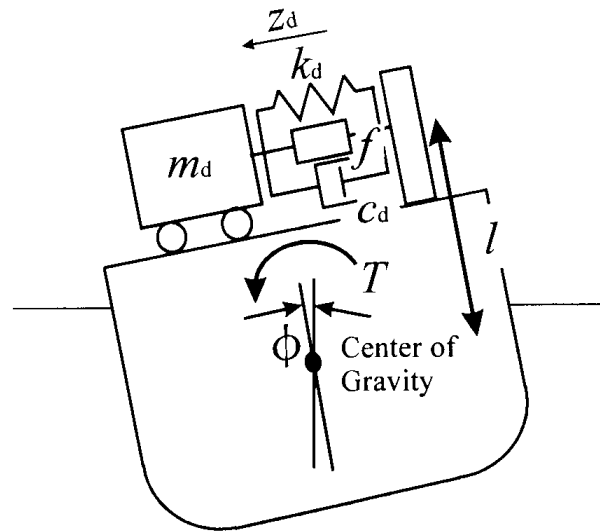


Figure 90: Schéma du navire avec l'amortisseur harmonique [183]

### 5.3 MODELE NUMERIQUE

Après avoir développé les connaissances sur les vibrations des navires, les modes vibratoires et les solutions pour contrôler les vibrations déjà utilisées, on a appliqué notre méthode de contrôle de vibrations. Elle consiste dans l'utilisation des matériaux piézoélectriques comme actionneurs pour contrer le mouvement vibratoire et amener les efforts à des niveaux convenables et atténuer leurs effets.

Dans ce sens, on a développé un modèle 3D de la structure métallique pour simuler la vibration de la chambre où repose le moteur de propulsion sur SOLIDWORKS, prenant en considération les éléments structurels et les renforcements du navire. Il s'agit d'un navire de type Trillium Class comme le montre la Figure 91. La partie encadrée présente la base du moteur, et les parties soulignées par le rouge montrent les endroits de fixation proposés pour la structure.



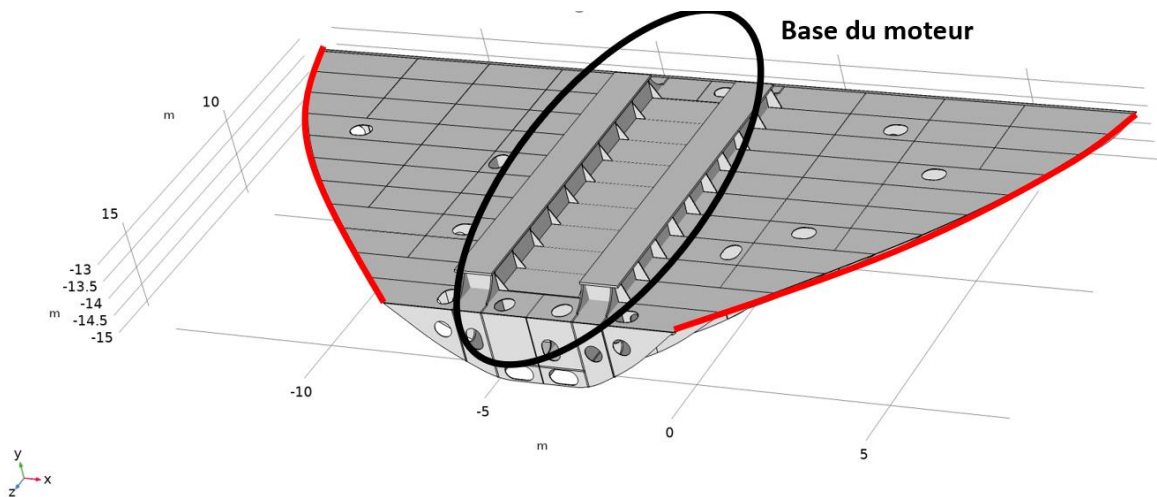


Figure 91: Modèle de "tank top" de la chambre de moteur de propulsion

Ce modèle est précis et contient la majorité des éléments structuraux de la base du moteur. On a éliminé les petits détails qui peuvent augmenter beaucoup la complexité du modèle et par conséquent le temps d'analyse et de calcul, sans avoir une grande influence sur le résultat des simulations. Nous avons considéré la symétrie médiane pour réduire le temps de calcul comme le montre la Figure 92.

En utilisant le logiciel COMSOL Multiphysics, on a introduit ce modèle en prenant en considération les différentes caractéristiques de notre moteur comme le montre le Tableau 11. La force périodique appliquée par ce moteur sur la base a été appliquée dans le modèle numérique pour simuler l'effet du moteur sur le mouvement de la structure.

Neufs transducteurs PZT ont été fixés sur la surface proche de la base du moteur comme le montre la Figure 92, huit de ces neufs fonctionnent comme des actionneurs pour le contrôle de vibration et un comme capteur pour capter les mouvements vibratoires de la surface et les transmettre à notre loi de contrôle. La loi de contrôle utilisée est le PI du voltage. En fait, plusieurs essais ont été faits pour implanter le PID dans COMSOL sans succès. C'est la raison d'avoir choisi une loi de commande simplifiée, le PI.

Tableau 11:  
Caractéristiques du moteur

Engine Type	S50ME-B9
Engine full charge Power (kW)	8756
Full charge RPM	108.9
Number of cylinders	6
Bore of cylinders (m)	0.5
Stroke (m)	2.214
Max RPM	19900
Cylinder constant (kW, bar)	0.7245
Mean friction press bar	1
Turbocharger	1
Reciprocating mass (kg)	3120
Nominal power at MCR (kW)	8750
Rpm at MCR	109
Mass moment of inertia of each cylinder ( $\text{kgm}^2$ )	5822

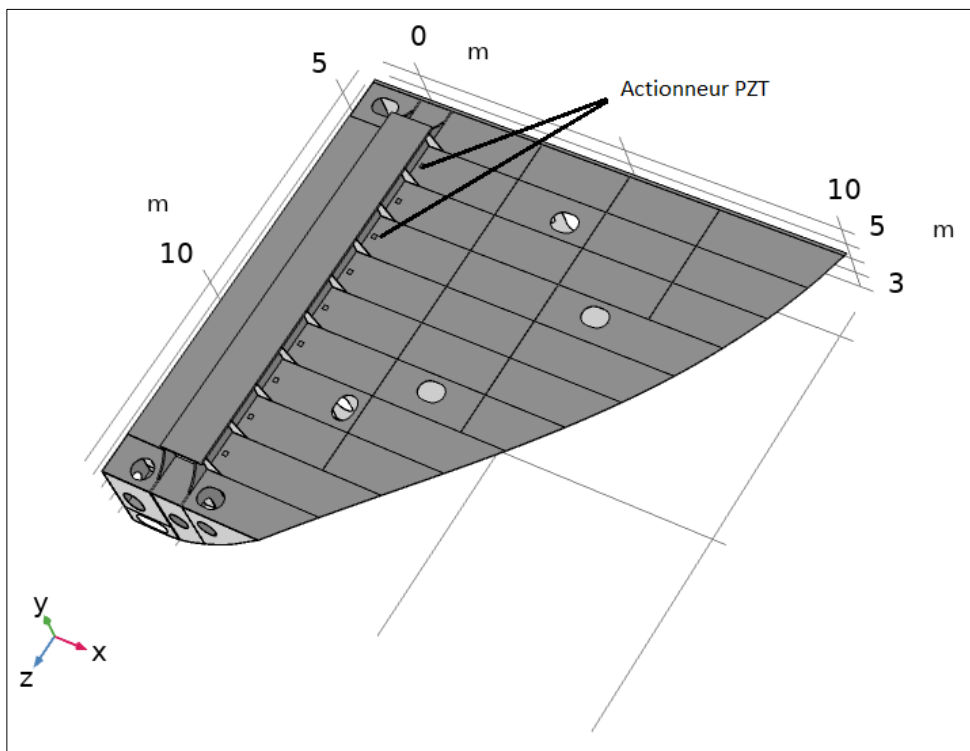


Figure 92: Modèle avec actionneur PZT

La Figure 93 montre le déplacement résultant de la simulation numérique attribué à la base du moteur avec et sans contrôle, ainsi que le déplacement d'un point de test situé à 9m de la base avec et sans contrôle. Comme on peut le constater, le système de contrôle de vibration appliqué a pu réduire la vibration de la structure rapidement et efficacement. La Figure 94 montre l'accélération d'un point éloigné à 8 m de la base du moteur avec et sans contrôle. La figure montre que le contrôle conçu a pu éliminer les accélérations de la surface avec grande efficacité dans une durée minime.

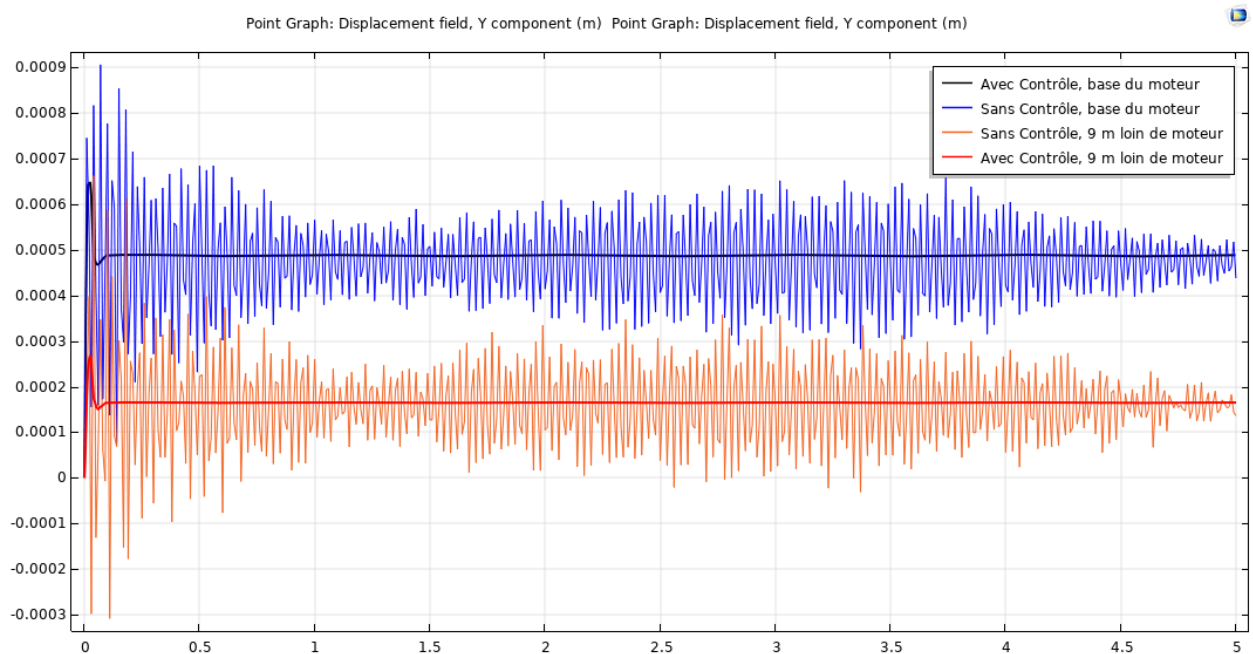


Figure 93: Déplacement de la base du moteur et d'un point à 9m de loin du moteur avec et sans les actionneurs PZT

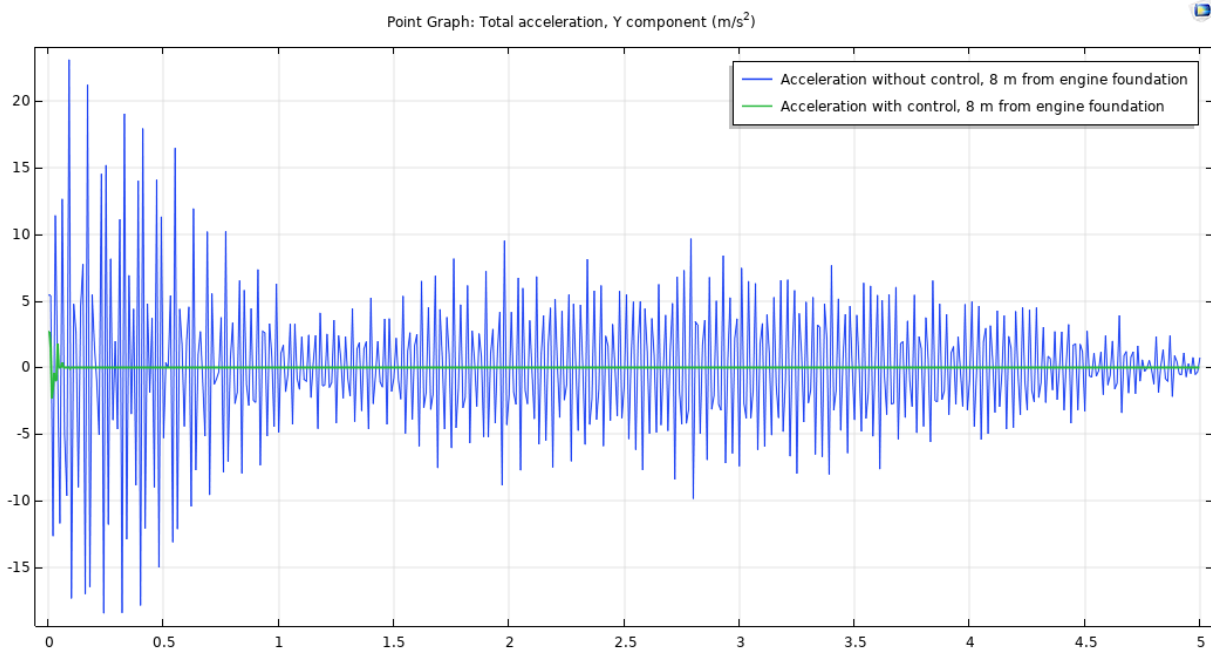


Figure 94: Accélération d'un point à 8m de loin du moteur avec et sans les actionneurs PZT

## 5.4 CONCLUSION

Ce stage a pu montrer l'efficacité des matériaux piézoélectriques dans le contrôle de vibration des structures. L'application de cette méthode aux navires a démontré une atténuation importante des vibrations. Une collaboration future avec le IMAR est prévue pour faire les tests.

## **CHAPITRE 6**

### **DEGIVRAGE DES EOLIENNES PAR ELEMENTS PIEZOELECTRIQUES**

Dans ce chapitre, nous avons développé le modèle de propagation des ondes dans la structure constituée de la matière hôte (qu'on veut dégivrer) et du givre. Ainsi, deux types essentiels des ondes ont été étudiés : onde de cisaillement horizontal (SH) et onde de Lamb. Ces deux ondes sont les ondes essentielles qui peuvent apparaître dans la structure suite à une excitation par un actionneur PZT. Après, nous présentons le modèle numérique sur COMSOL Multiphysics de la pale avec du givre. La méthode pour choisir la bonne fréquence d'excitation pour l'actionneur est décrite. Enfin, des simulations numériques ont été montrées pour démontrer l'efficacité du système conçu pour le dégivrage de la pale. Le sujet abordé dans ce chapitre fait le sujet d'un article intitulé « *Optimization of Wind Turbine Performance by Vibration Control and De-Icing* », article qui est soumis (**ANNEXE III**).

#### **6.1 PROPAGATION DES ONDES**

Dans cette section on va aborder le sujet de la propagation des ondes dans des milieux solides isotropes. Dans notre application, la structure prise en considération est constituée d'une matière hôte, qui est dans notre cas la pale, et d'une couche de givre comme le montre la Figure 95.

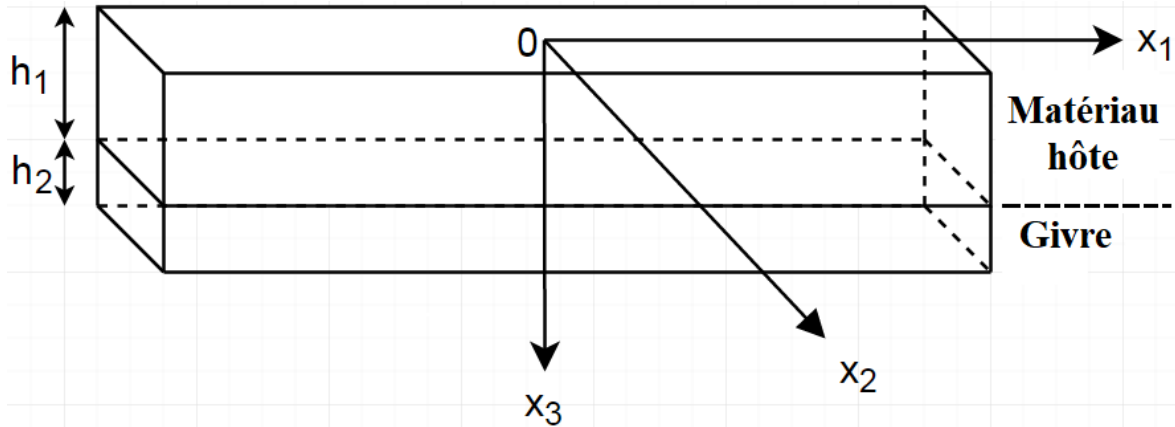


Figure 95: Schéma de la structure hôte avec du givre

L'équation de propagation des ondes dans un milieu solide isotrope peut être écrite sous la forme [184]:

$$\rho \frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2} - C_{ijkl} \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_k} = 0 \quad (6.1)$$

Où  $\rho$ ,  $C_{ijkl}$ , et  $u_i$  représentent respectivement la densité, le tenseur de raideur de la matière, qui est une matrice 9x9, et le champ de déplacement de la particule dans la matière dans la direction  $i$ .

La solution de l'équation (6.1) peut être écrite de la forme suivante :

$$u_i = U_i e^{ik(x_1 + \alpha x_3 - ct)} \quad (6.2)$$

Où  $U_i$ ,  $k$ ,  $c$ , et  $\alpha$  représentent respectivement le vecteur de polarisation, le numéro de l'onde, la vitesse de phase et le rapport entre le numéro d'onde dans la direction  $x_3$  et le numéro d'onde dans la direction  $x_1$ .

De plus on sait que :  $k = \frac{2\pi f}{c}$ ,  $c = f\lambda_l$ , et  $\lambda_l$  est la longueur d'onde de propagation.

D'autre part, la loi de Hooke qui relie les contraintes aux élongations est :

$$\sigma_{ij} = C_{ijkl}\varepsilon_{kl} \quad (6.3)$$

Où  $\sigma_{ij}$  et  $\varepsilon_{kl}$  représentent respectivement les contraintes dans la direction  $ij$  et l'élongation dans la direction  $kl$ .

Et l'élongation peut être exprimée de la forme [185]:

$$\varepsilon_{kl} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_l}{\partial x_k} + \frac{\partial u_k}{\partial x_l} \right) \quad (6.4)$$

De plus, le tenseur  $C_{ijkl}$  de l'équation (6.3) peut être simplifié pour avoir la forme  $C_{nm}$  en suivant la règle suivante : si  $i = k$  donc  $n = i$ , et si  $j = l$  donc  $m = j$ , si  $i \neq k$  alors  $n = 9 - (i + k)$  et si  $j \neq l$  alors  $m = 9 - (j + l)$ . Dans ce cas-là, l'équation (6.3) peut être représentée de la forme :

$$\begin{bmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{33} \\ \sigma_{23} \\ \sigma_{13} \\ \sigma_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \sigma_4 \\ \sigma_5 \\ \sigma_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & C_{14} & C_{15} & C_{16} \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} & C_{24} & C_{25} & C_{26} \\ C_{31} & C_{32} & C_{33} & C_{34} & C_{35} & C_{36} \\ C_{41} & C_{42} & C_{43} & C_{44} & C_{45} & C_{46} \\ C_{51} & C_{52} & C_{53} & C_{54} & C_{55} & C_{56} \\ C_{61} & C_{62} & C_{63} & C_{64} & C_{65} & C_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \varepsilon_3 \\ \varepsilon_4 \\ \varepsilon_5 \\ \varepsilon_6 \end{bmatrix} \quad (6.5)$$

Pour les matériaux isotropes, la matrice de tenseur peut être réduite et écrite en fonction de :

$$[C] = \begin{bmatrix} \lambda + 2\mu & \lambda & \lambda & 0 & 0 & 0 \\ \lambda & \lambda + 2\mu & \lambda & 0 & 0 & 0 \\ \lambda & \lambda & \lambda + 2\mu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \mu & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \mu & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \mu \end{bmatrix} \quad (6.6)$$

Où  $\lambda$  et  $\mu$  représentent les paramètres de Lamé :

$$\lambda = \frac{\nu E}{(1 + \nu)(1 - 2\nu)}$$

$$\mu = \frac{E}{2(1 + \nu)}$$
(6.7)

Où  $E$  et  $\nu$  représentent respectivement le module de Young et le coefficient de Poisson de la matière.

En remplaçant l'équation (6.6) dans (6.5), on obtient :

$$\begin{aligned}\sigma_1 = \sigma_{11} &= (\lambda + 2\mu) \frac{\partial u_1}{\partial x_1} + \lambda \left( \frac{\partial u_2}{\partial x_2} + \frac{\partial u_3}{\partial x_3} \right) \\ \sigma_2 = \sigma_{22} &= (\lambda + 2\mu) \frac{\partial u_2}{\partial x_2} + \lambda \left( \frac{\partial u_1}{\partial x_1} + \frac{\partial u_3}{\partial x_3} \right) \\ \sigma_3 = \sigma_{33} &= (\lambda + 2\mu) \frac{\partial u_3}{\partial x_3} + \lambda \left( \frac{\partial u_1}{\partial x_1} + \frac{\partial u_2}{\partial x_2} \right) \\ \sigma_4 = \sigma_{23} = \sigma_{32} &= \mu \left( \frac{\partial u_3}{\partial x_2} + \frac{\partial u_2}{\partial x_3} \right) \\ \sigma_5 = \sigma_{13} = \sigma_{31} &= \mu \left( \frac{\partial u_3}{\partial x_1} + \frac{\partial u_1}{\partial x_3} \right) \\ \sigma_6 = \sigma_{12} = \sigma_{21} &= \mu \left( \frac{\partial u_2}{\partial x_1} + \frac{\partial u_1}{\partial x_2} \right)\end{aligned}$$
(6.8)

Après avoir calculer la matrice de raideur dans l'équation (6.6), et en substituant l'équation (6.2) dans (6.1), on obtient la solution finale définie par l'équation de Christoffel [184]:

$$\begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{13} \\ A_{21} & A_{22} & A_{23} \\ A_{31} & A_{32} & A_{33} \end{bmatrix}_p \begin{bmatrix} U_1 \\ U_2 \\ U_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$
(6.9)



Où

$$\begin{aligned}
A_{11} &= C_{11} + C_{55}\alpha^2 - \rho c^2 \\
A_{12} &= A_{21} = 0 \\
A_{13} &= A_{31} = (C_{13} + C_{55})\alpha \\
A_{22} &= C_{66} + C_{44}\alpha^2 - \rho c^2 \\
A_{23} &= A_{32} = 0 \\
A_{33} &= C_{55} + C_{33}\alpha^2 - \rho c^2
\end{aligned} \tag{6.10}$$

Et en plaçant (6.10) dans (6.9), on obtient :

$$\begin{aligned}
&\begin{bmatrix} \lambda + 2\mu + \mu\alpha^2 - \rho c^2 & 0 & (\lambda + \mu)\alpha \\ 0 & \mu(1 + \alpha^2) - \rho c^2 & 0 \\ (\lambda + \mu)\alpha & 0 & (\lambda + 2\mu)\alpha^2 + \mu - \rho c^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_1 \\ U_2 \\ U_3 \end{bmatrix} \\
&= \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}
\end{aligned} \tag{6.11}$$

## 6.2 TYPE D'ONDES :

Grâce à la stimulation causée par les actionneurs ultrasoniques PZT, deux principaux types d'ondes ultrasoniques peuvent être générés dans la structure matériau hôte-givre, nommées les ondes de Lamb et les ondes horizontales de cisaillement SH, qui peuvent générer une contrainte suffisante à l'interface pour décoller le givre de la plaque hôte.

### 6.2.1 Ondes de cisaillement SH

Les ondes SH ou bien les ondes horizontales de cisaillement sont des ondes qui se propagent dans la direction  $x_1$  tout en ayant un déplacement de particules dans la direction  $x_2$  [184] comme le montre la Figure 96. Pour ce type des ondes, on a un mouvement des particules dans la direction 2 seulement, donc les vecteurs de polarisations  $U_1$  et  $U_3$  de l'équation (6.11) seront nuls et  $U_2$  sera un vecteur unité, alors on obtient :

$$\mu(1 + \alpha^2) - \rho c^2 = 0 \tag{6.12}$$

Ce qui donne

$$\alpha_1 = \sqrt{\frac{\rho c^2}{\mu} - 1}$$

$$\alpha_2 = -\alpha_1 = -\sqrt{\frac{\rho c^2}{\mu} - 1} \quad (6.13)$$

En remplaçant la solution dans l'équation (6.13) dans (6.2), on obtient :

$$u_1 = 0$$

$$u_2 = \sum_{j=1}^2 B_j e^{ik(x_1 + \alpha_j x_3 - ct)} \quad (6.14)$$

$$u_3 = 0$$

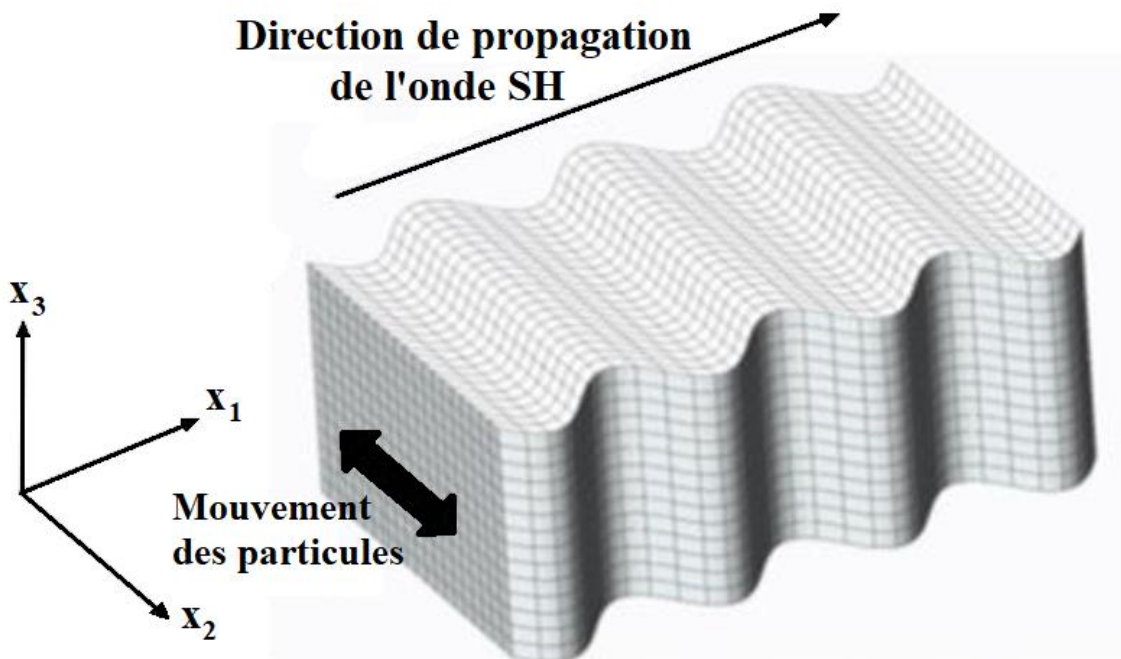


Figure 96: Schéma de propagation de l'onde de type SH dans une structure

Où  $B_j$  est le coefficient de pondération.

En remplaçant l'équation de mouvement des particules (6.14) dans (6.8), on obtient :

$$\begin{aligned}
 \sigma_{11} &= 0 \\
 \sigma_{22} &= 0 \\
 \sigma_{33} &= 0 \\
 \sigma_{23} = \sigma_{32} &= \sum_{j=1}^2 B_j \alpha_j \mu_i k e^{ik(x_1 + \alpha_j x_3 - ct)} \\
 \sigma_{13} = \sigma_{31} &= 0 \\
 \sigma_{12} = \sigma_{21} &= \sum_{j=1}^2 B_j \mu_i k e^{ik(x_1 + \alpha_j x_3 - ct)}
 \end{aligned} \tag{6.15}$$

Où  $\sigma_{32}$  représente la contrainte de cisaillement dans la direction  $x_3-x_2$  et  $\sigma_{21}$  la contrainte de cisaillement dans la direction  $x_2-x_1$ .

Pour trouver les coefficients dans l'équation (6.15), il faut profiter des conditions aux limites pour la contrainte de cisaillement dans la direction  $x_3-x_2$  pour une structure d'épaisseur  $h_1$  avec du givre d'épaisseur  $h_2$  comme le montre la Figure 97. Les conditions aux limites sont :

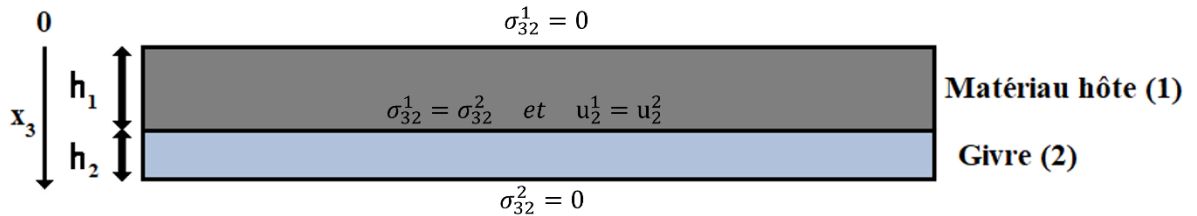


Figure 97: Schéma de répartition des conditions aux limites pour la structure de la matière hôte avec du givre sur la surface

1- Contrainte de cisaillement nulle à la surface libre de la matière hôte, c.à.d. à  $x_3 = 0$  :

$$\sigma_{32}^1 = 0 \text{ (l'exposant 1 fait référence à la matière hôte)}$$

2- Contrainte de cisaillement égale à l'interface entre la matière hôte et le givre, c.à.d. à  $x_3 = h_1$  :

$$\sigma_{32}^1 = \sigma_{32}^2 \text{ (l'exposant 2 fait référence au givre)}$$

3- Déplacement des particules égales à l'interface entre la matière hôte et le givre, c.à.d. à  $x_3 = h_1$  :

$$u_2^1 = u_2^2$$

4- Contrainte de cisaillement nulle à la surface libre du givre, c.à.d. à  $x_3 = h_1 + h_2$  :

$$\sigma_{32}^2 = 0$$

Ces conditions aux limites donnent :

$$\begin{aligned} 1) & B_1 \alpha_1 \mu_1 (ik) e^{ik(\alpha_1 0)} - B_2 \alpha_1 \mu_1 (ik) e^{-ik(\alpha_1 0)} = 0 \\ 2) & B_1 \alpha_1 \mu_1 e^{ik(\alpha_1 h_1)} - B_2 \alpha_1 \mu_1 e^{-ik(\alpha_1 h_1)} - B_3 \alpha_3 \mu_2 e^{ik(\alpha_3 h_1)} + B_4 \alpha_3 \mu_2 e^{-ik(\alpha_3 h_1)} = 0 \\ 3) & B_1 e^{ik(\alpha_1 h_1)} + B_2 e^{-ik(\alpha_1 h_1)} - B_3 e^{ik(\alpha_3 h_1)} - B_4 e^{-ik(\alpha_3 h_1)} = 0 \\ 4) & B_3 \alpha_3 \mu_2 i k e^{ik\alpha_3(h_1+h_2)} - B_4 \alpha_3 \mu_2 i k e^{-ik\alpha_3(h_1+h_2)} = 0 \end{aligned} \quad (6.16)$$

En regroupant l'équation (6.16) en forme matricielle, on obtient :

$$\begin{bmatrix} 1 & -1 & 0 & 0 \\ e^{ik\alpha_1 h_1} & e^{-ik\alpha_1 h_1} & -e^{ik\alpha_3 h_1} & -e^{-ik\alpha_3 h_1} \\ \alpha_1 \mu_1 e^{ik\alpha_1 h_1} & -\alpha_1 \mu_1 e^{-ik\alpha_1 h_1} & -\alpha_3 \mu_2 e^{ik\alpha_3 h_1} & \alpha_3 \mu_2 e^{-ik\alpha_3 h_1} \\ 0 & 0 & e^{ik\alpha_3(h_1+h_2)} & -e^{-ik\alpha_3(h_1+h_2)} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} B_1 \\ B_2 \\ B_3 \\ B_4 \end{bmatrix} = 0 \quad (6.17)$$

Pour obtenir une solution non-nulle de l'équation (6.17), il faut que le déterminant de la matrice à gauche soit égal à zéro :

$$\det \left\{ \begin{bmatrix} 1 & -1 & 0 & 0 \\ e^{ik\alpha_1 h_1} & e^{-ik\alpha_1 h_1} & -e^{ik\alpha_3 h_1} & -e^{-ik\alpha_3 h_1} \\ \alpha_1 \mu_1 e^{ik\alpha_1 h_1} & -\alpha_1 \mu_1 e^{-ik\alpha_1 h_1} & -\alpha_3 \mu_2 e^{ik\alpha_3 h_1} & \alpha_3 \mu_2 e^{-ik\alpha_3 h_1} \\ 0 & 0 & e^{ik\alpha_3 (h_1+h_2)} & -e^{-ik\alpha_3 (h_1+h_2)} \end{bmatrix} \right\} \quad (6.18)$$

$$= \det(D) = 0$$

### 6.2.1.1 CCCI des ondes SH

Le coefficient de concentration de la contrainte de cisaillement à l'interface (CCCI) représente l'efficacité de l'onde à induire une contrainte de cisaillement transversale à l'interface entre deux couches avec une quantité spécifique d'énergie [186].

Pour calculer le CCCI, il faut premièrement calculer le vecteur de Poynting acoustique complexe, également appelé flux de puissance. Le théorème de Poynting stipule que la puissance qui quitte une région est égale à la décroissance temporelle de l'énergie stockée dans le volume moins la puissance dissipée sous forme de chaleur à l'intérieur. Le vecteur de Poynting pour le flux de puissance à travers une surface est défini comme [170]:

$$\vec{P} = \frac{-\vec{v}^* \cdot \sigma}{2} \quad (6.19)$$

Où  $\vec{v}$  est le vecteur de vitesse de la particule, \* représente le conjugué complexe, et  $\sigma$  représente le tenseur des contraintes.

Dans le cas des ondes SH, le vecteur de vitesse complexe peut être exprimé sous la forme :

$$\vec{v} = \left[ 0 \quad \frac{\partial u_2}{\partial t} \quad 0 \right] \quad (6.20)$$

Et d'après l'équation (6.15), le tenseur de contrainte peut être exprimé sous la forme :

$$\sigma = \begin{bmatrix} 0 & \mu \frac{\partial u_2}{\partial x_1} & 0 \\ \mu \frac{\partial u_2}{\partial x_1} & 0 & \mu \frac{\partial u_2}{\partial x_3} \\ 0 & \mu \frac{\partial u_2}{\partial x_3} & 0 \end{bmatrix} \quad (6.21)$$

Donc 
$$\vec{P} = P_{x_1} \cdot \hat{x}_1 + P_{x_3} \cdot \hat{x}_3 \quad (6.22)$$

Ce flux de puissance peut être intégré le long de l'épaisseur de la structure pour avoir la puissance transmise par l'onde ultrasonore à travers une section transversale perpendiculaire à la direction de propagation de l'onde (direction  $x_1$  dans le cas de l'onde SH) et de largeur unitaire. Donc on obtient :

$$\text{Puissance} = \int_0^{h_1+h_2} \vec{P} \cdot \hat{x}_1 dx_3 = \int_0^{h_1+h_2} P_{x_1} dx_3 \quad (6.23)$$

Où [184]

$$p_{x_1} = -\frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_2}{\partial t} \right)^* \mu \frac{\partial u_2}{\partial x_1} = \frac{1}{2} \mu c k^2 \sum_{j=1}^2 B_j e^{-ik\alpha_j x_3} \sum_{j=1}^2 B_j e^{ik\alpha_j x_3} \quad (6.24)$$

Le coefficient de concentration de la contrainte de cisaillement à l'interface (CCCI) peut ainsi être calculé :

$$CCCI_S = \frac{\sigma_{32}|_{h_1}}{\sqrt{\text{Puissance}}} \quad (6.25)$$

Où  $\sigma_{32}|_{h_1}$  représente la contrainte de cisaillement dans le plan  $x_3 x_2$  à l'interface entre le givre et la structure.

## 6.2.2 Onde de Lamb

Les ondes de Lamb ont deux types de modes différents, les modes symétriques (modes S) et les modes antisymétriques (modes A). Les modes S ont un mouvement elliptique des

particules dans le sens des aiguilles d'une montre et les modes A ont un mouvement elliptique des particules dans le sens inverse des aiguilles d'une montre. Les modes S et les modes A se propagent dans la direction  $x_1$  [184] comme le montre la Figure 98.

Dans ce type de propagation d'onde, on a un mouvement dans la direction  $x_1$  et  $x_3$  seulement. Donc le mouvement de particule dans la direction  $x_2$  est zéro ( $u_2 = 0$ ).

Dans ce cas, selon [184], le rapport entre le numéro d'onde dans la direction  $x_3$  et le numéro d'onde dans la direction  $x_1$  aura quatre solutions :

$$\alpha_{1,2} = \pm \sqrt{\frac{\rho c^2}{\mu} - 1}$$

$$\alpha_{3,4} = \pm \sqrt{\frac{\rho c^2}{\lambda + 2\mu} - 1}$$
(6.26)

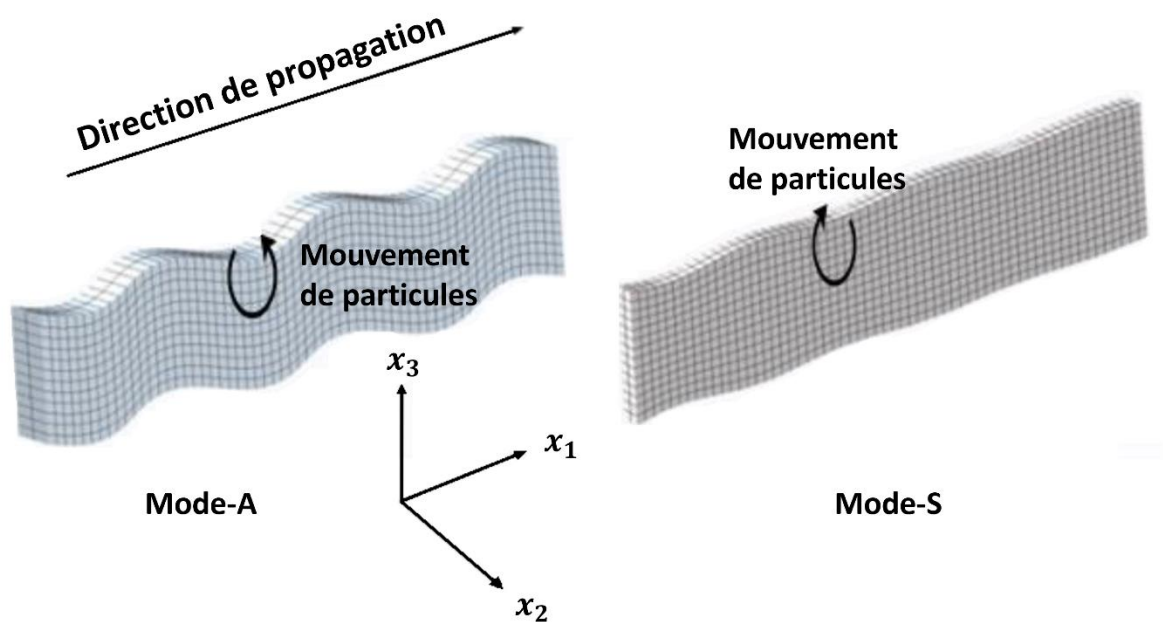


Figure 98: Schéma de propagation des ondes de Lamb en mode A et S

En remplaçant (6.26) dans (6.2), on obtient [184, 187]:

$$u_1 = \sum_{k=1}^4 B_k e^{ik(x_1 + \alpha_k x_3 - ct)}$$

$$u_2 = 0 \quad (6.27)$$

$$u_3 = \sum_{k=1}^4 B_k U_{3k} e^{ik(x_1 + \alpha_k x_3 - ct)}$$

Où  $U_{3k}$  représente le rapport entre le vecteur de polarisation  $U_3$  et  $U_3$  :

$$U_{3k} = \frac{U_3}{U_1} = -\frac{(\lambda + \mu)\alpha_k}{(\lambda + 2\mu)\alpha_k^2 + \mu - \rho c^2} \quad (6.28)$$

Les composantes de la contrainte peuvent être dérivées de l'équation (6.27) en fixant le déplacement à  $u_2 = 0$ . Les composantes de la contrainte seront :

$$\sigma_{31} = \mu \left( \frac{\partial u_1}{\partial x_3} + \frac{\partial u_3}{\partial x_1} \right) = \sum_{k=1}^4 B_k (\alpha_k + U_{3k}) \mu i k e^{ik(x_1 + \alpha_k x_3 - ct)}$$

$$\sigma_{33} = (\lambda + 2\mu) \frac{\partial u_3}{\partial x_3} + \lambda \frac{\partial u_1}{\partial x_1} \quad (6.29)$$

$$= \sum_{k=1}^4 B_k (\lambda + (\lambda + 2\mu)\alpha_k U_{3k}) i k e^{ik(x_1 + \alpha_k x_3 - ct)}$$

Pour trouver les coefficients dans l'équation (6.29), il faut profiter des conditions aux limites pour les contraintes pour une structure d'épaisseur  $h_1$  avec du givre d'épaisseur  $h_2$  comme le montre la Figure 99. Les conditions aux limites sont :



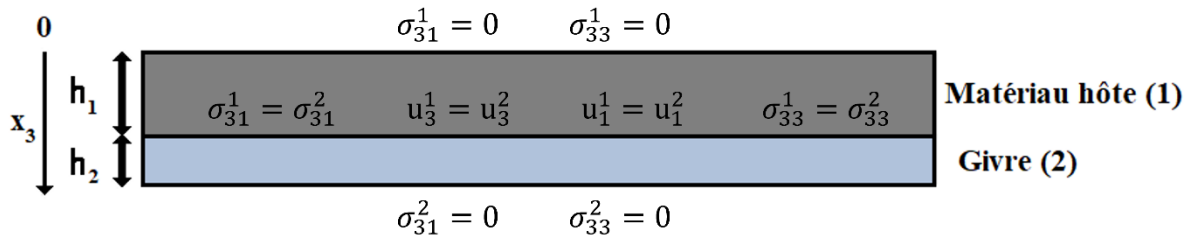


Figure 99: Conditions aux limites pour l'onde de Lamb

- 1- Contrainte de cisaillement nulle à la surface libre de la matière hôte, c.à.d. à  $x_3 = 0$  (l'exposant 1 fait signe à la matière hôte) :

$$\sigma_{31}^1 = 0$$

- 2- Contrainte de traction nulle dans la direction  $x_3$  à la surface libre de la matière hôte :

$$\sigma_{33}^1 = 0$$

- 3- Contrainte de cisaillement égale à l'interface entre la matière hôte et le givre, c.à.d. à  $x_3 = h_1$  (l'exposant 2 fait référence au givre) :

$$\sigma_{32}^1 = \sigma_{32}^2$$

- 4- Contrainte de traction égale à l'interface entre la matière hôte et le givre :

$$\sigma_{33}^1 = \sigma_{33}^2$$

- 5- Déplacement des particules égales dans la direction  $x_1$  à l'interface entre la matière hôte et le givre, c.à.d. à  $x_3 = h_1$  :

$$u_1^1 = u_1^2$$

- 6- Déplacement des particules égales dans la direction  $x_3$  à l'interface entre la matière hôte et le givre :

$$u_3^1 = u_3^2$$

7- Contrainte de cisaillement nulle à la surface libre du givre, c.à.d. à  $x_3 = h_1 + h_2$  :

$$\sigma_{32}^2 = 0$$

8- Contrainte de traction nulle dans la direction  $x_3$  à la surface libre du givre :

$$\sigma_{33}^2 = 0$$

Ces conditions aux limites donnent :

$$\begin{aligned}
1- & \sum_{k=1}^4 B_k(\alpha_k + U_{3k}) = 0 \\
2- & \sum_{k=1}^4 B_k(\lambda_1 + (\lambda_1 + 2\mu_1)\alpha_k U_{3k}) = 0 \\
3- & \sum_{k=1}^4 B_k(\alpha_k + U_{3k})\mu_1 e^{ik\alpha_k h_1} - \sum_{k=5}^8 B_k(\alpha_k + U_{3k})\mu_2 e^{ik\alpha_k h_1} = 0 \\
4- & e^{ik\alpha_k h_1} \left( \sum_{k=1}^4 B_k(\lambda_1 + (\lambda_1 + 2\mu_1)\alpha_k U_{3k}) - \sum_{k=5}^8 B_k(\lambda_2 + (\lambda_2 + 2\mu_2)\alpha_k U_{3k}) \right) = 0 \\
5- & \sum_{k=1}^4 B_k e^{ik\alpha_k h_1} - \sum_{k=5}^8 B_k e^{ik\alpha_k h_1} = 0 \\
6- & \sum_{k=1}^4 B_k U_{3k} e^{ik\alpha_k h_1} - \sum_{k=5}^8 B_k U_{3k} e^{ik\alpha_k h_1} = 0 \\
7- & \sum_{k=5}^8 B_k(\alpha_k + U_{3k}) e^{ik\alpha_k (h_1+h_2)} = 0 \\
8- & \sum_{k=5}^8 B_k(\lambda_2 + (\lambda_2 + 2\mu_2)\alpha_k U_{3k}) e^{ik\alpha_k (h_1+h_2)} = 0
\end{aligned} \tag{6.30}$$

Le regroupement de ces conditions aux limites dans une forme matricielle donne la forme :

$$[D][B] = 0 \tag{6.31}$$

$[D]$  est une matrice de  $8 \times 8$  et  $[B]$  est une matrice de  $8 \times 1$ , les matrices ne sont pas représentées à cause de leur grande dimension. Pour obtenir une solution non-nulle de l'équation (6.31), il faut que le déterminant de la matrice  $[D]$  soit égal à zéro.

#### 6.2.2.1 CCCI des ondes de Lamb

Dans le cas des ondes de Lamb, le vecteur de vitesse complexe et le tenseur de contrainte sont [170]:

$$\vec{v}^* = \left[ 0 \quad 0 \quad \left( \frac{\partial u_3}{\partial t} \right) \right] \quad (6.32)$$

$$\sigma = \begin{bmatrix} \lambda \frac{\partial u_3}{\partial x_3} & 0 & \mu \frac{\partial u_3}{\partial x_1} \\ 0 & \lambda \frac{\partial u_3}{\partial x_3} & 0 \\ \mu \frac{\partial u_3}{\partial x_1} & 0 & (\lambda + 2\mu) \frac{\partial u_3}{\partial x_3} \end{bmatrix} \quad (6.33)$$

Donc, la puissance transmise par l'onde ultrasonore à travers une section transversale perpendiculaire à la direction de propagation de l'onde (direction  $x_1$  dans le cas de l'onde SH) et de largeur unitaire est de :

$$\text{Puissance} = \int_0^{h_1+h_2} \vec{P} \cdot \hat{x}_1 dx_3 = \int_0^{h_1+h_2} P_{x_1} dx_3 \quad (6.34)$$

Où

$$\begin{aligned} p_{x_1} &= -\frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_3}{\partial t} \right)^* \mu \frac{\partial u_3}{\partial x_1} \\ &= \frac{1}{2} \mu c k^2 \sum_{k=1}^4 B_k U_{3k} e^{-ik\alpha_j x_3} \sum_{k=1}^4 B_k U_{3k} e^{ik\alpha_j x_3} \end{aligned} \quad (6.35)$$

Par la suite, le coefficient de concentration de la contrainte de cisaillement à l'interface (CCCI) peut ainsi être calculé :

$$CCCI_S = \frac{\sigma_{31}|_{h_1}}{\sqrt{\text{Puissance}}} \quad (6.36)$$

Où  $\sigma_{31}|_{h_1}$  représente la contrainte de cisaillement dans le plan  $x_3 x_1$  à l'interface entre le givre et la structure.

### 6.3 MODELE NUMERIQUE

Considérons le fait que la modélisation analytique de la propagation des ondes ultrasonores dans une structure est un phénomène complexe surtout que le modèle analytique présenté dans l'équation (6.1) ne prend pas en considération la combinaison de l'actionneur à la structure et l'excitation engendrée par l'actionneur PZT, et que les ondes générées peuvent être une combinaison des ondes horizontales de cisaillement SH et des ondes de Lamb chacune dans l'une des directions  $x_1$  et  $x_2$ . C'est pourquoi un modèle numérique a été adopté pour les simulations numériques en se basant sur la méthode des éléments finis.

Dans cette section, l'actionneur PZT va aider la pale à éliminer le givre accumulé. Le principe de ce système consiste à générer des ondes à haute fréquence ( $> 20$  kHz) par l'excitation électrique d'un actionneur piézoélectrique placé à la surface de la pale [153]. Deux types d'ondes apparaissent dans la structure en fonction de l'excitation : les ondes de cisaillement horizontales et les ondes de Lamb, comme exposé dans la section précédente. En se propageant dans la structure, ces ondes produisent des contraintes transversales suffisamment fortes pour détruire la liaison entre la surface de la pale et la glace accumulée, qui est d'environ 2 MPa entre la glace et l'aluminium [157].

Dans les prochaines parties, on a modélisé la pale par deux modèles : le premier modèle est le modèle simplifié de la pale, qui consiste en une plaque encastrée de section constante. Le deuxième modèle représente le modèle réaliste qui consiste en une plaque encastrée de section variable. Un modèle statique sur COMSOL Multiphysics est utilisé dans le but de calculer les contraintes de cisaillement horizontales à l'interface entre la surface de la pale et le givre. Le choix d'un modèle statique peut être justifié par le fait qu'il est suffisant pour évaluer l'effet direct de l'actionneur sur les contraintes de cisaillement. Nous pouvons ainsi déterminer que si ces efforts sont supérieurs à la force d'adhésion givre-structure, le givre sera détaché.

### 6.3.1 Modèle simplifié

Dans cette partie, nous modélisons la pale de l'éolienne comme une plaque encadrée fabriquée en aluminium et ayant la même longueur et largeur que le modèle à section variable utilisé dans le chapitre 3 (Figure 55), avec une longueur de 1 m, une largeur de 30 cm et une épaisseur de 4 mm. En outre, l'actionneur PZT ajouté a les mêmes caractéristiques que celles indiquées dans le Tableau 8. Enfin, une couche de 2,5 mm de givre homogène et isotrope est ajoutée au modèle. La Figure 100 montre une présentation du modèle à l'aide de COMSOL Multiphysics. Comme le montre la figure, l'actionneur PZT est fixé à l'extrémité fixe de la plaque, ce qui correspond à la position de contrôle des vibrations de l'actionneur dans le chapitre 3.

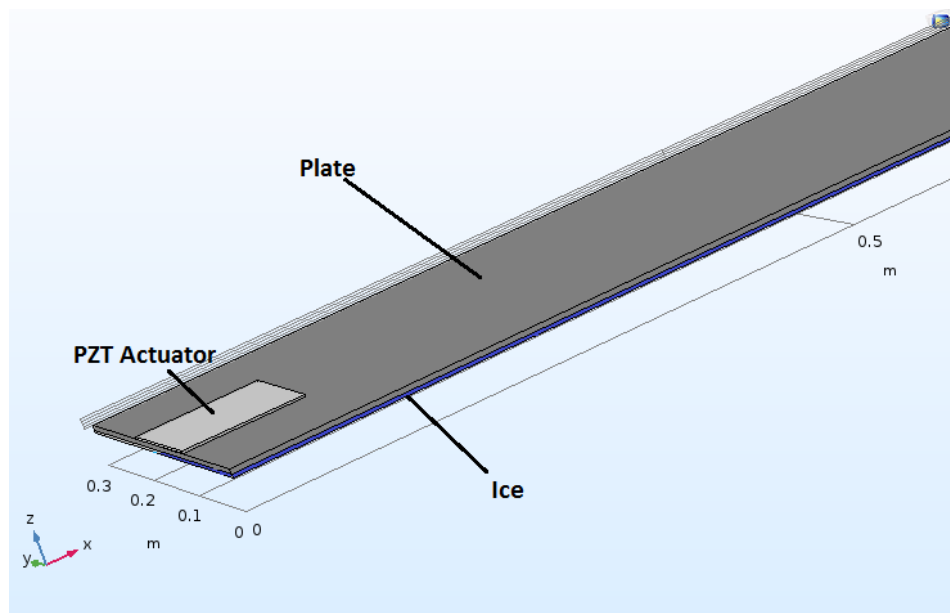


Figure 100: Modèle de la plaque encadrée avec un actionneur PZT et de givre accumulé

### 6.3.2 Modèle plus réaliste

Dans cette partie, nous modélisons la pale de l'éolienne comme une plaque encadrée fabriquée en aluminium et ayant les mêmes dimensions que le modèle à section variable utilisé dans le chapitre 3 (Figure 55), avec une longueur de 1 m, une largeur de 30 cm, avec une épaisseur de 16 mm au bout encadré et 4 mm au bout libre. De plus, l'actionneur PZT ajouté a les mêmes dimensions que celui dans la section précédente. Enfin, une couche de 2,5 mm de givre homogène et isotrope est ajoutée au modèle. La Figure 101 montre une illustration du modèle à l'aide de COMSOL Multiphysics. Comme le montre la figure, l'actionneur PZT est fixé à l'extrémité fixe de la plaque, ce qui correspond à la position de contrôle des vibrations de l'actionneur dans le chapitre 3.

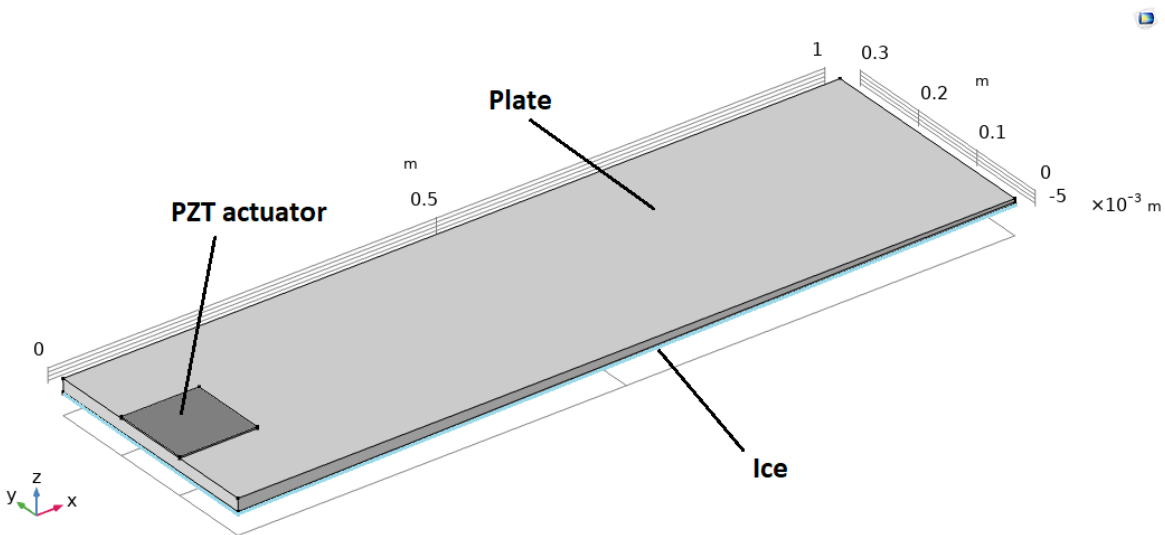


Figure 101: Modèle de la plaque encadrée à section variable avec un actionneur PZT et de givre accumulé

## 6.4 ÉTUDE DE L'IMPEDANCE

Pour assurer la transmission du maximum d'amplitude de l'onde à la plaque, l'impédance de l'actionneur PZT avec la structure doit être étudiée, et la fréquence avec l'impédance la plus basse doit être utilisée pour détériorer efficacement la liaison entre la glace et la surface de la plaque [184].

La Figure 102 montre la variation de l'impédance en fonction de la fréquence pour le système simplifié constitué d'une plaque encastrée à section constante. L'impédance la plus faible est atteinte à 44000 Hz. Par contre, la Figure 103 représente la variation de l'impédance en fonction de la fréquence d'excitation de l'actionneur pour le système le plus réaliste constitué d'une plaque encastrée à section variable. Comme le montre la figure, l'impédance minimale est atteinte à 106000 Hz pour ce cas. On peut remarquer que la fréquence dont l'impédance minimale est plus grande dans le cas du modèle réaliste, cela peut être expliqué par le fait que l'épaisseur de la plaque dans ce cas est plus grande que celle dans le cas du modèle simplifié.

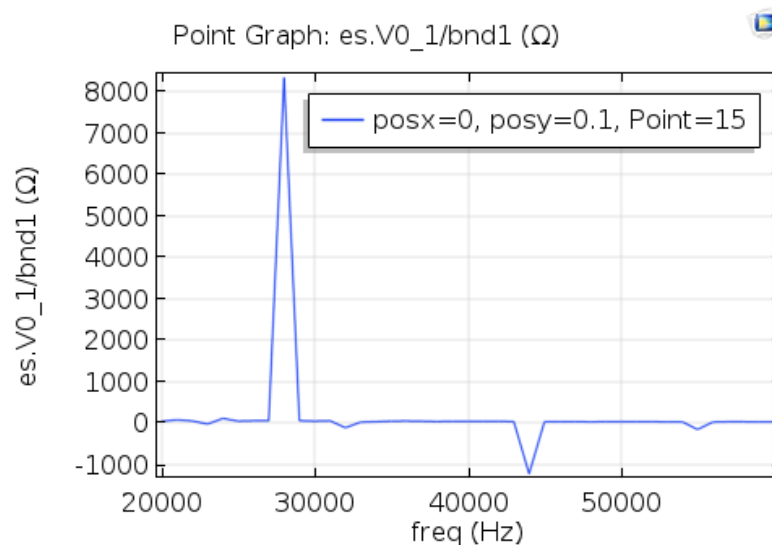


Figure 102: Variation de l'impédance du système représentant le modèle simplifié

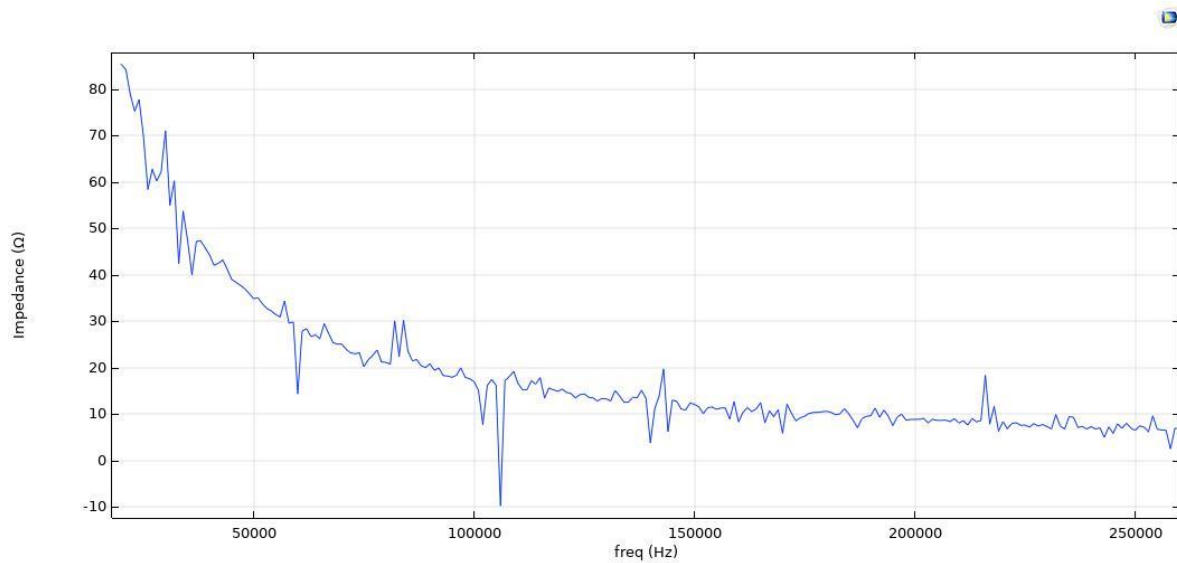


Figure 103: Variation de l'impédance du système représentant le modèle réaliste

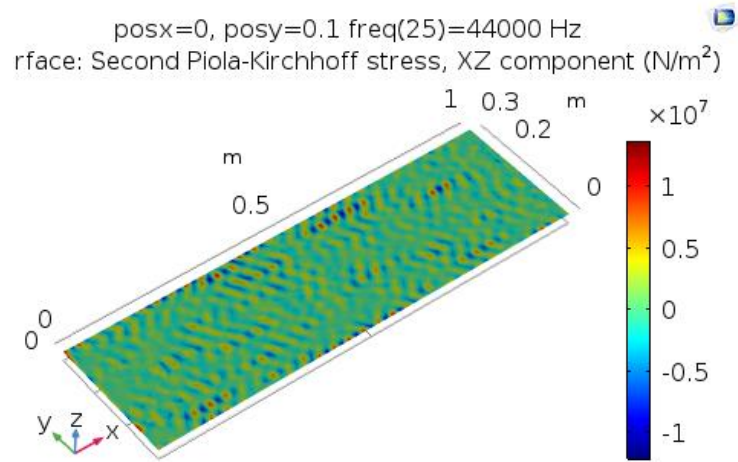
## 6.5 RESULTATS NUMERIQUES

Les simulations numériques ont été conduites sur Comsol Multiphysics, l'actionneur PZT-5H utilisé est alimenté par un voltage précis, sous une fréquence égale à celle de la fréquence correspondante à l'impédance minimale.

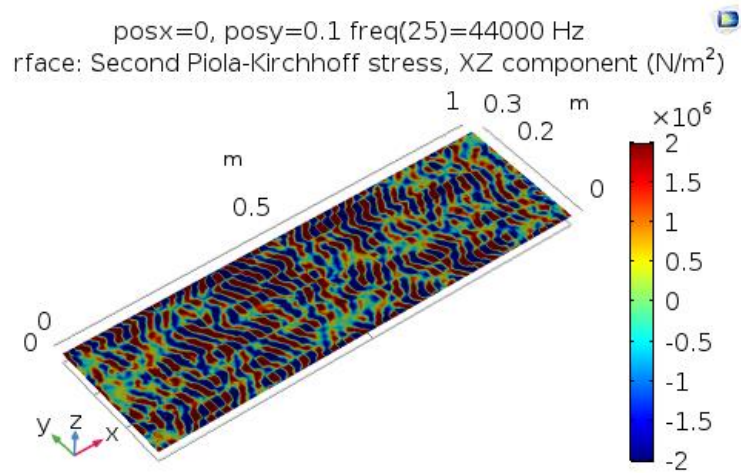
### 6.5.1 Résultats du modèle simplifié

Une tension de 50 V est appliquée aux bornes de l'actionneur PZT. Les contraintes XZ transversales obtenues à la surface entre le givre et la structure hôte sont présentées à la Figure 104. La présentation de la plage modifiée de la Figure 104(b) montre que la contrainte XZ transversale dépasse 2 MPa dans la plupart des régions, ce qui correspond à la force d'adhésion du givre à l'aluminium. Ainsi, la liaison entre la glace et la surface sera fissurée, et par la suite, le givre se fissurera et se décollera.





(a)



(b)

Figure 104: Contrainte de cisailment transversale XZ pour le modèle simple sur la surface entre la glace et la structure (a) sans plage modifiée (b) avec plage modifiée

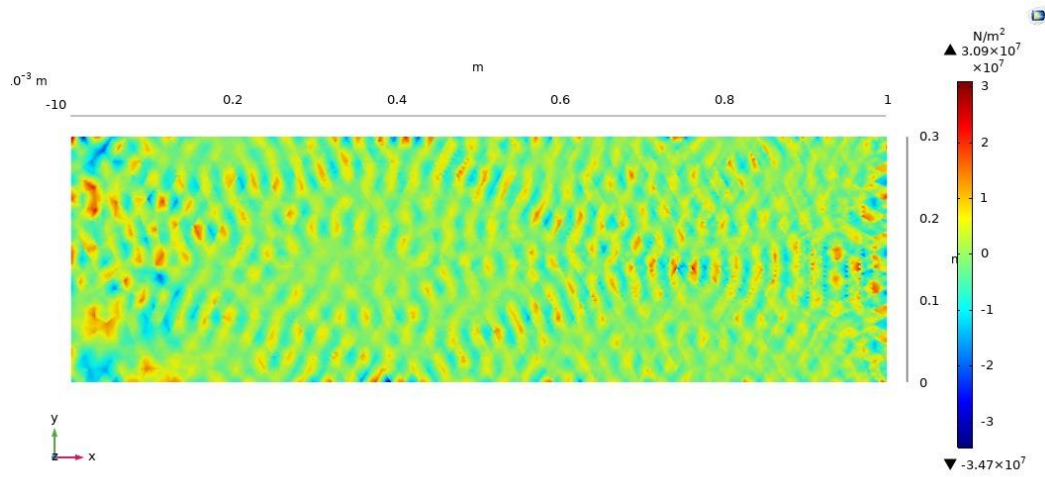
## 6.5.2 Résultats du modèle réaliste

### 6.5.2.1 Modèle avec 2.5 mm de givre

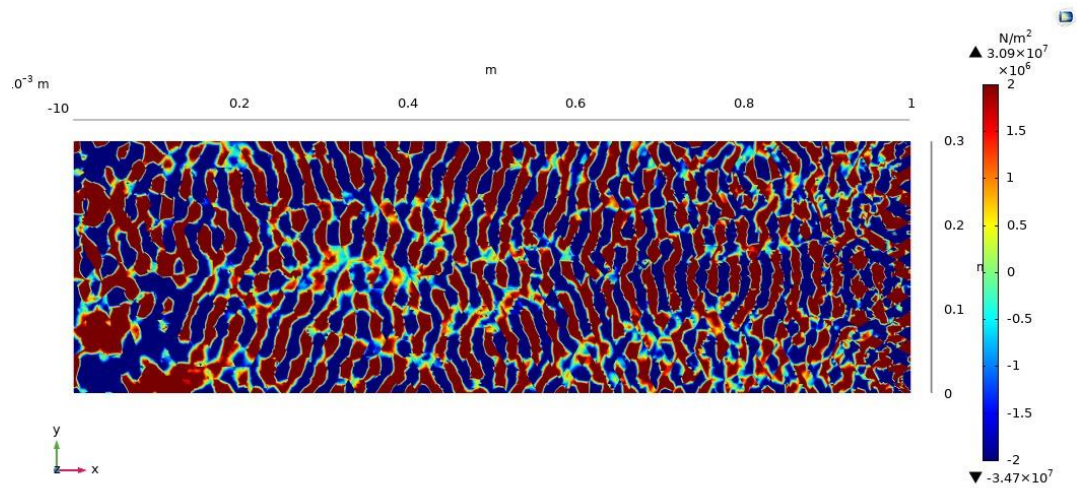
En premier temps, le modèle réaliste dans la Figure 101 est pris en considération, avec une épaisseur du givre incorporé à la surface de la pale est de 2.5 mm. Une tension de 50 V est appliquée à l'actionneur PZT à la fréquence ayant l'impédance minimale (106000 Hz) dans la Figure 103. Les contraintes XZ transversales obtenues à l'interface entre le givre et la structure hôte sont présentées à la Figure 105. La présentation de la plage modifiée dans la Figure 105(b) montre que la contrainte XZ transversale dépasse le 2 MPa dans la plupart des régions, ce qui correspond à la force d'adhésion du givre à l'aluminium. Ainsi, la liaison entre la glace et la surface sera fissurée, et par la suite, le givre se décollera. La puissance consommée par l'actionneur est de l'ordre de  $0.1712 \text{ W/cm}^2$ .

Après, on a augmenté la tension appliquée à l'actionneur jusqu'à 140 V avec la même fréquence (106000 Hz). Les contraintes XZ transversales obtenues à la surface entre le givre et la structure hôte sont présentées à la Figure 106. La présentation de la plage modifiée dans la Figure 106(b) montre que la contrainte XZ transversale dépasse le 2 MPa dans toutes les régions. Ainsi, la liaison entre le givre et la surface sera fissurée le long de la pale, et par la suite, le givre se décollera. La puissance consommée par l'actionneur dans ce cas est de l'ordre de  $0.4794 \text{ W/cm}^2$ , clairement supérieure à celle dans le cas de 50 V appliqué.

On peut remarquer que l'augmentation de la tension appliquée à l'actionneur permet d'obtenir des contraintes de cisaillement plus importante à l'interface entre la structure hôte et le givre.

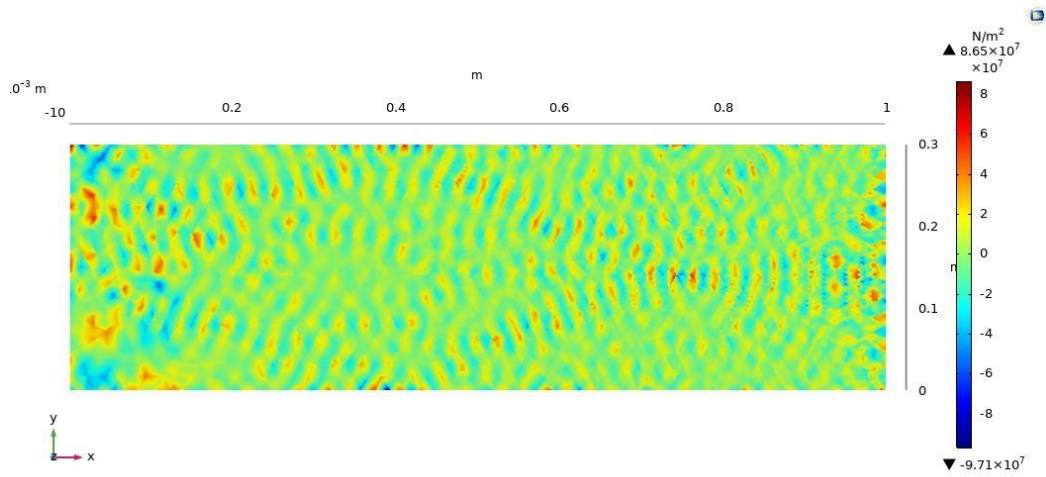


(a)

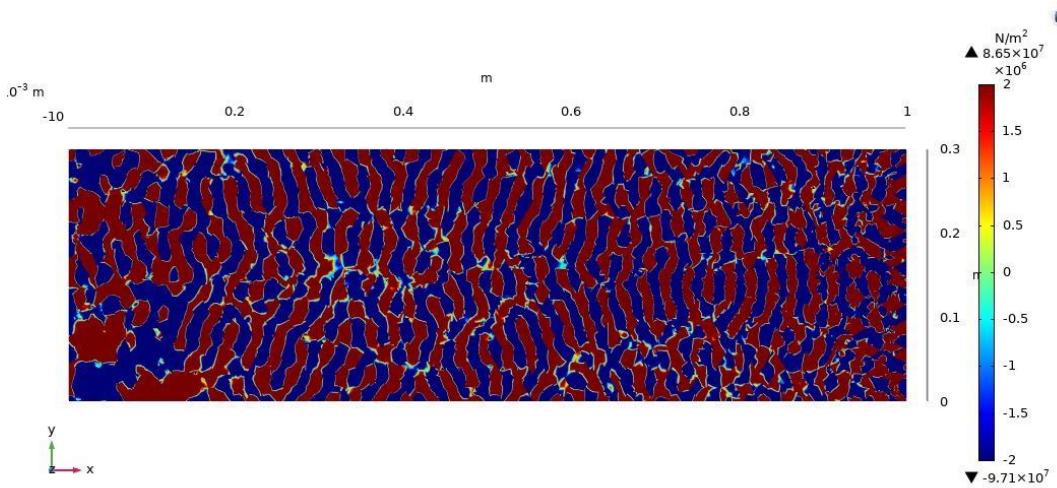


(b)

Figure 105: Contrainte de cisaillement transversal XZ ( $\text{N/m}^2$ ) à l'interface entre le givre et la structure pour le modèle avec 2.5 mm de givre et un voltage de 50 V (a) sans plage modifiée (b) avec plage modifiée



(a)



(b)

Figure 106: Contrainte de cisaillement transversal  $XZ$  ( $N/m^2$ ) à l'interface entre le givre et la structure pour le modèle avec 2.5 mm de givre et un voltage de 140 V (a) sans plage modifiée (b) avec plage modifiée

### 6.5.2.2 Modèle avec 4 mm de givre

En deuxième temps, on a changé l'épaisseur du givre incorporée à la surface de la pale jusqu'à 4 mm. Ainsi, vu qu'on a changé la structure du modèle, la présentation de l'impédance en fonction de la fréquence présentée dans la Figure 103 n'est plus valable, et il faut calculer de nouveau la nouvelle variation de l'impédance du modèle. La **Error! Reference source not found.** montre le nouveau calcul de l'impédance en fonction de la fréquence appliquée aux bornes de l'actionneur. La nouvelle fréquence ayant l'impédance minimale est de 252000 Hz.

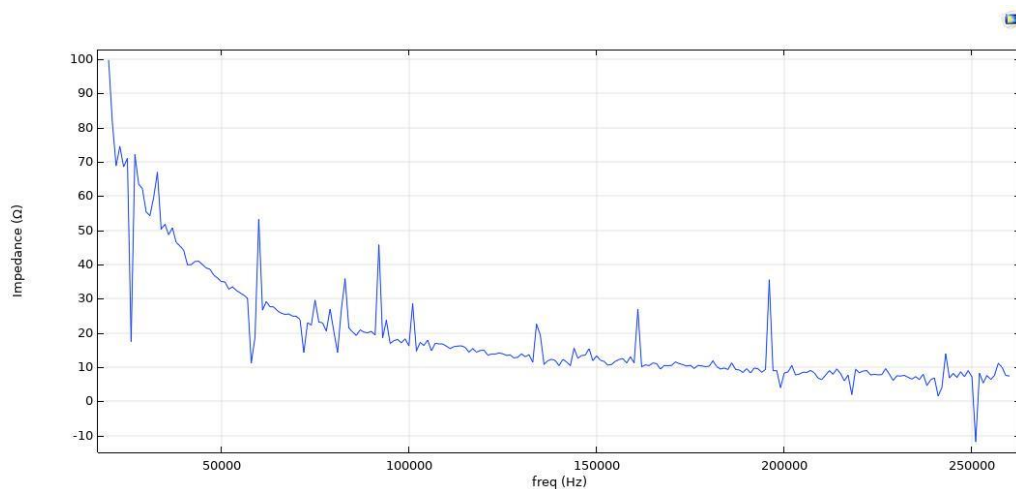


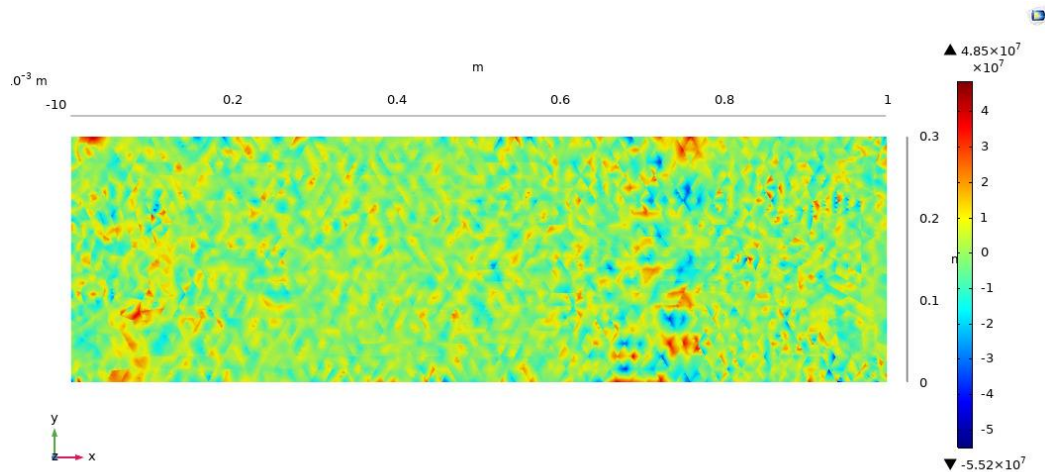
Figure 107: Variation de l'impédance du modèle avec 4 mm de givre en fonction de la fréquence appliquée

Après savoir la fréquence ayant l'impédance minimale, une tension de 50 V est appliquée à l'actionneur PZT avec cette fréquence. Les contraintes XZ transversales obtenues à la surface entre le givre et la structure hôte sont présentées dans la Figure 108. La présentation de la plage modifiée dans la Figure 108(b) montre que la contrainte XZ transversale dépasse le 2 MPa dans la plupart des régions, ce qui correspond à la force d'adhésion du givre à l'aluminium. Ainsi, la liaison entre la glace et la surface sera fissurée, et par la suite, le givre se décollera. On peut encore remarquer que les contraintes XZ dans ce cas ont une plage (avec un maximum de  $4.85 \text{ e}7 \text{ Pa}$  et un minimum de  $-5.52 \text{ e}7 \text{ Pa}$ ) et une

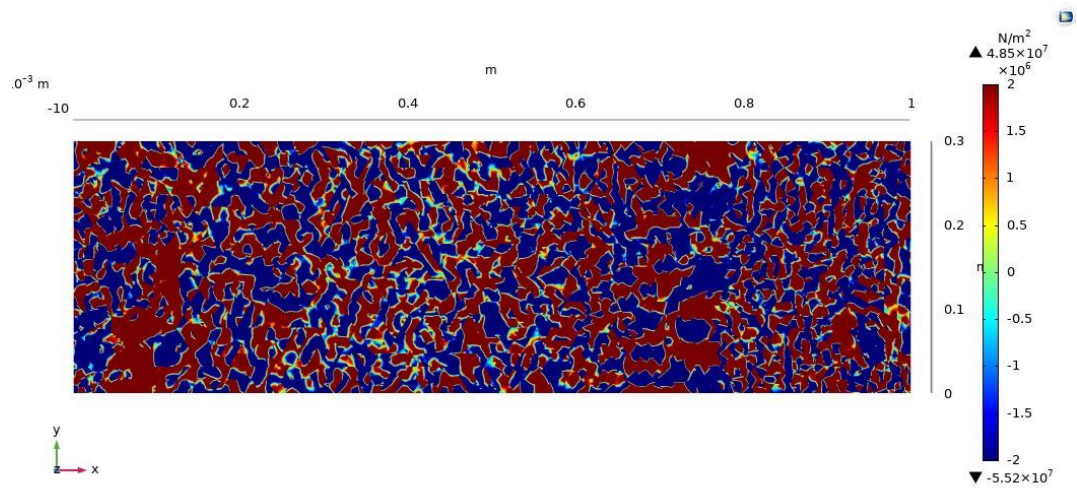
manifestation plus grande que celle dans le cas du modèle avec 2.5 mm de givre (avec un maximum de  $3.09 \times 10^7$  Pa et un minimum de  $-3.47 \times 10^7$  Pa comme le montre la Figure 105). Cela peut être expliqué par le fait que l'augmentation de l'épaisseur du givre permet une meilleure transmission des ondes ultrasonores de la structure hôte vers le givre. La puissance consommée par l'actionneur est de l'ordre de  $0.14 \text{ W/cm}^2$ , inférieure à celle dans le cas de 2.5 mm.

On peut donc constater que les contraintes de cisaillement à l'interface entre le givre et la structure hôte sont de plus en plus importantes avec l'augmentation de l'épaisseur du givre. De plus, la puissance consommée sera de plus en plus petite, et ainsi, le dégivrage dans ce cas-là sera de plus en plus facile. Un modèle avec 6mm de givre est encore étudié pour appuyer cette observation. Pour plus de détails, des informations et résultats additionnels sont présentés en ANNEXE IV





(a)



(b)

Figure 108: Contrainte de cisaillement transversale  $XZ$  ( $N/m^2$ ) à l'interface entre le givre et la structure pour le modèle avec 4 mm de givre et un voltage de 50 V (a) sans plage modifiée (b) avec plage modifiée

### 6.5.2.3 Modèle avec 1 mm de givre

Après avoir vérifié l'efficacité du système au niveau de dégivrage de la pale dans le cas de givre plus abondant, il faut vérifier sa capacité pour des épaisseurs de givre moins importantes. Ainsi, une épaisseur de 1mm de givre est incorporée sur la surface de la pale. La Figure 109 montre la variation de l'impédance de la structure en fonction de la fréquence et que la fréquence ayant l'impédance minimale est de 213500 Hz. Par la suite, une tension de 50 V est appliquée à l'actionneur PZT avec cette fréquence. Les contraintes XZ transversales obtenues à l'interface entre le givre et la structure hôte sont présentées dans la Figure 110. La présentation de la plage modifiée dans la Figure 110(b) montre que la contrainte XZ transversale dépasse le 2 MPa dans les régions qui sont proches de l'actionneur, et ces contraintes diminuent en s'éloignant, en arrivant à un dégivrage insuffisant au bord libre de la pale. La puissance consommée par l'actionneur est de l'ordre de  $0.03094 \text{ W/cm}^2$ , inférieure à celle dans le cas de 2.5 mm mais avec un dégivrage insuffisant.

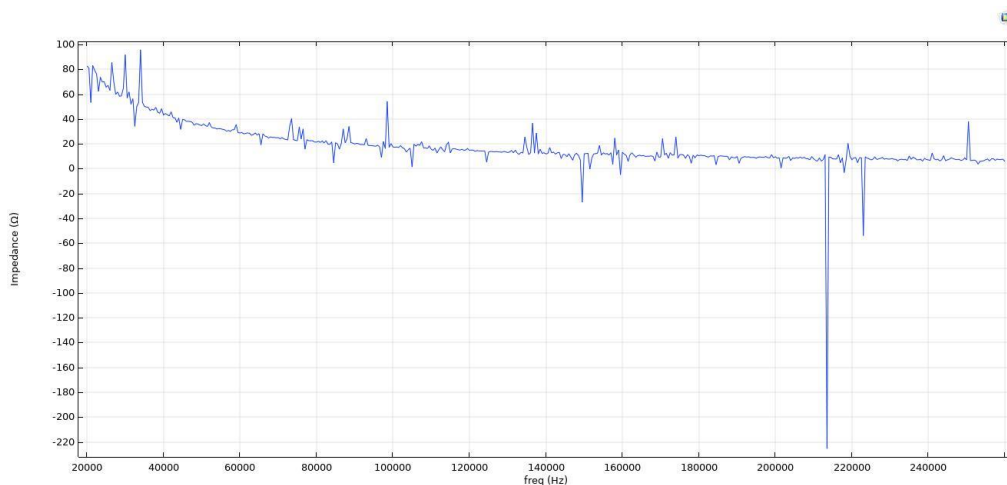
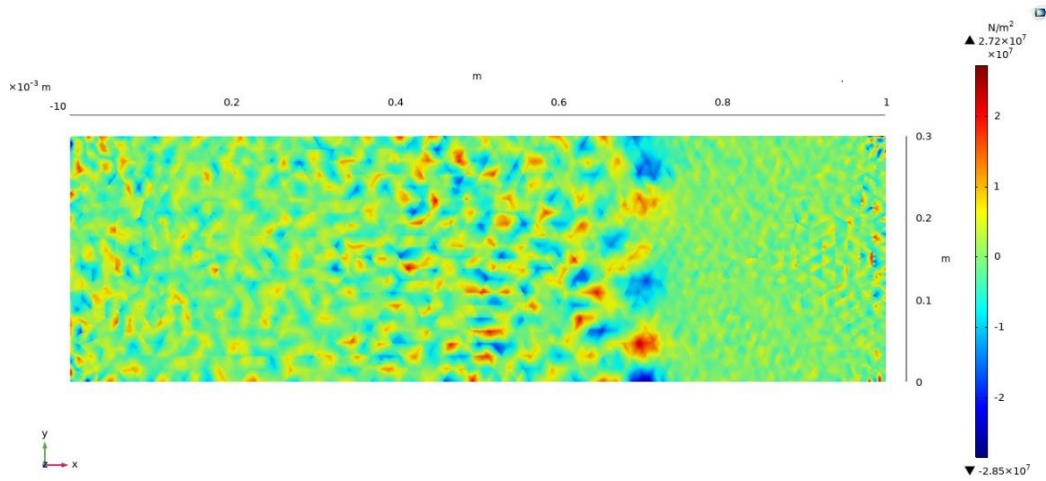


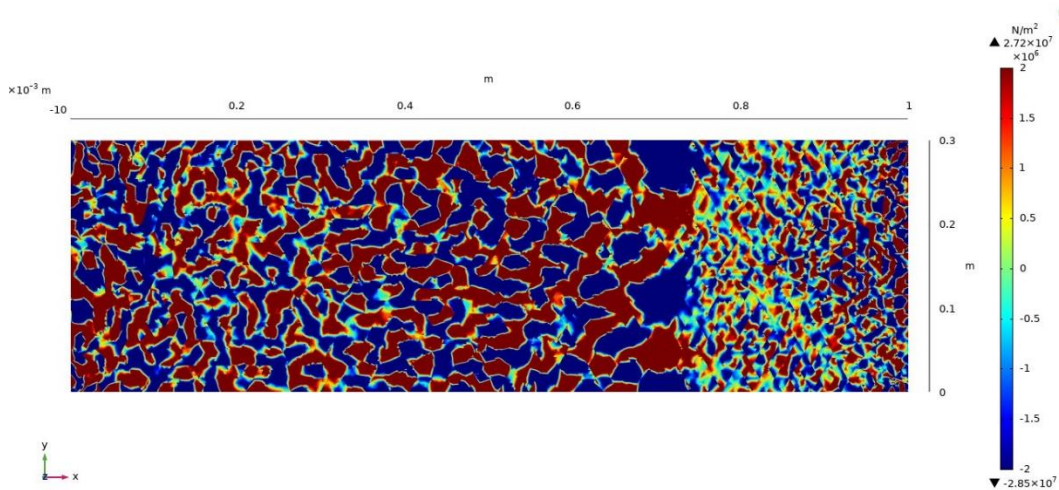
Figure 109: Variation de l'impédance du modèle avec 1 mm de givre en fonction de la fréquence appliquée



De plus, on peut constater que les contraintes de cisaillement dans ce cas sont moins importantes que celles dans le cas du modèle avec 2.5mm de givre (voir Figure 105), cela peut être expliqué par la faible transmission des ondes ultrasonores à l'interface entre les deux structures pour cette épaisseur. Cette observation est appuyée par d'autres résultats numériques. Pour plus de détails voir ANNEXE IV , où un modèle avec une épaisseur de givre de 0.5 mm est incorporé à la surface de la pale. On a remarqué que le dégivrage est insuffisant près du bord libre à un voltage de 50 V. De plus la puissance consommée a augmenté beaucoup en diminuant l'épaisseur à 0.5 mm même avec un dégivrage insuffisant près du bord libre.



(a)

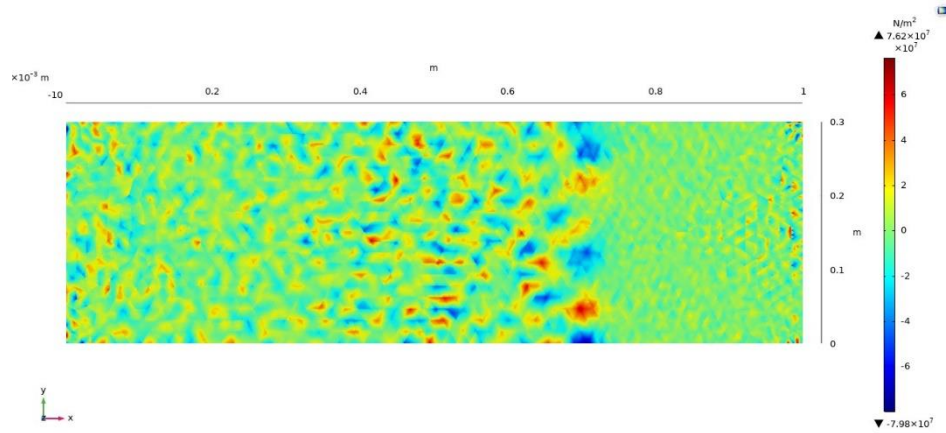


(b)

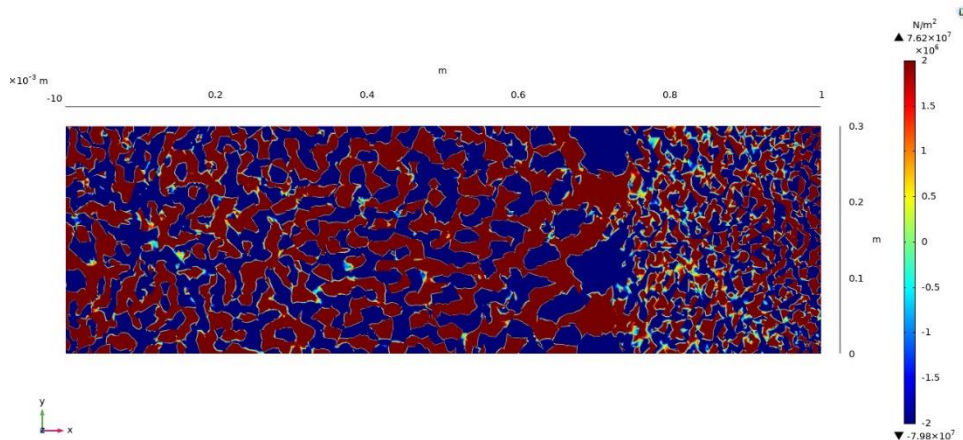
Figure 110: Contrainte de cisaillement transversale XZ ( $\text{N/m}^2$ ) à l'interface entre le givre et la structure pour le modèle avec 1 mm de givre et un voltage de 50 V (a) sans plage modifiée (b) avec plage modifiée

Pour pallier à cette problématique, on peut augmenter la tension appliquée aux bornes de l'actionneur. Ainsi, une tension de 140V est appliquée. La Figure 111 montre les contraintes de cisaillement XZ à l'interface entre la structure hôte et le givre, et comme on

peut le constater, les contraintes dépassent à cette tension la force d'adhésion du givre à l'aluminium dans toutes les régions de la pale et on peut avoir un dégivrage satisfaisant.



(a)



(b)

Figure 111: Contrainte de cisaillement transversal XZ ( $\text{N/m}^2$ ) à l'interface entre le givre et la structure pour le modèle avec 1 mm de givre et un voltage de 140 V (a) sans plage modifiée (b) avec plage modifiée

## 6.6 CONCLUSION

Dans ce chapitre, le modèle analytique de la propagation des ondes dans une structure a été présenté, en spécifiant deux principaux types d'ondes qui apparaissent dans le cas d'une excitation par l'actionneur PZT : les ondes de cisaillement SH et les ondes de Lamb. Après, le modèle numérique de la pale considéré avec l'actionneur PZT et la couche de givre a été présenté, premièrement par un modèle simplifié qui comporte une plaque encastrée de section constante tout le long de la longueur de la plaque, et deuxièmement par un modèle plus réaliste qui comporte une plaque encastrée à section variable comme c'est le cas des pales des éoliennes. De plus, la méthode pour choisir la meilleure fréquence d'excitation de l'actionneur PZT a été décrite en étudiant l'impédance de la structure à différentes fréquences. Enfin les résultats numériques sont présentés pour plusieurs scénarios d'épaisseur de givre. Les résultats ont montré une bonne efficacité de l'actionneur à dégivrer la surface de la pale et de casser la liaison entre la surface et le givre, surtout pour des épaisseurs de givre supérieures à 1 mm. Les résultats du modèle réaliste avec 1 mm de givre montrent que le dégivrage sera insuffisant en s'éloignant de l'actionneur, ce problème a été résolu en augmentant le voltage appliqué. Une autre solution est d'ajouter plus d'actionneurs pour distribuer les contraintes de cisaillement suffisantes sur tout l'interface. Cette solution sera de même utilisé pour des pales plus grandes où plusieurs actionneurs bien placés seront nécessaires pour un dégivrage complet.

## CONCLUSION GENERALE

Cette thèse présente une idée innovante et première de son genre, qui utilise les matériaux piézoélectriques pour optimiser les performances des éoliennes par le contrôle des vibrations et le dégivrage de la pale. Dans cette thèse, on a présenté une étude bibliographique approfondie d'une part du phénomène de vibration des éoliennes et les systèmes utilisés pour le contrôle ces vibrations dans différents stades de développement et maturité, et d'autre part du phénomène du givrage des éoliennes et les systèmes utilisés pour la protection de givre. Cette recherche bibliographique montre l'originalité de notre sujet, vu qu'il n'y a aucun système qui traite les deux problèmes ensemble : le contrôle de vibration et le dégivrage.

Pour valider notre idée, notre étude a été divisée en deux grands volets. Le premier concerne le contrôle de vibration des éoliennes par matériaux piézoélectriques et le deuxième le dégivrage par ces mêmes matériaux possédant un pourcentage massique minimale de 0.5% de la pale et un pourcentage surfacique encore plus petit, de 0.3% de la surface de la pale.

Pour le contrôle de vibration, un modèle d'équivalence entre la pale et une poutre équivalente est présenté, ce modèle ayant pour but de trouver les caractéristiques physiques d'une poutre approximative qui a une réponse vibratoire similaire à celle de la pale. Après, un modèle analytique complet pour le contrôle de vibration du système poutre-paire actionneur/capteur PZT est développé en tenant compte des limites physiques des actionneurs PZT. Ainsi, une optimisation complète du système a été accomplie en utilisant l'algorithme génétique, en considérant la recherche de la meilleure position de la paire d'actionneur/capteur, et les meilleurs paramètres du contrôleur PID utilisé. Les résultats ont montré une bonne réduction de vibrations. De plus, une étude expérimentale a été faite pour montrer l'efficacité du système dans le contrôle de vibration, et les résultats ont montré une bonne réduction malgré le voltage minimale appliqué. Enfin une étude de cas est faite

considérant l'application du système piézoélectrique dans le contrôle de vibration au niveau des navires.

Pour le contrôle de dégivrage, le modèle numérique de la pale est pris en considération, avec le même actionneur PZT placé dans la même position que celle obtenue pour le meilleur contrôle de vibration. Le modèle numérique est développé sur Comsol Multiphysics avec les mêmes conditions aux limites. La fréquence d'excitation de l'actionneur est calculée pour avoir la meilleure efficacité en se basant sur l'étude de l'impédance. Enfin, les résultats numériques de dégivrage par l'actionneur PZT ont montré une bonne efficacité de l'actionneur dans la génération des ondes capables de donner des contraintes de cisaillement suffisantes pour casser la l'adhésion entre le givre et la surface de la pale.

Le modèle d'équivalence développé dans le chapitre 3 permet de trouver une poutre équivalente de n'importe quel type de pale. Il suffit d'avoir la réponse vibratoire de cette pale et ce modèle permet de chercher les caractéristiques physiques de la poutre équivalente qui peut donner la même réponse vibratoire. De plus, le modèle analytique développé pour le contrôle de vibration contient toutes les informations nécessaires pour avoir une modélisation complète du système, il prend en considération le coefficient d'amortissement de la structure et l'effet de l'actionneur. Ce modèle permet d'étudier même l'effet d'ajout de plusieurs actionneurs/capteurs. En fait, le contrôle de vibration montré dans cette étude était plus que suffisant et il n'y avait pas de nécessité d'ajouter plusieurs actionneurs.

Le modèle numérique de dégivrage détecte la fréquence optimale d'excitation pour l'actionneur et cherche les contraintes de cisaillement sur l'interface entre la surface de la pale et le givre.

Ce système permet une optimisation des performances de l'éolienne dans les conditions météorologiques défavorables, en permettant un contrôle de vibration de la pale et un dégivrage, ce qui contribue à une meilleure disponibilité technique et opérationnelle de l'éolienne dans les conditions de givrages et de vibrations. Ce système doté de capteurs PZT permet aussi de surveiller et de suivre les performances des éoliennes. De plus, ce système

permet de réduire les coûts d'opération et de maintenance de la pale et d'augmenter la durée de vie de l'éolienne en atténuant l'effet de deux problèmes essentiels : la vibration et le givrage.

Plusieurs recommandations peuvent être proposées pour les prochaines études :



- Prendre en compte des pales plus longues, ce qui va nécessiter effectivement l'utilisation de plusieurs actionneurs pour le contrôle de dégivrage et de vibration, en tenant compte du modèle analytique proposé dans cette thèse.
- Prendre en considération l'effet de la colle des éléments piézoélectriques sur la réponse du système dans le contrôle de vibration et dans le dégivrage.
- Prendre en considération l'effet des modes vibratoires résiduelles sur la réponse du système.
- Faire une analyse de vibration bidimensionnelle de la plaque en tenant compte des modes vibratoires de torsion.
- Augmenter la puissance d'alimentation de l'actionneur dans les tests expérimentaux pour pouvoir monter de voltage de  $\pm 50V$  à des voltages jusqu'à  $\pm 150V$ .
- Appliquer d'autres lois de contrôle de vibrations que le PID.
- Faire des essais expérimentaux pour tester le dégivrage d'une pale par des actionneurs PZT
- Faire plus d'études sur l'application de notre système de contrôle de vibration dans le domaine des navires, ces études visent à valider les résultats obtenus et d'optimiser le fonctionnement du système pour avoir une meilleure performance.





**ANNEXE I**  
**ARTICLE DE REVUE SUR LES SYSTEMES DE CONTROLE DE**  
**VIBRATIONS**

# Review of Vibration Control Methods for Wind Turbines

Ali Awada <sup>1,\*</sup> , Rafic Younes <sup>2</sup> and Adrian Ilinca <sup>1</sup> 

<sup>1</sup> Wind Energy Research Laboratory (WERL), University of Québec at Rimouski, Rimouski, QC G5L 3A1, Canada; Adrian\_Ilinca@uqar.ca

<sup>2</sup> Faculty of Engineering, Lebanese University, Beirut 6573/14, Lebanon; raficyounes@gmail.com

\* Correspondence: ali.awada@uqar.ca

**Abstract:** The installation of wind energy increased in the last twenty years, as its cost decreased, and it contributes to reducing GHG emissions. A race toward gigantism characterizes wind turbine development, primarily driven by offshore projects. The larger wind turbines are facing higher loads, and the imperatives of mass reduction make them more flexible. Size increase of wind turbines results in higher structural vibrations that reduce the lifetime of the components (blades, main shaft, bearings, generator, gearbox, etc.) and might lead to failure or destruction. This paper aims to present in detail the problems associated with wind turbine vibration and a thorough literature review of the different mitigation solutions. We explore the advantages, drawbacks, and challenges of the existing vibration control systems for wind turbines. These systems belong to six main categories, according to the physical principles used and how they operate to mitigate the vibrations. This paper offers a multi-criteria analysis of a vast number of systems in different phases of development, going from full-scale testing to prototype stage, experiments, research, and ideas.

**Keywords:** wind turbine; vibration control; advanced blade pitch control; variable rotor diameter; flow control; tuned damper; active tendons; piezoelectric actuator



**Citation:** Awada, A.; Younes, R.; Ilinca, A. Review of Vibration Control Methods for Wind Turbines. *Energies* **2021**, *14*, 3058. <https://doi.org/10.3390/en14113058>

Academic Editor: Matilde Santos

Received: 29 April 2021

Accepted: 19 May 2021

Published: 25 May 2021

**Publisher's Note:** MDPI stays neutral with regard to jurisdictional claims in published maps and institutional affiliations.



**Copyright:** © 2021 by the authors. Licensee MDPI, Basel, Switzerland. This article is an open access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution (CC BY) license (<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>).

## 1. Introduction

The price instability of non-renewable energy sources and the trend to reduce greenhouse gas (GHG) emissions resulted in increased investment in renewable energies. In 2010, research showed that renewable energy sources represented approximately 10% of global demand, and will increase by up to 60% by 2050 [1]. The wind power stood out among renewable sources for the last twenty years and became a mature, competitively commercialized, unsubsidized technology. It competes successfully in the marketplace against massively subsidized fossil and nuclear incumbents, with a total power of over 539,123 MW at the end of 2017 [2]. Nowadays, the capacity of the wind turbines available on the market is up to 9.5 MW (MHI Vestas V164-9.5MW wind turbine) with rotor diameter up to 167 m (Siemens Gamesa SG 8.0-167 DD wind turbine) [3]. The wind turbine power will reach 11 MW for offshore applications in 2030, as shown in Figure 1 [4]. Studies showed that an increase in the size of wind turbines and, consequently energy production, decreases the Levelized Cost of Energy [5]. In the meantime, with an increased capacity, the blades are getting longer, heavier, and the use of a more flexible and slender design becomes inevitable. Additionally, as the blade length is related to the blade weight by the relation  $m \approx R2.3$  [6], the wind turbine is increasingly subject to higher loads and deformations [7].

Different systems to control the vibration of wind turbines are available, acting either on the tower or directly on the blade. Several papers reviewed these systems, such as the work done by Van Dam et al. [8], with an extensive analysis of the methods based on active flow control. Barlas et al. [9,10] analyzed several systems used in the smart blade concept and also based on the active flow control. In [11], a useful review of some load alleviation techniques is presented, with a focus on IPC (Individual Pitch Control), Active Twist, Ailerons, and Microtabs.

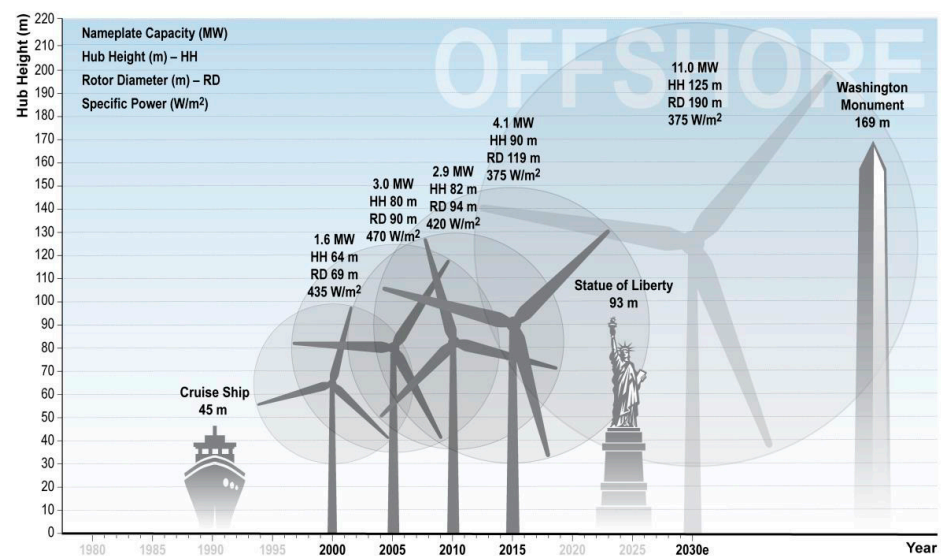


Figure 1. Expected Growth in Offshore Turbine Size [4].

In [12], the authors complete a review of most vibration control dampers like TMD (Tuned Mass Damper), TLD (Tuned Liquid Damper), Controllable Fluid Dampers, and others. Aubrun et al. [13] presented a review of active flow control strategies focusing on the flow separation and circulation control technics. The trailing edge flaps method was studied in addition to Plasma actuators, synthetic jets, and Gurney Flaps, all with a lot of details and recent data.

Therefore, the above documents focus on a single strategy for vibration control; they do not provide an overview of all available vibration reduction systems for wind turbines. Table 1 shows how this paper compares to previous work in terms of vibration control systems under investigation. To this end, the document highlights the advantages, drawbacks, and associated challenges of the vibration control systems. These systems are at different stages of development, ranging from full-scale tests to prototypes, experiments, and ideas. Additionally, we present a new vibration control method based on the use of piezoelectric material.

Table 1. Positioning of this study to previous ones in the study of vibration control systems.

Covered Systems	Present Review	Van Dam et al. [8]	Barlas et al. [9]	Barlas et al. [10]	Berg et al. [11]	Rahman et al. [12]	Aubrun et al. [13]
Advanced Blade Pitch control	✓	✓		✓	✓		
Variable rotor diameter	✓	✓					
Trailing-Edge Flaps	✓	✓	✓	✓	✓		✓
Microflaps	✓	✓			✓		
Microtabs	✓	✓	✓	✓			✓
Miniature Trailing-Edge Effectors	✓	✓		✓	✓		✓
Flow Control							
Synthetic jets	✓		✓				✓
Vortex Generators	✓	✓	✓				✓
Plasma actuators	✓	✓					✓
Active Twist	✓	✓	✓	✓			
Shape Change Airfoil	✓	✓					
Active Flexible Wall	✓	✓					

Table 1. Cont.

Covered Systems	Present Review	Van Dam et al. [8]	Barlas et al. [9]	Barlas et al. [10]	Berg et al. [11]	Rahman et al. [12]	Aubrun et al. [13]
Tuned Dampers (TD)	Tuned mass damper	✓				✓	
	Tuned liquid dampers	✓				✓	
	Controllable liquid dampers:	✓				✓	
	Pendulum system	✓				✓	
	Tuned rolling balls damper	✓				✓	
Active Tendons	✓						
Piezoelectric Actuators	✓		✓				

In the next section, we introduce the concept and analyze the sources of wind turbine vibration. Then, we present, one after the other, the vibration control systems based on advanced blade pitch control, the variable rotor diameter technique, the methods based on flow control, tuned dampers, and the active tendons embedded in the blade structure. Finally, we present a new solution for vibration control, based on the use of piezoelectric material, and compare it with existing methods.

## 2. Wind Turbine Vibration—An Overview

The wind turbine structure has several degrees of freedom; the tower can bend in the longitudinal and lateral directions; the nacelle and rotor can translate and rotate in tilt and roll, respectively; and bending of the blade can occur in flapwise (out-of-plan) or edgewise (in-plane) directions [14], as shown in Figure 2.

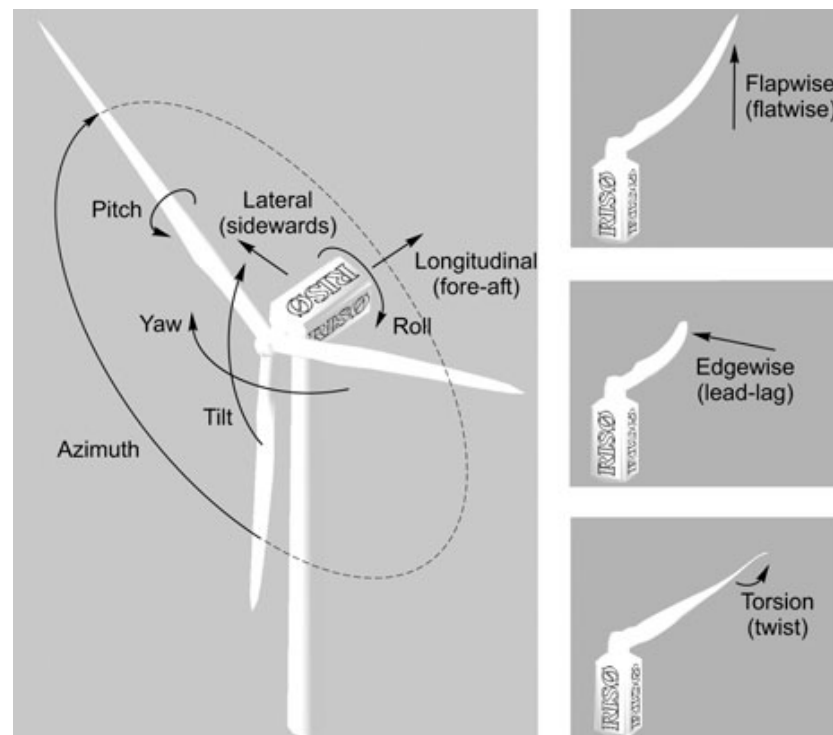


Figure 2. Degrees of freedom of wind turbine [14].

The vibration of the wind turbine is a very complex, multi-coupling phenomenon. Several types of vibrations affect the wind turbine. Nevertheless, the most important

ones are those of the blade that contribute and propagate to the other components as the mechanical transmission chain and the tower. Multiple loads induce blade vibrations [7]:

- Wind turbulence;
- Wind shear;
- Gravity;
- Tower shadow;
- Mass and aerodynamic imbalances; and
- Wake effects.

These unsteady loads might lead to blade structural resonance, fatigue damage, lifetime reduction, and could contribute to possible structural failure [7].

The tower vibration originates from the coupled wind–rotor–tower system, mechanical transmission twist vibration, and rotor rotation [15], resulting from the loads, as mentioned above. Additionally, the effect of the waves for offshore wind turbines should be considered

Wind turbine vibrations might represent a potential threat to the environment, community/business interests, and land itself [16].

Rezaeiha et al. [7] quantified the relative contribution of each of the sources mentioned above on the total fatigue loads. They showed that over 65% of flapwise fatigue, results from wind turbulence, while gravity contributes to over 80% of edgewise fatigue.

### 3. Vibration Control Systems

Numerous vibration control systems are described in the scientific literature, many of which were adapted from other fields like aeronautics or civil engineering to fit wind turbine applications.

There are significant differences between aeronautical and wind turbine applications: different operating conditions, maintenance requirements, size, and weight of the blades. Although the unsteady environment is similar to a certain extent, wind turbines are subject to some other complicated effects like wind shear, turbulence, tower shadow, and wakes of the neighboring turbines. On the other hand, the loads acting on helicopter blades (mostly in forward flight) are periodic, due to the high variances in both the local angle of attack and the relative velocities seen by the blade sections during one revolution [9].

The different control systems belong to six main categories, based on their operating mode:

- Advanced Blade Pitch Control
- Variable rotor diameter
- Flow control
- Tuned mass damper
- Active tendons
- Piezoelectric materials

#### 3.1. Advanced Blade Pitch Control

Most modern wind turbines use the variable speed topology and collective pitch control to maximize energy production in the regimes beyond the rated speed. Moreover, advanced blade pitch control methods alleviate blade loads:

- Cyclic pitch control—a phase shift of  $120^\circ$  applies to blade pitch angles [8] and helps reduce the effect of gravity loads.
- A tiny increase of blade pitch angle reduces loads over the tower in the far aft direction, caused by wind turbulence, as proposed in [15]. This method was studied numerically and showed a good reduction of tower vibration in the far aft direction, with little impact on the power generated [15].
- Individual pitch control—this method was proposed by Bossanyi et al. [17] to optimize the performance of the wind turbine and for load reduction. It consists of individually controlling each blade's pitch angle, using local blade measurement. Bossanyi vali-

dated the idea and proved in [18] that a significant load reduction resulted from the use of an LQG controller. The fatigue load reduction obtained using an industrial PC was later quantified [19–21] to 20–40%. A test field [22] demonstrated that the load reduction of the blade root moment above the rated speed was 20–25%. Other research compared this method, where control is based on inflow measurements (angle of attack and relative velocity), with traditional collective and cyclic methods for fatigue load reduction and generated power [23]. The results showed a reduction of 25% of flap load and 9% of shaft load using this method, with a small reduction of power of 0.2% over 20 years, as compared to 1.3% using the cyclic method.

### 3.2. Variable Rotor Diameter

The Variable Rotor Diameter (VRD) method consists of increasing the blade length to capture more energy in low-speed and reducing it to minimize loads in high-speed regimes [8]. Two different designs of the VRD were proposed. The first, known as S-VADER (where “S” refers to sliding), utilizes an external section of a blade that can contract/retract telescopically into the main section blade [24], as shown in Figure 3. The second, known as C-VADER, changes the swept area of the rotor by coning the blade [25].

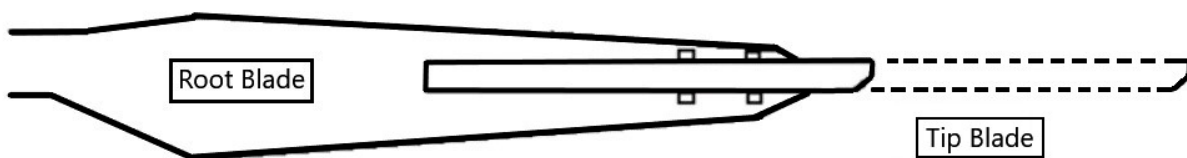


Figure 3. Illustration of variable rotor system [6].

This system is designed to improve the power coefficient rather than for vibration control. It faces considerable challenges for full-scale wind turbines—sophisticated control, increased weight, and difficulty in maintaining the aerodynamic efficiency of the blade [8].

### 3.3. Flow Control

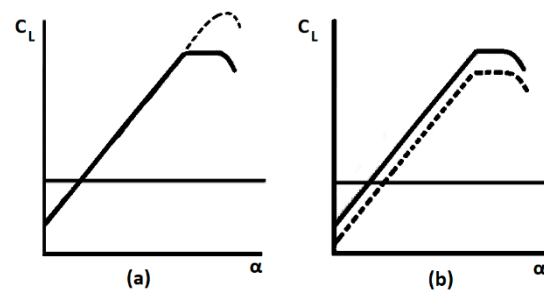
The flow control was successfully applied to control loads of wind turbine blades, aircraft wings, rotorcrafts, and gas turbines. Most flow control devices use the concept of the smart rotor that involves distributed actuators and sensors controlled by a microprocessor. This analysis collected data from sensors and used the control law algorithms to command the actuators and adapt a system response [26].

The purposes of flow control are either:

- To prevent/promote flow separation by changing the airfoil shape and modify the lift coefficient, as shown in Figure 4a.
- To delay/advance the transition of flow from laminar to turbulent and inversely, as shown in Figure 4b, by varying the active chord of the blade and thus changing the Reynolds number.
- To suppress/enhance turbulence and to reduce/augment the flow mixing in the boundary layer.

As a result, the flow control help to reduce drag, increase lift and flow mixing, and contribute to flow-induced noise reduction [8].

Most flow control systems originated from the aircraft industry and were adapted to wind turbines. For some of these devices, we describe their operating principle, and identify their advantages and drawbacks for wind turbine applications.



**Figure 4.** Effect of flow control devices on the airfoil lift curve. The solid line is the original airfoil; the dashed line is an airfoil with a device. (a) Delay stall devices and (b) camber modification devices [11].

### 3.3.1. Trailing-Edge Flaps

The concept of trailing edge flaps is to use a small movable surface to directly control the blade lift. The deployment of this surface on the pressure side increases the lift coefficient. On the contrary, the implementation on the suction side decreases the lift coefficient [8,9]. This technique was inspired by existing technology in aircraft and rotorcraft applications [27]. The first helicopter with blades equipped with piezoelectric driven trailing edge flaps (as shown in Figure 5) was tested at full scale in 2005, which demonstrated a remarkable vibration reduction in open and closed-loop mode [28]. There are several types of trailing edge flaps:

- Traditional trailing edge flaps—also known as ailerons (Figure 6), a large trailing edge flap was used in the past on wind turbine blades for aerodynamic braking and load control [11].
- Non-traditional trailing edge flaps. These are of different types:
  - (a) Compact trailing-edge flaps—these flaps have a compact design with small actuators embedded inside the blade to quickly move a tension rod that deflects the flap [8], like the device shown in Figure 5. There are different types of compact flaps:
    - Rigid flaps with a flat top and no curve; these flaps were simulated in [29] using FAST code and showed a blade load and tip deflection reduction of 8 to 24% over different wind regimes.
    - Soft curved flap.
    - Highly curved flap.

2D studies showed that the curved flap is aerodynamically more efficient than others, despite the slight increase in the flap hinge moment [30,31]. It could reduce the standard deviation of the normal force by 81–95%, depending on the case [32].

- (b) Adaptive trailing edge geometry—this is a flap with no hinges, made of piezoelectric actuators attached to the main airfoil and shaped with soft foam to give them an aerodynamic shape. The foam is covered with skin to provide a smooth surface, as shown in Figure 7 [33]. Ferde et al. [34] accomplished an analytical study for the NREL 5 MW wind turbine, equipped with a camber morphing blade tip applied to the outer 30% of the blade span. This system reduced fatigue loads and blade tip displacement under different charges, applied according to IEC standards. Andersen et al. [35] investigated the optimal position of the flaps and the gauge sensor, in addition to the number of flaps applied to the NREL 5 MW wind turbine. Additionally, these flaps were experimentally tested [36] and were found to reduce up to 90% of the load. Moreover, its application to a full-scale Vestas V27 wind turbine, as shown in Figure 8, demonstrated an apparent load reduction, despite only 5% of the blade span being covered with an active trailing edge flap.



- (c) Adaptive compliant wings—this concept was first proposed by Kota et al. in [37,38] for aircraft applications. A compliant wing is a flexible one-piece structure with no hinges, which can transfer movement and power through its elastic deformation. Not only is it flexible enough to deform, but it also has enough rigidity to withstand external loads [27,39].

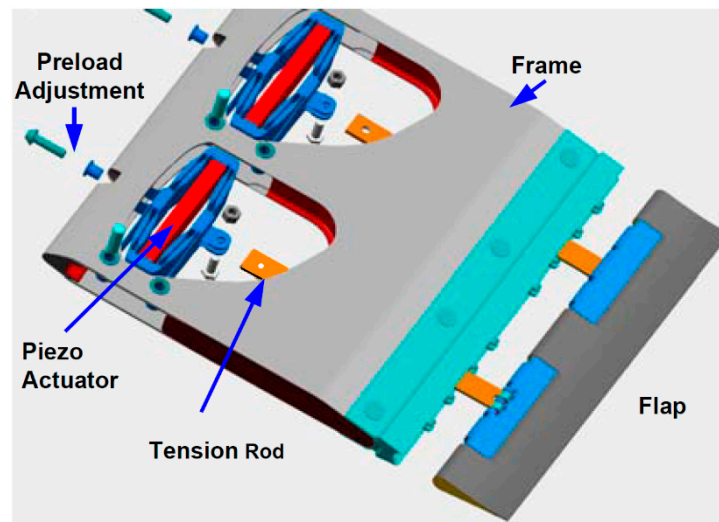


Figure 5. Helicopter blade with flap unit assembly [28].



Figure 6. Wind turbine blade with a traditional trailing edge flap [11].

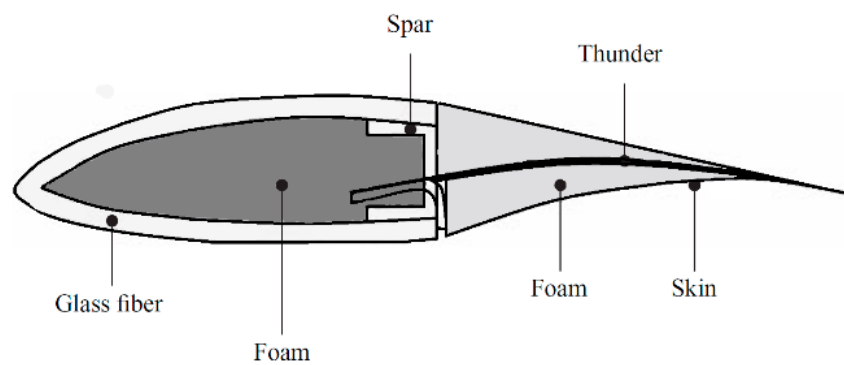
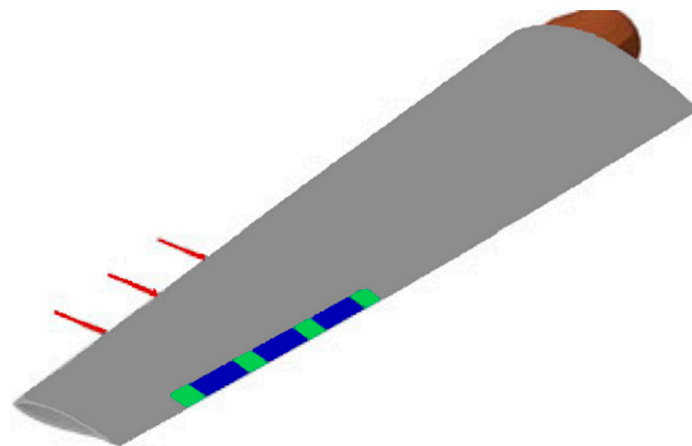


Figure 7. Schematic of adaptive trailing edge flap [36].

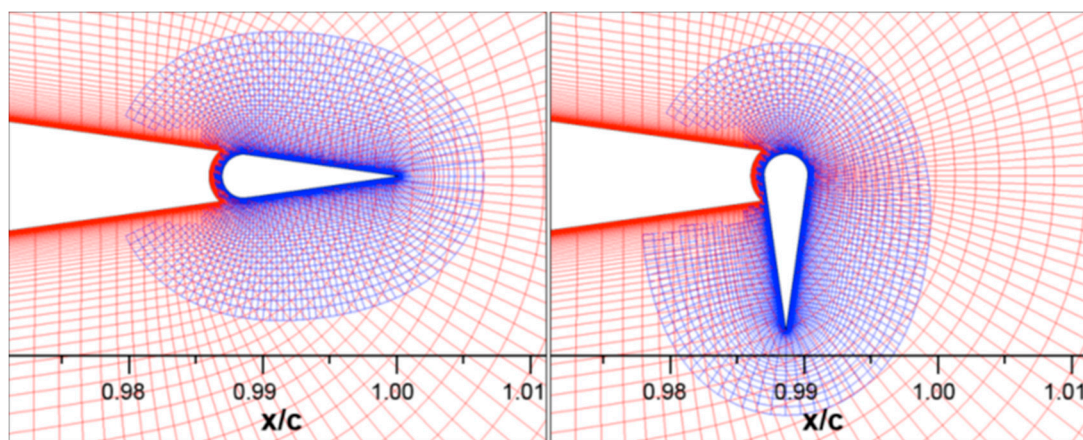




**Figure 8.** Illustration of the Vestas V27 blade equipped with trailing edge flaps (blue) [40].

### 3.3.2. Microflaps

These are small flaps of height in the order of boundary layer thickness (1–2% of the chord) that can rotate  $90^\circ$  in both directions [8]; as shown in Figure 9. Van Dam et al. [8] conducted computational studies on the transient aerodynamic effect of the microflaps and microtabs on the lift and drag coefficient. They concluded that the microflaps have a slightly faster response time and more substantial effectiveness with a slight increase of bluff-body vortex shedding [41]. A subsequent study by Chow et al. [42] confirmed these results.



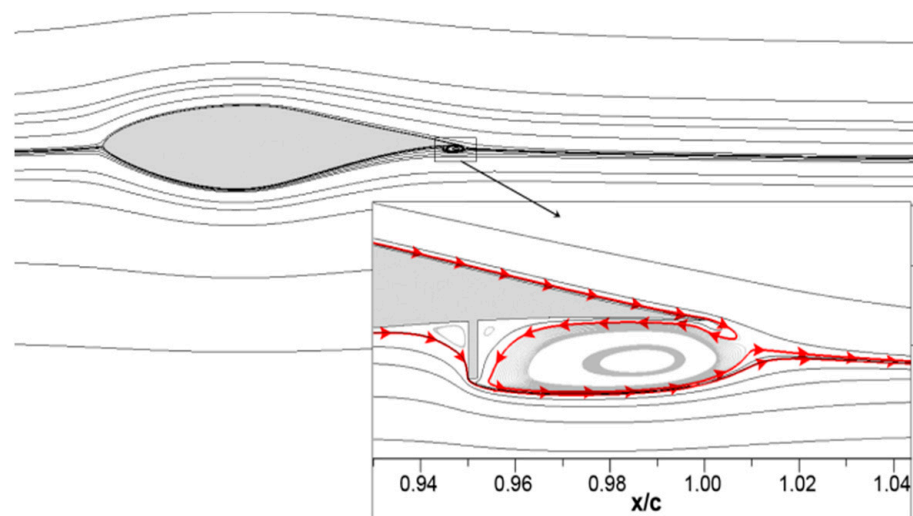
**Figure 9.** Schematic of microflap in retracted and fully deployed position [39].

All previous types of flaps proved promising for lift enhancement, with minimal drag production. Nevertheless, additional studies are needed to assess the weight, dynamic response, and power required to achieve load reduction. On the other hand, these systems have several drawbacks, including scalability to large models, durability in long-term use, and reliability of the deployment devices [8]. There is a concern with the complexity of installing the actuators, especially near the blade tip, with a small chord.

### 3.3.3. Microtabs

These are small tabs located near the trailing edge, as shown in Figure 10. Introduced by Yen et al. in the early 2000s [43,44], they are inspired by the Gurney flap, presented by Liebeck in 1978 as a method to increase the lift with an affordable drag penalty, if the flap was in the order of 1–2% of the chord. As with the trailing flaps, the deployment of the tab perpendicular to the airfoil on the pressure surface, enhanced the lift; while using it on the

suction surface, reduced the lift [8]. Thus, controlling the position of the tab helped reduce the airfoil vibration.



**Figure 10.** Microtabs schematic located at 95% of chord [40].

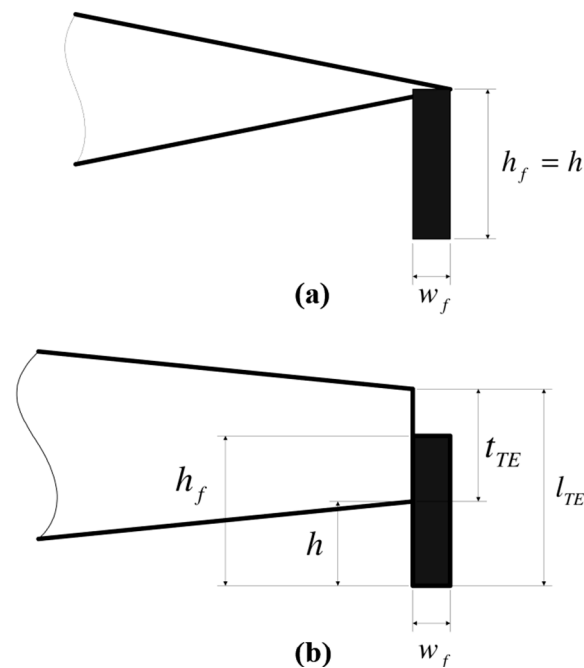
The optimal tab height and position, investigated in [43], were 1% of the chord located at  $x/c = 95\%$  on the lower surface of the airfoil; the lift increased by 30–50%, both in numerical and experimental tests, with limited drag. Several studies, ranging from CFD simulations to wind tunnel experiments, demonstrated the effectiveness of these tabs in static and dynamic regimes [44]. Chow et al. [45] studied the efficiency of such a system in a transient regime, with a moderate change of angle of attack and varying deployment time. Mayda et al. [46] studied the effect of tab gaps on the aerodynamic load alleviation, using a 3D numerical model. They concluded that the addition of gaps reduced the drag induced by the full tab and ensured a compromise between lift and drag.

The appealing features of this method include [8,47] small size, fast activation, mechanical simplicity, low power requirements, and short linear perpendicular deployment distance, which induced small forces for a given change in sectional lift.

On the other hand, microtabs used for wind turbines might result in noise generation [48], air leakage generating aero-acoustic noise, vulnerability to moisture, and dirt [47]. Another problem is the complexity of installation due to the limited space inside the far aft position of the tabs [8,47].

### 3.3.4. Miniature Trailing-Edge Effectors (MiTEs)

MiTEs, similar in principle to the microtabs, are small trailing edge devices, approximately 1–5% chord in height with a width less than five times their height [49]; as shown in Figure 11. They help to produce a region of separated flow directly upstream of the flap, and thus change the Kutta condition of the flow [8]. Their design with a proper activation system, as proposed in [50], gives three control possibilities—positive (flaps on the pressure side), negative (flaps at the suction side), and neutral (flaps at the neutral position).



**Figure 11.** Geometry of MiTEs attached to (a) sharp and (b) blunt trailing edge [51].

This system was designed originally for aircraft applications. The steady-state/dynamic aerodynamic response of these effectors was studied using 2D computational analysis [51], CFD simulations, and a wind tunnel for aircraft [52], helicopters [53], and flight vehicles [54].

The appealing features of such a system include:

- Small size and low inertia of effectors that allow them to operate at very high frequencies with very low actuators loads [53].
- A large number of these effectors make the system fault-tolerant and can be manufactured at low cost since the devices are digital, eliminating the need for expensive, accurate, and high-rate servo-actuators [52].
- No need for slots in the blade construction due to the far aft location of these effectors [8].

However, this system requires a mandatory blunt trailing edge, which decreases the performance of the wind turbine when the system is not activated and increases noise in the tip region [8].

### 3.3.5. Synthetic Jets

One of the methods to achieve flow separation control is acoustic streaming, initially studied and designed for aerospace airfoils. It uses an acoustically driven cavity submerged in the airfoil, to excite the boundary layer through a small rectangular orifice placed near the leading edge [55]. The application of this method delayed flow separation at different angles of attack and the Reynolds number; as shown in 2D simulations and wind tunnel tests [55–58]. Another approach considered an oscillating boundary or a diaphragm with proper actuation frequency [59]; as shown in Figure 12. This method is a net-zero mass flux; i.e., it can transfer momentum to the flow without net mass injection across the flow boundary [60]. The jets interact with the boundary flow by displacing streamlines and leading to a modification of the aerodynamic shape of the bluff bodies [8]. The tests in a wind tunnel over a small blade (Figure 13) show that the flow was either fully or partially re-attached, depending on the angle of attack and the Reynolds number, thus, reducing vibrations [61]. Moreover, in [62], this system was tested over a beam using three sets of actuators for 14 total synthetic jets distributed in three groups—one near the root, one in the middle, and one at the tip. Tests in the wind tunnel were conducted over a range of

angles of attack and Reynolds number, and showed that the actuation near the tip had the most influence for flow reattachment and vibration mitigation.

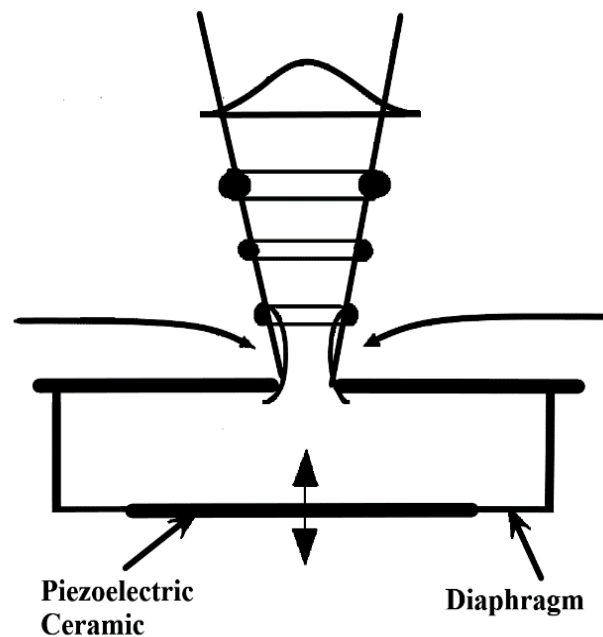


Figure 12. Schematic side view of a synthetic jet actuator [63].

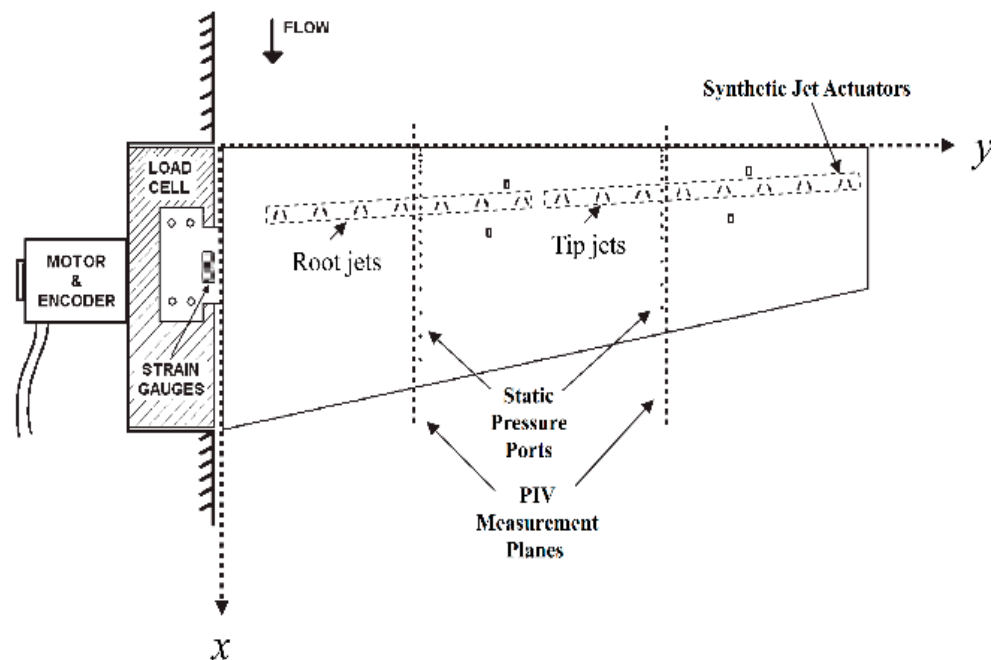


Figure 13. Schematic of the mounting and configuration of synthetic jets for the wind turbine blade model [61].

Van Dam et al. [8] detailed the pros and cons of such a system. It can be easily integrated into the aerodynamic surface, has a reduced weight, and requires minimal power, as small actuators are needed. The location of jets at approximately 20% of the chord, slightly away from the leading edge, diminishes the problems caused by airfoil modifications. On the other hand, the jet cavities might interfere with the flow patterns of the free stream when the device is inactive, thereby causing noise and performance reduction. Additionally, dirt and ice can obstruct the cavity.

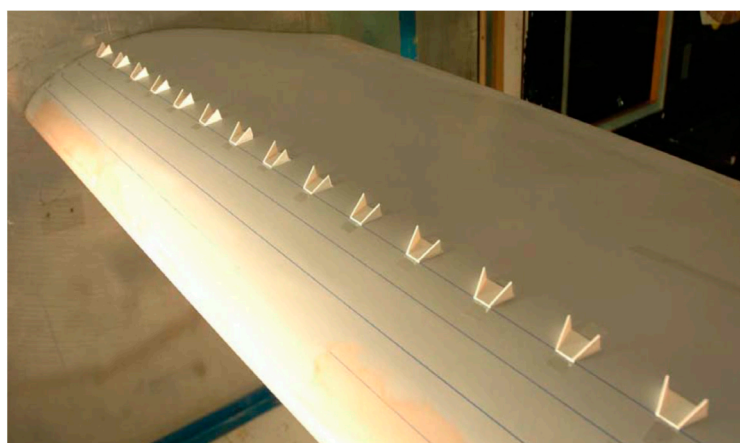
### 3.3.6. Vortex Generators

There are three types of vortex generators:

- Solid-vortex generators.
- Vortex generator jets (VGJ).
- High-frequency micro-vortex generators (HiMVG).

#### Solid-Vortex Generators

The solid-vortex generators (SVGs) were first examined by Taylor et al. [64] as a method to reduce flow separation. These are solid tabs of specific geometry mounted on the airfoil surface near the leading edge, as shown in Figure 14. Several studies explored the efficiency of this device as a method to improve the performance of a wind turbine. The numerical analysis highlighted [65–69] that the lift coefficient increased by up to 17% [67], flow separation was reduced [68], and the stall was delayed. The effect of the size of SVGs on both lift and drag was studied in [66]. Additionally, a wind tunnel experiment showed an increase of lift coefficient up to 0.34 with a significant drag penalty when using SVGs [70], and an excellent capability to delay or eliminate stall and bifurcation [71]. Thus, while SVGs do not actively reduce vibrations, they help eliminate vibrations associated with flow separation. Other experimental studies in a wind tunnel show the attractive effect of this device [72]; the optimal chordwise position of these SVGs is in the range of 15–20% of the chord, with a smooth lift increase and low drag penalty [73].



**Figure 14.** Solid Vortex Generator configuration mounted on the surface at 20% of the trailing edge [73].

#### Vortex Generator Jets

Wallis et al. studied vortex generator jets as early as the 1950s [74,75]. Similar in principle to synthetic jets, they are small jets that blow through holes in the airfoil surface (as shown in Figure 15). They generate longitudinal streamwise vortices in the boundary layer, leading to an increase in cross-stream mixing of streamwise momentum, and thus, they delay the stall [76]. This system, experimented in pulse mode at a frequency range between 10 and 100 Hz, proved a drastic reduction of boundary layer separation on the suction side, in addition to a 60% reduction in wake losses [77]. Additional research demonstrated that this system reduced flow separation and quantified the energy consumption for increasing  $C_l$ ; an exponential jet injection instead of a constant jet reduced energy consumption by up to 14% [78].

Vortex generator jets can be controlled and are easy to install near the leading edge, where the airfoil is thicker [8]. These eliminate the disadvantages of solid fixed VGs but increase the complexity and cost due to compressed air lines embedded in the blade and slots [8,76]. However, the jet orifice is subject to obstruction by dirt, ice, and insects [8].

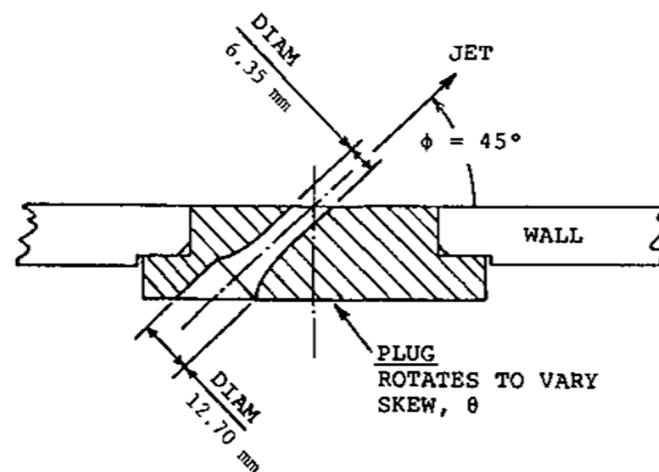


Figure 15. Schematic of the vortex generator jet plugged in the surface [76].

#### High-Frequency Micro-Vortex Generators

These devices are low profile, sub-boundary-layer scale vortex generators (VGs) [79]. They are solid small active tabs of specific geometry embedded into the airfoil surface and activated with an actuator to deploy and retract with a high speed; as shown in Figure 16 [65].

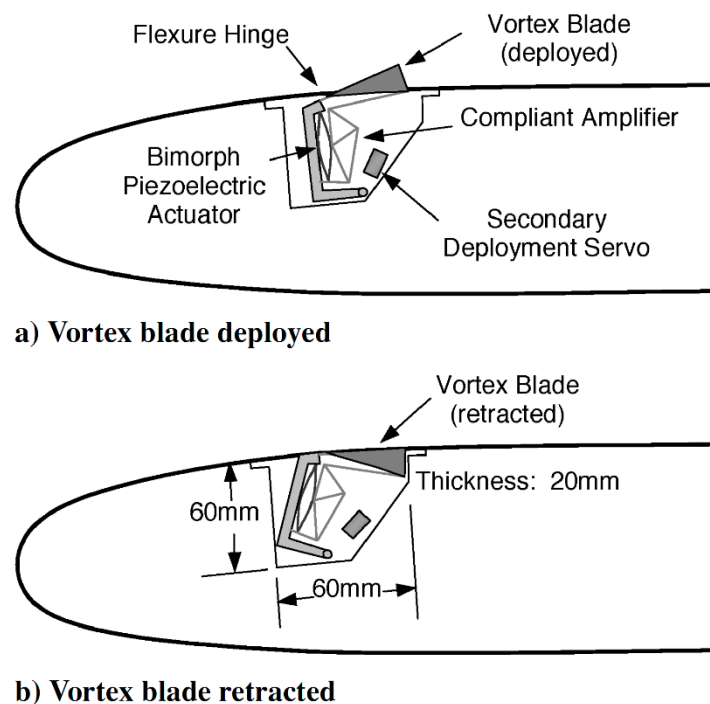


Figure 16. High-frequency micro-vortex-generator schematic [65].

The solidly fixed vortex generators have the advantages of small size, low cost, simplicity, and roughness [76]. The main disadvantage of the fixed device is that it cannot provide active vibration control—the main function being to delay stall [8]. Additionally, they add parasitic drag when stall suppression is not needed [76]. Active VGs avoid these drawbacks as they retract and deploy based on flow conditions. Active VGs increase complexity and cost, and the slots are needed to install these devices that generate noise [8].

High-frequency micro vortex generators have many advantages, such as their small size, lightweight, controllability, and ease of installation, without the need for compressed



air lines in the blade. On the other hand, noise generation and performance reduction are a concern, as a slot is required to place the devices [8].

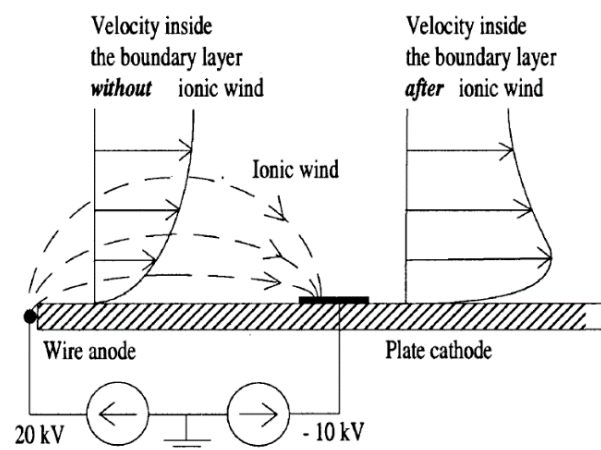
### 3.3.7. Plasma Actuators

Plasma actuators received a great deal of attention over the last 20 years as a method of flow control, by manipulation of the ionic wind created by applying a voltage between electrodes [80]. This system consists of at least two electrodes integrated into the wing surface, to which a high voltage is applied [81]. When the voltage is applied, the ions repel from the vicinity of the high voltage electrode [82], creating the so-called electric wind that appears blue, modify the boundary layer airflow, and delay the separation [8]. The system originated in 1950, but since 2000, several scientific teams are working on this topic all over the world [81]. There are four different configurations for plasma actuators, as explained by Moreau et al. [81]:

- Corona discharge
- Dielectric barrier discharge (DBD)
- Sliding discharge
- Wall jet

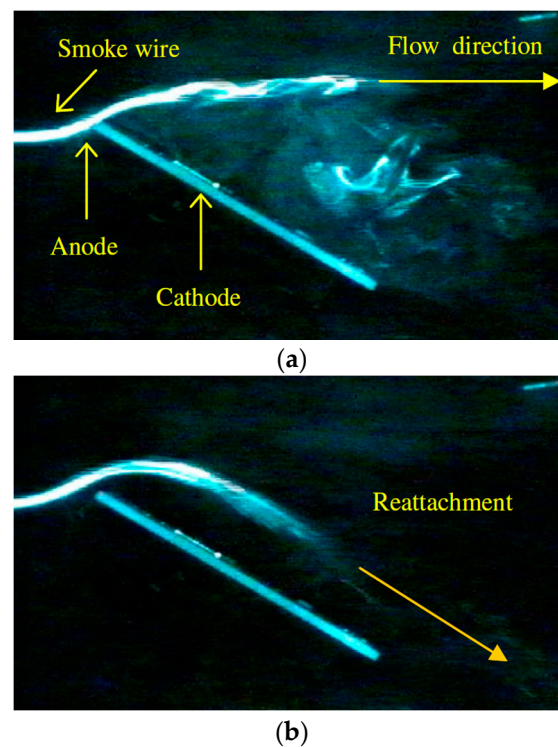
The Corona discharge actuator was the first plasma actuator studied as a method of creating an electric wind, as tested by Robinson in 1960 [82]. The ASTM Standard Method for Detection and Measurement of Discharge Pulses in Evaluation of Insulation Systems defines corona discharge as “a type of localized discharge resulting from transient gaseous ionization in an insulation system when the voltage stress exceeds a critical value” [83].

The actuator consists of two electrodes of several geometric possibilities placed inside a groove at the wall surface; as shown in Figure 17. These electrodes face each other on the same side of a dielectric surface [84]. To increase the energy of the electric field at the anode, its diameter must be lower than the cathode [81].



**Figure 17.** Schematic view of the corona discharge actuator with visualization of the impact of ionic wind over the boundary layer airflow [85].

This method was used for flow control. It successfully contributed to the reattachment of detached flow, with a mean electric wind flow velocity of about 1 m/s, at a high angle of attack and Reynolds number [86]. Moreau et al. [87] obtained results similar to those presented in Figure 18. They found that the ionic wind velocity could reach about 3 m/s with an increase in the discharge current. This Electro-Fluid-Dynamic (EFD) actuator system reduced drag up to 30% at a flow rate of 10 m/s. While the corona discharge actuators mainly use DC voltage, a new kind of actuation proposed by Messanelli et al. [88], is based on a positive waveform with a given frequency  $f$  applied to multiple triangular tips. This method leads to considerable improvement in the operability of these devices.



**Figure 18.** Visualization of the airflow at 0.4 m/s with DC corona discharge actuator off (a) and actuator on (b) [87].

The DC corona discharge system presents specific problems due to its dependence on several factors, such as surface cleanliness and air humidity. It has stability problems due to the disruptive electric arc risk [84].

The performance of corona and DBD actuators depends on multiple parameters like the diameter of electrodes, the nature of the insulating surface between electrodes [89], dielectric thickness, voltage waveform [90–92], the gap between electrodes [89,92], excitation frequency [91–93], and voltage slew rate [90].

### 3.3.8. Active Twist

This device operates by twisting the whole blade or the outer part over its span. As a result, the angle of attack changes throughout the blade, with the biggest changes at the tip. This concept uses actively controlled bending-torsion or tension-torsion coupling, and is actuated through an embedded anisotropic fiber composite material [9]. This method was applied to wind turbines by Karaolis et al. [94], using biased lay-ups in blade skin to achieve blade twist. Analytical simulations showed significant fatigue damage reduction of up to 80% using this method [94].

The challenges associated with this concept are the slow response due to relatively large inertia and the high power required [37]. Additionally, the aerodynamic efficiency decreases due to alteration of the optimal aerodynamic profile of the blade. The actuator and manufacturing requirements increase the cost and reduce blade stiffness [8].

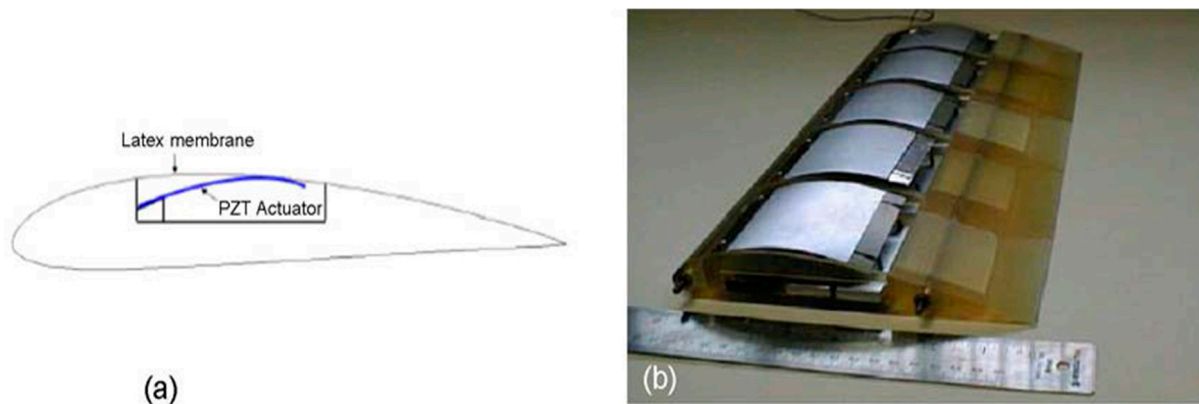
### 3.3.9. Shape Change Airfoil

This system works by physically changing the shape of an airfoil. The piezoelectric material embedded in the upper surface [8,9,27] rapidly deploys and retracts to adjust the airfoil camber; as shown in Figure 19. Additionally, the deployment generates vortices that delay separation.

Computational and experimental studies assessed this technique's potential. The shape change airfoil has a smooth deployment area. There are minimal problems associated with noise generation and performance reduction due to dirt accumulation. The most



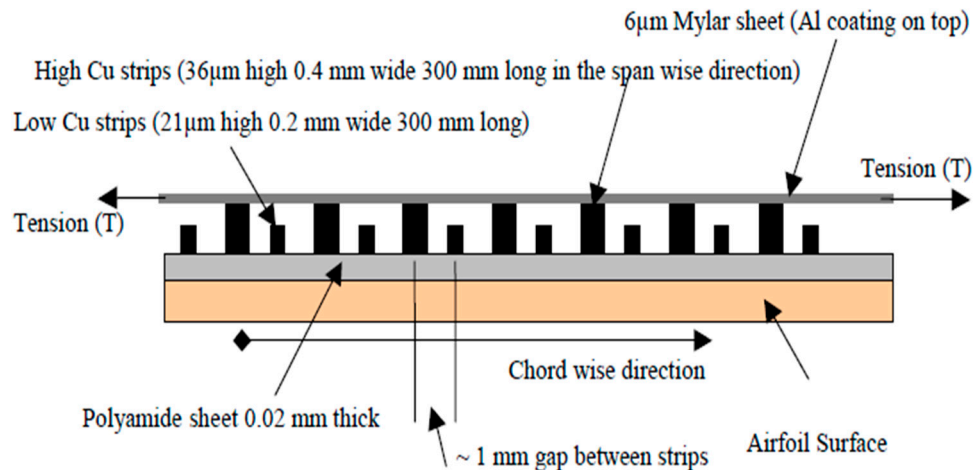
significant hurdle with this concept is that the piezoelectric material covers a large part of the chord.



**Figure 19.** Schematic (a) and model (b) of the adaptive wing [95].

### 3.3.10. Active Flexible Wall

The system detects the beginning of the boundary layer separation and generates minor disturbances into the boundary layer, along the leading edge. The device consists of an array of transducers mounted inside a flexible housing comprised of an inner wall and an outer wall (Figure 20). This unit can work in two modes—sensor mode and actuator mode. The system detects the occurrence of flow separation in the sensor mode and then the actuator mode induces outer wall vibration to reduce boundary layer separation [96].



**Figure 20.** Schematic of an active, flexible wall transducer [97].

This system is added to the existing blades without significant modifications, has low power requirements, does not affect the flow due to the smooth outer surface, and can operate in both sensor and actuator mode. On the other hand, the location near the leading edge might cause problems if the device is soiled or damaged [8].

### 3.4. Tuned Dampers (TD)

Tuned dampers are devices attached to the structures to reduce the amplitude of mechanical vibrations, by dissipating the energy. These dampers act in the structure as passive, active, or semi-active devices [12]. The previous vibration control methods only work on the blade itself, either directly (by intervening in the mechanical response of the blade) or indirectly (by changing the aerodynamic performance that affects the overall vibration response of the blade). The tuned dampers control the vibration of the wind

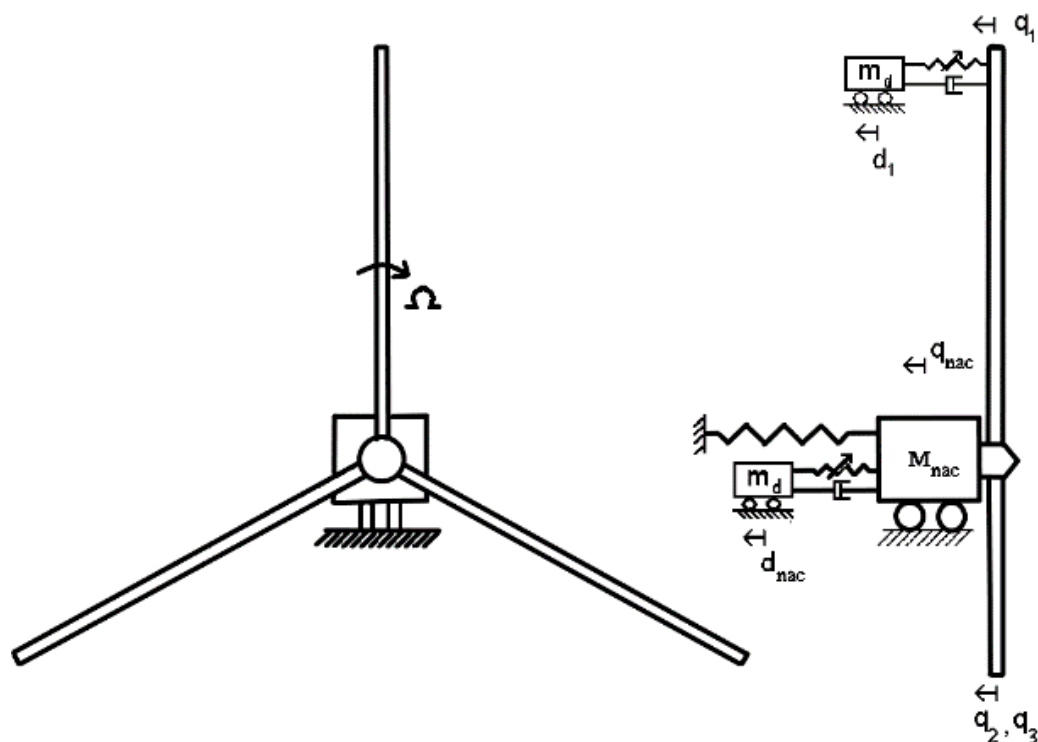
turbine by acting directly either on the blade itself, the tower, or the nacelle. There are several types of tuned damper highlighted in the literature, such as:

- Tuned mass damper (TMD)
- Tuned liquid damper (TLD)
- Controllable fluid damper
- Tuned rolling balls damper
- Pendulum system

Rahmane et al. [12] present a comprehensive review of most vibration control dampers.

### 3.4.1. Tuned Mass Damper (TMD)

The standard tuned mass damper consists of an auxiliary mass attached to the main structure using springs and dashpot elements, as shown in Figure 21. Typically, this system is installed on the tower, the nacelle, or the blades.



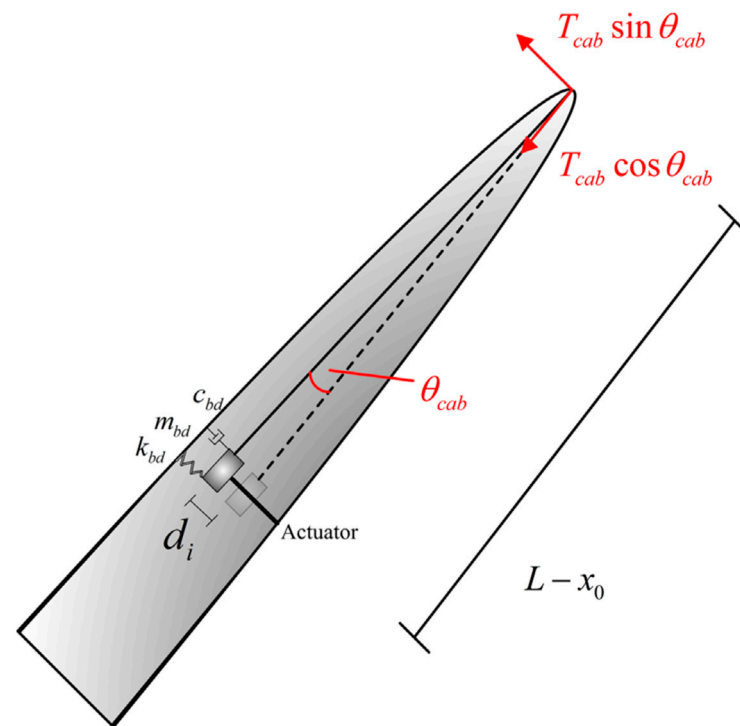
**Figure 21.** Schematic of a typical TMD for the Tower/Blade interaction vibration [92].

A Passive system predetermined the characteristics for springs and dashpots. These are the simplest devices because they do not need external energy to operate [98]. A semi-active device adjusts these characteristics over time, according to frequency. They provide more flexibility and controllability than the simple passive TMD, but require external power to operate. Active control consists only of a mass and an actuator, which plays the role of both restoring and damping the forces acting on the weight [98]. This system is the most complex compared to others [99].

The spring constant and the damping ratio of the dashpot determine the natural frequency of the tuned mass damper. The parameter adjusted in the tuned mass damper enables the auxiliary mass to oscillate with a phase shift to the motion of the structure.

Analytical and numerical simulations studied the application of passive TMD to offshore wind turbine vibration control [100–103]. The numerical simulations predicted a reduction of the nacelle sway displacement of up to 50%, when using multiple TMDs [104]. Other studies investigated the active control approach [105,106] and showed up to a 30% load reduction for a floating, barge-type, offshore wind turbine [107].

Fitzgerald et al. [108] proposed a new concept for the active control of in-plane blade vibration, by attaching a cable to the active tuned mass damper on one end and the blade tip at the other end; as shown in Figure 22. The study showed that this method is feasible for in-plane vibration control at higher turbulent loadings.



**Figure 22.** Schematic of the active tuned mass damper with a cable attached to it for in-plane vibration [108].

Semi-active vibration control methodology was applied for tower vibration control in [109]; several configurations were discussed, including different positions of the actuator. The main tower base bending moments were reduced up to 20% in extreme cases, while fatigue loads were reduced by approximately 10%. Other studies highlighted the effectiveness of an inverse velocity-based ground-hook (IVB-GH) controller over the passive device, for an offshore wind turbine in extreme environmental conditions (Ultimate Limit State—ULS) [3]. Moreover, researches demonstrated the effectiveness of a semi-active tuned mass damper for flapwise (out-of-plane) [110] or edgewise (in-plane) vibrations [111].

Tuned mass dampers showed reliability, robustness, and effectiveness in the different applications, as mentioned above. However, they still require additional experimental tests, before extensive use for wind turbine vibration control. There is a significant concern about the considerable mass of this system, which adds an extra load over the whole structure, hence increasing fatigue and reducing the lifespan of the wind turbine.

### 3.4.2. Tuned Liquid Dampers (TLD)

This method originates in civil applications for vibration control of high-rise buildings [112]. It consists of counteracting the effect of external forces applied to the structure, using a container partially filled with a fluid that acts like a mass damper [113]. Hence, the vibrational energy of the structure is dissipated primarily due to the gravitational restoring force acting on the displaced liquid [114], and secondly, due to head loss of the liquid passing through small orifices opened at the center of the cross-section of the tube; as shown in [114,115].

There are several shapes for the container of tuned liquid damper (TLD):

- U shape, as shown in Figure 23—this shape is the most often encountered in the literature. Several analytical calculations demonstrated the effectiveness of this method for blade vibration control [116]. Colwell et al. [114] showed that up to 55% reduction in the peak response occurs with a tuned liquid column damper (TLCD) installed on a floating offshore wind turbine. Lee et al. [115] concluded that the energy dissipated by the TLCD device applied to the tower might reach a value higher than 70%, if the parameters of the actuator are well optimized. Their results from a preliminary experimental test of feasibility prove this effectiveness. While the devices mentioned above were passive ones, a study was conducted by Yalla et al. [117] to examine the efficacy of a semi-active method. This semi-active device is a variable-damping with a controllable valve placed at the orifice, and is subject to a control algorithm. The numerical simulations showed that with negligible power requirements for the valve operation, this strategy further reduced vibrations as compared to the passive ones. This improvement could reach 25–30% in the case of harmonic loading, while for random excitation, it was about 10–15%.
- Rectangular shape—this method uses the same principle as the U-shape damper. Nevertheless, the container is a rigid rectangular tank containing fluid to damp the structure oscillations. The system was discussed in the early 1990s by Fujino et al. [118] as a passive mechanical damper to dissipate the horizontal vibrational energy of structures. The idea of this device was adopted by Tong et al. [119], who introduced a damper of an annular rectangular shape (as shown in Figure 24). This device operates as a bidirectional damper for a floating barge, hydrostatic wind turbine. The designed system aimed to reduce the roll and pitch vibration of the barge. The numerical simulations demonstrated the effectiveness of such a system in extreme and normal events, showing a tower base load reduction between 10% and 27.6%, depending on the simulated conditions.
- Spherical shape—this damper consists of a spherical container partially filled with liquid. Chen et al. [120,121] studied this type of device composed of two layers of hemispherical containers partially filled with water; as shown in Figure 25. The vibration energy of the structure dissipates with this system via the sloshing of liquid in containers. For maximum efficiency, the sloshing frequency of the liquid is similar to the natural frequency of the wind turbine. The device was tested with horizontal excitations induced by shaking the table as a simulation of overspeed wind, extreme operating gust, and earthquake excitations. The results showed that the system reduced the standard deviation of the dynamic responses with a liquid mass of about 2% of the general structure mass, by over 40%.
- A crossed-tube like container was proposed by Zhang et al. [122] as a system to control vibration in two directions, but this device is not yet tested on a wind turbine.

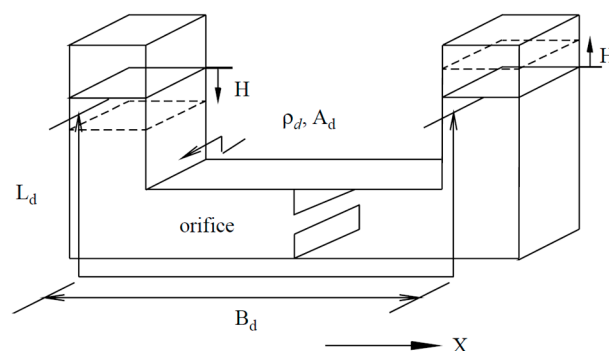
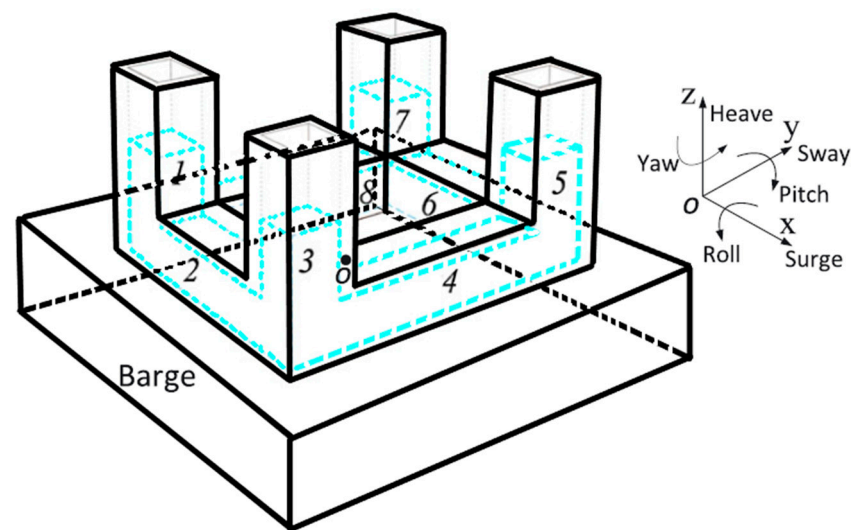
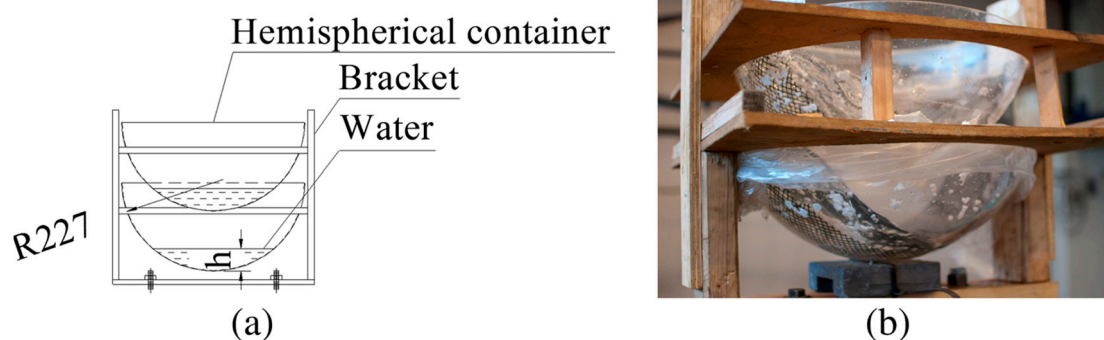


Figure 23. Schematic of the Tuned Liquid Column Damper device [115].



**Figure 24.** Schematic of the bidirectional horizontal tuned liquid damper located on the barge of a wind turbine [119].



**Figure 25.** Spherical tuned mass damper in schematic view (a) and the actual system (b) [120].

Tuned liquid dampers are useful as mentioned above, with more efficiency for TLCD, due to the extra damping added by the presence of the orifice. They can dissipate very low amplitude excitations, unlike tuned mass dampers. Moreover, they are reliable and robust over a wide range of excitation levels [114], easy to install, with low initial and maintainability costs, and do not need to overcome high slip loads like the TMDs [123]. However, there are disadvantages—the significant mass of the system (1–2%) [114] and the reduced covered frequency band since the device is tuned to the natural frequency of the system. Additionally, the position of these actuators in blades needs further exploration. More experimental tests are required to validate the vast amount of numerical simulations.

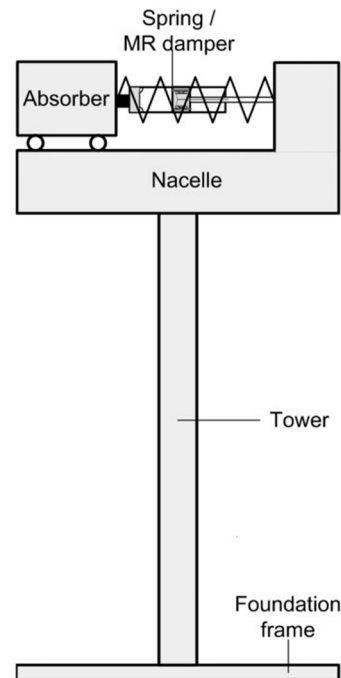
### 3.4.3. Controllable Liquid Dampers

Controllable liquid dampers are semi-active control systems that use a magnetorheological (MR), as shown in Figure 26, or electrorheological fluids.

Magnetorheological (MR) fluid dampers use a specific fluid characterized by the presence of a high concentration of soft magnetic particles in a nonmagnetic carrier [124]. This damper is equipped with electrical windings to generate a magnetic field, changing the apparent viscosity of the fluid [125].

The MR damper was first integrated into a wind turbine application by Martynowicz et al. in 2013 [124]. Their research team conducted several studies on magnetorheological-tuned vibration absorbers. They developed a test bench to study this effect on a wind turbine tower and the nacelle replaced by a stiff vertical rod and a block fitted at the top. They proved the efficiency of these devices controlled by different types of controllers—the

developed, refined variation of PID showed in [126] and the modified ground-hook control, such as in [125]. These two controllers proved efficiency in the first-order bending mode of vibration of the tower.



**Figure 26.** Schematic of the MR controllable liquid damper assimilated to the nacelle of the wind turbine [125].

Caterino et al. [127] investigated the use of magnetorheological dampers for semi-active control of tower vibration. The actuators are two dampers placed at the bottom of the tower with two springs. One control approach uses the on-off strategy, and another used a closed-loop control with a variable control input. The system was experimented on a 5-m high tower prototype with a concentrated top mass and showed a promising reduction of the base stress and displacement for both strategies.

Sarkar et al. [128] proposed a method to control the tower vibration, using a tuned liquid column damper. They used magnetorheological fluid inside the column instead of water, and windings instead of the original orifice in the “classical” TLCD, as described in Figure 27 [115]. This method overcomes the problems of a regular TLCD operation, such as the difficulty of controlling the orifice opening and the big mass of the water. The magnetorheological fluid is denser than water; thus, it takes less space in the structure. The results obtained with an analytical model showed a reduction that could reach 57% of the RMS of tower displacement in low wind speed (5 m/s); this reduction decreased with an increase in wind speed.

The use of magnetorheological fluids was tested in the University of Québec at Rimouski (UQAR) [129,130] and revealed a reduction of 30% of vibration response. Other researchers [131] studied the vibration suppression using a magnetorheological patch layer bonded to the surface of the airfoil, and controlled with an electromagnetic actuator. The system showed good results but still needs to determine the actuator location and methodology. Therefore, it is impossible to use it for wind turbines in the present configuration.

The main advantages of this system are the fast response, a wide range of resistance forces, robustness from the fact that the fluid is less sensitive to temperature change, and small power requirements [126]. Additionally, this damper is reliable and fail-safe [132].

On the other hand, its mass can reach up to 8.8% of the total system [125], and it requires a massive space in the nacelle, such as in [128] (18 m of liquid length). Additionally, it is challenging to apply to the blade. However, Chen et al. [133] proposed a mathematical



model consisting of a magnetorheological damper applied to the blade. The damper controls the edgewise vibration of the wind turbine, but there are no experimental tests to prove the feasibility of the proposed device.

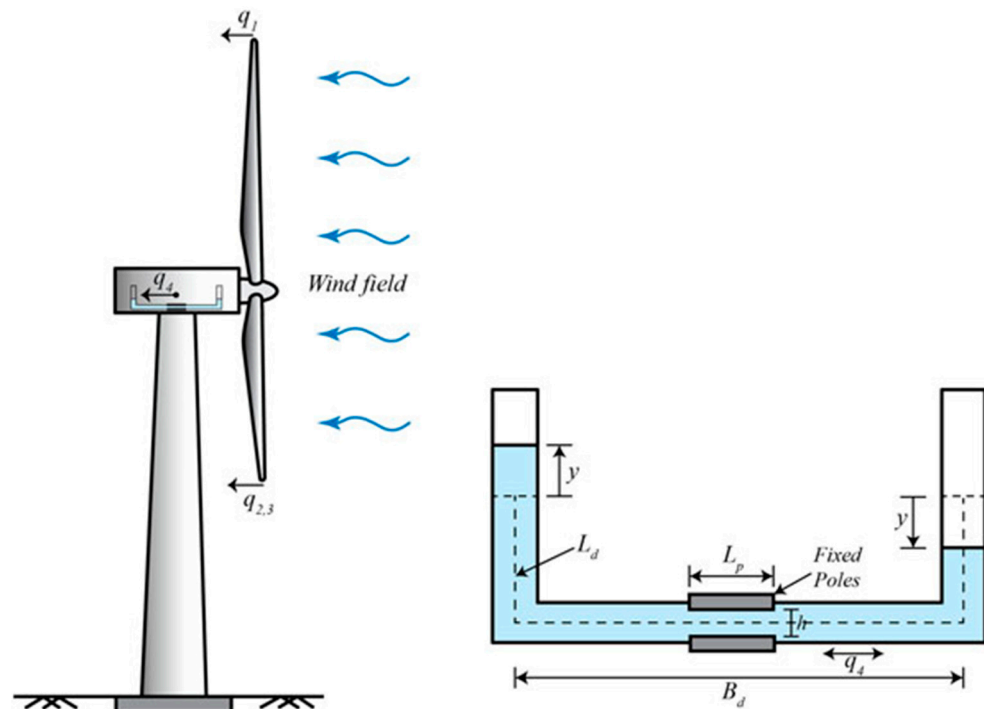


Figure 27. Tuned liquid column equipped with magnetorheological damper [128].

#### 3.4.4. Tuned Rolling Balls Damper

Chen et al. [134] proposed tuned rolling-ball dampers that use multiple steel balls rolling in a spherical container, mounted at the top of the wind turbine, as in Figure 28. The analytical model and experimental validation demonstrated that the use of three balls in each layer could effectively reduce the vibrations of the system. The results from the three cases were:

- 56% reduction in top displacement RMS during overspeed;
- 63% reduction in top displacement RMS during extreme operating gust;
- 64% reduction in top displacement RMS during parking.

Zhang et al. [135] proposed a method to mitigate edgewise vibrations of the wind turbine blades using a roller damper. It consisted of either a ball, cylinder, or a flywheel with two small rail wheels placed on the rails, to guide its movement. The system sits in the blade at a distance of 2/3 from the top region. The characteristics of the damper, like the mass, the natural frequency, the rolling friction coefficient, and the mounting position, were optimized to reduce vibration. Analytical calculations showed that the system could reduce the standard deviation of the edgewise tip displacement up to 28.26%.

Tuned rolling-balls in a spherical container have the advantage of being multidirectional, as compared to the other tuned damper. It reduces vibrations significantly, is not affected by large tower rotations, and has a smaller weight [134].

On the other hand, this system does not have a wide range of applicability, as it is tuned to one frequency. The roller damper requires additional experimental tests to prove its feasibility, especially the one installed inside the blade. Moreover, the rails erosion problem and the difficulty of maintenance of the system inside the blade, should be considered.

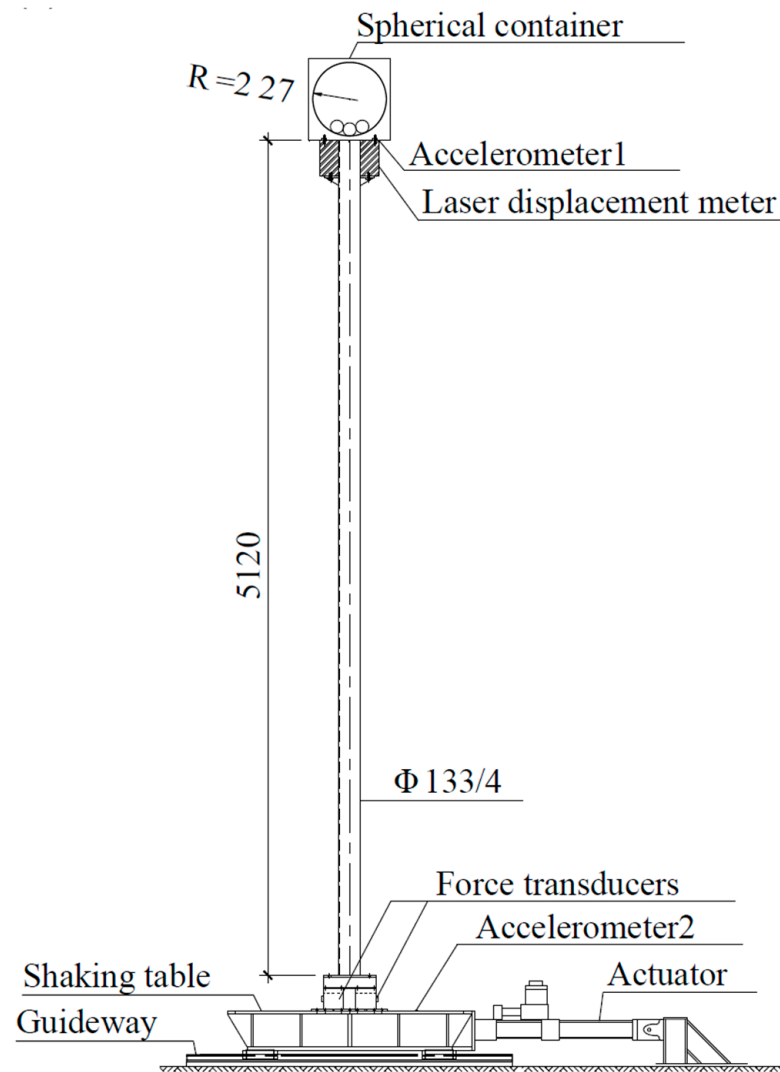


Figure 28. Schematic of tuned roll damper mounted at the top of the tower [134].

### 3.4.5. Pendulum-Tuned Mass Damper

The pendulum vibration absorber was one of the first systems to mitigate the vibration of slender high-rise buildings. The Pendulum-Tuned Mass Damper (PTMD) was recently applied to the wind turbine system for vibration control, as shown in Figure 29. To mitigate vibration, the PTMD adjusts to the frequency of the structure by modifying the pendulum length [136,137]. Several analytical models developed for this system demonstrate its vibration reduction capability. Sun et al. [137] compared the effectiveness of PTMD to a dual-tuned mass damper. They showed a reduction of RMS response of around 12% in the case of PTMD, when the mass ratio of the system was 2%.

The advantages of such a system are the simplicity of installation and maintenance [137], and the right increase of the wind turbine's tower fatigue life, which can reach up to 50% when compared with dual TMDs [138]. On the other hand, the system needs additional experimental validations to prove its effectiveness, and there is a concern about the space required for the pendulum arm. This space reaches 3 m, as revealed by Sun et al. [137] and up to 30 m, which is unrealistic; as shown in [136].



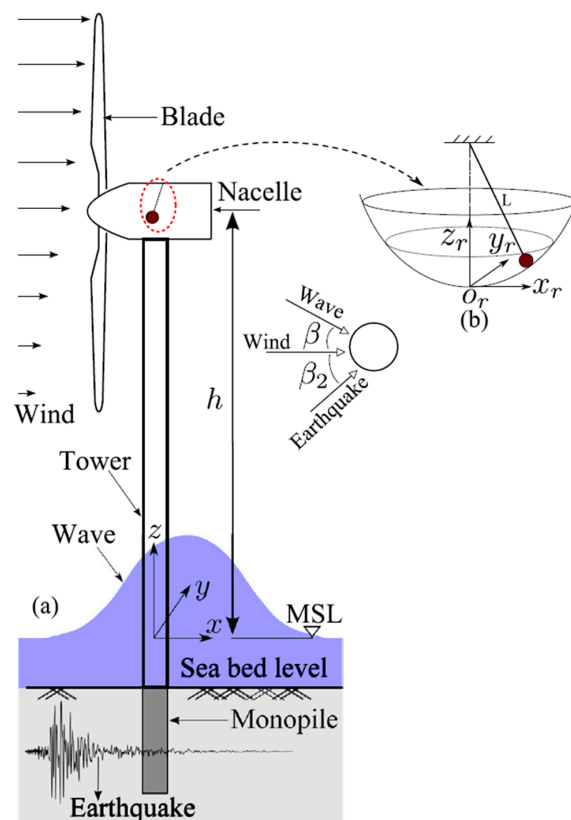


Figure 29. Monopile offshore wind turbine with a 3D PTMD [137].

### 3.5. Active Tendons

A new approach of controlling edgewise vibrations of the blade was proposed by Staino et al. [139], with a system consisting of tendons and actuators embedded inside the blade, as shown in Figure 30. The system reduced the maximum blade displacement by 65%, when applying a force of about 28% of the blade weight. Staino et al. continued their research in [140] and updated their previous model of the wind turbine to consider the effect of variable speed in the vibration response of the system.

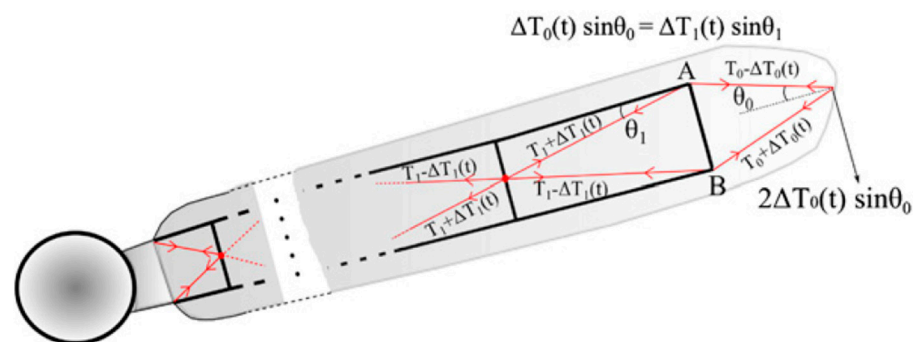


Figure 30. Schematic of the blade with embedded active tendons [140].

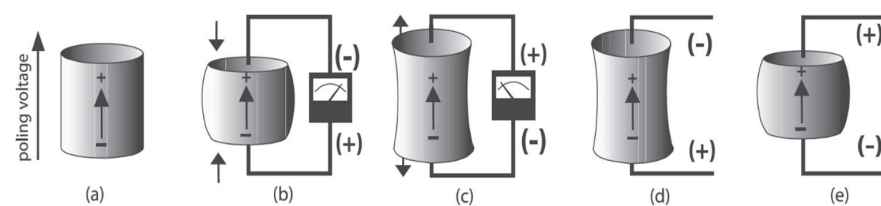
The edgewise vibration control using active tendons with an appropriate LQR controller showed promising results. Tao et al. [141] noticed a unique role of the active tendons at cut-out wind speed, when the braking system was activated to stop the rotor, at the expense of control, force increased at 43.1% of the blade weight, putting it under severe vibration. The system reduced maximum displacement by 44.2%.

The advantage of such a system could be resumed by its effectiveness in vibration control; as shown above. On the other hand, it acts only on the edgewise vibration

and cannot be retrofitted, as the tendons should be embedded in the blade structure. Additionally, there is concern about maintenance and leakage of actuator oil from the conduits and the need for a considerable actuator force. Considering all these elements, Staino et al. [142] proposed a dual system based on an active tendon actuator combined with passive pitch control, to reduce the control force demand for tendons and improve the overall effectiveness of the system. The system needs experimental tests to prove its effectiveness.

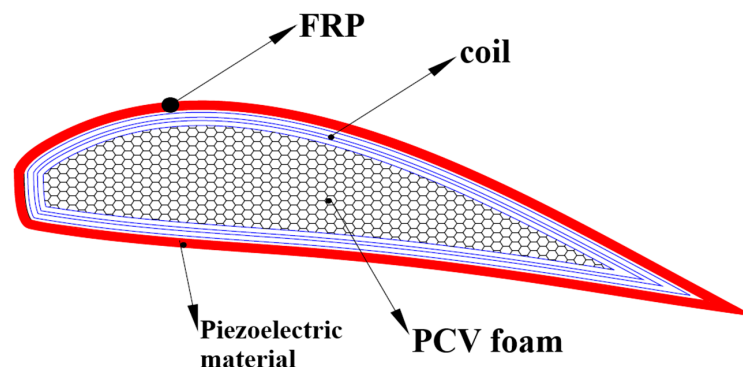
### 3.6. Piezoelectric Actuators

Piezoelectric materials can transform mechanical energy into electric energy and vice-versa, based on a phenomenon named the direct (and reverse) piezoelectric effect, as shown in Figure 31 [143]. Piezoelectric transducers are widely used in structural vibration control applications, due to their excellent actuation and sensing abilities [143].



**Figure 31.** Different reactions of a poled piezoelectric element to the applied stimuli: (a): direction of polarization of the poled piezoelectric ceramic element, (b,c) direct piezoelectric effect, (d,e) reverse piezoelectric effect [143].

There is a limited number of studies about the application of piezoelectric material in the vibration control of wind turbines. Lui et al. [144] proposed the use of a piezoelectric patch embedded in the host composite, near the leading edge. He used analytical and numerical simulation to validate this solution under extreme conditions, using the LQG (Linear Quadratic Gaussian) controller. The results were excellent and promising, but experimental validation is needed. Yin-Hu Qiao et al. [145] proposed a new wind turbine blade layout, composed of the main beam (rigid foam or Balsa wood) and skin (glass fiber reinforced plastic GFRP layers) with piezoelectric wires integrated into the skin; as shown in Figure 32. They used numerical analysis with the finite element model, but no numerical result was shown to justify their configuration.



**Figure 32.** Schematic of the new blade layout with piezoelectric wires [145].

An extensive literature review showed that piezoelectric materials serve for vibration control of cantilever plates [143–166], which are a good approximation of the blade structure. The piezoelectric element can act both as an actuator and a sensor. Many of these studies use a collocated actuator/sensor; the sensor captures any strain variation in the structure and transforms it into an electric signal sent to the controller that calculates the appropriate feedback, then amplifies and transfers it back to the actuator. This technique of collocated

position eliminates the phase delay between the sensor and the actuator [153,157,163,164]. Others use a non-collocated sensor, as in [152], and introduces a phase delay.

For all systems mentioned above, several parameters affected the performances of the piezoelectric system:

- Type of control.
- Control laws.
- Position of Actuator/Sensor.

### 3.6.1. Type of Control

The vibration control system using piezoelectric material can use a passive, active, or hybrid control.

In a passive system or Shunt Damping, a tuned R-L-C circuit is connected to the piezoelectric poles, as shown in Figure 33. Each branch of the circuit (of indices 1, 2, ...) is tuned to damp a specific vibration mode of the plate. Shunt damping has several advantages and disadvantages compared to active control. It does not require a sensor or an electric source, but its performance is sensitive to the exciting frequency with a small effective bandwidth [156].

An active system uses an electric source to feed the actuator (Figure 34). It is the most frequently used strategy because of its excellent vibration suppression performance, despite its need for a relatively large amount of power supply.

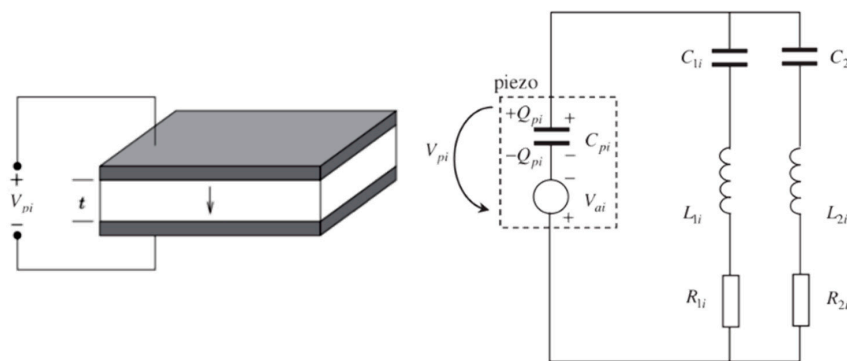


Figure 33. Schematic of the passive control strategy using the piezoelectric material.

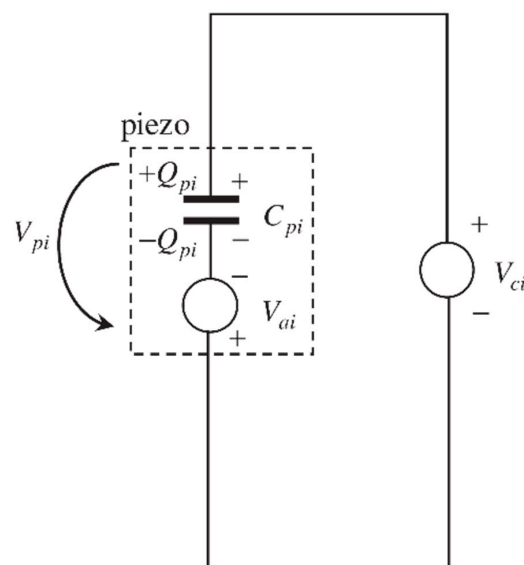


Figure 34. Schematic of the purely active control feedback.

A hybrid system uses a combination of an active and passive circuit mounted in series, as shown in Figure 35. This system combines the advantages of both passive and active approaches, where the shunt network dissipates the energy, and the electric source suppresses vibration [156].

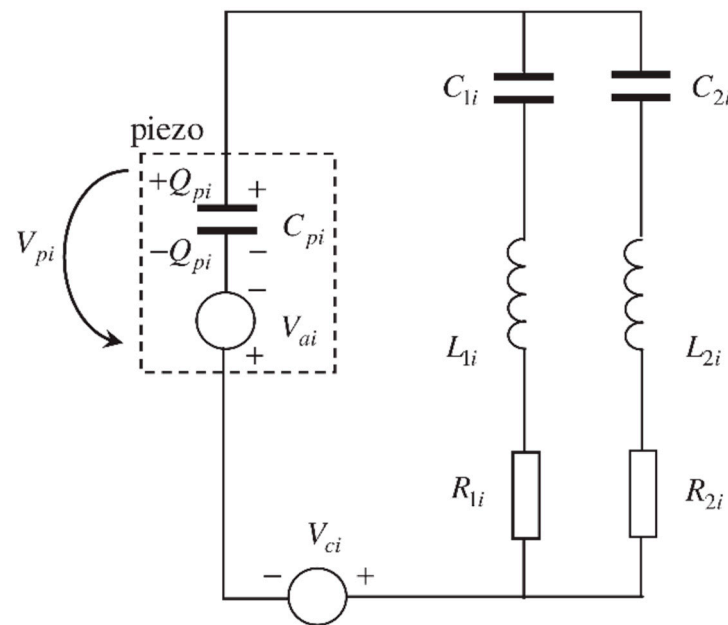


Figure 35. Hybrid system [156].

### 3.6.2. Control Law

The control law used to activate the piezoelectric actuator plays a crucial role in vibration control. The different control laws used in the literature are:

- Direct proportional feedback [164,165];
- Constant negative velocity feedback [157,163];
- Linear Quadratic Gaussian (LQG), widely used [147,150,155,156,162,164,166];
- Proportional integral Derivative Controller (PID) [149,159,165,166];
- Sliding mode as in [152]; and
- $H_2$  controller as in [161]

### 3.6.3. Position of the Actuator/Sensor

The location of both actuator and sensor influences the plate vibration control. Based on [160], there are six criteria for the optimal placement of piezoelectric sensors and actuators:

- The modal forces/moments applied by piezoelectric actuators;
- The deflection of the host structure;
- The control effort or the energy dissipated;
- The degree of observability; and
- The degree of controllability.

Bruant et al. [166] determined the optimal position of actuator and sensors using a genetic algorithm that maximizes controllability and observability. Qiu et al. [165] used the  $H_2$  norm, based on the same objective. A genetic algorithm was also used in [164] to determine the optimal position of the actuator/sensor. At the same time, COMSOL simulations served to conduct a parametric sweep in [159].

The advantages of the piezoelectric-based systems are low power consumption, fast response, small saturation strains, lightweight, flexibility [9], and the possibility to retrofit the blade. On the other hand, this method needs a lot of research and experimentation to prove its effectiveness in full scale, with massive masses to control.

#### 4. Conclusions

This paper reviewed the vibration control methods for different components of the wind turbines at various stages of development as synthesized in Table 2. This paper highlights the history of these systems and the accomplished studies, analytical, numerical, experimental, prototype, and full scale. Moreover, we presented the advantages and disadvantages of every vibration mitigation method.

**Table 2.** Summary of the systems used to control the vibration of wind turbines.

Covered Systems	Stage	Position	Active/Passive	
Advanced Blade Pitch control	Full scale	Rotor	Active	
Variable rotor diameter	Prototype	Rotor	Active	
Flow Control	Trailing-Edge Flaps	Full scale (for traditional one)	Rotor	Active
	Microflaps	Experimental	Rotor	Active
	Microtabs	Experimental	Rotor	Active
	Miniature Trailing-Edge Effectors	Experimental	Rotor	Active
	Synthetic jets	Experimental	Rotor	Active
	Vortex Generators	Experimental	Rotor	Active/Passive
	Plasma actuators	Experimental	Rotor	Active
	Active Twist	Experimental	Rotor	Active/Passive
	Shape Change airfoil	Experimental	Rotor	Active
	Active Flexible wall	Experimental	Rotor	Active
Tuned Dampers (TD)	Tuned mass damper	Experimental	Tower/Nacelle/Rotor	Active/Passive
	Tuned liquid dampers	Experimental	Tower/Nacelle/Rotor	Passive
	Controllable liquid dampers:	Experimental	Tower/Nacelle	Semi active
	Pendulum system	Experimental	Nacelle	Passive
	Tuned rolling balls damper	Prototype	Nacelle	Passive
Active Tendons	Research	Blade	Active	
Piezoelectric Actuators	Research	Blade	Active	

Many of the systems mentioned above showed good potential for wind turbines, based on their application in other fields like aeronautics and civil engineering. However, the application of these systems to wind turbines faces multiple challenges, among which are the scaling problems. Even considering the enormous research completed on the subject, further efforts are required to prove the effectiveness of several systems, and additional experimental validation—especially full scale—is needed for almost all systems.

**Author Contributions:** Methodology, A.A.; formal analysis, A.A.; investigation, A.A.; resources, A.A.; data curation, A.A.; writing—original draft preparation, A.A.; writing—review and editing, A.A., A.I. and R.Y.; supervision, R.Y. and A.I.; and project administration, A.I. and R.Y. All authors have read and agreed to the published version of the manuscript.

**Funding:** This research received no external funding.

**Data Availability Statement:** This study does not report any data.

**Acknowledgments:** I would like to thank my parents and my wife. Without their tremendous understanding and encouragement in the past few years, it would be impossible for me to continue my research.

**Conflicts of Interest:** The authors declare no conflict of interest.

## Nomenclature

MR	Magnetorheological
UQAR	University of Québec at Rimouski
PTMD	Pendulum Tuned Mass Damper
LQR	Linear Quadratic Regulator
LQG	Linear Quadratic Gaussian
GFRP	Glass Fiber Reinforced Plastic
PID	Proportional Integral Derivative
GHG	Greenhouse Gas
VRD	Variable Rotor Diameter
SVG	Solid-Vortex Generator
MiTE	Miniature Trailing-Edge Effector
ASTM	American Society for Testing and Materials
TLD	Tuned Liquid Dampers
TLCD	Tuned Liquid Column Damper

## References

1. Fronk, B.M.; Neal, R.; Garimella, S. Evolution of the Transition to a World Driven by Renewable Energy. *J. Energy Resour. Technol.* **2010**, *132*, 021009. [[CrossRef](#)]
2. Global Wind Energy Council. *Global Wind Report*; Global Wind Energy Council: Brussels, Belgium, 2017.
3. Park, S.; Lackner, M.A.; Cross-Whiter, J.; Tsouroukdissian, A.R.; La Cava, W. An Investigation of Passive and Semi-Active Tuned Mass Dampers for A Tension Leg Platform Floating Offshore Wind Turbine in Uls Conditions. In Proceedings of the ASME 2016 35th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, Busan, Korea, 19–24 June 2016.
4. Wiser, R.; Hand, M.; Seel, J.; Paulos, B. *Reducing Wind Energy Costs through Increased Turbine Size: Is the Sky the Limit?* Lawrence Berkeley National Laboratory: Berkeley, CA, USA, 2016.
5. Caduff, M.; Huijbregts, M.A.J.; Althaus, H.-J.; Koehler, A.; Hellweg, S. Wind Power Electricity: The Bigger the Turbine, The Greener the Electricity? *Environ. Sci. Technol.* **2012**, *46*, 4725–4733. [[CrossRef](#)]
6. Veers, P.S.; Ashwill, T.D.; Sutherland, H.J.; Laird, D.L.; Lobitz, D.W.; Griffin, D.A.; Mandell, J.F.; Musial, W.D.; Jackson, K.; Zuteck, M.; et al. Trends in the Design, Manufacture and Evaluation of Wind Turbine Blades. *Wind Energy* **2003**, *6*, 245–259. [[CrossRef](#)]
7. Rezaeiha, A.; Pereira, R.; Kotsonis, M. Fluctuations of angle of attack and lift coefficient and the resultant fatigue loads for a large Horizontal Axis Wind turbine. *Renew. Energy* **2017**, *114*, 904–916. [[CrossRef](#)]
8. Johnson, S.J.; Baker, J.P.; van Dam, C.P.; Berg, D. *Active Load Control Techniques for Wind Turbines*; Sandia National Laboratories: Albuquerque, NM, USA, 2008.
9. Barlas, T.; van Kuik, G. Review of state of the art in smart rotor control research for wind turbines. *Prog. Aerosp. Sci.* **2010**, *46*, 1–27. [[CrossRef](#)]
10. Barlas, T.K.; Kuik, G.A.M.V. State of the art and prospectives of smart rotor control for wind turbines. *J. Phys. Conf. Ser.* **2007**, *75*. [[CrossRef](#)]
11. Berg, D.E.; Zayas, J.R.; Lobitz, D.W.; van Dam, C.P.; Chow, R.; Baker, J.P. *Active Aerodynamic Load Control of Wind Turbine Blades*; Sandia National Lab.(SNL-NM): Albuquerque, NM, USA, 2007.
12. Rahman, M.; Ong, Z.C.; Chong, W.T.; Julai, S.; Khoo, S.Y. Performance enhancement of wind turbine systems with vibration control: A review. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **2015**, *51*, 43–54. [[CrossRef](#)]
13. Aubrun, S.; Leroy, A.; Devinant, P. A review of wind turbine-oriented active flow control strategies. *Exp. Fluids* **2017**, *58*, 134. [[CrossRef](#)]
14. Hansen, M.H. Aeroelastic instability problems for wind turbines. *Wind Energy Int. J. Prog. Appl. Wind Power Convers. Technol.* **2007**, *10*, 551–577. [[CrossRef](#)]
15. Qiao, Y.; Han, S.; Deng, Y.; Liu, Y.; Dong, J.; Pan, L.; Li, R.; Zhao, B. Research on variable pitch control strategy of wind turbine for tower vibration reduction. *J. Eng.* **2017**, *2017*, 2005–2008. [[CrossRef](#)]
16. Dean, W.D. Wind Turbine Mechanical Vibrations: Potential Environmental Threat. *Energy Env.* **2008**, *19*, 303–307. [[CrossRef](#)]
17. Bossanyi, E.A. The design of closed loop controllers for wind turbines. *Wind Energy Int. J. Prog. Appl. Wind Power Convers. Technol.* **2000**, *3*, 149–163.
18. Bossanyi, E.A. Individual blade pitch control for load reduction. *Wind Energy Int. J. Prog. Appl. Wind Power Convers. Technol.* **2003**, *6*, 119–128. [[CrossRef](#)]
19. Bossanyi, E. Developments in Individual Blade Pitch Control. In *The Science of Making Torque From the Wind*; IOP Publishing: Bristol, UK, 2004.
20. Bossanyi, E.A. Further load reductions with individual pitch control. *Wind Energy Int. J. Prog. Appl. Wind Power Convers. Technol.* **2005**, *8*, 481–485. [[CrossRef](#)]



21. Bossanyi, E.; Wright, A. Field testing of individual pitch control on the NREL CART-2 wind turbine. In Proceedings of the European Wind Energy Conference, Marseille, France, 16–19 March 2009.
22. Bossanyi, E.A.; Fleming, P.A.; Wright, A.D. Validation of Individual Pitch Control by Field Tests on Two- and Three-Bladed Wind Turbines. *Ieee Trans. Control. Syst. Technol.* **2013**, *21*, 1067–1078. [[CrossRef](#)]
23. Larsen, T.J.; Madsen, H.A.; Thomsen, K. Active load reduction using individual pitch, based on local blade flow measurements. *Wind Energy Int. J. Prog. Appl. Wind Power Convers. Technol.* **2005**, *8*, 67–80. [[CrossRef](#)]
24. Jamieson, P.M.; Hornzee-Jones, C.; Moroz, E.M.; Blakemore, R.W. Variable Diameter Wind Turbine Rotor Blades. U.S. Patent 6,972,498, 6 December 2005.
25. GE Wind Energy, L.L.C. *Advanced Wind Turbine Program Next Generation Turbine Development Project*; NREL/SR-500-38752; National Renewable Energy Lab. (NREL): Golden, CO, USA, 2006.
26. Chopra, I. Review of state of art of smart structures and integrated systems. *Aiaa J.* **2002**, *40*, 2145–2187. [[CrossRef](#)]
27. Lachenal, X.; Daynes, S.; Weaver, P.M. Review of morphing concepts and materials for wind turbine blade applications. *Wind. Energy* **2012**, *16*, 283–307. [[CrossRef](#)]
28. Roth, D.; Enenkl, B.; Dieterich, O. Active rotor control by flaps for vibration reduction—full scale demonstrator and first flight test results. In Proceedings of the 32nd European Rotorcraft Forum, Maastricht, The Netherlands, 12–14 September 2006.
29. Thakur, S.; Saha, N. Load Reduction on Offshore Wind Turbines by Aerodynamic Flaps. In Proceedings of the ASME 2017 36th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, American Society of Mechanical Engineers, Trondheim, Norway, 25–30 June 2017.
30. Troldborg, N. Computational study of the Risø-B1-18 airfoil with a hinged flap providing variable trailing edge geometry. *Wind Eng.* **2005**, *29*, 89–113. [[CrossRef](#)]
31. Basualdo, S. Load alleviation on wind turbine blades using variable airfoil geometry. *Wind Eng.* **2005**, *29*, 169–182. [[CrossRef](#)]
32. Buhl, T.; Gaunaa, M.; Bak, C. Potential Load Reduction Using Airfoils with Variable Trailing Edge Geometry. *J. Sol. Energy Eng.* **2005**, *127*, 503–516. [[CrossRef](#)]
33. van Wingerden, J.-W.; Hulskamp, A.; Barlas, A.; Houtzager, I.; Bersee, H.; van Kuik, G.; Verhaegen, M. Two-degree-of-freedom active vibration control of a prototyped “smart” rotor. *Ieee Trans. Control Syst. Technol.* **2010**, *19*, 284–296. [[CrossRef](#)]
34. Ferede, E.; Gandhi, F. Load Alleviation on Wind Turbines using Camber Morphing Blade Tip. In Proceedings of the 2018 Wind Energy Symposium, Kissimmee, FL, USA, 8–12 January 2018.
35. Andersen, P.B.; Henriksen, L.; Gaunaa, M.; Bak, C.; Buhl, T. Deformable trailing edge flaps for modern megawatt wind turbine controllers using strain gauge sensors. *Wind. Energy Int. J. Prog. Appl. Wind Power Convers. Technol.* **2010**, *13*, 193–206. [[CrossRef](#)]
36. van Wingerden, J.W.; Hulskamp, A.W.; Barlas, T.; Marrant, B.; van Kuik, G.A.M.; Molenaar, D.P.; Verhaegen, M. On the proof of concept of a ‘smart’ wind turbine rotor blade for load alleviation. *Wind. Energy Int. J. Prog. Appl. Wind Power Convers. Technol.* **2008**, *11*, 265–280.
37. Kota, S. Compliant systems using monolithic mechanisms. *Smart Mater. Bull.* **2001**, *2001*, 7–10. [[CrossRef](#)]
38. Kota, S.; Hetrick, J.A.; Osborn, R.; Paul, D.; Pendleton, E.; Flick, P.; Tilmann, C. Design and Application of Compliant Mechanisms for Morphing Aircraft Structures. In *Smart Structures and Materials 2003: Industrial and Commercial Applications of Smart Structures Technologies*; International Society for Optics and Photonics: Bellingham, WA, USA, 2003.
39. Shili, L.; Wenjie, G.; Shujun, L. Optimal Design of Compliant Trailing Edge for Shape Changing. *Chin. J. Aeronaut.* **2008**, *21*, 187–192. [[CrossRef](#)]
40. Castaignet, D.; Barlas, T.K.; Buhl, T.; Poulsen, N.K.; Wedel-Heinen, J.J.; Olesen, N.A.; Bak, C.; Kim, T. Full-scale test of trailing edge flaps on a Vestas V27 wind turbine: Active load reduction and system identification. *Wind Energy* **2013**, *17*, 549–564. [[CrossRef](#)]
41. van Dam, C.P.; Chow, R.; Zayas, J.R.; Berg, E.D. Computational Investigations of Small Deploying Tabs and Flaps for Aerodynamic Load Control. *J. Phys. Conf. Ser.* **2007**, *75*, 012027. [[CrossRef](#)]
42. Chow, R.; van Dam, C.P. On the temporal response of active load control devices. *Wind. Energy Int. J. Prog. Appl. Wind Power Convers. Technol.* **2010**, *13*, 135–149. [[CrossRef](#)]
43. Yen, D.; van Dam, C.; Braeuchle, F.; Smith, R.; Collins, S. Active load control and lift enhancement using MEM translational tabs. In Proceedings of the Fluids 2000 Conference and Exhibit; American Institute of Aeronautics and Astronautics, Denver, CO, USA, 19–22 June 2000.
44. Yen, D.; van Dam, C.; Smith, R.; Collins, S. Active load control for wind turbine blades using MEM translational tabs. In Proceedings of the 20th 2001 ASME Wind Energy Symposium; American Institute of Aeronautics and Astronautics (AIAA), Reno, NV, USA, 11–14 January 2001.
45. Chow, R.; van Dam, C. Computational investigations of deploying load control microtabs on a wind turbine airfoil. In Proceedings of the 45th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, NV, USA, 8–11 January 2007.
46. Mayda, E.; van Dam, C.; Nakafuji, D. Computational investigation of finite width microtabs for aerodynamic load control. In Proceedings of the 43rd AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, NV, USA, 10–13 January 2005.
47. Johnson, S.J.; Baker, J.P.; van Dam, C.P.; Berg, D. An overview of active load control techniques for wind turbines with an emphasis on microtabs. *Wind. Energy Int. J. Prog. Appl. Wind Power Convers. Technol.* **2010**, *13*, 239–253. [[CrossRef](#)]
48. Selig, M.S.; McGranahan, B.D. Wind tunnel aerodynamic tests of six airfoils for use on small wind turbines. In Proceedings of the 42nd AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, NV, USA, 5–8 January 2004.

49. Bieniawski, S.; Kroo, I. Flutter Suppression Using Micro-Trailing Edge Effectors. In Proceedings of the 44th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference, Norfolk, Virginia, 7–10 April 2003.
50. Lee, H.T.; Bieniawski, S.R.; Kroo, I.M. Miniature Trailing Edge Effector for Aerodynamic Control. U.S. Patent 7,410,133, 12 August 2008.
51. Lee, H.-T.; Kroo, I. Computational Investigation of Airfoils with Miniature Trailing Edge Control Surfaces. In Proceedings of the 42nd AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, NV, USA, 5–8 January 2004.
52. Kroo, I. Aerodynamic concepts for future aircraft. In Proceedings of the 30th Fluid Dynamics Conference, Norfolk, VA, USA, 28 June–1 July 1999.
53. Maughmer, M.; Lesieutre, G.; Koopmann, G. *Miniature Trailing-Edge Effectors for Rotorcraft Applications*; Rotorcraft Center of Excellence, Department of Aerospace Engineering, The Pennsylvania State University: State College, PA, USA, 2003.
54. Bieniawski, S.; Kroo, I.; Wolpert, D. Flight Control with Distributed Effectors. In Proceedings of the AIAA Guidance, Navigation, and Control Conference and Exhibit, San Francisco, CA, USA, 15–18 August 2005.
55. Hsiao, F.-B.; Liu, C.-F.; Shyu, J.-Y. Control of wall-separated flow by internal acoustic excitation. *Aiaa J.* **1990**, *28*, 1440–1446. [[CrossRef](#)]
56. Ahuja, K.; Burrin, R. Control of flow separation by sound. In Proceedings of the 9th Aeroacoustics Conference, Williamsburg, VA, USA, 10–15 October 1984.
57. Yarusevych, S.; Sullivan, P.E.; Kawall, J.G. Effect of Acoustic Excitation Amplitude on Airfoil Boundary Layer and Wake Development. *Aiaa J.* **2007**, *45*, 760–771. [[CrossRef](#)]
58. Zaman, K.B.M.Q.; Bar-Sever, A.; Mangalam, S.M. Effect of acoustic excitation on the flow over a low-*Re* airfoil. *J. Fluid Mech.* **1987**, *182*, 127–148. [[CrossRef](#)]
59. James, R.D.; Jacobs, J.W.; Glezer, A. A round turbulent jet produced by an oscillating diaphragm. *Phys. Fluids* **1996**, *8*, 2484–2495. [[CrossRef](#)]
60. Glezer, A.; Amitay, M. Synthetic jets. *Annu. Rev. Fluid Mech.* **2002**, *34*, 503–529. [[CrossRef](#)]
61. Maldonado, V.; Farnsworth, J.; Gressick, W.; Amitay, M. Active control of flow separation and structural vibrations of wind turbine blades. *Wind. Energy Int. J. Prog. Appl. Wind Power Convers. Technol.* **2010**, *13*, 221–237. [[CrossRef](#)]
62. Maldonado, V.; Boucher, M.; Ostman, R.; Amitay, M. Active Vibration Control of a Wind Turbine Blade Using Synthetic Jets. *Int. J. Flow Control* **2009**, *1*, 227–238. [[CrossRef](#)]
63. Amitay, M.; Honohan, A.; Trautman, M.; Glezer, A. Modification of the aerodynamic characteristics of bluff bodies using fluidic actuators. In Proceedings of the 28th Fluid Dynamics Conference, Snowmass Village, CO, USA, 29 June–2 July 1997.
64. Taylor, H.D. *The Elimination of Diffuser Separation by Vortex Generators*; Technical Report No. 1947; United Aircraft Corporation: East Hartford, CT, USA, 2012; p. 3.
65. Osborn, R.F.; Kota, S.; Hetrick, J.A.; Geister, D.E.; Tilmann, C.P.; Joo, J. Active Flow Control Using High-Frequency Compliant Structures. *J. Aircr.* **2004**, *41*, 603–609. [[CrossRef](#)]
66. Gao, L.; Zhang, H.; Liu, Y.; Han, S. Effects of vortex generators on a blunt trailing-edge airfoil for wind turbines. *Renew. Energy* **2015**, *76*, 303–311. [[CrossRef](#)]
67. Kundu, P.; Sarkar, A.; Nagarajan, V. Improvement of performance of S1210 hydrofoil with vortex generators and modified trailing edge. *Renew. Energy* **2019**, *142*, 643–657. [[CrossRef](#)]
68. Lee, H.M.; Kwon, O.J. Numerical Simulation of Horizontal Axis Wind Turbines with Vortex Generators. *Int. J. Aeronaut. Space Sci.* **2019**, *20*, 325–334. [[CrossRef](#)]
69. Afjeh, A.A.; Keith, T.G.; Fateh, A. Predicted aerodynamic performance of a horizontal-axis wind turbine equipped with vortex generators. *J. Wind. Eng. Ind. Aerodyn.* **1990**, *33*, 515–529. [[CrossRef](#)]
70. Storms, B.L.; Jang, C.S. Lift enhancement of an airfoil using a Gurney flap and vortex generators. *J. Aircr.* **1994**, *31*, 542–547. [[CrossRef](#)]
71. Zhang, L.; Li, X.; Li, S.; Bai, J.; Xu, J. Unstable aerodynamic performance of a very thick wind turbine airfoil CAS-W1-450. *Renew. Energy* **2019**, *132*, 1112–1120. [[CrossRef](#)]
72. Fuglsang, P.; Bak, C. Development of the Risø Wind Turbine Airfoils. *Wind. Energy Int. J. Prog. Appl. Wind Power Convers. Technol.* **2004**, *7*, 145–162. [[CrossRef](#)]
73. Mueller-Vahl, H.; Pechlivanoglou, G.; Nayeri, C.N.; Paschereit, C.O. Vortex generators for wind turbine blades: A combined wind tunnel and wind turbine parametric study. In Proceedings of the ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference and Exposition, American Society of Mechanical Engineers, Copenhagen, Denmark, 11–15 June 2012.
74. Wallis, R. *A Preliminary Note on a Modified Type of Air Jet for Boundary Layer Control*; Ministry of Aviation, Aeronautical Research Council: Melbourne, Australia, 1960.
75. Wallis, R. *The Use of Air Jets for Boundary Layer Control*; Aeronautical Research Labs: Melbourne, Australia, 1952.
76. Johnston, J.P.; Nishi, M. Vortex generator jets—Means for flow separation control. *Aiaa J.* **1990**, *28*, 989–994. [[CrossRef](#)]
77. Bons, J.P.; Sondergaard, R.; Rivir, R.B. Turbine separation control using pulsed vortex generator jets. In Proceedings of the ASME Turbo Expo 2000: Power for Land, Sea, and Air, American Society of Mechanical Engineers, Munich, Germany, 8–11 May 2000.
78. Shun, S.; Ahmed, N.A. Airfoil Separation Control Using Multiple-Orifice Air-Jet Vortex Generators. *J. Aircr.* **2011**, *48*, 2164–2169. [[CrossRef](#)]



79. Lin, J. Control of turbulent boundary-layer separation using micro-vortex generators. In Proceedings of the 30th Fluid Dynamics Conference, Norfolk, VA, USA, 28 June–1 July 1999.
80. Liu, C.; Li, Y.; Cooney, J.A.; Fine, N.E.; Rotea, M.A. NREL Fast Modeling for Blade Load Control with Plasma Actuators. In Proceedings of the 2018 IEEE Conference on Control Technology and Applications (CCTA), Copenhagen, Denmark, 21–24 August 2018.
81. Moreau, E. Airflow control by non-thermal plasma actuators. *J. Phys. D Appl. Phys.* **2007**, *40*, 605–636. [[CrossRef](#)]
82. Robinson, M. Movement of air in the electric wind of the corona discharge. *Trans. Am. Inst. Electr. Eng. Part I Commun. Electron.* **1961**, *80*, 143–150. [[CrossRef](#)]
83. Bartnikas, R. *Engineering Dielectrics Volume I Corona Measurement and Interpretation*; ASTM International: West Conshohocken, PA, USA, 1979.
84. Messanelli, F.; Belan, M. A comparison between corona and DBD plasma actuators for separation control on an airfoil. In Proceedings of the 55th AIAA Aerospace Sciences Meeting, Grapevine, TX, USA, 9–13 January 2017.
85. Léger, L.; Moreau, E.; Artana, G.; Touchard, G. Influence of a DC corona discharge on the airflow along an inclined flat plate. *J. Electrostat.* **2001**, *51*, 300–306. [[CrossRef](#)]
86. Magnier, P.; Hong, D.; Leroy-Chesneau, A.; Bauchire, J.-M.; Hureau, J. Control of separated flows with the ionic wind generated by a DC corona discharge. *Exp. Fluids* **2007**, *42*, 815–825. [[CrossRef](#)]
87. Moreau, E.; Léger, L.; Touchard, G. Effect of a DC surface-corona discharge on a flat plate boundary layer for air flow velocity up to 25 m/s. *J. Electrostat.* **2006**, *64*, 215–225. [[CrossRef](#)]
88. Messanelli, F.; Frigerio, E.; Tescaroli, E.; Belan, M. Flow separation control by pulsed corona actuators. *Exp. Ther. Fluid Sci.* **2019**, *105*, 123–135. [[CrossRef](#)]
89. Labergue, A.; Moreau, E.; Touchard, G. A parametric study of surface corona discharge along an insulating flat plate in atmospheric pressure. In *CEIDP'05, 2005 Annual Report Conference on Electrical Insulation and Dielectric Phenomena*; Institute of Electrical and Electronics Engineers (IEEE): Piscataway, NJ, USA, 2005.
90. Jolibois, J.; Moreau, E. Enhancement of the Electromechanical Performances of a Single Dielectric Barrier Discharge Actuator. *IEEE Trans. Dielectr. Electr. Insul.* **2009**, *16*, 758–767. [[CrossRef](#)]
91. van Dyken, R.; McLaughlin, T.; Enloe, C. Parametric investigations of a single dielectric barrier plasma actuator. In Proceedings of the 42nd AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, NV, USA, 5–8 January 2004.
92. Seth, U.; Traoré, P.; Duran-Olivencia, F.; Moreau, E.; Vazquez, A.P. Parametric study of a DBD plasma actuation based on the Suzen-Huang model. *J. Electrostat.* **2018**, *93*, 1–9. [[CrossRef](#)]
93. Taleghani, A.S.; Shadaram, A.; Mirzaei, M.; Abdollahipour, S. Parametric study of a plasma actuator at unsteady actuation by measurements of the induced flow velocity for flow control. *J. Braz. Soc. Mech. Sci. Eng.* **2018**, *40*, 173. [[CrossRef](#)]
94. Lobitz, D.W.; Veers, P.S. Load Mitigation with Bending/Twist-coupled Blades on Rotors using Modern Control Strategies. *Wind Energy Int. J. Prog. Appl. Wind Power Convers. Technol.* **2003**, *6*, 105–117. [[CrossRef](#)]
95. Pern, N.; Jacob, J.; Lebeau, R. Characterization of zero mass flux flow control for separation control of an adaptive airfoil. In Proceedings of the 3rd AIAA Flow Control Conference, San Francisco, CA, USA, 5–8 June 2006.
96. Sinha, S.K. System for Efficient Control of Flow Separation Using a Driven Flexible Wall. U.S. Patent No. 5,961,080, 5 October 1999.
97. Mangla, N.; Sinha, S. Controlling dynamic stall with an active flexible wall. In Proceedings of the 2nd AIAA Flow Control Conference, Portland, OR, USA, 28 June–1 July 2004.
98. Lackner, M.A.; Rotea, M.A. Passive structural control of offshore wind turbines. *Wind Energy* **2011**, *14*, 373–388. [[CrossRef](#)]
99. Singh, M.P.; Matheu, E.E.; Suarez, L.E. Active and semi-active control of structures under seismic excitation. *Earthq. Eng. Struct. Dyn.* **1997**, *26*, 193–213. [[CrossRef](#)]
100. Murtagh, P.J.; Ghosh, A.; Basu, B.; Broderick, B.M. Passive control of wind turbine vibrations including blade/tower interaction and rotationally sampled turbulence. *Wind Energy* **2008**, *11*, 305–317. [[CrossRef](#)]
101. Stewart, G.; Lackner, M. Offshore Wind Turbine Load Reduction Employing Optimal Passive Tuned Mass Damping Systems. *Ieee Trans. Control. Syst. Technol.* **2013**, *21*, 1090–1104. [[CrossRef](#)]
102. Si, Y.; Karimi, H.R.; Gao, H. Modelling and optimization of a passive structural control design for a spar-type floating wind turbine. *Eng. Struct.* **2014**, *69*, 168–182. [[CrossRef](#)]
103. Schulze, A.; Zierath, J.; Rosenow, S.-E.; Bockhahn, R.; Rachholz, R.; Woernle, C. Passive structural control techniques for a 3 MW wind turbine prototype. *J. Phys. Conf. Ser.* **2018**, *1037*, 042024. [[CrossRef](#)]
104. Dinh, V.-N.; Basu, B. Passive control of floating offshore wind turbine nacelle and spar vibrations by multiple tuned mass dampers. *Struct. Control Health Monit.* **2014**, *22*, 152–176. [[CrossRef](#)]
105. Fitzgerald, B.; Basu, B.; Nielsen, S.R.K. Active tuned mass dampers for control of in-plane vibrations of wind turbine blades. *Struct. Control Health Monit.* **2013**, *20*, 1377–1396. [[CrossRef](#)]
106. Cong, C. Using active tuned mass dampers with constrained stroke to simultaneously control vibrations in wind turbine blades and tower. *Adv. Struct. Eng.* **2019**, *22*, 1544–1553. [[CrossRef](#)]
107. Lackner, M.A.; Rotea, M.A. Structural control of floating wind turbines. *Mechatronics* **2011**, *21*, 704–719. [[CrossRef](#)]

108. Fitzgerald, B.; Basu, B. Cable connected active tuned mass dampers for control of in-plane vibrations of wind turbine blades. *J. Sound Vib.* **2014**, *333*, 5980–6004. [[CrossRef](#)]
109. Carcangiu, C.E.; Pineda, I.; Fischer, T.; Kuhnle, B.; Scheu, M.; Martin, M. Wind turbine structural damping control for tower load reduction. In *Civil Engineering Topics*; Springer: Berlin/Heidelberg, Germany, 2011; Volume 4, pp. 141–153.
110. Arrigan, J.; Pakrashi, V.; Basu, B.; Nagarajaiah, S. Control of flapwise vibrations in wind turbine blades using semi-active tuned mass dampers. *Struct. Control Health Monit.* **2011**, *18*, 840–851. [[CrossRef](#)]
111. Huang, C.; Arrigan, J.; Nagarajaiah, S.; Basu, B. Semi-active algorithm for edgewise vibration control in floating wind turbine blades. In *Earth and Space 2010: Engineering, Science, Construction, and Operations in Challenging Environments*; ASCE: Reston, VA, USA, 2010; pp. 2097–2110.
112. Fujino, Y.; Sun, L.M. Vibration Control by Multiple Tuned Liquid Dampers (MTLDs). *J. Struct. Eng.* **1993**, *119*, 3482–3502. [[CrossRef](#)]
113. Jaksic, V.; Wright, C.S.; Murphy, J.; Afeef, C.; Ali, S.F.; Mandic, D.P.; Pakrashi, V. Dynamic response mitigation of floating wind turbine platforms using tuned liquid column dampers. *Philos. Trans. R. Soc. A Math. Phys. Eng. Sci.* **2015**, *373*, 20140079. [[CrossRef](#)]
114. Colwell, S.; Basu, B. Tuned liquid column dampers in offshore wind turbines for structural control. *Eng. Struct.* **2009**, *31*, 358–368. [[CrossRef](#)]
115. Lee, H.; Wong, S.-H.; Lee, R.-S. Response mitigation on the offshore floating platform system with tuned liquid column damper. *Ocean Eng.* **2006**, *33*, 1118–1142. [[CrossRef](#)]
116. Zhang, Z.; Basu, B.; Nielsen, S.R.K. Tuned liquid column dampers for mitigation of edgewise vibrations in rotating wind turbine blades. *Struct. Control Health Monit.* **2015**, *22*, 500–517. [[CrossRef](#)]
117. Yalla, S.K.; Kareem, A.; Kantor, J.C. Semi-active tuned liquid column dampers for vibration control of structures. *Eng. Struct.* **2001**, *23*, 1469–1479. [[CrossRef](#)]
118. Fujino, Y.; Sun, L.; Pacheco, B.M.; Chaiseri, P. Tuned Liquid Damper (TLD) for Suppressing Horizontal Motion of Structures. *J. Eng. Mech.* **1992**, *118*, 2017–2030. [[CrossRef](#)]
119. Tong, X.; Zhao, X.; Karcianas, A. Passive vibration control of an offshore floating hydrostatic wind turbine model. *Wind Energy* **2018**, *21*, 697–714. [[CrossRef](#)]
120. Chen, J.; Zhan, G.; Zhao, Y. Application of spherical tuned liquid damper in vibration control of wind turbine due to earthquake excitations. *Struct. Des. Tall Spéc. Build.* **2016**, *25*, 431–443. [[CrossRef](#)]
121. Chen, J.-L.; Georgakis, C.T. Spherical tuned liquid damper for vibration control in wind turbines. *J. Vib. Control.* **2013**, *21*, 1875–1885. [[CrossRef](#)]
122. Zhang, X.; Zhang, R.; Xu, Y. Analysis on control of flow-induced vibration by tuned liquid damper with crossed tube-like containers. *J. Wind Eng. Ind. Aerodyn.* **1993**, *50*, 351–360. [[CrossRef](#)]
123. Roderick, C. Vibration Reduction of Offshore Wind Turbines Using Tuned Liquid Column Dampers. Master's Thesis, University of Massachusetts Amherst, Amherst, MA, USA, 2012.
124. Martynowicz, P.; Szydło, Z. Wind turbine's tower-nacelle model with magnetorheological tuned vibration absorber. In Proceedings of the 14th International Carpathian Control Conference (ICCC), Rytro, Poland, 26–29 May 2013.
125. Martynowicz, P. Vibration control of wind turbine tower-nacelle model with magnetorheological tuned vibration absorber. *J. Vib. Control* **2015**, *23*, 3468–3489. [[CrossRef](#)]
126. Martynowicz, P. Control of a magnetorheological tuned vibration absorber for wind turbine application utilising the refined force tracking algorithm. *J. Low Freq. Noise Vib. Act. Control.* **2017**, *36*, 339–353. [[CrossRef](#)]
127. Caterino, N. Semi-active control of a wind turbine via magnetorheological dampers. *J. Sound Vib.* **2015**, *345*, 1–17. [[CrossRef](#)]
128. Sarkar, S.; Chakraborty, A. Optimal design of semiactive MR-TLCD for along-wind vibration control of horizontal axis wind turbine tower. *Struct. Control Health Monit.* **2018**, *25*, e2083. [[CrossRef](#)]
129. Delaunay, D. *Contrôle des Vibrations par Amortisseur Semi-Actif*; Université du Québec à Rimouski: Rimouski, QC, Canada, 2018.
130. Gourgue, D. *Étude et Contrôle des Systèmes Flexibles par Amortissement Variable*; Université du Québec à Rimouski: Rimouski, QC, Canada, 2016.
131. Bolat, F.Ç.; Sivrioğlu, S. Active Vibration Suppression of a Flexible Blade Element Using Magnetorheological Layer Patch-Electromagnetic Actuator. *Turk. J. Electromech. Energy* **2018**, *3*, 3–11.
132. Spencer, B., Jr.; Dyke, S.J.; Sain, M.K.; Carlson, J. Phenomenological model for magnetorheological dampers. *J. Eng. Mech.* **1997**, *123*, 230–238. [[CrossRef](#)]
133. Chen, J.; Yuan, C.; Li, J.; Xu, Q. Semi-active fuzzy control of edgewise vibrations in wind turbine blades under extreme wind. *J. Wind Eng. Ind. Aerodyn.* **2015**, *147*, 251–261. [[CrossRef](#)]
134. Chen, J.; Georgakis, C.T. Tuned rolling-ball dampers for vibration control in wind turbines. *J. Sound Vib.* **2013**, *332*, 5271–5282. [[CrossRef](#)]
135. Zhang, Z.; Li, J.; Nielsen, S.R.; Basu, B. Mitigation of edgewise vibrations in wind turbine blades by means of roller dampers. *J. Sound Vib.* **2014**, *333*, 5283–5298. [[CrossRef](#)]
136. Guimarães, P.V.B.; De Moraes, M.V.G.; Avila, S.M. Tuned Mass Damper Inverted Pendulum to Reduce Offshore Wind Turbine Vibrations. In *Vibration Engineering and Technology of Machinery*; Springer: Berlin/Heidelberg, Germany, 2015; pp. 379–388.

137. Sun, C.; Jahangiri, V. Bi-directional vibration control of offshore wind turbines using a 3D pendulum tuned mass damper. *Mech. Syst. Signal Process.* **2018**, *105*, 338–360. [[CrossRef](#)]
138. Sun, C.; Jahangiri, V. Fatigue damage mitigation of offshore wind turbines under real wind and wave conditions. *Eng. Struct.* **2019**, *178*, 472–483. [[CrossRef](#)]
139. Staino, A.; Basu, B.; Nielsen, S. Actuator control of edgewise vibrations in wind turbine blades. *J. Sound Vib.* **2012**, *331*, 1233–1256. [[CrossRef](#)]
140. Staino, A.; Basu, B. Dynamics and control of vibrations in wind turbines with variable rotor speed. *Eng. Struct.* **2013**, *56*, 58–67. [[CrossRef](#)]
141. Tao, W.; Basu, B.; Li, J. Reliability analysis of active tendon-controlled wind turbines by a computationally efficient wavelet-based probability density evolution method. *Struct. Control Health Monit.* **2018**, *25*, e2078. [[CrossRef](#)]
142. Staino, A.; Basu, B. Emerging trends in vibration control of wind turbines: A focus on a dual control strategy. *Philos. Trans. R. Soc. A Math. Phys. Eng. Sci.* **2015**, *373*, 20140069. [[CrossRef](#)] [[PubMed](#)]
143. Moheimani, S.O.R.; Fleming, A.J. *Piezoelectric Transducers for Vibration Control and Damping*; Springer Science & Business Media: Berlin/Heidelberg, Germany, 2006.
144. Liu, T. Classical Flutter and Active Control of Wind Turbine Blade Based on Piezoelectric Actuation. *Shock. Vib.* **2015**, *2015*, 292368. [[CrossRef](#)]
145. Qiao, Y.-H.; Han, J.; Zhang, C.-Y.; Chen, J.-P.; Yi, K.-C. Finite Element Analysis and Vibration Suppression Control of Smart Wind Turbine Blade. *Appl. Compos. Mater.* **2011**, *19*, 747–754. [[CrossRef](#)]
146. Jamadar, V.M.; Rade, K.A.; Kanase, S.S.; Suryawanshi, A.A. Vibration Energy Harvesting From Power Producing Devices. Available online: <http://www.ripublication.com/Volume/ijamev8n2.htm> (accessed on 22 May 2020).
147. Abdelrahman, W.G.; Al-Garni, A.Z.; Abdelmaksoud, S.I.; Abdallah, A. Effect of Piezoelectric Patch Size and Material on Active Vibration Control of Wind Turbine Blades. *J. Vib. Eng. Technol.* **2018**, *6*, 155–161. [[CrossRef](#)]
148. Han, J.-H.; Lee, I. Optimal placement of piezoelectric sensors and actuators for vibration control of a composite plate using genetic algorithms. *Smart Mater. Struct.* **1999**, *8*, 257–267. [[CrossRef](#)]
149. Kumar, S.; Srivastava, R.; Srivastava, R. Active vibration control of smart piezo cantilever beam using pid controller. *Int. J. Res. Eng. Technol.* **2014**, *3*, 392–399.
150. Waghulde, K.B.; Sinha, B.; Patil, M.M.; Mishra, S. Vibration Control of Cantilever Smart Beam by Using Piezoelectric Actuators and Sensors 1. 2010. Available online: [https://www.researchgate.net/publication/50422344\\_Vibration\\_Control\\_of\\_Cantilever\\_Smart\\_Beam\\_by\\_using\\_Piezoelectric\\_Actuators\\_and\\_Sensors](https://www.researchgate.net/publication/50422344_Vibration_Control_of_Cantilever_Smart_Beam_by_using_Piezoelectric_Actuators_and_Sensors) (accessed on 22 May 2020).
151. Bin, L.; Yugang, L.; Xuegang, Y.; Shanglian, H. Maximal modal force rule for optimal placement of point piezoelectric actuators for plates. *J. Intell. Mater. Syst. Struct.* **2000**, *11*, 512–515.
152. Qiu, Z.-C.; Han, J.-D.; Zhang, X.-M.; Wang, Y.-C.; Wu, Z.-W. Active vibration control of a flexible beam using a non-collocated acceleration sensor and piezoelectric patch actuator. *J. Sound Vib.* **2009**, *326*, 438–455. [[CrossRef](#)]
153. Yang, S.M.; Jeng, A.C. Structural vibration suppression by concurrent piezoelectric sensor and actuator. *Smart Mater. Struct.* **1996**, *5*, 806–813. [[CrossRef](#)]
154. Ghasemi-Nejhad, M.N.; Pourjalali, S.; Uyema, M.; Yousefpour, A. Finite Element Method for Active Vibration Suppression of Smart Composite Structures using Piezoelectric Materials. *J. Thermoplast. Compos. Mater.* **2006**, *19*, 309–352. [[CrossRef](#)]
155. Devasia, S.; Meressi, T.; Paden, B.; Bayo, E. Piezoelectric actuator design for vibration suppression—Placement and sizing. *J. Guid. Control. Dyn.* **1993**, *16*, 859–864. [[CrossRef](#)]
156. Zhao, Y. Vibration suppression of a quadrilateral plate using hybrid piezoelectric circuits. *J. Vib. Control* **2010**, *16*, 701–720. [[CrossRef](#)]
157. Yang, S.; Bian, J. Vibration suppression experiments on composite laminated plates using an embedded piezoelectric sensor and actuator. *Smart Mater. Struct.* **1996**, *5*, 501. [[CrossRef](#)]
158. Nor, K.A.; Muthalif, A.G.; Wahid, A.N. Optimization in Active Vibration Control: Virtual Experimentation Using COMSOL Multiphysics-MATLAB Integration. In Proceedings of the 2014 5th International Conference on Intelligent Systems, Modelling and Simulation, Langkawi, Malaysia, 27–29 January 2014.
159. Labanie, F.M.; Ali, J.M.; Dawood, M.S. Optimal location of piezoelectric patches for active vibration control. In *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*; IOP Publishing: Bristol, UK, 2017.
160. Gupta, V.; Sharma, M.; Thakur, N. Optimization criteria for optimal placement of piezoelectric sensors and actuators on a smart structure: A technical review. *J. Intell. Mater. Syst. Struct.* **2010**, *21*, 1227–1243. [[CrossRef](#)]
161. Caruso, G.; Galeani, S.; Menini, L. Active vibration control of an elastic plate using multiple piezoelectric sensors and actuators. *Simul. Model. Pract. Theory* **2003**, *11*, 403–419. [[CrossRef](#)]
162. Chandrashekhara, K.; Agarwal, A. Active vibration control of laminated composite plates using piezoelectric devices: A finite element approach. *J. Intell. Mater. Syst. Struct.* **1993**, *4*, 496–508. [[CrossRef](#)]
163. He, X.; Ng, T.; Sivashanker, S.; Liew, K. Active control of FGM plates with integrated piezoelectric sensors and actuators. *Int. J. Solids Struct.* **2001**, *38*, 1641–1655. [[CrossRef](#)]
164. Kumar, R.K.; Narayanan, S. Active vibration control of beams with optimal placement of piezoelectric sensor/actuator pairs. *Smart Mater. Struct.* **2008**, *17*, 055008. [[CrossRef](#)]

- 
165. Qiu, Z.-C.; Zhang, X.-M.; Wu, H.-X.; Zhang, H.-H. Optimal placement and active vibration control for piezoelectric smart flexible cantilever plate. *J. Sound Vib.* **2007**, *301*, 521–543. [[CrossRef](#)]
  166. Bruant, I.; Gallimard, L.; Nikoukar, S. Optimal piezoelectric actuator and sensor location for active vibration control, using genetic algorithm. *J. Sound Vib.* **2010**, *329*, 1615–1635. [[CrossRef](#)]

**ANNEXE II**  
**ARTICLE SUR LE CONTROLE DE VIBRATIONS**

Article

# Optimized Active Control of a Smart Cantilever Beam Using Genetic Algorithm

Ali Awada <sup>1,\*</sup>, Rafic Younes <sup>2</sup> and Adrian Ilinca <sup>1</sup>

<sup>1</sup> Department of Mathematics, Computer Science and Engineering, University of Quebec at Rimouski, Rimouski, QC G5L 3A1, Canada; adrian\_ilinca@uqar.ca

<sup>2</sup> Faculty of Engineering, Lebanese University, Hadath, Beirut P.O. Box 6573/14, Lebanon; raficyounes@gmail.com

\* Correspondence: ali.awada@uqar.ca

**Abstract:** Vibration is one of the most dangerous phenomena that happens to a structure. It leads to premature fatigue and eventually failure, with potentially fatal consequences. A smart structure is an excellent solution to this problem; it adds an actuator, a sensor, and an appropriate control law to the system to reduce/eliminate the vibration. This study developed a complete analytical model for a cantilever beam with a collocated PZT sensor/actuator pair. First, we used a coupling of a collocated PZT sensor and an actuator to measure and control vibration levels based on a PID control law considering the physical constraints associated with PZT operation as the voltage level of the actuator. Next, the damping coefficient of the structure was determined by using genetic algorithms best fit to satisfy specific vibration conditions. Finally, we conducted a complete optimization for sensor/actuator position and PID parameters, using genetic algorithms. Thus, this paper gives a thorough understanding of the potential vibration control of the cantilever beam.

**Keywords:** vibration control; piezoelectric material; genetic algorithm; optimization; analytical model



**Citation:** Awada, A.; Younes, R.; Ilinca, A. Optimized Active Control of a Smart Cantilever Beam Using Genetic Algorithm. *Designs* **2022**, *6*, 36. <https://doi.org/10.3390/designs6020036>

Academic Editors: Hamid Reza Karimi and Tian Syung Lan

Received: 27 January 2022

Accepted: 7 March 2022

Published: 2 April 2022

**Publisher's Note:** MDPI stays neutral with regard to jurisdictional claims in published maps and institutional affiliations.



**Copyright:** © 2022 by the authors. Licensee MDPI, Basel, Switzerland. This article is an open access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution (CC BY) license (<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>).

## 1. Introduction

Even though vibration can be helpful in some applications, and we can harvest energy from it, as shown by Jamadar et al. in Reference [1], vibration is, in most cases, harmful to structures. It can lead to high cycle fatigue failure; internal rubs, especially in rotating machines; decreased productivity; and fastener loss, which is a significant concern in high-performance machinery [2]. Crawley et al. [3] and Bailey et al. [4] introduced vibration control of structures by using a piezoelectric material in the mid-1980s. Subsequently, a lot of research addressed this subject. The concept of vibration control using Piezoelectric material transforms the structure into a smart one which usually consists of four major components: an actuator, a sensor, a controller, and the structure itself [5]. Piezoelectric material is widely used for its fast response time, low weight, relatively low cost, low power consumption, easy fabrication, design flexibility, and generation of no magnetic field while converting electrical energy to mechanical one [5–7]. Moreover, these materials can be used as actuators/sensors in several forms: surface bonded patches, embedded patches, distributed layer, cylindrical stacks, screen printed layer, etc. [6]. A crucial criterion to consider for vibration control is the choice of the control law and the placement of the actuators/sensors. In the literature, a lot of research has been conducted around the first criterion, and several control laws were studied, such as direct proportional feedback control, constant negative velocity feedback, Linear Quadratic Gaussian (LQG), Linear Quadratic Regulator (LQR), Proportional Integral Derivative (PID), sliding mode, and  $H_2$ , as detailed in Reference [8]. Kumar et al. [9] studied the direct proportional position feedback control law, the constant gain negative velocity feedback control, and the LQR optimal control. He shows that the constant gain negative velocity feedback control is more



effective than the direct proportional position feedback control. Chandrashekhara et al. [10] reached similar conclusions.

Moreover, Kumar has shown that the LQR control offers an effective control by using lower actuator voltages than the negative velocity feedback. Qui et al. [11] showed that a combined position feedback control (PPF) with a proportional derivative (PD) control can be effective in vibration suppression, especially for small-vibration amplitude. Yang et al. [7] showed the effectiveness of the velocity feedback control in vibration suppression of a composite laminated plate with different fiber orientations, using an embedded PZT actuator/sensor.

In addition, He et al. [12] proved the effectiveness of the constant velocity feedback control law in attenuating the vibration amplitude of functionally graded material (FGM) plates. Waghulde et al. [5] showed that the LQG control law can reduce 30% of a smart cantilever beam's first mode vibration response. LQR is widely used [13–16] because of its capability to stabilize the closed-loop system and allow the user to define weights on inputs and states [13]. Zhao et al. [14] tested a hybrid control consisting of a passive shunt circuit with an LQR controller and has shown better vibration attenuation. Lee et al. [17] applied the LQR controller to a system of laminated composite stiffener with PZT layers at the top and bottom. They searched the optimal position of the stiffener. Abdelrahman et al. [16] studied the effect of the size and material of PZT on vibration control. Using an LQR controller gave considerable vibration reduction in settling time and the actuation force. PID controller has also been widely used, and its effectiveness in vibration reduction has been proven [11,18,19]. Khot et al. [20] used the PID controller based on output feedback to compare the full and reduced model of a beam, and a good agreement was shown.

On the other hand, Qui et al. [21] proposed a sliding mode controller based on acceleration sensor control strategy. They have shown that this controller, along with proportional feedback control, can effectively reduce the first and second bending modes of vibration. Furthermore, Rodriguez et al. [22] confirmed the effectiveness and robustness of sliding control law to uncertainties and noise. Finally, Caruso et al. [23] proposed using multiple pairs of actuators/sensors along with an appropriate  $H_2$  control strategy designed on a model with three vibration modes. The controller has shown high performance in vibration reduction of the clamped plate taken into consideration.

The other criterion mentioned above, the placement of the actuator/sensor, has been widely studied in the literature. Actuators should be placed in appropriate locations to excite the desired modes to control effectively [3], as performed in a study by Botta et al. [24] wherein the positions of the actuators were optimized to control each of the first five modes of vibration and combined modes of vibration. A bad positioning for the actuator and sensors leads to non-effective vibration control, and in some cases, more excitation of the spillover effect. The spillover effect comes from the fact that only the first few low-frequency modes are considered when modeling a system for vibration, and the high-frequency modes (residual modes) are treated as uncertainties. In this case, the state feedback based on the reduced model may destabilize the residual modes, as many controlled structures are lightly damped [25]. Gupta et al. [6] presented five criteria for the optimal placement of piezoelectric sensors and actuators: maximizing modal forces/moments applied to the structure by the PZT actuators, maximizing the deflection of the structure, minimizing the control energy utilized by the actuators, maximizing the degree of controllability, maximizing the degree of observability, and minimizing the effects of spillover.

Several papers have studied the optimal placement of the actuator/sensor. For example, Qui et al. [11] used an  $H_2$  norm to maximize the plate's controllability and observability. As a result, the actuator/sensor pair's best placement for suppressing the bending modal vibration turns out to be the root of the plate; instead, for suppressing torsional vibration, the pair should be placed at the tip of the plate. The genetic algorithm was also used to study the optimal placement in References [15,26,27]. The main objective was to maximize controllability and observability and reduce the spillover effect.

In the subsequent sections, we use a couple of collocated PZT sensor and actuator to measure and control vibration levels of the damped beam based on a PID control law. In this model, we consider the physical constraints associated with PZT operation as the voltage level of the actuator. Next, the damping coefficient of the structure is determined by using genetic algorithms best fit to satisfy specific vibration conditions. Finally, we conducted a complete optimization for sensor/actuator position and PID parameters, using genetic algorithms.

The novelty of this paper resides in a thorough analysis of the beam’s vibration control and the insertion of the actuator’s physical constraints in the derivation of motion’s analytical equation, which is very important to achieve a more realistic system representation. In addition, it can improve the vibration control of the structure, since it allows us to take better advantage of the actuator by applying the best voltage without damaging it. Moreover, the use of the genetic algorithm helps optimize the vibration control by determining the actuator’s best position and the PID controller parameters.

### 2. Analytical Model for Damped Cantilevered Beam Controlled with PZT Actuator

Obtaining a dynamic system model is very important during structural vibration control systems analysis. There are three standard techniques for procuring models of flexible structures [28]: The first is the finite element analysis, which is an approximate method giving a high-order spatially discrete system. This method was widely used in the literature to obtain a model for a cantilevered structure with a PZT actuator/sensor. The second technique is system identification, which uses experimental data to identify composite structural and piezoelectric model parameters. The third one is the analytical model, which uses the modal approach to obtain and solve the partial differential equation of the system.

Figure 1 shows a schematic of the controlled damped cantilever beam used to build the analytical model. As shown in Figure 1, we have a beam with a pair of PZT patches fixed in position  $x_1$ . One acts as an actuator at the beam’s top, and the second, fixed at the bottom, acts as a sensor. Moreover, an initial load,  $P$ , is applied to the tip of the beam.

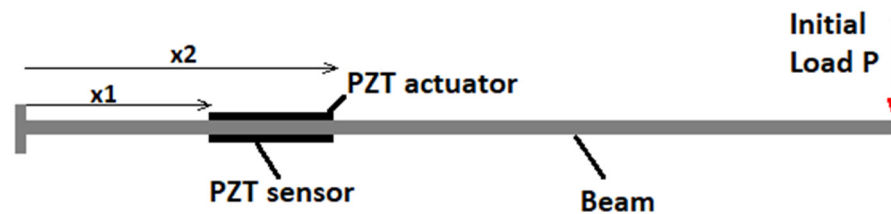


Figure 1. Schematic of the cantilevered beam with PZT actuator/sensor pair.

In this study, we did not consider the beam’s mass-induced deformation. The partial differential equation describing the system of a cantilever beam with the pair of sensor/actuator is as follows [28]:

$$E_b I_b \frac{\partial^4 \omega(x, t)}{\partial x^4} + \rho_b A_b \frac{\partial^2 \omega(x, t)}{\partial t^2} + c_b \frac{\partial \omega(x, t)}{\partial t} = M_a \left( \frac{\partial \delta}{\partial x(x-x_2)} - \frac{\partial \delta}{\partial x(x-x_1)} \right) \quad (1)$$

where  $M_a$  is the moment applied by the PZT actuator,  $\delta$  is the Dirac function,  $c_b$  is the damping coefficient of the beam, and  $x_1$  and  $x_2$  are the coordinates of the PZT actuator.

Appendix A explains, in detail, the different terms of the partial differential equation of the system (1).

The moment applied by the PZT actuator can be defined as follows [13]:

$$M_a = -E_a \cdot b_a \cdot d_{31} \cdot \left( \frac{h_b + h_a}{2} \right) \cdot \frac{I_b}{I_{eq}} V_a = K^* \cdot \frac{I_b}{I_{eq}} \cdot V_a = K_a \cdot V_a \quad (2)$$



where  $E_a$ ,  $b_a$ ,  $d_{31}$ ,  $h_b$ ,  $h_a$ ,  $V_a$ ,  $I_b$ , and  $I_{eq}$  represent, respectively, Young’s modulus of the PZT actuator, the width of the actuator, the piezoelectric strain constant, beam height, PZT actuator height, applied actuator voltage, the moment of inertia of the beam, and the equivalent moment of inertia of the beam with the PZT pair of actuator/sensor.

In this study, since the pair of actuator/sensor has the exact dimensions; thus,  $h_a = h_s$  and  $b_a = b_s$ , where  $h_s$  and  $b_s$  are the height and the width of the sensor.

$I_{eq}$  can be defined as follows [13]:

$$I_{eq} = \frac{b_b h_b^3}{12} + \frac{b_a eq h_a^3}{12} + b_a h_a \left( \frac{h_b}{2} + \frac{h_a}{2} \right)^2 + \frac{b_s eq h_s^3}{12} + b_s h_s \left( \frac{h_b}{2} + \frac{h_s}{2} \right)^2$$

$$I_{eq} = \frac{b_b h_b^3}{12} + 2 \frac{b_a eq h_a^3}{12} + 2 b_a h_a \left( \frac{h_b}{2} + \frac{h_a}{2} \right)^2$$

and  $b_a eq = b_s eq = b_a \cdot \frac{E_a}{E_b}$  is the equivalent PZT width.

As we can see in Equation (1), the choice of the control law will affect all the subsequent model calculations. This study used a Proportional Integral Derivative (PID) controller based on the sensor voltage. The system’s movement dictates the sensor voltage signal. This controller aims to reduce the system vibration, reaching stable sensor voltage. In this case, the voltage fed to the actuator becomes the following:

$$V_a = K_P \cdot (V_s - V_{desired}) + K_D \cdot (\dot{V}_s - \dot{V}_{desired}) + K_I \cdot \int (V_s - V_{desired}) dt \tag{3}$$

where  $K_P$ ,  $K_D$ , and  $K_I$  are the parameters of the controller, and  $V_{desired}$  represents the desired sensor voltage. In our case, the desired sensor voltage is zero, as we try to reduce and eventually stop the system’s vibration.  $V_s$  is the measured sensor voltage:

$$V_s = -E_s \cdot b_s \cdot \frac{g_{31}}{2C} \left( \frac{h_b}{2} \right) \cdot \left. \frac{\partial \omega(x, t)}{\partial x} \right|_{x_1}^{x_2} = K_s \cdot \left. \frac{\partial \omega(x, t)}{\partial x} \right|_{x_1}^{x_2}$$

where  $E_s$ ,  $b_s$ ,  $g_{31}$ , and  $C$  represent, respectively, Young’s modulus of the PZT sensor, the width of the sensor, the piezoelectric voltage coefficient, and the capacitance of the PZT sensor.

Thus, we have the following:

$$V_a = K_P \cdot V_s + K_D \cdot \dot{V}_s + K_I \cdot \int V_s dt \tag{4}$$

Figure 2 shows the schematic of the PID controller. The PID controller uses the sensor voltage to calculate the appropriate voltage applied to the actuator.

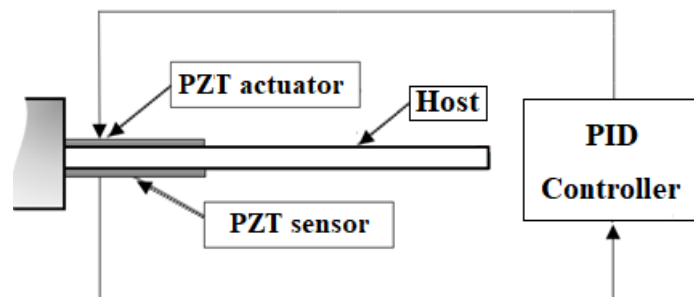


Figure 2. Schematic of the controller.

By substituting all the variables mentioned above in Equation (1), we obtain the general equation:

$$\begin{aligned}
 E_b I_b \frac{\partial^4 \omega(x,t)}{\partial x^4} &+ \rho_b A_b \frac{\partial^2 \omega(x,t)}{\partial t^2} + c_b \frac{\partial \omega(x,t)}{\partial t} \\
 &= K_a \cdot K_s \cdot \left( K_P \cdot \frac{\partial \omega(x,t)}{\partial x} \Big|_{x_1}^{x_2} + K_I \cdot \int \frac{\partial \omega(x,t)}{\partial x} \Big|_{x_1}^{x_2} dt \right. \\
 &\quad \left. + K_D \cdot \frac{\partial}{\partial t} \frac{\partial \omega(x,t)}{\partial x} \Big|_{x_1}^{x_2} \right) \cdot \left( \frac{\partial \delta}{\partial x}(x-x_2) - \frac{\partial \delta}{\partial x}(x-x_1) \right)
 \end{aligned} \tag{5}$$

The displacement  $\omega(x,t)$  can be separated in space and time by using the modal analysis approach [29]:

$$\omega(x,t) = \sum_{i=1}^{\infty} \phi_i(x) f_i(t) \tag{6}$$

Here,  $\phi_i(x)$  represents the eigenfunction and is known as the mode-shape. In our case, we assume that the actuator’s impacts on mode shapes are insignificant, which is true if the actuator’s dimensions are tiny compared to the beam’s [13]. Thus, the mode-shape equation for a cantilevered beam is as follows [30,31]:

$$\phi_i(x) = \frac{1}{2} \left[ \cos(\gamma_i L) - \cos h(\gamma_i L) + \left( \frac{-\cos(\gamma_i L) - \cos h(\gamma_i L)}{\sin(\gamma_i L) + \sin h(\gamma_i L)} \right) (\sin(\gamma_i L) - \sin h(\gamma_i L)) \right] \tag{7}$$

where  $\gamma_i^4 = \frac{\omega_i^2}{c^2}$ .

Moreover,  $c = \sqrt{\frac{E_b I_b}{\rho_b A_b}}$ . Substituting Equation (6) in (5), multiplying by  $\phi_j(x)$ , and integrating over all the length of the beam gives the following:

$$\begin{aligned}
 \sum_{i=1}^n \int_0^L \left( E_b I_b \cdot f_i(t) \phi_j(x) \cdot \frac{\partial^4 \phi_i(x)}{\partial x^4} + \rho_b A_b \cdot \phi_j(x) \cdot \phi_i(x) \frac{\partial^2 f_i(t)}{\partial t^2} \right. \\
 \left. + c_b \cdot \phi_j(x) \cdot \phi_i(x) \frac{\partial f_i(t)}{\partial t} \right) dx \\
 = \int_0^L \left\{ K_a \cdot K_s \sum_{i=1}^n \left( K_P \cdot f_i(t) \cdot \phi_j(x) \frac{\partial \phi_i(x)}{\partial x} \Big|_{x_1}^{x_2} \right. \right. \\
 = K_I \cdot \phi_j(x) \frac{\partial \phi_i(x)}{\partial x} \Big|_{x_1}^{x_2} \cdot \int f_i(t) dt \\
 \left. \left. + K_D \cdot \frac{\partial f_i(t)}{\partial t} \cdot \phi_j(x) \frac{\partial \phi_i(x)}{\partial x} \Big|_{x_1}^{x_2} \right) \cdot \left( \frac{\partial \delta}{\partial x}(x-x_2) - \frac{\partial \delta}{\partial x}(x-x_1) \right) \right\} dx
 \end{aligned} \tag{8}$$

Using the property of orthogonality of the mode-shapes results in the following [29]:

$$\int_0^L \phi_j(x) \phi_i(x) dx = \delta_{ij}$$

where  $\delta_{ij} = \begin{cases} 1 & \text{if } i = j \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$

In addition, using the property of the Dirac Delta function, we achieve the following:

$$\int_{-\infty}^{\infty} \delta^{(n)}(x - \theta) \phi(x) dx = (-1)^n \phi^{(n)}(\theta)$$

The Equation (8) can be reduced to the following:

$$\begin{aligned}
 E_b I_b \cdot f_i(t) \int_0^L \phi_i(x) \cdot \frac{\partial^4 \phi_i(x)}{\partial x^4} dx + \rho_b A_b \cdot \frac{\partial^2 f_i(t)}{\partial t^2} + c_b \cdot \frac{\partial f_i(t)}{\partial t} \\
 = K_a \cdot K_s \cdot \left( \frac{\partial \phi_i(x)}{\partial x} \Big|_{x_1}^{x_2} \right) \cdot [K_P \cdot f_i(t) + K_I \cdot \int f_i(t) dt \\
 + K_D \cdot \frac{\partial f_i(t)}{\partial t}]
 \end{aligned} \tag{9}$$

Regrouping terms give the following:

$$\ddot{f}_i(t) + \frac{c_b}{\rho_b A_b} \dot{f}_i(t) + \Omega^2 f_i(t) = K_{Ti} \cdot \left( K_P \cdot f_i(t) + K_D \dot{f}_i(t) + K_I \int f_i(t) dt \right) \tag{10}$$

where  $\Omega^2 = \frac{E_b I_b}{\rho_b A_b} \int_0^L \phi_i(x) \cdot \frac{\partial^4 \phi_i(x)}{\partial x^4} dx$

$$K_{Ti} = K_a \cdot K_s \cdot \left( \frac{\partial \phi_i(x)}{\partial x} \Big|_{x_1}^{x_2} \right)^2$$

To solve Equation (10), the integral term of the PID was integrated by iterations of solving the following equation:

$$\begin{aligned} \ddot{f}_i(t) + \frac{c_b}{\rho_b A_b} \dot{f}_i(t) + \Omega^2 f_i(t) &= K_{Ti} \cdot (K_P \cdot f_i(t) + K_D \dot{f}_i(t) \\ &+ K_I (f_i(t) + f_i(t-1) + \dots + f_i(0))) \end{aligned} \tag{11}$$

At time,  $t$ , all the precedent  $f_i(t-1), f_i(t-2), \dots, f_i(0)$  are already calculated and can be inserted as coefficients,  $a_i$ .

Thus Equation (11) can be organized as follows:

$$\ddot{f}_i(t) + \left( \frac{c_b}{\rho_b A_b} + K_i \cdot K_D \right) \dot{f}_i(t) + \left( \Omega^2 + K_{Ti} K_P + K_{Ti} \cdot K_I \right) f_i(t) + a_i = 0 \tag{12}$$

Equation (12) is for the  $i$ th vibration mode. If we truncate to the first  $n$  vibration modes, the dynamics of the system can be represented by the state-space equation:

$$\dot{Z}(t) - D \cdot Z(t) = A \tag{13}$$

where  $Z(t) = \left[ f_1(t), f_2(t), \dots, f_n(t), \dot{f}_1(t), \dot{f}_2(t), \dots, \dot{f}_n(t) \right]^T$  represents the state vector.

In this study, we chose  $n$  equal three, considering that the first three modes have the greatest impact on the vibration response.

The other terms in Equation (13) are as follows:

$$D = \begin{bmatrix} 0_{n \times n} & I_{n \times n} \\ \Omega^2 + K_{Ti} K_P + K_{Ti} \cdot K_I & \frac{c_b}{\rho_b A_b} + K_i \cdot K_D \end{bmatrix}$$

$$A = \begin{bmatrix} 0_{n \times 1} \\ a_1 \\ a_2 \\ \vdots \\ a_n \end{bmatrix}$$

At this level, we here introduce the voltage limit of the PZT actuator. A PZT actuator can hold  $|V_a| \leq V_{limit}$ . Otherwise, the actuator will crack as the generated tensile stress in PZT exceeds the fracture tensile strength of the material [32].

The methodology used in our code to solve this system is to check at every iteration of time,  $t$ , the actuator voltage, and if this voltage is higher than the limit voltage, the voltage attributed to the actuator becomes  $\pm V_{limit}$  based on the sign of  $V_a$ . Equation (5) then becomes as follows:

$$\begin{aligned} E_b I_b \frac{\partial^4 \omega(x,t)}{\partial x^4} + \rho_b A_b \frac{\partial^2 \omega(x,t)}{\partial t^2} + c_b \frac{\partial \omega(x,t)}{\partial t} &= K_a \cdot \pm V_{limit} \cdot \left( \frac{\partial \delta}{\partial x}(x-x_2) - \frac{\partial \delta}{\partial x}(x-x_1) \right) \end{aligned} \tag{14}$$

After performing all of the above mentioned subsequent steps, the final equation to solve is as follows:

$$\ddot{f}_i(t) + \frac{c_b}{\rho_b A_b} \dot{f}_i(t) + \Omega^2 f_i(t) = K_a \cdot \pm V_{limit} \cdot \left. \frac{\partial \phi_i(x)}{\partial x} \right|_{x_1}^{x_2} \tag{15}$$

As we can see, the right-handed side of the equation is time-independent, and it can be replaced by a coefficient,  $a_i^*$ , and the state-space equation is as follows:

$$\dot{Z}(t) - D^* \cdot Z(t) = A^* \tag{16}$$

where

$$D^* = \begin{bmatrix} 0_{n \times n} & I_{n \times n} \\ \Omega^2 & \frac{c_b}{\rho_b A_b} \end{bmatrix}$$

$$A^* = \begin{bmatrix} 0_{n \times 1} \\ a_1^* \\ a_2^* \\ \vdots \\ a_n^* \end{bmatrix}$$

Figure 3 shows the methodology used in our MATLAB code to solve the equation of motion of the beam controlled by the PZT actuator, with a PID voltage controller and considering the voltage limit that the actuator can withstand. After calculating  $Z(t)$  in Equations (13) and (16), as in Figure 3, the final solution of  $\omega(x, t)$  can be calculated by using Equation (6).

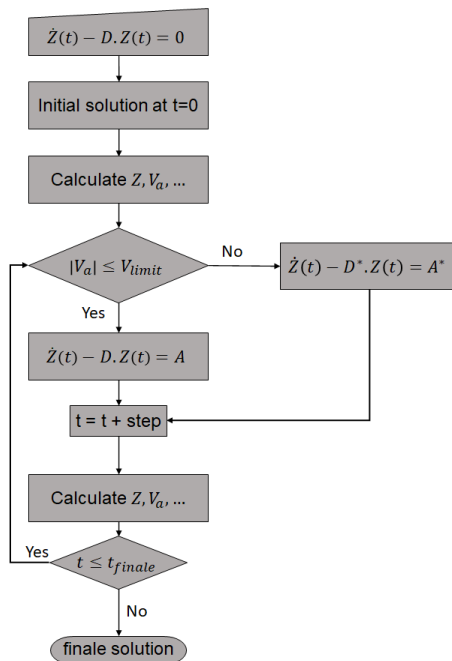


Figure 3. Methodology of solving the equation, considering the voltage limit of the actuator.

### 3. Optimization Using Genetic Algorithm

The genetic algorithm (GA) is one of the earliest population-based stochastic algorithms proposed in history [33]. This research method that was developed by John Holland back in 1975 [34] is inspired by natural Darwinian evolution [35]. In GA, every individual is a candidate (chromosome) whose fitness is evaluated every iteration, using an objective function known as the fitness function. Best individuals are chosen randomly by using a

selection mechanism, and these candidates are used to improve other solutions, using the crossover between individuals. The crossover consists of exchanging genetic material of two parents at a random position in the chromosomes to produce a new child exploiting the area between the parents, as shown in Figure 4. The parents' chromosomes, blue and red, are exchanged at a specific position (single point or double point, as shown in the figure) to obtain children with alternating blue and red chromosomes. GA also randomly adds new genetic information to the so-called "mutation" search process. This process adds diversity to the population and helps avoid local optimal solutions [35]. Figure 5 shows an example of how the mutation method processes. The genetic information of the randomly chosen chromosomes for the children is changed from zero to one, as shown in the figure.

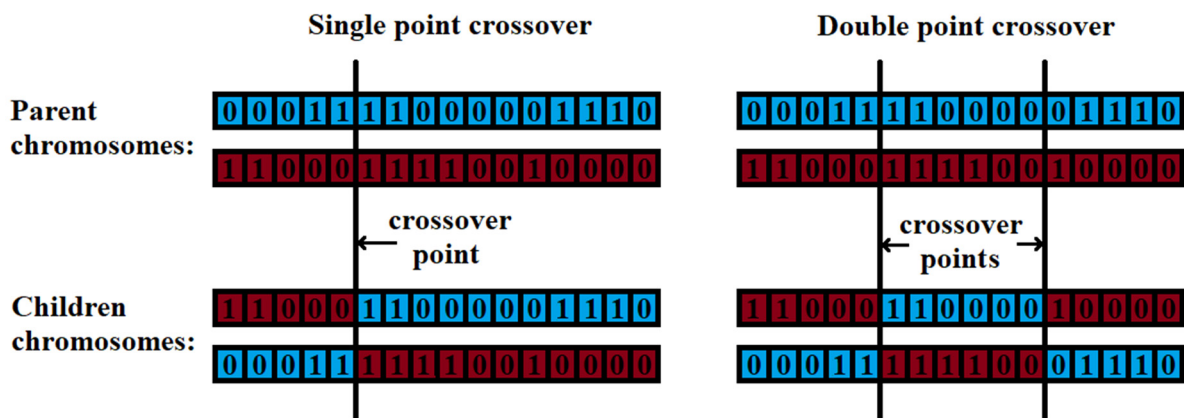


Figure 4. Single-point and double-point crossover.

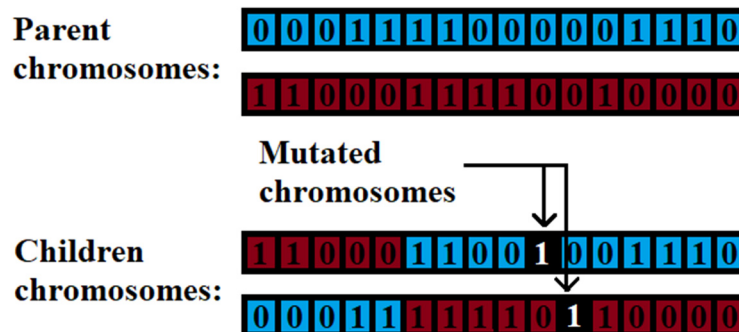


Figure 5. Example of the mutation process.

It must be noted that the evaluation process is based on the fitness function;  $p_c$  is the parameter representing the probability of crossover, usually between 0.5 and 1; and  $p_m$  is the probability of mutation, and it is usually very low, i.e., less than 0.05 [36].

We first used GA as a search technique to determine the structural damping coefficient of the beam with a prescribed vibration attenuation. After that, we used it to optimize the pair of PZT sensor/actuator placement. Finally, we used it to determine the optimal PID parameters.

### 3.1. Finding the Damping Coefficient of the Structure

The damping coefficient is very difficult to determine in any structure. In our case, we assume that the structural damping coefficient is such that the tip displacement is reduced by 60% after 10 s. Therefore, we need to find the appropriate damping coefficient that helps reach this attenuation. We used the genetic algorithm to determine the value that respects the desired conditions. Here, the objective was to determine the damping coefficient " $c_b$ " that gives an attenuation of 60% of the tip displacement after  $t_{finale} = 10$  s of free vibration. The fitness function chosen minimizes the error between data " $\omega_s(L, t)$ " from

the searched  $c_b$ , using the GA and the desired tip displacement " $\omega_d(L, t)$ " (free undamped tip displacement with 60% attenuation after 10 s). The fitness function is defined as follows:

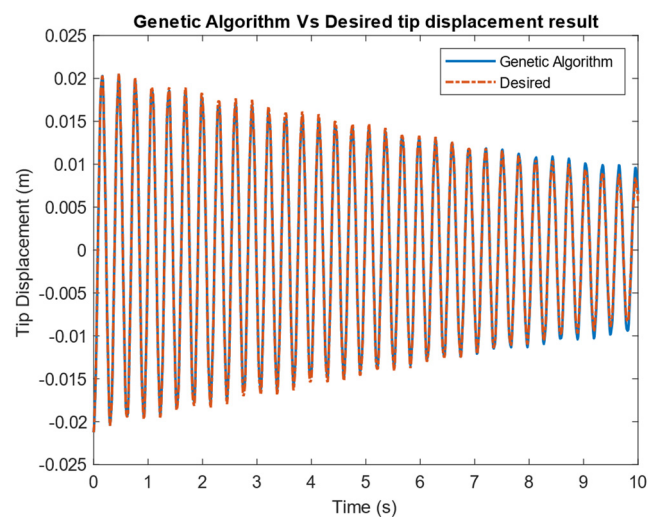
$$J = \int_0^{t_{finale}} [\omega_s(L, t) - \omega_d(L, t)]^2 dt$$

The parameter of the aluminum beam used and the PZT-5H actuator/sensor are summarized in Table 1.

**Table 1.** Summary of characteristics of the beam and PZT actuator/sensor pair.

Parameter	Value
Length of the beam $L$ (m)	1
Width of the beam $w_b$ (m)	0.3
Thickness of the beam $h_b$ (m)	0.004
Beam Young's modulus $E_b$ (Pa)	$69 \times 10^9$
Density of the beam $\rho_b$ (kg/m <sup>3</sup> )	2705
Damping coefficient $c$	0.5079
Initial load applied to beam's tip $P$ (N)	7.038
Length of PZT $L_p$ (m)	0.1
Width of PZT $w_p$ (m)	0.1
Thickness of PZT $h_p$ (m)	0.002
PZT Young's modulus $E_p$ (Pa)	$6.4 \times 10^{10}$
Density of PZT $\rho_p$ (kg/m <sup>3</sup> )	7500
Piezoelectric constant $d_{31}$ (C/N)	$-274 \times 10^{-12}$
Piezoelectric voltage coefficient $g_{31}$ (V/N)	-0.15099
Free dielectric constant $K_3^T$	3400
PZT capacitance $C_p$ [37]	0.3008

The obtained " $c_b$ " was 0.5079. Figure 6 shows a good agreement between the tip displacement of the beam, with " $c_b$ " obtained by using the GA and the desired tip displacement.



**Figure 6.** Comparison of tip displacement for the obtained ' $c_b$ ' from GA and the desired attenuation.

### 3.2. Optimization of the Actuator Position

As mentioned above, the actuator position has a crucial role in controlling the structure. In our case, GA was used to obtain the actuator's best position to attenuate the vibration of the beam's tip. This study aimed to reduce the tip displacement as much as possible

with the control of the first three vibration modes, as mentioned above. Thus, the fitness function (objective function) is used to minimize the tip displacement:

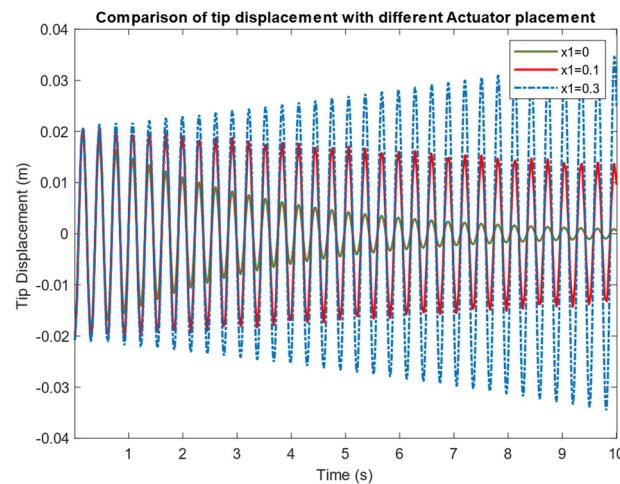
$$J = \int_0^{t_{final}} [\omega_s(L, t) - \omega_d(L, t)]^2 dt$$

where  $t_{final} = 10$  s,  $\omega_s(L, t)$  is the tip displacement based on parameters defined in the GA optimization process and  $\omega_d(L, t)$  is the desired tip displacement (equal to zero).

Using the GA, the optimal  $x_1$  found was zero near the fixed end of the beam. To test this result, the controller parameters ( $K_P$ ,  $K_D$ , and  $K_I$ ) were fixed as follows:

$$\begin{aligned} K_P &= -1,000,000 \\ K_I &= 0 \\ K_D &= -1,000,000 \end{aligned}$$

and several positions of the actuator were tested. As shown in Figure 7, a good agreement with the GA results is obtained. The actuator becomes less and less efficient when moving away from the fixed end. The controller itself introduces an instability (vibration increase) for  $x_1 = 0.3$ .



**Figure 7.** Comparison of tip displacement with different actuator placement.

### 3.3. Optimization of Controller Parameter Using GA

Considering the complexity to determine the optimal parameters of the PID controller explained above, the genetic algorithm was used to find the best values of  $K_P$ ,  $K_D$ , and  $K_I$ . The objective function is again to minimize the beam’s tip displacement:

$$J = \int_0^{t_{final}} [\omega_s(L, t) - \omega_d(L, t)]^2 dt$$

where  $t_{final} = 10$  s,  $\omega_s(L, t)$  is the tip displacement based on parameters defined in the GA optimization process and  $\omega_d(L, t)$  is the desired tip displacement (equal to zero). The beam’s damping coefficient is ‘ $c = 0.5079$ ’, as obtained above (Section 3.1), and the position of the actuator/sensor pair is given by the previous optimization (Section 3.2), ‘ $x_1 = 0$ ’.  $V_{limit}$  is 150 V.



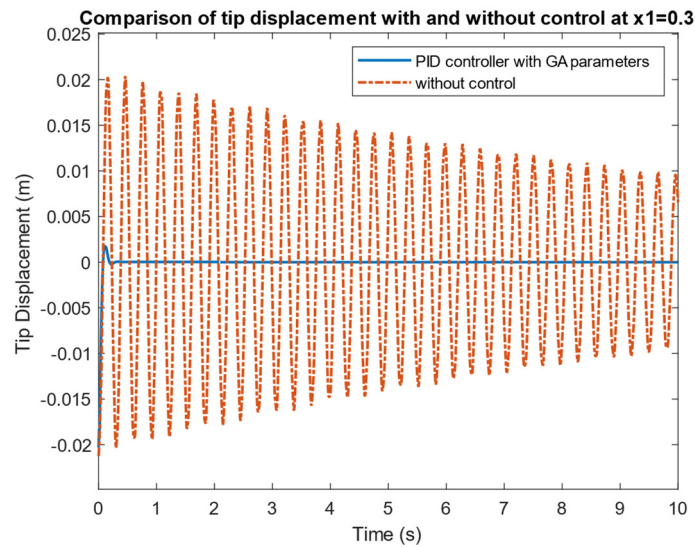
The best PID parameters obtained by using the GA were as follows:

$$K_P = -500,227,077.54$$

$$K_I = 0.329$$

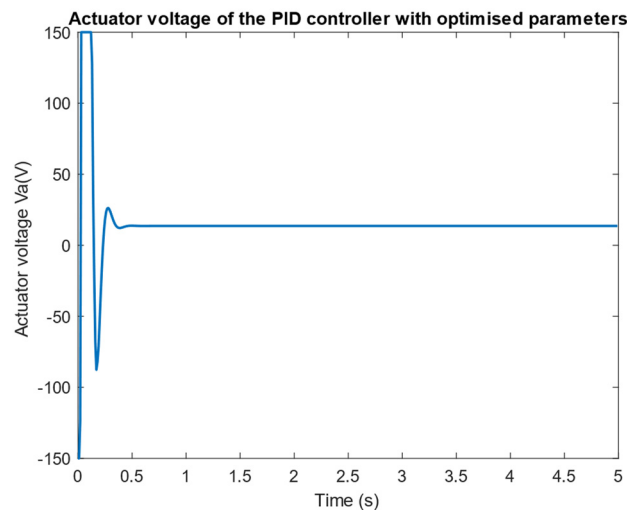
$$K_D = -69,151,875.29$$

As shown in Figure 8, the PID controller with optimized parameters using the GA helps eliminate the structure’s vibration in less than 0.4 s. Without control, the beam takes over 20 s until vibration stops.



**Figure 8.** Tip displacement of the beam with PID controller with optimized parameters using GA and without control.

As shown in Figure 9, the voltage limit of 150 V helps reach the stability of the structure more rapidly, as it exploits the capacity of the actuator more efficiently.

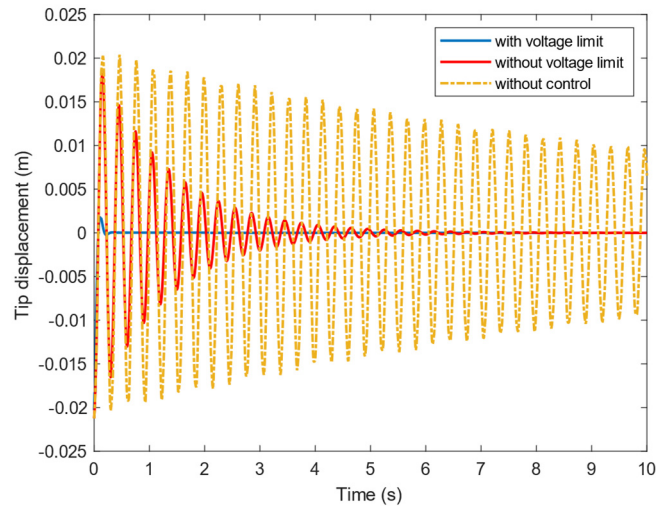


**Figure 9.** Actuator voltage of the PID controller with optimized parameters.

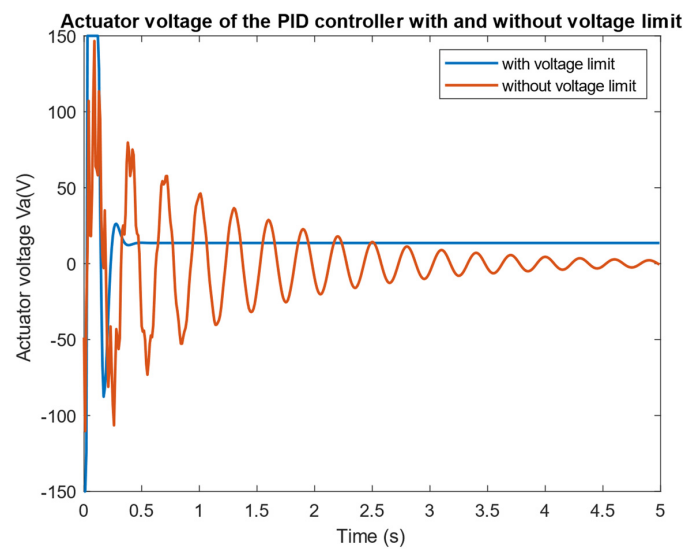
To better understand the integration of voltage limit in the model, a test compares the model with voltage limit with a model without voltage limit. In fact, in the case of the model without a voltage limit, one can never know precisely the voltage of the actuator, and it can mount to unrealistic values. We took a case when the PID controller parameters give an actuator voltage near 150 V without exceeding it. Figure 10 shows that, in this case,



the beam needs a lot more time to stabilize than the model with a voltage limit. Figure 11 shows the exploitation of the two models for the actuator voltage. As we can see, the model with a voltage limit gives a more stable response and fast vibration suppression.



**Figure 10.** Comparison between beam response with voltage limit, without voltage limit, and without control.



**Figure 11.** Actuator voltage of the PID controller with and without voltage limit.

#### 4. Conclusions

This paper presented the analytical vibration models of a damped cantilevered beam controlled with a PID controller. The model considered the damping coefficient of the beam and the integration of the voltage limit for the PZT actuator. This model can be used to add multiple actuators. This paper presents the step-by-step method of resolution of this model. Furthermore, the genetic algorithm was used to find the damping coefficient, optimize the PZT actuator position, and determine the optimal parameters of the PID controller. Analytical results show a good efficiency of the PID controller in suppressing the vibration.

Moreover, integrating the actuator voltage limit leads to fast vibration elimination. This method is different from traditional control. It helps the controller take advantage of the capacity of the actuators without damaging its physical structure and eventually avoid its premature fatigue and failure. The results in this paper can be used in oncoming research to validate experimental or numerical methods subsequently applied for more complex geometries for which analytical models are not available.

The proposed system has multiple applications. It can control the wind turbine blade vibration by adding an appropriate number of PZT actuators. In aviation, the PZT system is particularly advantageous, as the lightweight of the vibration control system is crucial. It can be used in most applications having vibration problems. For example, we have implemented this system to control an approximate model of a wind turbine blade. The results are encouraging and will be submitted soon for publication.

**Author Contributions:** Conceptualization, A.A.; methodology, A.A.; software, A.A.; validation, A.A.; formal analysis, A.A.; investigation, A.A.; resources, A.A.; data curation, A.A.; writing—original draft preparation, A.A.; writing—review and editing, A.A., A.I. and R.Y.; supervision, R.Y. and A.I.; project administration, A.I. and R.Y.; funding acquisition, A.I. All authors have read and agreed to the published version of the manuscript.

**Funding:** The authors acknowledge the financial support from NSERC Canada (Natural Sciences and Engineering Research Council) through a Discovery Grant.

**Institutional Review Board Statement:** Not applicable.

**Informed Consent Statement:** Not applicable.

**Data Availability Statement:** Not applicable.

**Acknowledgments:** I would like to thank my parents and my wife. Without their tremendous understanding and encouragement in the past few years, it would have been impossible to continue my research.

**Conflicts of Interest:** The authors declare no conflict of interest.

### Appendix A

As the force applied by the PZT actuator can be represented at its ends,  $x_1$  and  $x_2$ , the partial differential equation describing the system of the cantilever beam with a PZT actuator can be written in the following form:

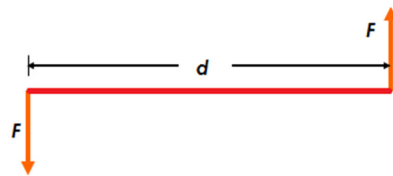
$$E_b I_b \frac{\partial^4 \omega(x,t)}{\partial x^4} + \rho_b A_b \frac{\partial^2 \omega(x,t)}{\partial t^2} + c_b \frac{\partial \omega(x,t)}{\partial t} = F_{x_2} - F_{x_1}$$

$$E_b I_b \frac{\partial^4 \omega(x,t)}{\partial x^4} + \rho_b A_b \frac{\partial^2 \omega(x,t)}{\partial t^2} + c_b \frac{\partial \omega(x,t)}{\partial t} = F \cdot (\delta_{(x-x_2)} - \delta_{(x-x_1)})$$

where  $F_{x_2}$  and  $F_{x_1}$  are the forces applied by the PZT actuator on the beam.

#### Point Moment:

If we consider a force,  $F$ , with a distance of  $d$ , as represented in Figure A1, then the resultant moment is  $M = F \cdot d$ .



**Figure A1.** Schematic of forces applied to a beam.

When  $d \rightarrow 0$ ,  
then

$$F_x = \lim_{d \rightarrow 0} (F \delta_x - F \delta_{x-d})$$

$$= \lim_{d \rightarrow 0} \left( \frac{M}{d} \delta_x - \frac{M}{d} \delta_{x-d} \right)$$

$$= M \lim_{d \rightarrow 0} \left( \frac{\delta_x - \delta_{x-d}}{d} \right)$$

$$F_x = M \cdot \frac{\partial \delta}{\partial x_x}$$

Based on this,  $F \cdot (\delta_{(x-x_2)} - \delta_{(x-x_1)})$  mentioned above can be written in the following form:

$$M_a \left( \frac{\partial \delta}{\partial x (x-x_2)} - \frac{\partial \delta}{\partial x (x-x_1)} \right)$$

## References

- Jamadar, V.M.; Rade, K.A.; Kanase, S.S.; Suryawanshi, A.S. Vibration Energy Harvesting From Power Producing Devices. *Int. J. Adv. Mech. Eng.* **2018**, *8*, 153–159.
- Palazzolo, A. *Vibration Theory and Applications with Finite Elements and Active Vibration Control*; John Wiley & Sons: Hoboken, NJ, USA, 2016.
- Crawley, E.F.; De Luis, J. Use of piezoelectric actuators as elements of intelligent structures. *AIAA J.* **1987**, *25*, 1373–1385. [[CrossRef](#)]
- Bailey, T.; Hubbard, J.E., Jr. Distributed piezoelectric-polymer active vibration control of a cantilever beam. *J. Guid. Control Dyn.* **1985**, *8*, 605–611. [[CrossRef](#)]
- Waghulde, K.; Sinha, B.; Patil, M.; Mishra, S. Vibration Control of Cantilever Smart Beam by using Piezoelectric Actuators and Sensors. *Int. J. Eng. Technol.* **2010**, *2*, 259–262.
- Gupta, V.; Sharma, M.; Thakur, N. Optimization criteria for optimal placement of piezoelectric sensors and actuators on a smart structure: A technical review. *J. Intell. Mater. Syst. Struct.* **2010**, *21*, 1227–1243. [[CrossRef](#)]
- Yang, S.; Bian, J. Vibration suppression experiments on composite laminated plates using an embedded piezoelectric sensor and actuator. *Smart Mater. Struct.* **1996**, *5*, 501. [[CrossRef](#)]
- Awada, A.; Younes, R.; Ilinca, A. Review of Vibration Control Methods for Wind Turbines. *Energies* **2021**, *14*, 3058. [[CrossRef](#)]
- Kumar, K.R.; Narayanan, S. Active vibration control of beams with optimal placement of piezoelectric sensor/actuator pairs. *Smart Mater. Struct.* **2008**, *17*, 055008. [[CrossRef](#)]
- Chandrashekhara, K.; Agarwal, A. Active vibration control of laminated composite plates using piezoelectric devices: A finite element approach. *J. Intell. Mater. Syst. Struct.* **1993**, *4*, 496–508. [[CrossRef](#)]
- Qiu, Z.; Zhang, X.; Wu, H.; Zhang, H. Optimal placement and active vibration control for piezoelectric smart flexible cantilever plate. *J. Sound Vib.* **2007**, *301*, 521–543. [[CrossRef](#)]
- He, X.; Ng, T.; Sivashanker, S.; Liew, K. Active control of FGM plates with integrated piezoelectric sensors and actuators. *Int. J. Solids Struct.* **2001**, *38*, 1641–1655. [[CrossRef](#)]
- Devasia, S.; Meressi, T.; Paden, B.; Bayo, E. Piezoelectric actuator design for vibration suppression-placement and sizing. *J. Guid. Control Dyn.* **1993**, *16*, 859–864. [[CrossRef](#)]
- Zhao, Y. Vibration suppression of a quadrilateral plate using hybrid piezoelectric circuits. *J. Vib. Control* **2010**, *16*, 701–720. [[CrossRef](#)]
- Bruant, I.; Gallimard, L.; Nikoukar, S. Optimal piezoelectric actuator and sensor location for active vibration control, using genetic algorithm. *J. Sound Vib.* **2010**, *329*, 1615–1635. [[CrossRef](#)]
- Abdelrahman, W.G.; Al-Garni, A.Z.; Abdelmaksoud, S.I.; Abdallah, A. Effect of Piezoelectric Patch Size and Material on Active Vibration Control of Wind Turbine Blades. *J. Vib. Eng. Technol.* **2018**, *6*, 155–161. [[CrossRef](#)]
- Lee, C.-Y.; Jung, J.-Y.; Jeong, S.-M. Active vibration suppression of stiffened composite panels with piezoelectric materials under blast loads. *Appl. Sci.* **2020**, *10*, 387. [[CrossRef](#)]
- Kumar, S.; Srivastava, R.; Srivastava, R. Active vibration control of smart piezo cantilever beam using pid controller. *Int. J. Res. Eng. Technol.* **2014**, *3*, 392–399.
- Labanie, M.F.; Ali, J.M.; Dawood, M.S. Optimal location of piezoelectric patches for active vibration control. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* **2017**, *184*, 012012. [[CrossRef](#)]
- Khot, S.; Yelve, N.P.; Tomar, R.; Desai, S.; Vittal, S. Active vibration control of cantilever beam by using PID based output feedback controller. *J. Vib. Control* **2012**, *18*, 366–372. [[CrossRef](#)]
- Qiu, Z.-c.; Han, J.-d.; Zhang, X.-m.; Wang, Y.-c.; Wu, Z.-w. Active vibration control of a flexible beam using a non-collocated acceleration sensor and piezoelectric patch actuator. *J. Sound Vib.* **2009**, *326*, 438–455. [[CrossRef](#)]
- Rodriguez, J.; Collet, M.; Chesne, S. Active Vibration Control on a Smart Composite Structure using Modal-Shaped Sliding Mode Control. *J. Vib. Acoust.* **2021**, *144*, 021013. [[CrossRef](#)]
- Caruso, G.; Galeani, S.; Menini, L. Active vibration control of an elastic plate using multiple piezoelectric sensors and actuators. *Simul. Model. Pract. Theory* **2003**, *11*, 403–419. [[CrossRef](#)]
- Botta, F.; Toccaceli, F. Piezoelectric plates distribution for active control of torsional vibrations. *Actuators* **2018**, *7*, 23. [[CrossRef](#)]
- Preumont, A. *Vibration Control of Active Structures*; Springer: Berlin/Heidelberg, Germany, 1997; Volume 2.
- Han, J.-H.; Lee, I. Optimal placement of piezoelectric sensors and actuators for vibration control of a composite plate using genetic algorithms. *Smart Mater. Struct.* **1999**, *8*, 257. [[CrossRef](#)]
- Kumar, S.; Chhabra, D. Optimal placement of piezoelectric actuators on plate structures for active vibration control using genetic algorithm. *Act. Passiv. Smart Struct. Integr. Syst.* **2014**, 9057, 905720.
- Moheimani, S.R.; Fleming, A.J. *Piezoelectric Transducers for Vibration Control and Damping*; Springer: London, UK, 2006.
- Meirovitch, L. *Elements of Vibration Analysis*; McGraw-Hill Inc.: New York, NY, USA, 1986.

30. Volterra, E.Z.E.C. *Dynamics of Vibrations*; Charles, E., Ed.; Merrill Books, Inc.: Columbus, OH, USA, 1965.
31. Whitney, S. *Vibrations of Cantilever Beams: Deflection, Frequency, and Research Uses*. Available online: <https://imechanica.org/files/Vibrations%20of%20Cantilever%20Beams%20.pdf> (accessed on 1 December 2021).
32. Palacios, J.L. *Design, Fabrication, and Testing of an Ultrasonic de-Icing System for Helicopter Rotor Blades*. Ph.D. Thesis, The Pennsylvania State University, University Park, PA, USA, 2008.
33. Mirjalili, S. *Evolutionary algorithms and neural networks*. In *Studies in Computational Intelligence*; Springer: Berlin/Heidelberg, Germany, 2019.
34. Holland, J.H. *Adaptation in Natural and Artificial Systems: An Introductory Analysis with Applications to Biology, Control, and Artificial Intelligence*; MIT Press: Cambridge, MA, USA, 1992.
35. Mathew, T.V. *Genetic Algorithm*; IIT Bombay: Powai, India, 2012.
36. Wang, S.-C. Genetic algorithm. In *Interdisciplinary Computing in Java Programming*; Springer: Berlin/Heidelberg, Germany, 2003; pp. 101–116.
37. PZT5A & 5H Materials Technical Data (Typical Values). Available online: [http://venividiwiki.ee.virginia.edu/mediawiki/images/9/95/PZT\\_5Aand5H.pdf](http://venividiwiki.ee.virginia.edu/mediawiki/images/9/95/PZT_5Aand5H.pdf) (accessed on 1 December 2021).

**ANNEXE III**  
**ARTICLE SUR LE CONTROLE DE VIBRATIONS ET LE DEGIVRAGE**

# Optimization of Wind Turbine Performance by Vibration Control and Deicing

Ali Awada <sup>a,\*</sup>, Rafic Younes<sup>b</sup>, Adrian Ilinca<sup>a</sup>

<sup>a</sup> Department of mathematics, computer Science and engineering, University of Quebec at Rimouski, Rimouski G5L 3A1, Canada; adrian\_ilinca@uqar.ca

<sup>b</sup> Faculty of Engineering, Lebanese University, Hadath, Lebanon; raficyounes@gmail.com

\*Correspondence: ali.awada@uqar.ca

---

**Abstract:** Renewable energy has known spectacular development in the last decades as a solution to the climate change effect. Wind energy is one of the most popular technologies for power generation. However, the variable operation and extreme meteorological conditions challenge integrating this technology, especially in cold climate regions. These conditions favor the blade's vibration and icing, leading to a drop in efficiency, high stop time, and even failure. This paper presents a solution to optimize the wind turbine performance in harsh meteorological conditions and under undesired vibrations. The method uses the piezoelectric patches to control the blade's vibration and deice its surface. An equivalence model is presented for the vibration control mode to approximate the variable section blade with a planar beam. In addition, we present the analytical model for the vibration control and a complete optimization of the piezoelectric actuator/sensor pair position and controller parameters using the genetic algorithm. Finally, the numerical model of variable section blade with piezoelectric actuator and accreted ice is presented for the deicing mode. The results show the system's efficiency in eliminating the blade's vibration quickly and destroying the ice bond with the surface as the generated transversal stress exceeds the ice-aluminum adhesion force.

**Keywords:** wind turbine, renewable energy, vibration control, deicing, optimization, piezoelectric.

---

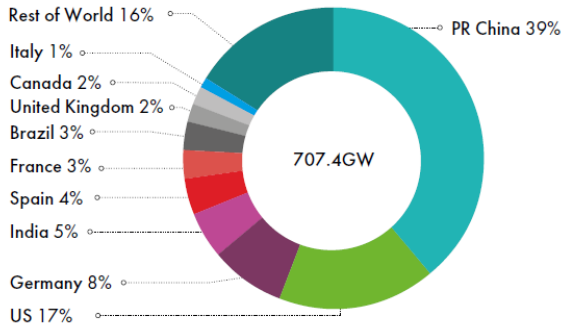
## 1. Introduction:

Public awareness about climate change has intensified over the last years, with political gains and commitments from leading carbon-emitting countries. As of December 2020, 127 countries emitting 63% of global greenhouse gases (GHG) either intend to or are pledging to go net-zero GHG emissions [1]. The global trend is to reduce greenhouse gas emissions and pollution from non-renewable resources (e.g., fossil fuels, nuclear energy, etc. ), which justifies the increasing investment in renewable energy fields. Renewable energy sources fill approximately 10% of global demand today, and it is predicted to increase up to 60% by 2050 [2]. Therefore, wind power attracts more attention among others, and it's rapidly evolving into a fully commercialized, unsubsidized technology capable of competing successfully in

the market against heavily subsidized fossil and nuclear energy [3], with a total power of over 743 GW at the end of 2020 as shown in Figure 1 [1]. Wind turbines on the market today have capacities of up to 9.5 MW (MHI Vestas V164-9.5MW wind turbine) and rotor diameters of up to 167m (Siemens Gamesa SG 8.0-167 DD wind turbine). In addition, MingYang Smart Energy has launched a 16 MW offshore wind turbine with a rotor diameter of up to 242 m (MySE 16.0-242 offshore wind turbine). This wind turbine will be commercialized in the first half of 2024 [4].

Wind farm investors are attracted by cold climate regions to take advantage of the increased production of wind turbines due to higher wind density, higher speed records, and overcome neighborhood problems and the effect of noise generated [5]. In a cold climate, the available wind

Total installations onshore (%)



Total installations offshore (%)

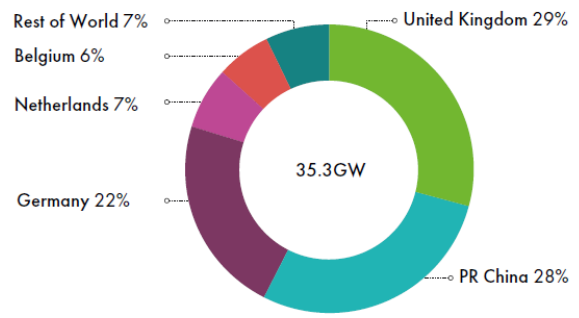


Figure 1: Distributed total onshore and offshore installations of wind turbines over the countries [1]

power can increase by more than 10% because of increased air density at lower temperatures [6]. However, even though the cold climate represents an attractive opportunity for investors, it affects the performance of the wind turbine, and several problems occur. The first problem to appear is the vibration of the blades and the second one is the accumulation of ice over the surface.

A wind turbine's vibration is a complex phenomenon triggered by several loads, as explained in [7]:

- Wind turbulence and instability;
- Wind shear;
- Gravity;
- Tower shadow;
- Mass and aerodynamic imbalances;
- Wake effects.

The effect of unstable atmospheric conditions, surface roughness, and wake on blade fatigue have been studied by Lee *et al.* in [8], and they show that these loads favorise fatigue damage of the blade. Furthermore, this fatigue can lead to structural failure and, eventually, a reduction in the lifetime of the wind turbine [7]. The wind turbine's vibration doesn't affect only the wind turbine itself. It can affect the environment and the structure of sand and soil [9].

On the other hand, the icing of blades affects multiple aspects of wind turbine operation and causes major problems such as [10]:

- The alteration of the aerodynamic profile of the blade due to the accumulation of ice can decrease the power produced and lead to a complete shutdown; the power loss can reach 40% in some cases [11].
- The ice accumulation causes a mass imbalance between the different blades, which leads to vibrations of blades and transmission shafts, thus reducing the life of the wind turbine [12].
- Thrown pieces of ice can be a major safety problem due to heavy ice accumulation.
- Icing conditions can affect measurement and control instruments such as anemometers, wind vane, and temperature probes giving large measurement errors that can reach 30% [12].

Several studies have dealt with the wind turbine vibration problem, and many systems have been proposed to attenuate either the blade or the tower's vibration. Awada *et al.* in [13] reviewed the systems used for vibration control of wind turbines, divided into six main categories based on their operating mode:

- Advanced blade pitch control
- Variable rotor diameter
- Flow control
- Tuned mass damper
- Active tendons
- Piezoelectric materials

Advanced blade pitch control uses cyclic pitch control and individual blade pitch control to reduce loads on wind turbine blades [14]. A variable rotor diameter system involves increasing blade length

when operating at low speeds and reducing it at high speeds to minimize loads [15]. The literature presents two configurations: 'S-VADER' and 'C-VADER' blade design [16, 17]. Moreover, several review papers have focused on active flow control systems [15, 18, 19]. According to the controller's decision, these systems change the blade aerodynamics to prevent or enhance flow separation and turbulence and reduce or favor flow mixing in the boundary layer. Several solutions based on flow control were found in the literature, such as trailing-edge flaps [20, 21], micro-flaps [22], micro-tabs [23, 24], miniature trailing edge effectors [25], synthetic jets [26], vortex generators [27-29], plasma actuators [30, 31], active twist [32], shape change airfoil [33], active flexible wall [33].

Tuned dampers reduce the intensity of mechanical vibrations by dissipating their energy. They act either on the blade, the tower, or the nacelle [13]. Many systems based on tuned dampers design were reviewed by Rahman et al. [34]. There are several categories of tuned dampers found in literature like tuned mass damper [35, 36], tuned liquid damper [37, 38], controllable fluid damper [39], tuned rolling balls damper [40], and pendulum system [41]. The active tendons method embeds tendons inside the blade to control its edgewise vibration [42].

The last category of vibration control technic is the piezoelectric material, which uses the reverse piezoelectric effect of either embedded or PZT actuators patches along the blade to control its vibration [43, 44].

On the other hand, numerous studies have considered the problem of ice accumulation on the blade, and several systems were proposed to reduce/eliminate the ice accretion. These systems can be divided into two main categories: passive and active systems. Passive systems consider applying ice-phobic/hydro-phobic coatings to the blade surface to decrease the adhesion between ice and the blade surface [45, 46]. Another famous passive method is to apply black paint to the blade to take advantage of the heat brought by solar radiation [10]. However, active systems can be arranged into three main groups: chemical, thermal, and mechanical. The chemical method consists of

applying a deicing fluid through the pores of the blade [47] or spraying it on the surface.

The active thermal method comprises hot air injection, microwave heating, and resistance heating. Hot air injection consists of circulating hot air inside the blade to heat the surface, thus preventing ice accumulation [48]. Besides, microwave heating involves heating water droplets on the blade by transmitting electromagnetic energy from the microwave emitter to an absorption material deposited on the blade [49]. In contrast, resistance heating increases the surface temperature using heating elements either embedded inside the blade, inside the resin, or patched outside the blade [50].

The mechanical method comprises pneumatic, expulsive, and piezoelectric systems. The pneumatic system distorts the blade's surface through inflated caoutchouc membranes to cause cracks and breaks the accumulated ice [50]. Moreover, the expulsive system consists of applying high voltage to a copper coil placed inside the blade surface, creating an electromagnetic field, and inducing current in the surface of the blades leading in a few milliseconds to a force that allows ice debonding [51, 52]. Finally, the piezoelectric system generates ultrasonic waves using PZT actuators. The propagation of these waves produces transversal stress that helps destroy the bond between the ice and the surface [53].

The paper's novelty is that there is no system in the literature that deals with both the vibration control and the deicing of the blade. This paper will present a system based on a piezoelectric material that helps reduce the blade's vibration and deice it. The PZT actuators chosen will help reduce the vibration of an equivalent blade using a PID voltage feedback controller. Furthermore, the actuator/sensor pair's position and PID parameters are optimized to ensure the best tip vibration attenuation. On the other hand, the same PZT actuator will serve as ultrasonic waves generators to help debond the ice from the surface.



## 2. Control of vibration

### 2.1. Equivalent beam:

This section aims to find an approximative beam with a similar vibration response to the wind turbine blade model to reduce calculation time, considering the difficulty of modeling an actual blade using a numerical approach. In addition, this model will help apply the appropriate control law.

As the flapwise vibration is the most dangerous vibration form for a wind turbine blade, we build a one-dimensional cantilevered variable section model approximating the blade, using COMSOL Multiphysics, as shown in Figure 2. The variable section is made from aluminum and has 1m in length, 30 cm wide, and a point load 'P' at the free

end of 10 N is applied. Young's modulus is 69 GPa, and the density is 2700 kg/m<sup>3</sup>.

The tip displacement for the free undamped vibration of this model is obtained using COMSOL Multiphysics and is represented in Figure 3. The first three mode shapes and their corresponding natural frequencies are presented in Figure 4 and Table 1, respectively.

The objective is to find a cantilevered equivalent beam with a similar vibration response obtained in Figure 3. For this purpose, an analytical model for the undamped beam with initial load is used based on the Euler-Bernoulli beam theory. The partial differential equation of motion for the beam is [54]:

$$E_b I_b \frac{\partial^4 \omega(x, t)}{\partial x^4} + \rho_b A_b \frac{\partial^2 \omega(x, t)}{\partial t^2} = 0 \quad (1)$$

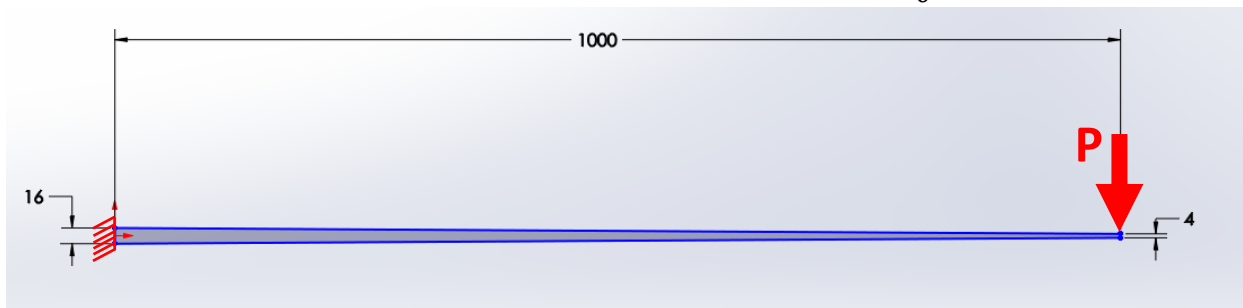


Figure 2: Variable section model representative of the blade. Dimensions are in mm

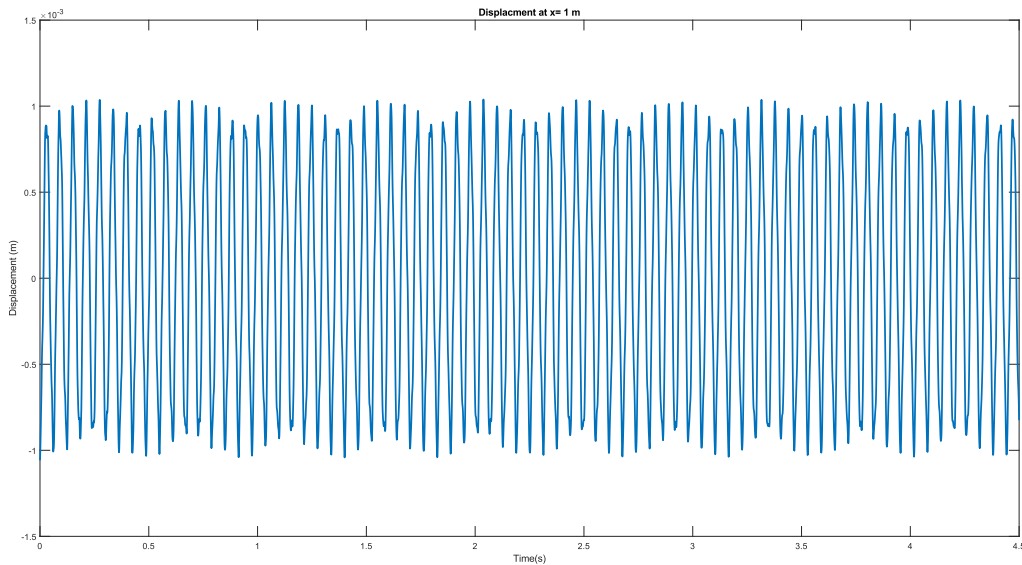


Figure 3: Tip Displacement of the variable section using COMSOL

Table 1: Frequency of the first three mode shapes for the variable section model using Comsol and FFT

Mode shape	Numerical Analysis Frequency (Hz)	FFT frequency (Hz)
Mode 1	16.436	16.44079
Mode 2	63.678	62.54143
Mode 3	152.49	152.41057

where  $E_b$ ,  $I_b$ ,  $\rho_b$ ,  $A_b$  and  $\omega$  represent Young's modulus of elasticity, the moment of inertia, density, cross-sectional area, and transverse deflection of the beam. The solution to this equation is explained in detail in [55]:

$$\omega(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} \phi_n(x) \cdot A_n \cos(c \cdot \gamma_n^2 t) \quad (2)$$

where  $c = \sqrt{\frac{E_b I_b}{\rho_b A_b}}$  and  $\phi_n$  represents the  $n^{\text{th}}$  mode shape of the considered beam:

$$\begin{aligned} \phi_n(x) &= 0.5 \\ & * \left[ \cos(\gamma_n L) - \cosh(\gamma_n L) \right. \\ & + \left. \left( \frac{-\cos(\gamma_n L) - \cosh(\gamma_n L)}{\sin(\gamma_n L) + \sinh(\gamma_n L)} \right) (\sin(\gamma_n L) \right. \\ & \left. - \sinh(\gamma_n L)) \right] \end{aligned} \quad (3)$$

$\gamma_n L$  is solved numerically, as mentioned in [55]. The first six solutions are presented in Table 2:

Table 2: Numerical solution for  $\gamma_n L$

$\gamma_1 L$	$\gamma_2 L$	$\gamma_3 L$	$\gamma_4 L$	$\gamma_5 L$	$\gamma_6 L$
1.875	4.694	7.854	10.995	14.137	17.278
1	0	8	5	2	8

$A_n$  depends on the initial position and can be represented as [56] :

$$A_n = \frac{2}{L} \int_0^L \omega(x, 0) \cdot \phi_n dx.$$

where  $L$  represents the length of the beam.

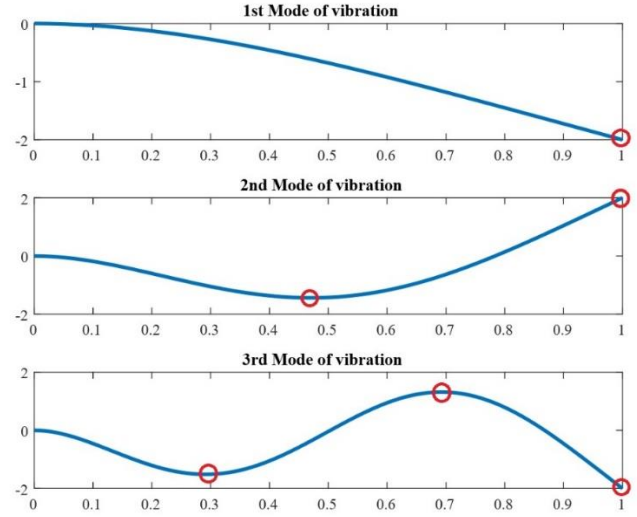


Figure 4: Mode shapes for the variable section model

## 2.2. Approximated form

On the other hand, the numerical simulation is not entirely accurate and contains some numerical errors due to discretization [57]. Therefore, another solution is obtained using Fast Fourier Transformation (FFT) to improve algorithm accuracy and find the best solution for the equivalent beam. FFT was done using Matlab, and the natural frequencies calculated are shown in Table 1.

Using the natural frequency obtained with FFT ( $f_1, f_2, f_3$ ), the numerical tip displacement can be approximated in the form:

$$Y(t) = A_1 \cdot \cos(2\pi f_1 t) + A_2 \cdot \cos(2\pi f_2 t) + A_3 \cdot \cos(2\pi f_3 t) \quad (4)$$

The parameters  $A_1, A_2, A_3$  can be found using the curve fitting in Matlab between the numerical solution in Figure 3 and the approximated solution  $Y(t)$ .

The computed parameters were:

$$A_1 = -9.295e-04$$

$$A_2 = -6.509e-05$$

$$A_3 = 2.791e-06$$

Figure 5 shows the comparison between the approximated and numerical forms. The zoomed

part (between 0 and 1.4 sec) shows an excellent agreement between the two forms. A minimal difference appears due to the numerical calculation errors and tolerance, which justifies using the approximated form. Therefore, the approximated form will be used to find the equivalent beam.

### 2.3. Genetic Algorithm

The genetic algorithm (GA) is one of the oldest stochastic algorithms based on populations [58] It was developed by John Holland in 1975 [59], and it is inspired by natural Darwinian evolution [60]. This search method is based on finding the best candidate in a population where each individual (chromosome) is evaluated using the fitness function at every iteration. The most promising candidates are selected randomly and used to improve the child generation using the crossover mechanism. Additionally, GA randomly adds new genetic information to the population using the "mutation" process, leading to a more diverse population and reducing the occurrence of locally optimal solutions [60].

A Genetic Algorithm (GA) was used to determine the equivalent, constant cross-section beam parameters. The GA determines the beam parameters that satisfy equation (2) and have the closest response to the approximative solution in

equation (4). Therefore, four checkpoints data were fed to the GA algorithm. These points consist of the four red dots in Figure 4 (at  $X_1=0.35*L$ ;  $X_2=0.5426*L$ ;  $X_3=0.748*L$  and  $X_4=L$ ). The approximative solution is calculated at those four points, and the data was fed to the GA.

The GA is then used to search the beam parameters ' $E_b$ ' and ' $\rho_b$ ', while the other parameters were defined as shown in Table 3.

The optimal searched parameters using the GA were:

$$E_b = 2,19452e+12 \text{ Pa}$$

$$\rho_b = 3389,8323 \text{ Kg/m}^3$$

Table 3: Parameters of the beam

Parameter	Value
Length of the beam L(m)	1
Width of the beam $w_b$ (m)	0.3
Thickness of the beam $h_b$ (m)	0.004
Initial load applied to beam's tip P (N)	10

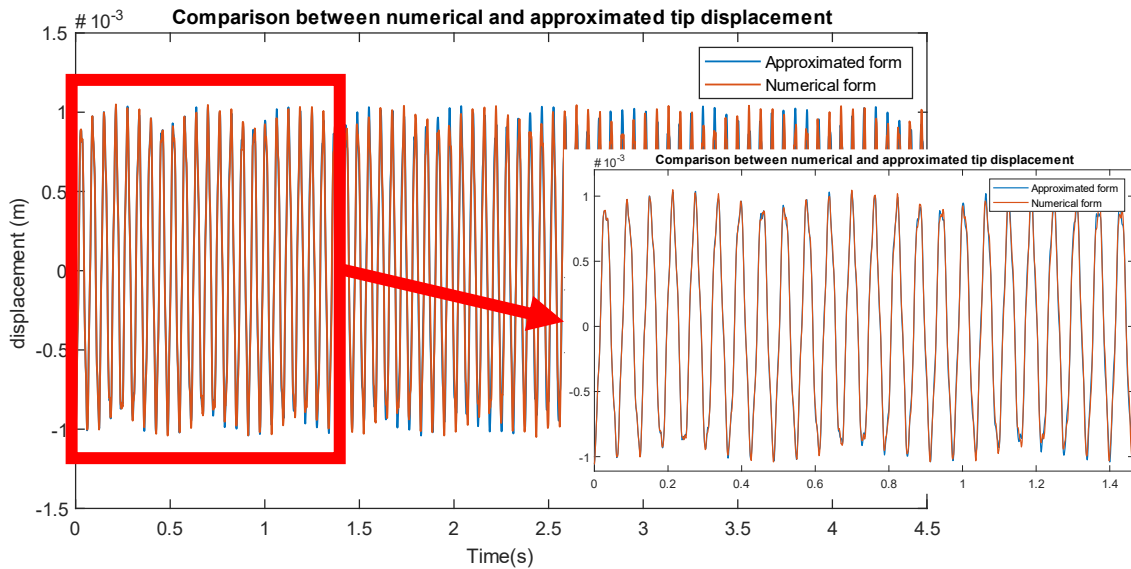


Figure 5: Comparison between numerical and approximated tip displacement

Figure 6 shows the comparison between the vibration response of the equivalent beam obtained using GA and the approximative response of the variable section in the four points (at  $X_1=0.35*L$ ;  $X_2=0.5426*L$ ;  $X_3=0.748*L$  and  $X_4=L$ ). A good agreement between the equivalent beam and the approximative form is noticed. The root means square error between the two at points  $X_1$ ,  $X_2$ ,  $X_3$ , and  $X_4$  are shown in Table 4.

The equivalent beam obtained using GA will be used to control vibration in the following sections.

## 2.4. Vibration control of the equivalent beam

At this stage, the cantilevered equivalent beam determined in the previous section will be used to apply the control strategy. A pair of collocated PZT patches are bonded to the beam surface: one acting as an actuator, fixed at the top of the beam, and the other acting as a sensor, fixed at the bottom of the beam, as shown in Figure 7. An initial load  $P$  is applied to the free end of the beam.

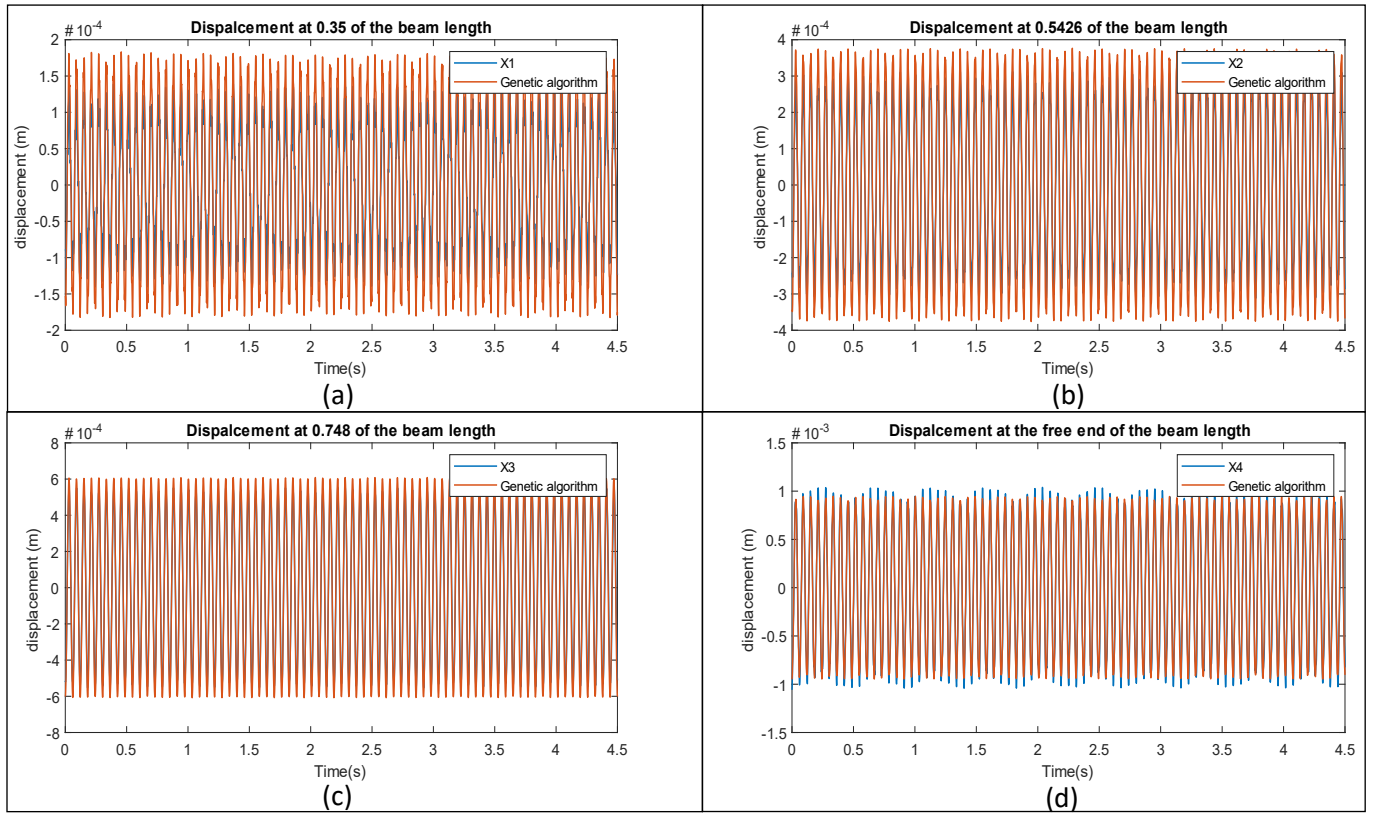


Figure 6: Comparison between the response of the equivalent beam obtained using GA and the approximative response of the variable section beam in four points : (a) at  $X_1=0.35$  of the length of the beam, (b) at  $X_2=0.5426$  of the length of the beam, (c) at  $X_3=0.748$  of the length of the beam and (d) at the tip of the beam

Table 4: Root mean square error between the approximative and GA beam at  $X_1$ ,  $X_2$ ,  $X_3$  and  $X_4$

Case	RMS
(a)	4.6602e-05
(b)	7.1743e-05
(c)	7.0637e-05
(d)	1.0757e-04

The partial differential equation describing the system of a cantilevered beam with the collocated PZT pair actuator/sensor is [61]:

$$E_b I_b \frac{\partial^4 \omega(x, t)}{\partial x^4} + \rho_b A_b \frac{\partial^2 \omega(x, t)}{\partial t^2} + c_b \frac{\partial \omega(x, t)}{\partial t} = M_a \left( \frac{\partial \delta}{\partial x(x-x_2)} - \frac{\partial \delta}{\partial x(x-x_1)} \right) \quad (5)$$

Where:  $\delta$  is Dirac function

$c_b$  is the damping coefficient of the beam

$x_1$  and  $x_2$  are the coordinates of the PZT actuator

$M_a$  the moment applied by the PZT actuator can be defined as [62]:

$$M_a = -E_a \cdot b_a \cdot d_{31} \cdot \left( \frac{h_b + h_a}{2} \right) \cdot \frac{I_b}{I_{eq}} V_a = K^* \cdot \frac{I_b}{I_{eq}} \cdot V_a = K_a \cdot V_a$$

Where  $E_a$  represent respectively Young's modulus of the PZT actuator

$b_a$  is the width of the actuator

$d_{31}$  is the piezoelectric strain constant

$h_b$  is the beam height

$h_a$  is the PZT actuator height

$V_a$  is the applied actuator voltage

$I_b$  is the moment of inertia of the beam

$I_{eq}$  is the equivalent moment of inertia of the beam with the PZT pair of actuator/sensor and can be defined as [62]:

$$I_{eq} = \frac{b_b h_b^3}{12} + \frac{b_{a\ eq} h_a^3}{12} + b_a h_a \left( \frac{h_b}{2} + \frac{h_a}{2} \right)^2 + \frac{b_{s\ eq} h_s^3}{12} + b_s h_s \left( \frac{h_b}{2} + \frac{h_s}{2} \right)^2$$

And  $b_b, b_{a\ eq}, b_{s\ eq}, b_s, h_s$  are respectively the beam width, the equivalent PZT actuator width, the equivalent PZT sensor width, the sensor width and the sensor height.

$b_{a\ eq} = b_{s\ eq} = b_a \cdot \frac{E_a}{E_b}$  as the PZT actuator and sensor have the same dimensions.

The control law applied is the Proportional Integral Derivative (PID) based on sensor voltage. In this case, the actuator voltage becomes:

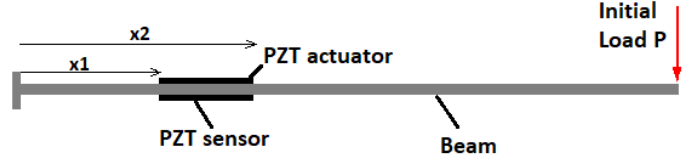


Figure 7: Schematic of the cantilevered beam with PZT actuator/sensor pair

$$V_a = K_p \cdot V_s + K_D \cdot \dot{V}_s + K_I \cdot \int V_s dt \quad (6)$$

where  $K_p, K_D, K_I$  are the controller's parameters, and  $V_s$  is the sensor voltage.

$$V_s = -E_s \cdot b_s \cdot \frac{g_{31}}{2C} \left( \frac{h_b}{2} \right) \cdot \frac{\partial \omega(x, t)}{\partial x} \Big|_{x_1}^{x_2} = K_s \cdot \frac{\partial \omega(x, t)}{\partial x} \Big|_{x_1}^{x_2}$$

$E_s, g_{31},$  and  $C$  represent, respectively, Young's modulus of the PZT sensor, the piezoelectric voltage coefficient, and the capacitance of the PZT sensor.

Thus, the equation of motion in equation (5) will become :

$$E_b I_b \frac{\partial^4 \omega(x, t)}{\partial x^4} + \rho_b A_b \frac{\partial^2 \omega(x, t)}{\partial t^2} + c_b \frac{\partial \omega(x, t)}{\partial t} = K_a \cdot K_s \cdot \left( K_p \cdot \frac{\partial \omega(x, t)}{\partial x} \Big|_{x_1}^{x_2} + K_I \cdot \int \frac{\partial \omega(x, t)}{\partial x} \Big|_{x_1}^{x_2} dt + K_D \cdot \frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{\partial \omega(x, t)}{\partial x} \Big|_{x_1}^{x_2} \right) \right) \cdot \left( \frac{\partial \delta}{\partial x(x-x_2)} - \frac{\partial \delta}{\partial x(x-x_1)} \right) \quad (7)$$

In [55], the solution of this equation is detailed using the modal analysis approach, where the displacement  $\omega(x, t)$  is separated in space and time [63]:

$$\omega(x, t) = \sum_{i=1}^{\infty} \phi_i(x) f_i(t)$$

where  $\phi_i(x)$  represent the eigenfunction, known as the mode-shape, and can be expressed in equation (3) above.

Thus, equation (7) becomes:

$$\begin{aligned} & \ddot{f}_i(t) + \frac{c_b}{\rho_b A_b} \dot{f}_i(t) + \Omega^2 f_i(t) \\ & = K_{Ti} \cdot \left( K_P \cdot f_i(t) + K_D \dot{f}_i(t) \right. \\ & \quad \left. + K_I \int f_i(t) dt \right) \end{aligned} \quad (8)$$

$$\text{where: } \Omega^2 = \frac{E_b I_b}{\rho_b A_b} \int_0^L \phi_i(x) \cdot \frac{\partial^4 \phi_i(x)}{\partial x^4} dx$$

$$K_{Ti} = K_a \cdot K_s \cdot \left( \frac{\partial \phi_i(x)}{\partial x} \Big|_{x_1}^{x_2} \right)^2$$

The equation (8) will be in the form of a state-space equation when truncated to n modes:

$$\begin{aligned} & \dot{Z}(t) - D \cdot Z(t) \\ & = A \end{aligned} \quad (9)$$

where  $Z(t) =$

$$[f_1(t) \quad f_2(t) \quad \dots \quad f_n(t) \quad \dot{f}_1(t) \quad \dot{f}_2(t) \quad \dots \quad \dot{f}_n(t)]^T$$

$$D = \begin{bmatrix} 0_{n \times n} & I_{n \times n} \\ \Omega^2 + K_{Ti} K_P + K_{Ti} \cdot K_I & \frac{c_b}{\rho_b A_b} + K_I \cdot K_D \end{bmatrix}$$

$$A = \begin{bmatrix} 0_{n \times 1} \\ a_1 \\ a_2 \\ \vdots \\ a_n \end{bmatrix}$$

$$\text{and } a_i = K_I (f_i(t-1) + f_i(t-2) + \dots + f_i(0))$$

At this level, the voltage limit of the actuator is integrated into the equation, and the algorithm will check at every time iteration the actuator voltage, and if it exceeds  $V_{limit}$ , instead of equation (8), the equation to solve becomes:

$$\begin{aligned} & \ddot{f}_i(t) + \frac{c_b}{\rho_b A_b} \dot{f}_i(t) + \Omega^2 f_i(t) \\ & = K_a \cdot \pm V_{limit} \cdot \frac{\partial \phi_i(x)}{\partial x} \Big|_{x_1}^{x_2} \end{aligned} \quad (10)$$

and the equation (9) becomes:

$$\begin{aligned} & \dot{Z}(t) \\ & - D^* \cdot Z(t) \\ & = A^* \end{aligned} \quad (11)$$

where

$$D^* = \begin{bmatrix} 0_{n \times n} & I_{n \times n} \\ \Omega^2 & \frac{c_b}{\rho_b A_b} \end{bmatrix}$$

$$A^* = \begin{bmatrix} 0_{n \times 1} \\ a_1^* \\ a_2^* \\ \vdots \\ a_n^* \end{bmatrix}$$

$$\text{and } a_i^* = K_a \cdot \pm V_{limit} \cdot \frac{\partial \phi_i(x)}{\partial x} \Big|_{x_1}^{x_2}$$

## 2.5. Optimization of the vibration control

In this section, the optimization is done in two steps. First, we optimized the actuator position. Thus, the optimal value of the parameter  $x_1$  is found. After that, an optimization of the PID parameters is done, and the best  $K_P, K_D, K_I$  were determined to attenuate the tip's vibration. The parameters of the PZT elements used are summarised in Table 5.

Table 5: Summary of characteristics of the PZT actuator/sensor pair

Parameter	Value
Initial load applied to beam's tip P (N)	10
Length of PZT $L_p$ (m)	0.1
Width of PZT $w_p$ (m)	0.1
Thickness of PZT $h_p$ (m)	0.002
PZT Young's modulus $E_p$ (Pa)	6.4e10
Density of PZT $\rho_p$ (Kg/m <sup>3</sup> )	7500
Piezoelectric constant $d_{31}$ (C/N)	-274e-12
Piezoelectric voltage coefficient $g_{31}$ (V/N)	-0.15099
Free dielectric constant $K_3^T$	3400
PZT Capacitance $C_p$ [64]	0.3008

As the actuator position is crucial in controlling the structure, we used the Genetic Algorithm to find the best actuator position to attenuate the vibration at the beam's tip. The best actuator position obtained



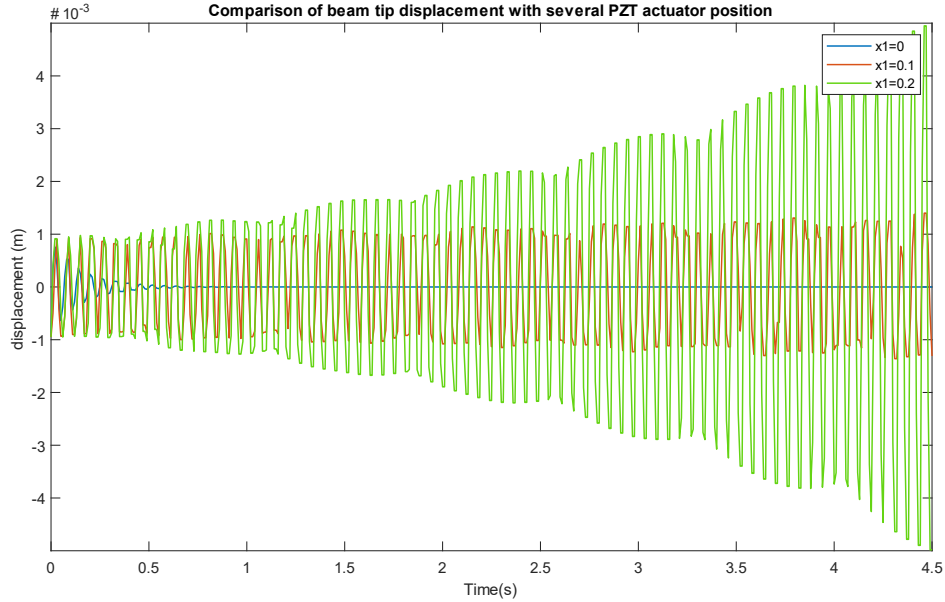


Figure 8: Comparison of beam's tip displacement with different PZT actuator positions

with the GA is at  $x_1=0$ . Figure 8 shows several PZT actuator positions tests. The same controller parameters were taken for all three scenarios:

$$K_p = -1000000$$

$$K_I = 0$$

$$K_D = -1000000$$

and the only variable was the position of the PZT actuator/sensor pair. The figure demonstrates good agreement with the genetic algorithm result. As we can see, the PZT actuator efficiency diminishes as it moves away from the fixed end. Instability can be generated by the controller instead of the vibration reduction in the case of  $x_1=0.2$ .

The second part of the optimization is the search for optimal PID parameters. At this stage, the GA is used to obtain the optimal  $K_p, K_D, and K_I$  parameters that reduce the most the tip displacement of the beam.

The obtained parameters were:

$$K_p = -998856106.724$$

$$K_I = 15.947$$

$$K_D = -3493497391.086$$

These optimal parameters, along with the optimal placement, were tested. In this case, the equivalent beam obtained in the previous section is equipped with a pair of collocated PZT actuator/sensor, and an initial load of 10 N is applied to the beam's tip. The PZT-5H patches' parameters added are summarised in Table 5. Figure 9 compares the beam's tip displacement with and without the optimized control. The results prove the excellent efficacy of the controller. The beam's vibration stops after just 0.1 sec. Figure 10 shows the voltage fed to the actuator. It demonstrates the voltage limit's efficacy. This addition helps protect the actuator from unrealistic control voltage values from PID and helps use more efficiently the capacity of the actuator.

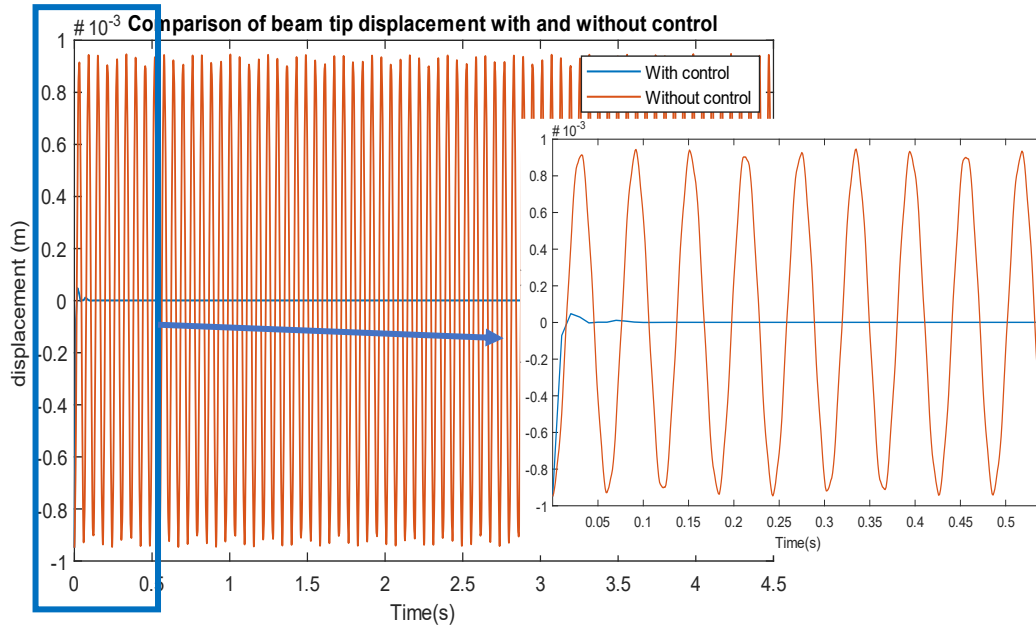


Figure 9: Comparison of beam's tip displacement with and without control

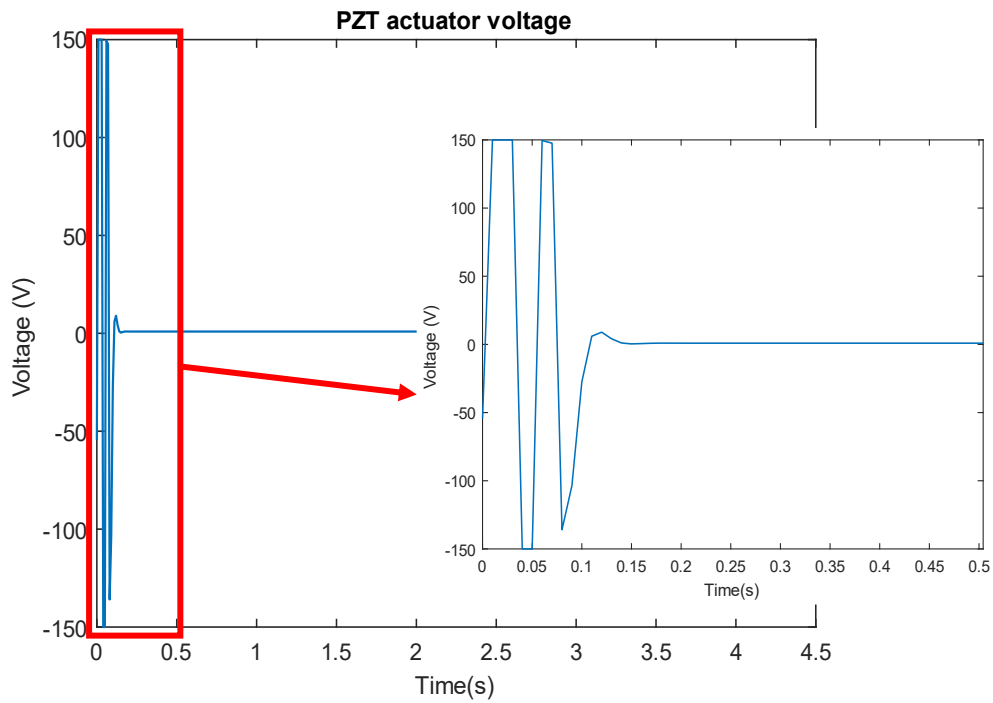


Figure 10: PZT actuator's voltage



### 3. De-icing of the blade using the PZT actuator:

In this section, the same PZT actuator will be used to eliminate the ice accreted on the blade. The principle of this system consists in generating high-frequency waves ( $> 20\text{KHz}$ ) through the electrical excitation of a piezoelectric actuator placed on the surface of the blade [65]. As these waves propagate in the structure, they produce transversal stresses strong enough to destroy the bond between the blade surface and the ice accumulated, which is about  $2\text{ MPa}$  between ice and aluminum [66]. This system was firstly designed to fit the helicopter rotor blades [53]. Subsequently, several studies have been conducted to prove the efficiency of this system on wind turbine blades [67-69] to benefit from its advantages. Indeed, the ultrasonic device has a small power consumption of approximately  $0.63\text{ W/cm}^2$  [68], significantly lower than the electrothermal system  $4.18\text{ W/cm}^2$ . Moreover, this system is relatively light, as it has been applied to the Bell-412 helicopter, and the system's mass was  $90\text{ lbs}$  [70].

On the other hand, this system has several inconveniences, like the failure of the PZT actuator due to internal stresses, where the fracture appears in the welding zone between the PZT and the electrodes [53]. Additionally, the actuator can detach from the structure following a failure of the glue. This issue was solved by optimizing the bonding design between the actuator and the surface [71].

In this section, we model the wind turbine blade as a cantilevered variable section plate made from aluminum and has the same dimensions as the model used in Figure 2, with a length of  $1\text{ m}$ ,  $30\text{ cm}$  wide, and variable thickness. In addition, the added PZT actuator has the same characteristics as in Table 5. Finally, a layer of homogeneous and isotropic ice of  $2.5\text{ mm}$  thickness is added to the model. Figure 11 shows a presentation of the model using COMSOL Multiphysics. As shown in Figure 11, the PZT actuator is placed at the fixed end of the plate, matching the vibration control position of the actuator in the previous section. A static model on

COMSOL Multiphysics is used to calculate the horizontal shear stresses at the interface between the blade surface and the ice. The choice of a static model is justified as it is sufficient to evaluate the direct effect of the actuator on the shear stresses. We can thus determine that if these forces are more significant than the frost-structure adhesion force, the frost will be detached.

We determine the impedance of the PZT actuator with the structure to ensure the transmission of the wave's highest amplitude to the plate. The frequency with the lowest impedance must be used to effectively deteriorate the bond between the ice and the plate's surface [68]. Figure 12 shows the impedance's variation with the frequency, and the lowest impedance is reached at  $106000\text{ Hz}$ .

A voltage of  $50\text{ V}$  with the frequency associated with the lowest impedance ( $106000\text{ Hz}$ ) is applied to the PZT actuator. The obtained transversal XZ stresses at the interface between the ice and the host structure are shown in Figure 13. The modified range presentation (showing a maximum of  $2\text{ MPa}$  and minimum of  $-2\text{ MPa}$ ) in Figure 13(b) shows that the transversal XZ stress exceeds  $2\text{ MPa}$  in nearly all regions, corresponding to the ice adhesion strength to the aluminum. Thus, the bond between the ice and the surface will be cracked, and subsequently, the ice will crack and debond. The power consumed by the actuator is about  $0.1712\text{ W/cm}^2$ .

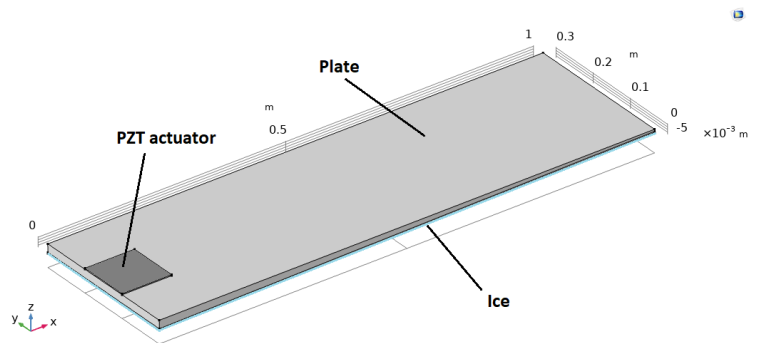


Figure 11: Model of the cantilevered plate with a PZT actuator and accreted ice

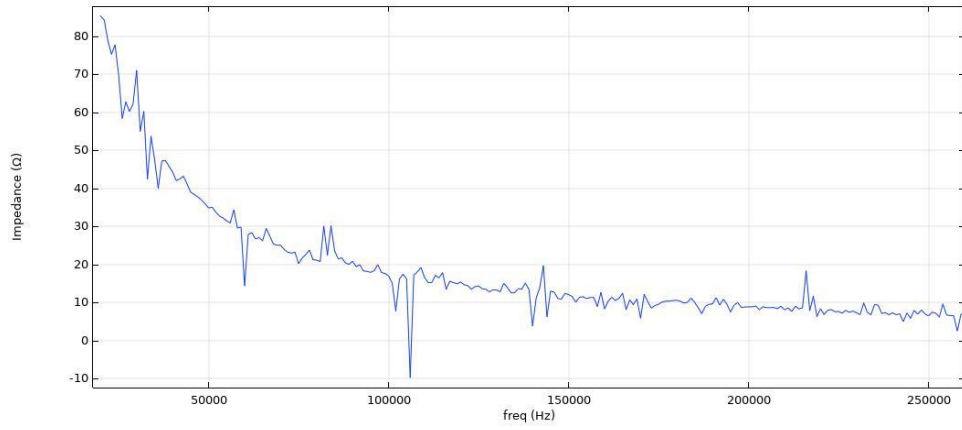
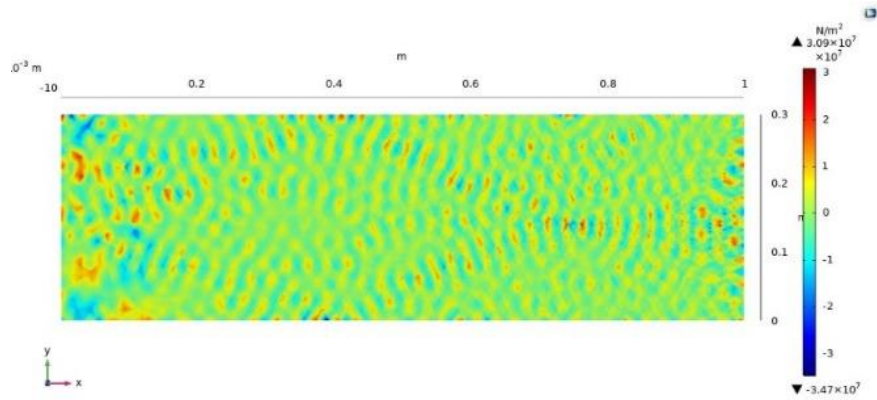
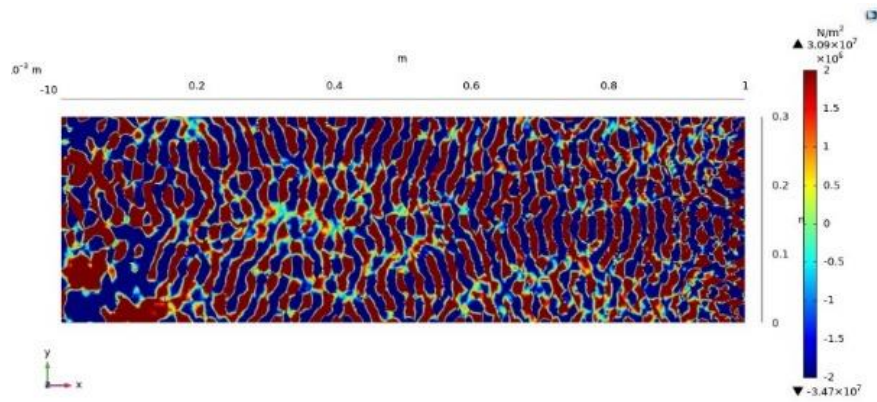


Figure 12: Impedance variation of the system



(a)

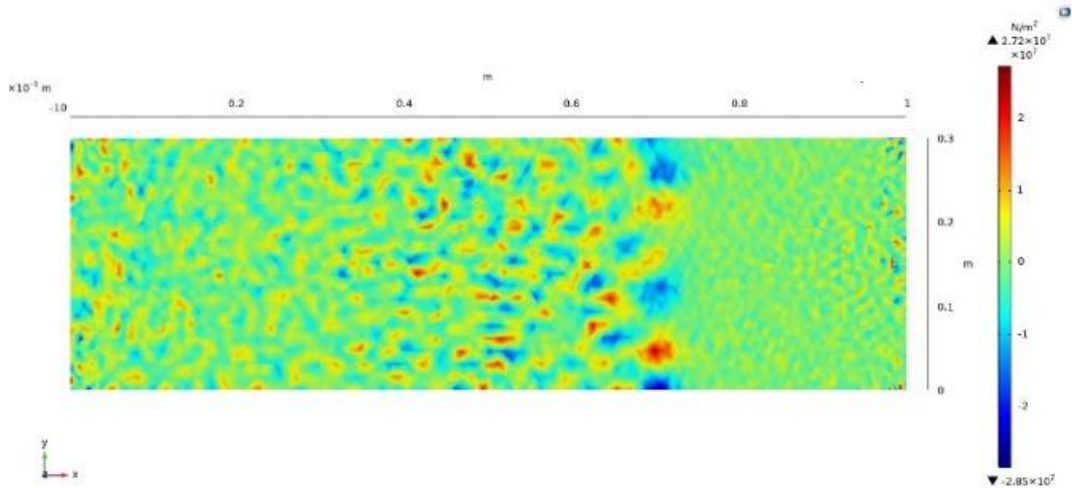


(b)

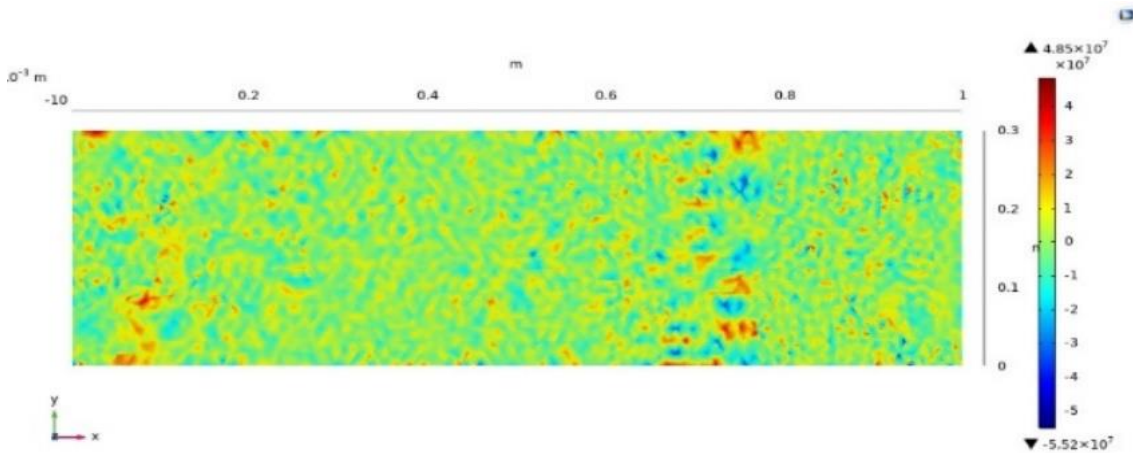
Figure 13: Transversal XZ stress ( $N/m^2$ ) on the interface between 2.5 mm of ice and the structure (a) without modified range (b) with modified range

Additionally, several ice thicknesses were considered to ensure the system's effectiveness in blade deicing. Thus, models with thicknesses of 1 mm, 4 mm, and 6 mm of accreted ice were studied. As the ice thickness has changed, the system's impedance will also change. First, we recalculate the system's impedance to obtain the appropriate frequency to feed to the actuator (having the lowest impedance). The appropriate frequencies obtained were 213500 Hz for the 1 mm ice thickness, 252000 Hz for the 4 mm ice thickness, and 105000 Hz for 6 mm. Afterward, the actuator was fed with 50V voltage with the appropriate frequency calculated for every thickness. Figure 15 shows the modified

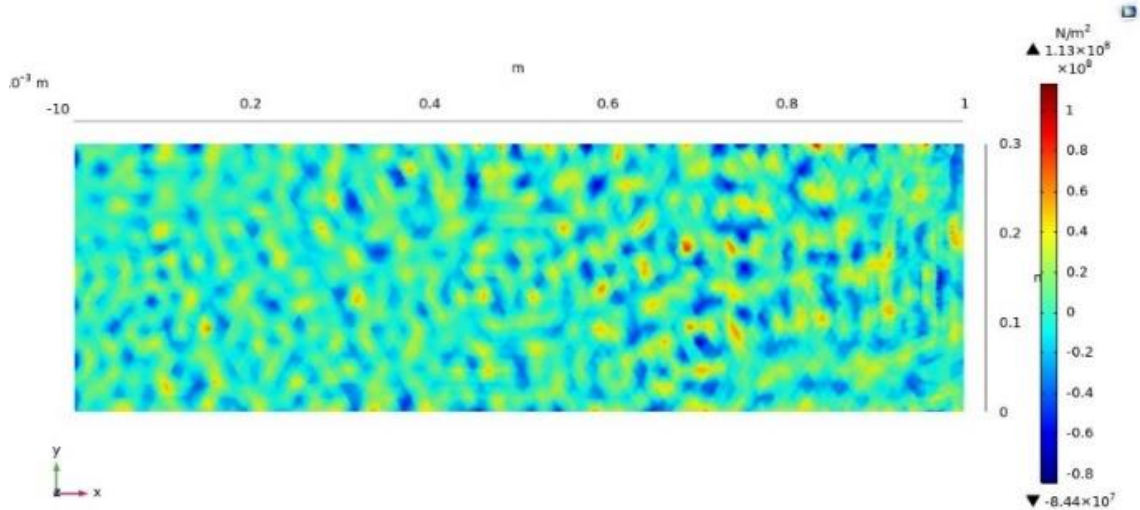
range presentation (showing the regions where the stress is higher than the bonding limit of a maximum of 2 MPa and a minimum of -2 MPa) of the transversal shear stress on the interface between the blade and the ice with different thicknesses. The power consumed by the actuator is about 0.03094 W/cm<sup>2</sup> in the case of 1mm of ice, but it does not provide sufficient deicing. The power consumed by the actuator is about 0.14 W/cm<sup>2</sup> in the case of 4 mm of ice, providing good deicing with less power consumed than in the case of 2.5 mm ice thickness. For more details about the transversal shear stresses without range modification for all thicknesses, refer to Figure 14.



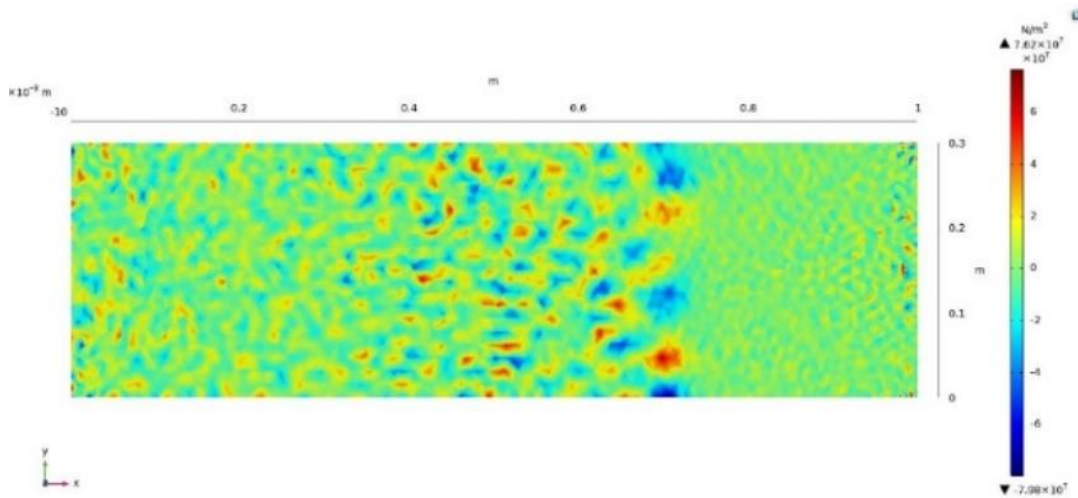
(a)



(b)



(c)



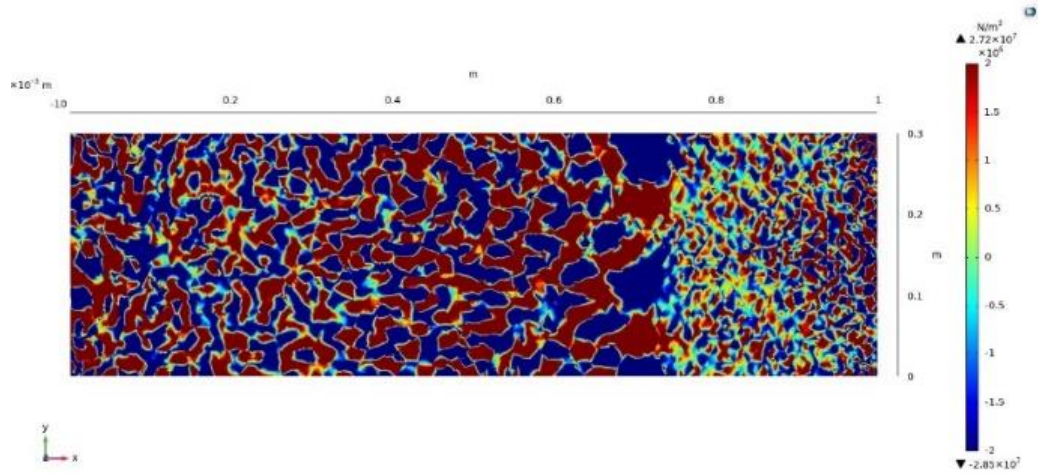
(d)

Figure 14: Transversal XZ stress ( $N/m^2$ ) without range modification on the interface between the structure and the ice of thickness (a) 1 mm with 50 V applied (b) 4 mm with 50 V applied (c) 6 mm with 50 V applied (d) 1mm with 140 V applied

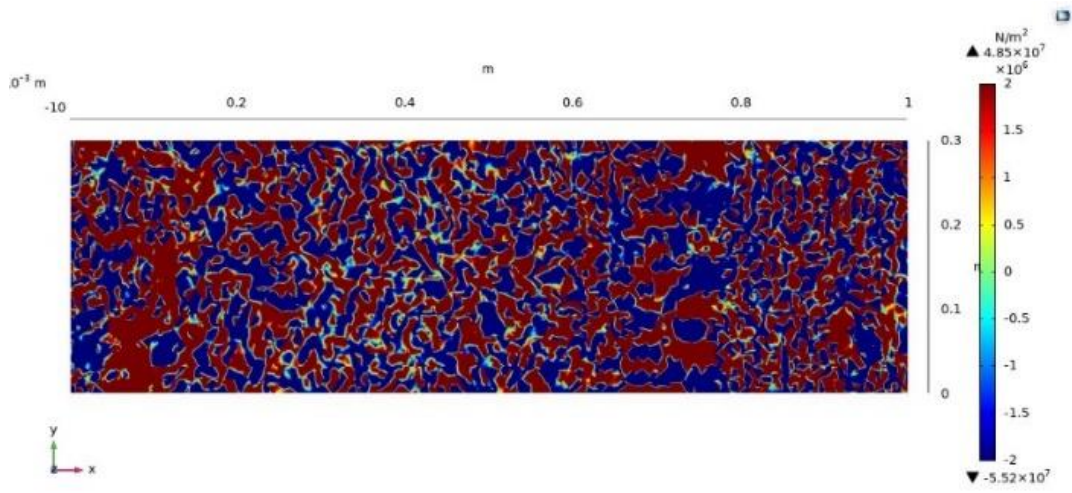
As shown in Figure 15, the transversal shear stress exceeds the 2 MPa in nearly all regions for all thicknesses scenarios. Another remark is that the shear stresses are stronger as the ice thickness increase, which can be explained by improved wave transmission from the host structure to the ice as the ice thickness increase. Thus, we can say that the system is more efficient and can deice the blade more rapidly when the accreted ice is thicker. We can also notice that the shear stresses in the case of

1 mm of ice are not sufficient in the region near the blade's tip. An insufficient wave transmission from the host structure to the thin ice can explain this. This deficiency can be easily overcome by increasing the actuator voltage, as shown in Figure 16, where a voltage of 140 V is applied to the PZT actuator with the same frequency (213500 Hz). As shown in Figure 16, the transversal shear stresses at the interface exceed  $\pm 2$  MPa in nearly all regions, providing sufficient deicing for the blade.

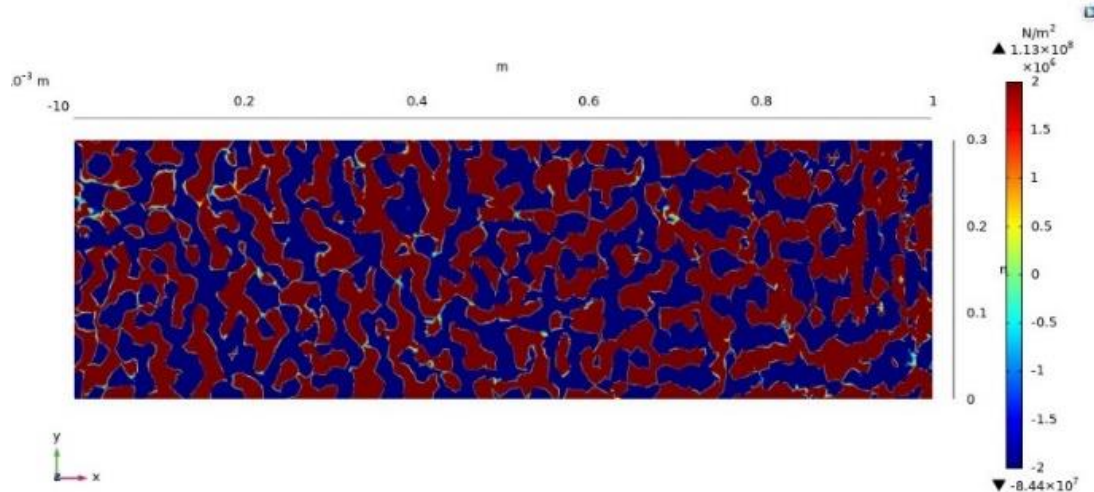




(a)



(b)



(c)

Figure 15: Transversal XZ stress ( $N/m^2$ ) with modified range on the interface between the structure and the ice of thickness (a) 1 mm, (b) 4 mm, and (c) 6 mm

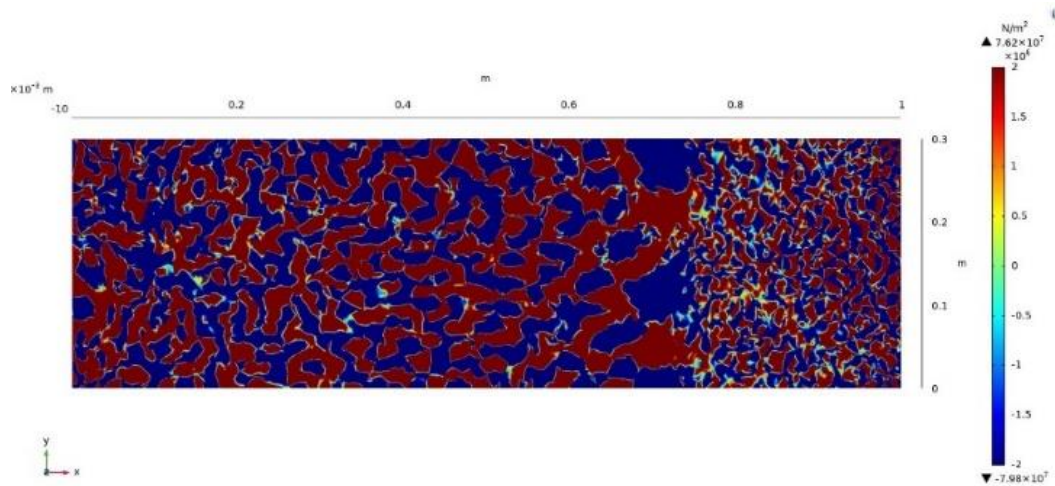


Figure 16: Transversal XZ stress ( $N/m^2$ ) with modified range on the interface between the structure and the ice of thickness of 1 mm with applied actuator voltage of 140 V

#### 4. Conclusion :

This paper has presented a novel system to control the wind turbine's blade vibration and deice its surface using the piezoelectric material with a small mass percentage of 0.5% of the blade and an even smaller surface percentage of 0.3% of the blade surface. First, the dimensions of an approximative equivalent beam were calculated to obtain the nearest vibration response of the blade. Next, an analytical model of the system with pair of

collocated PZT-5H actuator/sensor is presented. The control law chosen was the PID controller, and optimization of the actuator placement and the controller parameters is done using the genetic algorithm. The results show the system's effectiveness, and a good elimination of the tip's vibration with this optimal control. Then, numerical simulations were conducted for the blade with the same PZT actuator position. The system was able to generate enough transversal XZ stress capable of cracking the bond between the ice and the surface

with different ice thicknesses. Thus, the idea of this novel system was proven, and it will be used in future research to control the vibration and deice longer blades using several actuators with optimal patches position distribution and control parameters.

#### Author Contributions:

Conceptualization, A.A.; methodology, A.A., A.I., and R.Y.; software, A.A.; validation, A.A.; formal analysis, A.A.; investigation, A.A.; resources, A.A.; data curation, A.A.; writing—original draft preparation, A.A.; writing—review and editing, A.A., A.I., and R.Y.; supervision, R.Y. and A.I.; project administration, A.I. and R.Y.; funding acquisition, A.I. All authors have read and agreed to the published version of the manuscript.

#### Funding:

The authors acknowledge the financial support from NSERC Canada (Natural Sciences and Engineering Research Council) through a Discovery Grant.

#### References:

1. Council, G.W.E., *GWEC/ GLOBAL WIND REPORT 2021*. 2021.
2. Fronk, B.M., R. Neal, and S. Garimella, *Evolution of the transition to a world driven by renewable energy*. Journal of Energy Resources Technology, 2010. **132**(2): p. 021009.
3. *Global Wind Report*. 2017, Global Wind Energy Council.
4. Energy, M.S., *Leading innovation: MingYang Smart Energy launches MySE 16.0-242, the world's largest offshore Hybrid Drive wind turbine*. August 20, 2021.
5. Jordaens, P.J., et al., *IEA Wind Task 19 - Available Technologies report of Wind Energy in Cold Climates*. 2016.
6. Fortin, G., J. Perron, and A. Ilinca, *Behaviour and modeling of cup anemometers under Icing conditions*. 2005.
7. Rezaeiha, A., R. Pereira, and M. Kotsonis, *Fluctuations of angle of attack and lift coefficient and the resultant fatigue loads for a large horizontal axis wind turbine*. Renewable Energy, 2017. **114**: p. 904-916.
8. Lee, S., et al. *Atmospheric and wake turbulence impacts on wind turbine fatigue loadings*. in *50th AIAA Aerospace Sciences Meeting including the New Horizons Forum and Aerospace Exposition*. 2012.
9. Dean, W.D., *Wind turbine mechanical vibrations: potential environmental threat*. Energy & environment, 2008. **19**(2): p. 303-307.
10. Parent, O. and A. Ilinca, *Anti-icing and de-icing techniques for wind turbines: Critical review*. Cold regions science and technology, 2011. **65**(1): p. 88-96.
11. Lamraoui, F., et al., *Atmospheric icing impact on wind turbine production*. Cold Regions Science and Technology, 2014. **100**: p. 36-49.
12. Sundén, B. and Z. Wu, *On icing and icing mitigation of wind turbine blades in cold climate*. Journal of Energy Resources Technology, 2015. **137**(5): p. 051203.
13. Awada, A., R. Younes, and A. Ilinca, *Review of Vibration Control Methods for Wind Turbines*. Energies, 2021. **14**(11): p. 3058.
14. Bossanyi, E.A., *The design of closed loop controllers for wind turbines*. Wind Energy: An International Journal for Progress and Applications in Wind Power Conversion Technology, 2000. **3**(3): p. 149-163.
15. Van Dam, C., D.E. Berg, and S.J. Johnson, *Active load control techniques for wind turbines*. 2008, Sandia National Laboratories.
16. Jamieson, P.M., et al., *Variable diameter wind turbine rotor blades*. 2005, Google Patents.

17. LLC, G.W.E., *Advanced Wind Turbine Program Next Generation Turbine Development Project*. 2006, NREL/SR-500-38752.
18. Barlas, T.K. and G. Van Kuik. *State of the art and perspectives of smart rotor control for wind turbines*. in *Journal of Physics: Conference Series*. 2007. IOP Publishing.
19. Barlas, T.K. and G. Van Kuik, *Review of state of the art in smart rotor control research for wind turbines*. *Progress in Aerospace Sciences*, 2010. **46**(1): p. 1-27.
20. Castagnet, D., et al., *Full-scale test of trailing edge flaps on a Vestas V27 wind turbine: active load reduction and system identification*. *Wind Energy*, 2014. **17**(4): p. 549-564.
21. Van Wingerden, J., et al., *On the proof of concept of a 'smart' wind turbine rotor blade for load alleviation*. *Wind Energy: An International Journal for Progress and Applications in Wind Power Conversion Technology*, 2008. **11**(3): p. 265-280.
22. Van Dam, C., et al. *Computational investigations of small deploying tabs and flaps for aerodynamic load control*. in *Journal of Physics: Conference Series*. 2007. IOP Publishing.
23. Yen, D., et al. *Active load control and lift enhancement using MEM translational tabs*. in *Fluids 2000 Conference and Exhibit*. 2000.
24. Yen, D., et al. *Active load control for wind turbine blades using MEM translational tabs*. in *20th 2001 ASME Wind Energy Symposium*. 2001.
25. Bieniawski, S. and I. Kroo. *Flutter suppression using micro-trailing edge effectors*. in *44th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference*. 2003.
26. Hsiao, F.-B., J.-Y. SHYU, and C.-F. LIU, *Control of wall-separated flow by internal acoustic excitation*. *AIAA journal*, 1990. **28**(8): p. 1440-1446.
27. Taylor, H.D., *The elimination of diffuser separation by vortex generators*. United Aircraft Corporation, East Hartford, CT, Technical Report No, 1947. **4012**: p. 3.
28. Lee, H.M. and O.J. Kwon, *Numerical Simulation of Horizontal Axis Wind Turbines with Vortex Generators*. *International Journal of Aeronautical and Space Sciences*, 2019. **20**(2): p. 325-334.
29. Mueller-Vahl, H., et al. *Vortex generators for wind turbine blades: A combined wind tunnel and wind turbine parametric study*. in *ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference and Exposition*. 2012. American Society of Mechanical Engineers.
30. Liu, C., et al. *NREL Fast Modeling for Blade Load Control with Plasma Actuators*. in *2018 IEEE Conference on Control Technology and Applications (CCTA)*. 2018. IEEE.
31. Moreau, E., *Airflow control by non-thermal plasma actuators*. *Journal of physics D: applied physics*, 2007. **40**(3): p. 605.
32. Lobitz, D.W. and P.S. Veers, *Load mitigation with bending/twist-coupled blades on rotors using modern control strategies*. *Wind Energy: An International Journal for Progress and Applications in Wind Power Conversion Technology*, 2003. **6**(2): p. 105-117.
33. Pern, N., J. Jacob, and R. Lebeau. *Characterization of zero mass flux flow control for separation control of an adaptive airfoil*. in *3rd AIAA Flow Control Conference*. 2006.
34. Rahman, M., et al., *Performance enhancement of wind turbine systems with vibration control: A review*. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2015. **51**: p. 43-54.
35. Fitzgerald, B. and B. Basu, *Cable connected active tuned mass dampers for control of in-plane vibrations of wind turbine blades*. *Journal of Sound and Vibration*, 2014. **333**(23): p. 5980-6004.
36. Dinh, V.N. and B. Basu, *Passive control of floating offshore wind turbine nacelle and spar vibrations by multiple tuned mass*



- dampers. *Structural Control and Health Monitoring*, 2015. **22**(1): p. 152-176.
37. Colwell, S. and B. Basu, *Tuned liquid column dampers in offshore wind turbines for structural control*. *Engineering Structures*, 2009. **31**(2): p. 358-368.
  38. Lee, H., S.-H. Wong, and R.-S. Lee, *Response mitigation on the offshore floating platform system with tuned liquid column damper*. *Ocean engineering*, 2006. **33**(8-9): p. 1118-1142.
  39. Martynowicz, P., *Vibration control of wind turbine tower-nacelle model with magnetorheological tuned vibration absorber*. *Journal of Vibration and Control*, 2017. **23**(20): p. 3468-3489.
  40. Chen, J. and C.T. Georgakis, *Tuned rolling-ball dampers for vibration control in wind turbines*. *Journal of Sound and Vibration*, 2013. **332**(21): p. 5271-5282.
  41. Guimarães, P., M. de Moraes, and S. Avila, *Tuned mass damper inverted pendulum to reduce offshore wind turbine vibrations, in Vibration Engineering and Technology of Machinery*. 2015, Springer. p. 379-388.
  42. Staino, A., B. Basu, and S.R. Nielsen, *Actuator control of edgewise vibrations in wind turbine blades*. *Journal of Sound and Vibration*, 2012. **331**(6): p. 1233-1256.
  43. Liu, T., *Classical flutter and active control of wind turbine blade based on piezoelectric actuation*. *Shock and Vibration*, 2015. **2015**.
  44. Qiao, Y.-h., et al., *Finite element analysis and vibration suppression control of smart wind turbine blade*. *Applied Composite Materials*, 2012. **19**(3-4): p. 747-754.
  45. Arianpour, F., M. Farzaneh, and R. Jafari, *Hydrophobic and anti-ice properties of homogeneous and heterogeneous nanoparticle coatings on Al 6061 substrates*. 2015, IWAIS.
  46. Karmouch, R. and G.G. Ross, *Superhydrophobic wind turbine blade surfaces obtained by a simple deposition of silica nanoparticles embedded in epoxy*. *Applied Surface Science*, 2010. **257**(3): p. 665-669.
  47. Coffman, H., *Helicopter rotor icing protection methods*. *Journal of the American Helicopter Society*, 1987. **32**(2): p. 34-39.
  48. LeMieux, D.L., *Methods and apparatus for deicing airfoils or rotor blades*. 2007, Google Patents.
  49. Andreas Krenn, P.J.J., Matthew Wadham-Gagnon, Neil Davis, Niels-Erik Clausen, Ville Lehtomäki, Tuomas Jokela, Saara Kaija, Zouhair Khadiri-Yazami, Göran Ronsten, Helena Wickman, Rebecka Klintström, René Cattin,, *Available Technologies of Wind Energy in Cold Climates*, V. Lehtomäki, Editor. 2016, IEA Wind Task 19.
  50. Boussetoua, M., *Contribution à l'étude et à la conception d'une machine synchrone à flux transverse destinée au dégivrage d'aéronefs en cours de vol*. 2012: Université du Québec à Chicoutimi.
  51. Dalili, N., A. Edrisy, and R. Carriveau, *A review of surface engineering issues critical to wind turbine performance*. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2009. **13**(2): p. 428-438.
  52. Goraj, Z. *An overview of the deicing and anti-icing technologies with prospects for the future*. in *24th international congress of the aeronautical sciences*. 2004.
  53. Palacios, J.L., *Design, fabrication, and testing of an ultrasonic de-icing system for helicopter rotor blades*. 2008.
  54. Palazzolo, A., *Vibration Theory and Applications with Finite Elements and Active Vibration Control*. 2016: John Wiley & Sons.
  55. Awada, A., R. Younes, and A. Ilinca, *Optimized Active Control of a Smart Cantilever Beam using Genetic Algorithm*. *Designs*, 2022.
  56. Whitney, S., *Vibrations of cantilever beams: Deflection, frequency, and research uses*. Website: Apr, 1999. **23**(10).
  57. Oberkampf, W.L., et al., *Error and uncertainty in modeling and simulation*. *Reliability Engineering & System Safety*, 2002. **75**(3): p. 333-357.

58. Mirjalili, S., *Evolutionary algorithms and neural networks*, in *Studies in Computational Intelligence*. 2019, Springer.
59. Holland, J.H., P.P.E.E.C.S.J.H. Holland, and S.L.H.R.M. Holland, *Adaptation in Natural and Artificial Systems: An Introductory Analysis with Applications to Biology, Control, and Artificial Intelligence*. 1992: M.I.T.P.
60. Mathew, T.V., *Genetic algorithm*. Report submitted at IIT Bombay, 2012.
61. Moheimani, S.R. and A.J. Fleming, *Piezoelectric transducers for vibration control and damping*. 2006: Springer Science & Business Media.
62. Devasia, S., et al., *Piezoelectric actuator design for vibration suppression-placement and sizing*. *Journal of Guidance, Control, and Dynamics*, 1993. **16**(5): p. 859-864.
63. Meirovitch, L., *Elements of Vibration Analysis*. 1986: McGraw-Hill.
64. Components, C.E., *PZT5A & 5H Materials Technical Data (Typical Values)*.
65. Royer, R.L., et al., *Ultrasonic vibration system and method for removing/avoiding unwanted build-up on structures*. 2012, Google Patents.
66. Zhu, Y., et al. *Numerical simulation and experimental validation of tailored wave guides for ultrasonic de-icing on aluminum plates*. in *Proceedings of 51th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference*. 2010.
67. Habibi, H., et al., *A dual de-icing system for wind turbine blades combining high-power ultrasonic guided waves and low-frequency forced vibrations*. *Renewable Energy*, 2015. **83**: p. 859-870.
68. Nömm, J., *De-icing of wind turbines with ultrasonic vibrations*. 2016.
69. Yin, C., et al., *Numerical simulation and experimental validation of ultrasonic de-icing system for wind turbine blade*. *Applied Acoustics*, 2016. **114**: p. 19-26.
70. Wang, Y., Y. Xu, and Q. Huang, *Progress on ultrasonic guided waves de-icing techniques in improving aviation energy efficiency*. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2017. **79**: p. 638-645.
71. Overmeyer, A., J. Palacios, and E. Smith, *Ultrasonic de-icing bondline design and rotor ice testing*. *AIAA journal*, 2013. **51**(12): p. 2965-2976.

## ANNEXE IV

### RESULTATS NUMERIQUES ADDITIONNELS

#### MODELE REALISTE AVEC 6 MM DE GIVRE

Ce modèle est pris en considération pour tester des épaisseurs de givre plus importantes. Ainsi, 6 mm de givre est incorporé sur la surface de la pale. La Figure 112 montre la variation de l'impédance de la structure en fonction de la fréquence. La fréquence ayant l'impédance minimale est de 105000 Hz.

Après savoir la fréquence avec l'impédance minimale, une tension de 50 V est appliquée à l'actionneur PZT avec cette fréquence, et les contraintes XZ transversales obtenues à l'interface entre le givre et la structure hôte sont présentées dans la Figure 113. La présentation de la plage modifiée dans la Figure 113(b) montre que la contrainte XZ transversale dépasse largement le 2 MPa dans toutes les régions, ce qui correspond à la force d'adhésion du givre à l'aluminium. Ainsi, la liaison entre la glace et la surface sera fissurée, et par la suite, le givre se décollera. Une autre observation à mentionner est que les contraintes XZ transversales obtenues à l'interface dans le cas d'une épaisseur de 6 mm de givre sont plus importantes que celles dans le cas des épaisseurs plus petites comme le modèle avec 4 mm de givre (voir Figure 105) et le modèle avec 2.5 mm de givre (voir Figure 108). De plus, la puissance consommée par l'actionneur est de l'ordre de  $0.1162 \text{ W/cm}^2$ , inférieure à celle dans le cas de 4 mm.

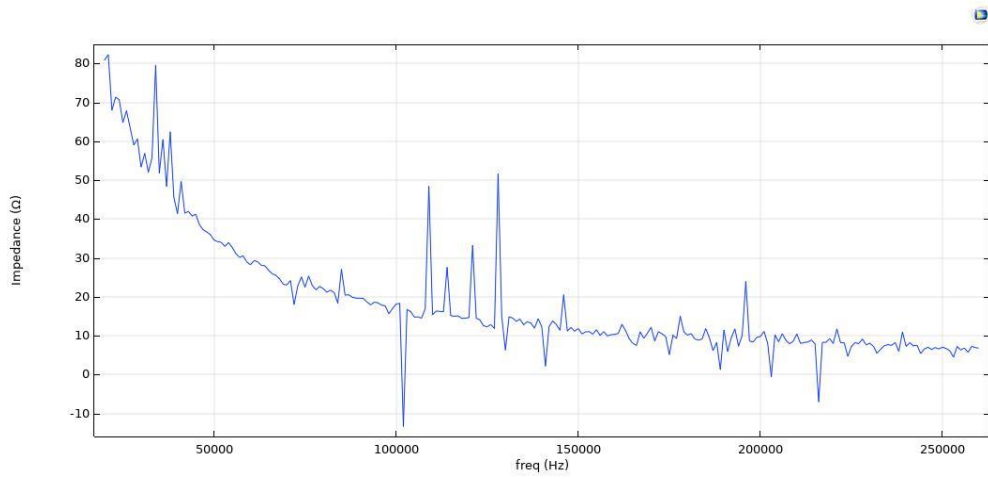
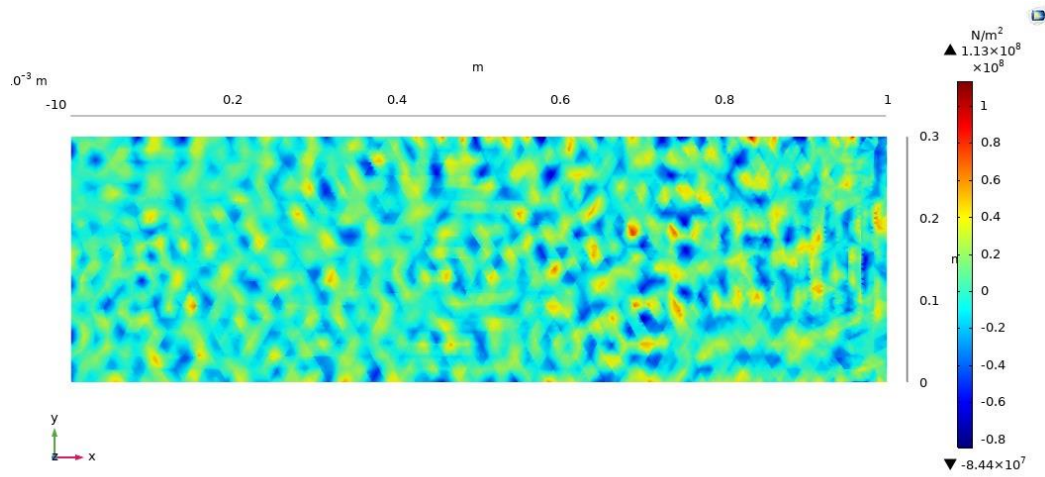
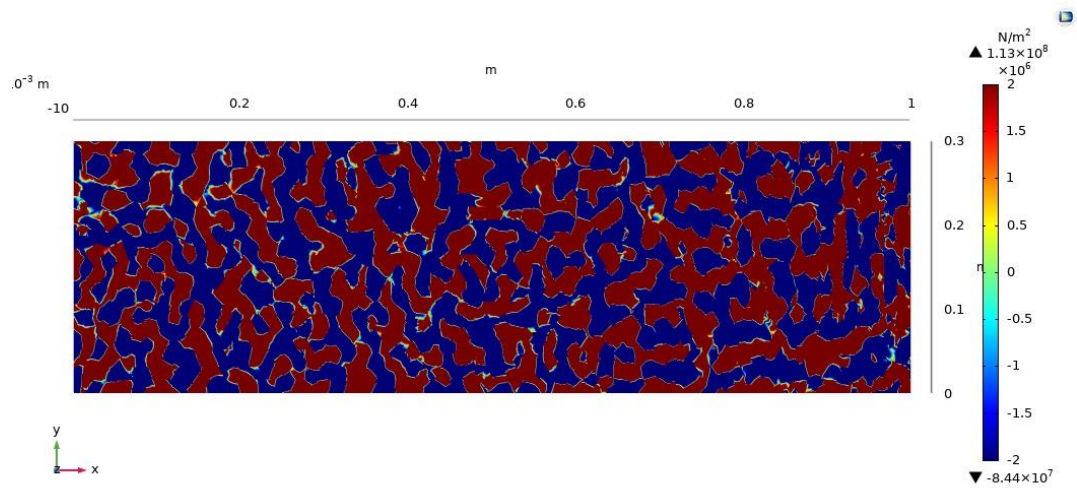


Figure 112: Variation de l'impédance du modèle avec 6 mm de givre en fonction de la fréquence appliquée



(a)



(b)

Figure 113: Contrainte de cisaillement transversale XZ ( $\text{N/m}^2$ ) à l'interface entre le givre et la structure pour le modèle avec 6 mm de givre et un voltage de 50 V (a) sans plage modifiée (b) avec plage modifiée

## MODELE REALISTE AVEC 0.5 MM DE GIVRE

Ce modèle est pris en considération pour tester des épaisseurs de givre moins importantes. Ainsi, 0.5 mm de givre est incorporé sur la surface de la pale. La Figure 114 montre la variation de l'impédance de la structure en fonction de la fréquence. La fréquence ayant l'impédance minimale est de 85500 Hz. Une tension de 50 V est appliquée à l'actionneur PZT avec cette fréquence, et les contraintes XZ transversales obtenues à l'interface entre le givre et la structure hôte sont présentées dans la Figure 115. La présentation de la plage modifiée dans la Figure 115 (b) montre que la contrainte XZ transversale dépasse le 2 MPa dans les régions qui sont proches de l'actionneur, et ces contraintes diminuent un peu en s'éloignant du bord fixe. De plus, la puissance consommée par l'actionneur est de l'ordre de  $0.213 \text{ W/cm}^2$ , supérieure à celle dans le cas de 2.5 mm de givre. Pour s'assurer d'un dégivrage complet, on peut augmenter la tension appliquée aux bornes de l'actionneur jusqu'à 140 V, et comme on peut voir dans la Figure 116(b), la contrainte de cisaillement dépasse la force d'adhésion entre le givre et la pale dans toutes les régions et on peut avoir un dégivrage suffisant. La puissance consommée dans ce cas est de l'ordre de  $0.5964 \text{ W/cm}^2$ .

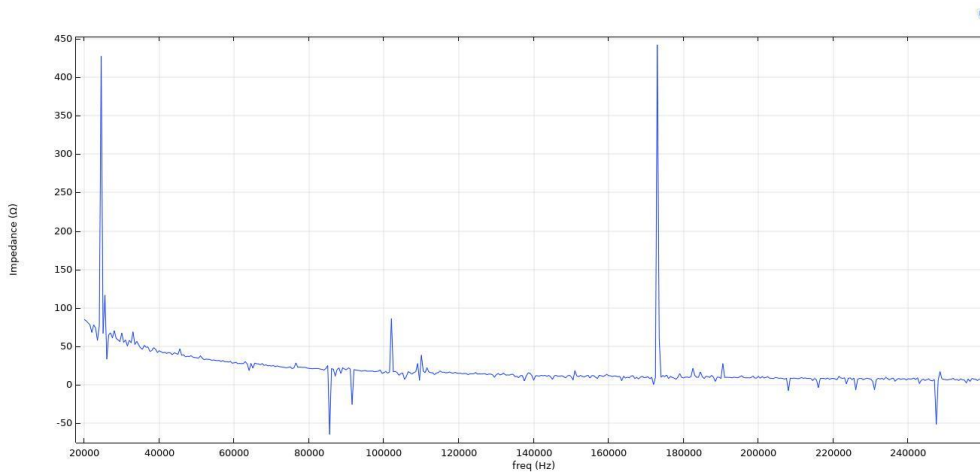
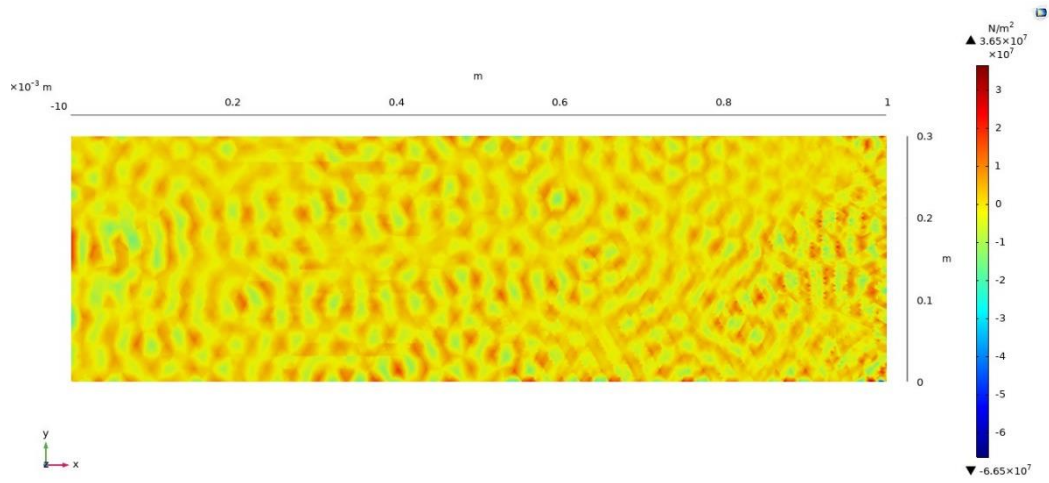
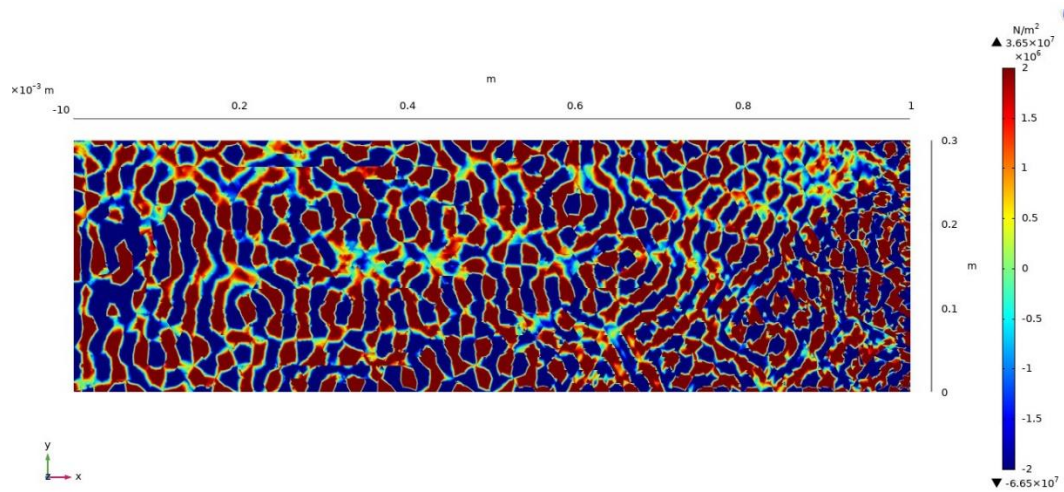


Figure 114: Variation de l'impédance du modèle avec 0.5 mm de givre en fonction de la fréquence appliquée

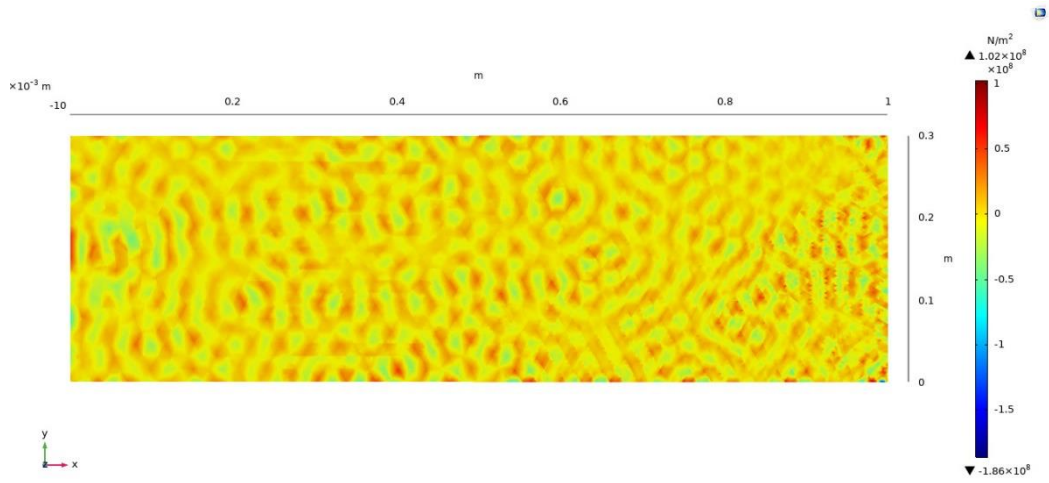


(a)

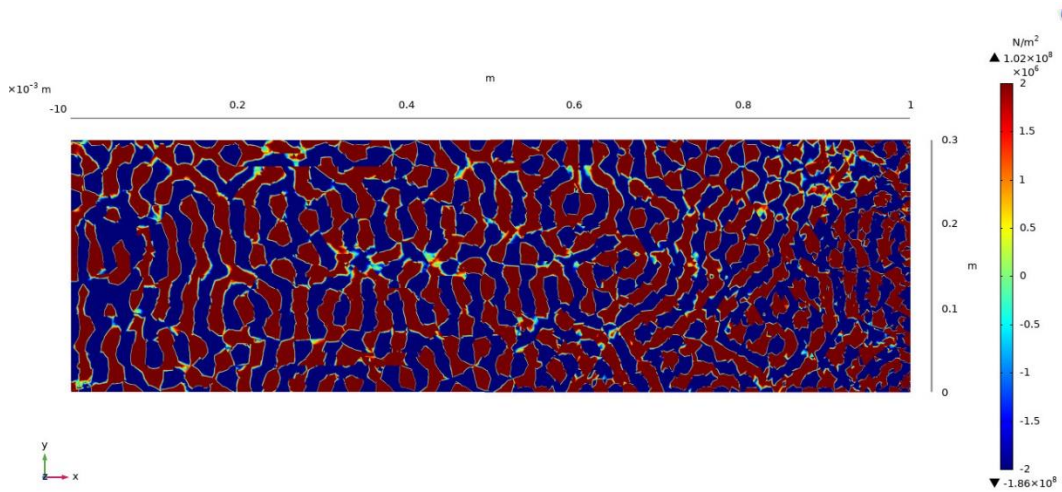


(b)

Figure 115: Contrainte de cisaillement transversale XZ ( $\text{N/m}^2$ ) à l'interface entre le givre et la structure pour le modèle avec 0.5 mm de givre et un voltage de 50 V (a) sans plage modifiée (b) avec plage modifiée



(a)



(b)

Figure 116: Contrainte de cisaillement transversale XZ ( $\text{N/m}^2$ ) à l'interface entre le givre et la structure pour le modèle avec 0.5 mm de givre et un voltage de 140 V (a) sans plage modifiée (b) avec plage modifiée



## RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

1. Council, G.W.E., *GWEC/ GLOBAL WIND REPORT 2021*. 2021.
2. Fronk, B.M., R. Neal, and S. Garimella, *Evolution of the transition to a world driven by renewable energy*. Journal of Energy Resources Technology, 2010. **132**(2): p. 021009.
3. *Global Wind Report*. 2017, Global Wind Energy Council.
4. Energy, M.S., *Leading innovation: MingYang Smart Energy launches MySE 16.0-242, the world's largest offshore Hybrid Drive wind turbine*. August 20, 2021.
5. Wiser, R., et al., *Reducing Wind Energy Costs through Increased Turbine Size: Is the Sky the Limit?* Lawrence Berkeley National Laboratory, 2016.
6. Caduff, M., et al., *Wind Power Electricity: The Bigger the Turbine, The Greener the Electricity?* Environmental Science & Technology, 2012. **46**(9): p. 4725-4733.
7. Veers, P.S., et al., *Trends in the design, manufacture and evaluation of wind turbine blades*. Wind Energy: An International Journal for Progress and Applications in Wind Power Conversion Technology, 2003. **6**(3): p. 245-259.
8. Rezaeiha, A., R. Pereira, and M. Kotsonis, *Fluctuations of angle of attack and lift coefficient and the resultant fatigue loads for a large horizontal axis wind turbine*. Renewable Energy, 2017. **114**: p. 904-916.
9. Jordaens, P.J., et al., *IEA Wind Task 19 - Available Technologies report of Wind Energy in Cold Climates*. 2016.
10. Fortin, G., J. Perron, and A. Ilinca, *Behaviour and modeling of cup anemometers under Icing conditions*. 2005.
11. Ryan Kilpatrick, M. and P. Eng, *Effect of Cold Climate on Wind Energy Production in Canada (2010–2016)*. 2017.
12. Lee, S., et al. *Atmospheric and wake turbulence impacts on wind turbine fatigue loadings*. in *50th AIAA Aerospace Sciences Meeting including the New Horizons Forum and Aerospace Exposition*. 2012.
13. Dean, W.D., *Wind turbine mechanical vibrations: potential environmental threat*. Energy & environment, 2008. **19**(2): p. 303-307.
14. Parent, O. and A. Ilinca, *Anti-icing and de-icing techniques for wind turbines: Critical review*. Cold regions science and technology, 2011. **65**(1): p. 88-96.
15. Lamraoui, F., et al., *Atmospheric icing impact on wind turbine production*. Cold Regions Science and Technology, 2014. **100**: p. 36-49.
16. Sundén, B. and Z. Wu, *On icing and icing mitigation of wind turbine blades in cold climate*. Journal of Energy Resources Technology, 2015. **137**(5): p. 051203.
17. Hansen, M.H., *Aeroelastic instability problems for wind turbines*. Wind Energy: An International Journal for Progress and Applications in Wind Power Conversion Technology, 2007. **10**(6): p. 551-577.

18. Qiao, Y., et al., *Research on variable pitch control strategy of wind turbine for tower vibration reduction*. The Journal of Engineering, 2017. **2017**(13): p. 2005-2008.
19. Barlas, T.K. and G. Van Kuik, *Review of state of the art in smart rotor control research for wind turbines*. Progress in Aerospace Sciences, 2010. **46**(1): p. 1-27.
20. Van Dam, C., D.E. Berg, and S.J. Johnson, *Active load control techniques for wind turbines*. 2008, Sandia National Laboratories.
21. Bossanyi, E.A., *The design of closed loop controllers for wind turbines*. Wind Energy: An International Journal for Progress and Applications in Wind Power Conversion Technology, 2000. **3**(3): p. 149-163.
22. Bossanyi, E.A., *Individual blade pitch control for load reduction*. Wind Energy: An International Journal for Progress and Applications in Wind Power Conversion Technology, 2003. **6**(2): p. 119-128.
23. Bossanyi, E., *Developments in individual blade pitch control*. Proc. EWEA The Science of Making Torque From the Wind, 2004.
24. Bossanyi, E.A., *Further load reductions with individual pitch control*. Wind Energy: An International Journal for Progress and Applications in Wind Power Conversion Technology, 2005. **8**(4): p. 481-485.
25. Bossanyi, E. and A. Wright. *Field testing of individual pitch control on the NREL CART-2 wind turbine*. in *European wind energy conference*. 2009.
26. Bossanyi, E.A., P.A. Fleming, and A.D. Wright, *Validation of individual pitch control by field tests on two-and three-bladed wind turbines*. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2013. **21**(4): p. 1067-1078.
27. Larsen, T.J., H.A. Madsen, and K. Thomsen, *Active load reduction using individual pitch, based on local blade flow measurements*. Wind Energy: An International Journal for Progress and Applications in Wind Power Conversion Technology, 2005. **8**(1): p. 67-80.
28. Jamieson, P.M., et al., *Variable diameter wind turbine rotor blades*. 2005, Google Patents.
29. LLC, G.W.E., *Advanced Wind Turbine Program Next Generation Turbine Development Project*. 2006, NREL/SR-500-38752.
30. Chopra, I., *Review of state of art of smart structures and integrated systems*. AIAA journal, 2002. **40**(11): p. 2145-2187.
31. Berg, D.E., et al., *Active Aerodynamic Load Control of Wind Turbine Blades*. 2007, Sandia National Lab.(SNL-NM), Albuquerque, NM (United States).
32. Lachenal, X., S. Daynes, and P.M. Weaver, *Review of morphing concepts and materials for wind turbine blade applications*. Wind energy, 2013. **16**(2): p. 283-307.
33. Roth, D., B. Enekl, and O. Dieterich, *Active rotor control by flaps for vibration reduction-full scale demonstrator and first flight test results*. 2006.
34. Van Wingerden, J., et al., *On the proof of concept of a 'smart' wind turbine rotor blade for load alleviation*. Wind Energy: An International Journal for Progress and Applications in Wind Power Conversion Technology, 2008. **11**(3): p. 265-280.
35. Castaignet, D., et al., *Full-scale test of trailing edge flaps on a Vestas V27 wind turbine: active load reduction and system identification*. Wind Energy, 2014. **17**(4): p. 549-564.

36. Van Dam, C., et al. *Computational investigations of small deploying tabs and flaps for aerodynamic load control*. in *Journal of Physics: Conference Series*. 2007. IOP Publishing.
37. Chow, R. and C. Van Dam, *On the temporal response of active load control devices*. *Wind Energy: An International Journal for Progress and Applications in Wind Power Conversion Technology*, 2010. **13**(2-3): p. 135-149.
38. Yen, D., et al. *Active load control and lift enhancement using MEM translational tabs*. in *Fluids 2000 Conference and Exhibit*. 2000.
39. Yen, D., et al. *Active load control for wind turbine blades using MEM translational tabs*. in *20th 2001 ASME Wind Energy Symposium*. 2001.
40. Chow, R. and C. van Dam. *Computational investigations of deploying load control microtabs on a wind turbine airfoil*. in *45th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*. 2007.
41. Mayda, E., C. Van Dam, and D. Nakafuji. *Computational investigation of finite width microtabs for aerodynamic load control*. in *43rd AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*. 2005.
42. Johnson, S.J., et al., *An overview of active load control techniques for wind turbines with an emphasis on microtabs*. *Wind Energy: An International Journal for Progress and Applications in Wind Power Conversion Technology*, 2010. **13**(2-3): p. 239-253.
43. Selig, M. and B. McGranahan. *Wind tunnel aerodynamic tests of six airfoils for use on small wind turbines*. in *42nd AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*. 2004.
44. Bieniawski, S. and I. Kroo. *Flutter suppression using micro-trailing edge effectors*. in *44th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference*. 2003.
45. Lee, H.-T., S.R. Bieniawski, and I.M. Kroo, *Miniature trailing edge effector for aerodynamic control*. 2008, Google Patents.
46. Lee, H.-T. and I. Kroo. *Computational investigation of airfoils with miniature trailing edge control surfaces*. in *42nd AIAA aerospace sciences meeting and exhibit*. 2004.
47. Kroo, I. *Aerodynamic concepts for future aircraft*. in *30th Fluid Dynamics Conference*. 1999.
48. Maughmer, M., G. Lesieutre, and G. Koopmann, *Miniature Trailing-Edge Effectors for Rotorcraft Applications*. Natl. Rotorcraft Tech. Center, 2003.
49. Bieniawski, S., I. Kroo, and D. Wolpert. *Flight control with distributed effectors*. in *AIAA Guidance, Navigation, and Control Conference and Exhibit*. 2005.
50. Hsiao, F.-B., J.-Y. SHYU, and C.-F. LIU, *Control of wall-separated flow by internal acoustic excitation*. *AIAA journal*, 1990. **28**(8): p. 1440-1446.
51. Ahuja, K. and R. Burrin. *Control of flow separation by sound*. in *9th Aeroacoustics Conference*. 1984.
52. Yarusevych, S., P.E. Sullivan, and J.G. Kawall, *Effect of acoustic excitation amplitude on airfoil boundary layer and wake development*. *AIAA journal*, 2007. **45**(4): p. 760-771.
53. Zaman, K., A. Bar-Sever, and S. Mangalam, *Effect of acoustic excitation on the flow over a low-Re airfoil*. *Journal of Fluid Mechanics*, 1987. **182**: p. 127-148.

54. James, R., J.W. Jacobs, and A. Glezer, *A round turbulent jet produced by an oscillating diaphragm*. *Physics of Fluids*, 1996. **8**(9): p. 2484-2495.
55. Amitay, M., et al. *Modification of the aerodynamic characteristics of bluff bodies using fluidic actuators*. in *28th Fluid Dynamics Conference*. 1997.
56. Glezer, A. and M. Amitay, *Synthetic jets*. *Annual review of fluid mechanics*, 2002. **34**(1): p. 503-529.
57. Maldonado, V., et al., *Active control of flow separation and structural vibrations of wind turbine blades*. *Wind Energy: An International Journal for Progress and Applications in Wind Power Conversion Technology*, 2010. **13**(2-3): p. 221-237.
58. Maldonado, V., et al., *Active Vibration Control of a Wind Turbine Blade Using Synthetic Jets*. *International Journal of Flow Control*, 2009. **1**(4).
59. Osborn, R.F., et al., *Active flow control using high-frequency compliant structures*. *Journal of aircraft*, 2004. **41**(3): p. 603-609.
60. Gao, L., et al., *Effects of vortex generators on a blunt trailing-edge airfoil for wind turbines*. *Renewable Energy*, 2015. **76**: p. 303-311.
61. Kundu, P., A. Sarkar, and V. Nagarajan, *Improvement of performance of S1210 hydrofoil with vortex generators and modified trailing edge*. *Renewable Energy*, 2019. **142**: p. 643-657.
62. Lee, H.M. and O.J. Kwon, *Numerical Simulation of Horizontal Axis Wind Turbines with Vortex Generators*. *International Journal of Aeronautical and Space Sciences*, 2019. **20**(2): p. 325-334.
63. Afjeh, A.A., T.G. Keith, and A. Fateh, *Predicted aerodynamic performance of a horizontal-axis wind turbine equipped with vortex generators*. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 1990. **33**(3): p. 515-529.
64. Taylor, H.D., *The elimination of diffuser separation by vortex generators*. United Aircraft Corporation, East Hartford, CT, Technical Report No, 1947. **4012**: p. 3.
65. Mueller-Vahl, H., et al. *Vortex generators for wind turbine blades: A combined wind tunnel and wind turbine parametric study*. in *ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference and Exposition*. 2012. American Society of Mechanical Engineers.
66. Lin, J. *Control of turbulent boundary-layer separation using micro-vortex generators*. in *30th Fluid Dynamics Conference*. 1999.
67. Johnston, J.P. and M. Nishi, *Vortex generator jets-means for flow separation control*. *AIAA journal*, 1990. **28**(6): p. 989-994.
68. Liu, C., et al. *NREL Fast Modeling for Blade Load Control with Plasma Actuators*. in *2018 IEEE Conference on Control Technology and Applications (CCTA)*. 2018. IEEE.
69. Moreau, E., *Airflow control by non-thermal plasma actuators*. *Journal of physics D: applied physics*, 2007. **40**(3): p. 605.
70. Robinson, M., *Movement of air in the electric wind of the corona discharge*. *Transactions of the American Institute of Electrical Engineers, Part I: Communication and Electronics*, 1961. **80**(2): p. 143-150.
71. Labergue, A., E. Moreau, and G. Touchard. *A parametric study of surface corona discharge along an insulating flat plate in atmospheric pressure*. in *CEIDP'05. 2005*

- Annual Report Conference on Electrical Insulation and Dielectric Phenomena, 2005.* 2005. IEEE.
72. Jolibois, J. and E. Moreau, *Enhancement of the electromechanical performances of a single dielectric barrier discharge actuator.* IEEE Transactions on Dielectrics and Electrical Insulation, 2009. **16**(3): p. 758-767.
  73. Van Dyken, R., T. McLaughlin, and C. Enloe. *Parametric investigations of a single dielectric barrier plasma actuator.* in *42nd AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit.* 2004.
  74. Seth, U., et al., *Parametric study of a DBD plasma actuation based on the Suzen-Huang model.* Journal of Electrostatics, 2018. **93**: p. 1-9.
  75. Taleghani, A.S., et al., *Parametric study of a plasma actuator at unsteady actuation by measurements of the induced flow velocity for flow control.* Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 2018. **40**(4): p. 173.
  76. Messanelli, F. and M. Belan. *A comparison between corona and DBD plasma actuators for separation control on an airfoil.* in *55th AIAA Aerospace Sciences Meeting.* 2017.
  77. Léger, L., et al., *Influence of a DC corona discharge on the airflow along an inclined flat plate.* Journal of Electrostatics, 2001. **51**: p. 300-306.
  78. Lobitz, D.W. and P.S. Veers, *Load mitigation with bending/twist-coupled blades on rotors using modern control strategies.* Wind Energy: An International Journal for Progress and Applications in Wind Power Conversion Technology, 2003. **6**(2): p. 105-117.
  79. Pern, N., J. Jacob, and R. Lebeau. *Characterization of zero mass flux flow control for separation control of an adaptive airfoil.* in *3rd AIAA Flow Control Conference.* 2006.
  80. Sinha, S.K., *System for efficient control of flow separation using a driven flexible wall.* 1999, Google Patents.
  81. Rahman, M., et al., *Performance enhancement of wind turbine systems with vibration control: A review.* Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2015. **51**: p. 43-54.
  82. Mangla, N. and S. Sinha. *Controlling dynamic stall with an active flexible wall.* in *2nd AIAA flow control conference.* 2004.
  83. Lackner, M.A. and M.A. Rotea, *Passive structural control of offshore wind turbines.* Wind energy, 2011. **14**(3): p. 373-388.
  84. Singh, M., E. Matheu, and L. Suarez, *Active and semi-active control of structures under seismic excitation.* Earthquake engineering & structural dynamics, 1997. **26**(2): p. 193-213.
  85. Fitzgerald, B. and B. Basu, *Cable connected active tuned mass dampers for control of in-plane vibrations of wind turbine blades.* Journal of Sound and Vibration, 2014. **333**(23): p. 5980-6004.
  86. Fujino, Y. and L. Sun, *Vibration control by multiple tuned liquid dampers (MTLDs).* Journal of Structural Engineering, 1993. **119**(12): p. 3482-3502.
  87. Jaksic, V., et al., *Dynamic response mitigation of floating wind turbine platforms using tuned liquid column dampers.* Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences, 2015. **373**(2035): p. 20140079.

88. Colwell, S. and B. Basu, *Tuned liquid column dampers in offshore wind turbines for structural control*. Engineering Structures, 2009. **31**(2): p. 358-368.
89. Lee, H., S.-H. Wong, and R.-S. Lee, *Response mitigation on the offshore floating platform system with tuned liquid column damper*. Ocean engineering, 2006. **33**(8-9): p. 1118-1142.
90. Zhang, Z., B. Basu, and S.R. Nielsen, *Tuned liquid column dampers for mitigation of edgewise vibrations in rotating wind turbine blades*. Structural Control and Health Monitoring, 2015. **22**(3): p. 500-517.
91. Tong, X., X. Zhao, and A. Karcianas, *Passive vibration control of an offshore floating hydrostatic wind turbine model*. Wind Energy, 2018. **21**(9): p. 697-714.
92. Chen, J., G. Zhan, and Y. Zhao, *Application of spherical tuned liquid damper in vibration control of wind turbine due to earthquake excitations*. The Structural Design of Tall and Special Buildings, 2016. **25**(10): p. 431-443.
93. Chen, J.-L. and C.T. Georgakis, *Spherical tuned liquid damper for vibration control in wind turbines*. Journal of Vibration and Control, 2015. **21**(10): p. 1875-1885.
94. Zhang, X., R. Zhang, and Y. Xu, *Analysis on control of flow-induced vibration by tuned liquid damper with crossed tube-like containers*. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 1993. **50**: p. 351-360.
95. Roderick, C., *Vibration reduction of offshore wind turbines using tuned liquid column dampers*. 2012.
96. Martynowicz, P. and Z. Szydło. *Wind turbine's tower-nacelle model with magnetorheological tuned vibration absorber*. in *Proceedings of the 14th international Carpathian control conference (ICCC)*. 2013. IEEE.
97. Martynowicz, P., *Vibration control of wind turbine tower-nacelle model with magnetorheological tuned vibration absorber*. Journal of Vibration and Control, 2017. **23**(20): p. 3468-3489.
98. Martynowicz, P., *Control of a magnetorheological tuned vibration absorber for wind turbine application utilising the refined force tracking algorithm*. Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control, 2017. **36**(4): p. 339-353.
99. Spencer Jr, B., et al., *Phenomenological model for magnetorheological dampers*. Journal of engineering mechanics, 1997. **123**(3): p. 230-238.
100. Sarkar, S. and A. Chakraborty, *Optimal design of semiactive MR-TLCD for along-wind vibration control of horizontal axis wind turbine tower*. Structural Control and Health Monitoring, 2018. **25**(2): p. e2083.
101. Chen, J., et al., *Semi-active fuzzy control of edgewise vibrations in wind turbine blades under extreme wind*. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 2015. **147**: p. 251-261.
102. Chen, J. and C.T. Georgakis, *Tuned rolling-ball dampers for vibration control in wind turbines*. Journal of Sound and Vibration, 2013. **332**(21): p. 5271-5282.
103. Zhang, Z., et al., *Mitigation of edgewise vibrations in wind turbine blades by means of roller dampers*. Journal of Sound and Vibration, 2014. **333**(21): p. 5283-5298.
104. Guimarães, P., M. de Moraes, and S. Avila, *Tuned mass damper inverted pendulum to reduce offshore wind turbine vibrations*, in *Vibration Engineering and Technology of Machinery*. 2015, Springer. p. 379-388.

105. Sun, C. and V. Jahangiri, *Bi-directional vibration control of offshore wind turbines using a 3D pendulum tuned mass damper*. Mechanical Systems and Signal Processing, 2018. **105**: p. 338-360.
106. Sun, C. and V. Jahangiri, *Fatigue damage mitigation of offshore wind turbines under real wind and wave conditions*. Engineering Structures, 2019. **178**: p. 472-483.
107. Staino, A., B. Basu, and S.R. Nielsen, *Actuator control of edgewise vibrations in wind turbine blades*. Journal of Sound and Vibration, 2012. **331**(6): p. 1233-1256.
108. Staino, A. and B. Basu, *Dynamics and control of vibrations in wind turbines with variable rotor speed*. Engineering Structures, 2013. **56**: p. 58-67.
109. Tao, W., B. Basu, and J. Li, *Reliability analysis of active tendon-controlled wind turbines by a computationally efficient wavelet-based probability density evolution method*. Structural Control and Health Monitoring, 2018. **25**(3): p. e2078.
110. Staino, A. and B. Basu, *Emerging trends in vibration control of wind turbines: a focus on a dual control strategy*. Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences, 2015. **373**(2035): p. 20140069.
111. Moheimani, S.R. and A.J. Fleming, *Piezoelectric transducers for vibration control and damping*. 2006: Springer Science & Business Media.
112. Liu, T., *Classical flutter and active control of wind turbine blade based on piezoelectric actuation*. Shock and Vibration, 2015. **2015**.
113. Qiao, Y.-h., et al., *Finite element analysis and vibration suppression control of smart wind turbine blade*. Applied Composite Materials, 2012. **19**(3-4): p. 747-754.
114. Jamadar, V.M., et al., *Vibration Energy Harvesting From Power Producing Devices*.
115. Abdelrahman, W.G., et al., *Effect of Piezoelectric Patch Size and Material on Active Vibration Control of Wind Turbine Blades*. Journal of Vibration Engineering & Technologies, 2018: p. 1-7.
116. Han, J.-H. and I. Lee, *Optimal placement of piezoelectric sensors and actuators for vibration control of a composite plate using genetic algorithms*. Smart Materials and Structures, 1999. **8**(2): p. 257.
117. Kumar, S., R. Srivastava, and R. Srivastava, *Active vibration control of smart piezo cantilever beam using pid controller*. International Journal of Research in Engineering and Technology, 2014. **3**(1): p. 392-399.
118. Waghulde, K., et al., *Vibration Control of Cantilever Smart Beam by using Piezoelectric Actuators and Sensors I*. 2010.
119. Bin, L., et al., *Maximal modal force rule for optimal placement of point piezoelectric actuators for plates*. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2000. **11**(7): p. 512-515.
120. Qiu, Z.-c., et al., *Active vibration control of a flexible beam using a non-collocated acceleration sensor and piezoelectric patch actuator*. Journal of Sound and Vibration, 2009. **326**(3): p. 438-455.
121. Yang, S. and C. Jeng, *Structural vibration suppression by concurrent piezoelectric sensor and actuator*. Smart Materials and Structures, 1996. **5**(6): p. 806.
122. Ghasemi-Nejhad, M.N., et al., *Finite element method for active vibration suppression of smart composite structures using piezoelectric materials*. Journal of Thermoplastic Composite Materials, 2006. **19**(3): p. 309-352.

123. Devasia, S., et al., *Piezoelectric actuator design for vibration suppression-placement and sizing*. Journal of Guidance, Control, and Dynamics, 1993. **16**(5): p. 859-864.
124. Zhao, Y., *Vibration suppression of a quadrilateral plate using hybrid piezoelectric circuits*. Journal of Vibration and Control, 2010. **16**(5): p. 701-720.
125. Yang, S. and J. Bian, *Vibration suppression experiments on composite laminated plates using an embedded piezoelectric sensor and actuator*. Smart materials and structures, 1996. **5**(4): p. 501.
126. Nor, K.A., A.G. Muthalif, and A.N. Wahid. *Optimization in Active Vibration Control: Virtual Experimentation Using COMSOL Multiphysics-MATLAB Integration*. in *Intelligent Systems, Modelling and Simulation (ISMS), 2014 5th International Conference on*. 2014. IEEE.
127. Labanie, M.F., J.M. Ali, and M.S. Dawood. *Optimal location of piezoelectric patches for active vibration control*. in *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2017. IOP Publishing.
128. Gupta, V., M. Sharma, and N. Thakur, *Optimization criteria for optimal placement of piezoelectric sensors and actuators on a smart structure: a technical review*. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2010. **21**(12): p. 1227-1243.
129. Caruso, G., S. Galeani, and L. Menini, *Active vibration control of an elastic plate using multiple piezoelectric sensors and actuators*. Simulation Modelling Practice and Theory, 2003. **11**(5-6): p. 403-419.
130. Chandrashekhara, K. and A. Agarwal, *Active vibration control of laminated composite plates using piezoelectric devices: a finite element approach*. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 1993. **4**(4): p. 496-508.
131. He, X., et al., *Active control of FGM plates with integrated piezoelectric sensors and actuators*. International journal of Solids and Structures, 2001. **38**(9): p. 1641-1655.
132. Kumar, K.R. and S. Narayanan, *Active vibration control of beams with optimal placement of piezoelectric sensor/actuator pairs*. Smart Materials and Structures, 2008. **17**(5): p. 055008.
133. Qiu, Z.-c., et al., *Optimal placement and active vibration control for piezoelectric smart flexible cantilever plate*. Journal of Sound and Vibration, 2007. **301**(3-5): p. 521-543.
134. Bruant, I., L. Gallimard, and S. Nikoukar, *Optimal piezoelectric actuator and sensor location for active vibration control, using genetic algorithm*. Journal of Sound and Vibration, 2010. **329**(10): p. 1615-1635.
135. Andreas Krenn, P.J.J., Matthew Wadham-Gagnon, Neil Davis, Niels-Erik Clausen, Ville Lehtomäki, Tuomas Jokela, Saara Kaija, Zouhair Khadiri-Yazami, Göran Ronsten, Helena Wickman, Rebecka Klintström, René Cattin,, *Available Technologies of Wind Energy in Cold Climates*, V. Lehtomäki, Editor. 2016, IEA Wind Task 19.
136. Chauvin, R., *Un modele unifié pour les phénomènes de givrage en aéronautique et les systèmes de protection thermiques*. 2015, Institut Supérieur de l'Aéronautique et de l'Espace (ISAE).



137. Palacios, J.L., et al., *Icing environment rotor test stand liquid water content measurement procedures and ice shape correlation*. Journal of the American Helicopter Society, 2012. **57**(2): p. 29-40.
138. Fakorede, O., et al., *Ice protection systems for wind turbines in cold climate: characteristics, comparisons and analysis*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2016. **65**: p. 662-675.
139. Wadham-Gagnon, M., et al. *Ice Detection Methods and Measurement of Atmospheric Icing*. in *16th International Workshop on Atmospheric Icing of Structures (IWAIS)*. 2015.
140. Barati-Boldaji, R. and M. Komareji, *Techniques of Identifying Icing and De-Icing of Wind Turbines*. Electrical Engineering, 2017: p. 23-30.
141. Sunden, B. and Z. Wu, *On Icing and Icing Mitigation of Wind Turbine Blades in Cold Climate*. Journal of Energy Resources Technology, 2015. **137**(5): p. 051203-051203-10.
142. Seifert, H. *Technical requirements for rotor blades operating in cold climate*. in *VI BOREAS Conference, Pyhatunturi, Finland*. 2003.
143. Arianpour, F., M. Farzaneh, and R. Jafari, *Hydrophobic and anti-ice properties of homogeneous and heterogeneous nanoparticle coatings on Al 6061 substrates*. 2015, IWAIS.
144. Karmouch, R. and G.G. Ross, *Superhydrophobic wind turbine blade surfaces obtained by a simple deposition of silica nanoparticles embedded in epoxy*. Applied Surface Science, 2010. **257**(3): p. 665-669.
145. Coffman, H., *Helicopter rotor icing protection methods*. Journal of the American Helicopter Society, 1987. **32**(2): p. 34-39.
146. Boussetoua, M., *Contribution à l'étude et à la conception d'une machine synchrone à flux transverse destinée au dégivrage d'aéronefs en cours de vol*. 2012: Université du Québec à Chicoutimi.
147. Palacios, J.L., *Design, fabrication, and testing of an ultrasonic de-icing system for helicopter rotor blades*. 2008: The Pennsylvania State University.
148. LeMieux, D.L., *Methods and apparatus for deicing airfoils or rotor blades*. 2007, Google Patents.
149. Shu, L., et al., *Numerical and field experimental investigation of wind turbine dynamic de-icing process*. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 2018. **175**: p. 90-99.
150. Habibi, H., et al., *A dual de-icing system for wind turbine blades combining high-power ultrasonic guided waves and low-frequency forced vibrations*. Renewable Energy, 2015. **83**: p. 859-870.
151. Dalili, N., A. Edrisy, and R. Carriveau, *A review of surface engineering issues critical to wind turbine performance*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2009. **13**(2): p. 428-438.
152. Goraj, Z. *An overview of the deicing and anti-icing technologies with prospects for the future*. in *24th international congress of the aeronautical sciences*. 2004.
153. Royer, R.L., et al., *Ultrasonic vibration system and method for removing/avoiding unwanted build-up on structures*. 2012, Google Patents.

154. Overmeyer, A., J. Palacios, and E. Smith, *Ultrasonic de-icing bondline design and rotor ice testing*. AIAA journal, 2013. **51**(12): p. 2965-2976.
155. Wang, Y., Y. Xu, and Q. Huang, *Progress on ultrasonic guided waves de-icing techniques in improving aviation energy efficiency*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2017. **79**: p. 638-645.
156. Yin, C., et al., *Numerical simulation and experimental validation of ultrasonic de-icing system for wind turbine blade*. Applied Acoustics, 2016. **114**: p. 19-26.
157. Zhu, Y., et al. *Numerical simulation and experimental validation of tailored wave guides for ultrasonic de-icing on aluminum plates*. in *Proceedings of 51th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference*. 2010.
158. Adomou, M., *Étude expérimentale de l'utilisation des revêtements glaciophobes et/ou hydrophobes sur les pales d'éoliennes*. 2011: Université du Québec à Chicoutimi.
159. Al-Khalil, K. *Thermo-Mechanical Expulsive Deicing System-TMEDS*. in *45th AIAA aerospace sciences meeting and exhibit*. 2007.
160. Palazzolo, A., *Vibration Theory and Applications with Finite Elements and Active Vibration Control*. 2016: John Wiley & Sons.
161. Yang, Y., C. Ju, and C.K. Soh, *Analytical and semi-analytical solutions for vibration control of a cantilevered column using a piezoelectric actuator*. Smart materials and structures, 2003. **12**(2): p. 193.
162. Volterra, E.Z.E.C., *Dynamics of vibrations*. 1965, Columbus, Ohio: Charles E. Merrill Books, Inc.
163. Whitney, S., *Vibrations of cantilever beams: Deflection, frequency, and research uses*. Website: Apr, 1999. **23**(10).
164. Oberkampf, W.L., et al., *Error and uncertainty in modeling and simulation*. Reliability Engineering & System Safety, 2002. **75**(3): p. 333-357.
165. Mirjalili, S., *Evolutionary algorithms and neural networks*, in *Studies in Computational Intelligence*. 2019, Springer.
166. Holland, J.H., P.P.E.E.C.S.J.H. Holland, and S.L.H.R.M. Holland, *Adaptation in Natural and Artificial Systems: An Introductory Analysis with Applications to Biology, Control, and Artificial Intelligence*. 1992: M.I.T.P.
167. Mathew, T.V., *Genetic algorithm*. Report submitted at IIT Bombay, 2012.
168. Wang, S.-C., *Genetic algorithm*, in *Interdisciplinary computing in java programming*. 2003, Springer. p. 101-116.
169. Meirovitch, L., *Elements of Vibration Analysis*. 1986: McGraw-Hill.
170. Palacios, J.L., *Design, fabrication, and testing of an ultrasonic de-icing system for helicopter rotor blades*. 2008.
171. Components, C.E., *PZT5A & 5H Materials Technical Data (Typical Values)*.
172. Charfedine, H.A., *Étude expérimentale d'un système actif de contrôle des vibrations par matériau piézoélectrique*. 2020, Université du Québec à Rimouski.
173. Noonan, E.F., *Ship vibration design guide*. 1989, NOONAN (EDWARD F) ANNAPOLIS MD.
174. Pinto, L.A.V., U.A.B.V. Monteiro, and S.F. da Silva Neto, *VIBRATION ANALYSIS IN SHIP STRUCTURES BY FINITE ELEMENT METHOD*. 2007.

175. Yucel, A. and A. Arpacı, *Free and forced vibration analyses of ship structures using the finite element method*. Journal of marine science and technology, 2013. **18**(3): p. 324-338.
176. Kar, S., D. Sarangdhar, and G. Chopra, *Analysis of ship structures using ansys*. SeaTech Solutions International (S) Pte Ltd, 2008.
177. Lin, T.R., et al., *A study of vibration and vibration control of ship structures*. Marine Structures, 2009. **22**(4): p. 730-743.
178. *MAN B&W S50ME-B9.3-TII, Project Guide*. May 2014, MAN Diesel & Turbo.
179. Yehia, W., et al., *VIBRATION OF MARINE DIESEL ENGINE FOUNDATION*. The International Maritime Transport and Logistics Conference, 2011.
180. Li, X., B. Cazzolato, and C.H. Hansen. *Active vibration control of an intermediate mass: vibration isolation in ships*. in *Acoustics 2002-Innovation in acoustics and vibration annual conference of the Australian acoustical society*. 2002.
181. Moon, S.-J., et al., *A study on the hybrid mount against vibration and shock for naval ships*. Shock and Vibration, 2010. **17**(3): p. 269-283.
182. Lewis, D.W., P.E. Allaire, and P.W. Thomas, *Active magnetic control of oscillatory axial shaft vibrations in ship shaft transmission systems part 1: System natural frequencies and laboratory scale model*. Tribology Transactions, 1989. **32**(2): p. 170-178.
183. Nakano, K., et al., *Anti-rolling system for ships with self-powered active control*. JSME International Journal Series C Mechanical Systems, Machine Elements and Manufacturing, 2001. **44**(3): p. 587-593.
184. Nömm, J., *De-icing of wind turbines with ultrasonic vibrations*. 2016.
185. Rose, J.L., *Ultrasonic guided waves in solid media*. 2014: Cambridge university press.
186. Gao, H. and J.L. Rose, *Ice detection and classification on an aircraft wing with ultrasonic shear horizontal guided waves*. IEEE transactions on ultrasonics, ferroelectrics, and frequency control, 2009. **56**(2): p. 334-344.
187. Shi, Z.-h. and J.-f. Zhang. *Ultrasonic Guided Waves De-Icing System Feasibility Study*. in *2019 13th Symposium on Piezoelectricity, Acoustic Waves and Device Applications (SPAWDA)*. 2019. IEEE.