

Titre: Amélioration de la performance des compresseurs et des soufflantes par actionnement plasma
Title: soufflantes par actionnement plasma

Auteur: Sébastien Lemire
Author:

Date: 2008

Type: Mémoire ou thèse / Dissertation or Thesis

Référence: Lemire, S. (2008). Amélioration de la performance des compresseurs et des soufflantes par actionnement plasma [Master's thesis, École Polytechnique de Montréal]. PolyPublie. <https://publications.polymtl.ca/8345/>
Citation:

 **Document en libre accès dans PolyPublie**
Open Access document in PolyPublie

URL de PolyPublie: <https://publications.polymtl.ca/8345/>
PolyPublie URL:

Directeurs de recherche: Huu Duc Vo
Advisors:

Programme: Unspecified
Program:

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

AMÉLIORATION DE LA PERFORMANCE
DES COMPRESSEURS ET DES SOUFFLANTES
PAR ACTIONNEMENT PLASMA

SÉBASTIEN LEMIRE
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE
ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

MÉMOIRE PRÉSENTÉ EN VUE DE L'OBTENTION
DU DIPLÔME DE MAÎTRISE ÈS SCIENCES APPLIQUÉES
(GÉNIE MÉCANIQUE)
JUILLET 2008



Library and
Archives Canada

Bibliothèque et
Archives Canada

Published Heritage
Branch

Direction du
Patrimoine de l'édition

395 Wellington Street
Ottawa ON K1A 0N4
Canada

395, rue Wellington
Ottawa ON K1A 0N4
Canada

Your file *Votre référence*
ISBN: 978-0-494-46061-0
Our file *Notre référence*
ISBN: 978-0-494-46061-0

NOTICE:

The author has granted a non-exclusive license allowing Library and Archives Canada to reproduce, publish, archive, preserve, conserve, communicate to the public by telecommunication or on the Internet, loan, distribute and sell theses worldwide, for commercial or non-commercial purposes, in microform, paper, electronic and/or any other formats.

The author retains copyright ownership and moral rights in this thesis. Neither the thesis nor substantial extracts from it may be printed or otherwise reproduced without the author's permission.

AVIS:

L'auteur a accordé une licence non exclusive permettant à la Bibliothèque et Archives Canada de reproduire, publier, archiver, sauvegarder, conserver, transmettre au public par télécommunication ou par l'Internet, prêter, distribuer et vendre des thèses partout dans le monde, à des fins commerciales ou autres, sur support microforme, papier, électronique et/ou autres formats.

L'auteur conserve la propriété du droit d'auteur et des droits moraux qui protègent cette thèse. Ni la thèse ni des extraits substantiels de celle-ci ne doivent être imprimés ou autrement reproduits sans son autorisation.

In compliance with the Canadian Privacy Act some supporting forms may have been removed from this thesis.

Conformément à la loi canadienne sur la protection de la vie privée, quelques formulaires secondaires ont été enlevés de cette thèse.

While these forms may be included in the document page count, their removal does not represent any loss of content from the thesis.

Bien que ces formulaires aient inclus dans la pagination, il n'y aura aucun contenu manquant.

■*■
Canada

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

Ce mémoire intitulé :

AMÉLIORATION DE LA PERFORMANCE
DES COMPRESSEURS ET DES SOUFFLANTES
PAR ACTIONNEMENT PLASMA

présenté par : LEMIRE Sébastien

en vue de l'obtention du diplôme de : Maîtrise ès sciences appliquées

a été dûment accepté par le jury d'examen constitué de :

M. MUREITHI Njuki W., Ph.D., président

M. VO Huu Duc, Ph.D., membre et directeur de recherche

M. TRÉPANIÉRIE Jean-Yves, Ph.D., membre

Remerciements

Je tiens tout d'abord à remercier Huu Duc Vo, mon directeur de recherche pour m'avoir confié ce projet et pour m'avoir fait confiance tout au long de sa réalisation. Sa grande disponibilité et ses nombreux conseils ont permis à plusieurs reprises de trouver des solutions aux différents problèmes rencontrés au cours de ce projet.

Merci également aux professeurs Njuki Mureithi et Jean-Yves Trépanier d'avoir accepté de siéger sur mon comité d'évaluation.

Je tiens également à remercier Philippe Versailles, Mathieu Bellerive, Vincent Gingras-Gosselin et Bruno Savard pour m'avoir permis d'assister à leurs essais expérimentaux sur les actionneurs plasma et ainsi me permettre de voir physiquement ce sur quoi je travaillais numériquement. Merci également à Philippe d'avoir partagé avec moi ses résultats expérimentaux pour me permettre d'avoir confiance en mon modèle d'actionneur plasma.

Des remerciements vont également à Omar Toukal pour m'avoir gracieusement prêté quelques ordinateurs qui m'ont permis de progresser plus rapidement dans ma maîtrise.

Par ailleurs, merci également à Xiaofei, Philippe, Vincent, Paul, Bruno, Gilles, Mathieu et Christelle avec qui je partage le bureau pour les différentes discussions qui permettaient de relaxer pendant quelques instants de temps en temps.

Finalement, merci à ma famille pour le support et les encouragements qu'ils m'ont donnés tout au long de ce projet.

Résumé

Le projet vise à étudier le potentiel d'une nouvelle technologie pour améliorer les performances aérodynamiques des compresseurs axiaux et des soufflantes. Cette technologie appelée *single dielectric barrier discharge plasma actuator* (actionneur plasma) est en fait un dispositif électrique constitué de deux électrodes (dont l'une est exposée à l'air) placées asymétriquement et qui sont séparées par un matériau diélectrique. Lorsqu'un courant alternatif à haut voltage et à haute fréquence est appliqué entre les électrodes, l'air au dessus de l'actionneur s'ionise partiellement. En présence du champ électrique entre les électrodes, l'air ionisé produit une force sur l'air ambiant permettant ainsi de l'accélérer. L'effet de l'actionneur est donc similaire à celui d'un jet. Ainsi, l'actionneur plasma permet d'augmenter la quantité de mouvement d'un écoulement sans ajout de masse.

Deux applications aérodynamiques des actionneurs plasma en écoulement interne sont étudiées dans le projet. Tout d'abord, l'évaluation de la capacité des actionneurs à réduire le déficit de quantité de mouvement dans le sillage des pales des compresseurs axiaux et des soufflantes, et ce, dans le but de diminuer le bruit d'interaction entre le rotor et le stator. Ensuite, la deuxième application vise à étudier la capacité des actionneurs plasma à empêcher la séparation de la couche limite sur le côté de succion des pales de compresseurs et de soufflantes afin de pouvoir accroître le rapport de pression et le rendement des étages.

Afin de réaliser le projet, une approche numérique (CFD) a été utilisée.

Avant d'entreprendre la réalisation des deux parties du projet, la première étape consiste à modéliser numériquement le champ de forces produit par l'actionneur. Pour ce faire, un modèle est développé en combinant les caractéristiques de deux modèles

existants. La distribution de force ainsi obtenue permet de se comparer avantageusement à celle produite par les modèles les plus complexes. Par la suite, un algorithme est développé afin d'implémenter cette distribution de force dans un code CFD de turbomachines.

Réduction du bruit tonal provenant de l'interaction rotor-stator

Le concept proposé afin de réaliser cette partie du projet consiste à positionner deux actionneurs (un de chaque côté de la pale) près du bord de fuite d'une pale de compresseur opérant à une vitesse relativement faible ($M_{tip}=0.2$) pour réduire le déficit de quantité de mouvement dans le sillage qui est la source du bruit tonal d'interaction rotor-stator. Pour cette partie du projet, quatre objectifs sont identifiés : évaluer l'effet de la force d'actionnement et de la position de l'actionneur, estimer la puissance nécessaire et finalement étudier l'impact du mode d'actionnement (actionnement continu ou pulsatif). Les résultats permettent de voir que la réduction du sillage en fonction de la force d'actionnement suit une relation linéaire, que l'effet de la position de l'actionneur est négligeable (du moins tant que l'actionneur ne se trouve pas trop loin du bord de fuite) et que le concept proposé consomme relativement peu d'énergie par rapport à l'énergie consommée par l'étage de compresseur utilisé dans les simulations. Toutefois, les simulations ne permettent pas de conclure sur l'effet du mode d'actionnement.

Finalement, il est possible de réduire l'amplitude des harmoniques (l'amplitude des harmoniques est directement reliée à l'émission d'ondes acoustiques) de façon significative.

Augmentation du rapport de pression des compresseurs et des soufflantes

Cette partie du projet vise à montrer que l'intégration d'actionneurs plasma en amont des zones où l'écoulement se séparerait sur le côté de succion des aubes permet d'éliminer le décrochage et d'augmenter le rapport de pression sans affecter le rendement. Afin de réaliser cette partie, un programme d'analyse à la ligne moyenne (*mean line*) est développé pour évaluer les performances des compresseurs subsoniques conventionnels (sans méthode de contrôle de la couche limite) et ainsi se fixer une base de référence. Les objectifs de cette étude sont d'évaluer la force et la position de l'actionneur permettant d'éliminer la séparation et d'estimer la puissance requise. L'étude du concept est réalisée sur une aube de compresseur subsonique présentant une zone de séparation près du bord de fuite. Les résultats montrent que l'actionnement plasma peut supprimer une zone de séparation et que l'effet de la position est relativement négligeable sur la capacité des actionneurs à supprimer cette zone de séparation. Cependant, la position de l'actionneur par rapport à la zone de séparation a un impact important sur la puissance qui devra lui être fournie.

Finalement, la suppression de la zone de séparation près du bord de fuite entraîne une augmentation du rapport de pression et du rendement de la pale.

Mots clés : actionneur plasma, bruit, rapport de pression, compresseur, soufflante

Abstract

This project studies the potential of a new technology to increase the aerodynamic performances of axial compressors and fans. This technology called single dielectric barrier discharge (SDBD) plasma actuator (henceforth referred to as plasma actuator) is an electrical device consisting of two parallel and offset electrodes that are separated by a layer of dielectric material. One of the two electrodes is exposed to the air. The application of a high A.C. voltage at high frequency between the electrodes partially ionizes the air in the vicinity of the electrodes. The ionized air combined with the electric field between the electrodes creates a force that accelerates the air. The effect of the actuator is thus similar to a thin jet. Plasma actuators allow to increase the momentum in the flow without mass addition.

Two aerodynamic applications of plasma actuators have been conceptually studied in this project. The first one is to evaluate their capability to reduce the momentum deficit in the wake of compressor and fan blades in order to reduce rotor-stator interaction noise. The second application is to study how plasma actuators can prevent boundary layer separation on the blade suction side to increase compressor and fan stage pressure ratio and efficiency.

To study these two concepts, a numerical approach (CFD) has been taken.

However, before studying the two proposed concepts, the first step of the project is to numerically model the force distribution produced by the actuator. A model is developed from the combination of the features of two existing models. The force distribution produced by this hybrid model shows the same general characteristics as the one obtained with the most complex models. The force distribution is then implemented in a turbomachinery CFD code using an algorithm that is developed during the project.

Reduction of rotor-stator interaction tonal noise

The proposed concept for this part of the project consists in the use of two actuators (one on each side of the blade) positioned near the trailing edge of a compressor blade operating at a relatively low speed ($M_{tip} = 0.2$) to reduce the momentum deficit in the wake linked to rotor-stator interaction tonal noise. Four objectives are identified for this part of the project: evaluate the effect of the actuator strength and position on the blade, estimate the required power and finally evaluate the impact of the actuation method (continuous versus pulsed). Results show that the wake reduction relative to the actuator strength follows a linear relation, that the effect of the actuator position is negligible (as long as the actuators are not too far from the trailing edge) and that the proposed concept consumes a small amount of power in comparison to the one required to drive the rotor that is used in the CFD simulations. However, simulations do not allow us to draw a clear conclusion on the actuations methods.

Finally, results show that the proposed concept can significantly reduce the harmonic amplitude (harmonic amplitude are directly related to the noise emission).

Increase of the pressure ratio in fans and axial compressors

This part of the project aims to show that the use of plasma actuator on the suction side of a blade upstream of the location of boundary layer separation can prevent this separation and allow pressure ratio increase without losing efficiency. To demonstrate the concept, a mean line program is developed to evaluate the performances of conventional subsonic compressor blades and to set reference values. Three objectives are established for this study: evaluate the effect of actuator strength and position and estimate the required power.

The study is carried out using a subsonic compressor blade having a separation zone close to the trailing edge. Simulations show that plasma actuation can effectively suppress the separation zone and that the effect of the position is negligible relatively to the capacity of the actuator to eliminate the separation zone. However, from an energy point of view, the actuator's position has a significant impact on the power that will be required.

Finally, the suppression of the separation zone near the trailing edge of the blade allows an increase in the pressure ratio and efficiency of the blades.

Keywords : plasma actuator, noise, pressure ratio, compressor, fan

Table des matières

Remerciements	iv
Résumé.....	v
Abstract	viii
Table des matières.....	xi
Liste des tableaux.....	xiii
Liste des figures	xiv
Liste des symboles	xviii
CHAPITRE 1 : INTRODUCTION.....	1
1.1 Contexte	1
1.2 Objectifs du projet.....	6
1.3 Organisation du mémoire.....	6
CHAPITRE 2 : MÉTHODOLOGIE	8
2.1 Code CFD	9
2.2 Fonctionnement des actionneurs plasma.....	11
2.3 Modèles existants d'actionneurs plasma.....	15
2.4 Développement du modèle d'actionneur plasma utilisé	22
2.5 Intégration du modèle dans le code CFD.....	41
2.6 Influence aérodynamique de la distribution spatiale de la force.....	46
CHAPITRE 3 : CONTRÔLE DU BRUIT AVEC LES ACTIONNEURS PLASMA ..	51
3.1 Description de la problématique	51
3.2 Réduction du sillage par actionnement plasma.....	57
3.3 Simulations CFD.....	61
3.4 Résultats et discussion	63

3.4.1	Effet de la force d'actionnement.....	69
3.4.2	Effet de la position de l'actionneur.....	76
3.4.3	Effet de l'actionnement pulsatif.....	76
3.4.4	Calcul de la puissance.....	80
3.4.5	Implications.....	83
3.5	Considérations futures.....	85
CHAPITRE 4 : AUGMENTATION DU RAPPORT DE PRESSION DES COMPRESSEURS AXIAUX ET DES SOUFFLANTES.....		88
4.1	Description de la problématique.....	88
4.2	Augmentation du rapport de pression par actionnement plasma.....	94
4.3	Performances des compresseurs conventionnels.....	95
4.4	Design de rotor avec actionneur plasma.....	103
CHAPITRE 5 : CONCLUSION.....		109
5.1	Travail futur.....	111
CHAPITRE 6 : RÉFÉRENCES.....		113
Annexe A : Méthodologie de design préliminaire d'un compresseur axial.....		122

Liste des tableaux

Tableau 2.1	Caractéristiques de l'actionneur utilisé afin de calculer la distribution de force	37
Tableau 2.2	Caractéristiques de l'écoulement et de l'actionneur	47
Tableau 3.1	Caractéristiques du rotor de l'étage de compresseur utilisé pour les simulations CFD	60
Tableau 3.2	Cas simulés pour la réduction du sillage.....	63
Tableau 3.3	Épaisseur relative de la quantité de mouvement à différentes positions le long de l'envergure pour les cas présentés au tableau 3.2.....	69
Tableau 3.4	Puissance fournie par les actionneurs au fluide pour les cas 2 à 4.....	81
Tableau 4.1	Paramètres généraux utilisés dans le design des étages	97
Tableau 4.2	Paramètres de design et performance prédite (en CFD) pour les rotors conventionnels	102
Tableau 4.3	Comparaison de la performance d'un rotor avec actionnement plasma de 2 N/m avec celle du rotor conventionnel optimal.....	105

Liste des figures

Figure 1.1	Schéma de l'actionneur plasma.....	2
Figure 1.2	Bruit d'interaction	4
Figure 1.3	Séparation de l'écoulement sur une aube.....	5
Figure 2.1	Maillage structuré généré par UNSTREST pour un passage d'aube.....	11
Figure 2.2	Tension alternative de forme sinusoïdal appliquée à l'électrode exposée.....	12
Figure 2.3	Déplacement des électrons en fonction du sens du courant : a) Électrons émis par l'électrode exposée; b) Retour des électrons.....	13
Figure 2.4	Distribution spatiale de la force moyenne obtenue par des modèles scientifiques.....	17
Figure 2.5	Réseau électrique utilisé dans le modèle d'Orlov et al. [19].....	20
Figure 2.6	Division du domaine au dessus de l'électrode cachée en N volumes	25
Figure 2.7	Schéma détaillé des circuits électriques utilisés dans la modélisation numérique de l'actionneur plasma	26
Figure 2.8	Schéma des condensateurs utilisés dans la modélisation de l'actionneur : a) Condensateur relatif à l'air; b) Condensateur relatif au matériel diélectrique	27
Figure 2.9	Distribution des potentiels électriques sur la surface du diélectrique pour les circuits 1, 20, 40, 60, 80 et 100	30
Figure 2.10	Amplitude du courant circulant dans la résistance du plasma pour les circuits 1, 20, 40, 60, 80 et 100	31
Figure 2.11	Conditions frontières utilisées pour résoudre l'équation 2.2	34
Figure 2.12	Conditions frontières utilisées pour résoudre l'équation 2.4	34
Figure 2.13	Maillage utilisé dans la région près de l'actionneur pour calculer la distribution de force	36

Figure 2.14	Distribution spatiale moyennée sur un cycle AC de la force produite par un actionneur plasma (les dimensions sont en mm)	38
Figure 2.15	Distribution spatiale de la force obtenue à un pas de temps spécifique au cours du cycle A.C. (les dimensions sont en mm)	40
Figure 2.16	Transfert des mailles du modèle d'actionneur sur une surface courbée	44
Figure 2.17	Superposition des maillages (CFD et actionneur).....	45
Figure 2.18	Intégration de la distribution de force de la figure 2.15 sur un maillage CFD généré par UNSTREST (les dimensions sont en m)	46
Figure 2.19	Définition de la position de l'actionneur dans les simulations CFD.....	47
Figure 2.20	Distribution de force obtenue avec le modèle de Shyy et al. [14] (Les dimensions sont en mm)	48
Figure 2.21	Distribution de force obtenue avec le modèle de Suzen et al. [26] (Les dimensions sont en mm)	48
Figure 2.22	Influence de la distribution spatiale de la force sur le profil de vitesse localisé à environ 10% de la corde en aval du bord de fuite d'un profil NACA 0009	49
Figure 3.1	Sources de bruit à l'approche et au décollage (figure tirée de Owen [31]).....	52
Figure 3.2	Sillage en aval du bord de fuite.....	53
Figure 3.3	Triangles de vitesses dans le sillage et dans le <i>core flow</i>	54
Figure 3.4	Positionnement des actionneurs sur la pale afin de réduire le bruit tonal.....	58
Figure 3.5	Position où les résultats sont obtenus (25% en aval du bord de fuite du rotor).....	64
Figure 3.6	Profil de vitesse relative à 20% de l'envergure de la pale pour les cas du tableau 3.2	65
Figure 3.7	Profil de vitesse relative à 50% de l'envergure de la pale pour les cas du tableau 3.2	66

Figure 3.8	Profil de vitesse relative à 80% de l'envergure de la pale pour les cas du tableau 3.2	67
Figure 3.9	Variation de l'épaisseur de la quantité de mouvement relativement au cas de référence (cas 1) en fonction de la force d'actionnement.....	70
Figure 3.10	Amplitude des cinq premières harmoniques pour les cas 1 à 5 à 20% de l'envergure de la pale	71
Figure 3.11	Amplitudes des cinq premières harmoniques pour les cas 1 à 5 à 50% de l'envergure de la pale	72
Figure 3.12	Amplitudes des cinq premières harmoniques pour les cas 1 à 5 à 80% de l'envergure de la pale.....	73
Figure 3.13	Cycle pulsatif pour le cas 7	77
Figure 3.14	Profil de vitesses relatives aux instants spécifiés à la figure 3.13.....	78
Figure 3.15	Épaisseur de la quantité de mouvement relativement à celle du cas de référence (cas 1) aux différents instants spécifiés à la figure 3.13.....	79
Figure 3.16	Profil de vitesse relative pour une force d'actionnement de 3.6 N/m et une vitesse de rotation de Mach 0.4	82
Figure 3.17	Amplitude des harmoniques pour les cas à Mach 0.4 et à 50% de l'envergure de la pale	82
Figure 3.18	Écoulement avec différence de vitesse de chaque côté du sillage	86
Figure 3.19	Amélioration du mélange par excitation résonante. Tiré de Ho et al. [40]	87
Figure 4.1	Fonctionnement d'un étage de compresseur axial ou de soufflante	90
Figure 4.2	Séparation de la couche limite sur l'extrados d'une aube de compresseur axial ou de soufflante	90
Figure 4.3	Influence de la vitesse de rotation (π/s) sur le rapport de pression (total à total) des soufflantes. Figure tiré de Lord et al. [55]	92
Figure 4.4	Concept d'actionnement plasma pour augmenter le rapport de pression	94

Figure 4.5	Triangle de vitesse d'un étage de compresseur. Les paramètres avec l'indice 1 représentent les conditions en amont du rotor et ceux avec l'indice 2, en amont au stator	98
Figure 4.6	Évaluation préliminaire des performances du rotor en fonction du coefficient de charge. Les résultats sont obtenus avec la méthode de la ligne moyenne (Annexe A)	100
Figure 4.7	Évaluation CFD des performances de différents rotors en fonction du coefficient de charge.	101
Figure 4.8	Schéma des pertes de profil typiques pour des pales avec contrôle de la couche limite	104
Figure 4.9	Élimination de la zone de séparation avec l'actionnement plasma.....	107
Figure A.1	Définition de la ligne moyenne	122
Figure A.2	Triangles de vitesses typiques pour un compresseur	124
Figure A.3	Triangles de vitesses en fonction des paramètres ψ , ϕ et R	124
Figure A.4	Schéma de la veine gazeuse utilisée pour le design.....	126
Figure A.5	Schéma des pertes de profil typiques pour des aubes conventionnelles.....	128

Liste des symboles

e_c	Charge élémentaire
f	Fréquence du voltage appliqué
\vec{f}	Vecteur force, force contenue dans une maille d'actionneur
h	Enthalpie
h_0	Enthalpie totale
A	Aire
AR	Allongement des pales (<i>aspect ratio</i>)
B	Vitesse de rotation en RPM
BPF	Fréquence de passage des aubes
C_{Da}	Pertes visqueuses sur les parois
C_{Dp}	Pertes visqueuses sur les pales
C_{Ds}	Pertes visqueuses secondaires
C_{na}	Condensateur associé à l'air
C_{nd}	Condensateur associé au diélectrique
C_p	Chaleur spécifique à pression constante
C_x	Vitesse axiale
DF	Facteur de diffusion (<i>diffusion factor</i>)
\vec{E}	Champ électrique
F_x	Composante de force dans la direction axiale
F_t	Composante de force dans la direction tangentielle
F_r	Composante de force dans la direction radiale
$F_x F_y$	Force générée par le plasma dans les directions x et y
$I_{pn}(t)$	Courant à travers la résistance associée au plasma
N	Nombre de circuits, Nombre de mailles, Nombre de pales dans la rangée d'aubes
P	Pression statique
R	Degré de réaction

R_n	Résistance du plasma
T	Température statique
V	Vitesse absolue
$V_n(t)$	Potentiel à la surface du diélectrique pour le circuit n
W	Vitesse relative
α	Facteur d'efficacité de collision, angle de la vitesse absolue relativement à la direction axiale
β	Angle de la vitesse relative par rapport à la direction axiale
ε_0	Permittivité du vide ($8.854 \times 10^{-12} \text{ C}^2/\text{Nm}^2$)
ε	Permittivité relative
λ_d	Debye length
γ	Rapport des chaleurs spécifiques
ρ_c	Densité de charge dans le plasma
φ	Potentiel dû à la densité de charge dans le plasma
ϕ	Potentiel dû au champ électrique externe, Coefficient de débit
ψ	Coefficient de charge
σ	Solidité
θ	Épaisseur de la quantité de mouvement
Ω	Vitesse de rotation

Indice

0	Condition de stagnation (totale)
1	Conditions à l'entrée de l'étage (avant le rotor)
2	Conditions entre le rotor et le stator
3	Conditions à la sortie du stator
in	Proportion de l'aire d'une cellule contenue dans une autre cellule
rel	Relatif
s	Isentropique

CHAPITRE 1

INTRODUCTION

1.1 Contexte

Face à l'augmentation inévitable des exigences environnementales et économiques dans le domaine du transport aérien, les motoristes devront faire face à de nouveaux défis technologiques afin de demeurer compétitifs. Ainsi, le resserrement des normes concernant le bruit autour des aéroports [1] et la croissance rapide des coûts de carburant forceront les moteurs d'avion de prochaine génération à être moins bruyants et plus économiques à opérer. Le contrôle des écoulements est une avenue prometteuse qui pourrait permettre un saut technologique en aérodynamique pour produire des moteurs plus silencieux, plus légers et plus performants pour faire face à ces défis.

Le développement au cours de la dernière décennie d'un nouveau type de dispositif de contrôle d'écoulement, appelé actionneur plasma, pourrait offrir une solution pratique pour différents problèmes liés à l'écoulement de l'air dans les turbosoufflantes qui forment la base de la propulsion aéronautique moderne. L'actionneur plasma (*single dielectric barrier discharge (SDBD)* ou *plasma actuator*) est constitué de deux électrodes qui sont décalées l'une de l'autre et qui sont séparées par un matériau diélectrique. Lorsqu'une tension alternative d'une amplitude de l'ordre de 5 à 30 kV et d'une fréquence de l'ordre de 1 à 10 kHz est appliquée aux électrodes, l'air au dessus de l'électrode cachée (figure 1.1) s'ionise partiellement. En présence du champ électrique entre les électrodes, l'air ionisé produit une force sur l'air ambiant permettant ainsi de l'accélérer. L'effet de l'actionneur est donc similaire à celui d'un jet, tel que montré à la figure 1.1.

Étant électrique et sans pièce mobile, les actionneurs plasma s'avèrent donc être une alternative intéressante par rapport aux méthodes de contrôles mécaniques ou pneumatiques déjà existantes. Ils laissent également présager une plus grande facilité d'intégration.

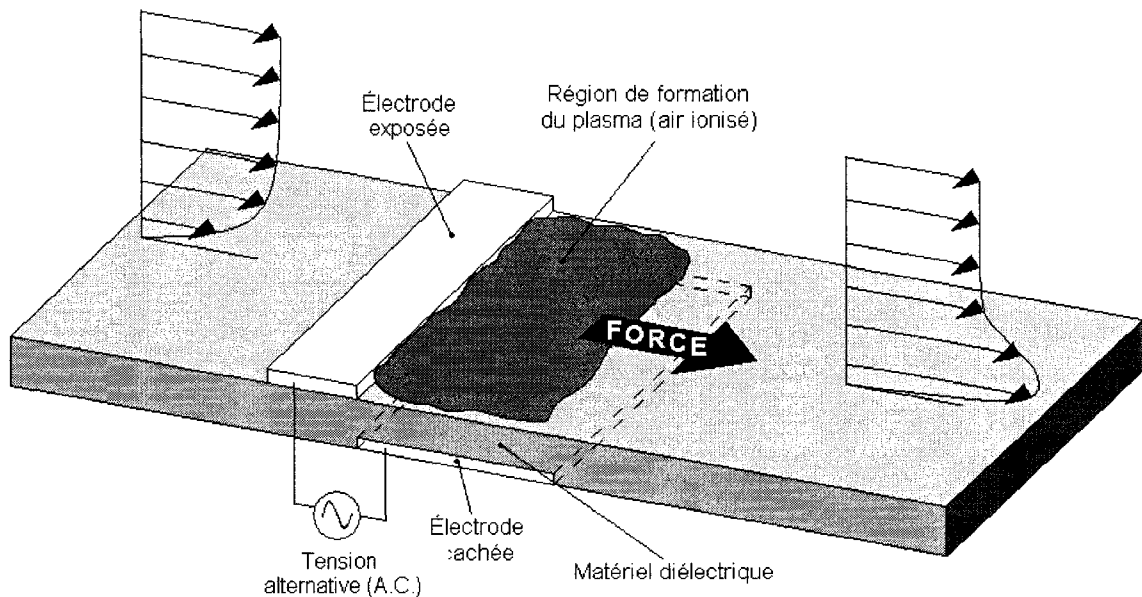


Figure 1.1 Schéma de l'actionneur plasma

Différents projets de recherche ont permis de montrer l'efficacité des actionneurs plasma tant en aérodynamique externe qu'en aérodynamique interne. En aérodynamique externe, Post et al. [2] ont montré qu'ils permettaient de supprimer le décrochage de la couche limite sur un profil d'aile à grand angle d'attaque. L'élimination de cette séparation a par ailleurs permis une augmentation significative de la finesse aérodynamique du profil. Matlis [3] a quant à lui montré qu'ils permettaient d'exciter la couche limite sur un cône dans un écoulement à Mach 3.5, et ce, dans le but d'étudier la transition laminaire-turbulente de la couche limite en régime supersonique. Finalement, Thomas et al. [4] ont étudié la capacité des actionneurs plasma à prévenir la séparation de l'écoulement autour d'un cylindre (simplification d'un train d'atterrissage) à basse

vitesse afin de réduire le bruit. Leurs résultats montrent que les actionneurs plasma suppriment efficacement la séparation de l'écoulement tout en permettant une réduction significative du bruit.

Du côté des applications en aérodynamique interne, List et al. [5] et Huang et al. [6] ont montré que les actionneurs plasma pouvaient contrôler la séparation de la couche limite laminaire sur une pale de turbine afin de réduire les pertes visqueuses. Toujours afin de réduire les pertes dans les turbines, Morris et al. [7] ont évalué l'impact qu'aurait un actionneur positionné au bout des pales afin de contrôler l'écoulement de jeu d'aube. Les résultats montrent que l'actionneur permet d'influencer positivement l'écoulement près du bout de l'aube (*tip flow*). Finalement, Vo [8] a montré que l'utilisation d'un actionneur plasma sur le carter près du bord d'attaque des aubes de rotor permettait de supprimer le décrochage tournant dans les compresseurs axiaux.

Ce projet vise à faire une évaluation préliminaire de deux nouvelles applications des actionneurs plasma en aérodynamique des compresseurs et des soufflantes.

La première application consiste à utiliser les actionneurs plasma afin de modifier le sillage des aubes de compresseurs et de soufflantes et ainsi réduire le bruit d'interaction entre les aubes de rotor et de stator. Le bruit d'interaction est causé par le déficit de quantité de mouvement dans le sillage d'une aube qui induit une force périodique sur l'aube en aval (figure 1.2). Cette force périodique est ensuite retransmise à l'air sous forme d'ondes acoustiques [9]. Le concept étudié afin de modifier (uniformiser) le sillage des aubes consiste à positionner deux actionneurs près du bord de fuite d'une aube de compresseur ou de soufflante de façon à pouvoir injecter de la quantité de mouvement dans le sillage.

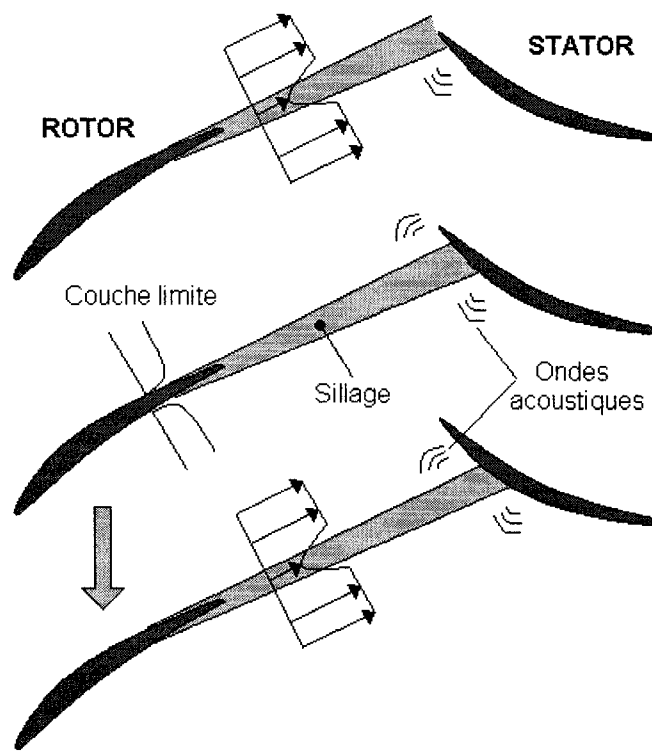


Figure 1.2 Bruit d'interaction

Dans le cas des avions propulsés par des turbosoufflantes, ce qui représente la majorité des avions modernes, le bruit d'interaction causé par les pales de soufflantes constitue la source principale du bruit perçu lors des phases de décollage et d'atterrissage. Avec le taux de dilution (*bypass ratio*) des turbosoufflantes, et par conséquent la taille relative de la soufflante, en croissance constante afin d'augmenter le rendement propulsif, le problème du bruit d'interaction gagnera en importance. Par ailleurs, le fait que les villes se construisent de plus en plus près des aéroports (conséquence de l'étalement urbain) fait également en sorte que de nouvelles normes de réduction de bruit entreront en vigueur afin d'assurer le confort des citoyens et limiter les problèmes de santé liés au bruit. Ainsi, le concept proposé pourrait jouer un rôle important dans le développement de la prochaine génération de moteurs d'avion. Une révision des méthodes utilisées précédemment pour réduire le bruit d'interaction ainsi que l'étude complète du concept proposé seront l'objet du chapitre 3.

La deuxième application vise à utiliser les actionneurs plasma afin d'augmenter le rapport de pression des étages de compresseur ou de soufflante. Le rapport de pression des étages de compresseur ou de soufflante est limité par la séparation de la couche limite sur le côté de suction des aubes (figure 1.3), ce qui entraîne un blocage aérodynamique et diminue par la même occasion la diffusion de l'écoulement dans le passage d'aubes. La séparation de l'écoulement est également responsable d'une baisse du rendement des étages. Ainsi, le concept proposé consiste à positionner des actionneurs plasma en amont de la zone de séparation sur le côté de suction des aubes afin d'injecter de la quantité de mouvement dans la couche limite et ainsi supprimer le décrochage. Ce concept pourrait permettre une conception plus agressive des aubes pour accroître le rapport de pression des étages, et ce, sans compromettre le rendement.

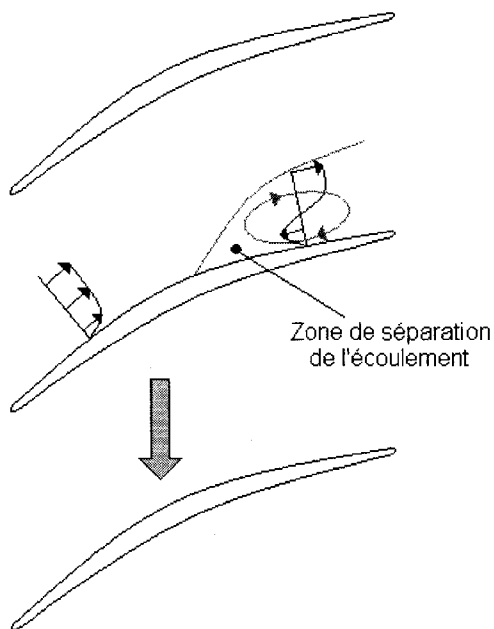


Figure 1.3 Séparation de l'écoulement sur une aube

L'augmentation du rapport de pression des étages de compresseur et de soufflante est très importante, car elle permet potentiellement d'obtenir un rapport de pression donné avec un plus petit nombre d'étages, ce qui se traduit par une réduction du poids,

de la longueur, de la complexité mécanique et des coûts de fabrication du moteur. La revue de littérature et l'analyse du concept seront présentées au chapitre 4.

1.2 Objectifs du projet

Pour chacun des deux concepts proposés, ce projet a pour objectifs:

- 1) D'évaluer la faisabilité aérodynamique du concept avec un minimum d'actionneurs.
- 2) D'évaluer l'effet de différents paramètres (force d'actionnement, position des actionneurs, mode d'actionnement : continu vs pulsatif) sur l'efficacité du concept.
- 3) D'estimer la puissance à fournir aux actionneurs.

1.3 Organisation du mémoire

Une approche par simulation numérique de l'écoulement (CFD) a été choisie pour cette étude préliminaire. Le chapitre 2 présente la méthodologie, en commençant par une présentation du fonctionnement et de la modélisation de l'actionneur plasma de type SDBD, suivi du développement d'un modèle révisé permettant de simuler l'effet de l'actionneur plasma sur le champ d'écoulement, et finalement de son implémentation dans un code CFD de turbomachines. Le chapitre 3 passe en revue les technologies de réduction de bruit et présente le nouveau concept de réduction du sillage par actionnement plasma et son évaluation sur une aube de rotor de compresseur moderne. Le chapitre 4 montre l'étude du concept d'augmentation du rapport de pression par

actionnement plasma pour un rotor de compresseur subsonique. Le chapitre 5 présente les conclusions générales du projet.

CHAPITRE 2

MÉTHODOLOGIE

L'approche numérique est la plus appropriée pour cette étude, et ce, pour deux raisons. Premièrement, pour l'évaluation de nouveaux concepts où les paramètres d'actionnement (force d'actionnement, position des actionneurs, etc.) sont encore inconnus, il est beaucoup moins coûteux et souvent plus rapide de faire des simulations que de préparer et de mener des expériences pour déterminer ces paramètres. Deuxièmement, les actionneurs plasma sont encore à l'état de recherche et la force (poussée) qu'ils peuvent produire est encore relativement faible pour tester dans des applications en turbomachines. Cependant, cette force augmente rapidement à mesure que la recherche progresse. Ainsi, une étude numérique permettra d'évaluer et d'optimiser les nouvelles applications en établissant les niveaux de force qui seraient requis pour obtenir les résultats souhaités, et non pas en se limitant aux niveaux de force actuellement disponibles.

Cependant, avant d'entreprendre l'étude des concepts, l'approche numérique nécessite de modéliser et d'implémenter les actionneurs plasma dans un code de CFD. Le défi est donc de trouver un modèle qui puisse reproduire convenablement l'effet des actionneurs plasma sur l'écoulement sans toutefois rendre les simulations CFD trop dispendieuses en termes de temps de calcul et de ressources informatiques. Plusieurs modèles mathématiques ont été ou sont présentement développés afin d'estimer les effets des actionneurs dans des applications aérodynamiques. Ce chapitre débute avec la présentation du code CFD utilisé tout au long de cette étude. Ensuite, une brève revue de la littérature est présentée sur la physique générale du fonctionnement des actionneurs plasma (section 2.2) et sur les différentes méthodes de modélisation avec leurs forces et leurs faiblesses (section 2.3). La section 2.4 développe le modèle qui est

employé dans le cadre de ce projet, suivie dans la section 2.5 de la méthode utilisée afin de l'intégrer dans le code CFD. Finalement, la section 2.6 présente l'effet d'une variation de la distribution spatiale de la force produite par l'actionneur sur l'écoulement autour d'un profil d'aile.

2.1 Code CFD

Les simulations numériques qui ont été réalisées tout au long du projet ont été faites à l'aide du code UNSTREST [10]. Ce code de type RANS utilise un maillage structuré et a été conçu pour l'étude des turbomachines par le professeur J.D. Denton du Whittle Laboratory de l'université Cambridge. La turbulence est simulée en calculant une longueur de mélange (*mixing length turbulence model*). Le cisaillement à la paroi est quant à lui obtenu avec une loi de paroi (*wall function*).

Ce code a été, au cours des années, utilisé dans de nombreuses applications liées à l'aérodynamique des turbomachines, ce qui a permis de montrer sa validité et d'établir sa crédibilité. Parmi ces applications, Chaluvadi et al. [11] ont étudié l'interaction des rangées d'aubes de turbines avec l'écoulement tant expérimentalement que numériquement avec UNSTREST et ont montré que les résultats obtenus avec UNSTREST étaient en accord avec les résultats expérimentaux. De leur côté, Vo et al. [12] ont étudié le mécanisme menant au décrochage tournant de type *spike* dans les compresseurs axiaux avec UNSTREST et les résultats obtenus se comparent bien avec des résultats expérimentaux. Ces deux applications permettent donc d'établir la capacité d'UNSTREST à bien modéliser des phénomènes instationnaires relatifs aux turbomachines.

Toutes les simulations qui ont été réalisées dans le cadre du projet ont été faites en mode instationnaire en utilisant un pas de temps constant dans tous le domaine de calcul

de l'ordre de 10^{-7} seconde. Les caractéristiques de l'écoulement à l'entrée du domaine de calcul consistent en une pression et une température totale uniforme et en une distribution radiale d'angles de vitesse absolue (*swirl angle*). La condition frontière à la sortie du domaine consiste à définir une pression statique au carter et à imposer l'équilibre radial.

Les simulations ont toutes été faites sur un passage d'aubes de rotor et des conditions de périodicité sont imposées le long des frontières du passage.

La longueur du domaine de calcul en amont et en aval des aubes qui a été utilisée dans toutes les simulations correspond au minimum à 1.5 fois la longueur circonférentielle d'un passage d'aubes (1.5 *pitch*). Une distance correspondant à un *pitch* est toutefois considérée comme minimalement requise pour permettre de capter les perturbations dans le passage d'aubes. En effet, étant donné les conditions de périodicité entre chaque passage d'aubes, la longueur d'onde maximale d'une perturbation est de un *pitch*. Étant donné qu'une perturbation prend approximativement une longueur d'onde pour s'amortir, il est donc nécessaire d'avoir minimalement cette distance en amont et en aval de l'aube afin de s'assurer d'avoir des distributions circonférentiellement uniforme de certains paramètres d'écoulement (angle d'écoulement, pression statique, etc.) à l'entrée et à la sortie du domaine de calcul.

La figure 2.1 permet de voir une coupe en deux dimensions d'un maillage typique produit par UNSTREST dans la région près de l'aube.

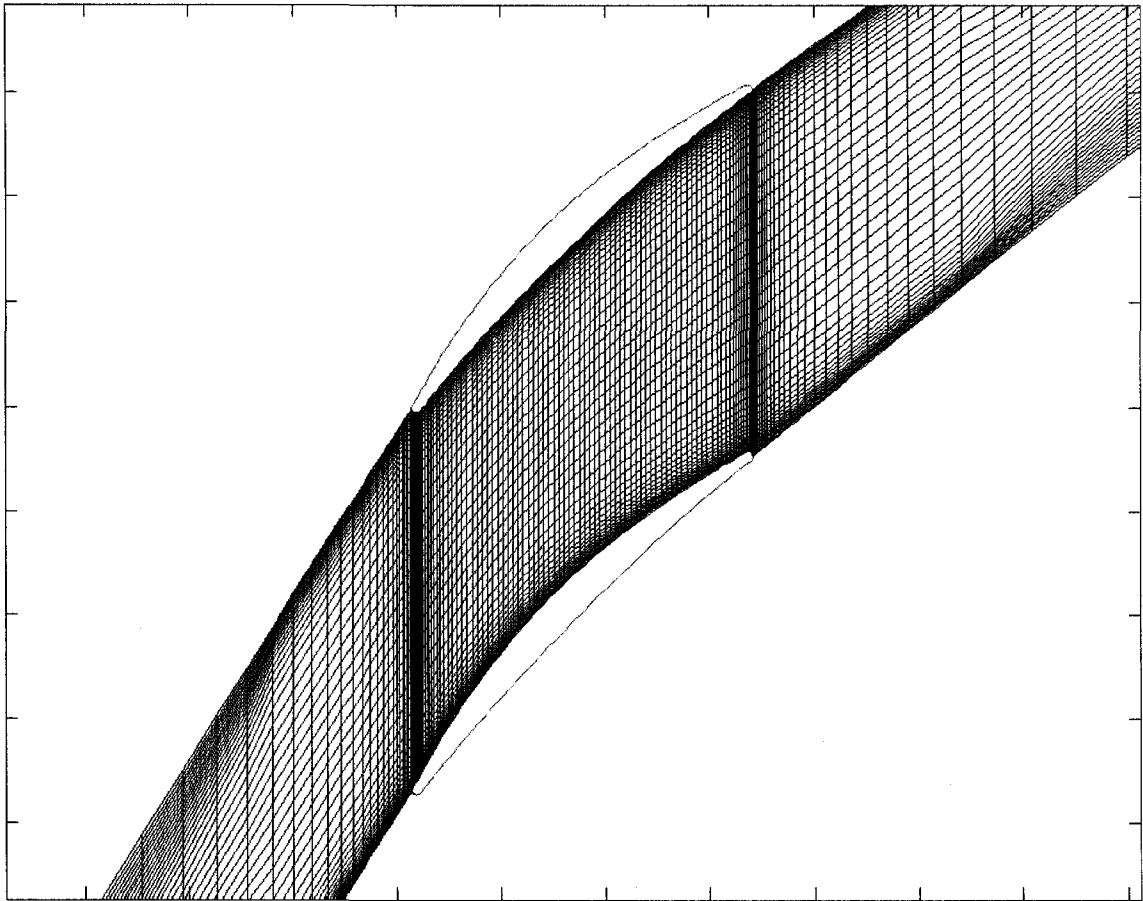


Figure 2.1 Maillage structuré généré par UNSTREST pour un passage d'aube

2.2 Fonctionnement des actionneurs plasma

Avant d'entreprendre la modélisation mathématique des actionneurs plasma, il est important d'introduire les phénomènes physiques gouvernant leur fonctionnement. Le comportement de l'actionneur plasma est régi par l'accumulation de charges sur la surface du diélectrique au dessus de l'électrode cachée [13] tel que montré sur la figure 1.1. Ainsi, la surface du diélectrique joue en quelque sorte le rôle « d'électrode virtuelle » [13,14]. Afin de faciliter la compréhension, supposons que l'électrode exposée est soumise à une tension A.C. de forme sinusoïdale telle que montré à la figure

2.2, avec l'électrode cachée mise à terre ($\phi = 0$). Il est toutefois important de noter que l'explication qui suit n'est pas seulement limitée aux signaux sinusoïdaux.

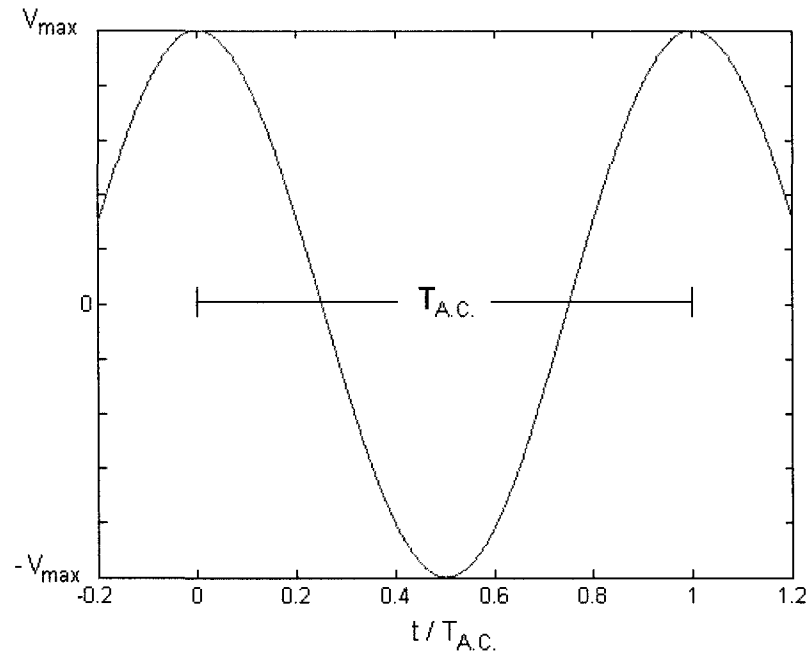


Figure 2.2 Tension alternative de forme sinusoïdal appliquée à l'électrode exposée

L'initiation de l'ionisation se fait lorsque la différence de potentiel entre l'électrode exposée et la surface du diélectrique dépasse un seuil minimal d'ionisation défini à partir du *air electric breakdown*. Durant la première moitié du cycle (là où la pente du voltage appliqué à l'électrode exposée est négative), le potentiel sur l'électrode exposée est plus négatif qu'à la surface du diélectrique [15]. Ainsi, en assumant que la différence de potentiel dépasse le seuil minimal d'ionisation, l'électrode exposée se comporte comme une cathode et émet des électrons qui se retrouvent sur la surface du diélectrique (figure 2.3a). Le matériel diélectrique sert à limiter la quantité de charges qui est transférée, et ce, dans le but d'éviter la création d'un arc électrique [16]. L'émission d'électrons se poursuit tant et aussi longtemps que le voltage appliqué décroît. Une fois que la pente du voltage appliquée devient nulle ($t/T_{A.C.}=0.5$), la décharge d'électrons cesse et le plasma s'éteint. Durant la partie où la pente est positive,

une situation similaire se produit. Toutefois, étant donné que le diélectrique n'émet pas d'électrons, le nombre d'électrons qui sont transférés durant cette partie du cycle est égal au nombre d'électrons qui se trouvent à la surface du diélectrique (figure 2.3b).

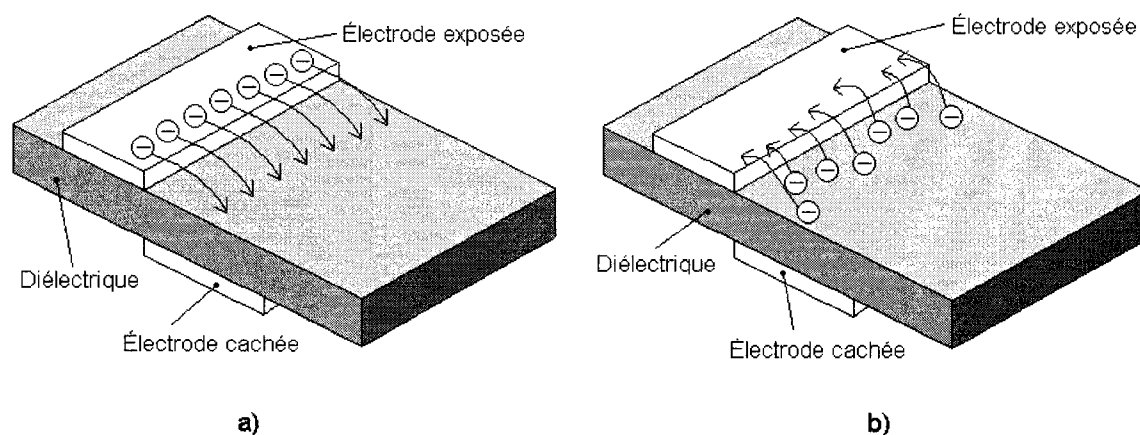


Figure 2.3 Déplacement des électrons en fonction du sens du courant : a) Électrons émis par l'électrode exposée; b) Retour des électrons

Bien que le plasma soit formé de charges positives et négatives, la charge totale de ce dernier est nulle. En effet, le processus d'ionisation des molécules d'air produit un nombre égal d'ions (charges positives) et d'électrons (charges négatives). La différence de potentiel entre l'électrode exposée et la surface du diélectrique produit un champ électrique dans l'air qui entraîne le mouvement des ions et des électrons. Ainsi, les électrons se dirigent vers l'électrode la plus positive alors que les ions se dirigent vers l'électrode la plus négative. Ce mouvement de charges se produit tant et aussi longtemps que le champ électrique n'est pas neutralisé. La quantité de mouvement acquise par les ions et les électrons lors du processus d'ionisation est ensuite transférée à l'air ambiant par des collisions avec des particules neutres. Gregory et al. [17] ont montrés que la force qui est transférée à l'air ne dépend que de la quantité de particules chargées qui sont produites et de la force du champ électrique et non pas de la quantité de particules neutres présentes dans l'air. Ce résultat se base sur l'argument voulant que la proportion du nombre de particules chargées par rapport au nombre de particules

neutres soit très faible dans l'air et que la quantité de mouvement qui est acquise lors du processus d'ionisation doit inévitablement être entièrement transférée aux particules neutres lors des collisions. Conséquemment, la quantité de mouvement des particules chargées est égale celle qui est transférée au fluide.

L'explication ci-dessus ne permet toutefois pas d'expliquer pourquoi la force produite au cours d'un cycle A.C. par l'actionneur est dirigée vers la droite (figure 1.1). L'explication repose sur le fait que le transfert de quantité de mouvement au cours du cycle A.C. soit dominé par les collisions ions - particules neutres et qu'il y ait une « asymétrie » dans la génération de la force dépendant de la direction du courant [15,18]. En effet, il a été montré par Font et al. [18] que la force durant la première partie du cycle A.C. (là où la pente du voltage appliqué à l'électrode exposée est négative) est dirigée vers la gauche (figure 1.1) alors que cette dernière est orientée vers la droite dans la deuxième partie du cycle A.C. et est beaucoup plus grande. Ce qui résulte donc en une force nette vers la droite (figure 1.1).

L'analyse temporelle des phénomènes se produisant dans l'opération des actionneurs plasma permet également de faire ressortir un point intéressant pour la modélisation. Selon Orlov et al. [19], il est possible de distinguer trois échelles de temps différentes dans l'opération des actionneurs plasma. L'échelle de temps la plus courte, de l'ordre de 10^{-8} seconde, est associée au processus d'initiation de la décharge d'électrons de l'électrode exposée jusqu'à la redistribution des électrons sur la surface du diélectrique. La deuxième échelle de temps est reliée à la fréquence du signal A.C. à laquelle est soumis l'actionneur. Dans le cas d'une fréquence de l'ordre de 10 kHz, cette échelle de temps est de l'ordre de 10^{-4} seconde, ce qui est donc 10^4 fois plus lent que l'échelle de temps associée au temps de décharge (on peut donc assumer que la décharge se fait instantanément). Finalement, la dernière échelle de temps correspond au déplacement des particules neutres dans l'écoulement soumises aux collisions avec

les particules chargées et est de l'ordre de 10^{-2} seconde. Une analyse permettant de tirer les mêmes conclusions a également été faite par Font et al. [18].

Étant donné le très grand écart entre les échelles de temps, il apparaît raisonnable d'émettre l'hypothèse voulant que l'actionneur plasma opère en régime quasi-continu [19]. Ainsi, lors de l'évaluation de la performance des actionneurs dans des simulations numériques (CFD), une distribution de force moyennée sur un cycle A.C. pourra être utilisée, et ce, sans rompre avec la physique gouvernant le comportement des actionneurs plasma.

Cette section a permis de présenter brièvement le fonctionnement général des actionneurs plasma. Cependant, il est important de noter que la compréhension détaillée de la physique du fonctionnement des actionneurs plasma est actuellement encore l'objet de nombreux projets de recherche.

2.3 Modèles existants d'actionneurs plasma

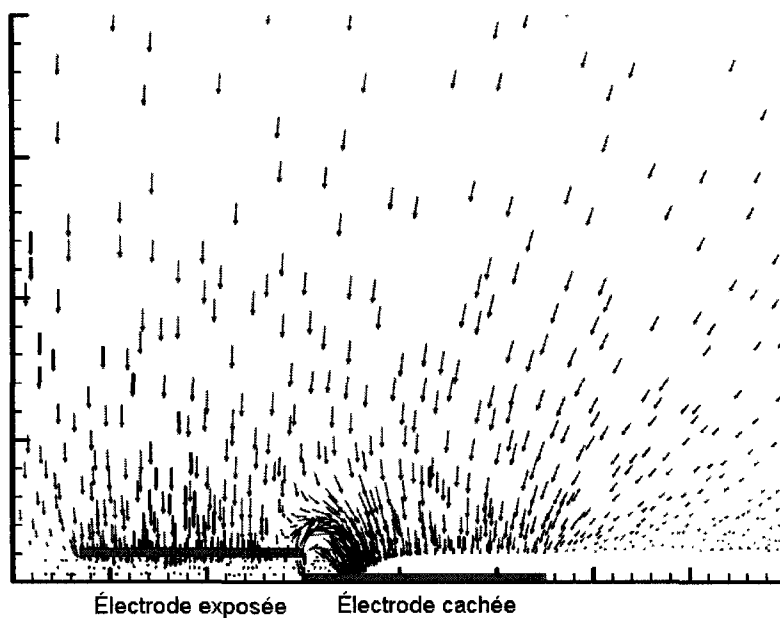
Tel que mentionné précédemment, plusieurs modèles visant à définir la distribution spatiale de la force ont été publiés récemment. Toutefois, le but de cette section ne sera pas de faire un étalage exhaustif de ceux-ci, mais bien de présenter les modèles qui ont servi de près ou de loin dans le développement du modèle qui a été utilisé dans le projet.

En se basant sur leur niveau de sophistication, il est possible de séparer les modèles en deux catégories :

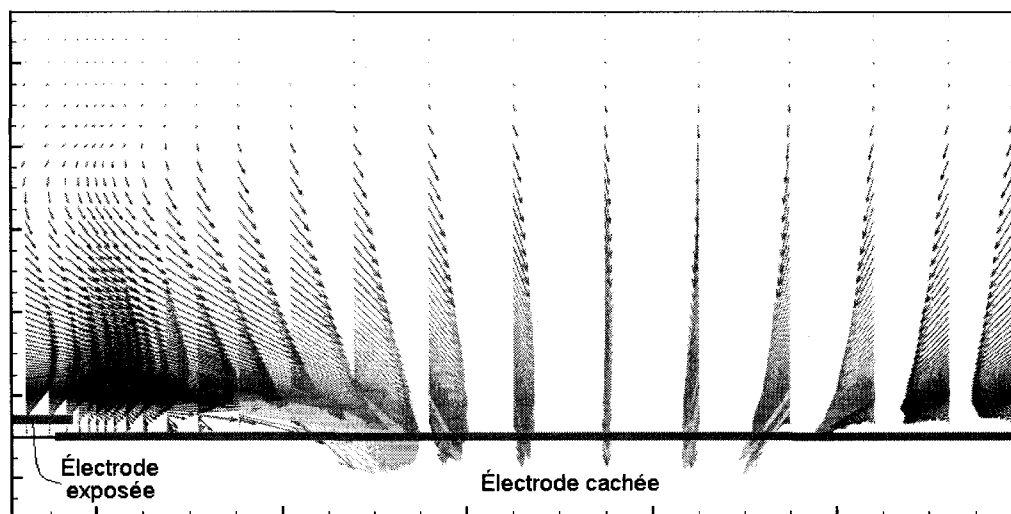
- 1) Les modèles « scientifiques » qui eux visent à simuler de façon la plus exacte possible le fonctionnement des actionneurs plasma.

- 2) Les modèles « d'ingénierie » ou « phénoménologiques » qui visent à estimer globalement l'effet de l'actionneur plasma sur l'écoulement et à être relativement peu exigeant en termes de ressources informatiques.

Les modèles « scientifiques » visent à étudier les phénomènes microscopiques se produisant lors de l'opération des actionneurs plasma. Parmi ces modèles, on peut mentionner ceux développés par Roy et al. [20], Jayaraman et al. [21] et Font et al. [18]. Ces modèles calculent l'interaction entre les électrons, les ions et les particules neutres en tenant compte de différentes réactions chimiques se produisant dans le processus d'ionisation. Les propriétés du plasma sont obtenues en solutionnant les équations de continuité, de transfert de quantité de mouvement et d'énergie entre les différents composants (ions, électrons et particules neutres). Étant donné le très grand nombre de réactions chimiques ayant lieu dans l'air durant l'ionisation, ces modèles se limitent à étudier un seul composant de l'air à la fois. Font et al. [18] ont étudié le comportement de l'azote et de l'oxygène et ont remarqué que l'oxygène se dissocie et s'ionise à des niveaux d'énergie plus faibles que l'azote, permettant ainsi d'affirmer que la chimie de l'oxygène est davantage représentative de la chimie de l'air que ne l'est l'azote. De façon générale, la finesse du maillage requise par les modèles scientifiques implique des ressources informatiques et des temps de calcul considérables (plusieurs semaines ou mois pour un cycle A.C. sur un actionneur). Par conséquent, pour le moment, ces modèles ne peuvent être utilisés de façon pratique dans le design ou l'optimisation des actionneurs à des fins aérodynamiques. Cependant, ils permettent de mieux comprendre les phénomènes se produisant dans le fonctionnement des actionneurs. Par la même occasion, ils permettent de faire ressortir des tendances ou des phénomènes qui peuvent par la suite être implémentés dans des modèles plus simples. La figure 2.4 permet de voir deux distributions de force obtenues par des modèles scientifiques. La première a été obtenue par Roy et al. [22] et la deuxième a été obtenue par Gaitonde et al. [23]. Les distributions qui sont présentées à la figure 2.4 sont des distributions moyennées sur un cycle A.C.



a) Distribution de force moyenne obtenue par Roy et al. [22]



b) Distribution de force moyenne obtenue par Gaitonde et al. [23]

Figure 2.4 Distribution spatiale de la force moyenne obtenue par des modèles scientifiques

Contrairement aux modèles scientifiques, les modèles « d'ingénierie » modélisent les effets macroscopiques de l'actionneur sur le fluide. Parmi les modèles les plus simples, on peut mentionner celui de Hall et al. [16] qui utilise une approche d'écoulement potentiel dans laquelle l'actionneur est modélisé comme étant un doublet

(source et puit) qui est ensuite implémenté dans un code de méthode des panneaux (Hess-Smith). La force du doublet est déterminée à partir de résultats expérimentaux. Les autres modèles dans la deuxième catégorie visent quant à eux à définir une distribution spatiale de la force qui soit dépendante d'un certain nombre de paramètres géométriques de l'actionneur, du signal électrique (tension, fréquence) et des propriétés de l'air. Le but recherché par ces modèles est donc davantage d'être des outils de prédiction de la distribution spatiale de la force.

Shyy et al. [14] ont développé un modèle simple permettant d'obtenir une distribution de force moyennée sur un cycle A.C. Ce modèle assume une variation linéaire du champ électrique au dessus de l'électrode cachée. La force est obtenue par l'équation.

$$(F_x, F_y) = \alpha \rho_c e_c f \Delta t (E_x, E_y) \delta \quad (2.1)$$

où α est le facteur d'efficacité des collisions entre les particules chargées et les particules neutres, ρ_c est la densité de charge dans le plasma, e_c est la charge d'un électron, f est la fréquence du voltage appliquée, Δt est le temps de décharge (temps durant lequel il y a du plasma) durant un cycle A.C., E_x et E_y sont les composantes du champ électrique au point (x,y) et δ sert à définir la région où est créé le plasma.

Ce modèle présente toutefois plusieurs désavantages. En effet, il a été montré dans la littérature [19,20] que l'hypothèse d'une variation linéaire du champ électrique n'est pas en accord avec la physique du transfert de charge. Par ailleurs, les paramètres qui sont utilisés dans le modèle sont difficilement évaluables dans d'autres situations que celle décrite (géométrie de l'actionneur, voltage appliqué, etc.). Ainsi, en dehors de son domaine d'étalonnage, ce modèle s'avère difficilement utilisable. Malgré ces quelques points négatifs, ce modèle permet toutefois de calculer très rapidement une

distribution de force qui induit un profil de vitesse de l'air grossièrement en accord avec ce qui est généralement obtenu expérimentalement. Plusieurs projets ont également été menés en utilisant ce modèle [8,23,24,25].

Plus récemment, Suzen et al. [26] ont présenté un modèle se basant sur les équations d'électromagnétisme développées par Maxwell. Ce modèle découle d'une simplification faite aux équations de Maxwell. Cette simplification suppose que les charges ont suffisamment de temps pour se distribuer dans l'espace au dessus du diélectrique, et donc qu'on peut supposer que le processus de création du plasma est presque stationnaire. (Les équations de Maxwell et les simplifications peuvent être obtenues dans Orlov [13]) Selon ce modèle, le potentiel électrique « total » (Φ) est divisé en deux parties : le potentiel lié au champ électrique externe (ϕ) et le potentiel lié à la densité de charge dans le plasma (φ). Cette hypothèse peut être émise, car les particules d'air sont faiblement ionisées. Ceci permet de calculer séparément le potentiel électrique (ϕ) et la densité de charge (ρ_c) dans le plasma ($\rho_c = f(\varphi)$). À partir des distributions spatiales de ces deux paramètres, celle de la force peut être obtenue. Bien que ce modèle marque un grand pas en avant dans la modélisation de la distribution spatiale de la force par rapport au modèle de Shyy et al. [14], et ce, avec un temps de calcul très raisonnable (quelques minutes), il présente tout de même deux points négatifs majeurs. Premièrement, l'évaluation de la densité de charge sur la surface du diélectrique au dessus de l'électrode cachée repose sur une distribution empirique, ce qui tout comme dans le modèle de Shyy, rend difficile l'utilisation du modèle dans des situations plus générales. Deuxièmement, ce modèle suppose que le potentiel et la densité de charge aux différents instants dans le cycle A.C. peuvent être obtenus à partir de distributions unitaires dans lesquelles la forme du signal A.C. joue le rôle de facteur d'échelle. Or, en comparant les résultats ainsi obtenus avec la théorie tel que décrite dans la littérature [13,15,18] on constate que cette hypothèse ne respecte pas la physique des phénomènes se produisant dans les actionneurs plasma. Par exemple, il est bien connu que lorsque le signal A.C. atteint un maximum, le plasma s'éteint (voir

section 2.2). Or, selon ce modèle, le facteur d'échelle serait maximal et donc la force serait maximale, ce qui est en contradiction avec la réalité. Bien que la physique des phénomènes ne soit pas totalement respectée, la distribution spatiale de la force est tout de même acceptable lorsque comparée à celle produite par un modèle scientifique (figure 2.4). En effet, près de la fin de l'électrode exposée la force est orientée vers les y positifs et vers les x positifs et plus on se rapproche de la fin de l'électrode cachée plus la force se dirige vers les y négatifs.

Dans le but de régler les problèmes des modèles précédents, c'est-à-dire le manque de consistance avec la physique relative au fonctionnement des actionneurs plasma et la nécessité d'une calibration expérimentale, Orlov et al. [13,19] ont développé un modèle qu'ils ont appelé : *Spatial-Temporal Lumped-Element Circuit Model*. Le but recherché par ce modèle est de fournir un outil de prédiction de la force produite par les actionneurs qui intègre l'essentiel de la physique des phénomènes, qui ne nécessite pas de calibration expérimentale et qui permet d'obtenir un résultat dans un temps raisonnable. Selon ce modèle, la surface où se trouve l'air au dessus de l'électrode cachée est subdivisée en une série de petits volumes auxquelles est associé respectivement à chacun un circuit électrique. Les circuits sont ensuite reliés en parallèle de façon à former un réseau électrique (figure 2.5). Les éléments qui composent chacun des circuits électriques varient en fonction de la distance où se trouve le volume par rapport à la fin de l'électrode exposée.

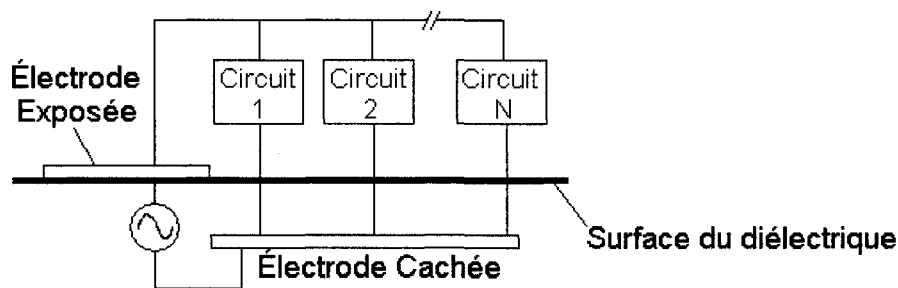


Figure 2.5 Réseau électrique utilisé dans le modèle d'Orlov et al. [19]

Le réseau électrique vise à déterminer la distribution du potentiel électrique à la surface du diélectrique à chaque instant durant le cycle A.C. Cette approche vise à représenter le phénomène voulant que lorsque le plasma se forme, les charges tendent à se réorganiser de façon à annuler le plus possible le champ électrique (retour à l'équilibre). Ce modèle permet également d'implémenter le fait que la création de plasma cesse lorsque l'amplitude du voltage appliqué cesse d'augmenter ou de diminuer (atteinte d'un maximum ou d'un minimum). Finalement, il permet d'obtenir la distribution spatiale de la force à chaque instant dans le cycle A.C. Toutefois, bien que le fait de calculer la distribution de potentiel à chaque instant du cycle A.C. contribue potentiellement à augmenter le réalisme de la simulation, ceci augmente de façon très importante le temps de calcul. Ainsi, pour un cycle A.C. complet, le temps de calcul peut facilement atteindre plusieurs heures.

Malgré le fait qu'il présente plusieurs points intéressants en termes de respect de la physique des phénomènes, ce modèle possède deux points négatifs majeurs. Tout d'abord, selon ce modèle la force produite par le plasma se situe exclusivement dans l'air situé au dessus de l'électrode cachée. Les résultats obtenus avec des modèles scientifiques [21,22,23] montrent que cette hypothèse n'est pas rigoureusement exacte, malgré le fait que la majorité de la force se trouve dans cette région. De plus, selon l'auteur, il n'existe jusqu'à présent aucune publication montrant une distribution de force ou divers résultats qui ont été obtenus par ce modèle. L'implémentation de ce modèle, dans le cadre du projet, n'a d'ailleurs jamais permis d'obtenir une distribution de force avec les tendances générales observées avec les modèles scientifiques (figure 2.4).

Cette section a permis de montrer différentes approches utilisées afin de modéliser le comportement de l'actionneur. Il est cependant important de noter qu'aucun modèle (même les plus complexes) ne peut prétendre produire la distribution de force exacte associée à un actionneur donné (géométrie de l'actionneur, voltage,

fréquence, etc.). La section suivante visera à définir le modèle qui sera utilisé tout au long du projet.

2.4 Développement du modèle d'actionneur plasma utilisé

La section 2.3 a permis de voir les différentes approches utilisées afin de modéliser les actionneurs plasma. Cette section visera à présenter en détail celle qui sera utilisée dans le projet.

Étant donné que le projet vise à faire une étude conceptuelle de l'application des actionneurs plasma pour des applications aérodynamiques et en considérant les ressources informatiques disponibles, il a été décidé de se limiter aux modèles « d'ingénierie » afin de définir la distribution de force produite par l'actionneur.

En se basant sur les modèles présentés à la section 2.3, il est apparu que l'implémentation de certaines des caractéristiques du modèle d'Orlov et al. [13,19] dans le modèle de Suzen et al. [26] permet de pallier à certains problèmes du modèle de Suzen. Ainsi, le modèle qui a été utilisé pour le projet se veut être un hybride entre les modèles de Suzen et d'Orlov.

Ainsi, le modèle hybride se base essentiellement sur le modèle de Suzen et al. [26] auquel certaines idées émises par Orlov [13,19] sont ajoutées. La décision de créer un « nouveau modèle » (bien que ceux existants semblent en mesure de produire des résultats acceptables) repose sur le fait que s'il s'avérait que la distribution de force produite par un modèle existant soit trop optimiste (on assume que la distribution de la figure 2.4 est la cible à atteindre), les résultats obtenus en CFD seraient eux aussi trop optimistes.

Les différentes étapes du développement du modèle sont présentées ci-dessous.

Tel que mentionné à la section 2.3, selon le modèle de Suzen, le potentiel électrique total (Φ) peut être divisé en deux parties : le potentiel dû au champ électrique externe (ϕ) et le potentiel dû à la densité de charge dans le plasma (φ). Cette hypothèse est valide dans la mesure où le gaz est faiblement ionisé, ce qui est le cas des actionneurs plasma. En présumant que l'épaisseur de la zone où se crée le plasma (hauteur du plasma au dessus du diélectrique) est faible et que la quantité de charges est relativement faible sur la surface du diélectrique, il est possible d'affirmer [26] que la distribution de charge (ρ_c) est affectée principalement par le potentiel dû aux charges électriques sur la surface du diélectrique (φ) et que l'influence du champ électrique externe est secondaire (ϕ). Ce qui permet donc d'écrire deux équations qui peuvent alors être résolues indépendamment dans l'espace entourant l'actionneur.

$$\nabla \cdot (\epsilon_r \nabla \phi) = 0 \quad (2.2)$$

$$\nabla \cdot (\epsilon_r \nabla \varphi) = -\frac{\rho_c}{\epsilon_0} \quad (2.3)$$

L'équation 2.3 peut se réécrire comme étant [26]:

$$\nabla \cdot (\epsilon_r \nabla \rho_c) = \frac{\rho_c}{\lambda_d^2} \quad (2.4)$$

où ϵ_r est la permittivité relative de la substance (air ou diélectrique), ρ_c est la densité de charge dans l'air et λ_d est le *Debye Length*, une quantité qui représente la distance parcourue par une particule chargée durant une période de son oscillation [27].

Dans le but de reproduire le plus physiquement possible le comportement des actionneurs plasma, il a été décidé d'intégrer au modèle de Suzen la distribution de potentiels électriques sur la surface du diélectrique au-dessus de l'électrode cachée tel

que présenté par Orlov et al. [13,19]. Cette addition sera considérée comme une nouvelle condition frontière du domaine de calcul lors de la résolution de l'équation 2.2.

Les prochains paragraphes viseront à présenter en quoi l'ajout de cette condition permet de mieux représenter ce qui se passe physiquement dans l'actionneur et finalement comment cette condition est calculée.

Tel que mentionné à la section 2.2, durant le cycle A.C. les électrons et les ions se déplacent de façon à annuler le plus possible le champ électrique qui est défini à l'équation 2.5.

$$\vec{E} = -\nabla\phi \quad (2.5)$$

Étant donné que la densité de charge est la plus forte près de la fin de l'électrode exposée (figure 1.1), car c'est à cet endroit que le transfert de charge se produit, ceci implique que le potentiel électrique sur la surface du diélectrique ne doit pas subir de variations brusques dans cette région. Cette situation justifie donc le fait d'imposer une condition frontière sur la surface du diélectrique. Dans le modèle de Suzen, aucune condition n'est toutefois imposée ce qui fait en sorte que le gradient de potentiel est relativement fort. L'imposition de cette condition permet également de définir jusqu'où le plasma se propage sur la surface du diélectrique au dessus de l'électrode cachée. En effet, en se basant sur le seuil minimal d'ionisation (seuil permettant d'établir s'il y a création de plasma ou non), il est possible d'estimer la dimension de la zone où est créé le plasma. Le modèle de Suzen assume quant à lui que le plasma est créé sur toute la longueur du diélectrique au dessus de l'électrode cachée. Finalement, cette nouvelle condition permet de simuler la variation temporelle de la distribution de force au cours du cycle A.C. de façon beaucoup plus physique que ne le fait le modèle de Suzen. En effet, en imposant cette condition, la forme du signal A.C. ne vient plus uniquement jouer le rôle d'un facteur d'échelle (comme dans le cas du modèle de Suzen), mais influence de façon plus global le comportement de l'actionneur.

Bien que les points mentionnés ci-dessus semblent donner un certain avantage au modèle hybride par rapport au modèle original de Suzen, il est important de noter qu'aucun des deux modèles ne peut réellement prétendre modéliser parfaitement la distribution spatiale de la force. Ce qui signifie donc que le modèle original de Suzen ne peut pas être considéré comme simplement inadéquat.

La distribution du potentiel électrique à la surface du diélectrique est obtenue à partir de la méthodologie présentée dans le *Spatial Temporal Lumped-Element Circuit Model* présenté par Orlov [13]. Selon ce modèle, la surface au dessus du diélectrique est subdivisée en N volumes tel que montré sur la figure 2.6 auquel est associé un circuit électrique à chaque volume. Les différents circuits sont ensuite reliés de façon à former un réseau électrique (figure 2.7). Il a été montré que $N \approx 100$ est suffisant pour avoir une bonne distribution de potentiels à la surface du diélectrique [13]. Au-delà de $N = 100$, la distribution de potentiel à la surface du diélectrique et la distribution spatiale de la force qui en découle sont à toutes fins pratiques inchangées (comportement asymptotique).

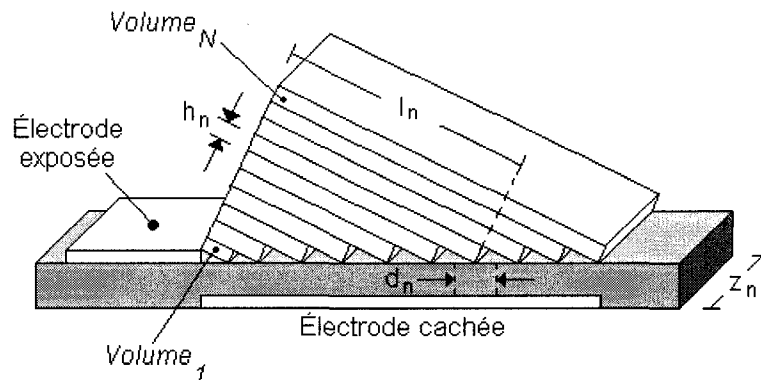


Figure 2.6 Division du domaine au dessus de l'électrode cachée en N volumes

Chaque circuit électrique est composé d'un condensateur pour représenter l'air, d'un condensateur pour représenter le diélectrique, d'un élément résistif pour modéliser le plasma et de diodes *zener* servant à déterminer le sens du courant lorsque le plasma se forme. Les propriétés des différents éléments de chaque circuit (figure 2.7 : R_{nf} , R_{nb} ,

C_{na} et C_{nd}) dépendent des propriétés géométriques associées à chaque volume (figure 2.6 : l_n , h_n , z_n et d_n). Les paramètres géométriques de chaque volume dépendent quant à eux de la position spatiale du volume par rapport à la fin de l'électrode exposée (figure 2.6). Le réseau électrique ainsi que les différents composants de chaque circuit sont présentés à la figure 2.7.

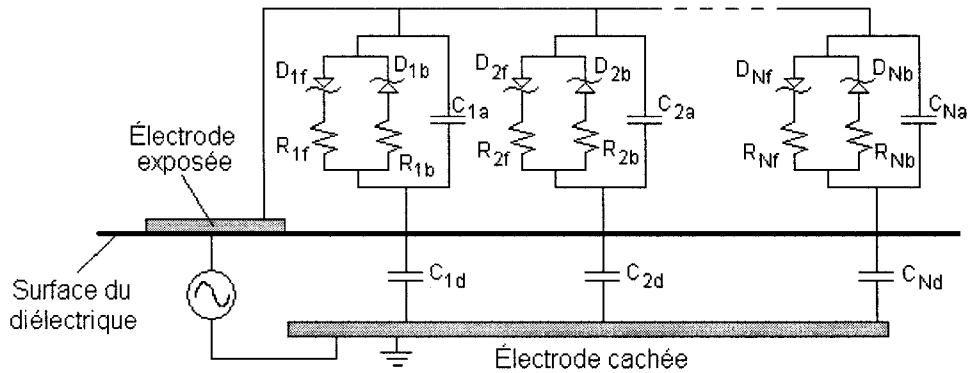


Figure 2.7 Schéma détaillé des circuits électriques utilisés dans la modélisation numérique de l'actionneur plasma

Les valeurs des composants pour le $n^{\text{ième}}$ circuit sont décrites ci-dessous.

La valeur du condensateur relatif à l'air est donnée par :

$$C_{na} = \frac{\epsilon_0 \epsilon_a A_n}{l_n} \quad (2.6)$$

où ϵ_0 est la permittivité du vide, ϵ_a est la permittivité relative de l'air, A_n est l'aire tel que décrite à la figure 2.8a et l_n est une distance représentative de la position du volume n par rapport à l'électrode exposée (figure 2.8a).

La valeur des résistances du plasma R_{nf} et R_{nb} est donnée par :

$$R_n = \frac{\rho_a l_n}{A_n} \quad (2.7)$$

où ρ_a est la résistivité effective de l'air. L'indice f ou b dans la résistance du plasma vise à tenir compte de la direction du courant : *forward* ou *backward*. Il a été établi expérimentalement que le rapport entre les deux valeurs (R_{nf}/R_{nb}) est environ de 5 [13,18,28].

La valeur du condensateur associé au matériel diélectrique est donnée par :

$$C_{nd} = \frac{\epsilon_0 \epsilon_d A_d}{l_d} \quad (2.8)$$

où ϵ_d est la permittivité relative du diélectrique, A_d est l'aire tel que décrite à la figure 2.8b et l_d est l'épaisseur du diélectrique.

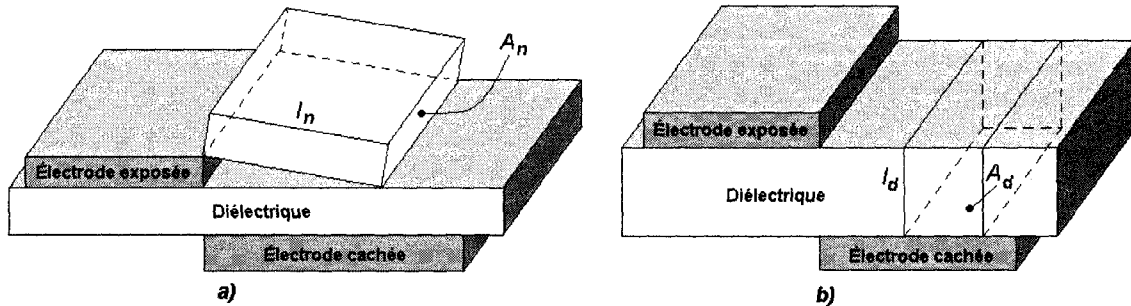


Figure 2.8 Schéma des condensateurs utilisés dans la modélisation de l'actionneur :
a) Condensateur relatif à l'air; b) Condensateur relatif au matériel diélectrique

Les diodes dans les circuits prennent des valeurs de 1 ou 0 tout dépendant de la direction du courant et de la condition vérifiant si la différence de potentiel entre la surface du diélectrique et l'électrode exposée est au dessus (1) d'un voltage seuil ou en dessous (0). Le voltage seuil est propre à chaque circuit et est calculé à partir du *air electric breakdown* qui lui est en fait un gradient de potentiel (V/m). Le voltage seuil (en volt) pour le $n^{\text{ième}}$ circuit est obtenu à partir de l'équation 2.9.

$$\text{Voltage seuil}_n = \text{air electric breakdown} * l_n \quad (2.9)$$

Connaissant maintenant les valeurs de C_{na} , C_{nd} , R_n et le voltage seuil pour tous les circuits, il est alors possible de trouver la valeur du potentiel à la surface du diélectrique à chaque instant du cycle A.C. et pour chaque circuit ($V_n(t)$). L'étude du circuit (figure 2.7) permet d'obtenir la relation suivante pour le potentiel à la surface du diélectrique :

$$\frac{dV_n(t)}{dt} = \frac{dV_{app}(t)}{dt} \left(\frac{C_{na}}{C_{na} + C_{nd}} \right) + k_n \left(\frac{I_{pn}(t)}{C_{na} + C_{nd}} \right) \quad (2.10)$$

où $V_{app}(t)$ est le voltage appliqué entre les deux électrodes, $I_{pn}(t)$ est le courant dans la résistance associée au plasma et k_n est le paramètre associé aux diodes. Lorsque la différence de potentiel entre $V_n(t)$ et $V_{app}(t)$ est supérieure au voltage seuil, l'air est ionisé (le plasma est formé) et $k_n = 1$, sinon $k_n = 0$. Le courant $I_{pn}(t)$ est quant à lui défini par :

$$I_{pn}(t) = \frac{1}{R_n} (V_{app}(t) - V_n(t)) \quad (2.11)$$

où $R_n = R_{nf}$ ou R_{nb} tout dépendant du sens du courant.

En combinant les équations 2.10 et 2.11, on obtient :

$$\frac{dV_n(t)}{dt} = \frac{dV_{app}(t)}{dt} \left(\frac{C_{na}}{C_{na} + C_{nd}} \right) + k_n \left(\frac{\frac{1}{R_n} (V_{app}(t) - V_n(t))}{C_{na} + C_{nd}} \right) \quad (2.12)$$

La procédure qui a été employée pour trouver la distribution de potentiel sur la surface du diélectrique au dessus l'électrode cachée aux différents pas de temps du cycle A.C. est composée des étapes suivantes :

1. Calculer les valeurs C_{na} , C_{nd} et R_n ainsi que le voltage seuil pour tous les circuits.
2. On pose qu'à $t = 0$, le potentiel à la surface du diélectrique $V_n(0)$ est nul pour tous les circuits et qu'il n'y a pas de plasma $\Rightarrow k_n = 0$. Ensuite, on passe à l'étape 5.
3. Résolution de l'équation 2.12 avec le k_n choisi. On passe ensuite à l'étape 4.
4. Si on trouve que $V_{app}(t) - V_n(t) > \text{Voltage seuil}_n$ et que l'hypothèse était que $k_n = 1$ alors on passe à l'étape 5.
 Si on trouve que $V_{app}(t) - V_n(t) < \text{Voltage seuil}_n$ et que l'hypothèse était que $k_n = 1$ alors on retourne à l'étape 3 en mettant $k_n = 0$.
 Si on trouve que $V_{app}(t) - V_n(t) < \text{Voltage seuil}_n$ et que l'hypothèse était que $k_n = 0$ alors on passe à l'étape 5.
 Si on trouve que $V_{app}(t) - V_n(t) > \text{Voltage seuil}_n$ et que l'hypothèse était que $k_n = 0$ alors on retourne à l'étape 3 en mettant $k_n = 1$.
 Si $\frac{dV_{app}(t)}{dt} = 0$ et que $k_n = 1$ alors on retourne à l'étape 3 en mettant $k_n = 0$.
5. Passer à la résolution du temps suivant : $t = t + \Delta t$. On passe ensuite à l'étape 6.
6. Pour la résolution du temps $t = t + \Delta t$ on émet l'hypothèse que k_n est égale à k_n du temps précédent. On passe ensuite à l'étape 3.

La résolution de l'algorithme précédent permet d'obtenir la distribution de potentiel sur la surface du diélectrique et le courant dans la résistance associée au plasma pour un cycle A.C. complet. Les figures 2.9 et 2.10 permettent de visualiser les résultats pour différents circuits. Le signal utilisé pour les simulations était de forme sinusoïdale.

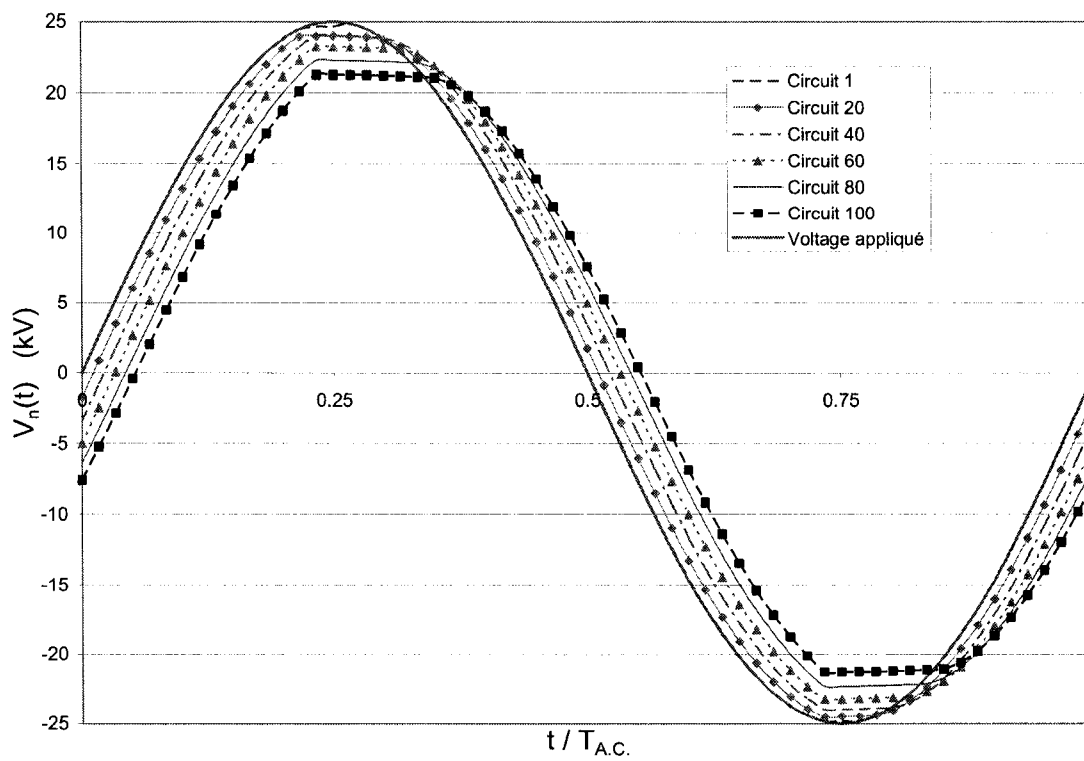


Figure 2.9 Distribution des potentiels électriques sur la surface du diélectrique pour les circuits 1, 20, 40, 60, 80 et 100

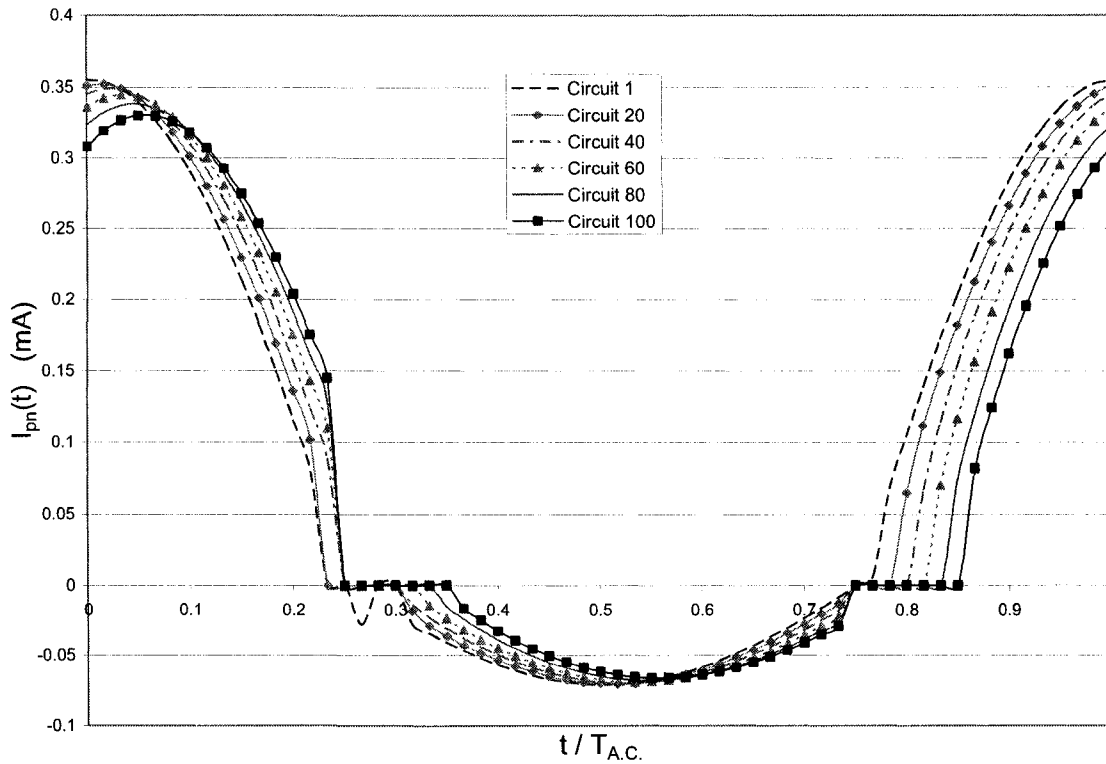


Figure 2.10 Amplitude du courant circulant dans la résistance du plasma pour les circuits 1, 20, 40, 60, 80 et 100

En observant la figure 2.9, on remarque que plus n devient grand (plus on s'éloigne de l'électrode exposée) plus la courbe des $V_n(t)$ est décalée par rapport au voltage appliqué. Cette situation vise à refléter la création du plasma le long du diélectrique. Ainsi, la création du plasma commence près de l'électrode exposée ($n = 1$) et se propage ensuite dans les autres circuits. L'étude de la figure 2.10 montre, quant à elle, que le plasma est créé à deux reprises dans le cycle AC, une fois lorsque le courant est en direction *forward* et une fois lorsqu'il est en direction *backward*. La différence entre l'amplitude maximale des courants (*forward* et *backward*) est telle que présentée dans la littérature [13,18,28] et est obtenue mathématiquement en faisant varier la résistance du plasma tout dépendant du sens du courant (R_{nf} ou R_{nb}). Par ailleurs, lorsque le signal A.C. atteint un maximum ou un minimum ($\frac{dV_{app}(t)}{dt} = 0$), on

constate que le plasma s'éteint. On peut également observer que l'amplitude du courant est la plus grande dans le circuit 1 et décroît par la suite plus on s'éloigne du début de l'électrode cachée (sur la surface du diélectrique).

Jusqu'à présent, la méthode utilisée pour trouver les propriétés du plasma sur la surface du diélectrique suivait la méthode décrite par Orlov [13]. La prochaine étape vise à définir la densité de charge à la surface du diélectrique. Selon le modèle d'Orlov, la densité de charge (ρ_c) est présentée comme étant une fonction du potentiel (ϕ). L'utilisation de cette relation n'a toutefois pas permis d'obtenir des résultats convenables, telle que mentionné précédemment à la section 2.3. Par ailleurs, bien que le courant $I_{pn}(t)$ (eq. 2.11 et figure 2.10) soit calculé aux différents pas de temps, et ce, dans chaque circuit pour le cycle A.C. complet, cette quantité n'intervient pas directement dans le calcul de la force produite par l'actionneur dans le modèle d'Orlov. Ainsi, afin de régler le problème mentionné ci-dessus, il a été décidé d'utiliser ce courant afin de calculer la densité de charge sur la surface du diélectrique pour chacun des circuits, et ce, pour chacun des pas de temps. Cette décision se justifie par le fait que le courant $I_{pn}(t)$ correspond au nombre de charges qui sont transférées par unité de temps dans le plasma (Coulomb/seconde). Lorsque l'air est ionisé, le courant est non nul, le plasma se forme et une certaine quantité de charges est transférée. De l'autre côté, lorsque le courant est nul, l'air n'est pas ionisé et aucune charge n'est transférée. Ainsi, l'utilisation du courant $I_{pn}(t)$ afin de calculer la densité de charge semble appropriée. Afin de calculer la distribution de densité de charges, la méthode suivante a été utilisée. Le volume de chaque circuit (figure 2.6) est calculé, ensuite il est assumé que la décharge se produit durant un temps Δt correspondant à l'incrément de temps utilisé pour le calcul de $V_n(t)$ et $I_{pn}(t)$. La densité de charge est ensuite donnée par l'équation 2.13 :

$$\rho_{cn}(t) = \frac{I_{pn}(t) \cdot \Delta t}{Volume_n} \quad (2.13)$$

L'analyse de l'équation 2.13 montre toutefois que le calcul de la densité de charge se base sur un paramètre qui n'est pas un paramètre du plasma, mais bien un paramètre purement numérique soit le pas de temps numérique (Δt). L'utilisation de l'incrément de temps numérique se base sur l'argument voulant qu'à chaque instant du cycle, une certaine quantité de charge soit transférée. Si au cours d'un pas de temps $\Delta t = t_1$, il se transfère une quantité de charge x , alors si on divise le pas de temps par deux ($\Delta t = t_2$), la quantité de charge transférée sera la moitié : $x/2$ (on assume une décharge constante). Toutefois, après deux pas de temps ($2 * t_2$) la quantité de charge transférée sera égale à celle transférée lorsque le pas de temps était égal à t_1 . Ainsi, le choix du pas de temps utilisé n'influence pas les résultats à condition que la somme de tous les pas de temps corresponde au même temps (une période du cycle A.C.).

L'utilisation de cette méthode afin de calculer la densité de charge à la surface du diélectrique permet également de pallier au problème du modèle de Suzen qui était que la densité de charge à la surface du diélectrique provenait de résultats expérimentaux (section 2.3).

Connaissant maintenant les distributions de potentiel (V_n) et de densité de charge (ρ_{cn}) à la surface du diélectrique, il est maintenant possible de résoudre les équations 2.2 et 2.4. Les conditions frontières qui sont utilisées sont présentées aux figures 2.11 et 2.12.

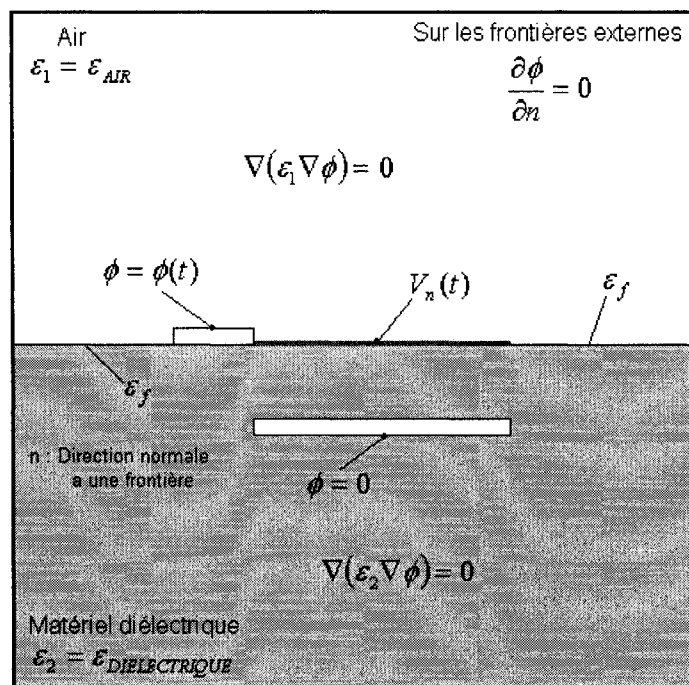


Figure 2.11 Conditions frontières utilisées pour résoudre l'équation 2.2

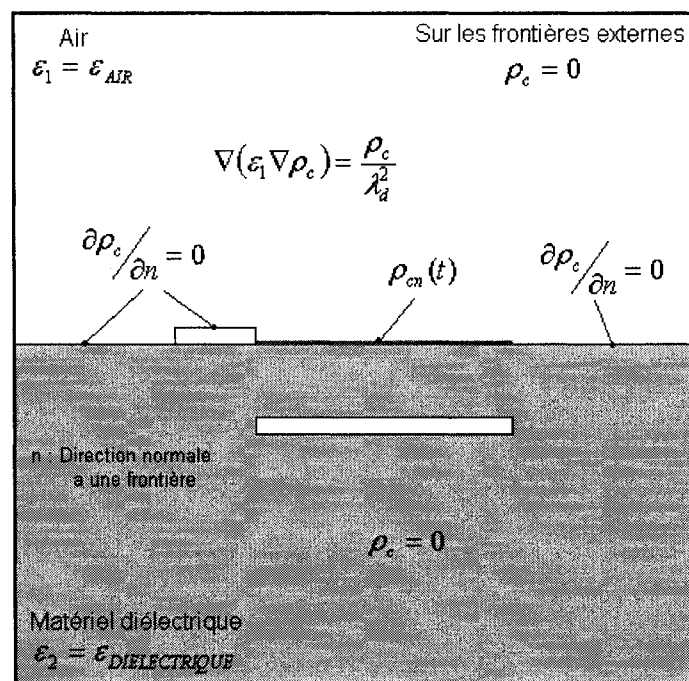


Figure 2.12 Conditions frontières utilisées pour résoudre l'équation 2.4

La valeur de la permittivité relative à l'interface entre l'air et le diélectrique (ϵ_f sur la figure 2.11) est calculée de façon à ce qu'il y ait conservation du champ électrique (eq. 2.5) à l'interface. La méthode de calcul détaillée est présentée par Suzen et al. [26].

La résolution spatiale du potentiel (ϕ) et de la densité de charge (ρ_c) a été faite numériquement avec la méthode de Gauss-Siedel sur un maillage non uniforme, tel que présenté à la figure 2.13. Le maillage a été raffiné sur la surface du diélectrique et à la jonction des deux électrodes afin de pouvoir capturer les petites variations se produisant dans ces endroits. C'est également à ces endroits que la majorité de la force est produite. La figure 2.13 montre le domaine de calcul près de l'actionneur (ce n'est toutefois pas le domaine de calcul complet).

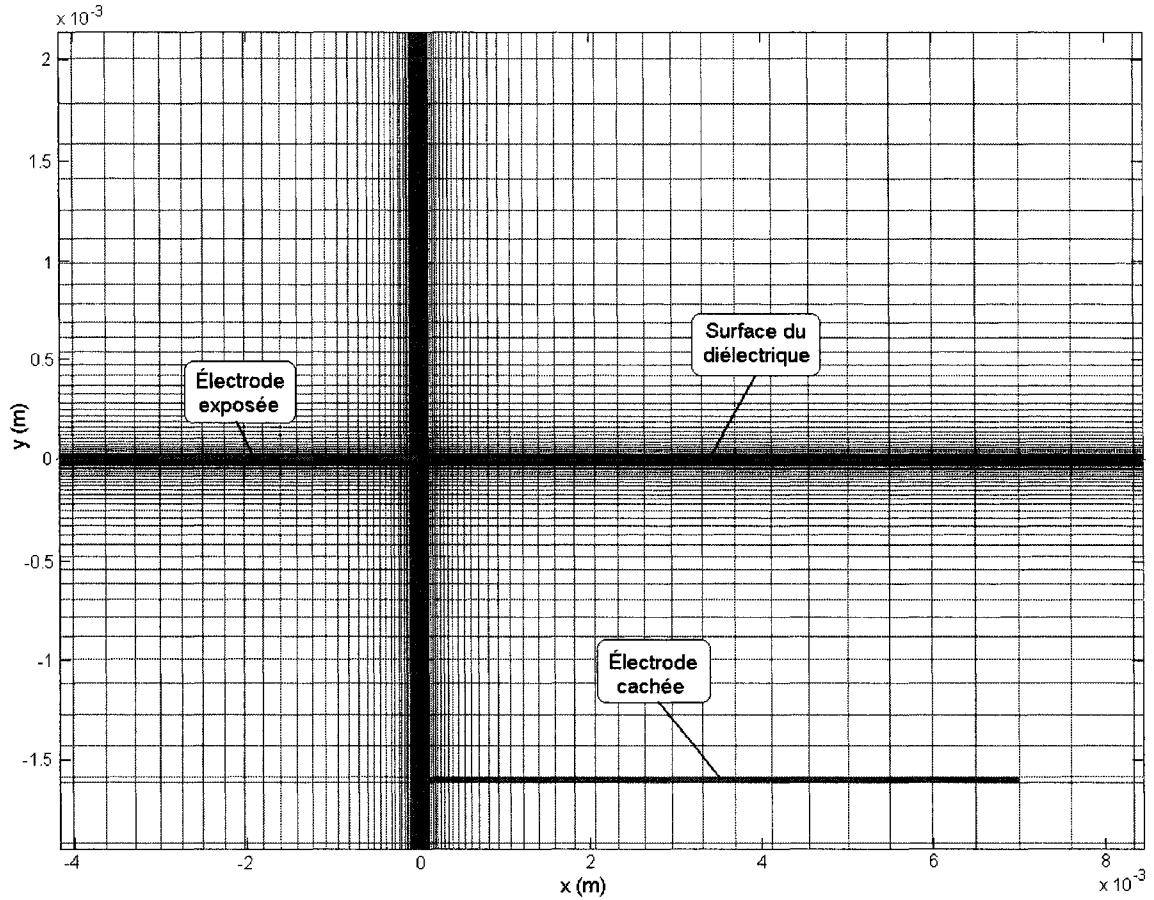


Figure 2.13 Maillage utilisé dans la région près de l'actionneur pour calculer la distribution de force

Une fois la résolution des équations 2.2 et 2.4 complétée pour chacun des pas de temps du cycle AC, il est alors possible de calculer la force produite par l'actionneur à chaque instant du cycle. La force par unité de volume générée par l'actionneur est calculée à l'aide de l'équation 2.14.

$$\vec{f} = \rho_c \vec{E} = \rho_c (-\nabla \phi) \quad [\text{N/m}^3] \quad (2.14)$$

Pour obtenir une force par unité de longueur d'actionneur, il ne reste alors qu'à multiplier la force obtenue à l'équation 2.14 par l'aire associée à chaque maille.

$$\vec{f} = \rho_c \vec{E}A = \rho_c (-\nabla\phi)A \quad [\text{N/m}] \quad (2.15)$$

La force par unité de longueur (N/m ou g/po) est l'unité la plus généralement utilisée pour parler de la force ou de la poussée de l'actionneur. La force moyennée sur un cycle A.C. est ensuite obtenue en calculant la force moyenne dans chaque maille au cours du cycle A.C. L'amplitude de la force moyenne produite par l'actionneur est obtenue en additionnant les composantes de la force (en N/m ou g/po) dans chaque maille et en calculant la norme du vecteur résultant (eq. 2.16)

$$F_{\text{actionneur}} = \sqrt{\left(\sum_{i=1}^N f_{x_i}\right)^2 + \left(\sum_{i=1}^N f_{y_i}\right)^2} \quad [N/m \text{ ou } g/po] \quad (2.16)$$

où N est le nombre de mailles

La distribution moyenne de la force obtenue avec le modèle hybride est présentée à la figure 2.14. Les différents paramètres qui ont été utilisés afin d'obtenir cette distribution sont présentés dans le tableau 2.1.

Tableau 2.1 Caractéristiques de l'actionneur utilisé afin de calculer la distribution de force

Électrode exposée	3 mm
Électrode cachée	7 mm
Amplitude du voltage	25000 V
Fréquence du signal	10000 Hz
Constante du diélectrique	2.1
Épaisseur du diélectrique	1/16 po

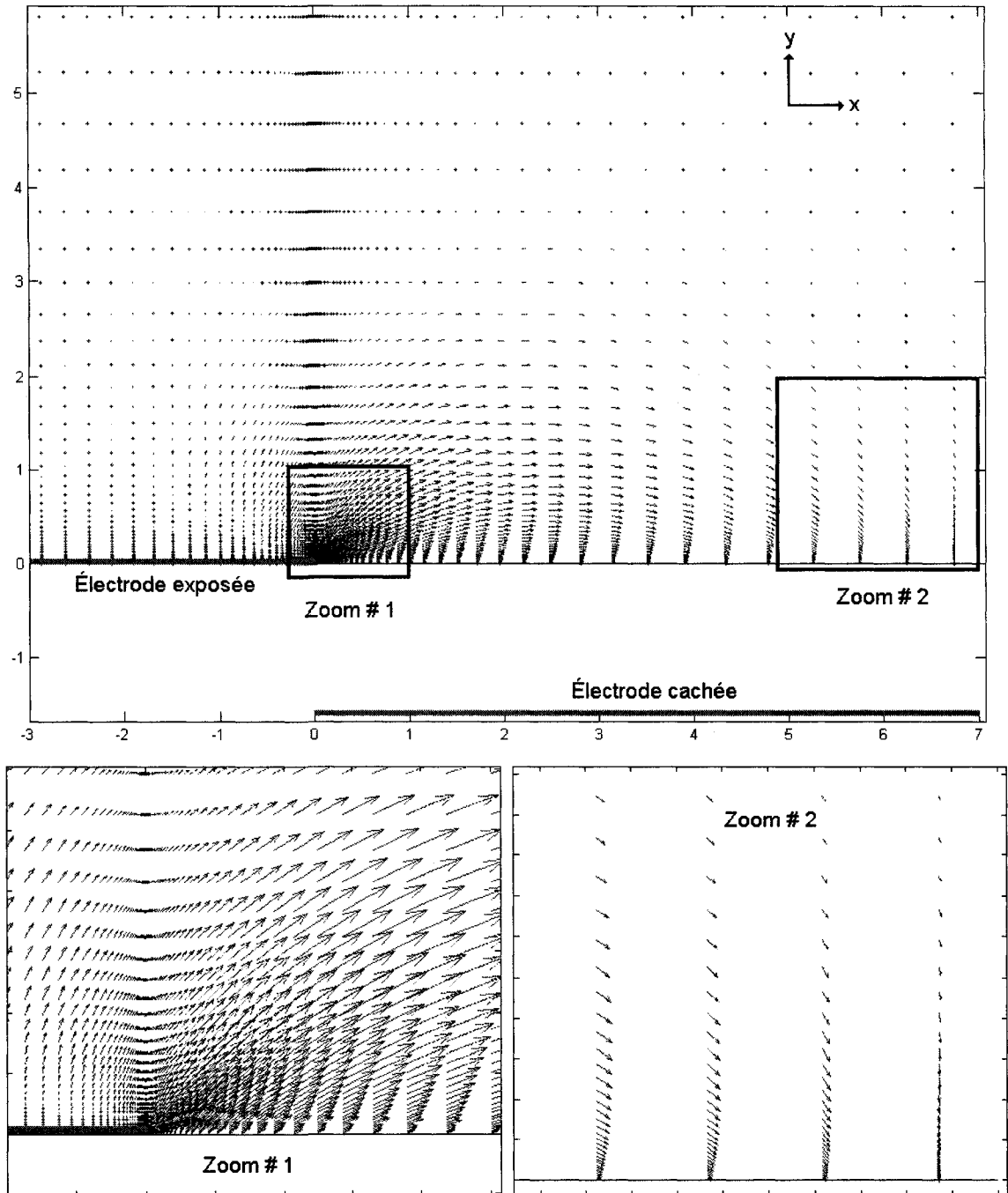


Figure 2.14 Distribution spatiale moyennée sur un cycle AC de la force produite par un actionneur plasma (les dimensions sont en mm)

Bien que la distribution spatiale de la force présentée à la figure 2.14 ressemble globalement à celle qui est obtenue à l'aide des modèles plus complexes [22,23] (figure 2.4) dans la région près du début de l'électrode cachée, on constate toutefois une différence majeure en ce qui a trait à la fin de l'électrode cachée. En effet, contrairement aux distributions de la figure 2.4, il n'y a pas de force nette dans la direction des x négatifs. Afin de palier à ce problème, il est apparu que l'utilisation de la distribution de force obtenue à un pas de temps spécifique (figure 2.15) durant le cycle A.C. permet de se rapprocher davantage de la distribution de force obtenue avec les modèles plus complexes.

Afin de voir en quoi la distribution de la figure 2.15 se compare à celle obtenue avec les modèles les plus complexes, cette dernière a été comparée à celles obtenues par des modèles plus complexes (figure 2.4). Premièrement, près de la fin de l'électrode exposée, les vecteurs forces pointent dans la direction de x -positif et y -positif. C'est par ailleurs dans cette région que l'amplitude des vecteurs de force est la plus forte. Deuxièmement, approximativement au cinquième de la longueur du diélectrique au dessus de l'électrode cachée, la composante verticale de la force est inversée et est alors dirigée vers la surface du diélectrique. Troisièmement, approximativement aux trois quarts de la longueur de l'électrode cachée, les vecteurs forces sont presque exclusivement dirigés dans la direction des y -négatifs. L'amplitude des vecteurs de force y est toutefois beaucoup plus petite que celle des vecteurs près de la fin de l'électrode exposée. Finalement, à la fin de l'électrode cachée, la force est dirigée dans la direction des x -négatifs, mais est toutefois beaucoup plus faible que celle à la fin de l'électrode exposée. La force résultante totale est donc dirigée dans la direction des x -positifs. Finalement, en comparant les distributions de forces des figures 2.14 et 2.15, on constate également que la dernière est plus conservatrice.

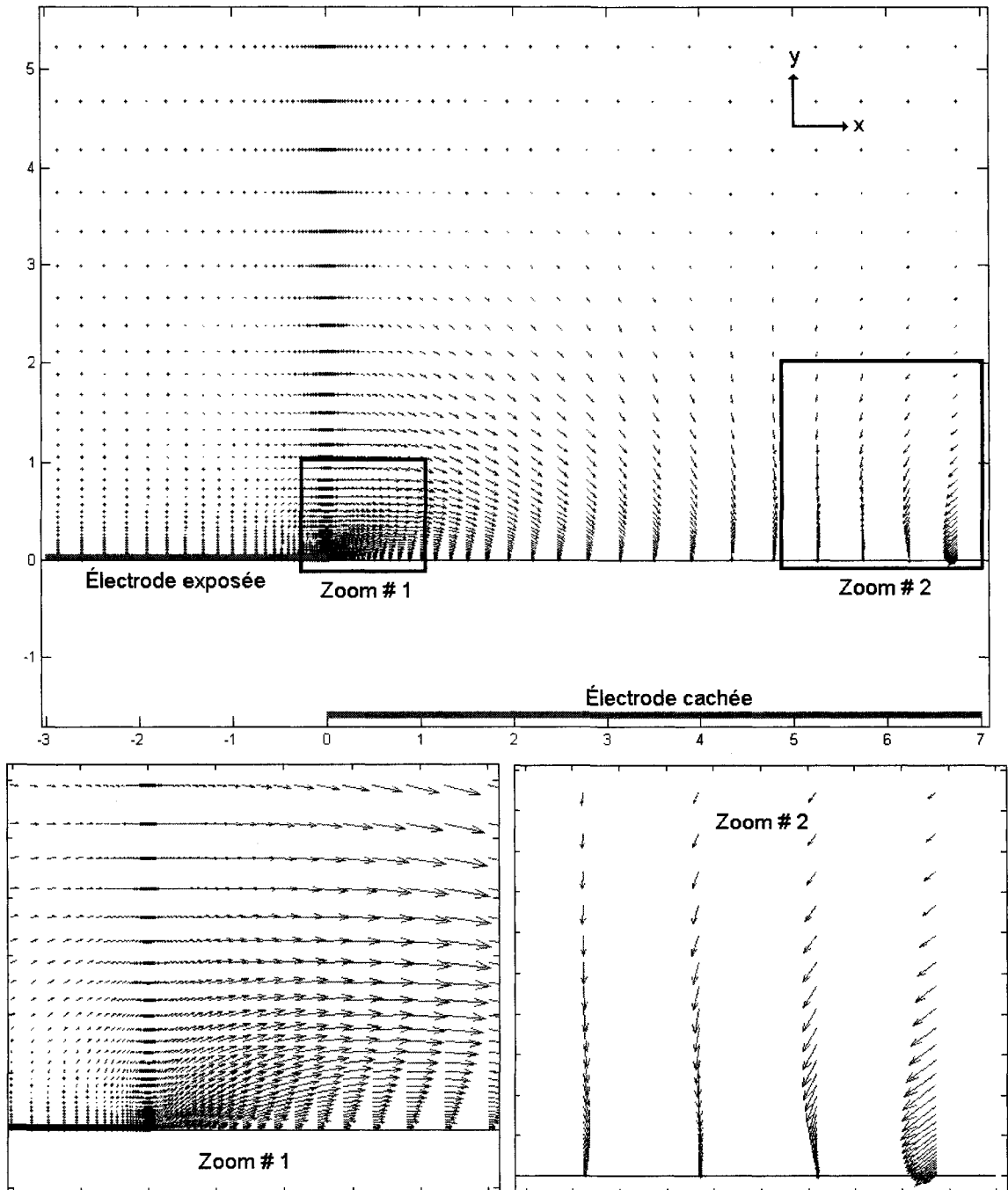


Figure 2.15 Distribution spatiale de la force obtenue à un pas de temps spécifique au cours du cycle A.C. (les dimensions sont en mm)

Par conséquent, cette distribution de force obtenue à un pas de temps spécifique (figure 2.15) sera donc considérée comme étant la « distribution moyenne » et sera utilisée tout au long du projet. Bien que cette façon de faire puisse sembler approximative, il est très important de comprendre qu'aucun modèle (même les plus complexes) ne peut prétendre être capable de représenter exactement la distribution de force produite par un actionneur plasma. Par ailleurs, en calibrant le modèle hybride (certains paramètres n'ont pas pu être évalué avec certitude comme par exemple : la résistivité de l'air et le *air electrical breakdown*), on pourrait peut-être obtenir une distribution moyenne qui se rapproche davantage de celle obtenue par les modèles plus complexes. Toutefois, cette étude n'a pas été jugée nécessaire dans le cadre du présent projet, car ce dernier visait uniquement à utiliser une distribution de force semblable à celle obtenue avec les modèles scientifiques, et non pas à développer un nouveau modèle.

2.5 Intégration du modèle dans le code CFD

Le modèle de la section 2.4 permet d'obtenir une distribution spatiale de force temporellement moyennée sur le cycle A.C. (figure 2.15) en fonction de différents paramètres d'entrée (géométrie de l'actionneur et signal électrique). La prédiction quant à l'amplitude de la force, tel que calculé par le modèle (eq. 2.16) ne sera toutefois pas utilisée dans les simulations CFD. En effet, un des objectifs du projet étant d'étudier l'effet de la force sur les performances aérodynamiques (section 1.2), cette dernière sera donc choisie en fonction de l'effet aérodynamique visé. Pour ce faire, l'amplitude de chaque vecteur force de la distribution spatiale (figure 2.15) sera multiplié par un facteur d'échelle afin d'obtenir la force désirée. Il sera donc supposé dans toutes les simulations CFD que la distribution spatiale n'est pas affectée par l'amplitude de la force. Une approche similaire a par ailleurs été employée par Gaitonde et al. [23] et Vo [29].

Il est important de se rappeler qu'un des objectifs du projet est d'étudier l'effet de la force sur les performances aérodynamiques. Ainsi, les forces utilisées ne se limiteront pas à celles actuellement accessibles, mais exploreront celles qui nous apparaissent raisonnables dans un proche avenir. D'où l'utilisation d'un facteur d'échelle afin d'obtenir la force désirée.

De plus, étant donné que l'électrode exposée (figure 1.1) est très mince et qu'elle pourrait en pratique être installée au ras de la surface, elle ne sera pas modélisée dans les simulations CFD.

Une fois la mise à l'échelle des vecteurs forces effectuée, il est alors possible d'intégrer le modèle dans le code CFD. Cette section présentera donc comment a été réalisée l'intégration de ce modèle dans le code CFD.

Deux facteurs sont pris en considération dans l'intégration du modèle en CFD. Premièrement, la petite taille de l'actionneur par rapport au champ d'écoulement nécessite que les équations du modèle d'actionnement soient résolues sur une maille beaucoup plus fine que celle du code CFD pour l'écoulement. Deuxièmement, la résolution des équations relatives au modèle est beaucoup plus simple et rapide pour un actionneur plat sur une maille cartésienne telle que sur la figure 2.13 que sur une maille arbitrairement courbée pour un actionneur suivant le profil d'une surface aérodynamique. Par conséquent, l'approche choisie est de résoudre le champ de forces en 2-D (par unité de profondeur) pour un actionneur plat sur une maille cartésienne raffinée et ensuite de transférer ce champ de forces dans le code CFD comme un terme source pour chaque volume de contrôle (cellule) de la maille CFD. Cette approche présente trois avantages majeurs :

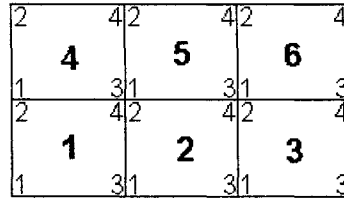
- 1- Les modifications au code CFD sont relativement minimales étant donné que le modèle est résolu à « l'extérieur » du code CFD. Seules les forces produites par l'actionneur sont transmises au code CFD.
- 2- Il est très facile de changer le modèle d'actionneur que l'on veut utiliser dans les simulations CFD.
- 3- Il est facile d'utiliser le modèle d'actionneur dans plusieurs codes CFD étant donné qu'il est indépendant de ces derniers.

Afin de transférer un champ de forces obtenu sur une maille cartésienne fine (maille d'actionneur) 2-D à une maille d'écoulement (maille CFD) 3-D plus grossière, mais arbitrairement courbée, une méthodologie en deux étapes a été développée.

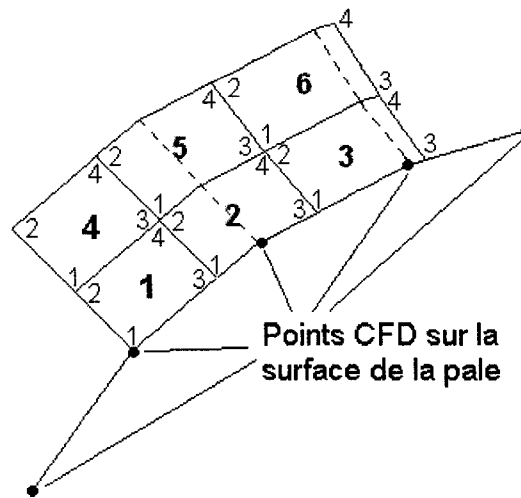
La première étape consiste à transférer chaque maille du modèle d'actionneur sur une surface courbée (coupe radiale 2-D de la maille de la pale) à la position où se trouverait l'actionneur. La figure 2.16 permet de visualiser la méthode.

Deux critères ont été imposés lors du transfert :

- 1) l'aire de la cellule doit être conservée afin que la force qui lui est associée (la force est calculée par le modèle) soit elle aussi préservée.
- 2) les côtés de la cellule qui sont parallèles à la surface (1-3 et 2-4 dans la figure 2.16) doivent demeurer parallèles.



a) Maillage utilisé pour résoudre le modèle (plaque plane)



b) Transfert des mailles du modèle d'actionneur sur la maille CFD

Figure 2.16 Transfert des mailles du modèle d'actionneur sur une surface courbée

La deuxième étape de la méthodologie consiste à transférer les forces des mailles utilisées pour résoudre le modèle d'actionneur aux mailles CFD. La méthode est présentée à la figure 2.17. Le maillage CFD (coupe 2-D) et le maillage transféré (courbé) de l'actionneur sont superposés. La force qui sera attribuée à chaque cellule de la maille CFD est la somme des forces (par unité de profondeur) des cellules de la maille d'actionneur se trouvant à l'intérieur, multipliée par la proportion de l'aire de chaque cellule d'actionneur se trouvant à l'intérieur de la maille CFD (eq. 2.17). On obtient alors une force par unité de longueur dans chaque cellule CFD. Finalement, afin d'obtenir une force par unité de volume (N/m^3), la force (par unité de longueur) est divisée par l'aire de la cellule CFD. Cette force volumique est ensuite transférée au code CFD.

$$\vec{F}_{CFD} = \frac{\sum_{i=1}^N \vec{f}_i \frac{A_{i_in}}{A_{i_totale}}}{A_{CFD}} \quad [\text{N/m}^3] \quad (2.17)$$

dans le cas de la figure 2.17, N est égal à 9.

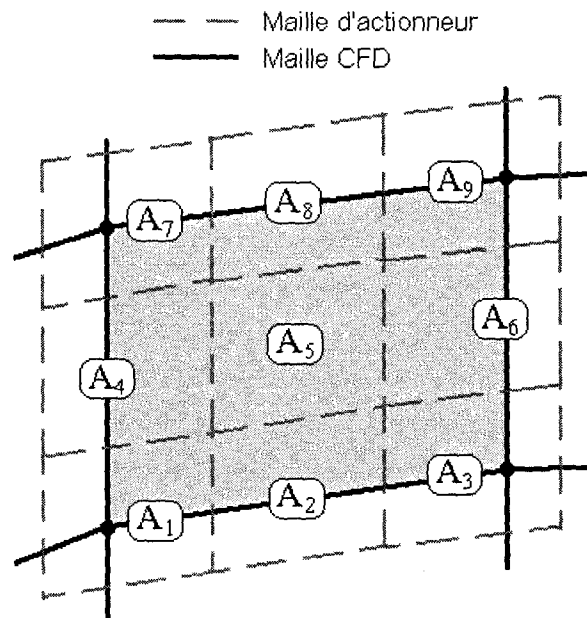


Figure 2.17 Superposition des maillages (CFD et actionneur)

La figure 2.18 permet de voir le résultat de l'intégration de la distribution de force de la figure 2.15 sur une maille CFD.

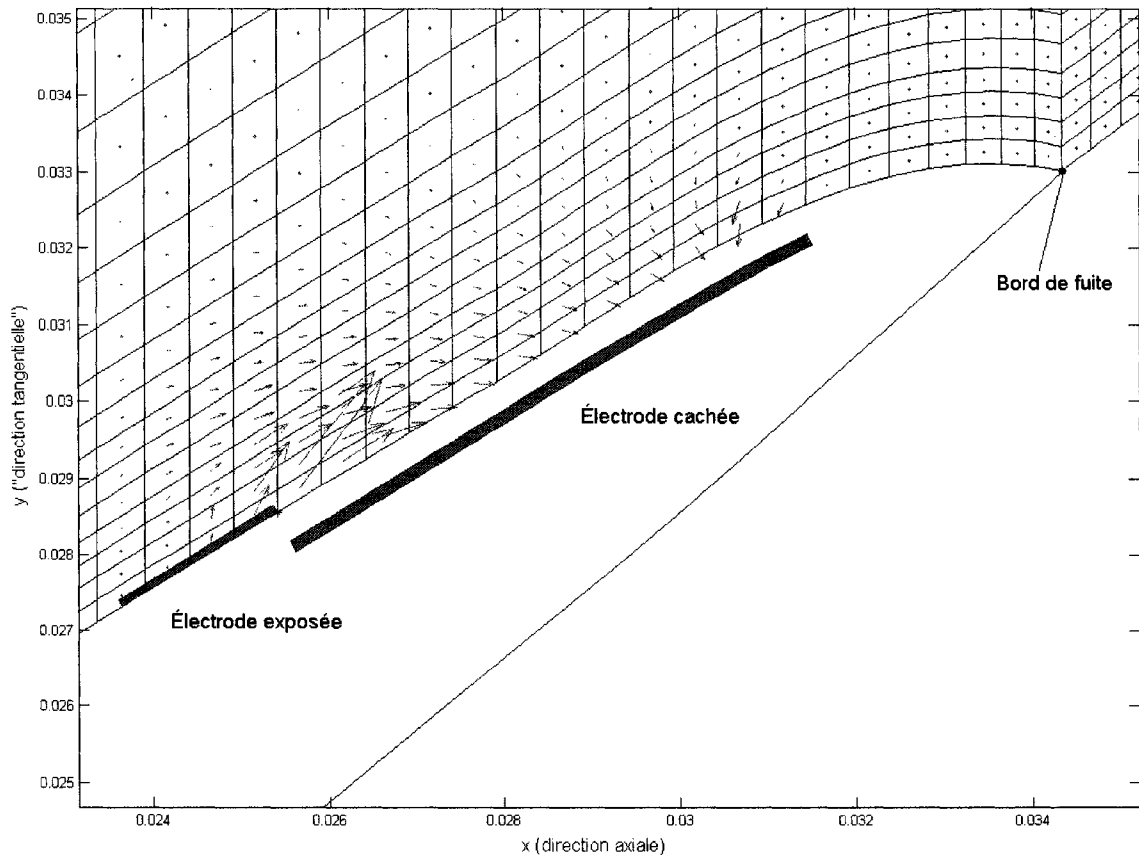


Figure 2.18 Intégration de la distribution de force de la figure 2.15 sur un maillage CFD généré par UNSTREST (les dimensions sont en m)

2.6 Influence aérodynamique de la distribution spatiale de la force

Le nouveau modèle développé dans la section 2.4 semble permettre d'obtenir une distribution de forces qui soit réaliste sans avoir à recourir aux modèles scientifiques. Toutefois, étant donné qu'aucun modèle ne peut prétendre être capable de prédire parfaitement la distribution spatiale de la force, il est important d'étudier l'impact d'une variation de la distribution de force sur l'écoulement. Pour ce faire, l'écoulement dans le sillage d'un profil d'aile NACA 0009 a été étudié. Ce profil a été implémenté comme étant des aubes de stator à profil constant dans le code CFD décrit dans la section 2.1. Un actionneur est placé sur une des deux surfaces à 85% de la

corde. La position de l'actionneur sur la pale est définie comme étant l'endroit où l'extrémité de l'électrode exposée et cachée coïncide (figure 2.19).

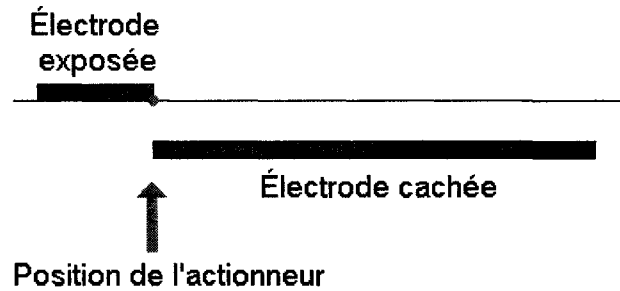


Figure 2.19 Définition de la position de l'actionneur dans les simulations CFD

L'actionneur est modélisé par un champ de forces transférées à la maille CFD par la méthode décrite dans la section 2.5. Les caractéristiques de l'écoulement et de l'actionneur utilisé sont présentées dans le tableau 2.2.

Tableau 2.2 Caractéristiques de l'écoulement et de l'actionneur

Profil d'aile utilisé	NACA 0009
Corde du profil	10 cm
Vitesse de l'écoulement	≈ 19 m/s
Angle d'attaque	0°
Position de l'actionneur (% de la corde)	85 % (On met un actionneur sur un côté seulement)
Force de l'actionneur	0.3 N/m

L'influence de la distribution de force a été étudiée en utilisant les distributions de forces présentées aux figures 2.14 et 2.15 ainsi que les distributions provenant des modèles de Shyy et al. [14] et de Suzen et al. [26] présentées respectivement aux figures 2.20 et 2.21. La géométrie de l'actionneur est la même que celle du tableau 2.1.

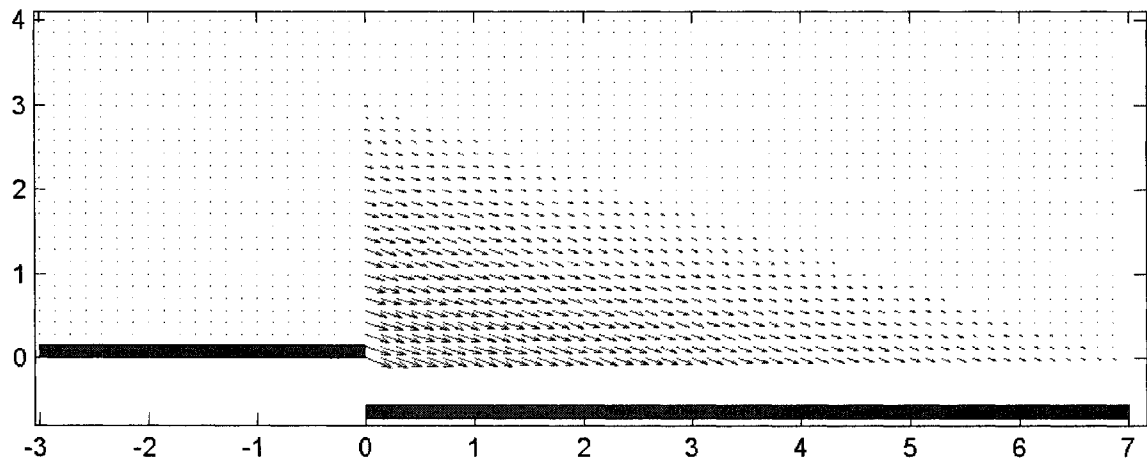


Figure 2.20 Distribution de force obtenue avec le modèle de Shyy et al. [14]
(Les dimensions sont en mm)

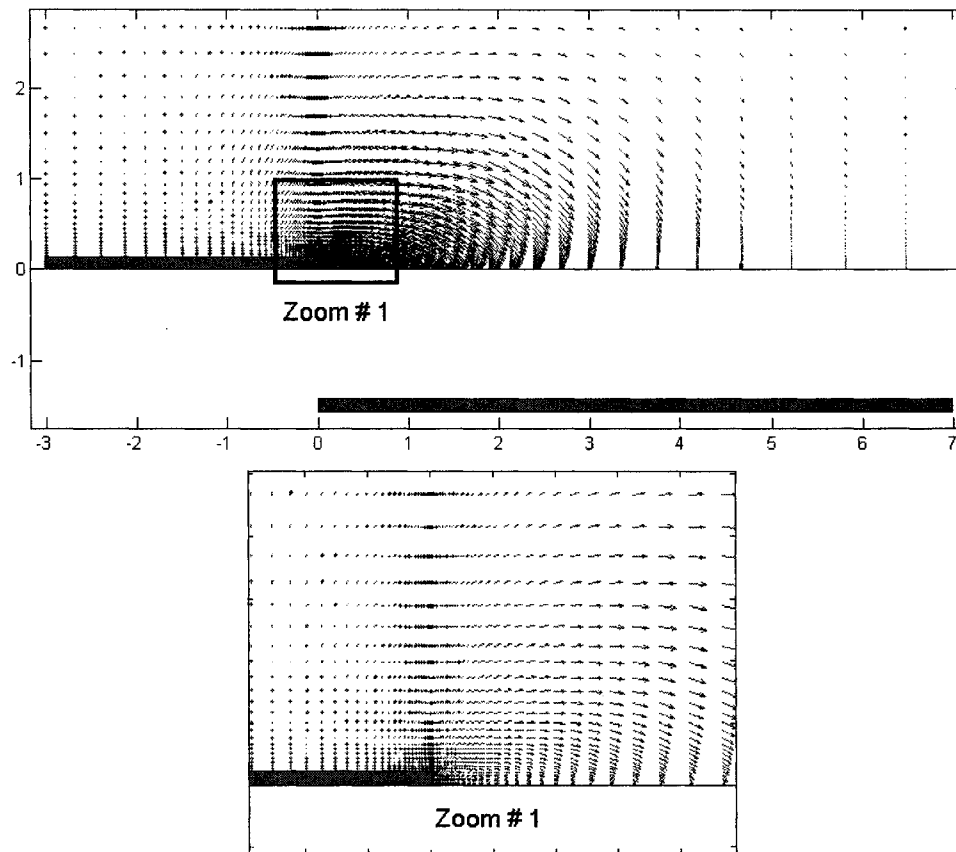


Figure 2.21 Distribution de force obtenue avec le modèle de Suzen et al. [26]
(Les dimensions sont en mm)

Afin d'obtenir la force désirée (0.3 N/m), l'amplitude des vecteurs forces a été multipliée par un facteur d'échelle tel que mentionné à la section 2.5. L'étude a été réalisée à basse vitesse et en utilisant une force relativement grande de façon à ce que l'influence de l'actionneur soit importante sur l'écoulement et qu'il soit alors possible de mesurer l'influence de la distribution spatiale de la force.

L'étude de l'influence de la distribution de force a été faite en comparant les profils de vitesse à une distance d'environ 10 % de la corde en aval du bord de fuite du profil d'aile. Les résultats obtenus sont présentés à la figure 2.22.

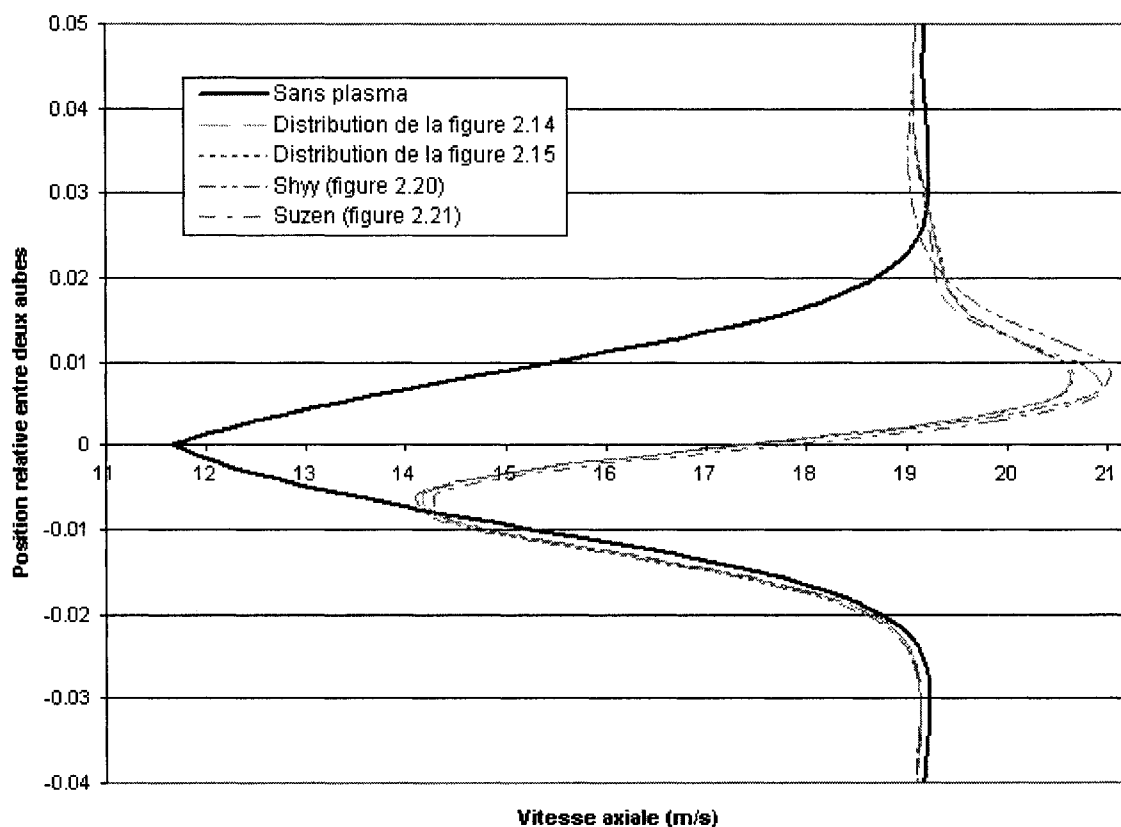


Figure 2.22 Influence de la distribution spatiale de la force sur le profil de vitesse localisé à environ 10% de la corde en aval du bord de fuite d'un profil NACA 0009

En observant la figure 2.22, on constate que l'effet de l'actionneur plasma est très significatif sur l'écoulement provenant de l'extrados du profil d'aile ($y>0$). L'effet est également notable, quoique nettement moins important, sur l'écoulement provenant de l'intrados ($y<0$). En comparant les profils de vitesse, on constate également que l'influence de la distribution de force est à toutes fins pratiques négligeable entre les distributions des figures 2.14 et 2.15. La distribution de forces créée par le modèle de Suzen donne essentiellement le même profil de vitesse que ceux produits par les distributions des figures 2.14 et 2.15, et ce, sauf au point de vitesse maximale où une différence d'environ 0.3m/s est observée. La distribution de force obtenue avec le modèle de Shyy montre toutefois un effet plus marqué. Ce résultat n'est toutefois pas étonnant étant donné que la distribution provenant du modèle de Shyy est plus agressive que celles des figures 2.14, 2.15 et 2.21.

Le calcul de la puissance transmise par l'actionneur au fluide (la puissance à fournir à l'actionneur serait toutefois plus importante à cause des pertes) fournit également un élément d'analyse intéressant. En effet, pour la distribution présentée à la figure 2.14, la puissance fournie au fluide est estimée à 28.9W alors qu'elle est de 31.2W dans le cas de la distribution obtenue avec la figure 2.15, de 25.7W dans le cas de la distribution provenant du modèle de Shyy et al. (figure 2.20) et finalement de 29.0W dans le cas de la distribution provenant du modèle de Suzen et al. (figure 2.21). Ce qui représente un écart d'environ 20% entre la puissance maximale et minimale.

Conséquemment, on peut donc affirmer que l'influence de la distribution spatiale de la force est non négligeable et qu'il est donc important d'utiliser une distribution qui soit la plus réaliste possible.

CHAPITRE 3

CONTRÔLE DU BRUIT AVEC LES ACTIONNEURS PLASMA

Ce chapitre présente l'étude du concept de contrôle du bruit des compresseurs et des soufflantes par actionnement plasma. Il présente la définition du problème, la description du concept proposé et les résultats des simulations CFD. Finalement, la dernière partie permet d'analyser et de discuter les résultats obtenus au cours de cette étude préliminaire.

3.1 Description de la problématique

L'étalement urbain autour des aéroports et la pression économique pour leur opération même durant la nuit poussent inévitablement vers l'établissement de nouveaux objectifs de réduction de bruit des aéronefs dans les prochaines années. Ceci justifie le développement de nouveaux moyens de contrôle du bruit des moteurs d'avion qui soient à la fois efficaces et relativement économiques. L'avènement des moteurs à haut taux de dilution afin d'accroître le rendement propulsif contribue à accroître l'importance du bruit généré par la soufflante, qui est identifiée comme étant l'une des principales sources de bruit causé par le système de propulsion au décollage et à l'atterrissage [30] tel que montré à la figure 3.1.

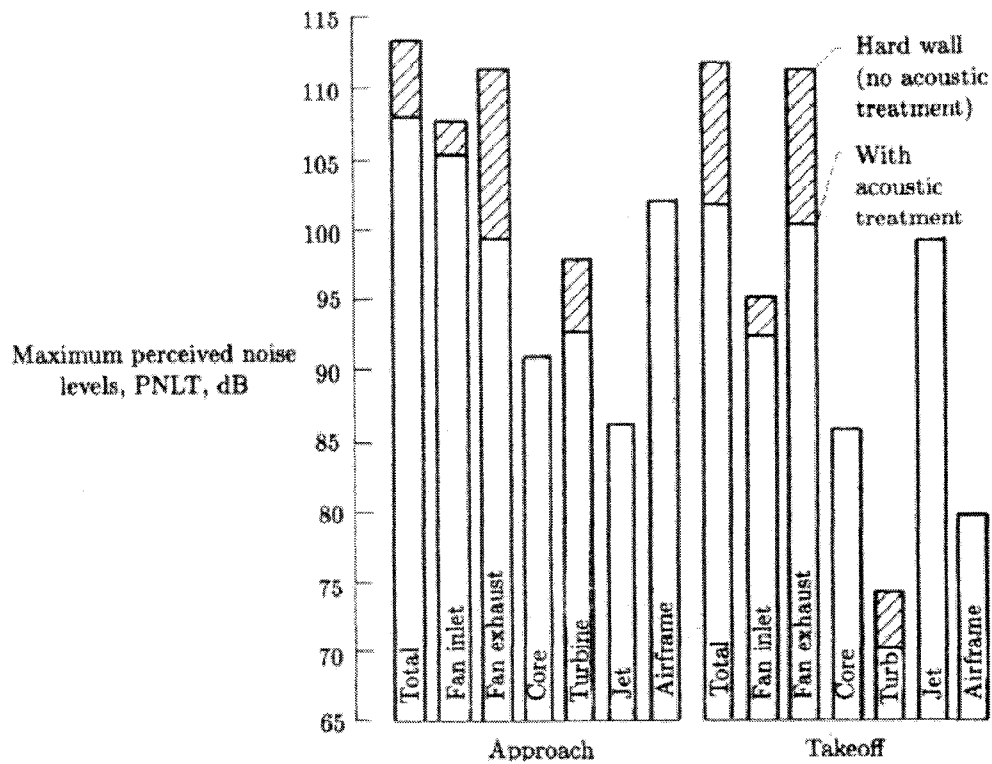


Figure 3.1 Sources de bruit à l'approche et au décollage (figure tirée de Owen [31])

Dans le cas d'écoulement subsonique, le bruit généré par les compresseurs et les soufflantes peut se diviser en deux catégories. La première concerne le bruit occasionné par des perturbations se convectant dans l'écoulement à des fréquences qui ne sont pas reliées à la fréquence de passage des aubes (*blade passing frequency* : *BPF*). Ces perturbations peuvent provenir de sources multiples par exemple : turbulence dans la couche limite, turbulence atmosphérique, diffusion de tourbillon atmosphérique, etc. [9]. Le bruit associé à ces perturbations couvre un large éventail de fréquences et est défini comme le *broadband noise* ou le bruit aléatoire (*random noise*).

La deuxième catégorie concerne le bruit qui est occasionné par des oscillations périodiques à des fréquences correspondant à des entiers de la fréquence de passage des aubes (1BPF, 2BPF, 3BPF, etc.). Ce type de bruit est appelé le bruit tonal (*tonal noise*). Tel que mentionné par Minton [9] et Ferrecchia et al. [32], la source principale du bruit

tonal provient de l'interaction de l'écoulement entre le rotor et le stator (bruit d'interaction) et constitue le sujet de cette étude. Pour un étage de soufflante ou de compresseur ce bruit est causé par la non-uniformité de l'écoulement en aval du bord de fuite d'une aube par rapport à l'écoulement sortant au cœur du passage (*core flow*) [33]. Tel que montré à la figure 3.2, cette non-uniformité provient du déficit de quantité de mouvement dans le sillage de chaque aube et est causée par la convergence des couches limites se développant sur cette dernière.

Afin de simplifier l'explication qui suit, il sera assumé, que l'aube qui « génère » le sillage est un rotor et que celle en aval est un stator. Toutefois, la même analyse peut être faite en inversant les rôles (pour les cas d'analyse de compresseurs ou de soufflantes multi étages). Le même phénomène se produit également entre un rotor et des aubes directrices d'entrée (*inlet guide vanes* ou *IGV*).

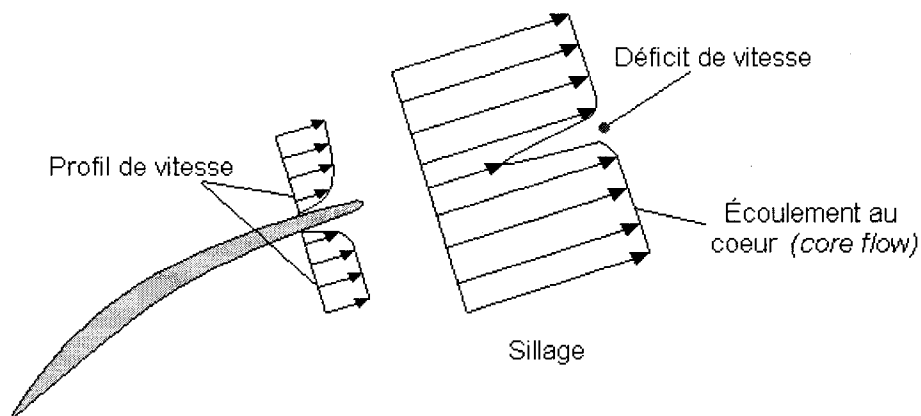


Figure 3.2 Sillage en aval du bord de fuite

Ce déficit de vitesse dans le sillage résulte en deux régimes d'écoulement : un correspondant à l'écoulement au cœur et un autre correspondant à l'écoulement dans le sillage. Les triangles de vitesses correspondant à chacun de ces régimes sont présentés à la figure 3.3. La différence entre l'écoulement au cœur et celui dans le sillage a donc pour conséquences de créer une composante normale de vitesse (*upwash velocity*) agissant comme une force périodique sur le stator. Cette force périodique sur le stator est ensuite retransmise à l'air sous forme d'ondes de pression (ondes acoustiques) à des

fréquences associées à la fréquence de passage des aubes (1BPF, 2BPF, 3BPF, etc.) [33,34]. Par ailleurs, ces forces périodiques constituent une source de vibrations potentielles des aubes de stator pouvant entraîner une rupture par fatigue.

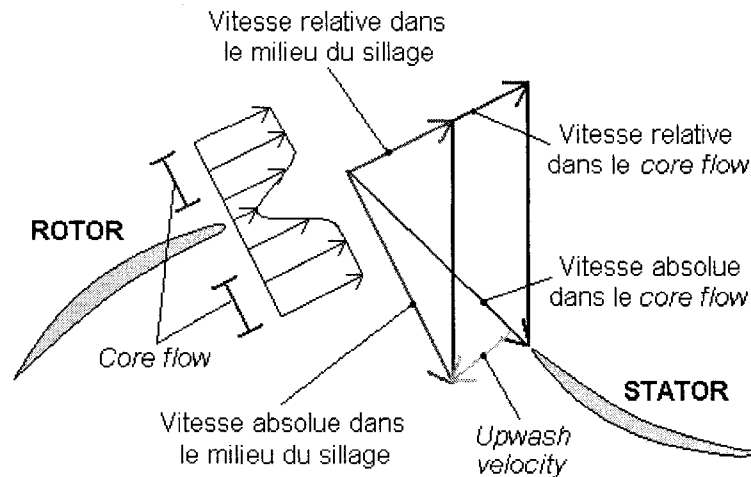


Figure 3.3 Triangles de vitesses dans le sillage et dans le core flow

Le phénomène décrit ci-dessus peut également être étendu au domaine tridimensionnel. En effet, les sections radiales des pales de soufflantes et de compresseurs étant différentes le long de l'envergure, les caractéristiques spatiales et temporelles des différents sillages sont également différentes. Ceci résulte donc en une variation radiale du *upwash velocity* perçu par le stator. Cet aspect tridimensionnel du sillage a été identifié comme étant un élément important dans l'analyse du bruit d'interaction entre le rotor et le stator par Brookfield et al. [35].

De par son importance dans le niveau de bruit généré par les moteurs, le bruit tonal a été l'objet d'une multitude de projets de recherche au cours des dernières décennies afin de l'éliminer ou à tout le moins le diminuer. Ainsi, les prochains paragraphes visent à présenter quelques une des méthodes développées au cours des années.

Tyler et al. [36] ont montré qu'en sélectionnant adéquatement le rapport entre le nombre de pales du rotor et celui du stator il est possible de créer des interférences destructives entre les ondes acoustiques permettant ainsi d'éliminer le bruit d'interaction. Ces interférences destructives sont également connues sous le nom de *cut-off*. Envia et al. [34,37] ont également montré que des interférences destructives similaires pouvaient être obtenues en utilisant des pales ayant un angle de flèche (*sweep*) par rapport à la direction de l'écoulement et une inclinaison (*lean*) par rapport à la direction radiale. Contrairement à la méthode présentée par Tyler et al. [36], dans ce cas, les interférences destructives sont produites par les interactions des ondes acoustiques générées à différentes positions radiales le long de la même pale. Par ailleurs, ces deux méthodes (angle de flèche et inclinaison) entraînent un déphasage du *upwash velocity* qui a pour conséquence de concentrer l'énergie acoustique dans les harmoniques supérieures. Étant donné que l'énergie acoustique des harmoniques supérieures est généralement mieux absorbée par les parois du moteur, l'effet de l'angle de flèche et de l'inclinaison s'en trouve amélioré [33,34].

Bien que la méthode présentée par Tyler et al. [36] puisse théoriquement permettre d'éliminer totalement le bruit tonal, des contraintes autres que les contraintes acoustiques viennent limiter sa performance dans des applications réelles. En effet, cette méthode est essentiellement utilisée pour éliminer le bruit tonal à l'harmonique fondamentale (1BPF), mais n'est généralement pas applicable pour éliminer le bruit aux harmoniques plus élevées (2BPF, 3BPF, 4BPF, etc.) étant donné le nombre élevé de pales qui serait nécessaire, ce qui impliquerait une pénalité au niveau du poids et du coût de fabrication. La méthode présentée par Envia et al. [34], bien qu'elle ne permette pas d'éliminer complètement le bruit tonal à l'harmonique fondamentale (1BPF), présente l'avantage de contribuer à réduire l'amplitude des harmoniques supérieures.

L'augmentation de l'espace entre les rangées d'aubes est également utilisée afin de réduire l'amplitude de la force engendrée par le sillage sur le stator. En effet, à

mesure que le sillage se déplace vers le stator, les effets visqueux ont pour effet de diminuer l'amplitude du déficit de vitesse. Ainsi, en augmentant l'espacement entre les rangées d'aubes, le *upwash velocity* diminue, ce qui du même coup réduit l'amplitude de la force sur le stator. Toutefois, bien que cette méthode puisse paraître efficace, l'accroissement de l'espace entre les rangées d'aubes a pour effet d'allonger le moteur ce qui impose des pénalités de poids et de performance. De plus, après une certaine distance, la diminution du sillage devient très graduelle, ce qui contribue à réduire l'efficacité de cette méthode [34].

Une autre approche proposée pour réduire le bruit tonal consiste à diminuer le déficit de quantité de mouvement dans le sillage. Une des méthodes utilisées afin d'y arriver consiste en l'injection d'air au bord de fuite des pales du rotor. À cet effet, Brookfield et al. [35] ont montrés expérimentalement qu'une injection d'air correspondant à moins de 2% du débit massique pouvait éliminer le déficit de vitesse et réduire de 10 dB la perturbation périodique subie par le stator. Ils ont également montré que le fait d'injecter l'air de façon non uniforme le long de l'envergure de la pale avait un effet sur la réduction du bruit, ce qui confirme l'idée mentionnée précédemment voulant que l'étude du bruit doive se faire dans un contexte tridimensionnel. De son côté, Halasz [38] a suivi la même approche, mais a montré qu'une réduction significative et comparable à celle obtenue par Brookfield et al. [35] pouvait être atteinte sans devoir injecter de l'air dans toutes les pales, ce qui permet de réduire la quantité d'air utilisée, la complexité et le coût d'intégration. Une autre approche pour diminuer le déficit de quantité de mouvement consiste à accroître le mélange entre le sillage (faible quantité de mouvement) et l'écoulement à haute vitesse à l'extérieur du sillage (*core flow*) (haute quantité de mouvement) (voir figure 3.2). Minton [9] a montré à travers des expériences menées avec de la vélocimétrie par imagerie laser (PIV) que les injections d'air près du bord de fuite des pales génèrent des structures tourbillonnantes qui accélèrent le mélange entre les couches d'écoulement et réduisent par la même occasion le déficit de quantité de mouvement dans le sillage. De leur coté,

Ho et al. [39,40] ont montré que l'excitation périodique (à des fréquences près des fréquences de résonance des couches de cisaillement) des structures turbulentes dans une couche de cisaillement pouvait produire le même effet.

Bien que les méthodes d'injection d'air présentées ci-dessus aient montré des résultats intéressants, elles présentent toutefois un certain nombre d'aspects négatifs qui pourraient limiter ou empêcher leur implémentation dans des moteurs commerciaux. Tout d'abord, la recirculation d'air pressurisé provenant des étages supérieurs du compresseur ou de la soufflante entraîne inévitablement une diminution du rendement du moteur, car une certaine proportion de l'air qui normalement servirait à la propulsion circule en « boucle fermée » dans le moteur. De plus, la proportion de l'air qui est injectée dans les pales de la soufflante peut représenter une fraction significative du débit massique circulant dans le noyau (générateur de gaz) d'une turbosoufflante, spécialement dans le cas des moteurs à haut taux de dilution (*high bypass ratio*). Le deuxième aspect négatif est l'augmentation des coûts de fabrication et d'entretien des moteurs associés aux systèmes d'injection et de recirculation d'air. Finalement, le dernier point, bien que mineur par rapport aux deux premiers, est la pénalité de performance associée à la présence des trous d'injection sur les pales lorsque le système d'injection n'est pas utilisé.

Ces points négatifs justifient le développement de technologies alternatives pour la réduction du bruit. La section 3.2 introduit un nouveau concept utilisant des actionneurs plasma pour réduire le déficit de quantité de mouvement et ainsi diminuer le bruit tonal.

3.2 Réduction du sillage par actionnement plasma

Cette section présente un concept d'intégration des actionneurs plasma sur les pales de compresseur et de soufflante afin de réduire le bruit d'interaction rotor-stator.

Elle présente également les objectifs poursuivis par cette étude préliminaire ainsi que les caractéristiques de la pale qui a été utilisée.

La figure 3.4 illustre le concept proposé. Deux actionneurs sont positionnés dans la région près du bord de fuite d'une pale de rotor (un sur le côté de pression et l'autre sur le côté de suction) afin d'injecter de la quantité de mouvement dans le sillage.

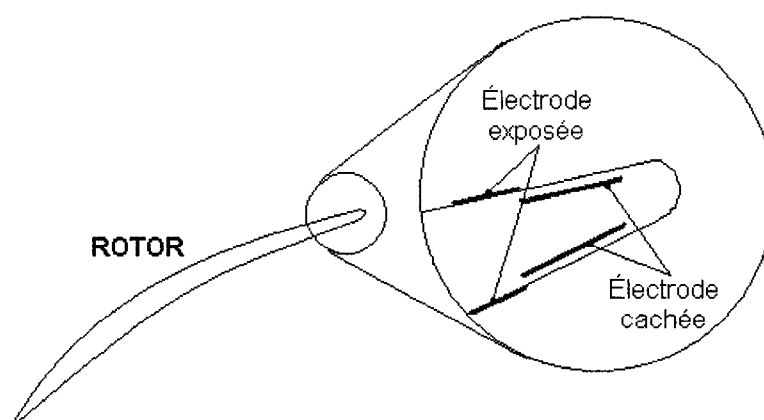


Figure 3.4 Positionnement des actionneurs sur la pale afin de réduire le bruit tonal

La réduction du bruit d'interaction à l'aide des actionneurs plasma suit essentiellement la même ligne de pensée que les méthodes qui ont été utilisées entre autres par Brookfield et al. [35], Halasz [38] et Minton [9] (voir section 3.1). C'est-à-dire la modification du sillage en aval du bord de fuite de façon à rendre l'écoulement le plus uniforme possible avant qu'il atteigne le stator. Toutefois, la différence majeure entre les méthodes d'injection d'air et les actionneurs plasma repose sur le fait que ces derniers ajoutent de la quantité de mouvement au sillage sans addition de masse. Ainsi, les actionneurs permettent d'éviter le problème de diminution de la performance lié à la recirculation d'air dans le moteur. De plus, bien que cet aspect n'ait pas été considéré dans le présent projet, il est probable que l'intégration des systèmes électriques associés aux actionneurs plasma dans les rangées d'aubes des compresseurs et des soufflantes soit plus simple et moins coûteuse que les systèmes mécaniques associés à l'injection d'air. Finalement, la possibilité d'installer les actionneurs au ras de la surface des pales

rend l'impact de ces dispositifs négligeable lorsque le système n'est pas utilisé, par exemple durant la phase de croisière du vol.

Par ailleurs, étant électrique et sans pièces mobiles, le temps de réponse des actionneurs plasma est nettement supérieur aux actionneurs mécaniques. Par conséquent, les actionneurs plasma peuvent être facilement opérés en mode pulsatif (on/off) à haute fréquence. Cette capacité donne l'option de les utiliser pour faire résonner les structures turbulentes des couches de cisaillement dans le sillage et ainsi favoriser le transfert de quantité de mouvement entre l'écoulement externe (*core flow*) et le sillage [39,40] pour accélérer le mélange de ce dernier.

Ce projet consiste en une évaluation préliminaire de ce concept à l'aide de simulations CFD. Quatre objectifs ont été identifiés pour le projet :

- Donner une approximation de la force nécessaire (*actuator strength*) afin d'obtenir une diminution significative du sillage en aval du bord de fuite.
- Évaluer l'impact du mode d'actionnement sur le sillage (mode continu ou pulsatif)
- Évaluer l'influence de la position relative de l'actionneur sur la pale par rapport à la diminution du sillage.
- Obtenir une approximation de la puissance qui doit être fournie à l'actionneur.

Bien que la recherche afin d'augmenter la performance des actionneurs soit très active, et que des technologies visant à accroître de façon très significative leur poussée (*actuator strength*) soient présentement en développement [41,42], les forces de poussée qui peuvent actuellement être atteintes expérimentalement demeurent relativement faibles. Dans cette optique, il a été jugé bon de limiter les essais à des écoulements de relativement faible vitesse. Ainsi, les simulations ont été réalisées sur une pale de compresseur basse vitesse. La pale utilisée est la E³ Rotor B. Cette pale

correspond au premier rotor d'un compresseur de recherche de GE ayant quatre étages précédé d'une rangée de *IGV*. Les caractéristiques de ce rotor sont présentées dans le tableau 3.1.

Tableau 3.1 Caractéristiques du rotor de l'étage de compresseur utilisé pour les simulations CFD

Nombre de pales	54
Solidité au milieu de l'envergure de la pale	1.16
Hub-to-tip ratio (constant pour tous les étages)	0.85
Rayon au carter (constant pour tous les étages)	762 mm
Vitesse de rotation	860 RPM
Nombre de Mach au bout de la pale (M_{tip})	0.2
Nombre de Reynolds basé sur la corde au bout de la pale	$\approx 300\,000$
Taille du jeu d'aube	1.5% de l'envergure

Les simulations CFD ont été réalisées avec UNSTREST (section 2.1) sur un passage d'aube du E³ Rotor B, en utilisant un maillage structuré de 182x51x45 (axial x tangential x radial) points. Afin de modéliser le plus adéquatement possible la distribution de force de l'actionneur et le sillage, le maillage a été raffiné dans la région près du bord de fuite. Les conditions frontières utilisées dans les simulations sont telles que décrites à la section 2.1. La pression statique au carter à la fin du domaine de calcul a été choisie de façon à opérer loin du point d'instabilité.

Tout au long des essais, la distribution de force présentée à la figure 2.15 a été employée pour représenter l'actionneur. Elle a été transférée à la maille CFD aux endroits appropriés par la méthode décrite dans la section 2.5. Finalement, afin d'obtenir la force d'actionnement souhaitée (tableau 3.2), l'amplitude des vecteurs force a été multipliée par un facteur d'échelle (section 2.5).

3.3 Simulations CFD

Afin d'atteindre les objectifs présentés à la section 3.2, plusieurs simulations ont été faites. On peut toutefois diviser ces simulations en deux catégories. La première concerne les essais qui ont été faits en actionnement continu, ce qui s'apparente aux méthodes d'injections d'air présentées à la section 3.1 (augmentation de la quantité de mouvement dans le sillage). La deuxième catégorie d'essais s'est quant à elle attardée à étudier l'effet de l'actionnement pulsatif afin d'exciter les structures turbulentes des couches de cisaillement et ainsi uniformiser le sillage. Un essai sans actionnement a également été fait afin de servir de cas de référence.

Catégorie 1 : Cas à actionnement continu

Quatre simulations ont été faites avec actionnement continu afin d'évaluer l'effet de la force d'actionnement et de la position de l'actionneur. Les trois premiers essais ont été faits avec les actionneurs positionnés à 85% de la corde axiale de la pale (figures 2.18 et 2.19), et générant chacun des forces de 0.3 N/m, 0.6 N/m et 1.2 N/m. Le quatrième essai a été réalisé avec des actionneurs générant une force de 1.2 N/m, mais localisés à 90% de la corde axiale, et ce, dans le but d'évaluer l'effet de la position de l'actionneur sur le sillage.

Catégorie 2 : Cas à actionnement pulsatif

Six simulations ont été menées avec actionnement pulsatif. Le but recherché était de trouver une fréquence de résonance permettant d'améliorer le mélange entre les couches de cisaillement formant le sillage. C'est-à-dire, améliorer le mélange entre l'écoulement à grande quantité de mouvement (à l'extérieur de la couche limite et du sillage) et celui ayant peu de quantité de mouvement (dans la couche limite et dans le sillage). Les essais ont tous été faits avec des actionneurs générant une force de 1.2 N/m et localisés à 90% de la corde axiale.

Les fréquences d'excitation utilisées ont été estimées en considérant la distance (perpendiculaire à l'aube) sur laquelle se ferait sentir par diffusion visqueuse l'effet d'un jet créé par l'actionneur plasma à la surface de l'aube. Dans le cadre du projet, cette distance correspond à l'épaisseur de la couche limite au dessus de l'actionneur, puisque c'est le fluide à cette position que l'on veut amener dans la couche limite et dans le sillage qui en découle afin d'accroître le mélange. L'analogie a alors été faite entre un écoulement soumis à un jet pulsatif sur une surface et le problème d'une plaque oscillante (deuxième problème de Stokes) tel que présenté dans Schlichting et al. [43]. Cette analogie est encore plus évidente si on soustrait du champ d'écoulement au dessus de l'aube, la vitesse du fluide à l'extérieur de la couche limite, lorsque cette dernière est inférieure à celle du jet en aval de l'actionneur. On obtient alors un jet pulsatif à la surface de l'aube qui induit un mouvement d'air dans un écoulement immobile, ce qui est très similaire au problème de Stokes. Dans le cas du problème de la plaque oscillante, il est démontré que la distance perpendiculaire à la plaque jusqu'où l'oscillation est ressentie par diffusion visqueuse est proportionnelle à la viscosité du fluide et à la fréquence d'oscillation selon l'équation 3.1.

$$\delta = k \sqrt{\nu \frac{1}{f}} \quad (3.1)$$

En assumant que la constante de proportionnalité (k) équivaut à 1, que la distance normale à l'écoulement correspond à l'épaisseur de la couche limite (δ) à la position de l'actionneur et que la viscosité est égale à la viscosité turbulente du fluide (ν), on trouve donc que la fréquence d'oscillation (f) estimée à l'aide de l'équation 3.1 est de l'ordre de 200 Hz. Afin de tenir compte de l'incertitude de cette estimation, des simulations ont également été faites à des fréquences correspondant au double et à la moitié de cette valeur.

Le pourcentage du temps au cours duquel l'actionneur est en action durant une période d'excitation (*duty cycle*) a été fixé à 10% et 50%. Ce choix se base sur des

résultats obtenus par Huang [44] montrant que l'utilisation d'un *duty-cycle* de 10% est aussi efficace qu'un *duty-cycle* de 50%, tout en nécessitant une fraction de la puissance.

Le tableau 3.2 résume les différentes simulations. Les résultats sont présentés et discutés dans la prochaine section.

Tableau 3.2 Cas simulés pour la réduction du sillage

Cas	Force d'actionnement par actionneur (N/m)	Position de l'actionneur (% de la corde axiale)	Fréquence, <i>Duty-cycle</i>
1	Aucun actionnement (cas de référence)		
2	0,3	85	-
3	0,6	85	-
4	1,2	85	-
5	1,2	90	-
6	1,2	90	200 Hz, 10 %
7	1,2	90	100 Hz, 10 %
8	1,2	90	400 Hz, 10 %
9	1,2	90	200 Hz, 50 %
10	1,2	90	100 Hz, 50 %
11	1,2	90	400 Hz, 50 %

3.4 Résultats et discussion

Afin d'évaluer l'influence des actionneurs plasma sur le sillage du rotor, trois paramètres sont considérés dans l'analyse des résultats : le profil de vitesse dans la direction de l'écoulement relatif, l'épaisseur de quantité de mouvement (*momentum thickness*) et l'amplitude des harmoniques du profil de vitesse dans la direction de l'écoulement relatif. Les résultats qui sont présentés ci-dessous sont obtenus à une distance correspondant à 25% de la corde axiale en aval du bord de fuite du rotor tel que montré à la figure 3.5. Cette distance se veut être représentative de l'espacement entre le rotor et le stator dans un compresseur typique [45].

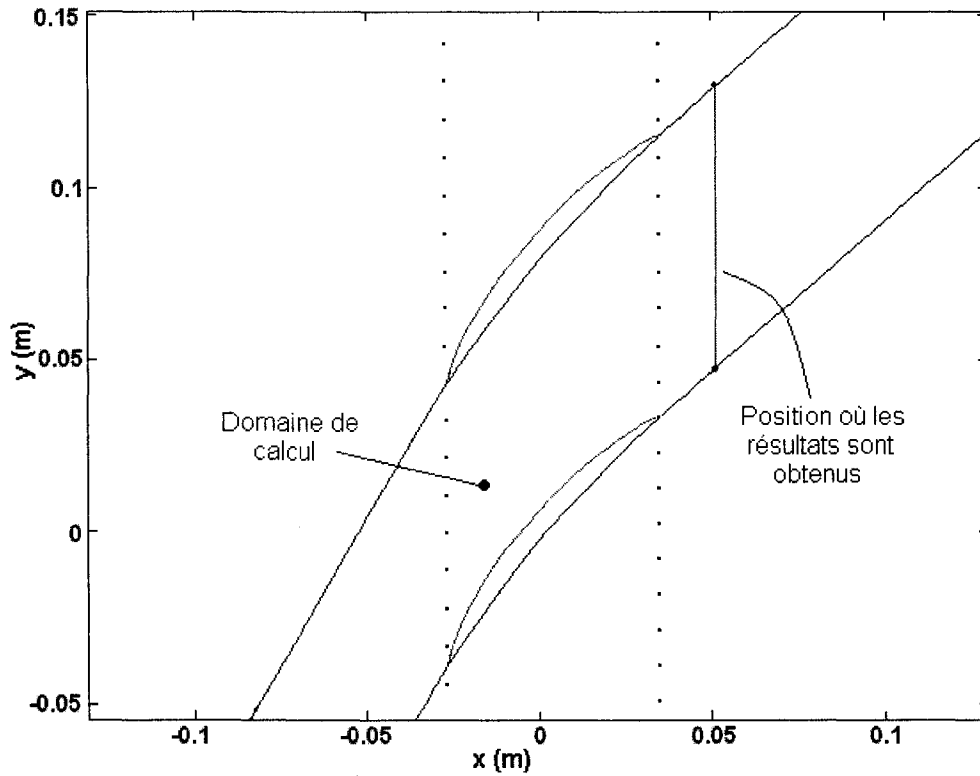


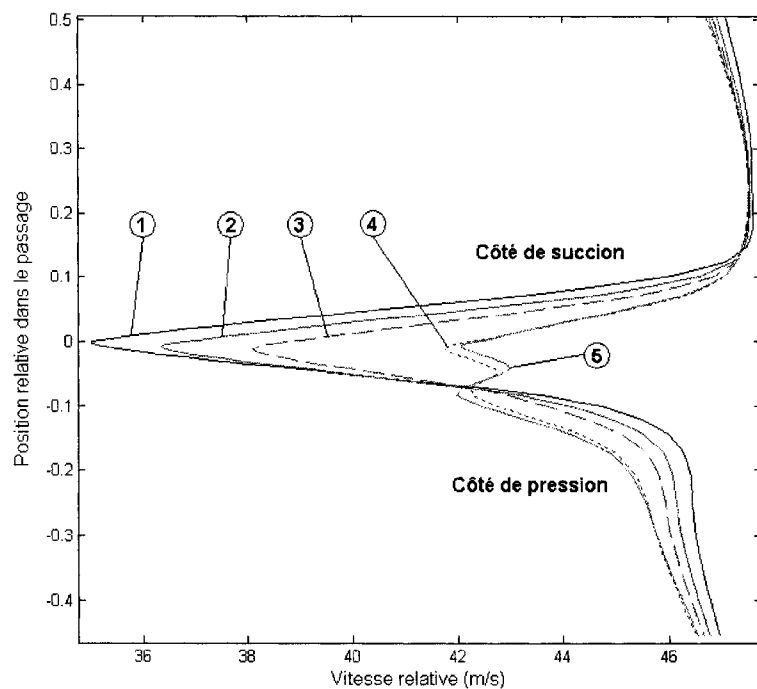
Figure 3.5 Position où les résultats sont obtenus (25% en aval du bord de fuite du rotor)

La définition de l'épaisseur de la quantité de mouvement est donnée par l'équation 3.2 [46].

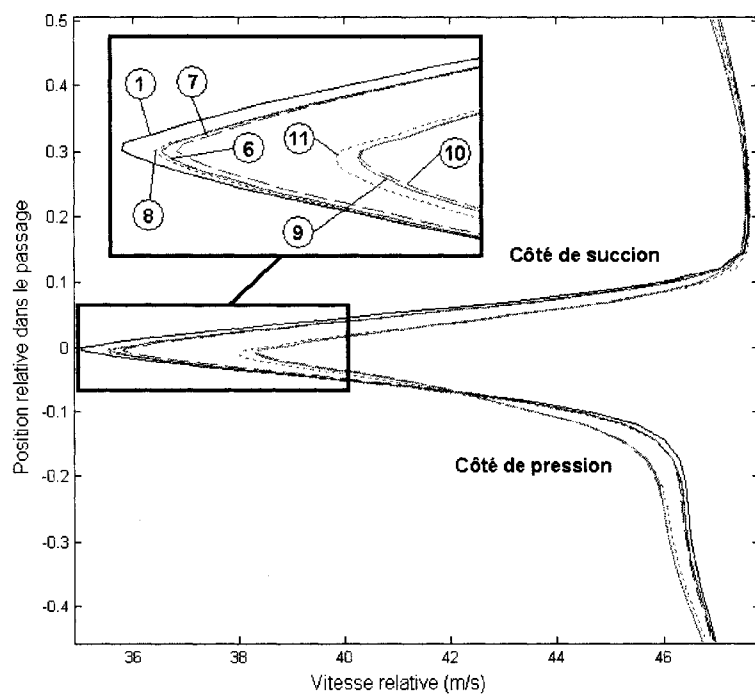
$$\theta = \int_0^y \frac{\rho u}{\rho_e u_e} \left(1 - \frac{u}{u_e} \right) dy \quad (3.2)$$

où ρ_e et u_e sont respectivement la densité moyenne et la vitesse moyenne relative dans l'écoulement au cœur du passage (*core flow*). L'amplitude des harmoniques a été obtenue en décomposant en série de Fourier le profil de vitesse relative dans la direction circonférentielle sur un passage (un *pitch*).

Les figures 3.6, 3.7 et 3.8 permettent de voir l'influence des actionneurs à 20%, 50% et 80% de l'envergure de la pale sur les profils de vitesse relative pour chacun des cas présentés dans le tableau 3.2.

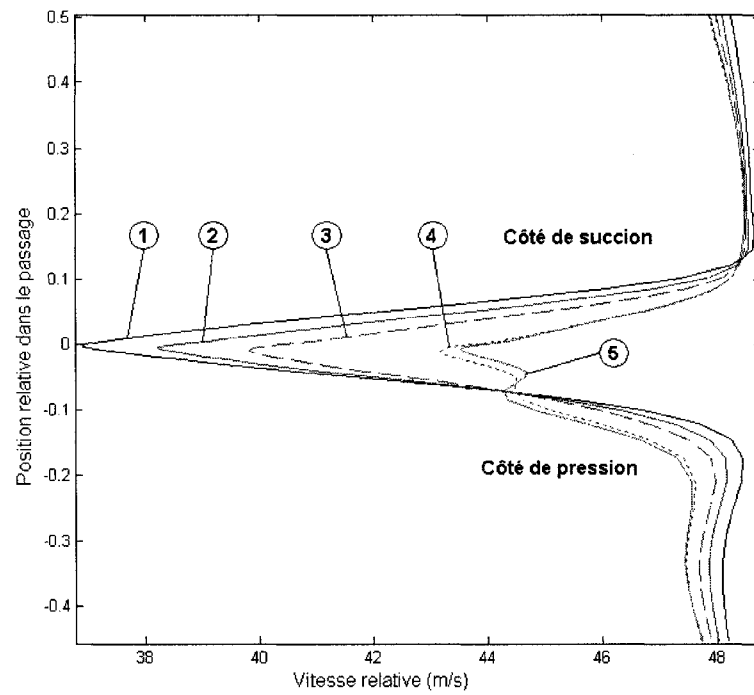


a) Cas à actionnement continu (cas 2 à 5)

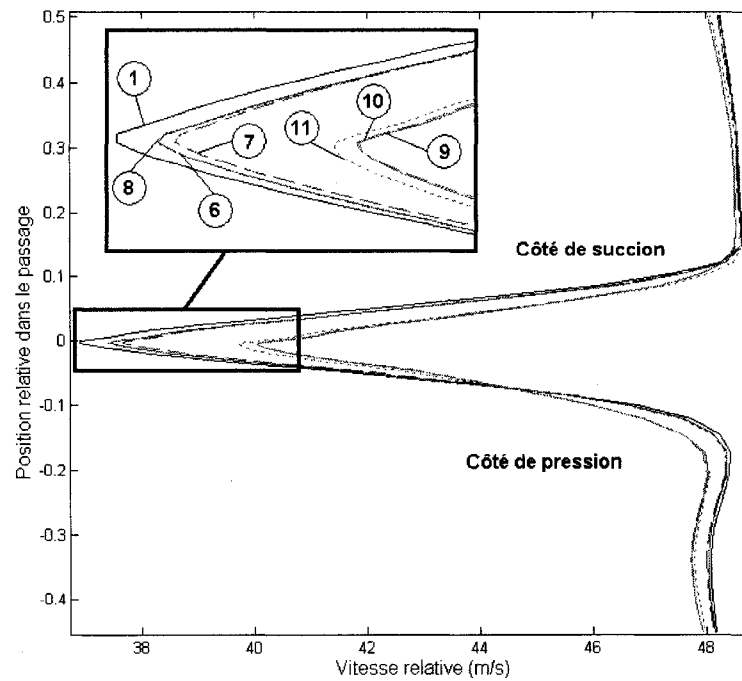


b) Cas à actionnement pulsatif (cas 6 à 11)

Figure 3.6 Profil de vitesse relative à 20% de l'envergure de la pale pour les cas du tableau 3.2

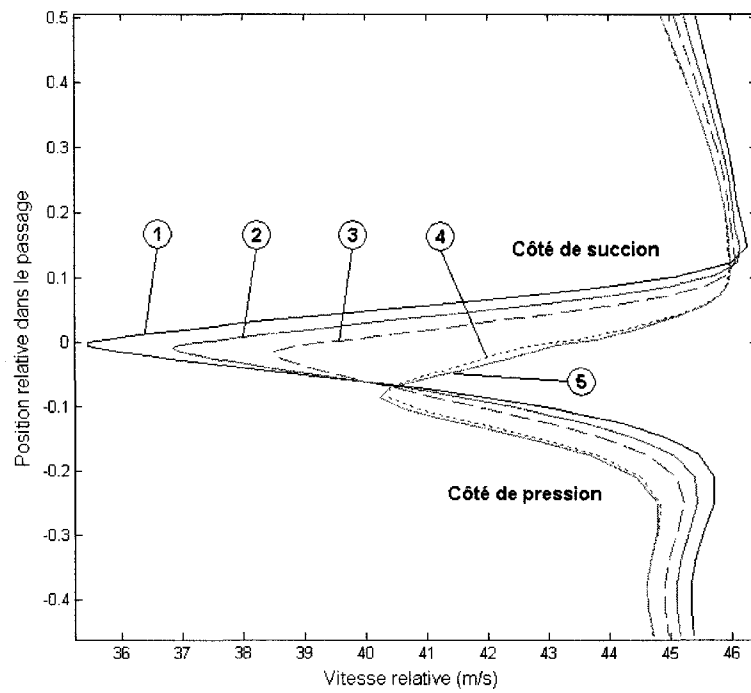


a) Cas à actionnement continu (cas 2 à 5)

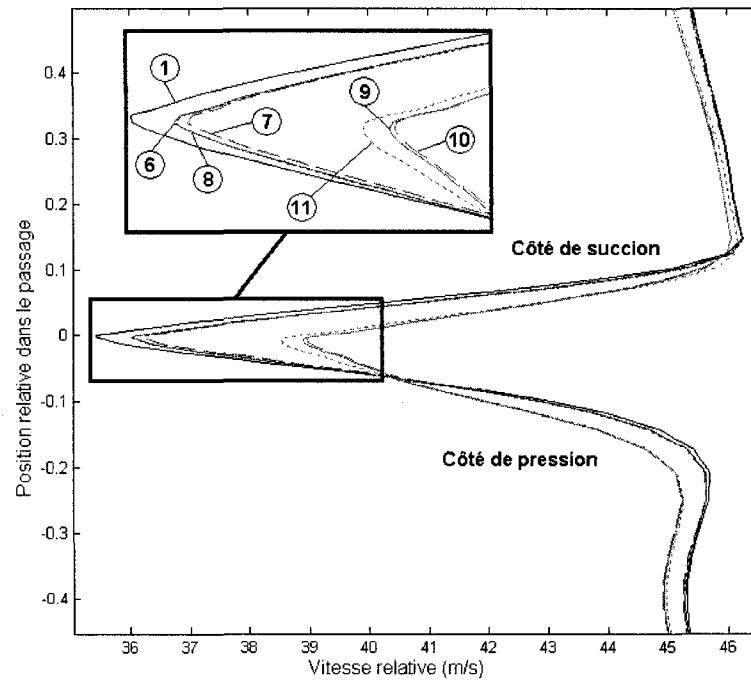


b) Cas à actionnement pulsatif (cas 6 à 11)

Figure 3.7 Profil de vitesse relative à 50% de l'envergure de la pale pour les cas du tableau 3.2



a) Cas à actionnement continu (cas 2 à 5)



b) Cas à actionnement pulsatif (cas 6 à 11)

Figure 3.8 Profil de vitesse relative à 80% de l'envergure de la pale pour les cas du tableau 3.2

En observant les figures 3.6 à 3.8, on constate que les actionneurs produisent un effet très similaire le long de l'envergure de la pale. Cette constatation s'explique par le grand rapport de rayon entre le moyeu et le carter (*hub-to-tip ratio*) du rotor utilisé, qui a pour conséquence de diminuer les effets tridimensionnels de l'écoulement. Toutefois, il faut mentionner que l'aspect bidimensionnel de l'écoulement n'est plus vérifié très près du moyeu, où une couche limite se développe, et très près du carter où l'écoulement de jeu d'aube entre en compte. Ces deux situations n'ont cependant pas été analysées dans le cadre du projet.

La figure 3.8a montre que pour les cas 4 et 5, il y a un décalage vertical du point de vitesse minimale par rapport aux autres cas simulés. Cette situation s'explique par le fait que la couche limite sur le côté de pression de la pale est plus épaisse à 80% de l'envergure qu'à 20% et 50% de l'envergure. Ainsi, l'influence de l'actionneur se fait sentir sur une plus petite portion de la couche limite. Ceci implique que la partie de la couche limite non affectée par l'actionneur continue à se convecter avec une vitesse plus faible que le reste de l'écoulement et ainsi entraîne le décalage vertical du profil de vitesse.

L'épaisseur de la quantité de mouvement (eq. 3.2) relative à celle pour le cas de référence (cas 1) pour chacun des cas du tableau 3.2 est présentée dans le tableau 3.3, et ce, pour les trois positions le long de l'envergure mentionnées précédemment (20%, 50% et 80%). Pour les cas d'actionnement pulsatif (cas 6 à 11) les résultats représentent la valeur moyennée sur un cycle d'excitation (*duty cycle*).

Tableau 3.3 Épaisseur relative de la quantité de mouvement à différentes positions le long de l'envergure pour les cas présentés au tableau 3.2

Cas	Épaisseur de la quantité de mouvement relativement à celle pour le cas de référence (cas 1)		
	20% de l'envergure	50% de l'envergure	80% de l'envergure
1	1,000	1,000	1,000
2	0,882	0,850	0,889
3	0,764	0,755	0,776
4	0,591	0,536	0,568
5	0,598	0,534	0,569
6	0,967	0,956	0,960
7	0,952	0,941	0,949
8	0,970	0,990	0,957
9	0,846	0,778	0,814
10	0,817	0,758	0,783
11	0,819	0,776	0,781

L'analyse des figures 3.6 à 3.8 et du tableau 3.3 montre que pour une force d'actionnement donnée, l'actionnement continu (cas 2 à 5) est le plus efficace. De l'autre côté, l'actionnement pulsatif (cas 6 à 11) produit un effet limité sur le sillage, à tout le moins sur une base moyennée. À partir de cette observation, l'analyse des harmoniques se limitera aux cas à actionnement continu seulement. Les prochaines sections analyseront les résultats en fonction des quatre objectifs de la section 3.2.

3.4.1 Effet de la force d'actionnement

L'analyse des figures 3.6 à 3.8 montre l'influence très nette de la force d'actionnement sur le profil de vitesse. De plus, on constate que la vitesse minimale dans le sillage augmente de façon presque linéaire avec la force d'actionnement, tendant ainsi à uniformiser le sillage. Afin de confirmer cette relation linéaire, la figure 3.9 montre la variation de l'épaisseur de la quantité de mouvement en fonction de la force d'actionnement pour les cas 2 à 4.

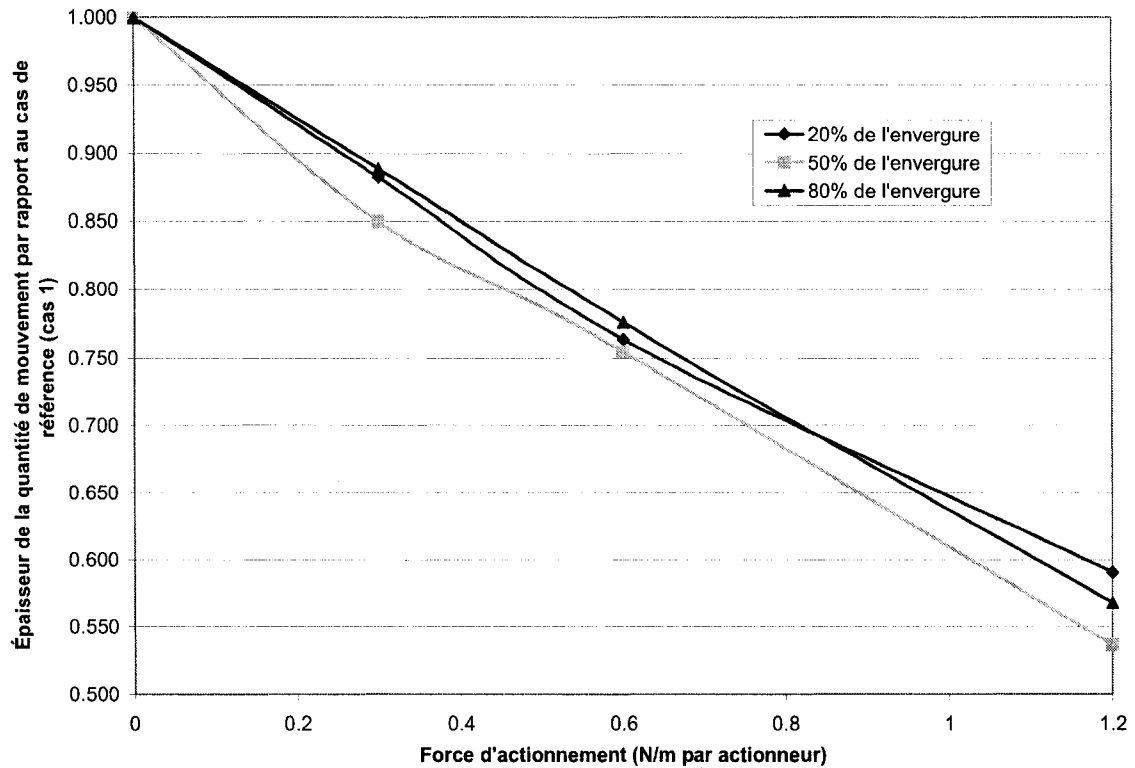


Figure 3.9 Variation de l'épaisseur de la quantité de mouvement relativement au cas de référence (cas 1) en fonction de la force d'actionnement

On remarque donc que l'épaisseur de la quantité de mouvement décroît relativement linéairement avec l'augmentation de la force d'actionnement, ce qui implique donc qu'avec une force d'actionnement suffisante, le déficit de vitesse pourrait théoriquement être supprimé. De plus, la comparaison des trois courbes de la figure 3.9 permet de constater que des diminutions similaires ont été obtenues aux différents endroits le long de l'envergure.

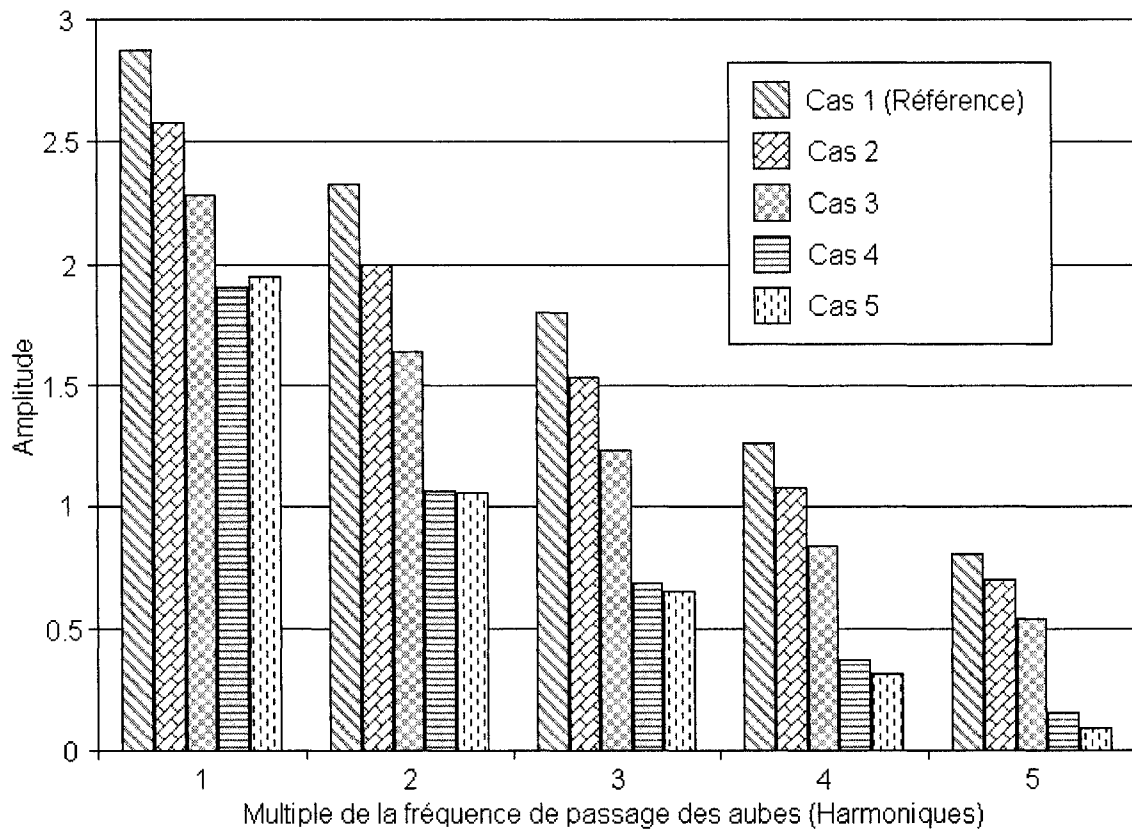


Figure 3.10 Amplitude des cinq premières harmoniques pour les cas 1 à 5 à 20% de l'envergure de la pale

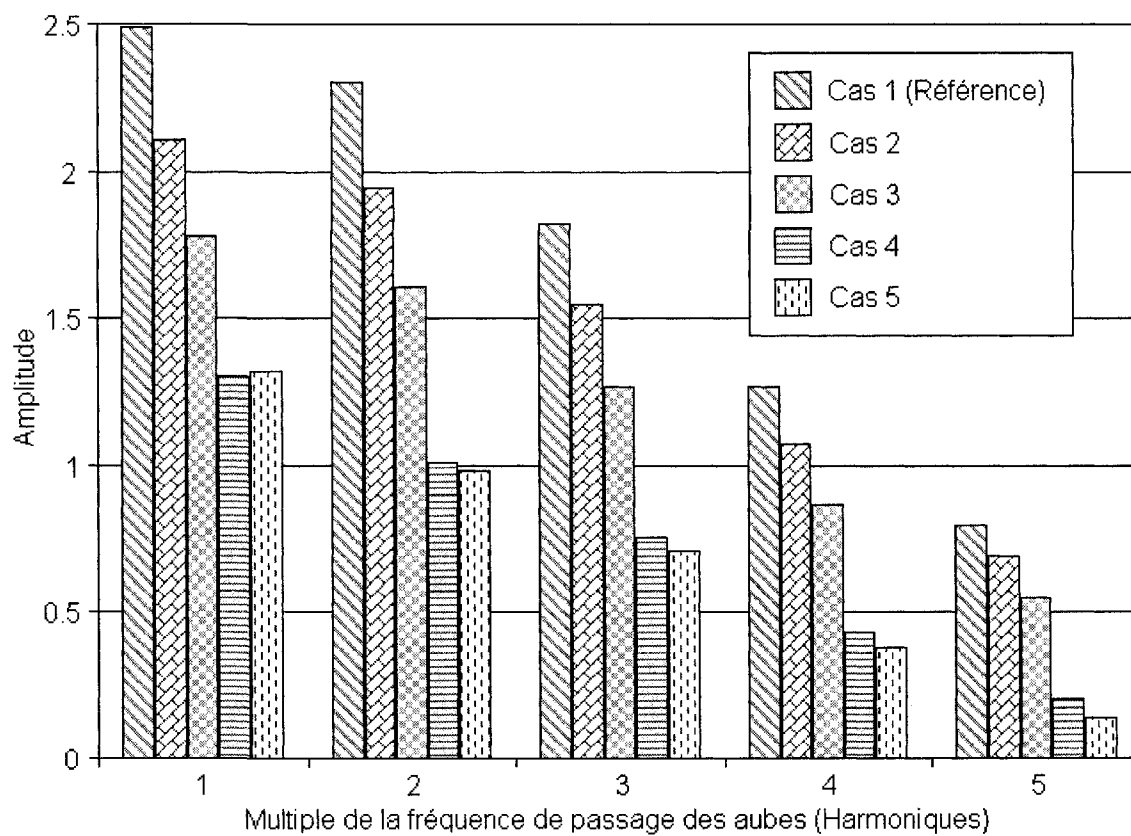


Figure 3.11 Amplitudes des cinq premières harmoniques pour les cas 1 à 5 à 50% de l'envergure de la pale

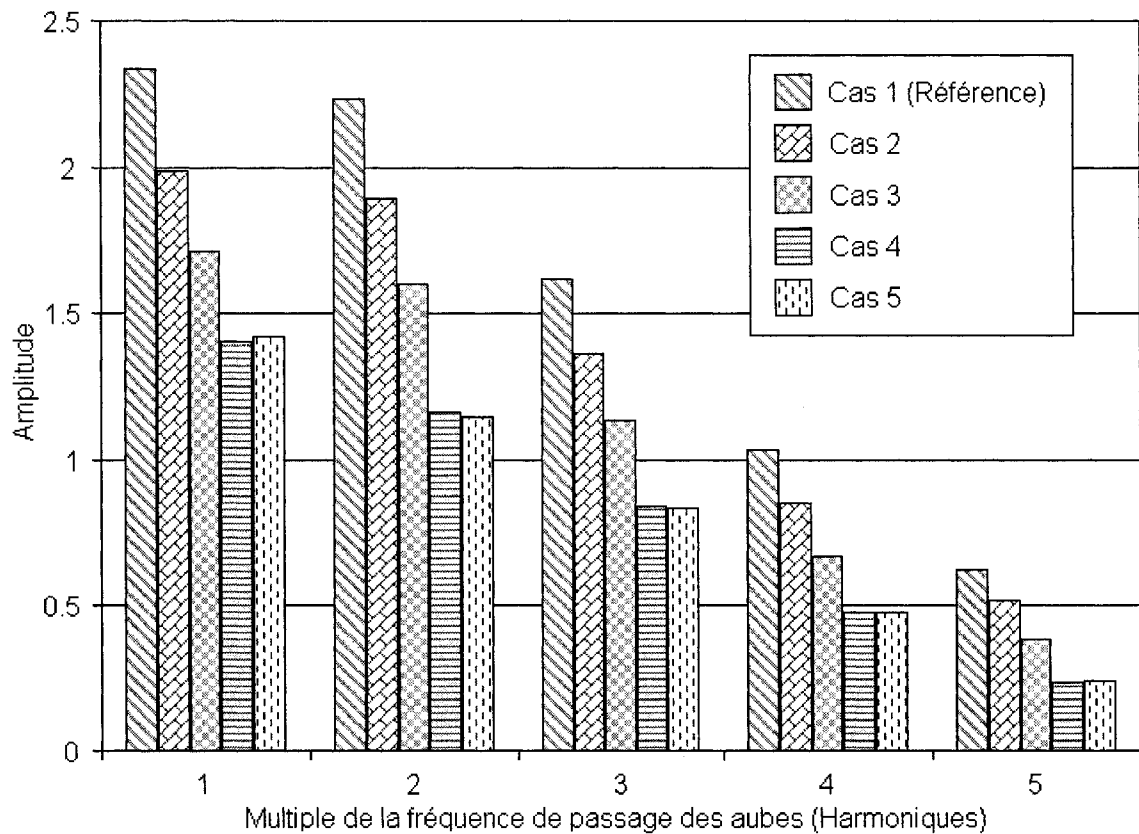


Figure 3.12 Amplitudes des cinq premières harmoniques pour les cas 1 à 5 à 80% de l'envergure de la pale.

L'analyse des harmoniques (figures 3.10 à 3.12) permet également de montrer l'effet relativement linéaire de l'augmentation de la force sur le sillage. Toutefois, contrairement à l'analyse des profils de vitesse et de l'épaisseur de la quantité de mouvement, l'étude des harmoniques permet d'évaluer l'effet des actionneurs davantage d'un point vue acoustique. En effet, selon Brookfield [47], afin de réduire la génération des ondes acoustiques, il ne faut pas s'attarder uniquement à réduire le sillage, mais il faut plutôt viser à réduire l'amplitude des harmoniques formant le sillage:

Most important, however, is that acoustic waves at each multiple of blade passing frequency are generated by their harmonic of the wake. Therefore, it is not the wake velocity deficit itself that must be reduced, but more specifically, the wake harmonic content which generates propagating acoustic waves through interaction with the stator row.

J.M Brookfield [47]

Les harmoniques ont été calculées en décomposant les profils de vitesse relative (figures 3.6a, 3.7a et 3.8a) en des séries de Fourier (eq 3.3).

$$f(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{m=1}^{\infty} (a_m \cos(m \cdot BPF \cdot t) + b_m \sin(m \cdot BPF \cdot t)) \quad (3.3)$$

où

$$a_m = \frac{BPF}{\pi} \int_0^T f(t) \cos(m \cdot BPF \cdot t) dt$$

$$b_m = \frac{BPF}{\pi} \int_0^T f(t) \sin(m \cdot BPF \cdot t) dt$$

L'amplitude de la $m^{\text{ème}}$ harmonique est obtenue par l'équation 3.4.

$$Amplitude_m = \sqrt{a_m^2 + b_m^2} \quad (3.4)$$

La fréquence fondamentale est égale à la fréquence de passage des aubes (BPF) telle que décrite à l'équation 3.5.

$$BPF = \frac{N}{60} B \quad (3.5)$$

où N est le nombre de pales dans la rangée d'aubes et B est la vitesse de rotation (RPM)

L'équation 3.3 permet donc de constater que l'effet du déficit de vitesse sur le stator peut être considéré comme la superposition d'une multitude de petites excitations ayant chacune une amplitude et une fréquence propre [36]. Ainsi, en diminuant l'amplitude des différentes harmoniques, on diminue l'amplitude de chacune des excitations et conséquemment on diminue la force des ondes acoustiques générées.

Les figures 3.10 à 3.12 montrent que plus la force d'actionnement est grande, plus la diminution de l'amplitude des harmoniques est grande. Ainsi, avec une force d'actionnement de 1.2 N/m (cas 4 et 5) à 50 % de l'envergure de la pale (figure 3.11), il est possible de réduire d'environ 50% l'amplitude de la première harmonique et de près de 60% l'amplitude de la deuxième et troisième harmonique. Des réductions comparables, quoique moindres, ont également été observées à 20% et 80% de l'envergure de la pale. Ceci signifie donc qu'afin d'obtenir des résultats identiques tout le long de l'envergure de la pale, il faudrait utiliser des configurations différentes d'actionneur (ex. : augmenter le nombre d'actionneurs à différente position radiale de la pale, changer les dimensions de l'actionneur, etc.), toutefois cet aspect d'optimisation des configurations n'a pas été réalisé dans cette étude préliminaire. Les résultats des figures 3.10 à 3.12 permettent de conclure que les forces d'actionnement qui ont été utilisées pourraient s'avérer être efficaces, et ce, bien qu'elles ne soient pas en mesure d'éliminer complètement le déficit de quantité de mouvement dans le sillage.

Bien que la force d'actionnement de 1.2 N/m qui a été employée dans les simulations (cas 4 et 5) soit beaucoup plus grande que celles qui étaient atteignables avec les actionneurs de première génération [28,48], cette force est bien en deçà de ce qui est atteignable avec les actionneurs de nouvelle génération [49]. De plus, le but du projet ne visait pas à se limiter aux forces d'actionnement qui sont accessible actuellement, car cette approche aurait été beaucoup trop restrictive et n'aurait pas pu permettre d'étudier adéquatement le potentiel des actionneurs plasma. L'approche qui a été utilisée visait davantage à déterminer quelle force d'actionnement permettrait d'influencer le sillage de façon significative, tout en demeurant à l'intérieur de limites qui apparaissent raisonnables. Par ailleurs, d'autres technologies d'actionneurs comme la nanopulsation (*nanopulsing*) [41,42] sont présentement en développement afin d'accroître de façon très importante la force produite par la prochaine génération d'actionneurs plasma.

3.4.2 Effet de la position de l'actionneur

L'effet de la position de l'actionneur le long de la pale a été étudié dans les cas 4 et 5. La comparaison des résultats des cas 4 et 5 montre que de modifier la position de l'actionneur de 85% à 90% de la corde axiale a un effet négligeable sur le profil de vitesse (figure 3.6a, 3.7a et 3.8a), l'épaisseur de la quantité de mouvement (tableau 3.3) et les harmoniques (figure 3.10 à 3.12). Bien que seulement deux positions aient été testées, on peut toutefois dire qu'en autant que l'actionneur n'est pas trop loin du bord de fuite, l'efficacité de ce dernier ne sera pas trop modifiée. Ce résultat s'avère être important du point de vue de l'intégration des actionneurs dans le design de la pale. En effet, ceci permet de placer l'actionneur à une plus grande distance du bord de fuite là où la pale est plus épaisse.

3.4.3 Effet de l'actionnement pulsatif

Tel que mentionné précédemment, les simulations qui ont été faites avec l'actionnement pulsatif montrent que cette méthode est nettement moins efficace que l'actionnement continu (à tout le moins sur une base moyennée dans le temps).

Dans le but d'évaluer la réaction de l'écoulement à l'actionnement pulsatif et ainsi déterminer la ou les raisons faisant en sorte que ce mode d'actionnement est moins efficace, une évaluation des propriétés de l'écoulement (profil de vitesse relative et épaisseur de la quantité de mouvement) à différents moments durant le cycle pulsatif a été faite.

L'analyse a été menée avec le cas 7 (tableau 3.2). Les profils de vitesse et les épaisseurs de quantité de mouvement ont été obtenus à huit instants (notées A à H) durant le cycle pulsatif tel que montré aux figures 3.13 à 3.15. Le cas de référence (cas

1) a été ajouté aux figures 3.14 et 3.15 à des fins de comparaison. Les résultats montrent que l'effet des actionneurs est significatif uniquement durant la période au cours de laquelle l'actionneur est en opération et est ensuite imperceptible. Ainsi, on constate que l'effet recherché, qui était d'accroître le transfert de quantité de mouvement de l'écoulement au cœur (*core flow*) vers le sillage, n'est pas observé. Il est également intéressant de noter l'écart entre le moment où l'actionneur produit une poussée et le moment où l'effet de cette poussée se fait sentir. Cet écart correspond au temps de convection de l'écoulement entre la position de l'actionneur et la position de « mesure » (figure 3.5). Bien que non montré, le même comportement est observé lorsque le *duty cycle* a été augmenté à 50% (cas 9 à 11). La raison expliquant le fait que les résultats semblent meilleurs (figures 3.6b, 3.7b, 3.8b et tableau 3.3) dans ce dernier cas est uniquement dû au fait que les actionneurs sont en opération pour une plus longue portion du cycle pulsatif (50% vs 10%).

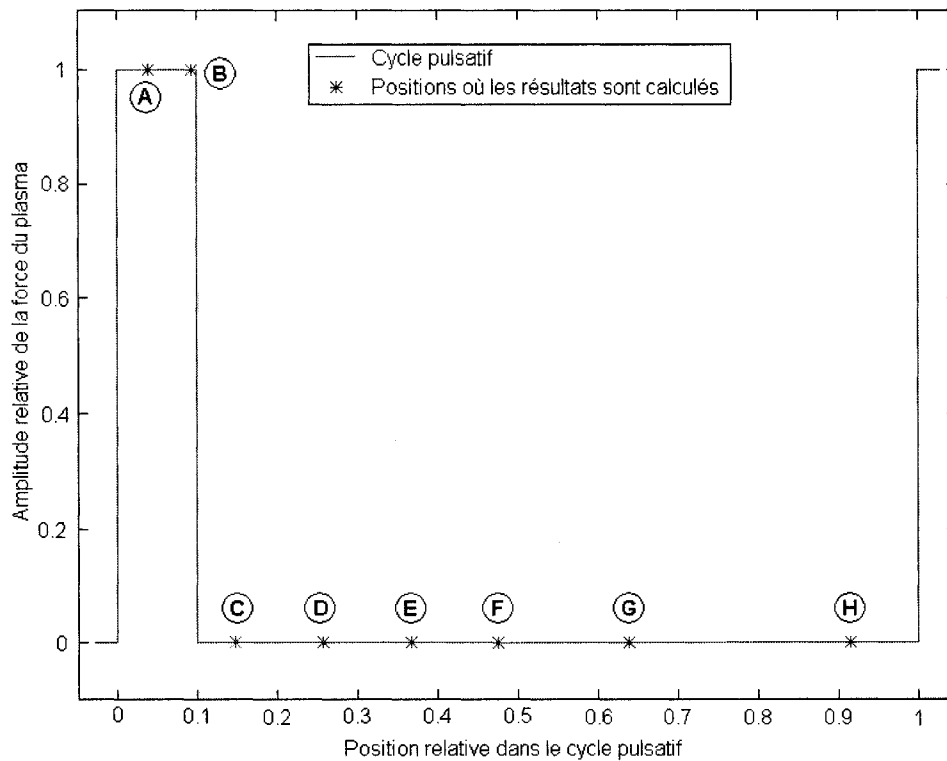


Figure 3.13 Cycle pulsatif pour le cas 7

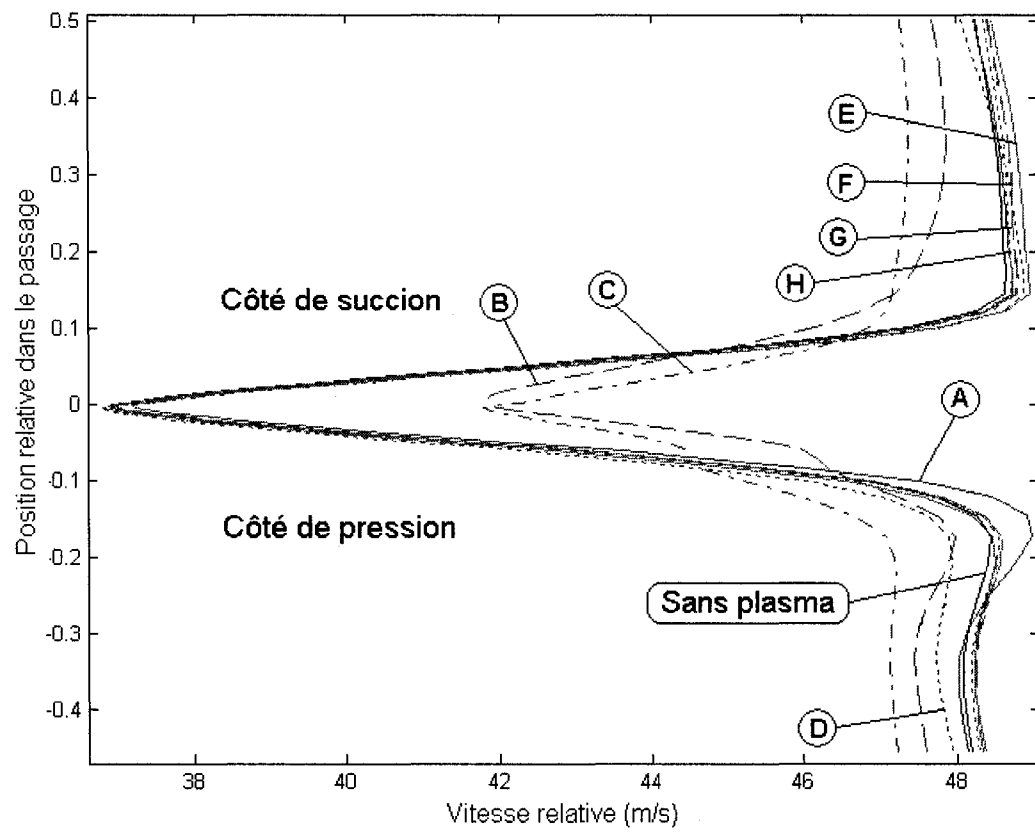


Figure 3.14 Profil de vitesses relatives aux instants spécifiés à la figure 3.13

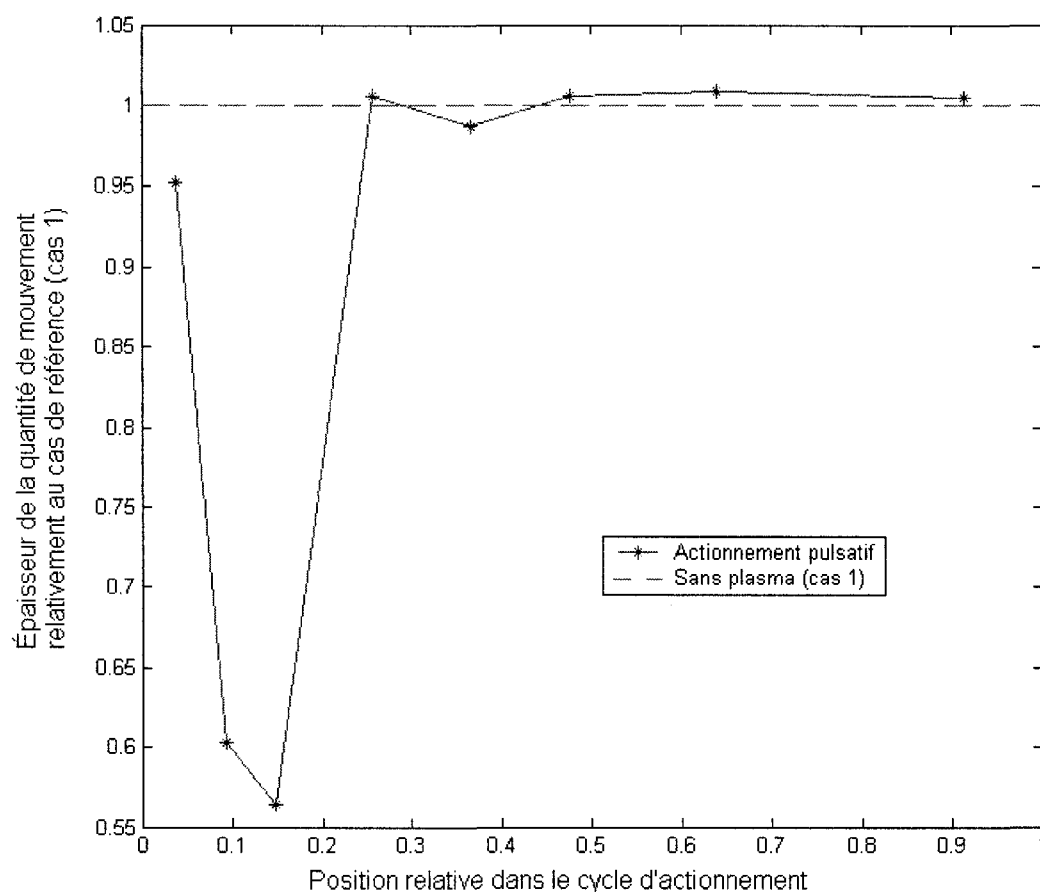


Figure 3.15 Épaisseur de la quantité de mouvement relativement à celle du cas de référence (cas 1) aux différents instants spécifiés à la figure 3.13

Afin de justifier le fait que l'actionnement pulsatif se soit montré beaucoup moins efficace que l'actionnement continu, deux raisons ont été identifiées. La première est que les fréquences d'actionnement pulsatif qui ont été choisies (eq. 3.1) ne sont pas suffisamment près des fréquences de résonance des couches de cisaillement. Si tel est le cas, il serait nécessaire de tester davantage de fréquences et de définir un nouveau moyen d'évaluer ces fréquences.

La deuxième raison touche quant à elle au modèle de turbulence du code de CFD utilisé. Dans les codes de type RANS, les structures turbulentes ne sont pas directement simulées, mais sont plutôt représentées sous la forme d'un effet moyen à l'aide d'un

modèle de turbulence, ce qui permet de pouvoir utiliser un maillage plus grossier pour faire des simulations d'écoulement complexe avec des ressources informatiques raisonnables. Toutefois, les structures turbulentes de tailles supérieures au maillage devraient en principe pouvoir être capturées. Or, il est possible que le modèle de turbulence implémenté dans UNSTREST (*mixing length turbulence model*) ne soit pas assez sophistiqué pour capturer la résonance de ces plus grosses structures turbulentes. Des modèles de turbulence plus avancés et disponibles dans d'autres codes CFD pourraient remédier à cette situation.

Des résultats expérimentaux obtenus par Minton [9] permettent toutefois de croire que la modification du sillage par l'augmentation du mélange entre l'écoulement à haute quantité de mouvement et celui à basse quantité de mouvement peut être accomplie. Ainsi, une approche expérimentale serait probablement plus efficace qu'une approche numérique.

3.4.4 Calcul de la puissance

Les sections précédentes ont permis d'établir quelques configurations d'actionneurs (positionnement et force) permettant d'obtenir des réductions significatives du sillage et de l'amplitude des harmoniques, toutefois aucune estimation de l'énergie à fournir aux actionneurs n'a été faite. Cette section vise donc à présenter la puissance qui doit être fournie afin d'atteindre les réductions de sillage présentées aux figures 3.6 à 3.8.

Cette section a donc une importance particulière dans la mesure où le concept présenté dans ce chapitre se veut être une alternative qui est à la fois plus facilement intégrable dans les moteurs et moins « pénalisante » du point de vue énergétique que les méthodes qui ont été décrites à la section 3.1.

Afin d'obtenir un ordre de grandeur de la puissance requise, cette dernière a été calculée pour les cas 2 à 4 (tableau 3.2) avec l'équation suivante et les résultats sont présentés dans le tableau 3.4.

$$P = \sum_{i=1}^N [|F_x \cdot V_x| + |F_t \cdot V_t| + |F_r \cdot V_r|]_i \quad (3.6)$$

où N est le nombre de mailles CFD auquel est associé une force produite par l'actionneur, F est la composante de la force et V , la composante de la vitesse.

Tableau 3.4 Puissance fournie par les actionneurs au fluide pour les cas 2 à 4

Cas	Puissance pour le rotor complet (54 pales)	Puissance moyenne par actionneur
2	181 W	1.7 W
3	382 W	3.5 W
4	832 W	7.7 W

Même en considérant les pertes dans les actionneurs, la puissance requise par les actionneurs est relativement faible par rapport à la puissance nécessaire pour faire fonctionner le rotor qui a été utilisé dans les simulations (≈ 30000 W).

Étant donné que la vitesse du rotor qui a été utilisé est relativement faible ($M_{tip} = 0.2$), une autre simulation a été faite avec une vitesse de rotation de $M_{tip} = 0.4$. Cette simulation se veut également être un peu plus près des conditions réelles d'opération des compresseurs et des soufflantes. Pour cette simulation, les actionneurs ont été positionnés à 85% de la corde axiale et la force d'actionnement utilisée a été fixée à 3.6 N/m (actionnement continu). La puissance totale transmise au fluide par les actionneurs est alors passée à 4770 W alors que la puissance requise par le rotor était de l'ordre de 200000 W. La figure 3.16 montre l'influence de l'actionnement sur le profil de vitesse alors que la figure 3.17 montre le changement de l'amplitude des cinq premières harmoniques.

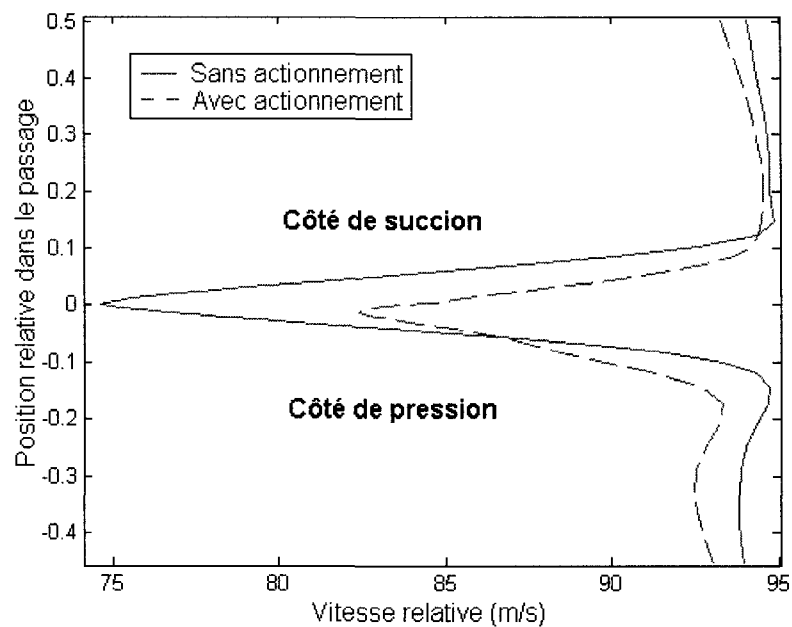


Figure 3.16 Profil de vitesse relative pour une force d'actionnement de 3.6 N/m et une vitesse de rotation de Mach 0.4

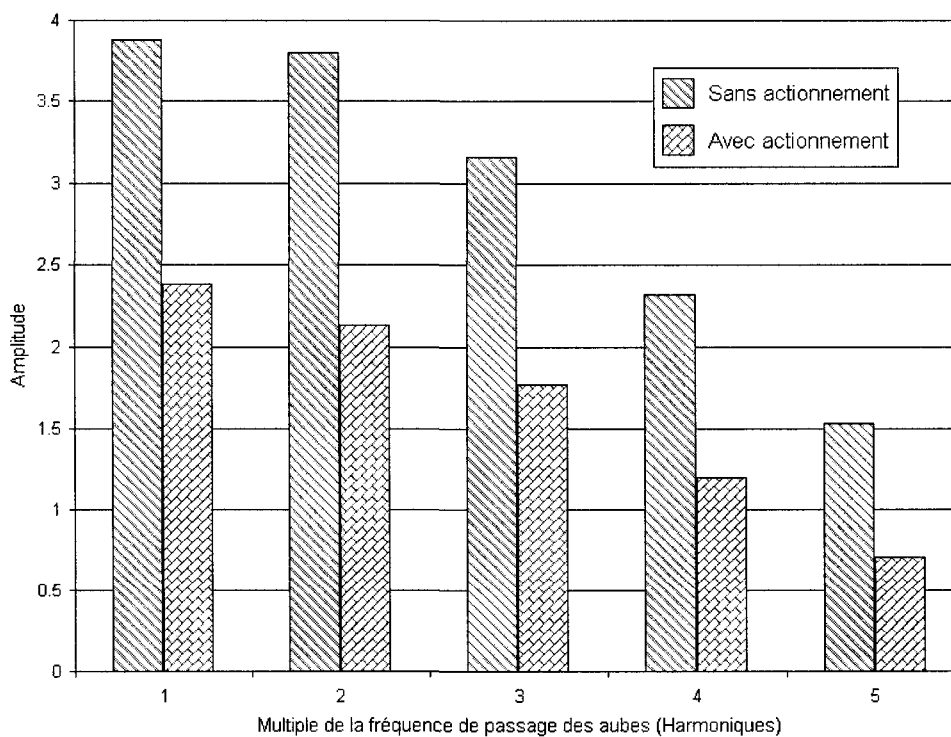


Figure 3.17 Amplitude des harmoniques pour les cas à Mach 0.4 et à 50% de l'envergure de la pale

La figure 3.17 permet de constater que les actionneurs ont permis de réduire l'amplitude des cinq premières harmoniques d'environ 40%.

Il est important de noter toutefois que la force employée dans le dernier essai (3.6 N/m) est très grande par rapport à ce qui peut être obtenu expérimentalement de façon stable présentement [50]. Cependant, cet essai donne un ordre de grandeur de la force et de la puissance qui seraient requises dans le cas de régimes d'écoulement près de ceux rencontrés dans de véritables applications industrielles et justifie par la même occasion la recherche vers les méthodes d'actionnement pulsatif.

Ainsi, les résultats présentés ci-dessus montrent que les actionneurs plasma peuvent permettre des réductions significatives du sillage tout en consommant relativement peu de puissance. Par ailleurs, cette puissance pourrait être réduite de deux façons. Tout d'abord, Halasz [38] a suggéré qu'afin de réduire efficacement le bruit, le sillage n'avait pas nécessairement à être réduit sur toutes les pales. Deuxièmement, bien que les présentes simulations ne puissent montrer le potentiel de l'actionnement pulsatif, ce type d'actionnement est l'objet de beaucoup de recherche, car il permet de réduire considérablement la puissance à fournir aux actionneurs. Ainsi, Rizetta et al. [25] ont montré que l'actionnement pulsatif dans la direction contre-courant pouvait potentiellement générer des perturbations plus efficaces que l'actionnement pulsatif dans le sens de l'écoulement.

3.4.5 Implications

Cette partie du projet a permis d'explorer le potentiel des actionneurs plasma à modifier le sillage en aval du bord de fuite d'une pale de compresseur en étudiant trois paramètres relatifs aux actionneurs, soit la force d'actionnement, la position des actionneurs et le mode d'actionnement. Toutefois, bien que les simulations aient été

menées sur une pale de compresseur, l'analyse qui a été faite ci-dessus peut être étendue aux soufflantes qui, de par leur taille, sont responsables de la majeure partie du bruit tonal généré par les moteurs d'avion.

Par ailleurs, le fait que les pales de soufflante soient plus grandes et plus épaisses que les pales de compresseur rend l'intégration des actionneurs plus facile. De plus, l'apparente simplicité d'intégration des actionneurs sur les pales de soufflantes offre la possibilité de varier l'effet des actionneurs le long de l'envergure de la pale de façon à tenir compte des variations radiales du sillage et ainsi optimiser la réduction du bruit. La variation radiale de l'effet de l'actionneur pourrait alors être obtenue par une variation de la géométrie de l'actionneur et/ou l'addition d'actionneurs le long de la corde aux positions radiales critiques.

Finalement, bien que l'objectif visé soit la réduction du bruit tonal, il est intéressant de noter que la modification du sillage induite par les actionneurs contribue également à améliorer deux autres aspects de la performance des compresseurs et des soufflantes. En effet, en ajoutant de la quantité de mouvement dans le sillage, les actionneurs contribuent à réduire la taille des tourbillons se formant au bord de fuite et à réduire l'amplitude du gradient de vitesse entre le sillage et l'écoulement au cœur du passage (*core flow*). Ce gradient de vitesse est en partie responsable de la génération de turbulence dans le sillage [47]. Ainsi, en réduisant les phénomènes instationnaires dans le sillage, les actionneurs pourraient également entraîner une réduction du bruit à bande large (*broadband noise*).

Le deuxième aspect à noter permet quant à lui une amélioration tant au niveau acoustique qu'au niveau de l'augmentation du rapport de pression des étages des compresseurs et des soufflantes. Le design des pales étant généralement fait de façon à maximiser le rapport de pression des étages, il est possible (quoique non souhaité) que ces dernières opèrent avec une zone où la couche limite est séparée près du bord de fuite

[47]. Cette zone de séparation contribue alors à accroître la taille du sillage ainsi que l'amplitude des phénomènes instationnaires et augmente la déviation de l'écoulement (ce qui diminue le rapport de pression qui pourrait être atteint). Ainsi, l'addition de quantité de mouvement par les actionneurs pourrait aider à prévenir la séparation de l'écoulement et ainsi limiter les effets décrits ci-dessus.

3.5 Considérations futures

Le concept proposé a permis de montrer le potentiel des actionneurs plasma toutefois certains aspects n'ont pas été considérés dans l'étude.

Le premier concerne l'interaction des actionneurs entre eux. En effet, dans le cas d'applications sur des pales de compresseurs, l'épaisseur de l'aube près du bord de fuite peut être relativement mince. Ainsi, l'actionneur positionné sur le côté de suction pourrait peut-être interagir avec celui sur le côté de pression (figure 3.4) de manière à influencer la performance du concept. Si tel était le cas, et que l'interaction des actionneurs entraînait une diminution de la performance, il serait intéressant d'étudier l'effet produit par un seul actionneur.

Le deuxième aspect concerne l'influence de la fréquence du cycle A.C. à laquelle est soumis l'actionneur. En effet, l'actionneur plasma opère à des fréquences de l'ordre de 1 à 10 kHz. Or, ces fréquences sont du même ordre de grandeur que les fréquences associées au bruit tonal (1BPF, 2BPF, 3 BPF, ...) dans les turbosoufflantes. Il serait donc intéressant d'évaluer l'influence de la variation temporelle de la distribution de force au cours d'un cycle A.C. sur l'amplification des ondes acoustiques.

Finalement, le dernier aspect concerne l'amélioration du mélange entre l'écoulement à haute quantité de mouvement et celui à basse quantité de mouvement

dans le sillage. Dans le projet, le but de l'actionnement pulsatif était d'exciter les petites structures turbulentes afin d'améliorer le mélange entre l'écoulement dans la couche limite et celui au cœur du passage. Or, il est possible que pour certaines aubes de compresseurs et de soufflantes, il y ait une différence de vitesse significative entre l'écoulement provenant du côté de pression et celui provenant du côté de suction, ce qui pourrait résulter en un profil de vitesse tel que présenté à la figure 3.18. (Dans le projet, cette situation n'a toutefois pas été rencontrée, car les vitesses provenant du côté de pression et de suction sont pratiquement les mêmes : figures 3.6 à 3.8.) Cette situation engendre donc une couche de cisaillement entre les deux écoulements. Ho et al. [40] ont montré que l'excitation périodique de cette couche de cisaillement à des fréquences correspondant aux fréquences de résonance permettait de générer des tourbillons permettant d'améliorer le mélange (figure 3.19). Ainsi, contrairement à ce qui a été rencontré dans le projet, l'utilisation de l'actionnement pulsatif dans cette situation permettrait l'excitation de structures turbulentes de plus grande taille.

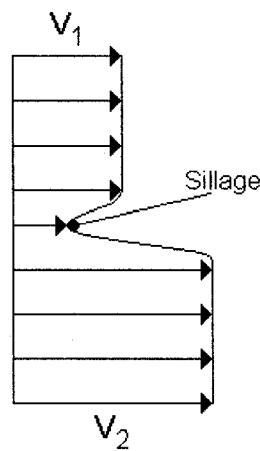


Figure 3.18 Écoulement avec différence de vitesse de chaque côté du sillage

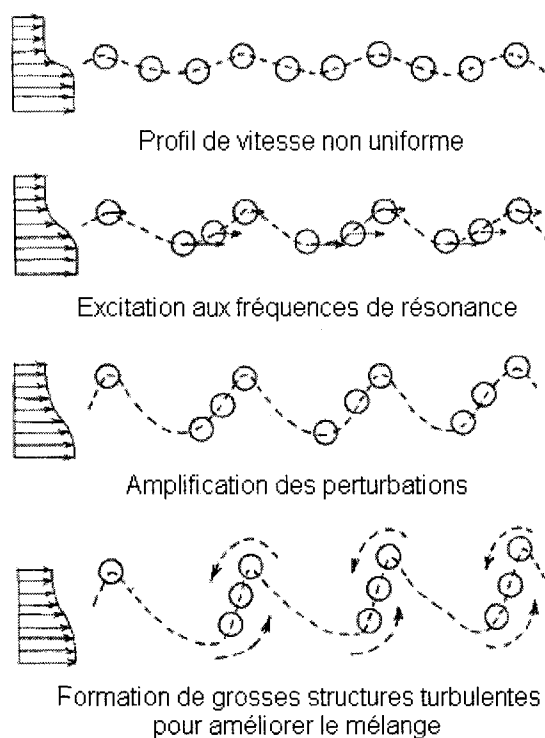


Figure 3.19 Amélioration du mélange par excitation résonante. Tiré de Ho et al. [40]

Par ailleurs, le profil de vitesse présenté à la figure 3.18 est également représentatif de la différence de vitesse entre l'écoulement provenant de la soufflante et celui provenant du cœur du moteur. Cette différence de vitesse est en partie responsable du bruit causé par le jet qui est, lui-même, une composante importante du bruit perçu lors de la phase de décollage (figure 3.1). Cet aspect pourrait être étudié dans le cadre de projets futurs.

CHAPITRE 4

AUGMENTATION DU RAPPORT DE PRESSION DES COMPRESSEURS AXIAUX ET DES SOUFFLANTES

Ce chapitre présente le deuxième concept du projet, qui vise l'utilisation d'actionneurs plasma pour accroître le rapport de pression des étages de compresseurs axiaux et de soufflantes. La première section décrit la problématique et présente les méthodes qui ont été utilisées au cours des années afin d'augmenter le rapport de pression des compresseurs et des soufflantes. La section 4.2 présente le nouveau concept proposé avec les objectifs de cette étude préliminaire. La section 4.3 vise à établir les limites des aubes conventionnelles (sans méthode de contrôle de la couche limite) en termes de performances atteignables et permettra d'établir une base de comparaison avec les aubes intégrant des actionneurs plasma. Finalement, la section 4.4 présente comment l'intégration des actionneurs plasma peut permettre d'accroître les performances des aubes de compresseurs.

4.1 Description de la problématique

La performance aérodynamique des compresseurs peut globalement être évaluée avec deux paramètres : le rapport de pression et le rendement. Une augmentation de l'un ou l'autre de ces paramètres se traduira comme un gain de performance pour l'ensemble du moteur. Ainsi, une augmentation du rapport de pression pourrait permettre une réduction du nombre d'étages de compresseur et donc une diminution du poids, de la dimension et de la complexité mécanique du moteur. Les gains en poids et en longueur sont d'autant plus importants qu'une grande proportion du poids et de la longueur du moteur est attribuable aux compresseurs axiaux [51]. De son côté, une augmentation du

rendement du compresseur se traduit par une augmentation globale du rendement du moteur et donc une diminution de la consommation spécifique de carburant.

Le compresseur est composé d'une partie en mouvement (rotor) et d'une partie stationnaire (stator). La figure 4.1 résume le fonctionnement d'un étage de compresseur axial ou de soufflante. En tournant l'air dans le plan rotationnel, le rotor augmente l'aire transversale de l'écoulement, jouant ainsi le rôle d'un diffuseur en ralentissant le fluide pour augmenter sa pression statique. Cependant, sur le plan statique du stator, la rotation du rotor génère une vitesse circonférentielle entraînant une augmentation de la vitesse absolue, fournissant ainsi de l'énergie cinétique au fluide. Le stator redirige l'air vers la direction axiale agissant ainsi comme un diffuseur pour convertir cette énergie cinétique en augmentation de pression statique. La couche limite sur les aubes a pour effet de réduire le rapport d'aire transversale effectif à travers chaque passage d'aubes et par conséquent diminue le rapport de pression statique et augmente les pertes de quantité de mouvement dans l'écoulement diminuant ainsi le rendement du compresseur. Le gradient de pression positif qui existe dans les passages de rotor et de stator favorise également l'augmentation de la taille de la couche limite, et est donc nuisible à la performance du compresseur. En effet, plus on tente de « tourner » l'écoulement dans chaque rangée d'aubes, plus grand est le gradient de pression et donc le risque de séparation de la couche limite, spécialement sur l'extrados de l'aube où le gradient est le plus prononcé. Cette séparation survient lorsque le fluide à basse vitesse près de la surface de l'extrados sous l'effet de la force à contre-courant induit par le gradient de pression ralentit puis refoule tel qu'illustré sur la figure 4.2. Ce phénomène accentue dramatiquement les pertes de performance décrites précédemment. Par conséquent, la séparation de la couche limite sur l'extrados impose une limite sur le rapport de pression par étage de compresseur axial et de soufflante et explique le nombre d'étages souvent élevé requis pour atteindre le rapport de pression désiré dans les turbines à gaz.

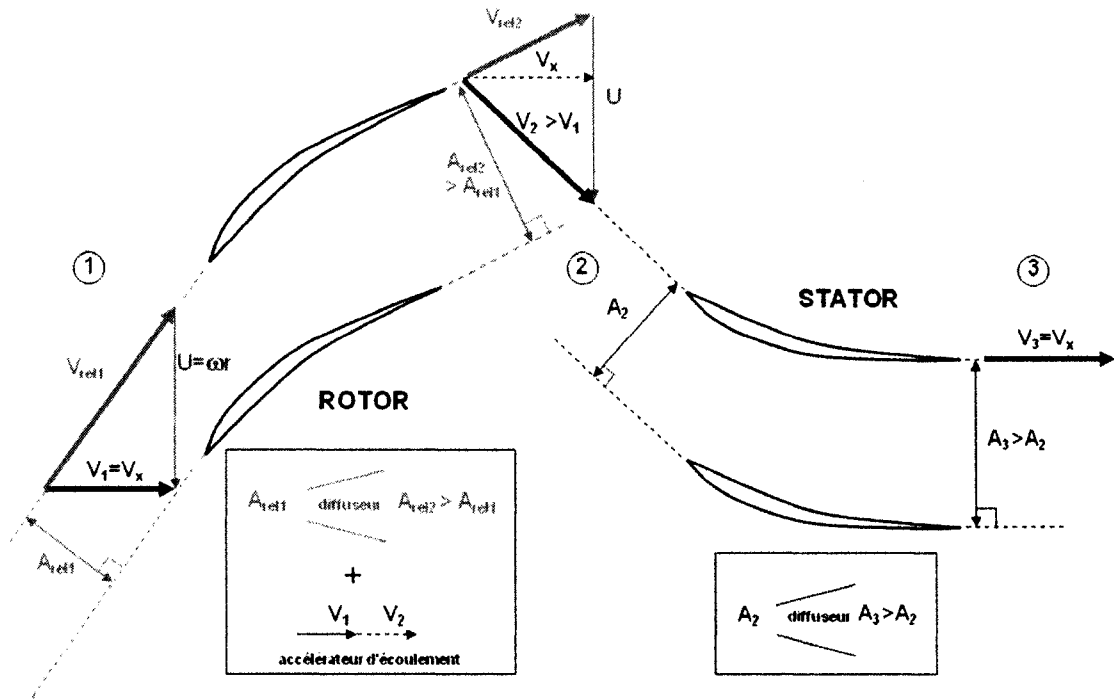


Figure 4.1 Fonctionnement d'un étage de compresseur axial ou de soufflante

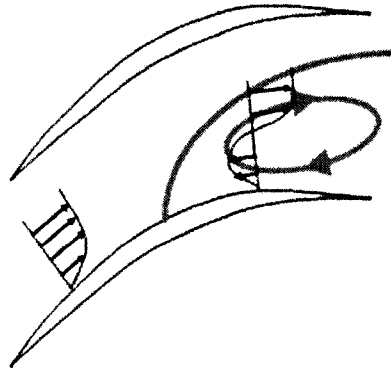


Figure 4.2 Séparation de la couche limite sur l'extrados d'une aube de compresseur axial ou de soufflante

Dans l'optique de réduire le poids et la taille des moteurs, la capacité de supprimer le décrochage de la couche limite sur l'extrados permettrait un design plus agressif (plus de virage de l'écoulement par passage d'aubes) pour augmenter le rapport

de pression obtenu par chaque étage et ainsi en réduire le nombre nécessaire dans un moteur.

Au cours des années, la recherche visant à accroître le rapport de pression des compresseurs s'est orientée dans deux directions différentes : les méthodes passives et les méthodes actives.

Parmi les moyens utilisés entrant dans la première catégorie, celui ayant retenu le plus d'attention est l'augmentation de la vitesse de rotation du compresseur [52,53]. À partir des relations thermodynamiques, il est en effet possible de montrer que la hausse de température totale dans l'étage (et donc du rapport de pression) est proportionnelle au carré de la vitesse de rotation. Cette méthode a toutefois ses limites, car l'augmentation de la vitesse peut éventuellement entraîner la formation d'ondes de choc qui sont une source de pertes supplémentaires et accroissent grandement l'épaisseur de la couche limite. L'augmentation de la vitesse de rotation augmente également les contraintes mécaniques sur les pales. La figure 4.3 permet de voir l'effet de la vitesse sur le rapport de pression pour un étage de soufflante conventionnelle. L'amélioration du design des pales a aussi été l'objet de beaucoup d'intérêt. Au tournant des années 1970, l'introduction des pales à faible allongement (*aspect ratio*) a permis un accroissement du rapport de pression et du rendement des compresseurs axiaux [51]. Finalement, l'utilisation de pales de type tandem (*tandem blades*) [54] pourrait également s'avérer être une solution afin de contrôler le développement de la couche limite sur le côté de suction des pales et ainsi accroître le travail fait par chaque étage du compresseur. Cependant, ce type de design pourrait être très coûteux à fabriquer.

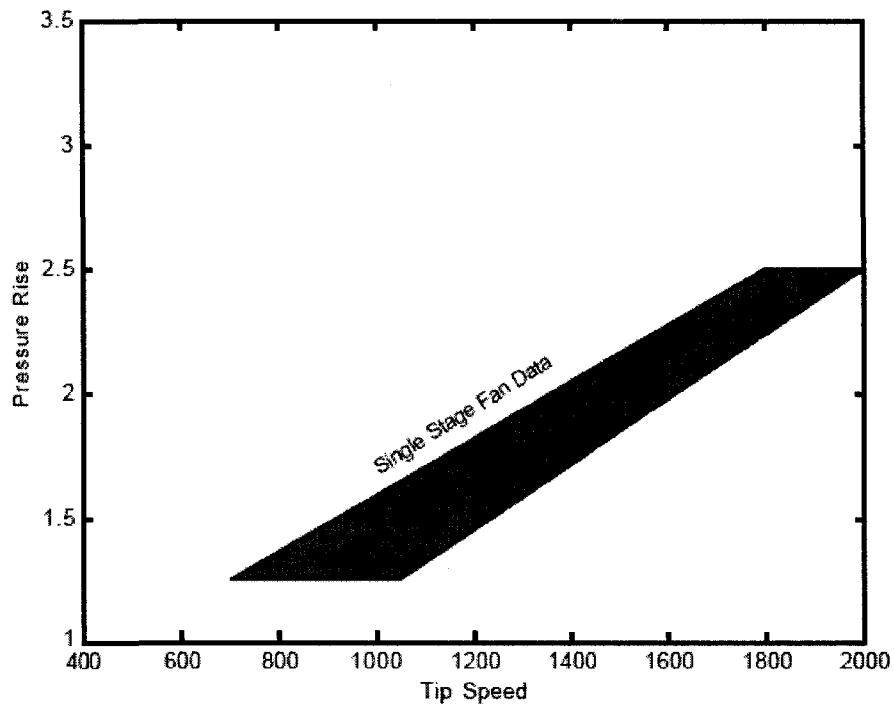


Figure 4.3 Influence de la vitesse de rotation (pi/s) sur le rapport de pression (total à total) des soufflantes. Figure tiré de Lord et al. [55]

Les méthodes de contrôle actives sont également l'objet de beaucoup de projets de recherche, car elles peuvent potentiellement augmenter la performance aérodynamique de façon nettement plus significative que les méthodes passives. Elles consistent à supprimer le décrochage de la couche limite sur l'extrados. Les techniques généralement utilisées sont l'aspiration et l'injection d'air aux endroits problématiques sur les pales afin d'augmenter la vitesse du fluide près de la surface pour ainsi empêcher la séparation de la couche limite. L'aspiration consiste en l'élimination (l'aspiration) d'une couche de fluide (dans la couche limite) de faible énergie de façon à retarder ou à éliminer la séparation. Cette méthode permet également de supprimer une couche de fluide à haute entropie [55] pour améliorer le rendement. De son côté, l'injection d'air consiste à accélérer le fluide dans la couche limite par ajout de quantité de mouvement. Tel que rapporté par Schlichting et al. [43], ces méthodes de contrôle ne sont toutefois pas nouvelles, car déjà en 1904, Prandtl montrait l'effet très bénéfique de l'aspiration

sur le contrôle de la couche limite autour d'un cylindre et en 1931, l'expérience était répétée dans un diffuseur avec toujours le même effet très bénéfique.

Dans le but d'évaluer les capacités de l'aspiration et de l'injection d'air à accroître le travail fait dans un étage, Loughery et al. [56] ont effectué des essais sur des stators équipés de dispositifs d'aspiration et d'injection d'air. Les résultats montrent que l'aspiration permet de réduire les pertes, d'augmenter le facteur de diffusion et de réduire l'angle de déviation de façon significative. Bien que leurs résultats montrent que l'aspiration est beaucoup plus efficace que l'injection, la généralisation de cette conclusion à toutes les situations ne peut être faite, car l'optimisation du design de la rainure d'injection et de son positionnement n'avaient pas été faits.

Récemment, des résultats obtenus par Merchant [53] ont montré que l'aspiration pouvait permettre de doubler le travail fait par un étage de compresseur axial. Pour ce faire, un compresseur à basse vitesse et un à haute vitesse ont été développés. Le premier a permis d'atteindre (en CFD) un rapport de pression (total à total) par étage de 1.60 avec une vitesse de rotation en bout de pale (*tip speed*) de 228,6 m/s (750 pi/s) et un rendement isentropique pour l'étage de 94%. La quantité d'air aspirée était de 0.5% du débit massique total tant pour le rotor que pour le stator. Du côté du compresseur haute vitesse, un rapport de pression de 3.50 avec une vitesse de rotation en bout de pale de 457.2 m/s (1500 pi/s) et un rendement adiabatique pour l'étage de 89% ont été atteints (en CFD). La quantité d'air aspirée était toutefois plus importante que dans le cas du compresseur basse vitesse, soit 1.5% pour le rotor et 2.0% pour le stator. Des essais expérimentaux effectués par Schuler et al. [57] et Merchant et al. [58] ont par ailleurs permis de valider le design des deux compresseurs.

Cependant, la complexité, le poids et les coûts associés aux systèmes de suction et d'injection ainsi que le risque de blocage des fentes d'aspiration ou des trous

d'injection dans des conditions réelles d'opération pourraient constituer des obstacles importants à l'application de ces concepts dans des moteurs d'avion.

4.2 Augmentation du rapport de pression par actionnement plasma

La figure 4.4 présente le concept d'augmentation du rapport de pression des étages de compresseur axial ou de soufflante avec des actionneurs plasma. L'ajout d'un actionneur plasma sur l'extrados permettrait d'accélérer le fluide adjacent à la surface avant qu'il n'atteigne la vitesse zéro et cause une séparation de la couche limite. Similairement au concept de réduction de bruit dans la section 3.2, l'ajout de quantité de mouvement par actionnement plasma a le potentiel de fournir les mêmes avantages que les systèmes d'injection et de succion sans les inconvénients en terme de complexité mécanique, poids, coût de fabrication et d'entretien, et les pertes associées à la recirculation d'air à l'intérieur du moteur.

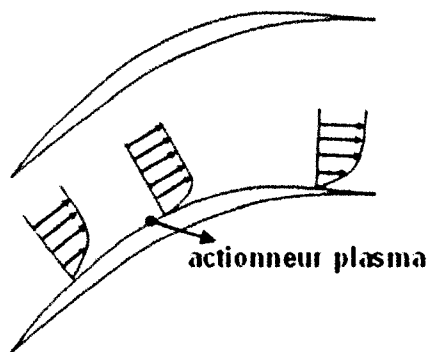


Figure 4.4 Concept d'actionnement plasma pour augmenter le rapport de pression

L'étude préliminaire de ce concept vise les objectifs suivants:

- 1) Démontrer que ce concept peut significativement augmenter le rapport de pression pour un rotor de compresseur par rapport à celui obtenu par les rotors conventionnels (sans méthode de contrôle de la couche limite).

- 2) Estimer la force et la position d'actionnement ainsi que la puissance requise pour un rotor axial à basse vitesse.

Pour une évaluation plus juste du concept proposé, l'approche choisie consiste, pour le design de rotors conventionnels et de rotors avec actionnement plasma, à utiliser le même outil de design et le même code CFD pour prédire la performance. Par conséquent, la section 4.3 présentera le design de rotors de compresseurs axiaux conventionnels, dont la performance sera obtenue par des simulations CFD. La section 4.4 appliquera quant à elle la même méthodologie de design pour concevoir une aube aérodynamiquement plus agressive avec actionnement plasma, dont la performance sera prédite avec le même code CFD et comparé avec celle des designs conventionnels. L'utilisation du même code CFD avec les mêmes paramètres de simulation permet de voir les tendances sans la nécessité de faire un étalonnage du code avec des données expérimentales (qui n'existent pas pour ces géométries).

4.3 Performances des compresseurs conventionnels

Cette section présente la conception d'une série de rotors conventionnels de compresseur axial et la prédiction de leur performance qui servira de référence lors de l'évaluation du potentiel des actionneurs plasma. Une méthode de design préliminaire par analyse à la ligne moyenne (*mean line analysis*) tel que décrite dans l'annexe A permet d'obtenir des paramètres qui sont ensuite utilisés par le code de design T-AXI [59] pour créer des aubes tridimensionnelles pouvant être simulées avec le code CFD UNSTREST (section 2.1). Les résultats seront utilisés pour choisir un design conventionnel optimal qui servira de cas de référence.

Le programme T-AXI, développé par Turner et al. [59,60,61] est un outil visant à générer des designs tridimensionnels de compresseurs et de turbines multi-étages à

partir d'un certain nombre de paramètres. Utilisé dans le mode de fonctionnement choisi pour ce projet (conception de compresseur), T-AXI requiert les paramètres suivants, qui sont obtenus à partir du design préliminaire à la ligne moyenne présenté à l'annexe A :

- Débit massique
- Vitesse de rotation
- Température et pression totale à l'entrée de l'étage
- Orientation de l'écoulement et nombre de Mach à l'entrée et à la sortie de l'étage
- Augmentation de la température totale dans l'étage
- Rayon au carter de l'étage
- Pertes dans le rotor et le stator (relation illustrée à la figure A.5)
- Solidité et allongement des aubes

Les aubes sont ensuite générées en utilisant une des deux approches de design suivantes : *free vortex* ou *forced vortex*. Dans le cadre du projet, toutes les aubes qui ont été générées ont utilisé l'approche *free vortex*. Selon cette approche, le travail fait par la pale est constant tout au long de l'envergure.

Les aubes sont générées en modélisant la cambrure avec un arc de cercle sur laquelle une distribution d'épaisseur est ensuite ajoutée afin de former le côté de pression et le côté de succion de l'aube.

La première étape de design est de faire certains choix et d'établir certaines limites, et ce, dans le but d'orienter le design. Les choix de design concernent entre autres : le régime d'écoulement (subsonique vs transsonique vs supersonique), la dimension radiale de l'étage et la direction absolue de l'air à l'entrée de l'étage. Les limites (contraintes) de design se distinguent quant à elle des « choix » de design dans la mesure où elles visent à définir des paramètres de design se rapprochant de ce qui est

généralement observé dans les compresseurs conventionnels. Tels qu'indiqués et définis dans l'annexe A, pour la méthodologie de design choisie, ces paramètres sont: le *hub-to-tip ratio* (r_{hub} / r_{tip}), les coefficients de débit (ϕ) et de charge (ψ), le degré de réaction (R), la solidité (σ) et l'allongement des aubes (AR).

En se basant sur les forces d'actionnement actuellement disponibles et les projections qui peuvent être faites quant à leurs performances futures, le design d'aubes opérant en régime subsonique a été choisi pour cette étude. Ainsi, le nombre de Mach au bout de la pale (M_{tip}) a été établi à 0.5. De plus, afin d'éviter d'avoir à recourir à des aubes directrices d'entrée (IGV), ce qui aurait inutilement complexifié le problème, il a été décidé que l'air entrerait axialement dans le compresseur ($\alpha_1 = 0$, figure 4.5). Les autres paramètres sont choisis en se basant sur les valeurs qui sont généralement obtenues dans la littérature [51,57,62] et sont présentés dans le tableau 4.1. Ces paramètres se veulent être représentatifs de ceux des premiers étages des compresseurs à basse pression (*LPC*), en aval de la soufflante et en amont du compresseur à haute pression (*HPC*) dans une turbosoufflante.

Tableau 4.1 Paramètres généraux utilisés dans le design des étages

Nombre de Mach au carter (M_{tip})	0.5
Angle absolu à l'entrée (α_1)	0°
Rayon au carter (r_{tip})	0.3 m
P_{01}	101300 Pa
T_{01}	300 K
Hub-to-tip ratio	0.7
ψ (à la ligne moyenne)	Variable : cf. Tableau 4.2
σ_{rotor} (à la ligne moyenne)	1.1
σ_{stator} (à la ligne moyenne)	1.2
AR_{rotor}	1.4
AR_{stator}	1.4
Débit massique (ϕ à la ligne moyenne)	14.655 kg/s (0.6)

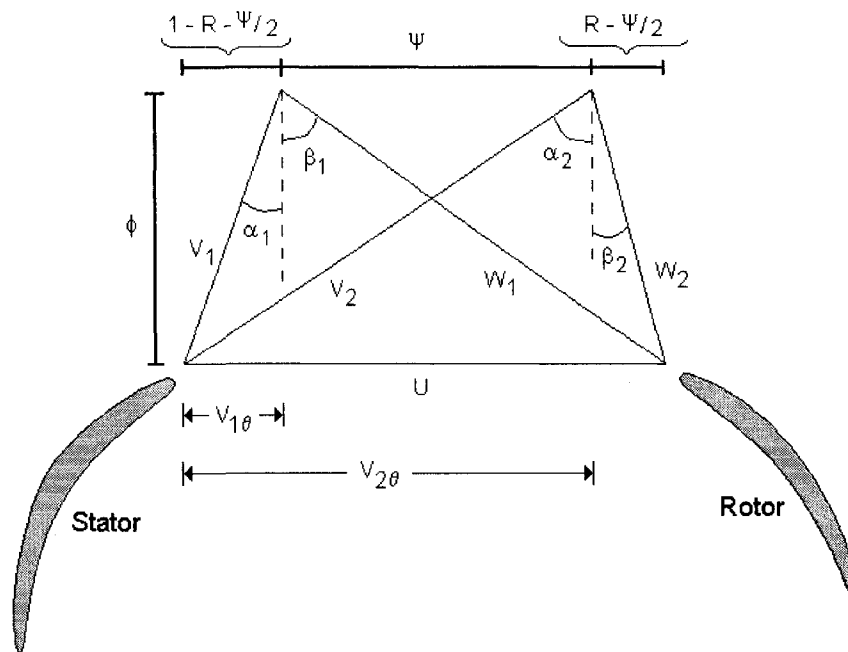


Figure 4.5 Triangle de vitesse d'un étage de compresseur. Les paramètres avec l'indice 1 représentent les conditions en amont du rotor et ceux avec l'indice 2, en amont au stator

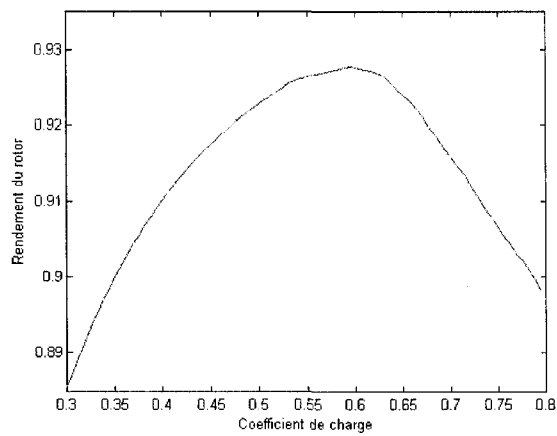
Le tableau 4.1 inclut des paramètres associés au stator. Toutefois, ce dernier n'est pas pris en considération lors des simulations CFD. Ces paramètres sont uniquement utilisés par T-AXI, car ce programme ne peut pas créer seulement une rangée d'aubes, il doit créer un étage complet.

Les paramètres du tableau 4.1 représentent les valeurs communes à toutes les géométries. Cependant, tel que spécifié (tableau 4.1) le coefficient de charge (ψ) n'est pas fixé. Ce paramètre sera utilisé comme variable de design pour la création des aubes. Le coefficient de charge est représentatif de la déflexion de l'air dans le rotor et est défini à l'équation 4.1.

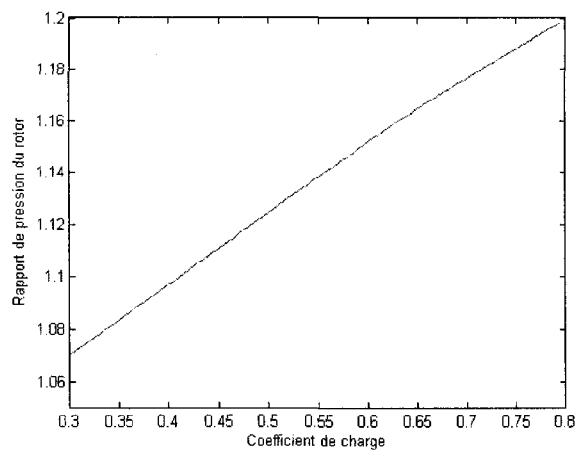
$$\psi = \frac{V_{2\theta} - V_{1\theta}}{U} \quad (4.1)$$

Afin de déterminer une plage de valeurs pour ce paramètre et afin d'évaluer les performances atteignables en fonction de ce paramètre, la méthode de la ligne moyenne (annexe A) a été utilisée. Les résultats sont présentés à la figure 4.6. Ces derniers indiquent que la plage de valeurs optimales en termes de rendement et de rapport de pression pour le coefficient de charge se situe autour de 0.6. Le rapport de pression et le rendement au point optimal sont respectivement de 1.15 et de 92.8%.

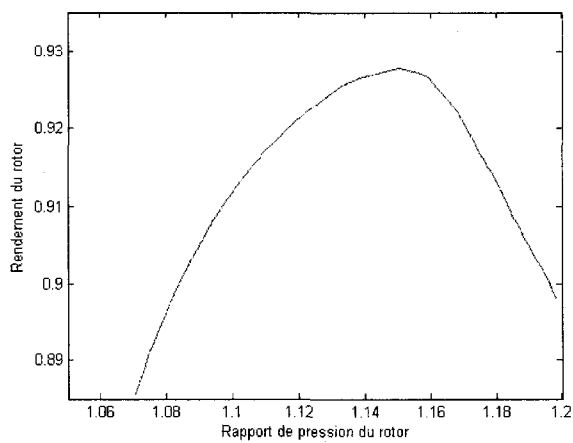
Des facteurs tels que la précision des corrélations de pertes visqueuses (pertes sur les pales, les parois et dans l'écoulement de jeu d'aubes) et la déviation de l'écoulement peuvent entraîner des différences entre la performance réelle du rotor et celle prédite par la méthode de la ligne moyenne. Par conséquent, pour s'assurer d'obtenir un design optimal, il faudrait concevoir et simuler par CFD une série de rotors tridimensionnels dans la plage de coefficient de charge identifiée. Six designs de rotor conventionnels ont ainsi été faits avec la méthode de la ligne moyenne et T-AXI. Ces aubes ont ensuite été simulées en CFD avec le code UNSTREST afin d'établir leur « vraie » performance. Les conditions à l'entrée et à la sortie du domaine de simulation CFD sont telles que présentées à la section 2.1. La pression statique au carter à la sortie du domaine a été choisie (processus itératif) de manière à obtenir le débit massique spécifié au tableau 4.1. Un maillage structuré similaire a été utilisé dans chaque cas avec la même distribution de maille sur les aubes et la même densité de mailles près des parois. La figure 4.7 et le tableau 4.2 présentent les valeurs du coefficient de charge et celles des autres paramètres (réaction et facteur de diffusion) pour ces rotors ainsi que la performance prédite par les simulations avec UNSTREST.



a) Rendement isentropique du rotor en fonction de son coefficient de charge

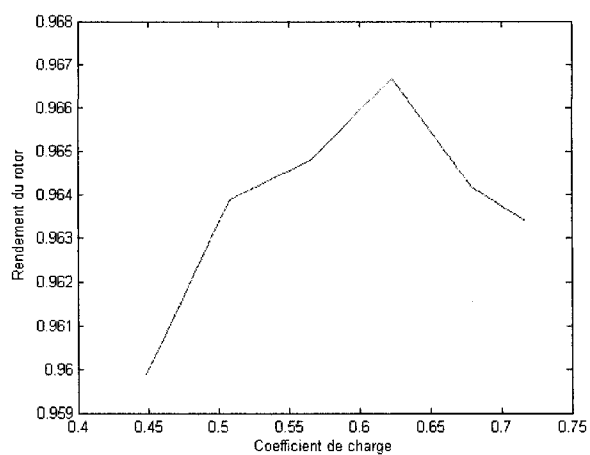


b) Rapport de pression (total à total) du rotor en fonction de son coefficient de charge

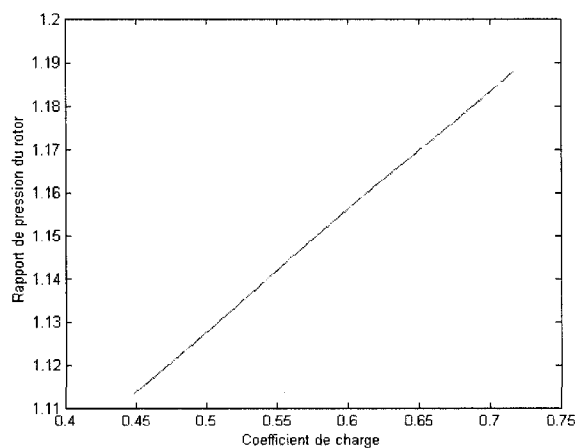


c) Rendement isentropique du rotor en fonction du rapport de pression (total à total) du rotor

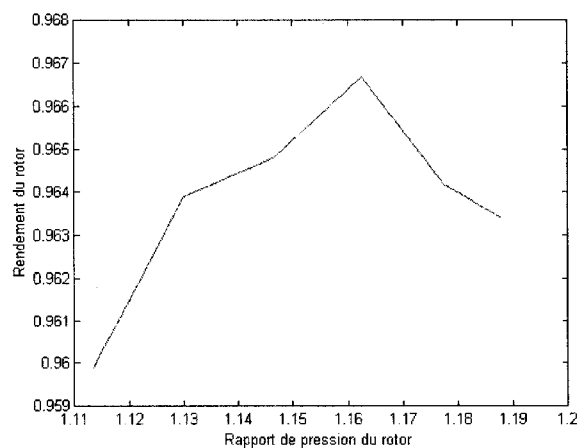
Figure 4.6 Évaluation préliminaire des performances du rotor en fonction du coefficient de charge. Les résultats sont obtenus avec la méthode de la ligne moyenne (Annexe A)



a) Rendement isentropique du rotor en fonction de son coefficient de charge



b) Rapport de pression (total à total) du rotor en fonction de son coefficient de charge



c) Rendement isentropique du rotor en fonction du rapport de pression (total à total) du rotor

Figure 4.7 Évaluation CFD des performances de différents rotors en fonction du coefficient de charge.

Tableau 4.2 Paramètres de design et performance prédite (en CFD) pour les rotors conventionnels

Pale	ψ	R	DF	Rapport de pression (P_{01}/P_{02})	η
1	0,449	0,776	0,467	1,113	96,0 %
2	0,508	0,746	0,520	1,130	96,4 %
3	0,566	0,717	0,569	1,146	96,5 %
4	0,623	0,688	0,616	1,162	96,7 %
5	0,679	0,660	0,643	1,177	96,4 %
6	0,718	0,640	0,664	1,188	96,3 %

L'analyse de la performance prédite par CFD montre essentiellement le même comportement que celui obtenu par l'analyse préliminaire de la ligne moyenne et montré à la figure 4.6. Ainsi, le rendement optimal correspond à un rapport de pression de 1.16 comparativement à 1.15 pour la méthode de la ligne moyenne. Une inspection du champ d'écoulement obtenu en CFD montre également un léger décrochage de la couche limite près du bord de fuite pour les pales 4, 5 et 6, confirmant ainsi la « règle » voulant qu'à un facteur de diffusion de 0.6, une séparation de l'écoulement puisse survenir. Toutefois, les résultats CFD montrent que les rendements sont beaucoup plus hauts que ceux obtenus avec l'analyse de ligne moyenne. Cette situation pourrait s'expliquer par le fait que les relations de pertes empiriques utilisées dans la conception à la ligne moyenne surestiment les pertes et/ou que le modèle de turbulence du code CFD UNSTREST sous-estime les pertes. Cependant, l'utilisation du même code CFD et des mêmes paramètres de simulations pour tous les cas permet de certifier des tendances, ce qui convient parfaitement aux objectifs de cette étude préliminaire.

Ainsi, le design 4 dans le tableau 4.2 donne le rendement optimal (96.7%) avec un rapport de pression de 1.16. Ce design représente pour les paramètres du tableau 4.1 le « meilleur » rotor conventionnel, et sa performance constitue la référence à laquelle sera comparée celle des rotors avec actionnement plasma conçus dans la section suivante.

4.4 Design de rotor avec actionneur plasma

Cette section applique et analyse le concept d'intégration des actionneurs plasma dans le design des aubes de compresseurs axiaux pour dépasser la limite de performance des rotors axiaux conventionnels.

Pour une comparaison fidèle avec le rotor conventionnel, le design du rotor avec actionnement suit exactement les mêmes valeurs des paramètres de design présentés au tableau 4.1, mais devrait utiliser un facteur de charge plus grand que le design conventionnel optimal pour démontrer un plus grand rapport de pression que ce dernier avec sensiblement le même rendement. De plus, pour cette première étude, la contrainte d'utilisation d'un seul actionneur en mode d'opération continu est imposée.

La procédure idéale serait de reprendre la même méthode de design que celle utilisée pour les rotors conventionnels dans la section précédente (analyse à la ligne moyenne + T-AXI) pour obtenir un design plus agressif en termes de coefficient de charge. Par la suite, des simulations avec UNSTREST seraient faites sans actionnement pour déterminer le point de séparation de la couche limite sur l'extrados à différentes positions sur l'envergure de l'aube au débit massique de design (14.655 kg/s). Un actionneur plasma serait alors placé en amont du point de séparation et sa force/position exacte le long de la corde serait ensuite optimisées afin de maximiser le contrôle de la couche limite, le rendement et le rapport de pression du rotor.

Cependant, deux facteurs rendent la procédure proposée plus ardue. Premièrement, les corrélations de pertes visqueuses associées à la couche limite sur les aubes (figure A.5) et qui sont requises par la méthode de la ligne moyenne et par T-AXI, ne s'appliquent que pour des aubes conventionnelles. Avec le contrôle de la couche limite qui permettrait de réduire les pertes et ainsi retarder le décrochage, ces corrélations devraient être déplacées vers des facteurs de diffusion plus élevés, tel

qu'illustré sur la figure 4.8. De plus, ce déplacement serait fonction des caractéristiques de l'actionnement. En résumé, la corrélation de pertes visqueuses pour un design avec actionnement plasma n'est pas connue d'avance. Son estimation implique un design par procédure itérative. Deuxièmement, la présence d'une zone de décrochage de la couche limite sur l'extrados du nouveau design lorsque l'actionnement n'est pas appliqué rend les simulations CFD avec UNSTREST (pour déterminer le point de séparation) délicates en terme de convergence. Pour un design ambitieux avec haut coefficient de charge, il faut débiter avec un très haut débit et avec une basse pression de sortie comme condition limite, et augmenter cette dernière pas à pas très lentement pour se rendre jusqu'au débit de conception (14.655 kg/s). Ces deux facteurs résultent en un temps de conception/simulation très long et une consommation importante de ressources informatiques.

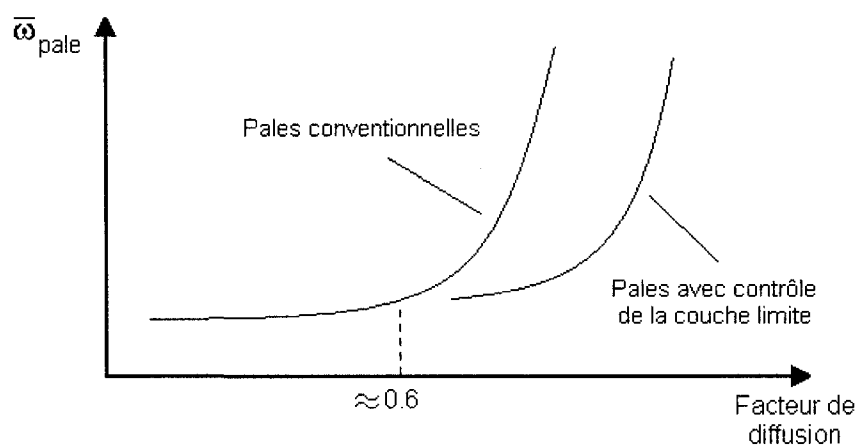


Figure 4.8 Schéma des pertes de profil typiques pour des pales avec contrôle de la couche limite

Bien que la procédure décrite ci-haut soit toujours en cours pour un design agressif avoisinant un rapport de pression de 1.30, une alternative moins ambitieuse est présentée dans ce mémoire. Cette alternative consiste en l'utilisation du design 5 (tableau 4.2), pour lequel une simulation sans actionnement est faite et disponible. En effet, ce rotor, qui possède un coefficient de charge plus important que le rotor conventionnel optimal, montre une séparation de la couche limite sur l'extrados près du

bord de fuite résultant en une baisse de rendement. Ce rotor constitue donc une plateforme intéressante bien que plus conservatrice que prévu pour démontrer le concept d'actionnement plasma proposé et les objectifs visés dans la section 4.2.

Le rotor 5 présente une zone de séparation dans la région du bord de fuite (figure 4.9a). Cette zone débute aux environs de 85% de la corde axiale entre 10% et 80% de l'envergure. Afin d'éliminer cette zone de séparation, deux positions d'actionneur ont été simulées avec une force d'actionnement de 2 N/m (les simulations ont été faites en utilisant la distribution de forces de la figure 2.15). La première position, à 70% de la corde axiale, correspond à la position où l'écoulement commence à ralentir à la surface de la pale et où la couche limite commence à s'épaissir rapidement. Cette position vise à injecter suffisamment de quantité de mouvement au premier endroit où l'écoulement ralentit pour empêcher la couche limite de se séparer plus loin. De plus, l'épaisseur plus grande de l'aube à cette position plus loin du bord de fuite faciliterait l'intégration de l'actionneur. La deuxième position testée est 83% de la corde axiale et correspond à la région immédiatement en amont de la zone de séparation.

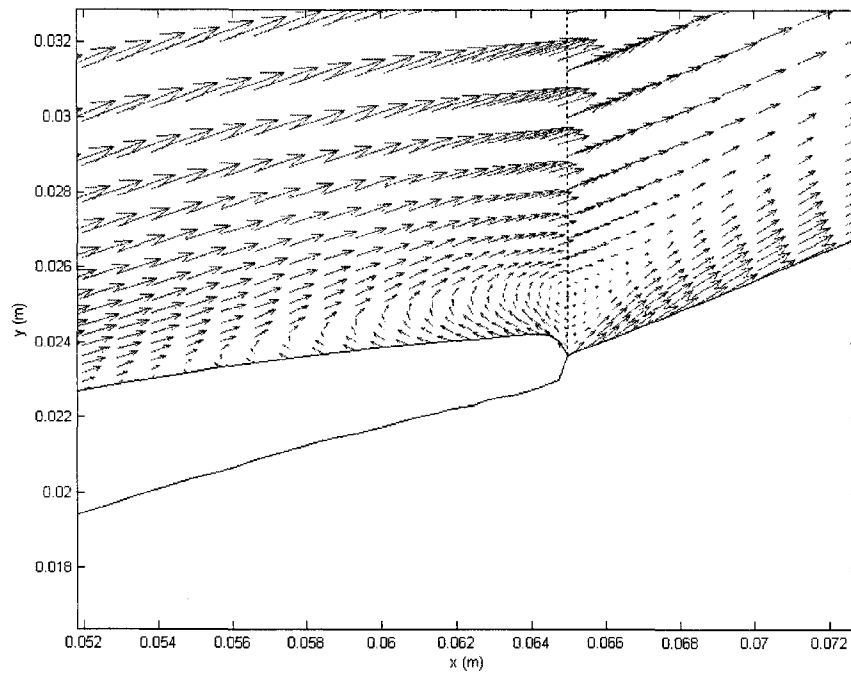
Les simulations pour ces cas avec actionnement au débit massique de design (14.655 kg/s) sont réalisées dans UNSTREST avec la même maille que dans la section 4.3. Les résultats obtenus sont présentés dans le tableau 4.3.

Tableau 4.3 Comparaison de la performance d'un rotor avec actionnement plasma de 2 N/m avec celle du rotor conventionnel optimal

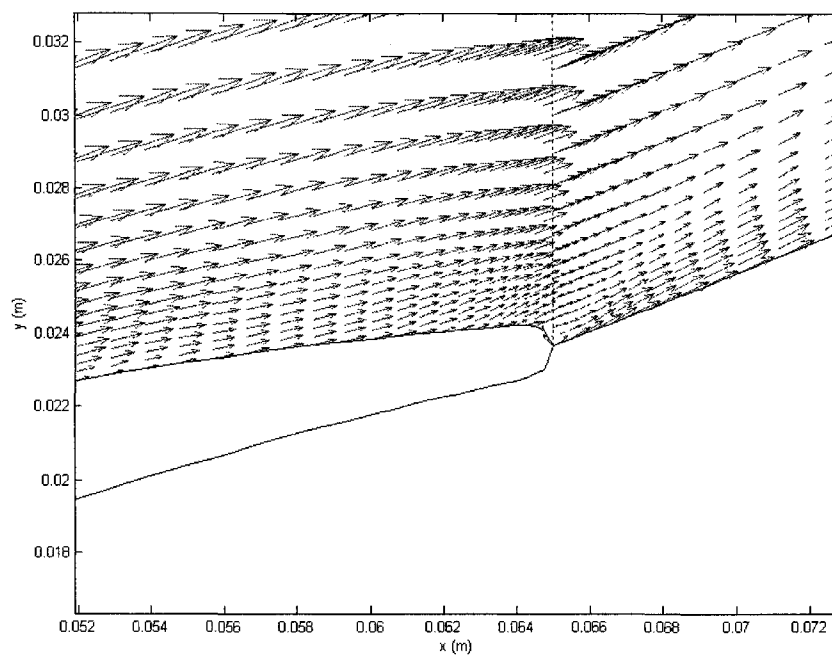
Caractéristiques	ψ	R	DF	Rapport de pression (P_{01}/P_{02})	η	Puissance transmise à l'écoulement
Design conventionnel optimal (design 4)	0,623	0,688	0,616	1,162	96,7 %	-
Design 5 actionneur à 70%	0,690	0,654	0,659	1,181	96,7 %	376 W
Design 5 actionneur à 83%	0,694	0,653	0,661	1,182	96,7 %	254 W

La comparaison de la performance du rotor 5 muni d'actionneurs plasma avec le rotor conventionnel optimal (rotor 4) indique que l'actionnement a permis d'augmenter le rapport de pression de 1.16 à 1.18 pour le même rendement. L'analyse du champ d'écoulement indique que l'actionnement a permis de supprimer la séparation de la couche limite sur l'extrados, tel que démontré sur la figure 4.9, et ce, sur toute l'envergure de l'aube de rotor.

De plus, les résultats du tableau 4.3 semblent indiquer que l'effet de la position de l'actionneur en amont de la zone de séparation sur la performance aérodynamique du rotor est négligeable. En ce qui concerne la puissance transmise à l'écoulement par l'actionneur (calculé de la façon décrite à la section 3.4.4), les résultats montrent qu'elle est beaucoup plus faible que celle associée au fonctionnement de ces rotors, qui est de l'ordre de 200000 W. Cependant, cette puissance pourrait être diminuée davantage en plaçant l'actionneur plus près (bien qu'en amont) du point de séparation. Ceci s'explique par le fait que la vitesse de l'écoulement dans la couche limite y est beaucoup plus faible qu'aux positions plus en amont. Avec une force d'actionnement constante, le résultat est donc qu'une plus faible puissance est nécessaire (moins d'énergie à fournir, car il y a moins de particules qui passent à chaque instant). Cette étude préliminaire indique donc que le positionnement de l'actionneur est un compromis entre la facilité d'intégration de l'actionneur et la puissance requise.



a) Champ d'écoulement sans actionnement plasma : Séparation de l'écoulement près du bord de fuite



b) Champ d'écoulement avec actionnement plasma à 83% de la corde axiale : Élimination de la séparation de l'écoulement près du bord de fuite

Figure 4.9 Élimination de la zone de séparation avec l'actionnement plasma

Finalemment, il est à noter que le concept proposé pourrait aussi s'appliquer aux aubes de stator pour permettre d'augmenter leur rapport de pression statique et par conséquent accroître celui de l'étage, sans perte de rendement. En plus des compresseurs axiaux, ce concept pourrait s'appliquer aux soufflantes afin de leur permettre de conserver leur rapport de pression tout en opérant à des vitesses de rotation plus faibles.

CHAPITRE 5

CONCLUSION

Le projet visait à étudier le potentiel des actionneurs plasma à accroître les performances aérodynamiques des compresseurs et des soufflantes. Ainsi, deux applications ont été étudiées: le contrôle du sillage des aubes afin de réduire le bruit d'interaction entre le rotor et le stator et le contrôle de la couche limite pour augmenter le rapport de pression des compresseurs axiaux et des soufflantes. Les études ont été menées numériquement par simulations CFD sur des aubes de rotors de compresseur opérant à basse vitesse.

Afin de réaliser le projet, un modèle numérique visant à prédire le comportement et l'effet de l'actionneur a été développé. Ce modèle permet de représenter l'effet de l'actionneur sous la forme d'une distribution spatiale de force. Cette distribution de force a ensuite été implémentée dans le code CFD pour simuler les concepts proposés.

La première partie du projet visait à étudier la capacité des actionneurs à modifier le sillage en aval des aubes de rotors axiaux. Pour ce faire, deux actionneurs ont été placés près du bord de fuite d'une aube de rotor de compresseur (un sur chaque côté). Quatre objectifs ont été établis : étudier l'effet de la force d'actionnement et du positionnement de l'actionneur sur la pale, évaluer l'impact du mode d'actionnement (continu vs pulsatif) et estimer la puissance à transmettre à l'actionneur. Les résultats de cette étude préliminaire sur un rotor de compresseur axial avec une vitesse de rotation en bout d'aube de Mach 0.2 mènent aux conclusions suivantes:

- 1) L'effet de la force d'actionnement sur la réduction du sillage correspond à une relation linéaire, ce qui implique qu'une force d'actionnement suffisante pourrait éliminer complètement le sillage.
- 2) La position de l'actionneur n'a pratiquement pas d'effet sur la forme du sillage, et ce, en autant qu'il soit relativement près du bord de fuite.
- 3) L'impact du mode d'actionnement n'a pas pu être démontré, car les simulations n'ont pas pu capter l'excitation résonante de la couche limite et de cisaillement par actionnement pulsatif. Deux raisons pourraient d'expliquer cette situation: i) les fréquences utilisées ne sont pas suffisamment près de la fréquence de résonance et ii) une limitation provenant du modèle de turbulence du code CFD.
- 4) La puissance d'actionnement est beaucoup plus faible que la puissance consommée par le compresseur.
- 5) L'amplitude des cinq premières harmoniques pourrait être réduite d'environ 50%, avec une force d'actionnement qui semble possible d'atteindre dans un avenir rapproché. Ce qui permet de croire qu'une réduction significative du bruit pourrait être obtenue.

La deuxième partie du projet consiste en une étude préliminaire sur la suppression de la séparation de la couche limite sur l'extrados d'aubes de compresseurs axiaux et de soufflantes afin d'obtenir un plus grand rapport de pression par étage par rapport à ceux obtenus par les design conventionnels, et ce, sans diminution de rendement. Cette étude préliminaire sur des aubes de rotor de compresseur axial avec une vitesse rotationnelle au bout de l'aube de Mach 0.5 permet de tirer les conclusions suivantes :

- 1) L'actionnement plasma peut supprimer le décrochage de la couche limite avec un actionneur ayant une force de l'ordre de 2 N/m et permettre un design avec un plus grand rapport de pression pour le même rendement.

- 2) La position exacte de l'actionneur en amont du point de décrochage (d'une pale sans actionnement) n'affecte pas la performance aérodynamique du rotor, mais une position plus proche du point de séparation requiert moins de puissance.
- 3) La puissance requise est de plusieurs ordres de grandeur inférieure à la puissance requise pour faire tourner le rotor.

5.1 Travail futur

Le projet a permis d'établir certaines tendances quant à la performance qui sera requise de la part des actionneurs plasma. Toutefois, il ne constitue qu'une étude préliminaire. Cette section visera donc à établir des pistes de recherche futures permettant de faire avancer le développement des concepts proposés.

Actionnement pulsatif

L'actionnement pulsatif vise essentiellement à produire le même résultat que l'actionnement continu, en consommant toutefois une fraction de la puissance. Ainsi, l'étude des concepts avec l'actionnement pulsatif est très importante.

Afin de capturer l'effet de l'actionnement pulsatif, une des méthodes qui pourrait être utilisée serait de raffiner la maille et d'utiliser un code CFD avec un modèle de turbulence plus sophistiqué ou idéalement de faire des simulations en DNS (*direct numerical simulation*) lorsque les capacités informatiques le permettront.

L'évaluation des fréquences d'actionnement pourrait également être faite à l'aide de « sondes numériques » (*numerical probes*) dans l'écoulement simulé en CFD, plutôt qu'à l'aide d'une analogie avec un problème classique (deuxième problème de Stokes). Ceci permettrait probablement de mieux évaluer les fréquences de résonance

de l'écoulement. Cette façon de faire permettrait peut-être d'obtenir les véritables fréquences d'oscillation de l'écoulement.

Diminution du bruit d'interaction

Une des étapes futures pour ce concept vise à quantifier numériquement ou expérimentalement la réduction du bruit. L'approche expérimentale semble toutefois être la plus facilement accessible.

Augmentation du rapport de pression des compresseurs

Les résultats ont permis de confirmer la faisabilité du concept avec une aube conventionnelle présentant une zone de séparation près du bord de fuite. La prochaine étape sera de véritablement montrer qu'il est possible de concevoir une aube avec un rapport de pression significativement plus élevé que celui des aubes conventionnelles.

Pour ce faire, il faudrait utiliser un générateur de pale permettant de pouvoir mieux contrôler la forme des différentes sections radiales de cette dernière. Il faudrait également utiliser un code CFD permettant d'imposer un débit massique comme critère de convergence plutôt qu'un rapport de pression. Ceci permettrait de réduire de beaucoup le temps des simulations.

Finalement, le développement continu des actionneurs plasma permettra d'accroître leurs performances et permettra de pouvoir tester les concepts proposés en soufflerie.

CHAPITRE 6

RÉFÉRENCES

- [1] ICAO Air Transport Bureau, "Aircraft Noise," ICAO. [En ligne], Disponible : <http://www.icao.int/icao/en/env/noise.htm>. [Consulté en juillet 2008]
- [2] M.L. Post et T.C. Corke, "Separation Control on High Angle of Attack Airfoil Using Plasma Actuators," *AIAA Journal*, vol. 42, no. 11, pp. 2177-2184, 2004.
- [3] E.H. Matlis, "Controlled Experiments on Instabilities and Transition to Turbulence on a Sharp Cone at Mach 3.5," Ph.D. Thesis, University of Notre-Dame, Notre-Dame, IN, 2003.
- [4] F.O. Thomas, A. Kozlov et T.C. Corke, "Plasma Actuators for Bluff Body Flow Control," 3rd AIAA Flow Control Conference, San Francisco, CA, 2006, AIAA Paper 2006-2845
- [5] J. List, A.R. Byerley, T.E. McLaughlin et R.D. Van Dyken, "Using a Plasma Actuator to Control Laminar Separation on a Linear Cascade Turbine Blade," 41st Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, NV, 2003, AIAA Paper 2003-1026.
- [6] J. Huang, T.C. Corke et F.O. Thomas, "Plasma Actuators for Separation Control of Low Pressure Turbine Blades," 41st Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, NV, 2003, AIAA Paper 2003-1027.

- [7] S.C. Morris, T.C. Corke, D. VanNess, J. Stephens et T. Douville, "Tip Clearance Control Using Plasma Actuators," 43rd Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, NV, 2005, AIAA Paper 2005-782.
- [8] H.D. Vo, "Suppression of Short Length-Scale Rotating Stall Inception with Glow Discharge Actuation," ASME Turbo Expo, Montréal, Canada, 2007, ASME Paper GT2007-27673.
- [9] C.M. Minton, "Wake Filling Techniques for Reducing Rotor-Stator Interaction Noise," M.S Thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, VA, 2005.
- [10] J.D. Denton, "The Use of a Distributed Body Force to Simulate Viscous Effects in 3D Flow Calculations," ASME Paper 86-GT-144.
- [11] V.S.P. Chaluvadi, A.I. Kalfas, M.R. Baniaghbal, H.P. Hodson, J.D. Denton, "Blade Row Interaction in a High Pressure Turbine," 14th International Symposium on Air Breathing Engines, Florence, Italie, 1999.
- [12] H.D. Vo, C.S. Tan et E.M. Greitzer, "Criteria for Spike Initiated Rotating Stall," ASME Journal of Turbomachinery, vol. 130, no. 1, 2008.
- [13] D.M. Orlov, "Modeling and Simulation of Single Dielectric Barrier Discharge Plasma Actuators," Ph.D. Thesis, University of Notre-Dame, Notre-Dame, IN, 2006.
- [14] W. Shyy, B. Jayaraman et A. Andersson, "Modeling of GlowDischarge-Induced Fluid Dynamics," Journal of Applied Physics, vol. 92, no. 11, pp.6434-6443, 2002.

- [15] C.L. Enloe, T.E. McLaughlin, R.D. VanDyken, K.D. Kachner, E.J. Jumper et T.C. Corke, "Mechanisms and Responses of a Single Dielectric Barrier Plasma," 41st Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, NV, 2003, AIAA Paper 2003-1021.
- [16] K.D. Hall, E.J. Jumper, T.C. Corke et T.E. McLaughlin, "Potential Flow Model of a Plasma Actuator as a Lift Enhancement Device," 43rd Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, NV, 2005, AIAA Paper 2005-783.
- [17] J.W. Gregory, C.L. Enloe, G.I. Font et T.E. McLaughlin, "Force Production Mechanisms of a Dielectric-Barrier Discharge Plasma Actuator," 45th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, NV, 2007, AIAA 2007-185.
- [18] G.I. Font, S. Jung, C.L. Enloe, T.E. McLaughlin, W.L. Morgan et J.W. Baughn, "Simulation of the Effects of Force and Heat Produced by a Plasma Actuator on Neutral Flow Evolution", 44th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, NV, 2006, AIAA Paper 2006-167.
- [19] D.M. Orlov, T. Apker, C. He, H. Othman et T.C. Corke, T.C., "Modeling and Experiment of Leading Edge Separation Control Using SDBD Plasma Actuators," 45th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, NV, 2007, AIAA Paper 2007-0877.
- [20] S. Roy et D.V. Gaitonde, "Modeling Surface Discharge Effects of Atmospheric RF on Gas Flow Control," 43rd Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, NV, 2005, AIAA Paper 2005-0160.

- [21] B. Jayaraman, S. Thakur et W. Shyy, "Modeling of Dielectric Barrier Discharge and Resulting Fluid Dynamics," 44th Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, NV, 2006, AIAA Paper 2006-686.
- [22] S. Roy, K.P. Singh, K. Haribalan, D.V. Gaitonde et M. Visbal, "Effective Discharge Dynamics for Plasma Actuators," 44th Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, NV, 2006, AIAA Paper 2006-374.
- [23] D.V. Gaitonde, M.R. Visbal et S. Roy, "A Coupled Approach for Plasma-Based Flow Control Simulations of Wing Sections," 44th Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, NV, 2006, AIAA Paper 2006-1205.
- [24] D.V. Gaitonde, M.R. Visbal et S. Roy, "Control of Flow Past a Wing Section with Plasma-based Body Forces", 36th AIAA Plasmadynamics and Lasers Conference, Toronto, Canada, 2005, AIAA Paper 2005-5302.
- [25] D.P. Rizzetta et M.R. Visbal, "Simulation of Plasma-Based Flow-Control Strategies for Transitional Highly Loaded Low-Pressure Turbines," 37th AIAA Fluid Dynamics Conference and Exhibit, Miami, FL, 2007, AIAA Paper 2007-4216.
- [26] Y.B. Suzen, P.G. Huang, J.D. Jacob et D.E. Ashpis, "Numerical Simulation of Plasma Based Flow Control Applications," 35th AIAA Fluid Dynamics Conference and Exhibit, Toronto, Canada, 2005, AIAA Paper 2005-4633.
- [27] R. Fitzpatrick, "Introduction to Plasma Physics : A graduate level course", University of Texas at Austin, Austin, TX.

- [28] J.W. Baughn, C.O. Porter, B.L. Peterson, T.E. McLaughlin, C.L. Enloe, G.I. Font et C. Baird, "Momentum Transfer for an Aerodynamic Plasma Actuator with an Imposed Boundary Layer," 44th Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, NV, 2006, AIAA Paper 2006-168.
- [29] H.D. Vo, "Control of Rotating Stall in Axial Compressors Using Plasma Actuation,," 37th AIAA Fluid Dynamics Conference and Exhibit, Miami, FL, Juin 2007. AIAA Paper 2007-3845
- [30] J.F. Groeneweg, T.G. Sofrin, E.J. Rice et P.R. Glibe, "Aeroacoustics of Flight Vehicles : Theory and Practice, Volume 1 : Noise Sources" NASA Technical Report 90-3052, Hampton, VA, 1991.
- [31] R.E. Owens, "Energy Efficient Engine Propulsion System – Aircraft Integration Evaluation," NASA CR-159488, 1979.
- [32] A. Ferrecchia, W.N. Dawes et P.C. Dhanasekaran, " Compressor Rotor Wakes and Tone Noise Study," 9th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference and Exhibit, Hilton Head, SC, 2003, AIAA Paper 2003-3328.
- [33] S. Tweedie, S., "Experimental Investigation of Flow Control Techniques to Reduce Hydroacoustic Rotor-Stator Interaction Noise," M.S. Thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, VA, 2006.
- [34] E. Envia et E.J. Kerschen, "Influence of Vane Sweep on Rotor-Stator Interaction Noise," NASA CR-187052, NASA Lewis Research Center, Cleveland, OH, 1990.

- [35] J.M. Brookfield et I.A. Waitz, "Trailing-Edge Blowing for Reduction of Turbomachinery Fan Noise," *Journal of Propulsion and Power*, vol.16, no. 1, pp.57-64, 2000.
- [36] J.M Tyler et T.G. Sofrin, "Axial Flow Compressor Noise Studies," *SAE Transactions*, vol 70, pp.309-332, 1962.
- [37] E. Envia, "Fan Noise Reduction: An Overview," NASA TM-2001-210699, NASA Glenn Research Center, Cleveland, OH, 2001.
- [38] C.W. Halasz, "Advanced Trailing Edge Blowing Concepts for Fan Noise Control: Experimental Validation," M.S. Thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, VA, 2005.
- [39] C.M. Ho et P. Huerre, "Perturbed Free Shear Layers," *Ann. Rev. Fluid Mech.*, vol. 16, pp.365-424, 1984.
- [40] C.M. Ho et L.S. Huang, "Subharmonics and Vortex Merging in Mixing Layers," *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 119, pp.443-473, 1982.
- [41] D.F Opaits, G. Neretti, A.V. Likhanskii, S. Zaidi, M.N. Shneider, R.B. Miles et S.O. Macheret, "Experimental Investigation of DBD Plasma Actuators Driven by Repetitive High Voltage Nanosecond Pulses with DC or Low-Frequency Sinusoidal Bias," 38th AIAA Plasmadynamics and Lasers Conference, Miami, FL, 2007, AIAA Paper 2007-4532.

- [42] A.V. Likhanskii, M.N. Shneider, D.F. Opaitis, R.B. Miles et S.O. Macheret, "Numerical Modeling of DBD Plasma Actuators and the Induced Air Flow," 38th AIAA Plasmadynamics and Lasers Conference, Miami, FL, 2007, AIAA Paper 2007-4533.
- [43] H. Schlichting et K. Gersten, *Boundary Layer Theory*, 8^e edition, Berlin (Allemagne), Springer-Verlag, 2000.
- [44] J. Huang, "Separation Control Over Low Pressure Turbine Blades Using Plasma Actuators," Ph.D. Thesis, University of Notre-Dame, Notre-Dame, IN, 2005.
- [45] S.T. Hsu et A.M. Wo, "Near-Wake Measurement in a Rotor/Stator Axial Compressor Using Slanted Hot-Wire Technique," *Experiments in Fluids*, vol. 23, Springer-Verlag, pp 441-444, 1997.
- [46] J.D. Anderson, *Fundamentals of Aerodynamics*, 4^e edition, New York (NY), McGraw Hill, 2007.
- [47] J.M. Brookfield, "Turbofan Rotor/Stator Interaction Noise Reduction Through Trailing Edge Blowing," Ph.D. Thesis, MIT, Cambridge, MA, 1998.
- [48] C.O. Porter, J.W. Baughn, T.E. McLaughlin, C.L. Enloe et G.I. Font, "Temporal Force Measurements on an Aerodynamic Plasma Actuator," 44th Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, NV, 2006, AIAA Paper 2006-104.
- [49] T.C. Corke, Communication privée, 2007.
- [50] S.C. Morris, Communication privée, 2008.

- [51] S. Dixon, *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*, 5^e édition, Burlington (MA), Elsevier Butterworth-Heinemann, 1998.
- [52] B.J. Schuler, "Experimental Investigation of an Aspirated Fan Stage," Ph.D. Thesis, MIT, Cambridge, MA, 1999.
- [53] A.A. Merchant, "Design and Analysis of Axial Aspirated Compressor Stages," Ph.D. Thesis, MIT, Cambridge, MA, 1999.
- [54] J. McGlumphy, W.F. Ng, S.R. Wellborn et S. Kempf, "3D Numerical Investigation of Tandem Airfoils for a Core Compressor Rotor," ASME Turbo Expo, Berlin, Allemagne, 2008, ASME Paper GT2008-50427.
- [55] W.K. Lord, D.G. MacMartin et T.G. Tillman, "Flow Control Opportunities in Gas Turbine Engines," Fluids 2000, Denver, CO, 2000, AIAA Paper 2000-2234.
- [56] R.J. Loughery, R.A. Horn, P.C. Tramm, "Single-Stage Experimental Evaluation of Boundary Layer Blowing and Bleed Techniques For High Lift Stator Blades," NASA CR-54573, Indianapolis, IN, 1971.
- [57] B.J. Schuler, J.L. Kerrebrock et A. Merchant, "Experimental Investigation of a Transonic Aspirated Compressor," *Journal of Turbomachinery*, vol. 127, pp. 340-348, avril 2005.
- [58] A. Merchant, J.L. Kerrebrock, J.J. Adamczyk et E. Braunscheidel, "Experimental Investigation of a High Pressure Ratio Aspirated Fan Stage," *Journal of Turbomachinery*, vol. 127, pp. 43-51, janvier 2005.

- [59] M.G. Turner, A. Merchant et D. Bruna, "A Turbomachinery Design Tool for Teaching Design Concepts for Axial-Flow Fans, Compressors, and Turbines," Turbo Expo 2006, Barcelone, Espagne, ASME Paper GT2006-90105.
- [60] M.G. Turner, A. Merchant et D. Bruna, "Applications of a Turbomachinery Design Tool for Compressors and Turbines," 43rd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, Cincinnati, OH, AIAA Paper 2007-5152.
- [61] M.G. Turner, A. Merchant et D. Bruna, "Turbomachinery Compressor Design (Version 1.1) : User Manual," Mai 2006.
- [62] P.P Walsh et P. Fletcher, *Gas Turbine Performance*, 2^e édition, Oxford, UK, Blackwell Science Ltd., 2004.
- [63] S. Lieblein, F.C. Schwenk et R.L. Broderick, "Diffusion Factor for Estimating Losses and Limiting Blade Loadings in Axial-Flow-Compressor Blade Elements," NACA RM E53D01, Lewis Flight Propulsion Laboratory, Cleveland, OH, 1953.

Annexe A

Méthodologie de design préliminaire d'un compresseur axial

Cette annexe présente la méthode de la ligne moyenne (*meanline analysis*) utilisée dans la conception préliminaire de compresseurs conventionnels. La position de la ligne moyenne est définie à la figure A.1. L'analyse de ligne moyenne est une analyse unidimensionnelle permettant de définir les propriétés de l'écoulement en amont et en aval de chaque rangée d'aubes en se basant sur les relations cinétiques et thermodynamiques. Ces propriétés sont considérées comme étant les valeurs moyennées dans la direction radiale et circonférentielle à la position axiale correspondante. Les pertes se produisant dans le rotor et le stator proviennent de données empiriques.

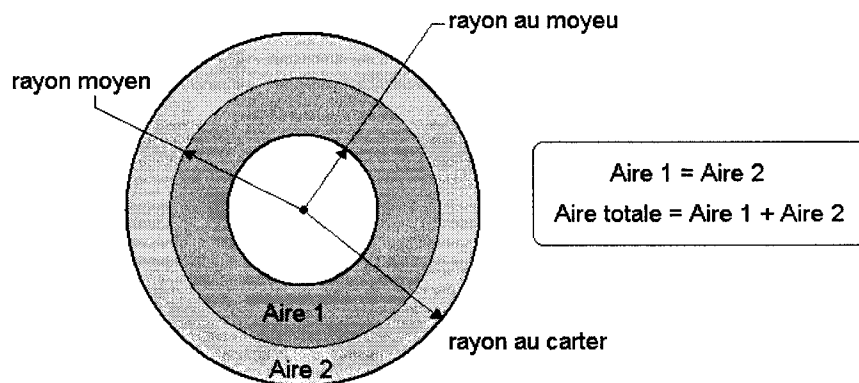


Figure A.1 Définition de la ligne moyenne

Les prochains paragraphes permettront de passer en revue l'algorithme utilisé pour l'analyse de ligne moyenne. Cette analyse se base sur les triangles de vitesse de la figure A.2.

Les conditions d'entrée (notées avec l'indice 1) sont déterminées en fonction des critères et des contraintes de design (par exemple : vitesse maximale en bout de pale (*tip speed*), dimension maximale du carter, pression totale d'entrée (P_{01}), température totale d'entrée (T_{01}), *hub-to-tip ratio* (r_{hub} / r_{tip}), solidité ($\sigma = \text{espacement tangentiel entre les aubes} / \text{corde des aubes}$), allongement des aubes ($AR = \text{hauteur des aubes} / \text{longueur des aubes}$), coefficient de débit (ϕ), coefficient de charge (ψ), degré de réaction (R)). Les équations 4.1 à 4.3 définissent les paramètres ϕ , ψ et R [51] alors que la figure A.3 permet de mettre en relation ces coefficients à l'intérieur des triangles de vitesse.

$$\phi = C_x / U \quad (\text{A.1})$$

$$\psi = \frac{h_{03} - h_{01}}{U^2} \quad (\text{A.2})$$

$$R = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_1} \quad (\text{A.3})$$

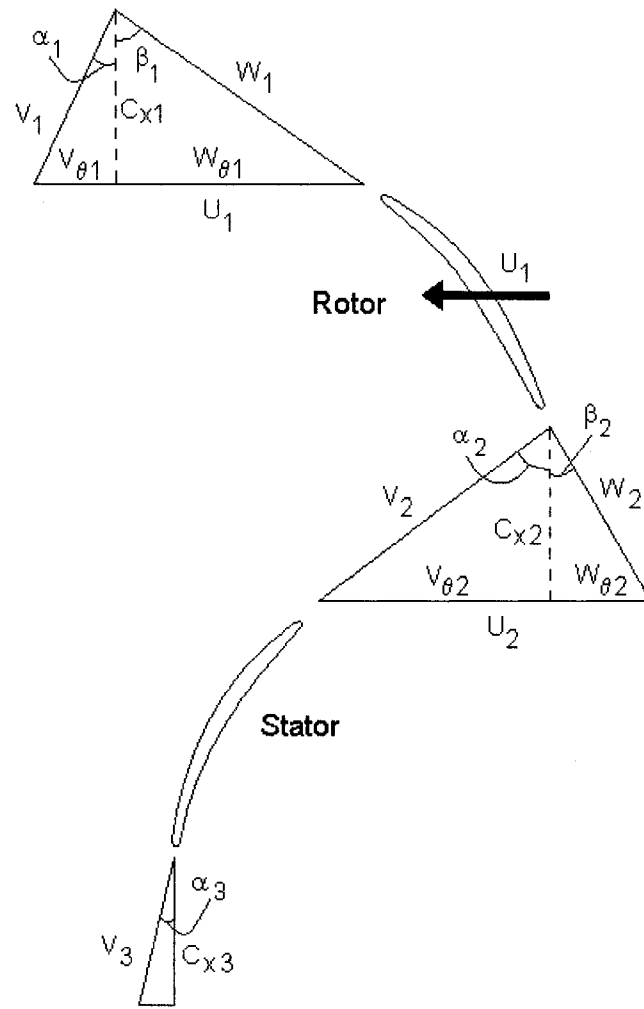


Figure A.2 Triangles de vitesses typiques pour un compresseur

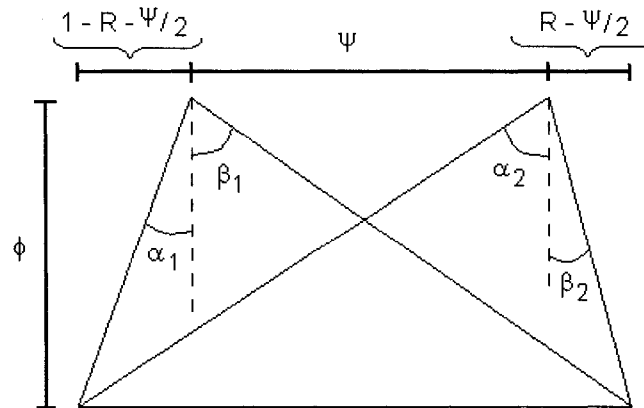


Figure A.3 Triangles de vitesses en fonction des paramètres ψ , ϕ et R

Bien qu'il ne soit pas absolument nécessaire d'utiliser les coefficients ϕ , ψ et R pour faire le design de l'étage de compresseur axial, cette approche permet de plus facilement contrôler certains aspects du design relativement à sa performance et de pouvoir mieux comparer l'étage créé avec ce qui est généralement obtenu dans la littérature. Ainsi, en choisissant ces trois paramètres, on obtient les angles α_1 , β_1 , α_2 et β_2 . Connaissant la vitesse de rotation en bout de pale, il est alors possible de calculer celle à la ligne moyenne (U_l sur la figure A.2) ainsi que le nombre de Mach correspondant à cette vitesse de rotation. Les relations trigonométriques permettent par la suite de trouver les nombres de Mach absolue (M_l) et relatif (M_{lrel}) de l'écoulement à l'entrée. La pression statique et la température statique sont ensuite calculées avec les relations isentropiques présentées aux équations A.4 et A.5, alors que le débit massique est calculé avec la relation A.6

$$\frac{P_0}{P} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (\text{A.4})$$

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \quad (\text{A.5})$$

$$\dot{m} = \rho \cdot C_x \cdot A \quad (\text{A.6})$$

,où A est l'aire de transversale à la composante de vitesse axiale C_x .

Les paramètres à l'entrée de l'étage étant calculés, ceux à la sortie du rotor (indice 2, figure A.2) peuvent alors être obtenus. Toutefois, contrairement aux paramètres à l'entrée de l'étage qui étaient calculés en une seule étape, les paramètres de l'écoulement entre le rotor et le stator devront être obtenus avec une méthode itérative. La raison justifiant cette situation est le fait qu'il a été décidé de construire des étages dont la forme de la veine gazeuse (*gas path*) est telle que présenté à la figure A.4. Ainsi, dans ce type de design, la vitesse U_2 n'est pas égale à U_1 .

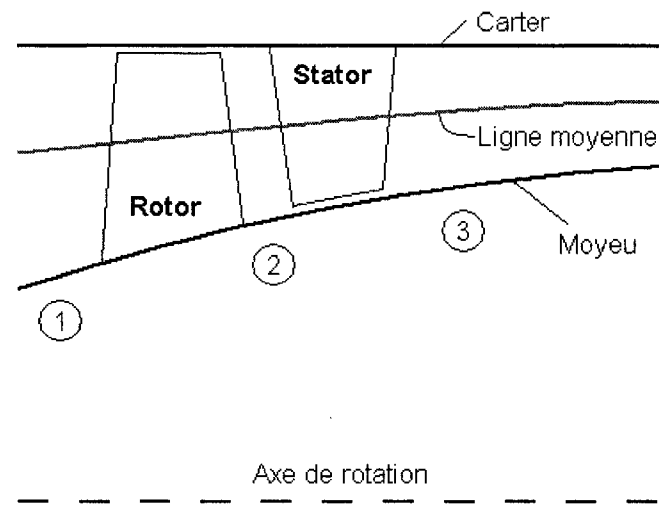


Figure A.4 Schéma de la veine gazeuse utilisée pour le design

La première étape de la méthode itérative consiste à faire une hypothèse sur la valeur de U_2 et à ensuite calculer les nouvelles valeurs des paramètres en utilisant le triangle de vitesse. La température statique après le rotor est obtenue à l'aide de l'équation A.7. Cette équation est une approximation de la conservation de rothalpie ($I_o = h + W^2 / 2 - \Omega^2 r^2 / 2 = \text{constant}$, où Ω est la vitesse de rotation) pour le cas où la variation du rayon (r) de la ligne moyenne entre l'entrée et la sortie d'une rangée d'aube est petite. Pour les designs considérés dans ce projet, l'erreur commise était inférieure à 0.1% à travers le rotor.

$$h_{02rel} \approx h_{01rel} \Rightarrow h_2 + \frac{1}{2}W_2^2 \approx h_1 + \frac{1}{2}W_1^2 \quad (\text{A.7})$$

La pression à la sortie du rotor est obtenue en calculant les pertes dans le rotor. Le calcul des pertes se base sur la méthode développée par Howell en 1945 [51]. Cette méthode semi-empirique divise les pertes en trois sous-catégories :

- 1) Les pertes visqueuses sur les pales : C_{Dp}
- 2) Les pertes visqueuses sur les parois de la veine gazeuse : C_{Da}

- 3) Les pertes secondaires qui sont toutes les pertes qui ne sont pas incluses dans les deux premières catégories : C_{Ds}

Le calcul des pertes est fait en associant à chacun des trois types de pertes un coefficient de traînée (C_{Dp} , C_{Da} et C_{Ds}).

L'évaluation des pertes visqueuses sur les pales a été faite en utilisant les résultats présentés par Leiblein et al. [63]. Ces résultats ont été obtenus dans des cascades sur des profils NACA de la série 65 (il sera toutefois assumé que ces résultats peuvent être appliqués à toutes les pales). Ils permettent de relier le facteur de diffusion (*diffusion factor*) au coefficient de pertes de pression totale associé aux pales ($\bar{\omega}_{pales} = f(DF)$).

Le facteur de diffusion est un paramètre utilisé afin d'évaluer le comportement de la couche limite sur la pale. Il permet de mettre en relation les pertes visqueuses avec la décélération de l'écoulement dans le passage d'aubes. Ainsi, il permet d'estimer si l'écoulement se séparera de la pale. Dans le cas d'un rotor, il est généralement défini comme :

$$DF = 1 - \frac{W_2}{W_1} + \frac{\Delta W_\theta}{2\sigma W_1} \quad (\text{A.8})$$

Il est généralement établi qu'une valeur de DF inférieure à 0.6 permet d'éviter la séparation de l'écoulement. Au dessus d'environ 0.6, l'écoulement pourra présenter des zones de séparation et les pertes visqueuses augmenteront rapidement [63] tel que représenté schématiquement à la figure A.5.

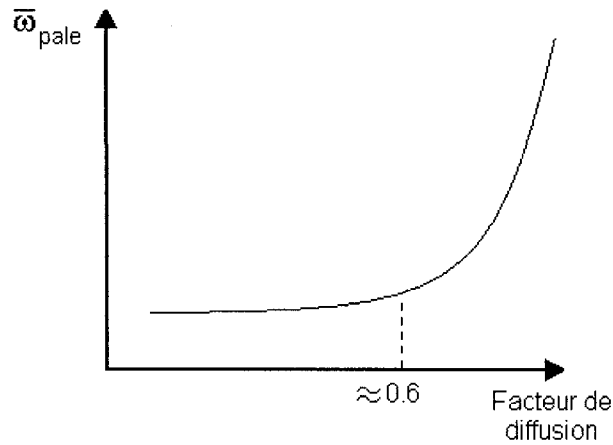


Figure A.5 Schéma des pertes de profil typiques pour des aubes conventionnelles

Le coefficient de traînée C_{Dp} est obtenu ainsi [51] :

$$C_{Dp} = \bar{\omega}_{pale} \frac{1}{\sigma} \frac{\cos^3 \left(\tan^{-1} \left(\frac{\tan \beta_1 + \tan \beta_2}{2} \right) \right)}{\cos^2(\beta_1)} \quad (\text{A.9})$$

Les pertes visqueuses sur les parois de la veine gazeuse (C_{Da}) permettent de calculer l'effet des couches limites se développant sur les parois de cette dernière. Ces pertes sont établies en fonction de l'allongement de l'aube (AR) et de la solidité (σ) selon la relation suivante [51] :

$$C_{Da} = 0.02 \frac{1}{\sigma} \frac{1}{AR} \quad (\text{A.10})$$

Les pertes secondaires sont obtenues par la relation A.11 [51] :

$$C_{Ds} = 0.018 \left[2 \frac{1}{\sigma} \cos \left(\tan^{-1} \left(\frac{\tan \beta_1 + \tan \beta_2}{2} \right) \right) (\tan \beta_1 - \tan \alpha_2) \right]^2 \quad (\text{A.11})$$

Les pertes totales sont obtenues en calculant la somme des pertes (C_{Dp} , C_{Da} et C_{Ds}).

$$C_{Dtotal} = C_{Dp} + C_{Da} + C_{Ds} \quad (\text{A.12})$$

Le coefficient de pertes de pression relative (plan rotationnel) pour le rotor est finalement obtenu avec l'équation A.13.

$$\bar{\omega} = C_{Dtotal} \cdot \sigma \cdot \frac{\cos^2(\beta_1)}{\cos^3\left(\tan^{-1}\left(\frac{\tan \beta_1 + \tan \beta_2}{2}\right)\right)} \quad (\text{A.13})$$

Connaissant les pertes dans le rotor, il est alors possible de calculer la pression totale relative à la sortie du rotor :

$$\bar{\omega} = \frac{P_{01rel} - P_{02rel}}{P_{01} - P_1} \quad (\text{A.14})$$

L'obtention de P_{02rel} permet par la suite d'évaluer les autres paramètres à la sortie du rotor (P_2 et P_{02}) avec l'équation A.4. La densité est quant à elle obtenue avec la loi des gaz parfaits alors que l'aire de la section (A_2) est obtenue avec la relation A.6. Sachant que le rayon au carter est constant tout au long de l'étage (choix de design), l'aire de la section A_2 nous permet de calculer le « nouveau » rayon à la ligne moyenne ainsi que la « nouvelle » vitesse U_2 . Si la nouvelle vitesse U_2 est identique à la valeur présumée avant l'itération, la boucle itérative s'arrête. Sinon, le processus recommence avec la nouvelle valeur de U_2 .

La même procédure est ensuite employée afin de déterminer les conditions à la sortie du stator (notée avec l'indice 3). Toutefois, il faut utiliser les valeurs dans le plan statique (repère absolu) plutôt que rotationnel (relatif).

Le rendement de l'étage est calculé avec la relation suivante :

$$\eta = \frac{h_{03s} - h_{01}}{h_{03} - h_{01}} \quad (\text{A.15})$$

où h_{03s} est l'enthalpie isentropique : $h_{03s} = C_p \left[T_{01} \left(\frac{P_{03}}{P_{01}} \right)^{\gamma-1/\gamma} \right]$

La méthodologie présentée dans cette section a permis d'établir les relations permettant de faire le design aérodynamique d'un étage de compresseur axial. Toutefois, elle ne permet pas de faire le design de la pale à proprement dit. Cette étape est l'objet de la section 4.3.