

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR  
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

## THÈSE

Présentée

AU DEPARTEMENT DE MECANIQUE  
FACULTE DE TECHNOLOGIE  
UNIVERSITE HADJ LAKHDAR - BATNA

Pour obtenir le titre de

**DOCTEUR ÈS SCIENCES EN GENIE MECANIQUE**  
Option : Energétique

Par

**Mdouki Ramzi**

---

*Investigation pour le Retardement du Phénomène de Décrochage  
dans les Compresseurs par une Méthode Passive Originale*

---

*Soutenue le : 15 / 05 / 2014  
devant le jury composé de*

<b>Président</b>	C. Bougriou	Professeur, Université de Batna
<b>Examineur</b>	L. Bahi	Professeur, Université de Constantine
<b>Examineur</b>	A. Brima	M.C.A, Université de Biskra
<b>Directeur de thèse</b>	A. Gahmousse	Professeur, Université de Tébessa
<b>Co-Encadreur</b>	H. Benmoussa	Professeur, Université de Batna



## *Dédicaces*

*A la mémoire de mon cher père et ma chère grande sœur.*

*A ma très chère mère qui ne cesse de m'invoquer Allah pour affaiblir les difficultés dans ma vie.*

*A ma femme et mes enfants Zeyneb et HabibErrahmane, la joie de mes yeux,*

*A mes chers frères et mes chères sœurs, les beaux souvenirs de ma vie.*

*A ma chère petite sœur Seloua, mon beau-frère Salah et les petits neveux Houssam et Khadidja avec lesquels j'ai partagé, en France, des bons moments dans la période du stage.*

*A mes chers beaux-parents et mes chers neveux,*

*A toute ma famille.*

## Remerciements

*Louange à Allah, premièrement et dernièrement. Sans son aide, ce travail n'aurait jamais vu la lumière.*

*Je tiens à remercier :*

*Mon encadreur le professeur Abderrahmane Gahmousse à l'université de Tébessa qui m'a proposé ce sujet et m'a donné l'occasion de rentrer dans cet agréable domaine, le domaine de turbomachines et CFD !, merci pour son aide et ses conseils durant ces années.*

*Mon co-encadreur en France le professeur Gérard Bois, à l'École Nationale Supérieure des Arts et Métiers de Lille, qui m'a offert l'opportunité d'entamer un stage de longue durée au sein de son laboratoire de turbomachines.*

*Mon co-encadreur en Algérie Houcine Benmoussa, professeur à l'université de Batna, pour l'honneur qu'il nous fait en examinant ce travail et en participant au jury de cette thèse.*

*Monsieur Cherif Bougriou, professeur à l'université de Batna, pour l'honneur qu'il nous fait en présidant le jury de cette thèse.*

*Monsieur Lakhdar Bahi, professeur à l'université de Constantine et pionnier du contrôle passif dans les écoulements transoniques, pour l'intérêt qu'ils ont porté à ce travail, et pour avoir bien voulu accepter de le juger en honorant le jury de leur présence.*

*Monsieur AbdElhafid Brima, maître de conférences à l'université de Biskra, pour l'honneur qu'il nous fait par sa participation au jury et son évaluation de ce travail.*

*Mes remerciements à toute personne ayant contribué de près et de loin à la réalisation de ce travail.*

# Tables des matières

## Introduction générale

1. Problématique proposée .....	1
2. Objectif de thèse .....	2
3. Organisation du document .....	2

## Chapitre I : Ecoulement en cascade et décollement de couche limite

1. Introduction .....	4
2. Ecoulement visqueux et notion de couche limite .....	4
3. La couche limite et l'approximation de Prandtl .....	5
4. La couche limite turbulente et problème de fermeture .....	6
5. La couche limite tridimensionnelle et les écoulements secondaires .....	10
6. Le phénomène de décollement de couche limite bidimensionnelle .....	12
7. Le phénomène de décollement de couche limite tridimensionnelle .....	13
7.1. Les points singuliers .....	14
7.1.1. Les points nœuds .....	15
7.1.2. Les points selles ou cols .....	15
7.1.3. Les lignes séparatrices de séparation et de d'attachement .....	16
8. Ecoulement en cascade linéaire d'un compresseur axial ... ..	17
8.1. Géométrie et nomenclature des aubes et des cascades .....	18
8.2. Paramètres de performance des cascades .....	20
8.2.1. Coefficient de trainée et coefficient des pertes totales .....	20
8.2.2. Coefficient de portance et angle de déflexion .....	21
8.2.3. Coefficient de pression .....	21
9. Sources de pertes dans un compresseur axial .....	21
9.1. Pertes de profil .....	23
9.2. Pertes liées aux écoulements secondaires .....	25
9.3. Pertes à travers les jeux .....	27
9.4. Pertes dues aux couches limites du moyeu et carter .....	27
9.5. Pertes par chocs .....	28
10. Conclusion .....	28

## Chapitre II : Etat de l'art et techniques de contrôle des décollements

1. Introduction .....	29
2. Principe de contrôle de décollement .....	29
3. Méthodes passives .....	30
3.1. Contrôle par générateurs de vortex .....	30
3.2. Contrôle par le volet de Gurney .....	33
3.3. Contrôle par aubages doublées ou tandem .....	35
4. Méthodes actives .....	39
4.1. Contrôle par jets synthétiques .....	39
4.2. Contrôle par soufflage continu .....	41
4.3. Contrôle par aspiration continue .....	42

## Chapitre III : Investigation numérique bidimensionnelle de l'effet de contrôle passif par aubage à fentes

1. Introduction .....	46
2. Le maillage Gambit.....	46
3. Le solveur Fluent.....	47
4. Prétraitement de la simulation numérique .....	48
4.1. Construction du squelette géométrique .....	48
4.2. Génération du maillage .....	48
4.3. Conditions initiales et aux limites .....	49
5. Résolution du modèle sans contrôle et validation des résultats .....	49
6. Investigation avec contrôle .....	53
6.1. Etude paramétrique.....	54
6.1.1. Effet de la position de la fente .....	55
6.1.2. Effet de la largeur de la fente .....	56
6.1.3. Effet de l'inclinaison de la fente .....	56
6.2. Potentiel du contrôle avec la configuration optimale .....	67
7. Conclusion.....	69

## Chapitre IV : Investigation numérique tridimensionnelle de l'effet de contrôle passif par aubage à fentes

1. Introduction .....	71
2. Le décollement de coin .....	71
3. Analyse de l'écoulement sans et avec contrôle dans la situation tridimensionnelle.....	73
3.1. Procédure numérique .....	73
3.2. Validation des résultats .....	78
3.3. Effet de la fente sur les performances aérodynamiques de la cascade en 3D .....	75

3.3.1. Cas nominal .....	76
a. Cartographies des pertes de pression totale .....	76
b. Coefficient des pertes totales et angle de déflexion .....	77
c. Lignes de courant .....	78
3.3.2. Cas hors adaptation .....	79
a. Cartographies des pertes de pression totale .....	79
b. Coefficient des pertes totales et angle de déflexion .....	79
c. Lignes de courant .....	80
3.4. Influence de l'angle d'écoulement entrant .....	81
3.5. Structure de décollement de coin et analyse topologique.....	81
3.6. Effet du rapport d'aspect.....	85
3.7. Effet de l'extension de la fente.....	85
4. Conclusion.....	91
<b>Conclusion générale.....</b>	<b>92</b>

## Références

## Nomenclature

### Caractères latins

Symbole	Description
AR	rapport d'aspect ( $h/c$ ) [-]
$c$	corde [m]
$C_p$	coefficient de pression statique [-]
$h$	envergure [m]
$i$	incidence [°]
M	nombre de Mach [-]
P	pression statique [Pa]
$P_t$	pression totale [Pa]
$r_L$	rayon du bord d'attaque de la fente [m]
$r_T$	rayon du bord de fuite de la fente [m]
$R_c$	rayon de Coanda [m]
$R_p$	rayon d'intrados [m]
Re	nombre de Reynolds [-]
$s$	pas entre deux aubes [m]
S	pression dynamique relative [Pa]
$t$	épaisseur à l'intersection de la fente avec la ligne de cambrure moyenne [m]
$T_u$	intensité de turbulence [%]
$u^+$	vitesse adimensionnelle [m/s]
$u_i$	composante de vitesse dans la forme tensorielle [m/s]
$\bar{u}_i$	vitesse moyenne [m/s]
$u_i'$	vitesse fluctuante [m/s]
$u_\tau$	vitesse de frottement [m/s]
W	vitesse rapportée à la cascade [m/s]
$x$	direction axiale [m]
$y$	direction tangentielle [m]
Y	largeur de la fente [m]
$y^+$	distance adimensionnelle [-]
$z$	direction selon la hauteur d'aube [m]



## Caractères grecs

Symbole	Description
$\varphi$	Angle de cambrure [°]
$\theta$	Angle de déflexion [°]
$\beta$	Angle d'écoulement [°]
$\alpha$	Angle d'attaque [°]
$\rho$	Masse volumique [kg/m <sup>3</sup> ]
$\varpi$	Coefficient des pertes de pression totale [°]
$\lambda$	Angle de calage [°]
$\tau$	Contrainte de cisaillement [Pa]
$\sigma$	Solidité [-]
$\psi$	l'angle formé entre l'axe de la fente et la ligne de cambrure moyenne [°]

## Indices

Symbole	Description
1	entrée de la cascade
2	sortie de la cascade
i,j,k	coordonnées dans la forme tensorielle
Mel	Mellor
Lieb	Lieblein
lam	laminaire
turb	turbulent
t	totale
s	statique
i	idéal

## Abréviations

Symbole	Description
DF	facteur de diffusion de Lieblein
D	paramètre de diffusion de Lei
NACA	National Advisory Committee of Aeronautics

## Introduction générale

### 1. Problématique proposée :

Parmi les problèmes principaux rencontrés dans les applications turbomachines et en particulier les compresseurs axiaux on trouve l'apparition des décollements de la couche limite au niveau du carter, moyeu et aubages. En effet, ces décollements sont le premier responsable, d'une part, à générer des instabilités ; comme le décrochage tournant et le pompage qui mènent à réduire la marge d'opérabilité des machines, et d'autre part à dégrader leur efficacité en produisant de grandes pertes de charge. Les contraintes imposées devant la conception des moteurs, tels que le poids et le coût, conduisent les industriels à minimiser les pièces constitutives des machines. Cette idée de rendre un compresseur avec un pouvoir de produire la pression désirée à l'entrée du diffuseur annulaire en amont de la chambre de combustion avec un nombre réduit de roues conduit à un taux de compression par étage très élevé. Par conséquent, la diffusion d'écoulement augmente considérablement, ce qui donne la possibilité à la couche limite développée sur les aubages de se détacher. L'objectif évident des ingénieurs face à ce phénomène indésirable est de contrôler ce détachement probable en atténuant ou en éliminant les zones de séparation. Beaucoup de recherches ont été menées et plusieurs techniques étaient effectuées dans le domaine de contrôle des écoulements, mais la méthode de contrôle passif reste l'un des outils les plus préférables en raison de leur simplicité et leur rapport coût-efficacité. Le principe de base de contrôle passif est de faire dynamiser les couches fluides à faible quantité de mouvement près de la surface solide sans apport d'énergie externe en vue de surmonter le fort gradient de pression adverse et d'éviter, par conséquent, la séparation de l'écoulement. Une technique de contrôle passif, caractérisée par des aubages à fentes, est proposée dans ce travail pour explorer leur impact sur les performances aérodynamiques d'une cascade linéaire d'un compresseur axial fortement chargé. Cette technique représente une variante basée sur l'injection d'air obtenue en reliant la région de basse pression à côté d'extrados et la région de haute pression à côté d'intrados à l'aide d'aubes perforées.

## 2. Objectif de thèse :

Le travail, présenté dans cette thèse, se propose à investiguer le potentiel d'un contrôle passif réalisé par des aubages perforés. Ce processus de contrôle est utilisé pour manipuler, mitiger voire supprimer, le décollement développé sur des aubes à cambrure importante de type NACA 65(18)10. La fente de contrôle est exécutée à travers les aubages d'une cascade linéaire d'un compresseur axial fortement chargé. Elle est identifiée par une section constante, une position, une inclinaison et une largeur. Les effets des trois derniers paramètres sont examinés au moyen d'études paramétriques afin de déterminer la configuration optimale. Cette dernière est utilisée dans une étude tridimensionnelle où l'influence des parois latérales sur l'écoulement est tenue en considération et l'effet de contrôle avec cette fente sur le décollement de coin est étudié.

## 3. Organisation du document :

Ce document de thèse est présenté en six parties :

Une (*Introduction générale*) citée sur ces premières pages,

La deuxième partie (*Écoulement en cascade et décollement de la couche limite*) s'intéresse à la physique de la couche limite et le phénomène de décollement de profil qui l'accompagne lors d'un gradient de pression longitudinal défavorable en 2D, au phénomène de décollement de coin qui se produit lors des écoulements secondaires, aux outils d'analyse topologique, aux paramètres de performance et aux différentes pertes liées aux écoulements au sein des compresseurs axiaux.

Ensuite une troisième partie intitulée (*État de l'art et techniques de contrôle des décollements*) illustre le principe de base sur lequel l'écoulement peut être contrôlé, de plus, elle donne, à travers une étude bibliographique, l'état de l'art des différentes techniques, soient passives ou actives, utilisées pour contrôler la séparation de couche limite présente dans la perspective des compresseurs axiaux.

La quatrième partie (*Investigation numérique bidimensionnelle de l'effet de contrôle passif par aubages à fentes*) traite de l'étude numérique d'un écoulement aube à aube dans une situation de décollement développé sur l'extrados, suivie d'un contrôle au moyen d'une

variante passive représentée par des aubages perforées. Pour ces deux cas, avec et sans contrôle, la simulation est effectuée, en utilisant le solveur Fluent et le maillieur Gambit. Afin d'explorer le potentiel de ce type de contrôle, une investigation paramétrique permet de tester plusieurs paramètres géométriques liés à la fente. Parmi les cas réalisés on doit identifier la configuration la plus performante puis la tester sur une large plage d'angles d'attaque y compris les cas décollés et non décollés.

La cinquième partie (*Investigation numérique tridimensionnelle de l'effet de contrôle passif par aubages à fentes*) fournit une exploration numérique de la configuration la plus performante dans une situation tridimensionnelle où on essaye de projeter la lumière sur l'effet des parois latérales et les décollements de profil et de coin produits dans de telles situations. Dans cette étude tridimensionnelle, l'aube n'est pas vrillée et donc le profil de l'aube maintient sa forme sur toute l'envergure. L'analyse dans ce chapitre repose sur deux volets ; le cas nominal (design condition) et le cas hors adaptation (off design condition). De plus, les effets du rapport d'aspect de la cascade et l'extension de la fente sont examinés.

Finalement, la sixième partie (*Conclusion générale*) résume les principaux points examinés dans la thèse ainsi que les règles retenues, et propose sous la lumière des résultats trouvés quelques suggestions pour les travaux futurs.

## Chapitre I

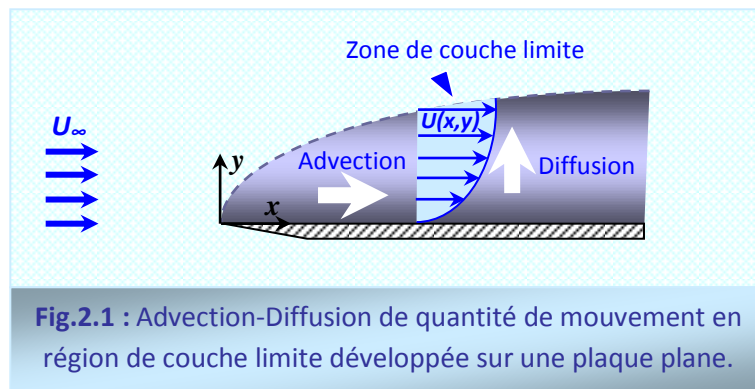
### Écoulement aube à aube et décollement de couche limite

#### 1. Introduction :

Ce chapitre est destiné à regrouper et présenter les éléments nécessaires à mieux comprendre et décrire les écoulements dans une cascade linéaire d'un compresseur axial tels que les phénomènes de base et les paramètres de performance.

#### 2. Ecoulement visqueux et notion de couche limite :

Il est évident avant de parler du phénomène de décollement et de son contrôle, d'illustrer la structure de la couche limite et son développement. On introduit toujours la notion de la couche limite quand on examine les écoulements visqueux où les effets du frottement entre le fluide et le solide sont importants. Contrairement aux écoulements parfaits, il existe une condition d'adhérence entre le fluide et la paroi solide, à partir de laquelle la vitesse d'écoulement progresse jusqu'à des gradients de vitesse presque nuls (écoulement potentiel). Cette progression de vitesse donne la naissance d'une zone visqueuse appelée *couche limite*, fig.2.1.



La majorité des situations pratiques aérodynamiques et hydrodynamiques correspondent à un nombre de Reynolds global grand et fini, ce qui justifie l'utilisation du modèle d'Euler où les forces d'inertie sont largement supérieures à celles de viscosité. En réalité, il est illégitime

de négliger les effets visqueux pour cette catégorie du nombre de Reynolds, car ce modèle conduit à certains paradoxes. L'expérience montre qu'à proximité du corps solide il existe la zone de couche limite où la condition du nombre de Reynolds grand n'est pas localement vérifiée. D'après la littérature [Sch79], [Cha00a], les caractéristiques essentielles de la couche limite sont résumés dans les points suivants :

- La variation transversale de vitesse entre l'obstacle et le fluide à l'infini se localise dans des régions à fort gradient et ne s'étale pas d'une façon uniforme.
- Ces régions d'influence de viscosité sont situées au voisinage de la paroi et dans le sillage en aval de l'obstacle.
- L'épaisseur de la couche limite décroît avec l'augmentation du nombre de Reynolds global.

### 3. La couche limite et l'approximation de Prandtl :

Pour décrire la zone de la couche limite, deux hypothèses ont été proposées par Prandtl. La première hypothèse tient en considération les deux côtés, géométrique et cinématique et elle peut s'exprimer comme suit :

- ✓ Dans la région de couche limite les ratios, géométrique ( $y/x$ ) et cinématique ( $v/u$ ) sont de même ordre.

En ce qui concerne la deuxième hypothèse, elle examine le côté dynamique; son énoncé est donné de la manière suivante :

- ✓ Le bilan de quantité de mouvement longitudinal donne, dans la région de couche limite, des forces d'inertie, de viscosité et de pression de même ordre.

Sous la lumière d'une géométrie particulière de l'écoulement à proximité de la paroi solide qui varie en fonction du nombre de Reynolds global dans la direction transversale, les hypothèses de Prandtl nous permet d'écrire :  $x/y \cong V/U \cong 1/\sqrt{Re}$ , et les équations de Navier-Stokes, dans la situation incompressible, bidimensionnelle, plane, stationnaire et non pesante, se réduisent comme suit :

$$U \frac{\partial U}{\partial x} + V \frac{\partial U}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{dP}{dx} + \nu \frac{\partial^2 U}{\partial y^2} \quad (2.1)$$

Cette dernière équation est connue sous le nom de l'équation de Prandtl. Elle est applicable seulement pour les écoulements non décollés. Dans les situations avec décollement de

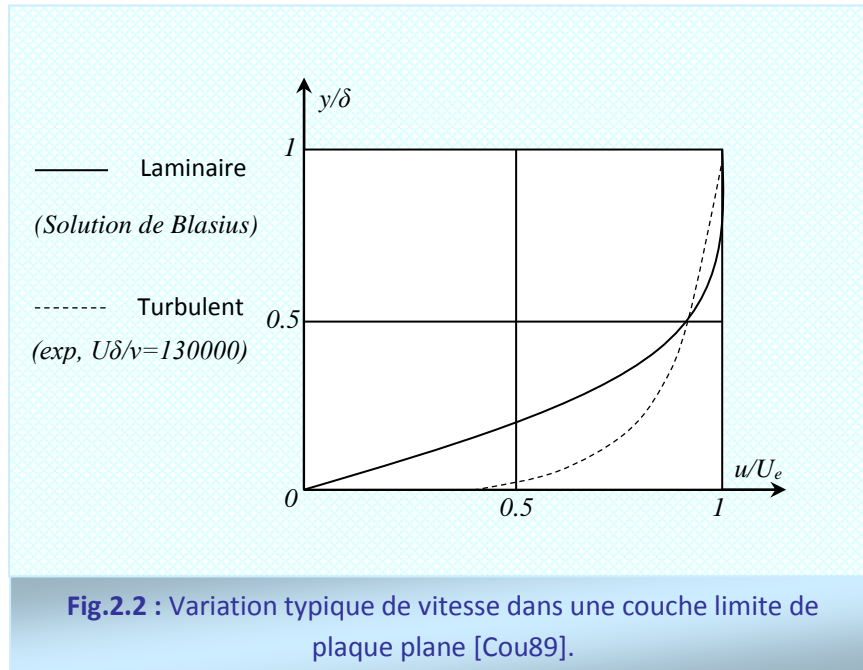
couche limite, il est nécessaire d'utiliser les équations complètes de Navier-Stokes ou l'équation de Prandtl avec d'autres techniques telle que la méthode inverse afin de résoudre ce genre de problème. [Tan97]

#### 4. La couche limite turbulente et problème de fermeture :

Dans la pratique, la couche limite peut prendre le caractère laminaire ou turbulent selon les facteurs permettant de déclencher la turbulence ou maintenir la laminarité (nombre de Reynolds, rugosité,...). L'avantage de rendre la couche limite turbulente dépend directement du retardement de décollement car la turbulence permet d'activer les particules fluides et favoriser le mélange en générant l'énergie cinétique au moyen des chocs entre elles et par conséquent rendre la couche limite plus résistante au décollement. La figure ci-dessous donne le profil de vitesse pour les deux cas laminaire et turbulent et illustre l'effet général de la turbulence qui gomme les différences de vitesse au sein de l'écoulement et créé un fort gradient de vitesse au voisinage immédiat de la paroi de manière à assurer la condition d'adhérence, ce qui résulte en une contrainte pariétale plus élevée en turbulent qu'en laminaire, fig.2.2. D'après les résultats expérimentaux, on distingue deux zones principales dans la couche limite turbulente : la première zone est connue par les effets visqueux dominants par contre la deuxième est influencée principalement par les effets de turbulence. Cette distinction entre ces deux zones peut être illustrée à partir du frottement total qui englobe la contrainte visqueuse réelle et celle apparente (turbulente). En effet, on trouve à proximité de la paroi solide que la contribution de la turbulence devient négligeable devant la contrainte visqueuse ce qui donne la formation d'un film visqueux laminaire et au fur et à mesure qu'on s'éloigne de la paroi la contrainte de turbulence devient importante. D'après la littérature [Cou89], [Cha00b], on trouve des distributions de vitesse proposées pour représenter le comportement de mouvement au sein de la couche limite. Généralement, il existe trois lois :

- une loi linéaire entre des variables adimensionnelles, appelées variables de la paroi  $u^+ = u/u_\tau$  et  $y^+ = yu_\tau/\nu$ . Cette loi prend la forme  $u^+ \cong y^+$  et représente la sous couche visqueuse laminaire ou film laminaire.
- la loi déficitaire, qui est valable en dehors de la couche limite, prend plusieurs formes selon la valeur du gradient de pression. Elle est exprimée par la relation  $\varphi(\eta) = (U_e - u)/u_\tau$  où  $\eta = y/\delta$  et  $U_e - u$  représente le défaut de vitesse par rapport à la vitesse extérieure.

- la loi logarithmique représentée par la forme :  $u^+ = \frac{1}{\chi} \ln y^+ + C$ , avec  $\chi = 0.41$  et  $C = 5$ , intervient comme un raccord entre les deux zones interne et externe.



Comme montre la figure 2.3, la région interne (région de paroi) est composée de la sous couche limite laminaire, de la région tampon et de la région inertielle logarithmique, tandis que la région externe englobe la région de vitesses déficitaires et la région de recouvrement (région logarithmique).

Puisque les propriétés des écoulements turbulents varient d'une façon fluctuante aléatoire, la résolution du problème d'un écoulement en régime turbulent nécessite selon l'approche RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes) d'écrire les variables d'écoulement sous forme d'une somme égale à une grandeur moyenne et une autre fluctuante. On a donc :

$$f(x, y, z, t) = \bar{f}(x, y, z, t) + f'(x, y, z, t) \quad (2.2)$$

Où :  $f(x, y, z, t)$  est la variable instantanée,  $\bar{f}(x, y, z, t)$  représente la valeur moyenne et  $f'(x, y, z, t)$  est la fluctuation turbulente.

L'opérateur  $f(x, y, z, t)$  est utilisé pour remplacer toutes les variables dépendantes de Navier Stokes.



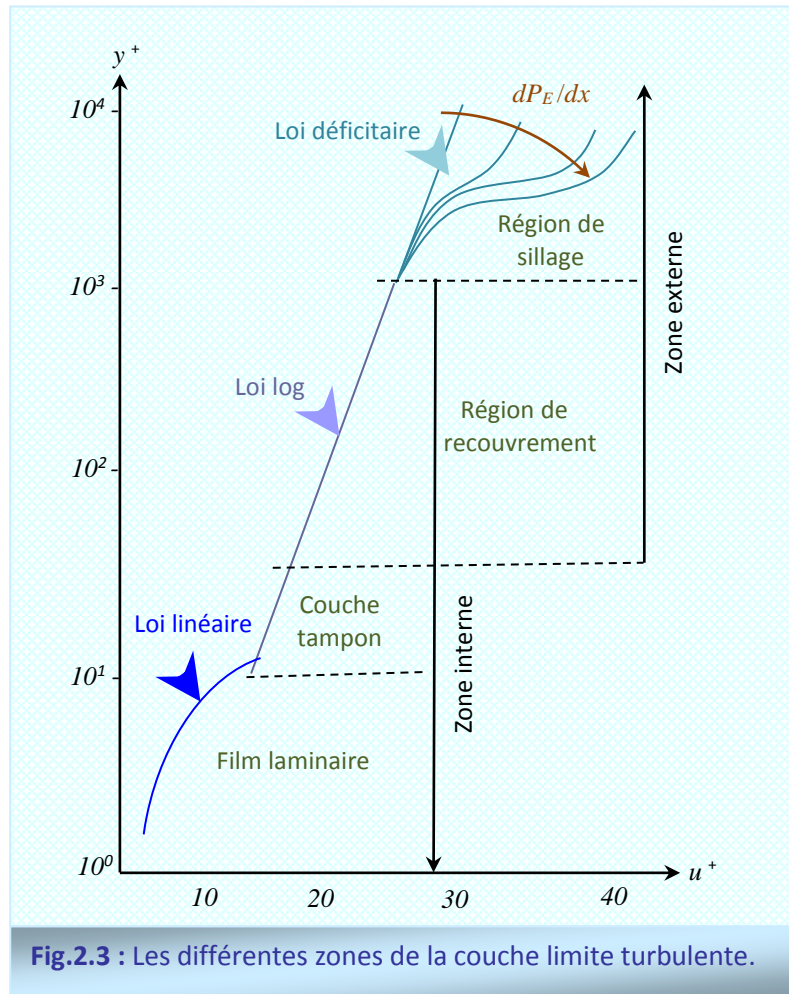


Fig.2.3 : Les différentes zones de la couche limite turbulente.

En moyennant l'équation de continuité :

$$\partial u_i / \partial x_i = 0 \quad (2.3)$$

On obtient :

$$\partial u'_i / \partial x_i = 0 \quad \text{et} \quad \partial \bar{u}_i / \partial x_i = 0 \quad (2.4)$$

Ainsi que la moyenne de l'équation de Navier Stokes :

$$\rho(u_j \partial u_i / \partial x_j) = -dp/dx_i + \partial / \partial x_j (\mu(\partial u_i / \partial x_j + \partial u_j / \partial x_i)) \quad (2.5)$$

Aboutit à :

$$\rho(\bar{u}_j \partial \bar{u}_i / \partial x_j) = -dp/dx_i + \partial / \partial x_j (\mu(\partial \bar{u}_i / \partial x_j + \partial \bar{u}_j / \partial x_i)) - \overline{\rho u'_i u'_j} \quad (2.6)$$

Où :  $\overline{\rho u'_i u'_j}$  représente les composantes du tenseur des contraintes de Reynolds  $(\tau_{ij})_{turb}$ . Ce dernier s'exprime comme suit :

$$(\tau_{ij})_{turb} = -\overline{\rho u'_i u'_j} = \rho \begin{bmatrix} \overline{u'u'} & \overline{u'v'} & \overline{u'w'} \\ \overline{u'v'} & \overline{v'v'} & \overline{v'w'} \\ \overline{u'w'} & \overline{v'w'} & \overline{w'w'} \end{bmatrix} \quad (2.7)$$

Le tenseur de Reynolds est symétrique et donc il existe six composantes inconnues à trouver, d'où se pose alors le problème de fermeture des équations de Navier Stokes. Le modèle de fermeture utilisé dans ce travail est basé sur l'hypothèse de Boussinesq qui dit que les contraintes de cisaillement turbulente doivent être liées aux contraintes moyennes à travers une viscosité apparente ( $\mu_t$ ) dite viscosité du paquet turbulent (eddy viscosity). L'idée physique derrière le concept de viscosité apparente est la similitude entre les fluctuations turbulentes et le mouvement aléatoire des molécules en écoulement laminaire. Il est supposé que le transfert de quantité de mouvement au niveau moléculaire est similaire à celle induit par les fluctuations turbulentes. On note ici que la viscosité moléculaire est une propriété du fluide tandis que la viscosité turbulente est une propriété d'écoulement. De ce fait, la viscosité est une fonction des propriétés d'écoulement. Pour comprendre le traitement de la couche limite en proche paroi, on utilise l'équation de Prandtl citée précédemment :

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dx} + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (2.1)$$

En ce qui concerne le film laminaire, la condition au niveau de la paroi (non glissement) donne des composantes de vitesse nulles, ce qui donne un terme advectif négligeable. De plus, on impose le terme de pression nul pour simplifier la tâche et résoudre les équations. Avec ces spécifications, la moyenne de l'équation de Prandtl pour la sous couche laminaire donne :

$$0 = \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} - \overline{\rho u'v'} \right) = \frac{\partial \tau_p}{\partial y} \quad (2.8)$$

Dans cette équation, la contrainte de cisaillement est constante à la paroi :

$$\tau_p = \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} - \overline{\rho u'v'} = \text{Constante} \quad (2.9)$$

Plus près de la paroi les contraintes visqueuses jouent le rôle dominant dans l'échange de quantité de mouvement ce qui mène à négliger le terme  $\overline{\rho u'v'}$ , d'où:

$$\tau_p = \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \quad (2.10)$$

En utilisant les variables adimensionnelles, on trouve la loi linéaire dans la sous couche visqueuse  $u^+ = y^+$  pour  $y^+ < 5$ .

En dehors du film laminaire où la turbulence joue le rôle majeur, l'équation de quantité de mouvement s'écrit :

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dx} + \nu \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} - \overline{\rho u'v'} \right) \quad (2.11)$$

Au moyen de l'analyse dimensionnelle où la vitesse moyenne est fonction de la contrainte de cisaillement, les propriétés physiques du fluide et la distance à partir de la paroi, la loi logarithmique peut être exprimée par  $u^+ = (1/\chi) \ln y^+ + C$ , pour  $y^+ > 30$ , où  $\chi$  et  $C$  sont deux constantes universelles ;  $\chi$  est la constante de Von Karman, elle vaut 0.41, et  $C$  est une constante empirique égale à 5 pour les parois lisses. [Cou89]

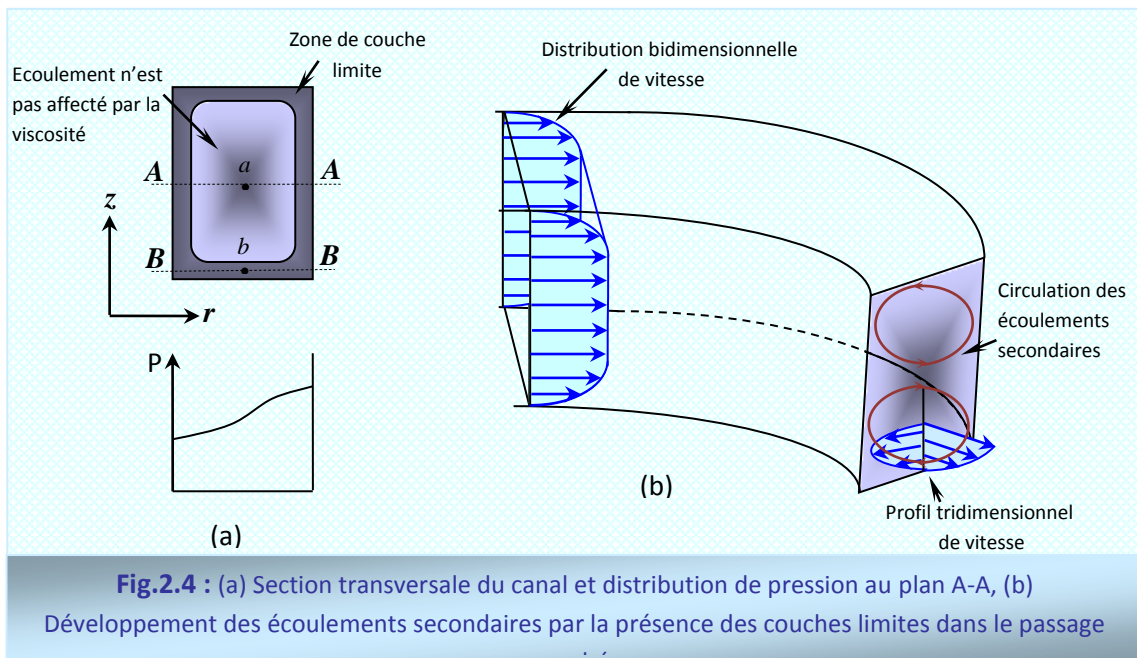
### 5. La couche limite tridimensionnelle et les écoulements secondaires :

Les écoulements développés, par exemple, sur un fuselage d'un avion ou sur un aubage d'une turbomachine avec l'effet du carter et moyeu conservent les caractéristiques des couches limites à proximité de la paroi mais apportent un degré de complexité supplémentaire par le développement d'un écoulement transversal lié à une configuration tridimensionnelle dans des plans perpendiculaires à la paroi et aux lignes de courant de l'écoulement extérieur. Si une couche limite bidimensionnelle est soumise à l'effet de la composante  $(dp/dr)$  du gradient de pression, les lignes de courant s'incurvent comme indique la figure fig.2.4. Sur le plan (AA) et au niveau du point (a) la composante tangentielle de la vitesse dans la direction  $(\theta)$  est  $(U_\theta)$  et les deux autres composantes dans les directions  $r$  et  $z$  sont nulles. La viscosité n'affecte pas cette portion d'écoulement, hors couche limite, et les forces de pression s'équilibrent avec les forces centrifuges qui naissent à cause de la courbure des lignes de courant, ce qui nous permet d'écrire :

$$dp/dr = \rho u_\theta^2 / r \quad (2.12)$$

D'après les hypothèses de couche limite, la composante  $(dp/dz)$  du gradient de pression est nulle ce qui implique que la distribution de la pression, illustrée par la figure fig.2.4.a, pour le plan (AA) est essentiellement la même dans tous les autres plans et en particulier le plan (BB) qui appartient à la région de couche limite. Au point (b) la vitesse tangentielle ( $u_\theta$ ) est inférieure à ( $U_\theta$ ), par conséquent le gradient de pression radial imposé est plus élevé que la valeur demandée afin de conserver la particule au niveau du point (b) et de la faire circuler sur un cercle de rayon (r), donc :

$$dp/dr = \rho U_\theta^2 / r > \rho u_\theta^2 / r \quad (2.13)$$



**Fig.2.4 :** (a) Section transversale du canal et distribution de pression au plan A-A, (b) Développement des écoulements secondaires par la présence des couches limites dans le passage

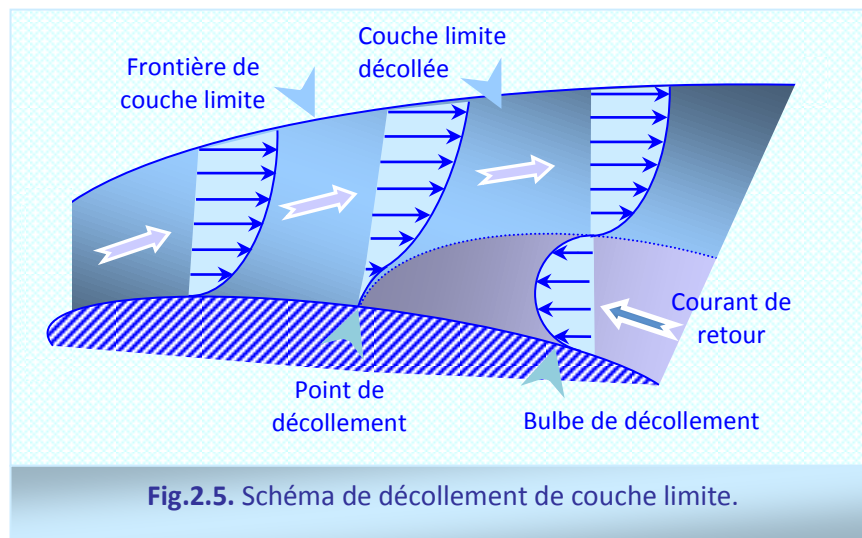
Ainsi il existe une tendance de conduire la particule, à cette position, radialement vers l'intérieur :

$$dp/dr = \rho U_\theta^2 / r = \rho u_\theta^2 / r - u_\theta du_\theta / dr + \text{terme de viscosité} \quad (2.14)$$

Dans la couche limite il y a une grande tendance de développer des composantes de vitesse dans le plan r-z ( $u_r$  négative), en créant un écoulement qui part de la face haute pression à la face basse pression et est appelé écoulement secondaire ou tridimensionnel; fig.2.4.b. Ce type d'écoulement a le pouvoir de faire surgir la séparation de couche limite sur la surface à basse pression (extrados des aubes).

## 6. Le phénomène de décollement de couche limite bidimensionnelle :

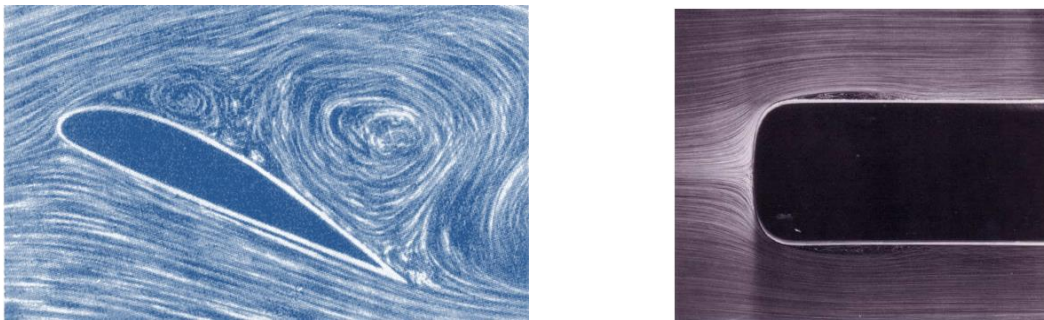
Le problème de décollement et son contrôle a été étudié pour la première fois par Prandtl en 1904 en même temps qu'il élaborait sa théorie de couche limite. En effet, il a analysé le phénomène de décollement dans la situation de couche limite bidimensionnelle stationnaire développée sur une plaque plane fixe avec une distribution de pression extérieure donnée. De plus, des expériences avaient été lancées par lui-même où il a appliqué la technique de contrôle par aspiration sur le modèle d'un cylindre afin de minimiser la traînée.



Physiquement, si l'écoulement dans la couche limite correspond à une zone où le gradient de pression est favorable (négatif) il n'y aura aucun phénomène de décollement car les forces de pression aident les forces d'inertie devant celles du frottement visqueux.

Par contre, si la couche limite entre dans une région où le gradient de pression est défavorable (positif), dans ce cas les forces de pression et de viscosité apparaissent comme des forces retardatrices contre celle de l'inertie et par conséquent le profil de vitesse devient creusé au niveau de la paroi par l'effet du ralentissement d'écoulement et les veines fluides perdent leur énergie. Le mouvement des particules fluides dans cette région a la tendance d'inverser le sens, ce qui traduit la séparation des filets fluides usés à proximité de la paroi. Dans le cas du décollement, l'approximation de Prandtl de couche limite n'est plus valide par la présence d'une vitesse transversale importante et le profil perd ses performances aérodynamiques globales. En outre, la couche limite décollée peut maintenir le caractère du courant adverse sur tout le profil comme elle peut se recoller et former un tourbillon sur une partie de l'obstacle, fig.2.6. La figure ci-dessous montre un décollement sur la partie

supérieure d'un profil; ce décollement est assuré par le gradient de pression longitudinal positif en aval du profil. D'une façon générale, les causes qui mènent à l'apparition des décollements de couche limite dépendent de la géométrie fortement courbes, des grandes incidences aérodynamiques, de l'interaction entre l'onde de choc et la couche limite dans les écoulements supersoniques et aussi ils peuvent être par exemple des perturbations cycliques, axiales et circonférentielles, dûes aux phénomènes de pompage et décrochage tournant dans les compresseurs.

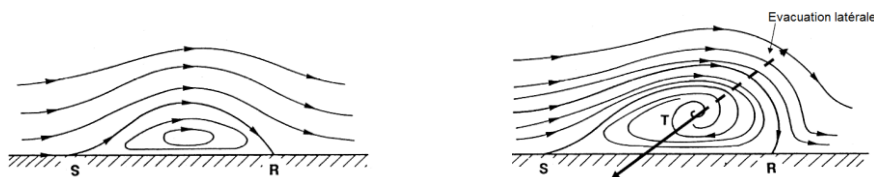


**Fig.2.6.** (à gauche) Décollement de couche limite sur un profil aérodynamique, (à droite) Séparation de couche limite laminaire avec recollement,  $Re=6000$ , (ONERA).

Le décollement est un phénomène indésirable qui influe négativement sur l'aérodynamique de telle sorte qu'il dégrade la portance, fait apparaitre le décrochage, perturbe la distribution de pression et augmente la pollution et les nuisances sonores.

### 7. Le phénomène de décollement de couche limite tridimensionnelle :

Généralement la zone de décollement bidimensionnel est définie par un point de séparation et il peut exister un point d'attachement s'il y a un recollement de la couche limite. Le passage au décollement tridimensionnel laisse la vitesse se développer transversalement et l'écoulement s'échapper dans cette direction et par conséquent le fluide n'est plus emprisonné dans le bulbe de décollement mais a la possibilité de s'évacuer sur les côtés, comme le montre la fig. 2.7. [Dél99]



**Fig.2.7.** (à gauche) Décollement en 2D, (à droite) Décollement en 3D. [Dél99]

En outre, il se révèle en tridimensionnel des structures très différentes identifiées par des surfaces, des lignes et des points bien particuliers. Ces structures sont produites par deux effets liés à la zone d'écoulement inversé; le premier effet est la courbure de ces lignes de courant causée par le gradient de pression latéral et le deuxième représente la convergence ou la divergence des lignes de courant. L'analyse de ce type de structures est effectuée en utilisant la théorie de la topologie des écoulements tridimensionnels stationnaires. Cette théorie utilise les lignes de frottement ou les lignes de courant frontières (lignes de courant correspondent à une distance infinitésimale perpendiculaire à la paroi) comme un outil pour décrire la structure tourbillonnaire des écoulements en 3D.

### 7.1. Les points singuliers:

Si en 2D le frottement est défini par un scalaire qui est la contrainte de frottement, on constate que le raisonnement en 3D est basé sur un champ de vecteurs tels que la vitesse et le rotationnel. On peut illustrer dans la figure 2.8 le frottement pariétal dans le cas tridimensionnel avec ces vecteurs de contraintes de cisaillement  $\tau_x$  et  $\tau_z$ . Le fluide peut s'écouler dans la direction latérale et s'organiser sous forme de tourbillons. De plus, le comportement des écoulements sur des surfaces associées avec des décollements est souvent le résultat des lignes émanant à partir des points critiques où les vecteurs de frottement s'annulent.

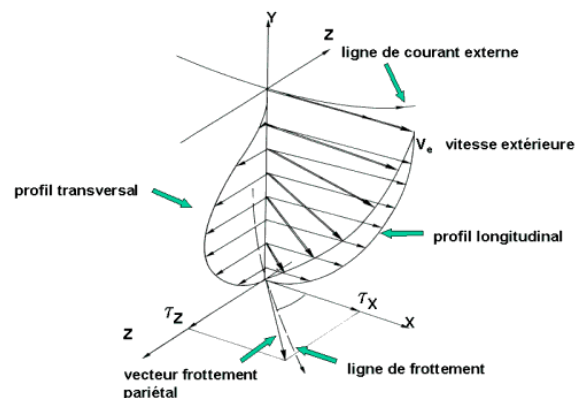


Fig.2.8. Vecteur de frottement pariétal en 3D. [Dél99]

Les points singuliers ou points critiques correspondent à l'annulation des composantes du vecteur frottement  $\tau_x$  et  $\tau_z$ . Ces points peuvent être catégorisés en deux classes:

- ✓ Les points nœuds y compris les foyers.
- ✓ Les points selles.

### 7.1.1. Les points nœuds:

Le point nœud est un point commun à une infinité de lignes de courant frontières ou lignes de frottement pariétal. Vers ce point toutes les lignes convergent ou divergent en donnant un nœud de séparation ou un nœud d'attachement, respectivement. Dans les deux cas les lignes convergentes ou divergentes sont tangentes à une droite, voir fig.2.9. Dans le premier cas le nœud de séparation vient frapper la paroi et se comporte comme une source de contraintes pariétales ou de vorticité, et dans le deuxième cas le nœud d'attachement est considéré comme un puit de vorticité.

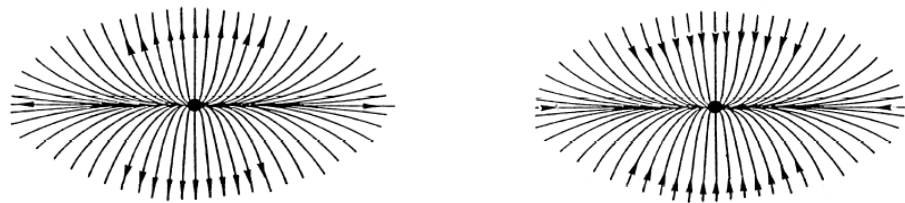


Fig.2.9. (  gauche) Un nœud d'attachement, (  droite) Un nœud de décollement.

Le foyer est un point spiral autour duquel s'entoure une infinité de lignes de frottement sans tangentes communes et sous forme d'un tourbillon. On distingue deux types; un foyer de séparation où la ligne de frottement tourbillonnaire se dirige vers ce foyer et d'attachement avec un mouvement de lignes de frottement vers l'extérieur, loin de ce foyer.

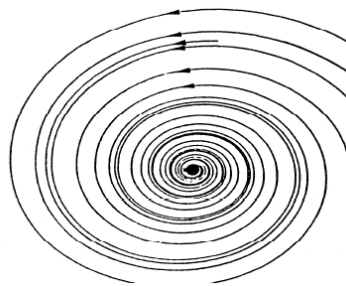


Fig.2.10. Un foyer convergent.

### 7.1.2. Les points selles ou cols:

Le point selle n'est travers  que par deux lignes de frottement. Ces deux derniers ressemblent comme une barrière entre deux zones de lignes de frottement. Dans le cas d'un décollement tridimensionnel, la présence des points singuliers s'accompagnent de lignes de séparation ou plus généralement des surfaces de séparation.



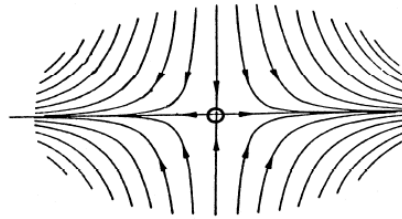


Fig.2.11. Un point selle ou col. [Dél99]

### 7.1.3. Les lignes séparatrices de décollement et d'attachement:

Le point selle joue un rôle primordial dans les décollements tridimensionnels. Il assure la comptabilité entre toutes les lignes singulières. On appelle deux lignes qui commencent par un col et se terminent par un point critique les lignes séparatrices de décollement, et les deux lignes qui démarrent à partir des points singuliers et s'arrêtent au col les lignes séparatrices d'attachement. Lighthill,[Bou06] définit une ligne de décollement comme une ligne de frottement pariétal commençant par le point selle et se terminant par un nœud. Wu,[Bou06] propose une définition pour la surface de séparation qui dit que c'est une surface de courant dont toutes les lignes de courant partent d'un point critique du champ de contraintes pariétales; l'intersection de cette surface avec la paroi donne une ligne de séparation.

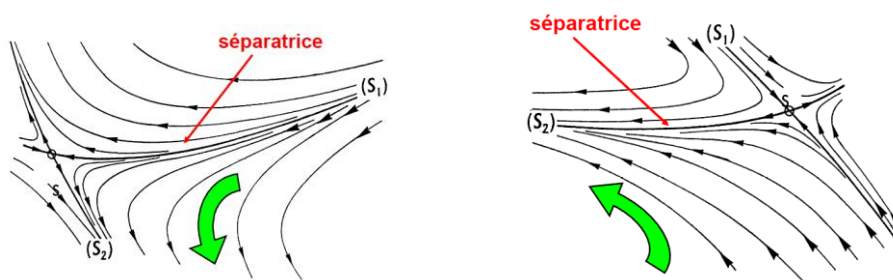


Fig.2.12. (à gauche) Une ligne séparatrice d'attachement, (à droite) Une ligne séparatrice de décollement. [Dél99]

Il existe deux types de décollements tridimensionnels; ouvert et fermé. Dans le décollement ouvert le point singulier de départ est un nœud ou foyer. Si le point de départ est un point selle le décollement est du type fermé. Les décollements ouverts transmettent la vorticité de la paroi vers l'écoulement externe le long de la ligne de décollement. Concernant les décollements fermés, ils s'organisent sous forme de bulbe dans laquelle la vorticité reste

confinée. Expérimentalement, La visualisation d'enduit pariétal peut distinguer entre les endroits de séparation par accumulation d'enduit et celles d'attachement par leur absence.

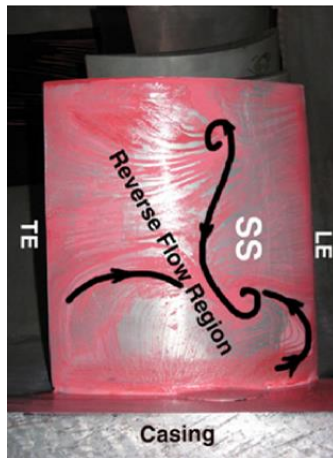


Fig.2.13. Visualisation pariétale des lignes de frottement sur l'extrados d'un stator. (Yu13)

#### 8. Ecoulement en cascade linéaire d'un compresseur axial :

Dès les premiers jours dans l'histoire des compresseurs axiaux et turbines axiales, les industriels traitèrent les écoulements, ayant une nature très compliquée (tridimensionnelle), comme une superposition d'écoulements bidimensionnels afin d'arriver vers une conception plus simple. Deux écoulements peuvent être identifiés : le premier est axisymétrique (lié au repère  $r,z$ ) et est appelé écoulement méridien, le second représenté par une série d'aubes (lié au repère  $\theta,z$ ) est connu sous le nom d'écoulement en cascade ou écoulement aube à aube. Chaque surface de courant cylindrique méridienne coupe les aubes de l'étage du compresseur et produit ainsi un rang circonférentiel d'aubes appelé cascade. Par conséquent, le développement de cette section cylindrique dans le plan  $(x,y)$  donne un nombre infini d'aubes dans la direction  $(y)$  et l'écoulement tridimensionnel est modélisé par ces cascades bidimensionnelles développées dans la troisième direction  $(z)$  limitées par le moyeu et le carter. L'avantage de cette approche simple est de pouvoir appliquer l'équation d'Euler à chaque cascade pour déterminer les triangles de vitesse à l'entrée et à la sortie. La cascade est souvent utilisée pour changer la direction et la pression d'écoulement. De ce fait, le but des industriels est de choisir une forme d'aubage convenable pour faire entrer l'écoulement avec l'angle  $\beta_1$  et de le sortir avec un angle  $\beta_2$  avec un minimum de pertes d'énergie dues aux frottements.

### 8.1. Géométrie et nomenclature des aubes et des cascades :

La figure 2.14 illustre les paramètres géométriques utilisés pour décrire les aubes et les cascades d'un compresseur axial. Les aubes sont définies par la ligne moyenne de cambrure  $y(x)$  autour de laquelle le profil ou la distribution d'épaisseur est imposée. Les angles d'aubes à l'entrée et à la sortie sont limités entre les tangentes de la cambrure moyenne et la direction axiale au niveau du bord d'attaque et bord de fuite, ils sont désignés par  $\phi_1$  et  $\phi_2$  respectivement. L'angle de cambrure décrit la cambrure d'aubage, il est défini comme  $\varphi = \phi_1 - \phi_2$ . De plus, la distance entre le bord d'attaque et le bord de fuite représente ce qu'on appelle la corde  $c$ . Quatre paramètres nécessaires pour décrire une cascade linéaire.

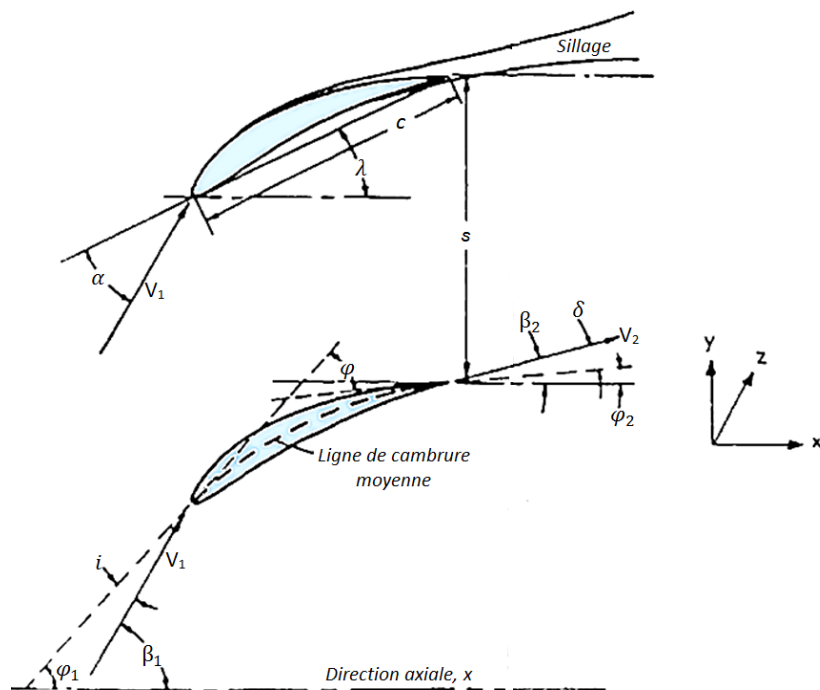


Fig.2.14. Nomenclature de la cascade. [Sah97]

Le premier est la solidité  $\sigma=c/s$ , qui représente le ratio entre la corde et le pas  $s$  (l'espace entre les aubes). Le deuxième est l'angle de calage  $\lambda$ , qui spécifie l'emplacement des aubes dans la cascade et est mesuré entre la corde et la direction axiale. Le troisième paramètre est la forme du profil d'aube, alors que le quatrième s'appelant le ratio d'aspect représente l'envergure d'aubage rapporté à la corde. On constate que les trois premiers sont suffisants pour décrire une cascade bidimensionnelle. En outre, il y a d'autres paramètres liés à l'écoulement dans la cascade. Il existe l'angle d'écoulement ( $\beta$ ) à l'entrée et à la sortie rapporté à la direction axiale. L'angle de déflexion ( $\theta$ ) qui représente le changement dans la

direction d'écoulement entrant et sortant ( $\beta_1-\beta_2$ ). L'angle entre la vitesse d'écoulement et la corde donne la notion de l'angle d'attaque ( $\alpha$ ) ; on peut le trouver aussi en soustrayant l'angle de calage de l'angle d'écoulement entrant ( $\beta_1-\lambda$ ). L'angle d'incidence ( $i$ ) est mesuré entre l'angle d'aube à l'entrée ( $\varphi_1$ ) et l'angle d'écoulement entrant ( $\beta_1$ );  $i= \beta_1- \varphi_1$  , et finalement, l'angle de déviation ( $\delta$ ) qui est mesuré entre l'angle d'aube à la sortie ( $\varphi_2$ ) et l'angle d'écoulement sortant ( $\beta_2$ ) ;  $\delta= \beta_2- \varphi_2$  .

Différentes séries de profils existent dans le domaine des compresseurs axiaux ; on peut citer : les profils NACA 65, les profils de cambrure-arc circulaire, les profils de cambrure arc parabolique, les profils à diffusion contrôlée, ... . Dans notre travail on s'intéresse à la première famille de profils NACA 65. Ce type de profils est dérivé à partir des ailes d'avion conçu par NASA. La désignation de la série NACA 65 est comme suit : NACA 65(x)y où (x) représente 10 fois la valeur du coefficient de la portance d'un profil isolé et (y) est le ratio maximum épaisseur/corde. La procédure pour combiner la ligne moyenne et la distribution de l'épaisseur est montrée en partant de l'aube ci-dessous :

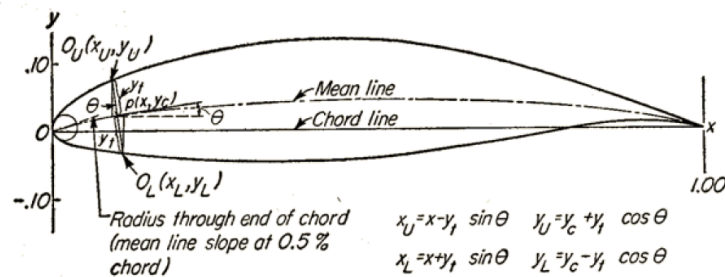


Fig.2.15. Génération de la géométrie d'aubage NACA65. [Abb59]

Si ( $x_u$ ) et ( $y_u$ ) représentent, respectivement, les abscisses et les ordonnées d'un point typique de la surface supérieure du profil et ( $y_c$ ) est l'ordonnée du point typique de la ligne moyenne, les coordonnées de l'extrados sont données par les relations suivantes :

$$\begin{aligned} x_U &= x - y_t \sin \theta \\ y_U &= y_c + y_t \cos \theta \end{aligned} \quad (2.15)$$

Alors que ces autres relations permettent de trouver les coordonnées de l'intrados :

$$\begin{aligned} x_L &= x + y_t \sin \theta \\ y_L &= y_c - y_t \cos \theta \end{aligned} \quad (2.16)$$

La ligne moyenne de la cambrure désirée est obtenue par la multiplication des ordonnées de la ligne de la cambrure liée à un profil isolé possédant un coefficient de portance égal à 1.

## 8.2. Paramètres de performance des cascades :

L'analyse de la grille d'aubes est basée sur des paramètres de performance tels que le coefficient ( $C_L$ ), le coefficient de traînée ( $C_D$ ), le coefficient de pression ( $C_p$ ),... Pour exprimer ces paramètres on se réfère à la figure où l'écoulement est considéré comme incompressible, stationnaire et uniforme sur les faces (1) et (2) du volume de contrôle (abcd).

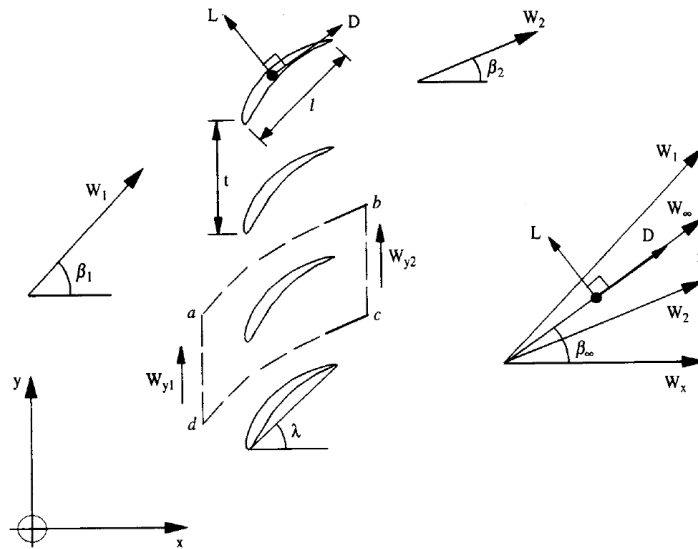


Fig.2.16. Une cascade 2D d'un compresseur axial [Lew96].

Pour simplifier l'analyse, on choisit les faces (ab) et (dc) coïncidant avec les lignes de courant et les faces (ad) et (bc) parallèles à l'axe (y) et dont la longueur est l'espacement (s) entre deux aubes. Généralement le fluide passant à travers le volume de contrôle est défecté avec l'angle  $\theta = \beta_1 - \beta_2$ , produit par conséquent une force de portance **L**. En revanche, il existe une force produite par l'effet des frottements visqueux le long de la surface d'aube appelée la traînée **D**. Ces frottements visqueux peuvent être évalués par les pertes de pression totale  $\Delta p_0$ . Dans ce qui suit, il est nécessaire de citer les différents paramètres de performance décrivant la cascade linéaire schématisée dans la figure ci-dessus.

### 8.2.1. Coefficient de traînée et coefficient des pertes totales :

Le coefficient de traînée ( $C_D$ ) est exprimé par [Lew96] :

$$C_D = \frac{D}{\frac{1}{2} \rho W_\infty^2} = \varpi \frac{s}{c} \frac{\cos^3 \beta_\infty}{\cos^2 \beta_1} \quad (2.17)$$

Le coefficient des pertes de pression totale  $\varpi$  est rapporté à la vitesse d'entrée  $W_1$  en amont de la cascade où il prend la forme  $\Delta P_0 / \frac{1}{2} \rho W_1^2$ .

$W_\infty$  est la vitesse moyenne qui correspond à l'angle  $\beta_\infty$  exprimé en fonction des angles d'écoulement à l'entrée et à la sortie  $\beta_1$  et  $\beta_2$  par la relation  $\beta_\infty = \arctg \left( (tg \beta_1 + tg \beta_2) / 2 \right)$ .

Evidemment, on peut exprimer les pertes visqueuses soit par le coefficient de traînée  $C_D$  soit en utilisant le coefficient des pertes totales  $\varpi$ .

### 8.2.2. Coefficient de portance et angle de déflexion :

De même, le coefficient de portance ( $C_L$ ) s'écrit comme suit [Lew96] :

$$C_L = \frac{L}{\frac{1}{2} \rho W_\infty^2} = 2 \frac{s}{c} (tg \beta_1 - tg \beta_2) \cos \beta_\infty - C_D tg \beta_\infty \quad (2.18)$$

On constate que la présence des forces de frottement mène à une diminution dans le coefficient de portance ( $C_L$ ) et ce dernier est influencé par le terme  $(tg \beta_1 - tg \beta_2)$  qui est lié à la déflexion d'écoulement  $(\beta_1 - \beta_2)$  d'où la possibilité d'évaluer l'état de chargement des aubages en utilisant les deux coefficients de portance ( $C_L$ ) ou l'angle de déflexion ( $\theta$ ). De plus, Le coefficient ( $C_L$ ) dépend linéairement du ratio  $(s/c)$ , c'est un paramètre géométrique important avec lequel les industriels peuvent aussi contrôler le chargement sur aubages.

### 8.2.3. Coefficient de pression :

On peut évaluer les performances de la cascade par un autre paramètre appelé le coefficient de pression (CP) afin de traduire l'augmentation de pression statique à travers la cascade. En partant de la figure 2.16 et l'équation de Bernoulli en combinaison avec l'équation de continuité, entre les deux stations (1) et (2), on trouve que :

$$C_p = \frac{P_2 - P_1}{\frac{1}{2} \rho W_1^2} = \left( 1 - \frac{\cos^2 \beta_1}{\cos^2 \beta_2} \right) - \varpi \quad (2.19)$$

## 9. Sources de pertes dans un compresseur axial :

Les écoulements dans les compresseurs sont les plus compliqués dans le domaine de la mécanique des fluides appliquée, d'une part par sa géométrie et d'autre part par la nature

physique des écoulements. Les effets de la viscosité et de la turbulence jouent un rôle très important sur les performances des compresseurs. Des pertes associées aux effets visqueux permettent de dégrader l'efficacité des compresseurs par l'augmentation des pertes de pression totale et la diminution des taux de compression. En outre, le développement des couches visqueuses produisent un blocage d'écoulement qui limite les performances de la machine. Dans les compresseurs ce blocage est traduit par une réduction de section de passage de telle sorte, à une vitesse de rotation constante, une diminution apparaît au niveau du débit massique et du taux de compression et le système de compression mène à une instabilité circumférentielle appelée décrochage tournant. Si le débit massique diminue au dessous d'une valeur critique (correspond à un pic du taux de compression), le décrochage tournant se transforme en une instabilité axiale plus grave nommée pompage. Il existe aussi l'effet des écoulements instationnaires qui peut se trouver dans plusieurs étages comme dans un étage unique. En effet, les couches limites et les sillages développés dans un système formé par des roues mobiles et autres fixes génèrent un écoulement instationnaire sur les aubes des roues ultérieures en provoquant des vibrations sur les aubages et une source de bruit. Donc on peut dire que, les performances aérodynamiques, mécanique, acoustique, ainsi que la fiabilité et la vie des machines sont influencées par les effets visqueux.



Fig.2.17. Rotor et stator d'un compresseur axial.

Les études menées par les chercheurs dans le domaine des turbomachines et les applications des compresseurs axiaux, pour évaluer les pertes et l'efficacité des machines, sont classifiées en deux catégories ; la première classe représente les pertes bidimensionnelles liées uniquement aux machines à écoulement axial. Cette classe s'intéresse aux pertes associées aux couches limites développées sur les aubes, les

interactions onde de choc-couche limite (si l'écoulement est transsonique ou supersonique), aux décollements et aux sillages. Une deuxième classe plus compliquée identifie les pertes tridimensionnelles ; on peut citer par exemple, les pertes dues aux couches limites sur les parois (moyeu et carter) et aux tourbillons des écoulements secondaires. Pour plus de détails on peut consulter la célèbre référence de turbomachines de Lakshiminarayana [Lak96]. Les différentes causes des pertes énergétiques dans une roue d'un compresseur axial sont illustrées dans la figure 2.18.

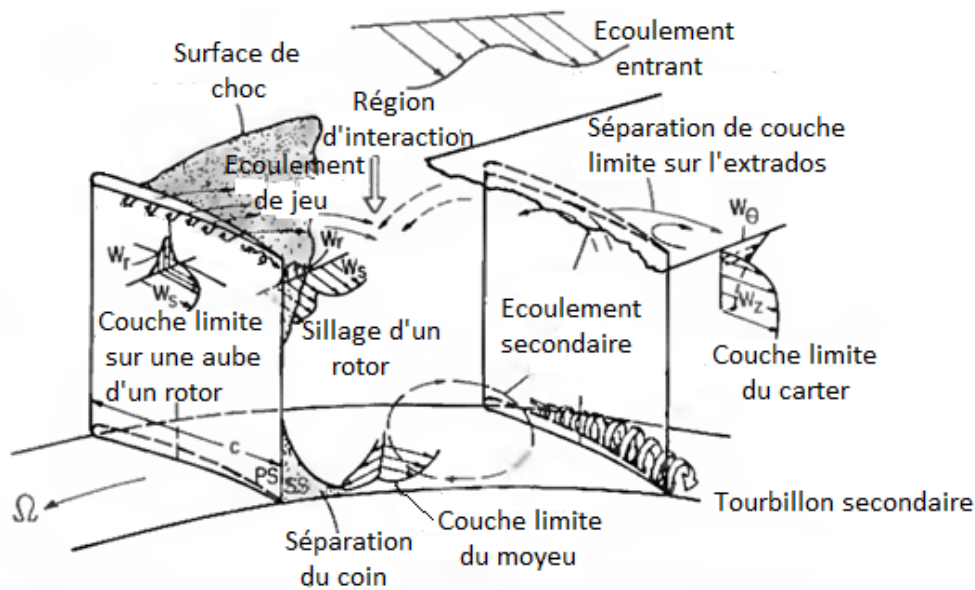


Fig.2.18. Schéma représentatif des différentes causes des pertes énergétiques dans une roue d'un compresseur axial [Lak96].

### 9.1. Pertes de profil (profile loss) :

Ce type de pertes est lié intimement au développement de couche limite sur l'aubage, du décollement de couche limite sur l'extrados et du sillage produit en aval du bord de fuite. Ces trois facteurs sont qualifiés de zones à déficit de vitesse, d'où la source de pertes provient. A la traversée des aubages d'un compresseur, la compression est accompagnée d'un ralentissement d'écoulement qui conduit vers un éventuel décollement si la charge sur l'aubage est importante. Pour optimiser ce ralentissement, il faut contrôler la déflexion d'écoulement, soit par la diminution de l'incidence, c'est-à-dire diminuer l'angle  $\beta_1$  à l'entrée de la grille, soit d'augmenter l'angle de sortie  $\beta_2$ . Il est clair que l'augmentation de déflexion mène à une diffusion importante. Cette diffusion peut être exprimée par la



relation simple dite de Haller; c'est un rapport des deux vitesses entre l'amont et l'aval de cascade qui traduit également le ralentissement d'écoulement :

$$\frac{W_2}{W_1} = \frac{V_{a2} \cos \beta_2}{V_{a1} \cos \beta_1} \quad (2.20)$$

Pratiquement, les limites inférieures du ratio  $(W_2/W_1)$  à ne pas dépasser pour éviter les décollements sont 0.7 pour les redresseurs et 0.65 pour les rotors. Il existe un paramètre plus performant appelé facteur de diffusion (DF) développé par Lieblein, [Lew96] pour un profil isolé. Ce facteur exprime la diminution de vitesse sur l'extrados  $(W_{\max} - W_2)$  rapportée à la vitesse d'entrée  $W_1$ . Mais comme la valeur de la vitesse maximale nécessite la connaissance du champ d'écoulement, une série d'améliorations s'est effectuée pour trouver que le facteur de diffusion n'inclut pas dans sa forme le terme de vitesse maximale et donc le facteur de diffusion s'exprime comme suit:

$$DF = 1 - \frac{V_2}{V_1} + \frac{\Delta W_\theta}{2W_1} \frac{s}{c} \quad (2.21)$$

ou également avec les angles d'écoulement entrant et sortant comme suit:

$$DF = 1 - \frac{\cos \beta_1}{\cos \beta_2} + \frac{s}{c} \frac{\cos \beta_1}{2} (\operatorname{tg} \beta_1 - \operatorname{tg} \beta_2) \quad (2.22)$$

Le décrochage (stall) chez Lieblein correspond au double des pertes minimales avec un facteur de diffusion  $DF = 0.6$ .

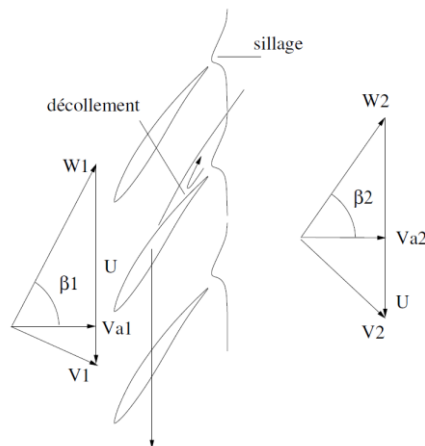
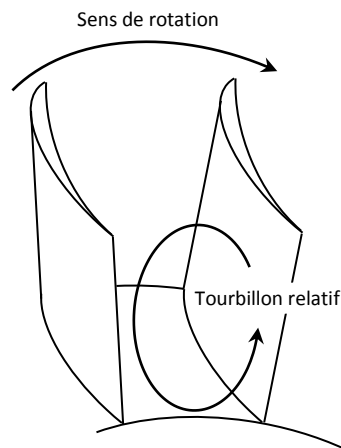


Fig.2.19. Coupe transversale d'une grille d'aube d'un compresseur axial

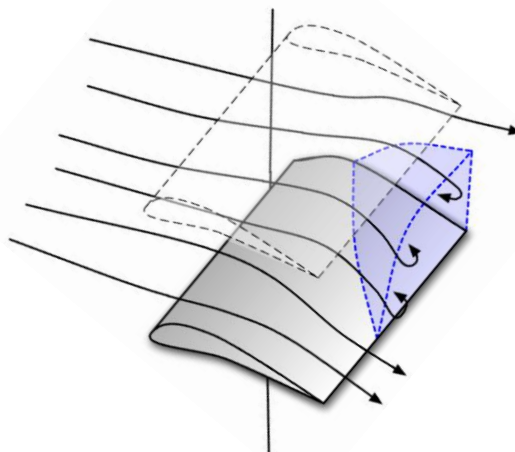
## 9.2. Pertes liées aux écoulements secondaires (secondary flow losses):

Les écoulements secondaires sont illustrés en détail dans le paragraphe (5) qui traite de la couche limite tridimensionnelle. On peut ajouter ici qu'il y a des effets indirectes produisant des pertes importantes dûes à certains phénomènes tels que la formation de décollement de coin ( on va étudier ce phénomène dans le dernier chapitre) et l'interaction des écoulements secondaires avec les couches limites développées sur les parois (moyeu et carter) et les aubes.



**Fig.2.20.** Ecoulements secondaires entre deux aubes d'un compresseur axial.

Le paramètre de diffusion utilisé ici est développé par Lei et al [Lei08] pour caractériser, dans les situations (3D), au sein des compresseurs axiaux, la séparation de coin produite sous l'effet combiné du gradient de pression défavorable et des écoulements secondaires. Ils ont trouvé qu'un seuil critique existe, de valeur  $0.4 \pm 0.05$ , pour identifier les configurations décollées et non décollées et par conséquent les auteurs donnent la naissance à un critère important pour les séparations tridimensionnelles. La suggestion proposée par Lei [Lei08]



**Fig.2.21.** Décollement de coin

consiste à décomposer le passage entre les aubes en un diffuseur rectangulaire et un canal courbé. Sachant que l'angle d'entrée  $\beta_1$  est défini seulement par les conditions amonts et que l'angle de sortie dépend de plusieurs paramètres ( $\beta_1, \lambda, \sigma, \dots$ ) [Hill92], l'écoulement sortant ne suit pas la surface d'aubage et tend à se dévier par les effets visqueux. Lei suppose, dans son analyse que les effets visqueux sont négligés et par conséquent le coefficient de pression statique est idéal et est donné par :

$$C_{p_i} = 1 - \left( \cos \beta_1 / \left[ \cos \left( \lambda - \frac{\varphi}{2} \right) \right] \right)^2 \quad (2.23)$$

On constate que la distance sur laquelle la pression statique augmente et donne un gradient de pression défavorable est le paramètre qui gouverne le décollement de couche limite. En utilisant la corde comme une longueur caractéristique, le gradient de pression est défini comme suit :

$$\frac{dC_{p_i}}{dx} = \frac{1 - \left( \cos \beta_1 / \left[ \cos \left( \lambda - \frac{\varphi}{2} \right) \right] \right)^2}{c} \quad (2.24)$$

Concernant la deuxième composante qui représente le canal courbé, Lei affirme que la théorie des écoulements secondaires propose une proportionnalité entre l'intensité des écoulements secondaires et le produit de l'angle de déflexion par la largeur du canal. Le paramètre qui caractérise cette intensité dans ce cas est :

$$v_s = s \left( \beta_1 - \lambda - \frac{\varphi}{2} \right) \quad (2.25)$$

Finalement, il exprime le paramètre D qui peut quantifier l'effet combiné par le gradient de pression adverse et les écoulements secondaires et qui gouverne la formation du décollement de coin par la relation suivante : [Lei08]

$$D = \frac{\left[ 1 - \left( \cos \beta_1 / \left[ \cos \left( \lambda - \frac{\varphi}{2} \right) \right] \right)^2 \right] \left( \beta_1 - \lambda + \frac{\varphi}{2} \right)}{\sigma} \quad (2.26)$$

### 9.3. Pertes à travers les jeux (clearance losses) :

Il est nécessaire de laisser un jeu entre la coupe de tête d'aubage tournante et le carter pour permettre la rotation d'aube. Or, ce jeu représente l'endroit d'une fuite d'un débit d'air causée par la différence de pression entre l'extrados et l'intrados. L'écoulement de jeu influe négativement sur la charge de l'aubage, de plus il se transforme en un tourbillon en aval en impactant directement sur la rangée suivante. Deux paramètres essentiels pour contrôler les pertes à travers les jeux ; la hauteur de jeu et la charge d'aube. L'écoulement de jeu existe aussi au niveau de stator entre la coupe de pied d'aube et le moyeu.

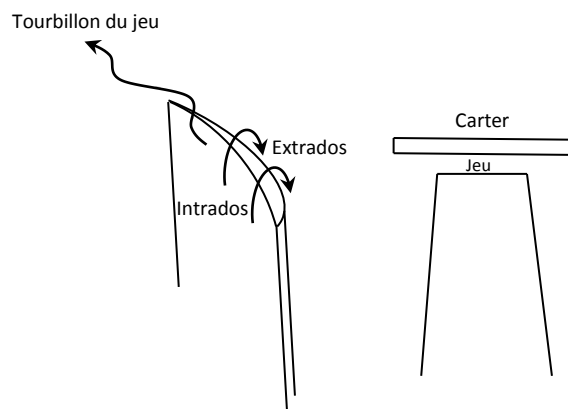


Fig.2.22. l'écoulement de jeu dans un compresseur axial.

### 9.4. Pertes dues aux couches limites du moyeu et carter (endwall losses) :

Ces pertes sont générées par la formation des couches limites sur les parois représentant le moyeu et le carter. L'épaississement de ces couches limites associé avec les effets de mélange et les mécanismes de dissipation augmentent le niveau des pertes. D'après [Lak96], les pertes dues aux phénomènes des parois, de jeu et des écoulements secondaires représentent approximativement de 50-70% des pertes totales.

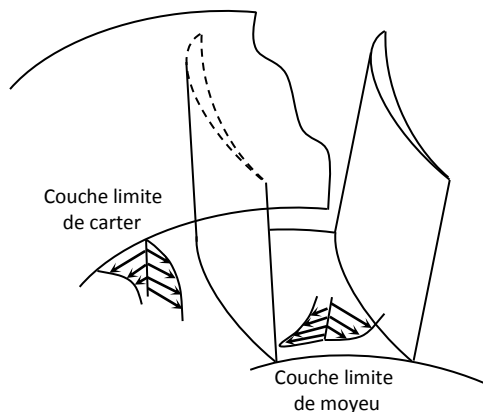


Fig.2.23. Couches limites développées sur le moyeu et le carter d'un compresseur axial.

### 9.5. Pertes par chocs (shock losses) :

Si le compresseur est transonique ou supersonique la formation des ondes de choc est évidente. Les ondes de choc se forment au bord d'attaque ou à l'intérieur du passage entre les aubes. A travers l'onde de choc des pertes de pression totale se produisent et une interaction entre l'onde de choc et la couche limite se révèle et pour laquelle des pertes additionnelles sont tenues en considération. En fait, le saut brusque de la pression statique lors des écoulements transoniques et supersoniques mène à un épaissement de la couche limite et/ou une séparation d'écoulement. Pour éviter une telle séparation, un dessin convenable d'extrados peut réduire l'intensité de choc avant l'impact. On peut noter que ce type de pertes n'appartient pas à notre étude car l'écoulement considéré est subsonique.

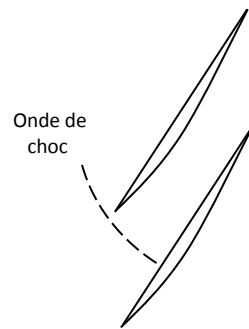


Fig.2.24. Aubages accompagnés d'une onde de choc.

### 10. Conclusion :

Dans ce chapitre on a réuni les éléments nécessaires pour pouvoir analyser, dans les chapitres suivants, l'écoulement dans une cascade linéaire d'un compresseur axial. On a illustré la notion de couche limite et sa liaison avec les écoulements visqueux, la turbulence et comment remédier au problème de fermeture en comprenant fondamentalement le comportement des écoulements au sein de couches limites bidimensionnelles, les écoulements secondaires et le développement de la couche limite tridimensionnelle, la différence entre le décollement développé en situation 2D et celle développé en 3D, les outils nécessaire pour décrire topologiquement l'écoulement en 3D, les caractéristiques d'une cascade linéaire et leur paramètres de performance ainsi que les pertes dûes au passage des fluides à travers ces cascades.

## Chapitre II

### Etat de l'art

### Techniques de contrôle des décollements

#### 1. Introduction :

On essaye, dans ce chapitre, d'exposer quelques fameuses techniques de contrôle à partir de travaux de recherche menés dans la perspective des applications turbomachines et en particulier les compresseurs axiaux.

#### 2. Principe de contrôle de décollement :

Pour manipuler les écoulements et éviter l'apparition des décollements on doit chercher comment agir sur la couche limite et arriver à redresser les profils de vitesse creusés. Plusieurs idées dans le domaine de contrôle des décollements ont été proposées dans le but de renforcer les filets fluides dont l'énergie est dégradée. A travers ces idées, on peut jouer sur le côté fluide, en fournissant, par exemple, une énergie supplémentaire de façon à interposer entre la paroi solide et les filets usés une nouvelle couche fluide pleine d'énergie (soufflage), ou en remplaçant les filets usés par d'autres ne présentant pas une dégradation énergétique en les évacuant à travers la paroi et par conséquent on constate que des filets fluides saints viennent de se mettre en contact avec la paroi (aspiration). Comme on peut influencer l'écoulement par le côté solide, en modifiant, par exemple, la forme de la paroi pour assurer un gradient de pression favorable (optimisation de la forme aérodynamique de la paroi), ou en affectant un mouvement à la paroi solide ce qui donne une nouvelle quantité de mouvement au fluide en proche paroi par l'effet de non glissement (paroi mobile).

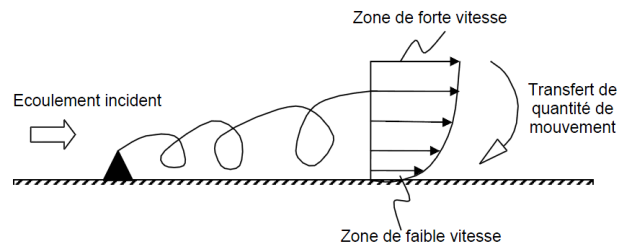
Généralement, l'ensemble des stratégies de contrôle est décomposé en trois catégories :

- Les systèmes passifs où l'usage est sans ajout extérieur d'énergie et la manipulation est considérée comme gratuite,
- Les systèmes actifs qui exigent un apport énergétique extérieur,
- Et les systèmes hybrides qui représentent une combinaison entre les systèmes passifs et actifs.

### 3. Méthodes passives :

#### 3.1. Contrôle par générateurs de vortex :

Cette méthode de contrôle repose sur l'utilisation de petits obstacles distribués transversalement sur les parois solides en amont du point du décollement. En général, les obstacles utilisés possèdent la forme d'un prisme ou d'un corps profilé. Le générateur de vortex fut utilisé la première fois par Taylor en 1947 [Sch79], pour prévenir les diffuseurs de la soufflerie du phénomène de décollement de la couche limite. Ensuite, en 1950, une étude sur les générateurs de vortex est développée par Schubauer et Spangenberg [Sch60], en les mettant sur des surfaces portantes dans plusieurs applications aéronautiques afin de contrôler le décollement et réduire la traînée dans la couche limite turbulente. Le principe



*Fig.2.1.Principe de fonctionnement d'un générateur de vortex passif.*



*Fig.2.2.Générateur de vortex passif sur une bosse dans une soufflerie.*

d'influence d'un générateur de vortex est de faire créer un tourbillon pour transférer le fluide à faible énergie près de la surface vers l'écoulement principal, et de porter le fluide à haute énergie à partir de l'écoulement principal vers la surface. Ce tourbillon permet donc d'énergiser la zone à proximité de la paroi et contrer le gradient de pression défavorable. Un autre mécanisme introduit par le générateur de vortex est d'exciter les ondes d'instabilité pour arriver à une transition vers la turbulence, ce qui permet de réduire la taille des zones de séparation, (fig.2.1 et fig.2.2).

Une investigation très récente applique le principe de générateur de vortex pour contrôler les effets indésirables des écoulements secondaires et en particulier le décollement de coin dans une cascade linéaire hautement chargée d'un compresseur axial. Cette étude expérimentale et numérique est menée par Hergt et al [Her13]. L'expérience a été réalisée dans une soufflerie à vitesse élevée avec un nombre de Mach  $M=0.66$  et un nombre de Reynolds rapporté à la corde  $Re=0.6 \times 10^6$ . Le rapport d'aspect  $h/c$  et le pas relative  $t/c$  de la cascade

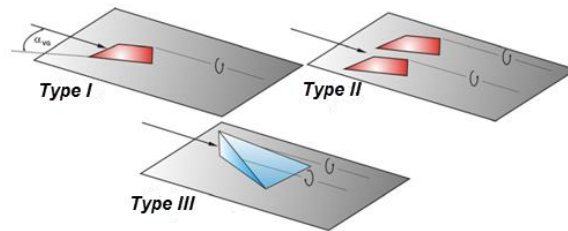


Fig.2.3.a. Les types des GV.

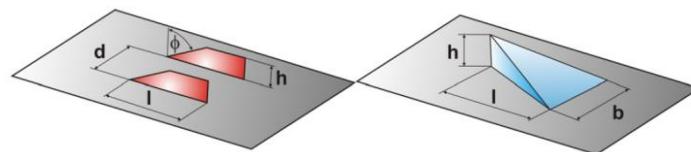


Fig.2.3.b. Paramètres géométriques des GV.

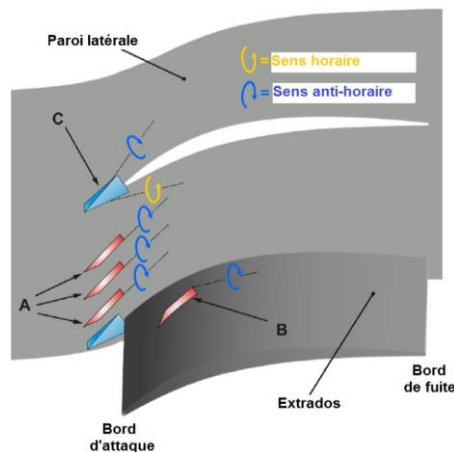


Fig.2.3.c. Les différentes positions des GV dans une cascade d'un compresseur axial.

prennent les valeurs 1 et 0.55, respectivement, avec une corde  $c=44\text{mm}$ . L'angle de calage  $\beta_s$  est fixé par la valeur  $105.2^\circ$ . Sur une plage d'opérabilité comprise entre  $\beta_1=126^\circ$  et  $\beta_1=138^\circ$ ; où  $\beta_1$  est l'angle d'écoulement entrant, ils ont testé l'effet de trois types de générateurs de



vortex, fig.2.3.a, avec différentes formes géométriques, fig.2.3.b, en les mettant à des endroits différents dans la cascade, fig.2.3.c. Concernant les types de GV utilisés dans cette investigation et d'après la figure 2.3.a, on distingue :

Le GV type I: c'est un seul appendice qui peut produire un seul tourbillon.

Le GV type II: ce sont plusieurs appendices qui provoquent une série de tourbillons co-rotatifs.

Le GV type III: il produit un couple de tourbillons contre-rotatifs.

Quatre configurations de GV sont analysées : A (GV sur la paroi latérale en amont de la zone inter-aube), B (GV sur l'extrados), AB (combinaison de A et B) et C (GV sur la paroi latérale en amont du bord d'attaque).

La géométrie du GV est basée sur un ratio  $l/h=9$  pour les deux configurations A et B, et  $d/h=5.5$  pour la configuration B. Quant à la configuration C trois versions ont été utilisé :  $(l/h=2, b/h=3)$ ,  $(l/h=2, b/h=4)$  et  $(l/h=3, b/h=6)$ .

Les résultats montrent que l'application du GV, au point nominal, mène à un rétrécissement de la zone qui englobe l'écoulement inverse et les écoulements secondaires accumulés sur l'extrados et par conséquent une amélioration dans la qualité d'écoulement de coin est marquée dans les configurations contrôlées et d'une façon plus remarquable dans le cas A/B. Dans les figures ci-dessous la ligne de séparation  $SL_3$  illustre cette amélioration.

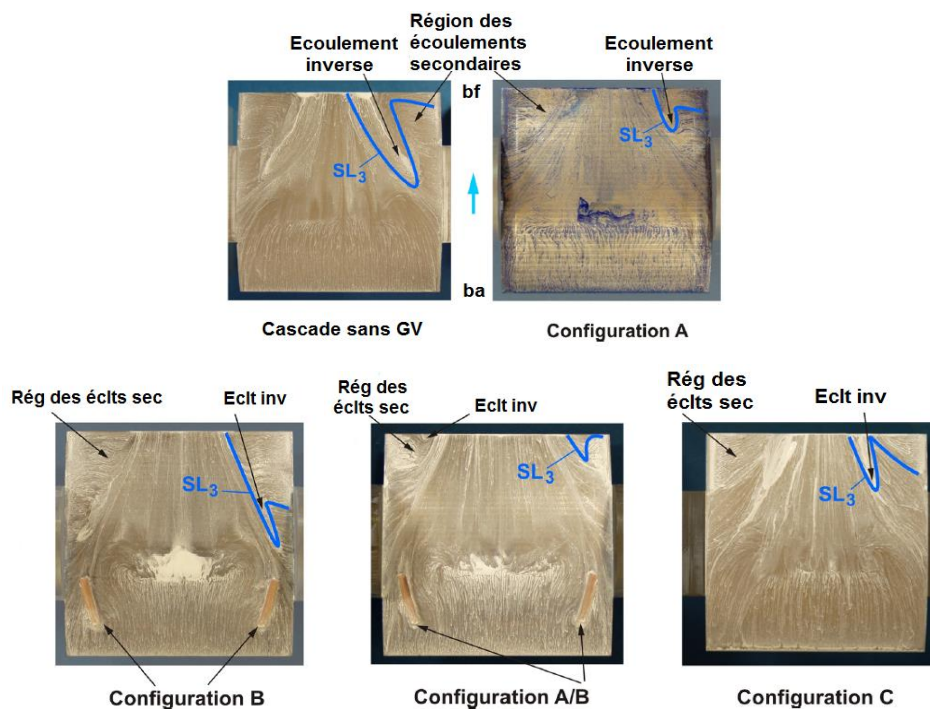


Fig.2.4. Visualisation pariétale des lignes de frottement sur l'extrados des configurations étudiées.

En revanche, la diminution des pertes de pression totale prend les valeurs 4.6%, 1.1%, 2.2% et 9% pour les configurations A, B, A/B et C, respectivement. La figure 2.5 montre que la configuration A/B assure une diminution maximale des pertes totales par rapport au cas sans contrôle dans la zone mi-envergure (numérotée 1) ( $z/h$  varie de 0.2 à 0.5) et un niveau maximal d'augmentation des pertes en se dirigeant vers la paroi latérale (numérotée 2) ( $z/h=0$  à 0.2). Par contre, la configuration C marque une légère augmentation des pertes dans la zone (2) et une diminution modérée des pertes dans la zone (1) ce qui justifie que la configuration C possède le meilleur comportement des pertes (les pertes se réduisent d'environ 9%).

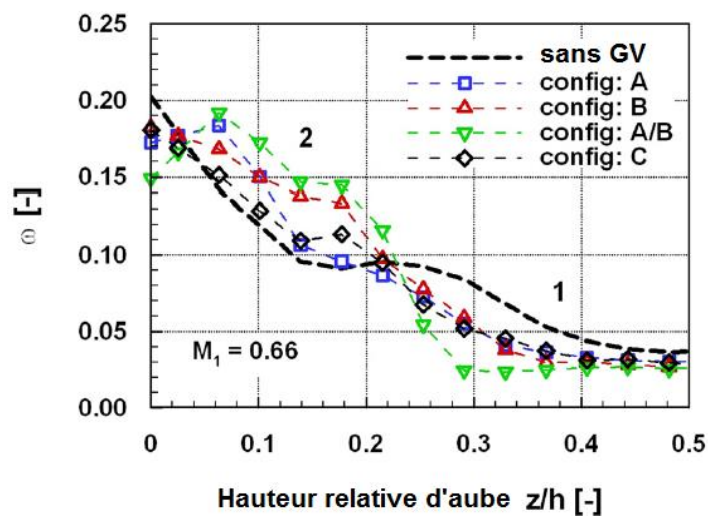
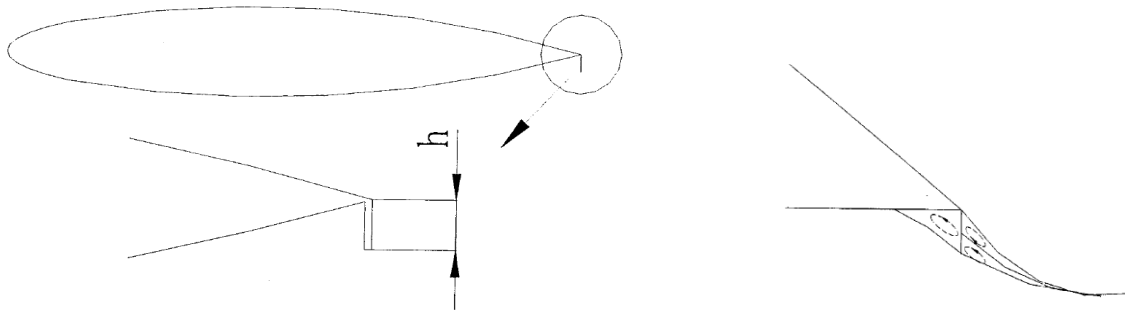


Fig.2.5. Distribution des pertes totales pour toutes les configurations testées au plan localisé à  $0.4c$  en aval du bord de fuite

En outre, les performances de la cascade sur la plage de fonctionnement citée auparavant sont améliorées en utilisant les différentes configurations du GV ce qui conduit à déplacer la ligne de décrochage à des angles d'incidence plus élevés.

### 3.2. Contrôle par volet de Gurney :

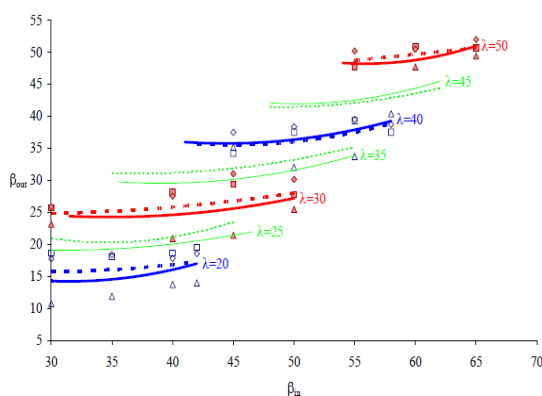
Le volet de Gurney est une plaque plane de petite hauteur, orientée perpendiculairement à l'écoulement et attachée à l'intrados au niveau de bord de fuite, (fig.2.6). Le rôle de ce volet est d'augmenter la cambrure effective du profil et de faire tourner l'écoulement amont, ce qui conduit d'après les études [Bye02, Gig95 et Li02], à une amélioration considérable de la portance avec seulement une petite augmentation de la traînée, à condition que la hauteur du volet reste en dedans de la couche limite.



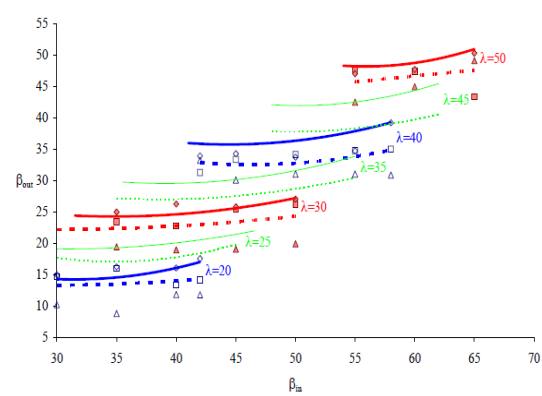
**Fig2.6.** (à gauche) Configuration du volet de Gurney, (à droite). Ecoulement au niveau de bord de fuite avec un volet de Gurney. [Gig95]

Plusieurs études sur le profil d'aile utilisent le volet de Gurney comme un moyen simple pour améliorer les caractéristiques aérodynamiques et contrôler le décollement de la couche limite. On peut citer parmi ces travaux :

Myose et al [Myo06] examine l'effet du volet de Gurney dans une cascade linéaire d'un compresseur axial de type NACA 65(12)10 avec une solidité ( $\sigma=C/S=1.5$ ) et un faible nombre de Reynolds de 16000 rapporté à la corde d'aube. La longueur de volet est égale à 2% de la corde. Ce travail est exécuté sur une table à eau où le résultat obtenu représente uniquement l'angle d'écoulement sortant, (fig.2.9.a). Les triplettes (angle entrant  $\beta_i$ , angle sortant  $\beta_{ii}$ , angle de calage  $\lambda$ ) enregistrées à partir de la table de visualisation d'écoulement, pour les deux cas sans et avec contrôle, peuvent aboutir à un ensemble de courbes représentées sur les figures 2.7 et 2.8. Ces courbes sont comparées avec celles de la littérature (résultats sans contrôle de

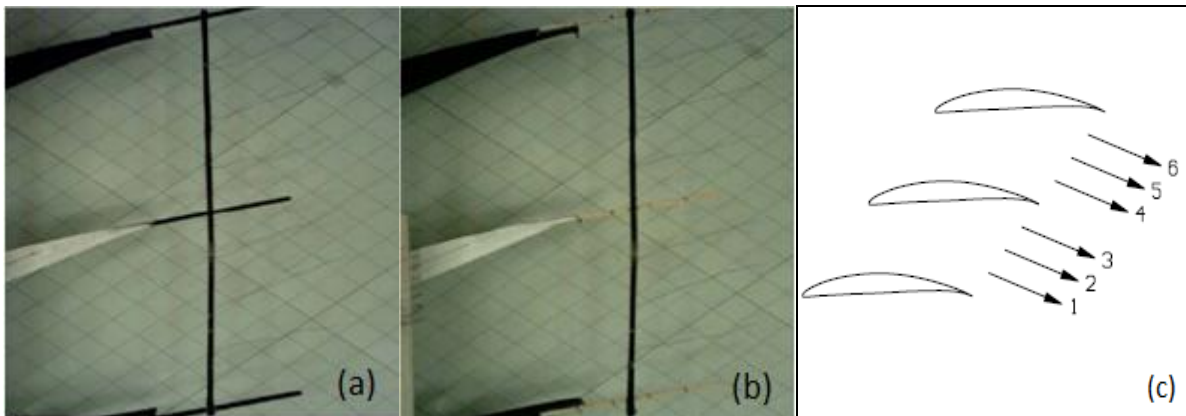


**Fig.2.7.** Comparaison entre les résultats sans contrôle entre l'auteur (----) et littérature (\_\_\_). [Myo06]



**Fig.2.8.** Comparaison entre les cascades, avec contrôle de l'auteur (----) et sans contrôle de la littérature (\_\_\_). [Myo06]

Hill et Peterson, même cascade de Myose mais avec un nombre de Reynolds  $R_e=250000$ ) pour identifier les zones décrochées et non décrochées. Le type de la table de visualisation utilisé dans cette étude ne permet de donner aucune information concernant les pertes de pression totale associée à cette cascade. Dans les figures ci-dessus (fig.2.7) et (fig.2.8), les lignes continues représentent les résultats de la cascade sans contrôle tirés de la littérature, tandis que les lignes discontinues expriment l'angle de sortie mesuré à partir des six positions à la sortie de la grille d'aube, (fig.2.9.c). Les résultats montrent que le volet de Gurney aide à énergiser l'écoulement et supprimer le décrochage sous les grands angles d'incidences.



**Fig.2.9.** Table de visualisation pour capter l'angle de sortie ;  
 (a) Sans volet de Gurney, (b) Avec volet de Gurney, (c) les six positions de mesure. [Myo06]

### 3.3. Contrôle par aubages doublés ou tandem :

Une autre solution passive de contrôle semble plus adaptée aux applications turbomachines ; c'est le contrôle par aubages doublés (tandem). L'aube principale est découpée en deux, ces dernières sont décalées l'une de l'autre de façon à ce que le fluide entre au niveau du premier intrados, à travers la zone inter aubes, puis ressort de l'autre coté au niveau du deuxième extrados, en alimentant les filets fluides usés par une nouvelle quantité de mouvement qui aide à réduire voire éliminer le décollement, (fig.2.11). Ce type de contrôle est utilisé juste dans le cadre des compresseurs axiaux. En effet, le taux de compression par étage d'un compresseur axial est contraint par le phénomène de détachement de couche limite sur l'extrados. L'une des méthodes pour atténuer la zone de détachement est l'emploi de ce type d'aubage décomposé en deux (tandem blades). Le concept de base est de laisser le fluide s'écouler à travers le jeu qui existe entre les deux

aubes afin de produire une nouvelle couche limite plus énergisée sur la deuxième aube. Cette technique de contrôle passif permet d'augmenter la charge sur l'aubage sans faire apparaître une large zone de décollement, (fig.2.10).

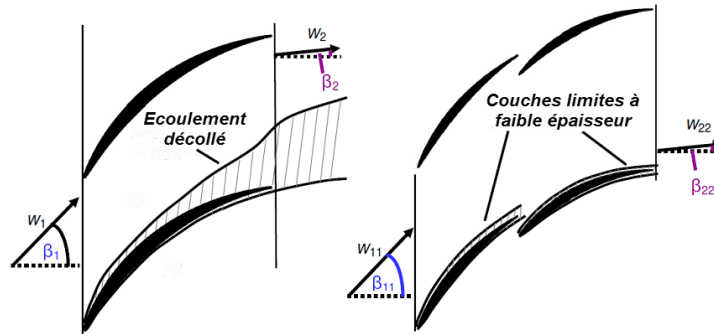


Fig.2.10. (gauche) Profil bidimensionnel d'une cascade simple hautement chargée, (droite) Ecoulement contrôlé par une cascade tandem. [McG05]

D'après différentes publications, la cascade tandem des compresseurs axiaux est étudiée sur une large plage de nombre de mach, en subsonique [Sah97], transsonique et même supersonique [Sak03], de plus elle est appliquée sur le stator ainsi que sur le rotor [McG05]. En effet, l'application la plus importante de la cascade tandem est localisée au niveau du stator du dernier étage qui représente l'OGV (Outlet Guide Vanne) où se manifeste un grand tourbillon à la sortie. Les études menées par Smed et al [Sme92] indiquent que la configuration tandem est un outil très efficace pour supprimer le grand tourbillon à la sortie du compresseur et obtenir une pression statique maximale à l'entrée du diffuseur annulaire en amont de la chambre de combustion.

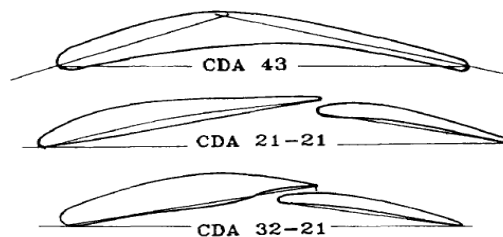


Fig.2.11. Profils d'aube utilisés dans l'investigation de Roy et Saha. [Sah97]

Des approches expérimentales, analytiques et numériques sont utilisées pour comprendre l'écoulement dans la cascade tandem. Saha et Roy [Sah97] examine l'effet de la configuration tandem à travers une investigation expérimentale sur une cascade à faible vitesse ( $M=0.06$ ) et

avec un nombre de Reynolds égale à  $1.36910^5$ . Trois types d'aubages, à diffusion contrôlée (CDA), sont utilisées dans cette investigation ; une aubage unique (CDA43) et deux aubages type tandem (CDA21-21) et (CDA32-21), (fig.2.11).

La cascade tandem (CDA32-21) est configurée à partir d'une aube CDA à profil épais et cambrure  $43^\circ$ , positionnée en avant, suivie par une autre aube CDA avec échelle réduit et cambrure  $21^\circ$  située en arrière. Le rôle de cette nouvelle cascade développée (CDA32-21) est d'augmenter la déflexion sur une plage d'opérations plus large par rapport aux deux cascades, à aubages unique (CDA43) et tandem (CDA21-21), en profitant, d'une part, des caractéristiques de la diffusion contrôlée sur l'aube et d'autre part, de la disposition des aubes en tandem, avec un ratio d'aspect (envergure/corde) similaire.

A partir des résultats de cette investigation expérimentale, où l'attention est focalisée sur le comportement d'écoulement au niveau de la surface d'aube et du sillage, l'évaluation des caractéristiques de performance de la cascade ( $C_p$ ,  $DF$ ,  $\varpi$ ,...) montre que la déflexion d'écoulement est améliorée de  $5^\circ$  par rapport au cascade à aubage unique, de plus le potentiel de (CDA 32-21) pour contrôler l'écoulement est observé sur une plage d'angles d'incidence varie de  $\alpha = 5^\circ$  à  $30^\circ$  avec des pertes acceptables sur cette plage. Ce qui indique que la nouvelle cascade tandem (CDA32-21) est plus performante que les deux autres cascades. La raison de cet effet positif réside dans l'écoulement énergisé, qui est bien guidé par la tuyère, formée entre les aubes, et la grande épaisseur, du bord d'attaque de l'aube avant, relative à la corde totale (l'aube mince, à rayon de bord d'attaque faible, est caractérisée par une plage d'incidences étroite).

Gustavo canon [Can04] s'intéresse au mécanisme d'interaction entre les deux rangées d'aubes en situation tandem, ainsi que leur effet sur le contrôle de séparation en variant la position relative entre les aubes par les déplacements axiaux (a) et tangentiels (t), (fig.2.12). La zone intermédiaire résultante (F1F2) ressemble à une tuyère convergente d'entrée (F1) et de sortie (F2), elle permet d'injecter du fluide à haute quantité de mouvement pour énergiser la couche limite développée sur l'extrados des aubes de la deuxième rangée. L'auteur caractérise quantitativement, à l'aide d'une investigation numérique, l'influence de la zone d'interaction entre les aubages tandem. La première rangée est constituée par des aubes de type NACA 65(12)10 tandis que la deuxième rangée contient des aubes à cambrure plus

grande représentant des NACA 65(21)10. Le nombre de Reynolds rapporté à la longueur de la corde  $C_1$  et la vitesse d'entrée  $W_1$ , vaut 245000. L'écoulement est considéré comme incompressible ( $M \approx 0.18$ ). L'influence de l'interaction est examinée à travers une étude comparative entre la cascade tandem et les deux cascades simples calculées séparément.

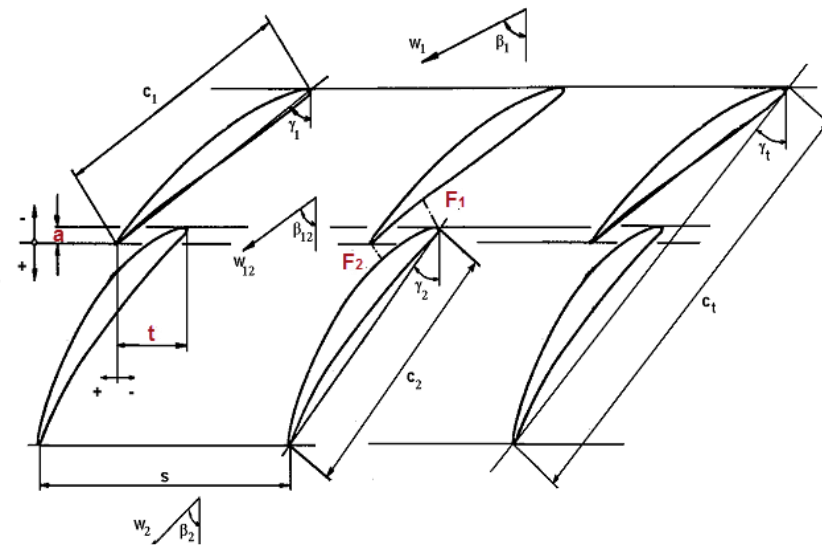


Fig.2.12. Géométrie de la cascade tandem et nomenclature. [Can04]

La disposition la plus avantageuse est celle qui représente un chevauchement entre les deux rangées, ce qui signifie un déplacement axial négatif ( $a < 0$ ). Des améliorations au niveau des pertes de pression totale sont appréciables, aux alentours de 20%, quand la rangée arrière est localisée dans une position tangentielle optimale. Cette position optimale, qui est interprétée en terme du ratio  $F_1/F_2$ , est comprise entre 2.1 et 2.3, (fig.2.13). L'angle de déflexion  $\theta = \beta_1 - \beta_2$  est amélioré de  $45.7^\circ$  à  $47^\circ$ , (fig.2.13). En effet, l'amélioration est marquée à cause du

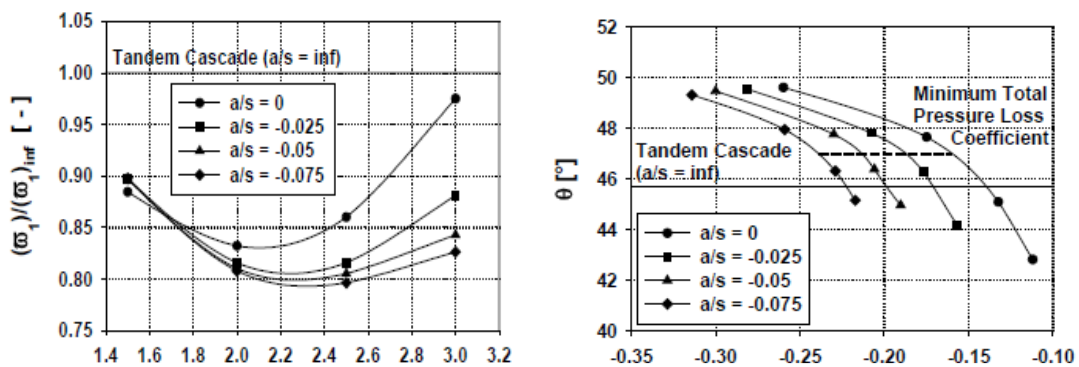


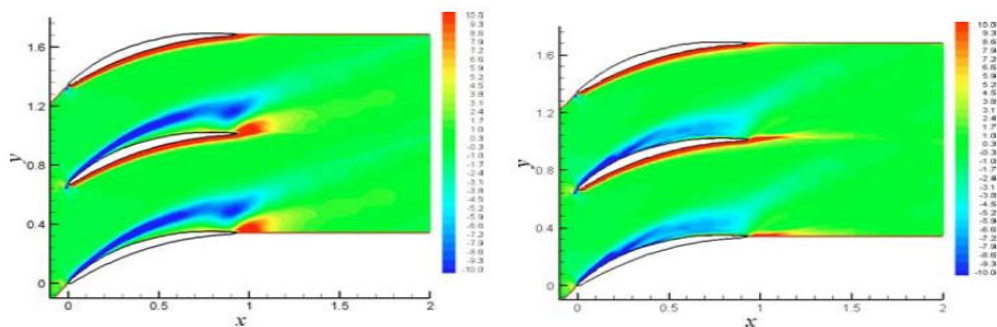
Fig.2.13. Coefficient de pertes globales (gauche), Angle de déflexion (droite).

fluide injecté à travers le jeu convergent. Ce dernier influe positivement sur deux niveaux ; il énergise le sillage de l'aubage avant et favorise l'écoulement pour le maintenir attaché sur l'extrados de l'aubage arrière.

#### 4. Méthodes actives :

##### 4.1. Contrôle par jets synthétiques :

Parmi les recherches scientifiques axées vers l'application de l'actuateur jet synthétique dans le domaine des compresseurs axiaux, on peut citer les deux travaux de Zhen et al [Zhe05] et [Zhe08]. Le premier travail s'intéresse à la partie rotor du compresseur tandis que le deuxième considère le stator comme un champ d'investigation. Par la résolution des équations de Navier Stokes dans le cas instationnaire et avec des schémas de discrétisation hautement précis, Zhen et al [Zhe05] prouvent la possibilité de contrôler par soufflage et aspiration périodiques le décollement sur l'aubage d'un rotor en balayant une grande plage d'incidences allant de  $0^{\circ}$  jusqu'au  $25^{\circ}$ , et améliorer ainsi les performances aérodynamiques, temporellement moyennées, de la cascade du compresseur axial. L'examen du coefficient des pertes de pression totale, le ratio de pression statique et le champ de vorticité, montre que l'excitation instationnaire est efficace pour l'incidence  $10^{\circ}$ . Les effets de la fréquence, l'amplitude et la position de l'excitation instationnaire (jet synthétique) sont recherchés sur la base de l'incidence  $10^{\circ}$ . Ils trouvent que la fréquence mène à une



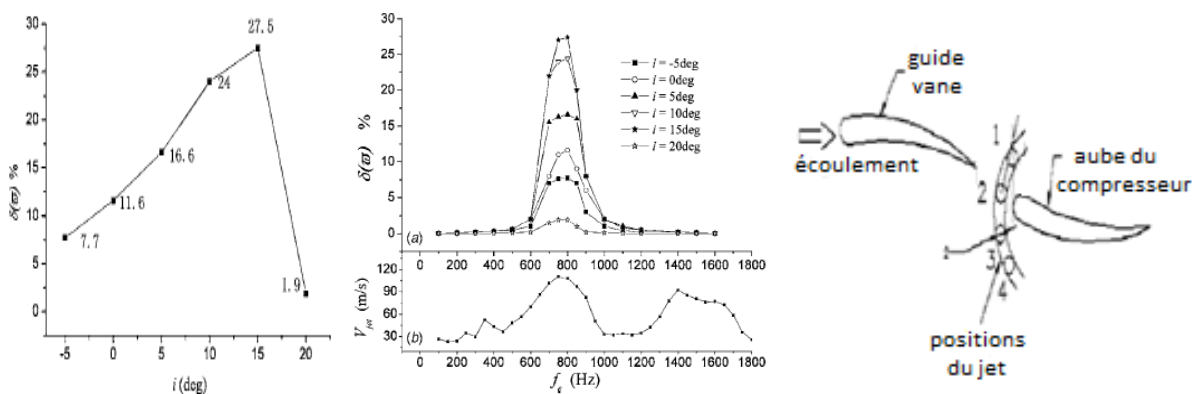
**Fig.2.14.** Champs de vorticité moyenne pour une incidence  $10^{\circ}$ ,  
 (a) situation sans excitation, (b) situation avec excitation.

amélioration remarquable quand elle est comprise dans l'intervalle  $0.4 < \bar{f} < 1.5$ , où  $\bar{f} = f_{excitation} / f_{all e\ tourbillonnaire}$ , et si  $\bar{f} = 1$  la réduction des pertes atteint le maximum (25%). L'effet de la position est optimal si l'excitation est localisée juste en amont du point de décollement. En ce qui concerne, l'amplitude d'excitation, il existe une valeur critique d'environ 10% de la



vitesse d'écoulement libre au-dessus de laquelle l'amélioration est notable, mais il ne faut pas atteindre les grandes valeurs qui peuvent détruire la configuration du champ d'écoulement, (fig.2.14).

Dans le deuxième travail, Zhen et al [Zhe08] explorent expérimentalement le contrôle actif de décollement de la couche limite sur les aubes du stator d'un compresseur axial à basse vitesse ( $M=0.07$ ), au moyen des jets synthétiques. L'expérience est effectuée dans une cascade annulaire à différentes incidences. Les jets synthétiques sont introduits radialement à travers le carter jusqu'à la mi-envergure des aubes de la cascade. Les résultats indiquent une amélioration des caractéristiques aérodynamiques avec une réduction maximale de 27.5% du coefficient des pertes de pression totale. Le décollement est supprimé et l'intensité des structures tourbillonnaires dans le sillage devient faible par l'effet du jet synthétique. Une étude paramétrique est effectuée pour tenir compte de l'influence de plusieurs paramètres tels que, la fréquence d'excitation, la vitesse du jet, la position du jet et l'incidence. L'effet positif est atteint pour une fréquence d'excitation  $f=800\text{Hz}$  sur une plage d'incidences de  $-5$  à  $20^\circ$ , où la situation optimale correspond à l'incidence  $i=15\text{deg}$ . Pour la majorité des cas testés, la meilleure position du jet synthétique est la station (3), qui est très proche du point du décollement sur l'extrados, (fig.2.15). En outre, il existe un seuil pour la vitesse du jet  $U_{\text{jet}}=3U_{\text{inf}}=72\text{m/s}$ , au-delà de cette valeur le contrôle est efficace. Une évaluation de l'efficacité, de ce système de contrôle actif, est alors discutée ; le ratio entre les gains et les pertes est de l'ordre de 6.6.



**Fig.2.15.** (à gauche) Réduction relative du coefficient des pertes en fonction d'incidence. (au milieu) Réduction relative du coefficient des pertes et vitesse du jet en fonction de la fréquence, (à droite) Quatre stations pour jet synthétique.

#### 4.2. Contrôle par soufflage continu :

La manipulation de décollement par le soufflage continu est réalisée par l'injection d'une nouvelle couche fluide de quantité de mouvement élevée au niveau proche paroi afin d'énergiser les filets usés. Ils existent deux types de soufflage continu ; un soufflage tangentiel à la paroi, (fig.2.39), qui nécessite souvent des vitesses d'injection très importantes pour alimenter la zone énergétiquement dégradée [Rou06], et un soufflage normal à la paroi, (fig.2.39), qui produit deux tourbillons contre-rotatifs ; l'un disparaît sous l'effet d'écoulements incidents et l'autre se développe pour donner la possibilité de prélever l'énergie à partir des régions des grandes vitesses et de la réinjecter en proche paroi.

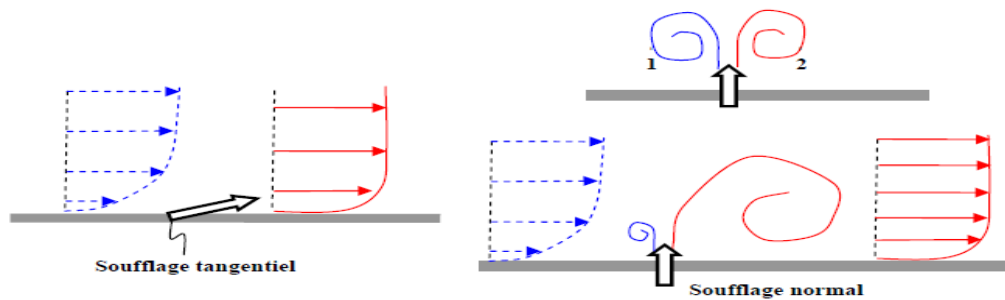


Fig.2.16.: Mécanisme du soufflage tangentiel et normal. [Rou06]

Le contrôle par soufflage est paramétré par le coefficient de quantité de mouvement  $C_{mu}$  :

$$C_{mu} = (\rho_{jet} U_{jet}^2 S_{jet}) / (\rho_{ref} U_{ref}^2 S_{ref}) \quad (3.1)$$

Où :  $U_{jet}$ ,  $\rho_{jet}$  et  $S_{jet}$  représentent la vitesse maximale d'éjection, la masse volumique du fluide injecté et la section de sortie du jet, respectivement, et  $U_{ref}$ ,  $\rho_{ref}$  et  $S_{ref}$  sont respectivement, la vitesse infinie de l'écoulement amont, la masse volumique de l'écoulement et le surface de référence.

Fischer et al [Fis08] montrent par une investigation numérique la possibilité de réduire le nombre des aubes du stator dans une cascade d'un compresseur axial à haute vitesse ( $M=0.65$ ,  $Re=5.10^5$ ). Le moyen utilisé dans cette étude pour atteindre le but désiré, est un soufflage tangentiel à travers une fente implantée au voisinage de bord de fuite. En se basant sur la première rangée de stators avec une solidité de référence  $\sigma=0.81$ , l'effet d'interaction entre le jet et l'écoulement en amont de la fente arrive à supprimer le

décollement de la couche limite, (fig.2.17). L'effet de soufflage tangentiel sur le coefficient de pression statique ( $C_p$ ) est positif, une augmentation du coefficient ( $C_p$ ) atteint les 9%.

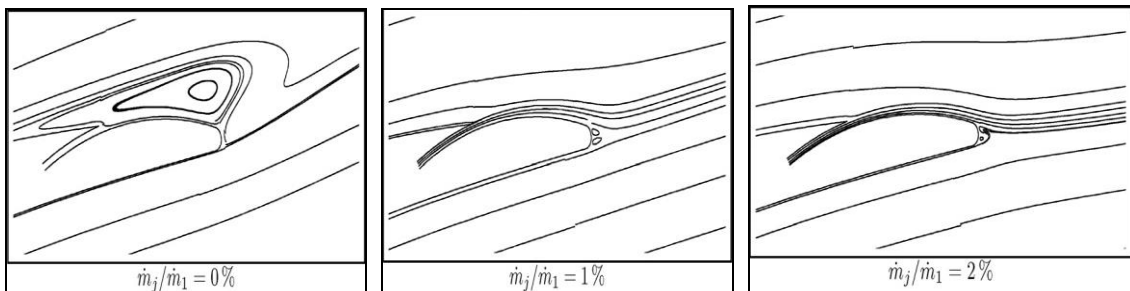


Fig.2.17. Lignes de courant au voisinage du bord de fuite sans et avec contrôle.

Pour un angle d'entrée  $\beta_i=46^\circ$ , l'évolution des pertes de pression totale ( $\xi$ ) en fonction de débit injecté relatif ( $\dot{m}_j/\dot{m}_1$ ), (fig.2.18), indique une valeur optimale du débit injecté ( $\dot{m}_j/\dot{m}_1=1$ ) pour laquelle les pertes sont minimales ( $\xi_{\min}=0.03$ ).

Le but d'appliquer ce contrôle actif est d'augmenter le pas entre les aubes. L'analyse des résultats montre le potentiel de ce type de contrôle et une augmentation du pas de 20% est remarquée.

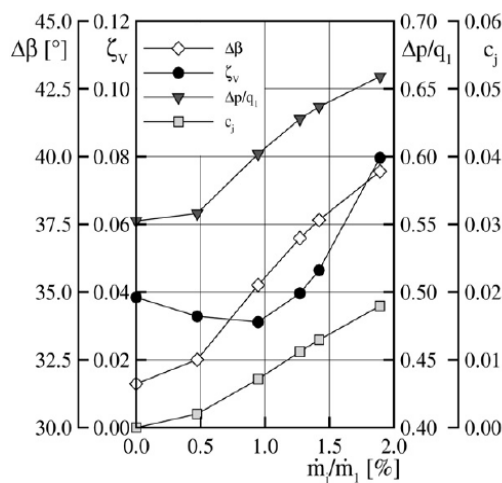


Fig.2.18. Influence du débit du jet pour  $\beta_i=46^\circ$ .

### 4.3. Contrôle par aspiration continue :

Une étude numérique extensive a été réalisée par Chen et al [Che06] afin d'explorer les effets d'aspiration sur la performance d'une cascade d'un compresseur hautement chargé par l'intermédiaire des paramètres suivants : 1) la position de la fente d'aspiration, 2) le débit d'aspiration, 3) la forme géométrique de la fente et 4) les paramètres aérodynamiques de la

cascade représentés par l'incidence et la solidité. L'aubage utilisé est du type Naca65 de cambrure  $60^\circ$  pour assurer une grande diffusion dans le passage du stator. La fente est de forme parallélépipédique qui envahi toute l'envergure d'aube. Les calculs ont été effectués avec un nombre de Mach faible égale à 0.2 en variant la solidité pour manipuler le chargement dans la cascade. Les résultats montrent que l'aspiration de la couche limite diminue l'accumulation du fluide à faible quantité de mouvement au coin de la cascade et améliore ainsi la déflexion et les pertes de l'écoulement. Ce caractère amélioré dépend principalement de la position de la fente et le taux d'aspiration. Les auteurs ont choisi huit positions de 40 à 80% de la corde axiale d'aube, fig.2.19 avec trois taux d'aspiration 0.5%, 1% et 1.5% pour une incidence nulle et une solidité de 1.364. Ils ont trouvé que la position optimale de la fente se localise à 70%  $C_{ax}$  et qu'au fur et à mesure que le débit augmente les performances aérodynamiques s'améliorent.

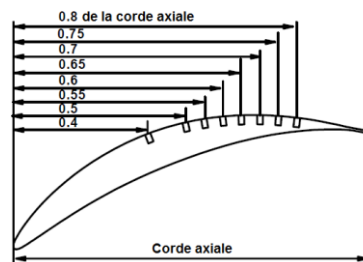


Fig.2.19. Positions de la fente d'aspiration.

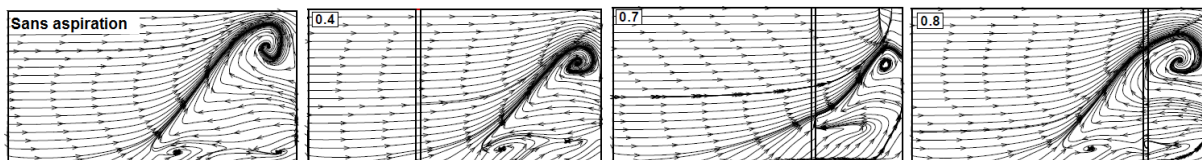
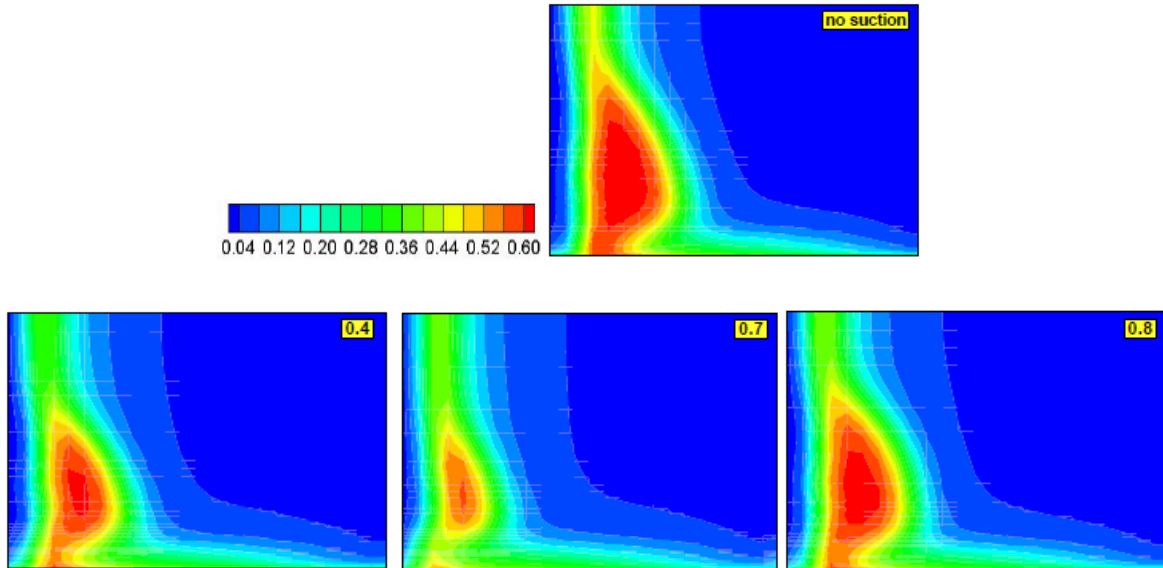


Fig.2.20. Lignes de courant frontalières sur la demi-envergure d'extrados pour différentes configurations (sans contrôle, avec fente localisée à 0.4cax, 0.7cax et 0.8cax)

La figure ci-dessus représente la topologie de l'écoulement sur l'extrados avec un débit d'aspiration égale à 0.5%. Dans les deux cas où la fente est soit située en dehors de la zone de séparation ( $x/cax=0.4$ ) soit localisée en dedans de la zone de séparation ( $x/cax=0.8$ ), l'extension radiale de la zone de décollement se réduit mais le contrôle se révèle faible car le foyer reste intense et les lignes de courant frontalières séparatrices demeurent épaisses. Par contre, la position ( $x/cax=0.7$ ) mène à une topologie plus ou moins performante où on peut déceler l'annulation des petits foyers et la diminution de la région de décollement et le grand

foyer par rapport à la situation sans contrôle. Généralement, l'existence et l'intensité des points singuliers et des lignes séparatrices indiquent le signe des pertes importantes ce qui est confirmé dans les cartographies des pertes totales dans la figure ci-dessous.



*Fig.2.21. Les pertes totales au niveau de la sortie de la cascade sur la demi-envergure de l'aube, pour différentes configurations (sans contrôle, avec fente localisée à 0.4cax, 0.7cax et 0.8cax).*

La figure 2.22 montre l'influence de l'incidence et la solidité de la cascade sur le contrôle. La variation des pertes de pression totale est analysée sur une plage d'incidences de  $-12^\circ$  jusqu'au  $12^\circ$ , en variant le débit d'aspiration (0.5% et 1.5%) avec trois valeurs de solidités (1.091, 1.364, 1.819). Dans la plage d'incidences positives les pertes totales augmentent rapidement avec la diminution de la solidité pour les deux débits d'aspiration. D'un autre côté, les pertes totales maintiennent presque leur niveau de la configuration sans fente jusqu'à l'incidence  $8^\circ$  avec les solidités 1.364 et 1.819. Pour les grandes incidences  $8^\circ$  et  $12^\circ$  le contrôle perd son efficacité même avec le débit 1.5%. Cependant, un élargissement de la plage de fonctionnement de  $0^\circ$  à  $4^\circ$  est observé pour la faible solidité. Il reste à mentionner que les auteurs n'ont pas étudié l'augmentation du débit au-delà de 1.5% et leur argument réside dans le point de vue que le calcul du débit optimal doit être lié à la machine entière et non seulement au compresseur.

Concernant la géométrie de la fente, différentes largeurs (1mm, 1.5mm et 2mm) et inclinaisons ( $\pm 60^\circ$ ,  $\pm 45^\circ$ ,  $0^\circ$ ) sont étudiés et la règle retenue pour maximiser l'efficacité

d'aspiration est que la fente doit être inclinée en face de l'écoulement principal et possède la plus grande largeur possible.

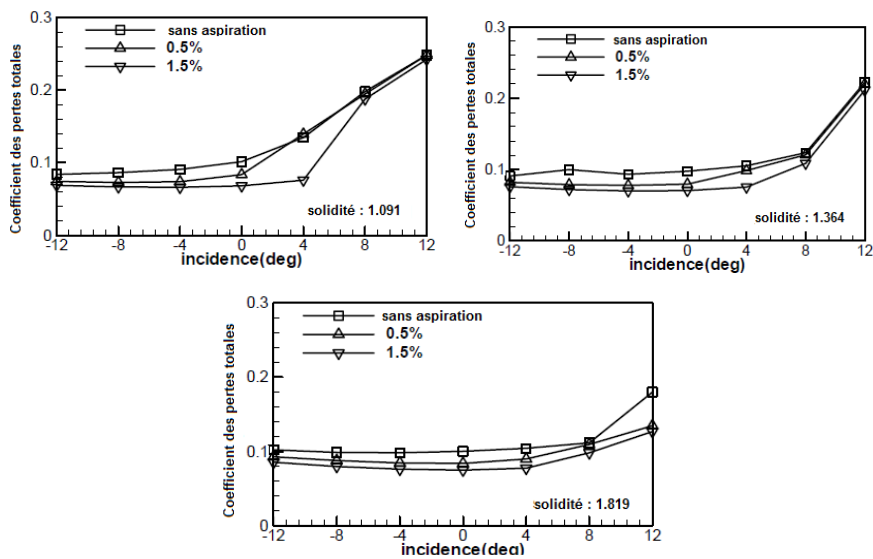


Fig.2.22. Comparaison des pertes totales sous l'influence d'incidence pour des cascades à différentes solidités ( $\sigma=1.091, 1.364$  et  $1.819$ )

## Chapitre III

### Investigation numérique bidimensionnelle de l'effet de contrôle passif par aubages à fentes

#### 1. Introduction :

Ce chapitre s'intéresse à la simulation numérique d'une cascade linéaire bidimensionnelle d'un compresseur axial hautement chargé afin d'explorer le potentiel du contrôle passif par aubages à fentes et comparer les deux configurations sans et avec contrôle. Plusieurs configurations sont développées dans le contexte d'une étude paramétrique pour identifier la fente la plus performante. La simulation numérique est réalisée en utilisant le maillieur Gambit et le solveur Fluent. Le modèle numérique sans contrôle est validé par des données expérimentales d'Emery [Eme58]. La meilleure des configurations contrôlées est testée sur une plage d'opérabilité bornée par des conditions de décrochage (négatif et positif). Dans ce qui suit on essaie de donner un aperçu succinct sur les deux logiciels utilisés puis entamer l'étude de la configuration sans contrôle.

#### 2. Le maillieur Gambit :

Le Gambit est un outil de prétraitement (preprocessing) permettant de générer des maillages sur des géométries représentant des champs d'écoulement et il repose essentiellement sur trois fonctions principales ; la construction du domaine géométrique, la génération du maillage et la définition des conditions aux limites :

✓ *La construction du domaine géométrique* est de définir les limites du champ de calcul qui seront des segments dans un problème 2D et des faces dans un problème 3D. Le volume en 3D est conçu à partir des sommets (vertex) puis des côtés (edges) puis des faces générées par Gambit, et il existe la possibilité d'importer la géométrie en la concevant sur d'autres logiciels de la CAO (SolidWorks, CATIA, Pointwise,...).

✓ *La génération du maillage* représente la subdivision des domaines géométriques préparés préalablement selon différentes manières. Il existe le maillage structuré, non structuré et hybride. Pour obtenir une grille acceptable on doit assurer une bonne résolution dans les

régions à gradient sévère, assurer un bon lissage au niveau des zones de transition entre les régions à maillage fin et celles à maillage grossier et minimiser le nombre total des cellules.

✓ *La définition des conditions aux limites* sur le Gambit est réalisée grâce à un menu qui sert à fournir plusieurs types de conditions telles que, par exemple, la vitesse à l'entrée du domaine exprimé par 'Velocity Inlet' et la pression à la sortie en utilisant 'Pressure Outlet'.

### 3. Le solveur Fluent :

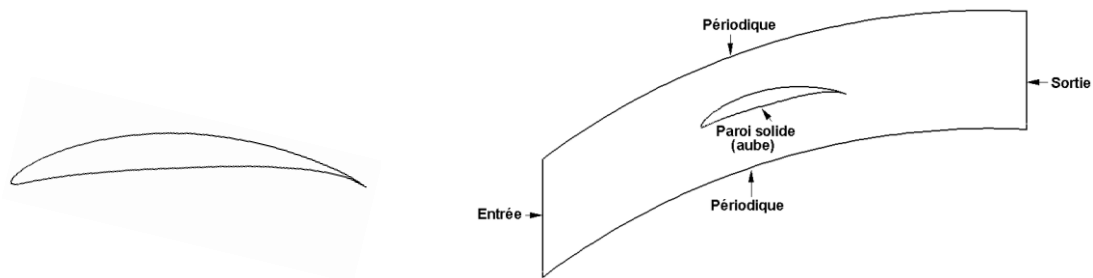
Pour traiter la phase de résolution des équations gouvernantes par la méthode des volumes finis implantée dans Fluent on commence par l'importation du fichier d'extension '.msh' produit par Gambit puis vérifier ce maillage et déceler les erreurs pouvant exister. Il faut vérifier aussi les conditions aux limites définies au préalable dans Gambit et que les dimensions affichées correspondent aux dimensions physiques. On doit choisir le type du solveur caractérisé par les options qui conviennent au problème étudié, par exemple : Pressure based (écoulement incompressible), 2D (plan), Implicit (schéma implicite), Steady (stationnaire). Fluent propose différents modèles de fermeture dans les écoulements turbulents avec la possibilité de choisir les modèles d'écoulement parfait et laminaire ; (inviscid, laminar, Spalart-Almaras, K-epsilon, K-Omega...). On doit charger les caractéristiques du fluide à partir d'un menu de données et définir la valeur de la pression de référence 'Operating Condition'. Il faut fixer encore les valeurs des conditions aux limites. En outre, il existe des critères de convergence qu'on doit vérifier pour que les calculs s'arrêtent ; par exemple, les résidus entre l'itération présente et l'itération suivante atteignent  $10^{-3}$  par défaut et peuvent être poussés jusqu'au  $10^{-6}$  selon le modèle d'écoulement étudié. En parallèle des résidus, il existe d'autres critères de convergence telles que la conservation du débit (différence entre les débits entrants et sortants nulle) et l'évolution d'une force exercée sur une paroi (un moyen supplémentaire et efficace pour vérifier la stabilité des calculs). Quant à l'initialisation des calculs, il est préférable de choisir les conditions d'entrée ou le résultat du calcul précédent ayant déjà convergé. Après l'initialisation du champ de calcul, le lancement de la simulation est effectué en choisissant le nombre d'itérations que Fluent devra réaliser. Comme étape finale, il est conseillé de sauvegarder les résultats du calcul réalisé et les faire passer au Post-traitement (postprocessing) pour l'exploitation.



#### 4. Prétraitement de la simulation numérique :

##### 4.1. Construction du squelette géométrique :

La construction du squelette géométrique nous permet, dans notre étude, de limiter le domaine d'écoulement dans la direction axiale par une entrée et une sortie situées approximativement à 1.2 de la corde d'aube en amont du bord d'attaque et en aval du bord de fuite, respectivement, et dans la direction azimutale par deux périodiques identifiées par la solidité  $\sigma=1.25$ . Entre ces quatre limites, on peut produire une aube à haute cambrure de type NACA 65(18)10, fig.3.1. Ce profil d'aube est construit à partir d'un programme développé en langage FORTRAN qui prend les coordonnées du profil de base NACA 65(00)10 (profil symétrique) et les transforme en profil NACA 65(18)10. Les points formant l'aube symétrique se trouvent dans la référence d'Abbott [Abb59] et la transformation est basée sur les relations (2.15) et (2.16) citées dans le deuxième chapitre.



*Fig.3.1. (gauche) Aubage fortement chargée de type NACA 65(18)10, (droite) Géométrie du champ d'écoulement.*

##### 4.2. Génération du maillage :

La génération du maillage représente la subdivision du champ d'écoulement en volumes de contrôle discrets. Deux types de maillages sont appliqués, un maillage structuré au voisinage des surfaces solides afin de mieux capter les gradients importants dans la zone de couche limite et un maillage non structuré dans le reste du domaine de calcul. Le modèle de paroi demande d'ajuster l'épaisseur des cellules adjacentes aux parois solides avec une valeur égale à 0.005 de la longueur de la corde et ceci dans le but d'assurer la condition  $30 < y^+ < 100$ , où  $y^+$  représente la distance caractéristique adimensionnelle à partir de la paroi. Le nombre total des cellules pour une configuration cascade typique est environ 26000. L'indépendance maillage-solution est obtenue après plusieurs tests.

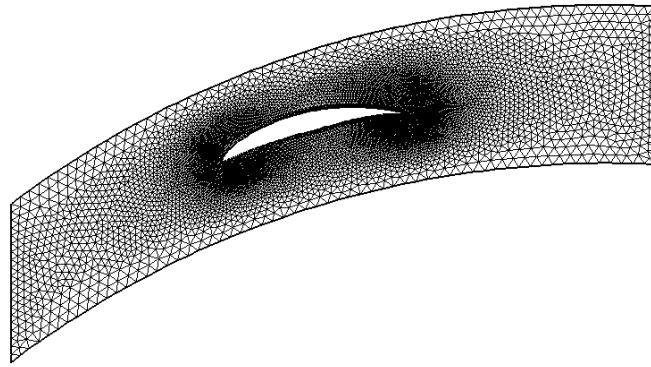


Fig.3.2. Maillage et subdivision du domaine de calcul.

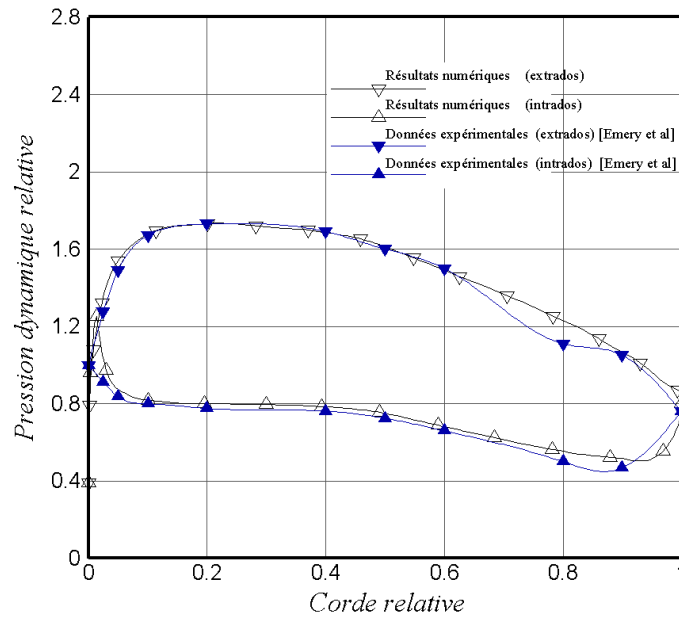
#### 4.3. Conditions initiale et aux limites :

Il est convenable d'utiliser un seul passage limité par des interfaces pour simuler l'écoulement dans une cascade linéaire qui représente, en fait, un stator d'un compresseur avec un nombre infini d'aubes. Au niveau de ces *interfaces* ou *périodiques* le principe des cellules fantômes est introduit. Par conséquent, les cellules réelles et celles fantômes se chevauchent sans l'intervention d'une interpolation des variables d'écoulement avec d'autres passages d'aubes. Aux *parois solides* telles que l'extrados et l'intrados et les parois de la fente (dans le cas avec contrôle) la condition de non glissement et d'imperméabilité est imposée. A *l'entrée*, les composantes de vitesse, l'intensité de turbulence et le diamètre hydraulique sont placés. À *la sortie*, les composantes de vitesse et les paramètres de turbulence sont extrapolés à partir des nœuds intérieurs voisins. Quant à la condition initiale les composantes de vitesse et les paramètres de turbulence à l'entrée et la pression statique à la sortie sont utilisés sur le domaine entier pour obtenir une solution initiale.

#### 5. Résolution du modèle sans contrôle et validation des résultats :

L'objectif de cette partie est de passer au post-traitement pour comparer les résultats obtenus par la simulation de la cascade sans fente avec des données expérimentales qui se trouvent dans le rapport d'Emery [Eme58] afin de valider le modèle numérique. Après le traitement des équations gouvernantes, la comparaison est montrée dans la figure (3.3) par la distribution de pression dynamique relative  $S=2(P_{01}-P)/(ρW_1^2)$  au niveau de la surface d'aube NACA 65(18)10; où  $P_{01}$  est la pression d'arrêt en amont. Les conditions d'écoulement correspondent à un nombre de Mach  $M=0.085$  et un nombre de Reynolds rapporté à la corde  $Re=245000$ . Les caractéristiques géométriques de la cascade possède un angle de calage

$\lambda=13^\circ$ , un angle d'attaque  $\alpha_1=39^\circ$  et une solidité  $\sigma=1.25$ . D'après la confrontation des résultats numériques et des données expérimentales on constate une bonne adéquation.



**Fig.3.3.** Comparaison des résultats numériques obtenus par cette étude et les données expérimentales d'Emery et al. [Eme58]

Afin de donner plus de crédibilité aux résultats numériques obtenus, on peut encore utiliser les digrammes fournis par les expériences d'Emery et Mellor cités dans la référence d'Horlock [Hor73]. Puisque le but de cette étude est orienté vers le contrôle de décollement par aubages perforés pour arriver à élargir la plage d'opérabilité du compresseur, on constate d'après la littérature, qu'il existe deux approches pour connaître les limites du domaine de fonctionnement convenable. D'après Lieblein [Hor73] la plage d'opérabilité est définie par les limites où le coefficient des pertes de pression totale est égale au double de la valeur minimale ( $\varpi_{stall}=2\varpi_{min}$ ). En revanche, l'hypothèse de Mellor [Hor73] propose 1.5 pour la valeur minimale ( $\varpi_{stall}=1.5\varpi_{min}$ ). En se basant sur l'hypothèse de Lieblein, on peut montrer sur la figure 3.4 l'évolution du coefficient des pertes totales sur la plage d'angle d'attaque étendue entre  $5^\circ$  et  $39^\circ$ . La courbe résultante indique que les pertes minimales se produisent tout près du point nominal (design point) à  $\alpha_1=19^\circ$  ( $\beta_1=32^\circ$ ). Ce résultat est confirmé par le diagramme d'Emery dans la figure 3.5. En outre, on constate que les incidences négative maximale (décrochage négatif) et positive maximale (décrochage positif) prennent les valeurs  $6.5^\circ$  et  $32^\circ$ , respectivement. D'après la figure 3.6 qui représente le diagramme de Mellor correspondant aux cascades conçues pour des aubes de type NACA 65(18)10 et de solidité

$\sigma=1.25$ , avec différentes valeurs de l'angle de calage, les couples  $(\beta_1, \beta_2)$  révèlent l'état de l'écoulement s'il est décroché ou non. On voit que Mellor ne montre pas dans ce diagramme, rapporté à la famille NACA 65(18)10 avec la solidité 1.25, la zone de décrochage négatif pour les angles de calage inférieurs à  $20^\circ$  et par conséquent on peut déceler seulement l'angle de décrochage positif qui est égal à  $\beta_1=44^\circ$ . Cette dernière valeur est très proche de celle numérique ( $\beta_1=45^\circ$ ) ce qui nous permet de dire, après ces bonnes concordances entre les résultats numériques et les données expérimentales, que le modèle numérique est satisfaisant pour ce genre de problèmes.

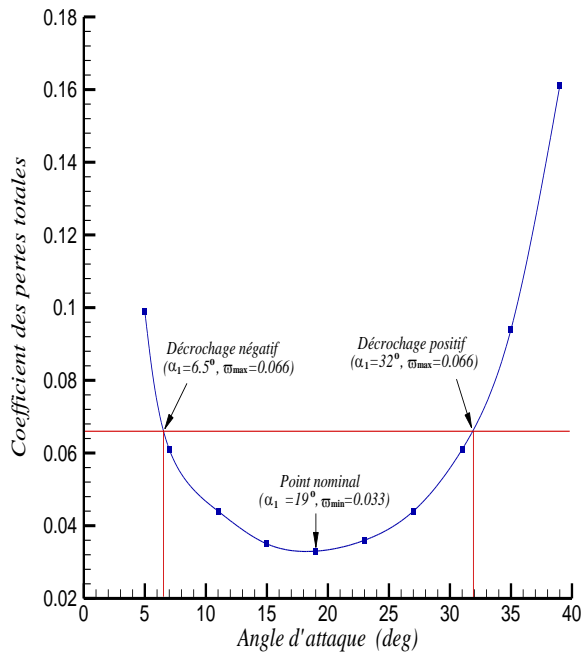


Fig.3.4. Variation du coefficient des pertes totales en fonction d'angle d'attaque.

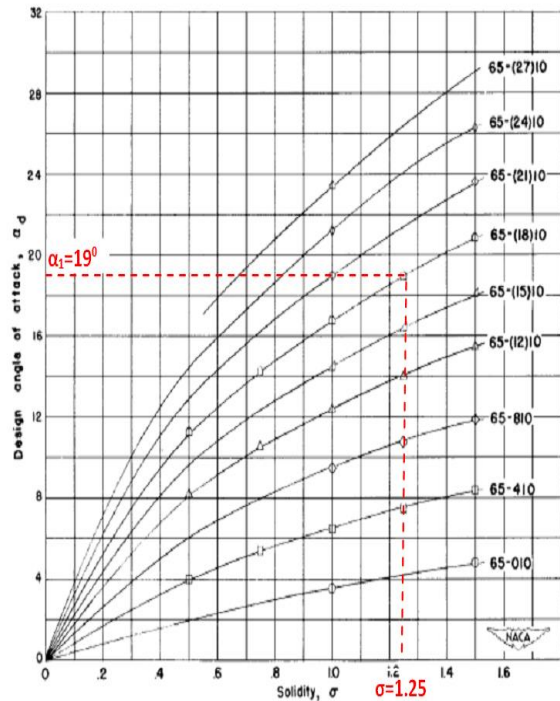


Fig.3.5. Variation de l'angle d'attaque nominal avec la solidité pour différentes aubes de type NACA 65. [Eme58]

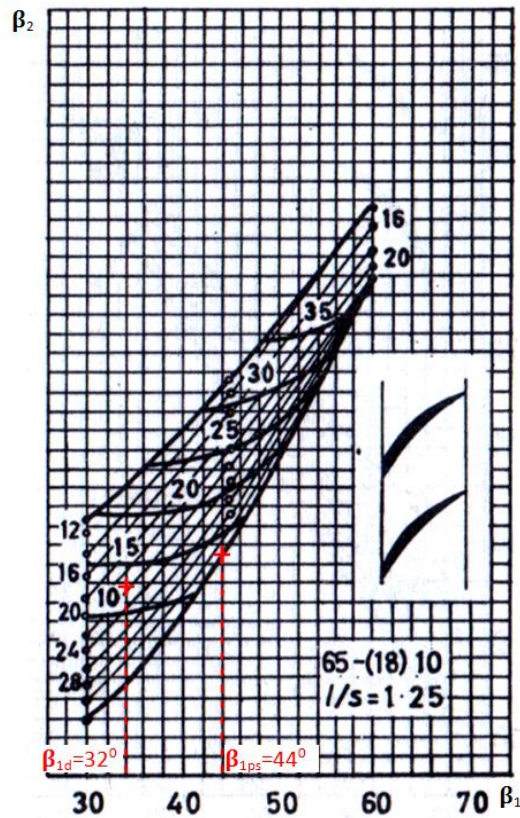


Fig.3.6. Variation de l'angle de sortie en fonction de l'angle d'entrée pour l'aube NACA 65(18)10 et la solidité  $\sigma=1.25$ . [Hor73]

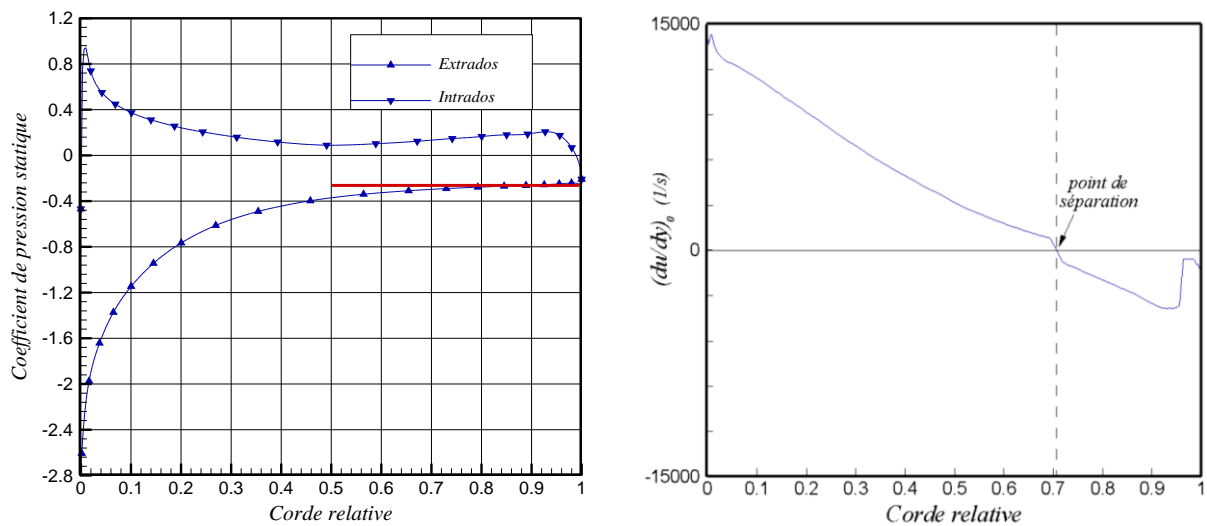


Fig.3.7. (gauche) Distribution de pression statique sur la surface d'aube, (droite) première dérivée circonférentielle de la vitesse sur la surface d'extrados.

Dans ce qui suit une étude paramétrique sera effectuée sur la base d'une configuration décrochée identifiée par un angle d'attaque  $\alpha_1=39^\circ$  conduisant vers un décollement de couche limite propagé du bord de fuite jusqu'à une station égale à peu près 70% de la corde.

Les figures 3.7 ci-dessus montrent cette zone de séparation. Sur la première figure le gradient de pression statique commence à s'aplatir à partir de 70% de la corde et la même chose est remarquée sur la seconde figure où l'on trouve que la première dérivée circonférentielle de la vitesse sur la surface d'extrados s'annule au même endroit.

## 6. Investigation avec contrôle :

Dans cette partie l'aubage est conçu avec une fente de largeur constante  $Y$  et d'inclinaison  $\psi$  (l'inclinaison est rapportée à la tangente au point d'intersection entre l'axe de la fente et la ligne de cambrure moyenne). On sait que l'existence des points singuliers, qui sont représentés ici par les quatre coins de la fente, produisent des gradients de pression entre l'amont et l'aval des coins et mènent ainsi à la naissance du décollement de couche limite. Afin de remédier à ce problème, on utilise une géométrie munie de courbes au niveau des coins comme le montre la figure 3.8. Les caractéristiques géométriques de la fente sont résumées comme suit :

$t$  : l'épaisseur à l'intersection de l'axe de la fente avec la ligne de cambrure moyenne,

$Y$  : largeur de la fente,

$r_L$  : rayon du bord d'attaque de la fente,

$r_T$  : rayon du bord de fuite de la fente,

$R_c$  : rayon de Coanda,

$R_p$  : rayon d'intrados,

$\Psi$  : angle formé entre l'axe de la fente et la ligne de cambrure moyenne.

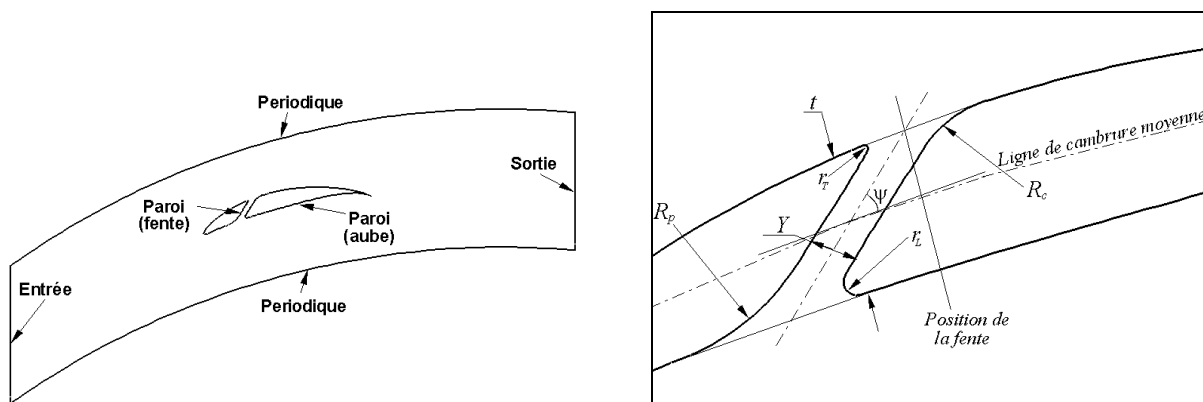
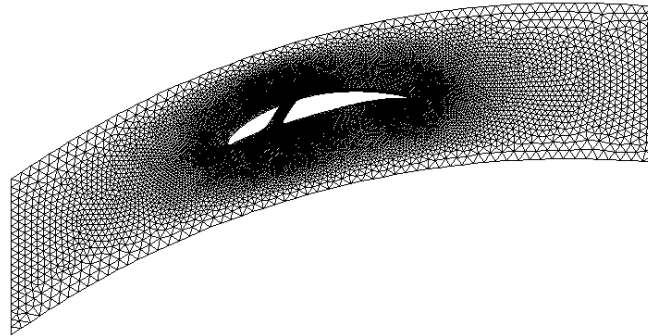


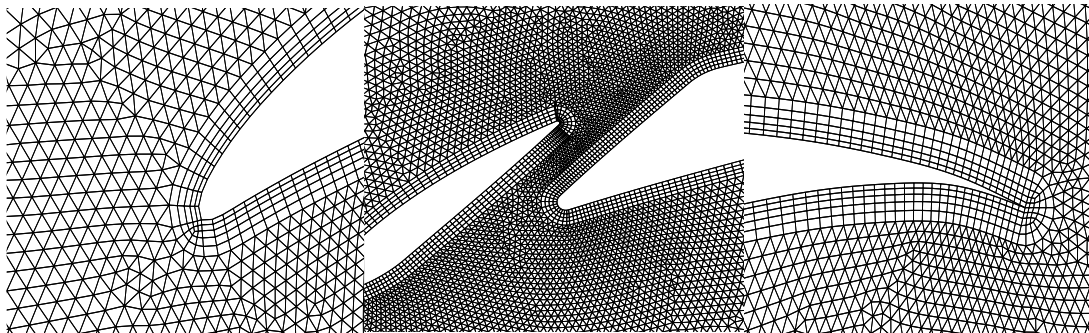
Fig.3.8. (gauche) Domaine de calcul avec aubage perforé, (droite) Géométrie de la fente.

Puisque chaque modèle nécessite un maillage différent, il est inapproprié de schématiser toutes les cascades avec fentes dans ce travail. Par conséquent, un maillage représentatif pour la cascade caractérisée par une fente de position relative  $X=0.35$ , de largeur  $Y=4\text{mm}$  et d'inclinaison  $\Psi=45^\circ$  est montré dans la figure ci-dessous.



*Fig.3.9. Maillage de calcul pour une cascade contrôlée avec  $X=0.35$ ,  $Y=4\text{mm}$  et  $\Psi=45^\circ$ .*

Les maillages dans les régions du bord d'attaque, du bord de fuite et de la fente sont illustrés dans les figures ci-dessous.



*Fig.3.10. (gauche) Agrandissement du maillage dans les régions du bord d'attaque, (au milieu) de la fente et (droite) du bord de fuite.*

### 6.1. Etude paramétrique :

Dans le but de compréhension complète, trois paramètres d'influence nécessitent à être optimisés dans cette investigation (figure 3.8) à savoir :

- la position de la fente  $X$ ,
- la largeur de la fente  $Y$ ,
- et l'angle d'inclinaison  $\psi$ .

Chaque paramètre de contrôle est étudié indépendamment en fixant les deux autres, et l'efficacité du contrôle est analysée sur la base du coefficient des pertes totales  $\varpi$  et l'angle de déflexion  $\theta$  ainsi que les cartographies des pressions totales et statiques.

### 6.1.1. Effet de la position de la fente :

L'objectif de cette section est d'identifier la position optimale de la fente en fixant sa largeur et son inclinaison par  $Y=2\text{mm}$  et  $\psi=45^\circ$ , respectivement. Ici, le symbole  $X$  désigne la longueur relative  $x/c$ , où  $x$  est la distance suivant la corde. L'analyse se réalise à partir de huit positions ; sept positions adjacentes séparées de 10% de la corde, et une autre position localisée à 35% de la corde. La procédure pour déterminer la position de la fente est de tracer leur axe central avec un angle  $\psi$  par rapport à la ligne moyenne et faire le passer à travers l'extrados. L'intersection produite représente la position désirée  $X$  sur le côté d'extrados. La figure 3.11.a montre que les valeurs minimales du coefficient des pertes totales, qui oscillent autour la valeur 0.145, sont localisées dans la plage limitée par les longueurs relatives 30% et 50% et la meilleure valeur du coefficient des pertes est marquée quand la fente est positionnée à 35% de la corde. On constate que :

*Primo*, puisque la position du point de séparation est située à peu près à  $X=0.7$ , le point représentant la pression minimale est localisé tout près du bord d'attaque, comme le montre la figure 3.7, et la position optimale est  $X=0.35$ , la règle retenue pour une meilleure position, dans ce type de contrôle, affirme que la fente doit être localisée approximativement à mi-distance entre le point de pression minimale et le point de séparation.

*Secundo*, la raison pour laquelle les pertes apparaissent élevées, dans la région en aval de la station  $X=0.5$ , notamment dans la zone de séparation, revient à la quantité de mouvement insuffisante pour énergiser la couche limite développée sur l'extrados. Cette quantité de mouvement insuffisante du jet résulte de la faible différence de pression entre l'intrados et l'extrados illustrée par la distribution du coefficient de pression statique dans la figure 3.7. Concernant la fente localisée dans la zone de détachement de couche limite, il est déconseillé de faire apparaître l'écoulement de la fente dans la zone de séparation car on ne peut plus faire revenir l'écoulement principal une autre fois sur la surface de l'extrados.



*Tertio*, malgré la grande différence de pression dans la région en amont de la station  $X=0.3$ , montrée par la distribution du coefficient de pression statique dans la figure, les pertes apparaissent importantes. Cette augmentation peut être produite par les pertes de mélange dues à la grande vitesse de l'écoulement principal dans cette zone. La figure 3.11.b montre que les différentes positions de la fente, avec une largeur  $Y=2\text{mm}$  et  $\psi=45^\circ$ , influent négativement mais d'une façon faible sur l'angle de déflexion.

#### 6.1.2. Effet de la largeur de la fente :

L'influence de la largeur de fente est étudiée dans ce paragraphe pour la position optimal  $X=0.35c$  et la valeur de l'inclinaison de la fente  $\psi=45^\circ$ . Les résultats sont représentés sur les figures 3.15 pour différentes largeurs de 1mm à 11mm. L'effet positif est obtenu quand la largeur augmente au delà de la valeur  $Y=6\text{mm}$ . Les deux largeurs  $Y=6\text{mm}$  et  $Y=7\text{mm}$  nous donnent la même valeur du coefficient des pertes totales tandis que la seconde valeur  $Y=7\text{mm}$  conduit à un angle de déflexion plus élevé, fig.4.15. Par conséquent l'optimum correspond à la valeur seuil  $Y=7\text{mm}$ . En s'éloignant de cette valeur optimale, l'augmentation des pertes indique le signe d'apparition d'une couche limite épaisse produite par les grandes valeurs de largeur.

#### 6.1.3. Effet de l'inclinaison de la fente :

De façon similaire, l'analyse de l'influence d'inclinaison de fente nous mène à choisir les paramètres optimaux de contrôle tels que la position  $X=0.35c$  et la largeur  $Y=7\text{mm}$  avec les trois valeurs d'inclinaison  $\psi=30^\circ$ ,  $45^\circ$  et  $60^\circ$ . Les résultats montrés sur les figures 4.16 indiquent que la meilleure pente correspond à la faible valeur des angles qui représente  $30^\circ$ . En fait, si on fixe la sortie de la fente, au niveau de l'extrados, à l'endroit  $x=0.35c$  et on fait varier la position d'entrée, au niveau de l'intrados, en utilisant les pentes  $\psi=30^\circ$ ,  $45^\circ$  et  $60^\circ$ , on constate que la différence de pression entre l'entrée et la sortie de la fente augmente quand l'inclinaison devient moins raide, ce qui est confirmé par la distribution du coefficient de pression statique, fig.4.7.

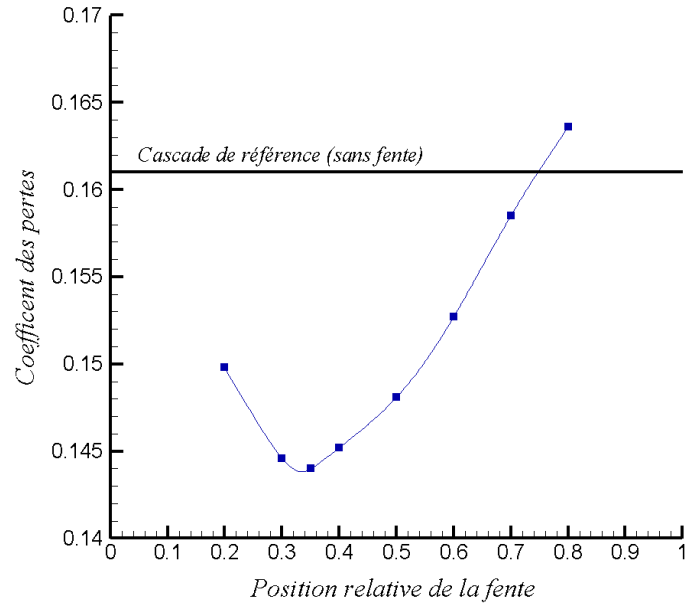


Fig.3.11.a. Coefficient des pertes totales pour différentes positions ( $Y=2mm$ ,  $\psi =45^\circ$ ).

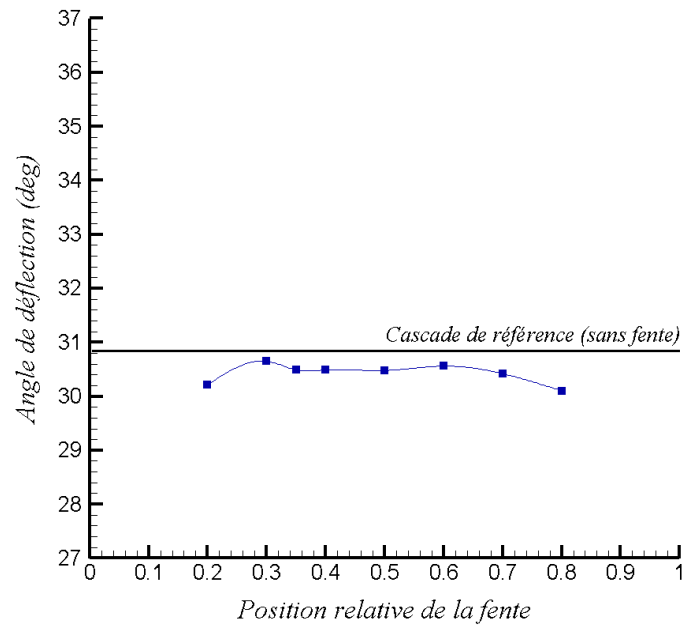


Fig.3.11.b. Angle de déflexion pour différentes positions ( $Y=2mm$ ,  $\psi =45^\circ$ ).

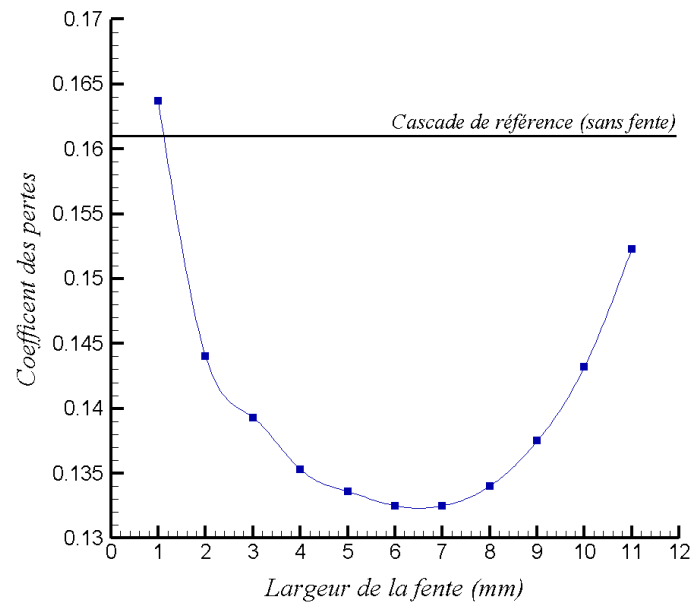


Fig.3.12.a. Coefficient des pertes pour différentes largeurs ( $X=0.35c$ ,  $\psi = 45^\circ$ ).

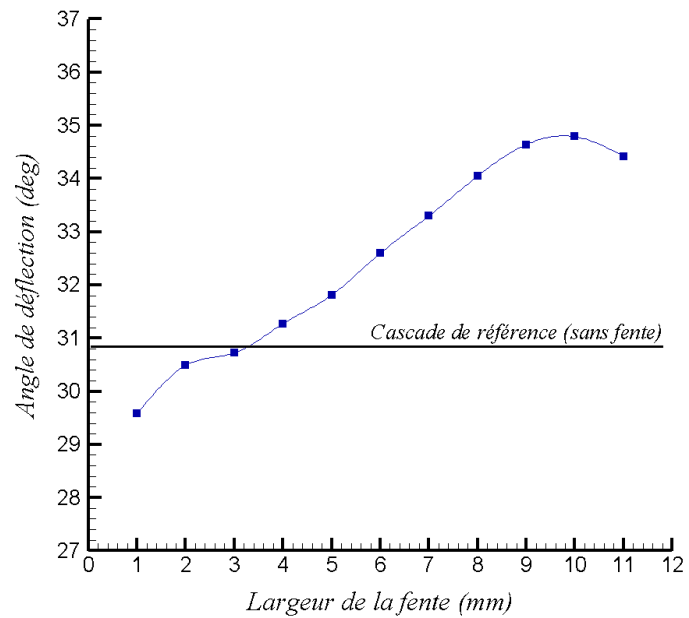
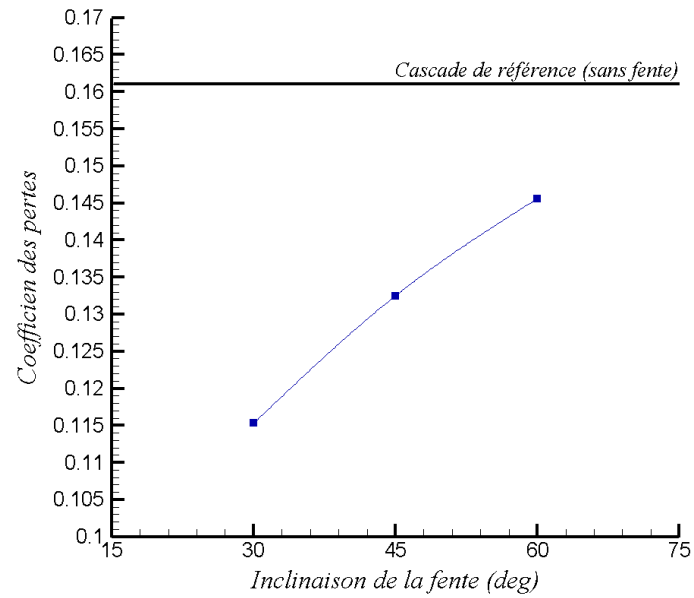
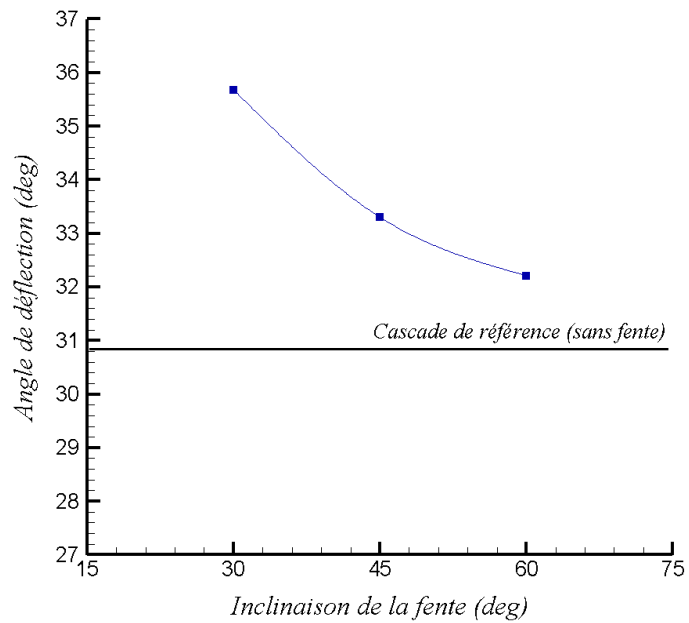


Fig.3.12.b. Angle de déflexion pour différentes largeurs ( $X=0.35c$ ,  $\psi = 45^\circ$ ).



**Fig.3.13.a.** Coefficient des pertes pour différentes pentes ( $X=0.35c$ ,  $Y=7mm$ ).



**Fig.3.13.b.** Angle de déflexion pour différentes pentes ( $X=0.35c$ ,  $Y=7mm$ ).

Des cartographies de pression totale et de pression statique sont exposées pour donner une illustration des résultats globaux présentés dans les figures 3.11, 3.12 et 3.13. Les cartographies sont relevées dans la grille d'aubes et présentées par les figures 3.14, 3.15 et 3.16. Les coefficients des pertes totales et de pressions statiques sont exprimés par les relations suivantes :  $\varpi = 2(P_{t1} - P_t) / \rho W_1^2$  et  $C_p = 2(P - P_1) / \rho W_1^2$ . La figure 3.11.b donnant la variation de l'angle de déflexion en fonction de la position de la fente indique que l'écart entre la majorité des positions n'exède même pas le 1 degré, ce qui est révélé sur les cartographies de pression statique où on voit que les valeurs restent presque les mêmes dans les différentes cascades. En outre, dans la cascade sans contrôle, la zone d'écoulement au dessus de l'extrados représente un siège qualifié de pertes totales importantes à cause du phénomène du décollement. Ce niveau de pertes totales est amélioré avec les fentes positionnées en amont du point de décollement. Contrairement, dans le cas où la fente est localisée dans la zone du décollement, la fente devient incapable d'influencer positivement sur l'écoulement. En particulier, lorsque la fente est localisée à 35% de la corde, on constate clairement, sur les figures 3.14.a, que la zone des pertes totales apparaît faible par rapport aux autres configurations. Concernant l'effet de la largeur de fente sur les paramètres de performances, l'analyse est effectuée à partir des cartographies du coefficient des pertes totales et de pression statique relevées dans la cascade étudiée pour différentes valeurs de Y (Y=1mm, Y=7mm et Y=11mm), fig.3.15. Les résultats montrent que les pertes importantes (zones rouges ;  $\varpi=1$ ) dans le cas où Y=7mm occupent une zone relativement faible par rapport aux autres configurations sans et avec contrôle. De plus, une réduction de la section transversale du sillage est remarquée et elle se traduit par l'augmentation de la pression statique à la sortie de la cascade dans la figure 3.15.b. Dans les cartographies représentées par la figure 3.16, l'effet positif le plus performant de la fente se révèle clairement dans la configuration qui correspond à l'angle faible  $\theta=30^\circ$  où l'amélioration énergétique est associée à une réduction de la section transversale du sillage, une diminution des pertes totales et une augmentation du chargement sur les aubages.

Ces résultats globaux et locaux cités dans cette étude bidimensionnelle indiquent que des performances aérodynamiques sont obtenues à l'aide du contrôle passif par les aubages perforés en modifiant les répartitions de la pression statique et totale dans le sillage et au voisinage des aubes.

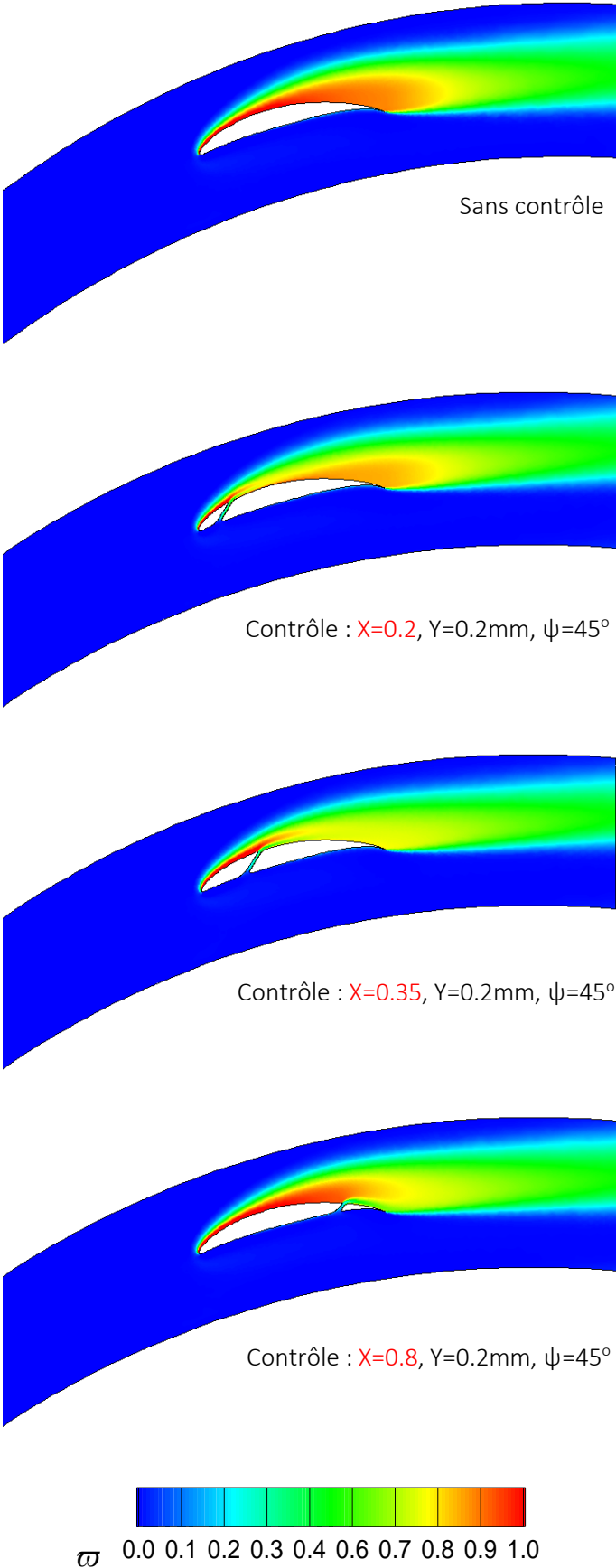


Fig.3.14.a. Cartographies du coefficient de perte de pression totale pour différentes positions.

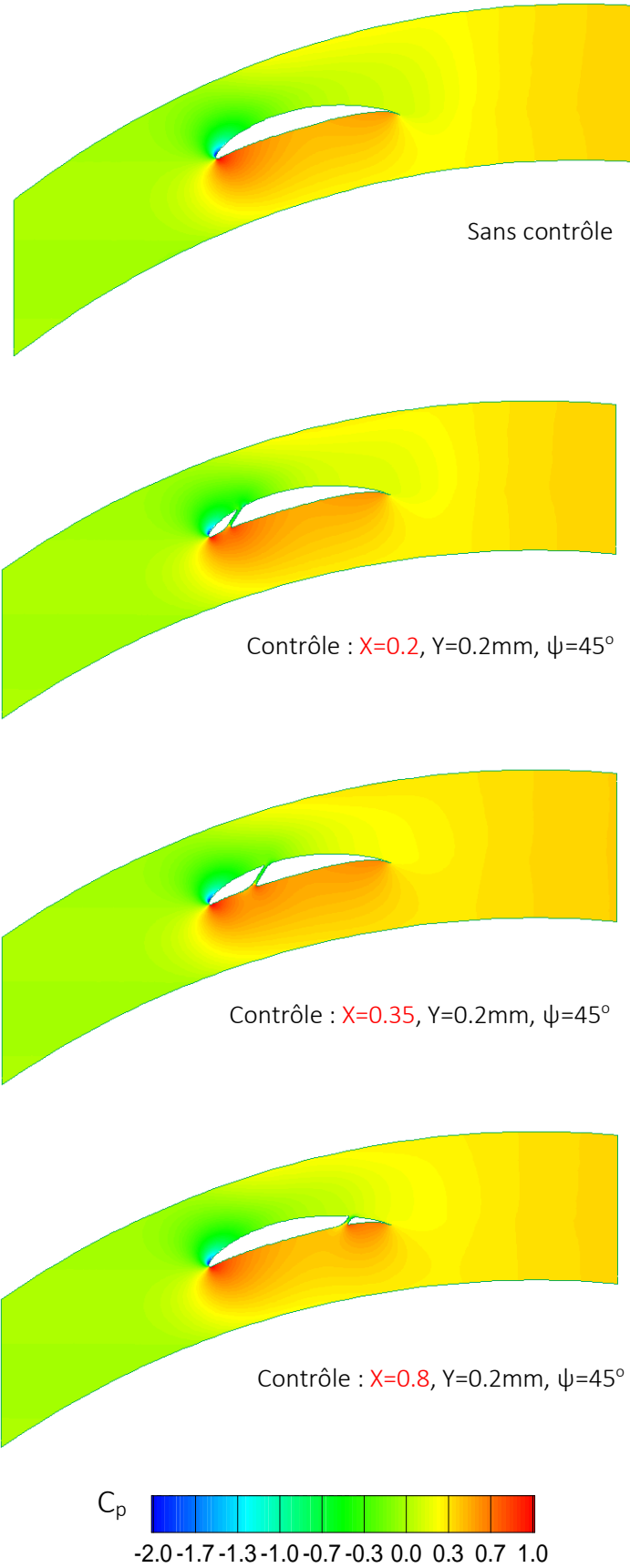


Fig.3.14.b. Cartographies du coefficient de pression statique pour différentes positions.

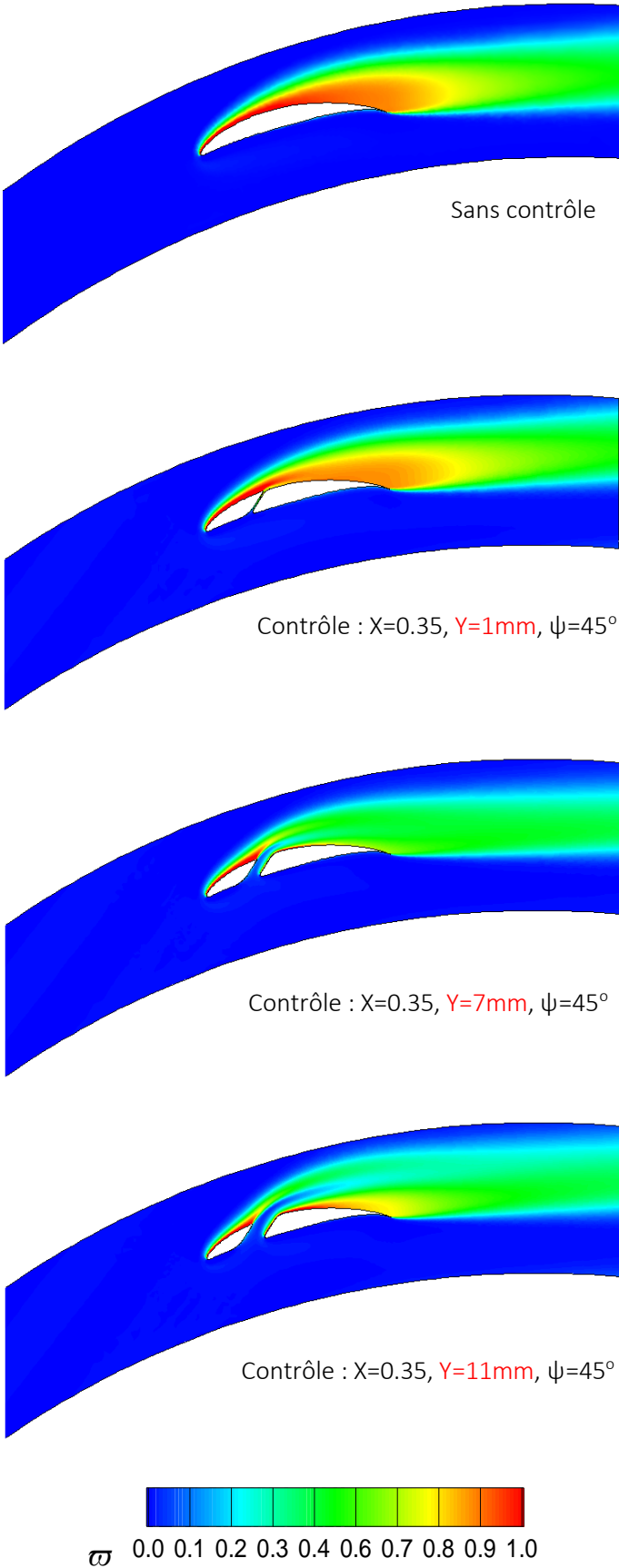


Fig.3.15.a. Cartographies du coefficient de perte de pression totale pour différentes largeurs.



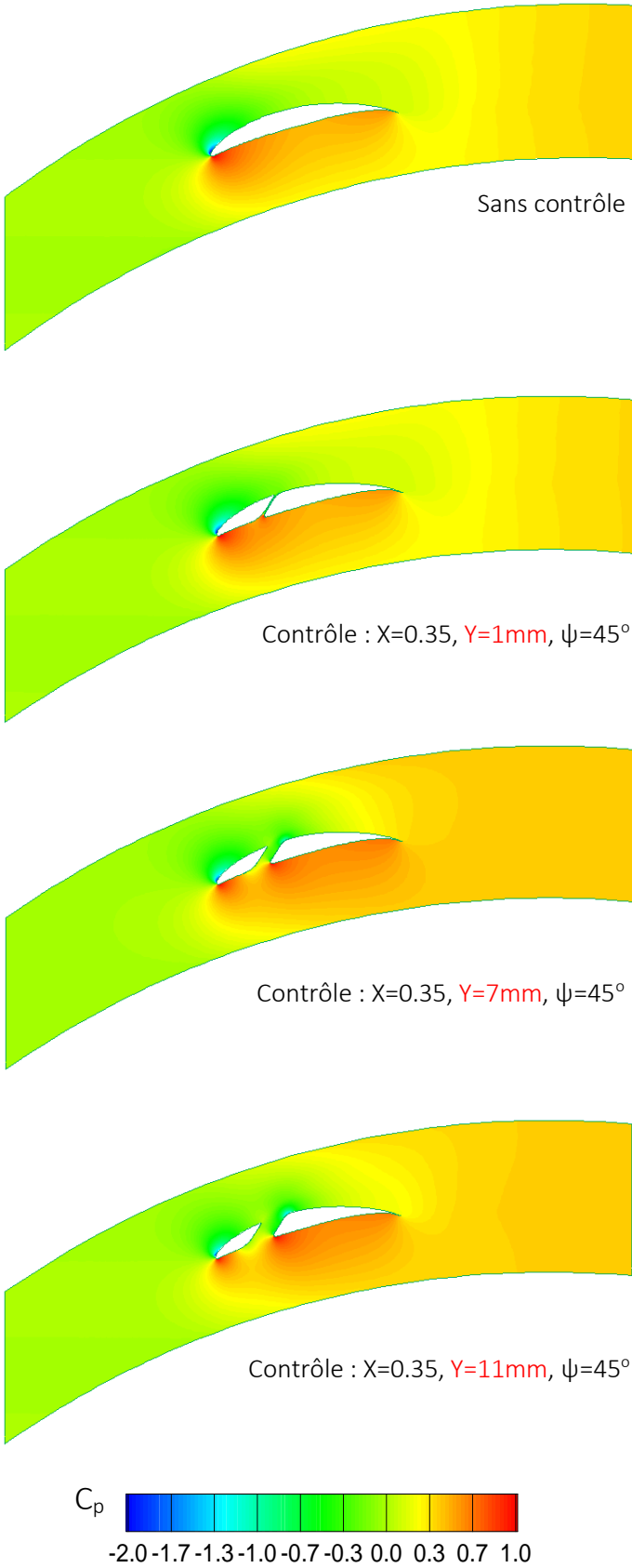


Fig.3.15.b. Cartographies du coefficient de pression statique pour différentes largeurs.

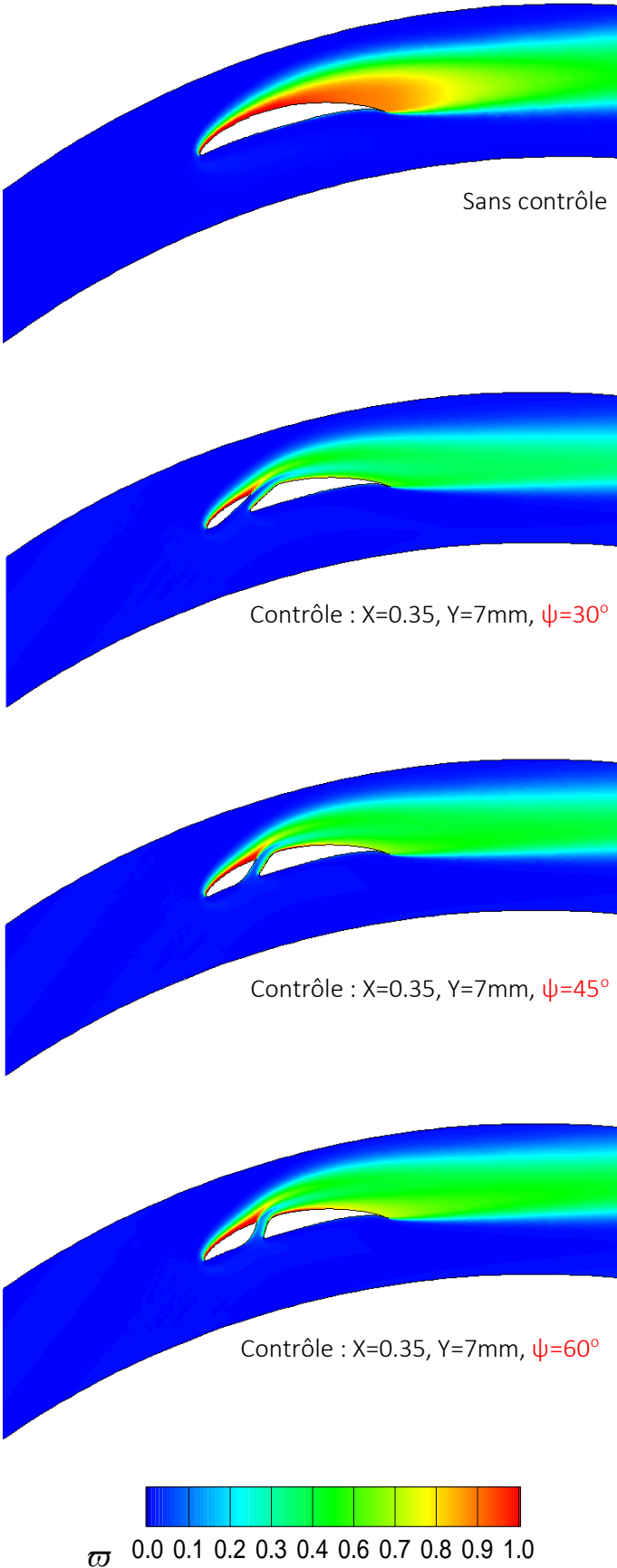


Fig.3.16.a. Cartographies du coefficient de perte de pression totale pour différentes pentes.

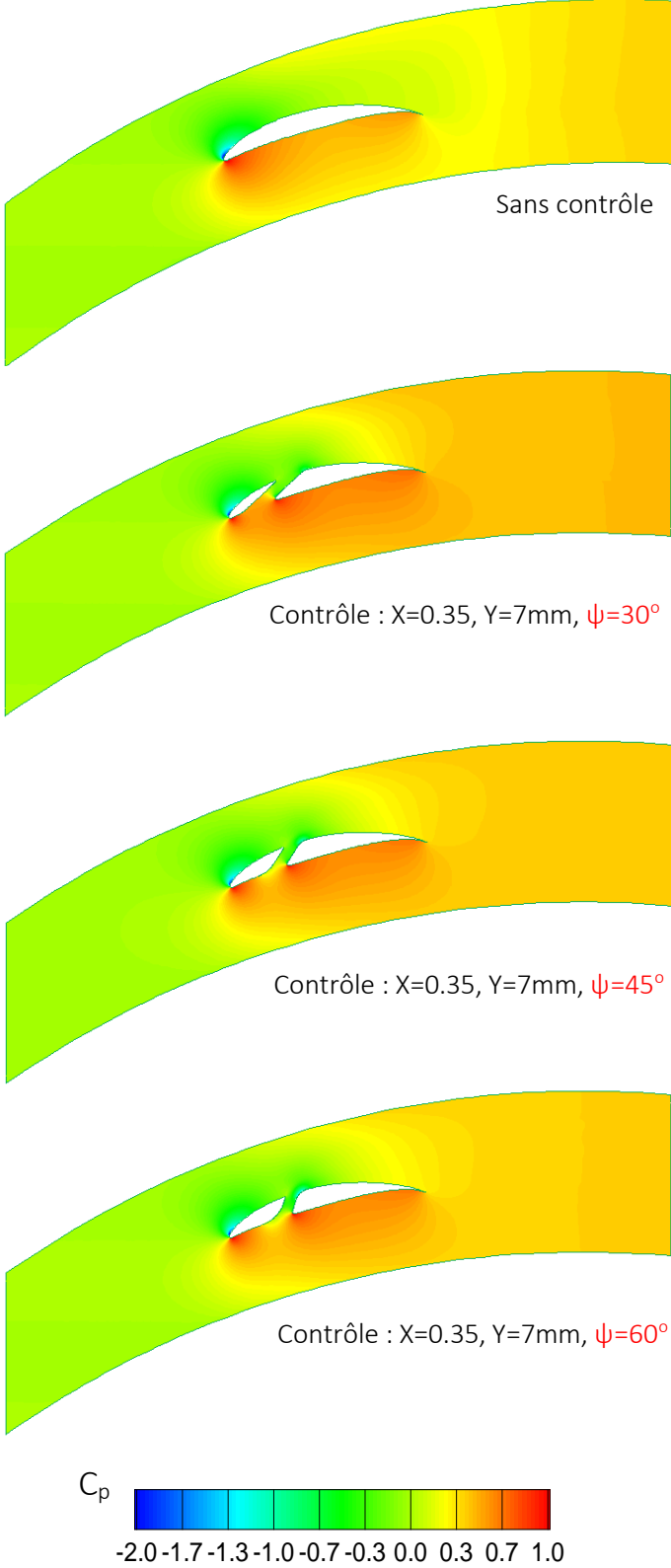
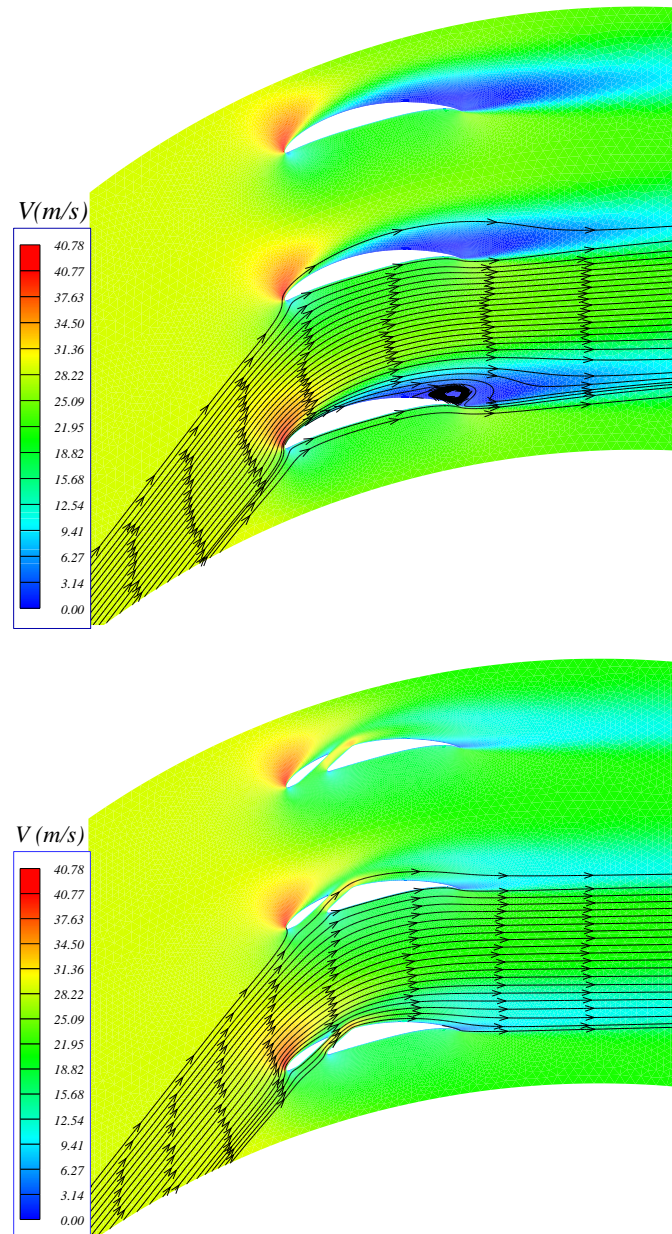


Fig.3.16.b. Cartographies du coefficient de pression statique pour différentes pentes.

### 6.2. Potentiel du contrôle avec la configuration optimale :

La simulation numérique bidimensionnelle présentée dans ce travail nous fournit différentes solutions dans le but de réduire le coefficient de pertes totales et augmenter l'angle de déflexion. La meilleure solution est obtenue pour une fente positionnée à  $X=0.35c$  au niveau de l'extrados, de largeur  $Y=7\text{mm}$  et d'inclinaison, définie par l'angle  $\psi$ , entre l'axe de fente et la ligne de cambrure moyenne, égale à  $30^\circ$ .



**Fig.3.17.** Cartographie de vitesse et lignes de courant pour la meilleure configuration ( $X=0.35$ ,  $Y=7\text{mm}$  et  $\psi=30^\circ$ ).

La réduction relative du coefficient des pertes totales est de 28.3% et l'angle de déflexion est environ  $5^\circ$ , fig.3.12. Les cartographies de la figure 3.17 représentent une comparaison des champs de vitesse avec les lignes de courant entre les configurations sans et avec fente et illustrent l'effet significatif du contrôle optimal pour éliminer le détachement de la couche limite.

Les variations du coefficient des pertes totales avec l'angle d'attaque pour les deux cascades simulées, sans et avec contrôle, sont illustrées sur la figure 3.18. La diminution du coefficient des pertes est observée approximativement sur la plage où le phénomène de décrochage positif se manifeste c'est-à-dire au-delà de  $32^\circ$ . Sur la page 23 du premier chapitre, on a cité que le décrochage chez Lieblein se révèle à peu près quand le facteur de diffusion  $DF=0.6$  ; on trace l'évolution du facteur  $DF$  en fonction de l'angle d'attaque sur toute la plage de fonctionnement en utilisant la relation de Lieblein citée dans le premier chapitre on trouve d'après la figure 3.19 que l'angle d'attaque  $32^\circ$  correspond à une valeur du facteur de diffusion proche de  $DF=0.6$  d'où on peut reconfirmer que dans la région du décrochage positif, le contrôle passif par l'utilisation des fentes prouve son efficacité à éliminer le décollement. Pour le reste des valeurs de l'angle d'attaque, l'utilisation des fentes conduit à des pertes élevées causées peut être par le processus de mélange.

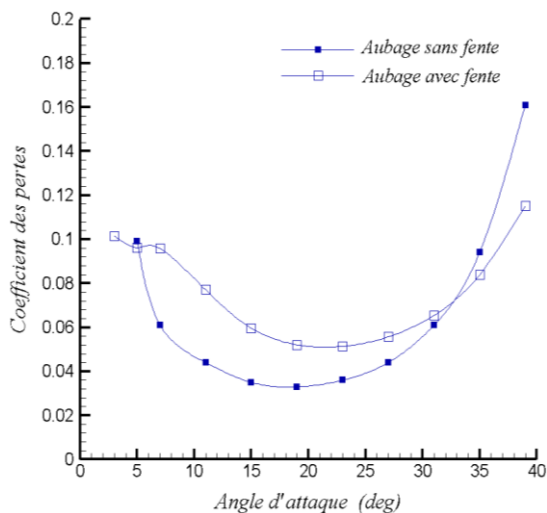


Fig.3.18. Variations du coefficient des pertes totales en fonction d'angle d'attaque entre les configurations avec et sans fente.

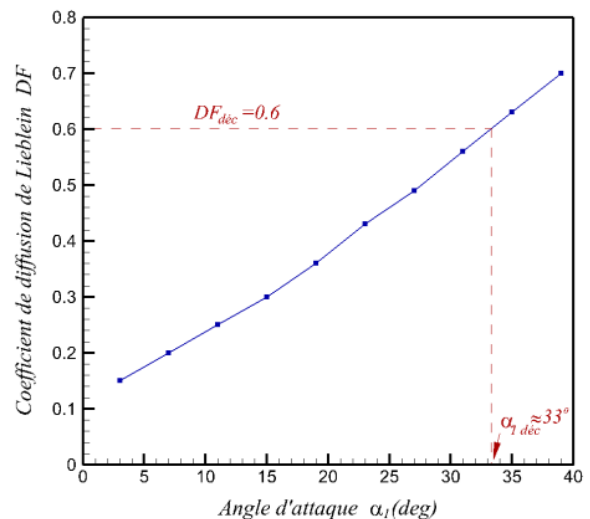


Fig.3.19. Variations du facteur de diffusion de Lieblein en fonction d'angle d'attaque pour la configuration sans fente.

Pour compléter notre analyse, la figure 3.20 montre l'évolution de l'angle de déflexion en fonction de l'angle d'attaque pour les deux configurations avec et sans fentes. Une comparaison, avec des résultats expérimentaux dans le cas sans fente, donne la même tendance qualitative, mais le côté quantitatif marque une différence entre les valeurs numériques et l'expérience. L'effet positif dans la cascade avec fente apparaît justement dans la zone de décollement dans laquelle le point de décrochage est déplacé à droite afin d'élargir la plage de fonctionnement. Concernant la distribution de l'angle de déflexion dans la figure 3.20, la différence entre les données expérimentales et les résultats numériques montre un décalage de  $5^{\circ}$  environ. Pour comprendre cette différence, on peut donner deux raisons :

- La première réside du choix du modèle de turbulence  $k-\varepsilon$  avec fonctions de parois représentant une couche limite à basse résolution.
- La seconde raison serait l'influence de l'aspect tridimensionnel réel de l'expérience occultée dans les calculs bidimensionnels.

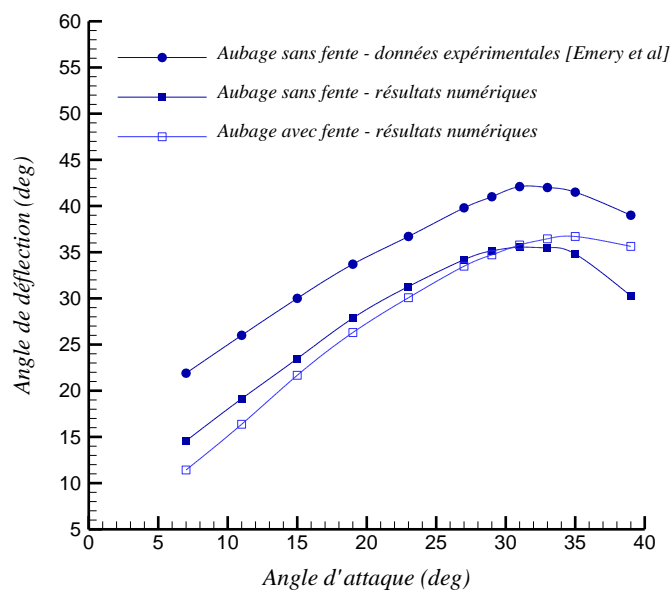


Fig.3.20. Variations de l'angle de déflexion en fonction d'angle d'attaque entre les configurations avec et sans fente.

## 7. Conclusion :

Dans ce chapitre une investigation est effectuée pour explorer le potentiel du contrôle passif en utilisant des aubages avec fentes. Des simulations numériques sont réalisées pour une grille d'aubes linéaire d'un compresseur axial. Les aubages sont qualifiés de haute charge

et leur profil est de type NACA 65(18)10. Dans la plage choisie, la réduction relative du coefficient des pertes totales marque son optimum de 28.3%, quand le jet de la fente est positionné dans un endroit au niveau de l'extrados approximativement à mi-distance entre le pic minimal de la pression et le point de détachement, la largeur de la fente atteint une valeur seuil et l'inclinaison de la fente devient la moins raide possible. Les résultats montrent que la séparation de couche limite développée sur l'extrados est éliminée, de plus les performances aérodynamiques sont améliorées pour la configuration la plus performante avec des augmentations acceptables au niveau du coefficient des pertes sur la plage de fonctionnement sans décollement. En outre, une différence de  $5^{\circ}$  est observée entre les angles de déflexion dans les cas avec et sans contrôle. La position optimale proposée peut trouver son explication en revenant vers l'analyse de la couche limite développée sur l'extrados dans la configuration sans fente.

## Chapitre IV

### Investigation numérique tridimensionnelle de l'effet de contrôle passif par aubages à fentes

#### 1. Introduction :

Dans ce chapitre on traite la configuration tridimensionnelle avec et sans contrôle où l'on essaie de projeter la lumière sur un phénomène très important influant négativement sur les performances des compresseurs axiaux. Ce phénomène est connu sous le nom de décollement de moyeu-coin (hub-corner separation) ou simplement décollement de coin. Notre étude 3D sera effectuée sur la base de la configuration 2D utilisée dans le chapitre précédent. La cascade 3D est linéaire où les parois latérales sont parallèles, et les aubes ne sont pas vrillées où le bord d'attaque et le bord de fuite forment deux segments droits parallèles entre eux et perpendiculaires aux parois latérales. L'investigation a été réalisée en étudiant l'influence du contrôle par aubage avec fentes avec un rapport d'aspect égal à l'unité et une extension de fente qui occupe toute l'envergure sous la lumière des cartographies topologiques et l'évolution du coefficient des pertes totales et l'angle de déflexion. Ainsi, plusieurs configurations ont été développées dans le but d'étudier l'effet du rapport d'aspect de la cascade et l'extension de la fente où on a adopté l'évolution des lignes de frottement frontières pour évaluer et quantifier la zone de décollement de coin.

#### 2. Le décollement de coin :

On a déjà cité que la séparation des écoulements en situation tridimensionnelle dans les compresseurs axiaux se concentre dans la région limitée par la paroi latérale (moyeu) et la surface supérieure d'aube (extrados) au voisinage du bord de fuite. La cause qui déclenche les décollements 3D diffère de celles en 2D. Si en 2D les couches limites sur l'extrados des aubages se détachent sous l'influence du gradient de pression longitudinal positif, le décollement de coin en 3D se manifeste sous l'effet de la combinaison du gradient de pression longitudinal positif et le gradient de pression transversal qui provoque la naissance des écoulements secondaires. On peut ajouter que les écoulements secondaires apparaissent à cause de la courbure de passage où le fluide s'écoule. Le gradient de pression transversal



s'équilibre avec l'accélération centripète et comme le fluide au voisinage des parois latérales possède une faible vitesse et subit le même gradient de pression que dans l'écoulement libre, le rayon de la courbure des lignes de courant rapportées aux parois latérales diminue. Par conséquent, le fluide à faible quantité de mouvement s'accumule au niveau du coin formé par le moyeu et l'extrados en donnant l'occasion au fluide pour se détacher, Fig.4.1.

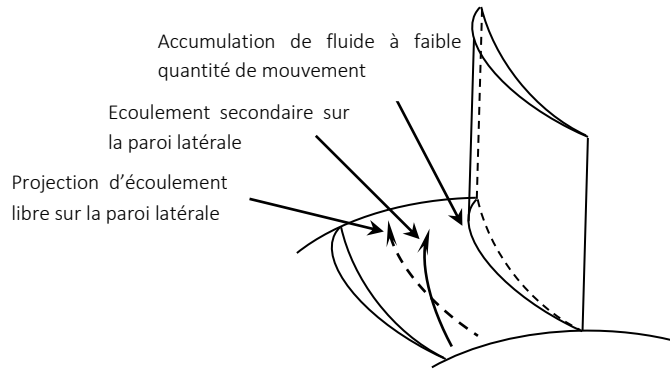


Fig.4.1. Effet des écoulements secondaires entre les aubes.

La structure de décollement de coin est illustrée par la figure 4.2. Les lignes de courant au voisinage des parois solides montrent l'aspect particulier du décollement de coin. Cet aspect représente une zone de blocage combiné d'un écoulement adverse sur l'extrados avec une recirculation sur les parois latérales qui mène à amplifier les pertes totales. De plus, cette zone défavorable fait également réduire la section de passage et dégrader l'augmentation de la pression statique à travers l'étage de compresseur.

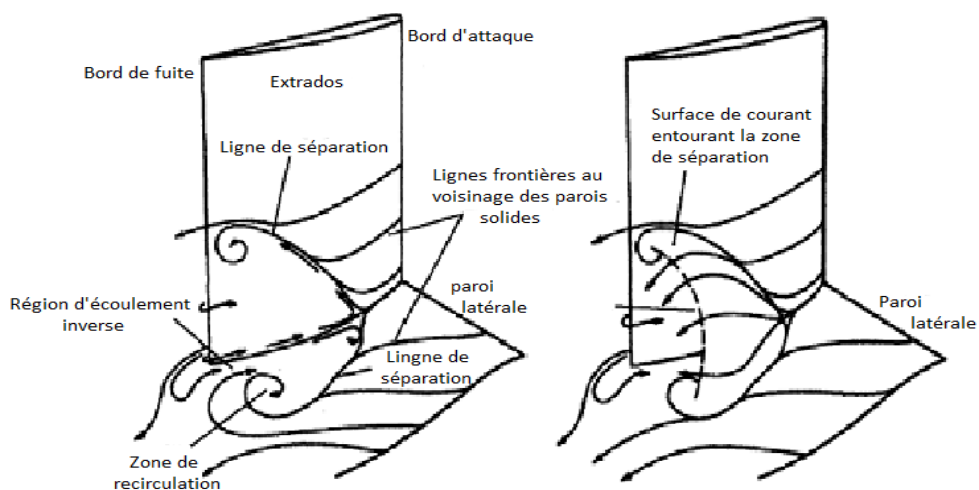


Fig.4.2. (droite) La région de séparation de coin et l'effet de blocage dans le passage inter-aubes, (gauche) Lignes de courant frontières et l'aspect d'écoulement dans la zone de décollement de coin. [Lei08]

### 3. Analyse de l'écoulement sans et avec contrôle dans la situation tridimensionnelle :

#### 3.1. Procédure numérique :

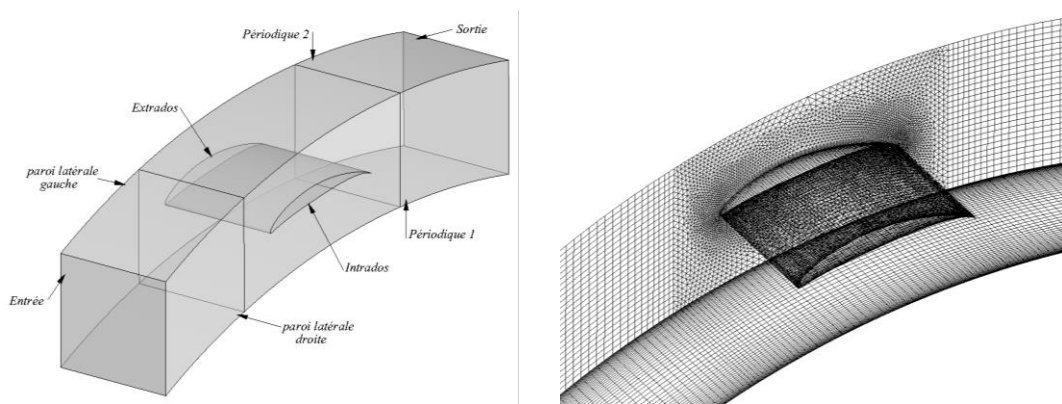
La procédure numérique est effectuée comme auparavant en 2D. En effet, la géométrie et le maillage sont développés sur Gambit et le calcul est réalisé par le solveur Fluent en utilisant l'approche RANS. Une discrétisation en volumes finis avec un schéma Upwind de second ordre est appliqué sur un maillage arrangé (collocated scheme). Le maillage est, d'un côté, de type structuré (hexaèdre) au voisinage des parois solides (extrados, intrados, paroi latérale droite, paroi latérale gauche) et dans les deux régions en amont et en aval de l'aubage, voir les figures 4.3 et 4.4, et d'un autre côté, il est de type non structuré loin des surfaces solides. Le maillage structuré est raffiné pour aboutir à une couche limite de résolution qui assure la condition ( $30 < y^+ < 100$ ) sur la surface d'aubage et ainsi sur les parois latérales. La configuration de la cascade développée possède une hauteur d'aube correspond à un rapport d'aspect  $AR=1$ .

Paramètre	Valeur
Type d'aubage	NACA 65(18)10
Angle d'écoulement entrant	une plage de $32^{\circ}$ à $52^{\circ}$
Angle de calage	$13^{\circ}$
Solidité	1.25
Rapport d'aspect	1
Corde	0.127 m
Nombre de Reynolds	245000

**Tab.4.1.** Paramètres utilisés dans la cascade 3D.

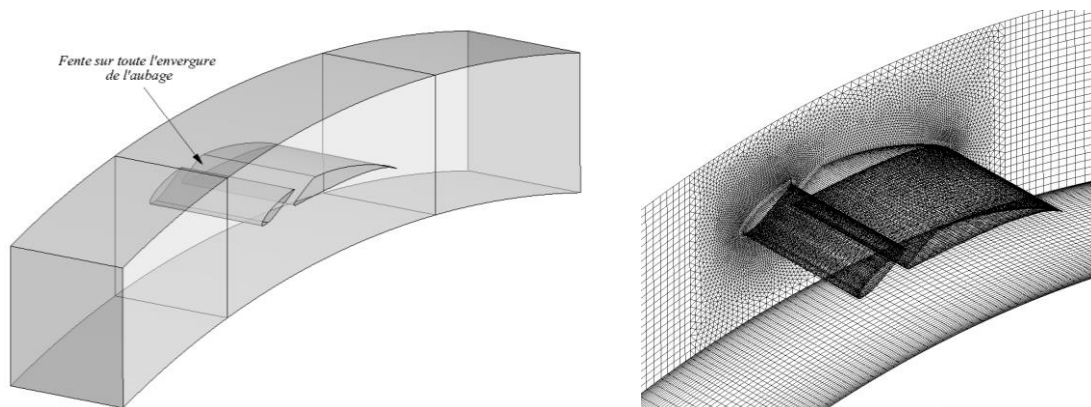
Le nombre de cellules générées sur ce maillage est égal presque à 1 million. Le modèle de turbulence utilisé pour la fermeture des équations de Navier Stokes est celui de K-epsilon

standard. Comme l'écoulement est supposé périodique dans la direction circonférentielle, la condition aux limites périodiques est appliquée. En outre, l'aubage et les parois latérales sont modélisées comme des surfaces en contact d'un écoulement visqueux et par conséquent la condition d'adhérence est tenue en considération. Un profil uniforme de vitesse ( $W_1=28.95\text{m/s}$ ) et un angle d'écoulement entrant sont imposés en amont infini de la cascade avec une intensité de turbulence égale à ( $T_u=1\%$ ). Les paramètres géométriques définissant notre cascade en 3D ainsi que le type d'aubage et le nombre de Reynolds sont résumés dans le tableau 4.1. La géométrie tridimensionnelle avec le maillage correspondant sont donnés dans les figures suivantes :



**Fig.4.3.** Cascade linéaire en 3D sans contrôle et avec un rapport d'aspect  $AR=1$  ; (gauche) géométrie, (droite) maillage ; paroi latérale gauche, aubage sans fente, périodique bas.

Quant à la configuration avec contrôle, la fente utilisée à travers l'aubage possède les mêmes caractéristiques que celles trouvées dans le cas le plus performant dans l'étude paramétrique bidimensionnelle du chapitre précédent. De plus, la fente occupe toute la hauteur d'aube. La géométrie et le maillage qui correspondent à cette situation sont illustrés sur la figure 4.4.



**Fig.4.4.** Cascade linéaire en 3D avec une fente et un rapport d'aspect  $AR=1$  ; (gauche) géométrie, (droite) maillage ; paroi latérale gauche, aubage avec fente, périodique bas

Avant d'accéder aux calcul et analyser les résultats des cascades sans et avec contrôle, on essaie d'exploiter les données expérimentales et numériques citées dans la publication de Yasuo et al [Yas05] pour valider notre modèle numérique. La cascade utilisée dans la publication possède les caractéristiques suivantes: une aubage de type *NACA65*, avec une corde  $c$  de 52.8mm et un angle de cambrure  $\varphi=30.1^\circ$ , fixée sous un angle de calage  $\lambda=32.2^\circ$  et un espace entre les aubes traduit par la solidité  $\sigma=1.08$ . L'envergure est exprimée par un rapport d'aspect  $AR=2.3$ . Le fluide possède à l'entrée de la cascade une vitesse de 60 m/s et un angle  $\beta_1=47.1^\circ$ . Le nombre de Reynolds basée sur la corde est  $Re=2,2.10^5$ . Une comparaison des distributions du coefficient des pertes totales et l'angle de déflexion le long de la demi-envergure, entre les résultats trouvés après calcul et les données expérimentales et numériques de Yasuo et al, est illustrée sur la figure ci-dessous. Notons que les mesures sont effectuées à 50% de la corde en aval du bord de fuite. La comparaison nous montre une bonne adéquation quantitative et qualitative entre les résultats numériques et les données de Yasuo et al et par conséquent nos calculs ont mené à des résultats satisfaisants.

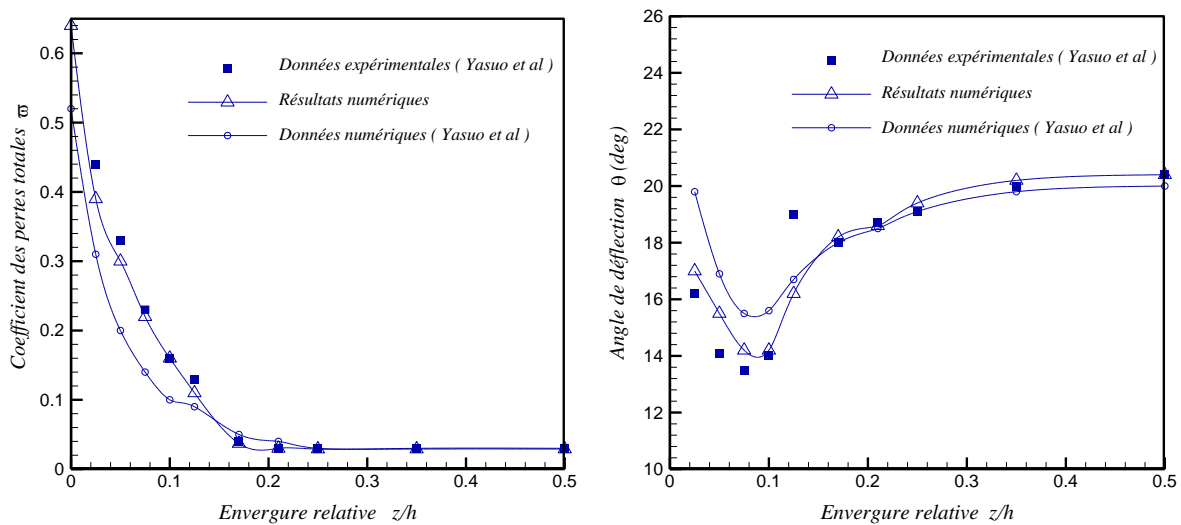


Fig.4.5. Validation des résultats numériques avec les données expérimentales et numériques de Yasuo et al [Yas05].

### 3.3. Effet de la fente sur les performances de la cascade en 3D :

Pour rechercher et aboutir à l'effet de contrôle par fente passive dans une configuration tridimensionnelle, on analyse les résultats obtenus pour les deux cascades avec et sans contrôle. L'étude est basée sur deux conditions : l'une correspond à l'angle nominal ou l'angle de conception (l'angle d'attaque  $\alpha_1=19^\circ$  avec l'angle d'écoulement entrant  $\beta_1=32^\circ$ ) et l'autre

condition à un angle hors adaptation ou angle de décrochage (l'angle d'attaque  $\alpha_1=39^\circ$  avec l'angle d'écoulement entrant  $\beta_1=52^\circ$ ).

### 3.3.1. Cas nominal (design condition):

#### a. Cartographies des pertes de pression totale:

Les figures 4.6 représentent le sillage identifié par des contours du coefficient des pertes totales sur le plan localisé dans la station axiale  $x=50\%cax$  en aval du bord de fuite; où  $cax$  est la longueur de la corde axiale. On peut voir que les deux cartographies montrent des contours qui possèdent une symétrie par rapport à la mi envergure avec un alignement au milieu et une distorsion proche des parois latérales. Les pertes totales apparaissent avec un niveau

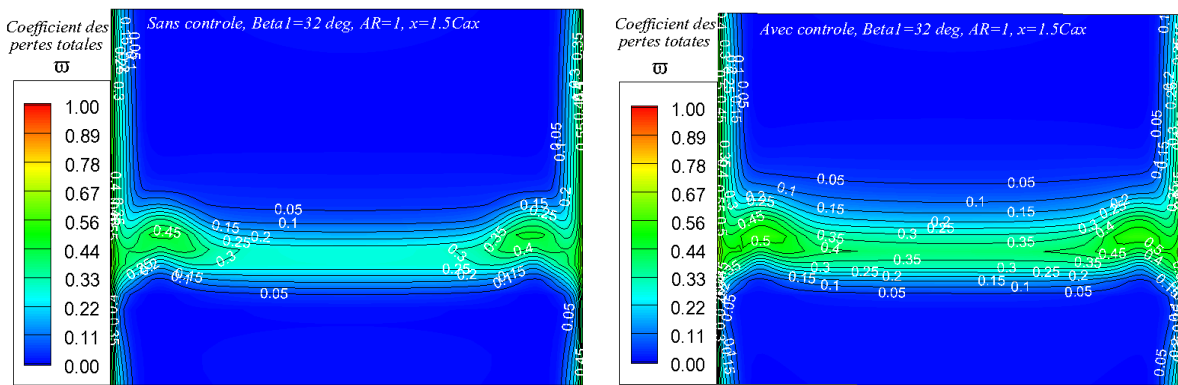


Fig.4.6. Cartographies des Pertes totales entre les configurations sans et avec contrôle, à la station  $x=1.5cax$  et pour un angle  $\beta_1=32^\circ$ .

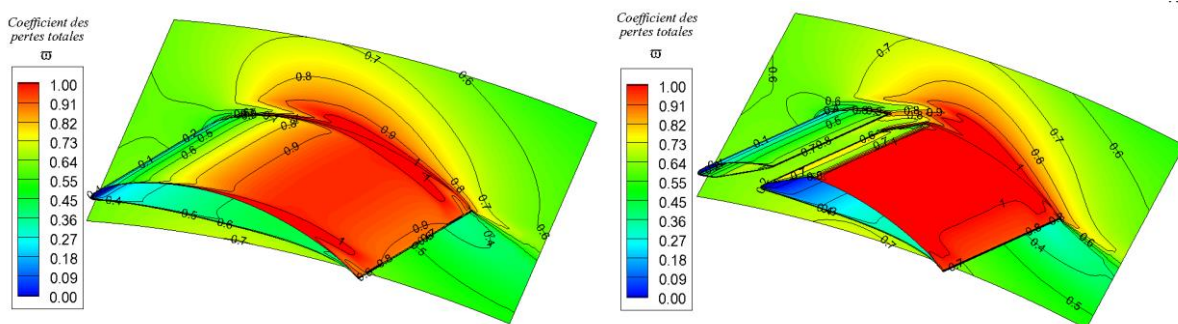


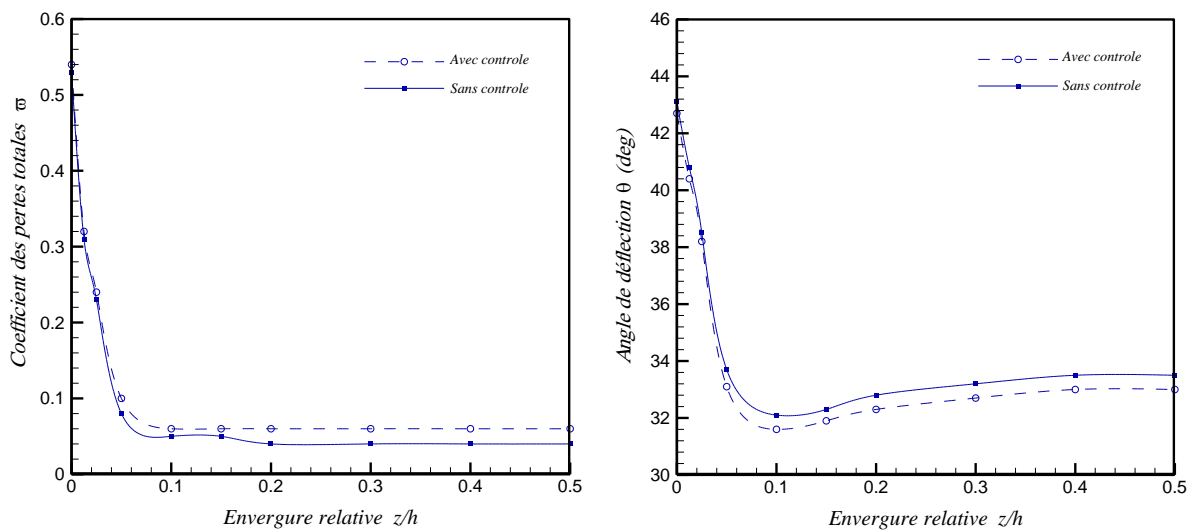
Fig.4.7. Cartographies des Pertes totales entre les configurations sans et avec contrôle, sur la paroi latérale et l'aubage pour un angle  $\beta_1=32^\circ$ .

plus important près des parois latérales sous l'effet du mélange avec les écoulements secondaires dans les deux cascades. Cependant, l'existence de la fente dans la deuxième cascade mène à des pertes totales un peu plus grandes que celles de la première cascade. Par

conséquent la contribution de la fente dans un cas nominal conduit à une augmentation des pertes totales au niveau du passage de la cascade, comme on a trouvé dans la configuration bidimensionnelle, et en particulier au voisinage des parois solides.

**b. Coefficient des pertes totales et angle de déflexion:**

La figure 4.8 montre la distribution du coefficient des pertes totales selon la direction d'envergure pour les deux cascades étudiées. Cette distribution est calculée dans le même plan situé à  $x=1.5cax$ . Les pertes totales représentent la somme d'écoulement dûe aux frottements sur les surfaces d'aubes et celles d'écoulement secondaires. Près des parois latérales le coefficient des pertes totales possède approximativement les mêmes valeurs pour les deux cas mais en dehors de cette région jusqu'à mi envergure, les pertes dans la cascade à fentes se manifestent avec des valeurs plus grandes. En revanche, la figure à droite montre



**Fig.4.8.** Coefficient des Pertes totales et l'angle de déflexion entre les configurations sans et avec contrôle, à la station  $x=1.5cax$  et pour un angle  $\beta_1=32^\circ$ .

la distribution de l'angle de déflexion dans la même direction. Les écoulements secondaires produisent une zone de surdéflexion entre la paroi latérale et l'endroit localisé au voisinage de la position 10% de l'envergure qui représente l'épaisseur de la couche limite, pour les deux cascades. A mi-envergure on reconferme l'effet non bénéfique de la fente trouvé dans l'analyse 2D pour les conditions sans séparation de la couche limite ( $\beta_1=32^\circ$ ). Pour cet angle d'entrée nominal  $\beta_1=32^\circ$ , la cascade avec contrôle ne peut pas manipuler les sécoulements secondaires dans la région du coin et elle influe négativement dans la zone à mi-envergure.

c. Lignes de courant:

Les figures 4.9 et 4.10 représentent les lignes de courant frontières sur la paroi latérale et la face supérieure d'aube, respectivement, pour les deux cascades. Le passage principal des deux cascades est réduit par l'effet de blocage dû aux écoulements de retour qui apparaissent dans la région du coin. La paroi latérale est qualifiée d'écoulement sans séparation pour cet angle nominal. En outre, la distance entre le point de séparation et le bord de fuite reste presque la même dans les deux configurations et par conséquent l'étendue des régions du décollement de coin sur l'extrados ne change pas sous l'effet de la fente. Les résultats pour un angle nominal  $\beta_1=32^\circ$  montrent globalement qu'il n'y a pas d'effet positif pour améliorer les paramètres aérodynamique de la cascade. Par conséquent, on peut appliquer la fente d'une manière semi-passive, d'où la possibilité de fermer la fente dans la cas nominal.

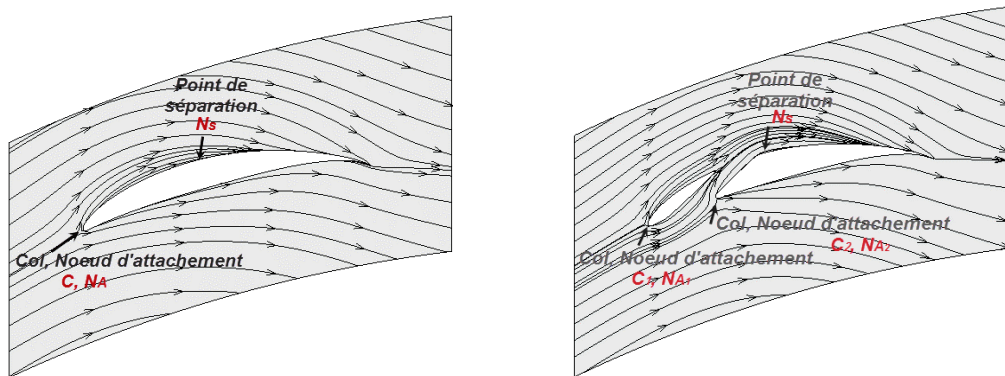


Fig.4.9. Lignes de courant frontières sur la paroi latérale ;  
(à gauche) sans contrôle, (à droite) avec contrôle,  $\beta_1=32^\circ$ .

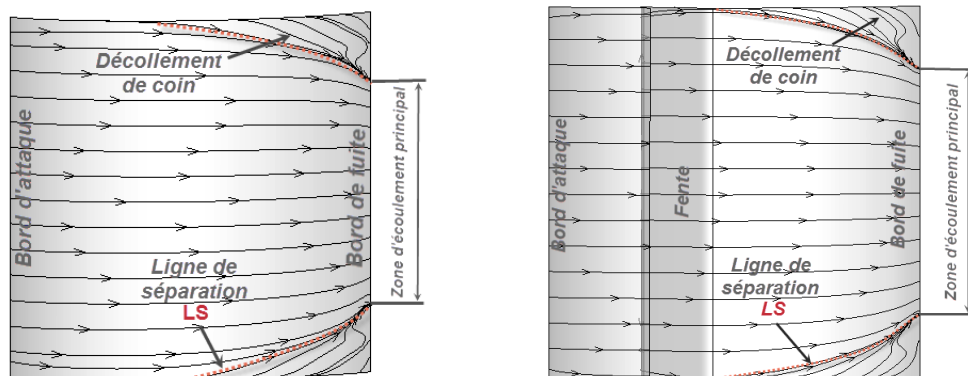


Fig.4.10. Lignes de courant frontières sur l'extrados ;  
(à gauche) sans contrôle, (à droite) avec contrôle,  $\beta_1=32^\circ$ .

### 3.3.2. Cas hors adaptation (off design condition):

#### a. Cartographies des pertes de pression totale:

La distribution du coefficient des pertes totales est illustrée par des contours sur les figures 4.11 pour les deux cascades sur le même plan situé à  $x=1.5cax$ . Pour ce cas, hors adaptation, on observe que la fente est capable de diminuer les pertes d'une façon efficace et manipuler l'écoulement où la valeur la plus importante du coefficient des pertes totales diminue de 0.7 à 0.5. En outre, on observe clairement, sur les figures 4.12, la diminution de la zone colorée par le rouge ( $\varpi=1$ ) sur les parois solides et plus précisément en aval de la fente où l'effet du jet de contrôle intervient.

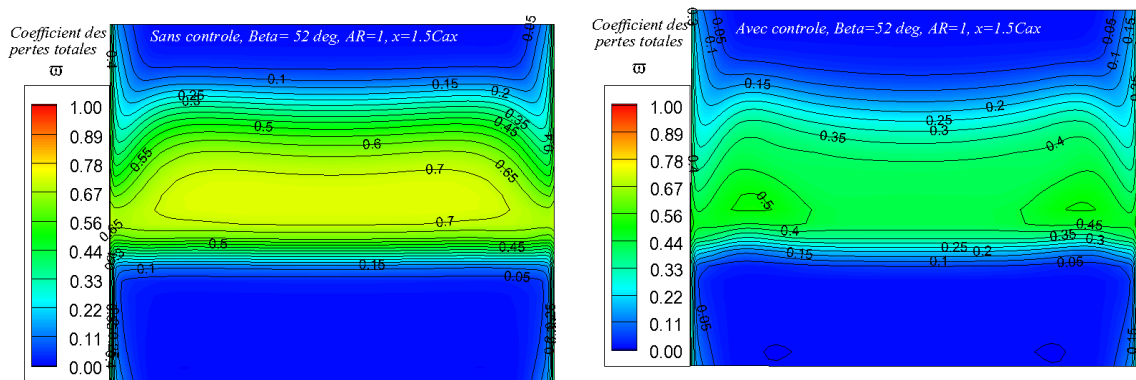


Fig.4.11. Cartographies des Pertes totales entre les configurations sans et avec contrôle, à la station  $1.5cax$  et pour un angle  $\beta_1=52^\circ$ .

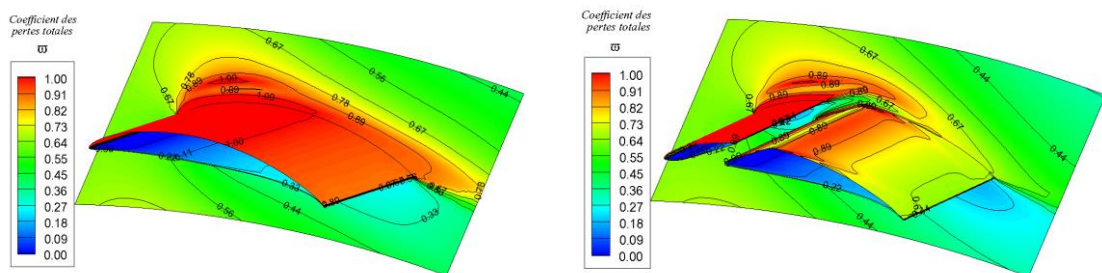


Fig.4.12. Cartographies des Pertes totales entre les configurations sans et avec contrôle, sur la paroi latérale et l'aubage pour un angle  $\beta_1=52^\circ$ .

#### b. Coefficient des pertes totales et angle de déflexion:

Les distributions des pertes totales et de déflexion représentées sur la demi-envergure d'aubage à la station  $x=1.5cax$  montrent que la configuration avec fente donne de meilleures valeurs et elle arrive à améliorer les performances aérodynamiques sur tout le passage.



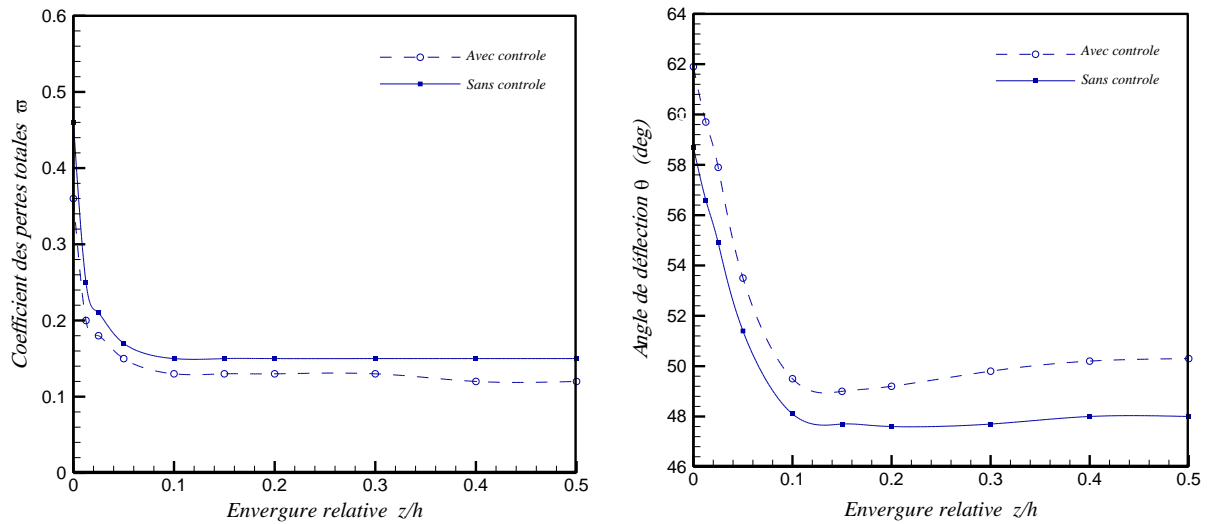


Fig.4.13. Coefficient des Pertes totales et l'angle de déflexion entre les configurations sans et avec contrôle, à la station  $x=1.5cax$  et pour un anale  $\beta_1=52^\circ$ .

c. Lignes de courant:

Pour plus de détail, les figures ci-dessous représentent les lignes de courant frontières près de l'extrados et des surfaces latérales pour les deux cas avec et sans contrôle. Les lignes

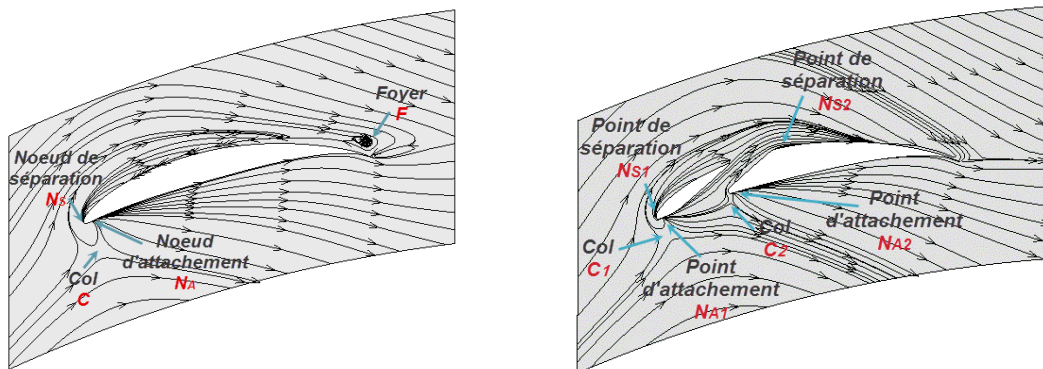


Fig.4.14. Lignes de courant frontières sur la paroi latérale ; (à gauche) sans contrôle, (à droite) avec contrôle,  $\beta_1=52^\circ$ .

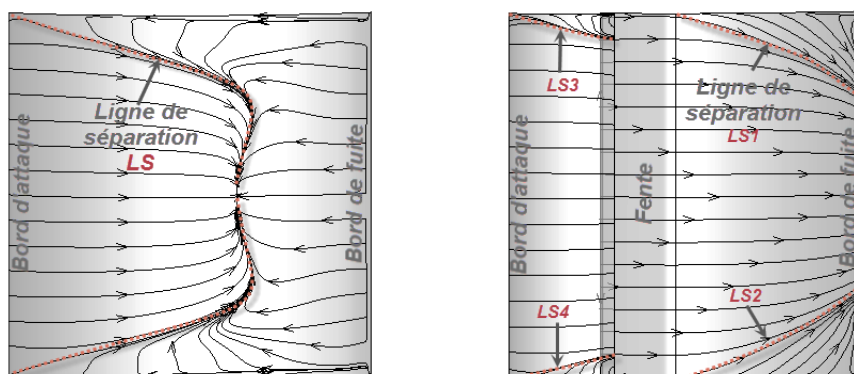


Fig.4.15. Lignes de courant frontières sur l'extrados ; (à gauche) sans contrôle, (à droite) avec contrôle,  $\beta_1=52^\circ$ .

frontières montrent que la cascade sans fente est influencée par un écoulement de retour important dans le coin et à mi envergure ce qui provoque une zone de blocage dans la section de passage et mène à dégrader les performances de la cascade. On peut voir dans la configuration avec fente que l'aubage avec fente conduit à éliminer les séparations de la couche limite dans le coin sur la paroi latérale et à mi-envergure sur l'extrados.

### 3.4. Influence de l'angle d'écoulement entrant:

Les deux figures 4.16, donnent les caractéristiques aérodynamiques sur une plage d'angle d'écoulement entrant qui varie de  $32^{\circ}$  à  $52^{\circ}$ . Elles montrent que pour les angles d'entrée qui sont loin d'entraîner le décollement de couche limite sur l'extrados la fente influence négativement sur les pertes totales et garde presque la même valeur globale de la déflexion à la sortie de la cascade de base. En revanche, dans la plage où la séparation peut se manifester sur l'extrados on constate un effet bénéfique de la fente pour contrôler l'écoulement et améliorer les caractéristiques aérodynamiques de la cascade.

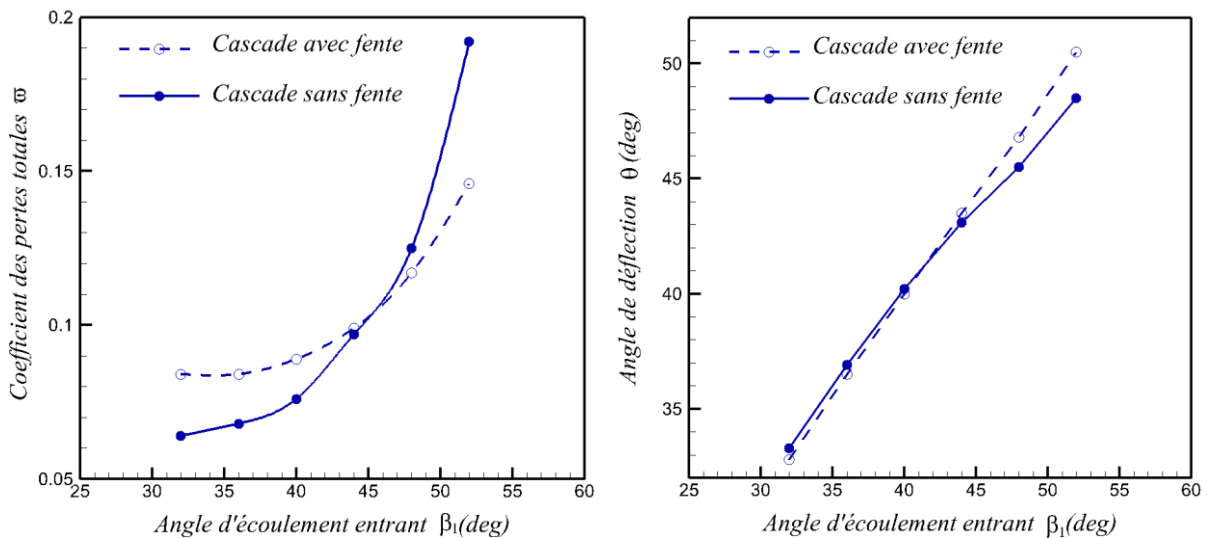


Fig.4.16. Variations des pertes totales (à gauche) et de l'angle de déflexion (à droite) en fonction de l'angle d'écoulement entrant sans et avec contrôle.

### 3.5. Structure de décollement de coin et analyse topologique:

Sur les figures 4.17 et 4.18, les traces des particules fluides sont générées au sein de la cascade près du coin entre l'extrados et la paroi latérale afin de visualiser les tourbillons dans les deux cascades avec et sans contrôle pour un angle d'écoulement entrant  $\beta_1=32^{\circ}$ . La

présence d'un gradient de pression adverse le long du passage de la cascade et l'écoulement transversal dû à la différence de pression entre l'extrados et l'intrados dans la région de couche limite de la paroi latérale conduisent à une accumulation de fluide à faible quantité de mouvement et par conséquent un écoulement de retour est développé dans la zone de coin. Dans les deux configurations, la topologie d'écoulement illustrée par les figures 4.9 et 4.10 est caractérisée par une simple zone de séparation limitée dans le coin de la cascade sur l'extrados au voisinage du bord de fuite. En contre partie, la séparation sur la paroi latérale n'existe plus pour l'angle nominal  $\beta_1=32^\circ$ . Pour la cascade sans fente, les traces du tourbillon type fer à cheval sont identifiées par deux branches qui ont le point selle C comme origine. La première branche suit son chemin sur la face supérieure d'aube jusqu'au point de séparation  $N_s$  et elle se dirige au bord de fuite vers la mi-envergure. Concernant la deuxième branche, elle démarre de la face inférieure d'aube vers la face supérieure de l'aube voisine. En fait, on peut nommer ces deux vortex : vortex fer à cheval d'extrados (VFCE) et vortex fer à cheval d'intrados (VFCI). Ces deux vortex possèdent deux sens de rotation différents, le premier tourne dans le sens anti-horaire et le second dans le sens contraire. Dans la situation sans contrôle on observe que le tourbillon (TFCI) influe sur le (TFCE) et il le domine de telle sorte que les deux tourbillons s'unissent en un seul vortex de coin tournant dans le sens horaire, fig.4.17. Dans la deuxième situation, on constate que la fente cause deux vortex contre-rotatifs. En ce qui concerne les points singuliers, deux noeuds d'attachement ( $N_{A1}$ ) et ( $N_{A2}$ ) surgissent ainsi que deux cols ( $C_1$ ) et ( $C_2$ ), alors que le point de séparation ( $N_s$ ) maintient sa position, fig.4.9 (gauche). Dans ce cas, deux pieds émanant à partir des cols ( $N_{A1}$ ) et ( $N_{A2}$ ) s'englobent à la lisière du bord de fuite avec le vortex d'origine ( $C_1$ ) pour donner un tourbillon de coin qui impose son mouvement dans le sens horaire. Ce dernier évolue à côté d'un tourbillon d'origine ( $C_2$ ) de sens anti-horaire, fig.4.18. La zone de séparation reste la même avec une légère dégradation des performances près du coin à cause des deux vortex contrarotatifs et à mi-envergure par l'effet du mélange entre l'écoulement principal et le jet de fente, fig.4.6, fig.4.7 et fig.4.8.

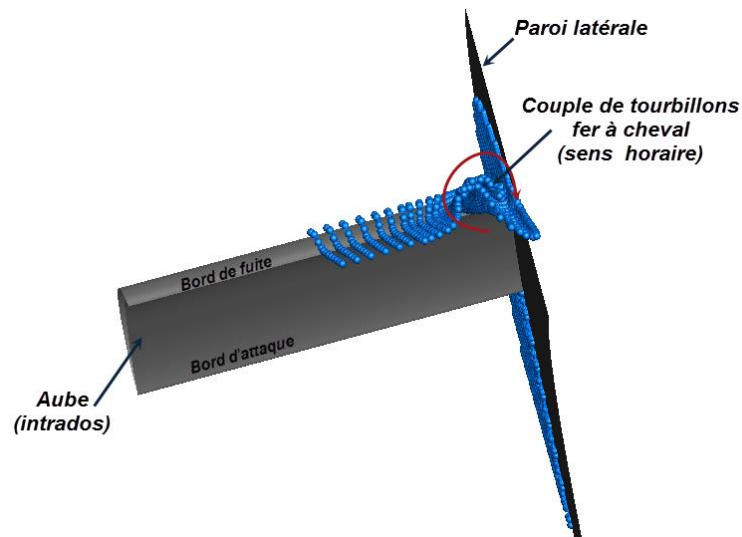


Fig.4.17. Lignes de courant dans le coin ; sans contrôle,  $\beta_1=32^\circ$ .

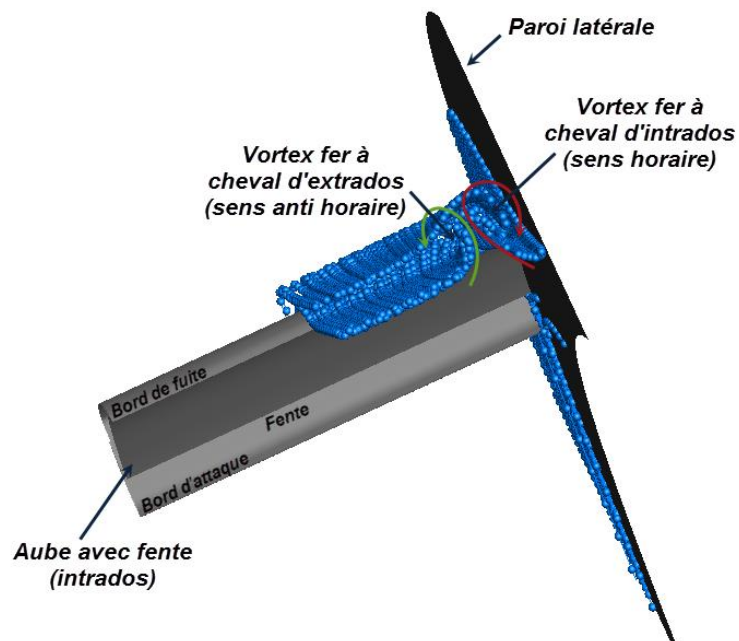


Fig.4.18. Lignes de courant dans le coin ; avec contrôle,  $\beta_1=32^\circ$ .

Quant à la structure des tourbillons dans le coin correspondant à l'angle de décrochage  $\beta_1=52^\circ$ , elle est illustrée dans les figures 4.19 et 4.20. Dans la configuration sans contrôle, les lignes de courant montre un écoulement de retour très important représenté par un tourbillon perpendiculaire à la paroi latérale (tourbillon transversal) marqué par le foyer F et s'étend presque sur toute l'envergure d'aubage. Ce tourbillon coexiste avec les deux branches du vortex fer à cheval développé sur l'extrados et la paroi latérale à partir du col C, fig.4.14.

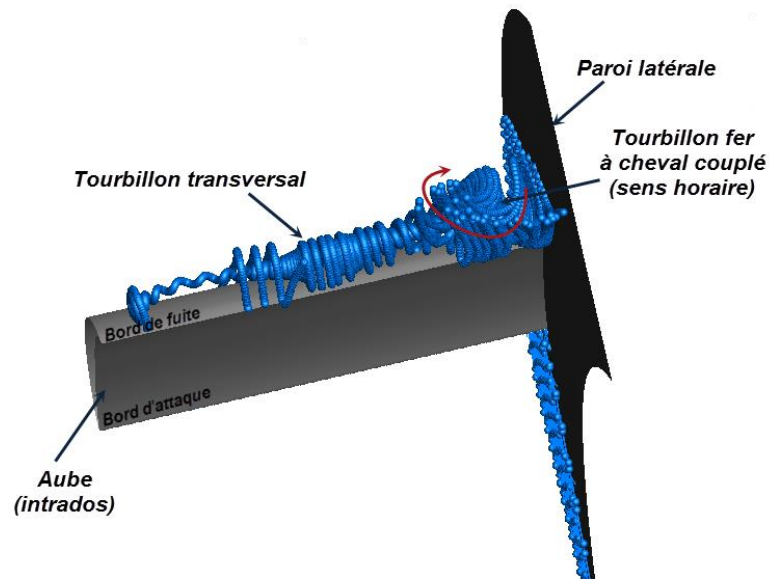


Fig.4.19. Lignes de courant dans le coin ; sans contrôle,  $\beta_1=52^\circ$ .

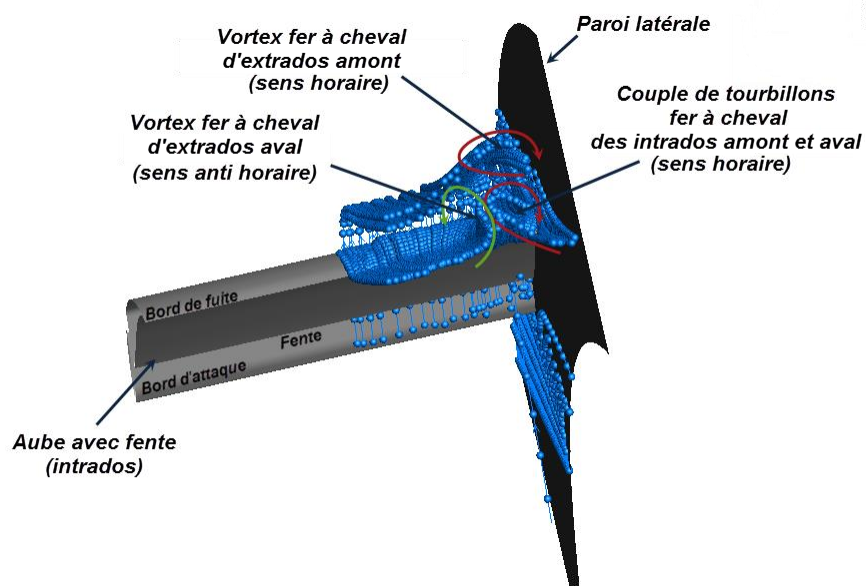


Fig.4.20. Lignes de courant dans le coin ; avec contrôle,  $\beta_1=52^\circ$ .

En revanche, le champ d'écoulement tridimensionnel dans la cascade contrôlée montre que le grand tourbillon transversal est éliminé (disparition du foyer F) mais un tourbillon couplé surgit au niveau du coin. En fait, ce tourbillon est composé par quatre branches; deux viennent du col  $C_1$  et les deux autres du col  $C_2$ . La branche du tourbillon d'origine  $N_{S1}$  et de sens de rotation anti-horaire est influencée par les deux autres branches de sens de rotation horaire et d'origine ( $N_{A1}$  et  $N_{A2}$ ) pour donner un tourbillon résultant de sens horaire. Ce

dernier finalement coexiste avec le vortex d'origine  $N_{S2}$  de sens anti-horaire. Par conséquent, la configuration avec fente est toujours identifiée par l'aspect contre-rarotatif dans le coin. Le contrôle du tourbillon transversal, pour le cas du décrochage possède l'effet dominant pour réduire le coefficient des pertes totales et augmenter l'angle de déflexion avec l'existence de deux tourbillons contre-rarotatifs incapables d'améliorer les caractéristiques aérodynamiques dans le coin de la cascade.

### 3.6. Effet du rapport d'aspect :

Dans cette partie, on génère deux autres cascades avec des rapports d'aspect  $AR=0.5$  et  $2.0$ . On constate d'après les figures 4.21 (correspondent à  $\beta_1=32^\circ$ ) que quelque soit le rapport d'aspect  $AR = 0.5, 1.0$  et  $2.0$  la fente reste inefficace, dans le cas nominal, pour contrôler l'écoulement de retour développé sur l'extrados dans la zone de coin.

En ce qui concerne, les cascades rapportées à l'angle de décrochage  $\beta_1=52^\circ$ , fig.4.22, on voit dans les cascades contrôlées que l'écoulement de retour se localise dans les coins, soit en amont de la fente soit en aval et l'effet bénéfique de la fente apparaît hors de la zone des coins où l'effet des parois devient négligeables et l'écoulement tend vers une situation bidimensionnelle.

### 3.7. Effet de l'extension de la fente :

On a développé ici trois configurations de cascade en variant l'extension de la fente et en maintenant le rapport d'aspect égal à l'unité. Dans la première configuration, la fente est ouverte sur toute la hauteur d'aube, la deuxième est ouverte sur les côtés ; un tiers à gauche et un tiers à droite et la troisième est ouverte au milieu sur une distance de 90% de la hauteur d'aube. D'après les configurations illustrées dans les figures 4.23 et 4.24, on constate que la fente qui occupe toute l'envergure est la meilleure pour les deux cas ; nominal (sans décollement) et hors adaptation (avec décollement).

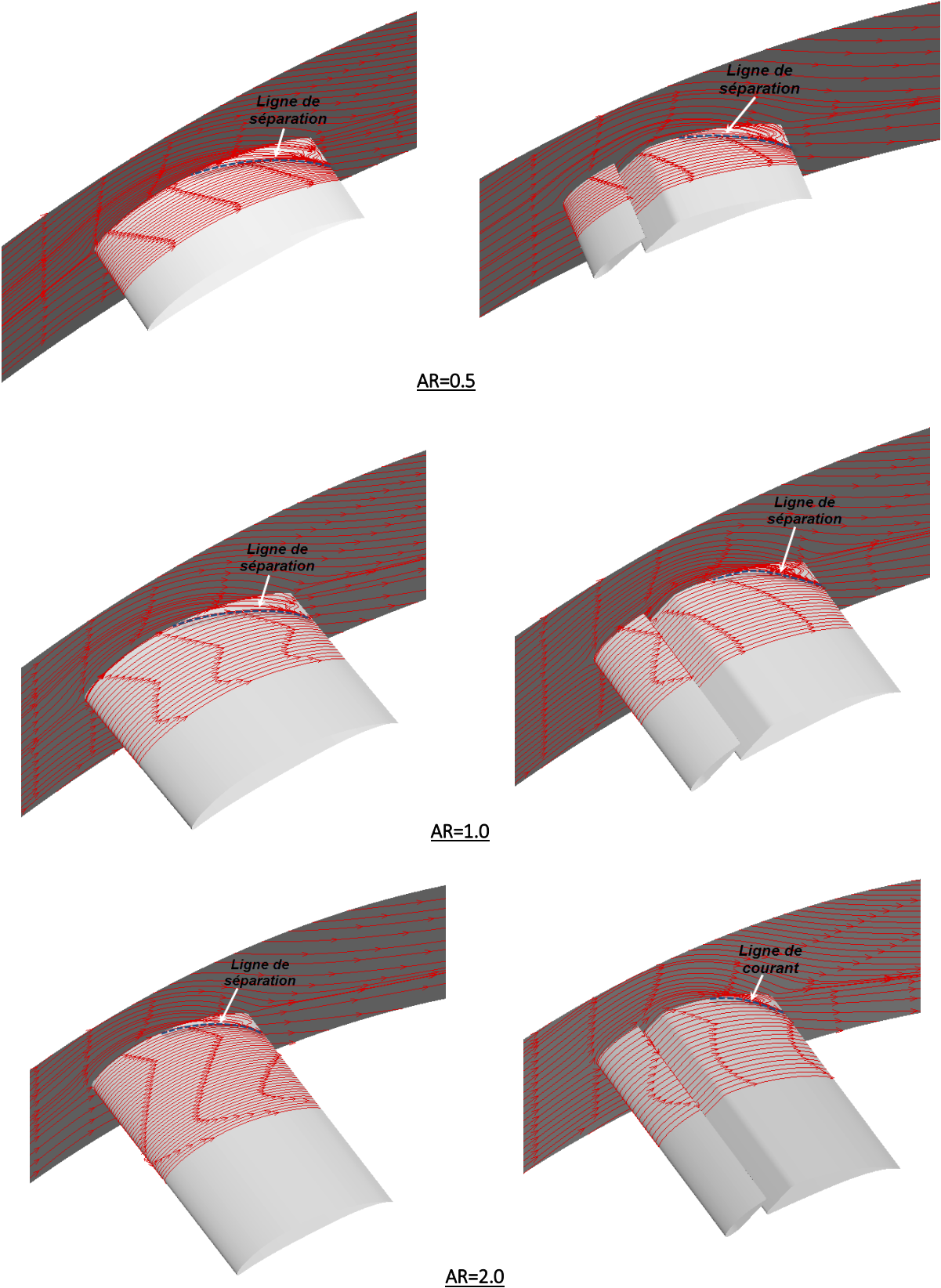


Fig.4.21. Lignes de courant frontières sur les parois des cascades pour différent rapport d'aspect AR, sans contrôle (à gauche) et avec contrôle (à droite) ;  $\beta_1=32^\circ$ .

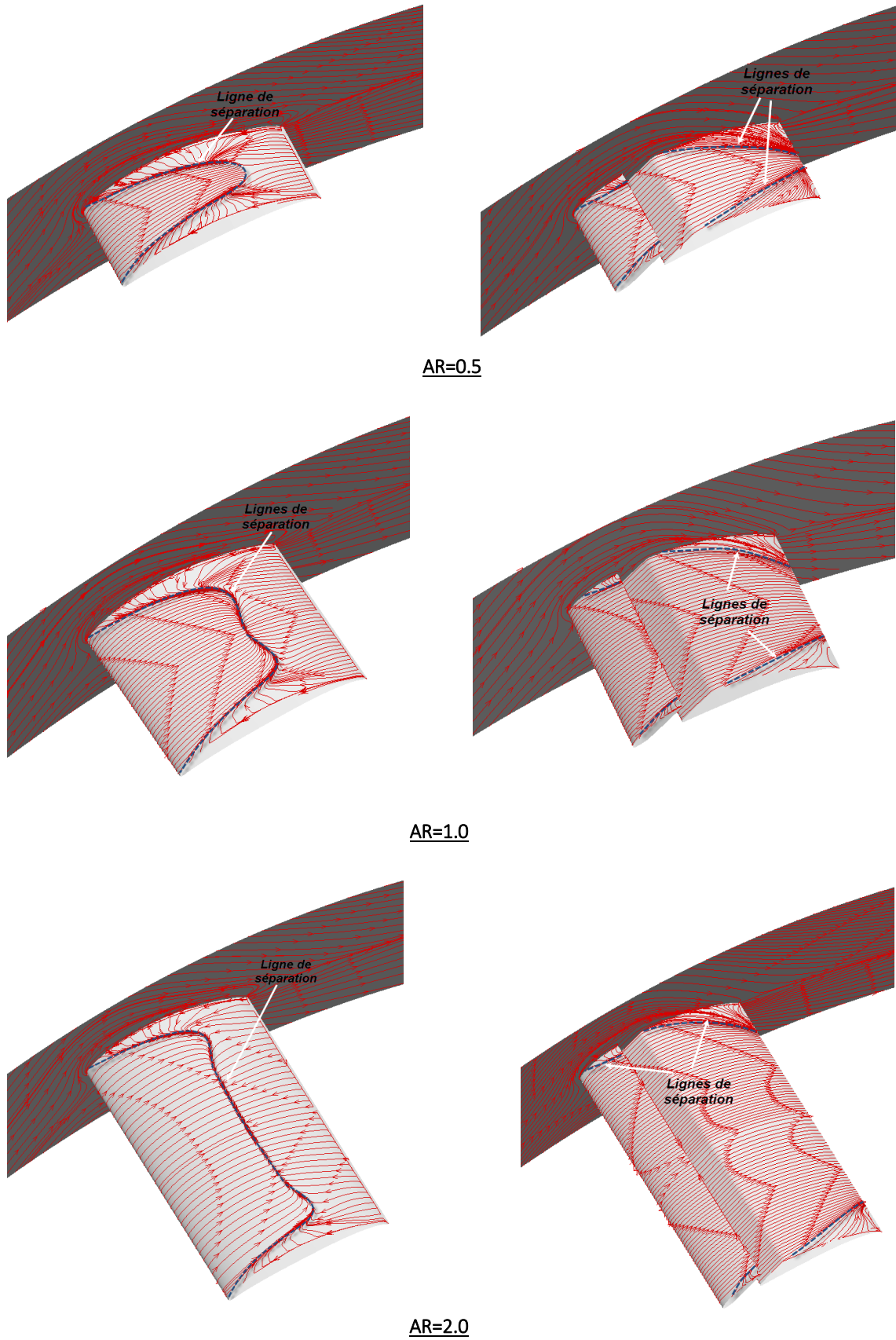
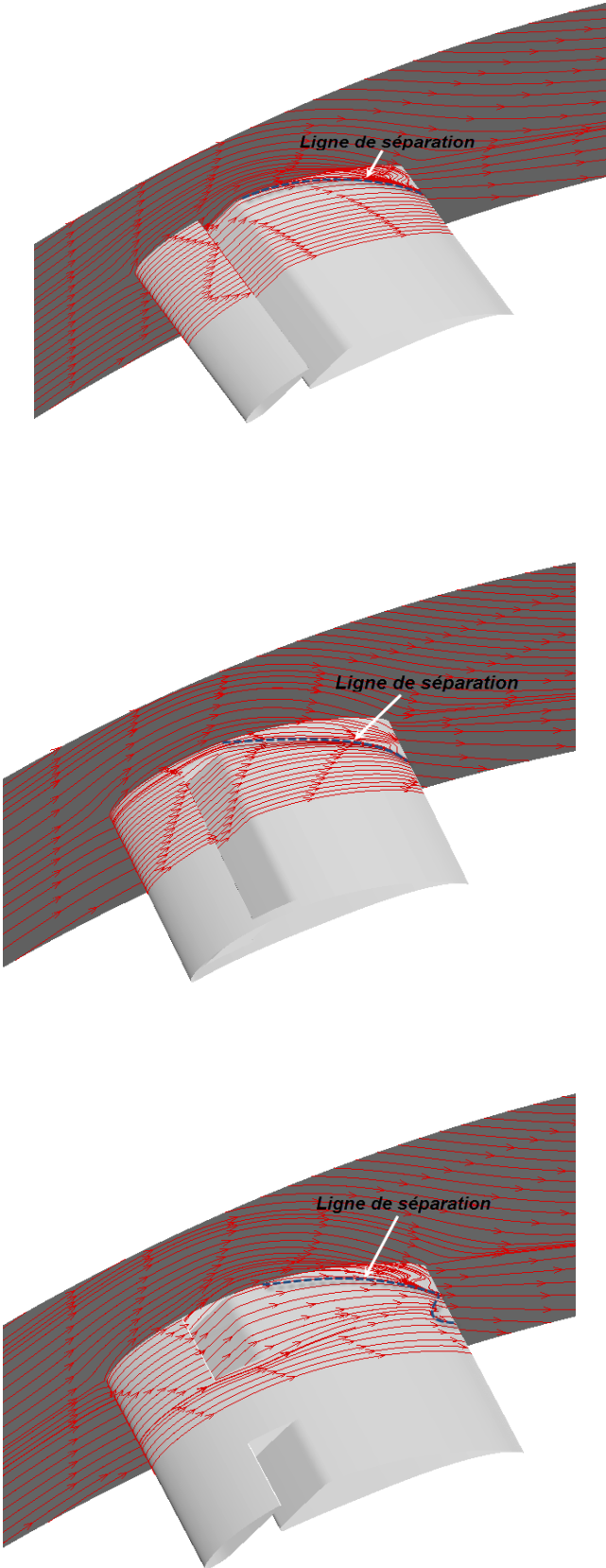


Fig.4.22. Lignes de courant frontières sur les parois des cascades pour différent rapport d'aspect AR, sans contrôle (à gauche) et avec contrôle (à droite),  $\beta_1=52^\circ$ .





**Fig.4.23.** Lignes de courant frontières sur l'aubage et la paroi latérale dans trois cascades en variant l'extension de la fente ;  $\beta_1=32^\circ$ .

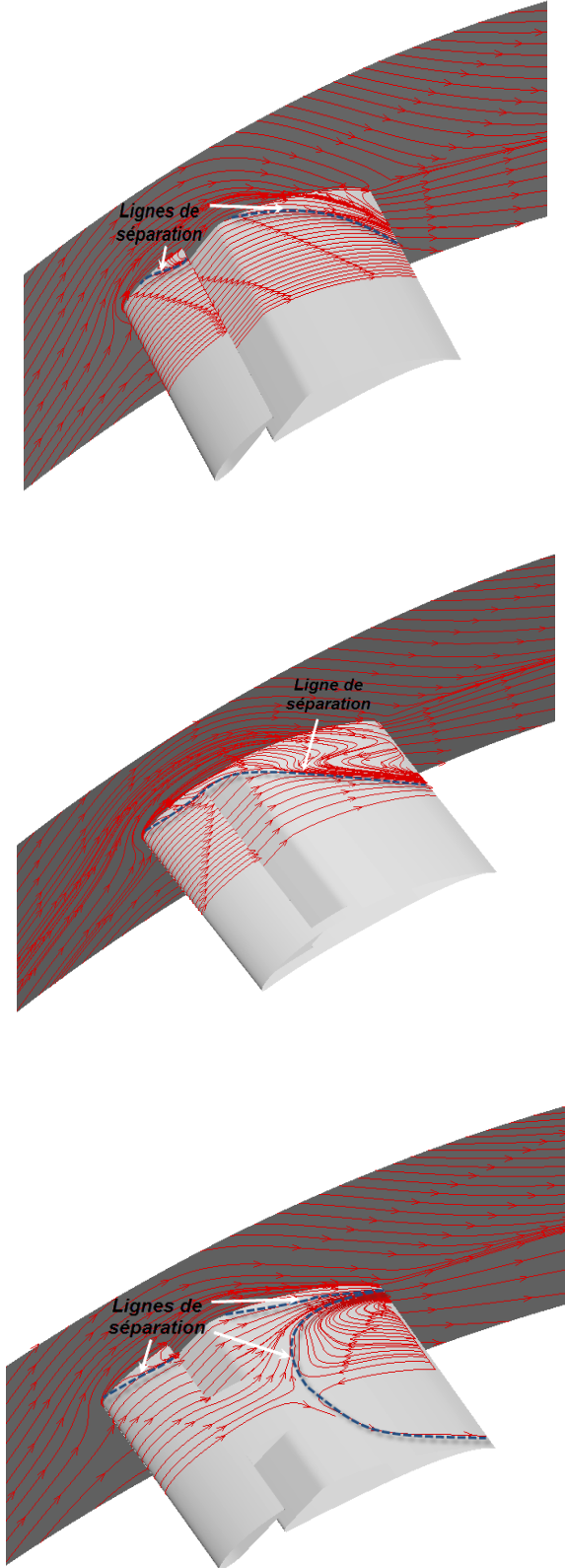
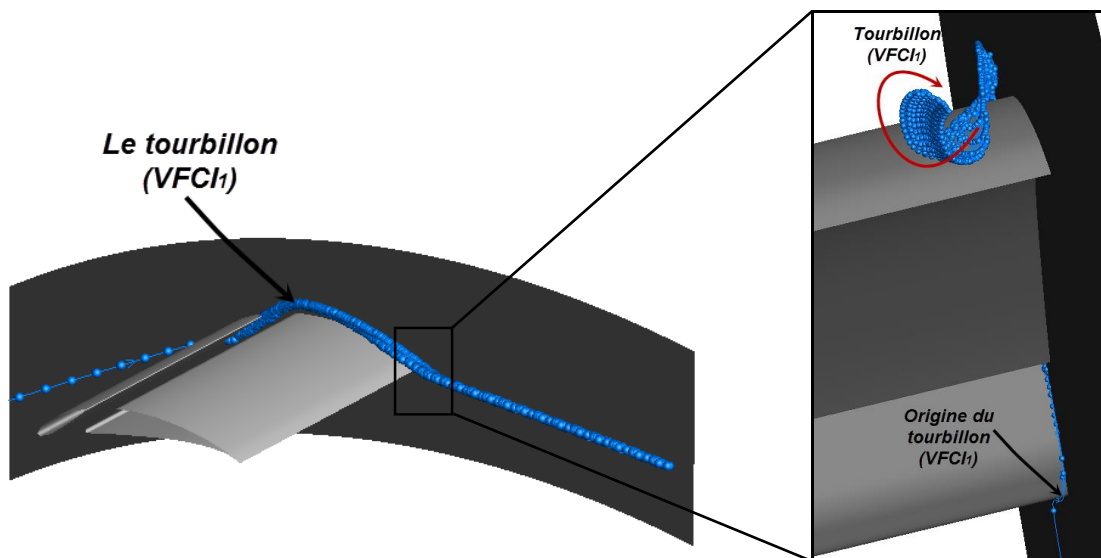


Fig.4.24. Lignes de courant frontières sur l'aubage et la paroi latérale dans trois cascades en variant l'extension de la fente ;  $\beta_1=52^\circ$ .

Finalement on s'est posé la question pourquoi la fente reste inefficace devant le contrôle des écoulements secondaires et n'arrive pas à manipuler la zone de décollement de coin bien qu'elle élimine complètement le décollement transversal développé sous l'influence de gradient de pression longitudinal et qui est qualifié d'importante structure tourbillonnaire ? Pour répondre à cette question, on a exploité l'analyse précédente au niveau de la topologie d'écoulement et la structure tourbillonnaire pour mieux comprendre le comportement du jet injecté par la fente. En fait, la forme du jet est saine loin des parois latérales, mais au voisinage de ces parois on voit clairement d'après la figure ci-dessous que la fente reçoit un tourbillon de type fer à cheval développé à partir du bord d'attaque au niveau d'intrados dans la cascade contrôlée (nœud  $N_{A1}$ ). Ce tourbillon pénètre la fente et maintient son mouvement tourbillonnaire dans le sens horaire pour contribuer négativement dans la zone du décollement de coin et au lieu d'affaiblir les structures tourbillonnaires dues aux écoulements secondaires ce tourbillon perd l'efficacité de la fente à proximité des parois latérales. L'idée clé pour remédier à ce problème c'est d'arriver à produire un jet sain sur toute l'envergure de la fente et par conséquent on a proposé un contrôle hybride composé par la fente passive utilisée dans cette investigation et une autre active (d'aspiration ou de soufflage) implantée sur les parois latérales.



*Fig.4.25. Illustration d'évolution du jet de la fente à proximité des parois latérales sous forme d'un tourbillon.*

## 5. Conclusion :

Dans la première partie de ce chapitre, une exploration 3D est effectuée sur deux cascades linéaires, non vrillées et limitées par des parois latérales séparées par une distance donnant un rapport d'aspect  $AR=1$  ; la première est la cascade de base et la deuxième est celle avec fente. L'extension de la fente envahit toute l'envergure de l'aube. Les caractéristiques géométriques de la cascade et dynamiques de l'écoulement sont les mêmes que celles dans l'investigation 2D. D'après l'évolution des pertes totales et la déflexion d'écoulement au niveau de la station  $x=0.5cax$  en aval du bord de fuite de la cascade ainsi que l'analyse des lignes de courant frontières sur les parois latérales et l'extrados, l'effet des aubages avec fente donne des résultats prometteurs pour contrôler le décollement de profil identifié par le vortex transversal (cas de décrochage). En revanche, les fentes influent négativement sur les situations sans décollement (cas nominal) et elles sont incapables d'affaiblir les écoulements secondaires et par conséquent ne contrôlent pas le décollement de coin. D'après l'analyse topologique et l'évolution des structures tourbillonnaires au niveau du coin, on peut retenir, pour le cas sans contrôle, que dans les deux conditions de fonctionnement, nominal et hors adaptation, il existe un seul tourbillon qui tourne dans le sens horaire. Par contre, pour le cas avec contrôle et également dans les deux conditions de fonctionnement l'existence de la fente produit deux tourbillons contre-rotatifs. En outre, l'aspect tourbillonnaire dans le coin, quelque soit son sens de mouvement, conserve l'effet négatif des écoulements des parois et la fente qui éjecte un tourbillon à proximité de la paroi reste inefficace pour affaiblir ce phénomène tourbillonnaire dans la zone du coin.

## Conclusion Générale

Cette thèse touchant aux domaines de turbomachines, de mécanique des fluides et de calcul numérique, explore le potentiel du contrôle passif, du décollement de profil et de coin, par aubage avec fente dans une cascade linéaire afin d'élargir la plage d'opérabilité et améliorer les limites d'instabilité dans les compresseurs axiaux. Les outils utilisés pour assurer l'opération de simulation numérique ont dû être le mailleur Gambit, le résolveur Fluent et le visualisateur Tecplot, dans les phases de pré-traitement, traitement et post-traitement, respectivement. La cascade considérée se compose d'aubages à fortes charges aérodynamiques et est caractérisée par un régime subsonique à faible nombre de Mach. L'investigation s'est effectuée en passant par deux étapes principales. La première est une étude bidimensionnelle basée sur une cascade décrochée ayant pour objectif l'optimisation des paramètres géométriques de la fente telles que la position, la largeur et l'inclinaison afin d'identifier la configuration la plus performante et d'atténuer, voire supprimer, le décollement développé sur l'extrados. Après identification de la configuration la plus performante où l'écoulement est mieux contrôlé et les paramètres de performances sont les plus optimisés, on utilise cette meilleure fente de contrôle dans la cascade tridimensionnelle afin d'analyser les effets des parois latérales sur l'écoulement contrôlé. En outre, deux paramètres liés à la perspective tridimensionnelle ont été analysés ; le rapport d'aspect de la cascade et l'étendue de la fente. La validation des résultats est assurée au niveau des configurations sans contrôle en tirant profit des données expérimentales d'Emery et al [Eme58] dans le cas 2D et des données expérimentales et numériques de Yasuo et al [Yas05] dans la situation 3D. A la lumière des résultats cités dans cette thèse, l'étude bidimensionnelle permet de conclure que :

- ✓ La fente de contrôle doit être caractérisée par : la position localisée entre le point de décollement de la couche limite et le point qui correspond au pic minimal de la pression statique sur la surface d'extrados, l'inclinaison la moins raide possible et une largeur limitée par un seuil occupant 5.5% de la corde.

- ✓ La fente optimisée permet d'éliminer complètement le décollement de la couche limite sur l'extrados des aubages, en réduisant les pertes totales de 28.3% et en augmentant la déflexion d'écoulement dans la cascade de 5 degrés.
- ✓ Sur une plage d'angle d'attaque allant du décrochage négatif au décrochage positif, l'aubage à fente prouve son potentiel de contrôle dans la zone de décrochage positif. En revanche, les paramètres de performances sont relativement dégradés en dehors de la zone de décrochage positif, néanmoins ils restent dans des limites tolérables.

Concernant l'étude tridimensionnelle :

- ✓ Le décollement de coin se manifeste dans les deux situations sans et avec décollement. A partir de l'évolution des paramètres de performance telles que les pertes totales et la déflexion d'écoulement le long de l'envergure et l'allure des lignes de frottement sur les parois de la cascade, on constate que l'effet du contrôle par fente ne conduit pas vers une amélioration remarquable avec l'existence des parois latérales.
- ✓ En variant le rapport d'aspect d'aube, on trouve que le décollement de coin maintient sa forme dans les deux cas nominal et hors adaptation.
- ✓ Quant à l'extension de la fente, la meilleure configuration correspond à la fente qui occupe toute la hauteur d'aube.
- ✓ L'aubage perforé permet à contrôler le décollement de profil à mi-envergure dans la situation décrochée.
- ✓ L'analyse de la topologie et la structure tourbillonnaire d'écoulement indique que la fente, à mi envergure, contrôle le décollement de profil développé dans le cas hors adaptation et représenté par le vortex transversal, par contre, elle reste inefficace dans la zone de coin pour les deux cas nominal et hors adaptation, car elle éjecte un tourbillon à proximité des parois latérales, qui maintient l'effet indésirable des écoulements secondaires, au lieu d'un jet sain.

D'après les investigations 2D et 3D, on constate que la fente influe négativement, dans le cas nominal, sur les paramètres de performances de la cascade d'où la proposition d'appliquer la fente d'une manière semi-passive ; on ferme la fente dans le cas nominal et on l'ouvre dans le cas hors adaptation. Ainsi, il faudrait s'assurer, lors de fermeture de la fente, que la partie de l'aubage en amont de la fente doit coïncider avec la partie en aval.

Concernant les travaux futurs possibles au niveau de la simulation numérique, on peut utiliser d'autres modèles de turbulence de type RANS, ayant la possibilité d'obtenir un  $y^+ < 1$  et analyser topologiquement l'évolution d'écoulement au voisinage des parois sur la base de ces modèles afin de mieux capter tous les points critiques et vérifier le théorème de Poincaré. Comme on peut aussi appliquer complètement l'approche de modélisation de turbulence des grandes échelles (LES) en assurant une couche limite de haute résolution, donnant une bonne prédiction des structures tourbillonnaires et entamant l'aspect instationnaire.

En outre, les mesures expérimentales sur des cascades avec fente ainsi proposée permettront de valider les résultats liés aux configurations contrôlées.

Comme le contrôle passif par aubage avec fente reste inefficace devant le phénomène de décollement de coin, nous conseillons d'ajouter un contrôle actif telle que l'aspiration sur les parois latérales pour mieux le maîtriser.

## Conclusion Générale

Cette thèse touchant aux domaines de turbomachines, de mécanique des fluides et de calcul numérique, explore le potentiel du contrôle passif, du décollement de profil et de coin, par aubage avec fente dans une cascade linéaire afin d'élargir la plage d'opérabilité et améliorer les limites d'instabilité dans les compresseurs axiaux. Les outils utilisés pour assurer l'opération de simulation numérique ont dû être le mailleur Gambit, le résolveur Fluent et le visualisateur Tecplot, dans les phases de pré-traitement, traitement et post-traitement, respectivement. La cascade considérée se compose d'aubages à fortes charges aérodynamiques et est caractérisée par un régime subsonique à faible nombre de Mach. L'investigation s'est effectuée en passant par deux étapes principales. La première est une étude bidimensionnelle basée sur une cascade décrochée ayant pour objectif l'optimisation des paramètres géométriques de la fente telles que la position, la largeur et l'inclinaison afin d'identifier la configuration la plus performante et d'atténuer, voire supprimer, le décollement développé sur l'extrados. Après identification de la configuration la plus performante où l'écoulement est mieux contrôlé et les paramètres de performances sont les plus optimisés, on utilise cette meilleure fente de contrôle dans la cascade tridimensionnelle afin d'analyser les effets des parois latérales sur l'écoulement contrôlé. En outre, deux paramètres liés à la perspective tridimensionnelle ont été analysés ; le rapport d'aspect de la cascade et l'étendue de la fente. La validation des résultats est assurée au niveau des configurations sans contrôle en tirant profit des données expérimentales d'Emery et al [Eme58] dans le cas 2D et des données expérimentales et numériques de Yasuo et al [Yas05] dans la situation 3D. A la lumière des résultats cités dans cette thèse, l'étude bidimensionnelle permet de conclure que :

- ✓ La fente de contrôle doit être caractérisée par : la position localisée entre le point de décollement de la couche limite et le point qui correspond au pic minimal de la pression statique sur la surface d'extrados, l'inclinaison la moins raide possible et une largeur limitée par un seuil occupant 5.5% de la corde.



- ✓ La fente optimisée permet d'éliminer complètement le décollement de la couche limite sur l'extrados des aubages, en réduisant les pertes totales de 28.3% et en augmentant la déflexion d'écoulement dans la cascade de 5 degrés.
- ✓ Sur une plage d'angle d'attaque allant du décrochage négatif au décrochage positif, l'aubage à fente prouve son potentiel de contrôle dans la zone de décrochage positif. En revanche, les paramètres de performances sont relativement dégradés en dehors de la zone de décrochage positif, néanmoins ils restent dans des limites tolérables.

Concernant l'étude tridimensionnelle :

- ✓ Le décollement de coin se manifeste dans les deux situations sans et avec décollement. A partir de l'évolution des paramètres de performance telles que les pertes totales et la déflexion d'écoulement le long de l'envergure et l'allure des lignes de frottement sur les parois de la cascade, on constate que l'effet du contrôle par fente ne conduit pas vers une amélioration remarquable avec l'existence des parois latérales.
- ✓ En variant le rapport d'aspect d'aube, on trouve que le décollement de coin maintient sa forme dans les deux cas nominal et hors adaptation.
- ✓ Quant à l'extension de la fente, la meilleure configuration correspond à la fente qui occupe toute la hauteur d'aube.
- ✓ L'aubage perforé permet à contrôler le décollement de profil à mi-envergure dans la situation décrochée.
- ✓ L'analyse de la topologie et la structure tourbillonnaire d'écoulement indique que la fente, à mi envergure, contrôle le décollement de profil développé dans le cas hors adaptation et représenté par le vortex transversal, par contre, elle reste inefficace dans la zone de coin pour les deux cas nominal et hors adaptation, car elle éjecte un tourbillon à proximité des parois latérales, qui maintient l'effet indésirable des écoulements secondaires, au lieu d'un jet sain.

D'après les investigations 2D et 3D, on constate que la fente influe négativement, dans le cas nominal, sur les paramètres de performances de la cascade d'où la proposition d'appliquer la fente d'une manière semi-passive ; on ferme la fente dans le cas nominal et on l'ouvre dans le cas hors adaptation. Ainsi, il faudrait s'assurer, lors de fermeture de la fente, que la partie de l'aubage en amont de la fente doit coïncider avec la partie en aval.

Concernant les travaux futurs possibles au niveau de la simulation numérique, on peut utiliser d'autres modèles de turbulence de type RANS, ayant la possibilité d'obtenir un  $y^+ < 1$  et analyser topologiquement l'évolution d'écoulement au voisinage des parois sur la base de ces modèles afin de mieux capter tous les points critiques et vérifier le théorème de Poincaré. Comme on peut aussi appliquer complètement l'approche de modélisation de turbulence des grandes échelles (LES) en assurant une couche limite de haute résolution, donnant une bonne prédiction des structures tourbillonnaires et entamant l'aspect instationnaire.

En outre, les mesures expérimentales sur des cascades avec fente ainsi proposée permettront de valider les résultats liés aux configurations contrôlées.

Comme le contrôle passif par aubage avec fente reste inefficace devant le phénomène de décollement de coin, nous conseillons d'ajouter un contrôle actif telle que l'aspiration sur les parois latérales pour mieux le maîtriser.

## Références

---

### A

---

[Abb59] **Abbott, I.H., Von Doenhoff, A.E.**, 1959, Theory of Wing Sections, Dover Publication, Inc, ISBN-486-60586-8.

[Ams83] **Amstrong, J.H.**, 1983, Near Stall Loss Measurements in CD Compressor Cascade with Explory Leading Edge Flow Control, Thesis of Master of Science in Aeronautical engineering, United States Naval Academy

[Ami97] **Amitay, M., Honohay, A.M., Trautman, M., and Glezer, A.**, 1997, Modification of the aerodynamic characteristics of the Bluff bodies using Fluidic Actuators. AIAA, No 97-2004

[Ang03] **Angier, R.H.**, 2003, Axial-Flow Compressors: A Strategy for Aerodynamic Design and Analysis, American Society of Mechanical Engineers, ISBN-10-0791801926.

---

### B

---

[Bau88] **Bauer, S.X.S, and Hernandez, G.**, 1988, *Reduction of Cross-Flow Shock-Induced Separation with a Porous Cavity at Supersonic Speeds. AIAA 88-2567, June 1988*

[Bur91] **Bur, R.**, 1991, Etude Fondamentale sur le Contrôle Passif de l'interaction onde de Choc/Couche Limite en Ecoulement Transsonique. Thèse de Doctorat, Université Paris 6.

[Bro00] **Brookfield, J.M., and Twaites, I.A.**, 2000, Trailing Edge blowing for Réduction of Turbomachinery Fan Noise, AIAA Journal of Propulsion and Power 16(2000)57-64.

[Bye02] **Byerley, A.R., Sommer, O., Baughn, J.W., Simon, T.W., Van Treuren, K.W., and List, J.**, 2001, Using Gurney Flaps to Control Laminar Separation on Linear Cascade Blades, Journal of Turbomachinery, 2002-GT-30662

[Bla03] **Blazek, J.**, 2003, Computational Fluid Dynamics : Principles and Applications, Second Edition, Elsevier science, ISBN-10-0080445063

[Bou05] **Bourgois, S., Tensi, J., Sommier, E., Favier, J., Kourta, A., Bonnet, J.P., Alvi, F., Siaw, W.L.**, 2005, Réduction de Trainée par Contrôle des Décollements autour d'un profil d'aile à décollement de bord d'attaque. Contrôle des décollements, Optimisation des performances et nouveaux actionneurs, Colloque de synthèse, Cépaduès éditions.

[Bou06] **Bourgois, S.**, 2006, Etude expérimentale du décollement sur profils d'aile : analyse et contrôle, Thèse de doctorat, Université de Poitiers.

[Boh06] **Bohl, G.D, and Volino, R.J.**, 2006, Experiments with Three Dimensional Passive Flow Control on Low Pressure Turbine Airfoils, ASME Journal of Turbomachinery, Paper No. GT 2005-68969.

[Bra08] **Braunschidel, E.P., Culley, D.E., and Zaman, K.B.M.Q.**, 2008, Application of Synthetic jets Reduce Stator Flow Separation in Low Speed Axial Compressor. AIAA2008-0602, NASA/TM-2008-215145

---

## C

---

[Coh87] **Cohen, H., Rogers, G.F.C., Saravanamuttoo, H.I.H.**, 1987, Gas Turbine Theory, Longman Scientific and Technical, England, 4rd Edition, ISBN 0-582-23632-0.

[Cou89] **Cousteix, J.**, 1989, Turbulence et Couche Limite, Cépaduès-Editions, ISBN 2-85428-210-8242478.

[Cum89] **Cumpsty, N.A.**, 1989, Compressor Aerodynamics, Longman Group, New York, ISBN-10-1575.

[Cha00a] **Chassaing, P.**, 2000, Mécanique des Fluides, Elément d'un premier parcours, deuxième édition, Cépaduès-Editions, ISBN 2-85428-509-3.

[Cha00b] **Chassaing, P.**, 2000, Turbulence en Mécanique des Fluides, Analyse du phénomène en vue de sa modélisation à l'usage de l'ingénieur, Cépaduès-Editions, ISBN 2-85428-509-3.

[Can04] **Canon-Falla, G.A.**, 2004, Numerical Investigation of the Flow in Tandem Compressor cascades. Diploma Thesis, Departamento de Ingeniera Macanica, Universidad Nacional de Colombia, Institute of Thermal Power Plants, Vienna University of Technologie.

[Che06] **Chen, F., Song, Y., Chen, H., Wang, Z.**, 2006, Effects of Boundary Layer Suction on the Performance of Compressor Cascades. Proceedings of GT2006, ASME Turbo Expo:Power for Land, Sea and Air, May 8-11, 2006, Barcelona.

[Che10] **Chen, S., Chen, F., Wang, K., Gu, J., Wang, Z.**, 2010, Aerodynamic Performance of Bowed Compressor Cascades with Different Camber Angles. Journal of Energy Power, China Vol.2, No.3 (2010), 306-312.

[Cum10] **Cumpsty, N.A.**, 2010, Some Lessons learned, ASME Journal of Turbomachinery, Vol.132/041018-1.

---

## D

---

[Dec91] **Decook, S.J.**, 1991, Experimental Investigation of Trailing edge Crenulation Effects on Losses in Compressor Cascade, Thesis of Master of Science in Aeronautical engineering, School of Engineering of Air Force, California.

[Dél99] **Délery, J.**, 1999, Topologie des écoulements tridimensionnels décollés stationnaires : points singuliers, séparatrices et structures tourbillonnaires. Rapport technique ONERA, RT121/7078DAFE.

[Duv06] **Duvigneau, R., and Visonneau, M.**, 2006, Simulation and optimization of Stall Control for an Airfoil with a Synthetic jet. Aerospace Science and Technology (2006) 276-287.

[Dél06] **Délery, J., and Meauzé, G.**, 2003, a Detailed Experimental Analysis of the Flow in a highly loaded fixed Compressor Cascade: The Iso Cascade Co-Opérative Programme on Code Validation. Aerospace Science and Technology (2003) 1-9.

[Dog09] **Dogmin, F., Fu, C., Yamping, S., Huanlang, C., and Zhongqi, W.,** 2009, Enhancing Aerodynamic Performances of Highly Loaded Compressor Cascades via Air Injection. Chinese Journal of Aeronautics 22(2009) 121-128.

---

## *E*

---

[Eme58] **Emery, J.C., Herrig, L.J., Erwin, J.R., and Felix, A.R.,** 1958, Systematic Two-Dimensional Cascade of NACA 65-Series Compressor Blades at low Speeds, NASA report 1368.

---

## *F*

---

[Fav61] **Favre, A., Dumas, R., and Verollet, E.,** 1961, Couche Limite sur paroi Plane poreuse avec Aspiration, Publications Scientifiques et Techniques du ministère de L'air No 377.

[Flu98] **Fluent,** Fluent 6 User's Manual, 1998, Fluent Inc.

[Fav07] **Favier, J.,** 2007, Contrôle d'écoulements : Approche Expérimentale et modélisation de Dimension Réduite. Thèse de Doctorat, Institut Polytechnique de Toulouse.

[Fis08] **Fischer, S., Saathoff, H., and Radaspiel, R.,** 2008, Two Dimensional RANS Simulations of the Flow through a Compressor Cascade with Jet Flaps. Aerospace Science and Technology 12(2008)618-626.

---

## *G*

---

[Gig95] **Gighère, P., Lenay, J., and Dumas, G.,** 1995, Gurney Flap Effects Scalling for Low Speed Airfoils. AIAA paper 95-1881(1995).

[Gam] **Gambit,** User's Manual

[Gba04] **Gbadebo, S.A., Cumpsty, N.A. and Hynes, T.P.,** 2004, Influence of Surface Roughness on Three-Dimensional Separations in Axial Compressors, ASME Journal of Turbomachinery, Vol.126/155

[Gba05] **Gbadebo, S.A., Cumpsty, N.A. and Hynes, T.P.,** 2005, Three-Dimensional Separations in Axial Compressors, ASME Journal of Turbomachinery, Vol.127/331

[God06] **Godard, G. and Stanislas, M.,** 2006, Control of Deceleration Boundary Layer. Part 1: Optimisation of Passive Vortex Generators. Aerospace Science Technology 10(2006) 181-191.

[Gba07] **Gbadebo, S.A., Cumpsty, N.A. and Hynes, T.P.,** 2007, Interaction of Tip Clearance Flow and Three-Dimensional Separation in Axial Compressors, ASME Journal of Turbomachinery, Vol.129/679

[Gba08] **Gbadebo, S.A., Cumpsty, N.A. and Hynes, T.P.,** 2008, Controle of Three-Dimensional Separation in Axial Compressors by Tailored Boundary Layer Suction, ASME Journal of Turbomachinery, Vol.130/011004-1

[God10] **Godard, A.,** 2010, Etude numérique et expérimentale d'un compresseur aspiré, Thèse de doctorat, Université de Lyon.

[Guo10] **Guo, S., Chen, S.W., Lu, H.W., Song, Y.P. and Chen, F.,** 2010, Enhancing Aerodynamic Performances of High-Turning Compressor Cascade Via Boundary Layer Suction, Sci China Tech Sci, Vol.53, No.10: 2748-2755.

---

## H

---

[Hor73] **Horlock, J.H.**, 1973, Axial Flow Compressor, Robert E. Kreiger Publishing Co., Inc, ISBN 0-88275-096-8.

[Hil92] **Hill, P. and Peterson, C.**, 1992, Mechanics and Thermodynamics of propulsion, Second Edition, ISBN 0-201-14059-2.

[Hon00] **Honohan, A.M., Amitay, M., and Glezer, A.**, 2000, Aerodynamic Control Using Synthetic Jets, AIAA 2000-2401

[Hun01] **Hunter, C.A, Viken, S.A, Wood, R.M, and Bauer, S.X.S.**, 2001, *Advanced Aerodynamic Design of Passive Porosity Control Effectors. 39<sup>th</sup> AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit.*

[Hec10] **Hecklau, M., Zander, V., Peltzer, I., Nitsche, W., Huppertz, A., and Swoboda, M.**, 2010, Experimental AFC Approaches on a Highly Loaded Compressor Cascade. Active Flow Control II, NNFM 108, pp. 171-186, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2010.

[Her13] **Hergt, A., Meyer, R. and Engel, K.**, 2013, Effects of Vortex Generator Application on the Performance of a Compressor Cascade, ASME Journal of Turbomachinery, Vol.135 (2)-021026-pp.1-10.

---

## L

---

[Lin66a] **Linder, C.G., and Jones, B.A.**, 1966, Single Stage Experimental Evaluation of Slotted Rotor and Stator Blading, Part I- Analysis and Design, NASA CR-54544, PWA FR-1713.

[Lin66b] **Linder, C.G., and Jones, B.A.**, 1966, Single Stage Experimental Evaluation of Slotted Rotor and Stator Blading, Part III- Data and Performance for Slotted Rotor 1, NASA CR-54546, PWA FR-2110

[Lin66c] **Linder, C.G., and Jones, B.A.**, 1966, Single Stage Experimental Evaluation of Slotted Rotor and Stator Blading, Part VI- Data and Performance for Slotted Stator 1 and Flow Generation Rotor, NASA CR-54549, PWA FR-2286.

[Lak96] **Lakshminarayana, B.**, 1996, Fluid Dynamics and Heat Transfer of turbomachinery, John Wiley and Sons, Inc, ISBN 9780471855460.

[Lew96] **Lewis, R.I.**, 1996, Turbomachinery Performance Analysis, John Wiley and Sons, Inc, ISBN 0470235969.

[Li02] **Li, Y., Wang, J., and Zhang, P.**, 2002, Effects of Gurney Flaps on a NACA 0012. Airfoil, Flow, Turbulence and Combustion 68 :27-39, 2002.

[Lec05] **Leclerc, C., Levallois, E., Kourta, A.**, 2005, Contrôle des Ecoulements Aérodynamiques Automobiles à l'aide d'Actionneurs de Type Jet Synthétique. Contrôle des décollements, Optimisation des performances et nouveaux actionneurs, Colloque de synthèse, Cépaduès éditions.

[Lec08] **Leclerc, C.**, 2008, Réduction de la Trainée d'un Véhicule Automobile Simplifiée à l'aide du Contrôle Actif par Jet Synthétique. Thèse de Doctorat Institut Polytechnique de Toulouse.

[Lei08] **Lei, V.M., Spakovsky, Z.S., and Greitzer, E.M.**, 2008, A Criterion for Axial Compressor Hub-Corner Stall, ASME Journal of Turbomachinery, Vol.130/031006-1.

[Lu09] **Lu, X., Chu, W., Zhu, J., and Zhang, Y., 2009**, Numerical Investigations of the Coupled Flow through a Subsonic Compressor Rotor and Axial Skewed Slot, ASME Journal of Turbomachinery, Vol.311/011001-1.

---

## *M*

---

[Myo06] **Myose, R.Y, Hayashbara, S., and Heron, A., 2006**, Flow Visualization Study on the Effect of a Gurney Flap in Low Reynolds Number Compressor Cascades, AIAA 2006-7809.

[Mai46] **Maillart, G., 1946**, Aspiration de la Couche Limite, Publications Scientifiques et Techniques de L'air No 106.

[Mer02] **Merchant, A., 2002**, Aerodynamic Design and Performance of Aspirated Airfoils. ASME Journal of Turbomachinery, Paper 2002-GT-30369.

[McA04] **McAuliffe, B.R., and Sjolander, S., A., 2004**, Active Flow Control Using Steady Blowing for a Low Pressure Turbine Cascade, ASME Journal of Turbomachinery, Paper No-2004-GT-53646

[McG05] **McGlumphy, A., 2005**, 2D Computational Studies of Subsonic Axial Rotors Incorporating Dual Airfoils, USTR Project Report For Summer 2005.

[McG05] **McGlumphy, A., 2008**, Developpement of a Simple design Rule for Subsonic Tandem Airfoil Axial Compressor Rotor Blades, USTR Project.

[McG10] **McGlumphy, A., 2010**, 3D Numerical Investigation of Tandem Airfoils for a Core Compressor Rotor, ASME Journal of Turbomachinery, Vol.132/031009-1.

[McG08] **McGlumphy, A., 2008**, Numerical Investigation of Subsonic axial Flow tandem Airfoils for a Core Compressor Rotor. Dissertation (Phd) in Mechanical engineering submitted to the Faculty of the Virginia Polytechnic Institue and state University.

---

## *P*

---

[pet05] **Petit, G., Kourta, A., Courty, J., and Rosenblum, J., 2005**, Contrôle de décollement par Fente Pulsée et Générateurs de vortex. Contrôle des décollements, Optimisation des performances et nouveaux actionneurs, Colloque de synthèse, A.Kourta. Cépaduès éditions.

[Pat80] **Patankar, S.V, 1980**, Numerical Heat Transfer and Fluid, Hemisphere Publishing Corporation, ISBN-10- 0891165223

---

## *R*

---

[Roc68] **Rockenbach, R.W., 1968**, Single Stage Experimental Evaluation of Slotted Rotor and Stator Blading, Part IX- Final Report, CR-54553, PWA FR-2289.

[Roc70a] **Rockenbach, R.W.,Brent, J.A., and Jones,B.A.,1970**, Single Stage Experimental Evaluation of Compressor Blading with Slots and Vortex Generators, Part I- Analysis and Design of Stages 4 and 5, NASA CR-72626, PWA FR-3461.

[Roc70b] **Rockenbach, R. W., and Jones, B.A., 1970**, Single Stage Experimental Evaluation of Compressor Blading with Slots and Wall Flow Fences, NASA CR-72635, PWA FR-3597.

[Rag98] **Ragunathan, S., and Cooper, R.K.**, 1998, Passive Boundary layer control with slots in short diffusers. Fluid Engineering Division.

[Rou05] **Roumeas, M., Gilliéron, P., and Kourta, A.**, 2005, Réduction de Trainée par Contrôle des Décollements autour d'une Géométrie Simplifiée : Etude Paramétrique 2D. Contrôle des décollements, Optimisation des performances et nouveaux actionneurs, Colloque de synthèse, Cépaduès éditions.

[Rou06] **Roumeas, M.**, 2006, Contribution à l'analyse et au décollement des Sillages de Corps Epais par Aspiration et Soufflage Continu. Thèse de Doctorat, Institut Polytechnique de Toulouse.

---

## S

---

[Sch60] **Schubauer, G.B., and Spangenberg, W.G.**, 1960, Forced Mixing in Boundary Layer, Journal of Fluid Mechanic, Cambridge, 8(1), pp. 10-33.

[Sch79] **Schlichting, H.**, 1979, Boundary Layer Theory, McGraw-Hill Book Company, ISBN 0-07-055334-3.

[Sme92] **Smed, J.P., Pisz, F.A., Kain, J.A, Yamaguchi, N., and Umemura, S.**, 1992, 501F compressor Developpements, Journal of Turbomachinery, ASME

[Sah97] **Saha, U.K., and Roy, B.**, 1997, Experimental Investigation on Tandem Compressor Cascade Performance at Low Speeds. Experimental Thermal and Fluid Science 1997; 14,263-276.

[Saa00] **Saathoff, H. and Stark, U.**, 2000, Endwall Boundary Layer Separation in a Single Stage Axial Flow Low Speed Compressor a High Stagger compressor Cascade, Forchung im Ingenieurwesen 65(2000),217-224, Springer-Verlag.

[Sta01] **Stanewsky, E.**, 2001, Adaptative Wing and Flow Control Technology, Progress in aerospace Sciences 37(2001) 583-667.

[Sak03] **Sakai, Y., Matsuoka, A., Suga, S., Hashimoto, K.**, 2003, Design and Test of Transonic Compressor Rotor with Tandem Cascade, Proceedings of the International Gas Turbine Congress 2003 Tokyo, November 2-7, 2003.

[Son05] **Song, Y., Chen, F., Yang, J., and Wang, Z.**, 2005, A Numerical Investigation of Boudary Layer Section in Compound lean Compressor cascades. ASME Journal of Turbomachinery, Paper 2005-GT-68441.

[Sha08] **Shan, H., Giang, L., Liu, C., Love, M., and Maines, B.**, 2008, Numerical Study of Passive and Active Flow Separation Control over NACA 0012 Airfoil, Computer and Fluids.

---

## T

---

[Tan97] **Tannehil, J.C., Anderson, D.A, and Pletcher, R.H.**, 1997, Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer, Second Edition, Edition by Taylor and Francis, ISBN-1- 56032-046.

[Ten99] **Tensi, J., Boué, I., and Paillé, F.**, 1999, Effets Comparés sur l'écoulement autour d'un cylindre à faible nombre de Reynolds d'un Soufflage Pariétal Amont et en aval du Décollement, 14<sup>ème</sup> Congrès Français de mécanique, Toulouse.



[Tak05] **Takahashi, Y., Hamayake, H., Katoh, Y., Toda, Y., and Kawashibara, Y.,** 2005, Experimental and Numerical Investigations of Endwall Flow in Bowed Compressor Cascade, AIAA 2005-3638, 41<sup>st</sup> AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit, Arizona.

---

**V**

---

[Van02] **Van Treuren, K.W., Simon, T., Von Koller, M., Byerley, A.R., Baughn, J.W., and Rivir, R.,** 2002, Measurements in a Turbine Cascade Flow under Ultralow Reynolds Number Conditions, ASME Journal of Turbomachinery, Paper No. 2001-GT-164.

[Vol03a] **Volino, R.J.,** 2003, Separation Control on Low Pressure Turbine Airfoils Using Synthetic Generator jets. ASME Journal of Turbomachinery, Paper 2003-GT-38729.

[Vol03b] **Volino, R.J.,** 2003, Passive Flow Control on Low Pressure Turbine Airfoils, ASME Journal of Turbomachinery, Paper No. 2003-GT-38728

[Vai06] **Vai, M.L.,** 2006, a Simple Criterion for Three-Dimensional Flow Separation in Axial Compressors, Thesis of PhD, Massachusetts Institute of Technology.

---

**W**

---

[Wen89] **Wennerstrom, C.G.,** 1989, Low Aspect ratio Axial Flow Compressors: Why and What It Means, ASME J. Turbomach., Vol. 111, pp. 357-365.

[Wen90] **Wennerstrom, C.G.,** 1990, Highly Loaded Axial Flow Compressors: History and Current Developments, ASME J. Turbomach., Vol. 112, pp. 567-578.

---

**X**

---

[Xia08] **Xiaoqing, Q., Songato, W., Guotai, F., and Zhongqi, W.,** 2008, "Aerodynamic Design and Analysis of Low Reaction Axial Compressor Stage, Chinese Journal of Aeronautics 21(2008)1-7.

---

**Y**

---

[Yas05] **Yasuo, T., Hisashi, H., Yasuhiro, K., Minako, T., and Yasushige, K.,** 2005, Experimental and Numerical Investigations of Endwall Flow in a Bowed Compressor Cascade, 41<sup>st</sup> AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, 10-13 July 2005, Tucson, Arizona, AIAA 2005-3638.

[Yu13] **Yu, X., Liu, B., Zhang, Z.,** 2013, The Evolution of the flow Topologies of 3D Separations in the Stator Passage of an Axial Compressor Stage , Experimental Thermal and Fluid Science 445 (2013) 301-311.

---

**Z**

---

[Zhe05] **Zheng, X.Q., and Zhou, S.,** 2005, Investigation on a Type Flow Control to Weaken Unsteady Separated Flows by Unsteady Excitation in Axial Flow Compressors. ASME Journal of Turbomachinery, Paper 2004-GT-53167.

[Zhe08] **Zheng, X., Sheng, Z., Yajun, L., Auping, H., and Quishi, L.,** 2008, Flow Control of Annular Compressor Cascade by Synthetic Jets. Journals of turbomachinery, Avril 2008, vol.130.

[Zho08] **Zhou, M., Wang, R., Bai, Y., and Zeng, L.**, 2008, Numerical Research on Effect of Stator Blade Slot Treatment on Single Stage Compressor characteristic, Acta Aerodynamica Sinica, Vol.26, No.3,0258-25(2008)03-0400-05.

[Zho09] Zhou, M., Wang, R., **Cao, Z., and Zhang, X.**, 2009, Effect of Slot Position and Slot Structure on Performance of Cascade, Acta Aerodynamica Sinica, Vol.27, No.1,0258-1825(2009)01-0114-05.

[Zha09] **Zhang, Y., Wang, H., Xu, J., and Feng, G.**, 2009, Study of topology and vortex structure in a diffusion cascade, Sci China Ser E-Tech Sci, Vol.52, No.8,2305-2315.

[Zha10] Zhao, S., Luo, J., Lu, X., and Zhu, J., 2010, Exploring the Intention of Using Aspirated Cascade to Replace Tandem Cascades. Journal of Thermal Science, Vol.19, No.5(2010),390-396.

---