



Titre: Prédiction du décrochage tournant dans les compresseurs axiaux
Title: multi-étagés

Auteur: Heriniaina Rabezandriny
Author:

Date: 2012

Type: Mémoire ou thèse / Dissertation or Thesis

Référence: Rabezandriny, H. (2012). Prédiction du décrochage tournant dans les
Citation: compresseurs axiaux multi-étagés [Mémoire de maîtrise, École Polytechnique de
Montréal]. PolyPublie. <https://publications.polymtl.ca/1042/>

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

URL de PolyPublie: <https://publications.polymtl.ca/1042/>
PolyPublie URL:

**Directeurs de
recherche:** Huu Duc Vo
Advisors:

Programme: Génie mécanique
Program:

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

PRÉDICTION DU DÉCROCHAGE TOURNANT DANS LES COMPRESSEURS
AXIAUX MULTI-ÉTAGÉS

HERINIAINA RABEZANDRINY

DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

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

DÉCEMBRE 2012

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

Ce mémoire intitulé:

PRÉDICTION DU DÉCROCHAGE TOURNANT DANS LES COMPRESSEURS AXIAUX
MULTI-ÉTAGÉS

présenté par : RABEZANDRINY Heriniaina

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

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

M. TRÉPANIÉ Jean-Yves, Ph.D., président

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

M. REGGIO Marcelo, Ph.D., membre

REMERCIEMENTS

Je voudrais remercier mon père et ma mère de m'avoir dirigé vers un domaine d'étude qui me passionne. Ils sont pour moi des parents exemplaires. Je remercie mon frère qui a été pour moi une source d'inspiration dans mes choix personnels et professionnels. Je voudrais apporter un remerciement très spécial à ma fiancée. Grâce à elle, j'ai trouvé en moi une source de grande motivation qui me permet de réussir dans bien des choses dans ma vie et ce travail de recherche en est un bel exemple de réussite. J'aimerais remercier mon directeur de recherche Huu Duc Vo pour tous son support durant le déroulement de ce projet. Finalement, j'aimerais remercier mes amis et mes collègues de l'École Polytechnique qui m'ont aidé et supporté de près ou de loin dans ce projet de maîtrise.

RÉSUMÉ

Le décrochage tournant est une instabilité aérodynamique dans un compresseur qui limite l'enveloppe d'opération et la performance des moteurs d'avion. Aucun outil générique n'existe pour prédire cette instabilité pour laquelle des prédictions imprécises faites avec des outils empiriques peuvent s'avérer très coûteuse en termes de réingénierie lors de la phase de développement d'un moteur d'avion. Dans la littérature, cette instabilité peut se manifester à partir de deux types de précurseurs. Le premier est une perturbation à grande longueur d'onde comparable à la circonférence du rotor, et le décrochage tournant qui en découle est connue sous le nom de décrochage modal. Il existe déjà un critère assez fiable pour le prédire. Le second et plus commun mais moins bien compris comme type de précurseur, est une perturbation à courte longueur d'onde ou '*pip*' qui est étroitement associé à l'écoulement de jeu, soit l'écoulement entre le sommet du rotor et le carter. Le décrochage tournant qui en résulte est connu sous le nom de décrochage pip. Deux critères associés à la formation d'une perturbation à courte longueur d'onde et basés sur la physique de l'écoulement furent découverts antérieurement et pourraient mener à un système générique et fiable de prédiction du décrochage tournant. Le premier critère est le débordement de l'écoulement de jeu en amont du bord d'attaque du rotor et le second est le refoulement de l'écoulement de jeu au bord de fuite du rotor. Ces critères et le mécanisme physique associé furent obtenus à partir de simulations numériques de l'écoulement (CFD) avec un code de recherche relativement simple sur un rotor isolé de compresseur axial à basse vitesse. L'objectif de ce projet est de vérifier l'aspect générique de ces critères pour des applications réelles en les validant numériquement avec un code CFD commercial et utilisé en industrie sur différents géométries de rotor axiaux et en présence d'autres rangées d'aubes dans un compresseur multi-étagé. Des compresseurs axiaux à haute et à basse vitesse ont été simulés avec le code ANSYS CFX. Dans un premier temps, la présence des critères dans un rotor isolé devait être révérifiée. Par la suite, l'ajout d'un stator en aval a été réalisé pour vérifier les conséquences de l'effet potentiel du stator sur ces critères. Finalement, l'environnement d'un compresseur multi-étagé fut simulé en ajoutant des entretoises en amont d'un étage de compresseur pour vérifier les conséquences sur les critères des sillages d'une rangée d'aubes en amont. Les résultats indiquent que le critère associé au débordement de l'écoulement de jeu en amont du bord d'attaque du rotor, évalué à partir d'un champ d'écoulement moyenné temporellement, serait générique. Par contre, le critère correspondant au refoulement de l'écoulement de jeu au bord de

fuite ne s'est pas manifesté dans aucune des simulations. Bien que le mécanisme de formation de la perturbation pip basé sur les deux critères originaux doive être révisé, l'aspect générique du premier critère pourrait ouvrir la voie à un système fiable de prédiction du décrochage tournant.

ABSTRACT

Rotating stall is a compressor aerodynamic instability that limits the operating envelope and performance of aircraft engines. There are no generic prediction tools for this instability for which inaccurate predictions with empirical tools can lead to expensive redesign during the engine development phase. There are two well-established routes to rotating stall in the literature. The first is characterized by the onset of a long length-scale disturbance whose wavelength is on the order of the annulus, also called the modal stall. The prediction criterion for modal stall is well established. The second and much more common but less understood rotating stall precursor consists of the occurrence of a short length-scale or spike disturbance, which is closely linked to tip clearance flow, which is the flow across the clearance between the tip of the compressor rotor and the casing. The growth to this perturbation to full rotating stall is known as spike stall. Two physics-based criteria associated with the formation of a spike disturbance were previously discovered and could lead to a reliable generic rotating stall prediction system. The first criterion is the spillage of tip clearance flow ahead the rotor blade leading edge and the second criterion is the backflow of tip clearance fluid at the rotor trailing edge. These criteria and the associated flow mechanism were obtained from numerical simulations on an isolated low-speed compressor rotor using a relatively simple research CFD code. The objective of this project is to verify the generic nature of these criteria for real applications by validating them with simulations using more sophisticated commercially used CFD code of different axial rotor geometries in presence of adjacent blade rows in a multi-stage compressor. High-speed and low speed-compressors were simulated with ANSYS CFX. Initially, the criteria were checked on an isolated rotor. Subsequently, a downstream stator was added to investigate its potential effect on these criteria. Finally, a multi-stage compressor environment was modeled by adding a strut upstream of the compressor stage to verify the effect of wakes on the criteria. The results indicate that the criterion associated with the spillage of tip clearance flow ahead the rotor blade leading edge, evaluated from a time-averaged flow field, is likely generic. By contrast, the criterion corresponding to the backflow of tip clearance fluid at the rotor trailing edge was not observed in any of the simulations. Although the spike disturbance formation mechanism associated with the two initial criteria must be revised, the generic aspect of the first criterion could open the door to a reliable rotating stall prediction system.

TABLE DES MATIÈRES

REMERCIEMENTS	III
RÉSUMÉ.....	IV
ABSTRACT.....	VI
TABLE DES MATIÈRES	VII
LISTE DES TABLEAUX	IX
LISTE DES FIGURES	X
LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS	XIV
LISTE DES ANNEXES	XV
INTRODUCTION.....	1
I.1 Contexte	1
I.2 Instabilités aérodynamiques dans un compresseur axial.....	2
I.2.1 Pompage.....	3
I.2.2 Décrochage tournant	4
I.3 Questions de recherche	8
I.4 Objectif de recherche	9
I.5 Organisation du mémoire	9
CHAPITRE 1 REVUE DE LITTÉRATURE	10
1.1 Modèles et explications antérieures pour le décrochage pip	10
1.2 Supports numériques et expérimentaux des critères de décrochage pip	15
1.3 Sommaire.....	19
CHAPITRE 2 MÉTHODOLOGIE	20
2.1 Configuration numérique	20
2.2 Sélection des géométries	23

2.3	Procédure de simulation	25
2.4	Analyses des simulations.....	28
CHAPITRE 3 RÉSULTATS		31
3.1	Configurations avec rotor isolé.....	31
3.2	Rotor-Stator	40
3.3	Stator-Rotor-Stator.....	46
3.4	Sommaire.....	50
CONCLUSION ET RECOMMANDATION		51
BIBLIOGRAPHIE		52
ANNEXES.....		54

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 2-1 : Caractéristique des géométries de compresseurs axiaux utilisées	25
-------------------------------------------------------------------------------------	----

LISTE DES FIGURES

Figure 1-1 : Modèle de Camp et Day sur le mécanisme formation du décrochage [6].....	10
Figure 1-2 : Critère et mécanisme de formation d'une perturbation pip proposés par Hoying et al.[10].....	11
Figure 1-3 : Premier critère de formation de perturbation pip proposé par Vo [3].....	12
Figure 1-4 : Deuxième critère de formation de perturbation pip proposé par Vo [3]	13
Figure 1-5 : Mécanisme de limite de stabilité et de formation de perturbation pip proposé par Vo [3]	14
Figure 1-6 : Présence de déversement et de refoulement au sommet du rotor lors de la formation de la perturbation pip en simulation à six passages d'aubes [3].....	14
Figure 1-7 : Mesure de variation de la vitesse en amont et aval du rotor d'un compresseur axial à basse vitesse durant un décrochage pip [11]	16
Figure 1-8 : Visualisation par traçage d'huile de l'écoulement au carter d'une cascade d'aube correspondante au rotor de la figure 1-7.....	16
Figure 1-9 : Déversement de l'écoulement de jeu au sommet de l'aube du rotor [12]	17
Figure 1-10 : Refoulement de l'écoulement de jeu au sommet de l'aube du rotor [12].....	17
Figure 1-11 : Contour d'entropie au bout du rotor pour le début (gauche) et vers la fin (droite) du décrochage tournant provenant de la simulation d'un étage de compresseur transsonique [13]	17
Figure 1-12 : Schéma représentant la caméra au dessus de la fenêtre optique pour visualiser l'écoulement. [14]	18
Figure 1-13 : Visualisation par traçage d'huile au carter d'un rotor transsonique pour (a) un point d'opération stable et (b) la limite de stabilité [14].....	19
Figure 2-1 : Résultat de l'étude de maillage	21
Figure 2-2 : Maillage typique pour un passage d'aube	21
Figure 2-3: Représentation des conditions limites de la simulation numérique	22

Figure 2-4: Configuration géométrique du E ³ Rotor B	23
Figure 2-5: Configuration géométrique du compresseur 7171 de Braunschweig.....	24
Figure 2-6: Configuration géométrique de l'étage PWC.....	25
Figure 3-1 : Caractéristiques de pression totale-à-statique du E ³ Rotor B avec un jeu d'aube de 1.8% la corde au sommet de l'aube.....	32
Figure 3-2 : Contours de contrainte de cisaillement axial sur l'aube du E ³ Rotor B au dernier point stable de la figure 3-1	32
Figure 3-3 : Contours d'entropie au sommet de l'aube du E ³ Rotor B au dernier point stable de la figure 3-1	33
Figure 3-4 : Distribution radiale adimensionnelle du débit massique au bord de fuite du E ³ Rotor B au dernier point stable de la figure 3-1	34
Figure 3-5 : Caractéristiques de pression totale-à-statique pour le rotor isolé du compresseur 7171 de Braunschweig avec un jeu d'aube de 1.5% la corde au sommet de l'aube.....	35
Figure 3-6 : Contours de contrainte de cisaillement axial sur le rotor isolé du compresseur 7171 de Braunschweig au dernier point stable (point 7) de la figure 3-5	35
Figure 3-7 : Contours d'entropie au sommet de l'aube du rotor isolé du compresseur 7171 de Braunschweig au dernier point stable (point 7) de la figure 3-5	37
Figure 3-8 : Distribution radiale adimensionnelle du débit massique au bord de fuite du rotor isolé du compresseur 7171 de Braunschweig au dernier point stable (point 7) de la figure 3-5.....	37
Figure 3-9 : Évolution du débit massique en régime transitoire au-delà du dernier point stable (point 7 de la figure 3-5) pour le rotor isolé du compresseur 7171 de Braunschweig	38
Figure 3-10 : Contours d'entropie au sommet de l'aube du rotor isolé du compresseur 7171 de Braunschweig pour le point A de la figure 3-9	38

Figure 3-11 : Distribution radiale adimensionnelle du débit massique au bord de fuite du rotor isolé du compresseur 7171 de Braunschweig au point A de la figure 3-9.....	39
Figure 3-12 : Caractéristiques de pression totale-à-statique pour le compresseur 7171 de Braunschweig avec un jeu d'aube de 3% la corde au sommet de l'aube de rotor...	41
Figure 3-13 : Contours de contrainte de cisaillement axial sur le compresseur 7171 de Braunschweig au dernier point stable de la figure 3-12.....	41
Figure 3-14 : Contours d'entropie à la plaine du sommet du rotor pour le compresseur 7171 de Braunschweig au dernier point stable de la figure 3-12.	42
Figure 3-15 : Distribution radiale adimensionnelle du débit massique au bord de fuite du rotor du compresseur 7171 de Braunschweig au dernier point stable de la figure 3-12	42
Figure 3-16 : Caractéristiques de pression totale-à-statique pour l'étage PWC avec un jeu d'aube de 1% la corde au sommet de l'aube de rotor	44
Figure 3-17 : Contours de contrainte de cisaillement axiale pour l'étage PWC au dernier point stable de la figure 3-16	45
Figure 3-18 : Contours d'entropie à la plaine du sommet du rotor de l'étage PWC au dernier point stable de la figure 3-16.	45
Figure 3-19 : Distribution radiale adimensionnelle du débit massique au bord de fuite du rotor du de l'étage PWC au dernier point stable de la figure 3-16	46
Figure 3-20 : Configuration géométrique des simulations entretoise-rotor-stator du compresseur 7171 de Braunschweig.....	47
Figure 3-21 : Caractéristiques de pression totale-à-statique pour des simulations entretoise-rotor-stator du compresseur 7171 de Braunschweig.....	48
Figure 3-22 : Contours de contrainte de cisaillement axial sur le compresseur 7171 de Braunschweig avec entretoise au dernier point stable de la figure 3-21.....	48
Figure 3-23 : Contours d'entropie à la plaine du sommet du rotor pour le compresseur 7171 de Braunschweig avec entretoise au dernier point stable de la figure 3-21	49

Figure 3-24 : Distribution radiale adimensionnelle du débit massique au bord de fuite du rotor du multi-étage de Braunschweig avec entretoise au dernier point de la figure 3-21	49
----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	----

LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS

Pt	Distribution radiale de la pression totale
Tt	Distribution radiale de la température totale
α	Distribution radiale de l'angle circonférentielle de l'écoulement par rapport à la direction méridionale
Ps	Distribution radiale de la pression statique
j.a.	Jeu d'aube entre le sommet du rotor et le carter
PD	Simulations prises à la sortie du domaine en régime permanent
PS	Simulations prises à la sortie du rotor ou étage en régime permanent
NPD	Simulations prises à la sortie du domaine en régime non-permanent
NPS	Simulations prises à la sortie du rotor ou étage en régime non-permanent

LISTE DES ANNEXES

ANNEXE A – ITÉRATIONS DES CONFIGURATIONS	54
A.1 Variation du jeu d’aube	54
A.2 Effet de la viscosité des parois.....	55
A.3 Distorsion radiale à l’entrée du domaine et variation de vitesse	56
ANNEXE B – VÉRIFICATION DU DÉCOLLEMENT DE COUCHE LIMITE	58
B.1 E ³ Rotor B.....	58
B.2 Étage PWC	59
ANNEXE C – OSCILLATIONS DE L’ÉCOULEMENT EN SIMULATION ENTRETOISE- ROTOR-STATOR.....	61
ANNEXE D – PERTURBATION DU SILLAGE EN SIMULATION ENTRETOISE-ROTOR- STATOR	62

INTRODUCTION

I.1 Contexte

L'industrie aéronautique a subi un essor fulgurant durant la seconde moitié du 20^e siècle entraînant ainsi les principaux constructeurs de moteur d'avions à se battre pour produire le meilleur produit sur le marché. Les fabricants de moteurs d'avions se confrontent entre eux dans le but de fabriquer le meilleur moteur en termes de performance, d'économie de carburant et de coûts de fabrication.

Les moteurs d'avion modernes sont basés sur les turbines à gaz. Tel qu'illustré sur la Figure I- 1, une turbine à gaz est composée principalement d'une entrée d'air, d'un compresseur, de la chambre à combustion et d'une turbine. Le compresseur augmente la pression de l'air et l'envoie dans la chambre de combustion qui augmente sa température via la combustion d'un carburant. Par la suite, la turbine transforme une partie de cette énergie ajoutée en énergie mécanique pour faire tourner le compresseur via un arbre de transmission. L'énergie restante sort comme énergie cinétique et thermique du gaz, la partie cinétique servant à propulser l'avion.

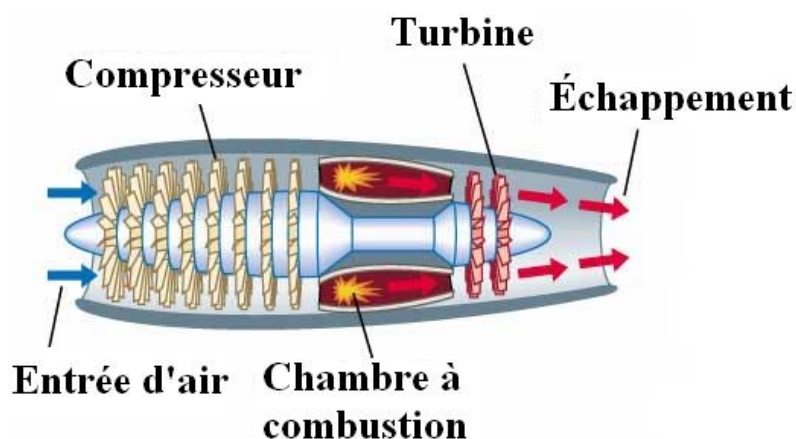


Figure I- 1 : Représentation des composantes d'une turbine à gaz

Un compresseur est de type axial lorsque l'écoulement d'air est presque parallèle à l'axe de rotation du compresseur. Un étage de compresseur axial est composé essentiellement d'une rangée d'aubes de rotor suivi d'une rangée d'aubes de stator. Afin de maximiser le taux de compression, on retrouve habituellement plusieurs étages de compression dans un moteur d'avion tel que montré sur la Figure I- 2. Le rotor est l'élément rotatif du compresseur axial. Son rôle est principalement d'augmenter l'énergie cinétique de l'air ainsi que sa pression statique. Le stator,

quant à lui, est un composant fixe et son rôle est de rediriger l'écoulement de l'air vers la direction axiale afin de transformer l'énergie cinétique en pression.

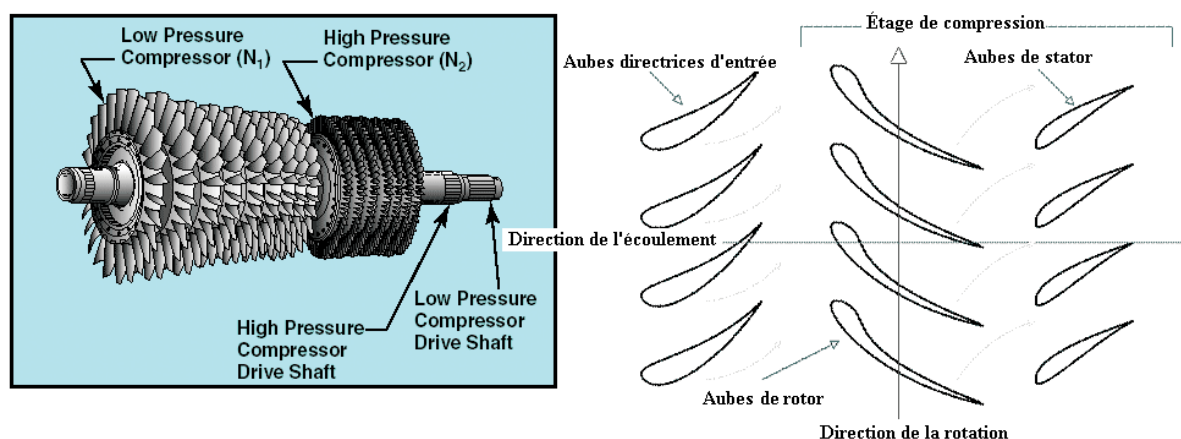


Figure I- 2 : Représentation typique d'un compresseur axial à plusieurs étages

Le rotor est le composant structural le plus important dans l'objet de cette étude. Le jeu entre le sommet de l'aube du rotor et le carter du compresseur joue un rôle majeur dans la performance et la stabilité aérodynamique du moteur. L'écoulement qui traverse cet espace est appelé l'écoulement de jeu. Dans les récentes recherches, l'écoulement de jeu est, dans bien cas, responsable du déclenchement du décrochage tournant. C'est pour cette raison que de nombreuses recherches tentent de comprendre et de contrôler les effets de l'écoulement de jeu sur le compresseur axial.

I.2 Instabilités aérodynamiques dans un compresseur axial

Un bon fonctionnement du compresseur est capital pour maintenir un haut niveau de rendement d'une turbine à gaz. Un mauvais fonctionnement du compresseur peut entraîner une baisse de rendement du moteur, voir même l'arrêt de son fonctionnement. Il est donc primordial de s'assurer que le compresseur ne dépasse pas sa limite de stabilité pour ne pas endommager les composants du moteur ou pour ne pas nuire au rendement du moteur. La Figure I- 3 présente une carte de compresseur sur laquelle chacune des courbes représente la courbe caractéristique pour une vitesse de rotation donnée. À vitesse constante, le taux de compression augmente avec la diminution du débit massique. Cependant, lorsque le débit devient trop bas, l'incidence sur les aubes des rotors devient important et augmente les pertes aérodynamiques faisant plafonner le rapport de pression et réduisant le rendement adiabatique et ceux jusqu'à un point où les

instabilités aérodynamiques apparaissent sous la forme de décrochage tournant et pompage, qui seront discutés en détail un peu plus loin. Jusqu'à présent, la prédiction des instabilités aérodynamiques, principalement du décrochage tournant qui précède généralement le pompage, s'appuie sur des données empiriques provenant des moteurs précédents. Cela peut engendrer deux conséquences qui ne sont pas toujours souhaitables. La première serait que la moindre imprécision des prédictions pourrait causer des coûts additionnels et de temps supplémentaire pour fabriquer un nouveau moteur. Le second vient du fait que nous ne pouvons pas trop dévier des données existantes pour innover un nouveau moteur par crainte d'être imprécis dans les prédictions. Il est donc essentiel de trouver un système générique basé sur un mécanisme physique afin de prédire de façon fiable le décrochage tournant et par conséquent, le pompage. Les sous-sections suivantes traitent ces deux instabilités aérodynamiques.

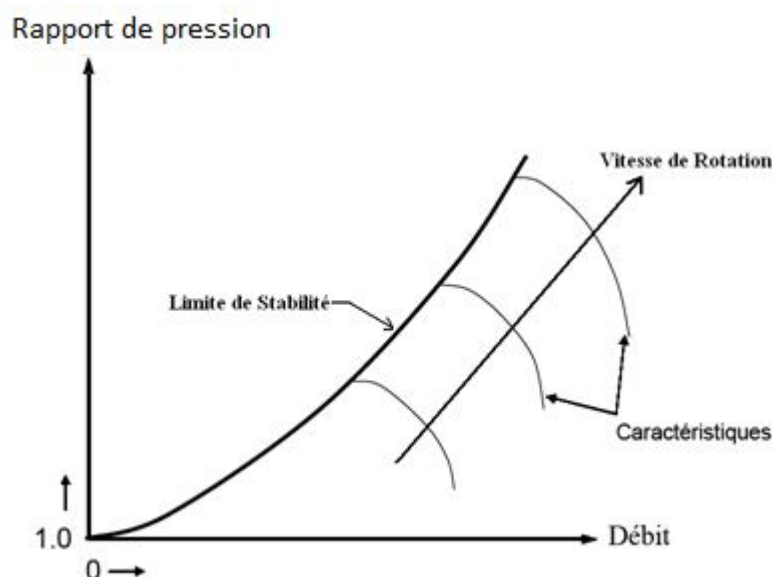


Figure I- 3 : Représentation de la courbe caractéristique d'un compresseur en fonction de sa vitesse de rotation

I.2.1 Pompage

Le pompage est une instabilité caractérisée par une oscillation unidimensionnelle (axisymétrique) de l'écoulement dans le compresseur (et moteur). Il se produit lorsque le compresseur atteint sa limite de stabilité et n'arrive plus à maintenir la pression dans la chambre de combustion généralement à cause du décrochage tournant. L'écoulement se renverse alors et se dirige vers l'amont du compresseur. Ce phénomène tend à diminuer le taux de pression jusqu'à ce que le

compresseur retrouve sa stabilité et comprime de nouveau. Le cycle recommence lorsque la limite de stabilité du compresseur est atteinte de nouveau. La Figure I- 4 illustre le cycle de pompage pour une vitesse de rotation donnée sur une carte de compresseur. Le pompage entraîne une perte instantanée de puissance du moteur et souvent des dommages au moteur. Il apparaît généralement lors de manœuvres critiques, tel que le décollage où la puissance du moteur est au maximum.

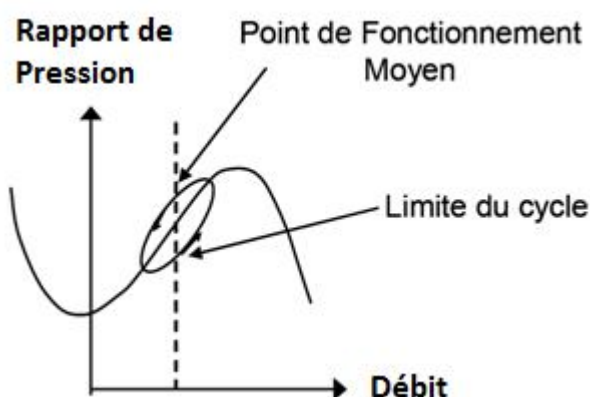


Figure I- 4 : Représentation d'un cycle de pompage (à gauche) et d'une aube endommagée par le pompage (à droite) [1], [2]

I.2.2 Décrochage tournant

Le décrochage tournant est un phénomène d'instabilité du compresseur caractérisé par la formation de cellule de déficience de vitesse qui tourne autour de l'annulus à une fraction de la vitesse du rotor (Figure I- 5) et qui entraîne une chute du rapport de pression, ce qui explique qu'il précède souvent le pompage. À l'intérieur de la cellule tournante de vitesse déficiente, l'écoulement se sépare de l'extrados des aubes due au grand angle d'incidence, d'où le nom de décrochage tournant.

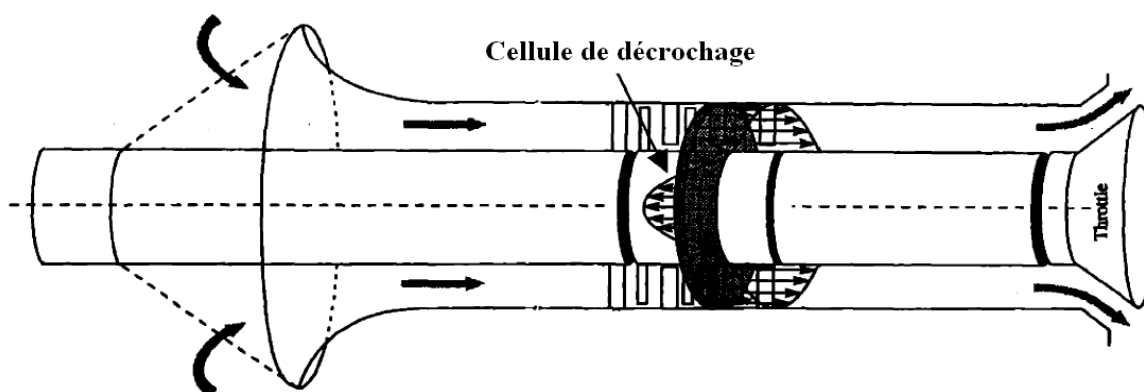


Figure I- 5 : Représentation d'une cellule de décrochage [3]

Les recherches au cours des 30 dernières années ont trouvé deux sortes de précurseurs au décrochage tournant : la perturbation à grande longueur d'onde dont le décrochage tournant qui en découle est connu sous le nom de décrochage modal (*modal stall inception*); et la perturbation à courte longueur d'onde ou '*pip*' dont le décrochage tournant associé est appelé décrochage pip (*spike stall inception*).

Le décrochage modal est caractérisé par l'apparition d'une perturbation avec une longueur d'onde de l'ordre de la circonférence du rotor qui se développe en une cellule de décrochage tournant en 10 à 40 révolutions de la roue. Il est essentiellement lié à l'amortissement de perturbations naturelles. Comme illustrée sur la Figure I- 6, Moore et Greitzer [4] avaient démontré analytiquement que lorsque la pente de la courbe caractéristique de pression totale (entrant)-à-statique (sortant) est négative, l'amortissement (dénnoté par le symbole c) est positif et ces perturbations sont atténuées. L'amortissement est nul lorsque la courbe caractéristique atteint son sommet (pente nulle) et négatif lorsque la pente de la courbe caractéristique est positive, ce qui amplifie toute perturbation donnant lieu à un décrochage modal. La Figure I- 7 présente des mesures de vitesse non-dimensionnelle par Day [5] à plusieurs positions circonférentielles en amont d'un rotor de compresseur axial, montrant l'apparition et la rotation/agrandissement d'une perturbation de type modal. Le critère d'occurrence du décrochage modal a été identifié analytiquement [4] et expérimentalement [5],[6],[7],[8] comme étant lorsque la pente de la courbe caractéristique totale-à-statique de la montée de pression du compresseur en entier devient nulle ou légèrement positive.

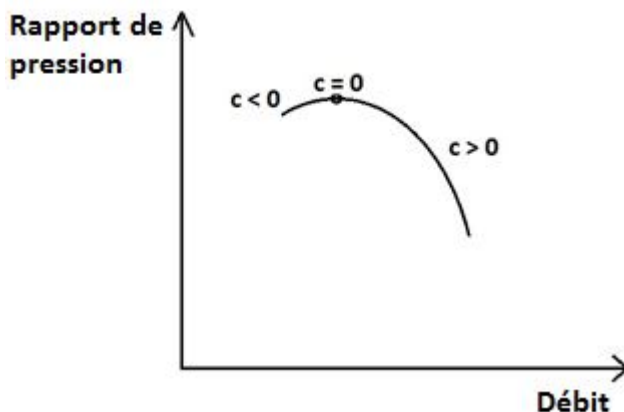


Figure I- 6 : Illustration de la valeur de l'amortissement (c) dans une perturbation modale.

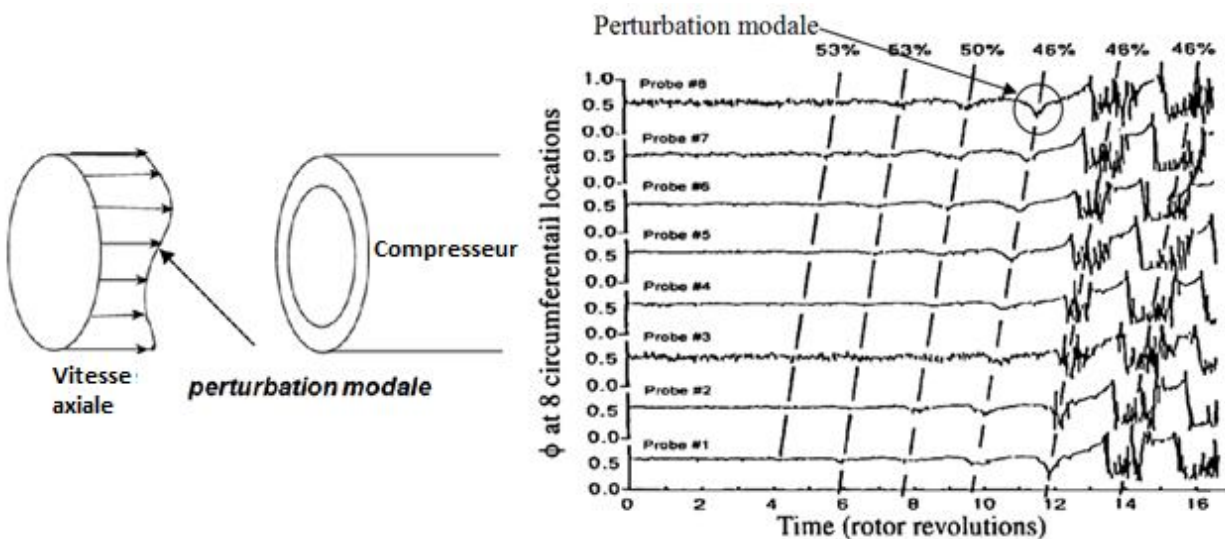


Figure I- 7 : Mesures expérimentales de vitesse montrant la formation d'un décrochage modal [5]

Contrairement au décrochage modal, le décrochage pip est beaucoup moins bien compris bien qu'il soit beaucoup plus commun dans les compresseurs modernes. Découvert par Day [5], il est caractérisée par l'apparition d'une perturbation à courte longueur d'onde (couvrant deux à trois passages d'aube) concentré au sommet de l'aube du rotor et qui se développe en décrochage tournant en seulement deux à trois révolutions, tel que montré par les mesures de vitesse expérimentales sur la Figure I- 8. Ce type de décrochage survient lorsque la pente de la courbe caractéristique de pression totale-à-statique est encore négative et par conséquent avant l'occurrence du décrochage modal, ce qui implique qu'il peut être prédit avec l'obtention de la caractéristique de pression totale-à-statique du compresseur via des simulations numériques multi-étage à un passage d'aube qui sont très communes en industrie.

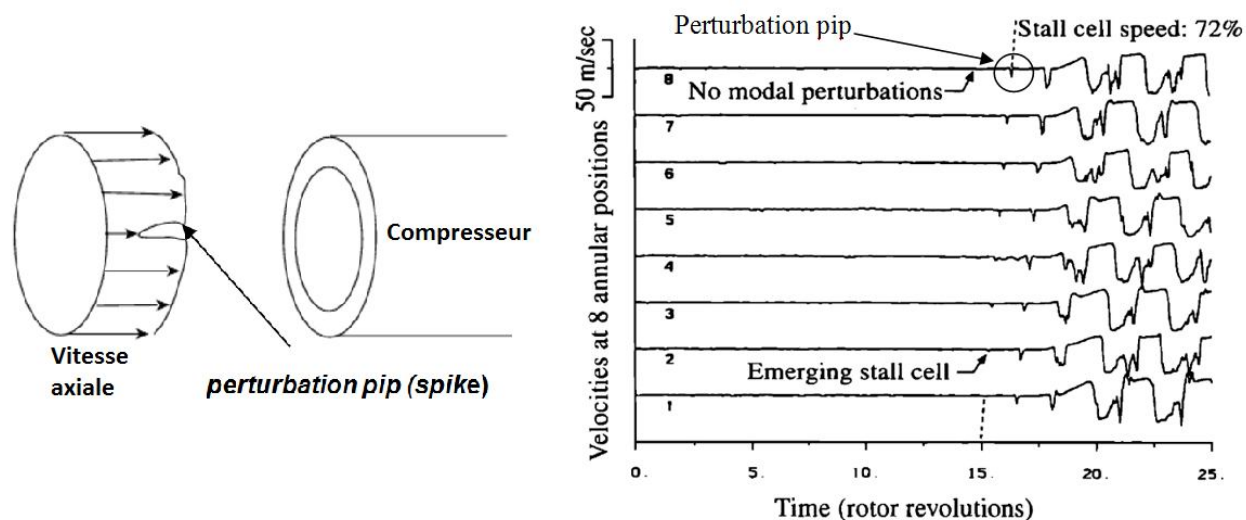


Figure I- 8 : Des mesures expérimentales montrant la formation d'une cellule de décrochage sans même la présence d'une perturbation modale [5]

Vu son origine dans le sommet du rotor, la perturbation pip est lié à l'écoulement de jeu. Via des simulations numériques sur un rotor de compresseur à basse-vitesse, Vo [3] avait découvert deux critères liés à l'écoulement de jeu qui imposent la limite de stabilité pour une simulation numérique à un passage d'aube et qui mène à la formation d'une perturbation pip sur une simulation équivalente à multiples passages d'aubes. Ces critères peuvent être calculés à partir de simulations numériques à un simple passage d'aube de rotor. Il avait aussi proposé un mécanisme physique expliquant la perturbation pip à partir de ces critères. En complémentarité avec le travail de Gong et al. [9] qui permet de prédire avec un modèle numérique d'un compresseur multi-étagé si une perturbation pip dans un rotor peut grandir et entraîner un décrochage tournant dans un compresseur à grande nombre d'étages, Vo [3] propose le système de prédiction générique du décrochage tournant illustré sur la Figure I- 9 dans lequel des simulations numériques, à un passage d'aube combinées au modèle numérique de Gong et al. [9], permettraient de prédire le décrochage modal et le décrochage pip.

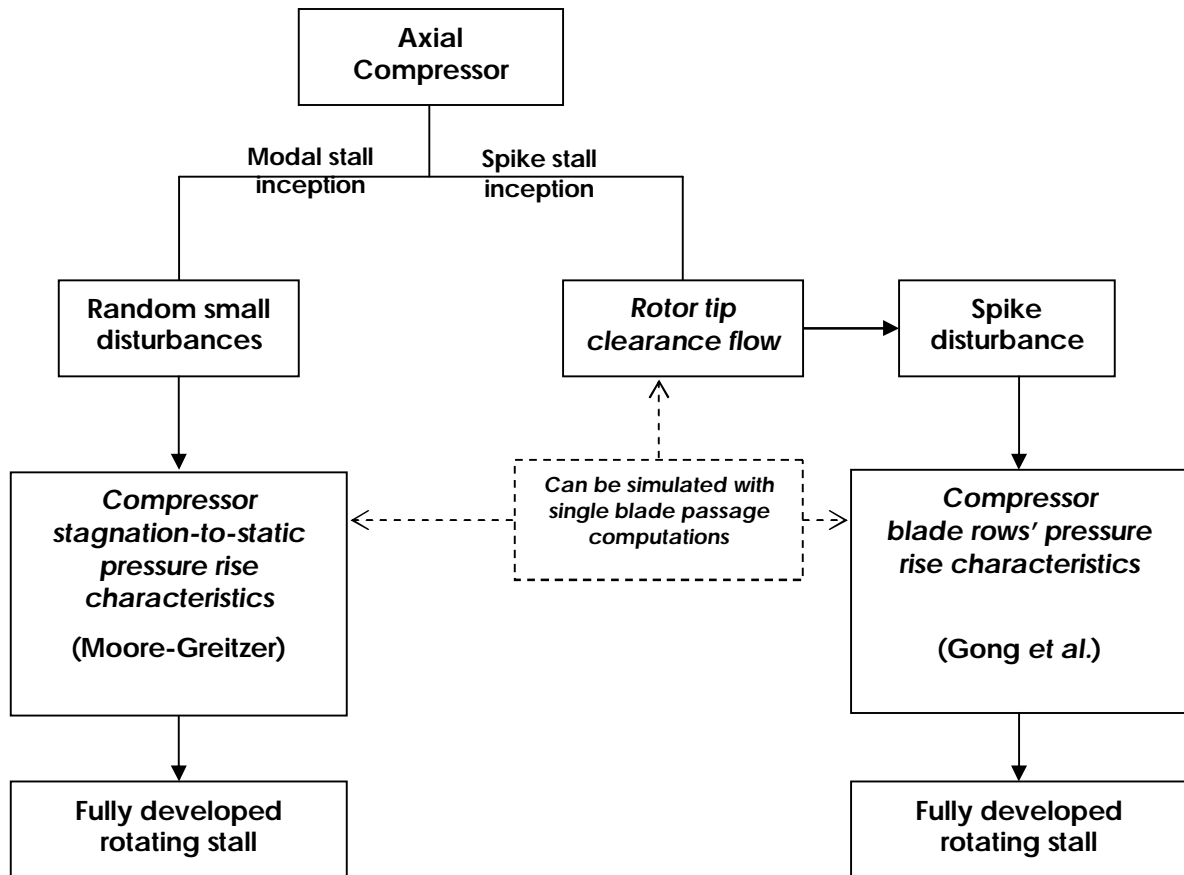


Figure I- 9 : Système de prédiction générique du décrochage tournant proposé par Vo [3]

I.3 Questions de recherche

Le système de prédiction illustré sur la Figure I- 9 repose sur l'aspect générique des critères de Vo [3] qui ont été établis à partir de simulations sur un rotor isolé d'une seule géométrie avec un code CFD simple utilisant un modèle de turbulence à longueur de mélange (mixing length). Par conséquent, les questions de recherche sont les suivantes:

- 1) Est-ce que ces critères s'appliqueraient à d'autres rotors simulés avec d'autres codes CFD?
- 2) Est-ce que ces critères s'appliqueraient dans un compresseur multi-étagé dans lequel le rotor subira des perturbations de rangées d'aubes adjacentes?

I.4 Objectif de recherche

L'objectif du mémoire est de vérifier l'aspect générique des critères proposés par Vo [3] en cherchant la réponse aux questions de recherche. Les critères seront vérifiés par simulations avec un code CFD commercial plus sophistiqué que celui de Vo sur des rotors isolés de géométries différentes et ensuite en présence de rangées d'aubes adjacentes.

I.5 Organisation du mémoire

Dans le prochain chapitre, une revue de littérature sera faite en effectuant un rappel sur les modèles et les explications antérieures du décrochage pip. Le chapitre 2 explique la méthodologie employée pour atteindre l'objectif, suivi des résultats au chapitre 3. Finalement, le dernier chapitre sera réservé à la conclusion du projet et aux recommandations futures.

CHAPITRE 1 REVUE DE LITTERATURE

Ce chapitre fait un bref retour sur les travaux antérieurs en lien avec le décrochage pip dans les compresseurs axiaux. Des travaux sur des expériences en laboratoire et des simulations numériques seront présentés dans les prochaines sections pour rappeler les réalisations dans les compresseurs axiaux à basse et haute vitesse en lien avec le décrochage pip. Ces travaux antérieurs ont servi de référence de base en termes de validation des critères.

1.1 Modèles et explications antérieures pour le décrochage pip

Camp et Day [6] ont été les premiers à proposer une explication pour le décrochage pip. Sur un compresseur dans lequel ils pouvaient varier l'incidence au rotor pour changer le type de précurseur au décrochage tournant, ils ont observé que pour les cas de décrochage pip, l'angle d'incidence au sommet de l'aube de rotor semblait être $\pm 0.5^\circ$ autour d'une valeur fixe. Ils ont alors proposé que la perturbation pip survienne lorsque l'angle d'incidence atteint une valeur critique causant le décollement de la couche limite sur le profil de l'aube près du bout du rotor. Par extension, ils ont prévu, tel qu'illustré sur la figure 1-1, que le compresseur aura un décrochage pip si l'angle d'incidence critique est atteint à un débit massique plus haut que celui du sommet de la courbe caractéristique du compresseur en entier, et un décrochage modal dans le cas contraire.

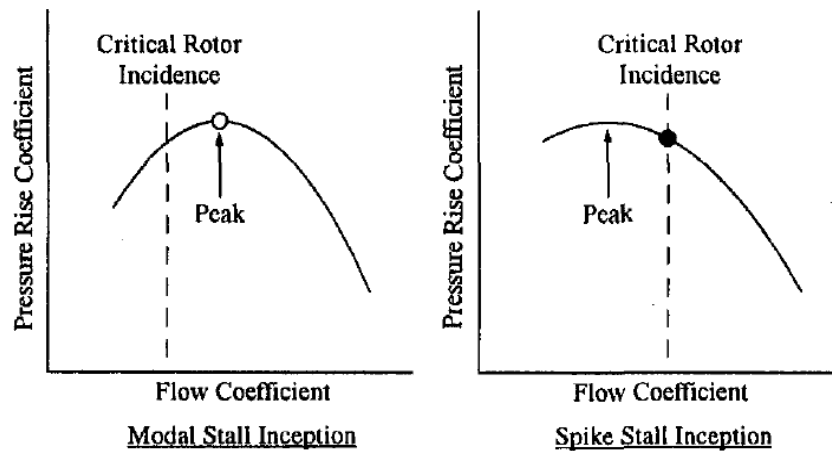


Figure 1-1 : Modèle de Camp et Day sur le mécanisme formation du décrochage [6]

Le développement d'une perturbation à courte longueur d'onde a été simulé numériquement pour la première fois par Hoying et al. [10] avec un code CFD écrit pour leur projet sur un rotor isolé,

soit le E³ rotor B du compresseur basse-vitesse de recherche de General Electric. Ils ont examiné la structure tridimensionnelle de l'écoulement dans un seul passage de compresseur pour déterminer son influence sur le mécanisme de formation de la perturbation pip. Ils ont regardé le déplacement vers l'amont du tourbillon marginal, formé par l'écoulement de jeu d'aube pour aboutir au bord d'attaque du rotor. Ils ont proposé que la position du tourbillon marginal est le critère de formation d'une perturbation pip. Leur explication se base sur la cinématique de vortex (Figure 1-2a) en proposant que la position du tourbillon marginal est stable lorsque la vitesse du tourbillon en amont induite par son image à travers le carter est balancée par la composante de la vitesse du fluide entrante qui est perpendiculaire au tourbillon. Cependant, un déplacement du tourbillon marginal en amont du bord d'attaque du rotor ne peut plus être contrôlé par la composante perpendiculaire réduite de l'écoulement axial d'entrée (Figure 1-2b), amplifiant ainsi le déplacement amont et menant à la formation d'une perturbation pip.

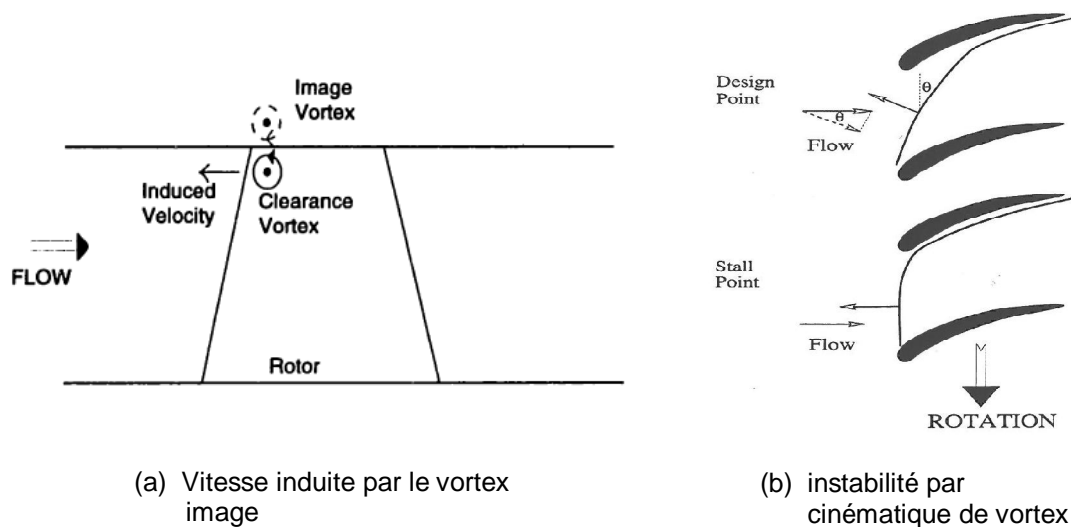


Figure 1-2 : Critère et mécanisme de formation d'une perturbation pip proposés par Hoying et al.[10]

En simulant plus tard le E³ rotor B avec un autre code de recherche plus général de turbomachines, Vo [3] a démontré que la limite de stabilité pour une simulation à un passage d'aube, à une pente encore négative de la caractéristique de pression totale-à-statique, mène la formation d'une perturbation pip sur une simulation à six passages d'aubes. Cependant, il ne trouva aucun signe de décollement de la couche limite sur l'aube, ni de tourbillon marginal concentré à la limite de stabilité. Par contre, il trouve deux critères qui y sont présents et qui

mènent en simulation multi-aubes à la formation d'une perturbation pip avec les caractéristiques observées expérimentalement.

Le premier critère est l'imminence du déversement de l'écoulement de jeu en dessous du bord d'attaque du sommet de l'aube adjacente du rotor, tel qu'illustré sur la figure 1-3a, qui survient lorsque l'interface entre l'écoulement entrant et l'écoulement de jeu se trouvent au bord d'attaque du rotor. (Ceci serait une interprétation alternative du critère de Hoying et al. tel que montré sur la figure 1-2b.) Comme cette interface peut être identifiée par un grand gradient d'entropie due à la grande entropie de l'écoulement de jeu (due aux pertes) relative à l'écoulement entrant, ce critère peut-être évalué avec des contours d'entropie sur la plaine du sommet de l'aube de rotor comme le montre la figure 1-3b.

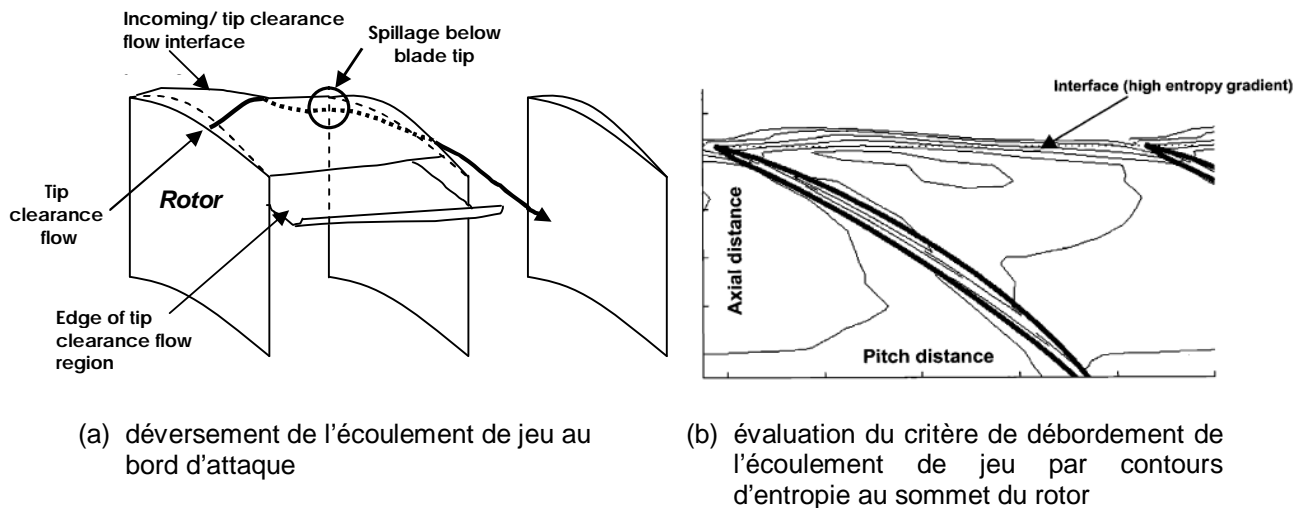


Figure 1-3 : Premier critère de formation de perturbation pip proposé par Vo [3]

Le deuxième critère est l'imminence du refoulement de l'écoulement de jeu en dessous du bord de fuite du sommet de l'aube adjacente du rotor, et qui irait impacter l'intrados de l'aube suivante, tel qu'illustré sur la figure 1-4a. Ce critère est identifié par le profil radial du débit massique au bord de fuite atteignant zéro au sommet de l'aube, tel que montré sur la figure 1-4b.

Vo [3] proposa aussi un mécanisme associé à ces critères qui imposerait la limite de stabilité et mènerait à la formation d'une perturbation pip. Ceci débute avec le fait que le fluide de jeu qui refoule au bord de fuite et qui impacte l'intrados de la seconde aube adjacente (figure 1-4a) a une tendance à remonter en amont dû au gradient positif de pression dans le passage d'aube. Cependant, comme montré sur la figure 1-5a, lorsque l'interface entre l'écoulement entrant et

l'écoulement de jeu est encore dans le passage d'aube, ce fluide est forcé de convecter en aval ou de rentrer dans le prochain jeu d'aube. Cependant, l'avancement de l'interface en amont du bord d'attaque du rotor (Figure 1-5b) ouvre une voie à perte de pression (résistance) minimale. Le fluide de jeu refoulé remonte en amont et se déverse dans le passage d'aube suivant, ce qui entraîne plus de refoulement au bord de fuite. La situation dégénère pour donner une divergence de la solution en simulation à un passage d'aube et une perturbation pip en simulation à multiples passages d'aubes (Figure 1-6). Le fait, que les deux critères doivent être présents pour la limite de stabilité dans la formation d'une perturbation pip, a été démontré avec les simulations à un passage d'aube et ce, à différentes tailles de jeu d'aube pour faire décaler le débit massique d'occurrence de chaque critère par rapport à l'autre. Les simulations ont aussi démontré que ces critères s'appliquent sur une moyenne temporelle du champ d'écoulement dans les cas où ce dernier est transitoire due à des oscillations générées par l'écoulement de jeu d'aube près du point d'instabilité. Avec ce mécanisme, Vo [3] a pu expliquer plusieurs observations expérimentales sur le décrochage pip, incluant celle sur l'apparente existence d'un angle d'incidence critique tel que proposé par Camp et Day [6].

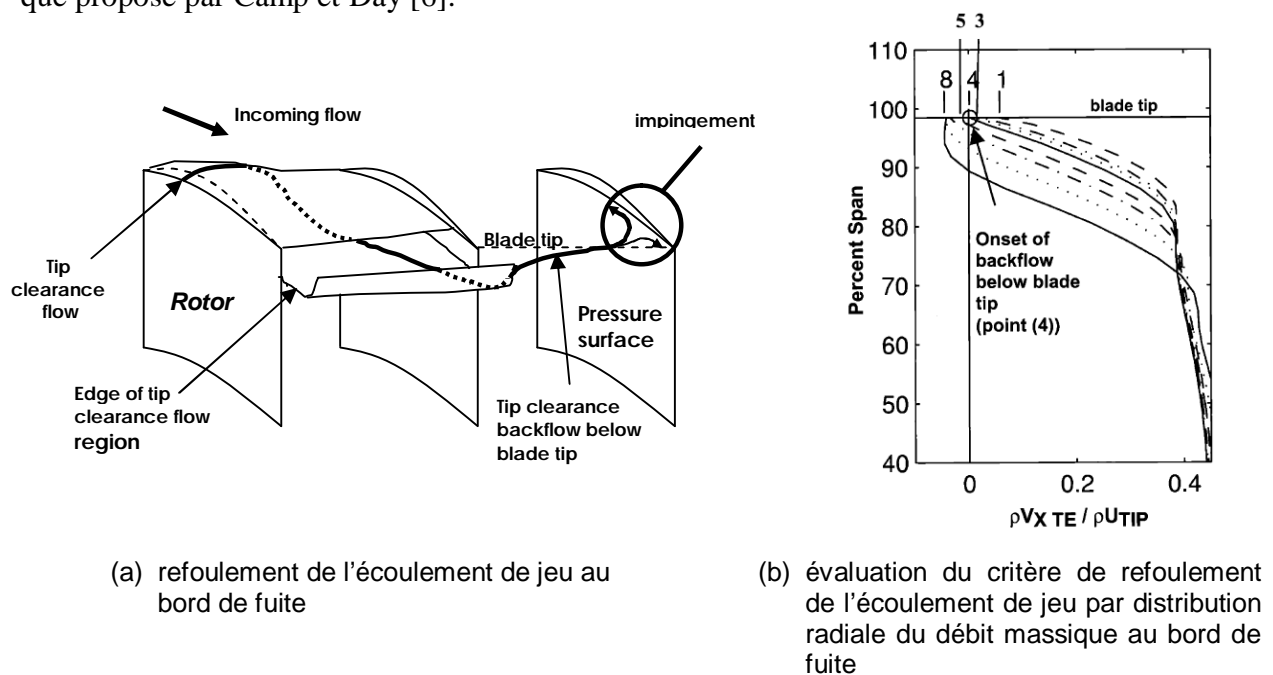


Figure 1-4 : Deuxième critère de formation de perturbation pip proposé par Vo [3]

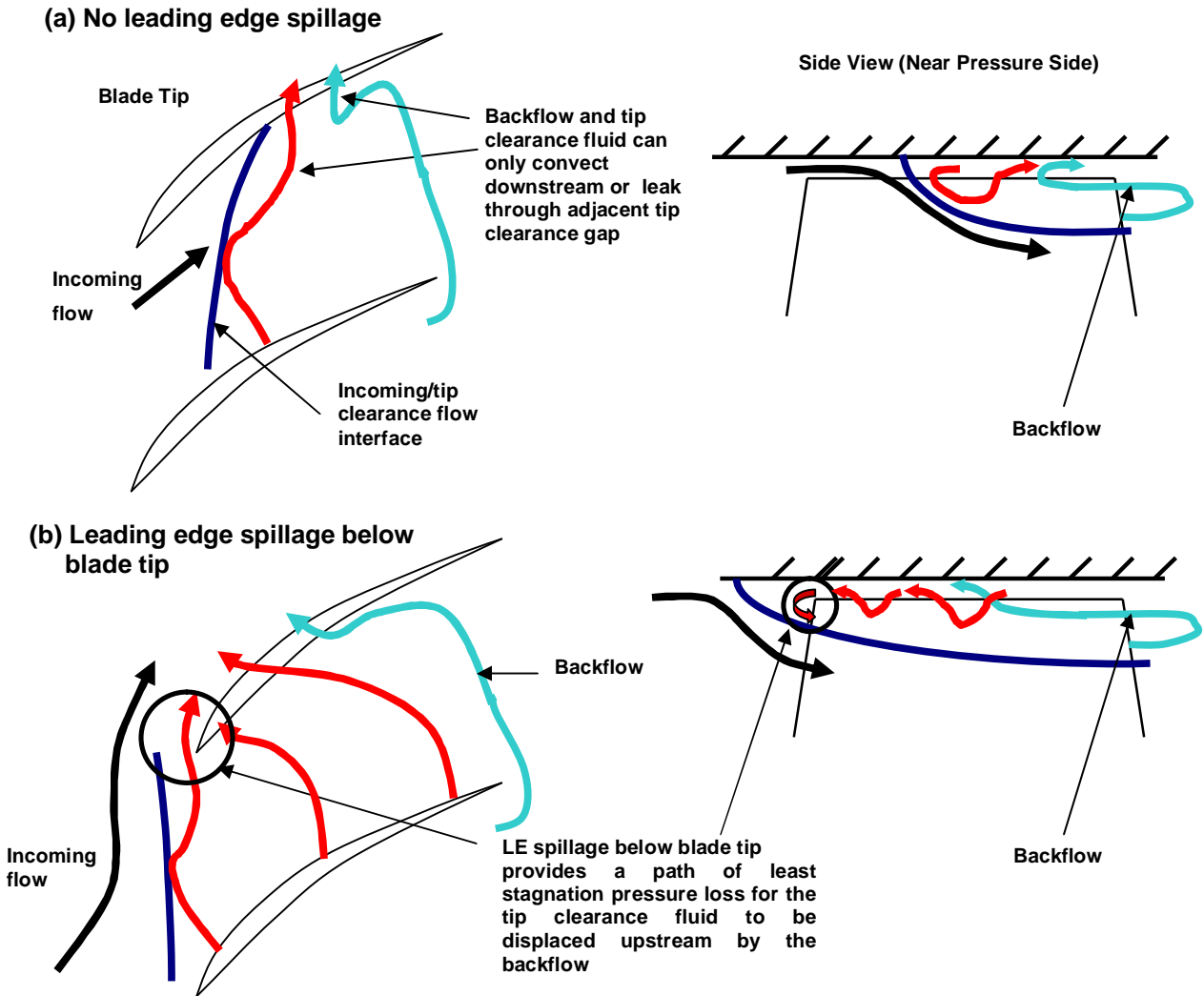


Figure 1-5 : Mécanisme de limite de stabilité et de formation de perturbation pip proposé par Vo [3]

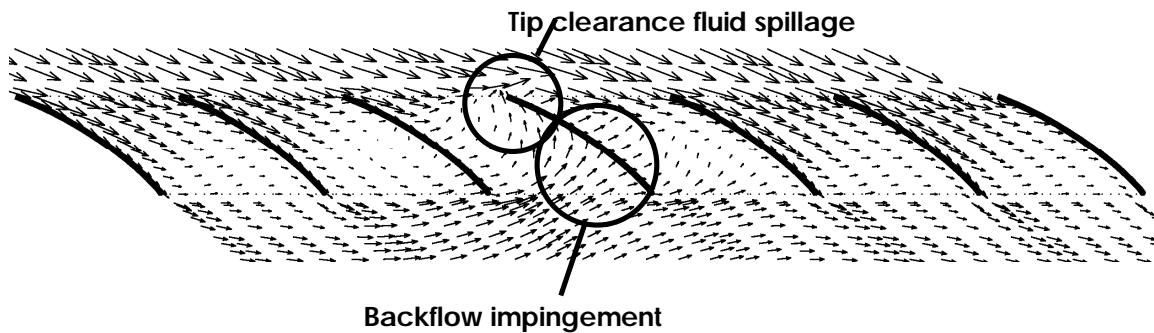


Figure 1-6 : Présence de déversement et de refoulement au sommet du rotor lors de la formation de la perturbation pip en simulation à six passages d'aubes [3]

1.2 Supports numériques et expérimentaux des critères de décrochage pip

Suite au travail de Vo [3], certains autres chercheurs ont tenté de vérifier ces critères via des simulations CFD et expériences sur différents rotors ou étages de compresseurs axiaux et plusieurs de ces travaux semblent soutenir ces critères du moins en partie. Cette section fait un retour sur ces travaux.

Deppe et al. [11] ont fait des expériences sur trois compresseurs axiaux à un étage opérant à la même basse vitesse, mais avec des débits de design différents. Tous les trois montrent un décrochage tournant par perturbation pip. Ils ont pris des mesures à haute fréquence de la variation de vitesse près du carter en amont et en aval du rotor et ce, de l'apparition de la perturbation pip jusqu'au décrochage tournant. Les sondes utilisées peuvent détecter le renversement de la direction axiale de la vitesse. La figure 1-7 présente les résultats représentatifs pour un des trois compresseurs indiquant un débordement au bord d'attaque et un refoulement au bord de fuite au sommet du rotor similaires aux simulations de Vo tels que présentés sur la figure 1-6. La visualisation par traçage d'huile au carter d'une cascade d'aube de géométrie correspondante (Figure 1-8) montre une configuration d'écoulement similaire à la figure 1-6.

Hah et al. [12] ont procédé à la simulation d'un rotor isolé de compresseur transsonique sur un seul passage d'aube ainsi que sur toute la circonférence pour étudier l'interaction entre le tourbillon marginal associé à l'écoulement de jeu et l'onde de choc dans le passage d'aube lors du décrochage pip. En regardant le champ d'écoulement au début du décrochage pip, ils ont observé, tel que montrés sur les figures Figure 1-9 et Figure 1-10, le débordement et refoulement de l'écoulement de jeu associés aux critères de Vo.

Plus récemment, Chen et al. [13] ont fait des simulations sur la circonférence complète d'un étage de compresseur axial transsonique. Les contours d'entropie au sommet du rotor sur la figure 1-11 indiquent que l'interface entre l'écoulement entrant et l'écoulement de jeu d'aube se trouve au bord d'attaque du rotor au début du décrochage pip, ce qui est consistant avec le premier critère Vo.

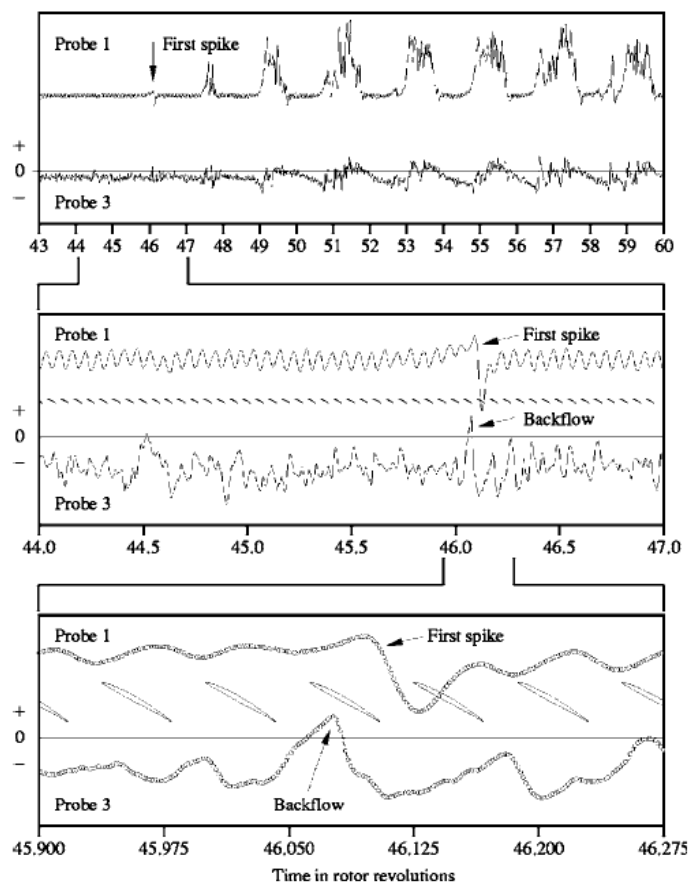


Figure 1-7 : Mesure de variation de la vitesse en amont et aval du rotor d'un compresseur axial à basse vitesse durant un décrochage pip [11]

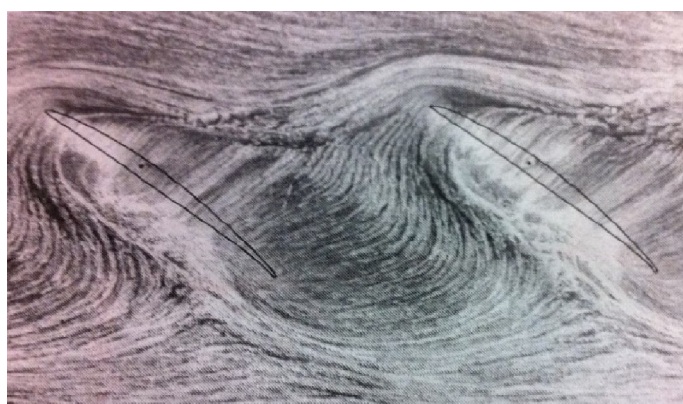


Figure 1-8 : Visualisation par traçage d'huile de l'écoulement au carter d'une cascade d'aube correspondante au rotor de la figure 1-7.

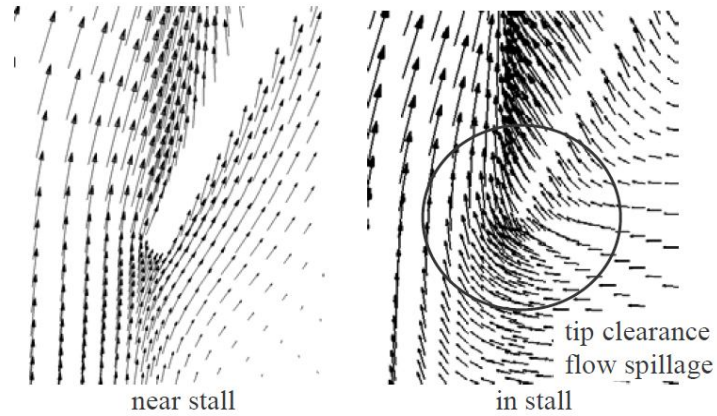


Figure 1-9 : Déversement de l'écoulement de jeu au sommet de l'aube du rotor [12]

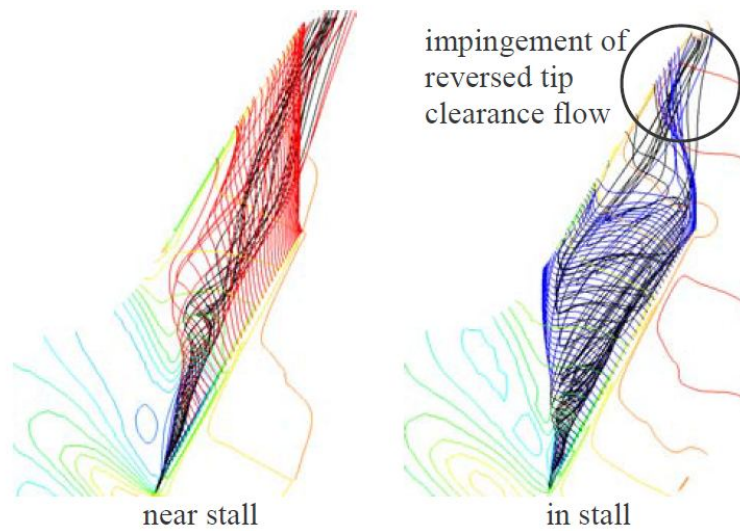


Figure 1-10 : Refoulement de l'écoulement de jeu au sommet de l'aube du rotor [12]

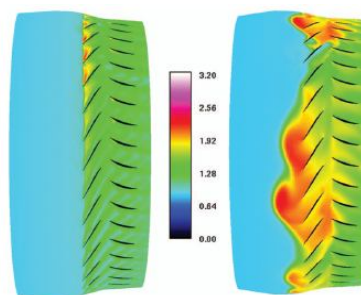


Figure 1-11 : Contour d'entropie au bout du rotor pour le début (gauche) et vers la fin (droite) du décrochage tournant provenant de la simulation d'un étage de compresseur transsonique [13]

Finalement, Bennington et al. [14] ont fait une étude expérimentale sur un compresseur transsonique d'un étage dont le rotor avait été conçu avec une haute charge aérodynamique au sommet pour avoir un décrochage pip. Ils ont placé une caméra au-dessus d'une fenêtre optique transparente représentant une section du carter du rotor pour enregistrer les contraintes de cisaillement sur la paroi (figure 1-12). Cette configuration leur permettait de prendre des photos de la visualisation par traçage d'huile sur le carter. Les résultats pour un point d'opération stable et au dernier point stable avant le décrochage tournant de type pip sont présentés à la figure 1-13. Sur le plan statique du carter, l'interface entre l'écoulement entrant et l'écoulement de jeu d'aube apparaît comme une ligne de bifurcation marquée par '1' sur la figure 1-13a. La figure 1-13b montre que cette ligne a avancé juste en amont du bord d'attaque au dernier point stable. En utilisant un modèle pour tracer la variation radiale de cette ligne, les auteurs ont estimé qu'elle se trouve exactement au bord d'attaque du sommet du rotor, ainsi validant le premier critère de Vo [3]. Ils n'ont cependant pas essayé de vérifier le critère de refoulement de l'écoulement de jeu au bord de fuite.

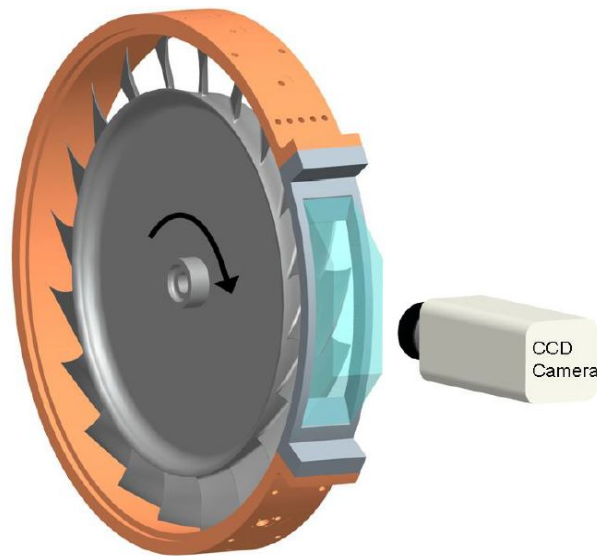


Figure 1-12 : Schéma représentant la caméra au dessus de la fenêtre optique pour visualiser l'écoulement. [14]

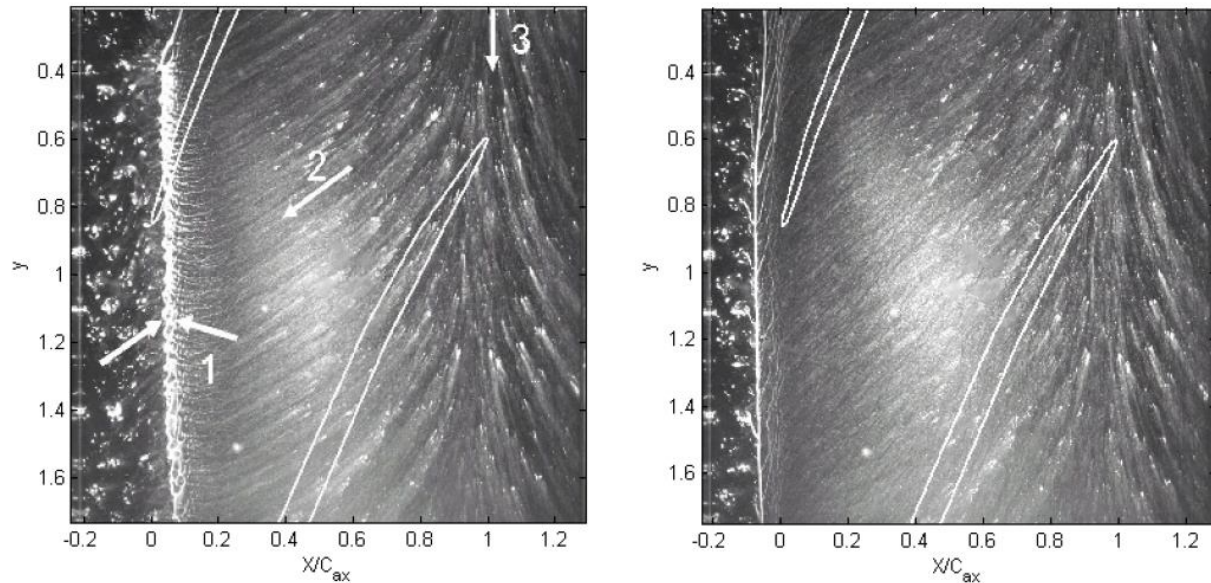


Figure 1-13 : Visualisation par traçage d'huile au carter d'un rotor transsonique pour (a) un point d'opération stable et (b) la limite de stabilité [14]

1.3 Sommaire

Les critères et le mécanisme de formation d'une perturbation pip proposés par Vo [3] sont prometteurs et quelques simulations et expériences par d'autres chercheurs semblent vérifier ces critères. La validation du critère de l'imminence du déversement de l'écoulement de jeu au bord d'attaque se fait via l'observation de l'interface entre l'écoulement entrant et l'écoulement de jeu. Cette validation est plus directe et facile, surtout au niveau expérimental, que celle du critère de l'imminence du refoulement de l'écoulement de jeu au bord de fuite. À l'exception des simulations de Vo [3] qui furent faites sur un code CFD simple, ce deuxième critère n'a été déduit qu'indirectement par la présence de refoulement au bord de fuite après la formation de la perturbation pip, et ce seulement dans deux travaux. De plus, aucun des travaux n'ont inclus des perturbations significantes de sillage venant de la présence de rangées d'aubes en amont à des distances proches typiques de compresseurs multi-étagé. Il semble évident que la validation plus directe des deux critères sur d'autres géométries et avec des codes numériques industriels en présence des rangées d'aubes adjacents serait essentielle pour permettre d'appliquer ces critères en milieu pratique avec des simulations à un seul passage par rangée d'aube.

CHAPITRE 2 MÉTHODOLOGIE

Une approche numérique a été choisie pour cette recherche car elle permet d'obtenir un champ d'écoulement détaillé pour évaluer les critères associés au décrochage pip . La méthodologie consiste essentiellement à faire des simulations à un passage d'aube de rotor avec un code CFD commercial répandu sur plusieurs géométries de compresseurs en configurations de rotor isolé, rotor-stator et stator-rotor-stator et de vérifier dans chaque cas les critères de Vo à la limite de stabilité sur la courbe caractéristique pour tirer des conclusions sur l'aspect générique de ces critères. Ce chapitre commence par les détails de la configuration numérique, suivi par une section détaillant les géométries étudiées. La section suivante traitera de la procédure de simulation et des moyens employés pour s'assurer que la limite de stabilité est imposée par la physique de l'écoulement et non par une limitation numérique. La dernière section présentera les paramètres qui permettront de valider les critères de Vo .

2.1 Configuration numérique

Le code CFD choisi pour cette étude est ANSYS CFX (version 11), un code commercial de type RANS utilisé dans l'industrie de la propulsion aéronautique et recommandé par notre sponsor industriel, Pratt&Whitney Canada. Ce code possède un solveur implicite, basée sur la pression et centré sur les nœuds et incorpore plusieurs modèles de turbulence.

Comme la prédiction des tendances (plutôt que de la précision de la performance) et la convergence à des conditions délicates près du point d'instabilités sont les considérations importantes pour cette recherche, le modèle de turbulence $k-\varepsilon$ est utilisé pour sa robustesse. De plus, en considérant des nombres de Reynolds élevé (3.7×10^5 à 1.1×10^6), du gradient de pression généralement positif dans les passages d'aube et des perturbations en amont présentes dans un compresseur multi-étagé, il est supposé que la couche limite est turbulente sur toutes les surfaces dans le cadre des simulations de ce projet.

Le maillage structuré est obtenu en utilisant ANSYS Turbogrid et le nombre de nœuds varie entre 2×10^5 et 1×10^6 dépendamment de la géométrie simulée. Même si la dimension du maillage n'est pas cruciale vu l'emphase sur la capture des tendances, une étude de maillage a été faite sur le rotor 7171 de Braunschweig qui est une des géométries testées expérimentalement par Deppe et al. [11]. Ce rotor a été simulé avec une pression de sortie fixé à la valeur du point de design nominal avec des maillages de 50K, 100K, 150K, 200K, 350K et 500K nœuds. En se basant, sur

la figure 2-1 qui montre les résultats en termes de rapport de pression versus le nombre de nœuds, la taille du maillage choisi pour les simulations est d'environ 350K nœuds par passage d'aube.

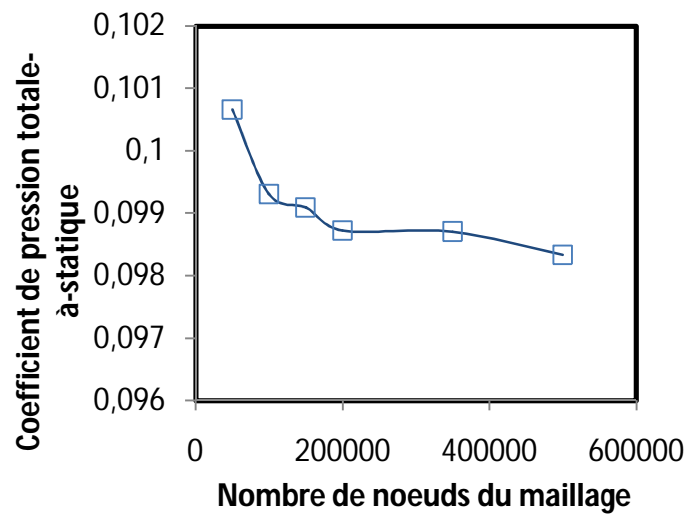


Figure 2-1 : Résultat de l'étude de maillage

La figure 2-2 montre le maillage sur une coupe axiale dans le passage d'aube avec un agrandissement de la région du jeu d'aube pour montrer le maillage dans le jeu qui comprend environ 20 nœuds dans la direction radiale, soit au-dessus du nombre minimal recommandé par Van Zante et al. [15] pour une simulation précise de l'écoulement de jeu d'aube.

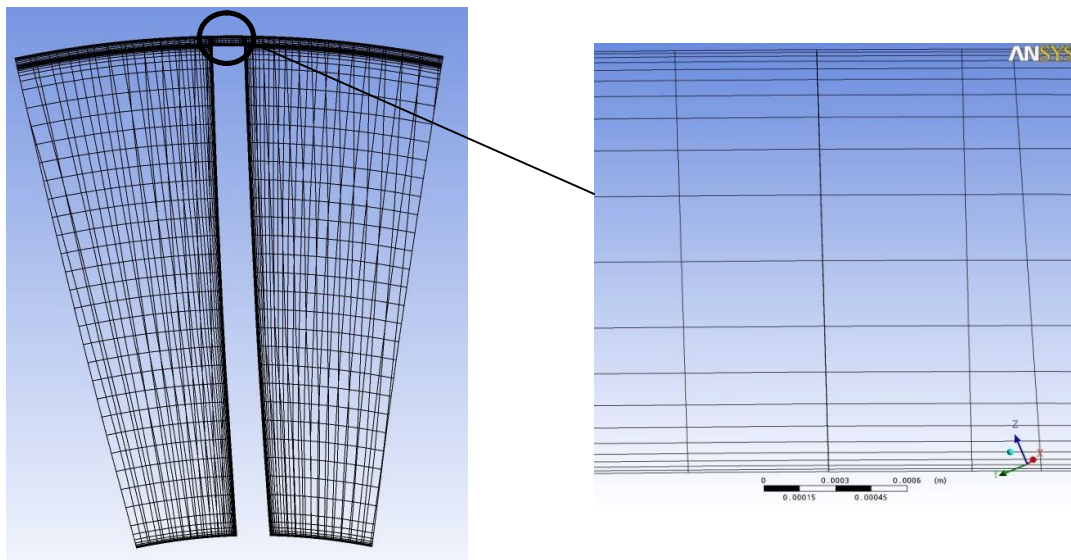


Figure 2-2 : Maillage typique pour un passage d'aube

La figure 2-3 montre les conditions limites pour le domaine de calcul. Les conditions d'entrée du domaine sont constituées de la distribution radiale de la pression totale, température totale et de l'angle circonférentielle de l'écoulement par rapport à la direction méridionale. La condition à la sortie du domaine est une pression statique (moyenne). Cette pression est changée pour obtenir une solution à un autre débit massique. Dans une simulation à multiple rangées d'aubes, une interface de plan mélangé (moyenne circonférentielle ou 'mixing plane') est utilisée entre les domaines rotatifs et statiques en régime permanent et une interface de plan coulissant ('sliding plane') est appliquée en régime non-permanent pour permettre le transfert du sillage et d'autres perturbations circonférentielles. Une fonction de paroi évolutive ('scalable wall function') est appliquée sur les surfaces solides avec y^+ qui varie en moyenne entre 0.057 et 21. Le carter du domaine du rotor est mis en contre-rotation due à la solution dans le domaine rotatif. La longueur du domaine de calcul en amont du bord d'attaque de la première rangée d'aube et en aval du bord de fuite de la dernière rangée d'aube est égal ou plus long que la largeur circonférentielle maximum du domaine de calcul. Cette configuration permet de s'assurer que l'amplitude des perturbations avec cette longueur d'onde circonférentielle apparaissant dans le compresseur puisse s'atténuer à zéro à l'entrée et à la sortie du domaine de calcul pour obéir les conditions d'entrée et de sortie qui sont circonférentiellement uniformes.

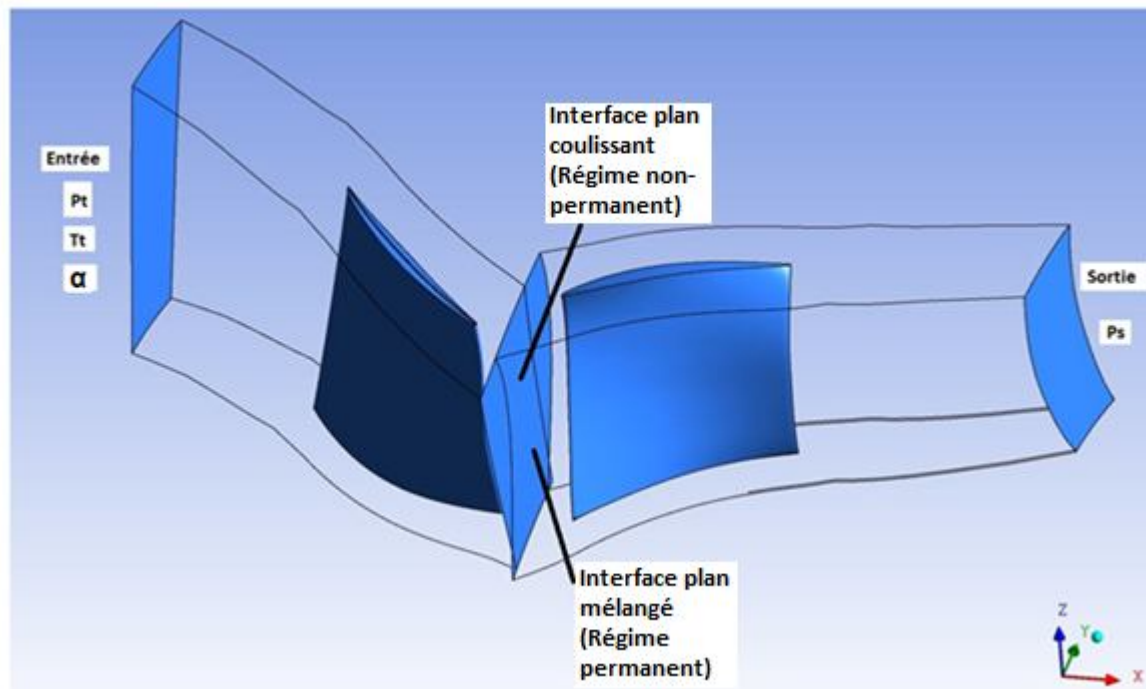


Figure 2-3: Représentation des conditions limites de la simulation numérique

2.2 Sélection des géométries

Trois géométries de compresseurs axiaux sont simulées dans le cadre de ce projet. La première est le rotor à basse vitesse E³ Rotor B simulée par Vo [3]. C'est le premier rotor d'un compresseur axial de recherche de General Electric de quatre étages précédé d'une rangée d'aubes directrices d'entrée ('inlet guide vanes' ou IGV) avec une vitesse de rotation de 860 rpm. Ce rotor comporte 54 aubes et les rayons du moyeu et du carter sont constants avec un rapport de rayons de 0.85. Les géométries des aubes du IGV et du premier stator ne sont pas disponibles pour ce projet. Cependant, la sélection de cette géométrie sert à répéter les simulations de rotor isolé de Vo [3] pour valider ses critères dans un autre code CFD plus sophistiqué. Par conséquent, les conditions d'opérations du rotor sont les mêmes que celles de Vo [3] avec une vitesse accélérée de 2150 RPM donnant un nombre de Mach au sommet de l'aube est de 0.5, une pression totale et température totale uniformes (à la condition atmosphérique standard en amont) et une distribution radiale d'angle circonférentielle de l'écoulement d'entrée en fonction de l'angle de sortie des aubes du IGV. La figure 2-4 montre la géométrie avec le domaine de calcul.

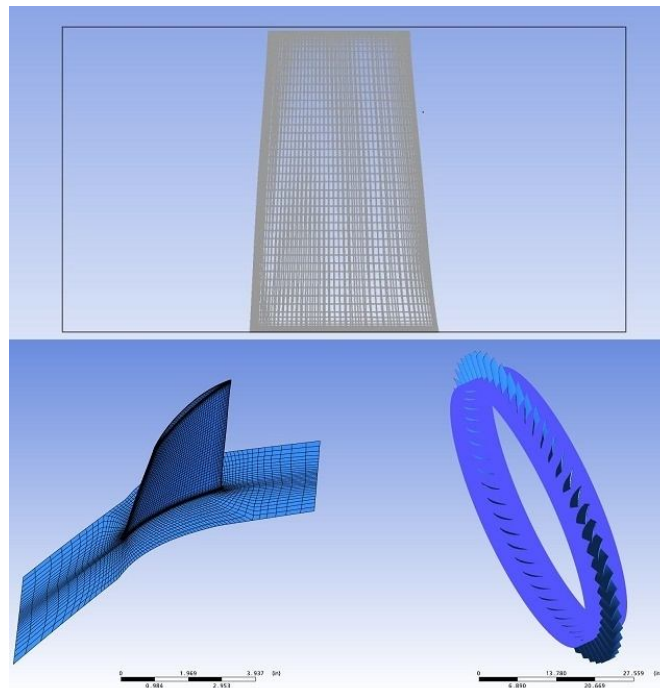


Figure 2-4: Configuration géométrique du E³ Rotor B

La deuxième géométrie est le compresseur 7171 de Braunschweig montré avec le domaine de calcul à la figure 2-5. Ce compresseur est un des trois compresseurs axiaux testés par Deppe et al. [11] et dont les résultats expérimentaux montrant le développement initial de la perturbation pip, et formant le meilleur support expérimental des critères de Vo jusqu'à ce jour, sont montrés sur la figure 1-7 et 1-8. C'est un compresseur à basse vitesse à écoulement entrant axial ayant des rayons du moyeu et de carter constant avec un rapport de rayons de 0.55. Le nombre d'aubes de 16 pour le rotor et modifié à 32 pour le stator pour pouvoir faire des simulations numériques à multiples rangée d'aubes avec un seul passage d'aube de rotor. La vitesse nominale corrigée est de 4500 RPM offrant ainsi un nombre de Mach égal à 0.27 au sommet de l'aube. Étant donné que l'entrée d'air est axiale, des entretoises sont mises en amont du rotor pour simuler une configuration stator-rotor-stator. Ce rotor est simulé en configuration rotor isolé, rotor-stator et entretoise-rotor-stator avec comme conditions à l'entrée du domaine, une pression totale et température totale uniformes à la condition atmosphérique standard et un écoulement axial.

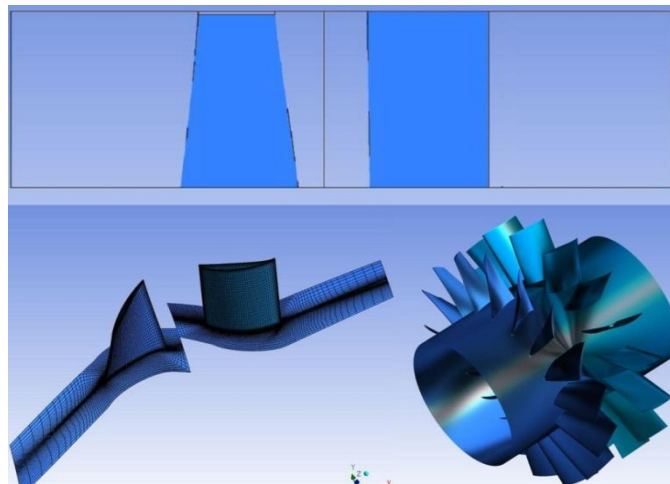


Figure 2-5: Configuration géométrique du compresseur 7171 de Braunschweig

La dernière géométrie est un étage axial arrière du compresseur à haute pression d'une turbosoufflante de Pratt & Whitney Canada, dorénavant désigné *étage PWC*. C'est un étage transsonique qui servira à vérifier les critères pour un compresseur à haute-vitesse dans la configuration rotor-stator. L'étage comprend 45 aubes de rotor et un nombre d'aube de stator modifié à 45 pour pouvoir faire des simulations rotor-stator. Le rapport du moyeu/carter au bord

d'attaque est de 0.80. La vitesse nominale du rotor est de 26286 RPM offrant un nombre de Mach égal à 1.15 au sommet de l'aube du rotor. Pour cet étage, les distributions radiales de pression totale, température totale et d'angle d'écoulement sortant de l'étage précédent (étage 3) pour une autre vitesse, sont mis à l'échelle de la vitesse simulée et appliqué à l'entrée du domaine de calcul.

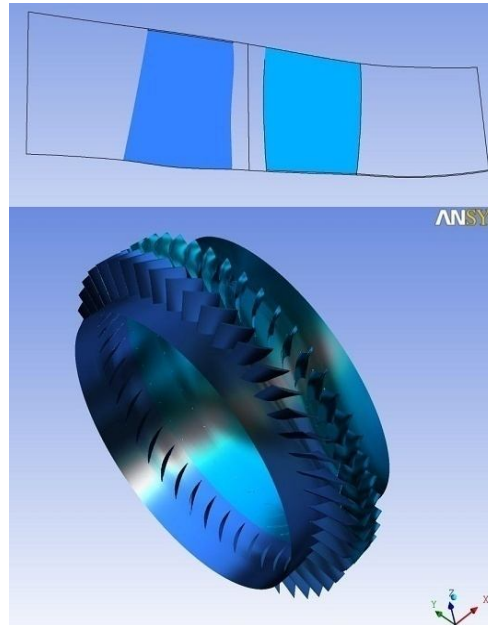


Figure 2-6: Configuration géométrique de l'étage PWC

Tableau 2-1 : Caractéristique des géométries de compresseurs axiaux utilisées

Compresseur axial	Vitesse de rotation du rotor	Nombre de Mach au sommet du rotor	Ratio Moyeu/Carter	Re basé sur la corde au sommet du rotor
E ³ Rotor B	2150 RPM	0.5	0.85	1.1×10^6
Compresseur 7171	4500 RPM	0.28	0.55	3.7×10^5
Étage PWC	26286 RPM	1.15	0.80	6.8×10^5

2.3 Procédure de simulation

La méthodologie consiste à simuler numériquement l'écoulement dans différentes géométries de compresseurs axiaux pour un seul passage d'aube de rotor jusqu'au dernier point stable, tout en maximisant la probabilité que cette limite de stabilité à une aube de rotor correspond à un décrochage pip. L'évaluation des critères de Vo est ensuite faite sur le dernier point stable.

Le déroulement de la simulation numérique dans CFX pour chaque configuration est fait selon les étapes décrites comme suit. On débute avec les simulations en régime permanent, qui convergent plus rapidement, pour approximer le plus vite possible le dernier point stable. La pression statique à la sortie du domaine de calcul est ainsi augmentée suite à chaque simulation convergée jusqu'à la limite de stabilité en régime stationnaire. La dernière solution convergée est alors utilisée comme condition initiale pour continuer les simulations en régime instationnaire. Le régime non permanent est nécessaire pour trouver la vraie limite de stabilité car l'écoulement en opération stable mais près du point d'instabilité aérodynamique est généralement instationnaire due aux oscillations dans l'écoulement de jeu tel que détecté dans certaines des simulations de Vo [3]. Le dernier point stable est généralement en dedans de 1% de la pression dynamique basée sur la masse volumique de stagnation (ρ_0) à l'entrée (calculé à partir de la pression totale et la température totale à l'entrée du domaine de calcul) et la vitesse circonférentielle au sommet du rotor (U) tel que défini par l'équation 2.1, P_1 étant le dernier point stable et P_2 un point au-delà de la limite stabilité

$$\frac{P_2 - P_1}{1/2 \rho_0 U^2} < 1\% \quad (2.1)$$

Une fois le dernier point convergé obtenu en régime instationnaire, il faut s'assurer que la limite de stabilité est imposée par un phénomène physique et non numérique. Avec les conditions limites fixes à l'entrée du domaine de calcul, la condition limite de pression statique à la sortie ne permet pas de capturer les points stables au-delà du sommet (à pente zéro) de la courbe caractéristique de pression totale-à-statique prise de l'entrée à la sortie du domaine. Par conséquent, il faut vérifier que la pente de cette courbe soit encore négative et non trop proche de zéro à la limite de stabilité.

De plus, pour que la limite de stabilité d'une simulation à un passage d'aube mène à un décrochage pip, deux conditions additionnelles sont souhaitables. La première est que la pente de la courbe caractéristique de pression totale-à-statique prise juste en amont du bord d'attaque de la première rangée d'aubes à juste en aval du bord de fuite de la dernière rangée d'aubes du domaine de calcul soit négative, pour être consistant avec l'observation de Camp et Day [6]. Il est à noter que cette condition n'est pas automatiquement satisfaite par le fait que la pente de la courbe caractéristique de pression totale-à-statique prise de l'entrée à la sortie du domaine soit

négative ou zéro. La raison est qu'il y a généralement un effet de diffusion entre le bord de fuite de la dernière rangée d'aubes et la sortie du domaine de calcul alors que les régions de blocage aérodynamique associées aux sillages et à l'écoulement de jeu se mélangent et se réduisent par effet de mélange menant à une augmentation de la pression statique. Par conséquent, la pente de la courbe caractéristique de pression totale-à-statique pour le compresseur peut bien être positive alors que la pente de celle pour le domaine de calcul est encore négative ou nulle. Cependant, dans une simulation qui n'inclurait qu'une partie des rangées d'aubes d'un compresseur multi-étagé, un décrochage pip peut survenir même si la pente de la courbe caractéristique de pression totale-à-statique pour la combinaison de ces rangés d'aubes est positive tant que la pente de la caractéristique de pression totale-à-statique pour le compresseur en entier soit négative. Dans le cas d'une simulation à un passage d'aube qui ne peut pas capturer un décrochage modal, il ne reste que le décrochage pip, ce qui rend le requis de la pente négative encore moins crucial. En d'autres mots, une pente négative de la courbe caractéristique à la limite de stabilité pour les rangées d'aubes simulées serait préférable car cela devrait mener hors de tout doute pour un décrochage pip dans un compresseur réel correspondant, mais ne constitue pas un requis absolu.

L'autre condition associée à un décrochage pip est que l'écoulement de jeu doit jouer le rôle principal dans la formation initiale de la perturbation pip et non le décollement de la couche limite sur l'aube. Par conséquent, l'écoulement sur la surface des aubes est vérifié au dernier point stable pour le décollement de la couche limite qui y apparaît, comme des régions de cisaillement axial négatif sur la surface des aubes. Idéalement, ces régions ne devraient pas exister. Si des régions mineures de cisaillement négatif existent, le champ d'écoulement durant la divergence en régime transitoire au delà du dernier point stable est analysé pour vérifier que ces régions ne grossissent pas avant le déversement et/ou le refoulement de l'écoulement de jeu tel que montré sur les figures 2-6 à 2-8 par les simulations de Vo [3] et les expériences de Deppe et al. [11].

Pour une configuration simulée donnée, si les trois conditions décrites ci-haut impliquant les pentes des courbes caractéristiques de pression-totale à statique (du domaine et du compresseur) et le décollement de la couche limite sur l'extrados des aubes ne sont pas satisfaites au dernier point stable, il y aura ainsi un doute que la limite de stabilité soit physique et/ou mènerait à un décrochage pip. Des changements sont apportés aux conditions d'opérations et/ou à la

configuration simulée pour essayer de satisfaire ces conditions. Ces changements peuvent inclure:

- 1) Modification du jeu d'aube du rotor pour augmenter l'effet de l'écoulement de jeu
- 2) L'enlèvement de la viscosité sur certaines surfaces solides pour diminuer les pertes visqueuses et influencer la pente de la courbe caractéristique de pression totale-à-statique.
- 3) Modification de la distribution de la pression totale à l'entrée pour créer une distorsion radiale de l'écoulement. Cela permettrait d'augmenter l'incidence et par conséquent, la charge aérodynamique au sommet du rotor pour favoriser un décrochage pip
- 4) Changement de la vitesse de rotation du rotor, ce qui peut faire varier le type de décrochage de modal à pip

L'annexe A présente l'application de ces changements à certaines des géométries simulées pour obtenir la configuration satisfaisante pour l'évaluation des critères.

Les configurations simulées et étudiées sont :

- 1) Rotor isolé sur le E³ Rotor B pour valider les simulations de Vo sur sa géométrie mais avec un autre code CFD et sur le rotor du compresseur 7171 de Braunschweig pour vérifier les observations expérimentales de Deppe et al. [11].
- 2) Rotor-stator sur le compresseur 7171 de Braunschweig et l'étage PWC pour évaluer l'effet du stator sur les deux critères dans des compresseurs à basse et à haute vitesse
- 3) Entretoise-rotor-stator sur le compresseur 7171 de Braunschweig pour déterminer l'effet sur les critères, des sillages d'une rangée d'aube en amont combiné à celui des perturbations potentielles du stator en aval tel que dans un compresseur multi-étagé.

2.4 Analyses des simulations

Pour vérifier les critères de Vo, des analyses seront faites au dernier point stable de la courbe caractéristique en régime non-permanent. Lorsque la solution convergente est non permanente tel que démontrée par une oscillation du débit massique, cette oscillation est décomposée en plusieurs fréquences et la solution est moyennée selon la plus petite fréquence commune. Si une fréquence commune n'existe pas, la solution est simplement moyennée sur une très grande période d'oscillation. Les paramètres de performance et les critères sont évalués à partir du

champ d'écoulement temporellement moyennée. Les paramètres de stagnation comme la pression totale et la température totale, sont moyennés par rapport au débit massique alors que les paramètres statiques comme la pression statique, sont moyennés par rapport à l'aire.

La première étape est de tracer les deux courbes caractéristiques de pression totale-à-statique, une pour le domaine de calcul et l'autre pour le compresseur, afin de vérifier la pente de chacune à la limite de stabilité. Le coefficient de pression totale-à-statique est calculé par la différence entre la pression statique de sortie et la pression totale à l'entrée, non-dimensionalisée avec la pression dynamique (calculée à partir de la masse volumique de stagnation à l'entrée du domaine de calcul et la vitesse circonférentielle du sommet du rotor.) Le coefficient de débit est obtenu en divisant la vitesse moyenne axiale moyenne à l'entrée du domaine par la vitesse circonférentielle du sommet du rotor. Pour chaque configuration simulée, il y a deux types de courbes, soit un pour le domaine de calcul et l'autre pour le compresseurs. Pour le type associé au domaine de calcul, les pressions sont obtenues aux plaines d'entrée et de sortie du domaine de calcul. Pour le type associé au compresseur, les surfaces utilisées pour le calcul des pressions sont les plaines axiales pris à 20% de la corde au sommet de l'aube du rotor en amont du bord d'attaque (au carter) de la première rangée d'aube et 20% de cette corde en aval du bord de fuite (au carter) de la dernière rangée d'aube. (Pour le rotor PWC, cette valeur est de 10% au lieu de 20%). La distance choisie permet aux plaines axiales d'être proche des bords d'attaque et de fuite du carter sans les couper au moyeu. Dans chacun des deux types, il y a une courbe pour le régime permanent et une autre pour le régime non-permanent transitoire, pour un total de quatre courbes. Les pentes sont évaluées à la limite de stabilité des courbes en régime non-permanent.

L'étape suivante est de tracer les contours de cisaillement axial sur l'extrados des aubes au dernier point stable afin de détecter des régions de décollement de la couche limite.

Ensuite, le champ d'entropie, sur une plaine radiale correspondant au sommet de l'aube du rotor, est tracé pour le dernier point stable. Ce champ d'entropie permet de vérifier le critère de l'imminence du déversement au bord d'attaque. Il faudrait regarder la localisation de l'interface entre l'écoulement entrant et l'écoulement de jeu par rapport au bord d'attaque, spécialement près de l'intrados où se ferait le déversement éventuel.

Finalement, pour l'évaluation du critère associé au refoulement de l'écoulement de jeu au bord de fuite, la distribution radiale adimensionnelle du débit massique au bord de fuite du rotor (non-

dimensionalisée par la masse volumique de stagnation à l'entrée du domaine de calcul et la vitesse circonférentielle du sommet du rotor) est produite pour voir si la valeur au sommet de l'aube atteint zéro à la limite de stabilité.

CHAPITRE 3 RÉSULTATS

Ce chapitre présente et discute des principaux résultats obtenus en commençant avec les configurations à rotor isolé, suivi des configurations rotor-stator et d'une configuration entretoise-rotor-stator. Dans chaque cas, les courbes caractéristiques de pression totale-à-statique et des contours de contraintes de cisaillement axiales sont présentées pour s'assurer de l'aspect physique de la limite de stabilité et ses chances de mener à un décrochage pip. Par la suite, les contours d'entropie pour la plaine radiale correspondant au sommet de l'aube du rotor et la distribution radiale adimensionnelle du débit massique au bord de fuite du rotor sont présentés pour évaluer les deux critères proposés par Vo.

3.1 Configurations avec rotor isolé

La première géométrie simulée est le E³ Rotor B avec un jeu d'aube de 1.8% de la corde au sommet de l'aube tel que simulé par Vo [3] afin de valider ses critères sur ANSYS CFX, un code commercial plus élaboré et utilisé en industrie que le code UNSTREST de l'université de Cambridge utilisé par Vo. La figure 3-1 présente les courbes caractéristiques de pression totale-à-statique. Comme pour le reste des figures montrant les courbes caractéristiques dans ce chapitre, il y a quatre courbes : le compresseur en régime permanent (PS), le compresseur en régime non-permanent (NPS), le domaine en régime permanent (PD) et le domaine en régime non-permanent (NPD). Les pentes sont évaluées à partir des deux derniers points sur les courbes NPD et NPS. La pente négative de la courbe NPD indique que la limite de stabilité est physique et non causée par la condition limite de sortie et la pente négative de la courbe NPD est consistante avec un décrochage de type pip. La figure 3-2 montre les contours de contrainte de cisaillement axiale sur la surface de l'aube et indique une petite région de décollement incipient de couche limite au bord de fuite près du moyeu. Une analyse de l'écoulement transitoire au delà du dernier point stable, montrée dans l'annexe B.1, indique que cette région ne grossit pas vraiment et disparaît éventuellement alors que la région du sommet de l'aube se dégrade avec le déversement et refoulement de fluide de jeu d'aube. Ce qui nous assure que la limite de stabilité mènerait dans ce cas à un décrochage pip dû à l'écoulement de jeu d'aube.

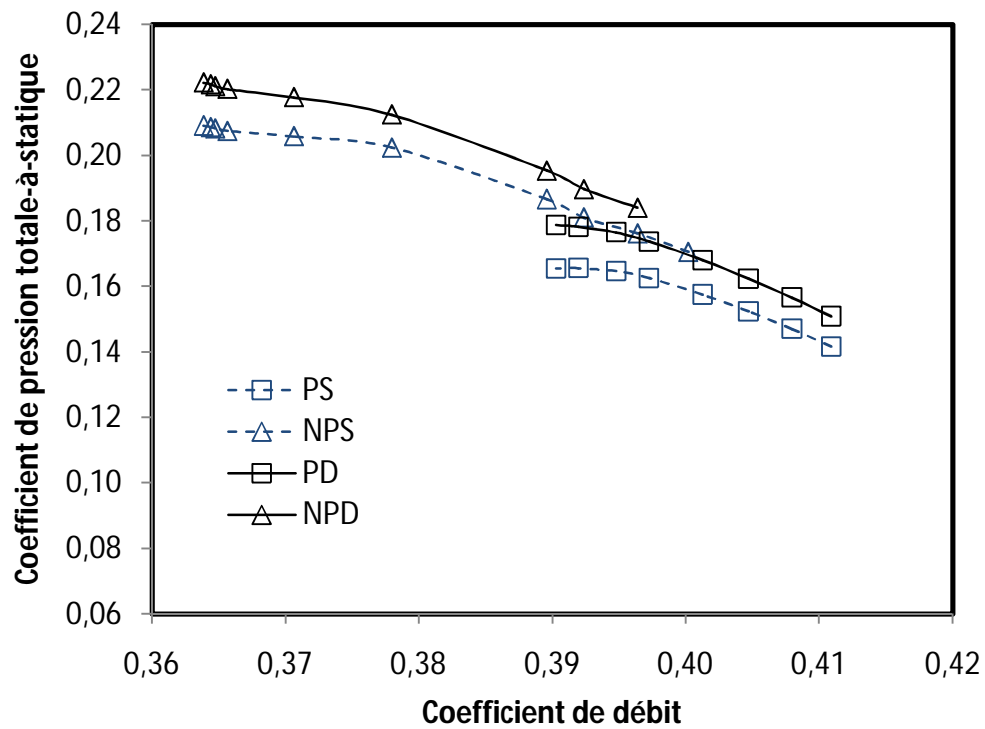


Figure 3-1 : Caractéristiques de pression totale-à-statique du E³ Rotor B avec un jeu d'aube de 1.8% la corde au sommet de l'aube

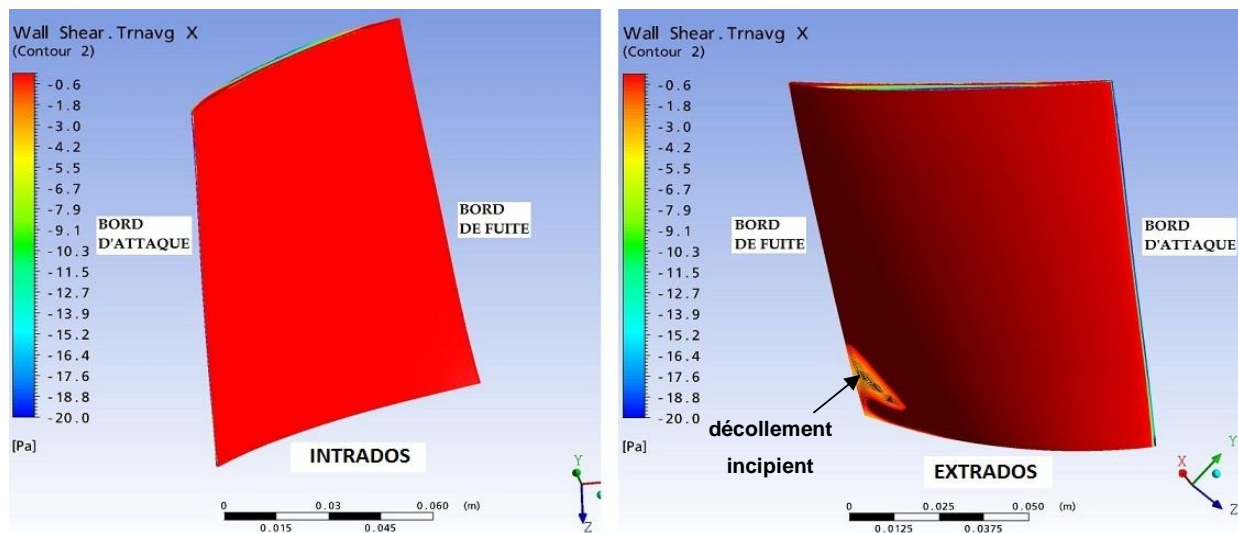


Figure 3-2 : Contours de contrainte de cisaillement axial sur l'aube du E³ Rotor B au dernier point stable de la figure 3-1

La figure 3-3 montre les contours d'entropie sur la plaine correspondant au sommet de l'aube au dernier point stable. L'écoulement de jeu d'aube avec une grande entropie due aux pertes engendrée en traversant le jeu d'aube et le mélange avec le fluide du passage à la sortie du jeu est en rouge et l'écoulement entrant à faible perte est en bleu. La figure montre clairement que l'interface entre l'écoulement entrant et l'écoulement de jeu d'aube est au bord d'attaque du rotor au sommet de l'aube particulièrement près de l'intrados, où le déversement au passage adjacent se ferait éventuellement si on dépasse la limite de stabilité. Par conséquent, ce résultat montre que le critère 1 de Vo sur l'imminence du déversement d'écoulement de jeu au bord d'attaque est satisfait.

Par contre, en regardant la distribution radiale du débit massique au bord de fuite sur la figure 3-4 pour le dernier point stable, le débit est proche de zéro au sommet de l'aube mais n'est pas nul. Ce qui veut dire que le critère 2 de Vo sur l'apparition imminente du refoulement de l'écoulement de jeu au bord de fuite ne semble pas se produire en simulant la géométrie de Vo avec un autre code CFD que celui utilisé par ce dernier.

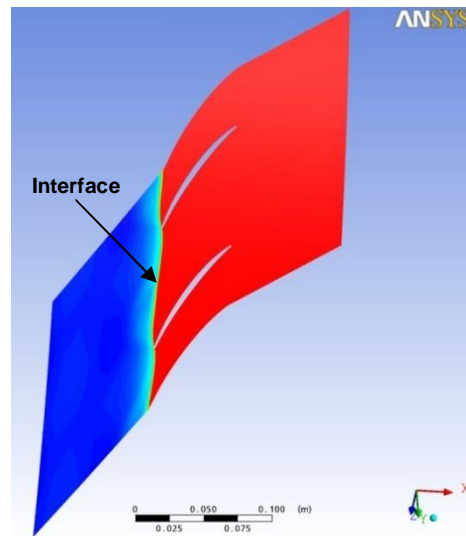


Figure 3-3 : Contours d'entropie au sommet de l'aube du E³ Rotor B au dernier point stable de la figure 3-1

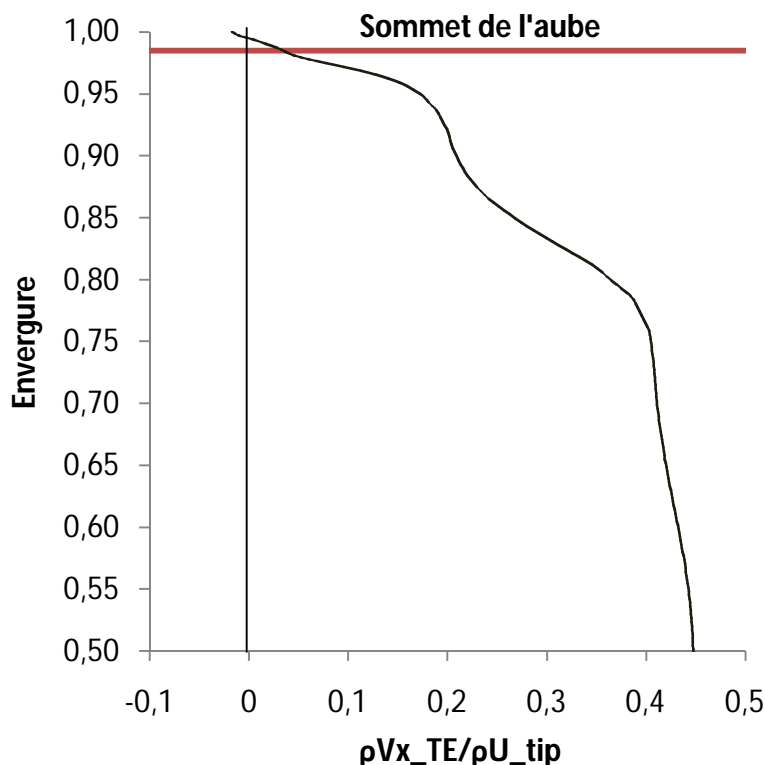


Figure 3-4 : Distribution radiale adimensionnelle du débit massique au bord de fuite du E³ Rotor B au dernier point stable de la figure 3-1

Avec le résultat inattendu de la validation du critère 2 de Vo sur le E³ Rotor B, il a été décidé de faire la simulation pour le rotor isolé du compresseur 7171 de Braunschweig, pour lequel les données expérimentales (Figure 1-7 et 1-8) semblent montrer la satisfaction des deux critères de Vo . Pour cette configuration, des simulations avec différentes grandeurs de jeu d'aubes ont été nécessaires, tel que montré à l'annexe A.1, pour trouver la valeur (1.5% de la corde au sommet de l'aube) qui donne la pente négative des courbes caractéristiques de pression totale-à-statique du domaine (NPD) et du rotor (NPS) à la limite de stabilité, tel que montrée sur la figure 3-5. De plus, les contours de contrainte de cisaillement axiale sur la figure 3-6 confirment l'absence de décollement de la couche limite sur l'aube au dernier point stable. Contrairement aux résultats de la figure 3-2, celui-ci se fait rassurant en tant que limite de stabilité avant un décrochage pip causé par l'écoulement du jeu d'aube.

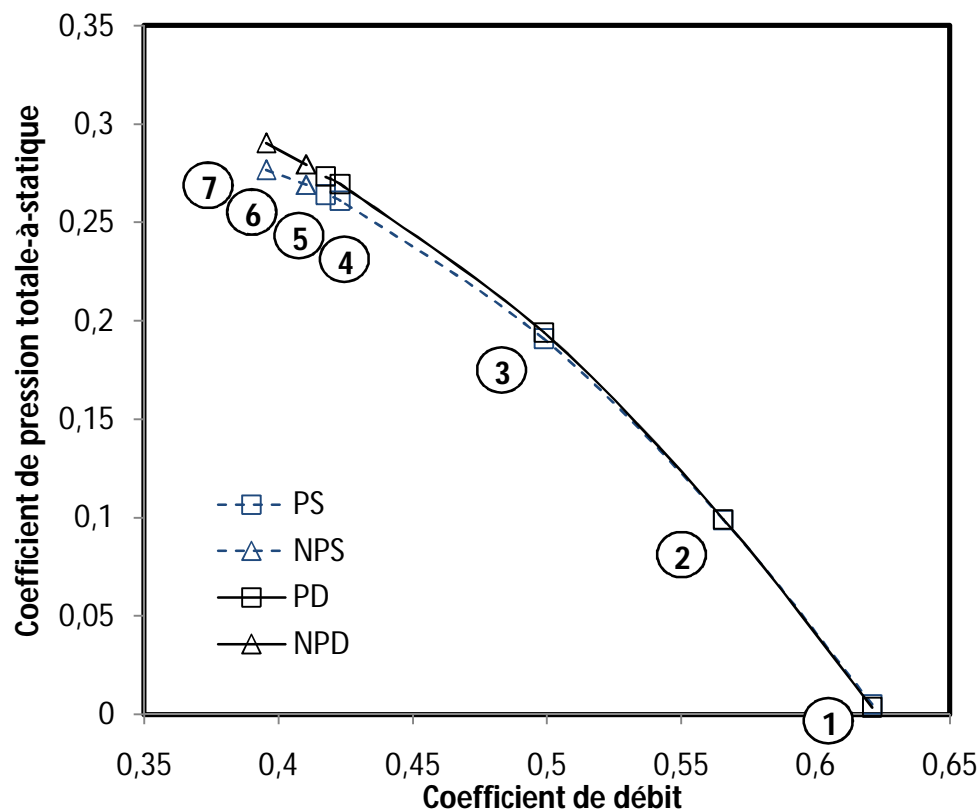


Figure 3-5 : Caractéristiques de pression totale-à-statique pour le rotor isolé du compresseur 7171 de Braunschweig avec un jeu d'aube de 1.5% la corde au sommet de l'aube

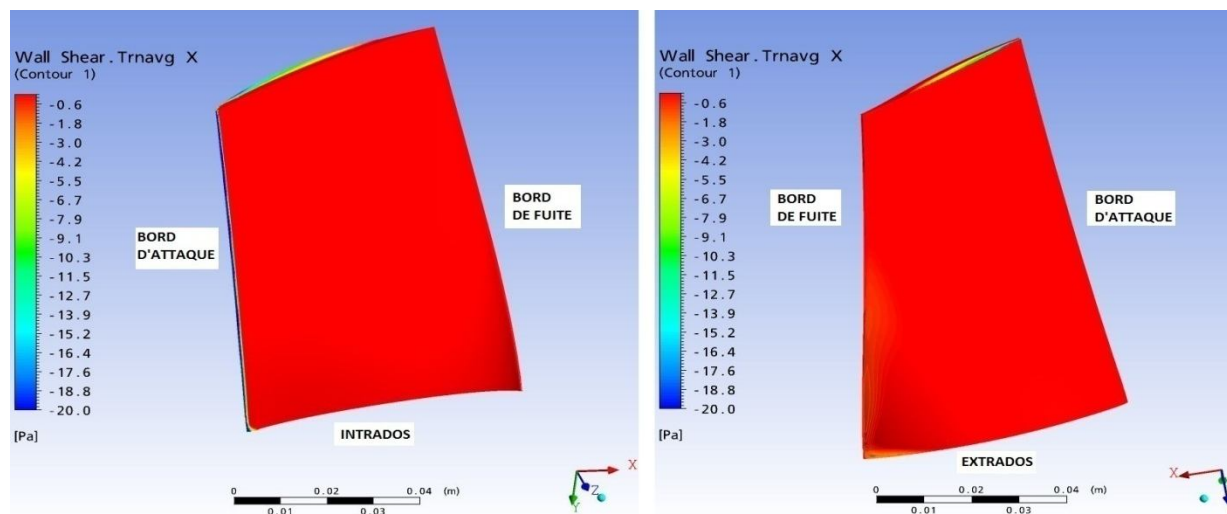


Figure 3-6 : Contours de contrainte de cisaillement axial sur le rotor isolé du compresseur 7171 de Braunschweig au dernier point stable (point 7) de la figure 3-5

Les contours d'entropie pour la plaine correspondant au sommet de l'aube au dernier point stable (point 7 de la figure 3-5) sont présentés à la figure 3-7. Même si l'interface entre l'écoulement entrant et l'écoulement de jeu d'aube n'est pas aussi claire que celle du E³ Rotor B sur la figure 3-3, elle est bien au bord d'attaque près de l'intrados, ce qui confirme le critère 1 de Vo sur l'imminence du déversement au bord d'attaque.

La distribution radiale du débit massique au bord de fuite sur la figure 3-8 pour plusieurs points le long de la caractéristique du rotor 7171 à la figure 3-5, montre non seulement que ce débit n'est pas proche de zéro au sommet de l'aube, mais qu'elle s'y approche seulement jusqu'au point 5 pour ensuite s'y éloigner lorsque le limite de stabilité (point 7) approche. Ceci illustre que le critère 2 de Vo sur l'apparition imminente du refoulement de l'écoulement de jeu n'est pas satisfait. Pour tenter d'expliquer ce résultat qui semble contredire l'observation expérimental de refoulement au bord de fuite montré sur la figure 1-7, le comportement de l'écoulement près du sommet de l'aube du rotor 7171 pour une simulation transitoire au-delà du dernier point stable fut analysé. Il faut noter que cette simulation à un passage d'aube représente une dégénération quasi-axisymétrique de l'écoulement (similaire dans tous les passages d'aubes), ce qui est différent d'un vrai décrochage pip où la dégénération de l'écoulement passe d'un passage à l'autre avec le déplacement de la perturbation pip. Cependant, Vo et al. [16] ont montré que les caractéristiques de la dégénération de l'écoulement dans la région du sommet de l'aube (en terme de déversement et refoulement de l'écoulement de jeu) étaient similaires pour une simulation à un passage d'aube au delà de la limite de stabilité et un passage d'aube avec un coefficient de débit (débit massique) similaire à la position de la perturbation pip. La figure 3-9 montre l'évolution du débit massique associé à la dégénération de l'écoulement lorsque la pression de sortie du domaine dépasse un peu la valeur à la limite de stabilité, durant lequel on prend un point A. Les figure 3-10 et 4-11 indiquent bien un déversement de l'écoulement de jeu au bord d'attaque et un refoulement de l'écoulement de jeu au bord de fuite, ce qui est consistant avec les mesures expérimentales des figure 1-7 et 2-8 pour le passage d'aube se trouvant à la position de la perturbation pip. Ceci veut dire que la présence d'un refoulement de l'écoulement de jeu au bord de fuite durant la formation de la perturbation pip tel que mesurée par Deppe et al. [11] n'implique pas forcément l'imminence de ce phénomène au dernier point stable, tel que démontrée par les simulations dans ce projet. En d'autres mots, les données expérimentales de la figure 1-7 ne prouvent pas nécessairement le critère 2 de Vo.

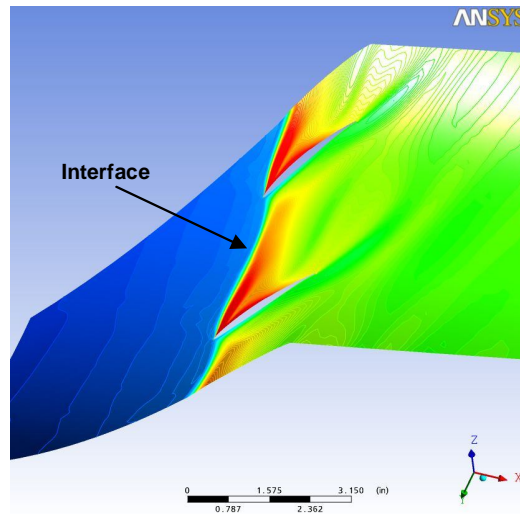


Figure 3-7 : Contours d'entropie au sommet de l'aube du rotor isolé du compresseur 7171 de Braunschweig au dernier point stable (point 7) de la figure 3-5

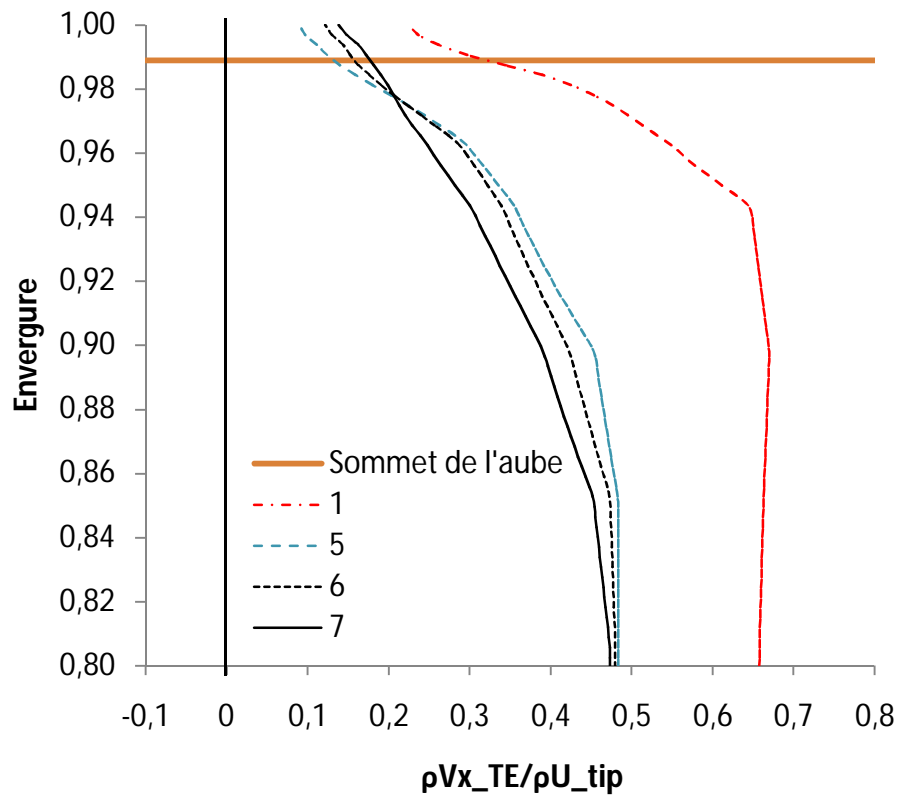


Figure 3-8 : Distribution radiale adimensionnelle du débit massique au bord de fuite du rotor isolé du compresseur 7171 de Braunschweig au dernier point stable (point 7) de la figure 3-5

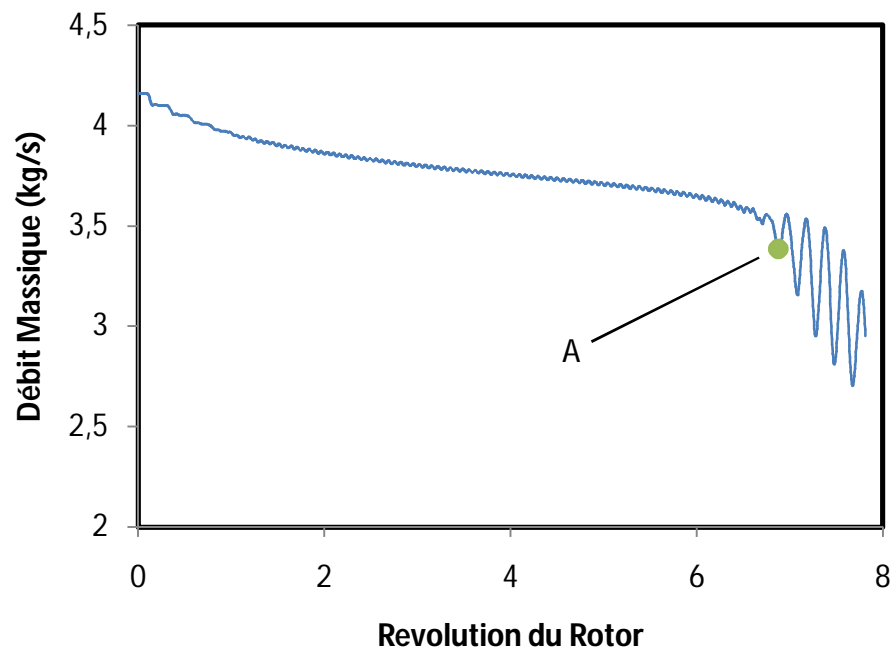


Figure 3-9 : Évolution du débit massique en régime transitoire au-delà du dernier point stable (point 7 de la figure 3-5) pour le rotor isolé du compresseur 7171 de Braunschweig

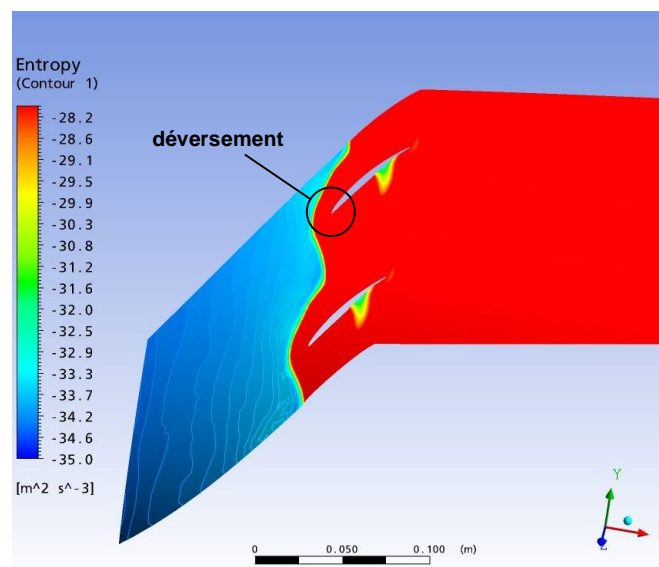


Figure 3-10 : Contours d'entropie au dernier point stable du rotor isolé du compresseur 7171 de Braunschweig pour le point A de la figure 3-9

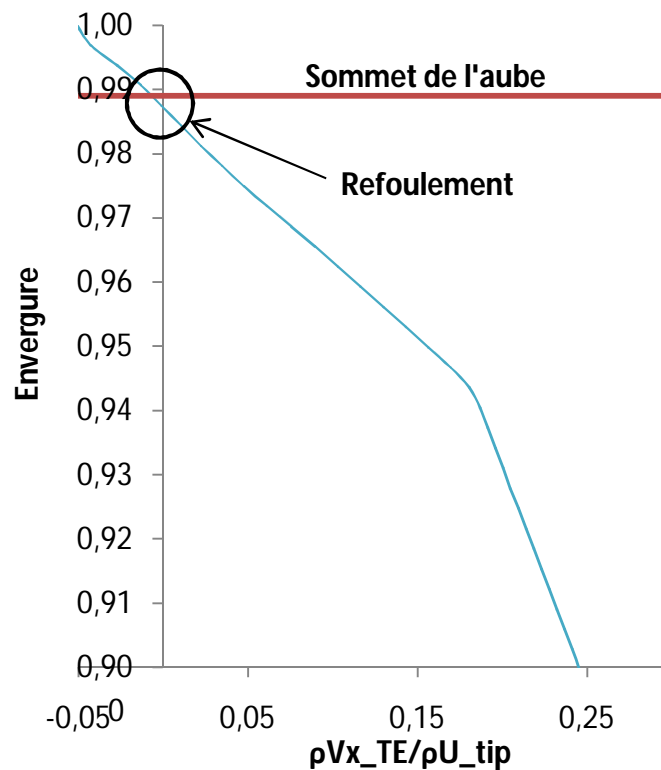


Figure 3-11 : Distribution radiale adimensionnelle du débit massique au bord de fuite du rotor isolé du compresseur 7171 de Braunschweig au point A de la figure 3-9

Les simulations en configuration de rotor isolé ont pu confirmer le critère 1 de Vo sur l'imminence du déversement d'écoulement de jeu au bord d'attaque, mais ont infirmé le critère 2 sur l'apparition imminente du refoulement de l'écoulement de jeu au bord de fuite. Ce résultat remet en question le mécanisme de formation de la perturbation pip proposé par Vo qui a besoin de la présence des deux critères. Avec toutes les tentatives d'explication du décrochage pip jusqu'à ce jour par la communauté de chercheurs, la révision de ce mécanisme serait en soi un autre projet de recherche qui dépasserait le mandat de ce projet. Cependant, la possibilité que le critère 1 soit générique mérite la continuation du travail de validation des critères en présence des perturbations causées par les rangées d'aubes adjacents.

3.2 Rotor-Stator

Dans la poursuite des validations des critères de Vo , deux géométries de compresseurs axiaux seront utilisées dans la simulation pour un étage (rotor-stator) de compresseur axial pour vérifier l'effet de la perturbation potentielle du stator sur les deux critères appliqués au rotor. Comme la présence du stator implique forcément des solutions convergentes oscillatoires en mode de simulation non-permanente, les résultats sont obtenus à partir d'un champ d'écoulement moyenné dans le temps.

La première géométrie est le compresseur 7171 de Braunschweig, pour lequel des valeurs différentes de jeu d'aubes combinées avec l'enlèvement de la viscosité sur les parois (excepté le carter) ont été essayées (voir annexe A.2) pour tenter d'obtenir une limite de stabilité acceptable. La configuration choisie est la version visqueuse avec un jeu d'aube de 3% de la corde au sommet de l'aube du rotor. Elle est plus réaliste que la version non-visqueuse tout en permettant d'aller au plus bas débit à la limite de stabilité et d'avoir une pente très négative pour la courbe caractéristique de pression totale-à-statique pour le domaine de calcul (NPD) tel que montrés sur la figure 3-12, ceci assure ainsi que la limite de stabilité est physique et non numérique. Il faut noter que la pente de la courbe caractéristique de pression totale-à statique du compresseur (NPS) est légèrement positive à la limite de stabilité. Toutefois, comme mentionné dans la section 3.3, le critère de la pente négative dans le contexte d'une simulation à un passage d'aube, qui ne peut capturer un décrochage modal, n'est pas crucial. Les contours de contrainte de cisaillement axiale sur la figure 3-13 indiquent qu'il n'y a pas de décollement de la couche limite sur le rotor. Bien qu'il y ait un décollement incipient de la couche limite sur le stator, cela ne peut affecter la limite de stabilité que si cette séparation fait basculer la pente de la courbe NPD à zéro, ce qui n'est pas le cas.

La figure 3-14 trace les contours d'entropie au sommet de l'aube au dernier point stable et la distribution radiale adimensionnelle du débit massique au bord de fuite correspondant à ce point est présentée à la figure 3-15. Ces figures indiquent que le critère 1 de Vo est satisfait pour un champ d'écoulement temporellement moyennée dans un contexte rotor-stator à basse vitesse mais que le critère 2 n'est toujours pas satisfait.

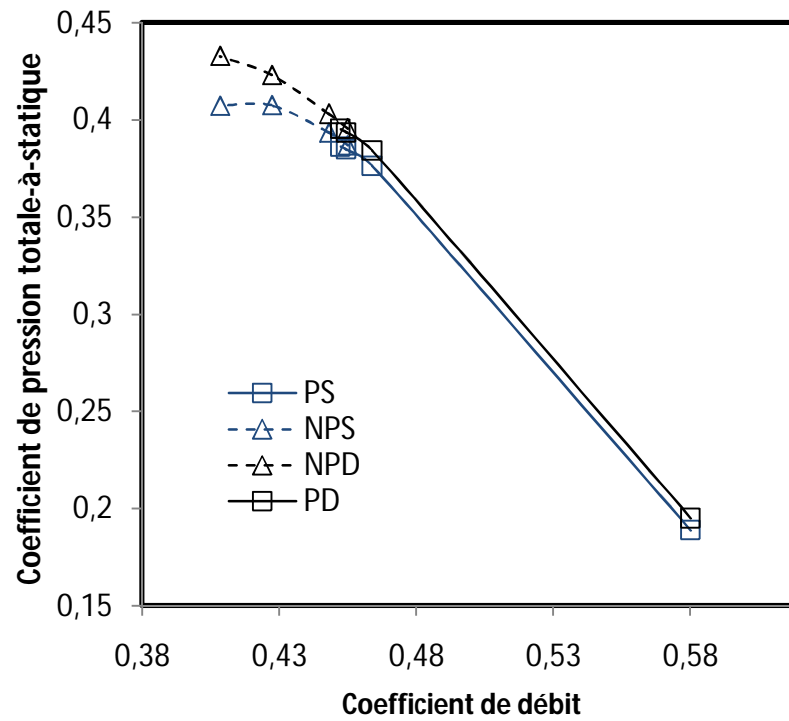


Figure 3-12 : Caractéristiques de pression totale-à-statique pour le compresseur 7171 de Braunschweig avec un jeu d'aube de 3% la corde au sommet de l'aube de rotor

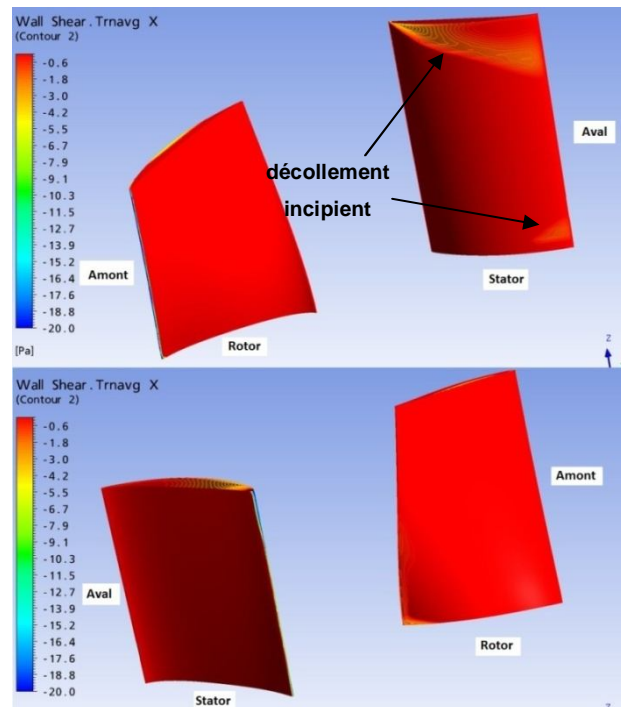


Figure 3-13 : Contours de contrainte de cisaillement axial sur le compresseur 7171 de Braunschweig au dernier point stable de la figure 3-12

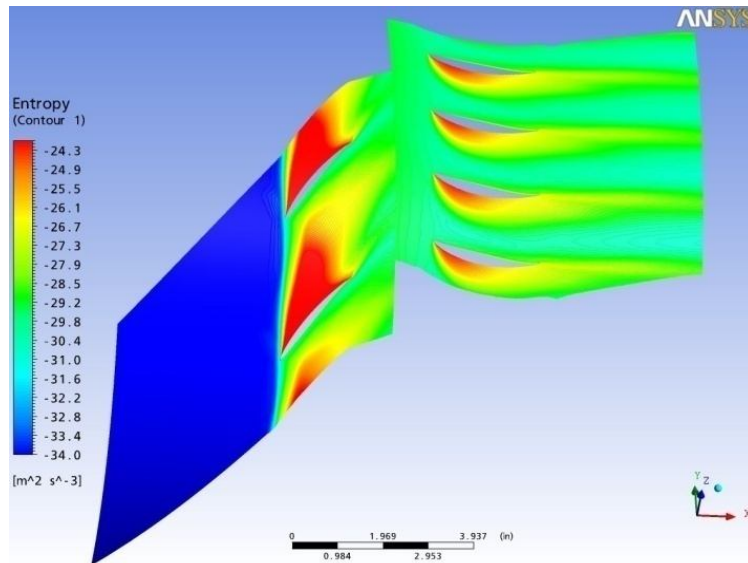


Figure 3-14 : Contours d'entropie à la plaine du sommet du rotor pour le compresseur 7171 de Braunschweig au dernier point stable de la figure 3-12.

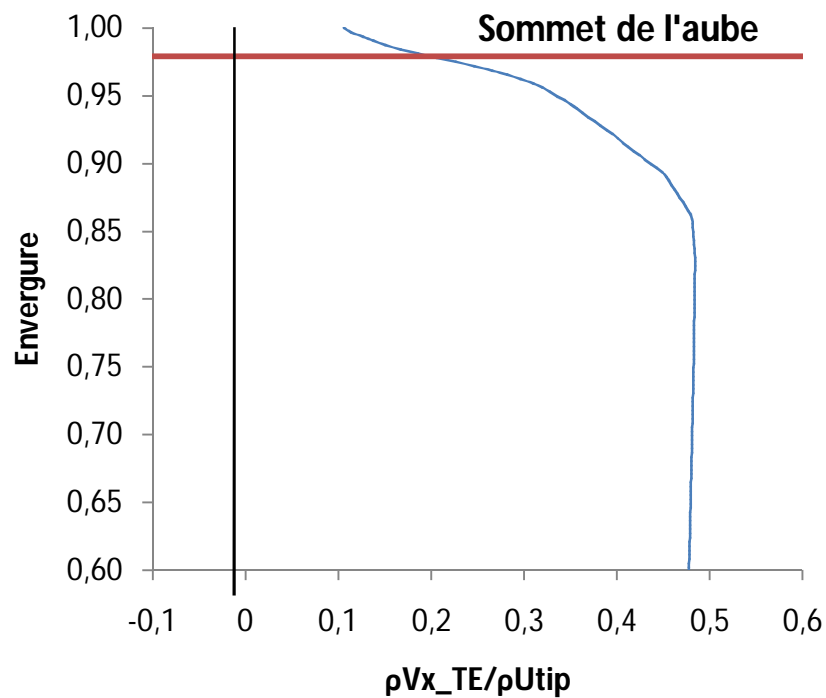


Figure 3-15 : Distribution radiale adimensionnelle du débit massique au bord de fuite du rotor du compresseur 7171 de Braunschweig au dernier point stable de la figure 3-12

Pour renforcer l'évaluation des critères en milieu rotor-stator ainsi que pour évaluer l'effet de la vitesse de rotation, la deuxième géométrie simulée en mode rotor-stator est l'étage PWC. En fait,

il a été découvert que dans les conditions d'opérations de design, cet étage irait plus probablement en décrochage modal vu la faible charge aérodynamique au sommet du rotor et un décrochage à la jonction de l'extrados du rotor et du moyeu. Afin de favoriser le décrochage pip, la vitesse de rotation est réduite à 70% de la vitesse nominale et une distorsion radiale est imposée dans la distribution de la pression totale à l'entrée du domaine pour augmenter la charge aérodynamique près du carter (voir annexe A.3). Il a été prouvé par Zhang et al. [17] qu'un compresseur aura un décrochage pip si on augmente la charge près du sommet de l'aube. Le jeu d'aube est à 1% de la corde au sommet du rotor.

Pour les courbes caractéristiques de ce compresseur haute-vitesse, le coefficient de pression totale-à-statique est remplacé par le rapport de pression statique de sortie sur la pression totale entrante. La figure 3-16 montre que la pente la courbe caractéristique de pression totale-à-statique pour le domaine de calcul (NPD) est négative à la limite de stabilité assurant que cette limite est physique. Dans cette figure, le débit massique corrigé est défini selon l'équation 3.1. Dans cette équation, Θ est le rapport de température à l'entrée ($T_{\text{totale}}/T_{\text{référence}}$) alors que δ est le rapport de pression à l'entrée ($P_{\text{totale}}/P_{\text{référence}}$)

$$\dot{m}_{\text{corrigé}} = \frac{\dot{m}\sqrt{\Theta}}{\delta} \quad (3.1)$$

La pente de la courbe NPS est légèrement positive, ce qui n'est pas inquiétant pour la même raison que dans le cas du compresseur 7171 de Braunschweig. Similairement, bien que la figure 3-17 indique deux régions de décollement de la couche limite sur l'extrados du stator, ce n'est pas grave tant que la pente de la courbe NPD est négative à la limite de stabilité. La vraie inquiétude est la région de décollement incipient de la couche limite sur l'extrados du rotor en bas de la mi-envergure. Cependant, une vérification montrée dans l'annexe B.2 indique que cette région arrête de grossir durant la dégénération de l'écoulement lors de la simulation transitoire au delà de la limite de stabilité, ce qui donne le rôle principal au décrochage pip éventuel à l'écoulement de jeu d'aube.

Comme pour le compresseur 7171 de Braunschweig, les figure 3-18 et 4-19 indiquent que le critère 1 de Vo est satisfait pour l'étage PWC et ne serait pas affecté par la vitesse de rotation (compressibilité), mais que le critère 2 serait aussi non satisfait.

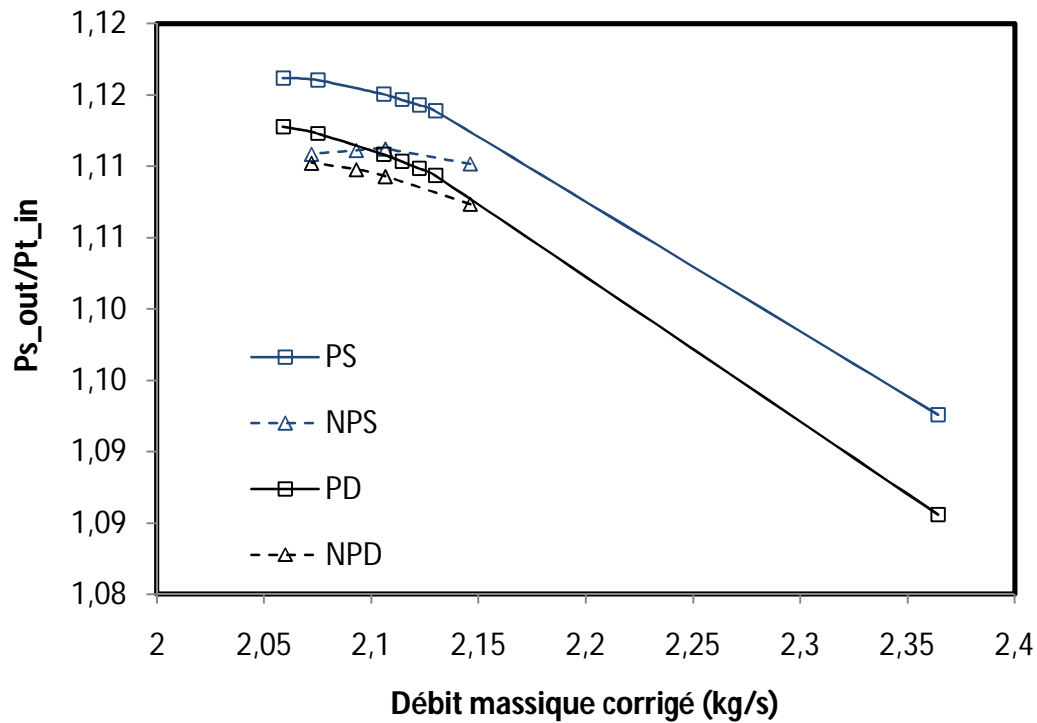


Figure 3-16 : Caractéristiques de pression totale-à-statique pour l'étage PWC avec un jeu d'aube de 1% la corde au sommet de l'aube de rotor

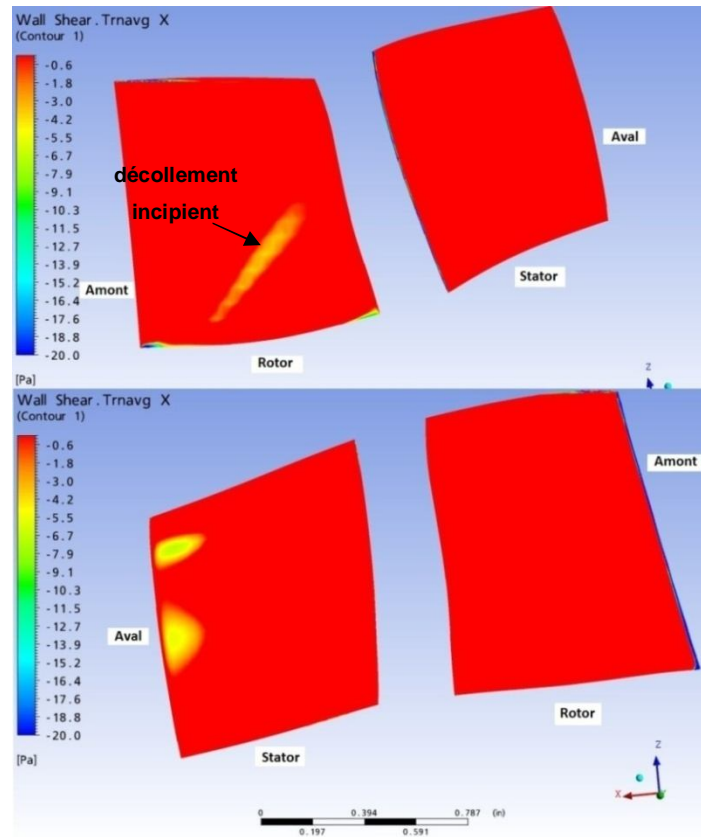


Figure 3-17 : Contours de contrainte de cisaillement axiale pour l'étage PWC au dernier point stable de la figure 3-16

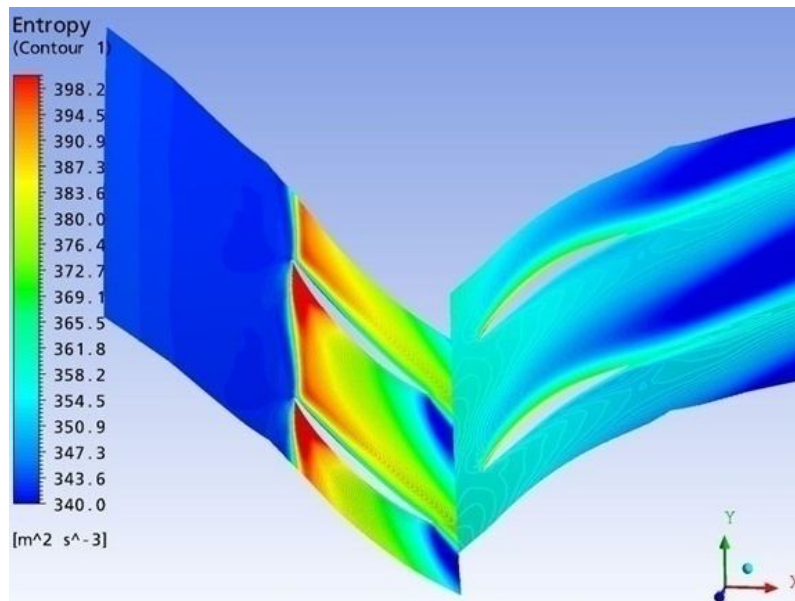


Figure 3-18 : Contours d'entropie à la plaine du sommet du rotor de l'étage PWC au dernier point stable de la figure 3-16.

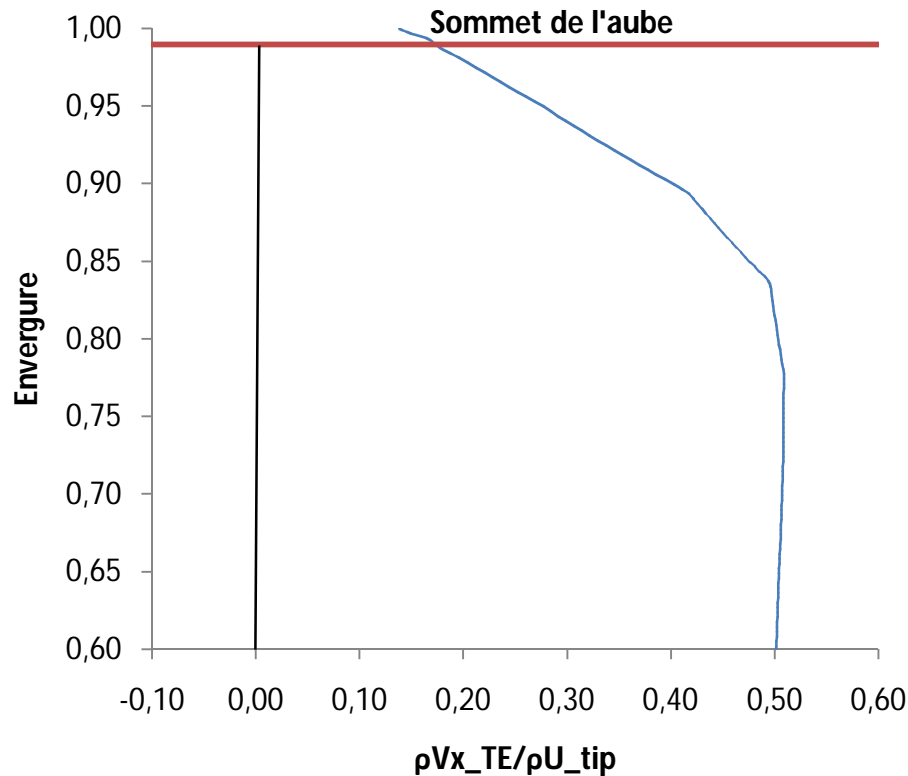


Figure 3-19 : Distribution radiale adimensionnelle du débit massique au bord de fuite du rotor du de l'étage PWC au dernier point stable de la figure 3-16

3.3 Stator-Rotor-Stator

Pour évaluer les deux critères de Vo , surtout l'aspect générique du critère 1, dans un environnement réaliste de compresseur multi-étagé, il faut prendre compte la forte perturbation au rotor par le sillage de la rangée d'aube en amont, soit d'un stator, d'un IGV ou d'une entretoise. Comme le rotor du compresseur 7171 de Braunschweig a un écoulement entrant axial et que la géométrie du stator en amont de l'étage PWC n'est pas disponible, la solution la plus simple pour une configuration stator-rotor-stator serait d'ajouter des entretoises an amont du compresseur 7171 de Braunschweig. Dans ce cas-ci, 16 entretoises de profil NACA symétrique extrudé ont été placées en amont du compresseur ayant 16 aubes de rotor et 32 aubes de stator, tel qu'illustré sur la figure 3-20, pour des simulations entretoise-rotor-stator à un passage d'aube. La configuration du compresseur 7171 de Braunschweig est le même que dans la section 4.2.

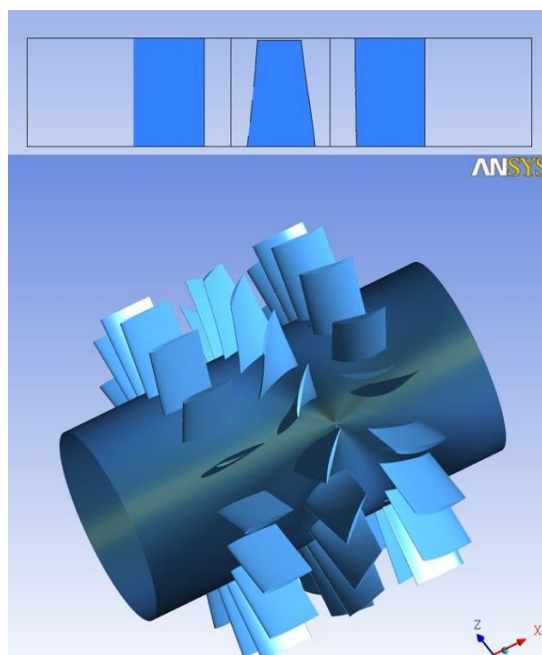


Figure 3-20 : Configuration géométrique des simulations entretoise-rotor-stator du compresseur 7171 de Braunschweig

Comme pour la configuration rotor-stator du compresseur 7171 de Braunschweig, la figure 3-21 indique que la courbe caractéristique de pression totale-à-statique pour le domaine de calcul (NPD) a une pente négative à la limite de stabilité alors que la pente de celle du compresseur avec l'entretoise (NPS) est légèrement positive au dernier point. Les résultats présentés ci-après viennent encore une fois d'un champ d'écoulement moyennée temporellement. Au niveau du décollement de la couche limite, la figure 3-22 n'indique rien de nouveau sur le rotor et le stator comparé à la figure 3-13.

Les contours d'entropie au sommet du rotor pour le champ d'écoulement moyennée temporellement au dernier point stable sont présentés sur la figure 3-23. (Les contours d'entropie pour des champs d'écoulement instantanés montrant l'oscillation de l'écoulement de jeu sont présentés dans l'annexe C). La figure 3-23 indique que le critère 1 de Vo est toujours satisfait sur une moyenne temporelle malgré la présence de perturbations venant du sillage des entretoises. Une forte perturbation du sillage est démontrée en annexe D en remplaçant l'entretoise de profil NACA par une entretoise de profil elliptique. Par contre, la figure 3-24 montre comme pour toutes les configurations précédentes que le critère 2 de Vo n'est pas satisfait.

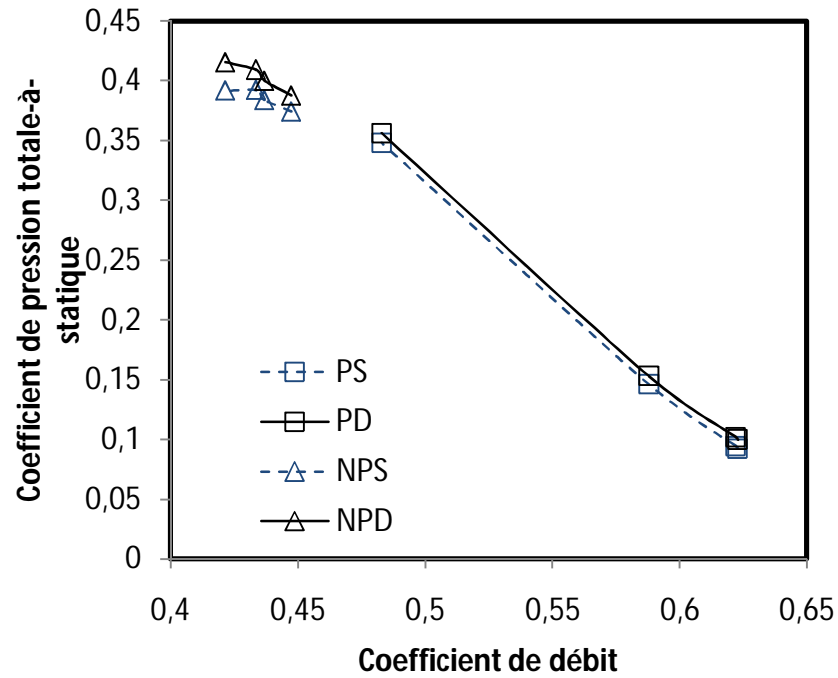


Figure 3-21 : Caractéristiques de pression totale-à-statique pour des simulations entretoise-rotor-stator du compresseur 7171 de Braunschweig

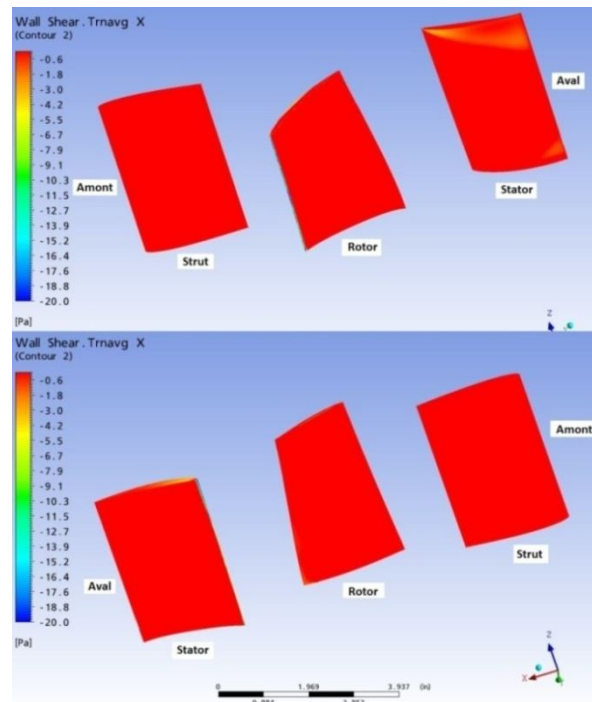


Figure 3-22 : Contours de contrainte de cisaillement axial sur le compresseur 7171 de Braunschweig avec entretoise au dernier point stable de la figure 3-21

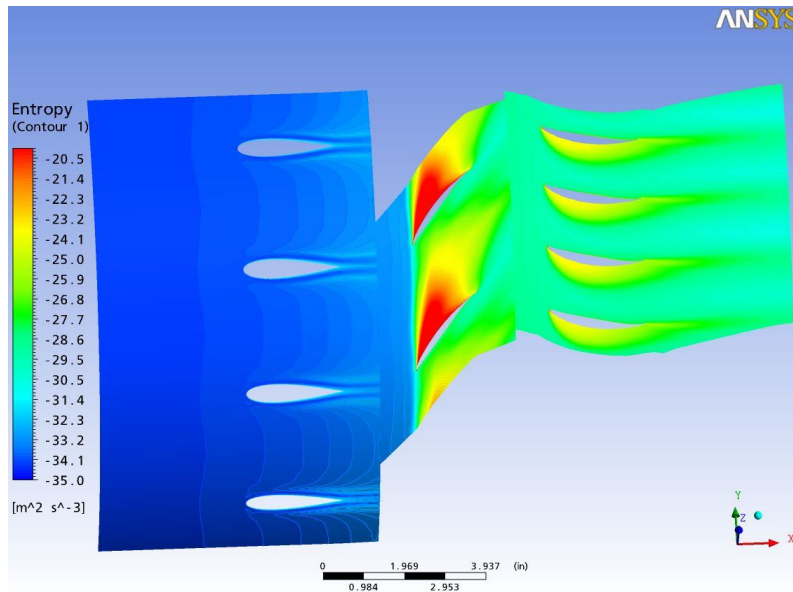


Figure 3-23 : Contours d'entropie à la plaine du sommet du rotor pour le compresseur 7171 de Braunschweig avec entretoise au dernier point stable de la figure 3-21

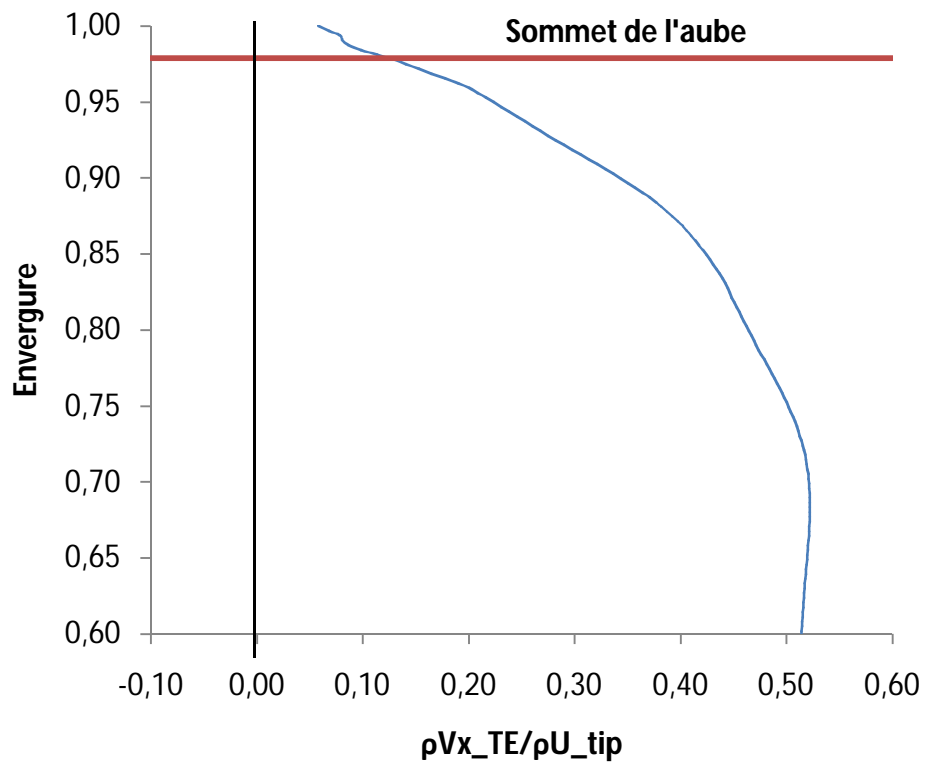


Figure 3-24 : Distribution radiale adimensionnelle du débit massique au bord de fuite du rotor du multi-étage de Braunschweig avec entretoise au dernier point de la figure 3-21

3.4 Sommaire

Les résultats des simulations sur différentes configurations de compresseur axiaux avec ANSYS CFX ont pu valider le critère 1 de Vo dans la formation d'une perturbation pip, soit le critère sur l'imminence du déversement d'écoulement de jeu au bord d'attaque en l'appliquant à un champ d'écoulement temporellement moyenné. Cependant, aucune des simulations n'a pu détecter le critère 2 sur l'apparition imminente du refoulement de l'écoulement de jeu au bord de fuite à la limite de stabilité ce qui infirme l'aspect générique de ce critère et remet en question le mécanisme de formation d'une perturbation pip proposé par Vo, car ce mécanisme dépend de la satisfaction des deux critères.

.

CONCLUSION ET RECOMMANDATION

Ce projet cherchait à valider les deux critères de Vo [3] pour l'initiation d'un décrochage tournant précédé d'une perturbation à courte longueur d'onde (décrochage pip). Les résultats des simulations sur différents rotor de compresseur axiaux en configurations de rotor isolé, rotor-stator et stator-rotor-stator suggère que le critère sur l'imminence du déversement d'écoulement de jeu au bord d'attaque est non-seulement générique, mais aussi applicable en régime non-permanent basé sur un champ d'écoulement moyenné dans le temps et ce, dans un environnement multi-étagé de compression. D'un autre côté, l'aspect générique de l'autre critère de Vo qui est associé à l'imminence du refoulement de l'écoulement de jeu au bord de fuite est infirmé. Par conséquent, le mécanisme proposé par Vo pour la formation de la perturbation à courte longueur d'onde qui nécessite la présence des deux critères doit être révisé. Cependant, l'aspect générique du premier critère forme un bon point de départ pour réviser ce mécanisme et d'établir un système de prédiction du décrochage pip et par extension du décrochage tournant.

Les recommandations de travaux futurs incluent donc un projet pour réviser le mécanisme de Vo [3] en refaisant les simulations à une aube et à multiple aubes de Vo avec au moins deux codes CFD différentes et sur plusieurs géométries de compresseur. Le compresseur 7171 de Braunschweig serait une excellente géométrie pour initier ce travail par sa simplicité et à la disponibilité de données expérimentales. Une autre recommandation serait de changer la condition limite de sortie d'une pression statique fixe. Cette dernière est très limitatrice, car elle ne permet pas de capturer une limite de stabilité à pente positive de la courbe caractéristique de pression totale-à-statique. Une telle limite de stabilité peut pourtant mener à un décrochage pip dans une simulation à nombre limité d'aubes qui éliminerait automatiquement le décrochage modal, ou dans un compresseur multi-étagé réel où la pente de la courbe caractéristique du compresseur en entier serait encore négative alors que la pente de la courbe caractéristique d'un des rotors ou étage pourrait être positif. La solution serait de programmer et implémenter une condition limite de valve d'étranglement virtuelle à la sortie qui varierait le pression statique à la sortie du compresseur en fonction du débit massique et de l'ouverture de la valve virtuelle ce qui permettrait en principe de capturer la limite de stabilité physique peu importe la pente de la courbe caractéristique de pression totale-à-statique.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] N. Gourdain, "Simulation Numérique des Phénomènes de Décollement Tournant dans les Compresseurs Axiaux," Docteur de l'École Centrale de Lyon, École Centrale de Lyon, 2005.
- [2] A. Stein, S. Niazi et L. Sankar, "Computational Analysis of Stall and Separation Control in Centrifugal Compressor," communication présentée à Workshop on Goals and Technologies for Future Gas Turbines, Georgia Institute of Technology, 2000.
- [3] H. D. Vo, "Role of tip clearance flow on axial compressors," Ph.D.thesis, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, MA., 2001.
- [4] F. K. Moore et E. M. Greitzer, "A Theory of Post-Stall Transients in Axial Compression Systems: Part 1-Development of Equations," *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 108, p. 68-76, 1986.
- [5] I. J. Day, "Stall Inception in Axial Flow Compressors," *ASME Journal of Turbomachinery*, vol. 115, p. 1-9, Janvier 1993.
- [6] T. R. Camp et I. J. Day, "A Study of Spike and Modal Stall Phenomena in a Low-Speed Axial Compressor," *ASME Journal of Turbomachinery*, vol. 120, p. 393-401, Juillet 1998.
- [7] J. M. Haynes, G. J. Hendricks et A. H. Epstein, "Active Stabilization of Rotating Stall in a Three-Stage Axial Compressor," *ASME Journal of Turbomachinery*, 2, vol. 116, p. 226-239, 1994.
- [8] J. D. Paduano, "Active Control of Rotating Stall in Axial Compressors," Massachusetts Institute of Technology, GTL Report No.208, Juin 1993
- [9] Y. Gong, C. S. Tan, K. A. Gordon et E. M. Greitzer, "A Computational Model for Short Wavelength Stall Inception and Development in Multi-stage Compressors," *ASME Journal of Turbomachinery*, vol. 121, p. 726-734, Octobre 1999.
- [10] D. A. Hoying, C. S. Tan, H. D. Vo et E. M. Greitzer, "Role of blade passage flow structures in axial compressor rotating stall inception," *ASME Journal of Turbomachinery*, 4, vol. 121, p. 735-742, 1999.
- [11] A. Deppe, H. Saathoff et U. Stark, "Spike-Type Stall Inception in axial-flow compressors," communication présentée à 6th European Conference on Turbomachinery-Fluid Dynamics and Thermodynamics, Lille, France, Mars 2005.
- [12] C. Hah, J. Bergner et H.-P. Schiffer, "Short Length-Scale Rotating stall Inception in a Transonic Axial Compressor-Criteria and Mechanisms," *ASME Turbo Expo 2006, GT2006-90045*, Mai 2006.
- [13] J.-P. Chen, M. D. Hathaway et G. P. Herrick, "Prestall Behavior of a Transonic Axial Compressor Stage via Time-Accurate Numerical Simulation," *ASME Journal of Turbomachinery*, vol. 130, 2008.
- [14] M. A. Bennington, J. D. Cameron et S. C. Morris, "Over rotor casing surface streak measurements in a high speed axial compressor," *ASME Turbo Expo 2007, GT2007-28273*, Mai 2007.
- [15] D. E. Van Zante, A. J. Strazisar, J. R. Wood, M. D. Hathaway et O. T. H., "Recommendations for Achieving Accurate Numerical Simulation of Tip Clearance Flows in Transonic Compressor Rotors," *ASME Journal of Turbomachinery*, vol. 122, p. 733-742, 2000.
- [16] H. D. Vo, C. S. Tan et E. M. Greitzer, "Criteria for Spike Initiated Rotating Stall," *ASME Journal of Turbomachinery*, vol. 130, p. 9, 2008.

- [17] J. Zhang, F. Lin, J. Chen et C. Nie, "A Study of Stall Inceptions in a Low-Speed Axial-Flow Compressor with Various Radial Loadings," *ASME Turbo Expo 2009, GT2009-59850*, Juin 2009.

ANNEXES

ANNEXE A – Itérations des configurations

Cette annexe présente les itérations aux configurations simulées des compresseurs pour obtenir la configuration satisfaisante pour l'évaluation des critères.

A.1 Variation du jeu d'aube

Dans le cas du compresseur 7171 de Braunschweig, différents jeux d'aube (j.a.) ont été simulés pour trouver la valeur qui donne la pente négative des courbes caractéristiques de pression totale-à-statique du domaine du rotor (NPS et PS) à la limite de stabilité. Les résultats sont présentés sur la figure A-1.

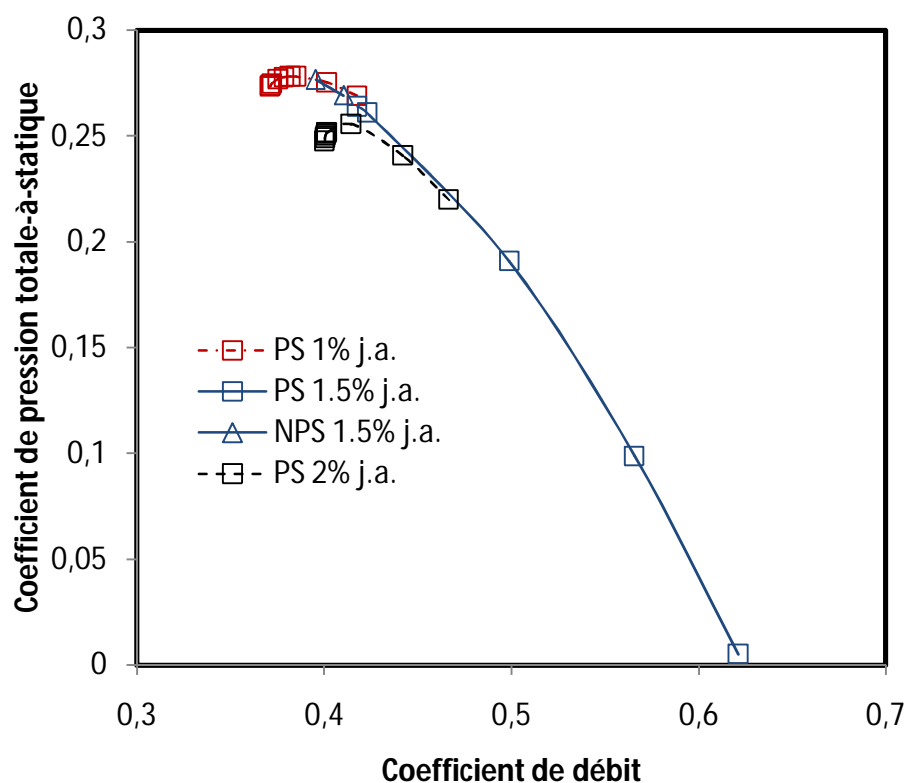


Figure A-1 : Caractéristiques de pression totale-à-statique pour les simulations du rotor isolé du compresseur 7171 de Braunschweig avec différents jeux d'aube

A.2 Effet de la viscosité des parois

Des valeurs différentes de jeu d'aubes en combinaison avec l'enlèvement de la viscosité sur les parois (excepté le carter) ont été essayées pour tenter d'obtenir une limite de stabilité acceptable dans le cas de l'étage 7171 de Braunschweig. Les courbes caractéristiques de pression totale-à-statique sont présentées sur la figure A-2.

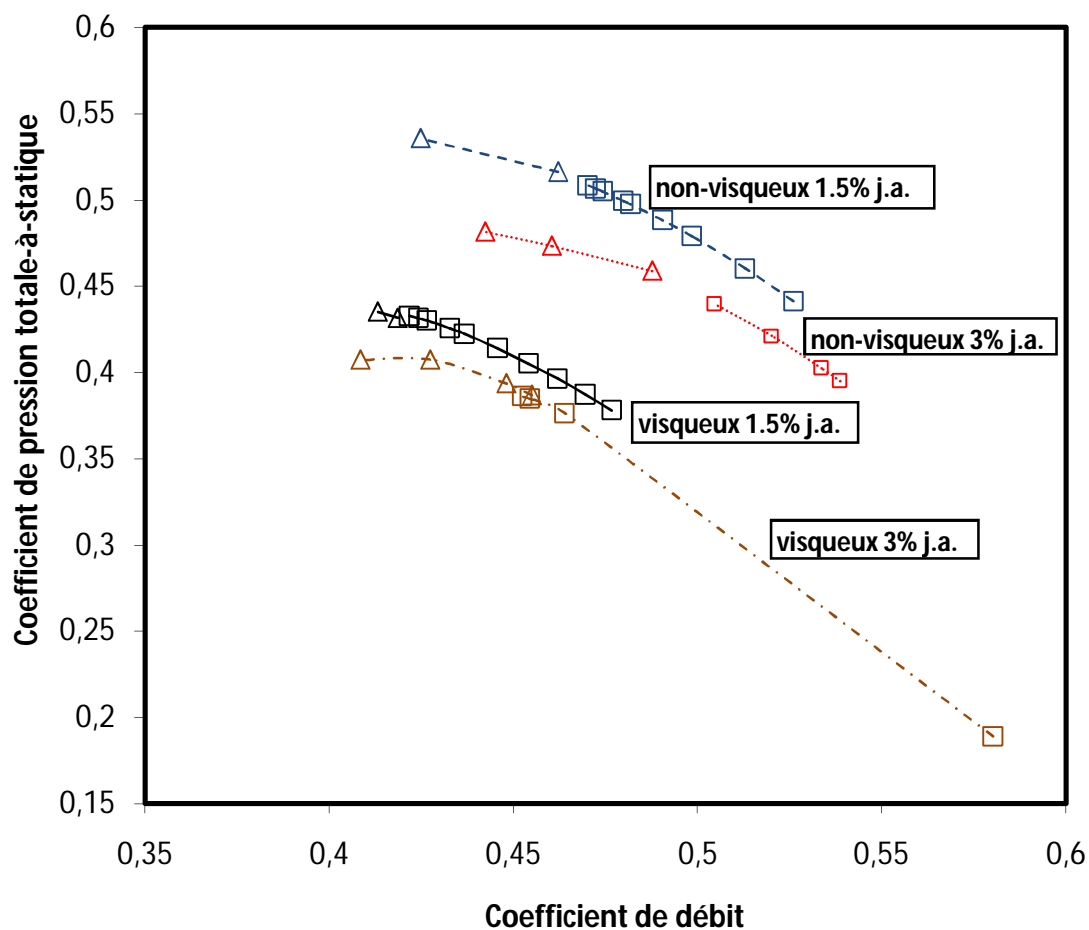


Figure A-2 : Caractéristiques de pression totale-à-statique pour les simulations du compresseur 7171 de Braunschweig avec différents jeux d'aube et avec/sans viscosité sur les parois

A.3 Distorsion radiale à l'entrée du domaine et variation de vitesse

Pour l'étage PWC, le profil de pression à l'entrée du domaine et la vitesse de rotation ont été variés dans le but d'obtenir une pente négative de la courbe caractéristique de pression totale-à-statique de l'étage PWC au dernier point stable. La figure A-3 montre le profil sans distorsion appliqué à la vitesse nominale (100% N) et la celui avec distorsion radiale appliqué aux vitesses partielles (80% et 70% N). La figure A-4 présente les courbes caractéristiques de pression totale-à-statique correspondantes du compresseur en régime permanent. La pente de celle à 70% est la seule qui est négative au dernier point stable.

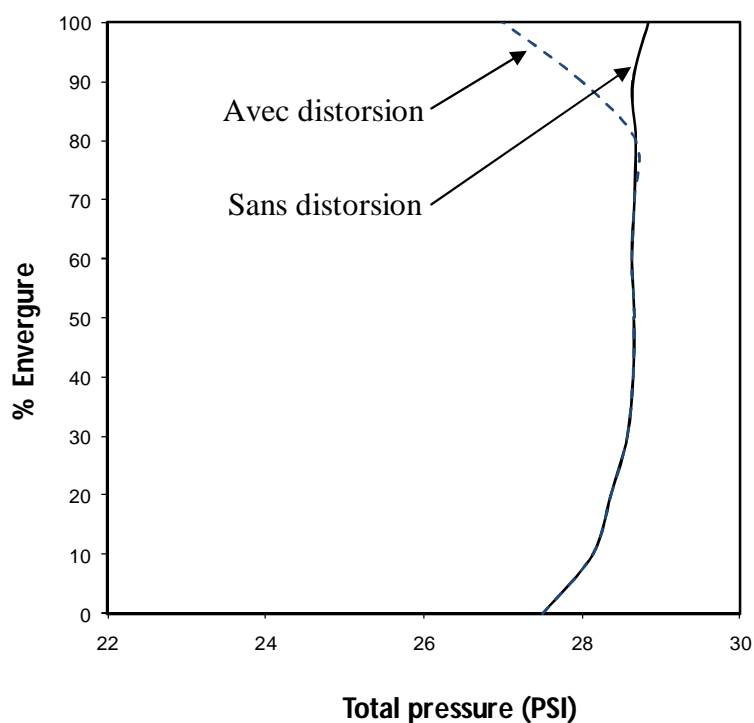


Figure A-3 : Profil de pression totale avec et sans distorsion radiale à l'entrée du domaine de l'étage PWC

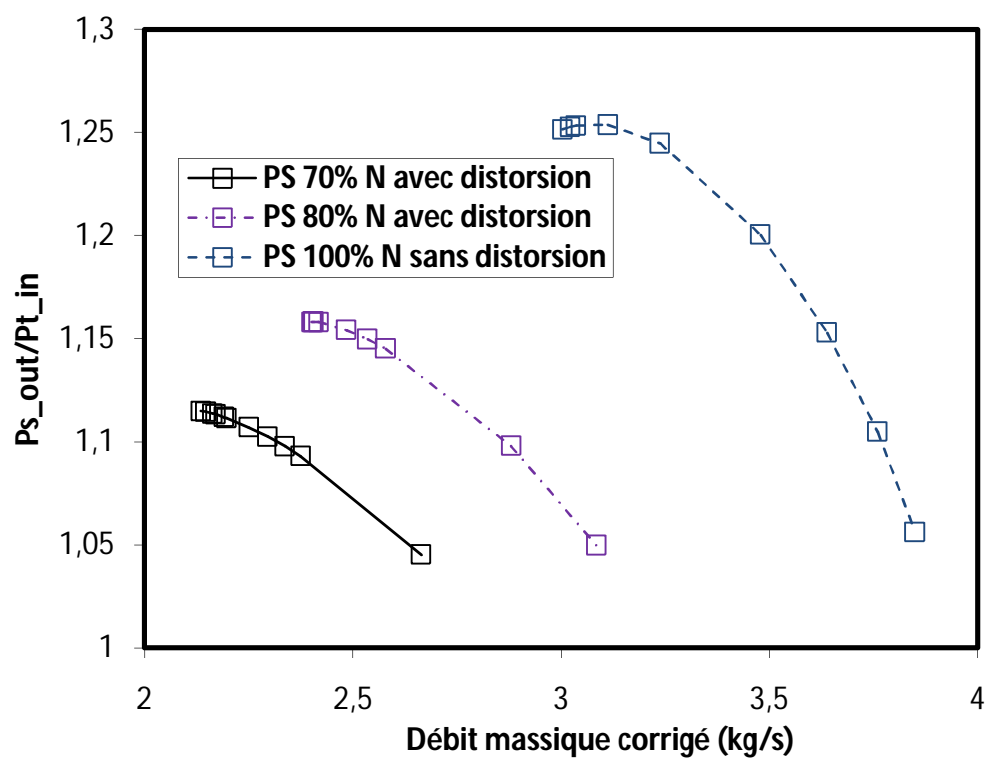


Figure A-4 : Caractéristiques de pression totale-à-statique pour les simulations de l'étage PWC en imposant une distorsion radiale et en variant la vitesse de rotation du rotor

ANNEXE B – Vérification du décollement de couche limite

Cette annexe présente l'analyse des contraintes de cisaillement axiaux sur la surface des aubes durant la dégénération de l'écoulement lors de simulations transitoire au-delà du dernier point stable pour s'assurer que ce décollement n'est pas la cause de la limite de stabilité.

B.1 E³ Rotor B

La comparaison des points A et B de la figure B-1 sur la figure B-2 montre que la région de décollement sur l'extrados du rotor diminue, indiquant que ce décollement n'est pas critique.

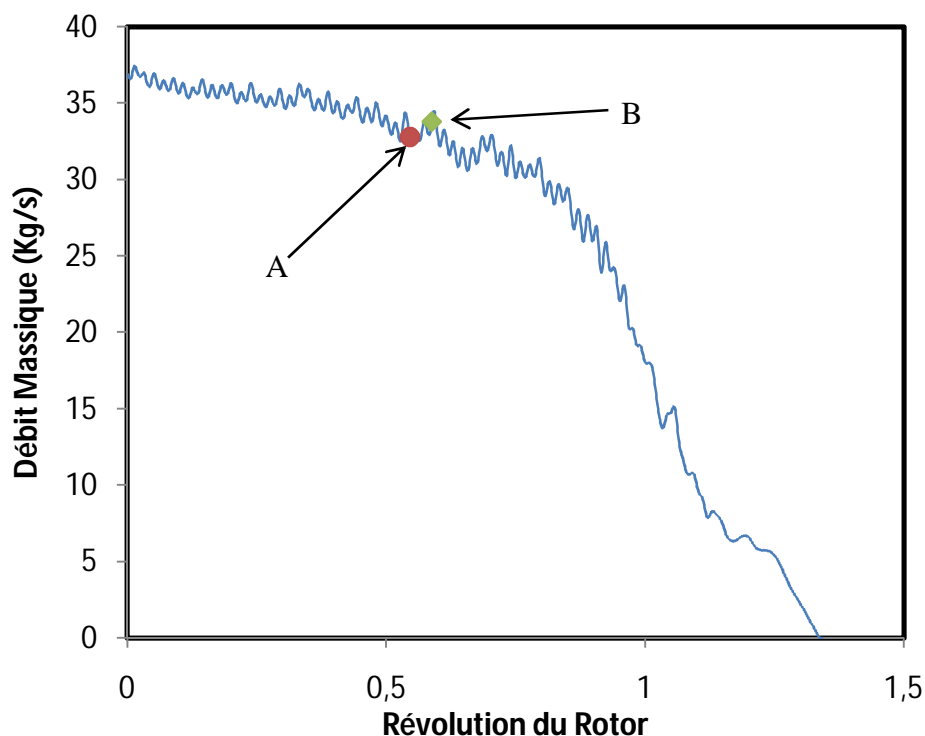


Figure B-1 : Évolution du débit massique en régime transitoire au-delà du dernier point stable de la figure 3-1 pour le E³ rotor B

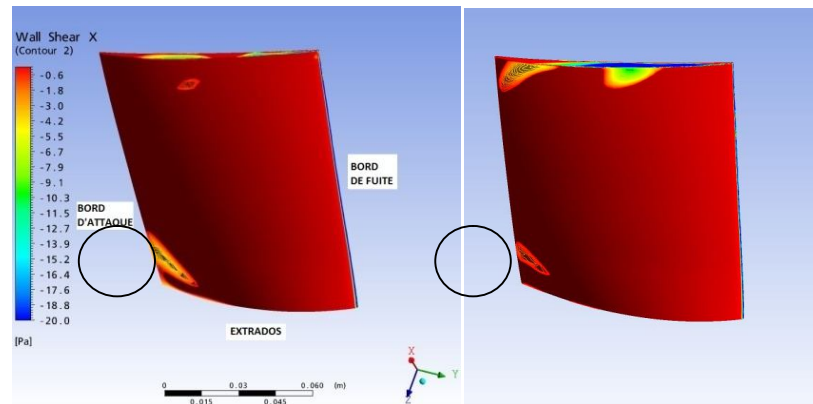


Figure B-2: Contours de contrainte de cisaillement axial sur l'aube du E³ Rotor B aux points A (gauche) et B (droite) de la figure B-1

B.2 Étage PWC

La comparaison des points A et B de la figure B-3 sur la figure B-4 montre que la région de décollement sur l'extrados du rotor n'augmente pas en taille, indiquant que ce décollement n'est pas critique.

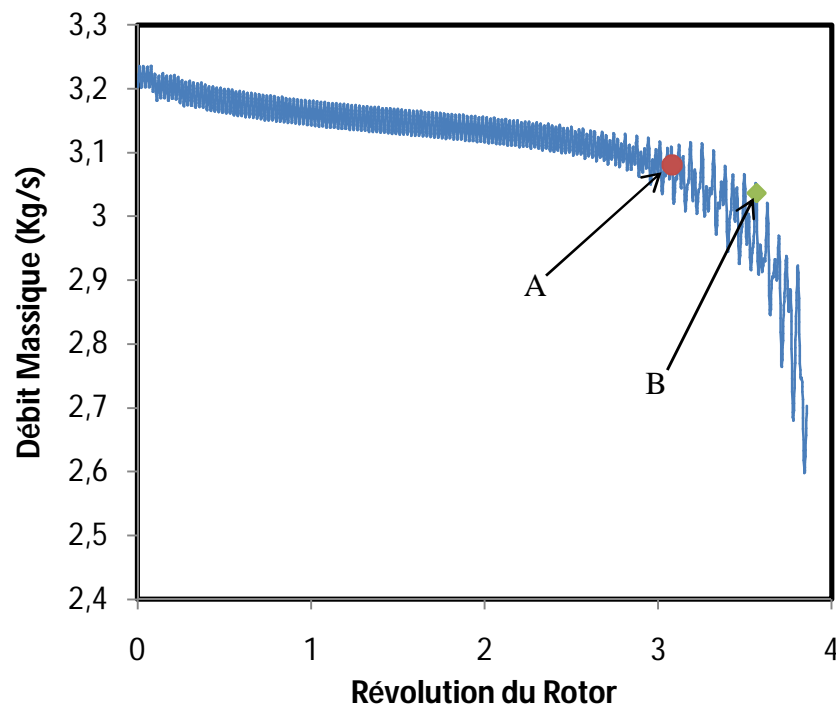


Figure B-3 : Évolution du débit massique en régime transitoire au-delà du dernier point stable de la figure 3-16 pour l'étage PWC

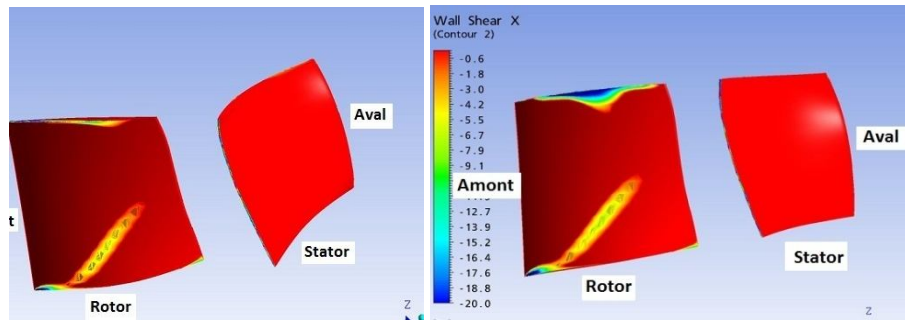


Figure B-4: Contours de contrainte de cisaillement axial sur l'aube de rotor de l'étage PWC aux points A (gauche) et B (droite) de la figure B-3

ANNEXE C – Oscillations de l'écoulement en simulation entretoise-rotor-stator

Cette annexe montre l'oscillation du champ d'écoulement en présence de l'entretoise en amont et du stator en aval pour une simulation entretoise-rotor-stator du compresseur 7171 de Braunschweig. La figure C-1 présente les contours d'entropie au sommet de l'aube du rotor à quatre instants différents pour montrer l'oscillation de l'interface entre l'écoulement entrant et l'écoulement de jeu au dernier point stable

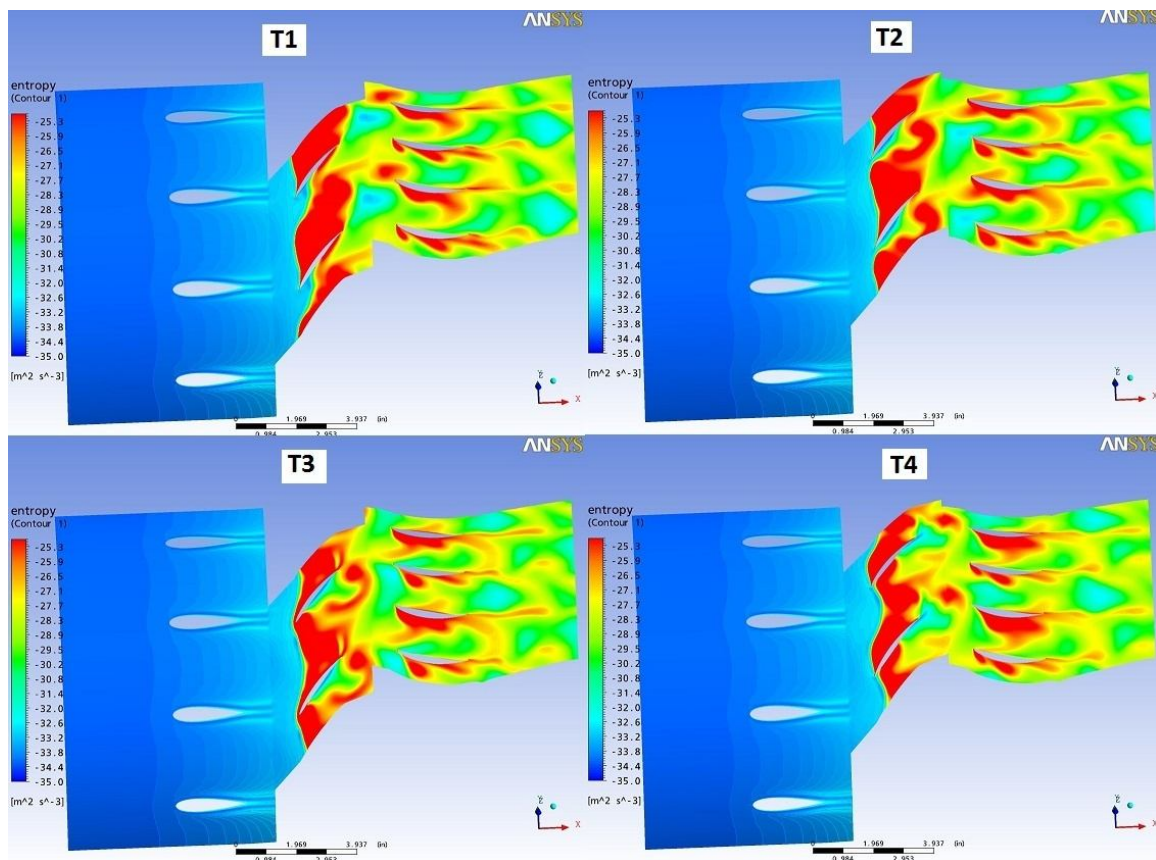


Figure C-1 : Prises instantanées des contours d'entropie au sommet de l'aube du rotor du compresseur 7171 (dernier point stable de la figure 3-21).

ANNEXE D – Perturbation du sillage en simulation entretoise-rotor-stator

Cette annexe illustre la forte perturbation du sillage en amont du rotor suite à la modification de l'entretoise de profil axial par une entretoise de forme elliptique. La figure D-1 montre que le sillage engendré par l'entretoise elliptique se rend bien jusqu'au bord d'attaque du rotor au sommet de l'aube. La figure D-2 prouve une fois de plus que le critère de l'interface au bord d'attaque est toujours présent au dernier point stable malgré la présence d'une forte perturbation du sillage. Par contre, le critère de refoulement au bord de fuite n'est pas satisfait.

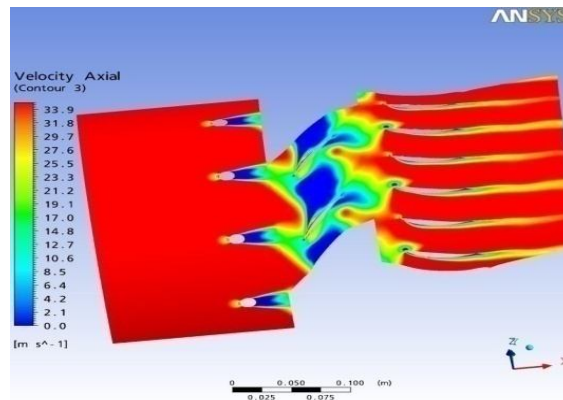


Figure D-1 : Champ instantané des contours de vitesse axiale au sommet de l'aube du rotor

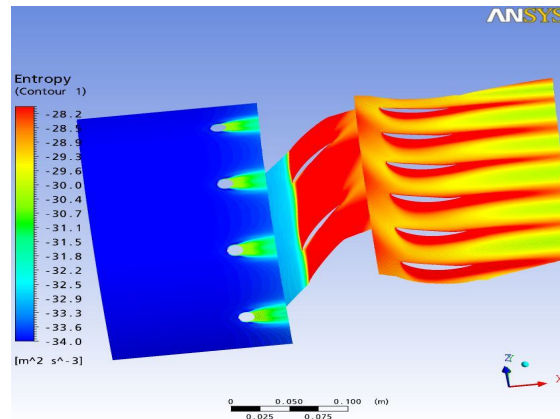


Figure D-2 : Champ temporellement moyenné des contours d'entropie au sommet de l'aube du rotor au dernier point stable