



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

People's Democratic Republic of Algeria

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministry of Higher Education and Scientific Research

جامعة محمد الحميد ابن باديس - مستغانم

Abdelhamid Ibn Badis University of Mostaganem

كلية العلوم والتكنولوجيا

Faculty of Sciences and Technology

قسم الهندسة الميكانيكية

Department of Mechanical Engineering



N° d'ordre : M...../GM/2021

MEMOIRE DE FIN D'ETUDE MASTER ACADEMIQUE

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

Thème

**Etude des pertes énergétiques aérodynamiques dans le rotor
et le stator d'une turbomachine axiale**

Présenté par :

- ❖ HACHELAF Bilel
- ❖ GUERRECHE Fodil

Soutenu le 13/07/2021 devant le jury composé de :

Président	Dr BENKABOUCHE Salah Eddine	Université de Mostaganem UMAB
Examineur	Dr FLITTI Abdelmadjid	Université de Mostaganem UMAB
Encadreur	Dr GUERMAT Abdelkader	Université de Mostaganem UMAB

Année Universitaire : 2020 / 2021

Dédicace

Je dédie ce modeste travail :

A Ceux qui m'ont donné l'aide sans rien attendre en retour

A ceux qui m'ont encouragé et soutenu aux moments les plus difficiles

A mes chers parents qui ont toujours veillé à mon

bien être, pour leur soutien et leur sacrifice,

leur patience, leurs conseils, et leurs encouragements continus.

A ma chère sœur kaouther qui m'a encouragée dans

des situation difficiles

A toute la famille hachelaf

A tous mes amis

A tous mes professeurs

A toute la promo de génie mécanique

A tous les étudiants en génie mécanique

Dédicace

Je dédie ce modeste travail :

A Ceux qui m'ont donné l'aide sans rien attendre en retour

A ceux qui m'ont encouragé et soutenu aux moments les plus difficiles

A mes chers parents qui ont toujours veillé à mon

bien être, pour leur soutien et leur sacrifice,

leur patience, leurs conseils, et leurs encouragements continus.

A toute la famille guerreche

A tous mes amis

A tous mes professeurs

A toute la promo de génie mécanique

A tous les étudiants en génie mécanique

Remerciement

Tout d'abord on remercie DIEU le tout puissant de nous avoir

Donné foi et courage pour arriver à ce modeste d'étude.

Nous tenons à remercier

Dr.Guermat notre encadreur qui a joué un rôle très

Important dans la réalisation de ce mémoire avec ses précieux

Conseils et sa contribution.

Nos remerciements sincères et respectueux vont également à Monsieur Benkabouche Salah Eddine Docteur Maitre de Conférence à l'université de Mostaganem qui nous a fait l'honneur d'accepter la présidence du jury de ce mémoire.

Nos vifs remerciements vont aussi à Monsieur Flitti Abdelmadjid Docteur Maitre de Conférence à l'université de Mostaganem d'avoir aimablement accepter l'examination de notre travail.

Nous aimerions également remercier le chef du département Dr.Ould Said pour son aide pendant toute cette formation.

Un grand merci à tous les enseignants, et tous ceux qui ont

Contribué de loin ou de près à l'aboutissement de ce travail, spécialement nos

Parents qui n'ont guère cessés de nous encourager pour se donner

D'avantage, notre entourage et nos amis.

Sommaire

ملخص.....	V
Résumé.....	V
Abstract.....	VI
Nomenclature.....	VII
Liste des figures.....	IX
Liste des tableaux.....	X
Introduction générale.....	1

Chapitre I :

Généralités sur les pertes énergétiques dans une turbomachine

I.1 Introduction.....	3
I.2. Généralités sur les turbomachines.....	3
I.2.1. Définition d'une turbomachine.....	3
I.2.2. Classification des turbomachines.....	4
I.2.2.1. La nature de fluide.....	4
I.2.2.2. Sencs de l'échange d'énergie.....	4
I.2.2.3. Le trajet du fluide par rapport à l'axe.....	4
I.2.2.4. Le mode d'action du fluide.....	5
I.2.2.5. Le degré d'injection.....	5
I.2.3. Eléments d'une turbomachine.....	5
I.3. Classification des pertes.....	6
I.3.1. Les pertes d'une turbomachine selon la nature physique.....	6

I.3.1.1. Pertes aérodynamiques dans les canaux.....	6
I.3.1.1.1. Pertes par frottement de disque.....	7
I.3.1.1.2. Pertes par découlement.....	7
I.3.1.1.3. Pertes liées aux écoulements transsoniques et supersoniques.....	7
I.3.1.1.4. Pertes par turbulence.....	8
I.3.1.1.5. Pertes par hétérogénéité du fluide.....	8
I.3.1.2. Pertes par frottement de disque.....	9
I.3.1.3. Pertes par fuites dans les garnitures d'étanchéité.....	9
I.3.1.4. Pertes mécaniques.....	9
I.3.2. Les pertes dans une turbomachine selon la destination de l'énergie dissipée.....	10
I.4. Quelques travaux reliés a notre projet.....	10

Chapitre II :

Notions sur les pertes aérodynamiques dans une turbomachine axiale

II.1. Introduction.....	12
II.2. Définition et paramètres d'une turbomachine axiale.....	12
II.2.1. Définition et caractéristiques d'une turbomachine axiale.....	12
II.2.2. Paramètres géométriques d'une aube plane.....	12
II.2.3. Les forces exerçants sur une aube.....	14
II.2.4. Distribution de la pression sur une aube.....	15
II.3. Théorie des efforts aérodynamiques sur une grille plane.....	15
II.3.1. Cas d'un fluide parfait (non visqueux).....	15
II.3.1.1. Grille fixe.....	15
II.3.1.2. Grille mobile.....	18
II.3.2 Cas avec pertes de charge (cas réel ou visqueux).....	18

II.3.2.1. Grille fixe.....	18
II.3.2.2. Grille mobile.....	19
II.3.2.3. Expression de la portance en fonction de la finesse.....	20
II.3.3 Paramètres énergétiques d'une turbomachine axiale périodique.....	20
II.3.3.1. Travail théorique.....	21
II.3.3.2. Degré de réaction.....	21
II.3.3.3. Influence du degré de réaction sur le rendement.....	23
II.3.3.5. Grilles normales et grilles anormales.....	26

Chapitre III :

Etude numérique d'un cas concret d'une turbomachine axiale

III.1.Introduction.....	28
III.2.Démarche d'étude.....	28
III.2.1. Objectifs de l'étude.....	28
III.2.2.Caractéristiques de la turbomachine axial choisé.....	28
III.2.3.Hypothèses.....	29
III.2.2. Méthode d'étude.....	29
III.3. Résultats de l'étude	33
III.3.1 Courbes obtenues et interprétations.....	33
III.3.1.1. Variation du rapport des vitesses en fonction du débit volumique.....	33
III.3.1.2. Variation du rendement en fonction du rapport des vitesses.....	34
III.3.1.3. Variation du rendement en fonction de la finesse.....	35
III.3.2. Etude de classification des grilles normales.....	37
III.3.2.1.Pour degré de réaction $\sigma =0$	37
III.3.2.2.Pour degré de réaction $\sigma =0.2$	38
III.3.2.3.Pour degré de réaction $\sigma =0.4$	39
III.3.2.4.Pour degré de réaction $\sigma =0.6$	40

III.3.2.5.Pour degré de réaction $\sigma = 0.8$	41
III.4.Conclusion.....	42
Conclusion générale.....	43
Bibliographie	

Résumé

Dans notre travail, nous avons étudié les pertes énergétiques aérodynamiques dans le stator et le rotor d'une turbomachine axiale à fluide compressible. Tout en abordant plusieurs facteurs qui pourraient affecter cette machine et sa qualité de travail. Cela nous a permis de découvrir les différents points qui pourraient être pris en compte dans l'amélioration du fonctionnement de la machine et sa bonne conception.

Le cas concret qui a été étudié a permis de déceler beaucoup de points importants dans l'aérodynamique des turbomachines axiales, et sa relation avec plusieurs facteurs de performance de celles-ci dont les plus pertinents sont l'influence du rapport de traînée et la portance sur le rendement qui est très particulière par sa forme polaire qui tire l'attention aux choix de la géométrie (angles) qui peut conduire à de bons rendements ou pas. L'influence du degré de réaction sur le rendement est mise en évidence et on peut dire que la relation entre ces deux paramètres est inversement proportionnelle. Par ailleurs, la différence des vitesses giratoires a un effet très important dans l'efficacité de la turbomachine notamment dans la classification des aubes normales ou anormales de turbomachines et le choix des paramètres géométriques pour une meilleure conception.

Mots clés : Turbomachines axiales, Pertes énergétiques, Efforts aérodynamiques.

Abstract

In our work, we studied aerodynamic energy losses in the stator and rotor of a compressible fluid axial turbomachine, while addressing several factors that could affect this machine and its quality of work. This allowed us to discover the different points that could be taken into account in improving the operation of the machine and its good design.

The concrete case that has been studied has made it possible to identify many important points in the aerodynamics of axial turbomachines and their relationship with several performance factors thereof, the most relevant of which are the influence of the ratio of drag and lift on the efficiency which is very particular by its polar shape which draws attention to the choice of geometry (angles) which may or may not lead to good yields. The influence of the degree of reaction on the yield is demonstrated and it can be said that the relationship between these two parameters is inversely proportional. Moreover, the difference in the gyratory speeds has a very significant effect on the efficiency of the turbomachine, in particular in the

classification of normal or abnormal turbine engine blades and the choice of geometric parameters for better design.

Keywords: Axial turbomachines, Energy losses, Aerodynamic forces.

ملخص

درسنا في عملنا فقدان الطاقة الديناميكية الهوائية في الجزء الثابت والدوار لألة توربينية محورية للسائل المضغوط ، مع تناول العديد من العوامل التي يمكن أن تؤثر على هذه الآلة وجوده عملها. سمح لنا ذلك باكتشاف النقاط المختلفة التي يمكن أخذها في الاعتبار في تحسين تشغيل الماكينة وتصميمها الجيد.

جعلت الحالة الملموسة التي تمت دراستها من الممكن اكتشاف العديد من النقاط المهمة في الديناميكا الهوائية للآلات التوربينية المحورية وعلاقتها بالعديد من عوامل الأداء الخاصة بها ، وأهمها تأثير نسبة السحب و الرفع على الكفاءة التي تتميز بها الشكل القطبي الذي يلفت الانتباه إلى اختيار الهندسة (الزوايا) التي قد تؤدي أو لا تؤدي إلى عوائد جيدة. تم توضيح تأثير درجة التفاعل على المحصول ويمكن القول أن العلاقة بين هاتين المعلمتين متناسبة عكسياً. علاوة على ذلك ، فإن الاختلاف في السرعات الدورانية له تأثير كبير جداً على كفاءة الماكينة التوربينية ، ولا سيما في تصنيف شفرات محرك التوربينات العادية أو غير الطبيعية واختيار المعلمات الهندسية لتصميم أفضل.

الكلمات المفتاحية: الآلات التوربينية المحورية ، فقدان في الطاقة ، القوى الديناميكية الهوائية.

SYMBOLE	DESIGNATION	UNITE
A(ou S)	Surface de projection	m ²
a	Envergure	m
C	Vitesse absolue	m/s
C ₀ (ou l)	Longueur de la corde du profile	m
Ca	Vitesse axial	m/s
Ce	Vitesse d'entraînement	m/s
Cgir	Vitesse giratoire absolue	m/s
Cm	Vitesse méridienne	m/s
Cx	Coefficient de la trainée du profil	/
Cz	Coefficient de la portance du profil	/
D	Diamètre	m
Fx (ou X)	La trainée	N
Fz (ou Y)	La portance	N
H _n *	Hauteur nette	m
P	La pression	Pa
p(ou t)	Le pas	m
Q _m	Débit massique	kg/s
Q _v	Débit volumique	m ³ /s
R	Résultante des efforts aérodynamiques	N
S	Section	m ²
s	Solidité	/
t	Pas tangentiel	m
W	Vitesse relative	m ² /s
Wi	Travail théorique	kJ/kg
Wn	Travail net	kJ/kg
Wt	Travail transvasement	kJ/kg
Wgir	Vitesse giratoire relative	m/s
ΔCgir	Différence de vitesse giratoire absolue	m/s
ΔWgir	Différence de vitesse giratoire relative	m/s
ΔH	Pertes de charge en hauteur	m
ρ	Masse volumique	kg/m ³
α	L'angle absolu	degré

α_{∞}	L'angle absolu moyen	degré
β	L'angle relatif	degré
β_{∞}	L'angle relatif moyen	degré
φ	Pertes de charge	J/kg
ε	L'inverse de la finesse du profile	/
Φ	Coefficient de vitesse	/
σ	Dégré de réaction	/
η	Rendement	/
η_{maxi}	Rendement maximal	/
η_{opt}	Rendement optimal	/

INDICE	DESIGNATION
s	Stator (grille fixe)
r	Rotor (grille mobile)
1	Entrée
2 ou 3	Sortie

Liste des figures

Chapitre I :Généralités sur les pertes énergétiques dans une turbomachine

Figure I.1 : Différentes trajets de fluide.....	5
Figure I.2 : Représentation schématique d'un étage de turbomachine axial.....	6
Figure I.3 : Turbulence dans structure de turbomachine.....	8

Chapitre II :Notions sur les pertes aérodynamiques dans une turbomachine axiale

Figure II.1 : Coupe d'une aube.....	13
Figure II.2 : Forces s'exécrant sur un profil d'aile.....	14
Figure II.3 : Distribution de la pression sur l'intrados et l'extrados d'une aube.....	15
Figure II.4 : Résultante des efforts sur une aube.....	16
Figure II.5 : Veine de fluide autour d'une aube et résultante des efforts.....	16
Figure II.6 : Pertes de charge dans une grille.....	18
Figure II.7 : Diagramme des vitesses dans la roue.....	22
Figure II.8 : Triangle des vitesses.....	23
Figure II.9 : Classification des grilles d'aubes à vitesse axiale constante.....	27

Chapitre III :Etude numérique d'un cas concret d'une turbomachine axiale

Figure III.1 : Organigramme de calcul.....	29
Figure III.2: Evolution de Coefficient de vitesse en fonction du débit volumique	33
Figure III.3: Evolution de Rendement en fonction de rapport des vitesses.....	34
Figure III.4: Evolution de Rendement en fonction de La finesse.....	35
Figure III.5: Evolution de Rendement en fonction de La finesse (degré de réaction $\sigma =0$).....	36
Figure III.6: Evolution de Rendement en fonction de La finesse (degré de réaction $\sigma =0.2$)....	36

Liste des tableaux

Chapitre III :

Etude numérique d'un cas concret d'une turbomachine axiale

Tableau III.1 : Caractéristiques de la turbomachine axiale choisie.....	29
Tableau III.2 : Les résultats obtenus pour degré de réaction $\sigma = 0$	37
Tableau III.3 : Les résultats obtenus pour degré de réaction $\sigma = 0.2$	38
Tableau III.4 : Les résultats obtenus pour degré de réaction $\sigma = 0.4$	39
Tableau III.5 : Les résultats obtenus pour degré de réaction $\sigma = 0.6$	40
Tableau III.6 : Les résultats obtenus pour degré de réaction $\sigma = 0.8$	41
Tableau III.7 : Les valeur de ΔW_{gir_r} pour différentes valeurs du degré de réaction	41

Introduction générale

Introduction générale

L'aérodynamique est l'une des branches de la mécanique des fluides. Elle est réservée à l'étude de l'écoulement de l'air autour d'obstacles profilés. C'est surtout autour de profils d'aile que ses applications deviennent de plus en plus étendues (turbomachines,.....etc.)[2].

Les turbomachines forment une famille importante d'appareils qui utilisent un fluide pour effectuer une transformation d'énergie. Parmi cette famille de machines, on trouve les turbomachines axiales qui sont des mécanismes de compression ou de détente de flux compressibles (gazeux), et peuvent avoir plusieurs fonctions et plusieurs applications industrielles et autres telles que (les ventilateurs, les soufflantes, les compresseurs, les turbines à gaz ou à vapeur, etc.).

Ces appareils sont d'une importance cruciale dans beaucoup de domaine (civile et militaire) et ont un grand impact dans l'économie des entreprises sans oublier l'effet qui peuvent apporter sur l'environnement.

Ils font l'objet de plusieurs études sous différents aspects notamment les pertes énergétiques qui peuvent influencer le bon fonctionnement de ces machines et l'impact économique en cas de dysfonctionnement ou de fiabilité réduite.

Notre travail consiste d'abord dans la compréhension du fonctionnement de ce type de turbomachines en terme d'aérodynamique, et de maîtrise des paramètres conceptuels qui peuvent aider au bon choix de ceux-ci et d'éviter aussi les conditions de fonctionnement qui peuvent être désastreuses pour ces machines.

Le but de notre travail donc est l'étude des pertes énergétiques aérodynamiques dans le rotor et le stator d'une turbomachine axiale. et tester l'influence de plusieurs paramètres conceptuels et opérationnels sur la qualité, et les performances énergétiques de ce genre de turbomachine. Le plan proposé pour l'élaboration de ce projet est le suivant:

Dans le premier chapitre, nous allons présenter d'une part, une vue générale et succincte sur les turbomachines et leurs fondements ; et d'autres part, on a expliqué les différentes pertes énergétiques qui peuvent survenir dans les turbomachines.

Le deuxième chapitre est consacré à quelques rappels théoriques sur les turbomachines et d'aborder des concepts particuliers dans le domaine de l'aérodynamique, et d'expliquer certaines des lois et notions de base qu'il contienne et de les relier aux turbomachines axiales en particulier.

Le troisième chapitre est dédié à l'étude de la partie aérodynamique au niveau des aubes d'un cas concret de turbomachine axiale, à fluide compressible et à la connaissance de l'effet de certains paramètres sur les performances de cette turbomachine, en particulier sur le rendement et déduire par la suite des informations qui peuvent aider à la bonne conception et au bon fonctionnement de ce cas de turbomachines.

Chapitre I :

Généralités sur les pertes énergétiques
dans une turbomachine

I.1 Introduction

Les maux de toute machine de production ou de transformation sont les pertes, sous tous leurs aspects, qui en découlent de l'imperfection dans la conception et le fonctionnement de celle-ci d'où la nécessité d'une bonne connaissance des ces phénomènes physiques en vue de leur réduction ou tout simplement de leur maîtrise.

Les turbomachines sont le sujet de diverses études sur les pertes dans de nombreux domaines de recherche (énergétique, matériaux, mécanique des fluides...). En effet, les phénomènes qui s'y développent sont en général complexes, et leur compréhension est indispensable pour pouvoir sans cesse améliorer les performances des ces dernières (rendement, durée de vie, consommation, encombrement, . . .)

Dans le domaine de la mécanique des fluides, les recherches se concentrent sur l'étude des écoulements complexes dus à différentes configurations géométriques des turbomachines qui peuvent influencer l'apparition des pertes dans celles-ci.

Le but de ce chapitre est de présenter d'une part, une vue générale et succincte sur les turbomachines et leurs fondements ; et d'autre part, une analyse globale des différentes pertes, énergétiques entre autres, qui peuvent survenir dans les turbomachines.

I.2. Généralités sur les turbomachines

I.2.1 Définition d'une turbomachine

On appelle turbomachine, toute machine dans laquelle un fluide échange de l'énergie avec une ou plusieurs roues tournantes (ou rotor) munies d'aubes ou ailettes. Les aubes ménagent entre elles des canaux par lesquelles le fluide s'écoule. Plongées dans l'écoulement, ces aubes ou obstacles présentent des formes adaptées à la fonction qui leur est assignée [1].

Les turbomachines peuvent avoir plusieurs fonctions, dont faire passer le fluide d'une pression inférieure à une pression supérieure, ou encore lui assurer un accroissement d'énergie cinétique; dans ce cas sa rotation absorbe de la puissance et elle constitue ainsi une turbomachine réceptrice comme les turbopompes, les ventilateurs, les soufflantes, les compresseurs Au contraire, le fluide peut aussi s'écouler d'un milieu à haute pression vers un milieu à basse pression, ou encore il peut voir son énergie cinétique diminuer ; la machine a alors pour fonction, de recueillir l'énergie libérée par cette détente ou ce ralentissement, elle constitue donc une turbomachine motrice comme les turbines hydrauliques, les turbines à vapeur, les moulins à vent, les turbopropulseurs, les turboréacteurs... [3].

I.2.2. Classification des turbomachines

De nombreux critères servent à classer les turbomachines. Les plus importants sont les suivants :

I.2.2.1. La nature de fluide

Selon le fluide, compressible ou non, on distingue deux familles de turbomachines [6] :

- Turbomachines à fluide compressible : Dans ces machines, des changements de densité du fluide se produisent avec des changements de pression. Les turbines à gaz, les turbines à vapeur et les compresseurs sont classés dans cette catégorie.
- Turbomachines à fluide incompressibles : Dans ces machines, la densité du fluide reste constante pendant le processus d'échange d'énergie. Les pompes et les turbines à eau font partie de cette deuxième catégorie.

I.2.2.2. Sens de l'échange d'énergie

On distingue les machines réceptrices qui reçoivent du travail et les machines motrices qui en fournissent. [2]

- Les machines motrices sont les turbines à vapeurs, à gaz et les turbines hydrauliques. Elles font, généralement, détendre un fluide pour recueillir sur leur arbre un travail mécanique.
- Les machines réceptrices sont le siège d'une compression (élévation de pression) du fluide. Parmi les machines réceptrices on trouve les turbopompes, ventilateurs, turbosoufflantes, turbocompresseurs et les hélices aériennes et marines.

I.2.2.3. Le trajet du fluide par rapport à l'axe

- Dans certaines machines les tubes de courant les traversant sont essentiellement parallèles à leurs axes, on les appelle, par conséquent, machines axiales.
- Sur d'autres machines, au contraire, le trajet des particules les traversant est perpendiculaire à l'axe. On appelle ce genre de machines radiales (centrifuges ou centripètes).
- Le troisième type de machines selon le trajet du fluide est celui qui combine les deux sens (axial/radial ou hélico-radial).

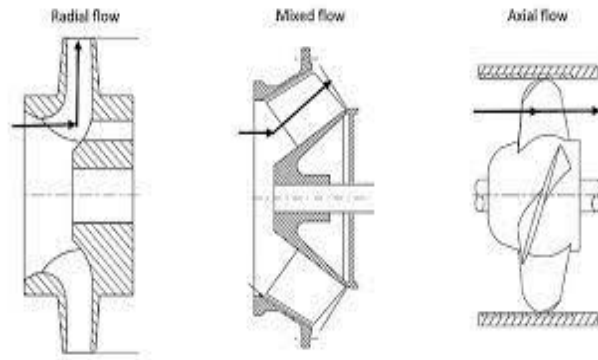


Figure I.1 : Différents trajets de fluide [3].

I.2.2.4. Le mode d'action du fluide

Suivant le degré de réaction, on distingue :

- les machines à action : pas de variation de la pression dans ce type de machines.
- Les machines à réaction : avec variation de pression entre l'entrée et la sortie de la machine.

I.2.2.5. Le degré d'injection

Suivant le remplissage de la totalité ou non des canaux de fluide, on peut citer les machines à injection totale ou partielle (ce type est spécifique aux turbines hydrauliques).

I.2.3. Eléments d'une turbomachine

Une turbomachine ne comporte qu'un couple de grille, statorique et rotorique, est dite à simple étage ou monoétage ou encore monocellulaire. Les machines comportant plusieurs étages sont, quant à elles, appelées multicellulaires ou multiétages [1].

Chaque machine monocellulaire se compose de trois organes distincts que le fluide traverse successivement à savoir le distributeur (1^{er} stator), le rotor (l'élément mobile) et le diffuseur (2^{ème} stator). On peut ajouter aussi les éléments d'étanchéité. Ces éléments sont disposés le plus souvent en série mais on peut les trouver quelques fois en parallèle notamment pour les turbomachines radiales.

➤ **Le distributeur :**

Son rôle est de conduire le fluide depuis la section d'entrée de la machine à la section d'entrée du rotor en lui donnant une vitesse et une direction appropriée. Le distributeur peut être une simple canalisation ou comprendre une couronne d'aubes fixe qui est parfois orientable afin de réguler le débit.

➤ **Le rotor ou la roue mobile**

Il est le cœur de la turbomachine. C'est l'élément au sein duquel s'effectue l'échange d'énergie entre le fluide et la machine par le travail des forces aérodynamiques sur les aubes en rotation.

➤ **Le diffuseur**

Son rôle est de collecter le fluide à la sortie du rotor et l'amener à la section de sortie de la machine. Comme pour le distributeur, le diffuseur peut contenir une couronne d'aubes fixes qui a pour fonction, s'il y a lieu, de redresser le fluide de façon à le ramener à sa direction primitive, généralement axiale, avant son évacuation vers l'extérieur.

➤ **Les dispositifs d'étanchéité**

Ils limitent les fuites du fluide pendant le fonctionnement de la machine.

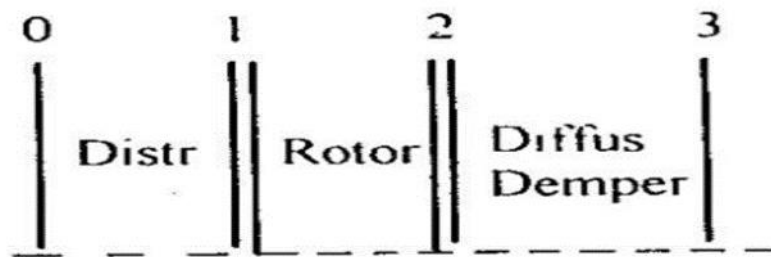


Figure.I.2 : Représentation schématique d'un étage de turbomachine axiale.

I.3. Classification des pertes

On peut classer les pertes d'une turbomachine selon deux optiques différentes :

I.3.1. Les pertes d'une turbomachine selon la nature physique

Si l'on considère leur nature physique, les pertes se subdivisent en plusieurs formes :

I.3.1.1. Pertes aérodynamiques dans les canaux :

Les pertes aérodynamiques d'aubages (ou hydrauliques) ont pour cause essentielle la viscosité du fluide, et qui se manifestent principalement dans tout canal fixe ou mobile par un terme de perte de charge.

Elles affectent non seulement les couronnes (ou grilles) d'aubages fixes et mobiles, mais aussi les passages qui guident le fluide à l'entrée et à la sortie de l'appareil, ou encore qui relient deux étages successifs.[4]

Ces pertes aérodynamiques, elles-mêmes se manifestent sous plusieurs aspects :

I.3.1.1.1. Pertes par frottement :

Ces pertes aérodynamiques dues au frottement sont liées :

- à la forme du canal ;
- à l'angle d'entrée du fluide dans le canal ;
- au nombre de Reynolds de l'écoulement ;
- à la rugosité.

I.3.1.1.2. Pertes par décollement :

Il y a décollement chaque fois que le fluide se détache d'une paroi, ce qui lui est imposé, généralement, en deux endroits sur les surfaces de la turbomachine :

- sur le bord aval de toute surface servant de plancher ou de plafond à un canal fixe ou mobile.
- à l'extrémité des aubages car, pour des raisons de solidité mécanique, leur bord de fuite possède nécessairement une certaine épaisseur, qui s'oppose à la confluence des deux filets provenant respectivement de l'intrados et de l'extrados.

Il s'agit là d'imperfections inévitables. Mais des décollements peuvent aussi se produire dans certains canaux ou passages en tant que conséquences d'un tracé défectueux et dans les régimes variés ou lorsque les aubages sont attaqués sous une grande incidence...[4].

I.3.1.1.3. Pertes liées aux écoulements transsoniques et supersoniques :

Le nombre de Mach prend en compte l'influence de la compressibilité du fluide ; il est égal au rapport d'une vitesse de référence à la célérité du son en un point défini du canal.

Lorsque la vitesse moyenne du fluide s'approche de la célérité du son ou la dépasse, toute survitesse locale à la surface d'une paroi se traduit par une poche supersonique bordée en aval par un fort gradient de décompression qui fait grossir la couche limite et provoque le plus souvent son décollement.

Outre cet effet qui ne fait qu'aggraver les pertes par frottement, les écoulements supersoniques engendrent des irréversibilités par onde de choc qui leur sont bien spécifiques.

S'ajoutant à la compressibilité du fluide, qui agit déjà sur le champ des vitesses théoriques, ces différents phénomènes font du coefficient de pertes une fonction directe du nombre de Mach dès que celui-ci excède la valeur de 0,8..[4].

I.3.1.1.4. Pertes par turbulence :

La turbulence en amont échappe aux actions du constructeur. Elle atteint une intensité d'une valeur de l'ordre de 5 à 10 % à l'intérieur d'une turbomachine et des valeurs beaucoup plus importantes (jusqu'à 30 %) dans le cas de machines soumises aux actions du vent atmosphérique [5].

Les pertes par turbulence sont encore difficilement appréhendées industriellement, et font aujourd'hui l'objet de développements numériques importants. Par ailleurs, les résultats expérimentaux publiés dans de nombreux ouvrages mentionnent rarement l'intensité de la turbulence, donc son effet sur les pertes. [5]

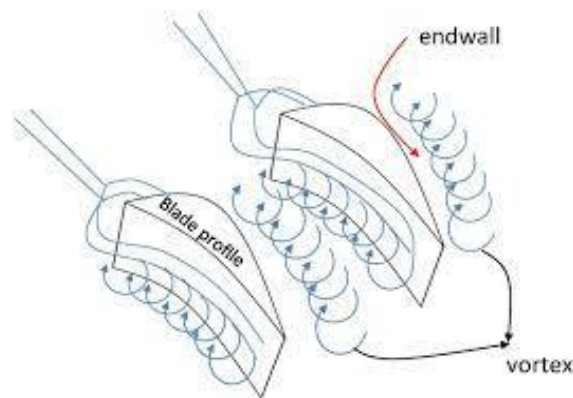


Figure I.3 : Turbulence dans une structure de turbomachine [12].

I.3.1.1.5. Pertes par hétérogénéité du fluide :

Le fluide peut être hétérogène par la présence de corps en suspension ou peut le devenir par changement de phase (le plus souvent avec apparition d'un mélange liquide-vapeur) ou, s'il est liquide, par dégagement de gaz dissous.

Du fait de leur écart de densité, les éléments de volume présentant une nature différente acquièrent des vitesses inégales et ne suivent plus les mêmes trajectoires. En conséquence, des pertes apparaissent, d'une part, parce que le transfert d'énergie entre le rotor et l'un au moins des constituants du milieu s'effectue d'une manière aérodynamiquement désadaptée et, d'autre part, mais à un moindre degré, à cause des frottements qui résultent de la traînée du constituant le plus lent. Enfin, il peut se produire un retard aux changements de phase, responsable d'une perte complémentaire par irréversibilité thermodynamique ..[4].

À titre d'exemple, on citera [4] :

- la cavitation, c'est-à-dire les troubles graves dont souffrent les machines hydrauliques lorsque le liquide entre en ébullition ;

- les pertes par humidité, qui se manifestent dans les turbines à vapeur quand la détente pénètre dans le domaine d'équilibre liquide-vapeur et que des gouttelettes de condensation se forment et interfèrent avec la phase gazeuse.

I.3.1.2. Pertes par frottement de disque

Les pertes par frottement de disque sont dues à la viscosité du fluide et sont aussi des pertes aérodynamiques agissant sur les surfaces inactives du rotor.

Les frottements de disque appartiennent aux pertes aérodynamiques internes puisque l'énergie dégradée de leur fait est généralement balayée par une fuite qui réintègre ensuite l'écoulement dans la machine.

Malgré la forme complexe de certains rotors, leur décomposition en éléments assimilables à des disques et à des cylindres suffit généralement pour évaluer de manière satisfaisante la puissance consommée par le frottement de leur surface extérieure dans le milieu ambiant, car celle-ci n'excède jamais une faible fraction de la puissance utile de la machine....[4]

I.3.1.3. Pertes par fuites dans les garnitures d'étanchéité

Ces pertes par fuites (ou volumétriques) sont dues à ce que de faibles fractions du fluide empruntent les passages étroits qu'il faut nécessairement ménager entre le rotor et le stator afin d'éviter des contacts mécaniquement dangereux. Ces fuites suivent de ce fait une évolution particulière [4].

Les barrages prévus entre rotor et stator, tout en limitant la quantité de fluide détournée, en laisse passer une partie qu'il ne faut pas négliger dans les bilans.

Une certaine quantité de fluide peut s'échapper vers l'extérieur provoquant une perte externe.

I.3.1.4. Pertes mécaniques [4] :

Les pertes mécaniques représentent la somme des puissances consommées par tous les organes étrangers à l'écoulement principal, mais cependant nécessaires au fonctionnement de la turbomachine, c'est-à-dire :

- les paliers et la butée du rotor dont le rôle est de maintenir le rotor en position ;
- le variateur de vitesse, qu'il soit à engrenages ou du type hydraulique, lorsqu'il en existe un entre la turbomachine et l'appareil moteur ou résistant qui lui est accouplé ;

- les auxiliaires, qu'ils soient directement entraînés ou non, comme, par exemple, la pompe à huile de graissage, la pompe alimentant éventuellement des organes hydrauliques de réglage, ou encore le ventilateur d'aspiration des buées sur une turbine à vapeur ;

I.3.2. Les pertes dans une turbomachine selon la destination de l'énergie dissipée

Si l'on s'intéresse à la destination de la quantité d'énergie dissipée, on est amené à identifier deux types de pertes [4] :

- pertes internes, lorsque cette énergie dégradée est recueillie par l'écoulement principal,
- pertes externes, lorsqu'elle échappe à ce dernier.

En combinant ces deux points de vue, on constate que [4] :

- les pertes aérodynamiques dans les aubages et les frottements de disque sont de nature interne.
- les fuites se partagent entre pertes internes, lorsque les fractions de fluide en cause rejoignent le débit utile, et pertes externes si elles quittent la machine.
- les pertes mécaniques sont en principe externes, sauf exceptionnellement pour les paliers se lubrifiant d'eux-mêmes dans le fluide de la turbomachine.

Il y a aussi lieu de distinguer deux éventualités pour les fuites externes [4] :

- si la fuite se produit avant que le fluide ait pu échanger de l'énergie avec le rotor, on dira qu'il s'agit d'une fuite externe de première espèce ;
- si la fuite a lieu après l'échange d'énergie, on dira qu'il s'agit d'une fuite externe de seconde espèce.

I.4. Quelques travaux sur les pertes énergétiques aérodynamiques

A travers la préparation de ce travail, nous avons consulté plusieurs notes de fin d'études qui ont été étudiées précédemment et qui ont un lien direct avec le sujet que nous préparons.

Un travail intéressant a porté sur la simulation numérique des effets du jeu carter- aube et l'étude de l'effet d'une ailette implantée (winglet) en bout d'aube sur la performance aérodynamique des aubes en cascade d'un rotor ainsi que sur l'écoulement de fuite. Cette étude a analysé le choix de l'emplacement de l'ailette implantée, sa configuration géométrique et les effets de certains facteurs d'influence sur les paramètres aérodynamiques de la cascade s'y associant. Les résultats obtenus ont pu proposer certaines orientations lors de l'application de l'ailette en bout d'aube ; et cela, afin de contrôler et réduire l'écoulement de fuite (secondaire) dans un canal d'une turbomachine [9].

Dans un autre travail [10], l'effet d'une distorsion de l'écoulement amont sur l'écoulement transsonique dans une turbomachine axiale a été analysé numériquement en reliant ce phénomène aérodynamique avec les pertes dans les machines transsoniques que sont le (ou les) ondes de choc dont il est générateur. Deux aspects différents ont été considérés: l'intensité de la distorsion de l'écoulement amont, et son interaction avec la couche limite. Les résultats de cette étude stipulent d'une part que plus l'intensité est grande, plus les pertes sont importantes et d'autre part, l'onde de choc provoque un épaississement de la couche limite, générant des pertes par effet visqueux ou / et par blocage aérodynamique si l'épaississement provoque un décollement de la couche limite [10].

Il est à noter que dans le domaine des turbomachines, les simulations numériques permettent aujourd'hui l'étude de phénomènes aérodynamiques inaccessibles par les techniques expérimentales.

Chapitre II :

Notions sur les pertes aérodynamiques dans une turbomachine axiale

II.1. Introduction

Le domaine de l'aérodynamique est très large et ne peut se limiter à quelques lignes, il concerne tous les instruments tels que les compresseurs, les pompes, et même les voitures et les avions.

Le calcul des performances est un élément essentiel de la prévision des champs en aérodynamique car il permet d'évaluer rapidement les caractéristiques de l'élément étudié. Les premiers calculs de pertes étaient basés sur des observations empiriques donnant lieu à des corrélations plutôt fiables et encore couramment utilisées. Autrement dit, il est aujourd'hui nécessaire de bien connaître et prédire la nature de l'écoulement car les corrélations empiriques utilisées ne suffiront plus à améliorer les performances des turbomachines.

Le but de ce chapitre est d'aborder des concepts particuliers dans le domaine de l'aérodynamique et d'expliquer certaines des lois et notions de base qu'il contient, ainsi que de les relier aux turbomachines axiales en particulier.

II.2. Définition et paramètres d'une turbomachine axiale

II.2.1. Définition et caractéristiques d'une turbomachine axiale

Dans une machine à turbine, l'écoulement a des trajets multiples par rapport à l'axe de rotation soit parallèles, perpendiculaire, ou les deux .On dit que la turbine est axiale à l'écoulement et parallèle à l'axe de rotation ; la turbomachines axiale présente des caractéristiques spécifiques qui la distinguent des autres, notamment : le trajet du flux est parallèle à l'axe de rotation, le diamètre de tuyau est standard et bien d'autres paramètres géométriques et fonctionnels.

Une turbomachine axiale se composera d'une suite d'étages axiaux disposés en série chacun comprenant une roue à aube mobile (rotor) et une roue à aube fixe (stator) en ordre, tous ces étages étant calculés pour adapter parfaitement leurs conditions de fonctionnement à celles des étages en amont et en aval. [8]

II.2.2. Paramètres géométriques d'une aube plane

On appelle une grille d'aubes, un ensemble fixe ou mobile d'obstacles (d'aubes), déduits les uns des autres par un déplacement géométrique périodique, utilisé pour guider l'écoulement du fluide et pour échanger avec lui des efforts mécaniques. [1]

Une turbomachine axiale est composée d'aubes dites planes ressemblant à un profil d'aile d'avion, c'est pour cette raison les calculs aérodynamiques du profil d'aile d'avion sont ceux du profil d'une aube plane de turbomachine axiale.

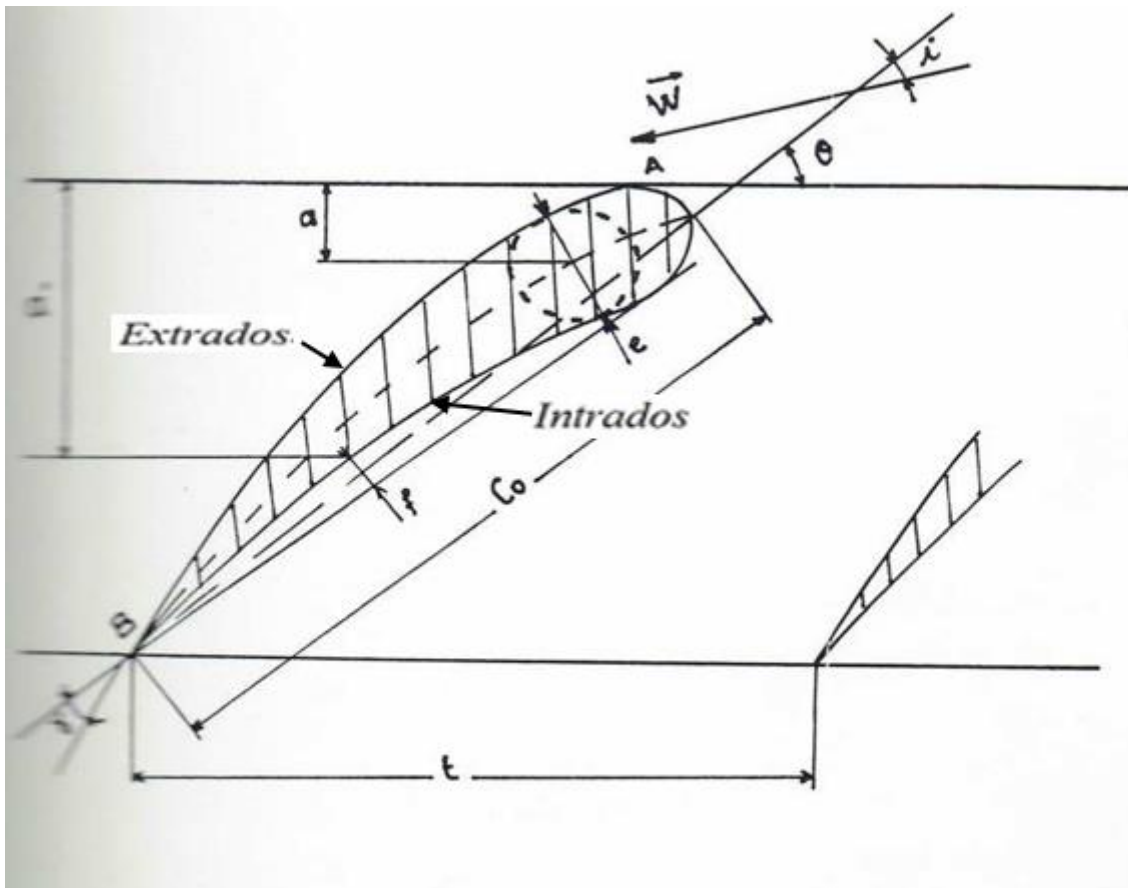


Figure II.1: Coupe d'une aube [1].

La (fig. II.1) montre la coupe qui, par une surface cylindrique correspond à un profil d'aile d'avion ou l'aubage d'une turbomachine. On adopte la nomenclature suivante :

A : bord d'attaque.

B : bord de fuite.

d : position du centre du plus grand cercle intérieur à l'aube.

f : flèche maximum.

a' : position de la flèche maximum.

C_0 : longueur de la corde du profil.

t : pas tangential.

θ : calage du profil.

i : incidence.

γ : angle de fuite.

On définit :

$$\text{le serrage des profils par le rapport : } T = \frac{\text{corde}}{\text{pas}} = \frac{c_0}{t}, \quad (\text{II.1})$$

II.2.3. Les forces exerçantes sur une aube

Il y a deux forces comme deux effets qui sont les plus importants et qui ont un rôle direct en influençant l'écoulement du fluide et son trajet ainsi que l'efficacité de la turbomachine en général [8].

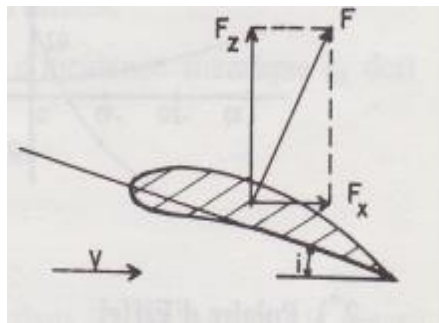


Figure II.2 : Forces s'exerçant sur un profil d'aile ou d'aubage [1].

La composante F_z (perpendiculaire à la direction du vent ou par rapport à la corde pour une turbomachine) est appelée la portance et sa formule est comme suit :

$$F_z = C_z \frac{1}{2} \rho A C_m^2 \quad (\text{II.2})$$

Avec :

A : surface alaire ou aire de la projection de l'aube sur le plan perpendiculaire à F_z

$$A = C_0 \cdot a \quad (\text{II.3})$$

a : envergure,

ρ : masse volumique de l'air.

La composante F_x (parallèle à la direction du vent ou à la corde) est appelée la traînée et sa formule est comme suivant :

$$F_x = C_x \frac{1}{2} \rho A C_m^2 \quad (\text{II.4})$$

A partir de cette décomposition, on introduit classiquement deux coefficients sans dimension :

❖ le coefficient de portance : $C_z = \frac{F_z}{\frac{1}{2}\rho AC_m^2}$ (II.5)

❖ le coefficient de traînée : $C_x = \frac{F_x}{\frac{1}{2}\rho AC_m^2}$ (II.6)

II.2.4. Distribution de la pression sur une aube :

L'examen de la (fig. II.2) montre qu'au voisinage de l'aubage, la pression diffère selon qu'elle est mesurée sur l'intrados ou l'extrados.

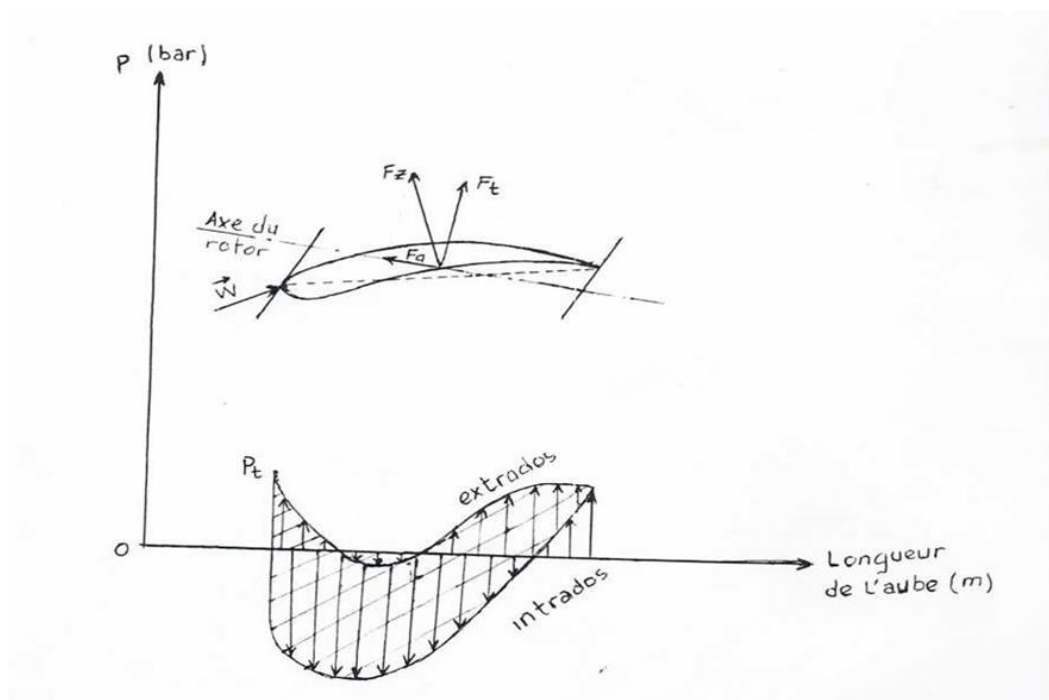


Figure II.3 : Distribution de la pression sur l'intrados et l'extrados d'une aube [1].

La différence de pression entre l'intrados et l'extrados engendre une portance qui a tendance à soulever l'aile d'avion ou bien à exercer un couple de rotation sur les aubes de turbomachine [1].

II.3 Théorie des efforts aérodynamiques sur une grille plane

II.3.1 Cas d'un fluide parfait (non visqueux)

II.3.1.1 Grille fixe

Considérons un élément d'aube cylindrique de profondeur unitaire. Isolons dans un premier temps l'aube comme indiqué sur la (figure II.4) [7].

On a alors :

$$\vec{R} = -N \vec{x} + T \vec{y} \quad (\text{II.7})$$

\vec{R} est la résultante des efforts appliqués par le fluide sur l'aube.

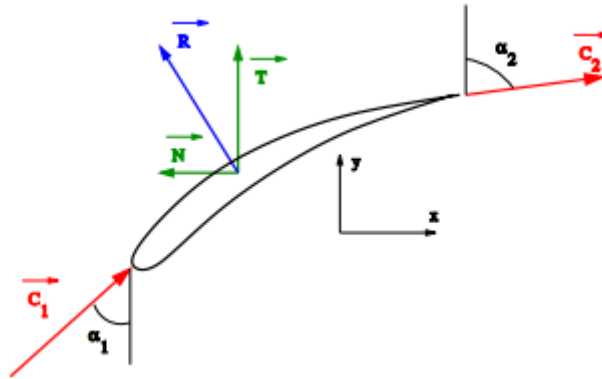


Figure II.4 : Résultante des efforts sur une aube [7].

Isolons maintenant la veine de fluide autour de l'aube comme indiqué sur la (figure II.4).

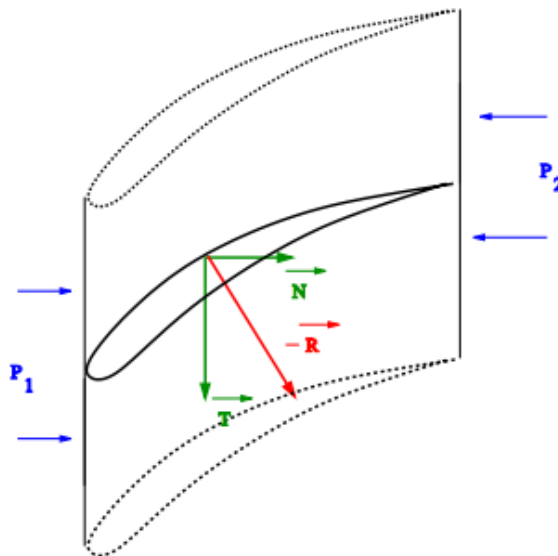


Figure II.5 : Veine de fluide autour d'une aube et résultante des efforts [7].

En utilisant la théorie d'Euler ou de quantité de mouvement, on écrit alors :

$$q_m (\vec{C}_2 - \vec{C}_1) = P_1 S_1 \vec{x} - P_2 S_2 \vec{x} + (-\vec{R}) \quad (\text{II.8})$$

Avec l'hypothèse que les forces de pression sur l'intrados et l'extrados s'annulent mutuellement.

En projection sur les axes, on obtient alors :

$$\begin{cases} q_m (C_2 \sin \alpha_2 - C_1 \sin \alpha_1) = P_1 S_1 - P_2 S_2 + N \\ q_m (C_2 \cos \alpha_2 - C_1 \cos \alpha_1) = -T \end{cases} \quad (\text{II.9})$$

Suite à la conservation du débit, nous avons :

$$C_2 \sin \alpha_2 = C_1 \sin \alpha_1 \quad (\text{II.10})$$

$$\text{on obtient alors : } N = P_2 S_2 - P_1 S_1 \quad (\text{II.11})$$

$$\text{Soit pour une aube unitaire : } N = p (P_2 - P_1) \quad (\text{II.12})$$

On calcule alors T à partir du diagramme des vitesses et du théorème de Bernoulli, on a alors :

$$\begin{cases} \Delta C_{gir} = C_2 \cos \alpha_2 - C_1 \cos \alpha_1 \\ C_2^2 - C_1^2 = 2 \Delta C_{gir} C_{moy} \cos \alpha_\infty \end{cases} \quad (\text{II.13})$$

Et

$$\frac{P_1 - P_2}{\rho} = \frac{1}{2} (C_2^2 - C_1^2) \quad (\text{II.14})$$

Soit

$$P_1 - P_2 = \rho \Delta C_{gir} C_{moy} \alpha_\infty \quad (\text{II.15})$$

à partir de la relation du débit massique qui est de la forme :

$$qm = \rho p C_{moy} \sin \alpha_\infty \quad (\text{II.16})$$

on obtient les relations suivantes :

$$\begin{cases} N = -p \rho \Delta C_{gir} C_{moy} \cos \alpha_\infty \\ T = -p \rho \Delta C_{gir} C_{moy} \sin \alpha_\infty \end{cases} \quad (\text{II.17})$$

Des expressions donnant N et T, on déduit la relation suivante :

$$\frac{T}{N} = \tan \alpha_\infty \quad (\text{II.18})$$

Ce qui montre que \vec{R} est perpendiculaire à \vec{C}_{moy} . Par ailleurs, on peut également écrire :

$$R = \sqrt{N^2 + T^2} \quad (\text{II.19})$$

$$\text{soit : } |\vec{R}| = \rho p \Delta C_{gir} C_{moy} \quad (\text{II.20})$$

On peut également définir le coefficient de portance du profil de la grille $C_{zgrille}$ par la relation:

$$C_{zgrille} = \frac{R}{\frac{1}{2} \rho S C_{moy}^2} = \frac{2p \Delta C_{gir}}{l C_{moy}} \quad (\text{II.21})$$

Le coefficient de portance de la grille est donc d'autant plus grand que les aubes sont écartées. Sa détermination expérimentale ou à partir du Cz du profil isolé permettra de calculer le

nombre d'aubes nécessaire à l'obtention d'une déviation tangentielle $\frac{\Delta C_{gir}}{C_{moy}}$ donnée. On s'en servira également pour déterminer le calage des aubes de la grille.

La limite admissible de la portance est déterminée expérimentalement. Cette limite correspond à l'apparition de décollements entraînant une forte chute du rendement. [8]. Sa valeur

$$\text{est de l'ordre suivant : } C_{z_p} \frac{l}{p} < 1 \text{ à } 2 \quad (\text{II.22})$$

II.3.1.2 Grille mobile

Pour l'étude des grilles planes mobiles, on remplacera simplement \vec{C} par \vec{W} et ΔC_{gir} par ΔW_{gir} , on obtient alors

$$|\vec{R}| = \rho p \Delta W_{gir} W_{moy} \quad (\text{II.23})$$

$$C_{zgrille} = \frac{2p}{l} \frac{\Delta W_{gir}}{W_{moy}} \quad (\text{II.24})$$

II.3.2 Cas avec pertes de charge (cas réel ou visqueux)

II.3.2.1 Grille fixe

L'écoulement en fluide parfait a mis en évidence une portance sans trainée. En introduisant les pertes de charge dans le théorème de Bernoulli on va pouvoir déterminer la trainée du profil. Isolons le profil puis la veine de fluide autour du profil comme indiqué sur la figure II.6.

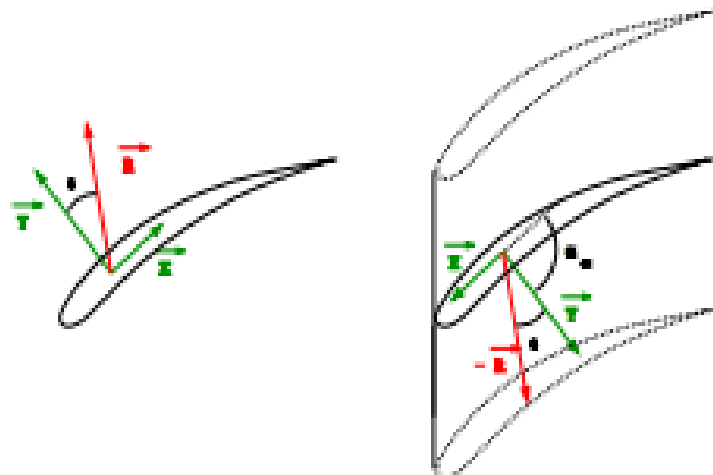


Figure II.6 : Pertes de charge dans une grille plane [7].

X (ou F_x) et Y (ou F_z) sont respectivement la trainée et la portance du profil en écoulement réel.

Le théorème d'Euler permet alors d'écrire :

$$q_m(\vec{C}_2 - \vec{C}_1) = p (P_2 - P_1) \vec{x} - (\vec{Y} + \vec{X}) \quad (\text{II.25})$$

En projection sur les axes, on obtient alors :

$$\begin{cases} q_m(C_2 \sin \alpha_2 - C_1 \sin \alpha_1) = (\rho_1 S_1 - \rho_2 S_2)p + Y \cos \alpha_\infty - X \sin \alpha_\infty = 0 \\ q_m(C_2 \cos \alpha_2 - C_1 \cos \alpha_1) = -Y \sin \alpha_\infty - X \cos \alpha_\infty = -q_m \Delta C_{gir} \end{cases} \quad (\text{II.26})$$

Le théorème de Bernoulli permet alors d'écrire :

$$\phi_{1 \rightarrow 2} = \frac{P_1 - P_2}{\rho} - \frac{1}{2}(C_2^2 - C_1^2) \quad (\text{II.27})$$

avec $\phi_{1 \rightarrow 2}$ représentant les pertes de charge. D'où on écrit alors :

$$\phi_{1 \rightarrow 2} = \frac{-1}{p\rho} [Y \cos \alpha_\infty - X \sin \alpha_\infty] - C_{moy} \Delta C_{gir} \cos \alpha_\infty \quad (\text{II.28})$$

En projetant la relation d'Euler sur l'axe O_y , on obtient alors :

$$Y = -X \cot \alpha_\infty - \rho p C_{moy} \Delta C_{gir} \quad (\text{II.29})$$

$$\text{Soit : } \phi_{1 \rightarrow 2} = \frac{1}{p\rho} [X \frac{\cos^2 \alpha_\infty}{\sin \alpha_\infty} + X \sin \alpha_\infty] \quad (\text{II.30})$$

Si on introduit le coefficient de trainée du profil (C_x) tel que :

$$X = \frac{1}{2} C_x \rho S C_{moy}^2 \quad (\text{II.31})$$

avec S (ou A) la surface alaire de l'aubage qui est égale à :

$$S = l * 1 \quad (\text{II.32})$$

$$\text{on obtient alors : } \phi_{1 \rightarrow 2} = \frac{C_x l}{p} \frac{C_{moy}^2}{2 \sin \alpha_\infty} \quad (\text{II.33})$$

II.3.2.2 Grille mobile

Pour une grille mobile, on remplace simplement \vec{C} par \vec{W} , ΔC_{gir} par ΔW_{gir} , et l'angle α_∞

$$\text{par } \beta_\infty. \text{ On obtient alors : } \phi_{1 \rightarrow 2} = \frac{C_x l}{p} \frac{W_{moy}^2}{2 \sin \beta_\infty} \quad (\text{II.34})$$

II.3.2.3. Expression de la portance en fonction de la finesse [7]

On introduit maintenant la définition de la finesse du profil traduite par :

$$\frac{C_z}{C_x} = \cot \varepsilon \quad (\text{II.35})$$

ce qui nous donne : $X = Y \tan \varepsilon$ (II.36)

➤ **Grille fixe**

A partir de l'expression de la projection sur O_y du théorème d'Euler, on obtient :

$$-q_m \Delta C_{gir} = -Y [\sin \alpha_\infty + \cos \alpha_\infty \tan \varepsilon] \quad (\text{II.37})$$

Soit : $\rho p \sin \alpha_\infty C_{moy} \Delta C_{gir} = Y \frac{\sin(\alpha_\infty + \varepsilon)}{\cos \varepsilon}$ (II.38)

Et finalement : $Y = \rho p C_{moy} \Delta C_{gir} \frac{\sin \alpha_\infty \cos \varepsilon}{\sin(\alpha_\infty + \varepsilon)}$ (II.39)

En posant alors $Y = \frac{1}{2} \rho (l * l) C_{moy}^2 C_{zgrille}$ (II.40)

on obtient finalement : $C_{zgrille} = \frac{2p \Delta C_{gir} \sin \alpha_\infty \cos \varepsilon}{l C_{moy} \sin(\alpha_\infty + \varepsilon)}$ (II.41)

➤ **Grille mobile**

$$C_{zgrille} = \frac{2p \Delta W_{gir} \sin \beta_\infty \cos \varepsilon}{l W_{moy} \sin(\beta_\infty + \varepsilon)} \quad (\text{II.42})$$

II.3.3 Paramètres énergétiques d'une turbomachine axiale périodique

Une turbomachine est dite périodique ou normale ou encore répétitive si la vitesse en entrée de l'étage et la vitesse à sa sortie sont égales $\vec{C}_1 = \vec{C}_3$ et de même pour les angles d'attaque en entrée et en sortie de l'étage, c'est-à-dire ($\alpha_1 = \alpha_3$). Ce qui implique aussi que les triangles de vitesse en entrée et en sortie de l'étage sont identiques.

Il est à noter aussi que pour une turbomachine axiale, en plus de l'incompressibilité du fluide qui est considérée, les rayons d'entrée et de sortie de la machine ont des valeurs proches ce qui impose que la vitesse axiale (C_{ax}) qui est égale à la vitesse méridienne (C_m) soit constante tout au long de l'étage ($C_{ax} = \text{cst}$).

$$Q_m = \rho_1 \cdot S_1 \cdot C_{m1} = \rho_2 \cdot S_2 \cdot C_{m2} \quad (\text{II.43})$$

$$D_1 = D_2 \Rightarrow S_1 = S_2$$

$$\text{Avec } \rho_1 = \rho_2 \Rightarrow C_{m1} = C_{m2} = C_{ax}$$

II.3.3.1. Travail théorique

Dans un étage axial, la particule de fluide traverse la roue en restant sensiblement à la même distance de l'axe de rotation, de sorte que $C_{e1} = C_{e2} = C_e$. La théorie d'Euler conduit à :

$$H_n^* = \frac{C_e}{g} (C_{gir2} - C_{gir1}) \quad (\text{II.44})$$

Pour réaliser la compression (ou la détente) on utilise alors seulement les variations de C_{gir} . Comme ΔC_{gir} ne peut être qu'une fraction de C_e , les possibilités de compression (ou de détente) d'un étage axial sont bien inférieures à celle d'un étage centrifuge. Plusieurs étages axiaux sont nécessaires là où un seul étage centrifuge suffit. L'avantage de la turbomachine axiale par contre réside dans la possibilité d'avoir un débit pratiquement illimité.

Pour un étage, on a alors :

$$W_{i_{1 \rightarrow 2}} = C_e \Delta C_{gir} = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2} - \frac{W_2^2 - W_1^2}{2} \quad (\text{II.45})$$

Aux pertes près on a :

$$W_{i_{1 \rightarrow 2}} = W_{n_{1 \rightarrow 2}} = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{C_{e2}^2 - C_{e1}^2}{2} \quad (\text{II.46})$$

D'où on sort l'expression du travail de transvasement $W_{T_{1 \rightarrow 2}}$:

$$W_{T_{1 \rightarrow 2}} = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} = -\frac{W_2^2 - W_1^2}{2} \quad (\text{II.47})$$

II.3.3.2. Degré de réaction

Considérons une évolution adiabatique (compression ou détente) dans un étage de turbomachine axiale périodique. Le Premier Principe de la Thermodynamique permet d'écrire alors : [8]

$$W_i + Q_e = \Delta H + \Delta E_c \quad (\text{II.48})$$

Donc la variation de l'enthalpie ΔH dans le rotor (1 - 2) est égale à :

$$H_2 - H_1 = C_e (C_{gir2} - C_{gir1}) - \frac{C_2^2 - C_1^2}{2} \quad (\text{II.49})$$

La turbomachine choisie pour la démonstration de cette partie est un compresseur (le même raisonnement peut se faire pour une turbine).

On trace alors le diagramme des vitesses de la roue donné sur la (figure II.7).

On obtient alors :

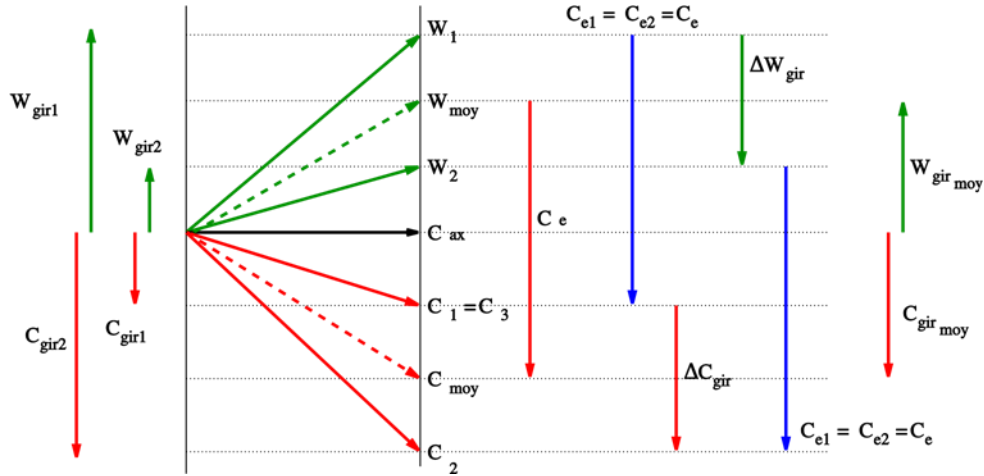


Figure II.7 : Diagramme des vitesses dans la roue [7].

$$H_2 - H_1 = \Delta W_{gir} W_{gir,moy} \quad (\text{II.50})$$

Pour ce qui est du diffuseur (stator), entre (2) et (3) on a :

$$H_3 - H_2 = - \frac{C_3^2 - C_2^2}{2} \quad (\text{II.51})$$

Entre (1) et (3) soit l'étage complet :

$$H_4 - H_1 = C_e \Delta W_{gir} \quad (\text{II.52})$$

Pour distinguer, la contribution du stator et celle du rotor, on définit le degré de réaction σ de l'étage tel que :

$$\sigma = \frac{H_2 - H_1}{H_3 - H_1} \quad (\text{II.53})$$

Ce qui correspond au rapport de l'accroissement d'enthalpie dans le rotor sur l'accroissement d'enthalpie dans l'ensemble stator+rotor.

$$\sigma = \frac{W_{gir,moy}}{C_e} \quad (\text{II.54})$$

Il existe d'autres relations pour le calcul du degré de réaction d'un étage normal avec les conditions citées ci-dessus [11] :

1^{ère} relation :

$$\sigma = 1 - \frac{C_a}{2 * C_e} [\tan \gamma_2 + \tan \gamma_3] \quad (\text{II.55})$$

2^{ème} relation :

$$\sigma = \frac{1}{2} * \frac{C_a}{2 * C_e} (\tan \lambda_3 + \tan \gamma_2) \quad (\text{II.56})$$

3^{ème} relation :

$$\sigma = -\frac{C_a}{2 * C_e} [\tan \lambda_2 + \tan \lambda_3] \quad (\text{II.57})$$

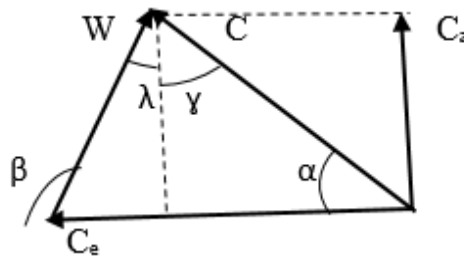


Figure II.8: Triangle des vitesses.

II.3.3.3. Influence du degré de réaction sur le rendement

Le rendement aérodynamique d'un étage dépend de la manière dont s'écoule le fluide autour des aubes et par conséquent de la distribution des vitesses en grandeur et en direction autour des organes fixes et mobiles.

Dans la théorie des grilles d'aube planes, nous avons défini la perte de charge dans l'écoulement réel par la relation :

$$\varphi_{1 \rightarrow 2} = \frac{C_x l}{p} \frac{C_{moy}^2}{2 \sin \alpha_\infty} \quad (\text{II.58})$$

d'où une perte de charge en hauteur :

$$\Delta H = \frac{1}{2g} \frac{C_x l}{p} \frac{C_{moy}^2}{\sin \alpha_\infty} \quad (\text{II.59})$$

En considérant l'étage complet du compresseur, on obtient alors :

$$\Delta H = \Delta H_s + \Delta H_r = \frac{1}{2g} \left(\left(\frac{C_x l}{p} \right)_s \frac{C_{moy}^2}{\sin \alpha_\infty} + \left(\frac{C_x l}{p} \right)_r \frac{W_{moy}^2}{\sin \alpha_\infty} \right) \quad (\text{II.60})$$

Avec ΔH_s perte de charge dans le stator et ΔH_r perte de charge dans le rotor.

Comme $H_n = \frac{C_e \Delta W_{gir}}{g}$,

on obtient alors :

$$1 - \eta = \frac{\Delta H}{H_n} = \frac{1}{2C_e \Delta W_{gir}} \left(\left(\frac{C_x l}{p} \right)_s \frac{C_{moy}^2}{\sin \alpha_\infty} + \left(\frac{C_x l}{p} \right)_r \frac{W_{moy}^2}{\sin \alpha_\infty} \right) \quad (\text{II.61})$$

Et comme on a :

$$\begin{cases} \left(\frac{C_z l}{p} \right)_s = \frac{2\Delta W_{gir}}{C_{moy}} \\ \left(\frac{C_z l}{p} \right)_r = \frac{2\Delta W_{gir}}{W_{moy}} \end{cases} \quad (\text{II.62})$$

On obtient alors l'expression suivante :

$$1 - \eta = \frac{1}{2C_e} \left(\left(\frac{C_x}{C_z} \right)_s \frac{C_{moy}}{\sin \alpha_\infty} + \left(\frac{C_x}{C_z} \right)_r \frac{W_{moy}}{\sin \alpha_\infty} \right) \quad (\text{II.63})$$

Généralement l'angle de finesse est très faible d'où on peut écrire : $\frac{C_x}{C_z} = \tan \varepsilon \approx \varepsilon$.

D'autre part, on a : $C_{moy} \sin \alpha_\infty = C_a = W_{moy} \sin \beta_\infty$ (II.64)

d'où l'écriture suivante :

$$1 - \eta = \frac{C_a}{C_e} \left(\frac{\varepsilon_s}{\sin^2 \alpha_\infty} + \frac{\varepsilon_r}{\sin^2 \beta_\infty} \right) \quad (\text{II.65})$$

En travaillant sur le diagramme des vitesses et en posant :

$$\alpha_m = \frac{\pi}{2} - \alpha_\infty$$

$$\beta_m = \frac{\pi}{2} - \beta_\infty$$

On obtient alors : $\frac{C_e}{C_a} = \tan \beta_\infty - \tan \alpha_\infty$ et $\frac{C_a}{C_e} = \Phi$ (II.66)

Le degré de réaction s'écrit alors sous la forme : $\sigma = \Phi \tan \beta_m$ (II.67)

D'où :

$$\begin{cases} \tan \beta_m = \frac{\sigma}{\Phi} \\ \tan \alpha_m = \tan \beta_m - \frac{1}{\Phi} \end{cases} \quad (\text{II.68})$$

On remplace (α_∞) par $(\frac{\pi}{2} - \alpha_m)$ et (β_∞) par $(\frac{\pi}{2} - \beta_m)$. On remplace également $(\frac{1}{\cos^2})$ par (\tan^2) et on obtient :

$$1 - \eta = \frac{1}{\Phi} \left((\varepsilon_r + \varepsilon_s) \sigma^2 - 2\varepsilon_s \sigma + \varepsilon_s \right) \quad (\text{II.69})$$

En considérant que ε_r et ε_s sont constants, les variations de η en fonction de σ pour un Φ donné sont représentées par une parabole dont le maximum est atteint pour :

$$\sigma = \frac{\varepsilon_s}{\varepsilon_s + \varepsilon_r} \quad (\text{II.70})$$

On en sort également :

$$\left\{ \begin{array}{l} \tan \alpha_m = -\frac{\varepsilon_r}{\varepsilon_s + \varepsilon_r} \frac{1}{\Phi} \\ \tan \beta_m = \frac{\varepsilon_s}{\varepsilon_s + \varepsilon_r} \frac{1}{\Phi} \\ 1 - \eta_{maxi} = \frac{1}{\Phi} \left(\frac{\varepsilon_r \varepsilon_s}{\varepsilon_s + \varepsilon_r} \right) + (\varepsilon_r + \varepsilon_s) \Phi \end{array} \right. \quad (\text{II.71})$$

Le rendement maximal de l'étage est une fonction du coefficient de vitesse Φ . Quand Φ varie, sa

valeur optimale est obtenue pour : $\Phi = \frac{\sqrt{\varepsilon_r \varepsilon_s}}{\varepsilon_s + \varepsilon_r}$ (II.72)

D'où :

$$\left\{ \begin{array}{l} \tan \beta_m = -\frac{1}{\tan \alpha_m} = \sqrt{\frac{\varepsilon_s}{\varepsilon_r}} \\ 1 - \eta_{opt} = 2\sqrt{\varepsilon_s \varepsilon_r} \end{array} \right. \quad (\text{II.73})$$

Dans ces conditions optimales, on a $(\beta_m - \alpha_m = \frac{\pi}{2})$ c'est à dire que W_{moy} et C_{moy} sont orthogonales.

Remarque :

Si on considère que $\varepsilon_r = \varepsilon_s = \varepsilon$, alors les relations précédentes se réduisent à :

$$\text{Rendement maximal} \left\{ \begin{array}{l} \sigma = \frac{1}{2} \\ \tan \beta_m = -\tan \alpha_m = \frac{1}{2\Phi} \\ 1 - \eta_{maxi} = \varepsilon_s \left(2\Phi + \frac{1}{2\Phi} \right) \end{array} \right. \quad (\text{II.74})$$

Le partage de la compression s'effectuera donc en parties égales entre le rotor et le stator, et les vitesses W_{moy} et C_{moy} sont alors symétriques par rapport à la vitesse axiale :

$$\text{Rendement optimal} \left\{ \begin{array}{l} \Phi = \frac{1}{2} \\ \beta_m = -\alpha_m = \frac{\pi}{4} \\ 1 - \eta_{opt} = 2\varepsilon \end{array} \right. \quad (\text{II.75})$$

La vitesse axiale est égale à la moitié de la vitesse d'entraînement.

II.3.3.4. Grilles normales et grilles anormales

La classification des grilles (normales et anormales) proposée sur la figure suivante est effectuée en fonction de deux critères:

- la différence ($W_2^2 - W_1^2$),
- et le produit scalaire ($W_{\text{gir1}} \cdot W_{\text{gir2}}$).

On regarde alors pour ($W_2^2 - W_1^2$) > 0 ; < 0 ; $= 0$ (détente; compression; action) l'évolution des valeurs et du signe des vitesses giratoires à l'entrée et à la sortie de la grille ($W_{\text{gir1}} \cdot W_{\text{gir2}}$).

Les grilles normales sont les cases encadrées (soit les grilles, 1, 2, 4 et 9) dans la figure suivante :

Classification des grilles d'aubes à vitesse axiale constante.

	$w_{1u} w_{2u} < 0$	$w_{1u} w_{2u} = 0$	$w_{1u} w_{2u} > 0$
$w_2^2 - w_1^2 > 0$ grilles détendantes	 <p>Grille fixe ou mobile de turbine à réaction à grande déviation. Grille fixe de turbine à action à grande déviation.</p> <p style="text-align: right;">4</p>	 <p>Grille fixe ou mobile de turbine à réaction normale. Grille fixe de turbine à action normale. Grille fixe d'entrée de compresseur.</p> <p style="text-align: right;">2</p>	 <p>Grille fixe ou mobile de turbine peu chargée (diamètre extérieur des turbines à aubes longues). Turbines hydrauliques de basse chute.</p> <p style="text-align: right;">3</p>
$w_2^2 - w_1^2 = 0$ grilles à action	 <p>Grille mobile de turbine à action. Grille fixe de compresseur à réaction unité. Grille redresseuse dans un coude.</p> <p style="text-align: right;">4</p>	 <p>Grilles anormales à déviation nulle sans intérêt dans les machines. (Grilles d'uniformisation ou de contrôle de turbulence dans les souffleries.)</p> <p style="text-align: right;">5</p>	 <p style="text-align: right;">6</p>
$w_2^2 - w_1^2 < 0$ grilles comprimantes	 <p>Grille comprimante anormale. (Trop grande déviation pour comprimer correctement.)</p> <p style="text-align: right;">7</p>	 <p>Grille redresseuse en général. Dernière grille fixe de compresseur axial ou de pompe hélice.</p> <p style="text-align: right;">8</p>	 <p>Grille fixe ou mobile de compresseur axial ou de pompe hélice.</p> <p style="text-align: right;">9</p>

Figure II.9: Classification des grilles d'aubes à vitesse axiale constante [7].

Chapitre III :

Etude numérique d'un cas concret d'une turbomachine axiale

III.1.Introduction

Dans ce chapitre, nous avons effectué des calculs pour plusieurs facteurs aérodynamiques qui ont un rôle fondamental et direct dans l'influence sur les performances de la turbomachine, que nous étudierons en utilisant les lois mentionnées précédemment dans le chapitre deux.

Nous avons d'abord défini les caractéristiques de la turbomachine choisie et fixé certains d'entre eux comme le rapport de compression afin que notre travail soit reposé sur ces propriétés de départ. Nous avons ensuite déterminé la plage d'évolution de certains paramètres, telles que le degré de réaction et le débit volumique, afin de voir les effets qui se produisent à chaque fois.

Les résultats que nous allons obtenir dans la première étape, vont nous aider à tracer un ensemble de courbes à l'aide d'un logiciel graphique et nous avons également mis des tableaux dans lesquels certaines des informations obtenues vont nous permettre à classer les grilles (normales/anormales).

III.2.Démarche d'étude

III.2.1.Objectifs de l'étude

Notre problème consiste à calculer un ensemble de concepts relatifs à une turbomachine axiale tels que les vitesses, les pertes de charge, les coefficients de traînée et de portance, en ajustant plusieurs fois les coefficients qui ont un impact direct sur la géométrie de la turbomachine comme le degré de réaction, tout en gardant les autres coefficients constants ; le but final est de connaître l'effet de ces paramètres sur les performances de cette turbomachine en particulier sur le rendement.

III.2.2.Caractéristiques de la turbomachine axiale choisie

La turbomachine choisie est de type axiale à fluide compressible à un étage (stator (1~2), rotor (2~3)) périodique (répétitif) possédant les caractéristiques suivantes :

Designation	Valeur	Unité
α_1 : Angle absolue de l'entrée	25	°
α_3 : Angle absolue de sortie	25	°
ρ : La masse volumique	1.29	Kg/m ³
N : La vitesse de rotation	1500	Tr/min
D : Diamètre	300	mm
l : Langue de la corde	100	mm
p : Le pas	100	mm
S : La solidité	1	/
ΔP : Différence de pression	3000	Pa
R : Degré de réaction	[0 : 0.2 : 0.8]	/
Q_v : Débit volumique	[0.1 : 0.1 : 1]	m ³ /s

Tableau II.1 : Caractéristiques de la turbomachine axiale choisie.

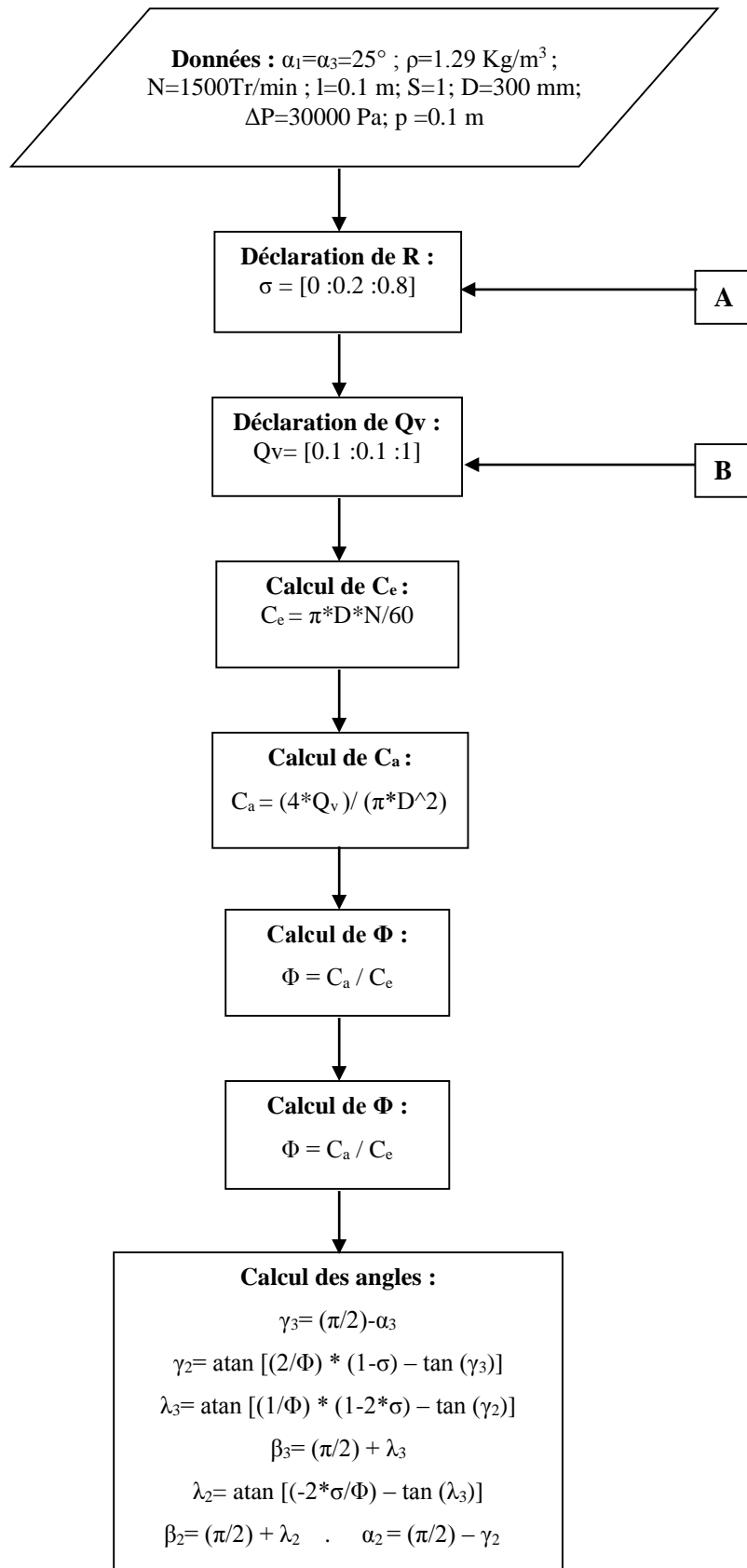
III.2.3. Hypothèses

Dans cette étude on a posé les hypothèses suivantes :

- L'écoulement dirigé est stationnaire.
- L'écoulement est bidimensionnel.
- La turbomachine est à un seul étage.
- Le trajet du fluide est axial.
- Le fluide est l'air et est supposé incompressible (variation négligeable de la masse volumique).
- La force de pesanteur est négligeable.

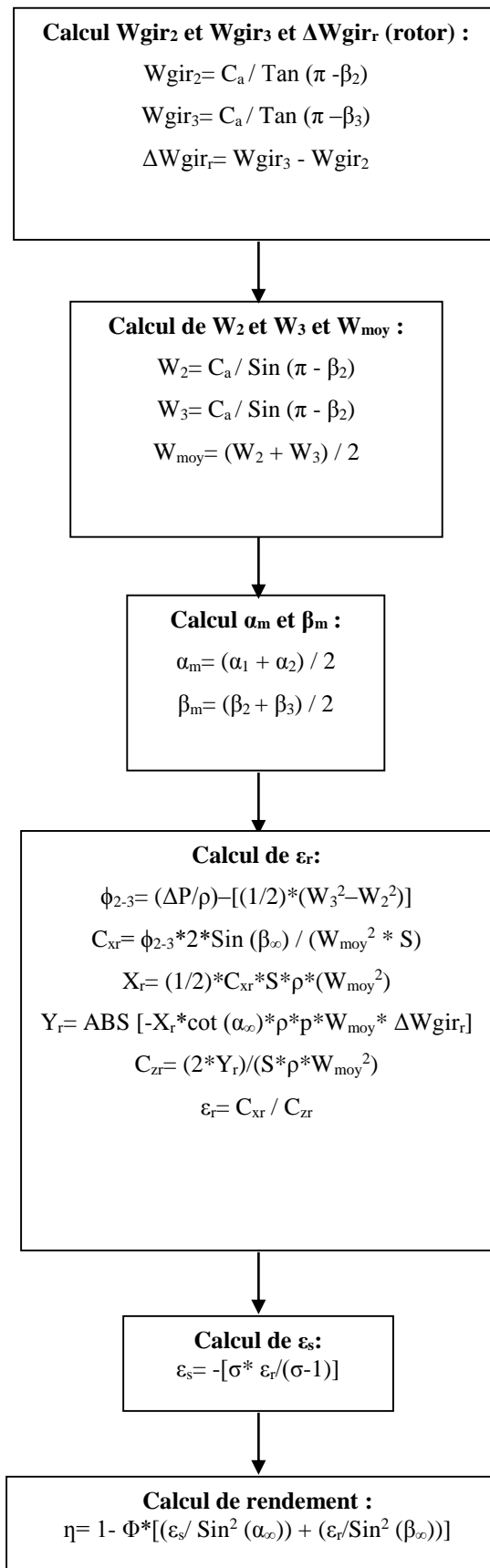
III.2.4. Méthode d'étude

La méthode d'étude est basée sur les étapes de l'organigramme suivant :



1

1



2

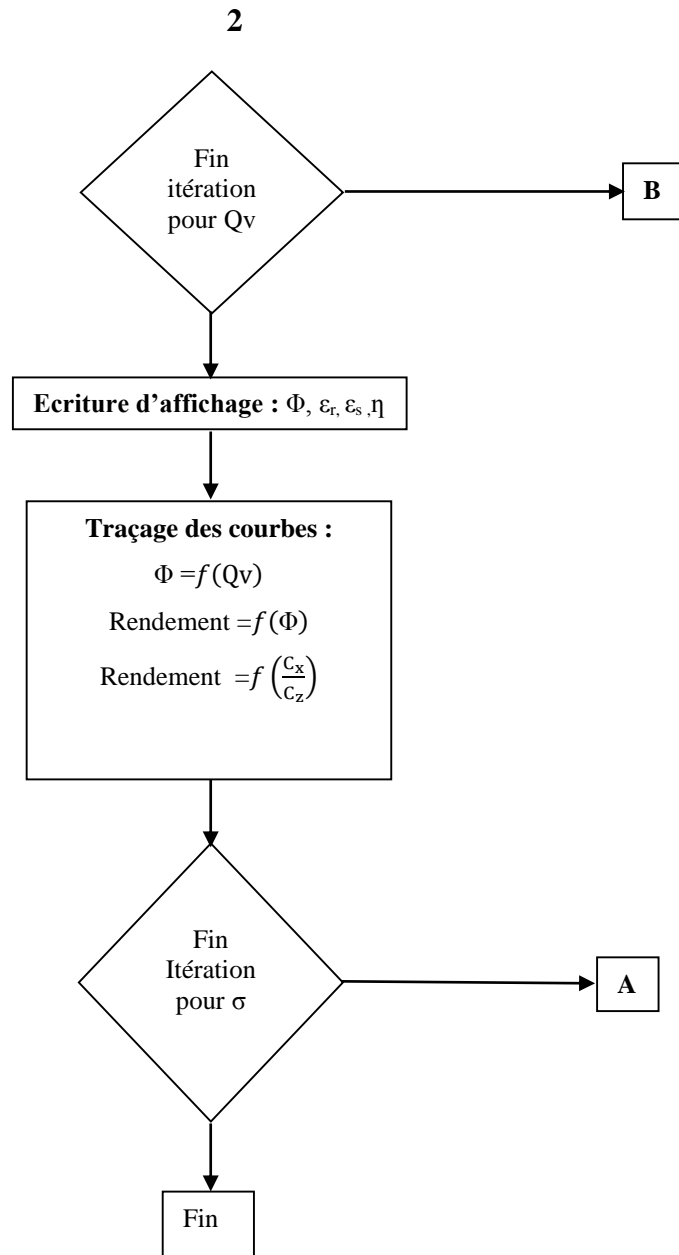


Figure III.1 : Organigramme de calcul.

III.3. Résultats de l'étude

III.3.1. Courbes obtenues et interprétations

Le travail est fait pour différents degrés de réaction pour étudier le changement dans la géométrie de la turbomachine, et l'effet de la finesse et le coefficient de vitesse sur la performance de cette turbomachine. Pour cela on a étudié trois aspects :

III.3.1.1. Variation du coefficient des vitesses en fonction du débit volumique :

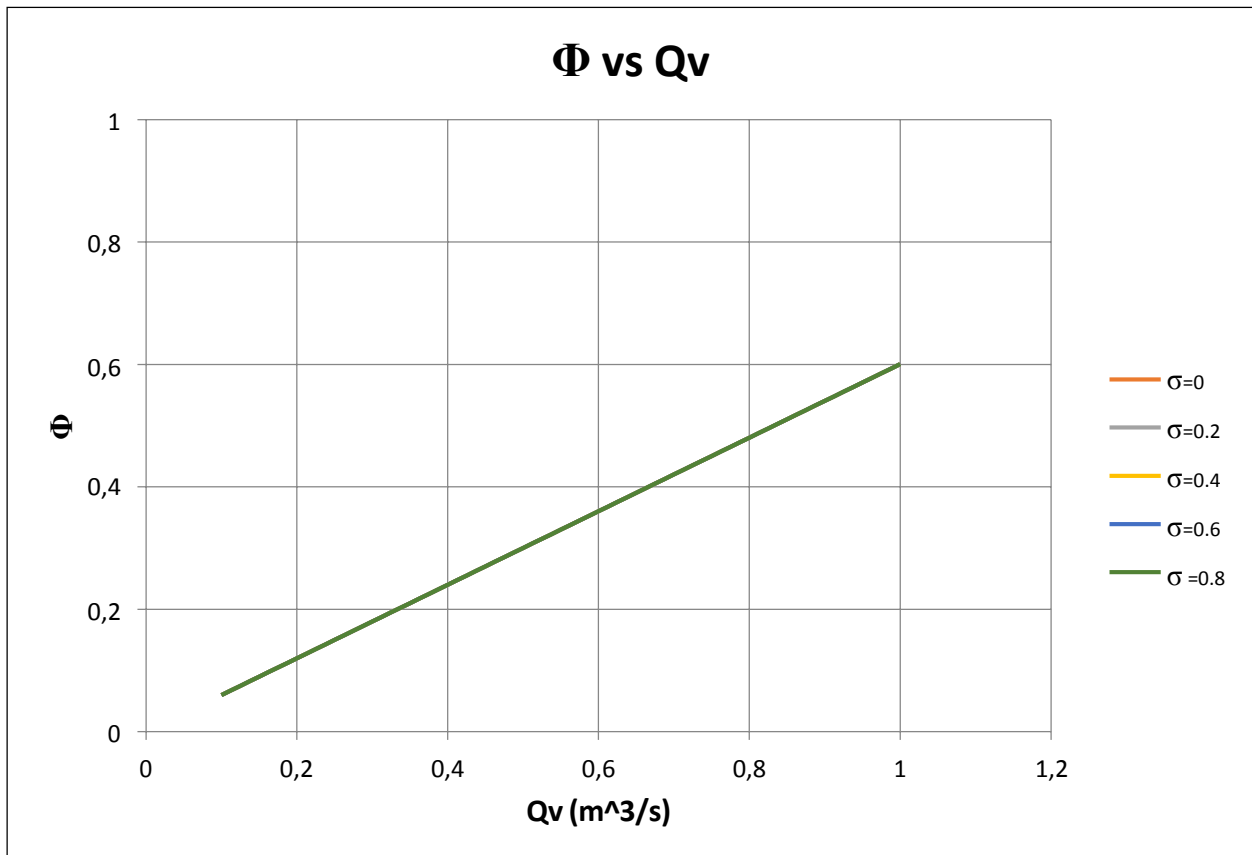


Figure III.2 : Evolution du Coefficient de vitesse en fonction du débit volumique.

Cette courbe représente l'évolution du coefficient de vitesse en fonction du débit volumique, on note qu'il existe une relation linéaire directe entre ces deux paramètres, de sorte que l'augmentation du débit volumique est traduite par une augmentation proportionnelle du coefficient de vitesse.

On voit clairement que les courbes sont confondues ce qui montre que le degré de réaction n'a pas d'influence sur le rapport des vitesses Φ .

III.3.1.2 Variation du rendement en fonction du rapport des vitesses :

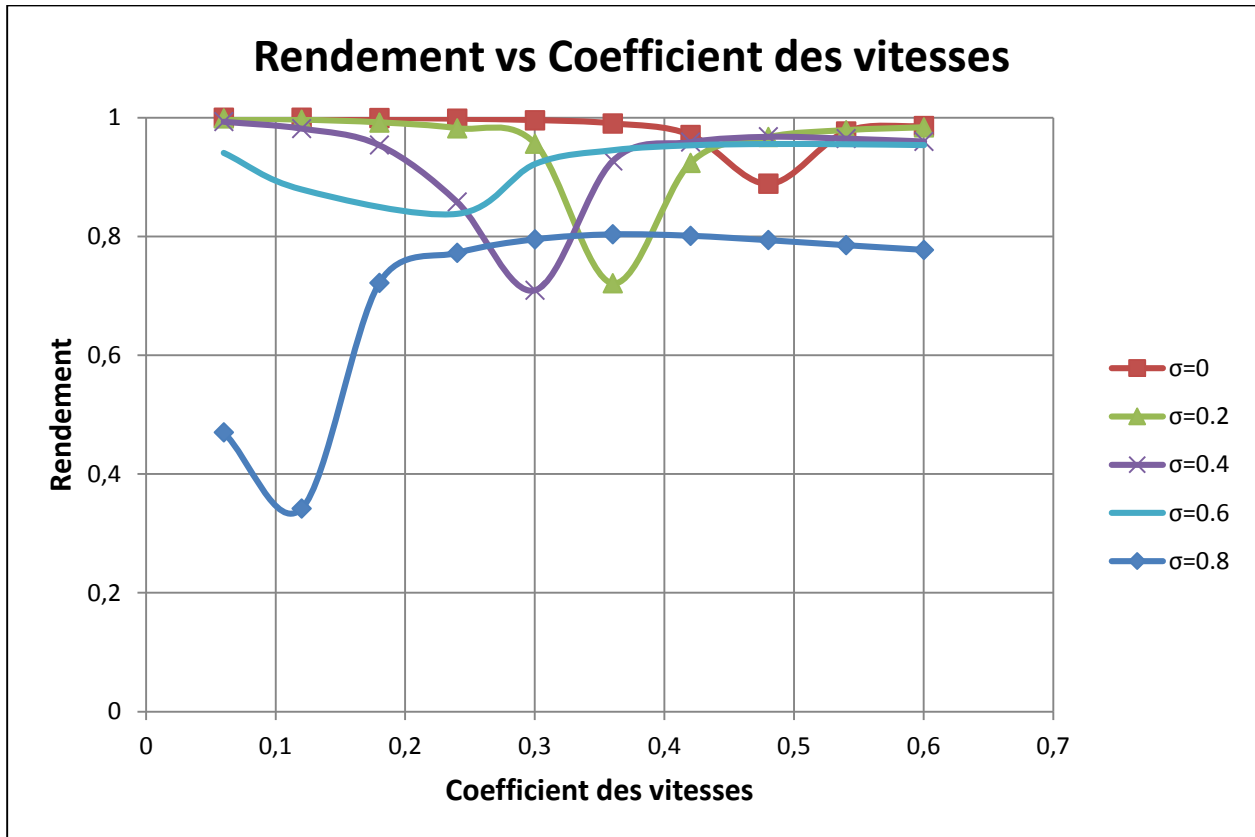


Figure III.2 : Evolution du Rendement en fonction du coefficient des vitesses.

Ces courbes représentent l'évolution du rendement en fonction du coefficient des vitesses. On remarque des valeurs très élevées du rendement de la turbomachine, qui restent élevées jusqu'à ce qu'elles chutent brutalement dans un certain intervalle de valeurs du coefficient de vitesse puis elles remontent, mais la valeur de chute devient plus grande à mesure que la valeur de degré de réaction augmente et pour différentes valeurs du coefficient de vitesse; en remarque aussi quand la valeur de degré de réaction augmente, la valeur du coefficient de vitesse à laquelle la performance diminue est inférieure à la précédente. La différence de valeur du rendement varie avec les différentes valeurs du degré de réaction, par exemple, la valeur la plus élevée du rendement (99% et 88%), correspond à la valeur la plus petite du degré de réaction ($\sigma = 0$) tandis qu'à $\sigma = 0.8$ le rendement est varié entre (80% et 34%), cela signifie que les pertes aérodynamiques augmentent avec l'augmentation du degré de réaction.

III.3.1.3. Variation du rendement en fonction de la finesse :

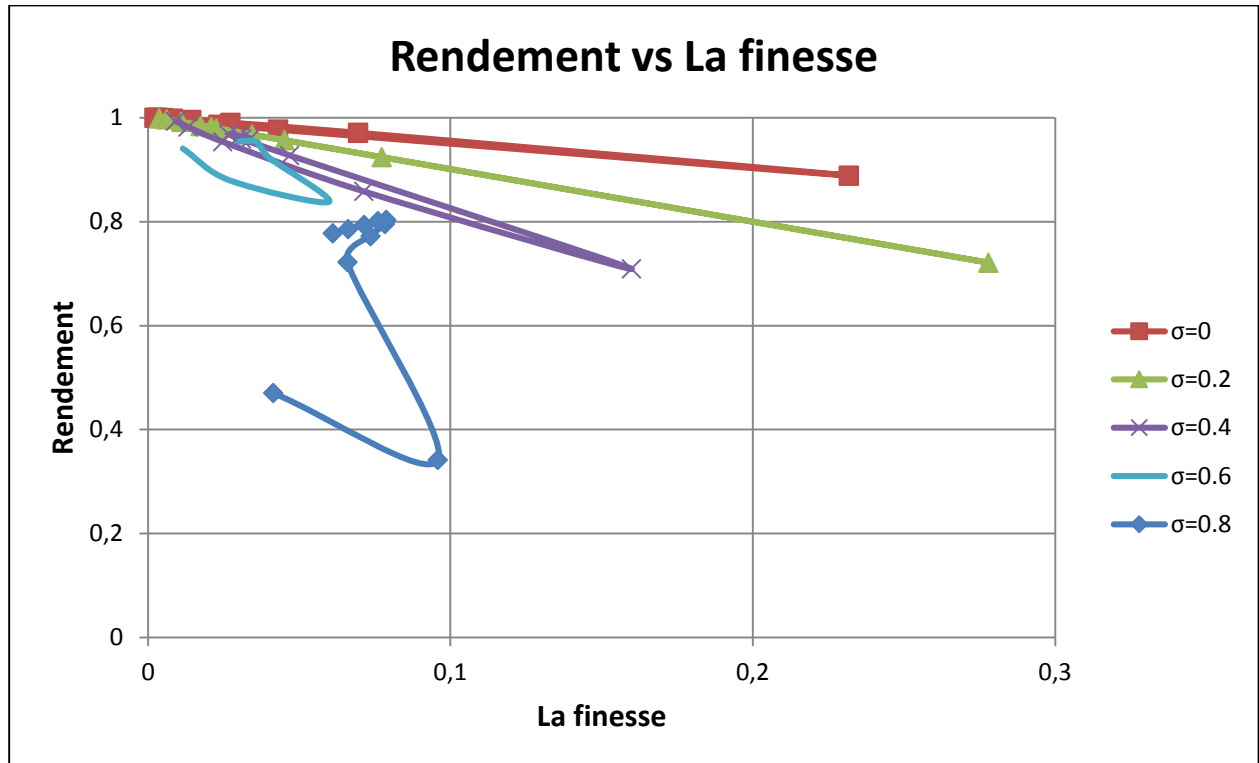


Figure III.3 : Evolution de Rendement en fonction de La finesse.

Ces courbes représentent l'évolution du rendement en fonction de la finesse et elles montrent qu'il y a une relation inverse entre la finesse et le rendement, quand la finesse augmente, les pertes aérodynamiques dans la turbomachine augmentent aussi, cela va causer la diminution dans les performances des turbomachines, on remarque aussi que la finesse a des valeurs élevées quand le degré de réaction est égale à 0.2.

Ces courbes sont en forme de polaire aérodynamique où les courbes ont tendance à se refermer mais restent semi-ouvertes et ceci est dû à la dépendance aux angles de la turbomachine qui varie d'une manière sinusoïdale.

Plus le degré de réaction est grand, plus cette zone semi-ouverte est plus grande et plus apparente.

Afin que nous puissions avoir une vision plus claire des courbes pour $\sigma = 0$ et $\sigma = 0.2$, nous mettons chaque courbe séparément. On voit que malgré la faible valeur du degré de réaction, cette forme semi-ouverte de la courbe est visible.

Pour degré de réaction $\sigma = 0$

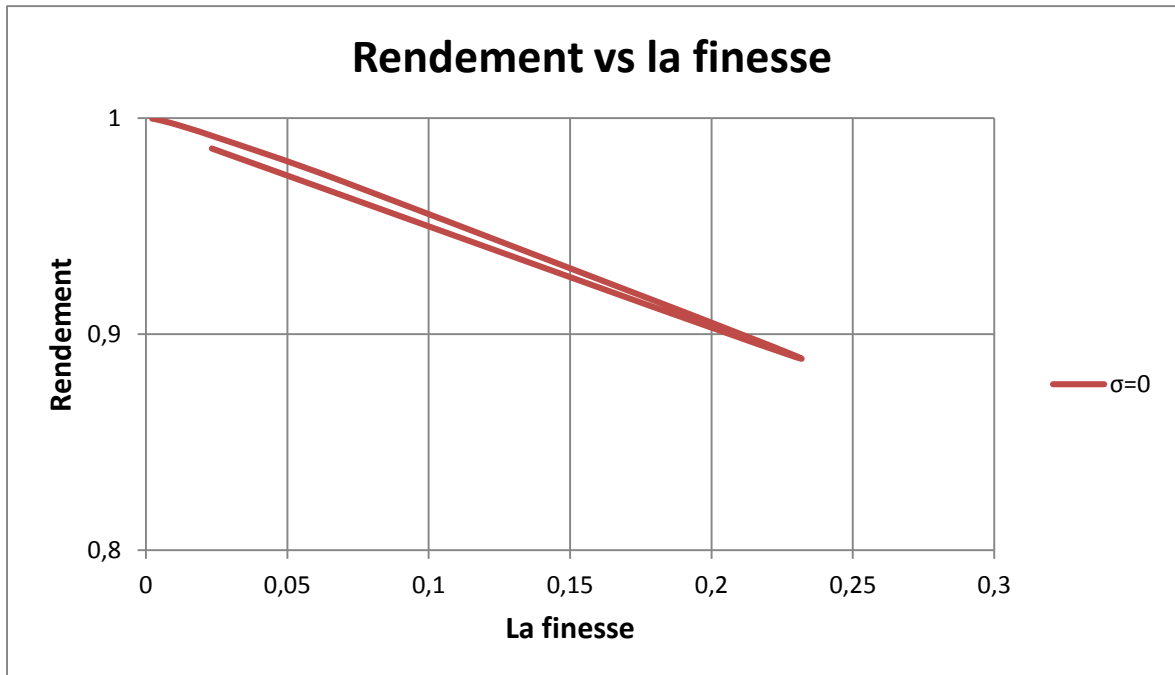


Figure III.4 : Evolution de Rendement en fonction de La finesse ($\sigma = 0$).

Pour degré de réaction $\sigma = 0.2$

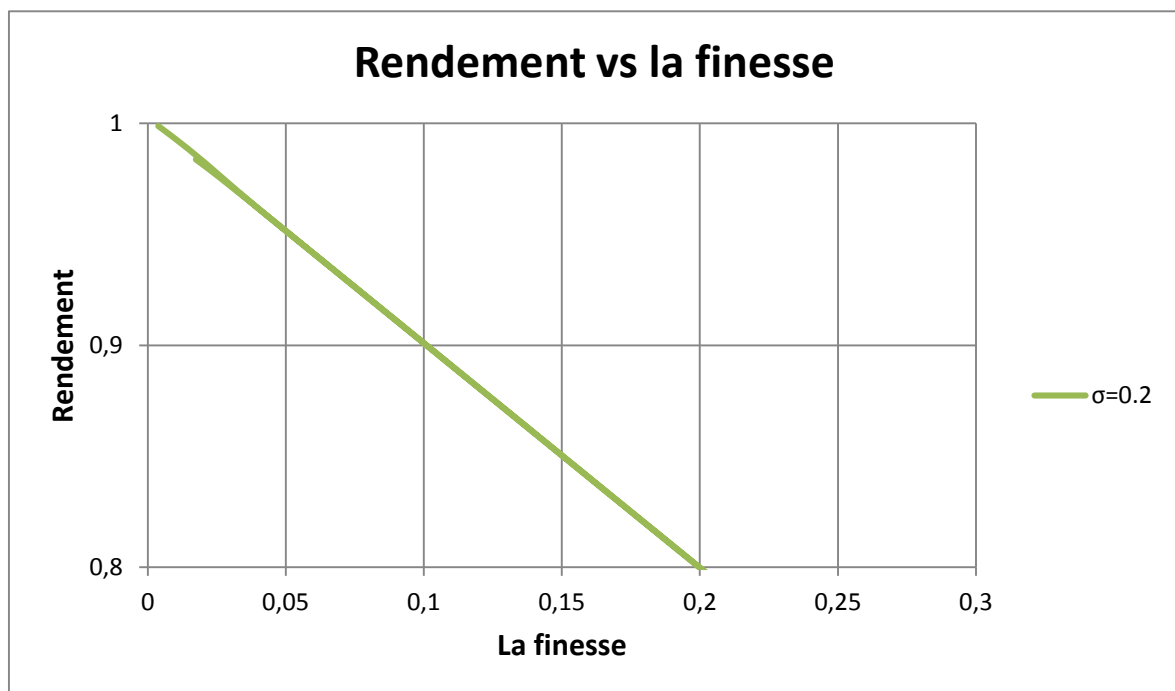


Figure III.5: Evolution de Rendement en fonction de La finesse ($\sigma = 0.2$).

Une autre constatation pour ces courbes est que les valeurs du rendement sont plus grandes pour une finesse qui a tendance vers zéro ce qui est logique parce qu'on a une faible trainée donc de faibles pertes de charge.

Les calculs faits et les résultats obtenus sont très riches en informations et en raison du volume réduit de ce mémoire qui nous est exigé, on pouvait tracer et voir l'évolution de plusieurs paramètres tels que (le travail massique en fonction de la finesse, le coefficient de portance en fonction du coefficient de trainée, etc.). À titre d'exemple concernant les informations obtenues par ces calculs, on peut tirer des conclusions importantes dans la classification des aubes de turbomachines si elles sont normales ou pas car ça va nous permettre de connaître les différents paramètres fonctionnels et géométriques qui définissent la normalité (ou pas) des aubes étudiées et ceci est très important dans la conception et le choix de la géométrie d'une quelconque turbomachine du type étudié et que nous allons voir ci-après.

III.3.2. Etude de classification des grilles normales

A partir de la règle de classification des grilles d'aubes à vitesse axiale constante qu'on avait introduit dans le chapitre II, nous allons essayer d'en sortir à partir des résultats de calcul pour différents σ , les paramètres qui définissent les grilles normales :

III.3.2.1. Pour degré de réaction $\sigma = 0$:

Tableau III.2: Les résultats obtenus pour degré de réaction $\sigma = 0$.

Q_v (m^3/s)	α_2	β_2	β_3	$W_3^2 - W_2^2$ (m^2/s^2)	$W_{gir3} * W_{gir2}$ (m^2/s^2)	ΔW_{girr} (m/s)	η (%)
0,1	1,84	176,06	3,94	298,1189	-227,9297	41,0562	0,9999
0,2	3,94	170,81	9,19	240,9321	-141,1689	34,9885	0,9996
0,3	6,37	163,64	16,36	183,7452	-72,8166	28,9207	0,9991
0,4	9,19	153,65	26,35	126,5584	-22,8729	22,8530	0,9980
0,5	12,48	139,87	40,13	69,3715	8,6622	16,7853	0,9957
0,6	16,36	122,27	57,73	12,1847	21,7888	10,7176	0,9902
0,7	20,93	103,21	76,79	-45,0022	16,5067	4,6499	0,9708
0,8	26,35	86,42	93,58	-102,1891	-7,1839	1,4178	0,8887
0,9	32,72	73,62	106,38	-159,3759	-49,2830	7,4855	0,9768
1	40,13	64,41	115,59	-216,5628	-109,7908	13,5532	0,9860

Les grilles normales sont définies par les paramètres fonctionnels et géométriques suivants :

$$Q_v = [0.1 - 1] m^3/s,$$

$$\alpha_2 = [1.84 - 40.13],$$

$$\beta_2 = [176.06 - 64.41],$$

$$\beta_3 = [3.94 - 115.59].$$

III.3.2.2. Pour degré de réaction $\sigma = 0.2$

Tableau III.3: Les résultats obtenus pour degré de réaction $\sigma = 0.2$.

Q_v (m^3/s)	α_2	β_2	β_3	$W_3^2 - W_2^2$ (m^2/s^2)	$W_{gir3} * W_{gir2}$ (m^2/s^2)	Δw_{gir_r} (m/s)	η (%)
0,1	2,34	172,74	3,94	298,1189	-227,9297	31,6314	0,9988
0,2	5,11	160,68	9,19	240,9321	-141,1689	25,5637	0,9965
0,3	8,44	139,87	16,36	183,7452	-72,8166	19,4960	0,9919
0,4	12,48	109,48	26,35	126,5584	-22,8729	13,4283	0,9820
0,5	17,43	81,70	40,13	69,3715	8,6622	7,3605	0,9564
0,6	23,53	64,41	57,73	12,1847	21,7888	1,2928	0,7211
0,7	31,03	54,36	76,79	-45,0022	16,5067	4,7749	0,9240
0,8	40,13	48,16	93,58	-102,1891	-7,1839	10,8426	0,9672
0,9	50,77	44,04	106,38	-159,3759	-49,2830	16,9103	0,9789
1	62,51	41,13	115,59	-216,5628	-109,7908	22,9780	0,9837

Les grilles normales sont définies par les paramètres fonctionnels et géométriques suivants :

$$Q_v = [0.1 - 0.7] m^3/s$$

$$\alpha_2 = [2.34 - 31.03]$$

$$\beta_2 = [172.74 - 54.36]$$

$$\beta_3 = [3.94 - 76.79]$$

III.3.2.3. Pour degré de réaction $\sigma = 0.4$:**Tableau III.4:** Les résultats obtenus pour degré de réaction $\sigma = 0.4$.

Q_v (m^3/s)	α_2	β_2	β_3	$W_3^2 - W_2^2$ (m^2/s^2)	$W_{gir2} * W_{gir3}$ (m^2/s^2)	Δw_{girr} (m/s)	η (%)
0,1	3,21	139,87	3,94	418,5849	34,4571	18,8496	0,9933
0,2	7,26	64,41	9,19	304,2112	23,7104	16,1389	0,9817
0,3	12,48	44,04	16,36	189,8375	63,4692	10,0712	0,9537
0,4	19,32	37,32	26,35	75,4638	84,8195	4,0035	0,8580
0,5	28,36	34,08	40,13	-38,9099	87,7612	2,0642	0,7093
0,6	40,13	32,18	57,73	-153,2836	72,2943	8,1319	0,9273
0,7	54,60	30,93	76,79	-267,6573	38,4189	14,1997	0,9590
0,8	70,52	30,06	93,58	-382,0310	13,8652	18,8496	0,9679
0,9	85,65	29,40	106,38	-496,4047	84,5578	18,8496	0,9648
1	98,30	28,90	115,59	-610,7784	173,6589	18,8496	0,9600

Les grilles normales sont définies par les paramètres fonctionnels et géométriques suivants :

$$Q_v = [0.5 - 1] m^3/s$$

$$\alpha_2 = [28.36 - 98.30]$$

$$\beta_2 = [34.08 - 28.90]$$

$$\beta_3 = [40.13 - 115.59].$$

III.3.2.4. Pour degré de réaction $\sigma = 0.6$:**Tableau III.5:** Les résultats obtenus pour degré de réaction $\sigma = 0.6$.

Q_v (m^3/s)	α_2	β_2	β_3	$W_3^2 - W_2^2$ (m^2/s^2)	$W_{gir2} * W_{gir3}$ (m^2/s^2)	Δw_{girr} (m/s)	η (%)
0,1	5,11	10,35	3,94	361,3981	159,0156	12,7818	0,9408
0,2	12,48	14,71	9,19	189,8375	188,5896	6,7141	0,8792
0,4	40,13	18,57	26,35	-153,2836	192,5119	5,4213	0,8382
0,5	62,51	19,58	40,13	-324,8441	166,8601	11,4890	0,9220
0,6	85,65	20,33	57,73	-496,4047	122,7998	17,5567	0,9453
0,7	103,55	20,89	76,79	-667,9652	60,3310	23,6244	0,9535
0,8	115,59	21,33	93,58	-839,5258	-20,5465	29,6922	0,9557
0,9	123,59	21,69	106,38	-1011,0863	-119,8325	35,7599	0,9553
1	129,08	21,98	115,59	-1182,6469	-237,5271	41,8276	0,9539

Les grilles normales sont définies par les paramètres fonctionnels et géométriques suivants :

$$Q_v = [0.4 - 0.6] \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\alpha_2 = [40.13 - 85.65]$$

$$\beta_2 = [18.57 - 20.33]$$

$$\beta_3 = [26.35 - 57.73].$$

III.3.2.5. Pour degré de réaction $\sigma = 0.8$:

Tableau III.6: Les résultats obtenus pour degré de réaction $\sigma = 0.8$.

Q_v (m ³ /s)	α_2	β_2	β_3	$W_3^2 - W_2^2$ (m ² /s ²)	$W_{gir3} * W_{gir2}$ (m ² /s ²)	Δw_{gir_r} (m/s)	η (%)
0,1	12,48	4,71	3,94	126,5584	352,4883	3,3571	0,4703
0,2	40,13	7,97	9,19	-102,1891	353,4689	2,7106	0,3418
0,3	85,65	10,35	16,36	-330,9365	336,0408	8,7784	0,7219
0,4	115,59	12,16	26,35	-559,6839	300,2043	14,8461	0,7722
0,5	129,08	13,57	40,13	-788,4313	245,9591	20,9138	0,7953
0,6	135,96	14,71	57,73	-1017,1787	173,3054	26,9815	0,8036
0,7	140,02	15,64	76,79	-1245,9261	82,2431	33,0492	0,8012
0,8	142,68	16,42	93,58	-1474,6735	-27,2278	39,1169	0,7937
0,9	144,55	17,08	106,38	-1703,4209	-155,1072	45,1846	0,7853
1	145,92	17,65	115,59	-1932,1683	-301,3952	51,2524	0,7775

Les grilles normales sont définies par les paramètres fonctionnels et géométriques suivants :

$$Q_v = [0.2 - 0.7] \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\alpha_2 = [40.13 - 140.02]$$

$$\beta_2 = [7.97 - 15.64]$$

$$\beta_3 = [9.19 - 76.79].$$

✓ **Remarque:**

Les valeurs de différence des vitesses giratoires Δw_{gir_r} sont dans une diminution continue jusqu'à sa valeur minimale pour une valeur de Q_v donnée, et ça se produit parallèlement avec la chute du rendement avec ces mêmes conditions dont on a vu dans la figure III.2, pour différentes valeurs du degré de réaction.

par exemple pour un débit volumique $Q_v = 0.1 \text{ m}^3/\text{s}$, on tire les valeurs de σ et de Δw_{gir_r} .

Tableau III.7: Les valeur de Δw_{gir_r} pour différentes valeurs du degré de réaction.

σ	0	0.2	0.4	0.6	0.8
Δw_{gir_r}	41,0562	31,6314	18,8496	12,7818	3,3571

On peut dire que la différence des vitesses giratoires a un effet très important dans l'efficacité de la turbomachine.

III.4. Conclusion

Dans ce chapitre, un calcul aérodynamique détaillé a été effectué et a permis de voir clairement l'influence très importante du degré de réaction, qui est inversement proportionnel avec le rendement.

L'influence de la finesse sur le rendement est particulière car pour un même degré de réaction, les valeurs moyennes de la finesse peuvent aboutir à de bons rendements ou pas, tout dépend probablement au choix des angles qui ont un effet sinusoïdal sur les qualités de la turbomachine.

Nous avons également examiné les causes de l'augmentation des pertes énergétiques aérodynamiques pour voir comment l'améliorer, ce qui a permis à classifier les grilles (normales/anormales) pour découvrir la forme idéale des aubes de cette turbomachine axiale.

On peut dire aussi que la différence des vitesses giratoires a un effet très important dans l'efficacité de la turbomachine.

Conclusion générale

Conclusion générale

L'amélioration des performances des turbomachines passe par une maîtrise des phénomènes et des paramètres qui régissent dans les écoulements internes. Pour mettre en évidence le phénomène d'interaction entre le fluide et les aubes, nous avons étudié les pertes aérodynamiques dans une turbomachine axiale à fluide compressible composée d'une grille fixe et une grille mobile le tout formant un étage périodique.

D'abord on a mis en évidence deux objectifs principaux, dans un premier temps, on a accumulé des recherches théoriques pour une meilleure compréhension du fonctionnement de la machine et de l'apparition des phénomènes aérodynamiques, et ensuite dans un deuxième temps, on a lancé un calcul numérique et graphique après avoir décrit le choix du domaine d'étude ainsi que, des conditions de départ nécessaires pour le calcul.

Notre travail est intéressant du fait qu'il a permis de mettre en clair les relations entre le rendement interne de la turbomachine et plusieurs paramètres aérodynamiques, fonctionnels et géométriques directes et indirectes (tels que le degré de réaction, la portance, la traînée, leurs coefficients, les angles de la turbomachine, le rapport des vitesses axiale et d'entraînement, etc.).

Par ailleurs ce travail nous a permis d'identifier les conditions de conception et de fonctionnement qui aboutissent à un fonctionnement normal des aubes de la turbomachine et à une meilleure conception de la turbomachine en terme de choix des angles par exemple ; ainsi les conclusions générales suivantes ont pu être tirées de ce modeste travail :

- L'augmentation du débit volumique conduit à une augmentation proportionnelle du coefficient de vitesse mais par contre le degré de réaction n'a pas d'influence sur le rapport des vitesses axiale et d'entraînement.
- Concernant la relation du rendement avec le coefficient de vitesse, d'une part on a remarqué des valeurs très élevées du rendement de la turbomachine, jusqu'à ce qu'elles chutent brutalement dans un certain intervalle de valeurs du coefficient de vitesse puis elles remontent. Et d'autre part, on a constaté que le taux de chute du rendement devient plus grand à mesure que la valeur du degré de réaction augmente et pour différentes valeurs du coefficient de vitesse; cela signifie que les pertes aérodynamiques augmentent avec l'augmentation du degré de réaction.
- Pour le rapport rendement/ finesse, la relation est inverse c'est-à-dire quand la finesse augmente, les pertes aérodynamiques dans la turbomachine augmentent aussi, ce qui va causer la diminution dans les performances des turbomachines. Leurs courbes sont en forme de polaire aérodynamique où les courbes ont tendance à se refermer mais restent

semi-ouverte et ceci est dû à la dépendance aux angles de la turbomachine qui varient d'une manière sinusoïdale dont il faut faire attention dans la conception de celles-ci. Aussi, plus le degré de réaction est grand, plus cette zone semi-ouverte est plus grande et plus apparente.

- Les calculs faits et les résultats obtenus sont très riches en informations et en raison du volume réduit de ce mémoire qui nous est exigé, on pouvait tracer et voir l'évolution de plusieurs paramètres mais on s'est contenté d'étudier la normalité des aubes de la dite turbomachine afin de déduire les paramètres fonctionnels et géométriques qui conduisent à une bonne conception et à un bon fonctionnement de la turbomachine.
- Enfin, On peut dire que la différence des vitesses giratoires a un effet très important dans l'efficacité de la turbomachine.

Le travail présenté au cours de ce mémoire n'a pas été facile à faire car il a fallu d'ajuster et de contrôler beaucoup de paramètres pour avoir des résultats probants et réalistes. Les calculs menés ont montré que l'étude numérique est un outil performant mais doit être bien adapté à l'étude des mécanisme plus ou moins compliqués tels que les turbomachines axiales.

Références bibliographiques :

- [1] : **JAN-KAYSINSKI** : Turbomachine, théorie générale O.P.U, 1986.
- [2] :**M.SEDILLE** : Turbomachines hydrauliques et thermiques, Tome I : aérodynamique générale (calcul et fonctionnement) Masson & Cie, 1973.
- [3] : **BENKARA MOSTEFA &HEGUEHOUG KARIMA** : « simulation numérique de l'écoulement à travers une cascade d'aubes d'une turbomachine : application au stator et/ou au rotor »,Magister Université Frère Mentouri Constantine , 2008.
- [4] : **MICHEL PLUVIOSE** : *Technique de l'ingénieur, traité Génie mécanique. Réf :BM4283 v2*
Auteur(s) : Michel PLUVIOSE, Christelle PÉRILHON. Date de publication : 10 août 2019.
- [5] : **FRELIN M** : Prévission des caractéristiques d'une turbine radiale à partir des données géométriques .*Thèse de doctorat de l'université de Paris 6. 1991. pp. 1-162*
- [6] : <https://www.linquip.com/blog/turbo-types-classifications/>.© All Right Reserved By Linquip Co. january 5, 2021
- [7] : **Olivier PANTALE** : Machines Mécaniques et Turbomachines,Ecole Nationale Supérieure de Techniques avancées, 2007/2008.
- [8] : **Mathieu Jenny** : Machines `a fluides – Turbomachines, l`ecole nationale sup`erieure des Mines de Nancy 2014 – 2015.
- [9] : **BARJAK HAMZA** : « Simulation numérique des effets du jeu carter- aube et de l'implantation d'une winglet en bout d'aube sur l'écoulement secondaire en vue d'amélioration des performances aérodynamiques des turbomachines ». Mémoire de Fin d'Etudes de MASTER, Soutenu le : 21 /Juin /2017 à Université Larbi Ben M'hidi Oum-El-Bouaghi.
- [10] : **LUDOVIC KOZUCH** : « Etude de l'écoulement dans une turbomachine axiale transsonique en présence ou non d'une distorsion amont. Validation d'un outil de simulation et analyse instationnaire », Thèse préparé pour doctorat soutenue le 16 mai 2002 au CERFACS (Toulouse).
- [11] : **Albin BOLCS** : Turbomachines thermiques, Computerized Educationel Platform – Heat and Power Technology, Lecture Series vol. n°1, Lausanne 1993.
- [12]: **VERABHI** : « Effondrement du vortex sur la paroi d'extrémité de la courbure du profil de la pale », Microsoft PowerPoint, 29/05/2013.