	الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية	
	People's Democratic Republic of Algeria	
	وزارة التعليم العالي والبحث العلمي	
	Ministry of Higher Education and Scientific Research	
	جامعة عبد الحميد بن باديس - مستغانم	
	Abdel Hamid Ibn Badis University - Mostaganem	
	كلية العلوم والتكنولوجيا	
	Faculty of Sciences and Technology	
	قسم الهندسة الميكانيكية	
	Department of Mechanical Engineering	

N° d'ordre : M2 /GM/2025

MEMOIRE DE FIN D'ETUDES DE MASTER ACADEMIQUE

Filière : Génie Mécanique
Spécialité : Energétique

Thème

Etude de conception aérodynamique des aubages :
Application à un compresseur axial.

Présenté par

1- ESSA HAMZA TAREQ ABDEL QADER

2- ABDELLAHI AHMED HAIBATE

Soutenu le 29 / 06 / 2025 devant le jury composé de :

Président :	Dr FLITTI Abdelmadjid	Maitre de Conférence « B »	Université de Mostaganem UMAB
Examineur :	Dr ATTOU Youcef	Maitre de Conférence « B »	Université de Mostaganem UMAB
Encadrant :	Dr. GUERMAT Abdelkader	Maitre de Conférence « B »	Université de Mostaganem UMAB

Dédicaces

Nous dédions ce travail d'abord, et pas des moindres, à tous les Palestiniens, de leurs vivants à leurs martyrs et des plus vieux aux plus petits, comme nous le dédions en fin de compte à nos familles, nos frères et nos amis et tous ceux qui étaient avec nous sur notre chemin, et un salut particulier à nos parents.

Remerciements

Nous tenons tout d'abord à remercier le tout puissant ALLAH pour tout.

Nos remerciements honorables à notre encadrant, Dr GUERMAT ABDELKADER, d'avoir accepté de nous encadrer, pour sa disposition malgré ses occupations et sa considération envers nous ainsi que tous les efforts qu'il a fournis dans l'élaboration de ce travail.

Nous remercions le président du jury, Dr FLITTI ABDELMADJID ainsi que l'examineur Dr YUCEF ATTOU d'avoir disposé de leur temps pour apporter une attention particulière à notre travail.

Nous remercions également tous les professeurs du département des Sciences et Technologies ainsi que ceux du département de Génie Mécanique pour la bonne formation qu'ils nous ont permis d'acquérir.

Liste des figures

N°	Nom de Figure	N° de page
Fig (I.1)	Principe de fonctionnement d'une turbomachine	1
Fig (I.2)	Profil Symétrique	5
Fig(I.3)	Profil Asymétrique	5
Fig(I.4)	Portance et trainée. (a) Aube de compresseur, (b) Aube de turbine	6
Fig(I. 5)	Forces aérodynamique sur une aube de turbine	6
Fig(I.6)	Aube	8
Fig(I.7)	Paramètre géométrique de l'aube	8
Fig(I.8)	La portance mais aussi la trainée d'un profil augmente avec sa cambrure et son épaisseur	9
Fig(I.9)	Diagramme des triangles des vitesses	10
Fig (I.10)	triangles des vitesses dans un étage de compresseur axial	11
Fig. (II 1)	Ecoulement autour d'un cylindre (fluide parfait)	14
Fig. (II 2)	Ecoulement autour d'un cylindre et d'un cylindre profilé	15
Fig. (II 3)	Répartition de vitesses sur profil sans incidence	16
Fig. (II-4)	coefficient de trainée d'un cylindre	17
Fig. (II-5)	Nombre de Strouhal	17
Fig. (II-6)	Répartition de vitesse sur un profil en incidence	18
Fig. (II-7)	Polaire d'un profil NACA 65012	19
Fig. (II-8)	Rendement estimé en fonction du degré de réaction et du coefficient de débit ($C_z/C_x = 30$)	20
Fig. (II-9)	Définition du Profil NACA 65010, Profil symétrique	21
Fig. (II-10)	Caractéristiques d'une grille d'aubes de compresseur	22
Fig. (II-11)	Notations d'une grille d'aubes de compresseur (aubage mobile)	23
Fig. (II-13)	Aubes d'un compresseur axial (rotor-stator)	26
Fig. (II-14)	Processus de construction d'un maillage sur Gambit.	27
Fig.(III- 1)	Aubes d'un compresseur axial (rotor-stator)	31

Fig.(III- 2)	Modélisation du compresseur.	31
Fig.(III- 3)	Triangles des vitesses	34
Fig.(III- 4)	Triangles des vitesses	40
Fig.(III- 5)	Maillage triangulaire de l'étage de compresseur.	44
Fig.(III- 6)	Représentation de l'évolution des résidus	45
Fig.(III- 7)	Contours de la pression statique.	45
Fig.(III- 8)	Vecteurs de la pression statique	46
Fig.(III- 9)	Contours de la pression totale.	47
Fig.(III- 10)	Vecteurs de la pression totale	47
Fig.(III- 11)	Contour des vitesses position.	48
Fig.(III- 12)	Vecteurs des vitesses position.	49
Fig.(III- 13)	Contours de la température totale.	40
Fig.(III- 14)	Vecteurs de la température totale.	50
Fig.(III- 15)	Contours de la température statique	51
Fig.(III- 16)	Vecteurs de la température statique	51

Liste des tableaux

N°	Nom de tableau	N° de page
(II- 1)	Variation du rendement en fonction du rapport	24
(III- 1)	Données géométriques et dimensionnelles.	30
(III- 1)	Tableau des résultats	36
(III- 4)	Conditions aux limites	37
(III- 5)	Données cinématiques	37

Nomenclature

Liste des abréviations :

NACA : (National Advisory Committee for Aeronautics ou Comité Consultatif National de l'Aéronautique).

Symboles et Notations :

Lettres latines :

Symbole	Définition	Unité
a	Distance au bord d'attaque de la flèche maximale	m
C _p	Chaleur spécifique	J/kg·K
C _x	Coefficient de traînée	-
C _z	Coefficient de portance	-
D	Facteur de diffusion	-
F	Force de portance / traînée	N
f	Finesse	-
h	Hauteur de l'aube	m
i	Angle d'incidence	°
j	Jeu au rayon	m
l	Longueur de la corde	m
M	Nombre de Mach	-
P	Pression statique	Pa
P ₀	Pression totale	Pa
r	Rayon moyen	m
r _i	Rayon intérieur	m

r_e	Rayon extérieur	m
Re	Nombre de Reynolds	-
S	Surface de l'aube	m ²
t	Pas entre aubes	m
T	Température statique	K
T ₀	Température totale	K
U	Vitesse d'entraînement	m/s
V _u	Vitesse tangentielle du fluide	m/s
V	Vitesse absolue	m/s
W	Vitesse relative du fluide	m/s
ρ	Masse volumique de l'air	kg/m ³

Lettres grecques :

Symbole	Définition	Unité
α	Angle de vitesse (vitesse absolue)	°
β	Angle de vitesse (vitesse relative)	°
δ	Coefficient de débit	-
ε	Degré de réaction	-
θ	Angle de cambrure	°
γ	Coefficient isentropique de l'air	-
η	Rendement	-
Ψ	Coefficient de charge	-

Résumé

La conception des aubages de turbomachines est une étape fondamentale dans l'étude énergétique de ces machines ainsi que dans leur réalisation. En effet, une bonne conception des aubages (géométrie, dimensions, ...) conduit à un fonctionnement optimal des turbomachines en termes de performances énergétiques et durée de fonctionnement. L'aspect aérodynamique est l'un des aspects les plus importants qu'il faut tenir en compte lors de la conception des aubages.

L'objectif principal de ce travail réside dans la compréhension et la maîtrise des différents paramètres de conception géométrique et dimensionnelle, d'aspect aérodynamique, des aubages de turbomachines et en particulier celles d'un compresseur axial.

L'application de la démarche de conception proposée a permis d'une part la connaissance du profil aérodynamique NACA (qui est le plus utilisé) et ses différents aspects et critères, et d'autre part la caractérisation géométrique et dimensionnelle détaillée des aubages du compresseur axial choisie pour l'étude. Cette démarche a abouti à des valeurs proches des rendements (94% obtenu par le calcul analytique contre 87% tiré du tableau prédéfini) et ce malgré les hypothèses simplificatrices. La conception finale de l'aubage a permis aussi de présenter un exemple de simulation sur les logiciels Gambit-Fluent du comportement thermique et cinématique du compresseur axial. Les résultats obtenus ont montré une bonne corrélation entre les valeurs analytiques et celles de la simulation pour les paramètres choisis que sont les températures et les pressions statiques et totales et aussi les vitesses absolues au niveau de trois plans (entrée rotor, sortie rotor et sortie stator). L'erreur maximale enregistrée était de 7%.

Enfin, ce travail a montré la grande importance de l'interaction des études analytique et de simulation dans la bonne conception d'une machine et la prédiction de son comportement.

Mots clés :

Conception des aubages – Profil Aérodynamique – Profil NACA – Compresseur axial – Simulation de l'écoulement – Logiciels Gambit et Fluent.

ملخص

يعد تصميم شفرات الآلات التوربينية مرحلة أساسية في دراسة الطاقة لهذه الآلات، وكذلك في بنائها. يؤدي التصميم الجيد للشفرات (الهندسة والأبعاد وما إلى ذلك) إلى التشغيل الأمثل للآلات التوربينية من حيث أداء الطاقة ووقت التشغيل. تعتبر الديناميكا الهوائية أحد أهم الجوانب التي يجب أخذها في الاعتبار عند تصميم الشفرات.

الهدف الرئيسي من هذا العمل هو فهم والتحكم في مختلف معلمات التصميم الهندسي والأبعاد والجوانب الديناميكية الهوائية لشفرات الآلات التوربينية، خاصة تلك الخاصة بضغوط التدفق المحوري.

من خلال تطبيق نهج التصميم المقترح، تمكنا من التعرف على المظهر الجانبي الديناميكي الهوائي NACA (وهو الأكثر استخداماً) وجوانبه ومعاييرها المختلفة، وإجراء توصيف هندسي وأبعاد مفصلة لشفرات الضغوط المحوري المختار للدراسة. أدى هذا النهج إلى قيم قريبة من الكفاءة (94%) تم الحصول عليها من خلال الحساب التحليلي مقارنة بـ 87% مأخوذة من الجدول المحدد مسبقاً، على الرغم من الافتراضات المبسطة.

أتاح التصميم النهائي للشفرات أيضاً تقديم مثال للمحاكاة باستخدام برنامج Gambit-Fluent للسلوك الحراري والحركي للضغوط المحوري. أظهرت النتائج التي تم الحصول عليها ارتباطاً جيداً بين القيم التحليلية وقيم المحاكاة للمعلمات المختارة، أي درجات الحرارة والضغط الثابتة والكلية، وكذلك السرعات المطلقة في ثلاثة مستويات (مدخل الدوار ومخرج الدوار ومخرج الجزء الثابت). بلغ الحد الأقصى للخطأ المسجل 7%.

أخيراً، أظهر هذا العمل الأهمية الكبيرة للتفاعل بين الدراسات التحليلية والمحاكاة في التصميم الجيد للألة والتنبؤ بسلوكها.

الكلمات الرئيسية :

تصميم الشفرة - المظهر الجانبي الديناميكي الهوائي - المظهر الجانبي NACA - الضغوط المحوري - محاكاة التدفق - برنامج Gambit و Fluent.

Abstract

The design of turbomachinery blades is a fundamental step in the energetic study of these machines, as well as in their realization. Good blade design (geometry, dimensions, etc.) leads to optimal turbomachinery operation in terms of energy performance and uptime. Aerodynamics is one of the most important aspects to be taken into account when designing blades.

The main objective of this work is to understand and control the various parameters involved in the geometric and dimensional aerodynamic design of turbomachinery blades, and in particular those of an axial-flow compressor.

By applying the proposed design approach, we were able to learn about the NACA airfoil (the most widely used) and its various aspects and criteria, and to perform detailed geometric and dimensional characterization of the blades on the axial compressor chosen for the study. This approach resulted in values close to the efficiencies (94% obtained by analytical calculation versus 87% taken from the predefined table), despite the simplifying assumptions.

The final blading design was also used to present a Gambit-Fluent simulation of the thermal and kinematic behavior of the axial compressor. The results obtained showed a good correlation between analytical and simulation values for the selected parameters of static and total temperatures and pressures, as well as absolute speeds in three planes (rotor inlet, rotor outlet and stator outlet). The maximum error recorded was 7%. Finally, this work has shown the great importance of the interaction of analytical and simulation studies in the proper design of a machine and the prediction of its behavior.

Key words :

Blade design - Aerodynamic profile - NACA profile - Axial compressor - Flow simulation - Gambit and Fluent software.

Table des matières

Remerciements	I
Dédicace	II
Résumé	III
Table des matières	IV
Nomenclature	VII
Liste des tableaux	IX
Liste des figures	X
Introduction générale.....	XII
Chapitre I : Généralités sur les aubages de turbomachines axiales	14
I.1 Introduction.....	15
I.2 Principe de fonctionnement d'une turbomachine.....	15
I.3 Classification des turbomachines.....	16
I.4 Constitution des turbomachines	16
I.4.1 Turbomachines monocellulaires.....	17
I.4.2 Turbomachines multicellulaires	17
I.4 Problèmes techniques des turbomachines.....	17
I.5 Notion d'aérodynamique des aubages.....	17
I.5.1 Profil aérodynamique axial.....	18
I.5.1.1 Profil Symétrique.....	18
I.5.1.2 Profil Asymétrique (non-symétrique)	18
I.5.2 Efforts aérodynamiques.....	19
I.5.2.2 Coefficients de portance et de trainée.....	19
I.6 Application sur une grille d'aubes	21
I.7.2 Analyse de l'écoulement dans un étage de compresseur axial	24
I.7.2.1 Entrée de la roue.....	24
I.7.2.2 Sortie rotor – entrée stator	24
I.7.3 Théorème d'EULER.....	24
CHAPITRE II: Eléments de conception aérodynamique des aubages	25
II.1 Introduction.....	26
II.2 Ecoulement des fluides dans les machines axiales de compression.....	26
II.2.1 Ecoulement autour d'un profil isolé.....	26

Influence de quelques paramètres	28
II.2.1.2 Profil isolé - Ecoulement avec incidence et cambrure.....	29
II.2.1.3 Profil isolé – Polaire.....	30
II.2.2 Ecoulement autour d'une grille de profils (grille d'aubes).....	31
II.3.1 Caractéristiques et essai de grille	33
II.3.3 Choix du squelette et du profil.....	35
II.3.4 Calcul de l'écart flux-profil et de la cambrure.....	36
II.3.5 Contrôle par le facteur de diffusion	36
II.3.6 Estimation des rendements.....	37
II.4 Simulation du comportement de la grille d'aubes avec Fluent et Gambit	37
II.4.1 Présentation du processeur Gambit du logiciel Fluent	37
II.4.2 Etapes de la simulation	38
II.4.2.1 Procédé de création d'une géométrie sur Gambit	38
II.4.2.2 Simulation sous Fluent	39
III-1- Introduction	30
III.2 Problématique et Objectifs.....	30
III.3 Démarche d'étude.....	30
III.3.1 Présentation et modélisation du compresseur	30
III.3.2 Hypothèses.....	31
III.3.3 Etapes de l'étude de conception du compresseur.....	32
III.4 Mise en œuvre de l'étude	32
III.4.1 Etude théorique analytique.....	32
III.4.1.1 Calcul des triangles de vitesses	32
III.4.1.2 Calcul des paramètres caractéristiques.....	34
III.4.1.3 Calcul des paramètres thermiques et mécaniques.....	35
III.4.1.4 Choix du profil d'aubes et calculs aérodynamiques.....	39
III.4.2 Simulation sous logiciels Gambit-Fluent	43
III.4.2.1 Maillage par logiciel Gambit.....	44
III.4.2.2 Simulation sous Fluent	44
Conclusion générale	53
BIBLIOGRAPHIE.....	54
Annexes	55

Introduction générale

Le domaine énergétique et la consommation d'énergie, qui sont vitales dans notre vie sur cette planète, exigent de plus en plus de la précision dans la réalisation des machines et dans leur fonctionnement et aussi de la rationalisation dans la consommation énergétique.

Les turbomachines occupent une place importante dans l'industrie des systèmes énergétiques. Ces systèmes concernent plusieurs domaines d'application qui sont entre autres : le pétrole, l'énergie, les industries chimique et alimentaire, les transports, l'aéronautique, la climatisation, le refroidissement de divers systèmes de production, etc.

Par ailleurs, ces machines, qui sont parmi les plus utilisées dans l'industrie et la vie quotidienne, forment une famille importante d'appareils qui nécessitent une attention particulière dans leur conception et réalisation dans le but d'améliorer (voire optimiser) leur fonctionnement en termes de performances énergétiques et durée de fonctionnement.

La conception des aubages de turbomachines est une étape fondamentale dans l'étude énergétique de ces machines ainsi que dans leur réalisation. En effet, une bonne conception des aubages (géométrie, dimensions, ...) conduit à un fonctionnement optimal des turbomachines qui réside dans des exploits énergétiques plus remarquables et des périodes de fonctionnement plus longues sans défaillance.

L'aspect aérodynamique est l'un des aspects les plus importants qu'il faut tenir compte lors de la conception des aubages du fait de sa relation directe avec les caractéristiques géométriques et dimensionnelles des aubages.

L'objectif de ce travail consiste, d'abord en la compréhension et la maîtrise des différents paramètres de conception géométrique et dimensionnelle, d'aspect aérodynamique, des aubages de turbomachines et en particulier celles d'un compresseur axial, et enfin au savoir-faire ou habilité à entreprendre les différentes étapes de conception des aubages via l'exemple d'un compresseur axial. Le travail est décomposé en trois parties :

Dans le premier chapitre, on va présenter une description des différents paramètres techniques et conceptuels relatifs aux turbomachines et leurs aubages.

Dans le deuxième chapitre, l'étude bibliographique permettra d'établir les éléments d'analyse et de calcul théorique de l'interaction de l'effet aérodynamique d'un écoulement autour d'un aube avec les caractéristiques conceptuelles.

Introduction générale

Le troisième chapitre, sera consacré à l'application de la démarche d'étude conceptuelle proposée sur le cas des aubages d'un compresseur axial. Aussi, dans cette dernière partie, on va présenter un exemple de modélisation et de simulation du comportement énergétique sur les logiciels Gambit et Fluent pour montrer l'importance de l'interaction de l'étude analytique et celle de simulation.

La conclusion générale sera l'occasion de présenter les enseignements tirés de cette étude et les lacunes qui peuvent être comblées dans l'avenir

Chapitre I : Généralités sur les aubages de turbomachines axiales

I.1 Introduction :

Une turbomachine est définie comme un dispositif qui permet de donner ou de retirer de l'énergie à un fluide par l'action dynamique d'un « élément rotatif » appelé le rotor. Le préfixe turbo provient du latin turbinis qui signifie tourne ou alors en rotation. Il a été introduit en France en 1822 par l'ingénieur de mines Claude Burdin (1790-1873) [1].

I.2 Principe de fonctionnement d'une turbomachine :

Les turbomachines sont des appareils dans lesquelles se produit un transfert d'énergie mécanique entre un fluide et une roue mobile. Une machine destinée à communiquer de l'énergie au fluide est une pompe dans le cas d'un liquide et un compresseur dans le cas d'un gaz. Une turbine est une machine qui permet de transformer l'énergie d'un fluide en énergie mécanique [2].

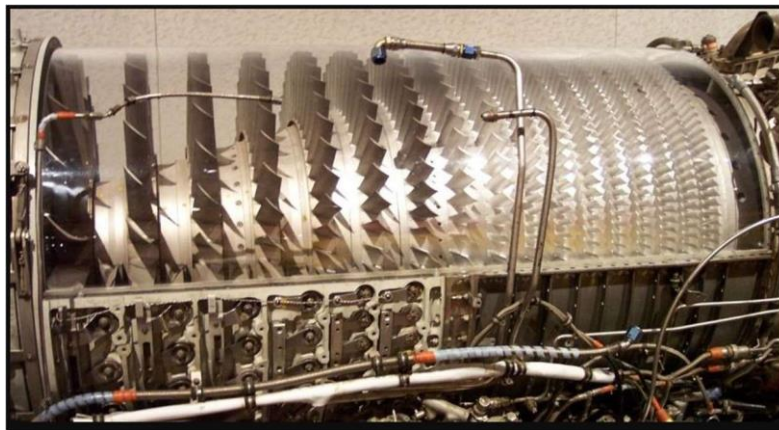


Fig. (I-1) : principe de fonctionnement d'une turbomachine

La fonction principale des turbomachines est de faire passer le fluide d'une pression inférieure à une pression supérieure, ou encore de lui assurer un accroissement d'énergie cinétique ; dans ce cas sa rotation absorbe de la puissance et elle constitue la turbomachine réceptrice comme les turbopompes, les ventilateurs, les soufflantes, les compresseurs ...etc.

Au contraire, le fluide peut 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...etc. [3].

I.3 Classification des turbomachines :

Il existe plusieurs manières permettant de classer les turbomachines

Par exemple, on peut faire une classification selon le sens du transfert d'énergie.

Dans ces conditions, les turbomachines peuvent être divisées en deux catégories principales : génératrices (compresseurs, ventilateurs et pompes) et réceptrices (turbines).

On peut également classer les turbomachines en fonction de la direction principale de l'écoulement par rapport à l'axe de rotation de la machine. [4].

On distingue :

- Les turbomachines axiales.
- Les turbomachines radiales.
- Les turbomachines mixtes.

Il existe un autre mode de classification. En effet, il s'agit de classer en fonction de la nature du transfert énergétique. En particulier on trouve :

- Les turbomachines à impulsion ou à action.
- Les turbomachines à réaction.
- Les turbomachines de type combiné.

I.4 Constitution des turbomachines :

Un étage de turbomachine peut être composé des trois éléments suivants :

- 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 assurant une vitesse et une direction convenablement choisies.

- Le rotor:

C'est l'organe dans lequel s'effectue l'échange d'énergie : dans une machine réceptrice c'est l'énergie fournie par le moteur d'entraînement qui est communiquée au fluide tandis qu'inversement dans une machine motrice c'est le rotor qui reçoit sous forme de travail mécanique l'énergie libérée par le fluide.

- Le diffuseur:

Dont le rôle est de collecter le fluide à la sortie du rotor et l'amener à la section de sortie de la machine avec la vitesse désirée.

On distingue deux types de turbomachines :

I.4.1 Turbomachines monocellulaires :

Ce sont des machines complètes composées d'un seul étage comportant trois organes distincts que le fluide traverse successivement.

I.4.2 Turbomachines multicellulaires :

Ce sont des machines comportant plusieurs étages, chaque étage ne comprend généralement que deux éléments, à savoir un distributeur et un rotor pour les turbines, un rotor et un diffuseur pour les pompes et les compresseurs.

I.4 Problèmes techniques des turbomachines:

Malgré le grand avantage des turbomachines, celui d'être utilisé dans plusieurs domaines très sophistiqués, cela n'empêche pas, vu leur fonctionnement dans des régimes à charge partielle et variable, qu'elles aient en plus du problème de corrosion, d'autres causes internes liées au comportement du fluide à travers les aubes. Ces causes conduisent à des fluctuations de pression et de vitesse, à un fonctionnement en régime de cavitation et à de fortes sollicitations mécaniques, ce qui conduit en conséquence à la fatigue prématurée du matériel, à l'apparition de fissures et à une diminution conséquente du temps d'exploitation de la machine [4].

De là, vient la nécessité de prendre un soin particulier dans toutes les phases de durée de vie de la turbomachine allant de la conception jusqu'à la mise en œuvre et la maintenance en passant par la fabrication de ces machines.

I.5 Notion d'aérodynamique des aubages :

On entend par aérodynamique, l'ensemble des phénomènes physiques qui sont mis en jeu ou qui en découlent suite à la dynamique de l'écoulement de l'air (ou n'importe quel gaz) autour d'un obstacle. Cette dynamique représente les efforts engendrées suite à l'interaction fluide-obstacle où la forme, la géométrie et la disposition de l'obstacle, (appelé communément « profil »), jouent un rôle important dans la qualité de l'écoulement.

Selon les constructeurs, il existe plusieurs types de profils aérodynamiques. On note par exemple, les profils EPPLER, WORTMANN, CLARK, RITZ, KF, NACA (ancêtre de la NASA et qui est le plus complet), etc. [5].

Théoriquement, les profils aérodynamiques sont classés selon le type de géométrie de la turbomachine. On distingue donc deux grands profils aérodynamiques : profil plan (pour turbomachines axiales) et profil centrifuge (pour turbomachines radiales).

Dans ce mémoire, on va se concentrer sur les profils de compresseur axial qui sont du premier type.

I.5.1 Profil aérodynamique axial :

Un profil aérodynamique axial peut être défini comme une forme profilée, délimitée par deux courbes aplaties dont la longueur et la largeur sont de très grandes dimensions par rapport à son épaisseur.

L'aube aérodynamique est un corps profilé ayant un bord d'attaque arrondi épais et un bord de fuite mince, lorsqu'elle est convenablement formée et correctement orientée dans l'écoulement, la force agissant perpendiculairement à la direction de l'écoulement est plus grande que celle qui lui résiste.

Les profilés aérodynamiques sont utilisés dans les aubes (pâles) de diverses turbomachines. On distingue les profils symétriques et non symétriques.

I.5.1.1 Profil Symétrique :

Le profil dont l'axe de symétrie est parallèle à la direction de la vitesse d'approche est appelé profil symétrique.

L'écoulement se divise au tour du bord d'attaque et se rejoint au bord de fuite. En traversant le profil, il y a des perturbations locales mais il n'y a pas de déflexion (Modification et déviation de la direction des filets d'écoulement) permanente de l'écoulement principal. Les forces exercées dans ce cas sont : les forces de frottements et les forces des perturbations locales.

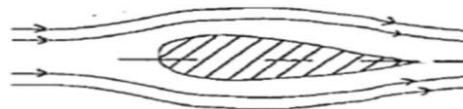


Fig. (I-2): Profil Symétrique.

I.5.1.2 Profil Asymétrique (non-symétrique) :

Lorsque l'axe du profil fait un angle appelé angle d'incidence (i) (Attack angle en anglais) par rapport à la direction de l'écoulement non perturbé, le profil est appelé profil asymétrique (ou non-symétrique). En traversant le profil, des perturbations prononcées se créent traduisant une plus grande déflexion locale de l'écoulement. Pour provoquer une telle déviation de l'écoulement du fluide, le profil doit exercer une force sur ce fluide en réaction (égale et opposée) à celle exercée par le fluide sur le profil. Les composantes de cette résultante des forces sont : la traînée et la portance. [5].

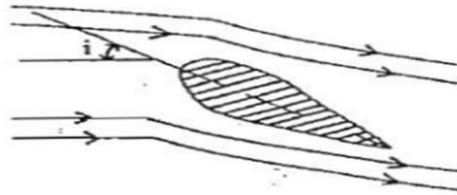


Fig. (I-3) : Profil Asymétrique

I.5.2 Efforts aérodynamiques :

I.5.2.1 Portance et traînée :

La force aérodynamique résultante sur le profil est constituée de deux composantes, appelées portance et traînée. La force de portance (F_z) est normale à la vitesse d'approche quant à la traînée (F_x) elle est parallèle à cette vitesse. La portance est due au déséquilibre des forces (distribution de la pression) sur les surfaces du profil en contact avec le fluide. La traînée est une résistance aux déplacements. Elle est constituée principalement d'une traînée de frottement due à la contrainte de cisaillement à la surface du profil aérodynamique et à la couche limite qui se forme et d'une traînée de pression due à une distribution de pression déséquilibrée autour de l'aube.

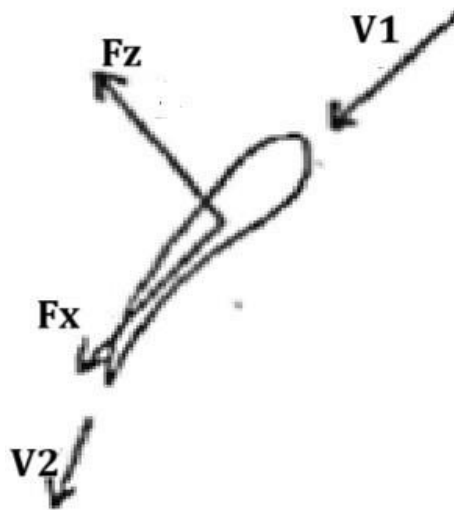


Fig. (I-4) : Portance et traînée

I.5.2.2 Coefficients de portance et de traînée :

Le coefficient de portance est utilisé pour quantifier la portance d'un profil aérodynamique comme dans le cas d'une aile d'avion, d'aubes de pompes, de compresseurs ou de turbines. Il est défini comme :

$$C_z = \frac{F_z}{(0.5 \cdot \rho \cdot V_m^2 \cdot A)} \quad (I-1)$$

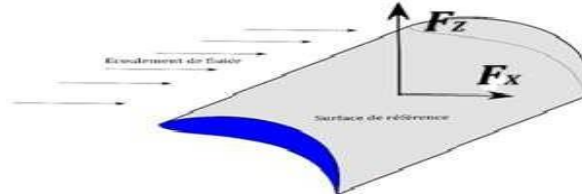


Fig. (I-5) :Forces aérodynamique sur une aube de turbine

Le coefficient de trainée est une mesure de la perte d'énergie associée à la tâche utile de production de la portance, Il est défini comme :

$$C_x = \frac{F_x}{(\rho \cdot p \cdot V_m^2 \cdot S)} \quad (I-2)$$

Avec :

$$V_m = \frac{V_z}{\cos(\alpha)} \quad (I-3)$$

V_m est la vitesse absolue moyenne,

S est la surface caractéristique du corps considérée, sur le schéma et les équations c'est S

Le facteur 0.5 est introduit par convenance pour définir le terme $(0.5 \cdot \rho \cdot V_m^2 \cdot p)$ comme une pression dynamique.

Il est évident que quand l'énergie transférée est au maximum, implique que la déflexion du fluide et le coefficient de portance (C_z) sont au maximum aussi. D'un autre côté, une efficacité maximale exige une faible chute de pression possible ou un coefficient de trainée (C_x) le plus faible possible.

La meilleure façon pour arriver à une efficacité maximale et de fournir toutes les conditions pour avoir un écoulement laminaire sur une plaque plane, car cela donne le coefficient de trainée le plus faible possible. Cependant, il est difficile d'y parvenir dans la pratique, vue que :

- Les aubes doivent avoir une courbure qui modifie la direction du fluide, ce qui va créer un gradient de pression et une tendance au décollement (détachement, séparation) de l'écoulement,
- Les aubes doivent avoir une épaisseur finie pour des raisons de résistance, et

- Le fluide a un niveau de turbulence élevé.

En outre, les meilleures conditions sont :

- L'aube doit avoir une forme telle que le décollement de la couche limite soit minimisée et ;
- L'écoulement soit supérieur au nombre critique de Reynolds (2×10^5). Lorsque le nombre de Reynolds atteint la valeur critique et que la couche limite devient turbulente, (ξ_x) chute brutalement puisque le point de séparation recule pour donner un petit sillage en aval de l'aube. [6].

I.6 Application sur une grille d'aubes :

I.6.1 Définition de la grille d'aubes :

On appelle une grille d'aubes, un ensemble fixe ou mobile d'aubes (obstacles, pales, ...) placées les unes près des autres par un déplacement géométrique périodique (pas), utilisé pour guider l'écoulement du fluide et pour échanger l'effort mécanique avec lui. Les grilles d'aubes peuvent être :

- Grille plane parallèle.
- Grille plane radiale.
- Grille cylindrique.
- Grille toriques

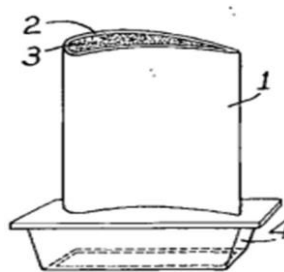


Fig. (I-6): Aube

I.6.2 Paramètres géométriques de la grille d'aubes :

Comme toutes les pales aérodynamiques y compris celles des turbines, les aubes sont constituées d'une partie inférieure appelée intrados et une autre partie extérieure dite extrados, la ligne reliant le bord d'attaque et le bord de fuite nommée la corde, l'espace formé par les deux lignes la corde et la ligne moyenne appelé la cambrure maximale, le bord d'attaque est caractérisé par un angle par rapport au vent relatif appelé l'angle d'incidence (Fig. I-7).

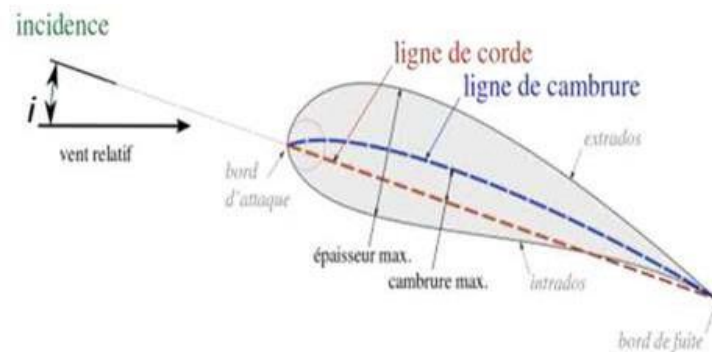


Fig. (I-7):Paramètres géométriques de l'aube

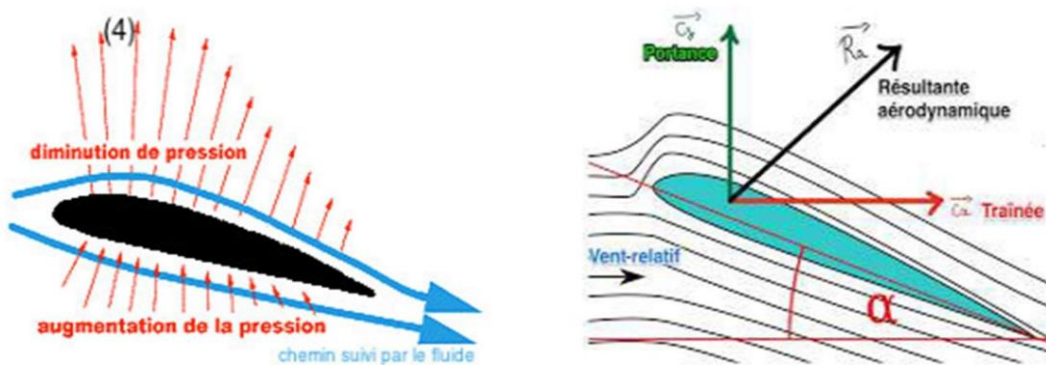


Fig. (I-8) : La portance et la trainée d'un profil et leurs caractéristiques.

On remarque que la portance mais aussi la trainée d'un profil augmente avec sa cambrure et son épaisseur ; Les profils minces et de faible cambrure ont une meilleure finesse mais moins de résistance.

I.7 Compresseur axial :

I.7.1 Diagramme ou triangle des vitesses :

C'est la traduction de la composition des vitesses.

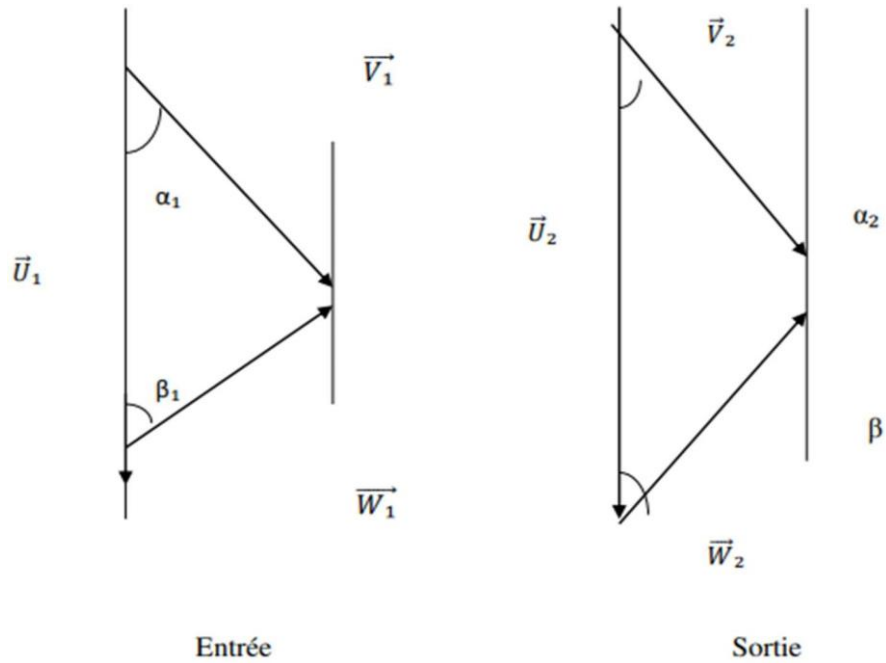


Fig. (I-9): Diagramme des vitesses

V: vitesse absolue du fluide par rapport à un référentiel fixe.

U: vitesse circonférentielle d'un point coïncidant fixe par rapport au référentiel mobile (vitesse d'entraînement).

W : vitesse relative du fluide, par rapport à un référentiel mobile, lié au rotor de la machine.

α et **β** sont les angles entre le vecteur vitesse absolue (resp. Relative) et la vitesse d'entraînement.

L'application du diagramme des vitesses directement sur l'étage d'un compresseur axial se présente comme suit :

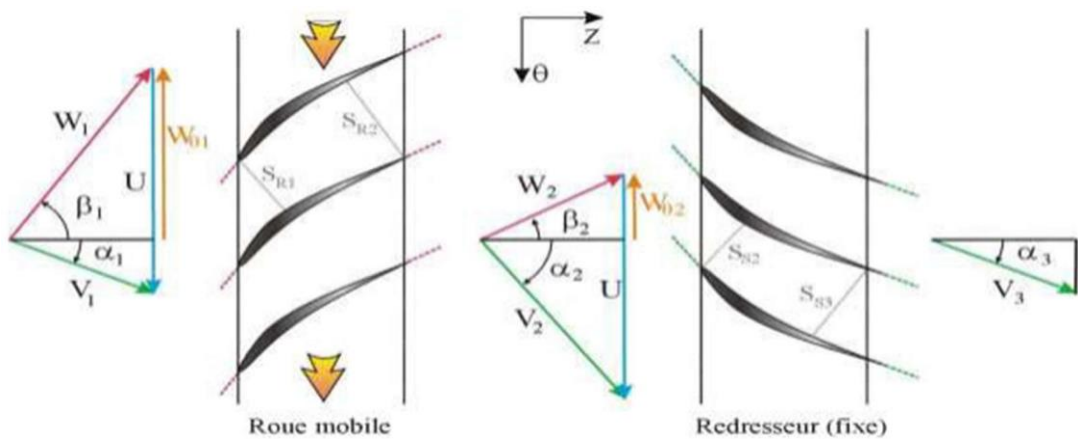


Fig. (I-10) : Triangles des vitesses dans un étage de compresseur axial

I.7.2 Analyse de l'écoulement dans un étage de compresseur axial :

On introduit les sections de contrôle suivantes :

- Entrée rotor (sortie entrée d'air).
- Sortie roue (entrée stator).
- Sortie stator (entrée roue de l'étage suivant).

I.7.2.1 Entrée de la roue:

Le fluide possède à l'entrée une vitesse absolue V_1 qui se décompose dès que le fluide est entraîné par la rotation de la roue en :

U_1 : vitesse d'entraînement qui est tangente à la circonférence de la roue.

W_1 : vitesse relative qui est la vitesse avec laquelle le fluide glisse sur l'aube et qui est tangente au squelette de l'aube à son entrée.

Les canaux du rotor sont divergents, donc, la vitesse relative diminue ($W_2 < W_1$) et la pression du fluide augmente ($P_2 > P_1$).

I.7.2.2 Sortie rotor – entrée stator:

A la sortie de la roue, la particule fluide considérée a une vitesse d'entraînement U_2 et une vitesse relative W_2 tangente au dernier élément de l'aube. Dès que la particule du fluide est sortie de la roue, ces deux vitesses se composent pour former la vitesse absolue V_2 ($V_2 = U_2 + W_2$).

I.7.2.3 Sortie stator :

Les canaux du redresseur (stator) sont divergents. Donc, le fluide est décéléré ($V_3 < V_2$) et comprimé ($P_3 > P_2$). La vitesse absolue V_3 constitue la vitesse d'entrée pour le rotor de l'étage suivant. On voit que les canaux fixes redressent le flux du fluide par rapport à l'axe de la machine. Grâce à cela, la vitesse diminue et la section du passage augmente. [6].

I.7.3 Théorème d'EULER :

Le théorème de quantité de mouvement permet d'établir l'expression du travail technique massique (W) appliqué sur le rotor de la turbomachine fourni ou reçu par chaque kilogramme du fluide traversant une grille d'aube mobile :

$$W = \Delta(U \cdot V) \quad (I-5)$$

$$W = U_2 \cdot V_{u2} - U_1 \cdot V_{u1} \quad (I-6)$$

Si l'écoulement est axial $U=U_1=U_2$ donc :

$$W = U \cdot (V_{u2} - V_{u1}) \quad (I-7)$$

I.8 Revue bibliographique :

Beaucoup d'études sur la conception aérodynamique des aubages ont été menés dans des travaux de Master et voire même de thèse de Doctorat, ayant des objectifs diverses. Nous citons à titre d'exemples :

La référence [7] qui a avait comme objectif d'étude la comparaison entre le profil NACA et d'autres profils aérodynamiques modifiées pour améliorer les performances aérodynamiques avec une étude de simulation numérique 2D sous le code ANSYS-FLUENT.

Guillaume Dufour [8], dans sa thèse de doctorat, a utilisé les lois de similitude dans la conception des aubages d'un compresseur centrifuge en moyennant aussi la modélisation et le calcul des écoulements dans le but d'améliorer la qualité des systèmes de conditionnement d'air. L'approche proposée est basée sur l'application de similitudes restreintes le long de la ligne de meilleur rendement d'un étage.

Dans la référence [9], il a été question de conception et de réalisation des aubes d'une turbine axiale de forage où un système de CAO/CFAO a été développé comme outil informatique d'aide à la conception et réalisation des aubes de turbomachines.

D'autres travaux ont fixé comme objectifs l'optimisation des aubes de turbomachines sur les plans géométrique et énergétique : en se basant sur la diminution des pertes aérodynamiques tout en passant par la modélisation des aubages [10], ou encore, l'optimisation d'un autre aspect du profil aérodynamique des aubages qui est le carénage à l'extrémité de fuite des pales, qui a fait l'objet d'un travail de maîtrise en génie mécanique et dont le résultat a montré que plus le carénage est grand plus l'efficacité aérodynamique du rotor est meilleure [11].

**CHAPITRE II: Eléments de conception aérodynamique
des aubages**

II.1 Introduction :

Les éléments de conception aérodynamique des aubages est crucial en turbomachines (comme les turbines, compresseurs ou ventilateurs), car les aubages (ou pales) sont responsables de l'interaction entre le fluide et la machine.

La mécanique des fluides des aubages peut être considérée sous deux aspects :

Dans l'aspect « canaux », on considère que le fluide est guidé par des parois qui délimitent un canal; cette conception est plus particulièrement applicable aux machines centrifuges .

Dans l'aspect « profils », on considère que le fluide s'écoule autour de profils ressemblant à de petites ailes d'avion et cette conception est plus particulièrement recommandée dans l'étude des machines axiales [13].

II.2 Ecoulement des fluides dans les machines axiales de compression

L'aspect profil devient ici plus important, et ceci d'autant plus que le nombre d'aubes est faible ainsi que leur recouvrement.

II.2.1 Ecoulement autour d'un profil isolé :

L'écoulement le plus simple à étudier, tout au moins apparemment, est le cylindre qui peut représenter un bras support de palier par exemple, ou même un instrument de mesure tel qu'un pitot [12].

II.2.1.1 Profil isolé-Ecoulement sans incidence :

Soit un cylindre de section circulaire, de rayon a, de longueur L grande devant a, attaqué par un courant de vitesse perpendiculaire à l'axe (**Fig. (II-1)**).



Fig. (II -1) : Ecoulement autour d'un cylindre (fluide parfait) [12].

Une solution mathématique peut être trouvée aisément dans le cas où le fluide est parfait et incompressible, et où le champ des vitesses dérive d'un potentiel $\Phi (r,\theta)$, c'est-à-dire dans le cas où on peut écrire :

$$V_t = \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial \Phi}{\partial \theta} \tag{II -1}$$

$$V_r = \frac{\partial \Phi}{\partial r}$$

On trouverait alors [8] :

$$\Phi = -V_0 \cos\theta \left(r + \frac{a^2}{r} \right) \quad (\text{II -2})$$

Et en conséquence :

$$V_r = \frac{\partial\Phi}{\partial r} = -V_0 \cos\theta \left(1 - \frac{a^2}{r^2} \right) \quad (\text{II -3a})$$

$$V_t = \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial\Phi}{\partial\theta} = V_0 \cos\theta \left(1 + \frac{a^2}{r^2} \right) \quad (\text{II -3b})$$

Sur le cercle $r = a$, V_r est évidemment nul et $V_t = 2V_0 \sin\theta$.

Au point d'arrêt A, la vitesse est nulle.

Au maître-couple, en C et D, la vitesse est maximale et est égale à $2V_0$.

La pression d'arrêt étant constante dans cet écoulement irrotationnel, la pression statique en C et D est plus faible qu'au point d'arrêt A ; cette pression varie selon θ . On peut s'attendre à des ennuis en aval du maître-couple lors de la recompression qui va suivre.

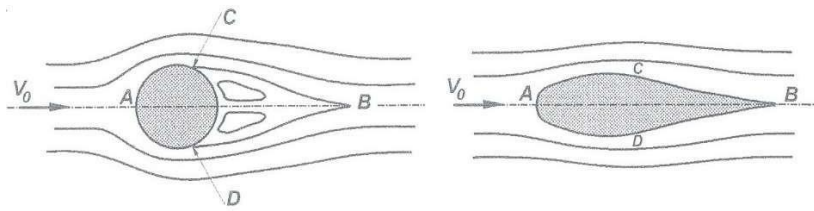


Fig. (II -2) : Ecoulement autour d'un cylindre et d'un cylindre profilé [13]

L'expérience à faible nombre de Reynolds ($Re < 15$) montre que l'écoulement est tout à fait semblable à la théorie sur la partie avant ACD du profil, mais non sur la partie arrière CDB, où il se forme deux tourbillons qui font en sorte que les lignes de courant ne se rejoignent qu'à la pointe B Fig. (II-2) [12].

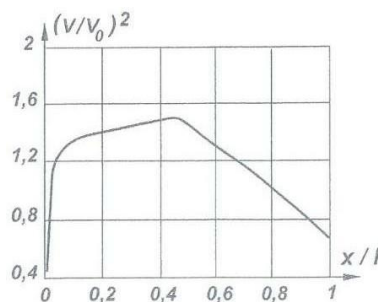


Fig. (II -3) : Répartition de vitesses sur profil sans incidence [12]

On en vient donc logiquement à penser que le meilleur type de profil serait celui en forme de poisson Fig. (II - 2) : c'est ce que l'expérience confirme. Il n'y a pas de décollement sur un profil de ce genre

mais seulement des survitesses égales sur l'intrados et l'extrados **Fig. (II-3)** avec une légère traînée F_x et aucune portance F_z .

On trouve $C_x = 0.4$ aux nombres de Reynolds usuels ($\sim 10^6$), ce qui est très élevé. D'où l'intérêt de caréner les parois, tirants, etc. qui se trouvent dans les conduites. Dans tous les cas, C_x est rapporté à la surface frontale $S = e.L$, c'est-à-dire au maître-couple, avec e épaisseur du profil et L l'envergure.

Influence de quelques paramètres :

A- Influence du nombre de Reynolds

Sur un cylindre, deux tourbillons cylindriques se forment à partir de 2 génératrices de décollement ; ils sont observés pour les faibles nombre de Reynolds **Fig. (II -2)** .

Pour des nombre de Reynolds plus importants, ces deux tourbillons enflent et se détachent l'un après l'autre, ce sont les fameux tourbillons alternés de Bénard-Karman qui forment une allée tourbillonnaire bien organisée dans le sillage du cylindre. Pour les nombres de Reynolds rencontrés dans les machines, les tourbillons se détachent aussitôt formés, et la régularité de l'allée tourbillonnaire disparaît. Le sillage diminue rapidement d'importance pour le nombre de Reynolds critique [12].

$$(10^5 < Re_{\text{critique}} < 10^6)$$

On admet que tant que $Re < Re_{\text{critique}}$, le décollement se produit dans une couche limite qui est encore laminaire, tandis que pour $Re > Re_{\text{critique}}$, le décollement se produit dans une couche limite qui est devenue turbulente. Elle résiste alors mieux au décollement car elle possède plus d'énergie.

Le coefficient de traînée est très influencé par le nombre de Reynolds, dans la zone utile (**Fig.II-4** pour un cylindre).

Si on rend prématurément turbulente la couche limite, par exemple en augmentant la rugosité, on abaisse la valeur du Re_{critique} .

Comme le C_x diminue quand on franchit le Reynolds critique, il s'ensuit le phénomène curieux suivant : dans un certain domaine de Re , la traînée d'un cylindre rugueux est inférieure à celle d'un cylindre lisse. Ce qui constitue le paradoxe d'Eiffel.

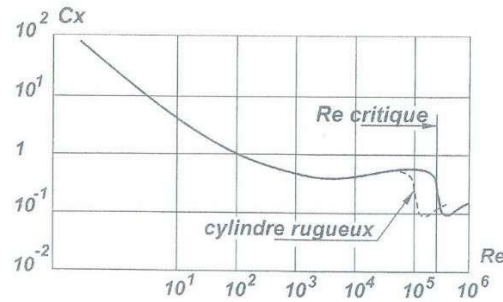


Fig. (II-4) : coefficient de trainée d'un cylindre [12]

Le régime supercritique s'amorce pour de plus grands nombres de Reynolds.

Le niveau de turbulence a un rôle non négligeable sur le C_x : celui-ci augmente d'environ 20% lorsque l'intensité de la turbulence passe de 4% à 20%. On trouve de tels niveaux dans des machines aspirant directement à l'atmosphère, telles que les éoliennes [12].

B- Influence du nombre de Strouhal :

Les tourbillons alternés qui s'échappent des corps insuffisamment profilés, excitent les structures. Le nombre de Strouhal caractérise la fréquence de détachement tourbillonnaire [12].

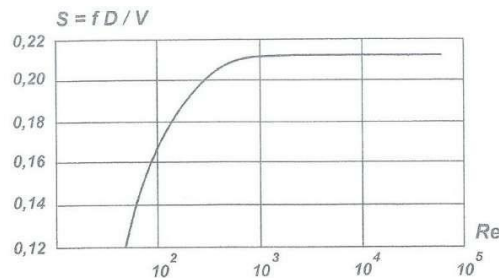


Fig. (II-5) : Nombre de Strouhal [12]

Dans la gamme de nombres de Reynolds utilisés en machines, ce nombre de Strouhal S est constant et sensiblement égal à 0,21 (fig. II-5).

$$S = 0.21 = \frac{f \cdot D}{V} \tag{II -4}$$

Avec un diamètre d'obstacle D et une vitesse d'écoulement V , on détermine la fréquence d'excitation f due au détachement des tourbillons alternés.

II.2.1.2 Profil isolé - Ecoulement avec incidence et cambrure :

Attaqué avec un angle d'incidence (i), le profil symétrique fait apparaître des survitesses plus importantes sur l'extrados que sur l'intrados. En vertu du théorème de Bernoulli, il y a donc aussi des

dépressions plus importantes sur l'extrados que sur l'intrados. En plus de la résistance F_x , une force de portance F_z apparaît donc (**Fig. (II-6)**).

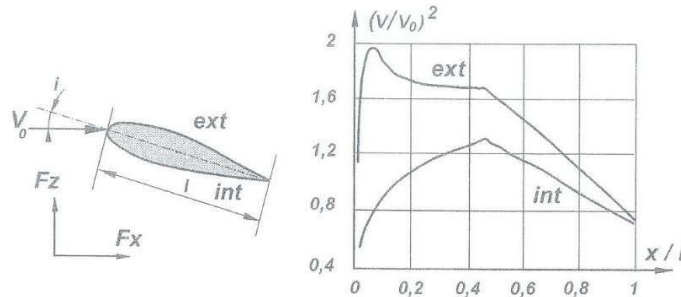


Fig. (II-6) : Répartition de vitesse sur un profil en incidence [12]

On écrit :

$$F_x = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_x \cdot S \cdot V^2 \quad \text{(II -5a)}$$

$$F_z = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_z \cdot S \cdot V^2 \quad \text{(II -5b)}$$

S est la surface du profil, soit $S = l.L$ et non plus la surface du maître couple. Des phénomènes analogues se produisent lorsque la ligne moyenne du profil, qu'on appelle squelette, est courbée (fléchie) au lieu d'être rectiligne : on dit que le profil présente de la cambrure. Il existe plusieurs types de profils que nous avons cités dans la première partie mais les profils NACA sont les plus présents dans l'industrie des turbomachines et aéronautique et dont nous présentons brièvement en annexe (voir annexe).

II.2.1.3 Profil isolé – Polaire :

En raison de la dominance des profils NACA (qui sont devenus les plus complets, on se contentera dans cette partie à présenter la courbe polaire de ces types de profils).

Les essais effectués par le NACA, sont basés sur deux types de profil :

- Les profils NACA (série 65 A10) pour les compresseurs subsoniques,
- Les profils dits à double arc de cercle pour les compresseurs transsoniques.

Pour tracer la polaire, pour chaque incidence « i » en degrés, on porte en abscisse C_x et en ordonnée C_z . A titre d'exemple, on a porté sur la **Fig. (II-7)** :

- la forme d'un profil NACA 65012,
- la polaire,
- la courbe du nombre de Mach critique M_{cr} . [12].

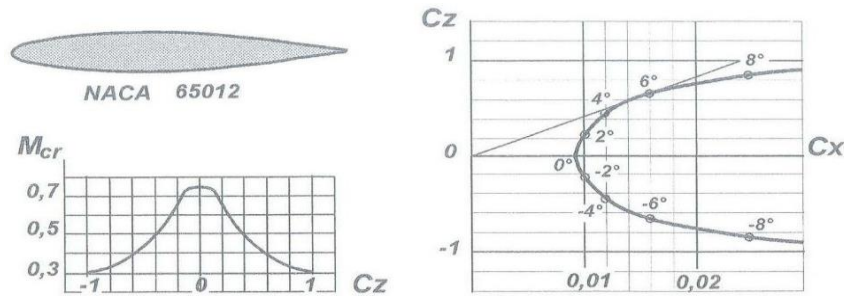


Fig. (II-7) : Polaire d'un profil NACA 65012 (65 A12) [12]

En portant à partir du point O la tangente à la polaire, on obtient le point où Cz/Cx est maximum. Ce point correspond sensiblement à $i = 6^\circ$, $Cz = 0,7$; $Cx = 0,016$. Ce qui correspond à une finesse maximum de $Cz/Cx = 44$ pour une ailette d'envergure infinie.

On remarque sur la figure, coté courbe du nombre de Mach critique (M_{cr}), c'est-à-dire celui à partir duquel les effets de compressibilité se font sentir, que si M_{cr} est élevé à incidence nulle ($M_{cr} = 0,75$), il s'abaisse fortement avec le Cz , tombant à $0,35$ pour l'incidence de 6° correspondant à $Cz=0,7$.

II.2.2 Ecoulement autour d'une grille de profils (grille d'aubes) :

Pour le cas de grille d'aubes de profils axiale (rotationnel ou irrotationnel), d'autres paramètres techniques et opérationnels entrent en jeu pour mieux caractériser les profils aérodynamiques dans le but d'une meilleure conception des aubages (coté forme) et aussi pour s'en servir à tracer les courbes caractéristiques.

II.2.2.1 Paramètres techniques de grille d'aubes :

La forme des aubes, et donc les courbes caractéristiques d'une turbomachine, dépendent principalement des éléments du triangle des vitesses.

Le triangle des vitesses d'une turbomachine axiale permet de définir les paramètres suivants :

Le coefficient de charge (ou pouvoir manométrique théorique) :

$$\psi = \frac{\Delta h_i}{U^2} = \frac{(U_2 V_{2u} - U_1 V_{1u})}{U_2^2} \quad \text{(II -6)}$$

- **Le degré de réaction :**

$\varepsilon = \text{travail dans la roue} / \text{travail total dans l'étage} :$

$$\varepsilon = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_1} = \frac{W_1^2 - W_2^2}{2U\Delta V_u} \quad \text{(II -7)}$$

- Le coefficient de débit :

$$\varphi = \frac{V_d}{U} \quad (\text{II -8})$$

- Le rendement de l'aubage :

Le rendement dépend du degré de réaction ε , ou ce qui revient au même du coefficient de charge Ψ et du coefficient de débit :

On peut montrer que le rendement prend la forme [13] :

$$\eta = 1 - \frac{C_x}{C_z} \left[2\delta + \frac{(1-\varepsilon)^2 + \varepsilon^2}{\delta} \right] \quad (\text{II -9})$$

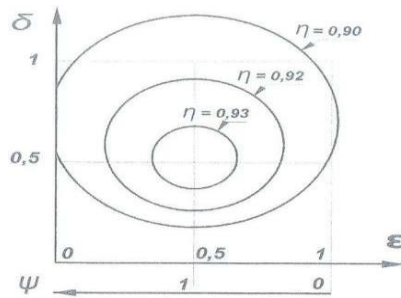
La finesse $\frac{C_z}{C_x}$ ne dépendant que de la grille de profils, il faut donc optimiser la machine en s et δ pour une grille donnée.

Par exemple : si on adopte $C_z/C_x = 30$, il vient :

$$\eta = 1 - \frac{1}{30} \left[2\delta + \frac{(1-\varepsilon)^2 + \varepsilon^2}{\delta} \right] \quad (\text{II -10})$$

Cette fonction est représentée **Fig. (II-8)**.

Le rendement maximum absolu a lieu pour $\varepsilon = 1/2$, $\Psi = 1$ et $\delta = 1/2$.



**Fig. (II-8) : Rendement estimé en fonction du degré de réaction et du coefficient de débit
($C_z/C_x = 30$) [13]**

On peut s'éloigner, dans une certaine mesure, de cet optimum quand d'autres impératifs priment.

II.3 Etapes d'avant-projet de conception d'une grille d'aubes :

Les éléments ou étapes pour faire un avant-projet de conception d'aube(s) de compresseur ou de pompe sont décrites ci-dessous :

La première étape est déjà citée précédemment et qui consiste à définir les triangles de vitesses et dans une certaine mesure le rendement. Les étapes suivantes ont pour but de caractériser et adapter la grille (pas, corde, squelette, profils, angles, nombre de pales, etc.) et de contrôler les choix adoptés.

II.3.1 Caractéristiques et essai de grille :

Une grille est caractérisée essentiellement par [12] :

- les dimensions de base,
- la forme du squelette (squelette circulaire par exemple),
- la cambrure du squelette,
- l'habillage du squelette,
- le pas relatif.

Un essai de grille est défini par les données supplémentaires :

- les angles d'entrée : angle d'attaque α_1 et angle d'incidence (i).
- la déviation angulaire $\Delta\alpha = \alpha_2 - \alpha_1$,
- les coefficients de traînée C_x , de portance C_z , de finesse C_z/C_x .

A titre d'exemple prenons le profil de la figure (Fig.II-9) qui représente le profil NACA 65010 (65A10), avec sa cotation ; il s'agit d'un profil à 10% d'épaisseur relative. Pour obtenir le profil NACA 65015 (65A15) par exemple, à 15% d'épaisseur relative, il suffit de multiplier par 1,5 les épaisseurs du profil 65010.

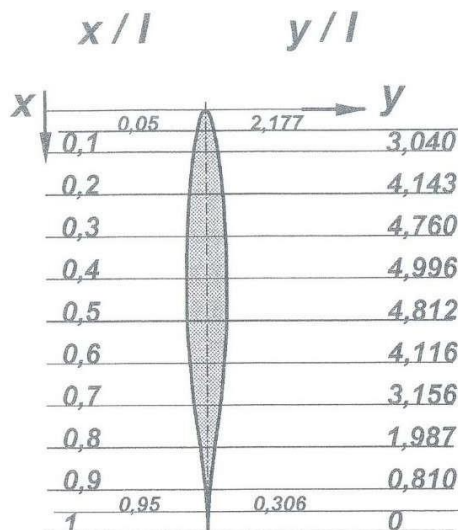


Fig. (II-9) : Profil NACA 65010, Symétrique, Maitre couple à 40% du bord d'attaque, Epaisseur 10%, Rayon du bord D'attaque : 0,0687-1 [12].

La figure (II -10) représente les caractéristiques de grille, (Pas relatif $\lambda/\lambda = \lambda$; $\beta_2 = 45^\circ$; $\beta_1 = 30^\circ$; Squelette circulaire NACA 65010)

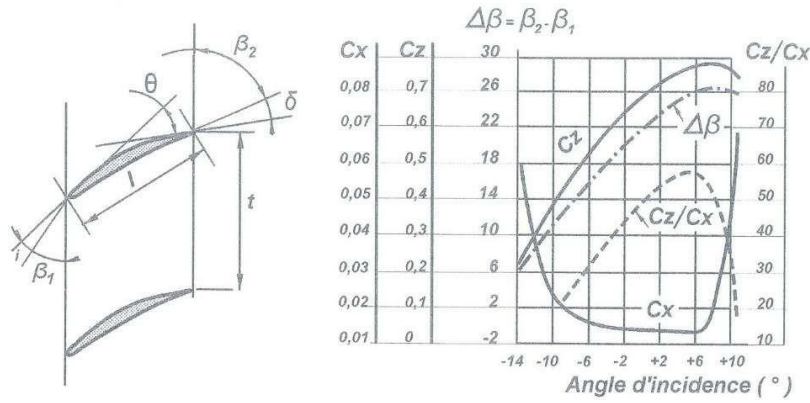


Fig. (II-10) : Caractéristiques d'une grille d'aubes de compresseur (Profil NACA 65010) [12]

A incidence de 2° par exemple, on a approximativement : $\lambda_x = 0.013$; $\lambda_z = 0.72$; $\lambda_z/\lambda_x = 55$; $\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1 = 23^\circ$.

Les notations pour le cas d'un aubage mobile, sont indiquées en figure (II -11) :

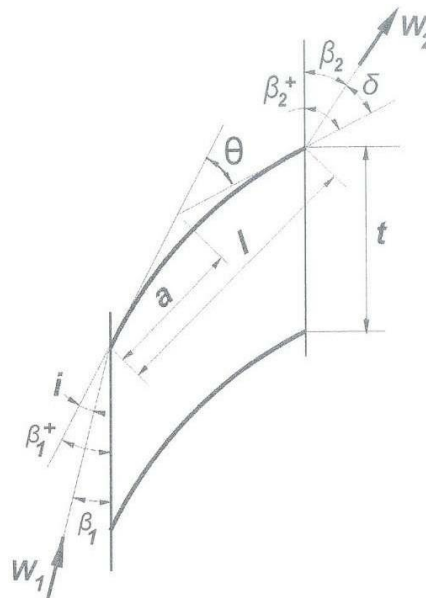


Fig. (II-11) : Notations d'une grille d'aubes de compresseur (aubage mobile) [12]

Remarque : Pour un étage fixe, il suffirait de remplacer la notation β par la notation α en ce qui concerne les angles et les vitesses relatives par les vitesses absolues.

II.3.2 Choix du α_z , de l'incidence i et calcul du pas relatif λ/α :

L'essai de grille est nettement plus complexe que l'essai d'aile, parce qu'il faut faire varier non seulement l'incidence i et le Mach M , mais aussi la cambrure θ , l'angle d'entrée α et le pas relatif λ/α . Il est donc peu fréquent de disposer d'un jeu de planches telles que la figure (II-9).

Pour un avant-projet de conception d'aubage mobile, par exemple, on procède alors comme décrit ci-après :

- On choisit d'abord le α_z : on voit (Fig. (II-9)) que le α_z en grille n'est que de 0,8 alors que le α_z max en aile isolée était de l'ordre de 1 (Fig. (II-7)). Il est donc prudent d'adopter une valeur de l'ordre de 0,7 au point de travail afin de se réserver une certaine marge pour les points à débit réduit. D'ailleurs pour $\alpha_z = 0,7$; α_z/α_x est déjà très élevé et de l'ordre de 50.
- On choisit ensuite l'incidence i : on voit figure (II-9) qu'une incidence comprise entre 0 et 8 degrés est convenable (en fait on sera près de 0 pour un écoulement transsonique en tête de pale, et près de 8° pour un écoulement subsonique, en pied de pale).
- On calcule enfin le pas relatif correspondant au α_z , en utilisant le coefficient de charge basé sur le α_z :

$$C_Z \cdot \frac{l}{t} = \frac{2 \cdot \Delta W_{tl}}{W_\infty} \quad \text{(II-12)}$$

Cette relation n'est valable qu'en fluide parfait.

II.3.3 Choix du squelette et du profil :

On choisit le squelette surtout en fonction du nombre de Mach. Outre le nombre de Mach, les considérations de résistance des matériaux influent fortement sur le choix du profil.

La caractéristique principale du squelette est le rapport (a/l) (Fig. II-11):

λ/α = distance au bord d'attaque de la flèche maximum / longueur de la corde.

- Pour les fonctionnements subsoniques ($0 < M < 0,5$), on choisit souvent λ/α faible, de l'ordre de 0,4, ce qui étale la zone de ralentissement et permet de faibles écarts flux/profil.
- Pour les fonctionnements transsoniques ($0,5 < M < 1$), on choisit simplement $\lambda/\alpha = 0,5$ avec un squelette circulaire, ce qui réduit les survitesses.

Pour des raisons liées aux contraintes et aux vibrations, les pieds de pales mobiles sont plus épais (épaisseur relative 15% par exemple) que les têtes de pales (épaisseur relative 5% par exemple).

Pour limiter les survitesses aux grands nombres de Mach, il est également avantageux d'amincir les profils. Il est intéressant aussi de reculer le maître-couple ; c'est pourquoi on utilisera :

- des profils type NACA 65 à 40% pour des nombres de Mach allant de 0 à 0,6.

- des profils à 50% en double arc de cercle pour des Mach allant de 0,55 à 1.

II.3.4 Calcul de l'écart flux-profil et de la cambrure :

L'écart flux / profil est la différence angulaire entre la tangente au squelette et la vitesse, en bord de fuite :

$$\alpha = \alpha_2^+ - \alpha_2$$

Lorsque le pas relatif t/l est faible, le fluide suit parfaitement le canal compris entre deux aubes et l'écart flux/profil est nul ; on a alors :

$$\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1 = \beta_2^+ - \beta_1^+ + \beta_1^+ - \beta_1 = \theta + i$$

Si on connaît la déviation $\Delta\alpha$ à effectuer, on en déduit la cambrure :

$$\alpha = \Delta\alpha - \alpha$$

Lorsque le pas relatif t/l est grand, le fluide n'est pas assez guidé par les aubes ; il tend naturellement à passer tout droit et un certain écart flux profil apparaît ; on a alors :

$$\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1 = \beta_2 - \beta_2^+ + \beta_2^+ - \beta_1^+ + \beta_1^+ - \beta_1 = \theta + i - \delta$$

Si on connaît la déviation $\Delta\beta$ à effectuer, on en déduit la cambrure (à condition de connaître l'écart flux-profil) :

$$\alpha = \Delta\alpha - \alpha + \alpha$$

Diverses formules ont été proposées pour δ ; parmi celles-ci une des meilleures est celle de Howell [13].

$$\delta = m \cdot \theta \sqrt{\frac{t}{l}} \quad \text{avec } m = 0,23 \cdot \left(\frac{2a}{l}\right)^2 + 0,1 \cdot \left(\frac{90-\beta_2}{50}\right) \quad \text{(II -13)}$$

Elle présente l'inconvénient de ne tenir compte ni de l'incidence ni du Mach. Une autre proposition plus avantageuse est décrite ci-après [13] :

$$\delta = m \cdot (\theta + i) \sqrt{\frac{t}{l}} \quad \text{avec } m = 0,23 \cdot \left(\frac{2a}{l}\right)^2 + 0,1 \cdot \left(\frac{90-\beta_2}{50}\right) + 0,05 \cdot M^2 \quad \text{(II -13a)}$$

II.3.5 Contrôle par le facteur de diffusion :

Le moyen de contrôler que la grille (fixe ou mobile) aura un rendement acceptable, c'est le facteur de diffusion. Le critère de De Haller indique qu'il ne faut pas ralentir trop l'écoulement. Ainsi $(1 - \alpha_2/\alpha_1)$ doit être limité à 0,5 environ. Ce critère est imparfait car il ne tient pas compte de la difficulté qu'il y a pour dévier le fluide [13].

L'intérêt du facteur de diffusion est de tenir compte du ralentissement et de la déviation ; donc un deuxième critère est proposé pour satisfaire cette condition [13]. :

$$D^* = 1 - \frac{v_2}{v_1} + \frac{\Delta V_u}{2v_1} \cdot \frac{t}{l} \tag{II -14}$$

II.3.6 Estimation des rendements :

Nous avons déjà vu comment le rendement d'un filet fluide varie avec le taux de réaction s et le coefficient de débit σ (Fig. (II-8)).

Le rendement de veine dépend en outre du rapport de moyeu (r_i/r_e) et décroît aussi très vite avec le jeu relatif (j/h). Approximativement, le rendement varie comme l'indique le tableau (II -12) [13]. :

η/η_{max}	r_i/r_e	η/η_{max}	j/h
1	0,5	0,98	0,01
0,995	0,6	0,96	0,02
0,985	0,7	0,92	0,04
0,965	0,8	0,88	0,06
0,87	0,9	0,84	0,08
0	1		

TAB. (II- 12) Variation du rendement en fonction du rapport (r_i/r_e) et du jeu relatif (j/h).

- pour $r_i/r_e \cong 1$, les tourbillons d'extrémité affectent fortement le rendement,
- pour r_i/r_e inférieur à 0,5, la machine est très difficile à concevoir à cause des différences profondes entre les triangles de vitesses de tête et de pied.

II.4 Simulation du comportement de la grille d’aubes avec Fluent et Gambit :

L’utilisation de logiciels pour la résolution de problèmes physiques est de nos jours très fréquente. En effet, dans la plupart de ces problèmes, surtout la résolution de phénomènes (les écoulements, transfert de chaleur, rayonnement, changement de phase...) couplés à la mécanique des fluides n’est possible que sous certaines hypothèses simplificatrices qui ne permettent pas de faire une étude plus réelle des phénomènes physiques observés expérimentalement. [14].

II.4.1 Présentation du processeur Gambit du logiciel Fluent :

Gambit permet à l'utilisateur de construire la géométrie du domaine de calcul et de subdiviser ce dernier en petits volumes de contrôles ou cellules de calculs. L'ensemble de ces volumes élémentaires constitue le maillage. La définition des conditions aux limites appropriées se fait aussi à ce niveau.

Le solveur Fluent est un code de calcul qui permet de simuler les écoulements des fluides avec et sans transferts thermiques dans des géométries complexes. Il peut résoudre des problèmes d'écoulement avec des mailles structurées et non structurées, produites grâce à des géométries complexes. Les

mailles supportées en 2D sont de types triangulaires ou quadrilatéraux. Elles sont tétraédriques/hexaédriques/pyramidales en 3D, ou des mailles (hybrides) mélangées.

II.4.2 Etapes de la simulation :

Evidemment, on doit passer par deux étapes principales :

- 1- Création ou construction de la géométrie désirée sous Gambit,
- 2- Ouvrir la géométrie sous Fluent et la mettre sous des conditions virtuelles en vue de simuler son comportement.

II.4.2.1 Procédé de création d’une géométrie sur Gambit :

L’organigramme illustrant la création d’une géométrie d’un profil d’aube, par le processeur Gambit, est présenté sur la Fig. (II-14)

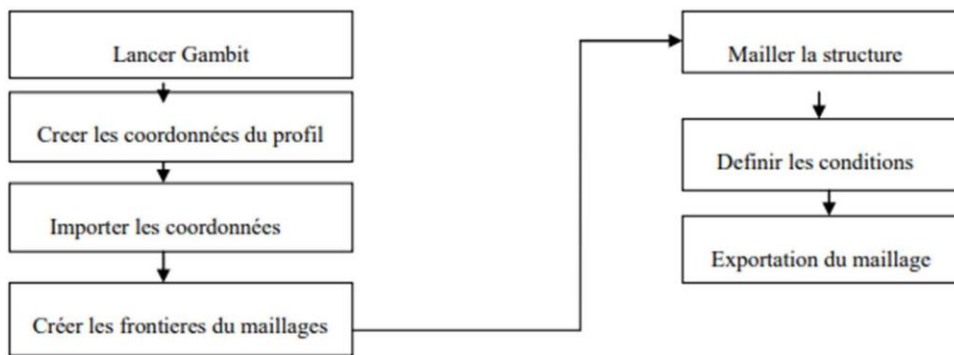


Fig. (II-14) : Processus de construction d’un maillage sur Gambit.

A- Maillage de la géométrie :

La construction du maillage est une phase très importante dans une simulation numérique, vu l’influence de ces paramètres sur la solution calculée. Gambit permet de mailler automatiquement suivant plusieurs types de maillages suivant différents algorithmes. Un très grand nombre d’éléments à mailler nous fournira une très grande précision de calcul, mais en revanche il pénalise les ressources informatiques en termes de mémoire et alourdit le système, donc il s’agit bien de trouver un certain équilibre entre les deux. [14].

Pour mailler la structure, on procède comme suit :

Opération → **Mesh Edge** ensuite → **Mesh Faces**.

B- Définition des conditions aux limites :

On définit les frontières physiques aux limites du domaine, à savoir les entrées et les sorties du fluide, des surfaces libres ou des Wall (murs) etc.... . Les valeurs de ces conditions (pressions, températures, etc.) seront à définir sur Fluent. La définition des conditions aux limites se fait comme suit :

→ **Inlet-vent** pour l'entrée

→ **Outlet-vent** pour la sortie

→ **Wall** ou murs pour les autres frontières

C- Exportation du maillage produit dans Gambit vers Fluent :

Une fois que la géométrie a été créée, que les conditions aux limites ont été définies, on exporte le maillage vers **FLUENT**. En choisissant le chemin **file** → **Export** → **Mesh** pour que le **FLUENT** soit capable de lire et de l'utiliser.

II.4.2.2 Simulation sous Fluent :

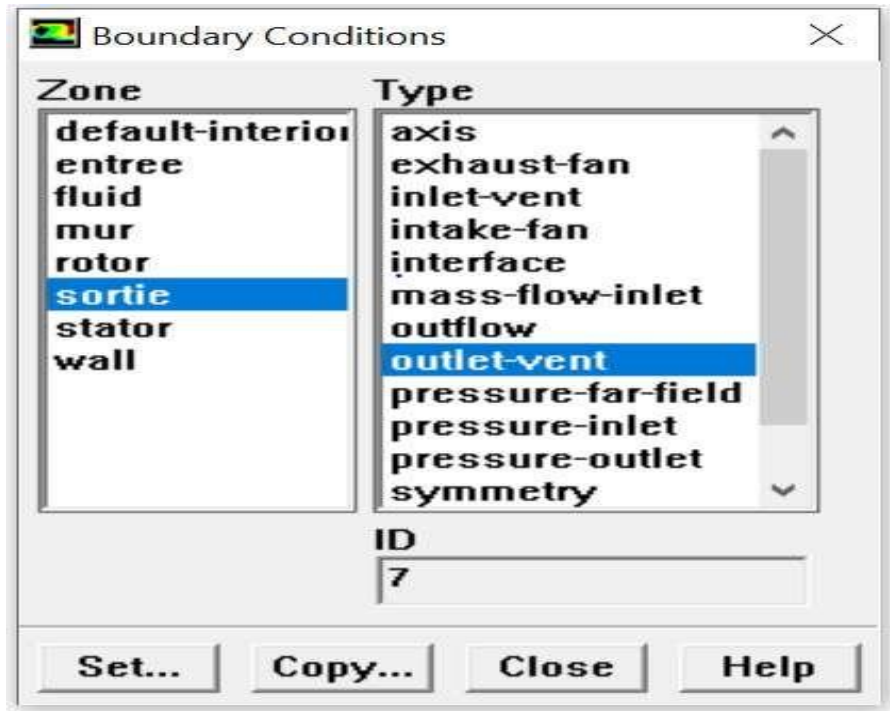
Cette partie contient aussi plusieurs opérations :

A- Choix de la formulation du solveur:

Dans le module " Define " de Fluent, on peut choisir entre deux formulations :

- La formulation "**Segregated**", ou isolée (implicite): Cette formulation résout les équations gouvernantes, séquentiellement, c'est-à-dire indépendantes les unes des autres. Cette formulation est employée pour les écoulements incompressibles et ceux dont la compressibilité est modérée.
- La formulation "**Coupled**", ou couplée, permet la résolution simultanée des équations gouvernantes, sous un autre contexte couplées les unes avec les autres. Ce mode a été conçu principalement pour les écoulements compressibles à grandes vitesses (Mach et Reynolds élevés), ce qui lui donne un avantage pour le traitement des écoulements à forte interdépendance entre la densité, la pression et la température (c'est la formulation choisie pour notre modèle).

B- Choix du schéma de discrétisation : Le code Fluent nous permet de choisir le schéma de discrétisation pour les termes convectifs de chaque équation gouvernante (Le second ordre est automatiquement le plus utilisé pour les termes visqueux). Quand le solveur coupled est utilisé, les équations sont résolues en utilisant par défaut le schéma du second ordre. Les autres équations utilisent le schéma du premier ordre par défaut (pour notre cas on a utilisé le second ordre). [14].



C- Choix du fluide :

Leurs caractéristiques sont chargées à partir de la bibliothèque de données Fluent : **Define** → **Materials**.

On a considéré comme fluide l'air et on l'a assimilé à un gaz parfait, puis on a changé ses caractéristiques dans les cases correspondantes.

D- Déclaration des valeurs pour les conditions aux limites :

Les conditions aux limites sont déjà déclarées sur Gambit ce qui nous reste à faire c'est de déclarer leurs valeurs sur : **Define** → **Boundary conditions**.

E- Initialisation :

Avant de commencer les simulations nous devons implémenter une estimation initiale de la solution du champ d'écoulement, le choix adéquat des conditions initiales permet d'atteindre une solution stable et une convergence accélérée.

F- Lancement des itérations :

Après avoir initialisé le calcul, on lance les itérations sur : **solve** → **Iterate**,

La convergence est affichée à l'écran pendant les calculs sous forme d'un graphe ; le graphe lui-même représente une sorte de balance de résidus et ces derniers évoluent en fonction des itérations lancées.

G- Post-traitement de la solution :

Fluent offre principalement la possibilité d'analyser et de visualiser les résultats à l'aide du post traitement.

Display : La première option c'est le menu des contours ; elle permet d'étudier les variations des variables sous forme de ligne de courant, profile de vitesse.

Display →Contours.

CHAPITRE III :
Application sur un compresseur axial

III-1- Introduction :

La conception des aubages de turbomachines est une étape fondamentale dans l'étude énergétique de ces machines ainsi que dans leur réalisation. En effet, une bonne conception des aubages (géométrie, dimensions, ...) conduit à un fonctionnement optimal des turbomachines en termes de performances énergétiques et durée de fonctionnement.

Ce chapitre présente une étude détaillée de conception d'un étage de compresseur axial ou plus particulièrement un modèle de famille de compresseurs axiaux, en se basant sur l'aspect aérodynamique de son fonctionnement.

Nous allons d'abord décrire la problématique et les objectifs à atteindre d'une manière générale, puis nous verrons une présentation sur le compresseur et ses données de fonctionnement de départ, et ensuite on va présenter les différentes étapes d'étude de conception en la divisant en deux parties, une première partie sur l'analyse théorique qui permet de choisir et de calculer les paramètres manquants à la conception du compresseur et une deuxième partie est consacrée à la simulation du comportement énergétique de fonctionnement de ce compresseur sur des codes de calcul.

III.2 Problématique et Objectifs :

On dispose de quelques données techniques et géométriques d'un compresseur axial à un étage et dont le besoin s'agit de faire sa conception détaillée en se basant sur l'aspect aérodynamique et de prédire son comportement énergétique via la simulation sur un code de calcul.

Les objectifs de cette partie peuvent être résumés comme suit :

- 1- Application des différentes notions conceptuelles relatives aux aubages de turbomachines d'un point de vue aérodynamique, énoncées au chapitre 2.
- 2- Traduire cette conception en utilisant des codes de calcul tels que Gambit et Fluent en vue de simuler et prédire le comportement énergétique de cette aubage.

III.3 Démarche d'étude :

III.3.1 Présentation et modélisation du compresseur :

Le compresseur objet de notre étude est du type axial à un étage (Rotor₁₋₂ et Stator₂₋₃), périodique (c'est-à-dire $\alpha_1 = \alpha_3$ et $V_1 = V_3$) et possédant des aubes du type plane (schéma de la figure Fig. III.1).

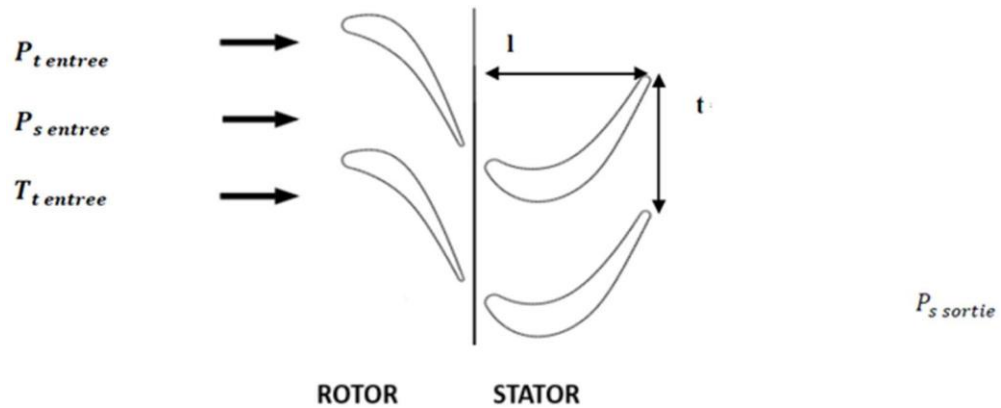


Fig. (III-1) : Aubes d'un compresseur axial (rotor-stator)

Le compresseur peut être modélisé comme suit :



Fig. (III- 2) – Modélisation du compresseur.

Les données de départ peuvent être résumées dans les tableaux suivants :

- Données géométriques et dimensionnelles :

$\alpha_1 = \alpha_3$ (°)	α_2 (°)	\varnothing_m (m)	b(m)	h_1 (m)
90°	65°	0.2	0,082	0.01

TAB. (III- 1) : Données géométriques et dimensionnelles.

- Données techniques et conditions de fonctionnement :

\varnothing_p (j/kg.k)	γ	R (j/kg.k)	N (rpm)	$\varnothing_{ax} = V_m$ (m/s)	\varnothing_1 (K)	\varnothing_1 (Kpa)
1005	1.4	287	8000	100	15	100

TAB. (III- 2) : Données techniques

III.3.2 Hypothèses :

- Évolution isentropique.
- Ecoulement permanent (instationnaire).
- Fluide newtonien.

- Ecoulement deux dimension (2D) pour la partie simulation.
- Tous les calculs sont faits par rapport au plan médian (rayon moyen).
- Aucun blocage (débit massique conservé).

III.3.3 Etapes de l'étude de conception du compresseur :

L'étude est divisée en deux grandes étapes :

Etape 1 : Etude théorique analytique

Cette étape contient les éléments suivants :

- Calcul des triangles de vitesses,
- Calcul des paramètres caractéristiques,
- Calcul des paramètres thermiques et mécaniques,
- Choix du Profil d'aubes et calculs aérodynamiques,
- Caractérisation géométrique et dimensionnelle du profil d'aube,
- Calcul et vérification du rendement.

Etape 2 : Etude de simulation sur Gambit et Fluent

Cette étape repose sur :

- Le maillage par logiciel Gambit et la construction de la géométrie,
- La simulation sous Fluent où on va mettre la structure construite sous des conditions de simulation pour voir l'évolution des contours de pression, vitesse et température totale à travers les aubes du stator et celles du rotor du compresseur.

III.4 Mise en œuvre de l'étude :

III.4.1 Etude théorique analytique :

III.4.1.1 Calcul des triangles de vitesses :

Entrée du rotor (Plan 1) :

- **Calcul de la vitesse d'entraînement (U) :**

$$U = r_m \cdot \omega = \frac{\pi \cdot N \cdot r_m}{30}$$

$$U = \frac{\pi \cdot 8000 \cdot 0.2}{30}$$

$$U = 167.55 \text{ m/s}$$

- **Calcul de la vitesse absolue à l'entrée du rotor (V_1) :**

$$V_1 = V_m = 100 \frac{m}{s} \rightarrow \alpha_1 = 90^\circ$$

- **Calcul de la vitesse tangentielle du fluide à l'entrée du rotor (V_{u1}) :**

$$V_{u1} = 0 \text{ m/s} \rightarrow \alpha_1 = 90^\circ$$

- **Calcul de la vitesse relative à l'entrée du rotor (W_1) :**

$$W_1 = \sqrt{U^2 + V_1^2}$$

$$W_1 = \sqrt{167.55^2 + 100^2}$$

$$W_1 = 195.12 \text{ m/s}$$

- **Calcul de l'angle d'écoulement relatif à l'entrée du rotor (β_1) :**

$$\tan(\beta_1) = \frac{V_1}{U} \rightarrow \beta_1 = \tan^{-1}\left(\frac{V_1}{U}\right)$$

$$\beta_1 = \tan^{-1}\left(\frac{100}{167.55}\right)$$

$$\beta_1 = 30.83^\circ$$

Sortie-rotor/Entrée-stator (Plan 2) :

- **Calcul de la vitesse tangentielle du fluide à la sortie du rotor (V_{u2}) :**

$$\tan(\alpha_2) = \frac{V_m}{V_{u2}} \rightarrow V_{u2} = \frac{V_m}{\tan(\alpha_2)}$$

$$V_{u2} = \frac{100}{\tan(65^\circ)}$$

$$V_{u2} = 46.63 \text{ m/s}$$

- **Calcul de l'angle d'écoulement relatif à la sortie du rotor (β_2) :**

$$\tan(\beta_2) = \frac{V_m}{U - V_{u2}} \rightarrow \beta_2 = \tan^{-1}\left(\frac{V_m}{U - V_{u2}}\right)$$

$$\beta_2 = \tan^{-1}\left(\frac{100}{167.55 - 46.63}\right)$$

$$\beta_2 = 39.59^\circ$$

- **Calcul de la vitesse absolue à la sortie du rotor (V_2) :**

$$V_2 = \sqrt{V_m^2 + V_{u2}^2}$$

$$V_2 = \sqrt{100^2 + 46.63^2}$$

$$V_2 = 110.34 \text{ m/s}$$

- **Calcul de la vitesse relative à la sortie du rotor (W_2) :**

$$W_2 = \sqrt{V_m^2 + (U - V_{u2})^2}$$

$$W_2 = \sqrt{100^2 + (167.55 - 46.63)^2}$$

$$W_2 = 156.91 \text{ m/s}$$

Sortie stator (Plan 3) :

- **Calcul de la vitesse absolue à la sortie du stator (V_3) :**

$$V_3 = V_m = 100 \text{ m/s} \rightarrow \alpha_3 = 90$$

- **Calcul de la vitesse tangentielle du fluide à la sortie du stator (V_{u3}) :**

$$V_{u3} = 0 \text{ m/s} \rightarrow \alpha_3 = 90$$

- **Calcul de la vitesse relative à la sortie du stator (W_3) :**

$$W_3 = \sqrt{U^2 + V_3^2}$$

$$W_3 = \sqrt{167.55^2 + 100^2}$$

$$W_3 = 195.12 \text{ m/s}$$

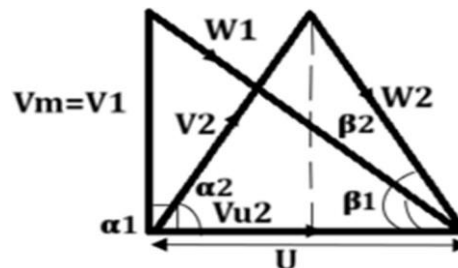
Tracé des triangles de vitesses :

Fig. (III- 3) : triangles des vitesses

III.4.1.2 Calcul des paramètres caractéristiques :

- **Calcul du degré de réaction de l'étage (ε) :**

$$\varepsilon = \frac{W_1^2 - W_2^2}{2 \cdot U \cdot \Delta V_u}$$

$$\varepsilon = \frac{W_1^2 - W_2^2}{2 \cdot U \cdot (V_{u2} - V_{u1})}$$

$$\varepsilon = \frac{195.12^2 - 156.91^2}{2.167.55 \cdot (46.63 - 0)}$$

$$\varepsilon = 0.86$$

- Calcul du coefficient de charge (Ψ) :

$$\Psi = \frac{U \cdot (V_{u2} - V_{u1})}{U^2}$$

$$\Psi = \frac{167.55 \cdot (46.63 - 0)}{167.55^2}$$

$$\Psi = 0.28$$

- Calcul de coefficient du débit (φ) :

$$\varphi = \frac{V_m}{U}$$

$$\varphi = \frac{100}{167.55}$$

$$\varphi = 0.6$$

III.4.1.3 Calcul des paramètres thermiques et mécaniques

:

Entrée du rotor (Plan 1) :

- Calcul du nombre de Mach à l'entrée du rotor :

$$M_1 = \frac{V_1}{a_1} = \frac{V_1}{\sqrt{\gamma \cdot r \cdot T_1}}$$

$$M_1 = \frac{100}{\sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 288}}$$

$$M_1 = 0,3$$

- Calcul de la température totale à l'entrée du rotor :

$$h_{01} = h_1 + \frac{1}{2} V_1^2 \rightarrow c_p \cdot T_{01} = c_p \cdot T_1 + \frac{1}{2} V_1^2$$

$$T_{01} = T_1 + \frac{V_1^2}{2 \cdot c_p}$$

$$T_{01} = 288 + \frac{100^2}{2 \cdot 1005}$$

$$T_{01} = 292.97 \text{ } ^\circ\text{K}$$

- Calcul de travail indiqué :

$$W_i = U \cdot (V_{u2} - V_{u1})$$

$$W_i = 167,55 \cdot (46,63 - 0)$$

$$W_i = 7812.85 \text{ j/kg}$$

- Calcul de la pression totale à l'entrée du rotor :

$$\frac{P_{01}}{P_1} = \left(1 + \frac{(\gamma - 1)}{2} \cdot M_1^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

$$P_{01} = P_1 \cdot \left(1 + \frac{(\gamma - 1)}{2} \cdot M_1^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

$$P_{01} = 100 \cdot \left(1 + \frac{0,4}{2} \cdot 0,3^2\right)^{\frac{1,4}{0,4}}$$

$$P_{01} = 106,44 \text{ Kpa}$$

- Calcul de la masse volumique à l'entrée du rotor :

$$\rho_1 = \frac{P_1}{r \cdot T_1}$$

$$\rho_1 = \frac{100 \cdot 10^3}{287 \cdot 288}$$

$$\rho_1 = 1,2098 \text{ Kg/m}^3$$

- Calcul de la surface à l'entrée du rotor :

$$S_1 = 2 \cdot \pi \cdot r_m \cdot h_1$$

$$S_1 = 2 \cdot \pi \cdot 0,2 \cdot 0,01$$

$$S_1 = 0,0125 \text{ m}^2$$

- Calcul de débit massique à l'entrée du rotor :

$$Q_m = \rho_1 \cdot S_1 \cdot V_m$$

$$Q_m = 1,2098 \cdot 0,0125 \cdot 100$$

$$Q_m = 1,5 \text{ kg/s}$$

Sortie-rotor/Entrée-stator (Plan 2) :

- Calcul de la température totale à la sortie du rotor :

$$W_i = \Delta h_{total} = h_{02} - h_{01}$$

$$W_i = c_p \cdot (T_{02} - T_{01})$$

$$T_{02} = T_{01} + \frac{W_i}{c_p}$$

$$T_{02} = 292,97 + \frac{7812,85}{1005}$$

$$T_{02} = 300,74^\circ\text{K}$$

- Calcul de la température statique à la sortie du rotor :

$$h_{02} = h_2 + \frac{1}{2} V_2^2$$

$$T_2 = T_{02} - \frac{V_2^2}{2 \cdot c_p}$$

$$T_2 = 300,74 - \frac{110,34^2}{2 \cdot 1005}$$

$$T_2 = 294,68^\circ\text{K}$$

- Calcul de nombre de mach à la sortie du rotor :

$$M_2 = \frac{V_2}{a_2} = \frac{V_2}{\sqrt{\gamma \cdot r \cdot T_2}}$$

$$M_2 = \frac{110,34}{\sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 294,68}}$$

$$M_2 = 0,32$$

- Calcul de la pression statique à la sortie du rotor :

$$P_1^{1-\gamma} \cdot T_1^\gamma = P_2^{1-\gamma} \cdot T_1^\gamma$$

$$P_2 = P_1 \cdot \left(\frac{T_1}{T_2}\right)^{\frac{\gamma}{1-\gamma}}$$

$$P_2 = 100 \cdot \left(\frac{288}{294,74}\right)^{\frac{1,4}{-0,4}}$$

$$P_2 = 108,43 \text{ Kpa}$$

- Calcul de la pression totale à la sortie du rotor :

$$\frac{P_{02}}{P_2} = \left(1 + \frac{(\gamma - 1)}{2} \cdot M_2^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$P_{02} = P_2 \cdot \left(1 + \frac{(\gamma - 1)}{2} \cdot M_2^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$P_{02} = 108,43 \cdot \left(1 + \frac{0,4}{2} \cdot 0,32^2\right)^{\frac{1,4}{0,4}}$$

$$P_{02} = 116,4 \text{ Kpa}$$

- Calcul de la masse volumique à la sortie du rotor :

$$\rho_2 = \frac{P_2}{r \cdot T_2}$$

$$\rho_2 = \frac{108,43 \cdot 10^3}{287 \cdot 294,74}$$

$$\rho_2 = 1,282 \text{ Kg/m}^3$$

- Calcul de la surface à la sortie du rotor :

$$S_2 = \frac{Q_m}{\rho_2 \cdot V_m}$$

$$S_2 = \frac{1,5}{1,282 \cdot 100}$$

$$S_2 = 0,0117 \text{ m}^2$$

- Calcul de la hauteur à la sortie du rotor :

$$h_2 = \frac{S_2}{2 \cdot \pi \cdot r_m}$$

$$h_2 = \frac{0,0117}{2 \cdot \pi \cdot 0,2}$$

$$h_2 = 0,0093 \text{ m}$$

Sortie stator (Plan 3) :

- Calcul de la température statique à la sortie du stator :

$$h_3 + \frac{1}{2} V_3^2 = h_2 + \frac{1}{2} V_2^2$$

$$T_3 = T_2 + \frac{(V_2^2 - V_3^2)}{2 \cdot c_p}$$

$$T_3 = 294,74 + \frac{(110,34^2 - 100^2)}{2 \cdot 1005}$$

$$T_3 = 295,82^\circ K$$

- Calcul de nombre de mach à la sortie du stator :

$$M_3 = \frac{V_3}{a_3} = \frac{V_3}{\sqrt{\gamma \cdot r \cdot T_3}}$$

$$M_3 = \frac{100}{\sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 295,82}}$$

$$M_3 = 0,29$$

- Calcul de la température totale à la sortie du stator :

$$\frac{T_{03}}{T_3} = \left(1 + \frac{(\gamma - 1)}{2} \cdot M_3^2\right)$$

$$T_{03} = T_3 \cdot \left(1 + \frac{(\gamma - 1)}{2} \cdot M_3^2\right)$$

$$T_{03} = 295,82 \cdot \left(1 + \frac{0,4}{2} \cdot 0,29^2\right)$$

$$T_{03} = 300,8^\circ K$$

- Calcul de la pression statique à la sortie du stator :

$$P_3^{1-\gamma} \cdot T_3^\gamma = P_2^{1-\gamma} \cdot T_2^\gamma$$

$$P_3 = P_2 \cdot \left(\frac{T_2}{T_3}\right)^{\frac{\gamma}{1-\gamma}}$$

$$P_3 = 108,43 \cdot \left(\frac{294,86}{295,82}\right)^{\frac{1,4}{-0,4}}$$

$$P_3 = 109,67 Kpa$$

- Calcul de la pression statique à la sortie du stator :

$$\frac{P_{03}}{P_3} = \left(1 + \frac{(\gamma - 1)}{2} \cdot M_3^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$P_{03} = P_3 \cdot \left(1 + \frac{(\gamma - 1)}{2} \cdot M_3^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$P_{03} = 109,67 \cdot \left(1 + \frac{0,4}{2} \cdot 0,29^2\right)^{\frac{1,4}{0,4}}$$

$$P_{03} = 116,26 Kpa$$

- Calcul de la masse volumique à la sortie du stator :

$$\rho_3 = \frac{P_3}{r \cdot T_3}$$

$$\rho_3 = \frac{109,67 \cdot 10^3}{287 \cdot 295,82}$$

$$\rho_3 = 1,2917 Kg/m^3$$

- Calcul de la surface à la sortie du stator :

$$S_3 = \frac{Q_m}{\rho_3 \cdot V_3}$$

$$S_3 = \frac{1,5}{1,2917 \cdot 100}$$

$$S_3 = 0,0116 m^2$$

- Calcul de la hauteur à la sortie du stator :

$$h_3 = \frac{S_3}{2 \cdot \pi \cdot r_m}$$

$$h_3 = \frac{0,0116}{2 \cdot \pi \cdot 0,2}$$

$$h_3 = 0.009m$$

III.4.1.4 Choix du Profil d'aubes et calculs aérodynamiques

: A-Rotor :

- Calcul de la déviation dans la roue (rotor):

$$D_{roue} = \beta_2 - \beta_1$$

$$D_{roue} = 39,59 - 30.83$$

$$D_{roue} = 8.76^\circ$$

- Choix du coefficient C_z :

A partir de la courbe de la figure (Fig. II-10), et en prenant en compte la déviation angulaire dans le rotor ($D_{roue} = 9^\circ$) $\Rightarrow C_z = 0.65$, $C_x = 0.015$.

- Calcul du pas relatif :

$$\Delta V_u = V_{u2} - V_{u1}$$

$$\Delta V_u = 46.63 - 0$$

$$\Delta V_u = 46.63 \text{ m/s}$$

$$W_{moy} = \frac{W_2 + W_1}{2}$$

$$W_{moy} = \frac{156,91 + 195,12}{2}$$

$$W_{moy} = 176 \text{ m/s}$$

$$\frac{t}{l} = \frac{V_\infty \cdot C_z}{2 \cdot \Delta V_u} \rightarrow \frac{t}{l} = \frac{\sqrt{W_{moy}^2 + \left(\frac{\Delta V_u}{2}\right)^2} \cdot C_z}{2 \cdot \Delta V_u}$$

$$\frac{t}{l} = \frac{\sqrt{176^2 + \left(\frac{46,63}{2}\right)^2} \cdot 0,65}{2 \cdot 46,63}$$

$$\frac{t}{l} = 1,23$$

▪ **Calcul du Facteur de diffusion :**

$$D^* = 1 - \frac{W_2}{W_1} + \frac{\Delta V_u}{2W_1} \cdot \frac{t}{l}$$

$$D^* = 1 - \frac{156,91}{195,12} + \frac{(46,63 - 0)}{2 \cdot 195,12} \cdot 0,65$$

$$D^* = 0,2735$$

▪ **Choix de l'incidence :**

$$i = 2^\circ \rightarrow C_z = 0,65 \quad \text{et} \quad C_x = 0,015$$

▪ **Calcul de l'écart flux/profil :**

$$m = 0,23 \cdot \left(\frac{2 \cdot a}{1}\right)^2 + 0,1 \cdot \left(\frac{90 - \beta_2}{50}\right) + 0,05 \cdot M^2$$

$$m = 0,23 \cdot \left(\frac{2 \cdot 0,1}{0,2}\right)^2 + 0,1 \cdot \left(\frac{90 - 39,59}{50}\right) + 0,05 \cdot 0,3^2$$

$$m = 0,335$$

$$\delta = m \cdot (\theta + i) \cdot \sqrt{\frac{t}{l}}$$

$$\delta = 0,335 \cdot (\theta + i) \cdot \sqrt{0,23}$$

$$\delta = 0,16 \cdot (\theta + i)$$

$$\Delta\beta_{roue} = \theta + i - \delta$$

$$\Delta\beta_{roue} = \theta + i - 0,16 \cdot (\theta + i)$$

$$\theta = \frac{\Delta\beta_{roue}}{0,84} - i$$

$$\theta = \frac{8,76 - 0,84 \cdot 2}{0,84}$$

$$\theta = 8,43^\circ$$

$$\delta = 0,16 \cdot (8,43 + 2)$$

$$\delta = 1,6688^\circ$$

Construction du profil:

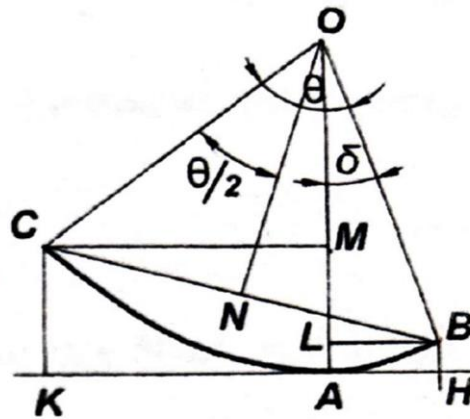


Fig. (III- 4) : Construction du profil

- $OA= R$ (rayon de courbure, à déterminer)
- $AH=LB=OB.\sin\delta=R.\sin\delta$
- $KA=CM=OC.\sin(\theta - \delta)$
- $KH=b=KA+AH=R.(\sin\delta - \sin(\theta - \delta))$
- $KH=0,082m$ (largeur d'aube dans le sens axial, donnée)

$$R = \frac{KH}{\sin\delta - \sin(\theta - \delta)}$$

$$R = \frac{0,082}{\sin(1,668) - \sin(8,43)}$$

$$R = 0.920m$$

- **La corde BC est égale à :**

$$l = BC = 2.R.\sin\theta/2$$

$$l = 0.135m$$

- **Le pas est égal à :**

$$t = 1,23.l$$

$$t = 1,23.0,135$$

$$t = 0,16m$$

- **la rayon extérieur est égal à :**

$$r_e = r_m + \frac{h_1}{2}$$

$$r_e = 0,2 + \frac{0,01}{2}$$

$$r_e = 0,205m$$

- **la rayon intérieur est égal à :**

$$r_i = r_m - \frac{h_1}{2}$$

$$r_e = 0,2 - \frac{0,01}{2}$$

$$r_e = 0,195m$$

- rapport de rayon est égal à :

$$\frac{r_e}{r_i} = \frac{0,205}{0,195}$$

$$\frac{r_e}{r_i} = 0,9$$

- Calcul de la longueur de l'arc pour un profil NACA 65 à 5% d'épaisseur relative :

$$R. \theta = 920. \frac{\pi}{180} . 8.43$$

$$R. \theta = 135mm$$

- Calcul du nombre d'aubes:

$$Z = \frac{2. \pi. r_m}{0.16}$$

$$Z = \frac{2. \pi. 0.2}{0.16}$$

$$Z = 12,58 \text{ on prend donc } Z = 13 \text{ aubes}$$

- Calcul du rayon du bord d'attaque :

$$x_1 = x_0. \frac{R}{100}$$

$$x_1 = 10. \frac{925}{100}$$

$$x_1 = 92,5mm$$

$$y_1 = y_0. \frac{5}{10} . \frac{R}{100}$$

$$y_1 = 3,040. \frac{5}{10} . \frac{920}{100}$$

$$y_1 = 14.98mm$$

- Calcul de force de portance (rotor) :

$$F_z = \frac{1}{2} . \rho . C_z . S . W_m^2$$

$$F_z = \frac{1}{2} . 1,282 . 0,65 . (0,135 * 0,2) . 176,01^2$$

$$F_z = 348,5N$$

- Calcul de force de trainée (rotor):

$$F_x = \frac{1}{2} . \rho . C_x . S . W_m^2$$

$$F_x = \frac{1}{2} . 1,282 . 0,015 . (0,135.0,2) . 176.01^2$$

$$F_x = 8,04N$$

Les résultats obtenus sont récapitulés dans le tableau ci-dessous :

φ	φ_1	φ_{u1}	φ_1	φ_1	φ_{u2}	φ_2	φ_2	φ_2	φ_3	φ_{01}
167,55	100	0	195,12	30,83	46,63	39,59	110,34	156,91	100	106,44
φ_{u3}	φ_3	φ_3	s	φ	φ_{01}	φ_2	φ_{02}	φ_3	φ_{03}	φ_2
0	195,12	30,83	0,86	0,6	292,97	294,68	300,74	295,82	300,8	108,43
φ_{02}	φ_3	φ_{03}	φ_1	φ_2	φ_3	φ_1	φ_2	φ_3	φ_1	φ_2
116,4	109,67	116,26	0,3	0,32	0,29	1,2098	1,282	1,2917	0,0125	0,0117
φ_3	h_1	h_2	h_3	φ_m	Cz	Cx	φ_{roue}	φ/φ	φ^*	δ
0,0125	0,01	0,0093	0,01	1.5	0,65	0,015	8,76°	0,75	0,034	1,6688
θ	R	L	T	R. θ	φ_1	φ_1	Fx	Fz	Z	
8,43°	290	0,135	0,16	135	29	4,408	8,04	348,5	13	

TAB. (III- 3) : Tableau des résultats

B- Stator :

Les résultats obtenus pour le stator sont récapitulés dans le tableau ci-dessous :

D _{red}	C _z	C _x	$\frac{\alpha}{\alpha^*}$	α^*	α	β	R	L	T	R. α	α_1	y ₁
25°	0,75	0,015	0,75	0.055	4.76°	27,76°	266	0,127	0,095	39,13	22,6	3.43
F _x	F _z	Z										
2,9	144,65	13										

III.4.1.5 Traçage du profil avec les caractéristiques géométriques et dimensionnelles (du rotor et du stator) :

Voir géométrie construite par Gambit et voir aussi l'annexe.

III.4.1.6 Calcul et vérification du rendement :

$$\eta = 1 - \frac{C_x}{C_z} \left[2\delta + \frac{(1 - \varepsilon)^2 + \varepsilon^2}{\delta} \right]$$

$$\eta = 1 - \frac{0.015}{0.65} \left[2 \cdot 0.6 + \frac{(1 - 0.86)^2 + 0.86^2}{0.6} \right]$$

$$\eta = 0.943 \rightarrow \eta = 94.3\%$$

La vérification du rendement se fait par la comparaison avec tableaux [II- 12] ; les valeurs du tableau des rendements sont en fonction du rapport (r_i/r_e).

$$\frac{r_i}{r_e} = 0,9 \rightarrow \eta = 87\%$$

On peut dire que la valeur calculée n'est pas très loin de la valeur conventionnelle proposée par le tableau (II-12) ; cette différence est peut être due aux hypothèses simplificatrices qui s'approche du cas parfait.

III.4.2 Simulation sous logiciels Gambit-Fluent :

Cette partie est très difficile à réaliser au vu de la complexité du domaine des turbomachines notamment pour les aubes mobiles, c'est pour cette raison, cette partie constitue une tentative (peut être la première au niveau de notre département) ou un premier pas pour franchir ce domaine très intéressant de la modélisation et la simulation du comportement énergétique des turbomachines en particulier à fluides compressibles. Cette partie n'est pas très riche en calculs car elle se veut une première contribution dans ce domaine qui peut être amélioré dans les années à venir.

La géométrie étudiée a été dessinée et maillée avec GAMBIT et les calculs numériques ont été menés à l'aide du code de calcul FLUENT Version 6.3.26. Les détails de la démarche de simulation de notre problème sont comme suit :

III.4.2.1 Maillage par logiciel Gambit :

La géométrie construite a été dessinée point par point dans l'espace de Gambit (voir Annexe 2), ensuite notre domaine d'étude a été maillé en triangulaire (maillage structuré) de taille de 20 mm aux zones proches des aubes, de 20 mm aux extrémités du domaine et de 20mm sur les bords d'attaques et de fuites des aubes. Après avoir exporté le maillage vers Fluent, on a raffiné d'avantage autour des aubes. La figure suivante montre le résultat de notre maillage :

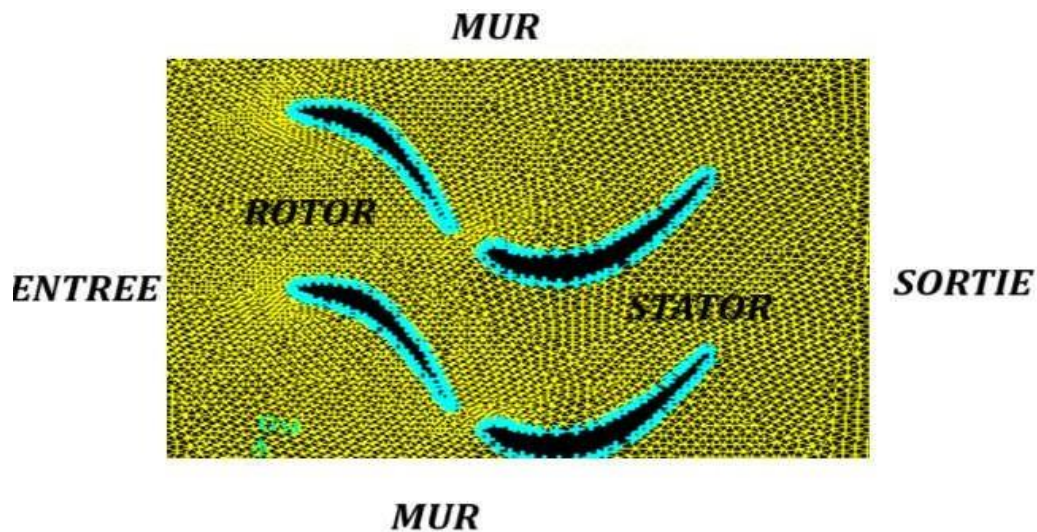


Fig. (III- 5) : Maillage triangulaire de l'étage de compresseur.

Condition aux limites suivantes :

Entrée	Sortie	Mur	Stator	Rotor
Velocity-inlet	Outlet-vent	Wall	Wall	Wall

TAB. (III- 4) : conditions aux limites

III.4.2.2 Simulation sous Fluent :

Dans cette partie de notre travail, on va s'appuyer beaucoup plus sur l'évolution des contours de pression, vitesse et température totale à travers les aubes du stator et celles du rotor du compresseur axial à un étage.

Les données saisies dans fluent :

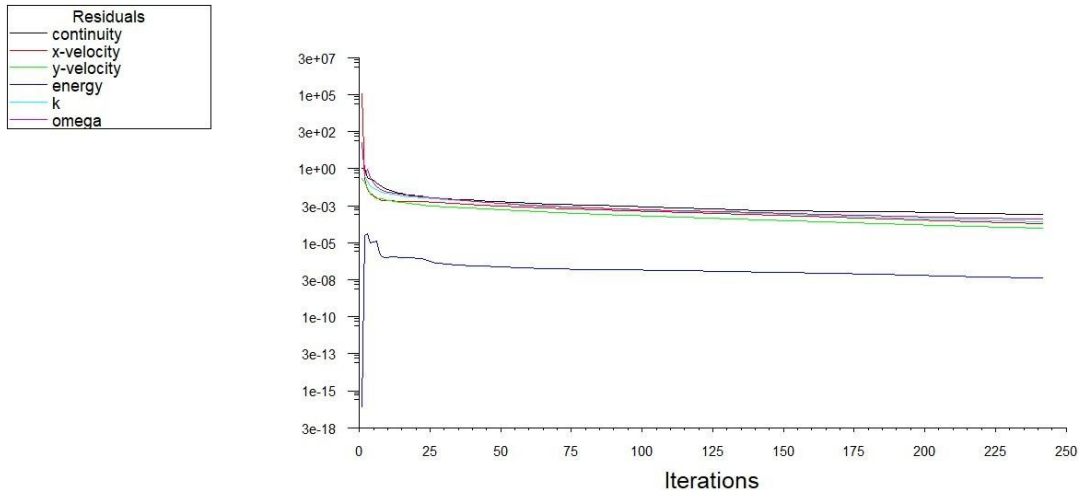
Entrée	Sortie	Vitesse de Rotation
V1=100 m/s	P3= 109,67Kpa	N= 8000 rpm
P1= 100 Kpa	T3=295,82 °K	
T1= 288 °K		

TAB. (III- 5) : Données saisies.

A- Vérification de la convergence :

Le schéma de convergence est représenté sur la figure suivante :

Le nombre d'itérations maximum introduit dans le calcul est égal à 250.



Scaled Residuals

Jun 20, 2025
FLUENT 6.3 (2d, dp, pbns, skw)

Fig. (III- 6) : Représentation de l'évolution des résidus.

On voit que la convergence a été atteinte bien avant le nombre d'itération max ; à peu près vers 50 itérations le processus est déjà convergent.

B- Résultats et discussions du comportement de certains paramètres :

- **Contours de la pression statique:**

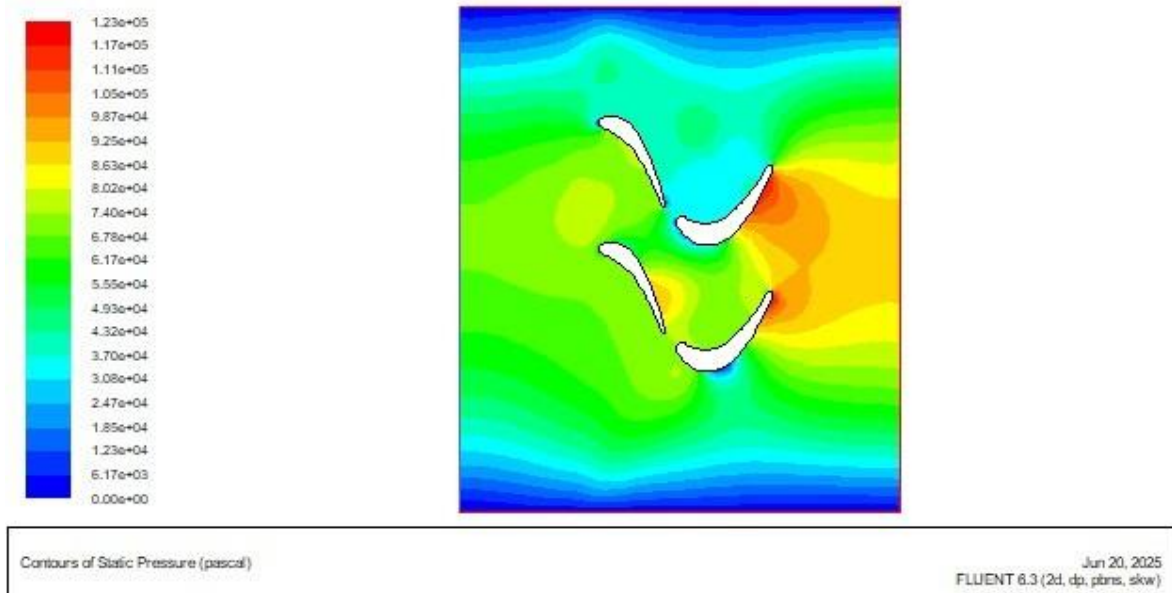


Fig. (III- 7) : contours de pression statique

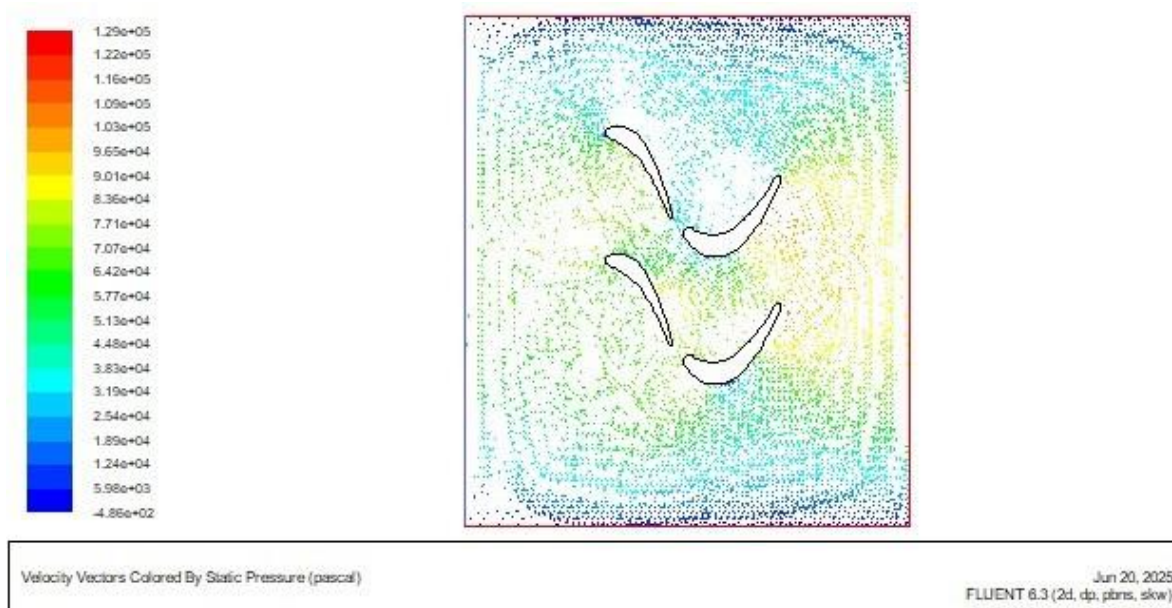


Fig. (III- 8) : valeurs de la pression statique

Lors de l'entrée de l'air sur les aubages, les résultats de la simulation montrent une bonne corrélation avec les calculs théoriques :

- En théorie, la pression statique d'entrée est de $P_1 = 100 \text{ kPa}$, tandis que dans la simulation, elle est de 93 kPa

- La pression statique à la sortie est de $P_3 = 109$ kPa en théorie contre 111 kPa en simulation.
 - Entre le rotor et le stator, la pression statique théorique est de $P_2 = 108$ kPa, alors que la simulation donne 105 kPa.
 - On note également une augmentation de la pression statique au niveau de l'extrados des aubages du stator.
- **Contours des pressions totales :**

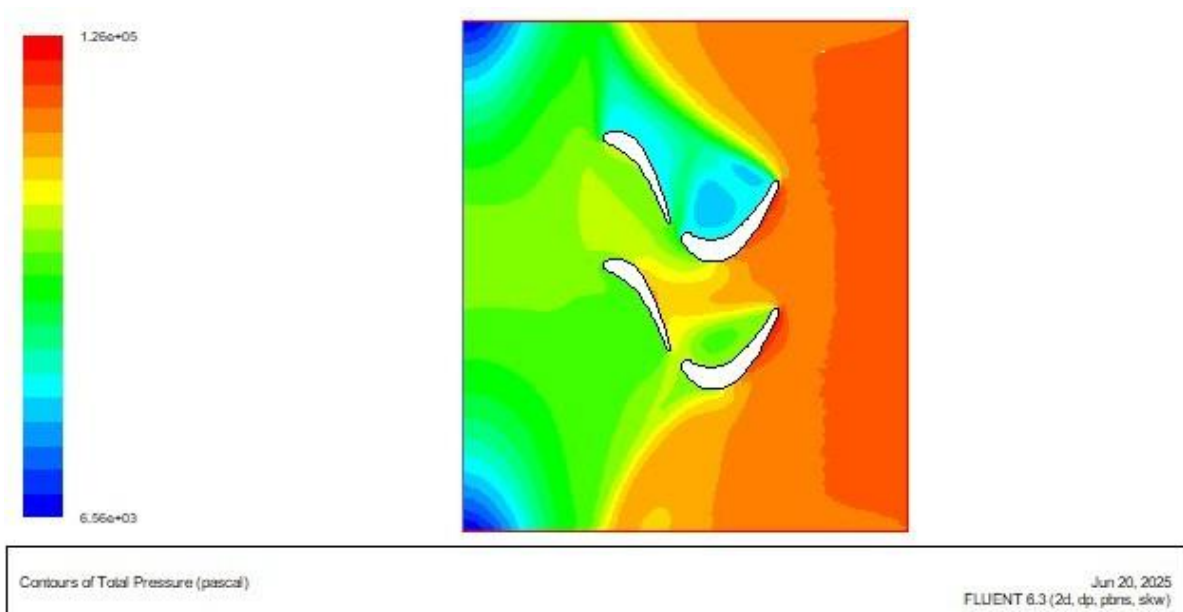


Fig. (III- 9) : Contours des pressions totale

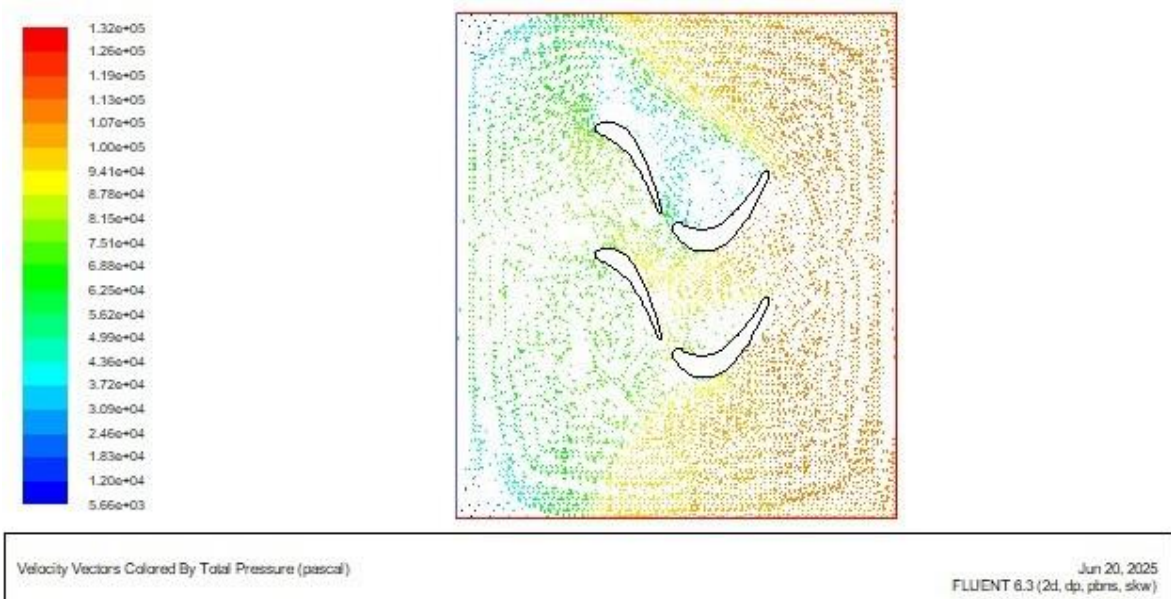


Fig. (III- 10) : Vecteurs des pressions totale

Même remarque que la courbe précédente ; les résultats de la simulation sont en bonne corrélation avec les calculs théoriques :

- En théorie, la pression totale à l'entrée est de $P_{01} = 106,44$ kPa, tandis que la simulation donne une valeur proche de $P_{01} = 107$ kPa.
- La pression totale après le premier étage est de $P_{02} = 116,4$ kPa en théorie contre $P_{02} = 117$ kPa en simulation.
- À la sortie, la pression totale théorique est de $P_{03} = 116,26$ kPa, tandis que la simulation indique $P_{03} = 119$ kPa.

▪ Contours des vitesses:

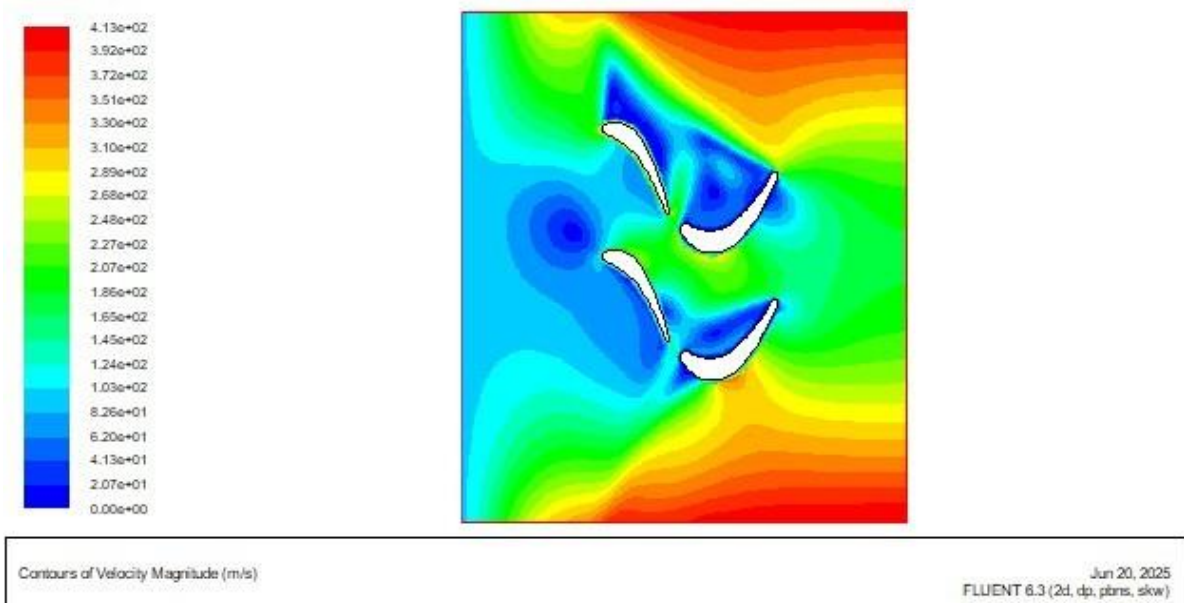


Fig. (III- 11) : contour des vitesses position.

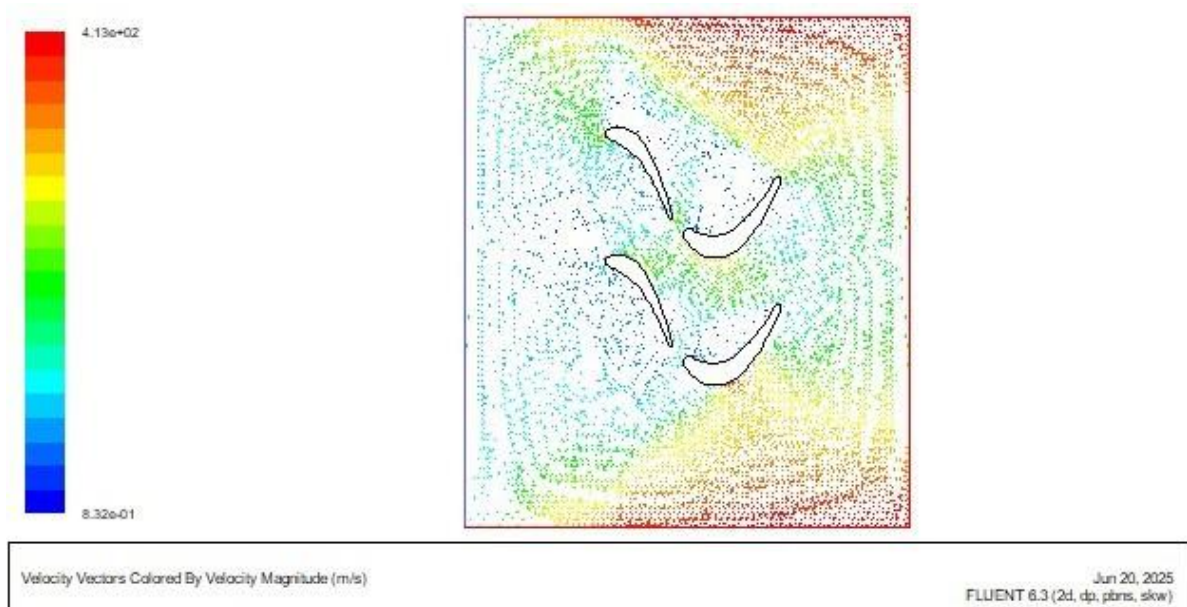


Fig. (III- 12) : vecteurs des vitesses position.

Concernant le comportement de la vitesse absolue, on remarque qu'elle est uniforme à l'entrée et à la sortie du compresseur axial ; les zones soulignées enregistrent des pics de vitesses sur les extrados des aubes du stator, ce qui est tout à fait normal.

Le type de vitesse est contrôlé et adapté selon les besoins de l'analyse. Il est ainsi possible d'introduire et de traiter différentes formes de vitesses : absolue, radiale ou rotationnelle.

- **Contours de la température totale :**

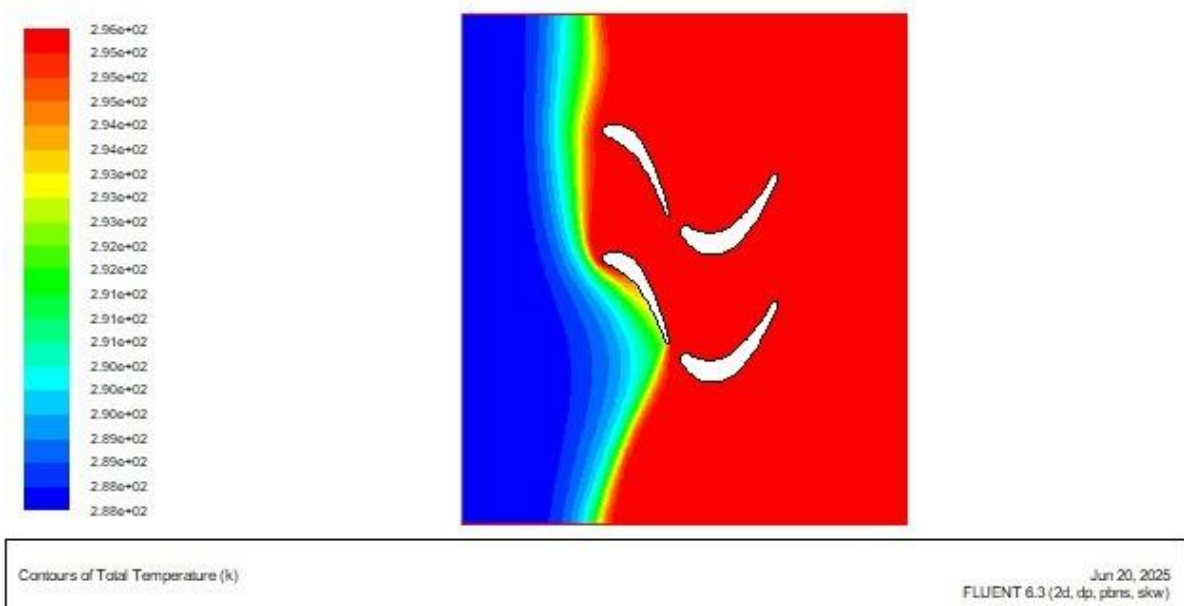


Fig. (III- 13) : contours de la température totale.

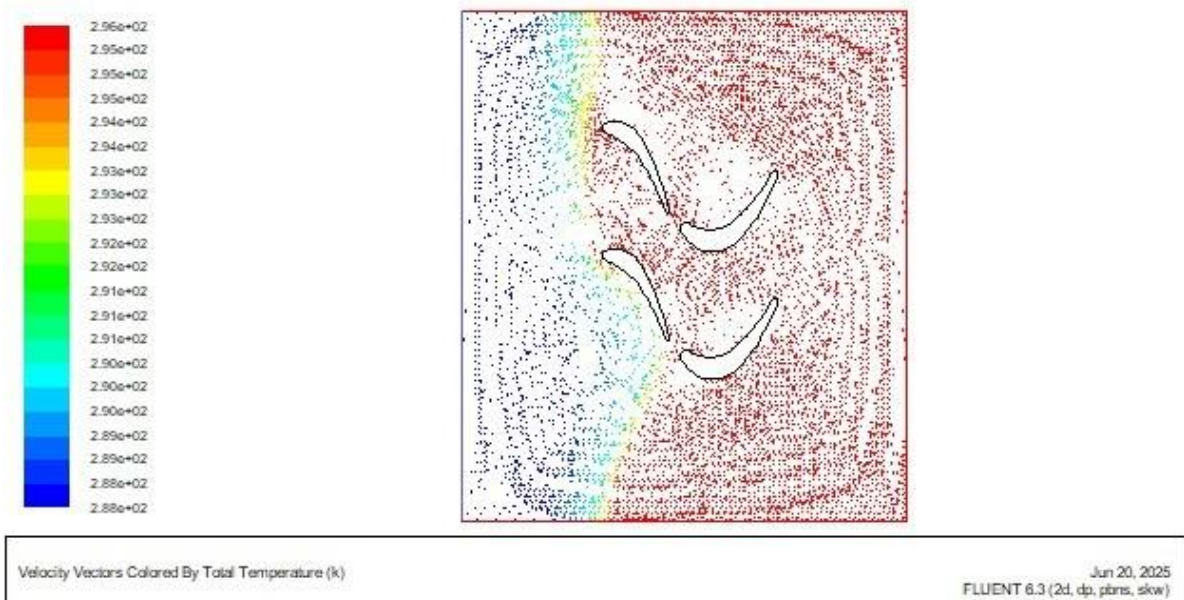


Fig. (III- 14) : vecteurs de la température totale.

La température augmente progressivement à l'entrée de l'air et se stabilise au niveau des aubages, stator et rotor, jusqu'à la sortie.

- En théorie, la température totale à l'entrée est de $T_{01} = 292,97^\circ\text{K}$, tandis que la simulation donne $T_{01} = 293^\circ\text{K}$.
 - À la sortie du premier étage, la température théorique est de $T_{02} = 300,74^\circ\text{K}$, contre $T_{02} = 296^\circ\text{K}$ en simulation.
 - À la sortie finale, la température totale théorique est de $T_{03} = 300,8^\circ\text{K}$, alors que la simulation donne une valeur de $T_{03} = 296^\circ\text{K}$.
- **Contours des températures statiques:**

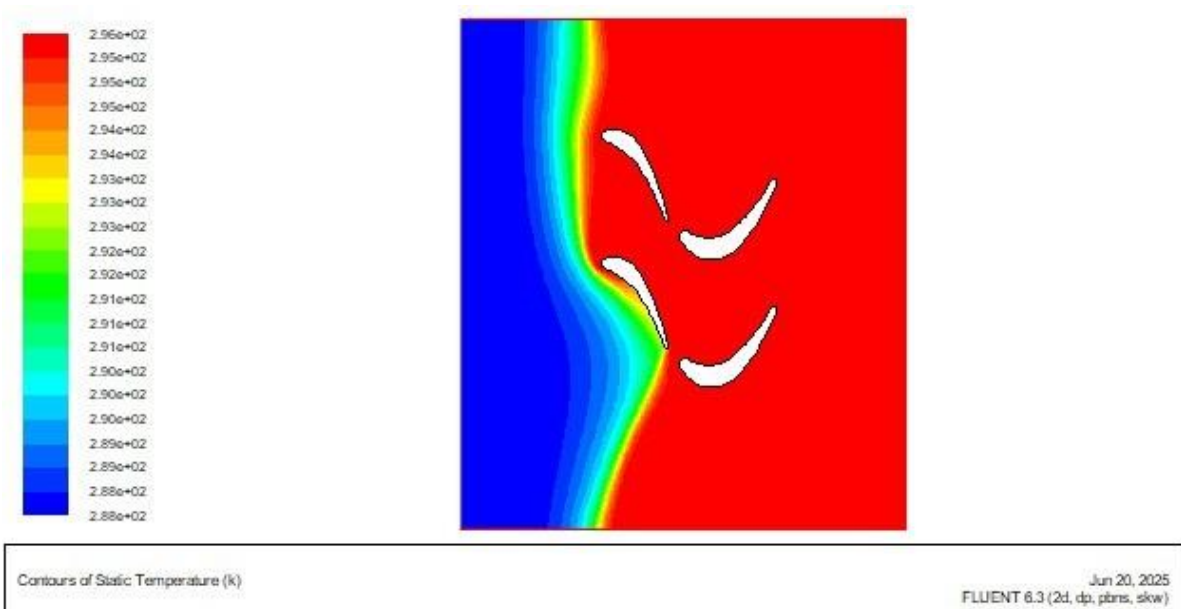


Fig. (III- 15) : Contours des températures statique

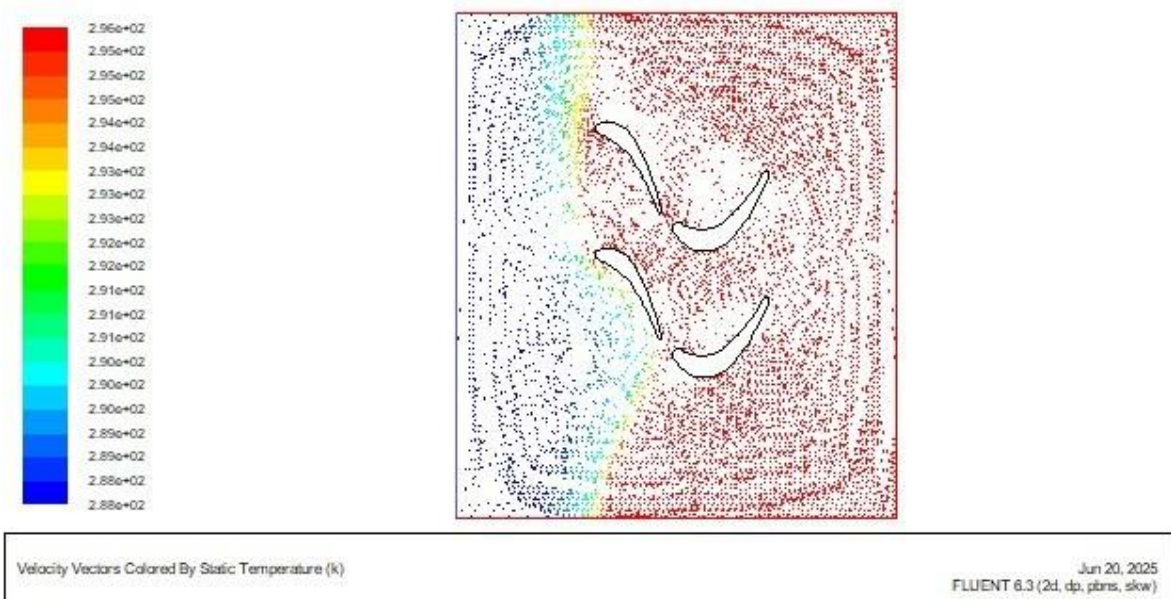


Fig. (III- 16) : Vecteurs des températures statique

La température statique augmente progressivement à l'entrée de l'air et se stabilise au niveau des aubages stator et rotor jusqu'à la sortie.

- En théorie, la température statique d'entrée est de $T_1 = 288^\circ\text{K}$, tandis que dans la simulation, elle est de 298°K
- La température statique à la sortie est de $T_3 = 295,82^\circ\text{K}$ en théorie contre en simulation 296°k .
- Entre le rotor et le stator, la température statique théorique est de $T_2 = 294,68^\circ\text{K}$, alors que la simulation donne 296°k .

Conclusion générale :

Le travail que nous avons réalisé dans ce mémoire s'inscrit dans le cadre de l'étude de la conception des aubages sous un aspect aérodynamique, avec une application pratique sur un compresseur axial à un seul étage (rotor-stator).

L'étude menée nous a permis d'acquérir une compréhension approfondie du comportement de l'écoulement autour des profils aérodynamiques, ainsi que de l'influence des paramètres géométriques et de fonctionnement sur les performances des turbomachines.

Au cours de notre étude, nous avons commencé par une approche théorique, en analysant les principes fondamentaux des turbomachines, les caractéristiques des profils symétriques et asymétriques, ainsi que les notions clés comme la portance, la traînée et le facteur de diffusion, etc.

Les calculs analytiques ont montré l'influence prépondérante du facteur aérodynamique sur les caractéristiques géométriques et dimensionnelles, et aussi sur les paramètres techniques de fonctionnement, ce qui conduit à une influence directe sur les performances énergétiques telles que le rendement.

Cette démarche a abouti à des valeurs proches des rendements (94% obtenu par le calcul analytique contre 87% tiré du tableau prédéfini) et ce malgré les hypothèses simplificatrices.

Les résultats obtenus à travers la simulation sous Gambit et Fluent ont permis de visualiser l'écoulement de l'air dans le compresseur, de prédire la distribution des pressions, vitesses et températures, et de valider les calculs analytiques effectués auparavant. On peut dire que la corrélation entre les résultats analytiques et ceux de la simulation étaient très bonne. En effet, les résultats obtenus ont montré une étroite concordance entre les valeurs analytiques et celles de la simulation pour les paramètres choisis que sont les températures et les pressions statiques et totales et aussi les vitesses absolues au niveau de trois plans (entrée rotor, sortie rotor et sortie stator). L'erreur maximale enregistrée était de 7%.

De ce fait, on peut dire que notre travail a montré que la forme et l'orientation des aubages ont une influence directe sur le rendement de l'étage, et que l'optimisation du profil (type NACA 65012) améliore les performances aérodynamiques globales.

Enfin, on conclue que la combinaison d'une étude théorique rigoureuse avec une simulation numérique bien maîtrisée représente une approche efficace pour le dimensionnement, la prédiction et l'amélioration du fonctionnement des compresseurs axiaux.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] Baguigui, Y. (2017). Amélioration des performances des pompes centrifuges connaissant les caractéristiques géométriques
[Mémoire de Master]. Université Mohamed Khider - Biskra.
- [2] Adjabi, R. (2014). Cours de Gazodynamique et Turbomachines. Université Badji Mokhtar - Annaba.
- [3] Nemouchi, Z. (2007). Simulation numérique de l'écoulement à travers une cascade d'aubes d'une turbomachine : application au stator et/ou au rotor [Mémoire de Master]. Université Mentouri - Constantine.
- [4] Reggio, M., & Trépanier, J.-Y. (s.d.). Théorie des turbomachines [Cours MEC4270]. École Polytechnique de Montréal.
- [5] - Dixon, S. L., & Hall, C. A. (2014). Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery (7th ed.). Butterworth-Heinemann.
- [6] - Arasu, A. V. (2009). Turbo Machines. Vikas Publishing House.
- [7] – CHAIB RASSOU Manar, Comparaison entre le profil NACA 4415 et des profils aérodynamiques modifiés de type KFM pour améliorer les performances aérodynamiques, Mémoire de Master en aéronautique, Université Saad Dahleb Blida1, 2023.
- [8] – Guillaume DUFOUR, Contributions à la modélisation et au calcul des écoulements dans les compresseurs centrifuges : Application à la conception par lois de similitude, Thèse de doctorat, INP de Toulouse, 2006.
- [9] – Lakehal NOUREDDINE, Etude de conception et fabrication des aubes d'une turbine axiale (turbine de forage), Mémoire de Master en Fabrication Mécanique et Productique, Université de Blida1, 2019.
- [10] – Julien LAINE, Optimisation d'aubes de turbomachines, Mémoire de Maitrise en Sciences Appliquées, Ecole Polytec de Montréal, 2017.
- [11] – Salomé Martin, Optimisation du carénage d'aube de turbine dans la phase de conception préliminaire, Mémoire de Maitrise en Génie Mécanique, ETS du Quebec, 2020.
- [12] - Michel PLUVIOSE, Machines à fluides – Principes et fonctionnement. Ed. ELLIPSES-2010
- [13] - Michel PLUVIOSE, Christelle PERILHON, Turbomachines – Description – Principes de base, (CNAM), Techniques de l'ingénieur [BM 4 280] ;
- [14] - ANSYS Inc., Gambit 2.4 User Guide et Fluent 6.3 User Guide, Canonsburg, PA, USA: ANSYS Inc., 2006.

Annexes :

Annexe 1 :

Les profils NACA sont une série de profils aérodynamiques développés par le NACA (National Advisory Committee for Aeronautics) aux États-Unis. Ils sont caractérisés par une nomenclature numérique à quatre chiffres qui décrit leur géométrie.

Voici une liste de profils NACA couramment utilisés, classés par type :

➤ **Profils symétriques:**

- **NACA 00xx:** Ces profils sont symétriques par rapport à la corde, où "xx" représente l'épaisseur relative du profil en pourcentage de la corde. Par exemple, le NACA 0012 a une épaisseur maximale de 12% de la corde.
- **Exemples:** NACA 0009, NACA 0012, NACA 0015.

➤ **Profils cambrés:**

- **NACA wxyz:**

La nomenclature pour les profils cambrés est :

- w : cambrure maximale en pourcentage de la corde.
- x : position de la cambrure maximale en dixièmes de corde à partir du bord d'attaque.
- yz : épaisseur maximale en pourcentage de la corde.
- **Exemples:**
 - **NACA 2412:** Cambrure de 2%, située à 40% de la corde, et épaisseur de 12%.
 - **NACA 4412:** Cambrure de 4%, située à 40% de la corde, et épaisseur de 12%.

Annexe 2 :

Traçage de la géométrie des aubages.

Annexe 3 :

<i>Coordonnées des points de l'extrados (Aube stator)</i>		<i>Coordonnées des points de l'intrados (Aube stator)</i>	
<i>X (mm)</i>	<i>Y (mm)</i>	<i>X (mm)</i>	<i>Y (mm)</i>
295.95	148.66	295.95	148.20
257.71	141.52	291.99	149.20
295.79	137.16	287.67	145.03
291.61	128.16	284.33	140.24
287.58	119.84	281.52	135.69
282.63	110.33	277.60	129.51
278.27	102.21	274.87	125.36
273.70	94.00	269.43	117.39
268.32	84.43	266.47	113.07
263.05	75.64	263.62	108.90
258.78	68.55	258.82	102.57
254.56	62.45	252.61	95.18
249.56	56.02	248.33	90.57
244.24	49.93	244.11	86.37
239.66	44.97	239.78	82.06
233.76	39.49	235.17	77.69
226.67	34.04	230.57	73.55
221.70	30.77	224.43	68.51
214.80	27.45	216.68	63.74
207.17	24.76	206.60	59.74
196.69	23.08	194.06	57.46
186.22	23.47	182.96	57.77
178.66	25.08	176.11	58.99
171.07	27.96	171.34	60.41
163.48	32.35	166.75	62.20
155.89	38.70	163.16	63.89
149.22	47.07	159.36	65.97

145.06	54.92	155.50	67.66
144.27	60.34	150.73	67.86
147.13	65.56	147.13	65.56

<i>Coordonnées des points de l'extrados (Aube rotor)</i>		<i>Coordonnées des points de l'intrados (Aube rotor)</i>	
<i>X (mm)</i>	<i>Y (mm)</i>	<i>X (mm)</i>	<i>Y (mm)</i>
125.97	83.68	225.97	83.68
126.69	88.66	121.63	84.38
125.36	93.62	117.89	91.74
123.98	98.91	115.86	97.20
122.28	104.77	113.29	103.77
120.74	110.13	111.35	108.56
118.88	116.17	108.24	115.80
116.67	123.12	104.62	123.79
114.02	130.95	101.46	130.41
111.33	138.68	99.03	135.35
108.05	147.39	95.93	141.32
104.84	155.60	92.07	148.48
101.41	164.01	87.70	156.19
99.09	169.62	83.94	162.40
96.37	175.75	80.59	167.37
93.14	182.39	74.81	174.91
87.48	192.92	70.84	179.53
83.26	199.94	67.54	183.09
79.44	205.89	63.80	186.39
75.44	211.19	57.35	191.47
68.87	217.39	51.89	195.23
61.26	222.17	46.87	198.28
55.62	224.52	39.21	202.29
49.70	226.10	33.34	204.92

<i>43.01</i>	<i>226.92</i>	<i>29.64</i>	<i>206.74</i>
<i>37.22</i>	<i>226.84</i>	<i>26.40</i>	<i>208.33</i>
<i>31.53</i>	<i>226.05</i>	<i>22.37</i>	<i>211.36</i>
<i>26.99</i>	<i>225.09</i>	<i>21.28</i>	<i>213.11</i>
<i>22.18</i>	<i>222.30</i>	<i>21.15</i>	<i>213.36</i>
<i>20.39</i>	<i>217.63</i>	<i>20.39</i>	<i>217.68</i>