

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE MOULOU D MAMMERRI DE TIZI-OUZOU
FACULTE DU GENIE DE LA CONSTRUCTION
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE



Mémoire

De fin d'études

En vue de l'obtention du diplôme de
Master Académique en Génie Mécanique
Option : *Energétique*

Thème

**Etude d'un écoulement dans une grille
d'aubes de compresseur axial**

Proposé et dirigé par :

M. Boussafeur

Présenté par :

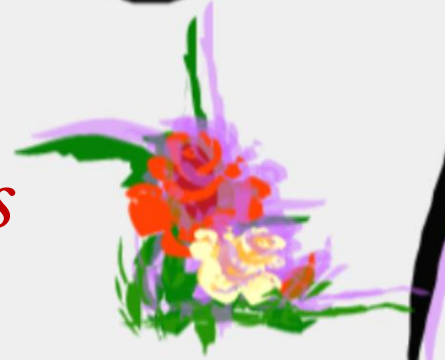
HAFED Lynda

LAMINE Naima

BENHAMOU Lynda

PROMOTION 2016/2017

Remerciements



*On tient à remercier tout d'abord notre encadreur de recherches, Professeur **Boussafeur Kaci**, pour sa patience, et surtout pour sa confiance, ses remarques et ses conseils, sa disponibilité et sa bienveillance. Qu'il trouve ici le témoignage de notre profonde gratitude.*

On voudrait également remercier les membres du jury pour avoir accepté d'évaluer ce travail et pour toutes leurs remarques et critiques. On tient aussi à remercier monsieur le chef du département: ainsi que tout le personnel et les enseignants du département pour leur soutien inestimable. A tous nos enseignants qui nous ont initiés aux valeurs authentiques, en signe d'un profond respect et d'un profond amour !!!

Merci à vous tous



Dédicace

- *À mes chères parents*

*Pour tous leurs sacrifices, leur tendresse, leur soutien et leurs prières
tout au long de mes études.*

- *Une grande et spéciale dédicace pour toi Rachid*

- *et Ma grand-mère. Qui m'a toujours conseillé et orienté.*

- *À mon frère et sa femme*

Karim pour son appui et son encouragement, et sa femme Ghalia

- *À mes sœurs et leurs hommes*

- *(Rachida, Mouhend), (Lila, Ali), (Saliha, Omar), (Atika, Salem),
(Nadia, Nafaa)*

- *Pour leur encouragement permanent, et leur soutien moral*

À tous mes cousins et oncle et leurs enfants.

À mes amis (es)

Kheloudja Damia Ania Lamia Lynda Amine

Naima Mimissa

Hafed Lynda

Dédicace

A Ma tendre Mère

Tous les mots ne sauraient exprimer la gratitude, l'amour, le respect, la reconnaissance, c'est tout simplement Tu représentes pour moi la source de tendresse. Tu as fait plus qu'une mère puisse faire pour que ses enfants suivent le bon chemin dans leur vie et leurs études

A Mon très cher Père

Aucune dédicace ne saurait exprimer l'amour, l'estime, le dévouement et le respect que j'ai toujours pour vous. Rien au monde ne vaut les efforts fournis jour et nuit pour mon éducation et mon bien être. Ce travail et le fruit de tes sacrifices que tu as consentis pour mon éducation et ma formation le long de ces années

. A mon cher frère

Yacine

A mes sœurs

Kahina, Ouiza, Hizia, Maissa

A ma chère grande mère que je lui porte un sentiment spécial

A mes oncles et leurs femmes

Rachid, Mourad, Aziz

A mes chers cousins

A mes chers beaux-parents. A ma chère belle-sœur, mes chers beaux frères

Mes binômes

Lynda, Lynda

A mes très chers amis

Une dédicace spéciale pour mon cher Karim

Lamine Naïma

Dédicace

À MES CHERS PARENTS

Aucune dédicace ne saurait exprimer mon respect, mon amour éternel et ma considération pour les sacrifices que vous avez consenti pour mon instruction et mon bien être. Je vous remercie pour tout le soutien et l'amour que vous me portez depuis mon enfance et j'espère que votre bénédiction m'accompagne toujours. Puisse Dieu, le Très Haut, vous accorder santé, bonheur et longue vie et faire en sorte que jamais je ne vous déçoive

A MON CHER ONCLE

Mouloud Mon conseiller, celui qui m'a appris à aimer le savoir Je vous suis très reconnaissante, et je ne vous remercierai jamais assez pour votre amabilité, votre générosité, votre aide précieuse.

A MES CHERS ET ADORABLE FRÈRES

Hocine, j'aime profondément, Abedarzak, Elyas l'aimable, Meziane le généreux. En témoignage de mon affection fraternelle, je vous souhaite une vie pleine de bonheur et de succès et que Dieu, le tout puissant, vous protège.

à ma grand-mère chérie et grand-père et mon beau père et ma belle-mère que j'adore, mes très chères tantes Nora et Samia

A MES CHERS COUSINS COUSINES

Lila, Samia, Amira, Menissa, Zina, Samir, Ali, Nassim, Sisi.

À MES AMIS DE TOUJOURS :

En souvenir de notre sincère et profonde amitié et des moments agréables que nous avons passés ensemble. Veuillez trouver dans ce travail l'expression de mon respect le plus profond et mon affection la plus sincère, Naima, Katia, Monika, Taous, Lynda, Hassina.

UNE SPECIALE DEDICACE A CETTE PERSONNE QUI COMPTE ENORMEMENT POUR MOI, mon cher mari et mon petit ange d'amour Tarek

Lynda Benhamou

**Chapitre I : Notions de mécanique des fluides et de dynamique
des gaz**

Figure I.1 : élément de volume 6
Figure I.2 : tube de courant..... 8
Figure I.3 : conservation d'énergie..... 9
Figure I.4 : état générateur..... 12
Figure I.5 : écoulement dans une tuyère convergente divergent 16

Chapitre II : turbomachine générale

Figure II.1 : classification des compresseurs 23
Figure II.2 : Schéma d'un étage d'un compresseur centrifuge 23
Figure II.3 : Triangle des vitesses d'un étage du compresseur centrifuge 24
Figure II.4 : schéma d'un compresseur axial 25
Figure II.5 : vitesse de fluide à l'entrée et à la sortie de compresseur 26
Figure II.6 : Compresseur axial multi étagés 26
Figure II.7 : représentation schématique d'un étage de turbocompresseur
axiale (2D)..... 27
Figure II.8 : schéma des triangles des vitesses au rayon moyen..... 28
Figure II.9 : Point de fonctionnement d'un compresseur 31

Chapitre III : aérodynamique des aubes

Figure III.1 : coupe d'une aube..... 32
Figure III.2 : distribution de la pression sur l'intrados et l'extrados d'une
aube..... 34

Figure III.3 : effort s'exerçant sur une aube 35
Figure III.4 : effort de trainée et de portance sur une aube..... 37

Chapitre IV : résultat et interprétation

Figure IV.1 : Compresseur axial 3D..... 41
Figure IV.2 : géométrie sous gambit..... 42
Figure IV.3 : Maillage de la géométrie..... 42
Figure IV.4 : interface de vérification 43
Figure IV.5 : interface de définition de l'échelle 43
Figure IV.6 : interface des éléments de la géométrie 44
Figure IV.7 : interface pour définir le type de Solver..... 44
Figure IV.8 : interface de définition du model 45
Figure IV.9 : interface de l'équation de l'énergie 45
Figure IV.10 : interface itérations 46
Figure IV.11 : interface de visualisation des résultats..... 46
Figure IV.12 : interface iso-surface 47
Figure IV.13 : interface de création des lignes 48
Figure IV.14 : Courbe de convergence des résidus..... 49
Figure IV.15 : Distribution des vecteurs vitesses au bord d'attaque 49
Figure IV.16 : Distribution des vecteurs vitesses autour de l'aube dans le plan XZ 50
Figure IV.17 : Distribution des vecteurs vitesses au bord de fuite..... 50
Figure IV.18 : Distribution de champ de vitesse dans le plan XY 51

Figure IV.19 : Distribution de la pression absolue dans le plan YZ	51
Figure IV.20 : Distribution de la pression absolue dans le plan XZ	52
Figure IV.21 : Distribution de la pression dynamique dans le plan XY	52
FigureIV.22 : Distribution de la pression statique dans le plan XY	53

Liste des courbes

Courbe IV.1 : Evolution de la pression absolue et la pression dynamique suivant l'axe x 53

Courbe IV.2 : Evolution des pressions suivant l'axe y 54

Courbe IV.3 : Evolution de coefficient de pression suivant l'axe x..... 54

Courbe IV.4 : Evolution de coefficient de pression suivant l'axe z..... 55

Courbe IV.5 : Evolution des vitesses relatives suivant l'axe x..... 55

Courbe IV.6 : Evolution des vitesses relatives suivant l'axe y..... 56

Courbe IV.7 : Evolution des vitesses relatives suivant l'axe z 56

Courbe IV.8 : Evolution de la turbulence suivant l'axe x 57

Courbe IV.9 : Evolution de la turbulence suivant l'axe y 57

Courbe IV.10 : Evolution de la turbulence suivant l'axe z 58

Notation principale

SYMBOLE	DESIGNATION	UNITE
a	Vitesse du son	m/s
C	Vitesse absolue	m/s
C_x	Coefficient de trainée	/
C_z	Coefficient de portance	/
dm	Masse perdue	Kg
Ec	Energie cinétique	Joule
Ep	Energie potentielle	Joule
F	Force	N
F_x	Trainée	N
F_z	Portance	N
h	Enthalpie massique	J/Kg
i	Numéro d'étage	/
K	Coefficient polytropique	/
M	Nombre de mach	/
\dot{m}	Débit massique	Kg/s
P	Pression statique	bar ou pa
P_t	Pression totale	bar ou pa
Q	Quantité d'énergie thermique	Joule
R	Degré de réaction	/
r	Constante massique des gaz parfait	J/Kg.K
S	Section, surface	m ²
T	Température statique	K
T_t	Température totale	K

Notation principale

U	Energie interne massique	Joule
u	Vitesse d'entrainement	m/s
V	Volume, vitesse absolue	m ³ , m/s
v	Volume massique	m ³ /kg
Q _v	Débit volumique	m ³ /s
W	Travail totale	Joule
w	Vitesse relative, travail massique	m/s, J/Kg
W'	Travail de transvasement	Joule
α	Angle de vitesse absolue	Degré
β	Angle de vitesse relative	Degré
θ	Angle de calage	Degré
τ	Serrage (pas relatif de l'aube)	/
ε	Angle de perte	Degré
ρ	Masse volumique	kg/m ³
ρ_t	Masse volumique totale	kg/m ³
Δ	Différence	/

Résumé

La méthodologie développée à travers ce mémoire permet de simuler le comportement du fluide au sein d'un compresseur mono-étagé pendant le phénomène de pompage, et de ce fait prédire, lors de la phase de conception, la variation temporelle des forces aérodynamiques appliquées sur les pales, ainsi que la pression et la température aux points d'extraction d'air.

L'approche utilisée consiste en un couplage d'une résolution numérique (CFD) 3D des équations moyennées de Navier-Stokes du compresseur, avec des équations unidimensionnelles (qui représentent le comportement des autres éléments) appliquées sous forme de conditions limites dynamiques. La méthode fut mise en pratique avec un code commercial CFD, dont certaines options facilitent l'implémentation des équations 1D aux conditions limites dynamiques du modèle CFD. De plus, afin d'obtenir des temps de calculs raisonnables, un seul passage d'aube par rangée d'aubes du compresseur fut simulé pour capturer le comportement de l'air dans le compresseur.

Abstract

The methodology developed in this thesis allows for the simulations of the flow behavior inside a mono-stage compressor during surge and, by extension, predict at the design phase the time variation of aerodynamic forces on the blades and of the pressure and temperature at bleed locations inside the compressors

The approach taken consists of coupling 3-D CFD simulations of the compressor with 1-D equations modeling the behavior of the other components applied as dynamic boundary conditions. The method was put into practice in a commercial CFD code whose integrated options facilitated the implementation of the 1-D equations into the dynamic boundary conditions of the computational domain. In addition, in order to limit computational time, only one blade passage was simulated per blade row to capture the comportment of air in compressor .

Sommaire

Remerciement	I
Liste des figures.....	V
Liste des courbes	VIII
Nomenclature	IX
Résumé.....	XI
Abstract.....	XII
Introduction générale	1

Chapitre 1 : Notion de la mécanique des fluides et de dynamique des gaz

I.1. Rappels de la mécanique des fluides	4
I.1.1.Introduction.....	4
I.1.2.Milieu continue et particules de fluide	4
a. Fluide incompressible	5
b. Fluide compressible	5

I.1.3. Equations de la dynamique des fluides.....	5
I.1.3.1. Equation d'état du fluide	5
I.1.3.2. Equation de conservation de la masse	5
a- Cas d'un écoulement permanent	7
b- Cas d'un tube de courant en écoulement permanent.....	7
I.1.3.3. Equation de conservation de quantité de mouvement	7
I.1.3.4. Équation d'énergie.....	8
I.2. Rappels dynamique des gaz	10
I.2.1. vitesse du son	10
I.2.2. Nombre de Mach.....	10
I.2.3. Equation de ZEUNER.....	11
I.2.4. Equation de BARRE SAINT-VENANT	11
I.2.5. Etat générateur	12
I.2.5.1. Grandeurs génératrices.....	12
I.2.5.2. Grandeurs critiques	14
I.2.6. Théorème de HUGONIOT	14

Chapitre II : Généralités sur les turbomachines

II.1. Généralités sur les turbomachines.....	17
II.1.1. Classification des turbomachines	17
II.1.1.1. La nature de fluide	17
II.1.1.2. sens de l'échange d'énergie	17
II.1.1.3. Le trajet du fluide par rapport à l'axe	17
II.1.1.4. Le mode d'action du fluide	18

I.1.1.5.La nature de fluide	18
I.1.1. 6.Le degré d'injection	18
I II.1.1.7.Le nombre d'éléments disposés en série.....	18
II.1.2.Constituants des turbomachines	18
II.1.3.Fonctionnement et domaine d'utilisation des turbomachines	19
II.1.3.1.compression de gaz	19
II.1.3.2.Transport de fluide	19
II.1.3.3.Ventilation	20
II.1.3.4. récupération d'énergie d'un fluide (turbines).....	20
II.1.4. Avantages et inconvénients	20
II. 2.Compresseur	20
a)compresseur	
b) pompe à vide	
c)soufflante	
d) ventilateur	
II.2.1.But de la compression	22
II.2.2.Classification des compresseurs	21
II.2.2.1.Compresseur centrifuge	23
II.2.2.2.Compresseur axial.....	24
II.2.2.2.1.Définition.....	23
II.2.2.2.2.Principe de fonctionnement.....	25
II.2.2.2.3.Notion d'étage et échange d'énergie	26
II.2.2.2.4.Triangle des vitesses pour un étage d'un compresseur axial.....	28

II.2.2.2.5.Degré de réaction	28
II.3.Phénomène de pompage	28
II.3.1.Introduction	30
II.3.2.Les dispositifs de protection contre le pompage.....	31

Chapitre III : Aérodynamique des aubes

III. Aérodynamique des aubes	32
III.1.Introduction.....	30
III.2.Distribution de la pression sur une aube et les efforts de la trainée et de la portance.....	33
III.3.Effort axial	38
III.4. Hypothèses.....	39
III.4.1. Densité constante	39
III.4.2. Vitesse axiale constante	40
III.4.3. Vitesse entre les couronnes d'aubes.....	40
III.4.4. Egalité entre vitesse d'entrée et vitesse de sortie d'un étage	40

Chapitre IV : Résultats et Interprétations

IV.1. Introduction.....	41
IV.2.Description de la géométrie.....	42
IV.3.Construction d'un maillage.....	42
IV.4.Notice d'utilisation de fluent.....	43
IV.3.Résultats de la simulation.....	48
IV.3.1.Courbe de convergence des résidus.....	48
IV.3.2.Orientation des vecteurs vitesses.....	49
IV.3.3.Distribution de la pression autour de l'aube.....	51

IV.4.Courbes des différents paramètres dans l'espace de jeu 53

IV.5.Interpretation des résultats..... 58

Conclusion général 60

Annexe..... 61

Bibliographie 67

Introduction

Introduction générale

La mécanique des fluides est une science qui étudie le comportement des fluides au repos et en mouvement. C'est une science qui trouve des applications dans plusieurs domaines tels que l'astrophysique, la biomédecine, la météorologie, la géophysique, la physique du plasma, l'aérodynamique, l'hydraulique, les turbomachines et les équipements thermiques. La mécanique des fluides est subdivisée en plusieurs branches qui sont définies par les propriétés des fluides[1].

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

Le développement de l'aérodynamique a favorisé l'essor d'autres sciences telles que l'informatique avec l'apparition d'ordinateurs de plus en plus puissant, malgré leur coût, les techniques expérimentales et bien sûr, les mathématiques avec leurs grands progrès et contribution en techniques numériques pour la résolution en mécanique des fluides des équations de NAVIER STOKES généralisées [2].

Les turbomachines forment une famille importante d'appareils qui utilisent un fluide pour effectuer une transformation d'énergie. de manière générale, 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 de latin turbinis qui signifie qui tourne ou alors en rotation.il a été introduit en France 1822 par l'ingénieur de mines Claude Burdin (1790-1873).

Le principe de fonctionnement des compresseurs axiaux est connu depuis bien longtemps. Déjà en 1853, Tournaire présentait à l'académie française des sciences le principe d'un compresseur axial poly étagé. Sir Charles Parsons obtient en 1901 sa licence de commerce « improvements in Compressors and Pumps of the turbine type ». Quelques temps plus tard, il construisit son premier compresseur axial qui ne comptait pas moins de dix-neuf étages. Cette machine n'était rien d'autre qu'une turbine à réaction entraînée en sens inverse,

tournait à une vitesse de rotation de 4000tr/min, pour un débit de 1,82kg/s, un taux de compression de 1,75, et un rendement de seulement soixante pour-cent. Une vingtaine d'années plus tard on commença, en Europe et aux Etats -Unis à percevoir les possibilités des compresseurs axiaux et beaucoup de recherches y furent consacrées. [3]

Contrairement aux compresseurs radiaux ou centrifuges, une particule de fluide reste, dans un compresseur axial, à une distance plus au moins constante de l'axe de la machine. Si on ne tient pas compte des phénomènes visqueux, on peut constater qu'il existe une assez grande analogie entre les principes de fonctionnement des compresseurs axiaux et des turbines axiales. Ceci n'est qu'apparent, car en réalité, il est bien plus difficile de garder l'écoulement sous contrôle dans les compresseurs que dans les turbines. Dans ces dernières, la pression diminue dans la direction de l'écoulement. Dans les compresseurs, la pression augmente. Ce gradient de pression défavorable suivant la direction de l'axe induit, bien plus vite que dans les turbines. Une tendance au décrochage dans l'écoulement. On doit par conséquent veiller à ce que le gradient de pression reste limiter. Ceci explique ainsi pourquoi le nombre de disques d'aubes dans les compresseurs est toujours beaucoup plus élevé que dans les turbines[3].

Le but de notre travail sera de simuler l'écoulement de l'air à travers un canal de compresseur (CME2) monocellulaire dont le diamètre 275mm.

La simulation est effectuée à l'aide du code de calcul qui est basé sur la Méthode des Volumes Finis.

Le plan proposé pour la présentation du travail est le suivant:
Dans le premier chapitre, on fait une étude théorique sur quelques propriétés du fluide, et des différents types d'écoulements, un rappel des équations fondamentales de la mécanique des fluides et de dynamique des gaz.

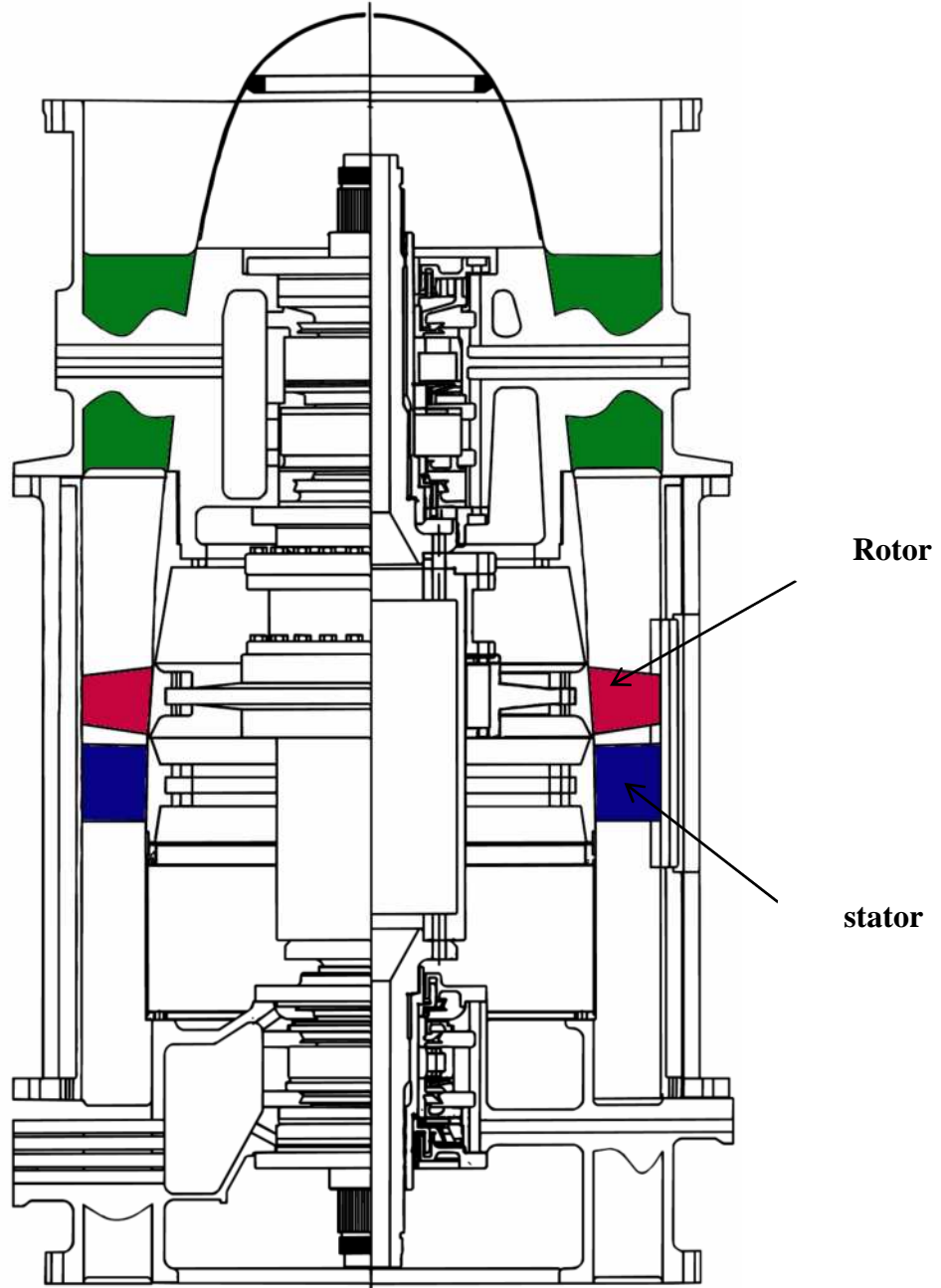
Le deuxième chapitre est consacré à quelques rappels théoriques sur les turbomachines et une petite description sur le phénomène du pompage classique.

Le troisième chapitre est dédié à l'étude de la partie aérodynamique au niveau des aubes. Et une présentation des caractéristiques géométriques de profil type NACA65A012.

La modélisation et le traitement sous « Fluent » seront l'objet du quatrième chapitre. On y abordera les différentes étapes passées pour modéliser le problème, depuis la création de la géométrie sous « Gambit » en passant par le paramétrage de « Fluent » jusqu'à la résolution.

En fin, nous évaluerons et discuterons les résultats des simulations.

Schéma d'un compresseur axial



Chapitre I:

Notions de la mécanique de fluide et dynamique des gaz

I.1. Rappels de la mécanique des fluides

I.1.1. Introduction

Le domaine d'application de la mécanique des fluides, qui consiste à étudier les mouvements de fluide, est extrêmement vaste incluant ainsi, par exemple, les domaines de l'aérodynamique, la combustion, le nucléaire. Bien que très ancienne, la science de la mécanique des fluides a connu un développement très rapide à la fin du deuxième millénaire. Grâce à l'apport de moyens informatiques puissants et au développement des méthodes numériques, la résolution numérique des écoulements pratiques complexes incluant le phénomène des turbulences avec des transferts de chaleur et/ou de masse, est devenu possible. [4]

Il y a trois branches importantes en mécanique des fluides :

- La statique des fluides: c'est l'étude des fluides au repos ou en équilibre.
- La cinématique des fluides : c'est l'étude des écoulements du fluide en mouvement.
- La dynamique des fluides : c'est l'étude des écoulements des fluides dépendant des Forces à l'origine de leurs mouvements. En mécanique, on s'intéresse tout d'abord à la dynamique de la particule. Cependant l'introduction du concept de milieu continu nous permettra de décrire le mouvement d'un fluide sans faire l'analyse détaillée de la dynamique des particules discrètes qui le composent. [4]

I.1.2. Milieu continu et particules de fluide

L'étude du mouvement de fluide est faite en définissant la notion de particule sur laquelle sont appliquées les lois fondamentales de la dynamique. Cet élément de fluide est considéré petit dans une échelle macroscopique mais très grand à l'échelle moléculaire pour pouvoir contenir un nombre représentatif de molécules. La particule de fluide doit posséder les propriétés de fluide en bloc. dans ce sens le fluide est considéré comme un milieu continu et ses propriétés sont définies, non pas par son aspect moléculaire, mais plutôt par l'introduction de quantités physiques du fluide telles que la masse volumique, la viscosité, etc. il faut noter, toutefois, qu'une étude à l'échelle moléculaire reste possible mais qu'elle nécessite néanmoins des moyens de calculs considérables, impossible à réunir actuellement. [5]

Les fluides peuvent être classés en deux grandes familles :

- Non Newtoniens ; comme le sang, les gels, les boues, les pâtes, les suspensions, les émulsions,...qui ont la particularité d'avoir leur viscosité qui varie en fonction de la vitesse et des contraintes qu'ils subissent lorsqu'ils s'écoulent.
- Newtoniens ; comme l'eau, l'air et la plupart des gaz, qui ont une viscosité constante ou qui ne peut varier qu'en fonction de la température. Les fluides Newtoniens sont classés comme suit :[4]

- **Fluide parfait** : Fluide n'offrant aucune résistance à un changement de forme quelconque, c'est-à-dire entièrement dépourvu de viscosité. Le concept de fluide parfait ou de fluide non-visqueux est une approximation destiné à faciliter les études sur les fluides.
- **Fluide réel** : Une autre caractéristique importante des fluides réels est la viscosité, que l'on peut définir comme la propriété que possède le fluide à opposer une résistance à tout déplacement ou changement de forme. Celle-ci est caractérisée par un coefficient μ appelé viscosité dynamique. Les fluides possèdent un certain nombre de caractéristique, parmi lesquelles :

a. Fluide incompressible : Un fluide incompressible est un fluide dont la masse volumique ρ est constante. Dans la pratique on nomme fluide incompressible un fluide pour lequel ρ est indépendante de P et de la température T .

b. Fluide compressible : Un fluide compressible est un fluide pour lequel il faut tenir compte des variations de ρ avec P . [5]

I.1.3. Equations de la dynamique des fluides

I.1.3.1. Equation d'état du fluide

$$f(P, \rho, T) = 0 \quad (\text{I.1})$$

Dans de nombreux calculs nous prendrons celle des gaz parfait :

$$\frac{P}{\rho} = rT \quad (\text{I.2})$$

I.1.3.2. Equation de conservation de la masse

Soit un milieu fluide continu (ne comportant pas de trous d'air) sans sources ni puits.

Considérons le parallélépipède fixe élémentaire dx_1, dx_2, dx_3 . La (fig.I.1) représente sa projection sur le plan 1,2. [3]

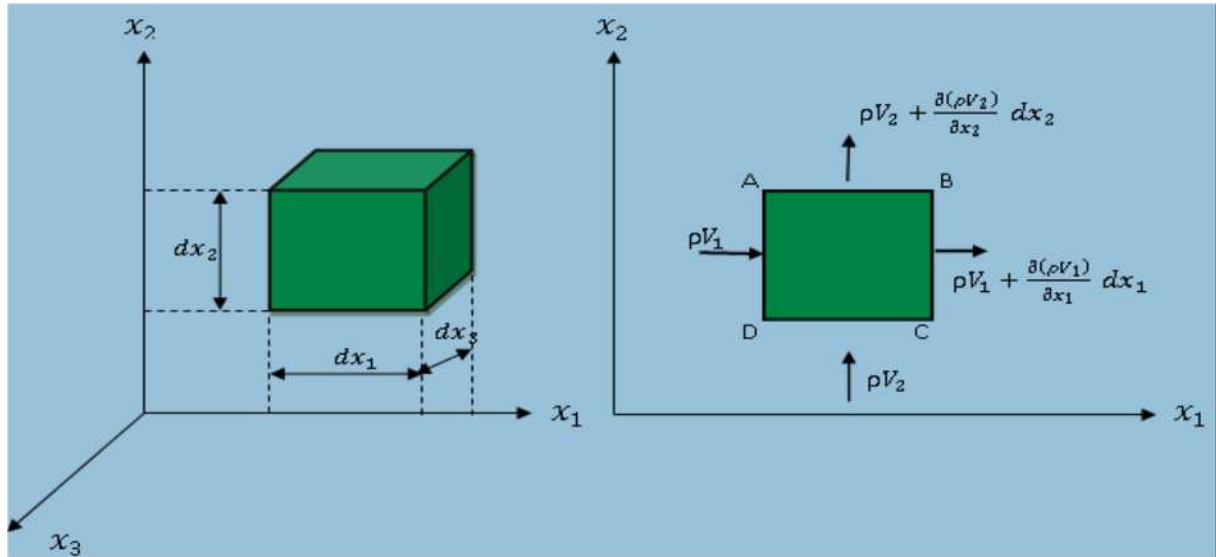


Figure.I.1 : Élément de volume [3]

Le volume de liquide qui entre par la face AD pendant le temps dt est :

$$V_1 dx_2 dx_3 dt \quad (I.3)$$

La masse correspondante est :

$$\rho V_1 dx_2 dx_3 dt \quad (I.4)$$

De même la masse qui sort par BC est :

$$\left[\rho V_1 + \frac{\partial(\rho V_1)}{\partial x_1} dx_1 \right] dx_2 dx_3 dt \quad (I.5)$$

Le parallélépipède échange, pour ces deux faces, la différence entre la masse sortante et la masse entrante, c'est-à-dire :

$$\frac{\partial(\rho V_1)}{\partial x_1} dx_1 dx_2 dx_3 dt \quad (I.6)$$

On peut faire le même calcul pour les autres directions et, pour l'ensemble des six faces, la masse perdue est :

$$dm = \left[\frac{\partial(\rho V_1)}{\partial x_1} + \frac{\partial(\rho V_2)}{\partial x_2} + \frac{\partial(\rho V_3)}{\partial x_3} \right] dx_1 dx_2 dx_3 dt \quad (\text{I.7})$$

La masse qu'il contient à l'instant t est $\rho dx_1 dx_2 dx_3$. Sa diminution est :

$$dm = - \frac{\partial \rho}{\partial t} dx_1 dx_2 dx_3 dt \quad (\text{I.8})$$

En égalant les deux expressions les deux équations précédentes, on obtient :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho V_1)}{\partial x_1} + \frac{\partial(\rho V_2)}{\partial x_2} + \frac{\partial(\rho V_3)}{\partial x_3} = 0 \quad (\text{I.9})$$

Dite équation de continuité, que l'on peut encore écrire,

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{V}) = 0 \quad (\text{I.10})$$

a- Cas d'un écoulement permanent

Dans ce cas la masse volumique en un point est indépendante du temps. L'équation (I-10) devient :

$$\text{div} \rho \vec{V} = 0 \quad (\text{I.11})$$

b- Cas d'un tube de courant en écoulement permanent

Si V et ρ sont la vitesse et la masse volumique dans une section droite S d'un tube de courant, l'équation de continuité devient :

- Pour un fluide compressible

$$\dot{m} = \rho S V = C^{te} \quad (\text{I.12})$$

- Pour un fluide incompressible

$$, \quad Q_v = S V = C^{te} \quad (\text{I.13})$$

I.1.3.3. Equation de conservation de quantité de mouvement

L'équation des quantités de mouvement dit : " Quel que soit le domaine v de fluide que l'on suit dans son mouvement, la dérivée par rapport au temps des quantités de mouvement, est égal aux forces extérieures appliquées à ce domaine " .

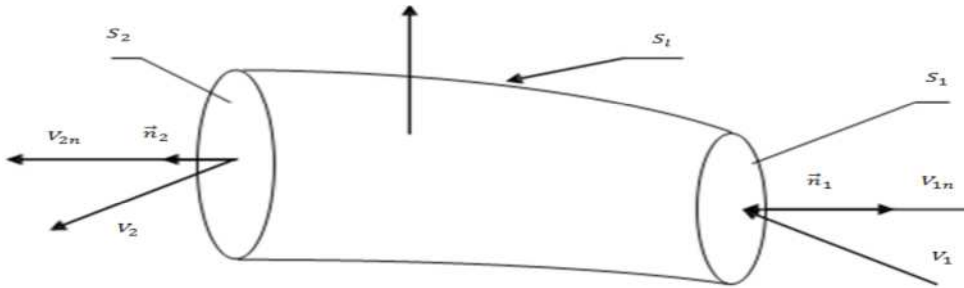


Figure. I.2 : Tube de courant

La loi fondamentale de la dynamique (loi de Newton): la variation de la quantité de mouvement dans l'élément $dx dy dz$ est égale à la somme des efforts appliqués :

$$\Sigma \vec{F}_{\text{ext}} = m \vec{\gamma} \tag{I.14}$$

$$\Sigma \vec{F}_{\text{ext}} = \frac{d}{dt} (m \vec{V}) \quad \text{Soit, pour le vecteur accélération :} \quad \vec{\gamma} = \frac{d}{dt} \vec{V}$$

$$\Sigma \vec{F}_{\text{ext}} = \frac{d}{dt} \iiint \vec{V} \rho \, dv \tag{I.15}$$

$$\Sigma \vec{F}_{\text{ext}} = \frac{\partial}{\partial t} \iiint \rho \vec{V} \, dv + \iint \rho \vec{V} V_n \, dS \tag{I.16}$$

Le régime permanent est caractérisé par :

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint \rho \vec{V} \, dv = 0 \tag{I.17}$$

De plus, s'il est conservatif, il résulte :

$$\Sigma \vec{F}_{\text{ext}} = \dot{m} \vec{V}_2 - \dot{m} \vec{V}_1 \tag{I.18}$$

I.1.3.4. Équation d'énergie

Considérons l'écoulement d'une tranche de fluide, comprise entre les sections S_1 et S'_1 à l'instant « t » et entre S_2 et S'_2 à l'instant « $t + dt$ ». Durant le laps de temps « dt » cette tranche change un certain travail (sur le schéma on a fait ressortir W' , le travail excluant le travail des forces de pression) et une certaine quantité de chaleur Q avec l'extérieur.

D'un point de vue mécanique et thermique, tout se passe comme si le petit dv compris entre S_1 et S_2 et à « t » se retrouvait entre S'_1 et S'_2 à « $t + dt$ ». [6]

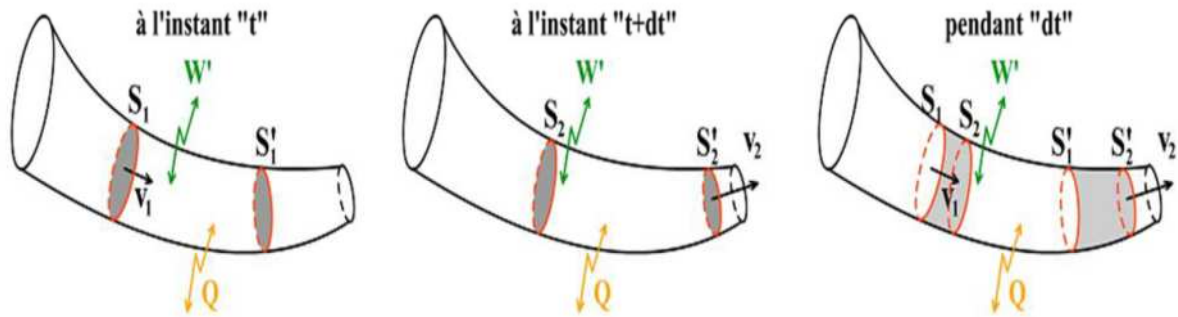


Figure. I.3 : Conservation d'énergie [6]

L'écriture de 1er principe de la thermodynamique pour système ouvert donne :

$$\Delta U + \Delta EC + \Delta EP = W + Q \quad (\text{I.19})$$

Soit

$$U_2 - U_1 + EC_2 - EC_1 + EP_2 - EP_1 = W + Q \quad (\text{I.20})$$

Or, W est le travail total, somme du travail de transvasement (travail total échangé entre le système et l'extérieur) et du travail des forces de pression dû au reste du fluide :

$$W = W' + (P_1 v_1 - P_2 v_2) \quad (\text{I.21})$$

En regroupant les termes, on obtient donc :

$$(U_2 - U_1) + (EC_2 - EC_1) + (EP_2 - EP_1) = W' + (P_1 v_1 - P_2 v_2) + Q \quad (\text{I.22})$$

$$(U_2 + P_2 v_2) - (U_1 + P_1 v_1) + (EC_2 - EC_1) + (EP_2 - EP_1) = W' + Q \quad (\text{I.23})$$

En introduisant la définition de l'enthalpie $H = U + Pv$ on aura :

$$(H_2 - H_1) + (EC_2 - EC_1) + (EP_2 - EP_1) = W' + Q \quad (\text{I.24})$$

Ou sous forme plus condensée :

$$\Delta H + \Delta EC + \Delta EP = W' + Q \quad (\text{I.25})$$

I.2. Rappels dynamique des gaz

I.2.1. vitesse du son

Un écoulement compressible est parcouru par des perturbations de pression. Il s'agit d'ondes de compression ou de détente. La vitesse du son dans le fluide correspond à la vitesse à laquelle se déplacent ces perturbations. Elle est définie par la racine carrée de la dérivée de la pression par rapport à la masse volumique au cours d'une évolution isentropique.

On a donc par définition :

$$a^2 = \frac{\partial P}{\partial \rho} \quad (\text{I.26})$$

Pour un écoulement isentropique de gaz parfait, on a : [5]

$$\frac{P}{\rho^\gamma} = C^{ste} \quad (\text{I.27})$$

Ce qui implique :

$$\frac{\partial P}{\partial \rho} = \frac{\gamma P}{\rho} = a^2 \quad (\text{I.28})$$

Finalement :

$$a = \sqrt{\gamma r T} \quad (\text{I.29})$$

I.2.2. Nombre de Mach

Le nombre du Mach M est une grandeur adimensionnelle définie comme le rapport entre la vitesse du fluide et la vitesse du son au sein de celui-ci : [3]

$$M = \frac{V}{a} = \frac{V}{\sqrt{\gamma r T}} \quad (\text{I.30})$$

Différentes situations peuvent représenter :

- $V < a \Rightarrow M < 1$: Ecoulement subsonique.
- $V = a \Rightarrow M = 1$: Ecoulement sonique.
- $V > a \Rightarrow M > 1$: Ecoulement supersonique.

I.2.3. Equation de ZEUNER

Pour un écoulement adiabatique ($Q = 0$) en l'absence de machine (pas de travail $W'=0$), l'équation d'énergie est : [6]

$$\Delta H + \Delta EC + \Delta EP = 0 \quad (\text{I.31})$$

En négligeant les forces de pesanteur, la variation d'énergie potentielle devient négligeable et il reste :

$$\Delta H + \Delta EC = 0 \quad (\text{I.32})$$

Ou encore :

$$H_2 - H_1 + \left(\frac{1}{2} V_2^2 - \frac{1}{2} V_1^2\right) = 0 \quad (\text{I.33})$$

Qui se résume par :

$$H + \frac{1}{2} V^2 = C^{ste} \quad (\text{I.34})$$

La somme « $H + \frac{1}{2} V^2$ » est appelée énergie total du fluide. Ainsi, dans un écoulement adiabatique, l'énergie totale du fluide est constante.

I.2.4. Equation de BARRE SAINT-VENANT

Pour un gaz parfait on a :

$$H = C_p T$$

Or :

$$C_p = \frac{\gamma r}{\gamma - 1} \quad \text{et} \quad \frac{P}{\rho} = r T$$

En remplaçant $\frac{P}{\rho}$, C_p et H par leurs expressions dans la relation (I.34), on obtient la relation de Barré Saint - Venant :

$$\frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{p}{\rho} + \frac{1}{2} V^2 = C^{ste} \quad (\text{I.35})$$

I.2.5. Etat générateur

On appelle ainsi l'état du fluide en un point de l'écoulement où la vitesse est supposée nulle. On le caractérise par l'indice t. On peut en avoir une représentation physique approchée en supposant que l'écoulement est alimenté par un réservoir de grandes dimensions, dans lequel la vitesse est pratiquement nulle. [3]

Les caractéristiques à l'intérieur de ce réservoir sont alors celle de l'état générateur. L'indice **g** correspond à l'indice **t** qui signifie l'état générateur.

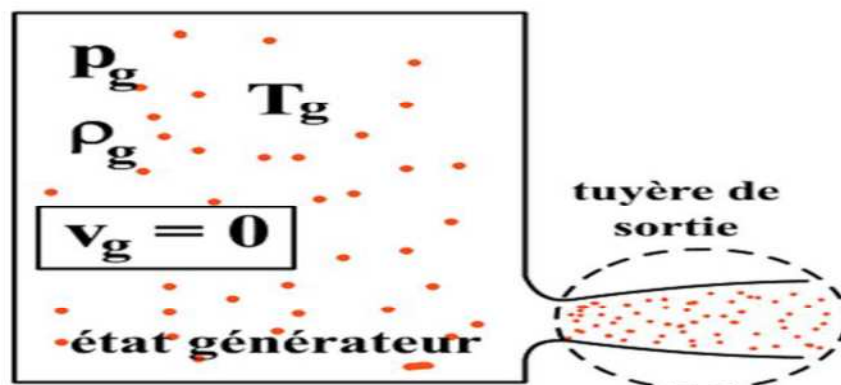


Figure .I.4 : Etat générateur

On exprime habituellement la constante du théorème de Barré de Saint Venant à partir de l'état générateur. En appliquant ce théorème entre l'état entre générateur et le point considéré, on a :

$$\frac{V^2}{2} + \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{P}{\rho}$$

Où

$$\frac{V^2}{2} + C_p T = C_p T_t$$

I.2.5.1. Grandeurs génératrices

Par définition, les paramètres d'arrêt (h , T_t et P_t) sont obtenus en arrêtant isentropiquement l'écoulement.

- **Température totale**

Compte tenu de l'expression de la vitesse du son (I-29), le théorème de Barré de Saint-Venant s'écrit

$$\frac{V^2}{2} + \frac{a^2}{\gamma-1} = \frac{a_t^2}{\gamma-1}$$

Où :

$$\frac{V^2}{a^2} + \frac{2}{\gamma-1} = \frac{2}{\gamma-1} \frac{a_t^2}{a^2}$$

Mais comme :

$$a_t = \sqrt{\gamma r T_t}$$

On peut déduire

$$M^2 + \frac{2}{\gamma-1} = \frac{2}{\gamma-1} \frac{T_t}{T}$$

Soit :

$$\frac{T_t}{T} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \quad (\text{I.36})$$

- **Pression totale**

On appelle transformation poly tropique toute transformation qui satisfait l'équation suivante :

$$T P^k = C^{\text{te}} \quad (\text{I.37})$$

Selon les valeurs particulières du coefficient polytropique k , on écrit :

- $k = 0$, l'évolution est isobare.

- $k = 1$, l'évolution est isotherme.
- $k = \gamma$, l'évolution est isentropique.
- $k \rightarrow \infty$: l'évolution est isochore.

Pour une évolution isentropique

$$T P^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = T_t P_t^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \Rightarrow \frac{P_t}{P} = \left(\frac{T_t}{T}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

D'où :

$$\frac{P_t}{P} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (\text{I.38})$$

- **Masse volumique**

De même, on peut obtenir la masse volumique totale.

$$\rho_t = \frac{P_t}{rT} = \frac{P \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}}{rT \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)}$$

On aura donc

$$\frac{\rho_t}{\rho} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \quad (\text{I.39})$$

II.2.5.2. Grandeurs critiques

Le point d'un écoulement, où $V = a$ (soit $M = 1$), est appelé point critique. Les caractéristiques du fluide en ce point sont dites caractéristiques à l'état critique. On désigne par l'indice c.

$$\frac{T_t}{T_c} = \frac{\gamma+1}{2} \quad (\text{I.40})$$

$$\frac{P_t}{P} = \left(\frac{\gamma+1}{2}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (\text{I.41})$$

$$\frac{\rho_t}{\rho} = \frac{(\gamma-1)^{\frac{1}{\gamma-1}}}{2} \quad (\text{I.42})$$

I.2.6. Théorème de HUGONIOT

Le théorème d'HUGONIOT donne explicitement les variations de la section, de la vitesse et de la pression dans une canalisation à section variable pour différents régimes d'écoulements. Considérons que l'écoulement est isentropique. [3]

a) Relation entre dS et dV

En différenciant l'équation de conservation de continuité, on obtient :

$$\frac{d\rho}{\rho} + \frac{dS}{S} + \frac{dV}{V} = 0$$

L'équation de Saint-Venant donne :

$$V dV + \frac{dP}{\rho} = 0$$

La vitesse du son est

$$a = \sqrt{\frac{dp}{d\rho}}$$

On en tire :

$$dP = a^2 d\rho$$

$$V dV = -a^2 \frac{d\rho}{\rho}$$

$$\frac{d\rho}{\rho} = -\frac{V dV}{a^2} = -\frac{V^2}{a^2} \frac{dV}{V} = -M^2 \frac{dV}{V}$$

$$\frac{dS}{S} = -\frac{dV}{V} - \frac{d\rho}{\rho}$$

$$\frac{dS}{S} = \frac{dV}{V} (M^2 - 1) \quad (\text{I-43})$$

b) Relation entre dV et dP

$$V dV = -\frac{dP}{\rho}$$

$$\frac{dV}{V} = -\frac{1}{V^2} \frac{dP}{\rho} = -\frac{1}{M^2 a^2} \frac{dP}{\rho} = \frac{dP}{M^2 \gamma P}$$

$$\frac{dV}{V} = -\frac{1}{M^2 \gamma} \frac{dP}{P} \quad (\text{I-44})$$

Théorème de HUGONIOT donne l'interprétation de la première relation. Dans un écoulement adiabatique par tranches :

1) Si $M < 1$ (vitesses subsoniques), la vitesse varie en sens inverse de la section $dV > 0$ entraîne $dS < 0$

2) Si $M > 1$ (vitesses supersoniques), la vitesse varie dans le même sens que la section $dV > 0$ Si $dS > 0$

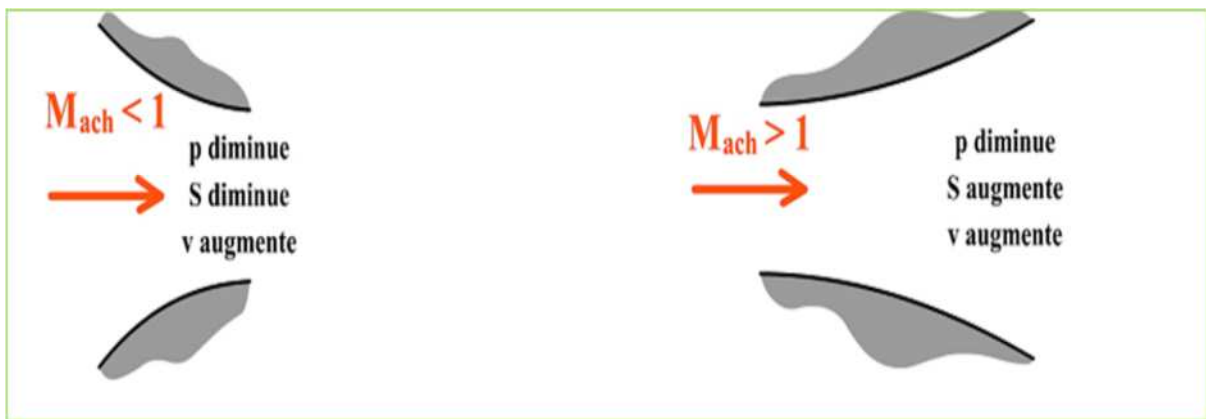


Figure .I.5 : Ecoulement dans une tuyère convergente divergente [3]

3) La vitesse du gaz ne peut être égale à la vitesse du son que dans une section de la canalisation où l'aire est minimale en effet « $V = a$ » d'où :

$$\frac{dS}{S} = 0$$

Ce qui correspond à $dS = 0$

La seconde relation montre que, dans tous les cas, la vitesse et la pression varient en sens inverse.

Chapitre II : **Généralités sur les turbomachines**

II.1.Généralités sur les turbomachines

On appelle turbomachine, toute machine dans laquelle un fluide échange de l'énergie avec une ou plusieurs roues tournantes (ou rotor) munies d'aubes ou ailettes. Les aubes ménagent entre elles des canaux par lesquelles le fluide s'écoule. Plongées dans l'écoulement, ces aubes ou obstacles présentent des formes adaptées à la fonction qui leur est assignée.[7]

II.1.1.Classification des turbomachines

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

II.1.1.1.La nature de fluide

Qu'il s'agisse d'un fluide compressible ou non, le tracé et le fonctionnement des machines diffèrent notablement.

II.1.1.2.sens de l'échange d'énergie

On distingue les machines réceptrices qui reçoivent du travail et les machines motrices qui en fournissent.[8]

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

II.1.1.3. Le trajet du fluide par rapport à l'axe

Dans certaines machines les tubes de courant les traversant sont essentiellement parallèles à leurs axes, on les appelle, par conséquent, machines axiales.

Sur d'autres machines, au contraire, le trajet des particules les traversant est perpendiculaire à l'axe. On appelle ce genre de machines radiales (centrifuges ou centripètes).

II.1.1.4. Le mode d'action du fluide

Suivant le degré de réaction, on distingue :

- les machines à action.
- Les machines à réaction.

II.1.1.5. La nature de fluide

Qu'il s'agisse d'un fluide compressible ou non, le tracé et le fonctionnement des machines diffèrent notablement.

II.1.1.6. Le degré d'injection

Suivant le remplissage de la totalité ou non des canaux de fluide, on peut citer les machines à injection totale ou partielle.

II.1.1.7. Le nombre d'éléments disposés en série

- Machines mono étages (monocellulaires),
- Machines multi étages (multicellulaires).

II.1.2. Constituants des turbomachines

Une turbomachine ne comporte qu'un couple de grille, statorique et rotorique, est dite à simple étage ou encore monocellulaire .les machines comportant plusieurs étages sont, quant à elle, appelées multicellulaires.

Une machine monocellulaire se compose de trois organes distincts que le fluide traverse successivement :[7]

➤ **Le distributeur**

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

➤ **Le rotor**

Au sein duquel s'effectue l'échange d'énergie par le travail des forces aérodynamiques sur les aubes en rotation.

➤ **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. Comme pour le distributeur, le diffuseur peut contenir une couronne d'aubes fixes qui a pour fonction, s'il y a lieu, de redresser le fluide de façon à le ramener à sa direction primitive, généralement axiale, avant son évacuation vers l'extérieur.

➤ **Des dispositifs d'étanchéité**

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

II.1.3.Fonctionnement et domaine d'utilisation des turbomachines

II.1.3.1.compression de gaz

Fonction qui se présente dans des domaines très diversifiées : industrie chimique (pression de réaction), industries pétrolières (extraction de pétrole), ou simplement production d'air comprimé. Il y a, aussi, des compresseurs associés à d'autres éléments (turbines, chambre de combustion,...) pour la production de l'énergie mécanique ou pour la propulsion en aéronautique.

II.1.3.2.Transport de fluide

- **Elévation** : fourniture d'une énergie pour vaincre le champ gravitationnelle (pompes) et les éventuelles pertes.
- **Transport horizontal** : apport périodique d'énergie au fluide pour vaincre les pertes de charges.

II.1.3.3.Ventilation

Appareil destiné à produire de l'air frais ou à activer le renouvellement de l'air pour le refroidissement.

II.1.3.4. récupération d'énergie d'un fluide (turbines)

- **Liquide** : récupération d'énergie potentielle hydraulique (barrage).
- **Gaz** : turbine de dentiste, turbocompresseur, turbo pompe, turbines associées à d'autres éléments (compresseur chambre de combustion,...) pour la production d'énergie mécanique, ou pour la propulsion en aéronautique.

II.1.4. Avantages et inconvénients

Malgré le grand avantage des turbomachines, celui d'être utilisées dans plusieurs domaines très sophistiqués, cela n'empêche pas, vu le contexte actuel de la libération du marché de l'énergie qui impose leur fonctionnement dans des régimes à charge partielle, (non prévue lors de la conception des machines), qu'elles aient en plus du problème de corrosion, celui des causes internes liées au comportement du fluide à travers les aubes. Ces causes conduisent à des fluctuations de pression/ vitesse, fonctionnement en régime de cavitation et, par conséquent, à des fortes sollicitations mécaniques, et donc à la fatigue prématurée du matériel, à l'apparition de fissures et à une diminution conséquente du temps d'exploitation de la machine.

II. 2.Compresseur

Un compresseur est une machine qui a pour fonction d'élever la pression du fluide qui le traverse. Les gaz sont, généralement, des fluides compressibles alors que les liquides sont pratiquement incompressibles.[7]

Pour des taux de compression très faibles les gaz peuvent être considérés comme incompressibles. C'est le cas des écoulements dans les soufflantes ou dans les ventilateurs.

L'élévation de pression d'un gaz par un compresseur est utilisée pour atteindre un niveau de pression déterminé par des procédés bien définis.

Dans la famille des turbocompresseurs on distingue :

a)compresseur : machine dont le gain de pression est supérieur à 2 bar.

b) pompe à vide : machine qui refoule un gaz de la zone à très basse pression à la zone de pression atmosphérique.

c)soufflante : machine dans le gain de pression est compris entre 0.1 et 2 bar.

d) **ventilateur** : le gain de pression ne dépasse pas 0.1bar.

II.2.1. But de la compression

La compression en générale, peut être imposée par la nécessité technique de déplacer une certaine quantité de gaz d'un système à une certaine pression, vers un autre système à une autre pression plus élevée.

Cette opération à pour but de :

- Faire circuler un gaz dans un circuit fermé.
- Envoyer un gaz dans une pipe –line de la zone de production vers l'utilisateur
- Obtenir de l'air comprimé pour la combustion récupérer du gaz.

II.2.2. Classification des compresseurs

Les compresseurs peuvent être classés selon plusieurs caractéristiques Selon :

- le principe de fonctionnement (volumétrique, dynamique)
- mouvement des pièces mobiles (mouvement linéaire, rotatif)
- les compresseurs d'air
- les compresseurs des gaz

En général, il existe deux grandes familles de compresseur, les compresseurs volumétriques et les turbocompresseurs, Dans les premiers, l'élévation de pression est obtenue en réduisant un certain volume de gaz par l'action mécanique, dans les seconds, on augmente la pression en convertissant de façon continue l'énergie cinétique communiquée au gaz en énergie de pression due à l'écoulement autour des aubages dans la roue.

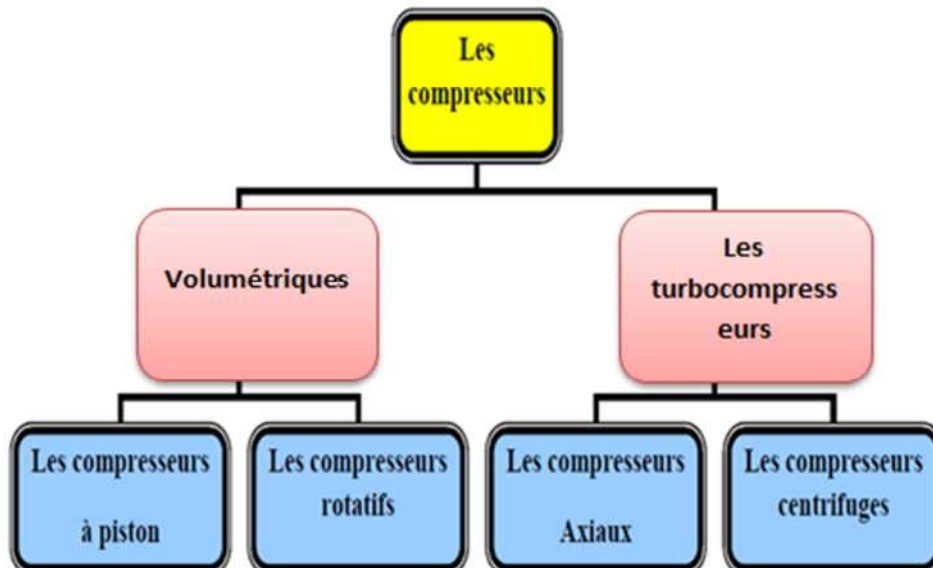


Figure .II.1 : Classification des compresseurs

Dans ce projet on s'intéresse au turbocompresseur, en l'occurrence, le compresseur axial.

II.2.2.1.Compresseur centrifuge

Le schéma d'un compresseur centrifuge est présenté sur la figure suivante :

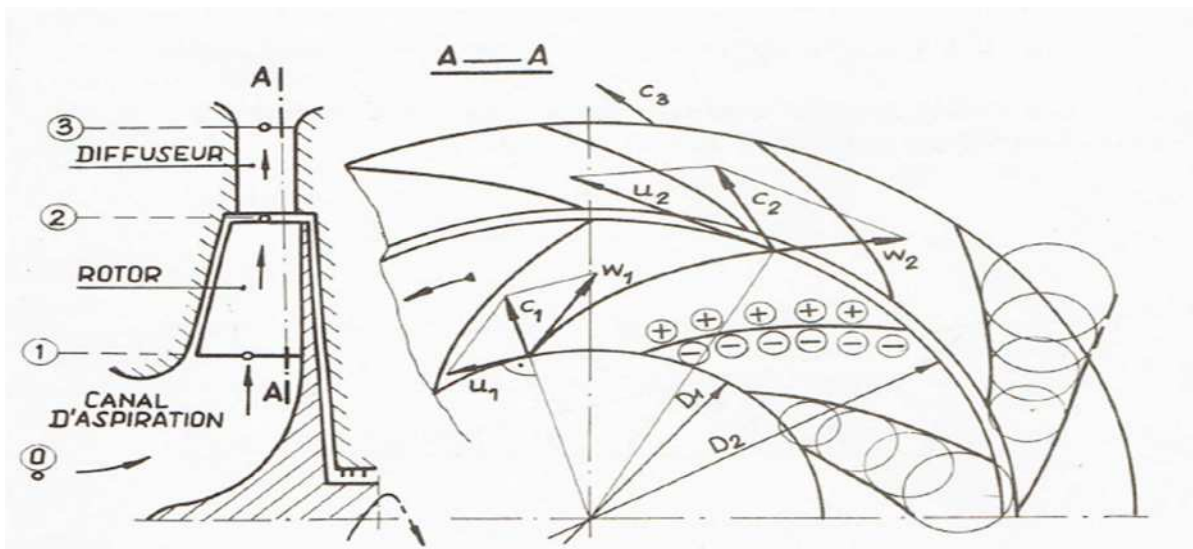


Figure.II.2 : Schéma d'un étage d'un compresseur centrifuge

Chapitre II : Généralités sur les turbomachines

Le fluide entre à l'étage par le canal d'aspiration, où il est accéléré et dirigé au rotor ($C_1 > C_0, P_1 < P_0$).

Dans la roue le fluide est accéléré dans le système absolue ($C_2 > C_1$) et décéléré dans le système mobile, donc il est comprimé dans le rotor ($W_2 < W_1, P_2 > P_1$). Les canaux du rotor sont divergents [7].

Dans les canaux du diffuseur, la vitesse du fluide diminue (canaux divergents) et la pression augmente ($C_3 < C_2, P_3 > P_2$).

Les triangles des vitesses d'un étage du compresseur centrifuge sont montrés sur la figure suivante: [7]

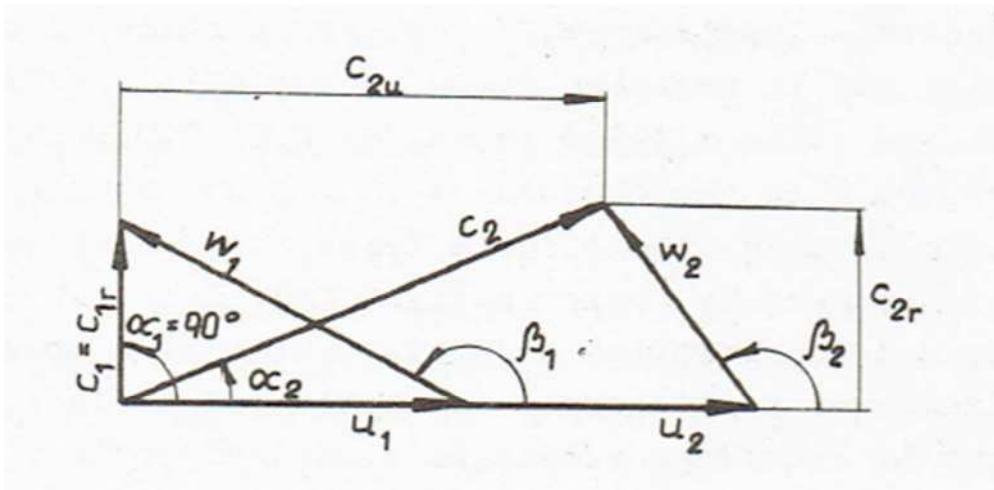


Figure.II.3 : Triangle des vitesses d'un étage du compresseur centrifuge

II.2.2.2. Compresseur axial

II.2.2.2.1. Définition

Le compresseur axial est un compresseur dont le flux d'air suit l'axe de rotation, et dont le fluide de sortie a un mouvement radial. Il génère un flux continu d'air comprimé et fournit un rendement élevé pour une masse volumique donnée et une section donnée du compresseur. Il est nécessaire d'avoir plusieurs étages de pales pour obtenir des pressions élevées et des taux de compression équivalents à ceux d'un compresseur centrifuge. [7]

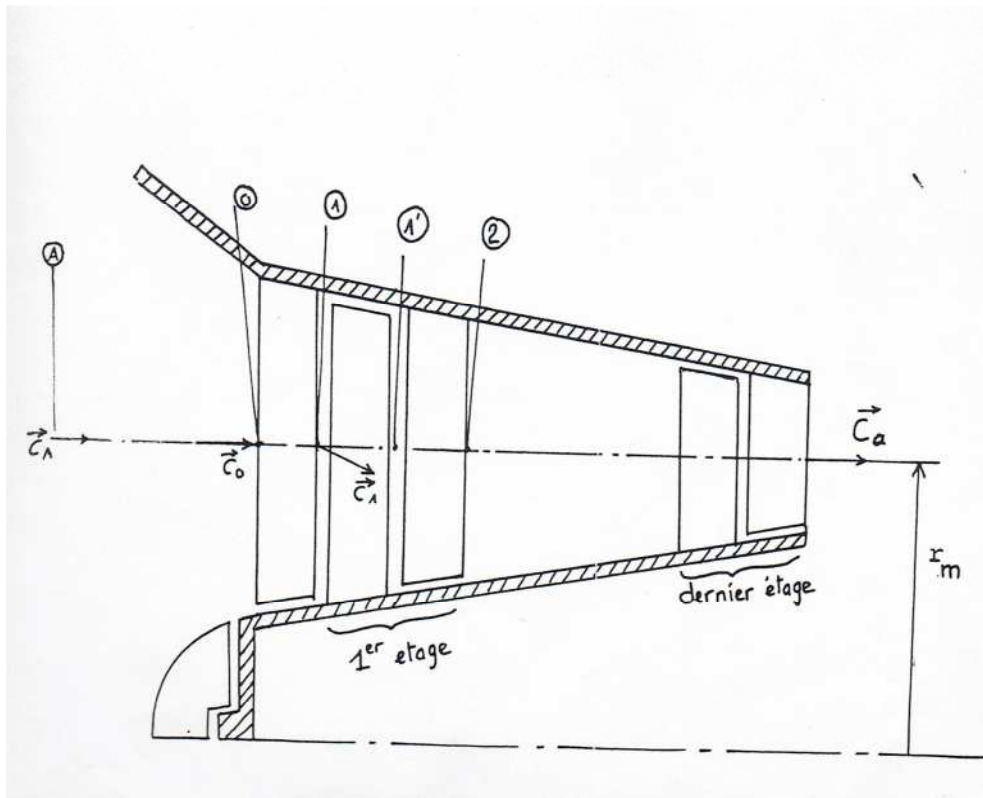


Figure. II.4 : Schéma d'un compresseur axial

II.2.2.2.Principe de fonctionnement

Le fluide pénètre dans le canal d'aspiration à une vitesse C_1 relativement faible...la forme géométrique convergente de tube de ce dernier, entraîne une chute de pression du fluide et une augmentation de sa vitesse jusqu'à la valeur \vec{C}_0 aux aubes directrices et sort à la vitesse \vec{C}_1 , dont sa direction est déterminée par l'angle α_1 (fig.II.5).

A la sortie des canaux divergents du rotor, la vitesse relative \vec{W} du fluide subit une diminution et la pression augmente, contrairement à son passage dans le diffuseur d'entrée. Le fluide pénètre, ensuite, dans les canaux fixes (diffuseur) à la vitesse absolue \vec{C}'_1 dont la direction est donnée par l'angle α'_1 . Ces canaux étant divergents, le fluide verra sa vitesse décroître et sa pression augmenter. [7]

Les figures 1 2 3 montrent les différentes vitesses (relatives et absolues) ainsi que les angles caractérisant leurs directions.

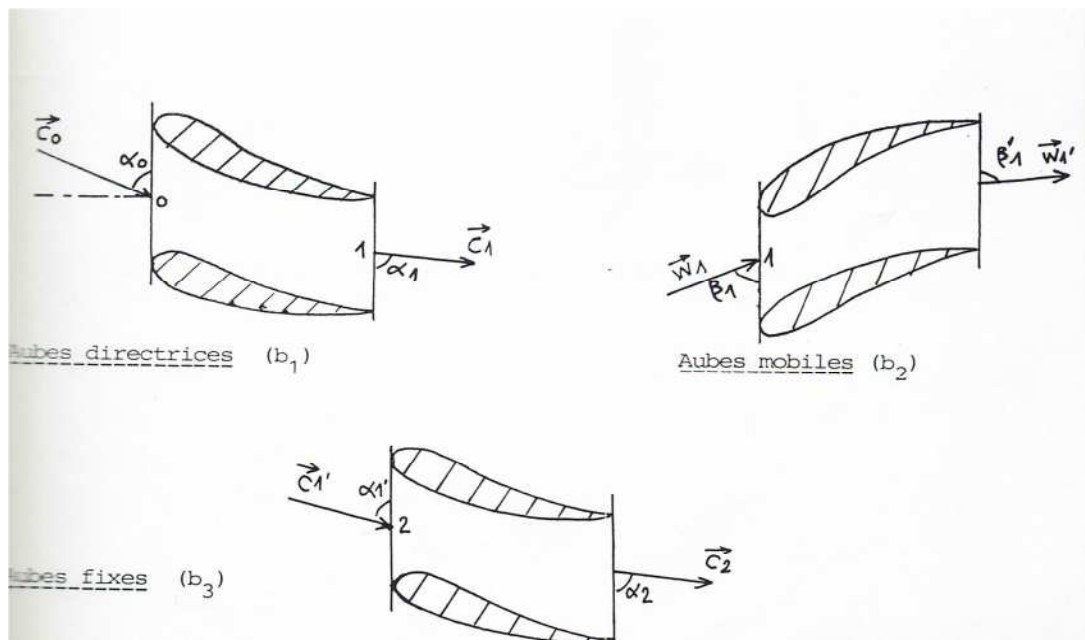


Figure. II.5 : Vitesse de fluide à l'entrée et à la sortie de compresseur

II.2.2.2.3. Notion d'étage et échange d'énergie

Un étage de turbomachine se compose d'une partie mobile appelée rotor (ou roue) et d'une partie fixe appelée stator (ou selon le cas : redresseur, distributeur, diffuseur,...)

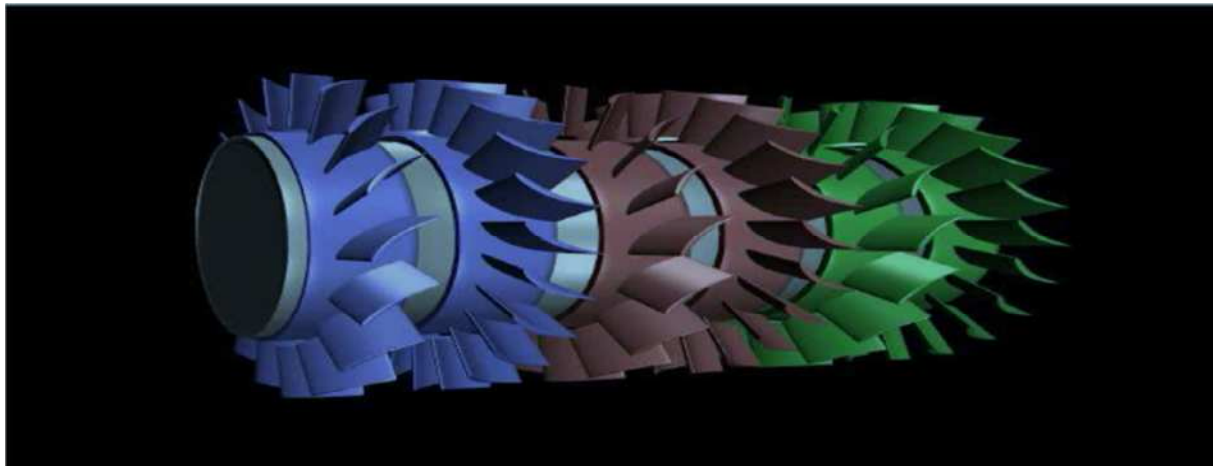


Figure .II.6 : Compresseur axial multi étagés

➤ Le rotor

Son Rôle est d'assurer le transfert d'énergie entre l'arbre de la machine et le fluide en mouvement. L'écoulement étant défléchi au passage de la roue, il existe donc une force

Chapitre II : Généralités sur les turbomachines

exercée par le fluide sur les aubages. Le point d'application de la force se déplace du fait de la rotation des aubages, il y a donc équivalence entre le travail l'échange d'énergie.

Énergie de pression : une turbomachine échange nécessairement de l'énergie de pression avec le fluide (même si cela ne doit pas être sa fonction principale).

Énergie cinétique : une turbomachine échange nécessairement de l'énergie cinétique avec le fluide du fait de la giration de l'écoulement au passage de la roue mobile.

Énergie calorifique : il n'y a pas d'énergie calorifique directement échangée entre le fluide et la roue. Cependant, le fluide peut recevoir de la chaleur naissant de la dégradation d'une partie de l'énergie cinétique due au travail des forces de frottement liées à la nature visqueuse du fluide.

Phénomène de dissipation principalement localisé près des parois = transformation de la forme d'énergie et non transfert de l'énergie («pertes» → rendement).

Faible surface des parois en rapport avec les grands débits rendent les échanges de chaleur avec l'extérieur négligeable → parois considérées comme adiabatiques.

➤ Le stator

Son rôle c'est de redresser l'écoulement vers la direction qu'il avait avant d'aborder l'étage en transformant une partie de son énergie cinétique en pression statique. Il existe comme pour la roue mobile une force exercée par le fluide sur les aubages, liée à la déflexion de l'écoulement. Par contre l'aubage étant fixe, il n'y a pas de déplacement du point d'application de la force. Donc pas de travail pas d'échange d'énergie.

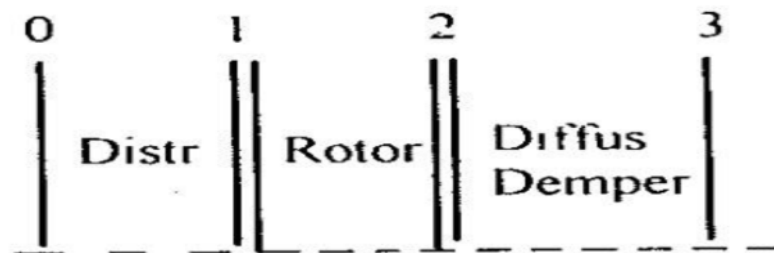


Figure. II.7 : Représentation schématique d'un étage de turbocompresseur axial
(2dimensions)

II.2.2.2.4. Triangle des vitesses pour un étage d'un compresseur axial

Pour illustrer les vitesses relatives et absolues, leurs composantes périphériques ainsi que les angles caractérisant leurs orientations, les triangles des vitesses au rayon moyen (le même pour tous les étages) sont représentés par (fig. II.8).

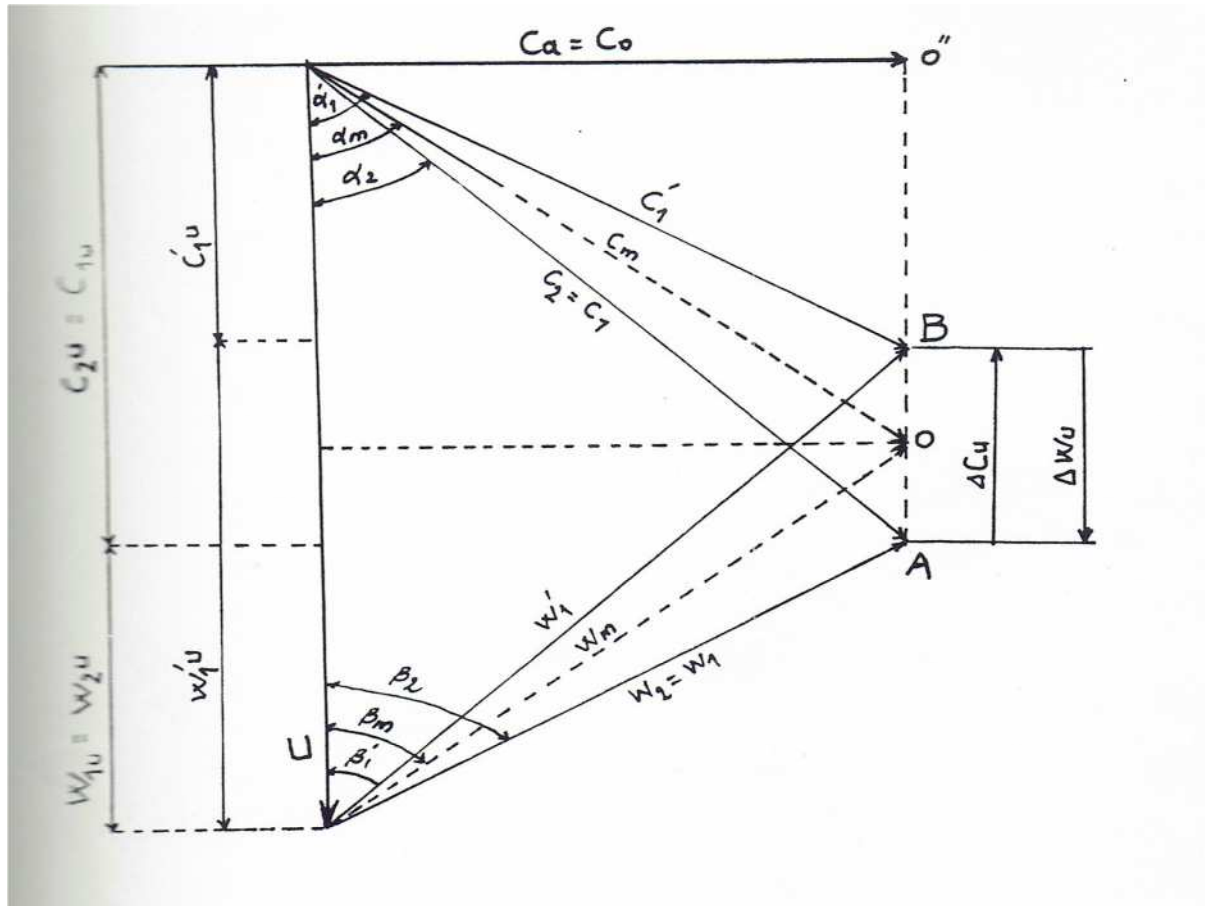


Figure .II.8 : Schéma des triangles des vitesses au rayon moyen

Où :

W'_{1U} et W_{1U} : projections sur le plan périphérique des vitesses relatives.

C'_{1U} et C_{1U} : projections sur le plan périphérique des vitesses absolues.

ΔC_u : différence entre les composantes C'_{1U} et C_{1U} .

ΔW_u : différence entre les composantes W'_{1U} et W_{1U} .

II.2.2.2.5. Degré de réaction

Ce paramètre important dans la conception d'un étage est déterminé par la manière dont l'augmentation de pression dans l'étage est répartie entre rotor et stator. Le degré de réaction est défini comme le rapport entre l'augmentation d'enthalpie statique à travers le rotor et la variation d'enthalpie totale à travers l'étage complet. [9]

$$R = \frac{h_2 - h_1}{h_{t3} - h_{t1}} = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_1} \quad (\text{II.1})$$

Nous établissons à présent une expression pour le degré de réaction qui est directement en rapport avec le triangle des vitesses.

Par application de l'équation énergétique dans un conduit mobile et dans un conduit fixe, on peut exprimer le numérateur et le dénominateur comme suit :

$$h_2 - h_1 = - \frac{W_2^2 - W_1^2}{2} \quad (\text{II.2})$$

$$\begin{aligned} h_{t3} - h_{t1} = h_{t2} - h_{t1} &= \frac{C_2^2 - C_1^2}{2} + h_2 - h_1 \\ &= \frac{C_2^2 - C_1^2}{2} - \frac{W_2^2 - W_1^2}{2} \end{aligned}$$

De sorte que :

$$R = \frac{-(W_2^2 - W_1^2)}{C_2^2 - C_1^2 - (W_2^2 - W_1^2)} \quad (\text{II.3})$$

Une expression plus pratique du degré de réaction est obtenue en appliquant quatre fois le théorème de Pythagore (fig. II.8)

$$W_2^2 = C_a^2 + W_{2u}^2 \quad (\text{II.4})$$

$$W_1^2 = C_a^2 + (W_{2u} + \Delta W_u)^2 \quad (\text{II.5})$$

$$C_2^2 = C_a^2 + (C_{1u} + \Delta C_u)^2 \quad (\text{II.6})$$

$$C_1^2 = C_a^2 + C_{1u}^2 \quad (\text{II.7})$$

Ce qui, après calcul et en constatant que :

$$\Delta C_u = \Delta W_u$$

$$W_{2u} + \Delta W_u + C_{1u} = u \quad (\text{II.8})$$

Donne l'expression du degré de réaction en fonction des composantes tangentielles de vitesse du rotor :

$$R = \frac{1}{u} \left(W_{2u} + \frac{\Delta W_u}{2} \right) \quad (\text{II.9}) \quad [9]$$

II.3. Phénomène de pompage

II.3.1. Introduction

Le pompage est un phénomène aérodynamique qui intervient dans un compresseur .en anglais les termes employés pour décrire le phénomène sont « compressor stall » et « compressor surge ».

Le pompage est défini comme le point de fonctionnement au cours duquel la hauteur de compression maximal et le débit minimum sont atteints. Le compresseur perd sa capacité à maintenir la pression lorsque le pompage survient et l'ensemble du système devient instable. Dans des conditions normales, le compresseur fonctionne à la droite de la ligne de pompage. Cependant, si des fluctuations de débit surviennent ,ou en raison de démarrage ou d'arrêt d'urgence, le point de fonctionnement se déplacera vers la ligne de pompage parce que le débit est réduit si les conditions sont telles que le point de fonctionnement se rapproche de la ligne de pompage ,l'impulseur et le diffuseur commencent à fonctionner en décrochage et l'écoulement inverse se produit la séparation des flux finira par causer une diminution de la pression de refoulement et le compresseur reprendra son cycle normal ceci est défini comme le cycle de pompage du compresseur.

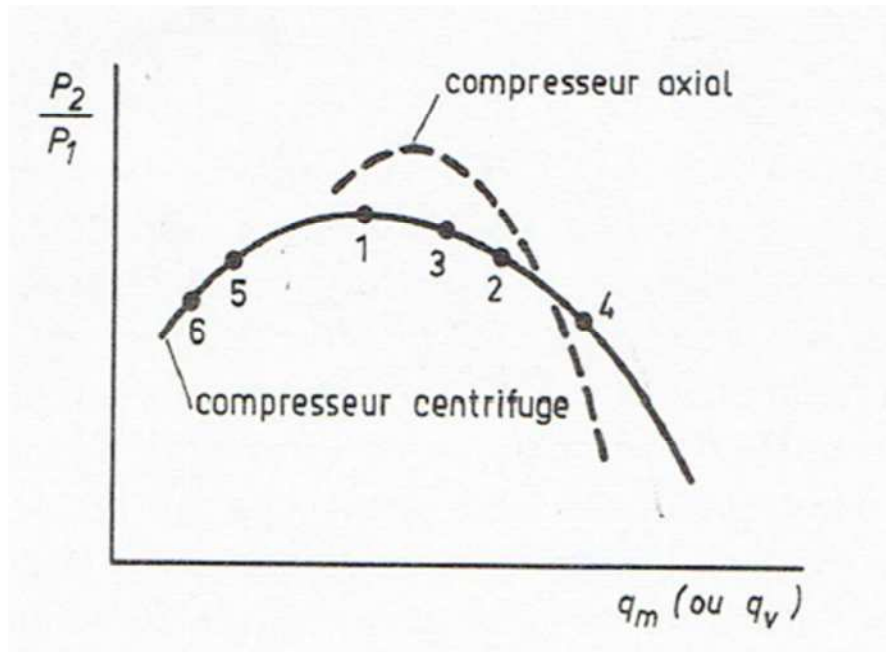


Figure.II.9 : Point de fonctionnement d'un compresseur

II.3.2. Les dispositifs de protection contre le pompage

Le pompage est un phénomène redouté des exploitants et des constructeurs. L'inversion soudaine du débit s'apparente à un choc et ses conséquences mécaniques sont désastreuses :

- ruptures d'ailettes sur les compresseurs axiaux
- vibration radiales de très grand niveau avec destruction des dispositifs d'étanchéité internes.

Il est donc évident qu'il faudra que des moyens spécifiques de protection soient installés sur les machines pour préserver leur intégrité et conserver leur performance dans le temps. Ces moyens sont d'autant plus complexe que l'on souhaite toujours la plus grande plage possible en débit pour fonctionnement de la machine c'est-à-dire pour éviter le pompage d'un compresseur, il est nécessaire de maintenir le débit de celui-ci au-dessus d'une certaines limites, même si ce débit est supérieure à celui qui réellement utilisé. Lorsque le débit demandé devient inférieure à une certaine limite, ouverture d'une soupape placée, soit au refoulement du compresseur, soit entre deux étages de celui-ci établit une communication entre le compresseur et un circuit secondaire qui n'est destiné qu'à absorber l'excédent de

Chapitre II : Généralités sur les turbomachines

débit. Sachant que, la compression d'un débit supérieur à celui qui est nécessaire à l'utilisation augmente la puissance absorbée par le compresseur, mais cette puissance supplémentaire peut être partiellement récupérée au moyen de la détente du débit excédentaire.[10]

Chapitre III : **Aérodynamique des aubes**

III. Aérodynamique des aubes

III.1.Introduction

On appelle une grille d'aubes, un ensemble fixe ou mobile d'obstacles (d'aubes), déduits les uns des autres par un déplacement géométrique périodique, utilisé pour guider l'écoulement du fluide et pour échanger avec lui des efforts mécaniques. [7]

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

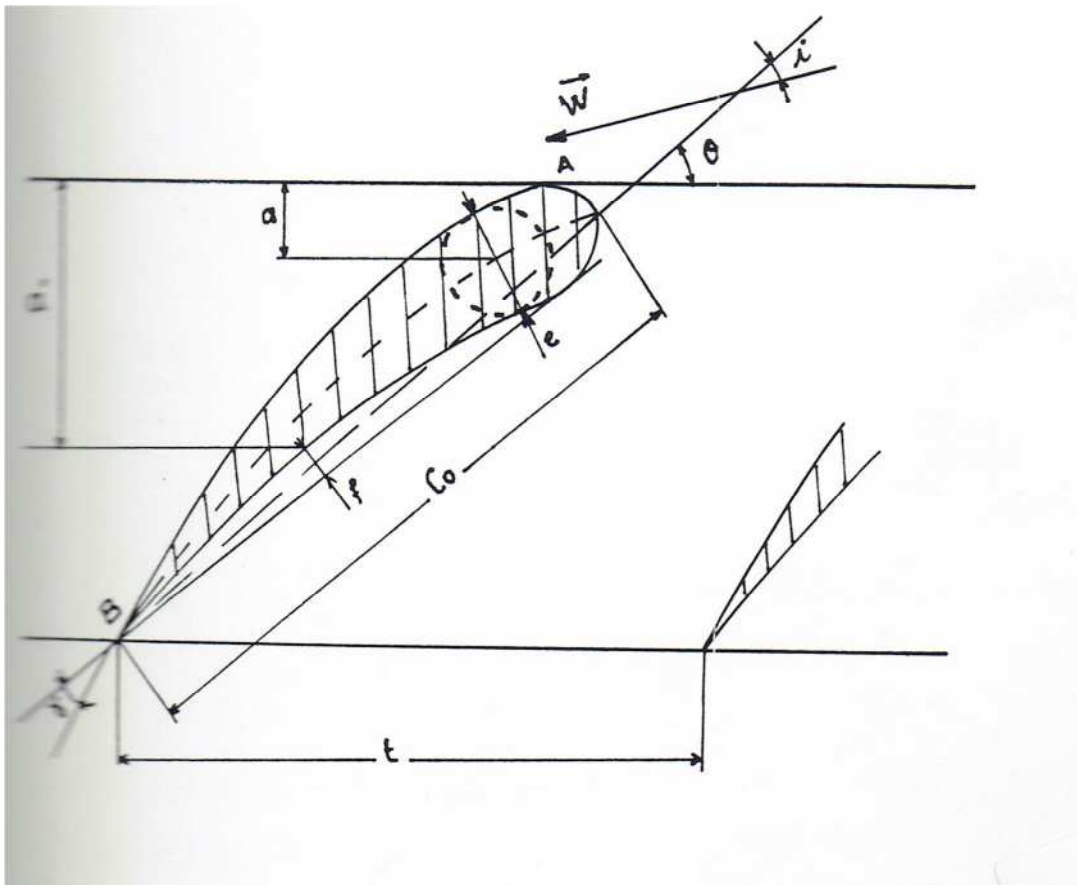


Figure III.1 : Coupe d'une aube

A : bord d'attaque.

B : bord de fuite.

Chapitre III: aérodynamique des aubes

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

f : flèche maximum.

a' : position de la flèche maximum.

C₀ : longueur de la corde du profil.

t : pas tangentiel.

θ : calage du profil.

i : incidence.

χ : angle de fuite

On définit le serrage des profils par le rapport :

$T = \frac{\text{corde}}{\text{pas}} = \frac{c_0}{t}$, et la déflexion par $\Delta\alpha = \alpha_1 - \alpha_2$ qui est l'origine du travail moteur échangé entre la grille mobile et le fluide.

La ligne de squelette des compresseur est une parabole ou un arc de cercle, les aubes de compresseur les plus répandues sont ceux de la série NACA xyyzz, le numéro x indique la position de la pression minimale (0-10), le chiffre yy le coefficient de portance (yy/10) et le chiffre zz l'épaisseur maximale relative (zz/100).

III.2. Distribution de la pression sur une aube et les efforts de la trainée et de la portance

L'examen de la (fig.III.2) montre qu'au voisinage de l'aubage, la pression diffère selon qu'elle est mesurée sur l'intrados ou l'extrados. La distribution relativement faible de la pression sur l'extrados engendre des risques de décollement.

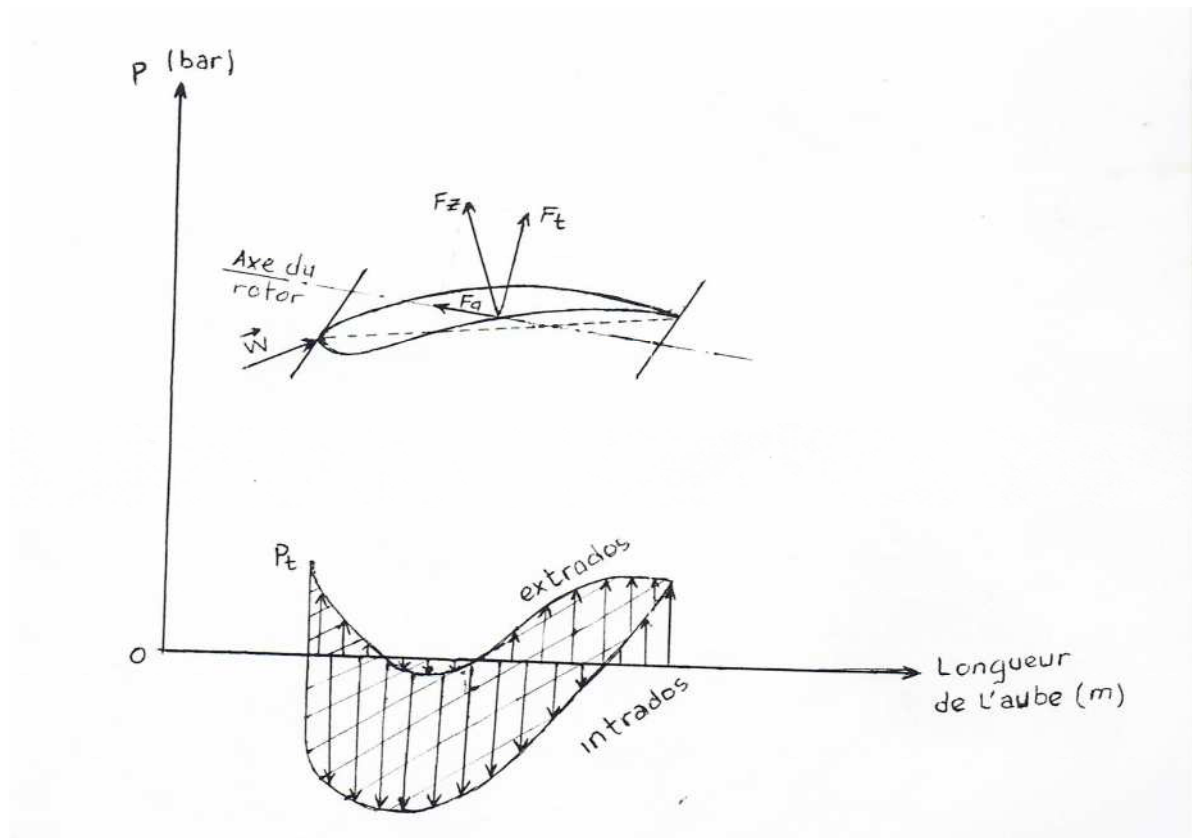


Figure .III.2 : Distribution de la pression sur l'intrados et l'extrados d'une aube

La différence de pression entre l'intrados et l'extrados engendre une portance qui, pour un aubage seul placé dans un courant infini de vitesse C_m est perpendiculaire à la corde de l'aube. Cette force est appelée la portance. la viscosité et la compressibilité du fluide n'étant pas prises en considération.

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

Avec :

A : aire de la projection de l'aube sur le plan perpendiculaire à \vec{F}_z

$A = C_0 \cdot a$ où

C_0 : corde de l'aube.

C_z : coefficient de portance.

L'application de théorème de la quantité de mouvement sur l'espace fluide A.B.C.D. (III.3) donne :

Chapitre III: aérodynamique des aubes

$$\rho \cdot q_v \cdot (\vec{C}_2 - \vec{C}_1) = -\vec{F} + \vec{P}_1 A_1 + \vec{P}_2 A_2$$

De la projection de cette équation sur les plans périphérique et méridien de la grille, s'obtiennent les équations suivantes :

$$\rho \cdot q_v \cdot (\vec{C}_{2u} - \vec{C}_{1u}) = -T = \frac{-F_z}{\cos \varepsilon} \cos(\alpha_m - \varepsilon) \quad (\text{III.2})$$

$$\rho \cdot q_v (Ca_2 - Ca_1) = 0 = -N - P_1 \cdot A_1 - P_2 \cdot A_2 \quad (\text{III.3})$$

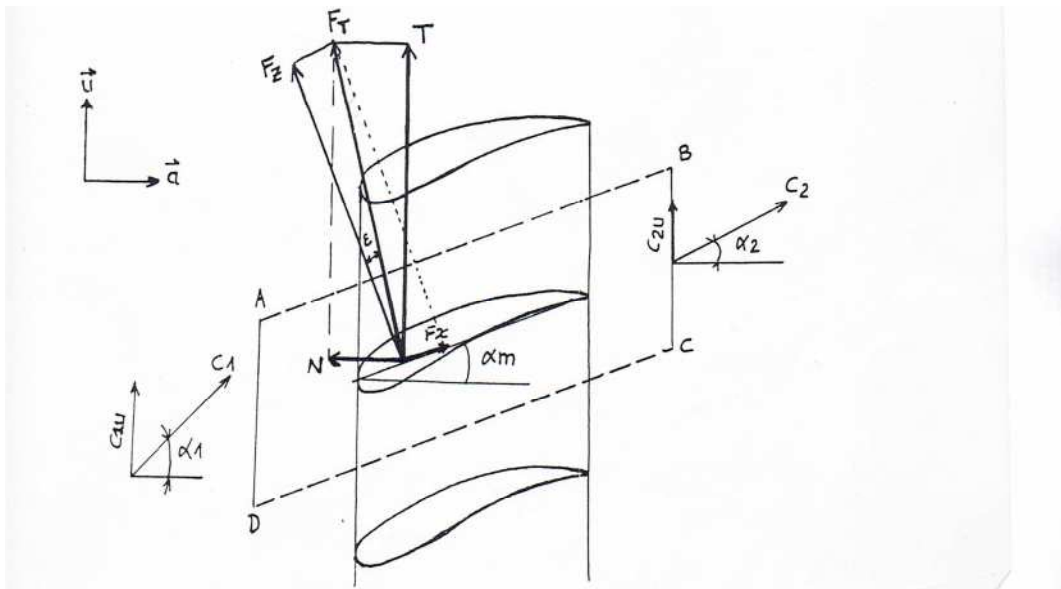


Figure.III.3 : Efforts s'exerçant sur une aube

En utilisant le triangle des vitesses (Fig.II.8), la relation (III.2)

S'écrit :

$$Ca^2 \cdot t \cdot b (\operatorname{tg} \alpha_2 - \operatorname{tg} \alpha_1) = \rho \cdot Q_v (C_{2u} - C_{1u}) \quad (\text{III.4})$$

En utilisant les relations (III.1), (III.2) et (III.4), on obtient le coefficient de portance :

$$C_z = \frac{2 \cos}{\tau} \frac{\cos \alpha_m}{\cos(\alpha_m - \varepsilon)} (\operatorname{tg} \alpha_1 - \operatorname{tg} \alpha_2) \quad (\text{III.5})$$

Et pour ε très petit, la relation (III.5) devient :

Chapitre III: aérodynamique des aubes

$$C_z = \frac{2}{\tau} \cos \alpha_m (\operatorname{tg} \alpha_1 - \operatorname{tg} \alpha_2) \quad (\text{III.6})$$

Relation valable dans les conditions suivantes: [9]

$$0.5 < \tau < 1.5,$$

$$0 < C_{z\infty} < 2.7,$$

$$30^\circ < \alpha_1 < 70^\circ$$

$$M_1 < 0.6,$$

$$\operatorname{Re} > 250\,000$$

Avec $C_{z\infty}$: coefficient de portance mesuré sous incidence nulle.

D'autres auteurs utilisent une expression de C_z : [8]

$$C_z \left(\frac{C'_{1z}}{C_z} \right) = \frac{2}{\tau} \left(\frac{C_{2zu} - C_{1zu}}{C_a} \right) \frac{\cos \varepsilon \sin \beta}{\sin (\beta_m + \varepsilon)} \quad (\text{III.7})$$

Où

C_z : coefficient de portance mesuré sur une aile isolée.

Les valeurs de $\frac{C'_{1z}}{C_z}$ sont données sous forme de diagramme en fonction de $\frac{t}{c_0}$ et de β_c

défini par
$$\beta_c = \frac{\beta_m + \beta_1 + \delta_0}{2} \quad [8]$$

Avec

$$\sin \delta_0 = \frac{D(\Delta C_u)}{Z \cdot C_0 \cdot W_m} \quad (\text{III.8})$$

Contrairement à l'équation précédente, l'application de cette équation ne fait appel à aucune limite d'utilisation de ses différents paramètres.

D'après [8], le coefficient de portance est déterminé par :

$$C_z \frac{c_0}{t} = \frac{2 \Delta C_u}{C_m} \quad (\text{III.9})$$

Chapitre III: aérodynamique des aubes

Ou bien :

$$C_z \frac{\sin \beta_m}{\sin(\beta_m + \varepsilon)} \frac{c_0}{t} = \frac{2\Delta W_u}{W_m} \quad (\text{III.10})$$

En réalité, à cause des frottements, la résultante des forces n'est pas perpendiculaire à la corde, sa composante sur celle-ci, appelée traînée, est définie comme suit: [10]

$$F_x = C_x \cdot A \cdot \frac{\rho}{2} C_m^2 \quad (\text{III.11})$$

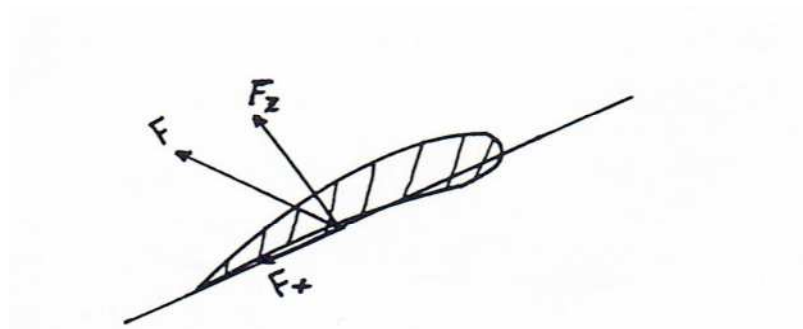


Figure .III.4: Efforts de traînée et de portance sur une aube

Le coefficient de traînée est lié au coefficient de portance par la relation :

$$\frac{C_x}{C_z} = \text{tg } \varepsilon$$

ε : angle de perte caractérisant la finesse du profil, d'où :

$$C_x = C_z \text{ tg } \varepsilon \quad (\text{III.12})$$

Le coefficient effectif de traînée est évaluée par la relation suivante, dite de Howell. [11]

$$C'_x = C_x \text{ grille} + C_x \text{ paroi} + C_x \text{ écoulement secondaire} \quad (\text{III.13})$$

Avec

$$C_x \text{ paroi} = 0.02\tau$$

$$C_x \text{ écoulement secondaire} = 0.018 C_z^2$$

La (fig.III.3) permet la définition des efforts suivants :

II.3. Effort axial

C'est l'effort qui s'exerce sur une couronne d'aubes dans le sens de son axe. son expression est obtenue par la projection de la trainée et de la portance sur l'axe de la grille d'aubes :

$$F_a = F_z \sin(\beta_m) - F_x \cos(\beta_m) \quad (\text{III.14})$$

Quant à l'effort tangentielle, obtenue par la projection de la portance et la trainée sur le plan périphérique de la grille, il s'exprime par :

$$F_u = F_x \cos(\beta_m) + F_z \sin(\beta_m) \quad (\text{III.15})$$

Le couple de rotation qu'exerce la force tangentielle sur la couronne d'aube est de la forme :

$$C = z r_m F_u \quad (\text{III.16})$$

r_m : Rayon moyen de l'étage.

L'expression de la puissance utile qui est le produit de la force tangentielle par la vitesse périphérique est :

$$P_u = z \cdot u \cdot F_u \quad (\text{III.17})$$

III.4. Hypothèses :

III.4.1. Densité constante

Vu que pour éviter le décollement de la couche limite l'augmentation de pression dans un étage doit être limitée. On peut admettre que la densité dans un étage est constante. Ceci n'est bien évidemment pas vrai à travers toute la machine. Dans ce qui suit, nous admettons qu'il y a un saut discontinu de densité lorsque le fluide passe d'un étage vers le suivant. Pour

Chapitre III: aérodynamique des aubes

l'avant-projet, cette simplification est acceptable. Lors de calculs plus détaillés on peut tenir compte de la variation de la densité à travers un étage. Dans ce qui suit nous posons que :

- pour le Rotor : $\int_1^2 \frac{dP}{\rho} = \frac{\Delta P_R}{\rho}$

- pour le stator : $\int_2^3 \frac{dP}{\rho} = \frac{\Delta P_S}{\rho}$

Où ΔP_R et ΔP_S représentent respectivement l'augmentation de pression à travers le rotor et le stator.

III.4.2. Vitesse axiale constante

La vitesse axiale à travers le compresseur est supposée constante. Vu que la densité du fluide augmente les sections d'écoulement à partir de l'entrée vers la sortie doivent par conséquent diminuer. Dans la pratique, la vitesse axiale n'est pas constante. Du fait qu'une couche limite se développe le long du tambour et de l'enveloppe, la vitesse au centre de la section augmente au fur et à mesure que la couche limite épaisse.

III.4.3. Vitesse entre les couronnes d'aubes

Dans l'espace entre deux couronnes d'aubes, on admet que le fluide présente les mêmes caractéristiques mécaniques et thermodynamique. Ici encore cela ne correspond pas à la réalité à cause des effets de couche limite. Les couches limites sur chacune des faces d'une aube se rencontrent au bord de fuite et forment un sillage. Dans la direction tangentielle il existe donc un gradient. Ce n'est qu'après mélange complet que le gradient disparaît. La distance dont le fluide a besoin pour se mélanger est plus grande que la distance entre les deux roues d'aubes. Le long du cercle avec rayon moyenne, nous admettons que l'écoulement est axisymétrique. Pour l'approche type cascade, cela signifie que l'écoulement dans l'espace entre deux rangées d'aubes est uniforme.

III.4.4. Egalité entre vitesse d'entrée et vitesse de sortie d'un étage

Les calculs de compresseur et la programmation des machines qui doivent fabriquer les aubes sont simplifiées lorsqu'on impose que la vitesse absolue à l'entrée d'un étage tant en grandeur qu'en direction, soit égale à la vitesse de sortie . [12]

Chapitre IV: Résultats, interprétation

IV.1. Introduction

Dans ce chapitre, nous allons simuler l'écoulement d'un fluide compressible autour d'une aube à travers un canal de compresseur axial CME2 de profil NACA65A012. Pour la tête de l'aube l'incidence de profil est de $53.9681^\circ/\text{m}$ linéaire et pour le pied l'incidence de même profil est de $41.4096^\circ/\text{m}$ linéaire, d'où leur forme vrillée. Nous nous intéresserons ensuite à l'évolution de la vitesse dans différentes directions en particulier au champ de pression autour de l'aube ainsi que de turbulence etc.

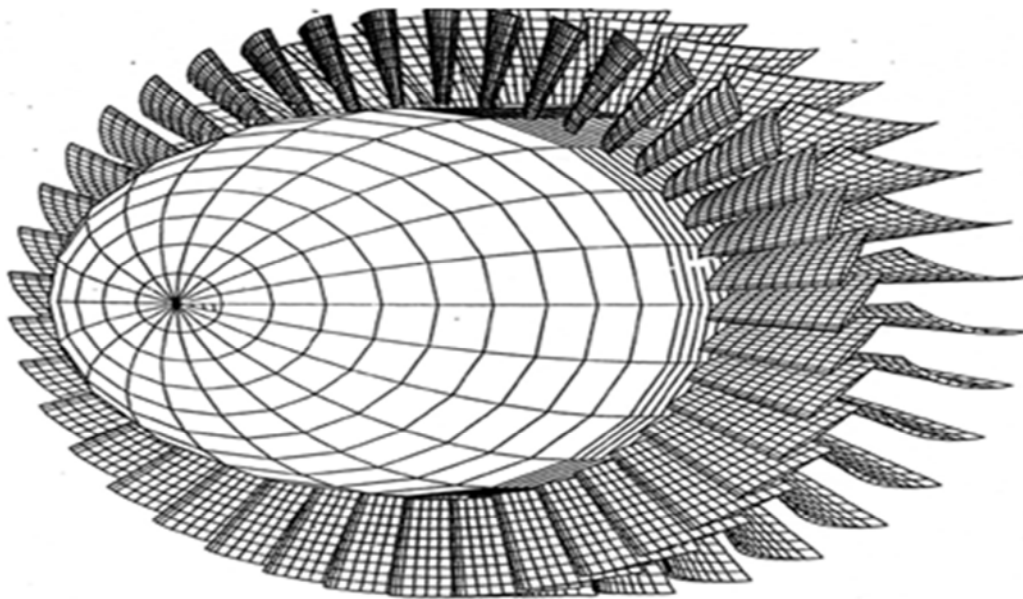


Figure.IV.1 : Compresseur axial 3D

IV.2. Description de la géométrie

Il s'agit d'un canal de compresseur axial CME2 (Fig.IV.2) rayon du carter 0.275 m, d'une Longueur de l'étage 0.180 m et d'une hauteur d'aube de 62 mm et d'une épaisseur du jeu 5 mm. la vitesse de rotation de rotor est de 6500 tour/min.

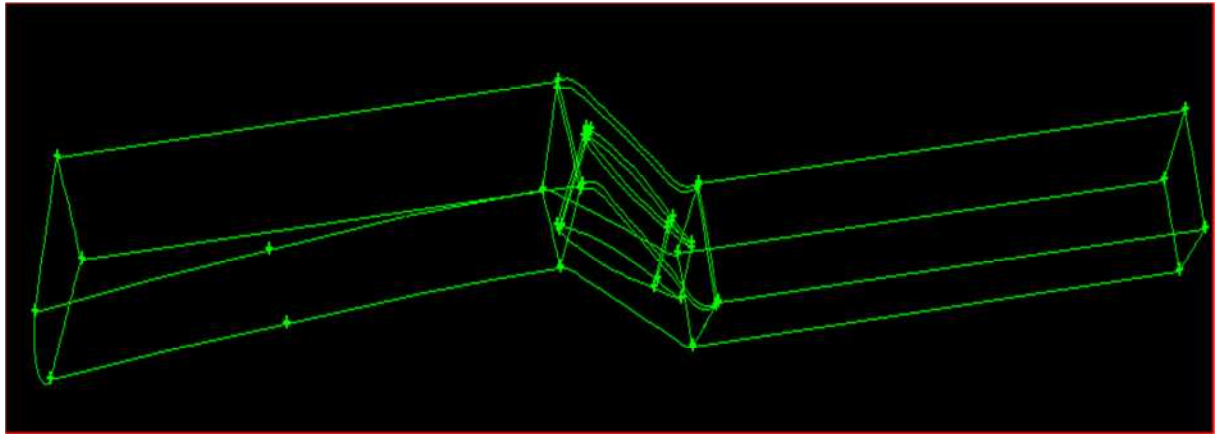


Figure.IV.2 : géométrie sous gambit

IV.3.Construction d'un maillage

Pour construire un maillage, il est bon de suivre la démarche suivante:

- Définir la géométrie.
- Réaliser le maillage.
- Définir les paramètres des zones de calcul.

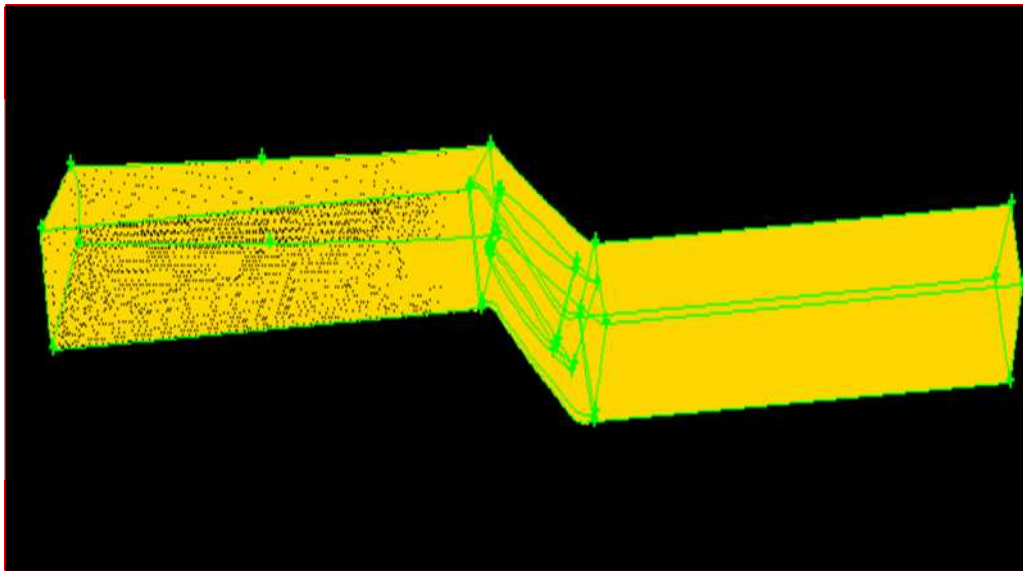


Figure .IV.3 : Maillage de la géométrie

IV.4. Notice d'utilisation de fluent

L'utilisation de Fluent est simple, il suffit de suivre l'ordre des menus en partant de la gauche pour aller vers la droite. Le premier menu que nous allons étudier est le menu **Grid**. La première chose à faire est d'utiliser l'option **Check** afin de vérifier si le maillage importé comporte des anomalies comme des problèmes de jointure entre les différentes surfaces du maillage.

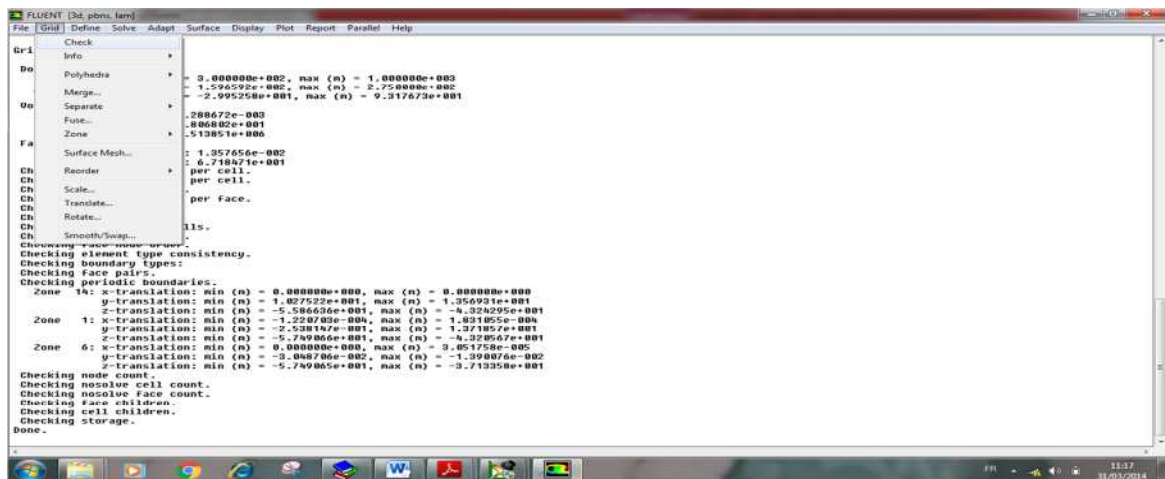


Figure IV.4 : interface de vérification

Pour choisir l'échelle d'étude du maillage et par conséquent réfléchir en nombres adimensionnels, il faut utiliser l'option **Scale** (fig.IV.5).

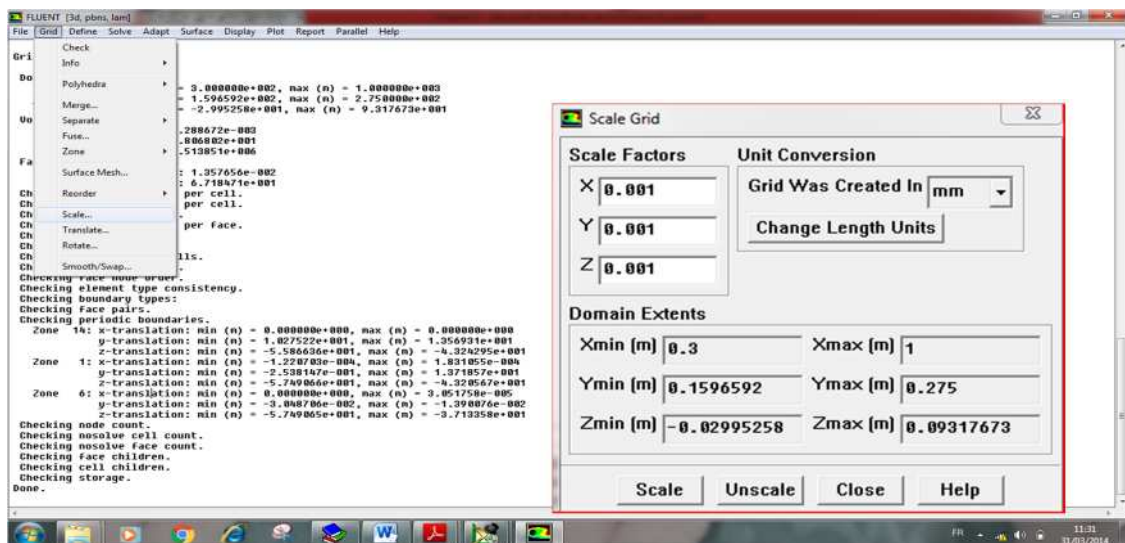


Figure.IV.5 : interface de définition de l'échelle

Résultats et Interprétations

Pour vérifier la forme de la grille en cliquant sur **Display** et ensuite sur **Grid**. pour assurer que la géométrie correspond bien à ce que l'on veut (fig.IV.6).

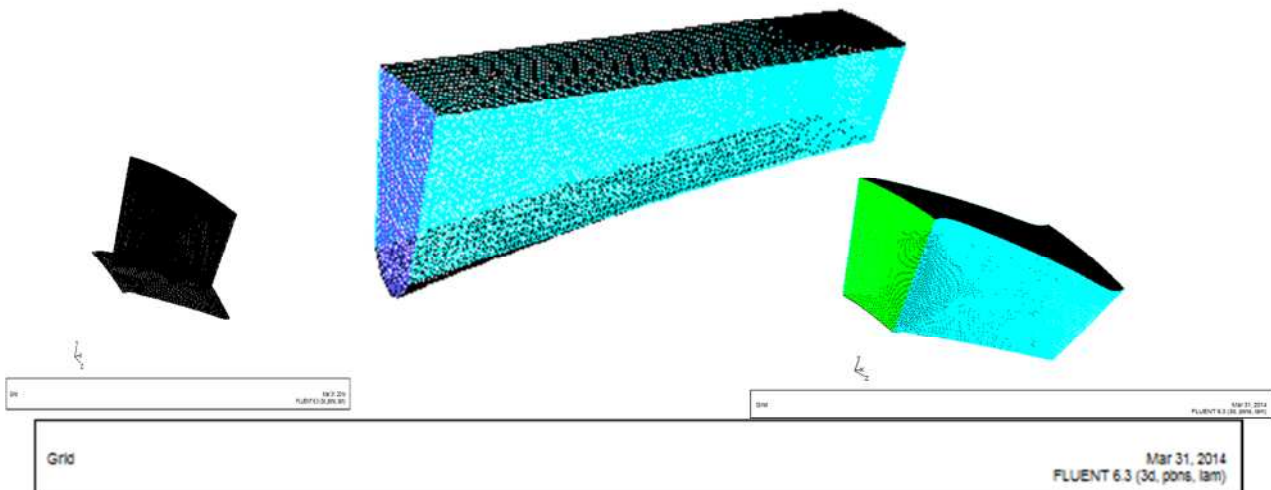


Figure .IV.6 : interface des éléments de la géométrie

Le second menu que l'on va utiliser est le menu **Define**. La démarche à suivre est de partir des options du haut du menu secondaire et de descendre au fur et à mesure. Nous trouvons donc l'option **Models** qui se décompose aussi en un autre sous menu. **solver** permet de choisir le type de **solver** (fig.IV.7) que l'on souhaite utiliser (implicite, explicite, stationnaire, 2D...).

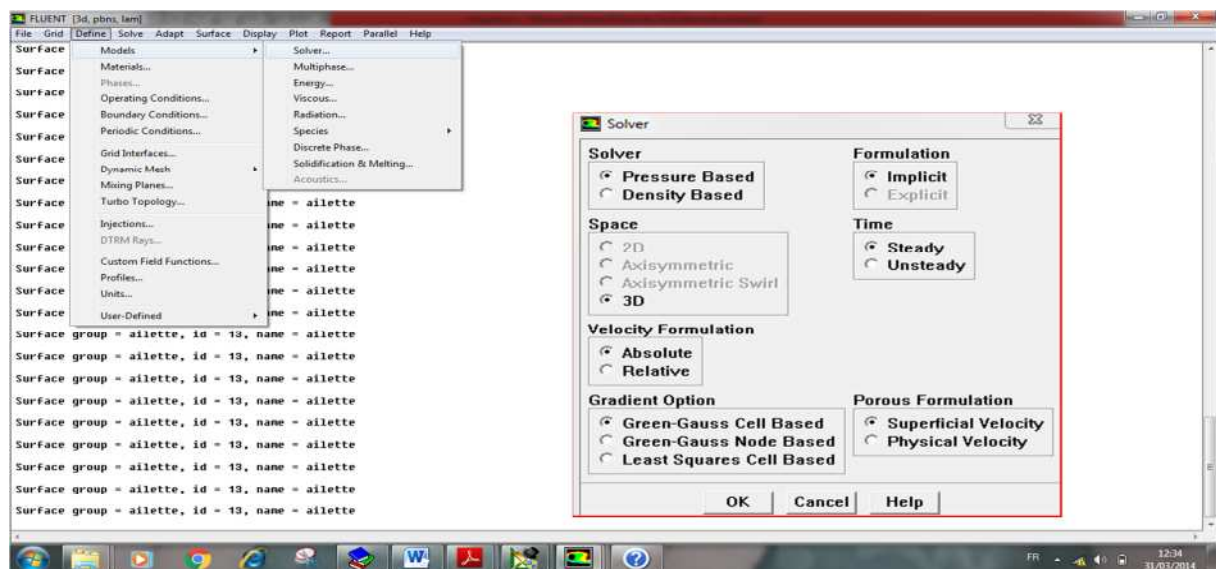


Figure .IV.7 : interface pour définir le type de Solver

Pour choisir le modèle de turbulence que l'on va prendre pour résoudre le problème (laminaire, k- ϵ , k- ω , LES...) on utilise la commande **Viscous** (fig.IV.8).

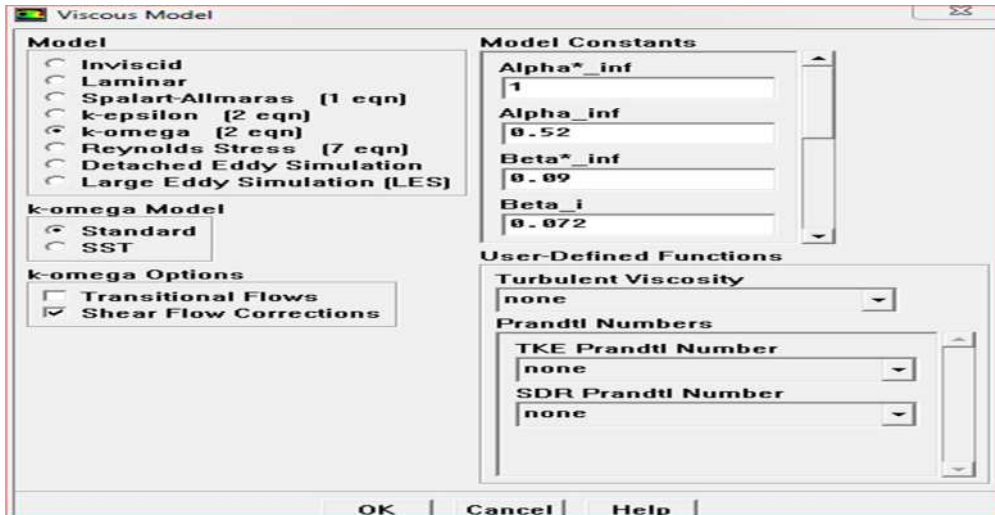


Figure .IV.8: interface de définition du model

Afin de faire intervenir l'équation de l'énergie dans la résolution du de système pour faciliter la convergence, on fait appel à la commande **Energy** (fig.IV.9)

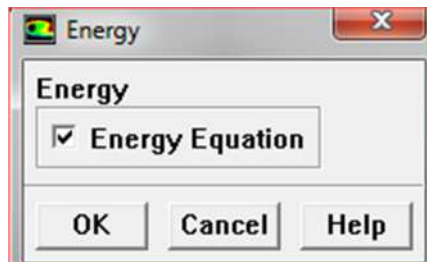


Figure .IV.9 : interface de l'équation de l'énergie

Un autre sous-menu de **Solve** est **Initialise**. Ce menu permet de fixer les conditions initiales du système d'itérations que l'on veut faire pour résoudre le système et aussi la valeur limite des résidus que l'on veut se fixer (fig.IV.10).

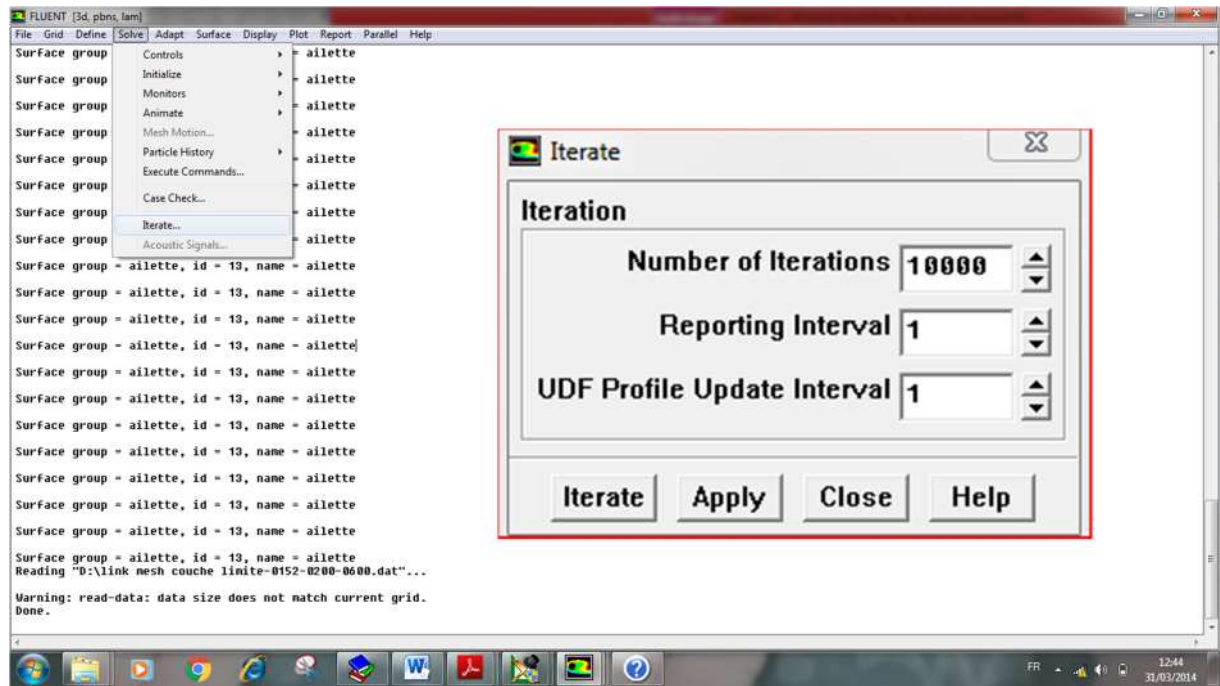


Figure .IV.10 : interface itérations

Une fois que l'on estime que la convergence est atteinte, on peut visualiser les résultats grâce au post-traitement de Fluent.

Principalement, on utilise le menu **Display** et les sous-menus **Contours** et **Velocity Vectors** (Fig.IV.11).

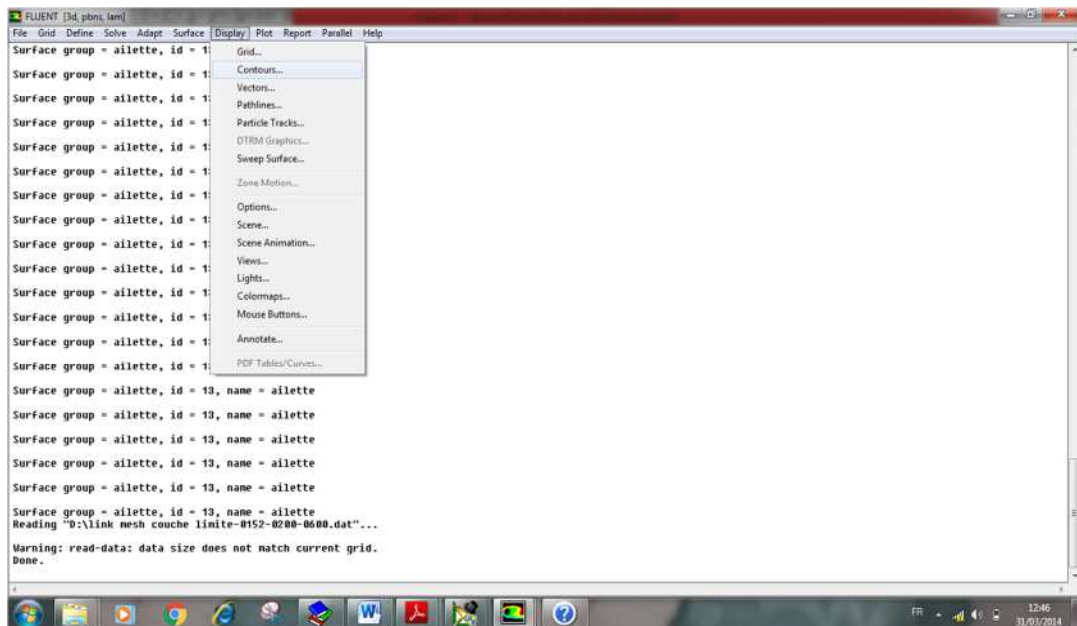


Figure.IV.11 : interface de visualisation des résultats

Dans le premier, on observe les variations des variables (vitesse, température...) avec les **Iso-Surfaces** (fig.IV.12).

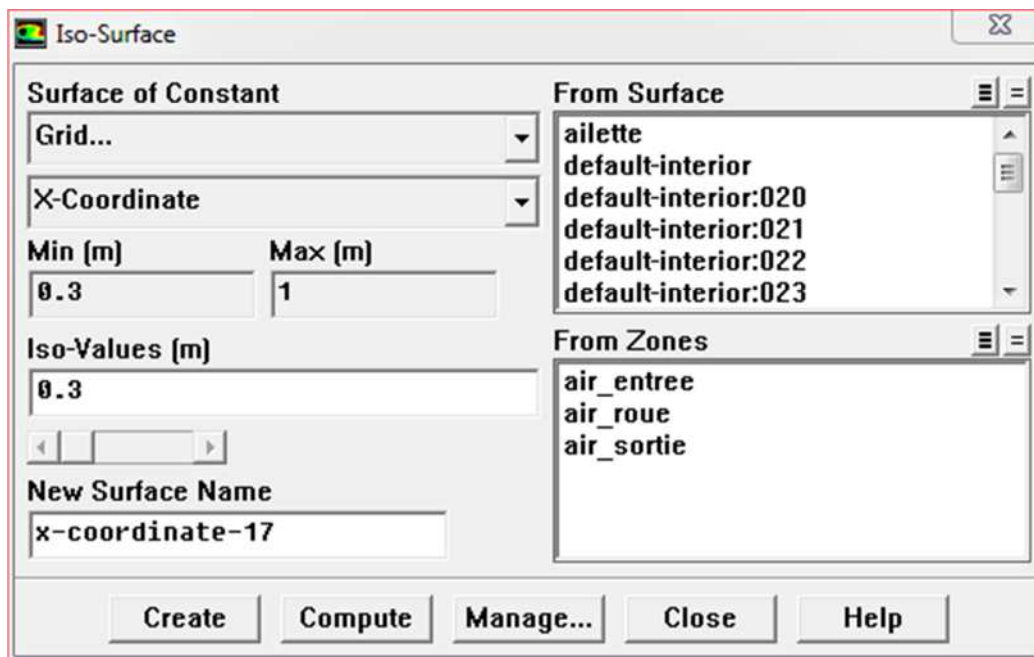


Figure.IV.12 : interface iso-surface

Dans le second, les valeurs sont traduites par des vecteurs ; ceci est surtout utile pour la visualisation des vecteurs vitesses. Il est également possible dans ces menus d'observer les résultats sur les faces de la géométrie et pour les vecteurs de faire des projections.

Pour visualiser des zones précises du maillage (lignes, plans...), le menu **Surface** permet de créer des lignes ou de plans dans la géométrie à partir de points. Ensuite on peut pour les plans, les choisir pour visualiser les contours ou les vecteurs. Pour les lignes, on utilise le menu PLOT, qui offre la possibilité de faire des graphes en 2D de toutes les variables sur les lignes créées par l'utilisateur (fig.IV.13).

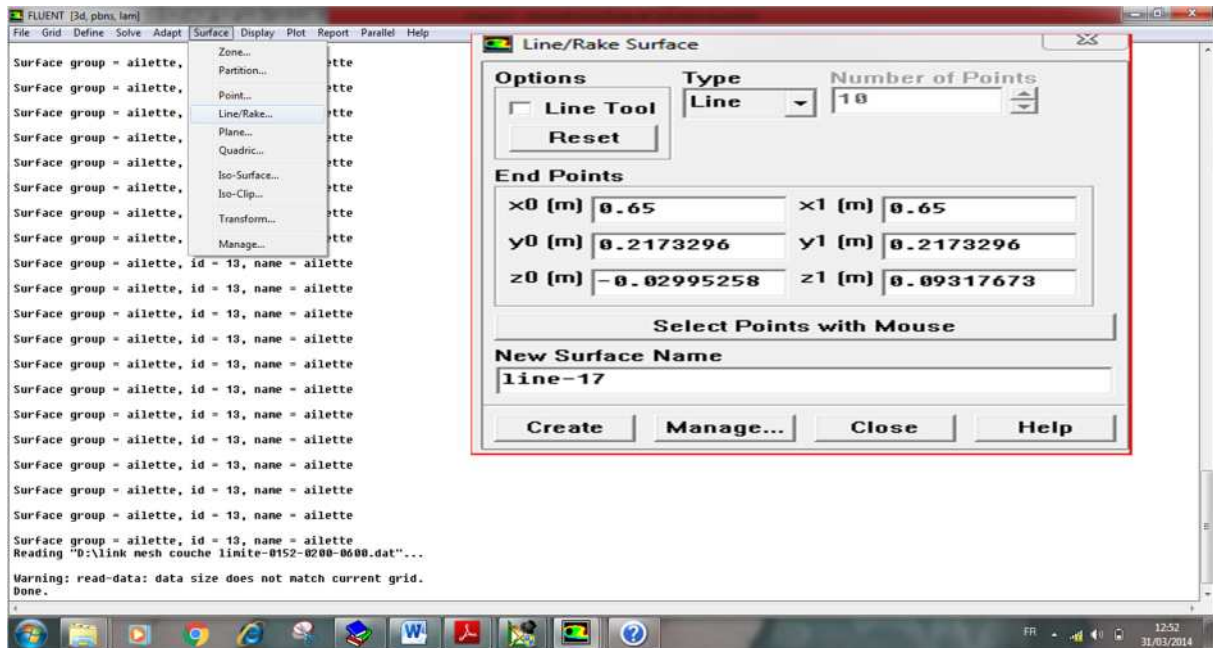


Figure.IV.13 : interface de création des lignes

IV.3.Résultats de la simulation

IV.3.1.Courbe de convergence des résidus

A la convergence, Toutes les équations de conservation discrétisées (quantité de mouvement, énergie, etc.), se conforment dans chaque cellule à une tolérance spécifiée (fig.IV.14). Les courbes obtenues montrent que la convergence des résidus pour l'équation de continuité et les composantes de la vitesse suivant les axes x, y et z en adaptant le modèle de turbulence k-w est bonne. Les Résidus pour l'équation d'énergie doivent être en dessus de 10^{-3} et pour notre cas, nous avons obtenu une valeur en dessous de celle recommandée. Elle est de l'ordre de 10^{-7} .

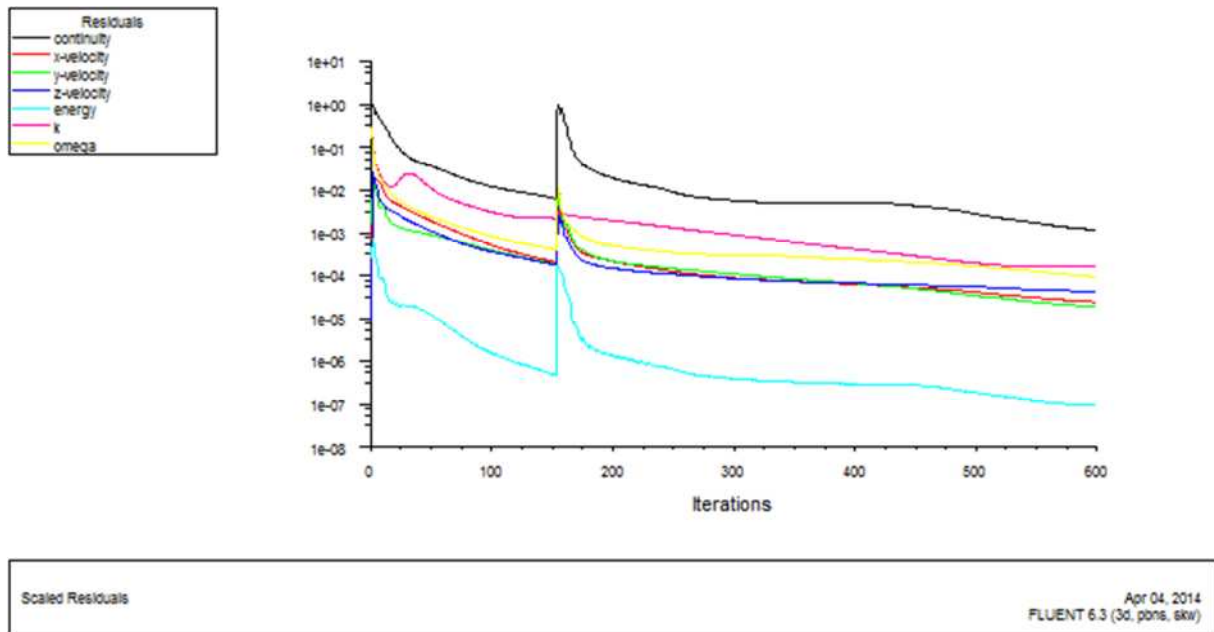


Figure.IV.14 : Courbe de convergence des résidus

IV.3.2.Orientation des vecteurs vitesses

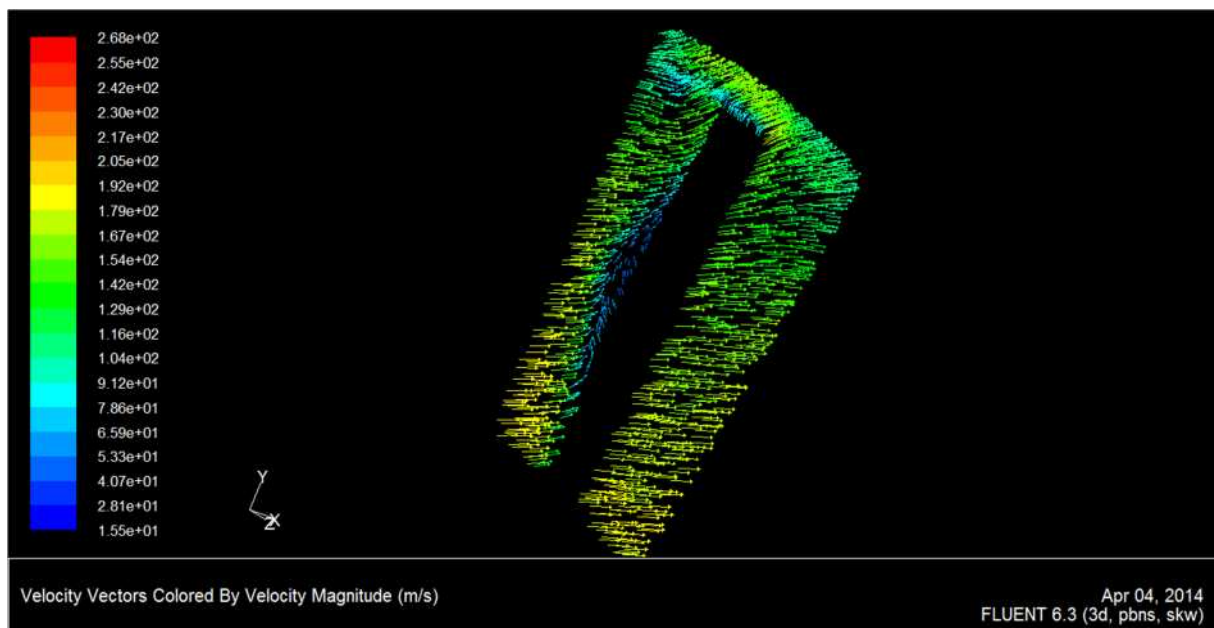


Figure.IV.15:Distribution des vecteurs vitesses au bord d'attaque

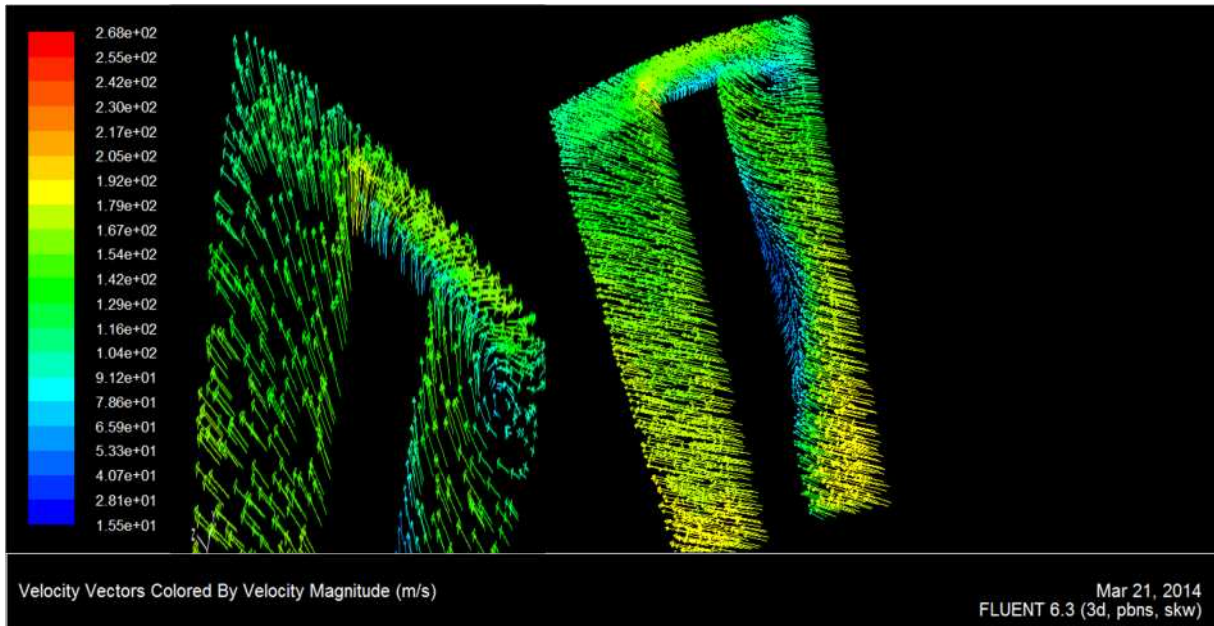


Figure.IV.16 : Distribution des vecteurs vitesses autour de l'aube dans le plan XZ

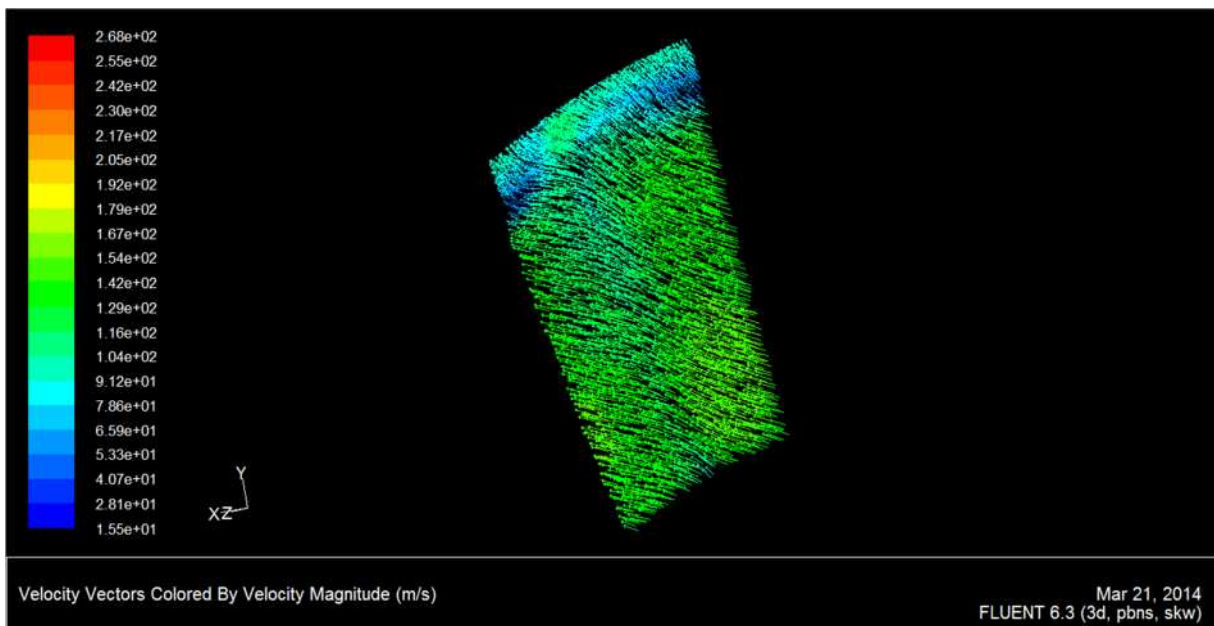


Figure.IV.17 : Distribution des vecteurs vitesses au bord de fuite

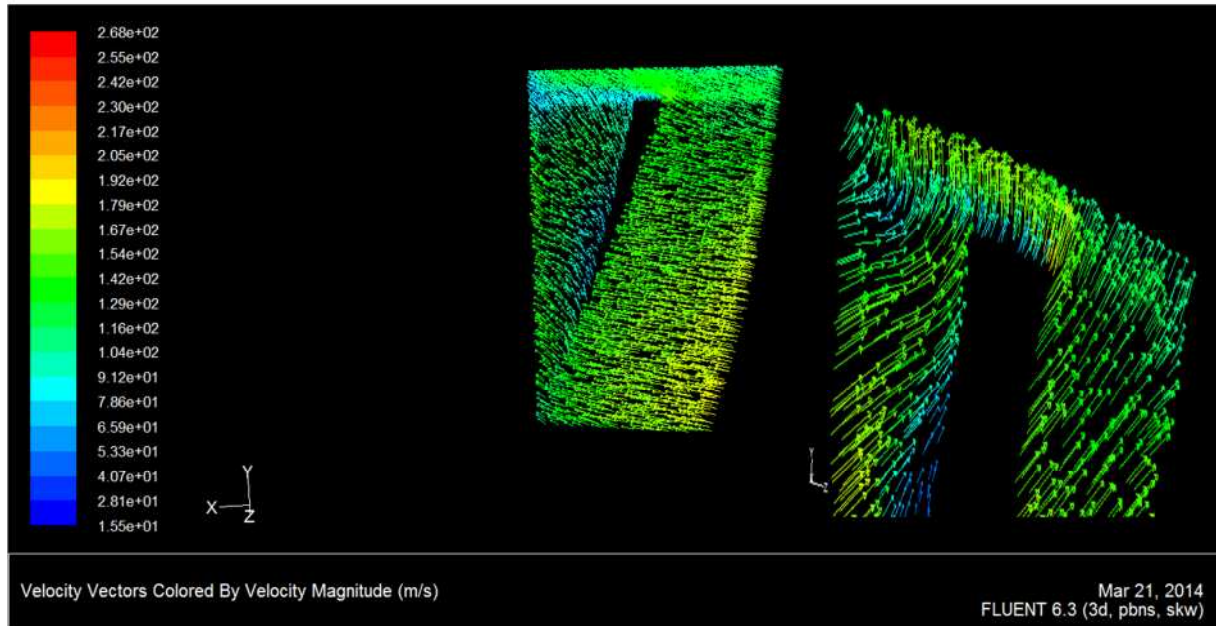


Figure.IV.18 : Distribution de champ de vitesse dans le plan XY

IV.3.3. Distribution de la pression autour de l'aube

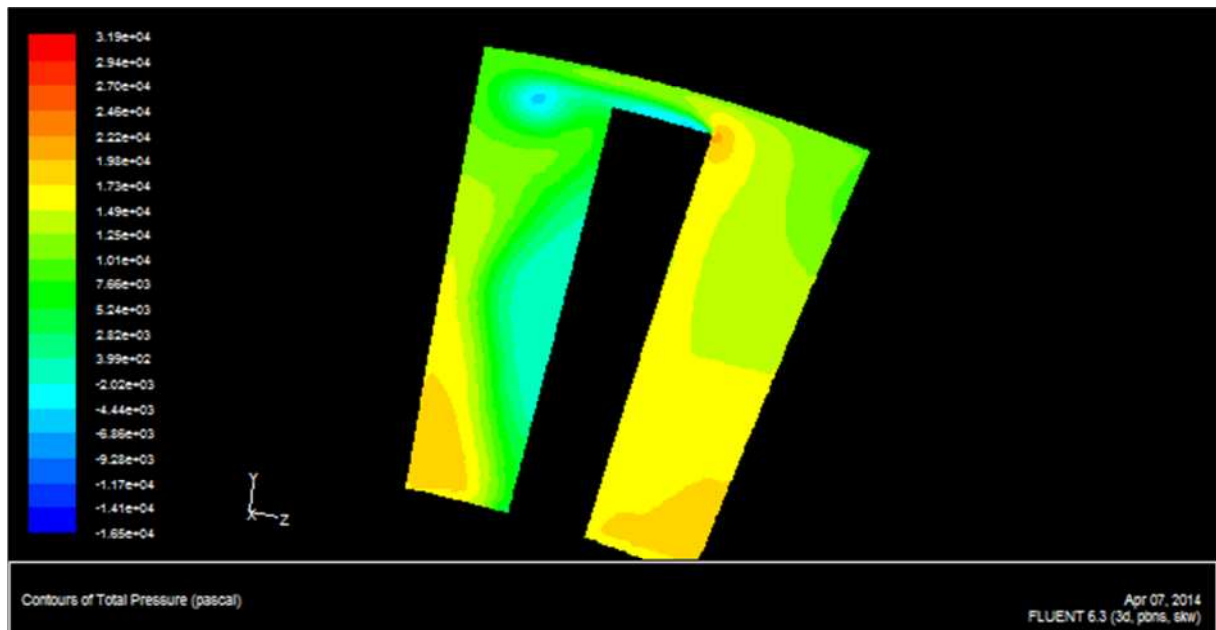


Figure.IV.19 : Distribution de la pression absolue dans le plan YZ

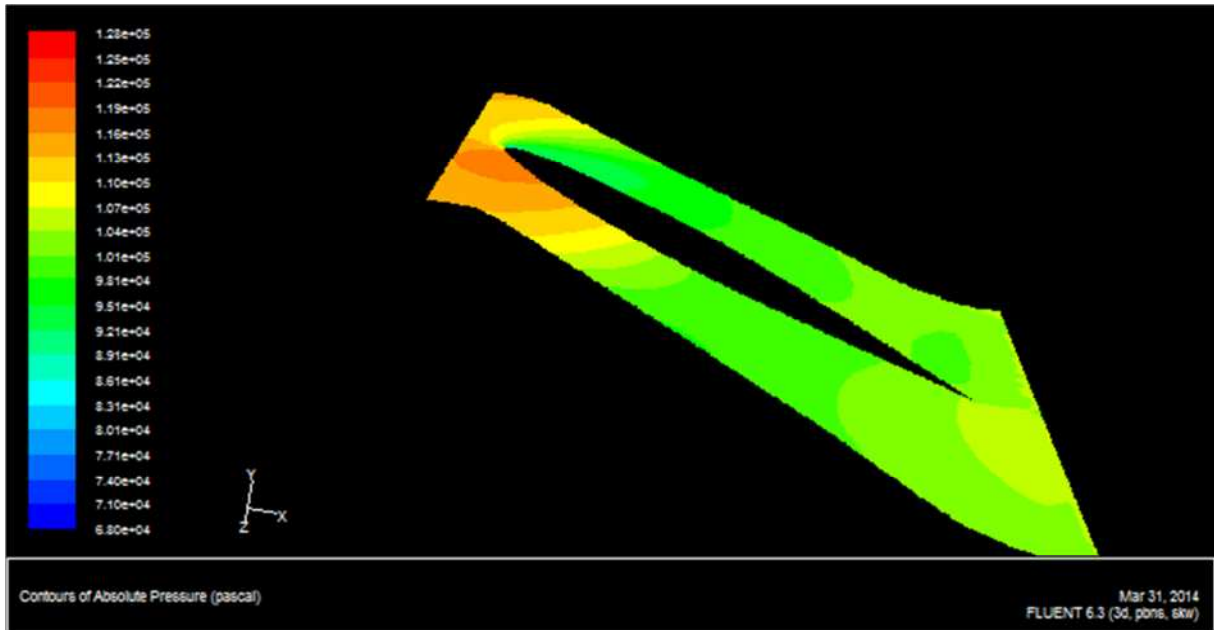


Figure.IV.20 : Distribution de la pression absolue dans le plan XZ

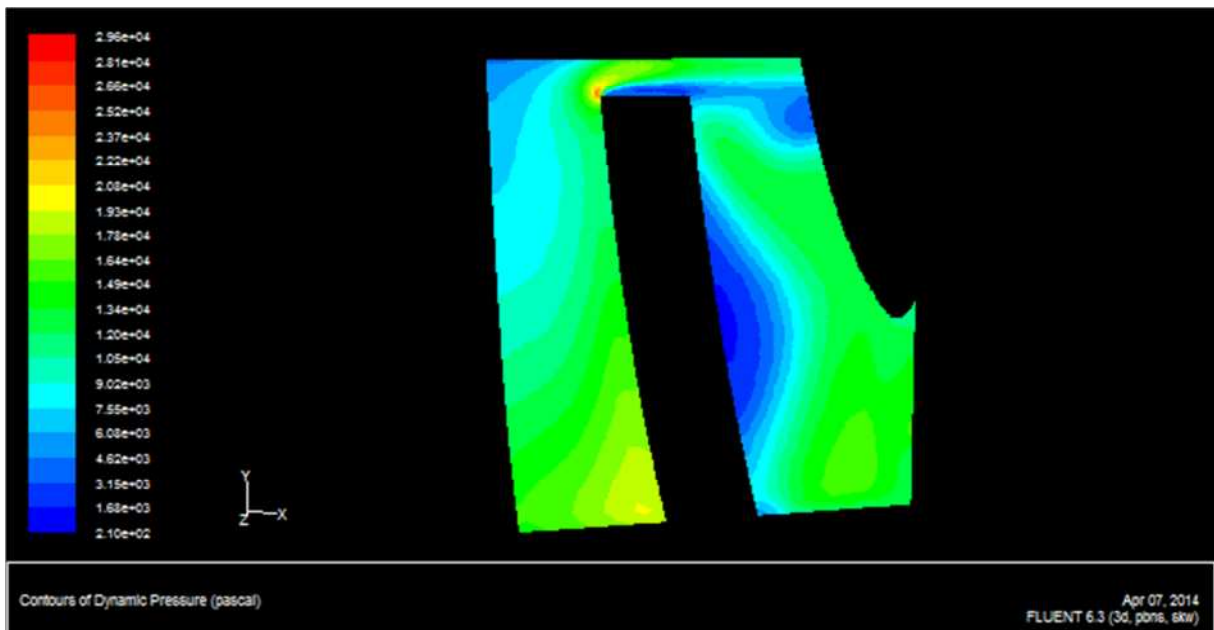


Figure.IV.21 : Distribution de la pression dynamique dans le plan XY

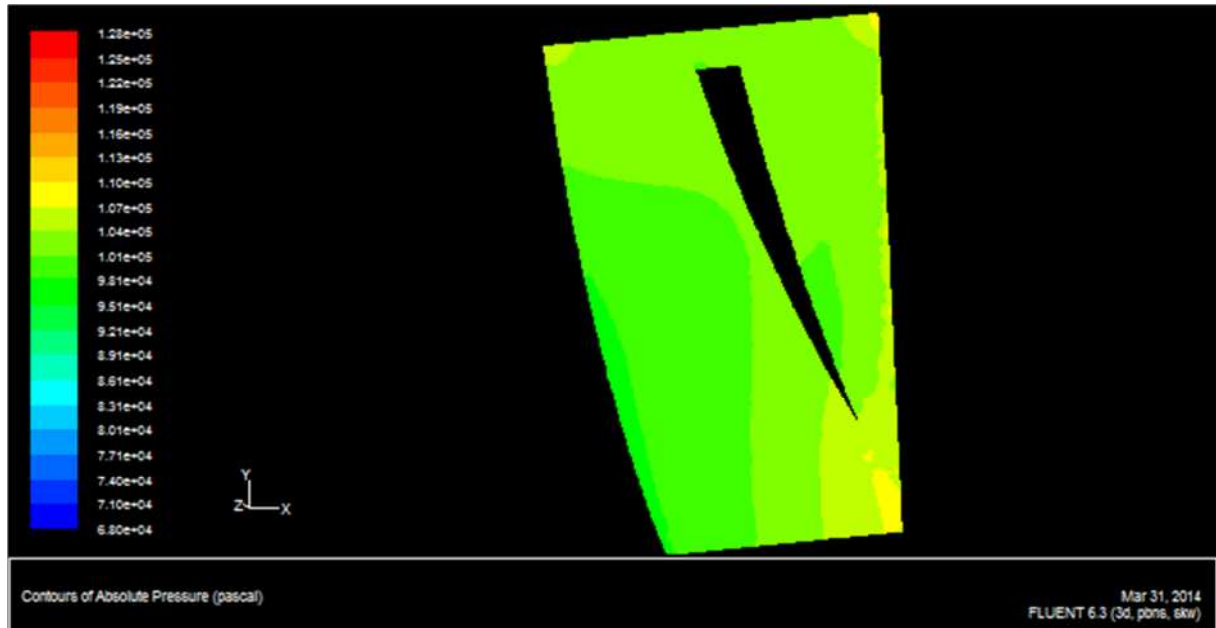
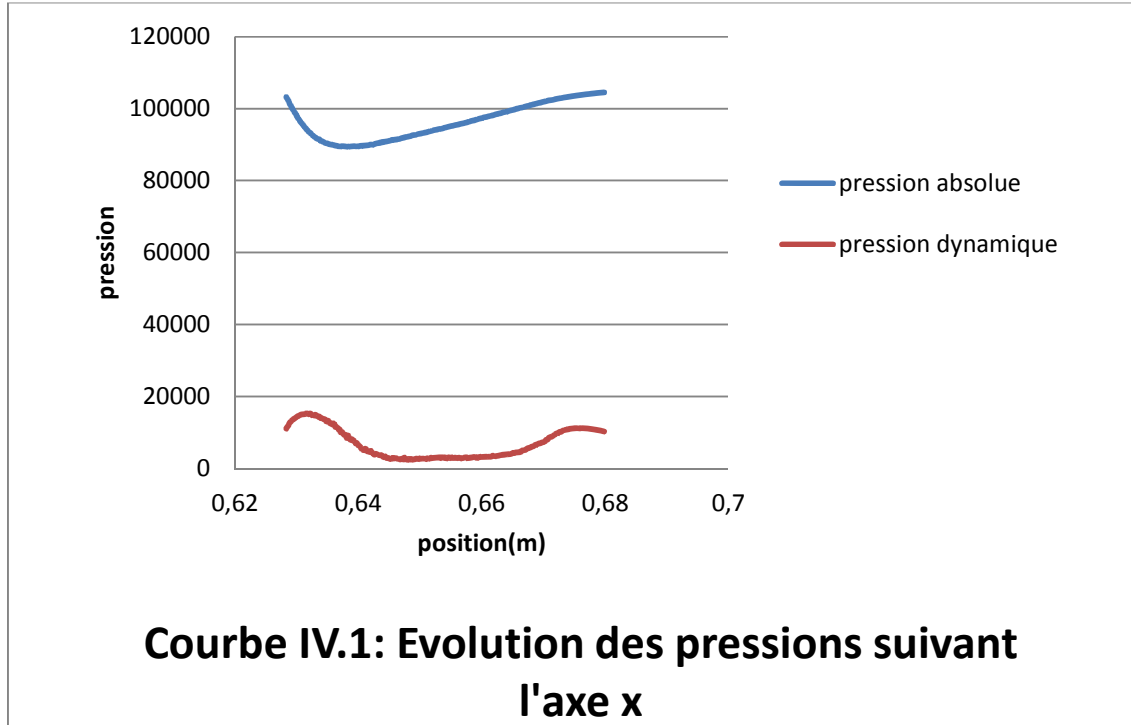
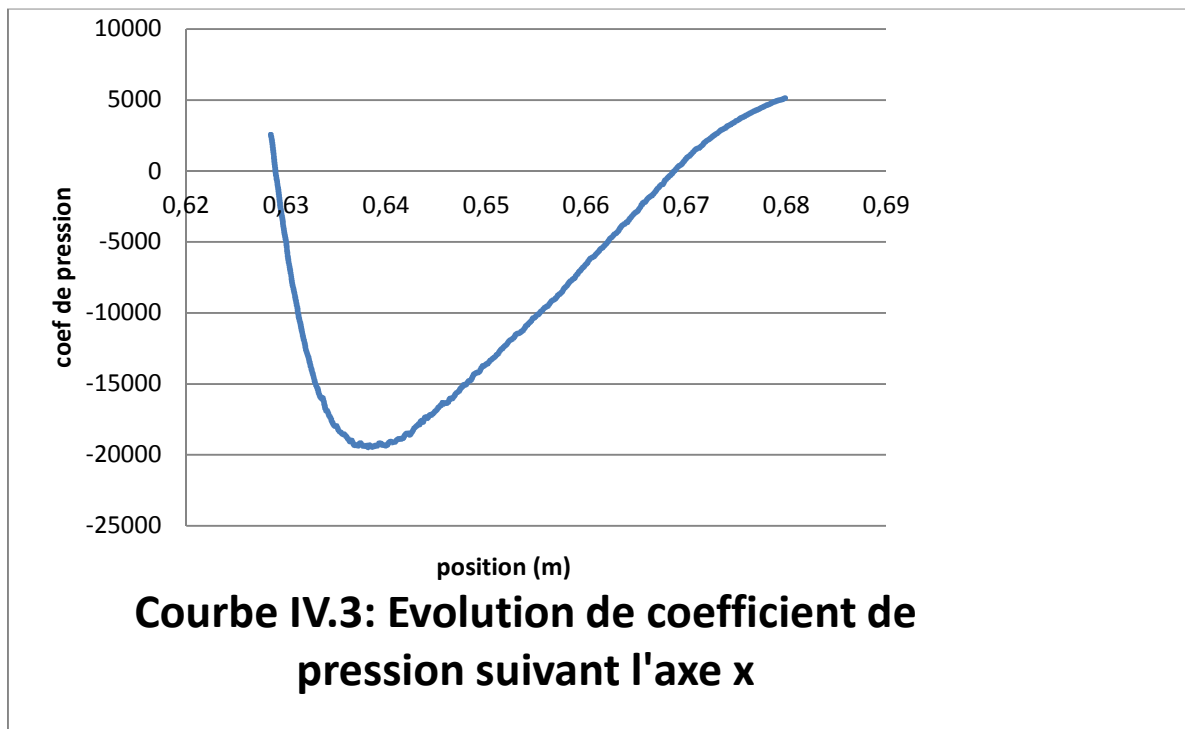
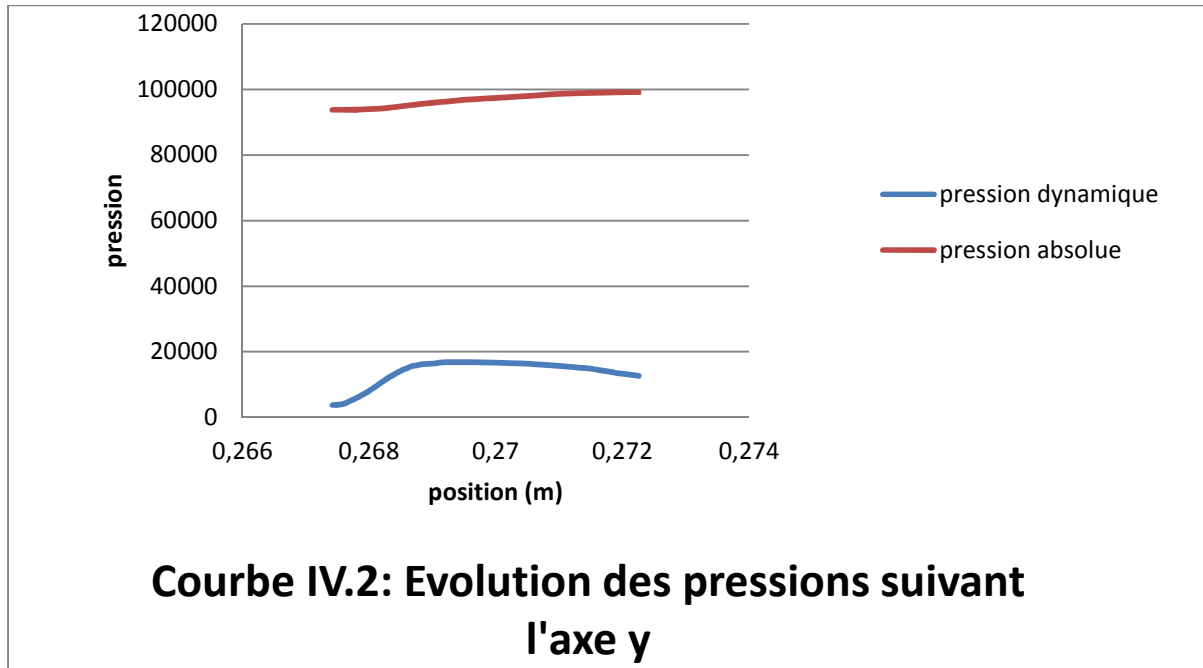
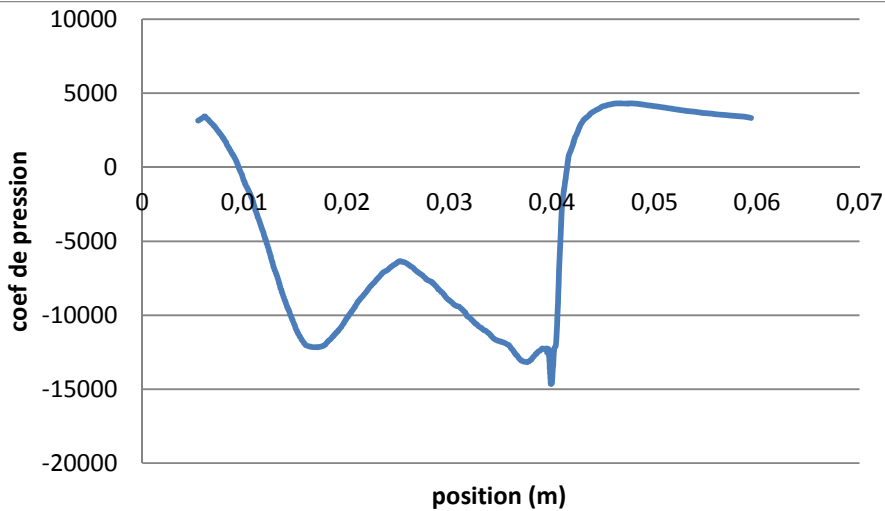


Figure.IV.22 : Distribution de la pression statique dans le plan XY

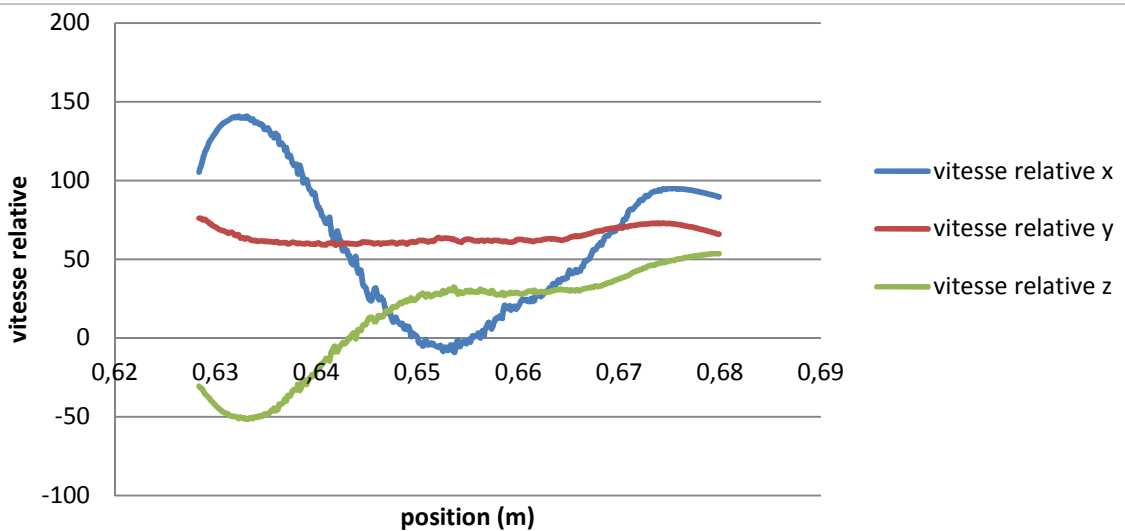
IV.4. Courbes des différents paramètres dans l'espace de jeu



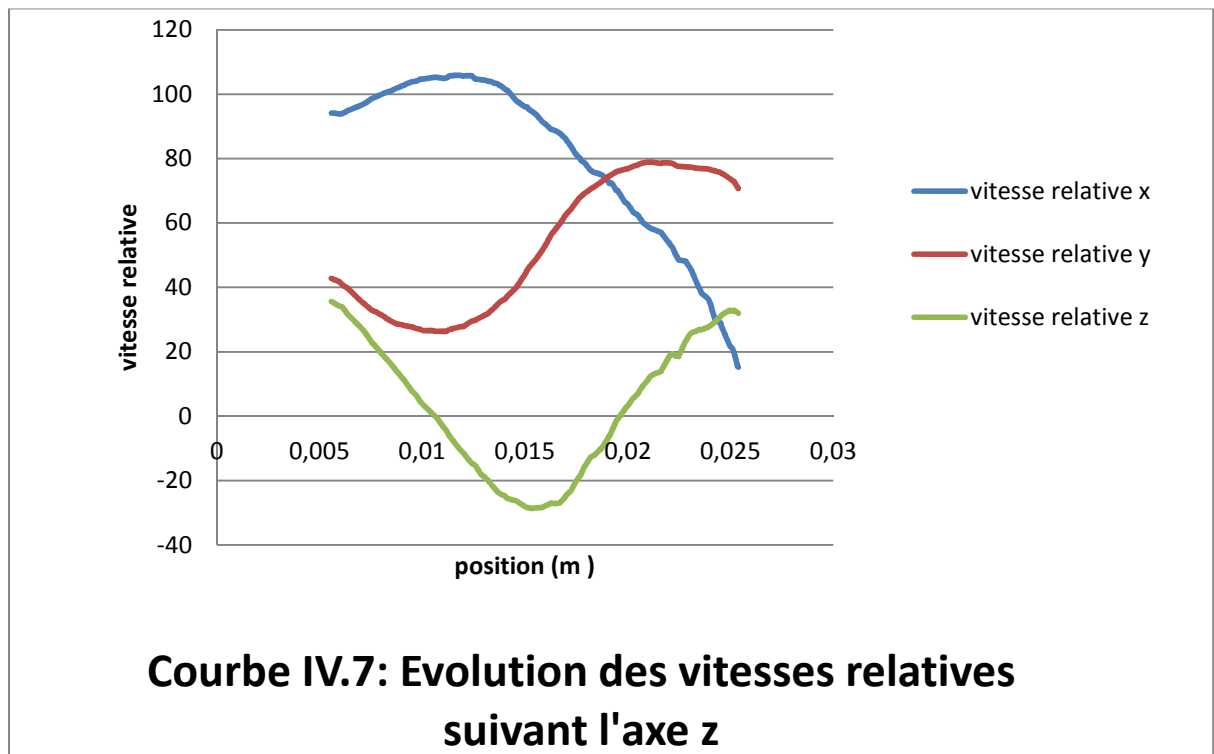
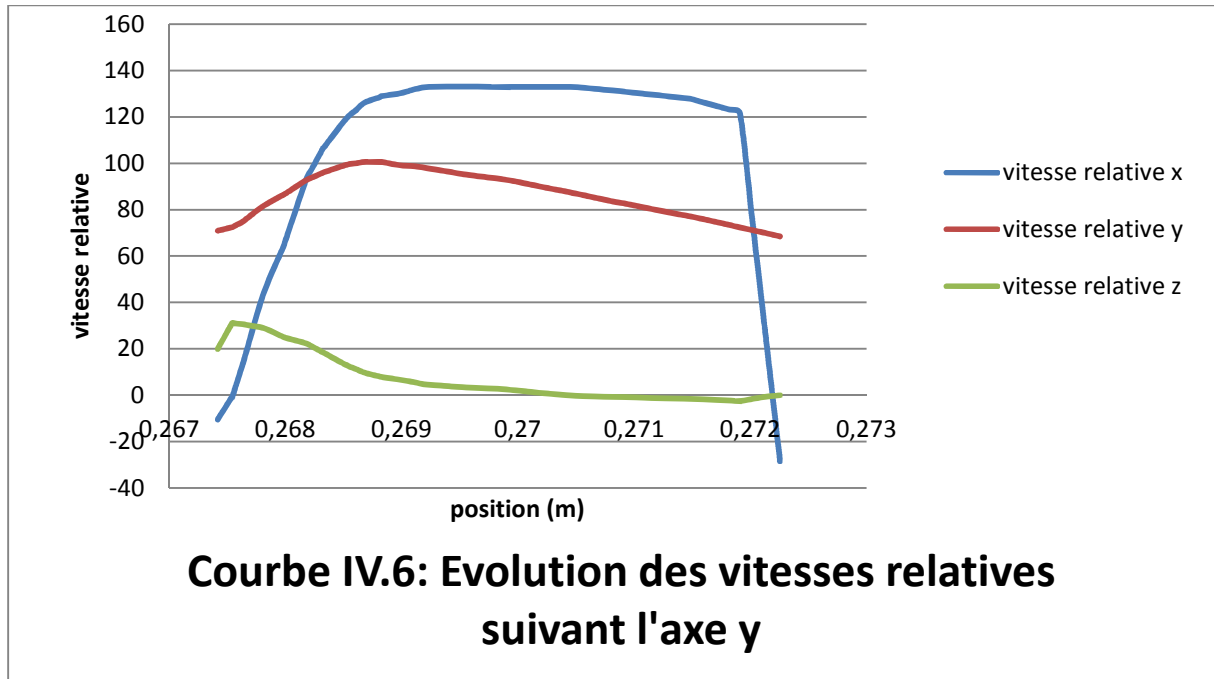


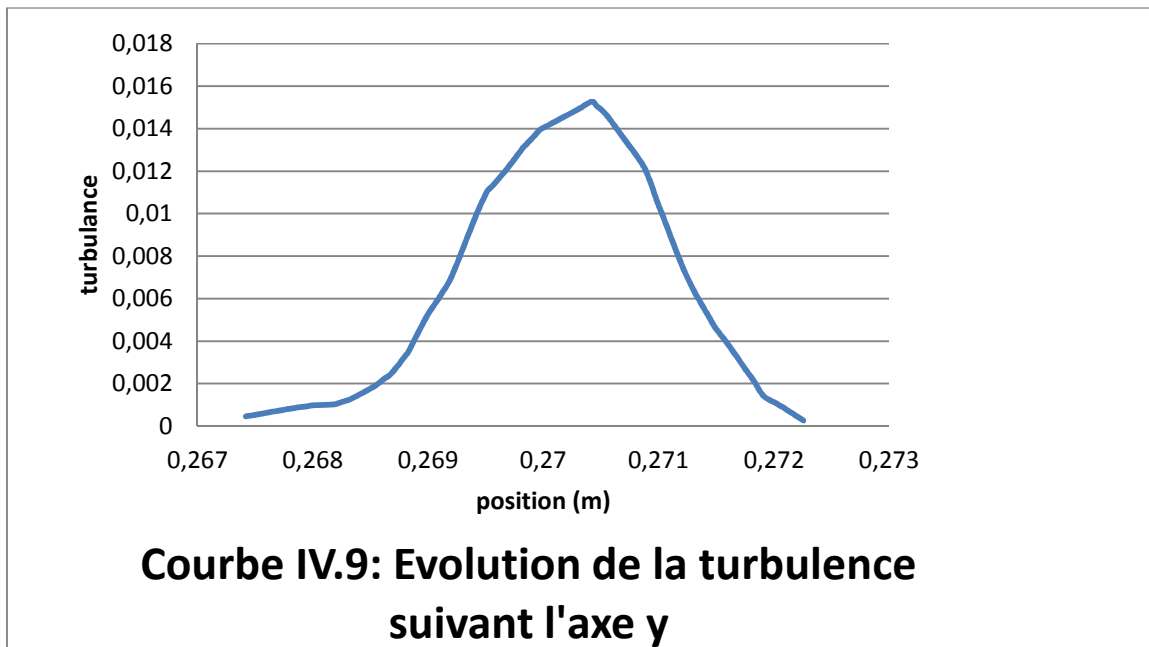
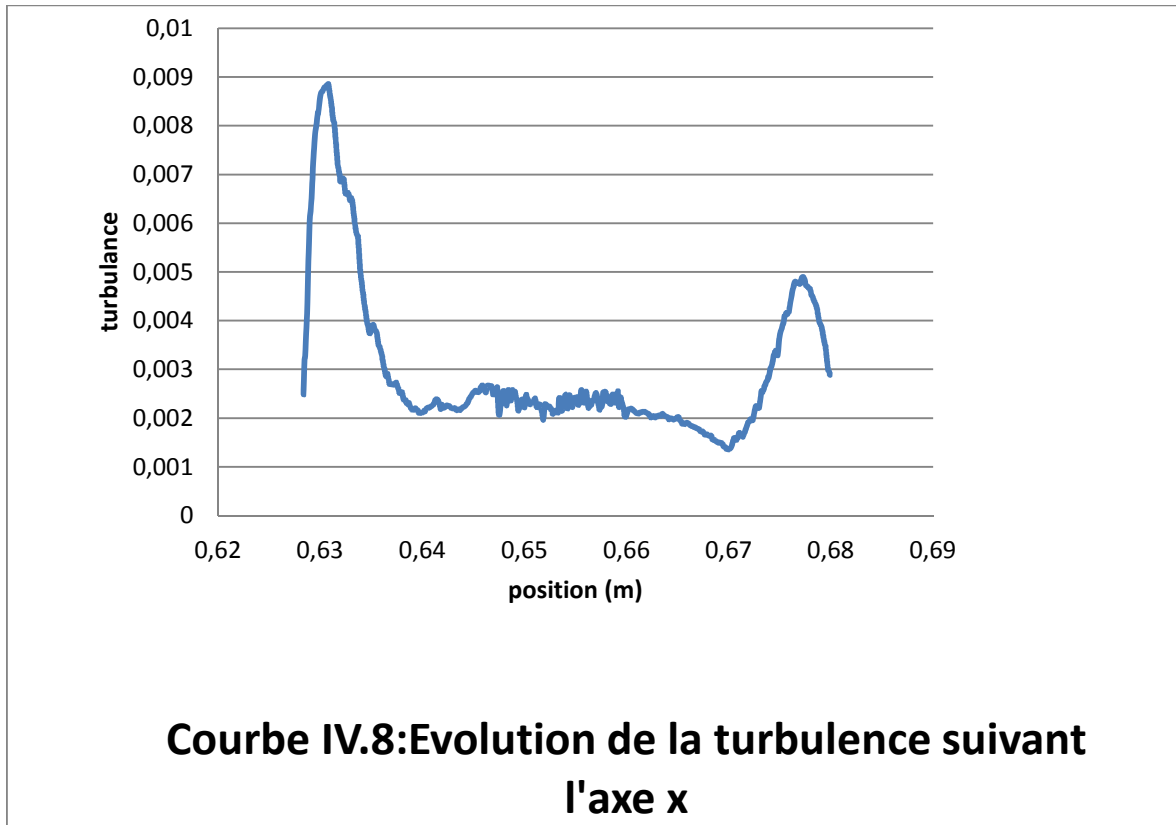


Courbe IV.4: Evolution de coefficient de pression suivant l'axe z

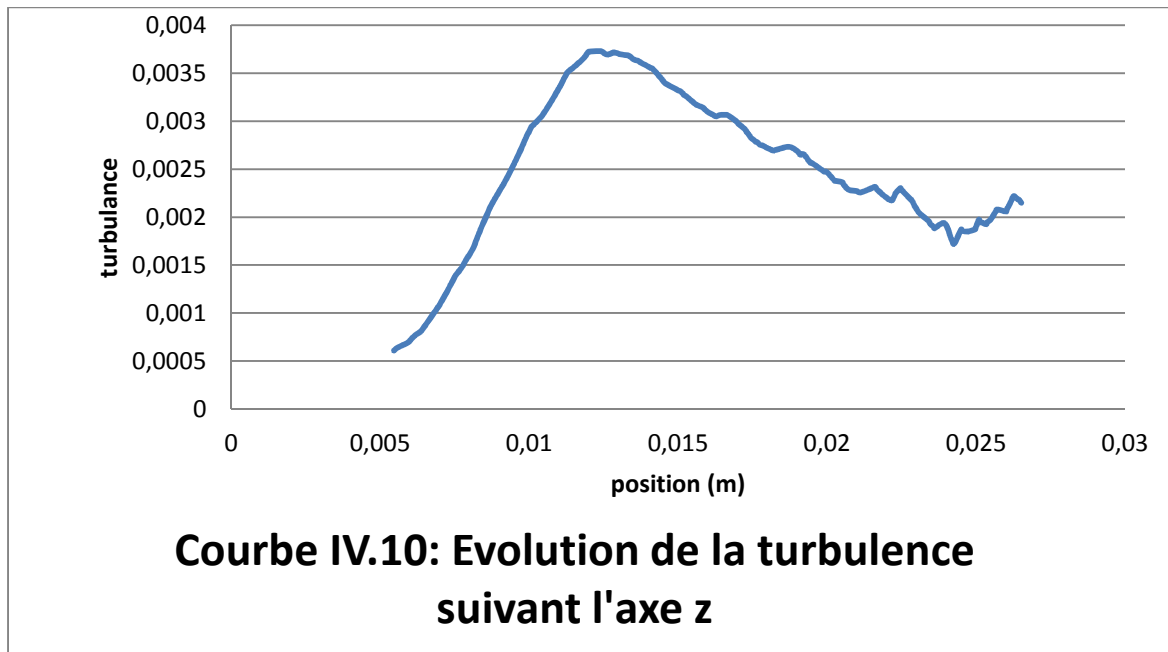


Courbe IV.5: Evolution des vitesses relatives suivant l'axe x





Courbe 9



IV.5. Interpretation des résultats

Les figures, suivantes, montrent le décollement de la couche limite, de la pression ainsi que le coefficient de pression et l'orientation de vecteurs vitesse. Ces derniers sont des variables utiles pour décrire les phénomènes physiques.

Figure 15 : représente une distribution de vecteurs vitesse absolue au bord d'attaque qui augmente au niveau de l'extrados et diminue au même temps au niveau de l'intrados.

Figure .17 : représente une distribution de vecteur de vitesse au bord de fuite, on constate que les lignes de courants en tendance à monter vers le haut ce qui nous amène à dire que c'est l'influence de la force centrifuge.

Figure 16 : une distribution de vecteurs vitesse autour de l'aube, en remarque que il y a une apparition d'un tourbillon de jeu qui représente la localisation de fuite de débit d'air qui 'est engendré par la différence de pression entre l'intrados et l'extrados.

Figure 22 : représente une distribution de la pression statique autour de l'aube on remarque une augmentation du côté de l'intrados et une diminution de coté de l'extrados.

Résultats et Interprétations

Courbe 3 : représente l'évolution de coefficient de pression (c'est la relation entre la pression statique et la pression dynamique).la courbe montre que la variation commence à diminuer d'une valeur maximal Au bord d'attaque jusqu'à atteindre une valeur minimal puis commence à remonter jusqu'a au bord de fuite .ce qui est interprété par l'influence de champs de vitesse sur le nombre adimensionnel de pression de jeu.

Remarque : l'augmentation de la pression dans un compresseur axial est minime.

Conclusion

Conclusion générale

L'amélioration des performances des turbomachines passe par une maîtrise des phénomènes instationnaires ayant lieu dans les écoulements internes. Pour mettre en évidence le phénomène d'interaction entre aubes, nous avons étudié d'abord le cas d'une seule aube.

L'objectif de ce travail était d'étudier l'écoulement dans une turbomachine axiale, à l'aide du solveur FLUENT. Le cas retenu pour cette étude est une grille rotorique d'un compresseur axial CME2 de profil NACA 65A012.

D'abord on a mis en évidence deux objectifs principaux, dans un premier temps, on a accumulé des recherches théoriques pour une meilleure compréhension du fonctionnement de la machine, et ensuite dans un deuxième temps, on a lancé la simulation numérique après la réalisation d'une géométrie à l'aide de logiciel CFD après avoir décrit le choix du domaine d'étude ainsi que, des conditions aux limites. La fixation des conditions limites joue un grand rôle dans l'interprétation des résultats, autrement dit-il influe sur leur finesse.

Nous nous sommes principalement intéressés par la distribution des différents paramètres dans l'espace de jeu. Nous avons en particulier déterminé l'orientation de vecteurs vitesses et la distribution de la pression moyennant par des coupes suivant les trois axes. Ensuite le traçage des courbes des évolutions de pression, vitesse, turbulence et coefficient de pression cette fois ci, en utilisant des lignes créées sous fluent.

Le travail présenté au cours du mémoire montre que la simulation numérique est un outil performant et bien adapté à l'étude des instabilités aérodynamiques qui interviennent dans les compresseurs. Le coût en temps de calcul reste élevé mais le type de simulation peut être adapté en fonction des mécanismes physiques à analyser.

Présentation des logiciels Gambit et Fluent

Fluent est un code CFD commercial très utilisé dans l'industrie. Il permet de résoudre les écoulements fluides en 2D ou 3D (champs de vitesses, de température...), c'est la raison pour laquelle on la choisi pour réaliser notre simulation 3D en mécanique de fluide allant de la construction du maillage avec Gambit à la résolution des équations de Navier Stokes et au post-traitement avec fluent. Il est largement répandu dans les études en relation avec l'industrie (automobile, aéronautique, espace, etc....).

Le problème discrétisé (interface Gambit) est ensuite exporté vers l'interface Fluent où il subira l'exploitation par la méthode des volumes finis, c'est-à-dire, par la résolution d'un système d'équations bien défini qui régit le problème.

Gambit regroupe trois fonctions : définition de la géométrie du problème (construction si la géométrie est simple), le maillage et sa vérification, la définition des frontières (type de conditions aux limites) et définitions des domaines de calculs.

Le pré processeur Gambit

C'est un pré processeur intégré pour l'analyse en CFD (Computational fluid dynamics), il est utilisé pour construire une géométrie et générer son maillage (structuré ou non structuré, en coordonnées cartésiennes, polaires, cylindriques ou axisymétriques), il peut réaliser des maillages complexes en deux ou trois dimensions avec des maillages rectangulaires ou triangulaires.

Les options de génération de maillage de Gambit proposent une flexibilité de choix. On peut décomposer la géométrie en plusieurs parties pour générer un maillage structuré, sinon Gambit génère automatiquement un maillage non structuré adapté au type de géométrie construite.

Les défauts sont détectés à l'aide de son interface comportant plusieurs fenêtres d'outils de création, génération, vérification du maillage du modèle étudié et l'incorporation des conditions aux limites.

Le procédé de création de la géométrie dans le GAMBIT

La façon de création de la géométrie d'un profil d'aile dans notre travail par le pré processeur Gambit peut être vu sur la (fig.1).

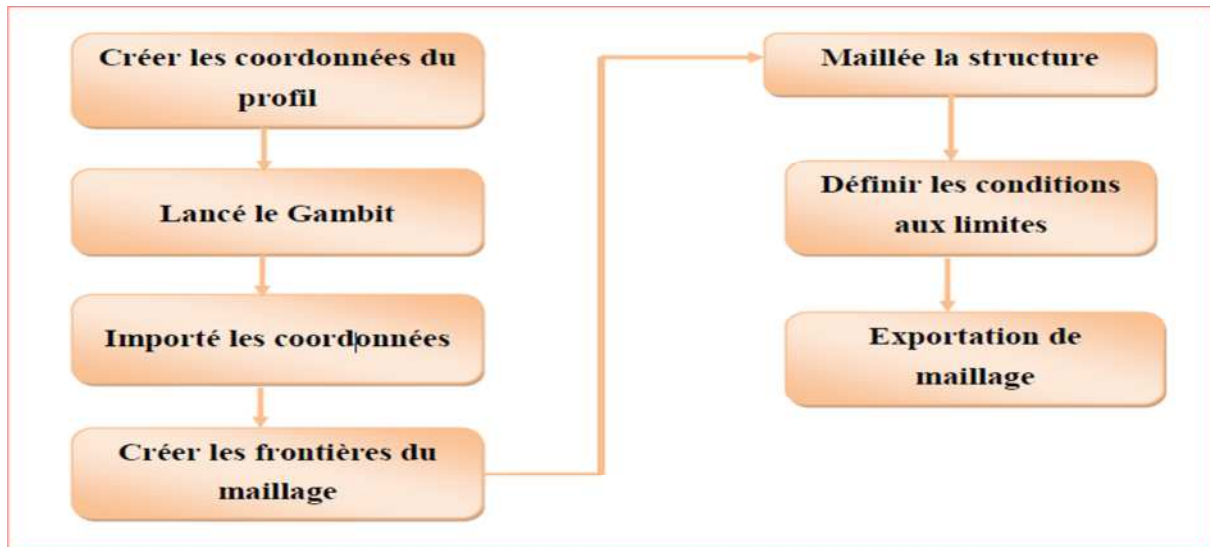


Figure.1 : Le processus de génération d'un maillage dans le GAMBIT

Créer les frontières du maillage

La géométrie externe de maillage doit maintenant être créée. Ceci est fait en choisissant le bouton Vertex, comme suit.



Ces points doivent maintenant être reliés pour créer la structure qui doit être formée.

On commence par sélectionner le bouton :



Création de maillage

Pour des maillages structurés, on peut faire la liaison entre la géométrie et le maillage, Aussi, avant de réaliser le maillage, il faut spécifier par écrit d'une part la géométrie adoptée pour définir la zone à mailler, d'autre part les numéros des mailles correspondant aux points

caractéristiques de la géométrie. Un nœud pourra alors être repéré par ces coordonnées physiques x et y ou indices I et J .

Par ailleurs, il peut être avantageux de définir des points intermédiaires qui ne sont pas indispensables à la définition de la géométrie mais qui permettent de délimiter les zones dans lesquelles les mailles seront adaptées pour raffiner le maillage près des parois par exemple ou bien pour épouser au mieux la forme des obstacles, parois ou autres...

On commence par sélectionner les boutons **Mesh**, et on utilise les sous menus ci-dessous



Spécification des conditions aux limites

Maintenant on peut définir les conditions aux limites puisque le maillage est complet. Ceci est fait en choisissant :



On choisit le type de chaque partie du domaine d'étude comme suit :

Name	Type
Entree	PRESSURE_INLE
Sortie	PRESSURE_OUT
Ailette	WALL
Moyeu	WALL
Enveloppe	WALL

Figure.2 : Conditions aux limites

Exportation du maillage produit par GAMBIT

Une fois que la géométrie a été créée, que les conditions aux limites ont été définies, on exporte le maillage. Ceci est fait en choisissant **file > Export > Mesh**, pour que le FLUENT soit capable de lire et de l'utiliser.

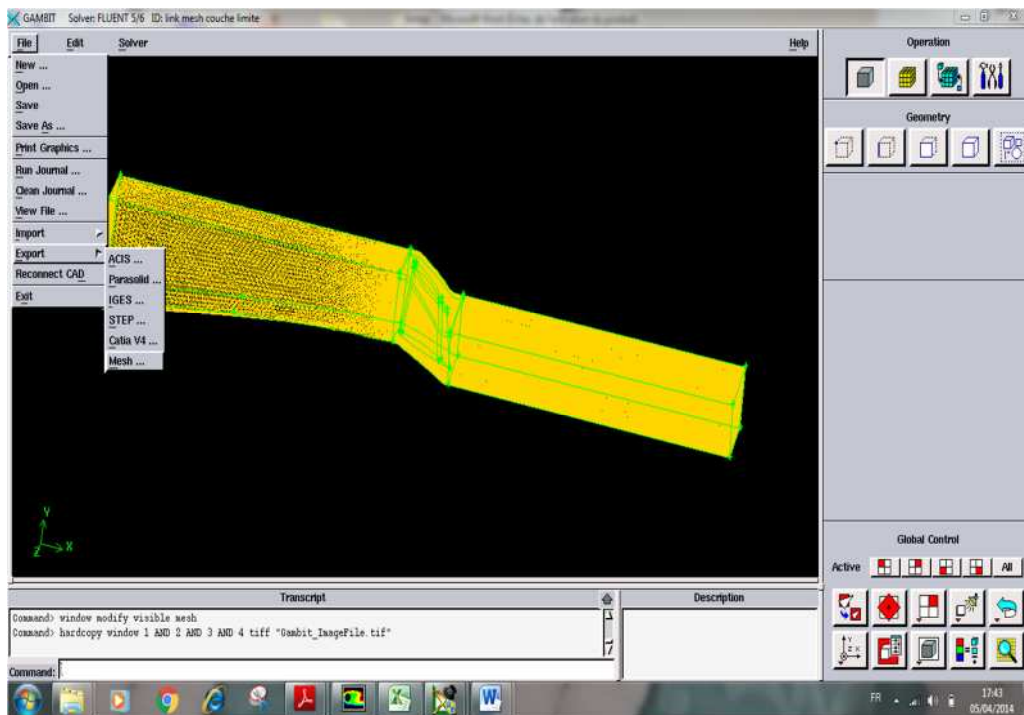


Figure.3 : le maillage de la géométrie

BIBLIOGRAPHIE

- ✚ [1] : **ION PARASCHIVOIU & MICHEL PRUD'HOMME & LUC ROBILLARD & PARTICK VASSEUR** : Mécanique des fluides, Presses internationales polytechnique, Ecole de Montréal, Canada, 2003.
- ✚ [2] : **BELGHAR Nouredine** : Analyse de l'influence sur le sillage engendré par l'aile sur les caractéristiques de la configuration infirmée : aile-fuselage-empennage, thèse université de Constantine, octobre 2011.
- ✚ [3] : **R.OZIAUX & J.PERRIER** : mécanique des fluides appliqués. Edition DUNOD. paris 1998.
- ✚ [4] : **R. Comolet**, Mécanique des fluides 4^{ème} édition, j'intègre, Masson, Paris, 1994, pp. 95-110.
- ✚ [5] : **M. Damou**, Mécanique des fluides, office des publications universitaires, septembre 1996, pp. 80-115.
- ✚ [6] : **P. BIGOT** : mécanique des fluides. Edition DUNOD 2011.
- ✚ [7] : **JAN-KAYSINSKI** : turbomachine, théorie générale O.P.U, 1986
- ✚ [8] : **M.SEDILLE** : Turbomachines hydrauliques et thermiques.
- **Tome I** : aérodynamique générale (calcul et fonctionnement) Masson & Cie, 1973.
 - **Tome II** : Pompes centrifuges et axiales, turbines hydrauliques, 1967.
 - **Tome III** : Thermodynamique technique.
- ✚ [9] : **R.REY** : mécanique des grilles d'aubes appliquée à la construction des machines axiales de compression E.N.S.A.M. (Paris)
- ✚ [10] : **P.CHAMBADAL** : les compresseurs, Edition DUNOD (paris), 1964.
- ✚ [11] : **A.BOISRAYON** : cours de turbomachines. Ecole Nationale polytechnique d'Alger, 1967.

Références bibliographiques

- ✚ [12] : **Butterworth-Heineman**: chapitre III-cours turbocompresseur axiaux fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery "fourthEdition, Woburn, MA, USA.1998".