

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET LA
RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE SAAD DAHLEB DE BLIDA
FACULTE DES SCIENCES DE L'INGENIEUR
DEPARTEMENT D'AERONAUTIQUE

Mémoire de fin d'étude pour l'obtention
Du diplôme d'ingénieur d'état en Aéronautique
Filière : construction et maintenance en aéronautique
Spécialités : propulsion et structure



Thème

**ETUDE ET AMELIORATION DES
PERFORMANCE D'UNE TURBINE SEMI-AXIALE**

PRESENTES PAR :

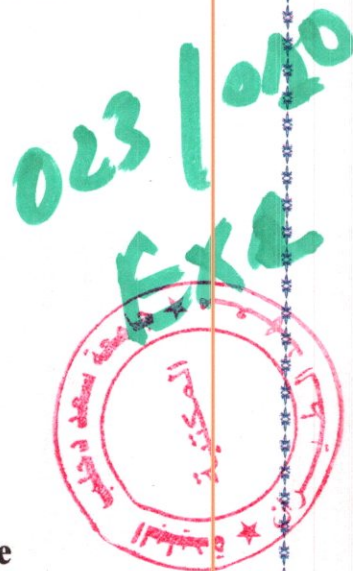
LATRECHE ASYA

DOUBA HAMMOU

ENCADRE PAR :

ALLALI ABDERAZAK

ANNEE UNIVERSITAIRE 2009_2010



Résumé :

La suralimentation des moteurs ainsi que les petites unités de production ou de récupération de l'énergie constituent les domaines où les turbines semi-axiales sont les plus utilisées. C'est dans ce sens, que nous avons mis au point une démarche complète de conception pour l'optimisation des performances d'un rotor qui est l'un des éléments essentiels de la turbine. Les logiciels **SOLIDWORKS** et **GAMBIT** est employé pour établir la géométrie et pour le maillage. Les équations moyennées de Reynolds régissant l'écoulement turbulent dans d'une turbine semi axiale, sont résolues à l'aide de la méthode des volumes finis introduite dans le code de calcul **FLUENT**. L'étude a permis d'obtenir en premier lieu les performances de la turbine pour différentes vitesses de rotation et une large plage de taux de détente en fixant le nombre d'aubes, en deuxième lieu, les meilleures performances de la turbine ont été prises pour choisir qu'elle est la meilleure géométrie qui peut atteindre le rendement maximum de la turbine semi-axiale.

Abstract:

For reasons of design simplicity, compactness, reduced cost and reasonable performance, most internal combustion engine turbochargers are fitted with vaneless radial or mixed flow turbines. In applications where high boost pressure is required, which means that more power has to be delivered by the turbine at high pressure ratios, radial turbines are replaced by mixed flow turbines which can achieve maximum efficiency. This study deals with the determination of the performance characteristics of a mixed flow turbine by solving numerically the 3D Reynolds averaged Navier Stokes equations. **SOLIDWORKS** and **GAMBIT** software is used to build the geometry and generate the unstructured meshes while the **FLUENT** code is used to simulate the mixed flow turbine. The computed results compare well with experimental data obtained in a turbocharger test rig for the same turbine. The numerical method is also used to determine optimum geometrical characteristics such as the optimum blade number.

ملخص :

إن التغذية باءفراط لدى المحركات الدفع و أيضا وحدات الإنتاجية واسترجاع الطاقة المؤسسة للمجالات حيث تكون تربينات النصف محورية الأكثر استعمالا .

في هذه الاتجاه قمنا بتوضيح طريقة كاملة لانجاز من اجل تحسين مميزات الدوار الذي هو عنصر أساسي لتربيته اعتمادا على البرمجيات (SOLIDWORKS ET GAMBIT) التي من خلالها ننجز الوحدة الهندسية أما حل المعادلات المتوسطات رين ولدس المتحكمة في تدفق العاصفة داخل التربين النصف محوري فيكون باستخلاص الحل بمساعدة طريقة الحجوم المنتهية باستخدام مفتاح الحساب (FLUENT).

هذه الدراسة تسمح لنا بالحصول أولا : على مميزات التربين من اجل مختلف السرعات لدورانية و نسب الضغط مع ثبات عدد شفراتها . ثانيا : اختيار أحسن تركيبة هندسية تستطيع ن تصل إلى مردود عالي لدى التربين النصف محوري.

Table des matières

Table des matières	I
Liste des figures	VI
Nomenclature	IX

Introduction Générale	1
------------------------------	----------

Chapitre 1 : Rappel de la thermodynamique et de la Mécanique Des Fluides

I. Rappel de la thermodynamique :	3
1. Principe zéro : l'équilibre thermodynamique.	3
2. Premier principe de la thermodynamique :	
2.1. La chaleur.	3
2.2. Le travail.	3
2.3. L'enthalpie.	4
2.4. Conservation de l'énergie.	4
3. Deuxième principe de la thermodynamique.	5
4. Les machines thermiques.	5
II. rappel de la Mécanique Des Fluides :	6
Introduction.	6
1. Les équations de bases :	6
1.1. Principe de conservation de masse (équation de continuité).	6
1.2. Principe de conservation de quantité de mouvement	7
➤ Equation de NAVIER-STOKS.	7
1.3. Principe de conservation d'énergie.	9

Table des matières

2. Nombre de Reynolds :	9
2.1. Définition.	9
2.2. Influence.	10
3. La couche limite :	10
3.1. Définition de la couche limite.	10
3.2. Concept de la couche limite.	10

Chapitre 2 : Les turbines (étude générale)

Introduction.	13
I. Définition d'une turbine.	13
II. Classifications des turbines :	14
1. Suivant la trajectoire des particules du fluide :	14
1.1. Turbines radiales.	14
1.2. Turbines axiales.	14
1.3. Turbines semi axiales.	14
2. Suivant l'échange de l'énergie :	15
2.1. Turbines à action.	15
2.2. Turbines à réaction.	16
3. Suivant la nature des particules du fluide :	17
3.1. Turbines à hydraulique.	17
3.2. Turbines à vapeur.	18
3.3. Turbines à gaz :	19
Définition d'une turbine à gaz.	19
3.3.1. Principe de fonctionnement de la turbine à gaz.	20
3.3.2. Rendement d'une turbine à gaz.	21
3.3.3. Applications.	23

Table des matières

III. Différents composants d'un étage :	23
1. Définitions :	23
1.1. Les aubes.	23
1.2. Une grille d'aubes.	24
2. Différents composants d'un étage :	24
2.1. La grille fixe (Stator).	24
2.2. La grille mobile (Rotor).	25
IV. Etude énergétique d'une turbine semi axiale :	26
1. L'écoulement à travers la turbine :	26
1.1 Volute et distributeur sans aubes.	27
1.2. Le rotor.	28
1.3. Le diffuseur.	30
2. Estimation des pertes d'énergie dans la turbine :	30
2.1 Pertes par frottements dans la volute et le distributeur sans aubes.	30
2.2. Pertes par frottements dans le rotor.	31
2.3. Pertes dues à la charge aérodynamique des aubages (blade loading losses).	31
2.4. Pertes par incidences à l'entrée du rotor.	31
2.5. Pertes par fuites internes.	32
2.6. Pertes externes dues aux frottements du disque.	32
2.7. Les pertes par vitesse restante.	33

*vous remerciant,
Nourou*

Remerciements

Avant tout on tient à remercier Dieu tout puissant de nous avoir donné la foi et la confiance en soi, ainsi que cette volonté et ce courage, pour pouvoir nous voir un jour devant un jury.

On souhaite également adresser nos remerciements à notre encadreur M^r ALLALI qui nous a accordé son soutien. Je remercie son attention, ces précieux conseils, ainsi que la confiance qu'il nous a toujours témoignée, sans oublier les nombres du jury qu'ils ont accepté d'évaluer notre modeste travail.

Nous remercions également tous ceux qui, tout au long de ces années d'études, nous ont encadré, observé, aidé, conseillé et même supporté et surtout à nos parents. Sans eux nous ne serions jamais arrivés à ce stade.

Nos remerciements les plus sincère a tous ceux qui nous ont aidé de près ou de loin, par leurs encouragements leurs conseils et leurs critiques.

Enfin, Nous sommes également reconnaissants à tous nos amis que nous n'aurons pas besoin de les nommer et à préciser, car ils se reconnaîtront eux-mêmes.

Latreche Asya et Douba Hammou

Dédicace



Je dédie ce travail

*A ma mère la plus chère à mes yeux, pour
avoir fait de moi ce que je suis.*

A mon père. Pour son soutien durant mes années d'étude.

A mes sœurs et mes frères pour leur intérêt à mon sort.

A toute ma famille.

A

AMINA et sa famille.

A

Med TAIFOUR, ABDELOUAHAB

A

Mes amies.

LATRECHE ASYA



Dédicace



Je dédie ce modeste travail

A ceux qui m'ont soutenu le moral durant

Toutes les phases de ma vie, et qui m'ont

Appris toutes les bonne valeurs

Mes chers parents

A mes sœurs et mes frères

A mes amies

A tous mes collègues

Douba Hammou



Table des matières

Chapitre 3 : Les Méthodes Numériques et la modélisation de la Turbulence

I. Modélisation de la turbulence :	34
Introduction.	34
1. Phénomène de turbulence.	34
2. Equation instantanée et traitement statique.	35
2.1. Effets pratique de la turbulence.	36
3. Grandeurs de la turbulence.	36
4. Equations de Reynolds.	38
5. Les différents modèles de la turbulence :	39
5.1 Modèle aux tensions de Reynolds.	40
5.2. Modèle de viscosité turbulente.	40
5.2.1. Modèle à Zéro équation.	41
5.2.2. Modèle à une équation de transport.	42
5.2.3. Modèle à deux équations de transport.	43
➤ Le modèle (k – ϵ).	44
➤ Condition aux limites.	46
➤ Modèle (k – w).	47
➤ Modèle SST.	47
➤ Modèle à contrainte de Reynolds (RSM).	47
➤ Large Eddy simulation.	47
➤ Simulation directe ou Direct Numerical Simulation (DNS).	48
II. Les méthodes numériques :	48
Introduction.	48
1. Différentes méthodes de résolution :	48
1.1. Méthode des différences finies.	49
1.2. Méthode des éléments finis.	49
1.3. Méthode volumes finis :	49

Table des matières

1.3.1.	Principe de la méthode des volumes finis.	50
1.3.2.	Discrétisation des équations gouvernantes.	51
❖	Terme in stationnaire.	53
❖	Terme convectif.	53
❖	Terme diffusif.	54
❖	Terme source.	54
❖	Résolution et convergence.	54
1.3.3.	Les avantages de cette méthode.	57

Table des matières

Chapitre 4 : Présentation et validation des résultats

Introduction.	58
Les étapes de simulation.	58
I. Conception de la Géométrie.	58
II. Maillage :	59
1. <i>Différent types des Maillages.</i>	59
III. Génération de Maillage.	62
IV. Résultats et interprétations :	63
1. <i>Condition aux limites.</i>	63
2. <i>Présentation des résultats (post-processing).</i>	64
3. <i>Résultat de simulation.</i>	64
4. <i>Visualisation des résultats (post-processing) :</i>	69
4.1. Les contours de pression.	69
4.2. Les graphes.	72
4.3. Caractéristique de la performance	74

Conclusion Générale	77
----------------------------	-----------

Table des matières

<i>Annexe Solidworks</i>	I
<i>Annexe Gambit</i>	III
<i>Annexe Fluent</i>	V
<i>Bibliographie</i>	XV

Nomenclature

Les lettres alphabétiques :

➤ a : Vitesse du son.	[m/s]
➤ C : Constante de la loi logarithmique.	
➤ C_f : Coefficient de frottement.	
➤ C_{P_0} : Coefficient de pertes par frottements.	
➤ C_P, C_v : Chaleurs massiques à pression et à volume constant.	[$j/kg.K$]
➤ E : Energie interne totale.	
➤ F : Force de volume.	[j]
➤ g : Gravité.	
➤ H : Enthalpie totale.	[m/s^2]
➤ R : Rothalpie.	[j/kg]
➤ I : La tenseur unité.	[j/kg]
➤ K : Énergie cinétique turbulente.	
➤ L : longueur caractéristique.	[$j.kg^{-1}$]
➤ m : Masse.	[m]
➤ P : Pression.	[kg]
➤ \dot{m} : Débit massique.	[Pa]
➤ m_r : Débit réduit.	[kg/s]
➤ q : La quantité de Chaleur.	[$msK^{1/2}$]
➤ r : Vecteur de position.	[kj]
➤ R : Constante des gaz parfaits.	[m]
➤ R_e : Nombre de Reynolds.	[$j/mole.K$]
➤ S : Entropie.	[$j/kg.K$]
➤ t : Temps.	[s]
➤ T : Température.	[K]

Nomenclature

- T_u : L'intensité de la turbulence.
- U : Potentiel.
- U_t : Vitesse parallèle à la paroi.
- u, v, w : Composantes de la vitesse. [m/s]
- V : Vitesse absolue. [m/s]
- V_{moy} : Vitesse moyenne de l'écoulement. [m/s]
- V_r : Vitesse radiale. [m/s]
- V_θ : Vitesse tangentielle. [m/s]
- V_z : Vitesse axiale. [m/s]
- W : Travail. [m/s]
- x, y, z : Coordonnées cartésiennes. [kj]
- Z : Nombre d'aube. [m]

Les lettres grecques :

- γ : Coefficient poly-tropique des gaz parfaits. [rad]
- ϵ : Taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente. [W/kg]
- Φ : Grandeur quelconque.
- $\nu_k, \nu_{\epsilon l}$: Constante du modèle ($k - \epsilon$).
- $\sigma_\epsilon, \sigma_k$: Les nombres de Prandtl.
- λ : Conductivité thermique du fluide. [W/m.K]
- μ : Viscosité dynamique. [Pa.s]
- μ_{eff} : Viscosité effective. [Pa.s]
- μ_t : Viscosité dynamique turbulente. [Pa.s]
- δ : Epaisseur de la couche limite.

Nomenclature

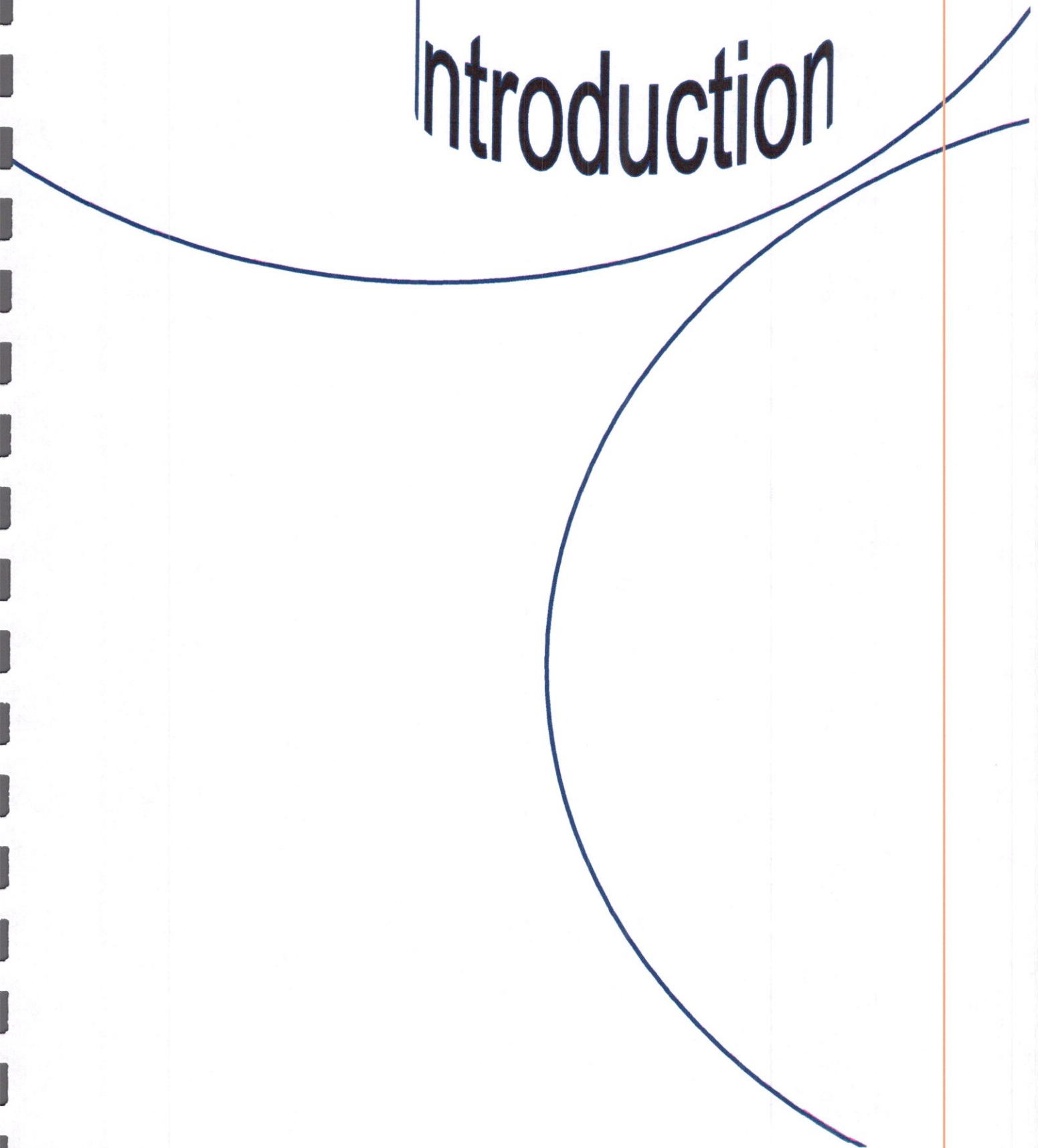
- ρ : Masse volumique. [m]
- τ : Contraintes visqueuses. [kg/m³]
- Γ : Coefficient de diffusion. [kg/m²s²]
- π : Le taux de compression. [Pa.s]
- Δ : Variation.
- η : Rendement.
- η_{TS} : Rendement total statique.
- η_{TD} : Rendement thermodynamique.
- ∇ : Laplacienne (la seconde Dérivée).
- ∂ : Dérivée partielle.
- δ_{ij} : Symbole de Kronecker (= 1 si $i = j$; = 0 si $i \neq j$).
- Ψ : Angle azimutal.
- ξ : Coefficient de perte d'énergie.
- ν : échelle de vitesse de turbulence.
- κ : Constante de Von Karman. [m/s]

Les indices :

Nomenclature

- $\otimes, *$: État d'arrêt, total.
- i : Numéro de position.
- i, j, k : Direction de projection.
- ip : Indice du point d'intégration.
- is : Isentropique.
- max : Maximale.
- min : Minimale.
- moy : Moyen.

Introduction



Introduction Générale

La plupart des turbomachines sont équipées de turbines radiales ou semi-axiales et les turbocompresseurs de suralimentation sont largement utilisés dans les moteurs ainsi que dans les petites unités de production ou de récupération de l'énergie pour augmenter la puissance. Dans les applications où une bouffée à haute pression est exigée, les turbines radiales sont remplacées par les turbines semi-axiales. Ces dernières se caractérisent par un angle d'aube positif à l'entrée du rotor afin d'obtenir un rendement maximal pour un rapport de vitesses (rapport de la vitesse périphérique du rotor à la vitesse d'expansion isentropique) inférieur à la valeur habituelle 0,7 pour les turbines radiales.

Les études théoriques et expérimentales prouvent que les performances d'une turbine, qu'elle soit radiale, semi axiale ou axiale, sont conditionnées directement par la forme géométrique de ses composantes principales traversées par le fluide moteur : la volute, le distributeur, le rotor à aubes et le diffuseur ; pour le rotor les caractéristiques géométriques telles que l'angle d'attaque de l'aube, la longueur axiale et le nombre d'aubes ont une grande influence sur le passage de l'écoulement et le rendement de la turbine. C'est dans ce sens, que nous allons faire une étude pour l'optimisation des performances d'un rotor qui est l'un des éléments essentiels de la turbine. Donc le but dans tout ça est de déterminer les performances du rotor et de comprendre les phénomènes qui régissent le bon fonctionnement de la turbine.

Les recherches menées sur ce thème sont en général à finalité numérique, elles sont orientées en effet vers une étude numérique des performances et de l'influence du changement du nombre d'aubes du rotor. Notre travail s'inscrit dans la compréhension des écoulements stationnaires complexes qui se développent dans le rotor de ce type de turbine. Nous cherchons à connaître et comprendre les phénomènes mis en jeu et à évaluer leurs influences sur la structure de l'écoulement.

Quant à l'optimisation, la question est de savoir s'il est possible d'améliorer ces performances en changeant le nombre d'aubes du rotor ? c.à.d. quelle est donc la meilleure géométrie du rotor? Et quelle est leur influence sur le rendement de la turbine ?

Introduction Générale

La turbine semi-axiale existe déjà et fait partie d'une gamme de turbines de suralimentation à volute, son étude et sa conception ont été faites par **Mr. Abidat** (1991) [1] à Imperial College au Royaume uni, elle a été testée par plusieurs chercheurs parmi lesquels on peut citer, **Chen et al** (1992)[2], **Arcoumanis et al** (1995)[3], **Martinez et al** (1996)[4], **Abidat et al** (2005) [5].

Les équations moyennées de Reynolds régissant l'écoulement turbulent dans une turbine semi axiale, sont résolues à l'aide de la méthode des volumes finis. Dans ce travail, Le logiciel **SOLIDWORKS** est employé pour construire la géométrie et Le **GAMBIT** pour générer un maillage structuré tandis que le code **FLUENT** est utilisé pour simuler l'écoulement tridimensionnel, compressible, visqueux et turbulent dans la turbine semi-axiale.

Donc notre travail est présenté sous forme d'une série de chapitres qui sont comme suit :

Après une introduction générale du travail, un premier chapitre consacré à des rappels de la thermodynamique et la mécanique des fluides. Le deuxième consiste à étudier la turbine, en indiquant son principe de fonctionnement ainsi que son étude énergétique. Le troisième décrits les différents modèles de turbulence, puis les équations qui le commande, ensuite les méthodes numériques en expliquant la méthode des volumes finis. Le dernier chapitre est consacré pour le code de calcul et les différentes étapes de la simulation. Ainsi que la présentation des résultats obtenus par le logiciel et leurs interprétations. Enfin, nous présentons une conclusion globale sur le thème traité.



Chapitre 1

■ ■ RAPPEL DE LA THERMODYNAMIQUE

ET DE LA MECANIQUE DES FLUIDES ■ ■ ■



I. Rappel de la thermodynamique [6] :

1. Equilibre thermodynamique :

L'observation expérimentale permet de dire que quand deux corps sont en contact ils évoluent vers un état d'équilibre thermal. On dira alors que les deux corps ont la même température. Le principe zéro permet de définir la température qui est une variable importante pour quantifier l'état thermique d'un corps. En allant vers l'état d'équilibre la chaleur passe du corps le plus chaud vers le corps le moins chaud. La chaleur est une forme d'énergie et son transfert est gouverné par le premier et le deuxième principe de la thermodynamique.

2. Premier principe de thermodynamique :

Un système thermodynamique en équilibre est caractérisé par une variable d'état appelée énergie interne E . La différence d'énergie interne entre deux états d'équilibre correspond à la chaleur et le travail échangés avec le milieu extérieur.

$$E_2 - E_1 = Q + W \quad (1.1)$$

- **La chaleur :** Durant le processus d'évolution vers l'état d'équilibre, la chaleur passe du corps le plus chaud vers le corps le moins chaud.

$$\Delta Q = C_p \Delta T \quad (1.2)$$

- **Le travail :** C'est une forme d'énergie égale à la force que multiplie la distance parcouru. Dans le cas d'expansion d'un gaz le travail est égal à la pression que multiplie le volume.

$$\Delta W = -P \cdot \Delta V \quad (1.3)$$

NB : La chaleur et le travail ne sont pas des variables d'état. En plus de l'état final et l'état initial, la chaleur dépend du processus utilisé pour le transfert de celle-ci. Le travail dépend aussi du processus de changement entre les deux états.

- **L'enthalpie :** L'enthalpie est une variable d'état (dépend seulement de l'état initial et l'état final) définit comme suit :

$$H = E + PV \quad (1.4)$$

En divisant par la masse, on définit l'enthalpie spécifique en fonction de l'énergie interne spécifique, de la pression et du volume spécifique.

$$h = e + pv \quad (1.5)$$

Pour un processus à pression constante, la différence d'énergie :

$$E_2 - E_1 = Q - p(V_2 - V_1) \quad (1.6)$$

$$(E_2 - pV_2) - (E_1 - pV_1) = H_2 - H_1 = Q = C_P(T_2 - T_1) \quad (1.7)$$

$$h_2 - h_1 = c_p(T_2 - T_1) \quad (1.8)$$

- **Conservation de l'énergie** : Le niveau d'énergie dans un système isolé est toujours constant. L'énergie peut changer de forme, elle n'est jamais détruite ni créée. Pour tenir compte de l'énergie de mouvement des gaz, on rajoute l'énergie cinétique spécifique.

$$e_2 - e_1 + k_2 - k_1 = q - w \quad (1.9)$$

Où : $k = u^2/2$

$$(h_2 + u^2/2)_2 - (h_1 + u^2/2)_1 = q \quad (1.10)$$

On définit l'enthalpie spécifique totale :

$$h_t = h + u^2/2$$

D'où :

$$h_{t2} - h_{t1} = q$$

Dans le cas du compresseur et de la turbine, est supposé la transformation adiabatique, ce qui vérifie l'égalité suivante :

$$h_{t2} - h_{t1} = 0 \quad (1.11)$$

3. Deuxième principe de thermodynamique :

La nécessité de ce principe vient pour expliquer certaines observations expérimentales telles que le fait que la chaleur passe toujours du corps le plus chaud vers le corps de moins chaud. L'inverse n'est pas possible bien qu'il vérifie le premier principe de conservation de l'énergie. Ce deuxième principe permet de définir une nouvelle variable appelée entropie S , qui augmente pour toute transformation irréversible (réelle) et demeure constante pour une transformation réversible (idéale). L'entropie ne diminue jamais et elle est maximum pour l'état d'équilibre. La variation de l'entropie obéit à la loi suivante :

$$\Delta S = \Delta Q/T \quad (1.12)$$

4. Machines thermiques :

D'après ce deuxième principe il est impossible de prélever de la chaleur d'une seule source de chaleur et de la transformer intégralement en travail, une machine thermodynamique doit donc nécessairement fonctionner entre au moins deux sources de chaleur :

- ✓ La transformation de chaleur en travail ($Q \rightarrow W$) à partir d'une source chaude n'est donc possible qu'à la condition de rejeter une partie de la chaleur à une autre source froide (cycle di-thermes) .
- ✓ Cette chaleur rejetée est donc perdue et influera sur les performances de la machine thermique: d'où la notion du rendement thermique.

II. Rappel de la Mécanique Des Fluides :

Introduction :

La mécanique des fluides est l'étude du comportement des fluides (liquides et gaz) et des forces internes associées. C'est une branche de la mécanique des milieux continus qui modélise la matière à l'aide des particules assez petites pour relever de l'analyse mathématique mais assez grandes par rapport aux molécules pour être décrites par des fonctions continues.

Aujourd'hui, la dynamique des fluides est un domaine actif de la recherche avec de nombreux problèmes non résolus ou partiellement résolus. Elle utilise systématiquement de méthodes numériques qu'on regroupe en anglais sous le nom de **CFD** (Computational Fluid Dynamics).

Tous les fluides sont visqueux, c'est-à-dire que le mouvement d'une couche fluide par rapport à une autre est freiné par un phénomène de frottement qui entraîne une perte d'énergie mécanique transformée en chaleur. Dans un fluide newtonien, la force tangentielle est proportionnelle au taux de variation de la vitesse, ce qui conduit aux équations de **Navier Stokes**.

1. Les équations de base [7]:

1.1. Equation de conservation de la masse (équation de continuité):

En termes simples, cette équation exprime le fait que la variation de la masse de fluide, par rapport au temps, dans un volume défini de l'espace, est égale à la somme des flux de masse entrant et sortant ce volume. Pour un volume unitaire, l'équation de conservation de la masse s'exprime comme suit :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div } \rho \vec{V} = 0 \quad (1.13)$$

Dans la suite de cette présentation nous faisons l'hypothèse d'un fluide Newtonien on a:

$$\rho = \text{cte}$$

Et pour un régime permanent on a :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = 0$$

Pour un régime incompressible on a : $\rho = cte$

$$\operatorname{div} \vec{V} = 0 \Rightarrow \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) = 0 \quad (1.14)$$

1.2. Equations des quantités de mouvement:

Attachons nous maintenant à exprimer le domaine D, il s'agit d'une grandeur vectorielle. D'après la loi fondamentale de la mécanique, les sources de quantité de mouvement sont les forces appliquées au système ; elles se divisent en deux catégories :

- Les forces de surface, force sur S : champ de contrainte de surface, force de pression.
- Les forces de volume, représentées par un champ continu $F(x, y, z, t)$ sur D: Force de pesanteur, Force ascensionnelles, (en convection libre ou mixte.. etc.)

Lorsque le fluide en écoulement est newtonien (c'est-à-dire lorsque la relation contrainte taux de déformation est linéaire et isotrope) les équations de conservation de la quantité de mouvement prennent la forme particulièrement simple des équations de Navier-Stokes.

➤ Equations de Navier-Stokes [8]:

Nous allons maintenant établir ces équations en supposant, pour simplifier, que la viscosité dynamique μ reste constante dans tout l'écoulement. Si cette viscosité n'est pas constante, des termes supplémentaires apparaissent dans les équations du mouvement.

Nous partons ici de l'équation de conservation de la quantité de mouvement projetée suivant l'axe i .

$$\rho \frac{dv_i}{dt} = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \rho g_i + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (1.15)$$

Cette équation exprime l'égalité entre la quantité d'accélération par unité de volume et les forces extérieures qui s'appliquent à l'unité de volume (pression, forces volumiques, contraintes visqueuses).

Dans le cas d'un fluide newtonien, les contraintes visqueuses ont pour forme :

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu (\nabla \cdot \mathbf{v}) \delta_{ij} \quad (1.16)$$

Nous devons maintenant calculer $\frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j}$ comme μ est constant, on a :

$$\frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} = \mu \left[\frac{\partial^2 v_i}{\partial x_j \partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial}{\partial x_j} (\nabla \cdot \mathbf{v}) \delta_{ij} \quad (1.17)$$

Ou encore :

$$\frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} = \mu \left[\frac{\partial^2 v_i}{\partial x_j \partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\nabla \cdot \mathbf{v}) \right] - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial}{\partial x_j} (\nabla \cdot \mathbf{v}) \quad (1.18)$$

On obtient finalement :

$$\frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} = \mu \nabla^2 v_i + \frac{\mu}{3} \frac{\partial}{\partial x_i} (\nabla \cdot \mathbf{v}) \quad (1.19)$$

Et l'équation (1.15) devient :

$$\rho \frac{dv_i}{dt} = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \rho g_i + \mu \nabla^2 v_i + \frac{\mu}{3} \frac{\partial}{\partial x_i} (\nabla \cdot \mathbf{v}) \quad (1.20)$$

Sous forme explicite, on peut écrire :

$$\begin{cases} \rho \frac{dv_1}{dt} = -\frac{\partial p}{\partial x_1} + \rho g_1 + \mu \nabla^2 v_1 + \frac{\mu}{3} \frac{\partial}{\partial x_1} (\nabla \cdot v) \\ \rho \frac{dv_2}{dt} = -\frac{\partial p}{\partial x_2} + \rho g_2 + \mu \nabla^2 v_2 + \frac{\mu}{3} \frac{\partial}{\partial x_2} (\nabla \cdot v) \\ \rho \frac{dv_3}{dt} = -\frac{\partial p}{\partial x_3} + \rho g_3 + \mu \nabla^2 v_3 + \frac{\mu}{3} \frac{\partial}{\partial x_3} (\nabla \cdot v) \end{cases} \quad (1.21)$$

Quantité	Force de	Forces	Forces visqueuses
d'accélération	pression	volumiques	par unité
par unité	par unité	de volume	de volume
	de volume		

1.3. Equation de conservation d'énergie :

Quel que soit le domaine D du fluide que l'on suit dans son mouvement, la dérivée par rapport au temps de la somme de son énergie interne et de son énergie cinétique est égale à la somme de la puissance mécanique fournie à D par les forces extérieur (forces de volume et de surface) et de la puissance calorifique fournie au domaine D par l'extérieur ,cette équation de conservation d'énergie est donnée sous la forme :

$$\rho \frac{\partial y}{\partial x} + P(\text{div} \vec{V}) = \phi + \text{div}(\lambda \overrightarrow{\text{grad} T}) \quad (1.22)$$

2. Nombre de Reynolds :

Définition :

Le nombre de Reynolds représente le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses. On le définit de la manière suivante :

$$R_e = \frac{\rho VL}{\eta} = \frac{VL}{\nu} \quad (1.23)$$

Le nombre de Reynolds représente également le rapport (qualitatif) du transfert par convection par le transfert par diffusion de la quantité de mouvement.

2.1. Influence [9] :

L'importance relative de la viscosité est mesurée par le nombre de Reynolds qui est considéré comme un facteur proportionnel au rapport des forces d'inertie sur les forces de viscosité s'exerçant sur une particule fluide. Reynolds a démontré que les écoulements sont comparables sur deux corps homothétiques si le produit $\frac{VL}{\nu}$ est conservé.

Lorsque R_e est très petit, cela signifie que les forces de viscosité sont bien supérieures aux forces d'inertie. Quelque soit le fluide, on constate que les lignes du courant suivent parfaitement la surface de l'obstacle sans se détacher. Les forces agissantes sur l'obstacle sont d'origines purement visqueuses, leur résultante contient un terme de frottement et un terme de pression.

Lorsque R_e augmente, les termes d'inertie l'emportent sur les termes de viscosité et l'obstacle se recouvre d'une couche limite.

3. Couche limite :

Définition :

Lorsqu'un fluide réel s'écoule le long d'une paroi supposée fixe, les vitesses sur la paroi sont nulles et à l'infini, loin de l'obstacle, elles sont égales à la vitesse de l'écoulement non perturbé. Sur une normale à la paroi ; la vitesse doit, dans tous les cas, varier entre '0' et un maximum. La loi de variation dépend de la viscosité du fluide qui induit un frottement entre les couches voisines : la couche la plus lente tend à freiner la couche la plus rapide qui, en retour, tend à l'accélérer.

3.1. Concept de la couche limite :

La couche limite occupe un domaine d'épaisseur très petit, ce qui explique que, pendant longtemps, elle échappa à l'observation expérimentale. Dans la couche limite les gradients de vitesse sont élevés, et les forces de viscosité sont importantes car les parois solides exercent sur le fluide une action retardataire, mais que les effets de cette action se limitent à une région de faible épaisseur au voisinage de la paroi, c'est la force de frottement et plus particulièrement sa composante tangentielle, le cisaillement qui est responsable de ce gradient de vitesse.

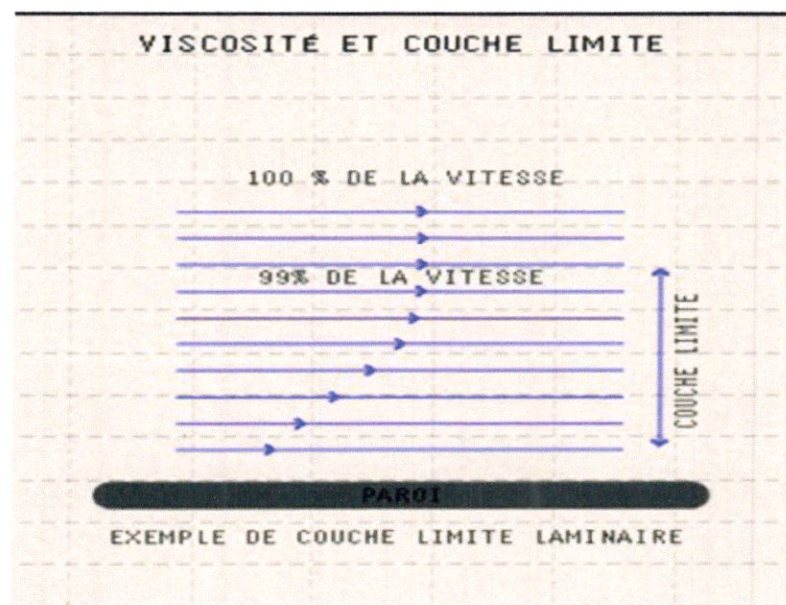


Figure 1.1: Viscosité et couche limite.

En dehors de la couche limite, les gradients de vitesse sont faibles, et on admet que les forces de viscosité sont négligeables. Le fluide réel s'y comporte comme un fluide parfait : c'est la zone de fluide libre.

Le passage de l'écoulement laminaire vers l'écoulement turbulent s'effectue le long d'une zone critique appelée "**Zone de transition**" d'étendue faible qu'on assimile souvent à une ligne T.

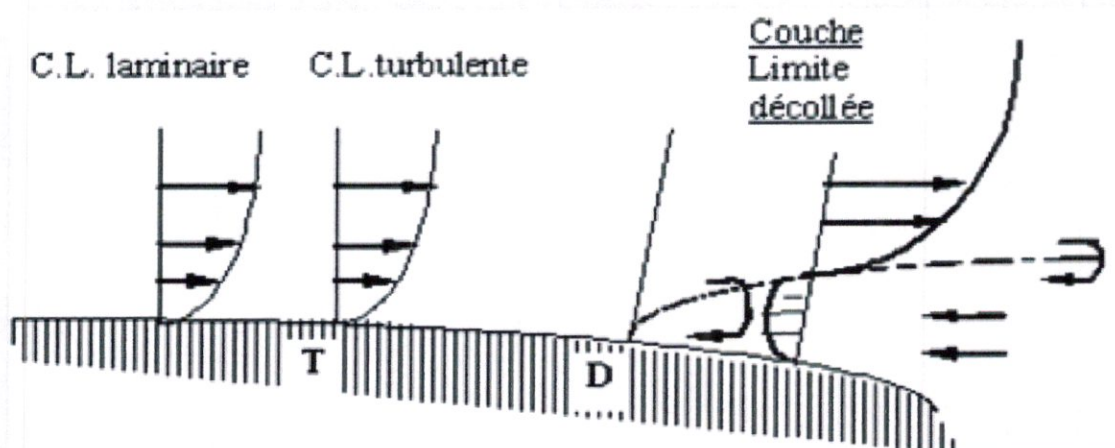


Figure 1.2 : Décollement de la couche limite.

A partir de la figure (1.2) on remarque :

- Jusqu'à **T** les vecteurs vitesses restent parallèles entre eux sur une normale à la paroi ; la couche limite est laminaire et son épaisseur est donnée par la formule :

$$Re_x = \frac{U_{\infty} x}{\nu} \quad (1.24)$$

Avec : $\frac{\delta}{x} = \frac{k}{\sqrt{Re_x}}$

- A partir de **T**, les vecteurs vitesses ne sont plus parallèles entre eux, mais les vecteurs vitesses moyennes restent parallèles entre eux donc la couche limite est turbulente. **T** est le point de transition, sa position dépend essentiellement du nombre de Reynolds, de l'état de surface et du nombre de Mach. Quand on s'éloigne du bord d'attaque d'un obstacle (plaque plane) l'épaisseur de la couche limite augmente, et quand Re_x dépasse 10^5 à 10^6 elle devient turbulente, dans cette zone la vitesse augmente et la viscosité du fluide est faible.
- A partir de **D**, la couche limite décolle, les particules près de la paroi voient leur mouvement s'inverser et entraînent la formation de tourbillons (d'où forte augmentation de la traînée), donc **D** est le point de décollement.



Chapitre 2

■ ■ LES TURBINES

(ETUDE GENERALE) ■ ■ ■

Introduction :

Dans le langage courant, le terme turbine désigne une installation de production d'énergie, la turbine étant parfois constituée de plusieurs étages. Aujourd'hui, les générateurs à turbine produisent la plus grande partie de l'énergie électrique dans le monde. Les premières turbines connues sont des éoliennes, utilisées en Mésopotamie, en 2000 av. J.-C., pour irriguer les cultures [10].

I. Définition d'une turbine :

Une turbine est un dispositif rotatif destiné à utiliser la force d'un fluide (eau, vapeur, air, gaz de combustion), dont le couple est transmis au moyen d'un arbre.

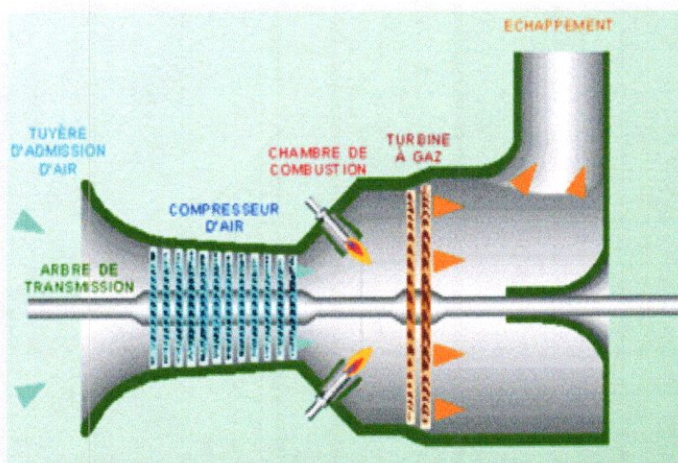


Figure 2.1 : Composants d'une turbine.

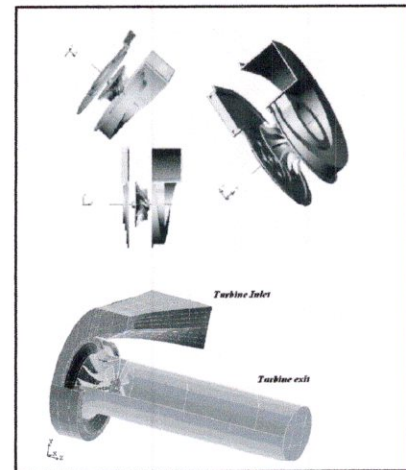


Figure 2.2 : Vue rapprochée de la turbine semi-axiale.

L'énergie du fluide, caractérisée par sa vitesse et son enthalpie, est partiellement convertie en énergie mécanique pour entraîner un alternateur, une pompe ou tout autre récepteur mécanique rotatif.

La turbine assure l'entraînement du compresseur et des accessoires en prélevant de l'énergie aux gaz sortants de la chambre de combustion. L'élément de base d'une turbine est une roue ou un rotor à ailettes, à hélice, à lames, à aubes ou à augets disposés sur sa circonférence, de façon que le fluide en mouvement exerce une force tangentielle qui fait tourner la roue et lui confère de l'énergie.

Cette énergie mécanique est ensuite transmise par un arbre qui fait tourner un moteur, un compresseur, un générateur ou une hélice. La turbine est limitée en température ($T_{0\ max}$ en sortie de chambre).

II. Classifications des turbines :

On peut classer les turbines essentiellement selon trois grands critères :

- ✚ Classification selon trajectoire de fluide.
- ✚ Classification selon la nature de fluide.
- ✚ Classification selon échange d'énergie.

On va les détailler en se concentrant sur la classification selon la nature de fluide et plus précisément sur les turbines à gaz.

1. Classification selon trajectoire de fluide [11] :

1.1. Turbines radiales :

Les particules fluides s'écoulent en demeurant dans un plan sensiblement perpendiculaire à l'axe de rotation du rotor. Ce type de turbine est utilisé pour des puissances modestes là où la température de travail des gaz est modérée.

1.2. Turbines axiales :

Les particules fluides, le long d'une ligne de courant, restent à une distance sensiblement constante par rapport à l'axe de rotation. Ce type de turbine est réservé généralement pour les machines de forte puissance et une grande température de travail parce qu'elles sont dotées d'un système de refroidissement.

1.3. Turbines semi axiales :

La turbine semi axial est une installation utilisée pour des faibles et des moyennes puissances afin de produire de l'énergie. Sa température de travail est modérée. L'écoulement est intermédiaire entre un écoulement axial et un écoulement radial.

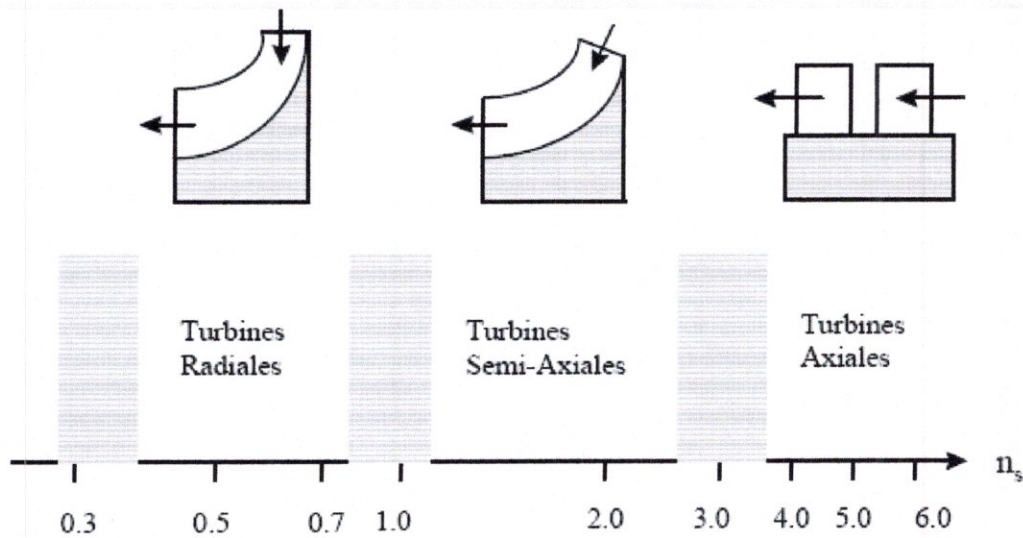


Figure 2.3 : Classification selon la trajectoire des particules du fluide.

2. Classification selon échange d'énergie :

2.1. Turbines à action :

Dans ce type de turbines la détente se fait uniquement dans les aubages fixes, elles sont bien adaptées aux étages à forte pression et se prêtent mieux à la régulation du débit. Leur construction est plus coûteuse et réservée pour emploi aux premiers étages de la turbine.

La turbine à action directe dans lequel l'énergie intrinsèque des gaz est transformée en énergie cinétique cette dernière étant utilisée comme un couple d'entraînement de la turbine. Ce type de turbine transforme l'enthalpie des gaz en énergie cinétique dans son distributeur (Stator).

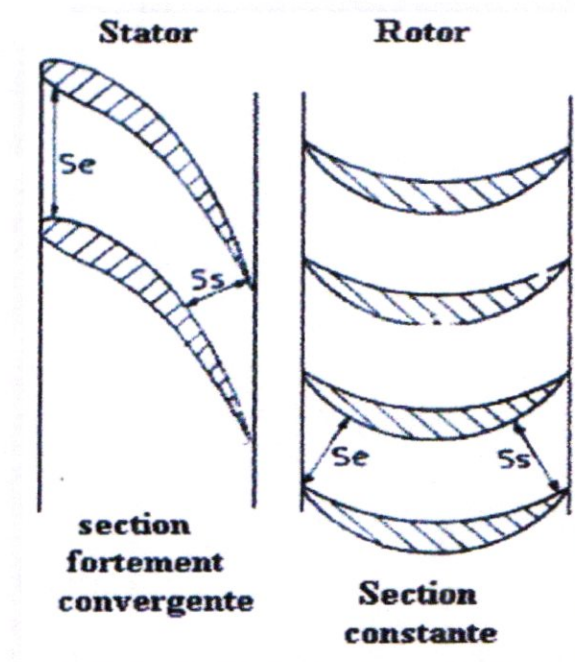


Figure 2.4 : Etage d'une turbine à action.

2.2. Les turbines à réaction :

Dans ce type de turbines la détente est répartie entre les aubages fixes et mobiles, le degré de réaction est défini par la répartition de la détente entre les aubages. Elles se prêtent mieux aux étages à basse pression et leur coût est plus faible.

L'enthalpie est convertie en énergie cinétique dans le distributeur et en même temps dans la roue mobile (rotor), où la détente s'effectue par moitié dans les aubes fixes et autre moitié dans les aubes mobiles.

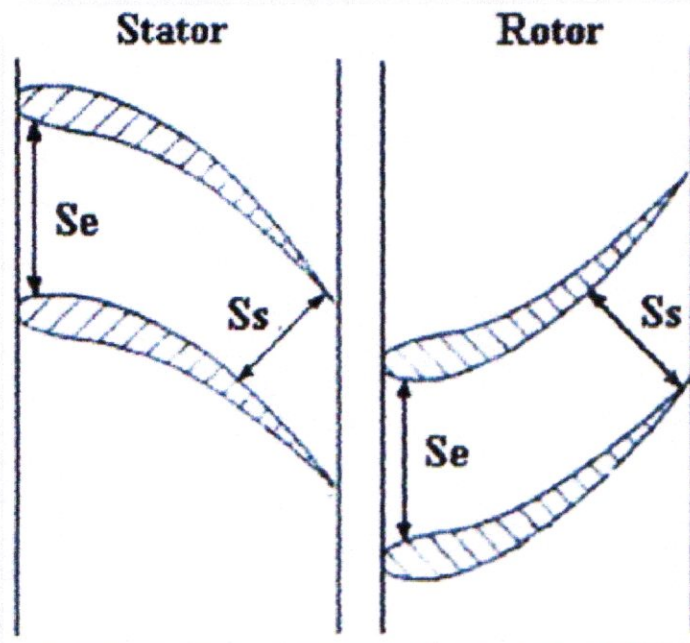


Figure 2.5 : Etage d'une turbine à réaction.

3. Classification selon la nature de fluide :

3.1. Turbines à hydraulique :

La turbine transforme l'énergie de l'eau en énergie mécanique. Elle a remplacé la roue à aubes qui était utilisée jusqu'au 19^{ème} siècle dans les moulins à eau. Le rendement d'une turbine (de l'ordre de 70%) est nettement supérieur à celui de la roue hydraulique (20%).

Une turbine comprend des organes fixes, des organes de réglage et une partie mobile (roue). Les organes fixes et de réglage ont pour rôle essentiel de diriger l'eau sur la roue dans les meilleures conditions possibles; la partie mobile est destinée à produire un couple moteur sur l'arbre en transformant en puissance mécanique la plus grande fraction possible de la puissance disponible.

Nous avons différents types de turbines à hydraulique, en citant parmi elles :

- ✚ Les turbines Francis : Ce sont des turbines à réaction et elles ont un domaine d'utilisation entre 20 et 100m avec un rendement mécanique de 92%.
- ✚ Les turbines Kaplan : Ce sont des turbines à action et elles ont un domaine d'utilisation entre 2 et 30m (les aménagements à forte débit et faible chute) avec un rendement mécanique de 92%.
- ✚ Les turbines Pelton : Ce sont des turbine à action, et elles ont un domaine d'utilisation entre 60m à plus de 600m (application à haute chute) et peut atteindre un rendement mécanique de l'ordre de 90%.

3.2. turbines à vapeur :

La turbine à vapeur est un moteur thermique à combustion externe, fonctionnant selon le cycle thermodynamique dit de Clausius-Rankine. Ce cycle se distingue par le changement d'état affectant le fluide moteur qui est en général de la vapeur d'eau.

Ce cycle comprend au moins les étapes suivantes :

- ✚ L'eau liquide est mise en pression par une pompe et envoyée vers la chaudière.
- ✚ L'eau est chauffée, vaporisée et surchauffée.
- ✚ La vapeur se détend et refroidit dans la turbine en fournissant de l'énergie mécanique.
- ✚ La vapeur détendue est condensée au contact de la source froide sous vide partiel.

Le principe est donc le même que celui de la machine à vapeur à pistons. La turbine en constitue une évolution exploitant les principaux avantages des turbomachines à savoir :

- ✚ Puissance massique et puissance volumique élevée,
- ✚ Rendement amélioré par la multiplication des étages de détente.

3.3. Turbine à gaz :

Définition :

Une turbine à gaz, appelée aussi turbine à combustion, est une machine tournante thermodynamique appartenant à la famille des moteurs à combustion interne dont le rôle est de produire de l'énergie mécanique (rotation d'un arbre) à partir de l'énergie contenue dans un hydrocarbure (fuel, gaz...).

C'est un moteur à 2 arbres à simple cycle, constitué d'un générateur de gaz et d'une turbine de puissance.

- ✚ Le générateur de gaz est composé d'un compresseur, d'un brûleur, d'une turbine haute pression qui sert à entraîner le compresseur, et des accessoires.
- ✚ La turbine de puissance est une turbine basse pression qui est couplé de façon aérodynamique au générateur de gaz et qui est entraînée par les gaz du générateur. Elle sert à entraîner une hélice de navire, un générateur d'électricité, etc.

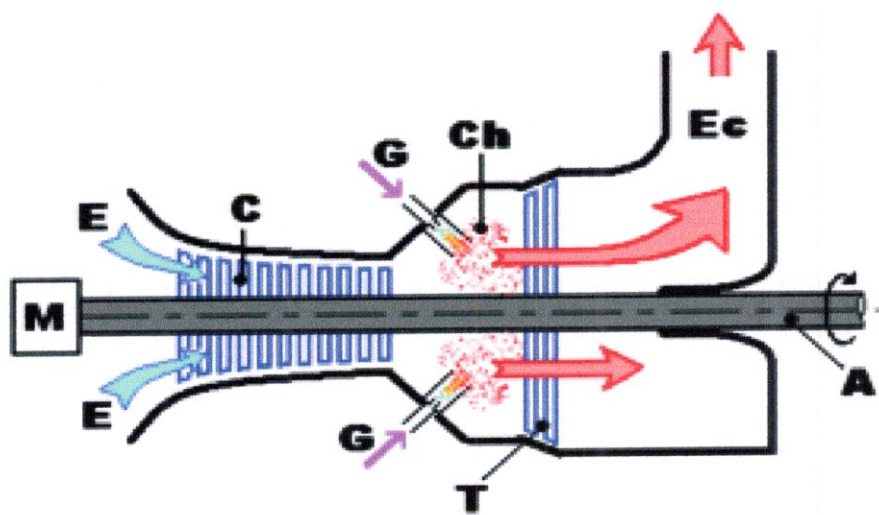


Figure 2.6 : Coupe longitudinale d'une turbine à gaz.

3.3.1. Principe de fonctionnement de la turbine à gaz :

Le cycle d'une turbine à gaz débute avec l'air entrant dans la conduite d'entrée du générateur de gaz. Cet air est dirigé directement dans le compresseur. L'air comprimé est dirigé vers la zone du brûleur où il est mélangé avec le combustible. Le mélange air combustible est initialement amorcé par un allumeur, puis la combustion est auto-entretenue et l'allumeur stoppé. Les gaz chauds de combustion s'écoulent dans la turbine haute pression qui entraîne le rotor du compresseur. Les gaz d'échappement s'écoulent ensuite vers la turbine de puissance qui entraîne l'arbre de sortie.

La turbine à gaz est aussi utilisée dans la suralimentation des moteurs à combustion internes. La combinaison turbine compresseur utilisée à cet effet est appelée turbocompresseur de suralimentation.

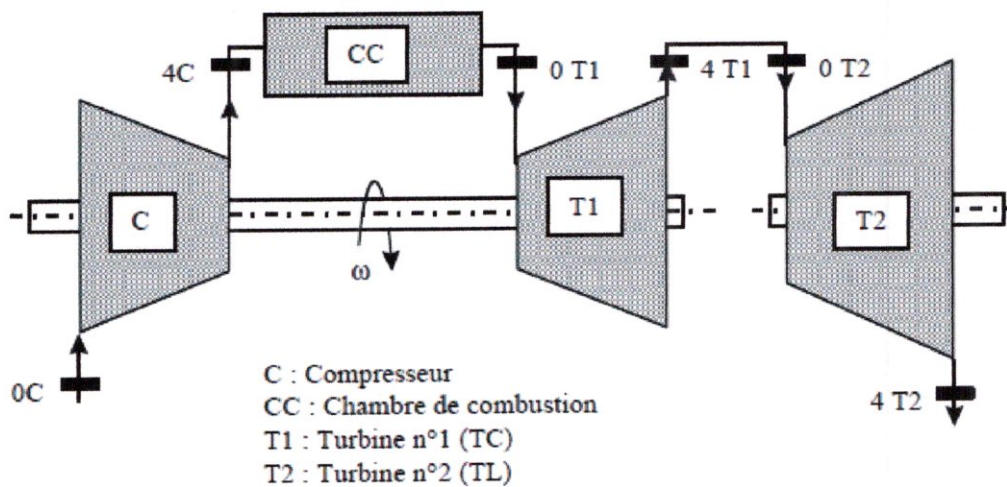


Figure 2.7 : Schéma d'une installation de turbine à gaz à deux arbres.

3.3.2. Rendement de la turbine à gaz :

Dans un cycle thermodynamique de base, l'évolution la plus simple comprend trois phases : Aspiration - compression (1-2), combustion (2-3) et détente (3-4) (une quatrième pouvant être représentée par l'atmosphère), Cette évolution est représentée sur **le diagramme entropique** du cycle de base d'une installation de turbine à : 1-2'-3-4' : cycle théorique; 1-2-3-4 : cycle réel.

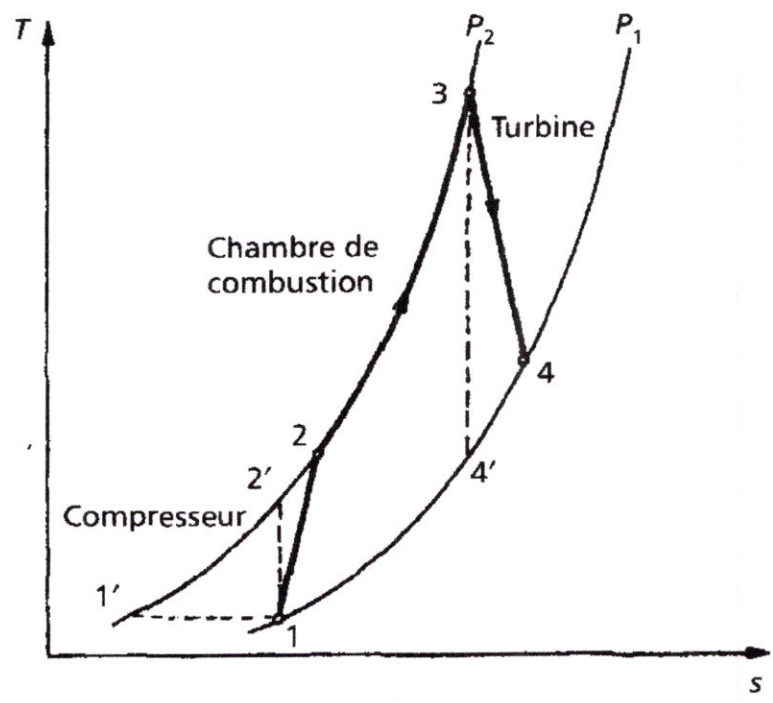


Figure 2.8 : Diagramme entropique.

Pour simplifier le calcul de compression et la détente adiabatiques et réversibles on va négliger la variation de la chaleur spécifique du gaz. Le travail massique (pour 1 kg de fluide) fourni pour la détente adiabatique dans la turbine s'écrit :

$$W_T = C_P(T_3 - T_4) \quad (2.1)$$

Le travail absorbé par le compresseur s'écrit :

$$W_C = C_P(T_2 - T_1) \quad (2.2)$$

Le travail massique utile théorique w (kJ/kg) obtenu dans une turbine à gaz représente la différence entre le travail fourni par la turbine et celui qui est absorbé par le compresseur (différence entre les segments 3-4 et 1-2 de la figure (2.8)).

$$W_u = W_T - W_C = C_P(T_3 - T_4 - T_2 + T_1) \quad (2.3)$$

Le paramètre C_P , étant la chaleur massique du fluide à pression constante pour l'air :

$$C_P = 1.0 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}.$$

La dépense de calories q_C entre les températures T_3 et T_2 a pour expression :

$$q_C = C_P(T_3 - T_2) \quad (2.4)$$

Le rendement thermodynamique théorique du cycle, qui est égal au travail utile rapporté à la quantité de chaleur introduite dans le cycle, a donc pour expression :

$$\eta_{TD} = W_u/q = (T_3 - T_4 - T_2 + T_1)/(T_3 - T_2) = 1 - [(T_4 - T_1)/(T_3 - T_2)] \quad (2.5)$$

En définissant le paramètre m , le *taux d'échauffement* lors d'une compression isentropique ($s = \text{cte}$) qui est égal au rapport des températures de compression

$$m = T_2/T_1 = T_3/T_4 = \pi^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (2.6)$$

On obtient:

$$\eta_{TD} = 1 - [(T_4 - T_1)/(T_4 - T_1) m] = 1 - 1/m = 1 - 1/(\pi^{(\gamma-1)/\gamma}) \quad (2.7)$$

Avec $\pi = P_2/P_1$ le taux de compression et γ le rapport C_P/C_V des chaleurs massiques à pression constante et à volume constant. Dans le cas le plus général où le fluide est l'air, on a $\gamma = 1,41$, et le paramètre m varie de **1,23** à **2,56** quand le rapport P_2/P_1 varie de **2** à **2,5**.

3.3.3. Application [12] :

On utilise les turbines à gaz pour la propulsion des navires et des trains. Le turboréacteur, variante de la turbine à gaz, est utilisé pour la propulsion des avions. Les turbines à gaz de grande puissance, à simple cycle ou à cycle combiné, occupent une place importante dans la production industrielle de l'électricité, dans certains pays européens et aux États-Unis. Certaines installations fournissent des puissances supérieures à 200 MW. La puissance produite par les turbines à cycle combiné peut dépasser 300 MW.

III. Différents composants d'un étage :

1. définitions :

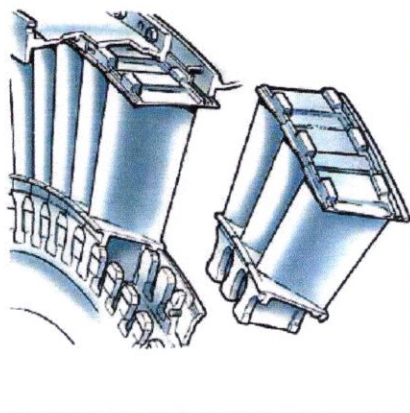


Figure 2.9 : Grille d'aubes.

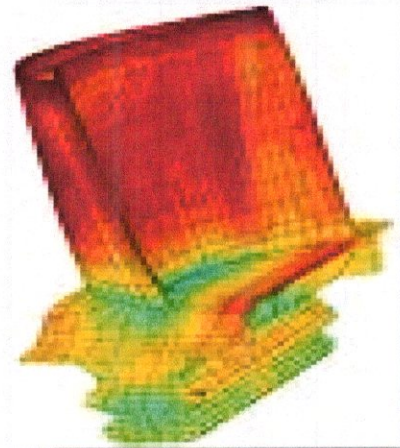


Figure 2.10 : Aube d'une turbine.

1.1. les aubes :

Les aubes sont des obstacles à profil aérodynamique plongés dans l'écoulement pour en modifier les vitesses et corrélativement faire apparaître des efforts. Elles sont utilisées pour guider l'écoulement du fluide et pour échanger avec lui des efforts mécaniques. Elle est la partie d'une turbine en forme de cuillère ou de pale sur laquelle s'exerce l'action du fluide moteur.

1.2. la grille d'aubes :

On appelle grille d'aubes un ensemble fixe ou mobile d'obstacles généralement profilés, déduits les uns des autres par un déplacement géométrique périodique, utilisés pour guider l'écoulement du fluide et pour échanger avec lui des efforts mécaniques.

2. Différents composants d'un étage :

Un étage de turbine se compose :

- + D'une grille d'aube fixes appelée distributeur ou stator.
- + D'une grille d'ailettes mobiles appelée roue de turbine ou rotor

Le nombre d'étage dépend des besoins en énergie mécanique.

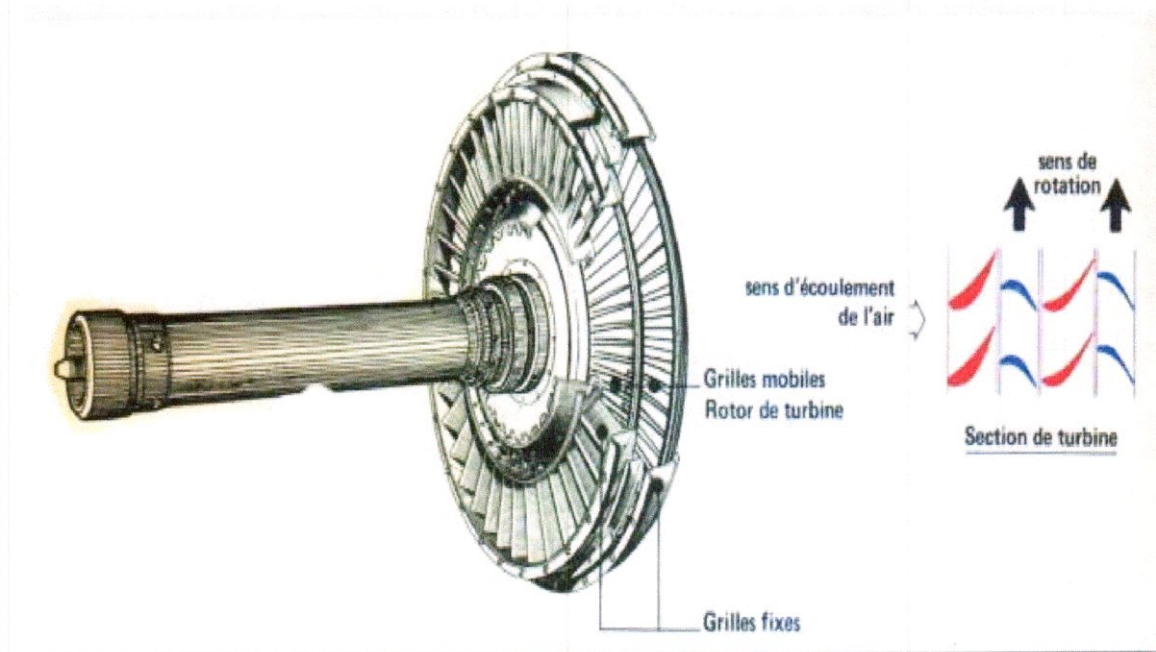


Figure 2.11 : Section d'une turbine.

2.1. La grille fixe (Stator) :

Le stator utilise des profils déviateurs, à canaux convergents. La vitesse V_1 est déviée et accélérée dans le canal convergent et devient V_2 . Les aubes de stator

subissent les effets des actions aérodynamiques, chimiques et thermiques des gaz et des vibrations.

2.2. La grille mobile (Rotor) :

Le rotor, comme le stator, utilise des profils déviateurs à canaux convergents. La vitesse relative d'entrée rotor W_2 est déviée et devient W_3 vitesse relative sortie rotor. La vitesse de sortie axiale V_3 est égale à V_1 . La vitesse V_2 entrée rotor est devenue V_3 , une partie de l'énergie cinétique a été récupérée par le rotor (vitesse de rotation U).

Les ailettes de rotor subissent les effets :

- ✚ De la force centrifuge : $F_c = m\omega^2 R = mV^2/R$
- ✚ Des actions aérodynamiques, chimiques et thermiques des gaz.
- ✚ Des vibrations.

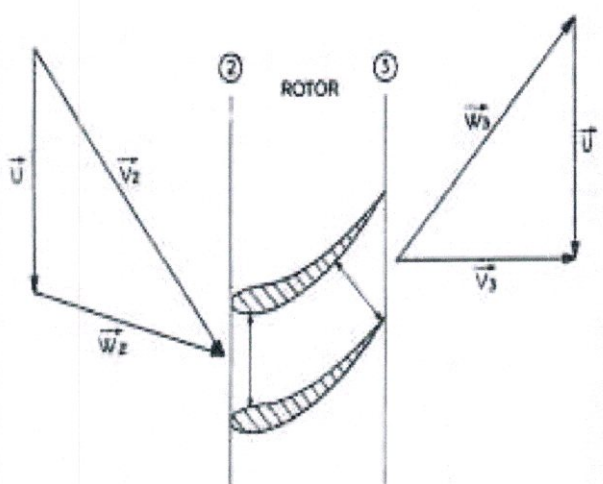


Figure 2.12 : Triangle des vitesses du stator.

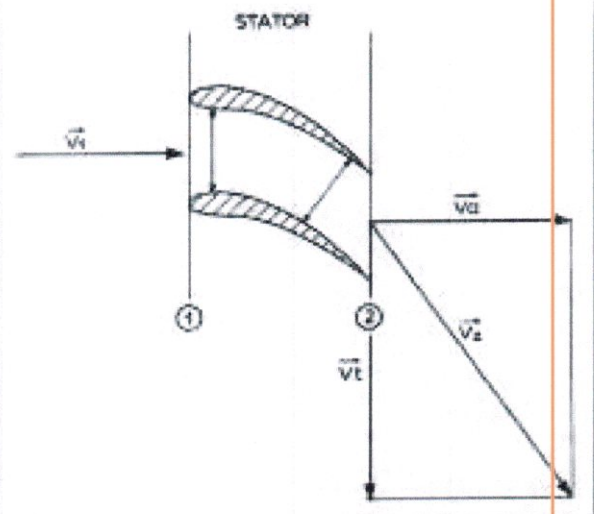


Figure 2.13 : Triangle des vitesses du rotor.

IV. Etude énergétique d'une turbine semi axiale [13]:

Les turbines semi-axiales sont utilisées dans les installations de moyennes ou faibles puissances pour la production de l'énergie, dans les processus de récupération de l'énergie solaire. La suralimentation des moteurs diesels est cependant le domaine où les turbines semi-axiales offrent le plus d'intérêts.

1. L'écoulement à travers la turbine :

L'écoulement réel dans une turbomachine est décrit par les équations de Navier-Stokes ainsi que l'équation d'état du fluide considéré. Dans les applications pratiques, certaines hypothèses et restrictions sont introduites afin de simplifier ces équations et pour cela l'écoulement est supposé adiabatique et monodimensionnel.

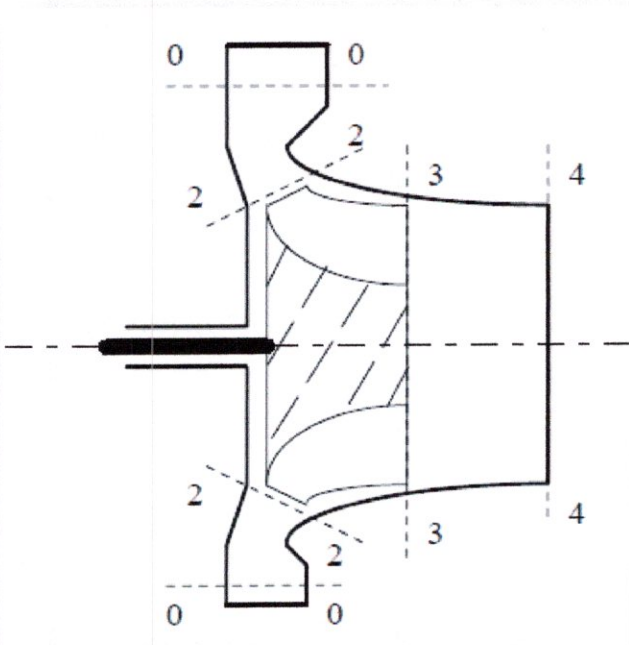


Figure 2.14 : Schéma d'une turbine semi-axiale.

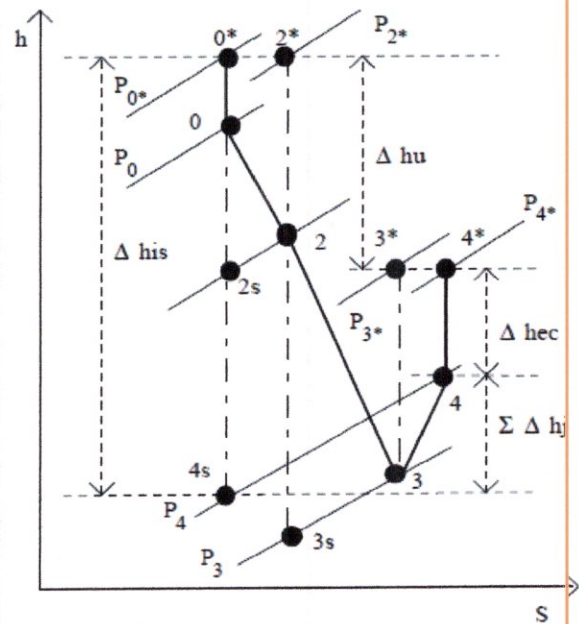


Figure 2.15 : Evolution (h-S) de l'écoulement dans une turbine semi-axiale.

L'étage d'une turbine semi axiale est représenté schématiquement en figure (2.14). Il est constitué d'une volute et d'un distributeur lisse sans aubes (0-2), d'un rotor (2-3) et d'un diffuseur (3-4). La figure (2.15) montre le processus de détente du fluide moteur le long des différents éléments qui constituent la turbine; les états thermodynamiques 0, 2, 3 et 4 correspondent à l'entrée de la turbine, à la sortie du distributeur sans aubes (entrée du rotor), à la sortie du rotor (entrée du diffuseur) et à la sortie de la turbine respectivement.

1.1. Volute et distributeur sans aubes:

L'équation de continuité et les relations entre les paramètres d'arrêt ($P_{0\otimes}$ et $T_{0\otimes}$) et les paramètres statiques du fluide à l'entrée de la volute, fournissent une relation qui donne le nombre de Mach M_0 . Celui-ci est utilisé pour déterminer les autres paramètres de l'écoulement dans cette section (0-0).

$$\dot{m} \sqrt{RT_{0\otimes}/\gamma} / (P_{0\otimes} A_0) = M_0 [1 + 0.5(\gamma - 1)M_0^2]^{-0.5(\gamma+1)/(\gamma-1)} \quad (2.8)$$

L'écoulement étant adiabatique, il découle de l'équation de conservation de l'énergie que la température d'arrêt reste constante dans la volute et dans le distributeur. La projection de l'équation des moments de quantité de mouvement suivant la direction axiale se réduit à l'équation d'un tourbillon libre. En introduisant les pertes par frottements ($h_2 - h_{2S}$) lors de la détente (0 → 2), cette équation s'écrit comme suit:

$$r_2 V_{\theta 2} = r_0 V_0 \sqrt{1 - \xi} \quad (2.9)$$

Où $\xi = (h_2 - h_{2S}) / (h_{0\otimes} - h_{2S})$ est le coefficient de pertes d'énergie dans la volute et dans le distributeur lisse. La masse volumique ρ_2 est obtenue à l'aide de l'équation de continuité.

Un calcul itératif permet de déterminer en même temps les autres paramètres de l'écoulement à la sortie du distributeur (entrée du rotor).

$$\rho_2 = \dot{m} \operatorname{tg} \alpha_2 / A_2 V_{\theta 2} \quad (2.10)$$

1.2. Le rotor :

Dans le rotor (2-3), on considère que l'écoulement est en mouvement relatif. L'équation (2.11) traduit la relation entre la vitesse absolue \vec{V}_i , la vitesse relative \vec{W}_i et la vitesse d'entraînement \vec{U}_i . Les triangles des vitesses à l'entrée et à la sortie du rotor sont représentés en figure (2.15).

$$\vec{V}_i = \vec{W}_i + \vec{U}_i \quad (U_i = \omega r_i) \quad (2.11)$$

Les paramètres d'arrêt en mouvement relatif dans le rotor sont donnés par les deux relations :

$$T_{i+} = T_i + \frac{W_i^2}{2C_p} \quad \text{et} \quad P_{i+} = P_i \left(\frac{T_{i+}}{T_i} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (2.12)$$

A partir des triangles des vitesses à l'entrée et à la sortie du rotor (figure (2.15)) et en utilisant l'équation d'Euler, on obtient le travail spécifique utile échangé entre le fluide et le rotor.

$$\Delta h_U = U_2 V_{\theta 2} - U_3 V_{\theta 3} \quad (2.13)$$

Le travail spécifique utile Δh_U peut être exprimé à l'aide de l'équation de l'énergie :

$$\Delta h_U = U_2 (T_{0\otimes} - T_{4\otimes}) \quad (2.14)$$

A partir des équations (2.11) à (2.14), on déduit que la rothalpie H_R est constante le long de la ligne moyenne (2-3) du canal inter aubes du rotor :

$$H_R = C_p T + \frac{1}{2} (W^2 - U^2) = \text{Cte} \quad (2.15)$$

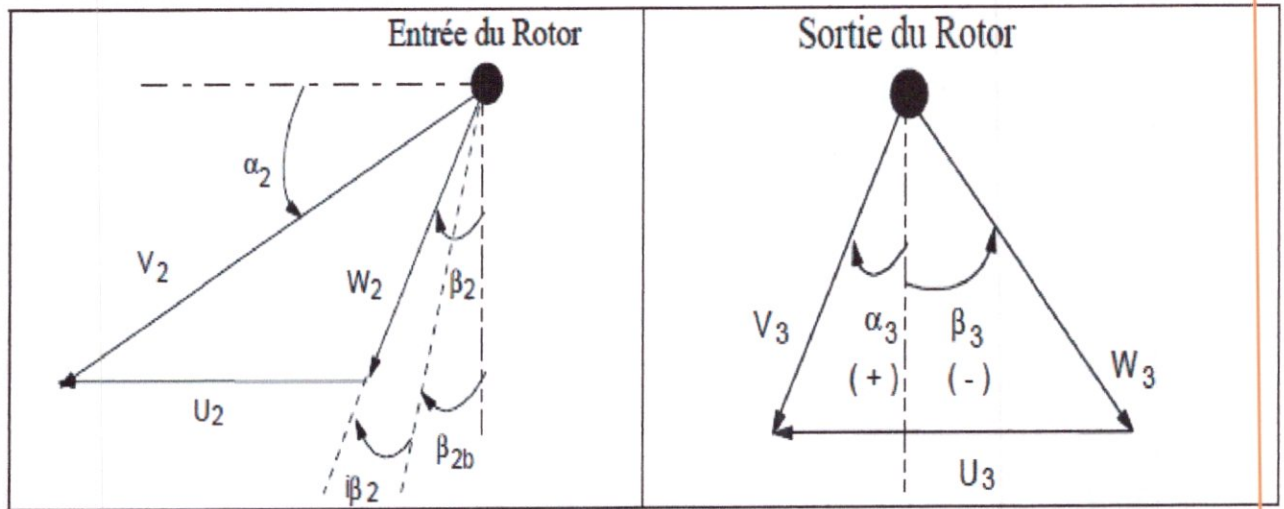


Figure 2.15 : Triangles des vitesses à l'entrée et à la sortie du Rotor.

Ces relations permettent alors de déterminer les paramètres d'arrêt (T_{3-} et T_{3s-}) en mouvement relatif dans le cas d'une détente isentropique (2-3s) dans le rotor.

$$T_{3+} = T_{2+} - \frac{U_2^2 - U_3^2}{2C_p} \quad \text{et} \quad P_{3s+} = P_{2+} \left(\frac{T_{3+}}{T_{2+}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (2.16)$$

En tenant compte des pertes globales d'énergie dans le rotor ($h_3 - h_{3s}$), on obtient les paramètres statiques à la sortie du rotor. Les pertes d'énergie dans le rotor ($h_3 - h_{3s}$), englobent les pertes suivantes:

- ✚ Pertes dues à l'incidence à l'entrée du rotor.
- ✚ Pertes dues à la charge aérodynamique des aubages (blade loading losses).
- ✚ Pertes par frottements dans les canaux inter aubes.

$$T_3 = T_{3s} + \frac{h_3 - h_{3s}}{C_p} \quad \text{Et} \quad T_{3s} = T_3 + \left(\frac{P_{3s+}}{P_3} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (2.17)$$

1.3 . Le diffuseur :

Afin de simplifier le calcul, on considère que l'écoulement est isentropique dans le diffuseur et par conséquent la température et la pression correspondant à l'état d'arrêt restent constantes.

$$T_{4\otimes} = T_{3\otimes} \quad \text{et} \quad P_{4\otimes} = P_{3\otimes} \quad (2.18)$$

De plus on suppose que l'écoulement obéit à la loi du tourbillon libre (free vortex law).

$$r_3 V_{\theta 3} = r_4 V_{\theta 4} \quad (2.19)$$

L'équation de continuité à la sortie du diffuseur fournit la relation suivante:

$$\dot{m} = \rho_4 V_{x4} A_4 \quad (2.20)$$

2. Estimation des pertes d'énergie dans la turbine :

Les différentes pertes d'énergie dans la turbine sont calculées de la manière suivante

2.1. Pertes par frottements dans la volute et le distributeur sans aubes :

$$\Delta h_{02} = h_2 - h_{2S} = C_f \frac{L_H}{D_H} \frac{V_{moy}^2}{2} \quad (2.21)$$

C_f, L_H et D_H étant respectivement le coefficient de frottement dans le canal formé par la volute et le distributeur, sa longueur moyenne et son diamètre hydraulique dans la section moyenne. V_{moy} est la vitesse moyenne de l'écoulement. Le coefficient de frottements C_f est calculé selon la corrélation de donnée par Schlichting pour les écoulements turbulents dans des conduites et des diffuseurs courbes. Cette corrélation est donnée ci-dessous :

$$C_f = C_{f0} \left[1 + 0.075 R_e^{0.25} \sqrt{\frac{D_H}{2r_c}} \right] \quad (2.22)$$

Où C_{f0} est le coefficient de frottement pour une conduite droite lisse et dont l'expression est donnée par la loi universelle de Prandtl ($R_e \geq 3000$).

$$\frac{1}{\sqrt{C_{f0}}} = 2.0 \log(R_e \sqrt{C_{f0}}) - 0.8 \quad (2.23)$$

R_e Et r_c sont respectivement le nombre de Reynolds et le rayon de courbure.

2.2. Pertes par frottements dans le rotor :

Ces pertes se calculent d'une manière analogue à celles utilisées pour le calcul des pertes par frottements dans la volute.

$$\Delta h_{FR} = C_f \frac{L_R}{D_R} \frac{W_{moy}^2}{2} \quad (2.24)$$

Où W_{moy} est la vitesse relative moyenne dans le canal inter-aubes du rotor, L_R est sa longueur et D_R est son diamètre hydraulique moyen.

2.3. Pertes dues à la charge aérodynamique des aubages (blade loading losses) :

$$\Delta h_{CA} = \frac{V_{\theta 2}^2}{B_S} \quad (2.25)$$

Où $B_S = Z \frac{L_R}{D_2}$ est la solidité de l'aube et Z est le nombre d'aubes.

2.4. Pertes par incidences à l'entrée du rotor :

Lorsque le fluide approche l'entrée des canaux inter-aubes du rotor suivant la direction optimale définie par l'angle de l'écoulement $\beta_2 = \beta_{2OPT}$, les pertes par incidence sont minimales. En régime désadapté, l'angle de l'écoulement β_2 diffère de l'angle optimal β_{2OPT} . Le changement de la direction du flux à l'entrée du rotor, s'accompagne alors de perte d'énergie (perte par incidence ou perte par le choc à

l'entrée du rotor) Δh_{INC} . L'angle d'écoulement optimal β_{2OPT} , qui est différent de l'angle géométrique des aubes β_{2b} , est donné par la relation suivante :

$$tg \beta_{2OPT} = \frac{\Psi_{OPT}-1}{\Psi_{OPT}} \frac{1}{tg \alpha_2} \quad (2.26)$$

Où Ψ_{OPT} est le facteur de charge aérodynamique des aubes :

$$\Psi_{OPT} = \left(\frac{V_{\theta 2}}{U_2} \right)_{OPT} = \frac{\mu}{1 - \mu tg \alpha_2 \tan \beta_{2b}} \quad (2.27)$$

Et $\mu = 1 - 0.63\pi/Z$ est le coefficient de glissement. Les pertes par incidence sont alors calculées comme suit :

$$\Delta h_{INC} = 0.5W_2^2 |\sin^2 \beta_2 + k \sin^2 \beta_{2OPT}| \quad (2.28)$$

$$\text{Avec : } \begin{cases} k = -1 \text{ si } \sin \beta_2 \sin \beta_{2OPT} > 0 \\ \text{et} \\ k = +1 \text{ si } \sin \beta_2 \sin \beta_{2OPT} < 0 \end{cases}$$

2.5. Pertes par fuites internes :

À cause du jeu entre les aubes du rotor et le carter, une fraction du débit du fluide moteur ne contribue pas à l'échange de travail. L'évaluation de ces pertes s'obtient au moyen de la corrélation empirique suivante :

$$\Delta h_{FI} = 0.4 \frac{e_x}{b_2} V_{\theta 2}^2 \quad (2.29)$$

e_x/b_2 Représente le rapport entre le jeu et la hauteur à l'entrée du rotor.

2.6. Pertes externes dues aux frottements du disque :

Le rotor est assimilé à un disque tournant dans une cavité (Carter). Ces pertes sont dues à la variation de la vitesse du fluide entre la surface extérieure du disque et la surface immobile du carter. Elles sont calculées à partir de la relation suivante:

$$\Delta h_{FD} = 0.05 R_{ex}^{-0.2} \frac{\rho_2 U_2^3 D_2^2}{8\dot{m}} \quad (2.30)$$

Où $R_{ex} = \frac{U_2 D_2}{2\nu_2}$ est le nombre de Reynolds.

Et

$\nu_2 = 17.210^{-6} (T_2/273.16)^{0.75}$ Est viscosité dynamique.

2.7. Les pertes par vitesse restante :

Ces pertes représentent l'énergie cinétique rejetée par la turbine vers le milieu extérieur. Elles sont données ci-dessous.

$$\Delta h_{FD} = 0.5V_2^3 \quad (2.31)$$



Chapitre 3

■ ■ LES METHODES NUMERIQUES ET
LA MODELISATION DE LA TURBULENCE ■ ■ ■



1. Modélisation de la turbulence :

Introduction :

Deux traits s'imposent d'emblée à toute étude de la « turbulence » en mécanique des fluides : “**L'évidence du phénomène**” et “**La diversité de ses manifestations**”.

Contrairement à d'autres phénomènes de la physique macroscopique, l'observation de la turbulence en mécanique des fluides relève, en effet, d'expériences de la vie courante. De fait, c'est sous ce régime que se présente la plupart des écoulements naturels des fluides usuels qui sont l'air et l'eau.

Ainsi, tant par la nature des fluides mis en jeu que par les conditions de mouvement, il existe une très grande variété d'écoulement turbulent. En dépit de cette diversité, ils présentent tous un certain nombre de propriétés communes, ce qui justifie de considérer qu'ils constituent une même classe ou régime de mouvement spécifique. Dans les régimes d'écoulement laminaire, les écoulements sont complètement décrits par les équations de continuité, de Navier-Stokes, de l'énergie et d'état du fluide.

Dans certains cas de configurations géométriques simples, ces équations peuvent être résolues analytiquement. Dans des cas plus complexes, ces écoulements sont traités numériquement à l'aide des techniques de **C.F.D. (Computational Fluid Dynamics)** comme la méthode des volumes finis par exemple.

Cependant, la majorité des écoulements dans les applications pratiques sont turbulents et de ce fait l'étude de l'écoulement turbulent n'est pas uniquement d'ordre théorique. En ingénierie, il est donc indispensable de disposer de méthodes et modèles permettant de tenir compte des effets de la turbulence.

1. Phénomène de Turbulence [15] :

Le nombre de Reynolds d'un écoulement donne une mesure de l'importance relative des forces d'inertie et des forces visqueuses. Il a été observé expérimentalement que pour des conditions aux limites stationnaires, l'écoulement est stationnaire au dessous d'un nombre de Reynolds appelé Nombre de Reynolds critique (Re_{crit}). Pour des nombres de Reynolds supérieurs à (Re_{crit}), une série de

phénomènes apparaissent et changent radicalement les caractéristiques du fluide. Le mouvement des particules de fluides devient in stationnaire même lorsque les conditions aux limites sont stationnaires.

Les propriétés du fluide varient alors d'une manière désordonné et aléatoire et le régime d'écoulement est appelé régime d'écoulement turbulent.

Enfin, une définition précise de la turbulence est donc difficile à donner on peut cependant faire un catalogue :

- L'état turbulent est caractérisé par des variations rapides irrégulières et aléatoires de la vitesse.
- Les mélanges sont importants et plus rapidement faits que par la diffusivité habituelle.
- Le nombre de Reynolds est grand.
- L'écoulement est 3D, il est rationnel.
- L'énergie est dégradée : les écoulements turbulents dissipent l'énergie.
- Les échelles mises en jeu ne sont pas celles des échanges moléculaires (le cadre de la mécanique des milieux continus reste valable).
- les caractéristiques sont les mêmes pour tous les fluides (gaz ou liquides), la turbulence n'est pas une propriété du fluide, mais seulement un régime particulier.

2. Equation instantanée et traitement statique [15] :

Les équations de **Navier Stokes** sont des équations différentielles non linéaires régissant l'écoulement étudié. Ces équations, lorsqu'elles ne sont pas simplifiées, elles n'ont pas de solutions analytiques et ne sont donc utiles que pour des simulations numériques. Ces équations peuvent être simplifiées de diverses manières ce qui rend les équations plus facile à résoudre. Certaines simplifications permettent de trouver des solutions analytiques à des problèmes de la dynamique des fluides.

Les équations de **Navier-Stockes** issues de la théorie de la mécanique des milieux continus permettent de représenter l'évolution de mouvement. On va étudier le cas d'un écoulement stationnaire bidimensionnel incompressible ou les équations de

mouvement de fluide ainsi que l'équation de continuité et de quantité de mouvement sont données par les relations suivantes :

- Equation de continuité :

$$\frac{du}{dx} + \frac{dv}{dy} = 0 \quad (3.1)$$

- Equation de quantité de mouvement selon 'x' :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (3.2)$$

- Equation de quantité de mouvement selon 'y' :

$$0 = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} \quad (3.3)$$

2.1. Effets pratique de la turbulence :

La simulation directe des équations de Navier-Stokes pour un écoulement turbulent pour des cas pratiques est toujours hors de portée car elle nécessite des moyens de calcul phénoménaux que le développement des ordinateurs actuels ne peut pas assurer.

Cependant, en ingénierie on a besoin uniquement de procédures de calcul qui puissent fournir des informations adéquates concernant les effets prépondérants de la turbulence. Les informations fournies par la connaissance des propriétés moyennes par rapport au temps sont suffisantes pour l'ingénieur.

3. Grandeurs moyennes [16] :

Compte tenu des dimensions, des écarts de vitesse, de pression et de la température en jeu dans les turbomachines, l'écoulement interne est généralement turbulent. Pour obtenir les équations du mouvement turbulent, on introduit dans les équations de Navier-Stokes la décomposition de Reynolds. Cette décomposition consiste à considérer toute grandeur scalaire ϕ comme la somme d'une valeur stationnaire moyenne et d'une valeur fluctuante $\phi'(t)$ dépendant du temps et ayant une valeur moyenne nulle :

$$\phi(t) = \Phi + \phi'(t) \quad (3.3)$$

Pour simplifier l'écriture, nous adoptons l'écriture suivante :

$$\phi = \Phi + \phi' \quad (3.4)$$

Où la moyenne temporelle de ϕ sur la période Δt est Φ définie par :

$$\Phi = \frac{1}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} \phi(t) dt \quad (3.5)$$

Et :

$$\bar{\phi}' = \frac{1}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} \phi'(t) dt = 0 \quad (3.7)$$

Pour chaque composante fluctuante des propriétés de l'écoulement sont d'une importance particulière car elles peuvent être facilement mesurées.

L'énergie cinétique turbulente spécifique associée à l'écoulement turbulent est définie comme suit :

$$K = \frac{1}{2} (\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2}) \quad (3.8)$$

L'intensité de la turbulence est reliée à l'énergie cinétique turbulente et une vitesse de référence U_{ref} de la manière suivante :

$$T_u = \sqrt{\frac{2K}{3U_{ref}^2}} \quad (3.9)$$

4. Equations de Reynolds :

Pour illustrer l'influence des fluctuations turbulentes sur l'écoulement moyen, on remplace chaque variable de l'écoulement par la somme de sa valeur moyenne et sa composante fluctuante dans les équations de Navier-stokes :

$$\mathbf{u} = \mathbf{U} + u' \quad ; \quad \mathbf{v} = \mathbf{V} + v' \quad ; \quad \mathbf{w} = \mathbf{W} + w' \quad ; \quad \mathbf{p} = \mathbf{P} + p'$$

Et

$$\vec{c} = \vec{C} + \vec{c}' = (U \vec{i} + V \vec{j} + W \vec{k}) + (u' \vec{i} + v' \vec{j} + w' \vec{k}) \quad (3.10)$$

On obtient les équations de Reynolds suivantes :

- **Equation de continuité**

$$\text{div } \vec{C} = 0 \quad \text{Car } \text{div } \vec{c}' = 0 \quad (3.11)$$

- **Equation de quantité de mouvement**

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \text{div} (U \vec{C}) = \nu \text{div grad } U - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \left[-\frac{\partial \overline{u' u'}}{\partial x} - \frac{\partial \overline{u' v'}}{\partial y} - \frac{\partial \overline{u' w'}}{\partial z} \right] \quad (3.12)$$

$$\frac{\partial V}{\partial t} + \text{div} (V \vec{C}) = \nu \text{div grad } V - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \left[-\frac{\partial \overline{u' v'}}{\partial x} - \frac{\partial \overline{v' v'}}{\partial y} - \frac{\partial \overline{v' w'}}{\partial z} \right] \quad (3.13)$$

$$\frac{\partial W}{\partial t} + \text{div} (W \vec{C}) = \nu \text{div grad } W - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + \left[-\frac{\partial \overline{u' w'}}{\partial x} - \frac{\partial \overline{v' w'}}{\partial y} - \frac{\partial \overline{w' w'}}{\partial z} \right] \quad (3.14)$$

Ces équations ressemblent aux équations instantanés de Navier-stokes avec en plus les termes entre crochet qui sont le résultat de contraintes additionnelles (normales et tangentielles) se sont les contraintes de REYNOLDS et on l'appelle aussi LE TENSEUR (τ_{ij}) DE REYNOLDS.

$$\begin{aligned} \tau_{xx} &= -\rho \overline{u' u'} & \tau_{yy} &= -\rho \overline{v' v'} & \tau_{zz} &= -\rho \overline{w' w'} \\ \tau_{xy} &= \tau_{yx} = -\rho \overline{u' v'} & \tau_{xz} &= \tau_{zx} = -\rho \overline{u' w'} & \tau_{yz} &= \tau_{zy} = -\rho \overline{v' w'} \end{aligned}$$

$$\tau_{ij} = -\rho \begin{bmatrix} \overline{u'u'} & \overline{v'u'} & \overline{w'u'} \\ \overline{u'v'} & \overline{v'v'} & \overline{w'v'} \\ \overline{u'w'} & \overline{v'w'} & \overline{w'w'} \end{bmatrix} \quad (3.15)$$

Ces équations ne peuvent être résolues sans introduire un modèle de turbulence pour la fermeture du système. La modélisation de la viscosité turbulente fait l'objectif principal des modèles proposés ultérieurement.

5. Les différents modèles de la turbulence [17] :

Les équations moyennes de Reynolds contiennent six termes qui sont de nouvelles inconnues. Afin de prédire la distribution du champ de vitesses moyennes et de la température moyenne, il est nécessaire de faire des hypothèses ou trouver un moyen raisonnable pour modéliser les contraintes de Reynolds et les flux turbulents. Le concept le plus généralement utilisé a été pour plusieurs années d'établir une analogie entre les contraintes visqueuses et les contraintes turbulentes.

L'hypothèse d'une relation linéaire entre le tenseur des contraintes turbulentes et le tenseur de déformation est utilisée dans le cas d'un fluide compressible.

Il a proposé de relier le tenseur de Reynolds au champ de vitesse moyenne en écrivant :

$$\tau_{ij} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.16)$$

Avec :

μ_t : La viscosité turbulente.

Le code de calcul FLUENT permet d'utiliser différents modèles de turbulence, parmi lesquels on distingue deux catégories de modélisation qui se subdivise elle même en une variété de modèles :

5.1. Modèle aux tensions de Reynolds (Reynolds Stress Turbulence Model) :

Les tensions de Reynolds sont calculées directement, la modélisation porte sur des moments d'ordre supérieur. La mise en œuvre est plus délicate mais les résultats sont de meilleure qualité.

- Modèle aux tensions de Reynolds RSM
- Modèle LRP-IP (Launder, Reece and Rod-Isotropisation of Production)
- Modèle LRR-QI (Launder, Reece and Rod-Quasi Isotropic)
- Modèle SSG (Spezile, Sarkar and Gatski)
- Modèle aux tensions Reynolds RSM- ω

For the Omega Reynolds Stress Model

For the BSL RSM

5.2. Modèle de viscosité turbulente (Modèle 1er ordre Eddy viscosity turbulence models) :

Basé sur l'hypothèse de Boussinesq qui consiste à modéliser directement les tensions de Reynolds à l'aide de la viscosité turbulente

- Modèle à zéro équation.
- Modèle à une équation.
- Modèle à deux équations de transport :
 - Modèle (k- ε).
 - Modèle de RNG (k- ε) Renormalisation Group.
 - Modèle (k- ω).
 - Modèle de BSL (k- ω) Bseline model.
 - Models k& ω shear-stress transport (SST).
 - Model Reynolds stress (RSM).
 - Formulation à bas nombre de Reynolds.
 - Model Large Eddy simulation (LES).

5.2.1. Modèle à zéro équation :

Les modèles les plus simples utilisent des relations purement algébriques pour spécifier les contraintes de turbulences, ces modèles s'appuient sur le concept de **viscosité turbulente** proposée initialement par Boussinesq 1877.

- **Modèle de la viscosité turbulente :**

Les contraintes de Reynolds :

$$\tau_{ij} = -\rho \overline{u'v'} \quad (3.17)$$

L'analogie avec les mécanismes qui produisent les contraintes visqueuses conduit à :

$$-\rho \overline{u'v'} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.18)$$

Une méthode particulière simple consiste à supposer que μ_t garde une valeur constante dans chaque section de la couche de mélange. Un raisonnement dimensionnel montre alors que μ_t doit être proportionnel au produit d'une vitesse et d'une échelle typique de la section considérée.

$$\mu_t = C \cdot \rho \cdot \mathcal{G} \cdot L$$

\mathcal{G} : Différence de vitesse.

L : échelle de longueur.

C : Constante de proportionnalité adimensionnelle.

- **Le modèle de longueur de mélange :**

Le modèle de longueur de mélange proposé par **PRANDTL** en 1925 appartient à la catégorie des modèles algébriques. Dans ce modèle μ_t est directement liée au gradient de vitesse moyenne par intermittence d'une longueur l'appelée **longueur de mélange**.

Le modèle de Prandtl consiste à représenter μ_t sous la forme :

$$\mu_t = \rho \cdot L^2 \left| \frac{\partial U}{\partial y} \right| \tag{3.19}$$

L: longueur de mélange.

5.2.2. Modèle à une équation de transport :

Pour définir une modélisation à caractère plus générale, il faut recourir à des équations de transport supplémentaires. Il est logique de considérer d'abord l'énergie cinétique turbulente :

$$k = \frac{1}{2} \left(\overline{u_i' u_i'} \right) = \frac{1}{2} \left(\overline{u_1'^2} + \overline{u_2'^2} + \overline{u_3'^2} \right) \tag{3.20}$$

On garde encore le concept de viscosité turbulente pour exprimer les contraintes de Reynolds, mais on abandonne les expressions algébriques donnant μ_t . Si l'on admet que μ_t doit être une fonction de la densité ρ , de l'énergie cinétique de la turbulence k et d'une longueur caractéristique L :

$$\mu_t = C \rho K^{\frac{1}{2}} L \tag{3.21}$$

L'énergie cinétique turbulente s'écrit comme suit :

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \underbrace{-\overline{U_i' U_k'}}_{P_k} \frac{\partial U_i}{\partial x_k} - \underbrace{\frac{1}{2} \overline{\partial U_i' U_i' U_k'}}_{\tau_k} - \underbrace{\frac{1}{\rho} \overline{\partial U_k' P'}}_{\Pi_k} + \underbrace{v \frac{\partial^2 k}{\partial x_k \partial x_k}}_{D_k} - \underbrace{v \frac{\partial U_i' \partial U_i'}{\partial x_k \partial x_k}}_{\varepsilon_k} P_k \tag{3.22}$$

Appelé production turbulente. Il caractérise les échanges d'énergie par interaction avec le mouvement moyen.

τ_k : Transport turbulent ou diffusion turbulente par les fluctuations de vitesse

Π_k : Transfert d'énergie par l'interaction pression vitesse fluctuante

D_k : Diffusion visqueuse de l'énergie cinétique turbulente par la viscosité

ε_k : Dissipation de l'énergie turbulente sous forme de chaleur. Ce terme constitue un puits dans l'équation de k et conduit donc toujours à une décroissance de la turbulence.

5.2.3. Modèle à deux équations de transport :

Dans l'écoulement bidimensionnels en fine couche limite, la variation de la direction de l'écoulement sont tellement faible tout la turbulence peut s'ajuster à la condition locales.

Si la convection et la diffusion de propriétés de la turbulence peuvent être négligée il est possible d'exprimer l'influence de la turbulence sur l'écoulement moyen en fonction de la longueur de mélange , si par contre la diffusion et la convection ne sont pas négligeable comme c'est le cas dans les écoulement avec recirculation , une expression compacte en fonction de la longueur de mélange n'est plus admise, une voie possible et de considérer une formulation de la dynamique de la turbulence . Le modèle (K- ε) appliquée sur les mécanismes qui affectent l'énergie cinétique turbulente .l'équation gouvernant l'énergie cinétique turbulente est obtenue de la manière :

$\sum_{i=1}^3$ (équation instantanée de quantité de mouvement suivent la direction X_i) * (u'_i)

$\sum_{i=1}^3$ (équation moyen de Reynolds suivent la dérection x_i) * (u'_i)

Après réarrangement on obtient l'équation suivante pour l'énergie cinétique turbulente :

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \text{div}(\rho k \vec{c}) = \text{div} \left(-\overline{p' \vec{c}'} + 2\overline{\mu c' e'_{ij}} - 0.5 \overline{\rho u'_i u'_i u'_j} \right) - 2\overline{\mu e'_{ij} e'_{ij}} - \overline{\rho u'_i u'_j} E_{ij}$$

(3.23)

Dans un écoulement bidimensionnel en fine couche limite, la seule contrainte de Reynolds de valeur significative τ_{xy} est positif si le gradient de V dans la direction y est positif. Il s'ensuit que le terme (taux de dissipation de k + production de k) apporte une contribution positive dans l'équation de K est représenté un terme de production.

Le terme de dissipation visqueuse à une contribution négative et représente toujours le terme répondant de la destruction de l'énergie cinétique turbulente et de l'ordre du terme de production de l'énergie cinétique en magnitude. Il ne peut donc être négligé. Le taux de dissipation par unité de masse est d'une importance vitale dans l'étude de la dynamique de la turbulence est défini par :

$$\varepsilon = 2 \delta \overline{e'_{ij} e'_{ij}} \quad (3.24)$$

🌈 **Modèle ($k - \varepsilon$) :**

Il est possible de développer des équations de transport similaires pour d'autres paramètres de la turbulence y compris le taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente ε . L'équation exacte de ε contient cependant certain nombre de termes non mesurables. Le modèle ($k - \varepsilon$) présenté est le modèle développé par Launder et Spalding, Il comporte deux équations, l'une pour k et l'autre pour ε , basé sur une meilleure compréhension des processus causant le changement de ces variables.

On utilise k et ε pour définir une échelle de longueur l représentative des grandes échelles de la turbulence par :

$$v = k^{1/2} \quad \text{Et} \quad l = \frac{k^3}{\varepsilon}$$

En utilisant la même approche que celle utilisée pour le modèle de longueur de mélange, on peut spécifier la viscosité turbulente par l'équation :

$$u_t = c_p v l = \rho c_u k^2 / \varepsilon \quad (3.25)$$

c_u : Constante adimensionnelle.

\mathcal{E} : est appelé taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente.

K : est l'énergie cinétique turbulente.

Le modèle standard utilise les équations de transport suivantes pour k et ε :

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \text{div}(\rho k \vec{c}) = \text{div}\left(\frac{u_t}{\sigma_k} \text{grad } k\right) + 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - \rho \varepsilon \quad (3.26)$$

$$\varepsilon = \frac{\text{energie cinetique turbulente}}{\text{temps caractiristique des fluctuations}} = \frac{K}{L / K^{1/2}} = C_D \frac{K^{3/2}}{L}$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \text{div}(\rho \varepsilon \vec{c}) = \text{div}\left(\frac{u_t}{\sigma_\varepsilon} \text{grad } \varepsilon\right) + c_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} 2\mu_t E_{ij} \cdot E_{ij} - c_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.27)$$

D'ou ε Le taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente.

Taux de variation de k ou ε + transport de k ou ε par convection =
 Transport de k ou ε par diffusion + Production de k ou ε - Taux de
 destruction de k ou ε

Ces équations contiennent '5' constante ajustables : $c_u, \sigma_k, \sigma_\varepsilon, c_{1\varepsilon}, c_{2\varepsilon}$ les constant utilisé dans ce modèle ont obtenues à partir des données expérimentale d'une variété de configuration d'écoulement.

$$c_u = 0.09, \sigma_k = 1.00, \sigma_\varepsilon = 1.30, c_{1\varepsilon} = 1.44, c_{2\varepsilon} = 1.92$$

Le terme de production de l'équation de k est dérivé directement des termes exact de production dans la première équation en utilisant la relation exprimant le tenseur de Reynolds :

$$\tau_{i,j} = -\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial v_j}{\partial x_i} + \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial v_k}{\partial x_k} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \rho k$$

(3.28)

Une forme modélisée des processus de transport apparaît dans le second membre de l'équation, les termes turbulentes de transport sont représentés par un terme de diffusion de la variable scalaire considérée k ou ε . Les nombres de Prandtl σ_k et σ_ε relient la diffusivité de k et ε avec la viscosité turbulente μ_t , le terme de pression de l'équation de k ne peut directement mesurer et ses effets sont pris en compte dans le terme de diffusion dans l'équation.

La production et la destruction de l'énergie cinétique turbulente sont en rapport direct. Le taux de dissipation ε est élevé lorsque la production de k est grande. L'équation du modèle pour ε suppose que sa production et sa destruction sont proportionnelles aux termes de production et de destruction dans l'équation de k ; L'adoption de cette forme assure que ε augmente rapidement lorsque k augmente rapidement et qu'elle diminue suffisamment rapidement pour éviter des valeurs négatives de l'énergie turbulent k si celle-ci diminue. Le facteur ε/k dans les termes de production et de destruction de ε assure une dimension correcte de ces termes.

❖ Conditions aux limites :

Les équations du modèle (k- ε) sont du type elliptique et leur comportement est semblable aux autres équations elliptiques régissant un écoulement. Il est donc nécessaire de leur adjoindre les conditions aux limites suivantes :

- Entrée : la distribution de k et ε est spécifiée.
- Sortie symétrie : gradients suivant la direction normale est nul.
- Ecoulement libre : $k = 0$ et $\varepsilon = 0$.
- Paroi solide : L'approche dépend du nombre de Reynolds.

Notons que parmi tous ces modèles, on a utilisé le modèle (k - ε), qui sera donc notre outil.

Modèle ($k-\omega$) :

Ce modèle résout les équations relatives à k et à la fréquence de turbulence ω . Il fonctionne jusqu'à la paroi et il est meilleur que le modèle ($k-\epsilon$) dans cette zone. Mais dans les zones loin des parois, sa sensibilité extrême à la valeur de la turbulence dans l'écoulement n'est pas physique. Le plus souvent, on utilise une combinaison des modèles ($k-\epsilon$) et ($k-\omega$), avec une fonction qui permute entre le modèle ($k-\epsilon$) proche des parois et le modèle ($k-\omega$) loin des parois. Ce modèle, est appelé le modèle ($k-\omega$) Baseline.

Modèle SST :

Le modèle ($k-\epsilon$) a tendance à surestimer la viscosité turbulente, ce qui induit une difficulté à prédire des phénomènes de séparation ou de ségrégation. Si on ajoute une fonction qui limite les valeurs de la viscosité turbulente au modèle ($k-\omega$) Baseline, on obtient le modèle de transport de contrainte de cisaillement (Shear Stress Transport: SST) qui est maintenant bien validé et de plus en plus utilisé.

Modèle à contrainte de Reynolds (Reynolds Stress Model: RSM) :

Ce modèle est encore plus sophistiqué. Il évite de faire l'hypothèse d'isotropie de la viscosité turbulente, car il résout les équations pour les six composantes des contraintes de Reynolds et pour ϵ . Ce modèle est donc très lourd numériquement et la convergence est souvent difficile. Il existe de nombreuses variantes de ce modèle, qui concernent en particulier la façon de modéliser la corrélation de la fluctuation de la pression et la déformation. Ce modèle est préconisé dans le cas des écoulements fortement tourbillonnaires, comme par exemple dans le cas d'un cyclone ou d'un injecteur dans une chaudière à combustion.

Large Eddy Simulation (LES) :

Dans l'approche LES, toutes les échelles de la turbulence sont résolues sauf celle relative à la dissipation, qui est modélisée. Il faut donc utiliser un maillage très fin et opter pour une solution in stationnaire dans la résolution des équations. Après un temps de calcul assez long, la solution peut reproduire toutes les échelles de la turbulence. Ce modèle est très puissant dans le cas où les écoulements ne sont pas

dominés par la présence des parois parce qu'il faut alors un maillage très fin ou l'utilisation d'une fonction de parois dans cette région. Ce modèle permet d'accéder à un niveau tel de détails qu'il peut être utilisé pour la prédiction du bruit. Avec l'augmentation de la puissance des ordinateurs, ce modèle est devenu plus intéressant. Mais il faut éviter de l'utiliser avec un maillage trop grossier, ou pour des simulations en deux dimensions parce que le modèle s'appuie sur des phénomènes tridimensionnels.

Simulation directe ou Direct Numerical Simulation (DNS) :

DNS est théoriquement l'approche la plus puissante car elle fait appel à un maillage très fin et à un pas de temps très petit pour résoudre les équations de Navier-Stokes sans aucun modèle. Mais avec les plus puissants ordinateurs, on ne peut aujourd'hui étudier que les écoulements simples (par exemple un écoulement dans un tuyau avec un nombre de Reynolds d'environ 10 000 a demandé 250 heures sur un Cray XMP). Donc, cette approche n'a encore aucune utilité industrielle. Elle reste réservée aux chercheurs qui travaillent sur la construction de modèles.

II. Les méthodes numériques :

Introduction :

Les méthodes numériques ont un rôle consiste à transformer des équations généralement à dérivées partielles, couplées non linéaires et qui ne peut pas être résolues directement, en un certain nombre d'équations algébriques pour permettre la résolution d'un problème donné par l'ordinateur, un problème bien posé comporte autant d'équations que de variables indépendantes.

1. Différentes méthodes de résolution :

Les équations de conservation régissant le phénomène des écoulements de la chaleur sont des équations différentielles aux dérivées partielles non linéaires et couplées. En raison de leur complexité, ces équations sont résolues à l'aide de techniques numériques. Plusieurs méthodes numériques sont disponibles dans la littérature.

1.1. Méthode des différences finies :

La méthode des différences finies consiste à discrétiser les équations aux nœuds de la grille en calculant chaque dérivée partielle à l'aide du développement de Taylor, pour obtenir les équations linéaires qui lient les variables inconnues en un nœud aux valeurs de ces mêmes variables aux nœuds voisins. La précision du schéma dépend du nombre de nœud de l'ensemble retenu pour approximer une dérivée donnée et du maillage effectué (en général en utilisant le maillage régulier et structuré).

1.2. Méthode des éléments finis :

La méthode des éléments finis divise l'espace en éléments triangulaires et autres en quadrilatères. Les variables inconnues sont calculées par une combinaison linéaire de fonction.

L'approche éléments finis se décompose en deux étapes :

- L'approximation nodale des fonctions inconnues par sous-domaines (fonctions d'interpolation).
- L'utilisation de la méthode des résidus pondérés qui permet de construire une formulation Intégrale à partir des équations aux dérivées partielles (la méthode de Galerkin est la plus fréquemment utilisée). C'est une méthode conservative sur le domaine.

1.3. Méthode des volumes finis [18]:

Développée à l'origine par Patankar et Spalding, cette méthode, appliquée à la résolution des équations de Navier-Stokes, a connu un essor important au cours des années 1980 de part sa facilité de mise en œuvre, sa robustesse numérique et surtout par son rapprochement de la réalité physique. Pour toutes ces raisons, cette méthode est très utilisée dans les calculs numériques. C'est une méthode basée sur la formulation intégrale des équations sur chacune des faces des volumes jointifs, appelés volume de contrôle, entourant chaque nœud d'évaluation.

La méthode des volumes finis se résume à:

- discrétiser le domaine physique en un ensemble de volumes de contrôle.

- effectuer des bilans de masse et de quantité de mouvements sur ces volumes.

1.3.1. Principe de la méthode des volumes finis :

Un point est positionné au centre de chaque volume et est appelé centre du volume de contrôle, il sera noté P , (figure (3.1)). Les nœuds des volumes voisins seront notés suivant leurs positions N , S , W , E , T et B (se rapportant aux directions *North*, *South*, *West*, *East*, *Top* et *Bottom* respectivement).

Dans la méthode des volumes finis les lois de conservation (de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie) sont exprimées localement sous une forme intégrale. La pierre angulaire de cette méthode réside dans le théorème de Gauss (appelé aussi le théorème de la divergence ou théorème d'Ostrogradski) qui permet de transformer une intégrale de volume en une intégrale de surface.

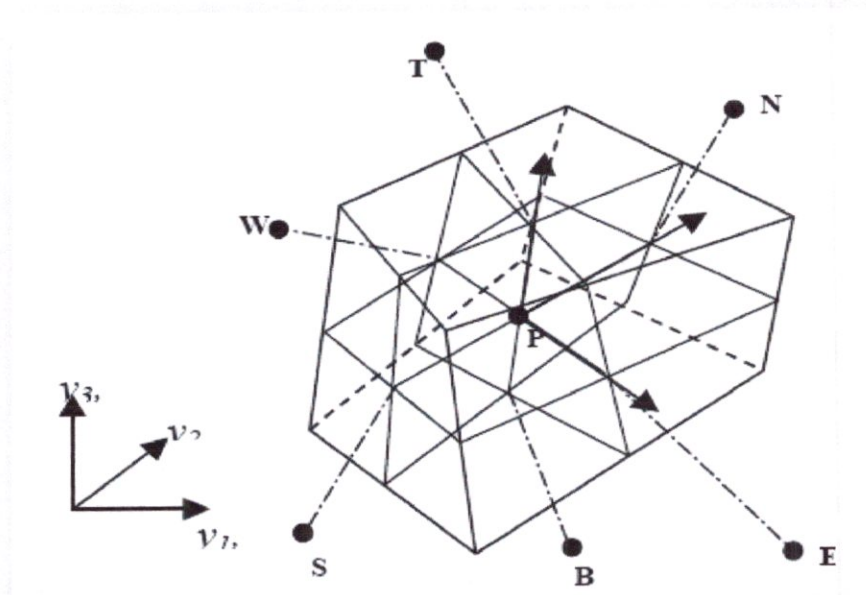


Figure 3.1: Volume de contrôle dans un maillage tri dimensionnel non orthogonal.

L'avantage déterminant des volumes finis par rapport aux autres méthodes est qu'ils sont conservatifs ; en bref, tout ce qui sort d'un volume de contrôle entre un dans un autre. Cela permet d'éviter d'utiliser des transformations de coordonnées et permet ainsi de donner à la résolution un caractère proche du problème physique.

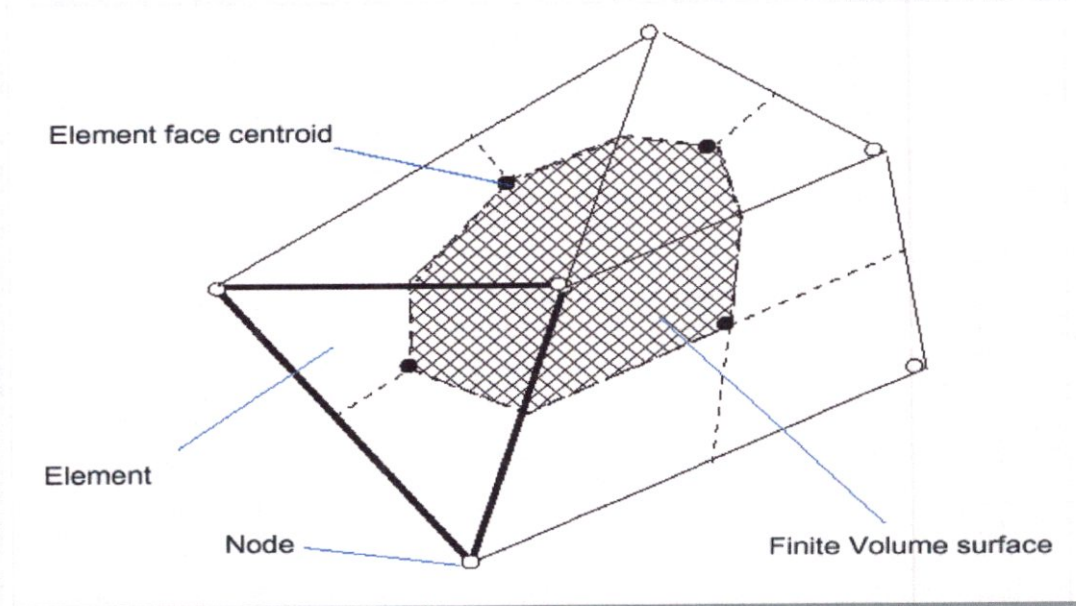


Figure 3.2: Représentation d'un volume de contrôle en 2D.

Une discrétisation temporelle, par une division du temps de simulation en différents pas de temps (dt), s'avère nécessaire pour procéder ensuite à une intégration de chaque équation de conservation sur chaque pas de temps.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho U_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j U_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (3.29)$$

Notons que toutes les équations régissant le transfert de chaleur et de masse peuvent être mises sous la forme d'une équation générale de "convection/diffusion" pour la variable ϕ (équation de transport de la variable ϕ). Par conséquent, sur un volume de control V et sur un pas de temps dt , nous obtenons :

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi)}_{\text{Terme 1}} + \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j \phi)}_{\text{Terme 2}} = \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma_{eff} \left(\frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) \right]}_{\text{Terme 3}} + \underbrace{S_\phi}_{\text{Terme 4}} \quad (3.30)$$

Γ : est le terme de diffusion.

S_ϕ : est le terme source.

Sachant que :

- ✓ Terme 1 : le terme in stationnaire.
- ✓ Terme 2 : le terme convectif.
- ✓ Terme 3 : le terme diffusif.
- ✓ Terme 4 : le terme source.

À partir de l'écriture globale des bilans, le théorème de transport de Reynolds (Leibnitz) ainsi que le théorème de Gauss (Ostrogradski) permettent l'obtention des équations locales contenues dans l'intégrale de volume. Des expressions arbitraires (schémas) sont choisies pour exprimer la variation de la fonction entre les différents points du maillage et permettant l'intégration.

❖ Terme in stationnaire :

Le terme in stationnaire n'est vraiment important que dans les simulations qui traitent de cas in stationnaires. Mais ce terme est souvent maintenu pour résoudre des problèmes stationnaires, utilisé en quelque sorte comme un moteur de convergence. Dans ce cas, la façon dont ce terme est traité n'est pas très importante, car il finit par être nul lorsque la convergence est obtenue.

Dans les cas d'un écoulement physiquement in stationnaire, on a souvent le choix entre des schémas d'ordre un, deux ou trois (ce qui signifie que l'erreur d'approximation tombe avec le pas de temps à la puissance un, deux ou trois). Le schéma de premier ordre est très dissipatif, et les instabilités dans l'écoulement ont tendance à disparaître. Les schémas d'ordre deux ou trois évitent ce problème mais coûtent plus chers en temps de calcul. Un schéma au minimum du deuxième ordre est donc nécessaire pour simuler un écoulement in stationnaire.

❖ Terme convectif :

Le terme convectif est celui qui a le plus de poids sur la précision du schéma. Ce schéma peut être à différences centrées, (ou central differencing). Avec une précision du deuxième ordre, mais conditionnellement stable. Une autre solution très simple consiste à prendre la valeur de la variable du côté d'où vient l'écoulement, une

pratique intitulée schéma amont ou upwind ou upstream differencing. Ce schéma est toujours stable, mais n'a une précision que du premier ordre, et a donc tendance à produire des solutions trop diffusives. Si on combine les schémas à différences centrées et amont, on arrive au schéma dit hybride, qui est souvent proposé par défaut dans les logiciels.

Il faut souligner néanmoins que les solutions avec les schémas hybrides convergent plus facilement, car ils génèrent des matrices à inverser qui ont une large dominance diagonale. Mais souvent ils sont si diffusifs que des caractéristiques de l'écoulement sont perdues. Donc, on peut les utiliser pour la mise en place d'une simulation, mais il faut rester prudent quant à la validité des résultats.

❖ **Terme diffusif :**

En général, ce terme est traité par défaut dans les codes par un schéma du deuxième ordre.

❖ **Terme source :**

Ce terme est utilisé si des modèles supplémentaires doivent être ajoutés à un modèle existant. Il faut vérifier que ce nouveau terme ne change pas la stabilité du schéma.

❖ **Résolution et convergence :**

La méthode de résolution la plus utilisée s'appuie sur l'algorithme SIMPLE ou sur une de ses variantes (SIMPLER, SIMPLEC, SIMPLEX, PISO). Les équations de conservation de la matière et de la quantité de mouvement sont résolues de façon itérative. L'algorithme démarre de valeurs supposées des vitesses et de la pression, puis les utilise dans les équations de conservation de la quantité de mouvement pour arriver à une nouvelle estimation des vitesses. Mais les vitesses calculées ne vérifient pas forcément l'équation de conservation de la matière. L'erreur obtenue permet de réévaluer les valeurs de la pression, avant de démarrer une nouvelle itération.

Une autre approche est le solveur couplé. Dans ce cas, les équations qui permettent d'estimer les vitesses et la pression sont résolues simultanément. Cette méthode évite de devoir sous-relaxer les équations aussi fortement que dans le cas des

méthodes non couplées, car les vitesses satisfont automatiquement l'équation de conservation de la matière. Cet algorithme présente une très grande stabilité et permet de converger en un nombre d'itérations limité. Il est par contre légèrement plus coûteux en termes d'utilisation de mémoire. Une bonne stratégie est de commencer avec un modèle facile. Par exemple la simulation peut être faite en supposant un régime laminaire. C'est une approche très efficace pour détecter les zones de mauvais maillage ou les erreurs de construction du modèle.

À la fin de la simulation, il faut s'assurer que les résidus locaux sont très faibles et que les bilans globaux de masse, d'enthalpie, de quantité de mouvement, etc., sont corrects.

Les équations précédentes (3.1), (3.2) et s'écrivent donc comme suit :

$$\frac{d}{dx} \int_V \rho \, dv + \frac{d}{dx} \int_S \rho U_i \, dn_j = 0 \quad (3.31)$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dx} \int_V \rho U_i \, dv + \frac{d}{dx} \int_S \rho U_j U_i \, dn_j = & - \int_S P \, dn_j + \int_S \mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \, dn_j + \\ & \int_V S_{U_i} \, dv \end{aligned} \quad (3.32)$$

$$\frac{d}{dx} \int_V \rho \phi \, dv + \frac{d}{dx} \int_S \rho U_j \phi \, dn_j = - \int_S \Gamma_{eff} \left(\frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) \, dn_j - \int_V S_\phi \, dv$$

$$(3.33)$$

L'étape suivante consiste à discrétiser les inconnues du problème ainsi que les opérateurs différentiels de cette équation. Toutes ces opérations mathématiques conduiront à l'obtention, sur chaque volume de contrôle, d'une équation discrétisée qui reliera les variables d'une cellule à celles des cellules voisines. L'ensemble de ces équations discrétisées formera finalement un système matriciel.

La figure (3.3) donne une idée sur la méthode d'intégration par point sur un élément d'une maille isolée.

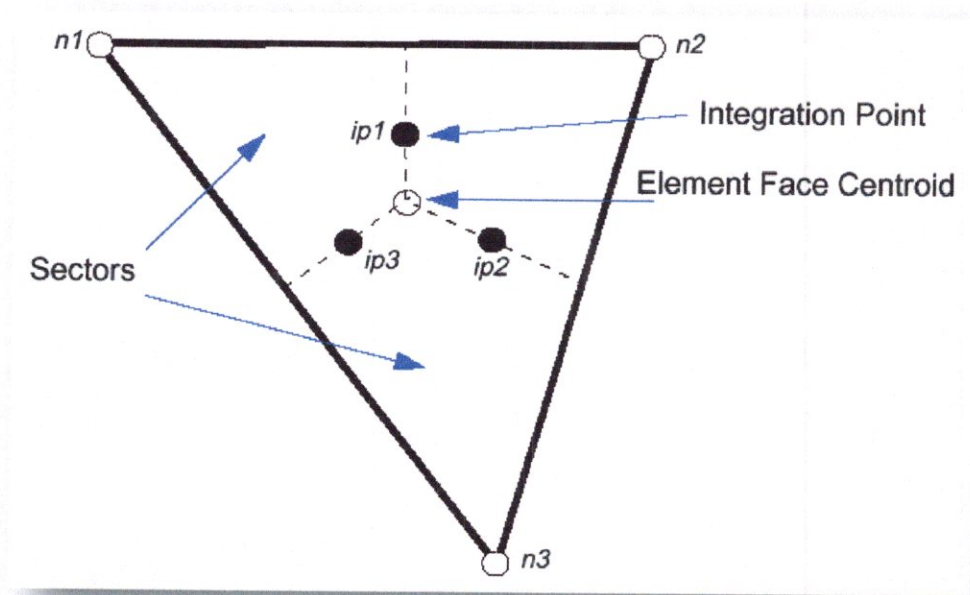


Figure 3.3: Point d'intégration dans un élément d'un volume de contrôle.

Après discrétisation et réarrangement des équations (3.31), (3.32) et (3.33) on obtient les formes suivantes :

$$\rho V \left(\frac{\rho - \rho^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} (\rho U_j \Delta n_j)_{ip} = 0 \quad (3.34)$$

$$\rho V \left(\frac{U_i - U_i^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} m_p (U_i)_{ip} = \sum_{ip} (\rho \Delta n_j)_{ip} + \sum_{ip} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \Delta n_j \right]_{ip} + \overline{S_{U_i}} V \quad (3.35)$$

$$\rho V \left(\frac{\phi - \phi^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} m_{ip} \phi_{ip} = \sum_{ip} \left[\Gamma_{eff} \left(\frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) \Delta n_j \right]_{ip} + \overline{S_{\phi}} V \quad (3.36)$$

Sachant que :

- ✓ V : est le volume d'intégration de la grandeur ϕ .
- ✓ ip : est l'indice du point d'intégration (intégration point.) $ip = e, w, s, n, t, b$.
- ✓ Δn_j : est la surface d'intégration de la grandeur ϕ .
- ✓ Δt : est un intervalle de temps (time step).
- ✓ m_{ip} : Le débit massique discret traverse une surface du volume de contrôle.

1.3.3. Les avantages de cette méthode:

- ✓ La possibilité de décomposer le domaine de calcul suivant les processus physiques et utiliser des modèles mathématiques différents sur chacun des sous-domaines en fonction des caractéristiques physiques du problème.
- ✓ L'exploitation efficace des machines multiprocesseurs, en partageant de façon optimale les calculs entre les différents processeurs moyennant une programmation parallélisée.
- ✓ Pour les domaines géométriquement complexes, la méthode permet de réaliser un important gain en espace mémoire de stockage des variables en évitant l'utilisation excessive des volumes bloqués.
- ✓ La génération du maillage se trouve considérablement simplifiée et plus efficace. On peut même envisager différents types de maillage pour chaque bloc.
- ✓ Les calculs sont effectués dans chaque bloc séparément.



Chapitre 4

■ ■ PRESENTATION ET

VALIDATION DES RESULTATS ■ ■ ■



Introduction :

Pour l'aspect fondamental, quand il s'agit d'étudier un phénomène physique particulier, on a souvent recours à la simulation numérique directe (**DNS**). Ce type de simulation, qui consiste à la résolution numérique des équations de Navier-Stokes sans aucune modélisation, s'est révélé très utile pour la compréhension des phénomènes physiques mis en jeu dans les écoulements turbulents.

Pour choisir un logiciel de calcul en mécanique des fluides reste une tâche ardue et spécifique aux applications que l'on souhaite modéliser. Les logiciels de mécanique des fluides peuvent être classés en deux catégories : d'un côté, les codes monodimensionnel traitant essentiellement des phénomènes d'écoulement dans des tubulures et utilisés pour traiter les problèmes hydrauliques comme l'injection ou de remplissage moteur. De l'autre, les codes tridimensionnels, plus généralistes, et pouvant bénéficier de sous modèles physiques spécifiques comme la modélisation de parois mobiles, de milieux poreux, la résolution de l'équation de la chaleur ou encore le traitement de problèmes chimiques et le transport de gouttes ou particules.

Dans ce chapitre, on présentera une description des codes utilisés pour la réalisation de ce travail, soient **SOLIDWORKS** pour la construction et la modélisation de la géométrie, le code **Gambit** pour la génération du maillage, et enfin le code **FLUENT** pour l'obtention de la solution. Le logiciel **Gambit** est un mailleur 2D/3D; pré-processeur qui permet de mailler des domaines de géométrie d'un problème de **CFD** (Computational Fluid Dynamics). **Fluent** est un logiciel qui résout par la méthode des volumes finis des problèmes de mécanique des fluides et de transferts thermiques.

Les étapes de simulation :

I. Conception de la géométrie [19] :

SOLIDWORKS est un outil de Conception Assistée par Ordinateur (CAO) qui permet de construire des géométries en 3D. Il permet de construire des surfaces et des volumes à partir d'une série de points définissant la géométrie de base. Une fois la géométrie construite, elle peut être exportée en différents formats, comme le format **ACIS (*.sat)** et peut donc être importée dans le générateur de maillage **Gambit**.

Les étapes de conception de la géométrie de l'aube turbine semi-axial sont citées dans l'annexe de **SOLIDWORKS**.

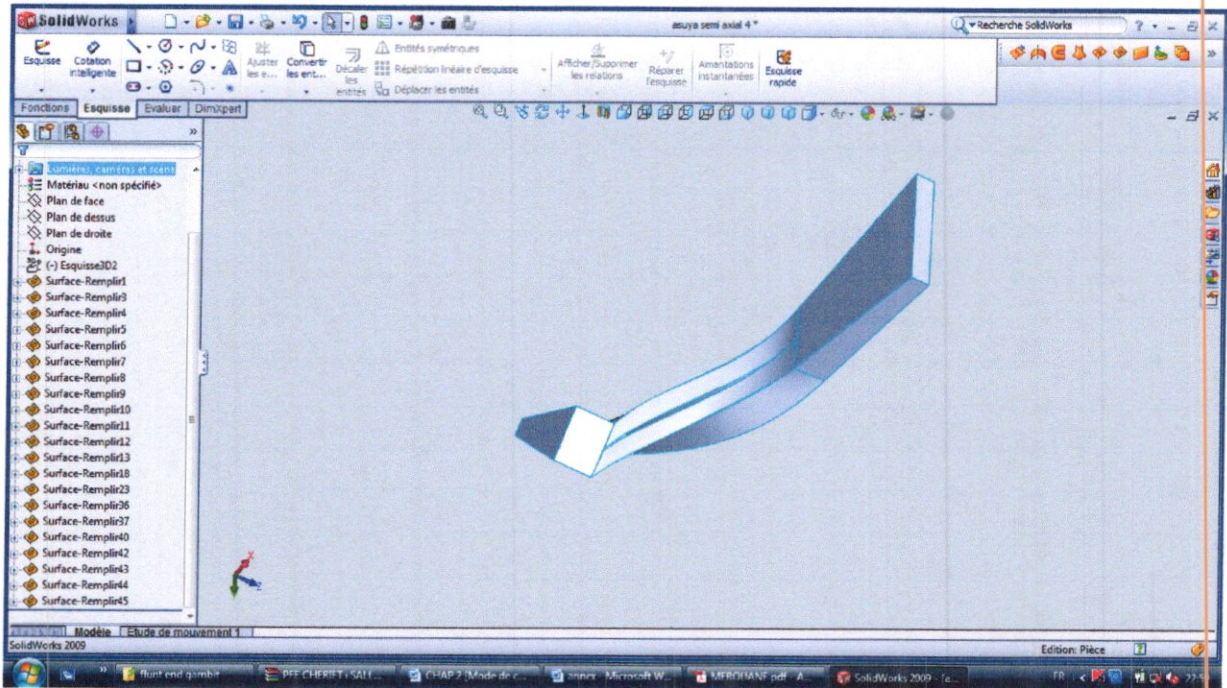


Figure 4.1 : Conception de l'aube turbine semi-axial dans le SOLIDWORKS.

II. Maillage :

Un des concepts les plus importants en mécanique des fluides numérique (CFD) consiste à diviser le domaine d'écoulement en de petites cellules, cette étape représente la phase préliminaire à toute résolution (pré-processing). Les équations gouvernantes seront ainsi résolues pour chacune des cellules générées.

1. Différents types de maillages [20] :

On distingue classiquement deux grandes catégories de maillages : Les maillages **structurés** et les maillages **non structurés**.

Historiquement, les premiers codes de CFD fonctionnaient avec des maillages structurés, c'est-à-dire formés de volumes hexaédriques agencés dans une matrice 3D selon un système cartésien. Puis est apparue la possibilité de traiter la combinaison de plusieurs zones structurées, c'est ce que l'on appelle les « multi blocs », qui permettait de traiter les géométries plus compliquées, mais l'étape de maillage restait fastidieuse.

La figure (4.2) montre un exemple de maillages structurés en deux dimensions. Dans tous les cas, l'angle entre les mailles est proche de 90° , ce qui est idéal.

Il faut également éviter des gradients de taille des mailles trop importants, car cela peut conduire à des erreurs de troncature dans le schéma numérique.

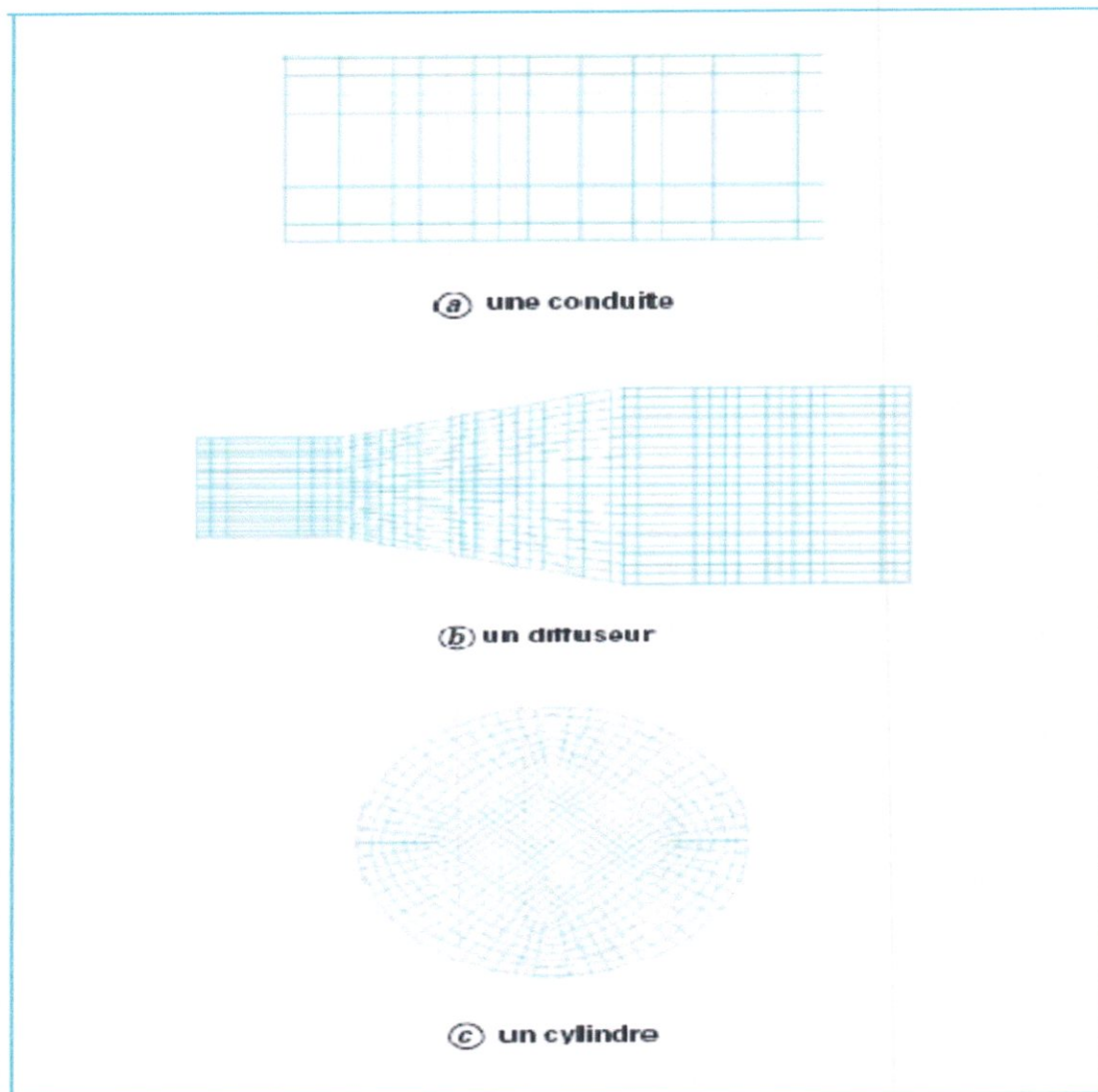


Figure 4.2 : Exemples de maillages structurés.

Les maillages structurés présentent certains avantages :

—lorsque le maillage est aligné avec la direction principale de l'écoulement, on obtient un bon niveau de précision car les vecteurs de vitesse sont normaux aux faces des volumes ; c'est pour cette raison que ce type de maillage est adapté à la résolution des problèmes physiques dans les zones proches des parois (frottements, transfert thermique...).

—dans un système allongé (canalisation par exemple), le maillage peut être étiré dans la direction de l'écoulement, en permettant une réduction de la taille de maillage.

Leur inconvénient majeur réside dans la complexité, et donc la lenteur, de leur construction pour les systèmes de géométrie un tant soit peu compliqués, qui demandent à être prédécoupés et traités par blocs.

Les maillages structurés étaient liés à des solveurs eux aussi conçus pour travailler dans des systèmes de coordonnées structurées. L'apparition d'une nouvelle génération de solveurs non structurés a permis de faire évoluer les maillages. Les maillages non structurés peuvent combiner des tétraèdres, des prismes, des hexaèdres. Tous les logiciels modernes proposent de réaliser des maillages structurés et non structurés.

Dans le cas d'un maillage non structuré, les surfaces sont souvent maillées avec des triangles. La deuxième étape consiste à remplir le volume d'éléments généralement tétraédriques qui se génèrent automatiquement à partir des triangles définis sur les surfaces.

Près des parois, le maillage est parfois construit avec des prismes pour être bien aligné avec l'écoulement. Un exemple de maillage non structuré et de maillage près des parois est schématisé sur la figure (4.3). Pour ce type de maillage également, il faut éviter les mailles qui présentent des angles trop aigus.

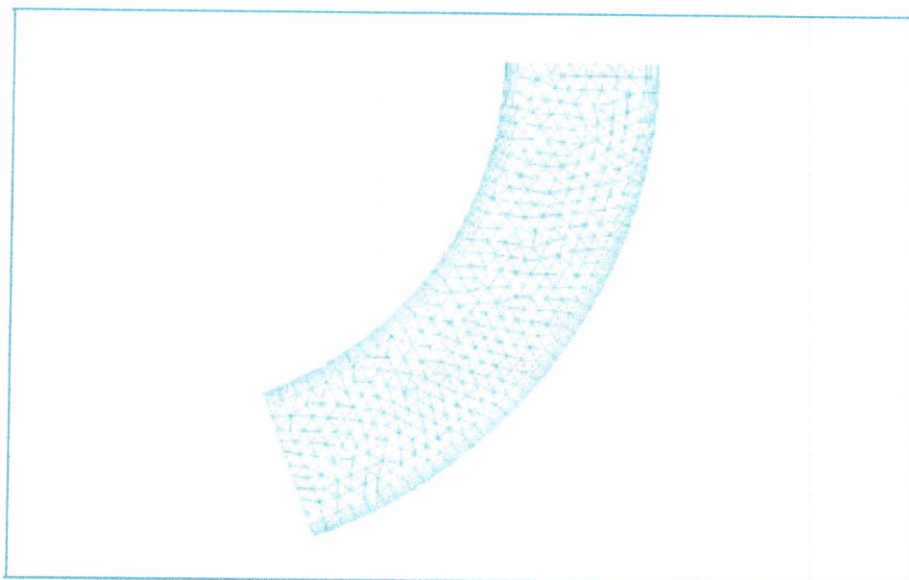


Figure 4.3 : Exemple d'un maillage non structuré.

III. Génération de maillage :

La solution d'écoulement dans le domaine de calcul est obtenue par une méthode numérique de volumes finis. Les éléments volumiques du domaine sont **hexaédriques**. Pour cela nous avons utilisé un maillage volumique arbitraire et non orthogonal de forme **hexaédrique**. Les solutions de la simulation numérique ne sont que des approximations, l'analyse de la qualité du maillage ainsi que son influence sur les résultats est un point fondamental qui mérite une attention particulière.

Théoriquement, les erreurs liées au maillage doivent disparaître pour des mailles de plus en plus fines, jusqu'à atteindre asymptotiquement des valeurs indépendantes de la taille des mailles.

Dans **Le Gambit** est un mailleur 3D; pré-processeur qui permet de mailler des domaines de géométrie d'un problème de CFD (Computational Fluid Dynamics). Il génère des fichiers ***.msh** pour Fluent.

Les étapes de maillage et de simulation de la géométrie de l'aube turbine semi-axial sont cités respectivement dans l'annexe le **GAMBIT** et **FLUENT**.

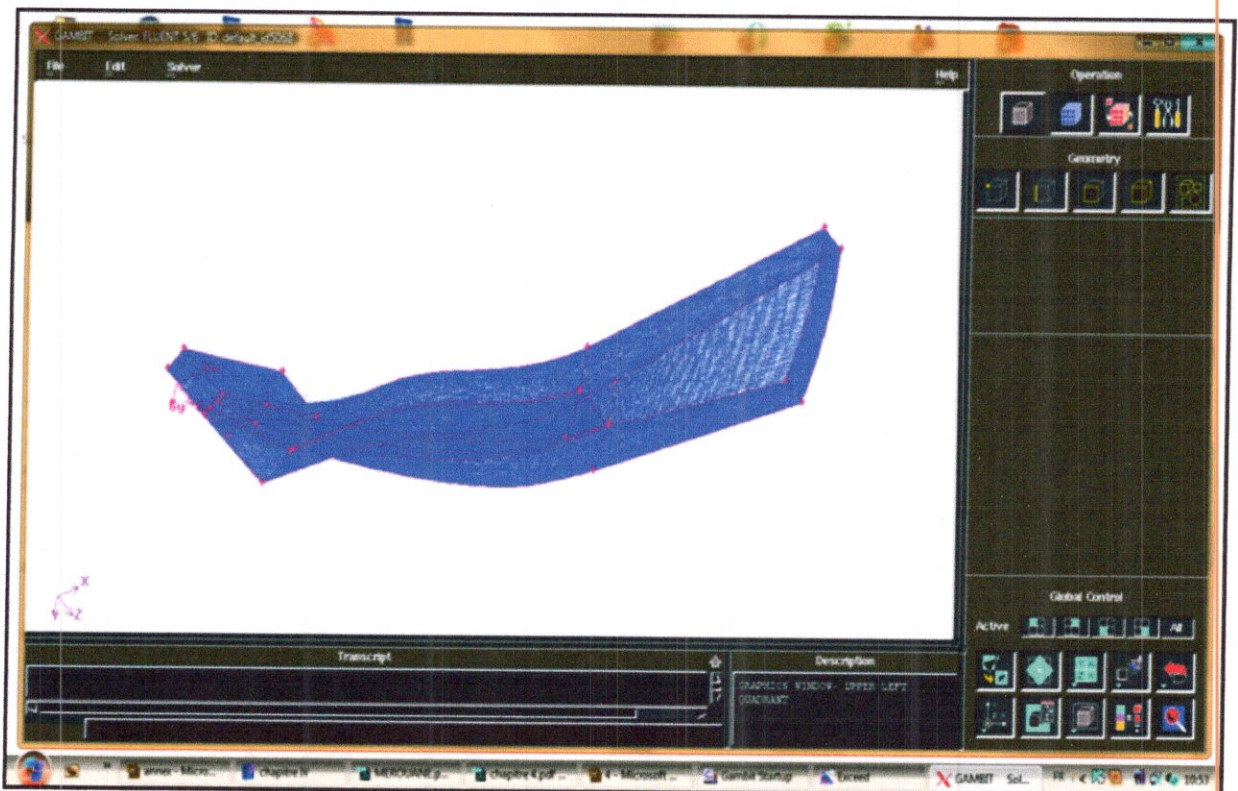


Figure 4.4 : Maillage de la géométrie dans le GAMBIT.

Type	Meshing elements
Cells	199480
Faces	607907
Nodes	213856
Partition	2

Tableau 4.1 : Génération de Maillage.

IV. Résultats et interprétations :

Dans les algorithmes traditionnels, on emploie une stratégie de solution où les équations de quantité de mouvement sont d'abord résolues. On donne une valeur initiale de la pression, on la corrige en suite avec un processus itératif par une équation de correction. Pour la résolution de l'ensemble des équations de l'hydrodynamique (u , v , w , et p), le *FLUNET* utilise le couplage du système d'équations, il emploie une discrétisation entièrement implicite des équations à n'importe quel instant. Dans le cas des écoulements stationnaires, le pas temporel se

Comporte comme un paramètre d'accélération pour que la solution converge vers une solution stationnaire.

1. Conditions aux limites [21] :

- ✚ Vitesses de rotation : 98000 tr/mn.
- ✚ Débit massique : 0.414kg/s.
- ✚ Pression statique ou totale à l'entrée : 2.32 atm.
- ✚ Température statique ou totale à l'entrée : 923 °K.
- ✚ modèles de turbulence : (K-ε).
- ✚ Pression statique à la sortie: 1.10 atm.
- ✚ La viscosité dynamique : $\mu = 1.78 \cdot 10^{-5}$ Pa.s.

2. Présentation des résultats (post-processing) :

- ✚ Report et affichage de résidus.
- ✚ XY plot.
- ✚ Représentation des contours, vecteurs.
- ✚ Exportation des résultats sous forme de fichiers Data.

3. Résultats de simulation :

Les résultats de toutes les simulations sont présentés dans cette section.

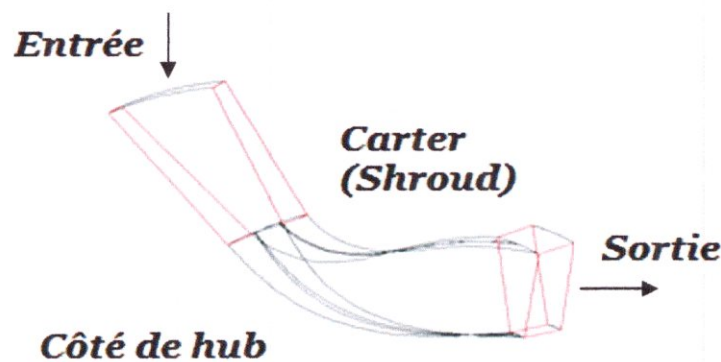
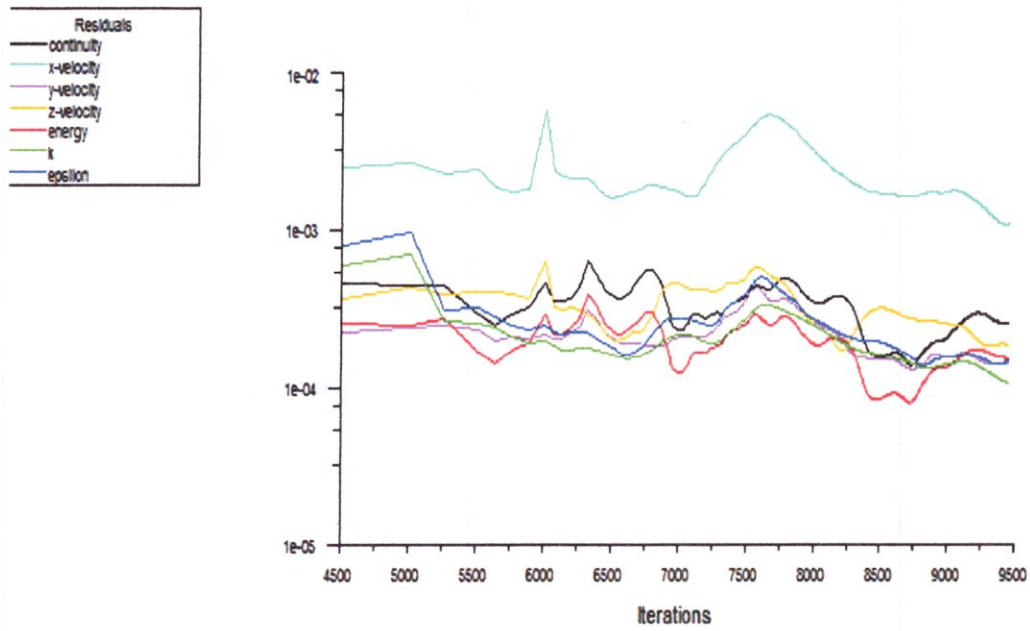


Figure 4.5 : Schéma de l'écoulement.

La durée de La simulation est estimée à 3 tours ce qui correspond à 15 heures.

Dans l'étape de l'exploitation des résultats, tous les résultats de la simulation peuvent être exploités, tels que la pression, nombre de mach et autres paramètres obtenus lors des calculs.

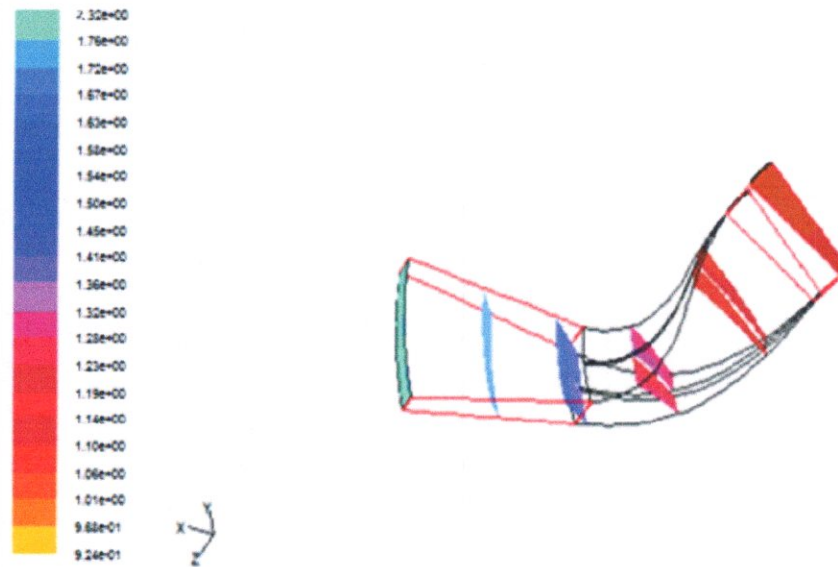


Scaled Residuals

May 28, 2010
FLUENT 6.3 (3d, dbns imp, rse)

Figure 4.6 : l'évolution des résidus.

Il est possible de visualiser les contours de pression et nombre de Mach. Voici ci-dessous quelques résultats obtenus :



Contours of Static Pressure (atm)

May 28, 2010
FLUENT 6.3 (3d, dbns imp, rse)

Figure 4.7 : Contours de pression sur l'iso surface méridionale.

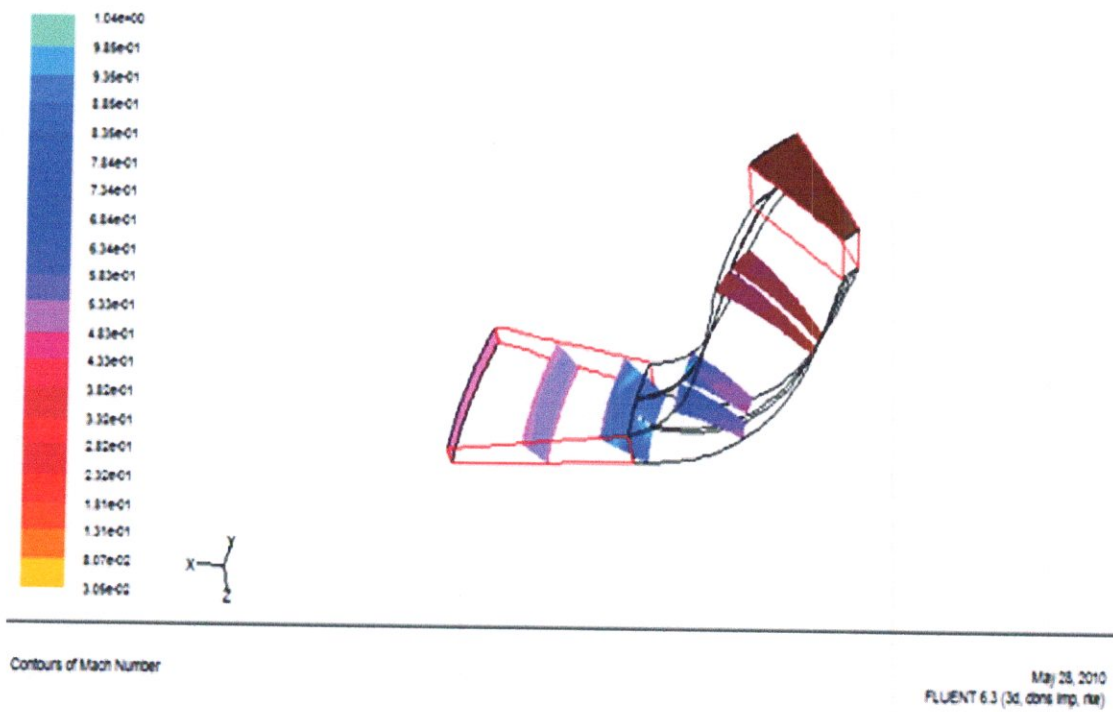


Figure 4.8 : Contours du nombre de Mach sur l'iso surface méridionale.

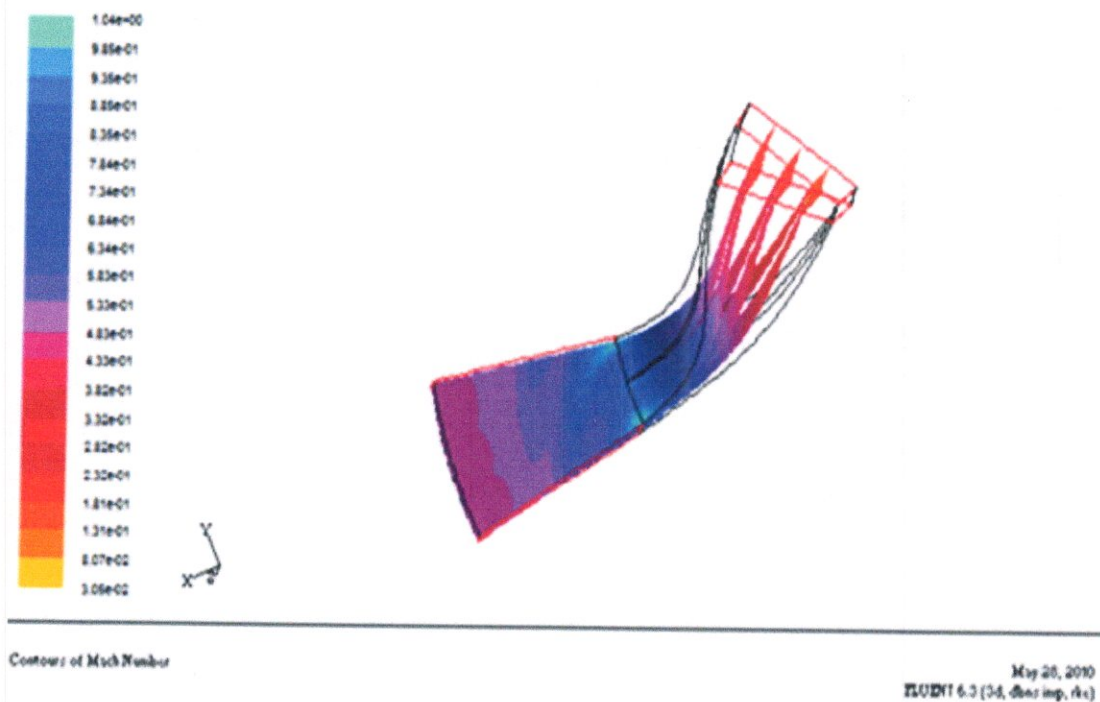


Figure 4.9 : Contours de nombre de Mach sur l'iso surface dans le sens de l'envergure.

- Nous pouvons observer l'habillage de la pression statique le long du conduit.
- Nous pouvons observer les endroits aux quels l'ou devient légèrement supersonique, environ à mi-chemin par le conduit.
- L'affichage de contours de nombre de mach, nous avons permet d'étudier plus loin la variation du nombre de mach à l'intérieur du conduit.

Pour le cas test la convergence est réalisée approximativement après les 9400 ieme itérations avec une méthode de résolution implicite.

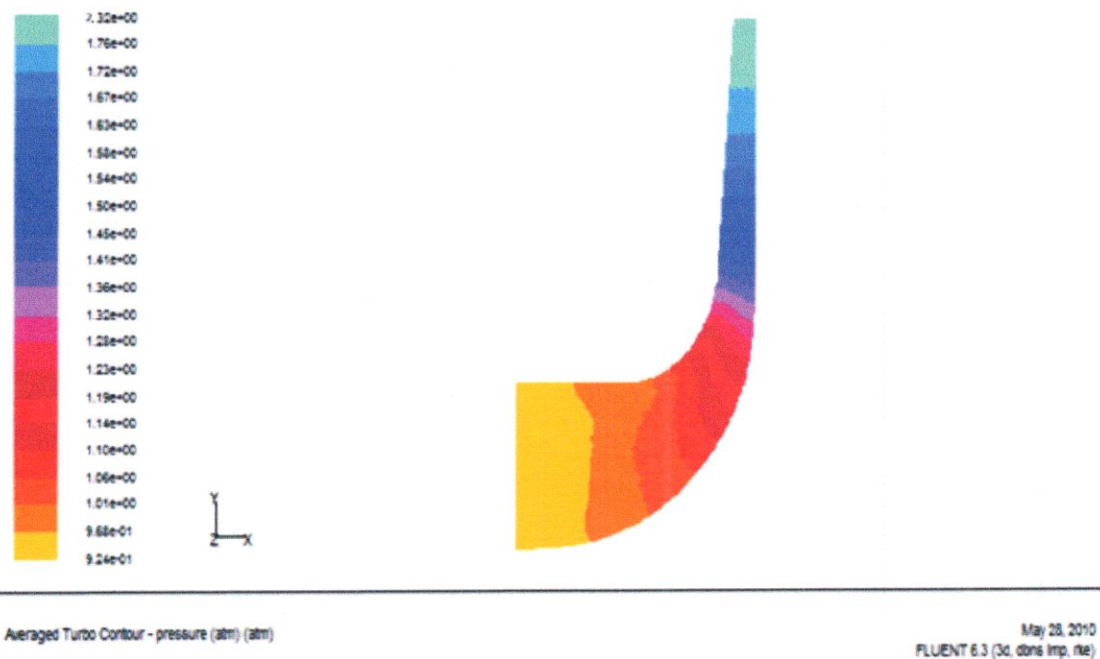


Figure 4.10 : Contours de pression statique.

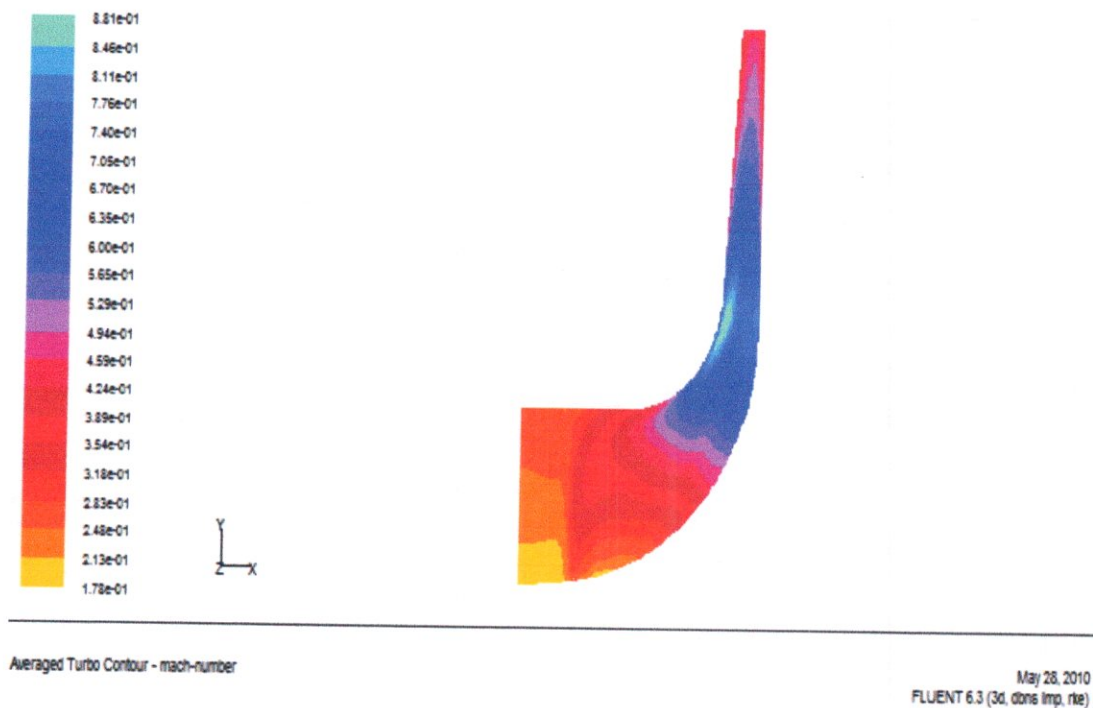


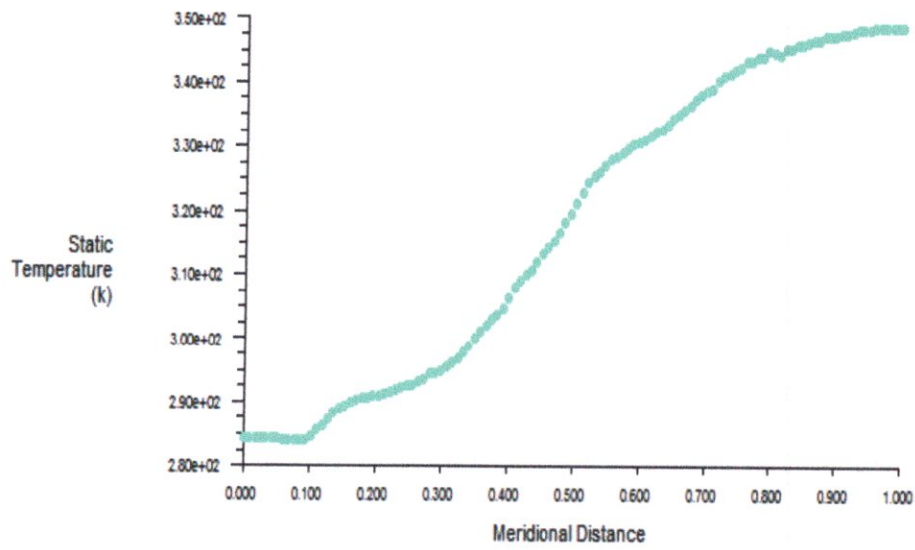
Figure 4.11 : 2D Contours de nombre mach.

L'écoulement entraîne la surface d'entrée avec un nombre de mach 0.4 qui est raisonnable pour turbine ;(le nombre de mach toléré jusqu'à 0.6).l'écoulement accéléré jusqu'à un nombre de mach maximal de 0.7, et on remarque une diminution peut être due aux conditions géométrique (coude), ou il ya une perte d'énergie cinétique, même le changement de température donc la densité est constante.

Contrairement la pression d'entrée est de l'ordre de 2.32atm, cette pression commence à diminuer dans un divergent jusqu'à atteindre une pression minimal à la sortie de l'ordre de 0.9atm.

❖ *XY Plots :*

En plus, pour montrer des résultats sur différentes combinaisons complexe de 3D et de surfaces aplaties, les possibilités de post-traitement de turbo dans le Fluent nous permettons de montrer la parcelle de terrain de XY des variables ramenées à une moyenne, concernant la topologie spécifique du problème. En particulier de turbomachines, nous pouvons tracer circonférentiellement les valeurs ramenées à une moyenne des variables en fonction des coordonnées ou méridionale dans le sens de l'envergure.



Averaged XY - temperature

May 28, 2010
FLUENT 6.3 (3d, docs imp, r1e)

Figure 4.12 : XY Plot de température statique.

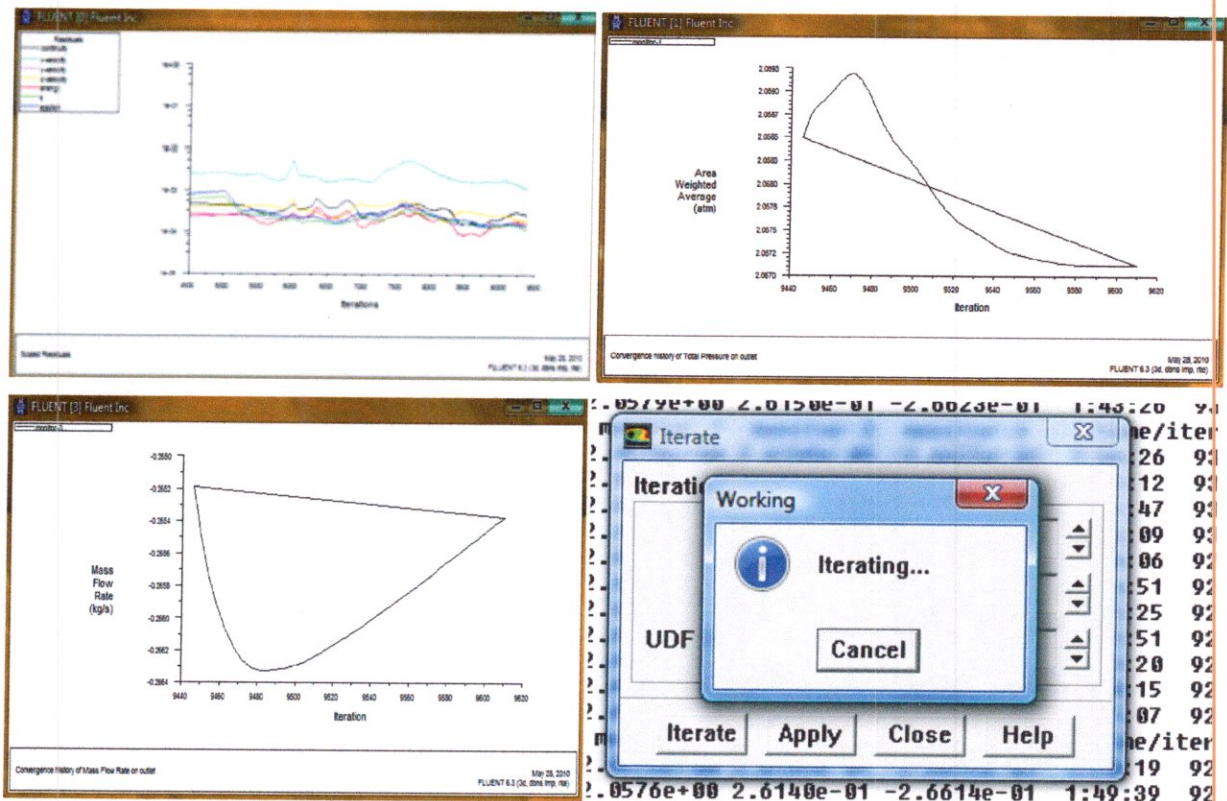


Figure 4.13: Lancement de la simulation.

4. Visualisation des résultats 'Post-Processing' :

Dans l'étape du '*Post-Processing*', tous les résultats de la simulation peuvent être exploités, tels que la vitesse, la pression et d'autres paramètres obtenus lors des calculs. Il est possible de visualiser les contours de pression, le champ des vecteurs de vitesse, les lignes de courants...etc.

En ce qui concerne le présent travail, quatre géométries de même nature avec un nombre d'aubes différent (**10, 12, 16, et 18**) ont été réalisées et cela pour voir l'influence du nombre d'aubes sur les performances de la turbine.

4.1. Les contours de pression:

Les figures suivantes représentent les contours de pression dans un espace inter-aubes et ce là pour les quatre géométries étudiées (**10, 12, 16 et 18** aubes) mais pour deux coupes différentes, la **1^{ière}** est au milieu du rotor (**A**) et la **2^{ième}** est près du moyeu (**B**).

➤ Pour 10 aubes :

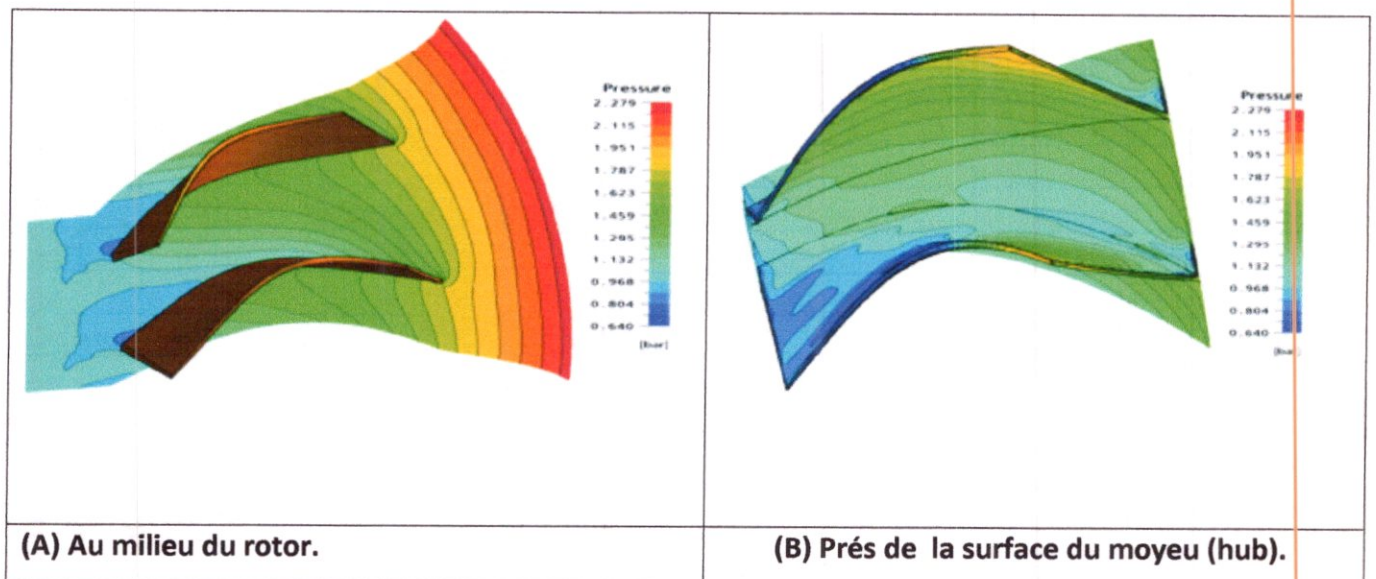


Figure 4.14 : Contours de pression pour une turbine à 10 aubes.

➤ Pour 12 aubes :

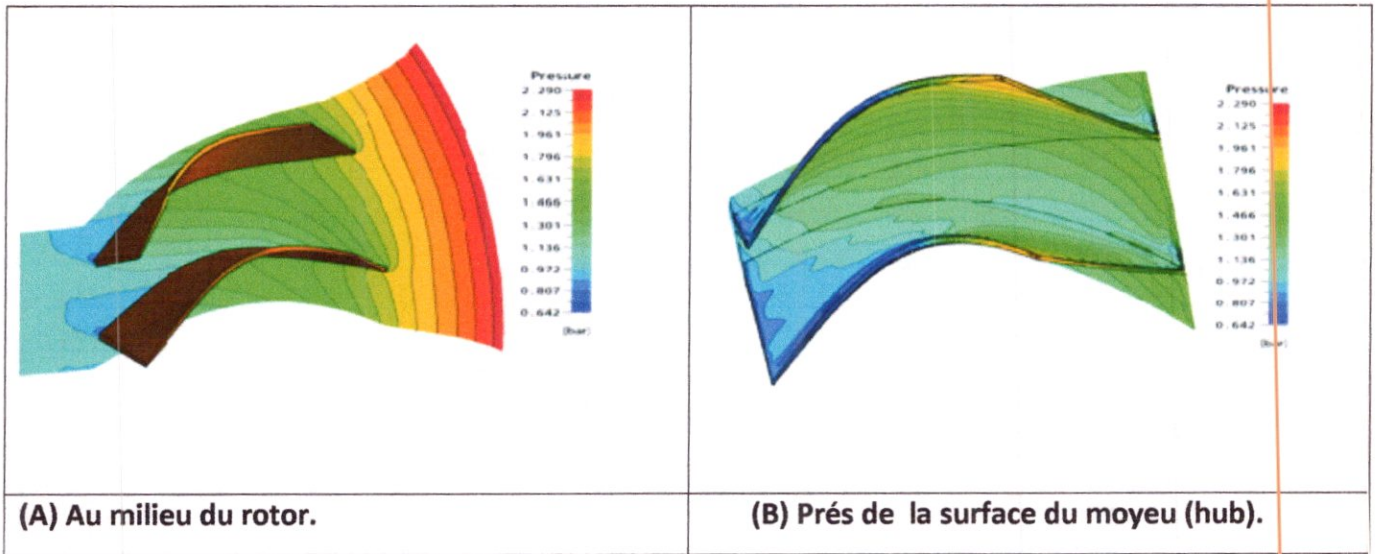


Figure 4.15 : Contours de pression pour une turbine à 12 aubes.

➤ Pour 16 aubes :

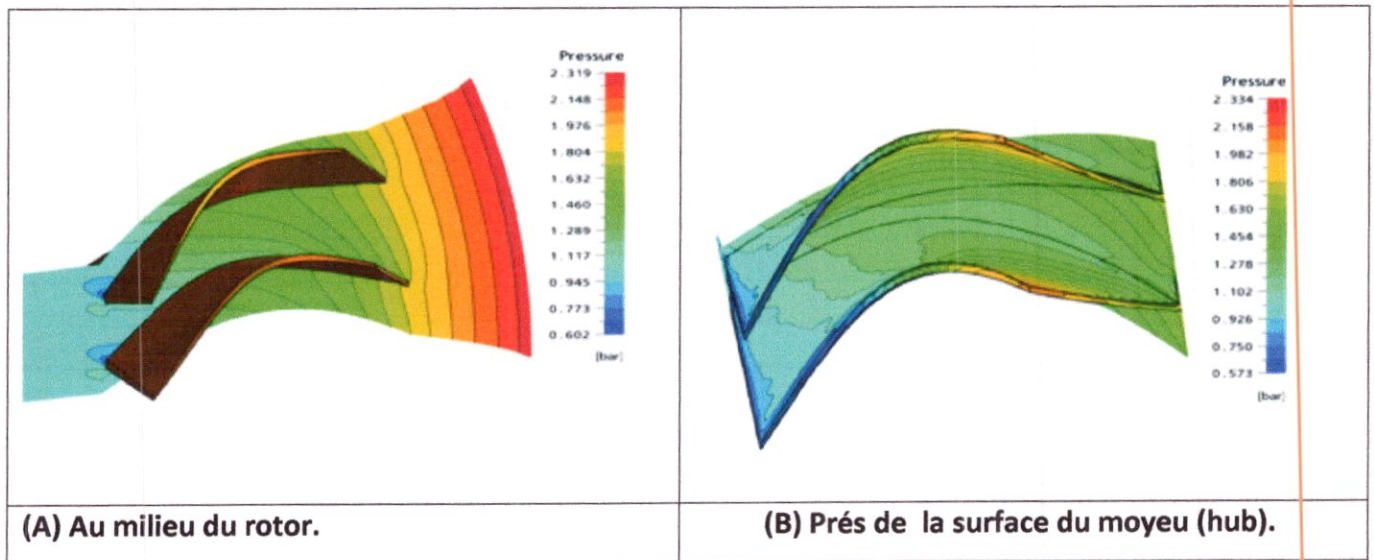


Figure 4.16 : Contours de pression pour une turbine à 16 aubes.

➤ Pour 18 aubes :

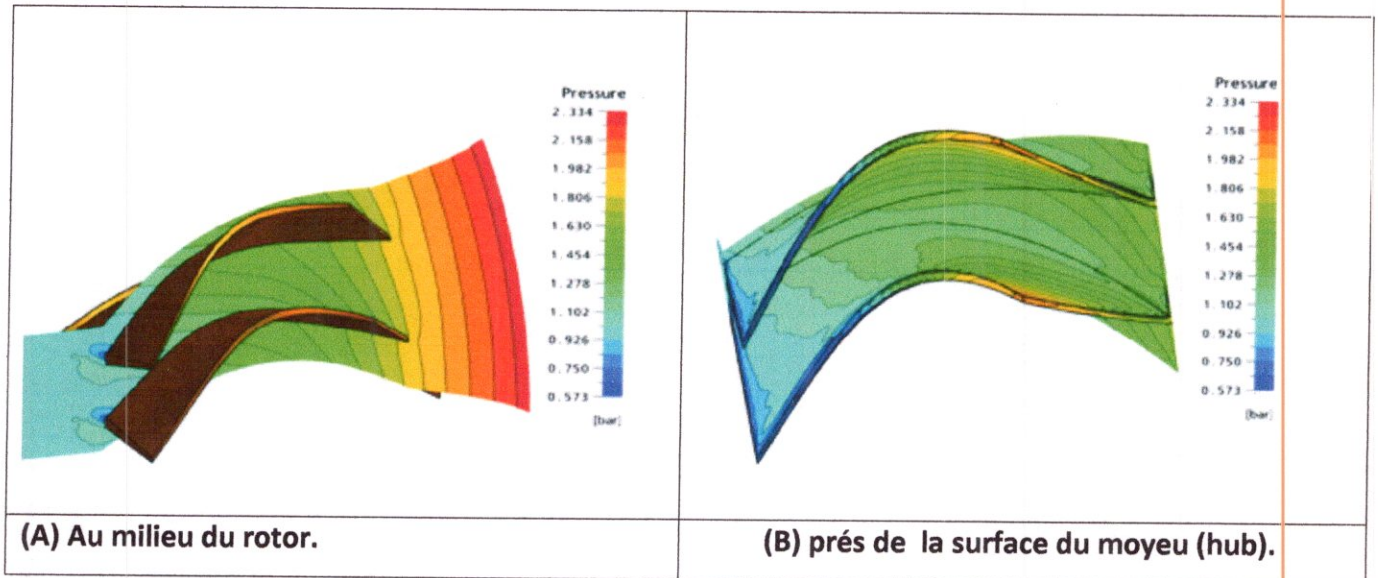


Figure 4.17 : Contours de pression pour une turbine à 18 aubes.

Pour les contours **(A)**: On remarque que la pression commence à diminuer au fur et à mesure qu'on s'éloigne de l'entrée où sa valeur est maximale jusqu'au ce qu'elle atteigne le minimum à la sortie.

On remarque la même chose pour les contours **(B)**, mais une chose est clair, c'est que les valeurs de pression dans les contours **(A)** sont plus importantes que celles des contours **(B)**.

4.2. Les graphes:

- La puissance du rotor:

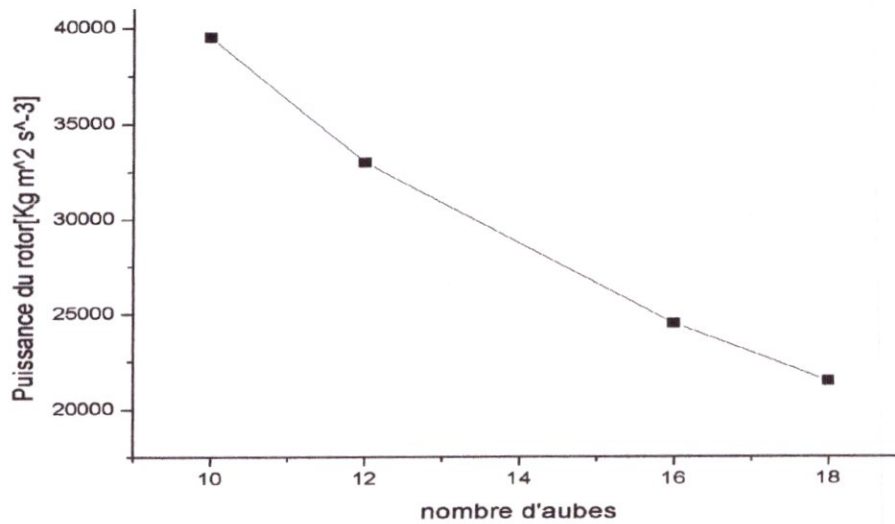


Figure 4.18: Variation de la puissance du rotor en fonction du nombre d'aubes.

- Rapport de pression totale :

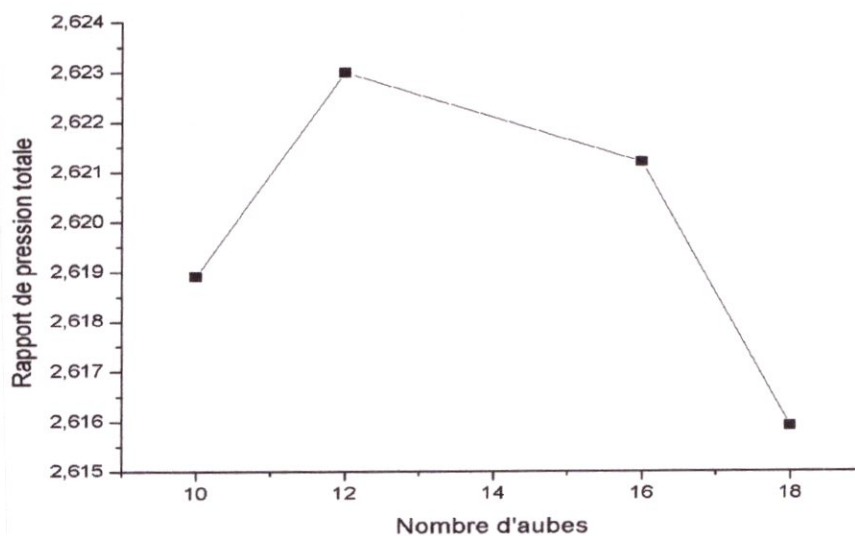


Figure 4.19 : Variation du rapport de pression totale en fonction du nombre d'aubes.

➤ Le rendement

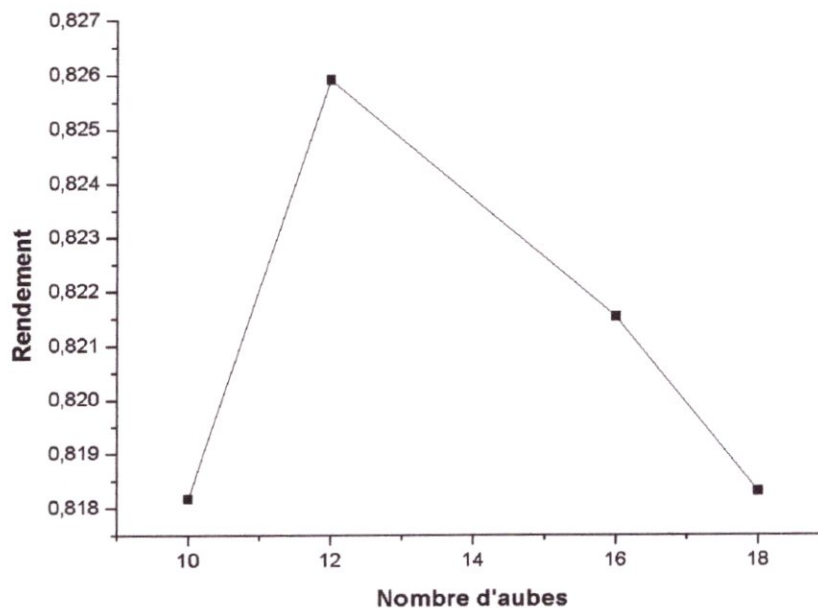


Figure 4.20 : Variation du rendement en fonction du nombre d'aubes.

D'après **les figures** précédentes, on peut conclure que la synthèse des résultats avec les conditions de conception déjà citées auparavant, a prouvée que la puissance de la turbine diminue progressivement avec l'augmentation du nombre d'aubes et que le rotor à **12** aubes a bien atteint le maximum du rendement de la turbine, ceci peut être expliquer par la chute importante de la pression totale dans le roto

4.3. Caractéristique de la performance [22] :

On a aussi simulé l'effet de la vitesse de rotation du rotor et les conditions d'écoulement à l'entrée de la turbine sur les performances d'une turbine semi-axiale de 10 aubes. Les conditions des testes numériques sont donnés dans le tableau. Elles sont prises des données expérimentales de **Chen et al (1996)** d'un banc d'essai à froid. Ce type de banc d'essai permet de réduire le coup des instruments de mesure ainsi de voir le comportement de la machine en dehors des conditions de conception.

Vitesse de rotation (tr/min)	Température totale à l'entrée (°K)	Pression totale à l'entrée (bar)	Débit massique (kg/s)
29500 (50%)	333,82	1,218 ~ 1,545	0,188 ~ 0,362
41300 (70%)	333,82	1,445 ~ 2,065	0,292 ~ 0,559
59700 (100%)	341,79	1,902 ~ 3,138	0,455 ~ 0,897

Tableau 4.2 : Les conditions des tests Numérique.

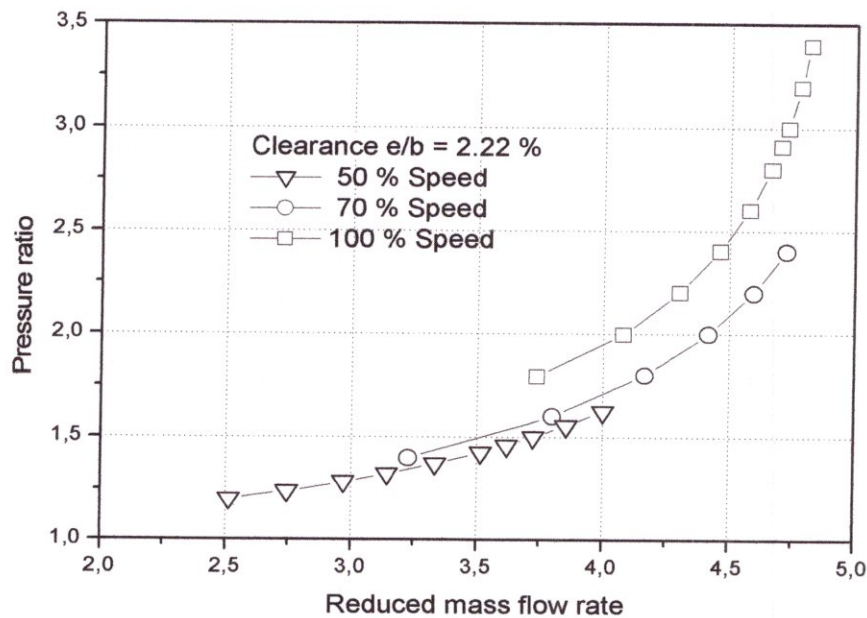


Figure 4.21 : Caractéristiques du débit Massique.

Les courbes du taux de détente en fonction du débit réduit sont calculés à l'aide de l'équation (1) sont représentés dans la figure (4.21).

L'équation (1):

$$m_r = 10^5 \dot{m} \sqrt{T_{in^+}} / P_{in^+}$$

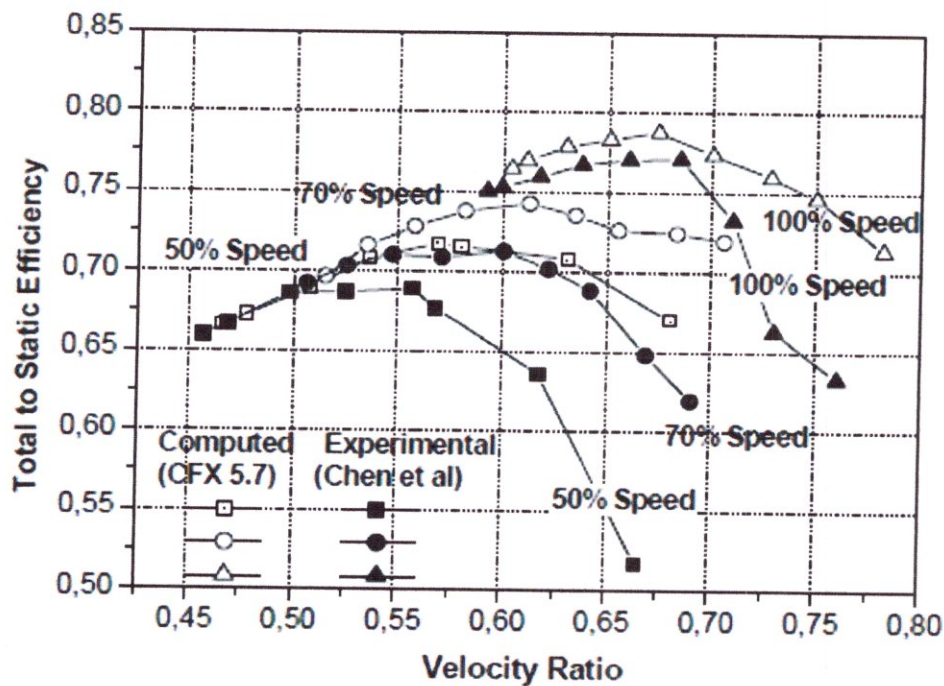


Figure 4.22 : Rendement Total à statique en fonction du rapport de vitesse.

Les caractéristiques du rendement total à statique calculé à l'aide de l'équation (2) sont présentées dans la figure (4.22).

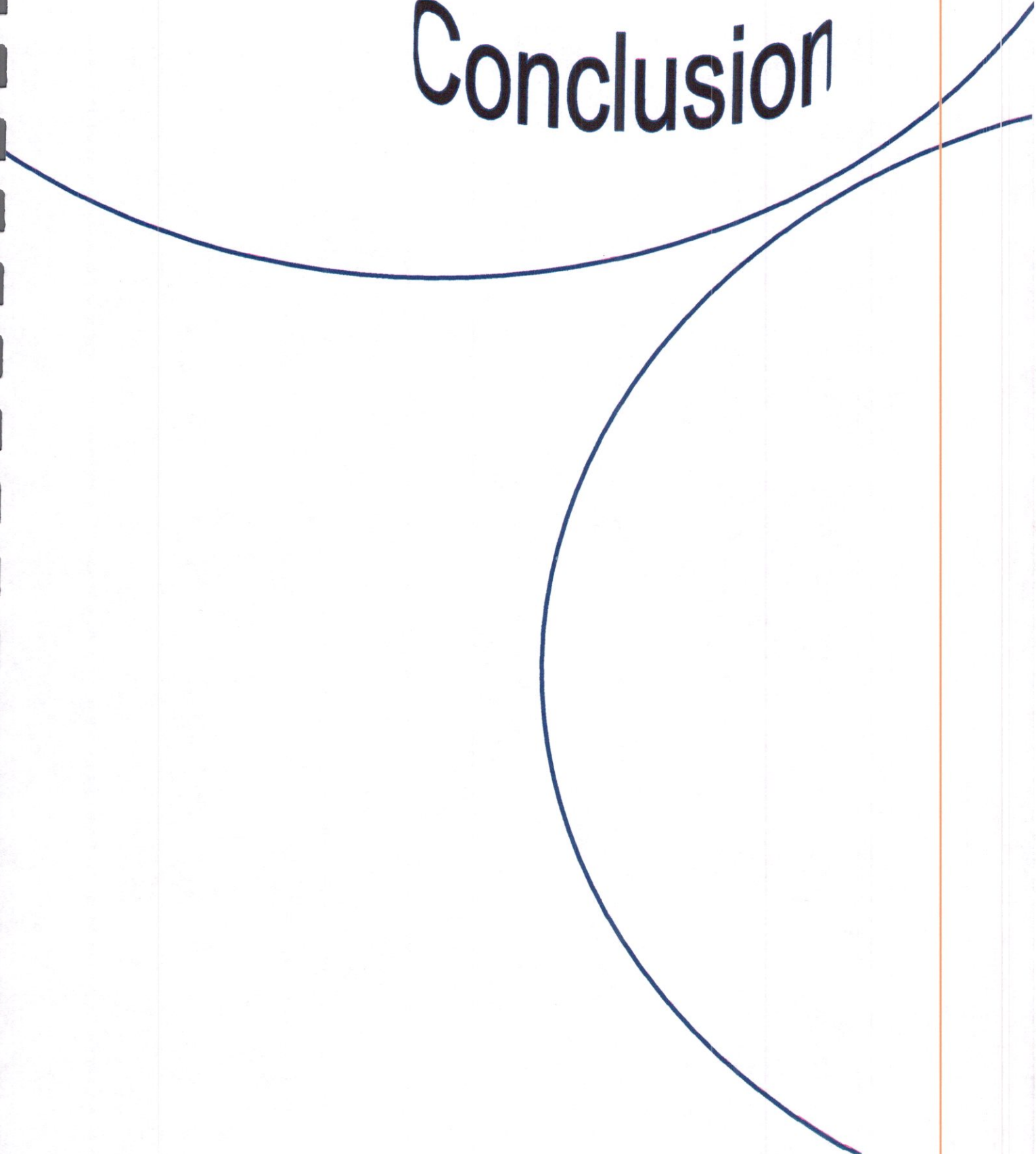
L'équation (2) :

$$\eta_{TS} = (h_{in^+} - h_{out}) / C_p T_{in^+} [1 - (P_{out} / P_{in^+})]^{(\gamma-1)/\gamma}$$

Les Figures (4.21) à (4.22) montrent l'influence de la vitesse de rotation sur les caractéristiques de performances de la turbine. La Figure (4.24) montre une comparaison des résultats numériques avec les données expérimentales de **Chen et al (1996)**.

Le rendement calculé est légèrement surestimé par comparaison à l'expérimentale. Bien qu'un accord raisonnable soit obtenu à chaque vitesse de rotation pour les hauts rapports de pression, le modèle de turbulence utilisé dans ce calcul ne prévoit pas le rendement correct aux rapports de pression inférieure. Cette défection peut être attribuée au modèle de turbulence utilisé dans cette simulation. Les caractéristiques du rendement de la figure (4.24) prouvent clairement que le rendement maximal de la turbine semi-axiale à chaque vitesse de rotation se produit à un faible rapport de vitesse en comparaison à la valeur habituelle de 0,70 pour une turbine radiale. Il est clair que le rendement maximal dépend de la vitesse de rotation.

Conclusion



Conclusion Générale

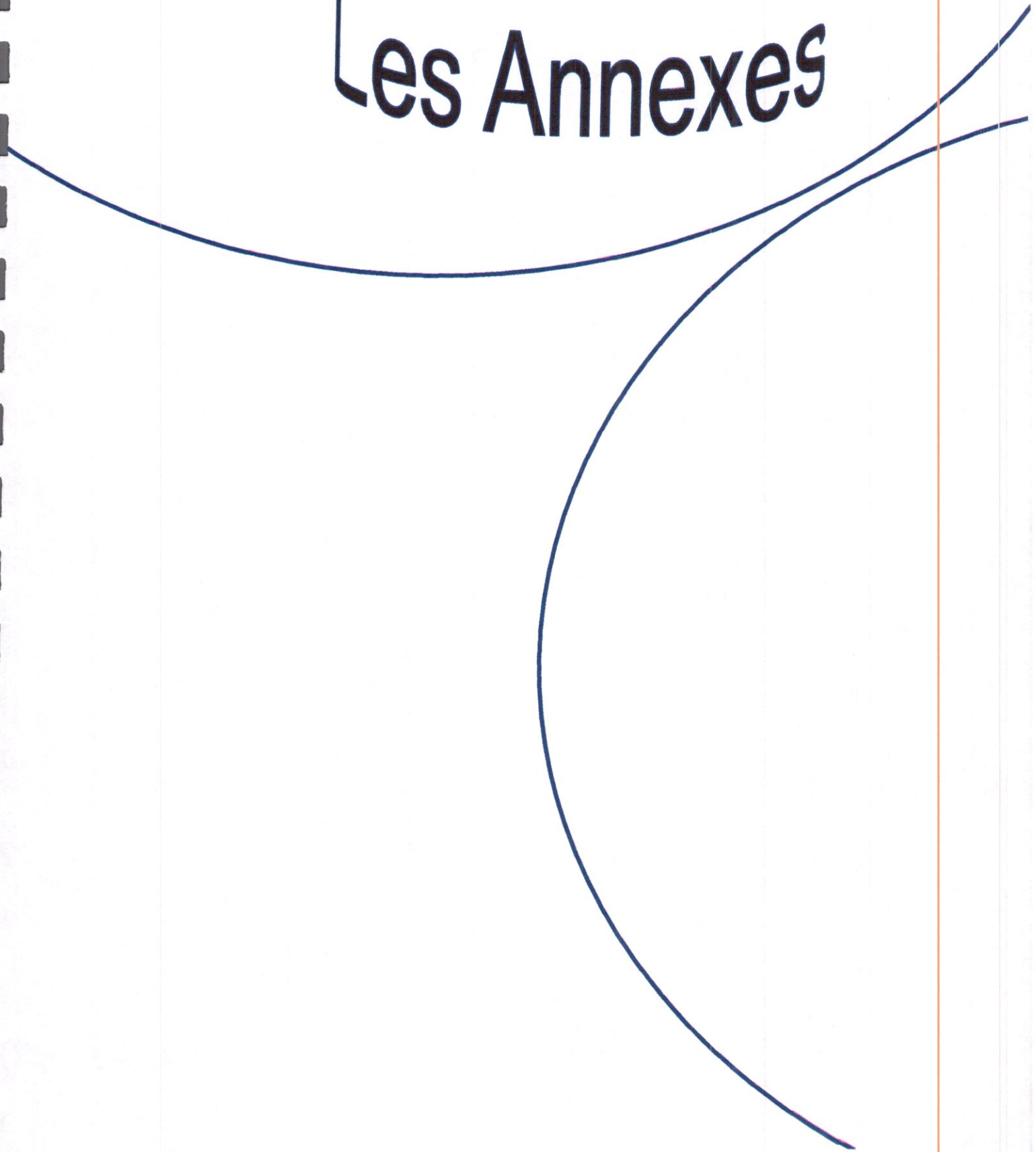
Des simulations numériques ont été effectuées, pour prévoir les performances dans l'état stationnaire d'une turbine semi-axiale, les logiciels **SOLIDWORKS** et **GAMBIT** sont employés pour établir la géométrie et pour le maillage et le code de calcul **FLUENT** qui a permis de construire des images instantanées en trois dimensions des contours de pression, du champ des vecteurs de vitesse et des lignes de courants...etc.

Les résultats calculés présentés sous forme des caractéristiques du débit massique et du rendement total à statique sont en bonne concordance avec des résultats expérimentaux. Les caractéristiques du débit massique sont bien prédites. La détente de l'air à travers les sections de passages entre les aubes est exprimée par une chute de la pression statique, celle-ci peut produire une augmentation importante de l'énergie cinétique du fluide. Donc il est clair que pour un écoulement stationnaire et pour une turbine semi-axiale, le rendement total à statique peut atteindre des valeurs maximales pour des rapports de vitesses inférieurs à 0.7 c'est-à-dire le rapport habituel d'une turbine radiale.

Il a été remarqué que le nombre d'aubes favorable correspond à 12, la géométrie ayant 12 aubes sera donc suffisamment fiable pour dire que le rendement de la turbine a bien atteint le maximum.

Cependant une autre alternative qui peut faire l'objet d'une recherche ultérieure nous paraît intéressante à explorer. Elle consiste à reprendre la présente étude en introduisant éventuellement des modèles de turbulence plus sophistiqués : en l'occurrence des modèles du second ordre. Il semble donc très intéressant de poursuivre la recherche dans cette direction.

Les Annexes



ANNEXE SOLIDWORKS

Les étapes de conception de géométrie :

- Sélectionnez le de face, puis cliquez l'esquisse 3D.
- Créez les points définissant le domaine inter aube de turbine semi-axial.

Les cordonnez suivant :

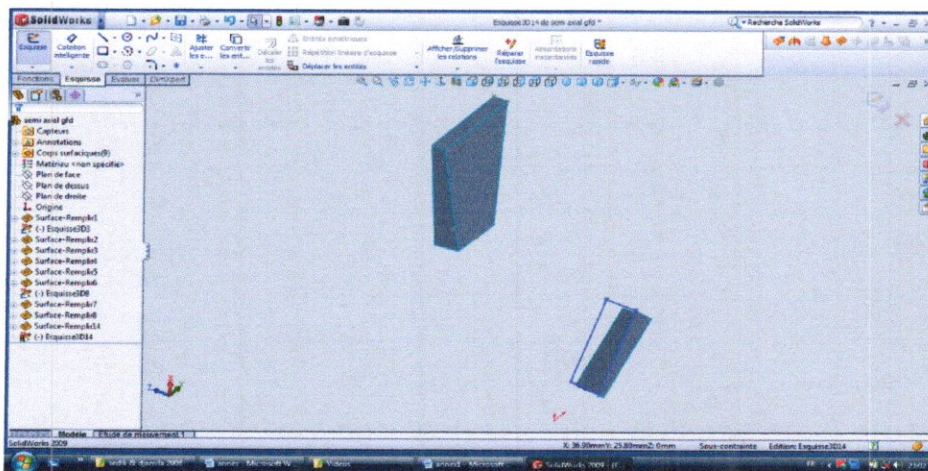
	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
1	0.0843	0.1118	-0.033
2	0.1147	0.0802	-0.033
3	0.0256	0.034	-0.033
4	0.0349	0.0244	-0.033
5	0.3452	0.058	0.1147
6	0.3462	-0.0515	0.1147
7	0.3462	-0.0515	0.1300
8	0.3452	0.058	0.13
9	0.1147	0.0802	0.00
10	0.1971	0.0338	0.104
11	0.1974	0.0323	0.13
12	0.0843	0.1118	0.00
13	0.0271	0.0359	0.00
14	0.1002	0.0978	0.00
15	0.0340	0.0294	0.00
16	0.0306	0.0329	0.00
17	0.2000	0.0021	0.104
18	0.2000	0.0003	0.13
19	0.2000	0.0029	0.104
20	0.2000	0.0017	0.13
21	0.1013	0.0967	0.00
22	0.2000	-0.0288	0.104
23	0.0369	0.0258	0.00
24	0.1977	-0.0303	0.13
25	0.0676	0.0630	0.00
26	0.0727	0.0509	0.00

ANNEXE SOLIDWORKS

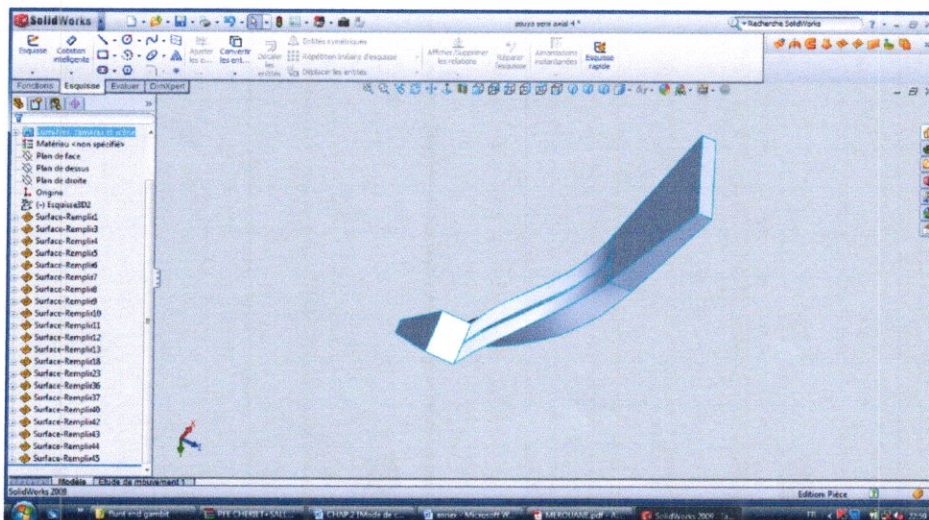
27	0.00	0.00	0.00
28	0.0843	0.1118	-0.033
29	0.0349	0.0244	-0.033
30	0.0256	0.0340	-0.033
31	0.1147	0.0802	-0.033

Dans le solidworks (m).

- Cliquez sur l'esquisse 3D puis cliquez sur ligne. Tracez les lignes en respectant l'ordre des points.










- Cliquez sur remplir surface .Cliquez sur l'esquisse 3D puis cliquez sur spine et tracez les courbes.
- Cliquez sur remplir surface.
- On suit les mêmes étapes pour faire la construction de la géométrie.






ANNEXE GAMBIT

❖ Choisir File → Import → Acis.

2. Préparer la géométrie pour le maillage :




- Pour créer un volume du domaine d'écoulement, choisir le bouton de commande de Face  sous la géométrie et le bouton de création du bouton de wireframe  sous Face.
- Après, un volume doit être créé using les Faces produits dans les étapes précédant choisit le bouton de commande de volume  sous la géométrie et choisit le bouton de Face de point . Quand tous les Faces sont choisis, cliquer Apply.
- Sous des opérations booléennes, choisir le bouton de Subtract . Choisir le volume de domaine en maintenant le bouton de décalage et gauche-cliquant sur n'importe quel Face du volume de domaine d'écoulement.
- Après, gauche-cliquer dans le Subtract Volumes mettre en place pour lui faire l'active. Tout en maintenant le bouton de décalage, gauche-cliquer sur n'importe quel visage du volume d'aile. choisir Apply.
- Créer un Face sur la géométrie en choisissant le bouton de commande de Face dessous .
- la géométrie et le bouton de création du wireframe  se boutonnent sous le Face. Maintenir le bouton de décalage et choisir le bord supérieur et le rebord inférieur de l'aile de racine gauche-cliquant sur eux. choisir Apply.

2. Maillage de Face :



- choisir le bouton de commande de Mesh dessous .
- l'opération, choisissent alors le bouton de commande de . Choisir le bouton de .
- Choisir les Faces. Puis choisir Apply.

ANNEXE GAMBIT

3. Maillage de volume :

- Choisir le bouton de commande de Mesh dessous .
- L'opération, choisissent alors le bouton de commande de . Choisir le bouton de .
- Gauche-cliquer en volumes de mettent en place pour lui faire l'active, puis pour maintenir le bouton de décalage et gauche-cliquent n'importe où sur le volume de domaine d'écoulement pour le choisir. Le volume entier tournera le rouge.
- Maintenir toutes autres valeurs par défaut dans la zone de dialogue, et le choisir Apply. Quand la maille de volume est accomplie

4. Attribution Boundary Conditions :

- Choisir le bouton de commande de zones sous l'opération . Après, choisir spécifier les types bouton de frontière de commande sous des zones .
- En ce moment, sauvegarder la maille de diamant. choisir **file** → **Save As** de dossier sauvegarder comme et choisir un nom pour la maille.
- La dernière étape est d'exporter la maille vers Fluent solver, **select File** → **Export** → **Mesh**.

ANNEXE FLUENT

1. Importation de la géométrie (*.MSH) :

Pour commencer la simulation il faut importer le fichier (*.msh) généré sous Gambit.
File → Read → Case...

2. Vérification du maillage importe :

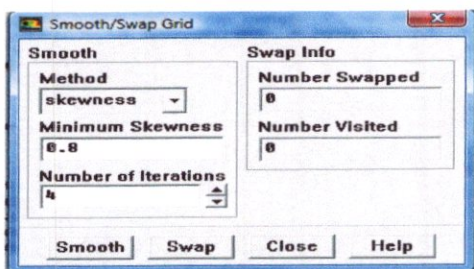
Grid → Check

Ceci permet de vérifier si le maillage importé ne contient pas d'erreurs ou de volumes négatifs.

3. Lissage du maillage (Smooth and swap the grid) :

Grid → Smooth/Swap...

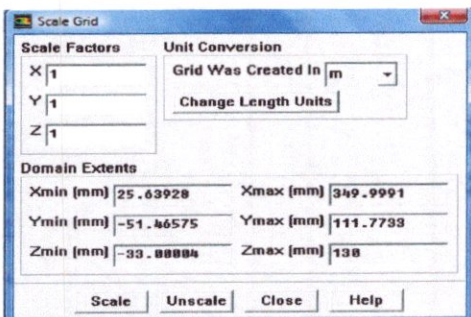
Pour s'assurer de la qualité du maillage, il est pratique de lisser le maillage, cliquez sur le bouton Smooth puis sur le bouton Swap. Répétez jusqu'à ce que FLUENT affiche que zéro faces sont swapped.



4. Vérification de l'échelle :

Grid → Scale

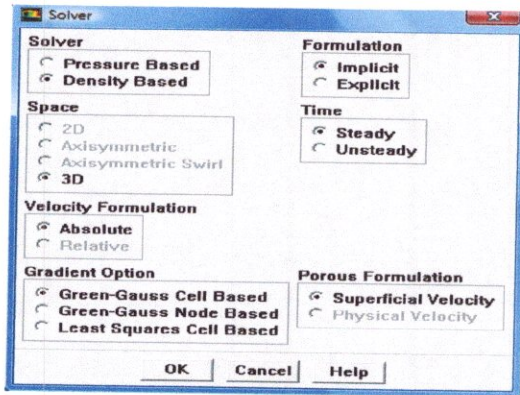
Il faut toujours vérifier que les dimensions affichées correspondent aux dimensions physiques du problème.



5. Choix du solveur :

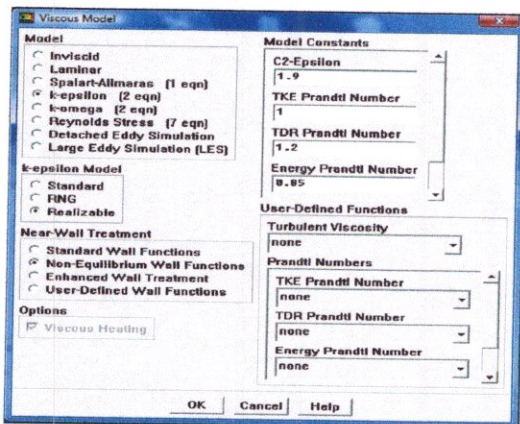
Define → Models → Solver...

ANNEXE FLUENT



6. Modélisation de la turbulence :

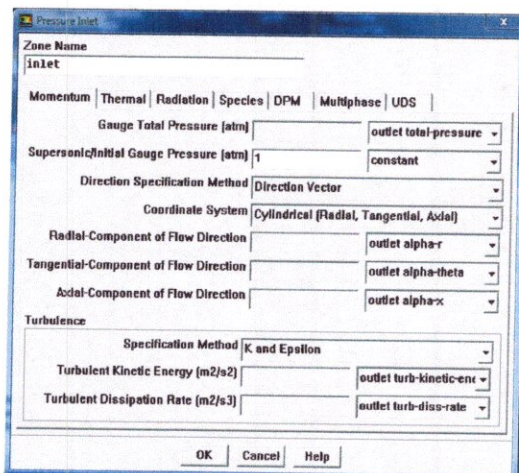
Define → Models → Viscous



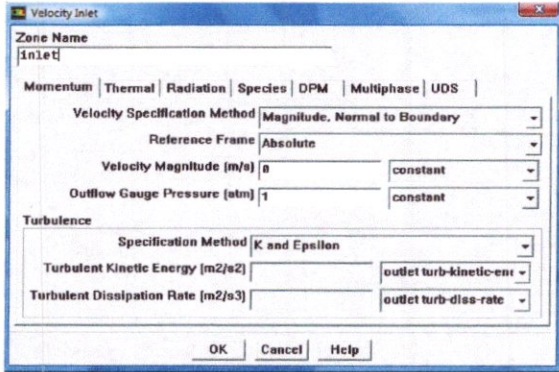
7. Les conditions aux limites:

Define → Boundary → Conditions

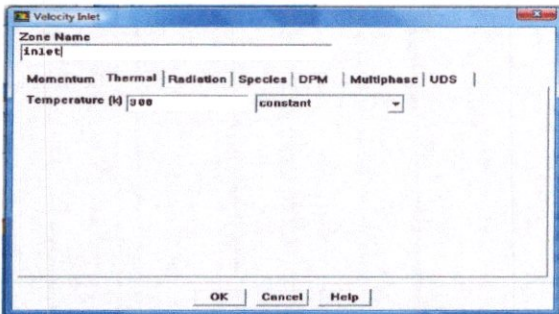
Conditions d'entrée:



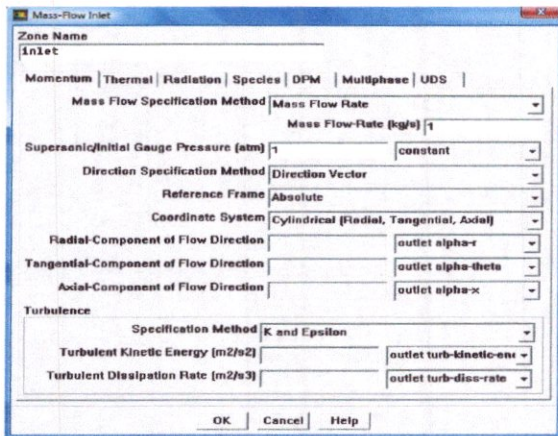
ANNEXE FLUENT



Velocity Inlet dialog box. Zone Name: inlet. Momentum | Thermal | Radiation | Species | DPM | Multiphase | UDS. Velocity Specification Method: Magnitude, Normal to Boundary. Reference Frame: Absolute. Velocity Magnitude [m/s]: 0 constant. Outflow Gauge Pressure [atm]: 1 constant. Turbulence Specification Method: K and Epsilon. Turbulent Kinetic Energy [m2/s2]: outlet turb-kinetic-enu. Turbulent Dissipation Rate [m2/s3]: outlet turb-diss-rate. Buttons: OK, Cancel, Help.

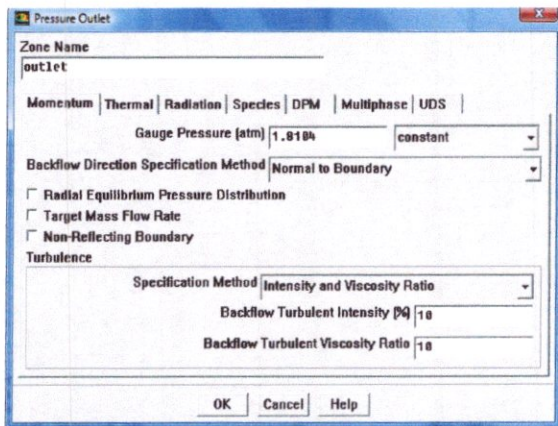


Velocity Inlet dialog box. Zone Name: inlet. Momentum | Thermal | Radiation | Species | DPM | Multiphase | UDS. Temperature [K]: 300 constant. Buttons: OK, Cancel, Help.



Mass-Flow Inlet dialog box. Zone Name: inlet. Momentum | Thermal | Radiation | Species | DPM | Multiphase | UDS. Mass Flow Specification Method: Mass Flow Rate. Mass Flow Rate [kg/s]: 1. Supersonic/Initial Gauge Pressure [atm]: 1 constant. Direction Specification Method: Direction Vector. Reference Frame: Absolute. Coordinate System: Cylindrical (Radial, Tangential, Axial). Radial-Component of Flow Direction: outlet alpha-r. Tangential-Component of Flow Direction: outlet alpha-theta. Axial-Component of Flow Direction: outlet alpha-x. Turbulence Specification Method: K and Epsilon. Turbulent Kinetic Energy [m2/s2]: outlet turb-kinetic-enu. Turbulent Dissipation Rate [m2/s3]: outlet turb-diss-rate. Buttons: OK, Cancel, Help.

Conditions de sortie:

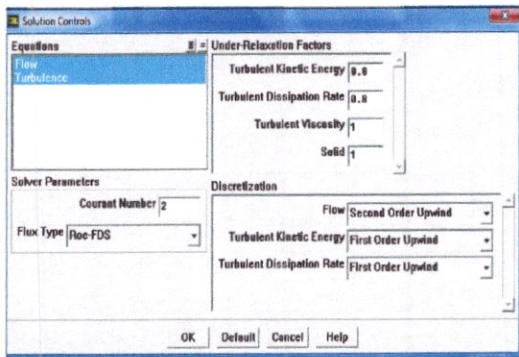


Pressure Outlet dialog box. Zone Name: outlet. Momentum | Thermal | Radiation | Species | DPM | Multiphase | UDS. Gauge Pressure [atm]: 1.8104 constant. Backflow Direction Specification Method: Normal to Boundary. Radial Equilibrium Pressure Distribution. Target Mass Flow Rate. Non-Reflecting Boundary. Turbulence Specification Method: Intensity and Viscosity Ratio. Backflow Turbulent Intensity [%]: 10. Backflow Turbulent Viscosity Ratio: 10. Buttons: OK, Cancel, Help.

8. Solution:

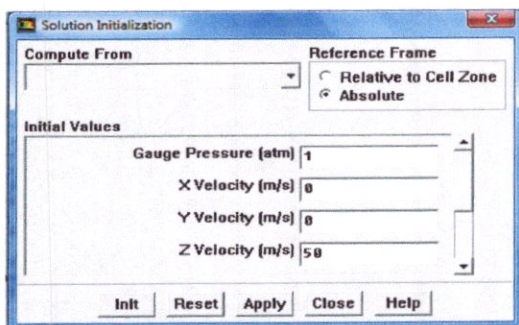
Solve → Controls → Solution

ANNEXE FLUENT



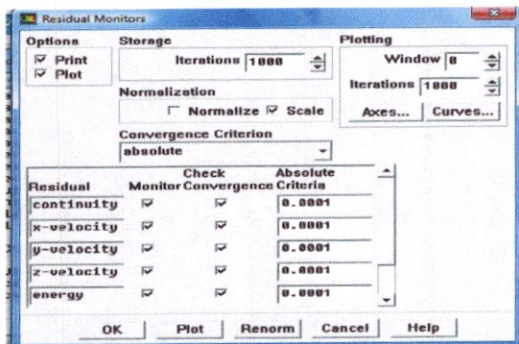
9. Initialiser les calculs utilisés :

Solve → Initialize → Initialize



10. Vérifier les résidus des calculs :

Solve → Monitors → Residual

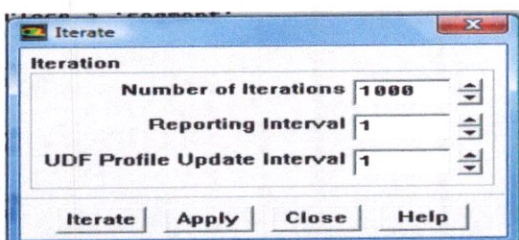


11. Sauvegarder le fichier case (Nom.cas) :

File → Write → Case

12. Commencer les calculs après le choix du nombre des itérations :

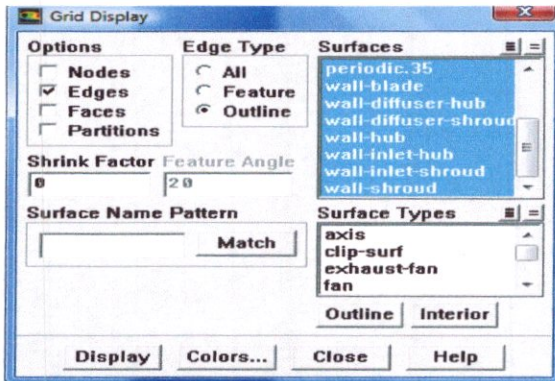
Solve → Iterate



ANNEXE FLUENT

13. Affichage de la grille :

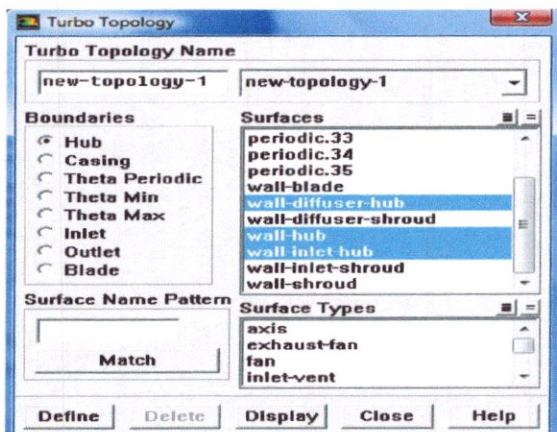
Display → Grid



- Sous des options, garder le choix de défaut Edges.
- Sous le type Edges, choisir l'Outline.
- Ne pas sélectionner toutes les surfaces, et puis cliquer dessus Outline au fond du panneau.
- Cliquer Display.
- Utiliser votre bouton de souris gauche pour tourner la vue.

14. Définition de topologie :

Define → Turbo Topology...



- Spécifier les surfaces représentant le hub.
 - Sous Boundaries, garder le choix de défaut du hub.
 - Dans les surfaces énumérer, choisir les surfaces qui représentent le hub (wall-diffuser-hub, wall-hub, et wall-inlet-hub).
- Spécifier les surfaces représentant l'enveloppe.
 - Sous Boundaries, choisir Casing.
 - Dans les surfaces énumérer, choisir (wall-diffuser-shroud, wall-inlet-shroud, et wall-shroud).

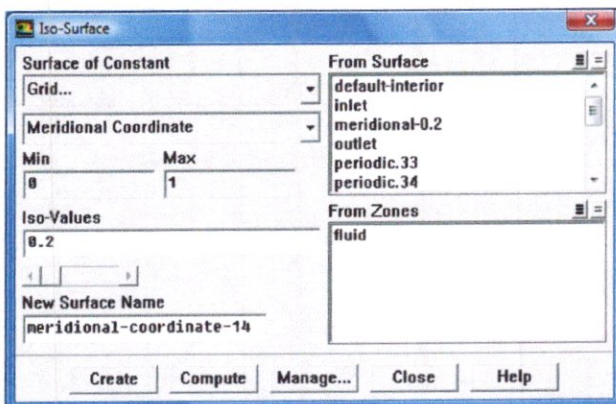
ANNEXE FLUENT

- Spécifier les surfaces représentant les frontières périodiques (Boundaries).
 - Sous Boundaries, choisir Theta Periodic.
 - Dans les surfaces énumérer, choisir periodic.33, periodic .34, et periodic .35 .
- Spécifier la surface représentant inlet.
- Spécifier la surface représentant outlet.
- Spécifier la surface représentant Blade.
- Garder le nom turbo Topology de new-Topology-1.
- Cliquer Define pour placer toutes les frontières.

15. création d'iso-surface :

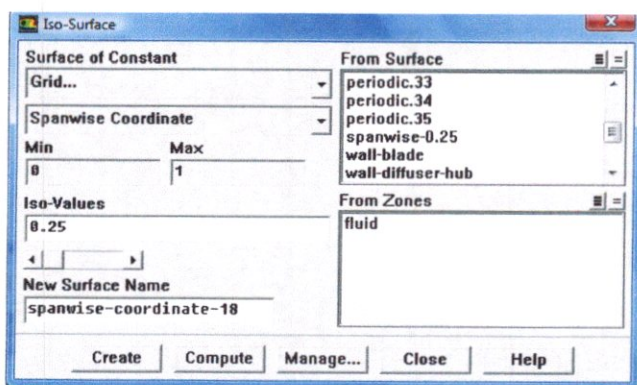
Surface → Iso-Surface...

- Créer les surfaces de la coordonnée méridionale constante.



- Dans la surface of constant, choisir Grid. et Meridional coordinate.
- Ecrire 0.2 Iso-values des dessous.
- Ecrire meridional-0.2 sous le nouveau nom extérieur.
- Cliquer Create.
- Répéter les étapes ci-dessous sur des surfaces Define des coordonnées méridionales égales à 0.4, à 0.6 et à 0.8.
- Créer les surfaces de la coordonnée dans le sens de l'envergure constante.
 - Dans la surface of constant drop-down constant, choisie Grid et Spanwise coordinate.
 - Ecrire 0.25 sous Iso-values.
 - Ecrire spanwise-0.25 sous New surface Name.
 - Cliquer Create.
 - Répéter les étapes ci-dessus sur des surfaces de define des spanwise coordinates égales à 0.5, et à 0.75.

ANNEXE FLUENT



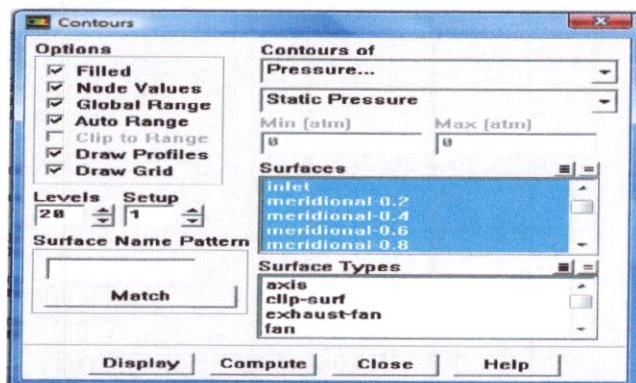
16. contours :

➤ Tracer les découpes remplies de la pression sur les isosurfaces méridionaux.

Display → Contours...

Sous des options, choisir Filled.

- Choisir Pressure et static Pressure dans contours des listes drop-down.
- Dans les surfaces énumérer choisir inlet, meridional-0.2, meridional-0.4, meridional-0.6, meridional-0.8, outlet.
- Sous des options choisir Draw Grid, et maintenir les arrangements courants dans le panneau de Grid Display.
- Cliquer Display dans contours.
- Tourner et bourdonner l'affichage dans utilise les boutons de souris gauche et moyens respectivement, pour obtenir la vue montrée.



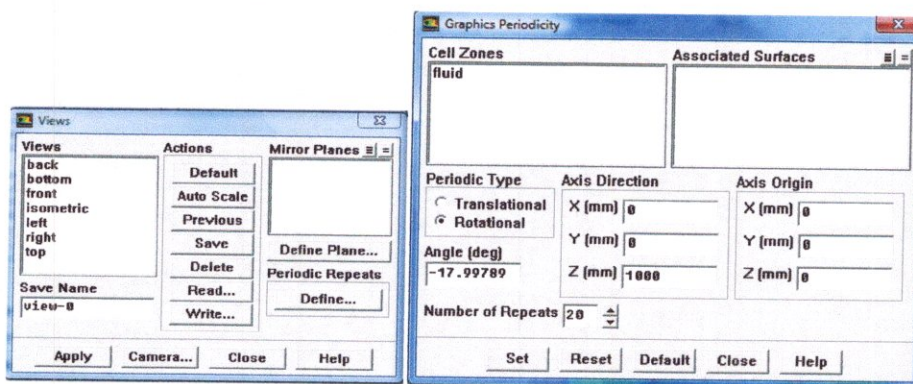
- découpes remplies par parcelle de terrain du nombre de mach.
- Choisir Velocity et Mach number dans contours des listes drow-down.
- Cliquer Display.
- Tracer les découpes remplies du nombre de mach sur les iso-surfaces dans les sens de l'envergure.
- Dans les surfaces énumérer, ne pas sélectionner toutes les surfaces et puis choisir spanwise-0.e5, spanwise-0.5, spanwise-0.75.
- Cliquer Display.

ANNEXE FLUENT

- Montrer une image de 360 degrés des découpes de nombre de mach sur le 0.5 iso-surface dans le sens de l'envergure.
- Afficher à nouveau contours juste sur le 0.5 iso-surface dans le sens de l'envergure.
- Dans les surface énumérer ne pas sélectionner spanwise-0.25, spanwise-0.75.
- Cliquer Display.
- Montrer la pleine géométrie de 360 degrés.

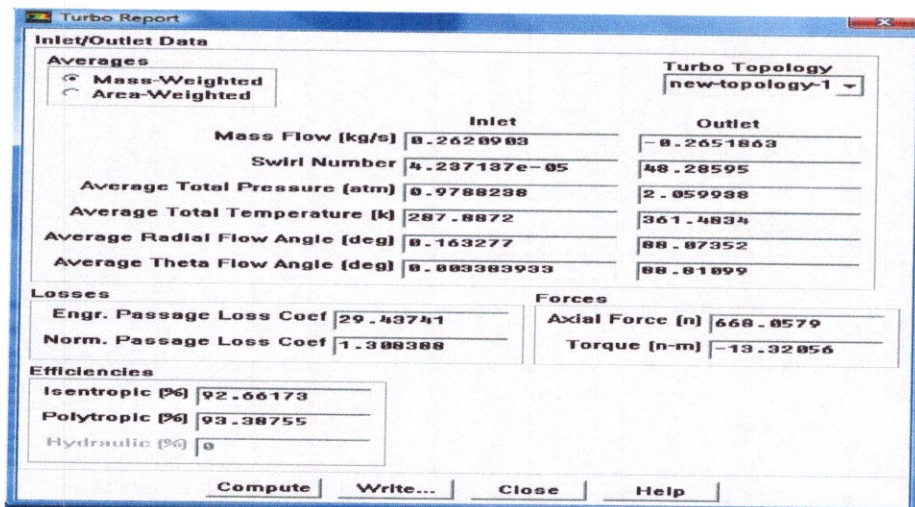
Display → Views...

- Réglées Periodic Repeats au clic 20.
- Cliquer Apply.



17. Quantités de turbo de reportage :

Turbo → Report...



- Sous Averages, maintenir Mass-weighted.
- Cliquer Compute.

18. Découpes ramenées à une moyenne :

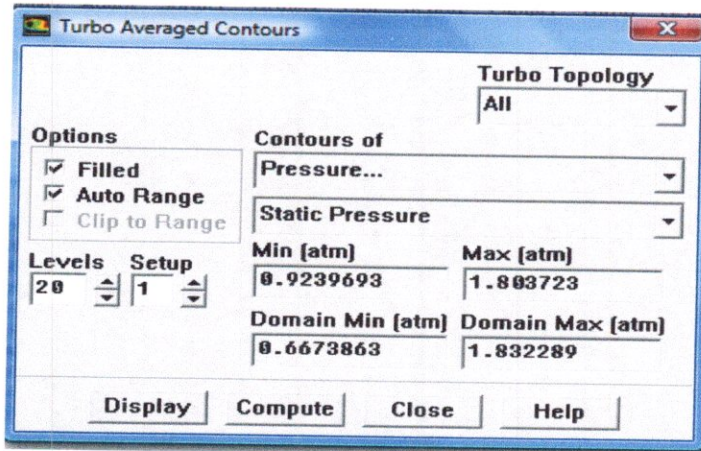
- Arrêter les répétitions périodiques.

Display → Views

ANNEXE FLUENT

- Dans le panneau View, écrire 0 dans le domaine.
- Cliquer Apply.
- Découpes remplies par affichage de pression statique ramenée à une moyenne.

Turbo → Averaged Contours...



- Dans contours des listes drop-down, Pressure et Static Pressure.
- Cliquer Display.

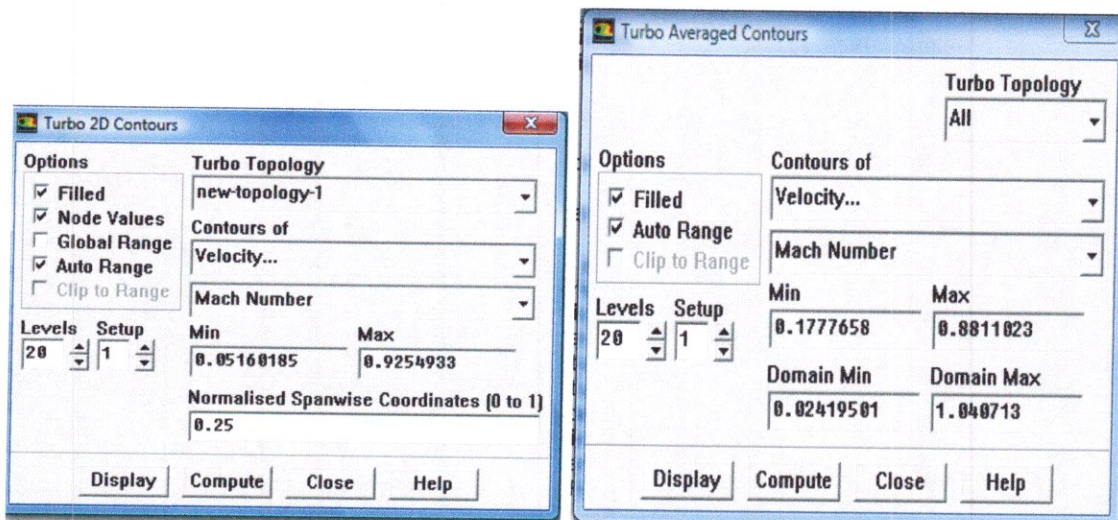
19. 2D Découpes :

- Montrer les 2D coupes du nombre de mach.

Turbo → 2D Contours...

- Dans les contours des listes drop-down, choisir la Velocity et Mach Number .
Sous fraction distance, écrire 0.25.

Turbo → Averaged Contours...



- Dans contours des listes drop-down, Velocity et Mach Number.
- Cliquer Display.

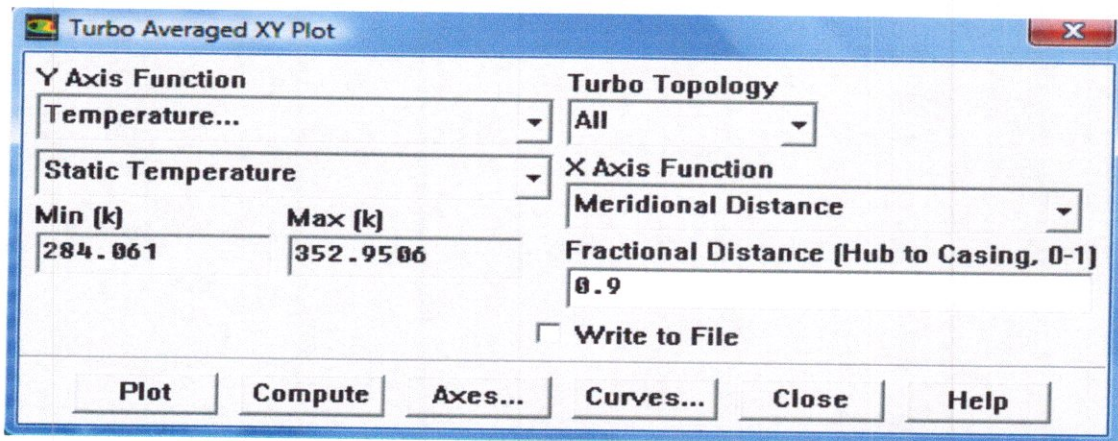
ANNEXE FLUENT

20. Parcelles de terrain DE X/Y ramenées à une moyenne :

- La température de parcelle de terrain en fonction de la coordonnée méridionale.

Turbo → Averaged XY Plot...

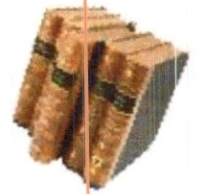
- Dans les listes drop-down Y Axis Function, choisir Temperature et Static Temperature.
- Dans les listes drop-down X Axis Function, choisir Meridional Distance.
- Sous Fractional Distance, écrire 0.9.



- Cliquez Plot.



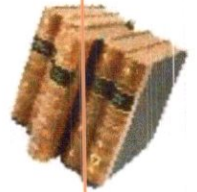
Bibliographie



- [1] **M.ABIDAT**, 1991 Design and testing of a Highly Loaded Mixed Flow Turbine. PhD Thesis, Imperial College, London.
- [2] **M. Chen, M. ABIDAT, M. Baines**, N. C. & Firth, M. R. 1992 the effect of blade loading in radial and mixed flow turbines. ASME, Paper 92-GT-92.
- [3] **ARCOUMANIS, C. Hakeem, I. Martinez-Botas, R.F. Khezzar, L. & Baines**, N.C. 1995 Performance of a mixed flow turbocharger turbine under pulsating flow conditions. ASME, Paper 95-GT-210.
- [4] **M.ABIDAT, M. HACHEMI, M. HAMIDOU, M. k. & Baines**, N.C. 1998 Prediction of the steady and non-steady flow performance of a highly loaded mixed flow turbine. Proc, **Mechel, Journ.** Power and Energy, Vol 212, Part A.
- [5] **M. ABIDAT** and **M. HACHEMI**. 2005 Off design performance analyses of a turbocharger mixed flow turbine, 6th Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics. 7-11 March, 2005 Lille, France.
- [6] **JACK D.MATTINGLY**: Elements of Gas Turbine Propulsion [1996].
- [7] **RI.LEWIS**: TURBOMACHINRY PERFORMANCE ANALYSIS [1996].
- [8] **Sébastien CANDEL** : Mécanique des Fluides cours [2000].
- [9] **L^{nt} MOSTEFAI** : Etude du champ hydrodynamique autour d'un corps immergé. PFE 2006(l'Université des sciences et de Technologie d'Oran U.S.T.O).
- [10] et [11] **MEHERWAN.P.BOYCE**: Gas Turbine Engineering Handbook (Third Edition) [2006].
- [12] **P. CHASSAING** : Turbulence en mécanique des fluides CEPADUES-EDITION [2007].
- [13] **M. ABIDET** : Cours turbomachine 5iem année ingénieur pilote(E.S.P)
(Professeur a l'Université des sciences et de Technologie d'Oran U.S.T.O).
- [14] **Th.ING.pilot.Encad.M.AZZI Abbés**. Investigation numérique d'un écoulement d'air autour d'une pale d'hélice.2008. (E.S.P)
- [15] **TONY GIAMPAOLO, MSME, PEF**: Gas Turbine Handbook: Principales and Practices (3rd Edition) [2006].
- [16] **R. BIDARD, J. BONNIN** : Energétique et Turbomachines Eyrolles [1997].
- [17] **Th.ING.pilot.Encad.M.IMINE BACHIR**. Etude numérique d'un écoulement autour d'une aile avec volets hypersustentateur.2008. (E.S.P).



Bibliographie



- ◆ [18] **PATANKAR, S. V. & Spalding, D. B.** 1972 A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows. *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, vol.15.
- ◆ [19] **M. Chen, M. ABIDAT, M. Baines, N. C. & Firth, M. R.** 1992 the effect of blade loading in radial and mixed flow turbines. ASME, Paper 92-GT-92.
- ◆ [21] **N. KARAMANISK, R F. Martinez, Botas and C C.SU.** 2001 Inlet and Exit Flow under Steady and Pulsating Conditions, ASME. *Journal of Turbomachinery*.
- ◆ [22] **SID ALI LITIM, MILOUD ABIDAT & MOHAMMED HAMEL.** thèse doctorat d'état. 'Influence de la géométrie sur les performances d'un turbine semi-axiale de suralimentation'. 1991.

R.COMOLET : mécanique expérimentale des fluides, Tome II, 4ème édition, Masson [1976].

R.COMOLET : mécanique expérimentale des fluides, Tome I, DUNOD.



Internet:

- ◆ <http://www.techno-science.net/?onglet=glossaire&definition=258>
- ◆ http://fr.ca.encarta.msn.com/encyclopedia_761563866_5/turbine.html
- ◆ <http://fr.wikipedia.org/wiki/Turbine>
- ◆ <http://home.scarlet.be/comicstrip/turbine.htm>