

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE

UNIVERSITÉ IBN-KHALDOUN DE TIARET

FACULTÉ DES SCIENCES APPLIQUÉES

DÉPARTEMENT DE GENIE Mécanique



MEMOIRE DE FIN D'ETUDES

Pour l'obtention du diplôme de Master

Domaine : Sciences et Technologie

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

THÈME

*Estimation numérique des pertes par frottement dans une turbine de
suralimentation et leurs effets sur l'efficacité*

Préparé par : *Meghezzi Mansour Abdellah
Bettahar Mohamed abdelaziz*

Soutenu devant le Jury :

Nom et prénoms :	Grade :	Qualité :
BELMILOUD MOUHAMED	MCB	President
KHALEDI SABRINA	MCB	Examineur
MEKROUSSI SAID	Pr	Examineur
MAZARI DJAMEL	MCA	Encadreur

Promotion 2023/2024



Remerciement :

Avant tout développement sur ce modeste travail de recherche, il apparait opportun de commencer ce mémoire par des remerciements aux personnes qui nous ont apporté leur soutien et qui ont ainsi contribué à l'élaboration de ce mémoire de Master « énergétique »

Nous remercions en premier lieu, Allah de nous avoir donné le courage, la patience et la force durant toutes ces années d'étude et la volonté pour la réalisation de ce modeste travail.

En préambule, nous tenons à exprimer tout notre reconnaissance, notre profonde gratitude et nos sincères remerciements à notre promoteur Dr. MAZARI DJAMEL. Nous le remercions de nous avoir encadrés, orientés, aidés et conseillés.

Nous remercions tous les enseignants du département génie mécanique pour leur contribution à notre formation estudiantine et le savoir qu'ils nous ont transmis durant notre cursus.

Notre reconnaissance est aussi exprimée aux membres de jury pour leur disponibilité et leur amabilité à juger le présent travail.

Nos plus chaleureux remerciements sont adressés à nos deux familles pour leur confiance, leur patience, leur soutien et leur amour durant toute notre carrière estudiantine.

Nous remercions du fond du cœur tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail.

A tous ces intervenants, nous présentons nos vifs remerciements, nos immenses respects et notre gratitude.



Dédicace :

**A mes parents, mes premiers amours, qui ont toujours été présents pour moi, à mon père
à ma mère, pour leurs sacrifices, leur amour, leur patience leur soutien et leurs
prières, je leur dédie ce travail ;**

**A ma chères sœurs et mon frère , que j'aime, pour leurs encouragements, leur appui et leur
générosité ;**

A toute ma grande famille.

A tous mes meilleurs amis.

A mon chère abdellah mansour, ami et binôme ;

**A tous mes amis que j'ai rencontrés à l'université de Ibn khaldoun , qui sont devenus ma
Deuxième famille ;**

A tous mes enseignants de département génie mécanique que je respecte tant ;

A toute personne qui m'est cher, et à tous ceux que ma réussite leur tient à cœur ;

Je dédie le fruit de mon très modeste travail.

Bettahar Mohamed abdelaziz



Dédicace :

**A mes parents, mes premiers amours, qui ont toujours été présents pour moi, à mon père
à ma mère, pour leurs sacrifices, leur amour, leur patience leur soutien et leurs
prières, je leur dédie ce travail ;**

**A ma chères sœurs et mon frère , que j'aime, pour leurs encouragements, leur appui et leur
générosité ;**

A toute ma grande famille.

A tous mes meilleurs amis.

A mon chère mohamed abdelazize, ami et binôme ;

**A tous mes amis que j'ai rencontrés à l'université de Ibn khaldoun , qui sont devenus ma
deuxième famille ;**

A tous mes enseignants de département génie mécanique que je respecte tant ;

A toute personne qui m'est cher, et à tous ceux que ma réussite leur tient à cœur ;

Je dédie le fruit de mon très modeste travail.

Meghezzi Mansour Abdellah

Liste des Figures

Figure I.1 : Schéma de fonctionnement de la suralimentation par turbocompresseur	5
Figure I.2 : le fonctionnement du turbocompresseur	7
Figure I.3 : L'écoulement d'une turbine radiale	7
Figure I.4 : Schéma d'une Turbine Radial	8
Figure I.5 : Evolution (h-S) de l'Écoulement dans une Turbine Radiale ou Semi-Axiale	9
Figure I.6 : Triangles des vitesses en entrée et sortie du rotor	10
Figure II.1 : illustre la position des nœuds dans une grille à éléments quadrilatéraux.	23
Figure II.2 : Définition des volumes de contrôles et des nœuds dans une grille triangulaire avec Les polygones de Voronoi.	23
Figure II.3 : Définition des volumes de contrôles et des nœuds dans une grille triangulaire avec Les polygones de Donald.	24
Figure II.4 : Présentation d'un élément triangulaire.	25
Figure III.1 : La structure générale du code ANSYS CFX	28
Figure III.2 : La fenêtre de l'ANSYS ICEM CFD.	29
Figure III.3 : La fenêtre de l'ANSYS CFX-Pre.	30
Figure III.4 : Fenêtre de l'ANSYS CFX-Solver	31
Figure III.5 : Fenêtre de l'ANSYS CFX- POST	32
Figure III.6 : Les lignes limitant la géométrie de Rotor	33
Figure III.7 : Les surfaces limitants la géométrie de la Rotor	33
Figure III.8 : Le Maillage de rotor	34
Figure III.9 : Variation De Taux de détente en fonction de débit adimensionnel	35
Figure III.10 : Variation de Couple en fonction de débit adimensionnel	36
Figure III.11 : Variation de l'efficacité totale-statique en fonction de débit adimensionnel	37
Figure III.12 : pertes par frottement dans le rotor en fonction de débit massique	37
Figure III.13 : Les pertes par vitesse restante en fonction de débit massique	38
Figure III.14 : Pertes par fuites internes (DHFI) en fonction du débit massique (\dot{m})	39
Figure III.15 : les vecteurs de vitesse de l'entrée vers la sortie de rotor	40
Figure III.16 : le contour de pression sur le rotor de Deux Débit	41
Figure III.17 : le contour de Vitesse sur l'aube de Deux Débit	42
Figure III.18 : le contour de pression sur le carter	43
Figure III.19 : les lignes de courant dans la turbine (rotor)	44

Liste des Abréviations

LETTRES ALPHABÉTIQUES

a	Vitesse du son	m/s
A	Section de passage	m ²
b	Hauteur de l'aube	m
Bs	Solidité de l'aube	
C	Périmètre de la section	m
C _f	Coefficient de frottement	
C _{f0}	Coefficient de frottement pour une conduite droite lisse	
C _p , C _v	Chaleurs massiques à pression et à volume constant	J/kgK
C _μ	Constante du modèle k-ε	
D _s	Diamètre spécifique	m
D	Diamètre	m
D _H	Diamètre hydraulique	m
e _x	Jeu entre le rotor et le carter	m
E	Énergie interne totale	J
H	Chute d'enthalpie disponible. Enthalpie totale du fluide	J/kg
h	enthalpie	J/kg
H _R	Renthalpie	J/kg
k	énergie cinétique turbulente	J/ kg
l, L	Longueurs caractéristiques	m
L _H	Longueur hydraulique	m
m	Masse	kg
<i>m</i>	Débit massique	kg/s
N	Vitesse de rotation	tour/min
P	Pression	Pa
P _r	Rapport de pression	
P _{rt}	Nombre de Prandtl turbulent	
Q	Débit volumique	kg/m ³
r	Rayon de courbure	m
R	Constante des gaz parfaits	J/molK
R _e	Nombre de Reynolds	
S	Entropie	J/kgK
S _θ	Terme source	
t	Temps	s
T	Température	K

Liste des Abréviations

U	Vitesse d'entraînement de l'aube	m/s
UC	Rapport de vitesse	
u_c	vitesse de frottement	

LETTRES GRECQUES

α	Angle de l'écoulement absolu	rad
β	Angle de l'écoulement relatif	rad
γ	Coefficient isentropique des gaz parfaits	
ω	Fréquence de rotation	rad/s
Δ	Variation	
Δn_j	Le vecteur normal à la surface qui enveloppe le volume de contrôle	
ε	Taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente	W/kg
Φ	Fonction de dissipation	W/m ³
Φ	Paramètre physique objet du bilan	
Γ	Coefficient de diffusion	
λ	Conductivité thermique du fluide	W/m K
μ	Viscosité dynamique. Coefficient de glissement	Pas
μ_t	Viscosité dynamique turbulente	Pas
ν	Viscosité cinématique moléculaire	m ² /s
ρ	Masse volumique	kg/m ³
η	Contraintes visqueuses	kg/ms ²
η	Couple développé par la turbine	N m
ζ	Nombre de Prandtl relatif à k ou à ε	
Γ	Coefficient de diffusion	Pas
$i\beta_2$	Angle d'incidence	rad
β_{2b}	Angle géométrique de l'aube	rad
∂	Dérivée partielle	
δ	Angle conique	rad
δ_{ij}	Symbole de Kronecker (=1 si : i =j ; =0 si : i ≠ j)	

η	Rendement	
ζ	Coefficient de perte d'énergie	

'	Fluctuation turbulente d'une variable	
$\otimes, *$	État d'arrêt, total	
+	État d'arrêt dans le mouvement relatif	
0	Entrée de la volute	
2	Entrée du rotor	

Liste des Abréviations

3	Sortie du rotor
4	Sortie du diffuseur
e, s	entrée et sortie
i	Numéro de position
i,j,k	Direction de projection
ip	Indice du centre de facette
is ; s	Isentropique
ts	Total à statique
m ; moy	Moyen
max	Maximale
min	Minimale
P	au centre du volume de contrôle le plus proche de la paroi
qm	Quantité de mouvement
x, y, z	Coordonnées cartésiennes
r, θ , z	Coordonnées cylindriques

Remerciement	
Dédicace	
Dédicace	
Liste des Figures	
Liste des Abréviations	
Sommaire	
Introduction Générale	1
Chapitre 01 : Théorie de la turbine de la suralimentation	
I.1 Introduction et historique	4
I.2. La suralimentation par turbocompresseur	5
I.2.1 suralimentation des moteurs à combustion interne	6
I.2.2 Principe de fonctionnement d'un turbocompresseur	6
I.3 écoulement à travers la turbine (radiale)	7
I.3.1. Modèle géométrique et évolution thermodynamique	8
I.3.2 Volute et distributeur sans aubes	9
I.3.3 Rotor	10
I.3.4 Diffuseur	11
I.4 Classification des pertes d'énergie dans la turbine	12
I.4.1 Pertes par frottements dans la volute et le distributeur sans aubes	12
I.4.2 Pertes par frottements dans le rotor	12
I.4.3 Pertes dues à la charge aérodynamique des aubes	13
I.4.4 Pertes par incidences à l'entrée du rotor	13
I.4.5 Pertes par fuites internes	14
I.4.6 Pertes externes dues aux frottements du disque	14
I.4.7 Les pertes par vitesse restante	14
I.4.8 Le rendement total à statique	14
I.5 Paramètres réduits	15
Chapitre 02 : Modélisation de turbulence et Méthodes numériques	
II.1 Introduction	17
II.2 Description analytique des écoulements turbulents	17
II.2.1 Les équations générales de base (Les équations de Navier-Stokes)	17
II.3 Equation de continuité et équations dynamiques (Navier-Stokes)	18
II.4 Modélisation de la turbulence	18
II.4.1 Nature de la turbulence	18
II.4.2 Les modèles RANS (Reynolds Average Navier-Stokes)	19
II.4.2.1 Equations de Navier-Stokes moyennées de Reynolds	19
II.4.2.2 Fermeture de Système d'équations	20
II.4.2.3 Le modèle ($k - \epsilon$) standard	21
II.4.2.4 Le modèle SST (Shear Stress transport)	21
II.5 Méthode de Volumes Finis	22
II.5.1 Principe de la méthode de volume finis	22
II.5.2 Discrétisation du domaine de calcul	22
II.5.3 Discrétisations des équations gouvernantes	24
II.5.4 Couplage Pression vitesse	26

Sommaire

II.5.4 Mode de résolution	26
Simulation numérique et résultats	
III. I INTRODUCTION	28
III.2 Description du code de calcul ANSYS CFX	28
III.2.1 ANSYS ICEM CFD	29
III.2.2 CFX-Pre	29
III.2.3. CFX-Solver	30
III.2.4 CFX- Solver Manager	30
III.2.5 CFX-Post	31
III.3 Génération de la géométrie et maillage	32
III.4 Définition physique du domaine de calcul	33
III.5 Résultats et discussions	34
III.5.1 les Performances de la turbine	34
III.5.1.1 le couple et l'efficacité pour différents débits	35
III.5.1.2 les pertes par frottements pour Différents débits massique	36
III.5.2 Vecteur de vitesse le long du rotor	39
III.5.3 Contour de pression sur le rotor	40
III.5.4 Contour de vitesse sur l'aube	41
III.5.5 Contour de pression le carter	42
III.5.6 Les lignes de courant de Rotor	43
Conclusion	45
Référence	47
Résumé	



Introduction générale

Introduction Générale :

La suralimentation des moteurs diesel ainsi que les petites unités de production ou de récupération de l'énergie constituent les domaines où les turbines radiales sont les plus utilisés, en raison de leur capacité à absorber ou délivrer plus de puissance, la réduction de coût et le rendement raisonnable. Actuellement l'optimisation et la prédiction d'une carte de performance de ces machines est devenue un terrain fertile pour des nombreuses études expérimentales et numériques. Ces performances sont influencées par plusieurs paramètres tel que les pertes d'énergie qui agit directement sur le rendement total de la turbine semi axiale, or, cette optimisation amène à l'estimation des différentes pertes d'énergie engendrées dans les organes de la turbine, notamment les pertes par frottement internes et externes qui se produisent au cours de rotation de rotor considéré comme un disque tournant dans un boîtier enveloppe appelée carter (stator), rempli d'un fluide. Le phénomène de frottement est causé par l'écoulement du fluide dans les écarts entre le rotor et le carter se traduisant à une perte de puissance. Ces pertes jouent un rôle décisif dans toutes les turbomachines ; par conséquent, leur connaissance exacte est une aide importante pour la conception et l'amélioration de ces machines.

Les pertes par frottement dans les enclos disque tournant ont été traitées dans des nombreuses publications, un certain nombre d'équations empiriques pour prédire ces pertes ont été suggérées par des chercheurs, mais généralement, il n'est pas un modèle mathématique exact pour les estimer. La plupart des travaux publiés sur le frottement externes par exemple sont concernée à du plain disque mince en rotation dans son enveloppe, et ont été généralement présentées en termes d'un coefficient de couple de frottement adimensionnel. En raison de sa simplicité, cette configuration est très utile pour l'étude des différents types des écoulements et représente un problème classique de la dynamique du fluide, ainsi, elle est l'objet d'un intérêt pratique très répandu dans le cadre des turbomachines.

Dans ce sens, le but de notre présente étude numérique est d'estimer quantitativement à l'aide d'un code de calcul CFD les pertes par frottement dans une véritable géométrie d'une turbine radiale.

L'analyse des performances de cette turbine radiale en écoulement stationnaire et instationnaire est faite expérimentalement et numériquement par plusieurs chercheurs ont montré que pour des vitesses de rotation choisies le pic de rendement se produit à des rapports des vitesses inférieure de 0.7 et que les plusieurs paramètres ont un effet direct sur le rendement total de la turbine.

Introduction générale

Notre travail s'inscrit dans la compréhension des écoulements stationnaires, complexe, tridimensionnels, et turbulents décrit par les équations de Navier Stokes qui se développent dans les principaux organes de la turbine radiale, en s'appuyant sur une simulation numérique de l'écoulement du fluide à travers le rotor enveloppé par le carter sans l'apparition de la volute pour des raisons de simplicité. Le domaine de calcul

Est créé à l'aide du logiciel ANSYS ICEM tan disque la simulation numérique est réalisée avec le logiciel ANSYS-CFX. L'objectif de ce travail est estimé numériquement quelques types de pertes dans la turbine radiale de la suralimentation notamment les pertes par frottement internes ou externes et voir ses effets sur l'efficacité de la machine.

Le manuscrit est structuré en trois chapitres, les deux premiers consacrés pour la littérature concernant la suralimentation des moteurs à combustion interne et aux caractéristiques de la turbine radiale, pour les troisièmes engendres la description du logiciel et les étapes de la simulation fini par résultats obtenus et discussions.



Chapitre

01 :

Théorie de la turbine de la
suralimentation

I.1 Introduction et historique

La suralimentation augmente la puissance d'un moteur à combustion interne sans changer sa vitesse de rotation. Pour améliorer la puissance d'un moteur, on peut jouer sur la vitesse de rotation ou le couple. Cependant, augmenter la vitesse de rotation est limité par l'inertie des composants en mouvement et par la friction des métaux, ce qui réduit la fiabilité. Avec un dispositif de suralimentation, comme un turbocompresseur ou un compresseur motorisé, on peut augmenter le couple moteur en comprimant l'air entrant dans les cylindres. .[1]

La turbine d'une suralimentation est composée de deux éléments principaux, la roue et la volute. Dans ce type de machine, le rôle du rotor est de convertir l'énergie des gaz d'échappement d'un moteur à combustion interne en énergie rotative capable d'entraîner la roue d'un compresseur, et la direction du flux à l'entrée du rotor peut être radiale ou mixte. La forme en spirale de la volute accélère et répartit uniformément le flux autour de la roue ; les configurations les plus courantes pour ce type de tuyère comprennent trois modèles, des volutes avec ou sans pales, et des volutes à double entrée. Dans une turbine à tuyère sans pales, la volute est seule responsable de la distribution uniforme et donc de la définition de l'angle d'écoulement à l'entrée du rotor. Dans une turbine à géométrie variable, une rangée de pales est fixée entre la sortie de la volute et l'entrée du rotor, avec pour fonction de fournir une seconde expansion à travers les espaces entre les pales dans ce cas, la volute est conçue pour fournir un flux uniforme à l'entrée du distributeur ; cette configuration volute-distributeur avec pales donne une plus grande flexibilité au flux entrant [2].

Historiquement, la puissance d'un moteur de combustion interne peut être augmentée de trois façons Trois possibilités :

- l'augmentation de la cylindrée
- Augmentation du régime du moteur
- par un meilleur remplissage des cylindres avec de l'air (suralimentation).

Rudolf Diesel a déjà mentionné la suralimentation dans son brevet daté du 28 février 1892.

1892, dans lequel de l'air sous pression est introduit dans le cylindre avant le début de la compression.

Les principaux exemples de suralimentation par les gaz d'échappement sont basés sur le brevet suisse 35259 de 1905. Ce brevet a été conçu par l'ingénieur suisse Alfred Büchi (1879-1959). [3]

I.2. La suralimentation par turbocompresseur

Dès les premiers développements, on a proposé le principe de la suralimentation des moteurs. Des moteurs étaient présents en 1905. Actuellement, cette idée est largement répandue sur les moteurs diesel. Modernes, et surtout en ce qui concerne les moteurs à essence. Les gaz d'échappement sont à l'origine de la création d'une turbine qui est reliée à un compresseur par un arbre (Figure I.1). Sa tâche consistait à aspirer l'air ambiant, à le compresser puis à l'expédier vers les cylindres en passant. Peut-être par un système de refroidissement (par exemple un échangeur d'air) qui permet dans le but d'augmenter la densité de l'air. Envoyer de l'air déjà comprimé dans les cylindres permettent de réduire l'énergie nécessaire pour atteindre la pression requise. L'auto-inflammation diminue les pertes de pompage et augmente considérablement la quantité d'oxygène utilisable pour la combustion. L'apport d'oxygène devient plus important, Plus nous avons la capacité d'injecter plus de carburant et d'obtenir un Moteur plus puissant. Donc, un moteur diesel suralimenté peut être plus petit que moteur diesel atmosphérique (l'admission d'air se fait par aspiration naturelle sans Suralimentation) avec la même puissance. Pour le dire autrement, les moteurs diesel suralimentés Ils ont un rapport puissance/poids plus important [5].

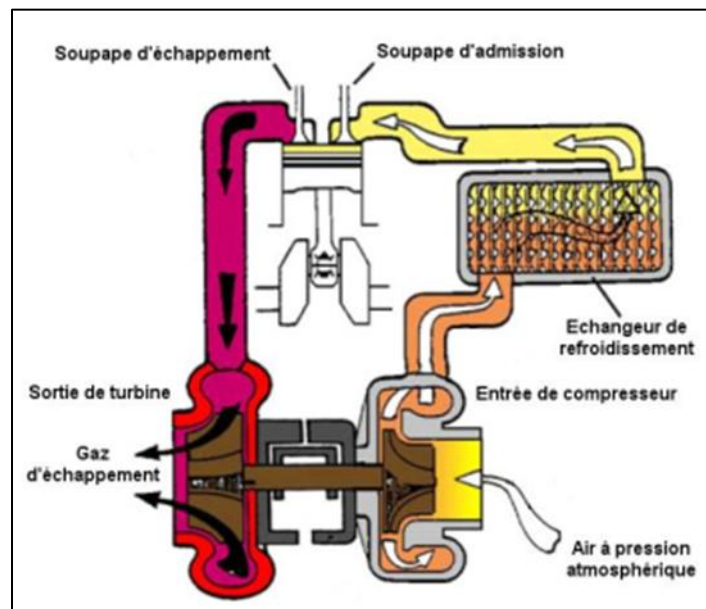


Figure I.1 : Schéma de fonctionnement de la suralimentation par turbocompresseur [5].

I.2.1 Suralimentation des moteurs à combustion interne

Les systèmes thermodynamiques incluent les moteurs à combustion interne. Ils convertissent l'énergie thermique en énergie mécanique. La quantité d'énergie calorifique du combustible par la combustion, puis la chaleur est transformée en travail mécanique. En réalité, la chaleur provenant de la combustion pour améliorer le travail, il est possible d'augmenter la pression ou le volume spécifique en l'expansion. Mécanique est obtenu. Les produits de combustion sont utilisés comme fluides de travail dans le fonctionnement des turbines des moteurs à combustion interne (MCI). [4]

I.2.2 Principe de fonctionnement d'un turbocompresseur

La puissance produite par un moteur à piston est directement. L'induction forcée (turbo suralimentation et suralimentation) vise à réduire les émissions de CO en utilisant directement la masse d'air qu'il peut absorber. Pour améliorer les performances du moteur, on utilise l'induction forcée (turbo suralimentation et suralimentation) en augmentant la pression et la densité de la tubulure d'admission. Pour augmenter la pression et la densité du collecteur d'admission, il est essentiel de permettre aux cylindres d'injecter une plus grande quantité d'air à chaque course d'admission. Un compresseur de suralimentation est un compresseur d'air qui est alimenté par l'air. Directement par le vilebrequin du moteur et, par conséquent, consomme la combustion du carburant permet de produire une partie de l'énergie. Le BSFC et l'usure du moteur augmentent en raison de l'augmentation de la quantité de carburant. Le moteur génère une quantité spécifique de puissance un turbocompresseur est constitué d'un compresseur (pompe à air) à flux radial (centrifuge) à un seul étage, alimenté par une turbine radiale à un étage entraîne la pompe à air. Plutôt que d'être entraînée directement par le vilebrequin. La turbine le flux de gaz d'échappement à haute température et de l'air comprimé est utilisé par la turbine pour récupérer l'énergie cinétique et thermique perdue. L'énergie est produite par le flux de gaz d'échappement à haute température. Compresseur, mais il y a eu une légère augmentation des pertes. (Figure I.2). [6]

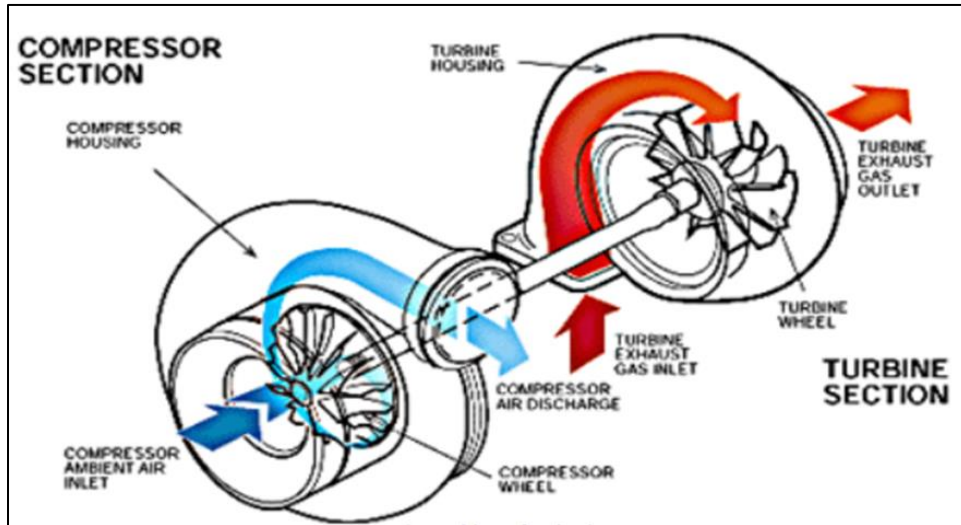
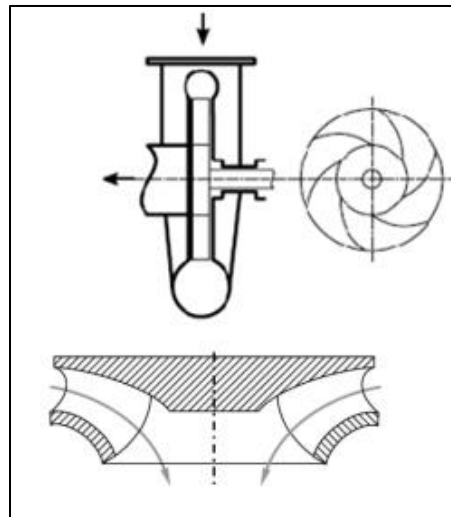


Figure I.2 : le fonctionnement du turbocompresseur [6]

I.3 écoulement à travers la turbine (radiale)

Lorsque l'écoulement est complètement ou principalement perpendiculaire à l'axe de rotation [8] (Figure I.3), la machine radiale, à l'opposé des machines centrifuges ou radial.



Turbine à écoulement radial

Figure I.3 : L'écoulement d'une turbine radiale [9][10]

I.3.1. Modèle géométrique et évolution thermodynamique

L'étage de la turbine radiale est représenté dans qui fait l'objet de cette étude et qui est représentée à la figure I.4, 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 I.5 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.

Connaissant la vitesse de rotation N du rotor, les paramètres d'arrêt du fluide moteur à l'entrée ($P0^*$ et $T0^*$) et la pression statique $P4$ à la sortie de la turbine, on se propose de déterminer les paramètres aérothermodynamiques aux stations suivantes [14] :

- 0-0 : entrée de la volute (entrée de la turbine)
- 2-3 : sortie du distributeur / entrée de la roue
- 4-5 : sortie du rotor / entrée du diffuseur de sortie
- 5-5 : sortie du diffuseur (sortie de la turbine)

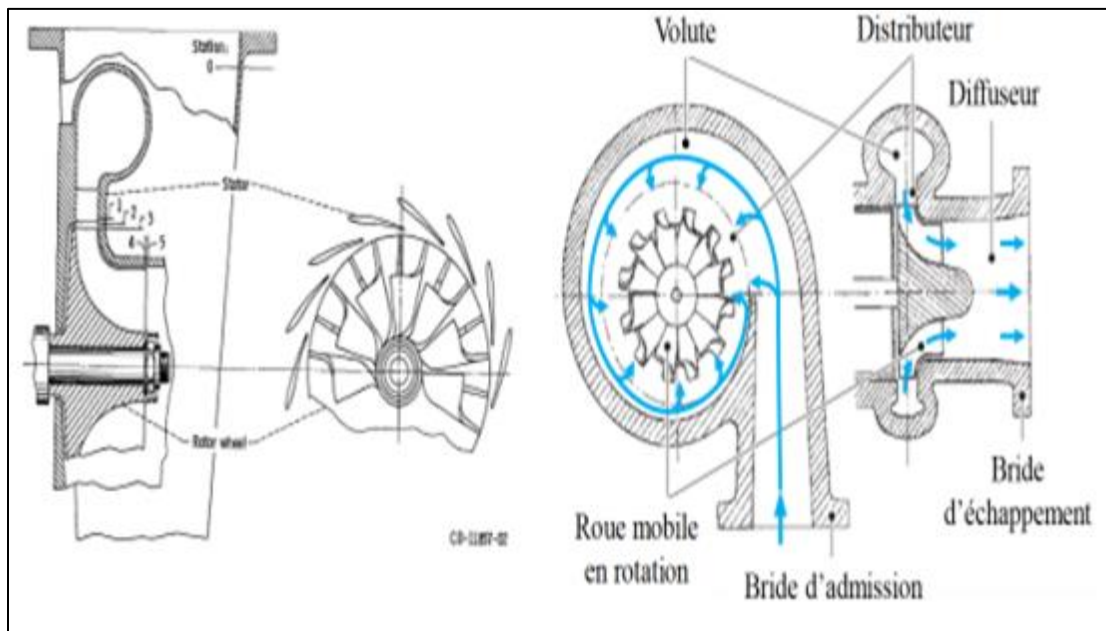


Figure I.4 : Schéma d'une Turbine Radial [14][15]

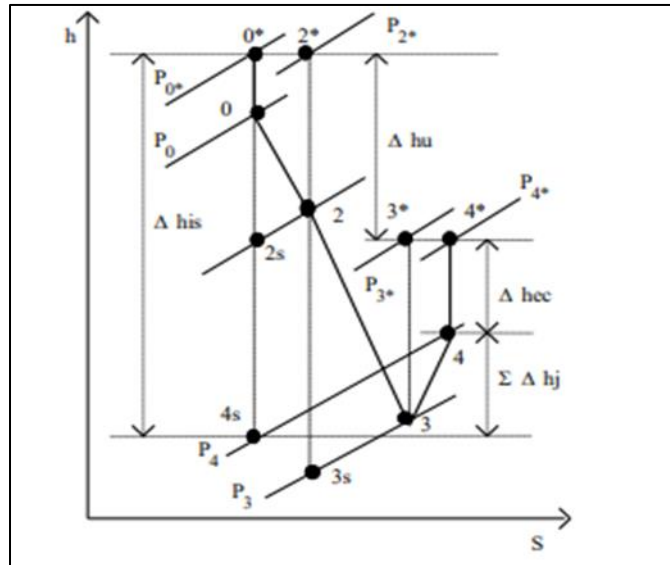


Figure I.5 : Evolution (h-S) de l'Écoulement dans une Turbine Radiale ou Semi-Axiale [13]

L'évolution des états thermodynamiques du fluide peut être suivie sur un diagramme (h-s) comme le Montre (la FigureI.4). Pour un étage quelconque d'une turbine radiale ou semi-axiale, le travail spécifique (ou chute d'enthalpie utile) $\square hu$ échangé par le fluide et le rotor dans le cas d'une détente adiabatique ainsi que la chute d'enthalpie idéale $\square his$ d'une évolution isentropique y sont également représentés. Dans ce diagramme, nous avons représenté les évolutions réelles et les évolutions isentropiques correspondantes. Les irréversibilités sont traduites par les différentes pertes au niveau de chaque élément de la turbine [11].

On distingue :

Pertes dans la volute et dans le distributeur : $Dh_{02} = h_2 - h_{2s}$

Pertes dans le rotor : $Dh_{23} = h_3 - h_{3s}$

Pertes par vitesse restante : $Dh_{EC} = h_{4\otimes} - h_4$

I.3.2 Volute et distributeur sans aubes :

Les paramètres d'arrêt et les paramètres statiques sont liés par l'équation de continuité.

La relation (équation 01) fournit le nombre de lorsque le fluide entre dans la volute.

Mach. Cela sert à déterminer les autres paramètres de l'écoulement dans cette situation

Section (0-0).

$$\frac{m^* \sqrt{RT^*} / y}{P_0^* A_0} M_0 [1 + 0.5(\gamma - 1) M_0^2]^{-\frac{0.5(\gamma+1)}{(\gamma-1)}} \tag{I.1}$$

Puisque l'écoulement est adiabatique, il résulte de l'équation de conservation de l'énergie que la Température d'arrêt reste constante dans la volute et dans le distributeur. La représentation de On obtient l'équation des moments de quantité de mouvement en suivant la direction axiale L'équation qui décrit un tourbillon libre. En introduisant les pertes par frottements $h_2 - h_{2s}$ Pendant la Détendue ($0 \rightarrow 2$), cette équation s'écrit comme suit :

$$r_2 V_{02} = r_0 V_0 \sqrt{1 - \xi} \quad (I.2)$$

Où $\xi = (h_2 - h_{2s}) / (h_0^* - h_{2s})$ C'est le coefficient de perte d'énergie dans la volute et dans le Distributeur lisse. On obtient la masse volumique 2ρ en utilisant l'équation de continuité. Un calcul itératif permet de déterminer en même temps les autres paramètres de l'écoulement. Sortie du distributeur (entrée du rotor) [13].

$$p_2 \frac{m^* \tan \alpha_2}{A_2 V_{\theta 2}} \quad (I.3)$$

I.3.3 Rotor

Le rôle de la roue est de prélever de l'enthalpie totale au fluide en mouvement issu du distributeur. L'écoulement à travers le rotor a une direction centripète, radiale à l'entrée et axiale à la sortie. Elle a une structure tridimensionnelle et instationnaire, tout en étant affectée par les effets de viscosité et de compressibilité. Le transfert d'énergie entre l'écoulement et la roue est expliqué par le théorème d'Euler et les triangles des vitesses à l'entrée et à la sortie (figure I.6). C dans le repère absolu et W dans le repère relatif désignent les composantes de vitesse pour l'écoulement. U est la vitesse d'entraînement

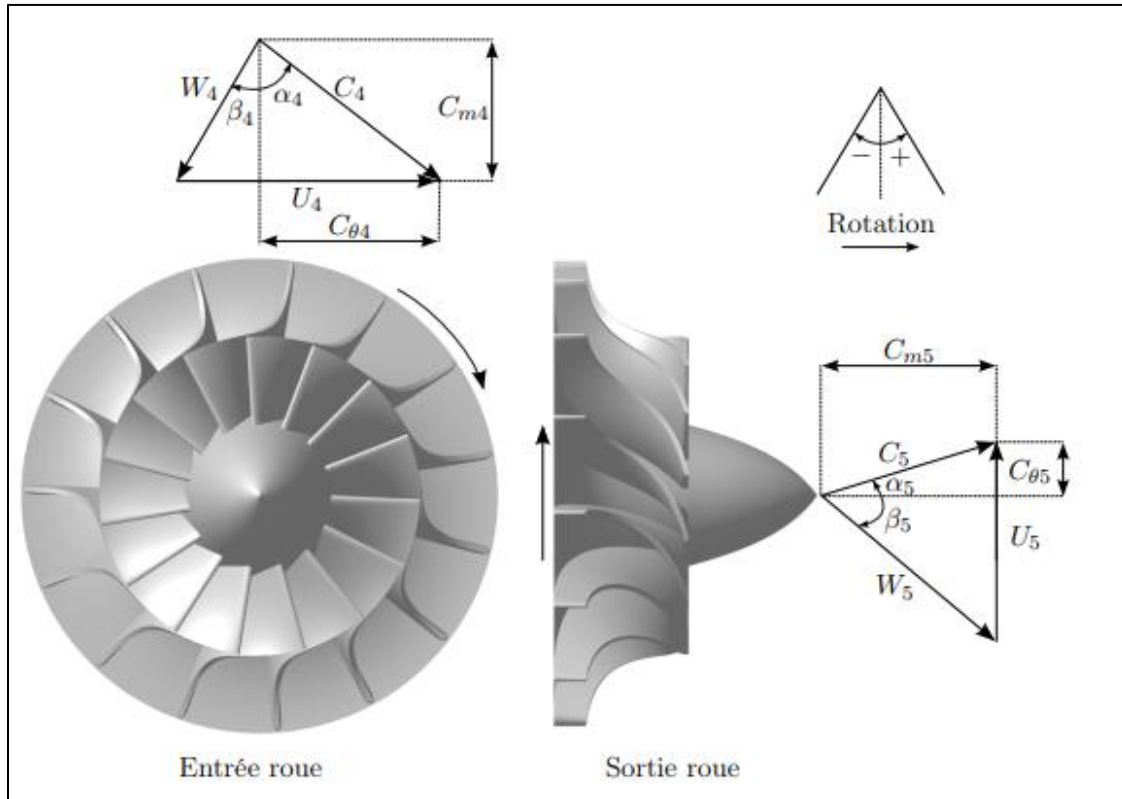


Figure I.6 : Triangles des vitesses en entrée et sortie du rotor [16]

L'écoulement en mouvement relatif est pris en compte dans le rotor 2-3.

Les échanges de travail spécifique entre le fluide et le rotor.

$$Dh_U = U_2 V_{\theta 2} - U_3 V_{\theta 3} \tag{I.4}$$

La rothalpie est constante le long de la ligne moyenne du canal inter-aubes du rotor [13].

$$H_R = C_p T + \frac{1}{2}(W^2 - U^2) = Cte \tag{I.5}$$

I.3.4 Diffuseur

Leur rôle consiste à collecter les fluides à la sortie du rotor et à les acheminer jusqu'à la section d'extraction de la turbine. Ces ailettes fixes sont particulièrement utiles et servent à ramener le flux. Le mot est parfois utilisé en raison de la direction principale du tube d'écoulement redresseur.

Dans le but de simplifier le calcul, on admet que l'écoulement dans le diffuseur est isentropique. Et par conséquent la température et la pression correspondant à l'état d'arrêt restent constantes [13].

$$T_4^* = T_3^* \text{ et } p_4^* = p_3^* \tag{I.6}$$

En outre, on suppose que l'écoulement suit la loi du tourbillon libre (free vortex law).

$$r_3 V_{\theta 3} = r_4 V_{\theta 4} \quad (I.7)$$

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

$$m^* = p_4 V_{X4} A_4 \quad (I.8)$$

I.4 Classification des pertes d'énergie dans la turbine

Dans le cadre des méthodes unidimensionnelles, la perte est généralement actuellement divisée en deux groupes différents [17] :

- les pertes internes à l'écoulement du fluide
- les pertes externes à l'écoulement du fluide.

I.4.1 Pertes par frottements dans la volute et le distributeur sans aubes

Étant donné la complexité de la géométrie de la volute. On prend en compte une section circulaire équivalente Afin de faciliter le calcul des pertes dans cette section de la turbine [4].

$$\Delta h = h_2 - h_{2s} = \frac{c_f \left(\frac{L_H}{D_H}\right) V_{moy}^2}{2} \quad (I.9)$$

L_H , D_H et C_F étant respectivement la longueur moyenne et son diamètre hydraulique dans la section moyenne, et le coefficient de frottement dans le canal formé par la volute et le distributeur V_{moy} est la vitesse moyenne de l'écoulement, le coefficient de frottements C_F est calculé selon la corrélation [18] pour les écoulements dans des conduites courbées. Cette corrélation est donnée ci-dessous :

$$C_F = C_{F0} \left(1 + 0.075 R_e^{0.25} \sqrt{\frac{D}{r_c}} \right) \quad (I.10)$$

Où R_e et r_c sont respectivement le nombre de Reynolds et le rayon de courbure et C_{F0} est le coefficient de frottement pour une conduite droite lisse. Pour un écoulement turbulent ($R_e \geq 3000$) ce coefficient est calculé à l'aide de la formule de Karman-Nikuradse.

$$\frac{1}{\sqrt{C_{F0}}} = \ln(Re \sqrt{C_{F0} D}) - 0.4 \quad (I.11)$$

Pour un écoulement laminaire $R_e < 2000$, le coefficient de frottement $C_{F0} = 16/R_e$ [4].

I.4.2 Pertes par frottements dans le rotor :

Les pertes par frottement dans le rotor peuvent être estimées par analogie à un tube linéaire équivalent dont la longueur est égale à la longueur de passage du fluide dans le canal du rotor. Elles sont liées au carré de la

vitesse moyenne relative entre l'entrée et la sortie du rotor. Le calcul de ces pertes est similaire à celui utilisé pour le calcul des pertes causées par les frottements dans la volute.

$$dh_F = \frac{C_F \left(\frac{L_R}{D_R}\right) W_{moy}^2}{2} \quad (I.12)$$

W_{moy} Est la vitesse relative moyenne dans le canal inter-aubes du rotor, D_R est son diamètre hydraulique moyen et L_R est sa longueur [4].

I.4.3 Pertes dues à la charge aérodynamique des aubes

Les pertes sont causées par la disposition très complexe des trajectoires du fluide à l'intérieur du rotor.[4] La géométrie de la pale doit être conçue de manière à ne produire aucune accélération ou décélération soudaine entraîne une augmentation de l'entropie, ce qui entraîne des pertes d'énergie. Une corrélation simple [19], permet d'évaluer ces pertes :

$$\Delta h_{CA} = \frac{V_{\theta 2}^2}{B_S} \quad (I.13)$$

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

I.4.4 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 $\beta_2 = \beta_{2\ opt}$, les pertes par incidence sont minimales. En régime désadapté (en dehors du point de fonctionnement), l'angle de l'écoulement β_2 diffère de l'angle optimal $\beta_{2\ OPT}$. Le changement de direction du flux à l'entrée du rotor, s'accompagne alors de pertes d'énergie (pertes par incidence ou pertes par choc à l'entrée du rotor) Δh_{inc} . L'angle d'écoulement optimal $\beta_{2\ OPT}$, qui est différent de l'angle géométrique des aubes β_{2b} , est calculé à l'aide de l'équation (I.14). Le modèle adopté pour le calcul de ces pertes est le modèle développé par Futral et Wasserbauer [20], souvent dénommé 'NASA model' et modifié par Whitfield et Wallace [21]. Ce modèle est valable aussi bien pour les turbines radiales que pour les turbines radial ou semi-axiales dont l'angle géométrique d'aube β_{2b} à l'entrée du rotor est différent de 0° . Les pertes par incidence sont alors calculées comme suit [11] :

$$\tan \beta_2 = \left(\frac{w_2}{W_{2r}}\right) = \frac{V_{2\theta} - U_2}{V_{2\theta}} \tan \alpha_2 \quad (I.14)$$

$$\Delta h_{INC} = 0.5w^2 |\sin^2 \beta_2 + k \sin^2 \beta_{2\ OPT}| \quad (I.15)$$

Avec $k = -1$ si $\sin \beta_{2\ OPT} > 0$

Et $k = +1$ si $\sin \beta_{2\ OPT} < 0$

I.4.5 Pertes par fuites internes

L'écart entre les pales du rotor et le carter du rotor (boîtier) est causé par Perte d'énergie causée par le fluide s'écoulant de l'arc interne vers l'arc externe (à cause du gradient de pression existant entre ces deux faces). Encore une fois, une partie du fluide s'écoule le long de cet espace et quitte le rotor sans effectuer aucun travail. Ces pertes par fuite dépendent du jeu axial à l'entrée et du jeu radial à la sortie du rotor. Elles peuvent être obtenues expérimentalement ou exprimées à l'aide de corrélations empiriques. Whitfield et Baines [22] donnent ces pertes comme suit [11] :

$$\Delta h_{FI} = \left(\frac{e_x}{b_2}\right) V_{\theta 2}^2 \quad (\text{I.16})$$

Où $\frac{e_x}{b_2}$ représente le rapport entre le jeu et la hauteur d'aube à l'entrée du rotor.

I.4.6 Pertes externes dues aux frottements du disque

Une partie de la puissance développée par le rotor est absorbée par le fluide à cause du frottement de ce dernier entre l'arrière du rotor et le carter. Ces pertes se manifestent par le réchauffement du fluide. Une corrélation qui permet d'estimer ces pertes est donnée par Krysinski [23] comme suit :

$$\Delta h_{FD} = \frac{0.05 R_{ex}^{-0.2} U_2^3 D_2^2 \rho_2}{8 \dot{m}} \quad (\text{I.17})$$

Où $R_{ex} = \frac{U_2 D_2}{2 \nu_2}$ est le nombre de Reynolds et $\nu_2 = 17.210^{-6} \left(\frac{T_2}{273.16}\right)^{0.75}$

Est la viscosité dynamique [11].

I.4.7 Les pertes par vitesse restante

Ces pertes représentent l'énergie cinétique rejetée par la turbine vers le milieu extérieur. Elles sont calculées comme suit [11] :

$$\Delta h_{EC} = 0.5 V_4^2 \quad (\text{I.18})$$

I.4.8 Le rendement total à statique

Le rendement total à statique est exprimé par l'expression suivante [11] :

$$\eta_{TS} = \frac{(\Delta h_U - \Delta h_{FI} - \Delta h_{FD})}{\Delta h_{IS}} \quad (\text{I.19})$$

Où Δh_{IS} est la chute d'enthalpie disponible et π est le taux de détente à travers la turbine

$$\Delta h_{IS} = C_p T_{0\otimes} \left(1 - \pi^{\frac{-(\gamma-1)}{\gamma}}\right) \quad (\text{I.20})$$

$$\pi = \frac{P_0 \otimes}{P_4} \quad (\text{I.21})$$

On peut définir le couple développé par la turbine de la manière suivante :

$$\tau = \eta_{TS} \frac{W_{is}}{\omega} \quad (\text{I.22})$$

Où ω est la fréquence de rotation du rotor.

I.5 Paramètres réduits

La turbine fonctionne à des températures élevées et à des vitesses de rotation extrêmement élevées. Pour des raisons de sécurité et de complexité d'installation, les expérimentations ne permettent pas toujours d'atteindre ces conditions. Pour cela, il est d'usage d'effectuer des tests à froid. Dans ces conditions, La turbine est entraînée par de l'air comprimé à une température légèrement supérieure à l'ambiante pour éviter les problèmes de condensation en sortie de turbine lors d'un fonctionnement à taux de détente élevés. Les mesures obtenues sont relativement précises, et pour garantir la crédibilité de tels essais, des similitudes entre les essais à froid et les conditions réelles de fonctionnement doivent être respectées.

Le test a été effectué aux mêmes taux de pression et rapports de vitesse que ceux dans lesquels le fluide fonctionnerait dans des conditions réelles. Le débit massique à froid est relié au débit qu'aurait le fluide dans les conditions habituelles de fonctionnement par la relation suivante [4] :

$$m_{froid} = m_{réel} \sqrt{\frac{T_{*réel}}{T_{*froid}}} \quad (\text{I.23})$$

Cette relation traduit la similitude en ce qui concerne le nombre de Mach à l'entrée de la turbine. De même la vitesse de rotation à froid est reliée à la vitesse de rotation qu'aurait le rotor dans les conditions réelles de fonctionnement par la relation suivante :

$$N_{Dfroid} = N_{Dréel} \sqrt{\frac{T_{*réel}}{T_{*froid}}} \quad (\text{I.24})$$

Le débit réduit est souvent utilisé pour la représentation des caractéristiques de la turbine, et est calculé comme suit :

$$m_r = 10^5 \dot{m} \sqrt{\frac{T_{0*}}{P_{0*}}} \quad (\text{I.25})$$



Chapitre

02 :

Modélisation de
turbulence et Méthodes

II.1 Introduction

Les phénomènes de turbulence se manifestent sous forme de champs de vitesses pulsés. Ces fluctuations des variables de débit peuvent être d'un petit ordre de grandeur et atteindre des fréquences très élevées.

Tous les flux rencontrés en pratique deviennent instables au-delà d'un certain nombre de Reynolds. On dit que l'écoulement : laminaire, aux faibles nombres de Reynolds, tandis qu'à des nombres de Reynolds élevés, les écoulements deviennent turbulents, et ils sont caractérisés par des fluctuations de vitesses et par un mouvement hautement désordonné. La transition entre écoulement laminaire et turbulent ne se produit pas soudainement ; elle se produit plutôt dans une région où l'écoulement oscille entre laminaire et turbulent avant de devenir complètement turbulent.

En régime d'écoulement laminaire, les écoulements sont complètement décrits par les équations de continuité, de Navier-Stokes. C'est équations peuvent être résolues analytiquement dans le cas où la géométrie est simple, quant aux équations qui régissent les écoulements complexes, sont quant à elles traités numériquement à l'aide de techniques de CFD (Computational Fluid Dynamics). Cependant, la plupart 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. Par conséquent, en ingénierie, il doit exister des méthodes et des modèles pour prendre en compte les effets de la turbulence.

II.2 Description analytique des écoulements turbulents

II.2.1 Les équations générales de base (Les équations de Navier-Stokes)

Les équations utilisées pour résoudre les écoulements dans les turbomachines dérivent, Généralement les équations de Navier-Stokes, accompagnées d'hypothèses simplificatrices liées à des considérations géométriques, les bilans énergétiques ou la séparation des vitesses en une valeur moyenne et une partie fluctuante. En plus des références absolues, les équations peuvent également être exprimées en termes de références relatives. En termes de la fonction de courant ou encore des variables exprimant sa courbure.

Nous présenterons ensuite un ensemble d'équations générales de mécanique des fluides sur lesquelles reposent les équations régissant l'écoulement dans les turbines.[29]

II.3 Equation de continuité et équations dynamiques (Navier-Stokes)

Les formes différentielles de l'équation de continuité et de l'équation de conservation de la quantité de mouvement peuvent être obtenues en contrôlant les relations intégrales sur le volume et en appliquant le théorème de divergence. Si le fluide considéré est newtonien et que la gravité est la seule

Force corporelle agissant sur le domaine considéré [28] les équations régissant l'écoulement peuvent être exprimées ainsi :

*Equation de continuité :

Elle exprime le principe de conservation de la masse :

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (\text{II-1})$$

Où : ρ est la masse volumique du fluide et U sa vitesse.

*Equation de conservation de la quantité de mouvement :

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_j u_i) = \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ji}}{\partial x_j} \quad (\text{II-2})$$

*Equation de conservation de l'énergie :

$$\frac{\partial}{\partial \tau} \left[\rho \left(e + \frac{1}{2} u_i u_i \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\rho u_i \left(h + \frac{1}{2} u_i u_i \right) \right] = \frac{\partial u_i \tau_{ij}}{\partial x_j} - \frac{\partial q_i}{\partial x_j} \quad (\text{II-3})$$

II.4 Modélisation de la turbulence

II.4.1 Nature de la turbulence

Les écoulements turbulents sont des écoulements très chaotiques car le terme de convection non linéaire domine le terme de viscosité. Pour caractériser un tel écoulement, on définit le nombre de Reynolds de l'écoulement de la manière suivante : Si U est une valeur caractéristique de la vitesse d'écoulement (telle que la vitesse moyenne de la section transversale de l'écoulement dans la canalisation) et L est une échelle caractéristique de l'écoulement (telle que le diamètre de la canalisation), alors le terme convectif est d'autant plus prépondérant que le nombre de Reynolds donné par (II.6, II.7, II.8) est grand [28].

$$Re = \frac{UL}{\nu}$$

D'une part, en tout point de l'écoulement, les valeurs de vitesse et de pression fluctuent de manière chaotique avec le temps. D'autre part, si l'on se déplace dans l'écoulement à un instant t donné, la vitesse fluctuante

et la pression est plus ou moins importante. Malgré la nature chaotique de la turbulence, il existe une cohérence spatio-temporelle, caractérisée par la présence de structures appelées tourbillons. Les tourbillons ont des tailles et des temps caractéristiques différents et échangent de l'énergie entre eux. A chaque tourbillon de taille caractéristique, on associe un nombre de Reynolds. La plus grande taille de tourbillons est proche de La valeur du débit moyen est appelée échelle intégrale. Ils sont générés par le gradient de vitesse de l'écoulement moyen et Transportent la majeure partie de l'énergie cinétique turbulente de l'écoulement. Mais ces grandes structures sont instables : elles se décomposent en structures de plus en plus petites avec de moins en moins d'énergie. C'est le phénomène de la cascade inertielle de Kolmogorov – jusqu'à cette une échelle 1 soit atteint, où le nombre de Reynolds est très petit et l'influence de la viscosité moléculaire devient dominante et dissipe efficacement l'énergie. L'échelle minimale atteinte par les tourbillons est appelée échelle de Kolmogorov.[28]

II.4.2 Les modèles RANS (Reynolds Average Navier-Stokes) :

Les modèles RANS ne prédisent que la partie moyenne de l'écoulement avec une modélisation pour les termes du tenseur de Reynolds. Toutes les échelles de la turbulence sont ainsi modélisées et non simulées. Par conséquent, nous pouvons utiliser un maillage plus grossier que le DNS car seul le débit moyen du fluide doit être prédit. Cependant, certaines applications ne peuvent pas réussir avec ces modèles de turbulence puisque nous ne disposons pas de valeurs instantanées : l'évaluation de la fatigue thermique, la détermination de spectres d'efforts d'un fluide sur une structure solide etc. Parmi les modèles RANS les plus utilisés dans l'industrie, on compte le $K - \epsilon$ et le $k - \omega - SST$ qui sont des modèles du premier ordre (la modélisation des tensions de Reynolds utilise l'hypothèse de Boussinesq).[28]

II.4.2.1 Equations de Navier-Stokes moyennées de Reynolds

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_c). Pour des nombres de Reynolds supérieurs à (Re_c), Une série de phénomènes se produisent et modifient fondamentalement les propriétés du fluide. Même si les conditions aux limites sont stationnaires, le mouvement des particules fluides peut devenir instable. Les propriétés du fluide évoluent alors de manière chaotique et aléatoire, un régime d'écoulement appelé régime d'écoulement turbulent.

$$Re = \frac{\rho U_m D}{\mu} = \frac{U_m D}{\nu} \quad (\text{II-4})$$

Afin de décrire ce type d'écoulement, chaque propriété X (u, v, w, p) de l'écoulement est décomposée en une valeur moyenne \bar{x} et une valeur fluctuante x' de telle sorte que :

$$X(t) = \bar{x} + x'(t) \quad (\text{II-5})$$

Tel que :

X : Valeur réelle ; \bar{x} : Valeur moyenne ; x' : Fluctuation

Sachant que la masse volumique, et la viscosité dynamique μ de fluide, sont supposées constantes et :

$$U = \bar{u} + u' \quad (\text{II-6})$$

$$V = \bar{v} + v' \quad (\text{II-7})$$

$$P = \bar{p} + p' \quad (\text{II-8})$$

On remplace chaque variable de l'écoulement (u, v, w, p) par la somme de sa moyenne et de sa composante fluctuante dans les équations de Navier-Stokes et de continuité on obtient les équations de Reynolds suivantes :

• Equation de continuité :

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} = 0 \quad (\text{II-9})$$

• Equation de Navier-Stokes :

Selon x :

$$\rho \left(\bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \right) = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x} + \mu \Delta \bar{u} - \rho \left(\frac{\partial \overline{u'u'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{u'v'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{u'w'}}{\partial z} \right)$$

Selon y :

$$\rho \left(\bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} \right) = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial y} + \mu \Delta \bar{v} - \rho \left(\frac{\partial \overline{v'u'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{v'v'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{v'w'}}{\partial z} \right)$$

Selon z :

$$\rho \left(\bar{u} \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right) = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial z} + \mu \Delta \bar{w} - \rho \left(\frac{\partial \overline{w'u'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{w'v'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{w'w'}}{\partial z} \right)$$

II.4.2.2 Fermeture de Système d'équations

Le principal défi des équations RANS est la fermeture, c'est-à-dire la modélisation des termes supplémentaires, comme le tenseur de Reynolds. $\overline{u_i' u_j'}$ En ce qui concerne les variables moyennes. Il existe plusieurs méthodes pour y parvenir

II.4.2.3 Le modèle ($k - \epsilon$) standard

Le modèle ($k-\omega$) est le modèle de turbulence le plus populaire en raison de sa simplicité et de sa disponibilité pour différents types d'écoulements. Robustesse, économie et précision dans la prévision de divers problèmes de turbulence, expliquent sa popularité dans la simulation des écoulements industriels et les problèmes de transfert de chaleur. [30]

Le modèle suppose que le régime turbulent est pleinement établi dans tout le domaine et que les effets de la viscosité moléculaire sont négligeables comparés aux effets de la viscosité turbulente

(Loin de la paroi). Elle s'appuie sur selon laquelle il existe une analogie entre l'action des forces visqueuses et les contraintes de Reynolds en écoulement moyen, à savoir :

$$\rho u_i u_j = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_t - k \delta_{ij} \quad (\text{II.13})$$

Le modèle calcule la viscosité turbulente μ_t en faisant intervenir l'énergie cinétique de turbulence k et le taux de dissipation de l'énergie cinétique de turbulence ϵ comme suit :

(II.13) c'est la relation de Kolmogorov-Prandtl, est une constante empirique. On peut dire, en résumé, que le modèle $k-\epsilon$ prédit bien loin des parois,

II.4.2.4 Le modèle SST (Shear Stress transport)

Les modèles de turbulence sont utilisés pour prédire les effets de la turbulence dans les écoulements, mais ne prennent pas en compte les pulsations turbulentes à très petite échelle. Ce modèle est robuste et permet de prédire avec précision les décollements qui se produisent sur les parois des organes internes d'une turbomachine .

La correction SST pour (Shear Stress Transport), transport des contraintes de cisaillement

Elle repose sur la constatation que pour les modèles de turbulence à deux équations de transport utilisant la notion de la viscosité turbulente, le rapport de cisaillement τ à la valeur de ρk est égal à :

$$\frac{\tau}{\rho k} = \sqrt{c \mu \frac{\rho k}{\epsilon}} \quad (\text{II.14})$$

II.5 Méthode de Volumes Finis

On utilise cette méthode pour diviser le domaine physique de l'écoulement en éléments de volumes plus ou moins réguliers, dans lesquels les équations sont présentes, Elles sont intégrées en décrivant l'écoulement de manière conservative.

L'objectif de cette méthode est de transformer l'équation différentielle générale en un système d'équations algébriques, en reliant les valeurs de la variable Φ aux points nodaux voisins d'un volume de contrôle standard. On peut obtenir cela en intégrant l'équation différentielle gouvernante dans ce volume de contrôle, en utilisant l'approximation des différents termes (convection, diffusion et source).

II.5.1 Principe de la méthode de volumes finis

Pour utiliser la méthode des volumes finis, il faut suivre les étapes suivantes :

- 1- Analyse des volumes de contrôles dans le domaine du problème étudié.
- 2- Intégration des équations de conservation.
- 3- Estimation numérique des intégrales pour chaque volume de contrôle.
- 4- Approximation des valeurs des variables et des dérivées par interpolation avec des valeurs nodales.

II.5.2 Discrétisation du domaine de calcul

Dans le domaine de calcul, il y a une série de sous-domaines appelés volumes de contrôle. Ces volumes de contrôle couvrent l'intégralité du domaine de calcul sans chevauchement. de manière à ce que la somme de leurs volumes soit égale au volume du domaine de calcul. Un point se trouve au centre de Chaque volume de contrôle nécessite le calcul des variables inconnues.

Les volumes de contrôle des grilles à éléments quadrilatéraux sont habituellement choisis de manière identique à ceux des cellules de la grille. On peut définir les nœuds comme les sommets ou les centres des volumes de contrôle (figure II.1).

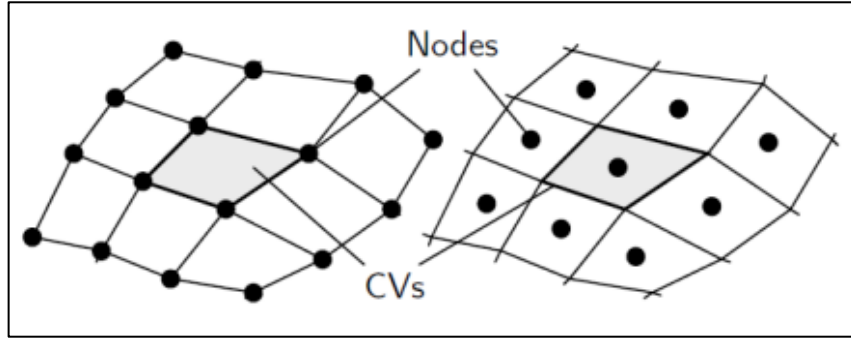


Figure II.1 : illustre la position des nœuds dans une grille à éléments quadrilatéraux.

En général, on pourrait le faire de manière similaire pour des grilles à éléments triangulaires, Les triangles sont utilisés pour définir les volumes de contrôle, et les nœuds peuvent être les sommets ou les centres de ces triangles. Cependant, dans ce cas, on utilise généralement d'autres définitions du volume de contrôle. Une méthode est étroitement associée à la triangulation de Delaunay [27]. Ici, les nœuds sont sélectionnés comme les sommets des triangles Et les volumes de contrôle sont définis par les polygones formés par les médiatrices des côtés des triangles environnants (figure II.2) Ces polygones sont appelés polygones de Voronoi. Cependant, il est possible que cette approche échoue pour les triangulations arbitraires. Une autre approche plus générale est de définir un polygone en joignant les barycentres et les milieux des arêtes des triangles qui entourent un nœud menant des polygones de Donald [27] (figure II.3).

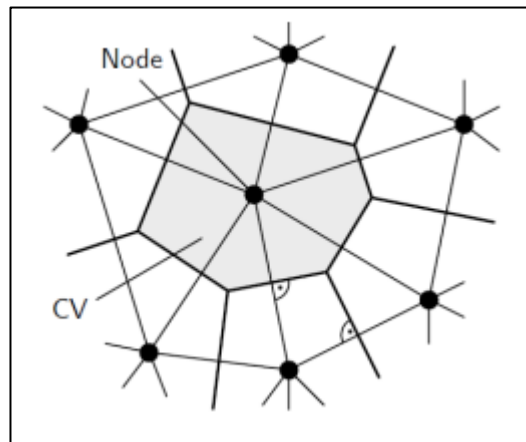


Figure II.2 : Définition des volumes de contrôles et des nœuds dans une grille triangulaire avec Les polygones de Voronoi.

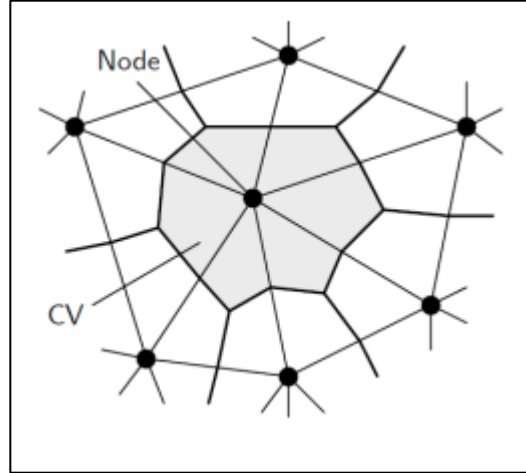


Figure II.3 : Définition des volumes de contrôles et des nœuds dans une grille triangulaire avec Les polygones de Donald.

II.5.3 Discrétisations des équations gouvernantes

Dans la méthode des volumes finis, on utilise une forme intégrale pour exprimer localement les lois de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie. Le théorème d'est la pierre angulaire de cette méthode de Gauss (appelé aussi le théorème de la divergence ou théorème d'Ostrogradski) qui permet de convertir une intégrale de volume en une intégrale de surface. Le but pour cette méthode est de transposer l'équation différentielle générale dans le système d'équations algébriques pendant mettant en relation les valeurs de la variable considérée aux points nodaux attendant d'un volume de contrôle typique. Cela est obtenu en intégrant l'équation différentielle gouvernante dans ce Volume de contrôle en utilisant une approximation des termes différents (convection, diffusion et source).

En se basant sur les équations moyennées de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et d'énergie est mesurée en coordonnées cartésiennes :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial y}{\partial x_j} (\rho U_j) = 0 \quad (\text{II.5.3.1})$$

$$\frac{\partial y}{\partial x_j} (\rho U_j) + \frac{\partial y}{\partial x_j} (\rho U_j U_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu_{\text{eff}} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right) + \bar{S}_\Phi \quad (\text{II.5.3.2})$$

Ou sous la forme générale suivante :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \Phi) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j \Phi) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_{\text{eff}} \left(\frac{\partial \Phi}{\partial x_j} \right) \right) + S_\Phi \quad (\text{II.5.3.3})$$

Où :

Γ est le coefficient de diffusion,

S_Φ est le terme source.

On peut intégrer ces équations dans un volume de contrôle en utilisant le théorème de la divergence de Gauss pour convertir les intégrales de volume en intégrales de surface comme suit :

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \, dv + \int_S \rho U_j \, dn_j = 0 \quad (\text{II.5.3.4})$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho U_i \, dv + \int_S \rho U_j U_i \, dn_j = - \int_S P \, dn_j + \int_S \mu_{\text{eff}} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \, dn_j + \int_V S_{u_i} \, dv \quad (\text{II.5.3.5})$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \Phi \, dv + \int_S \rho U_j \Phi \, dn_j = - \int_S \Gamma_{\text{eff}} \left(\frac{\partial \Phi}{\partial x_j} \right) \, dn_j + \int_V S_\Phi \, dv \quad (\text{II.5.3.6})$$

La première étape consiste à résoudre numériquement ces équations continues Il s'agit d'employer des fonctions discrètes. En considérant maintenant un élément de Maille isolée telle que celle montrée ci-dessous (figure II.4) :

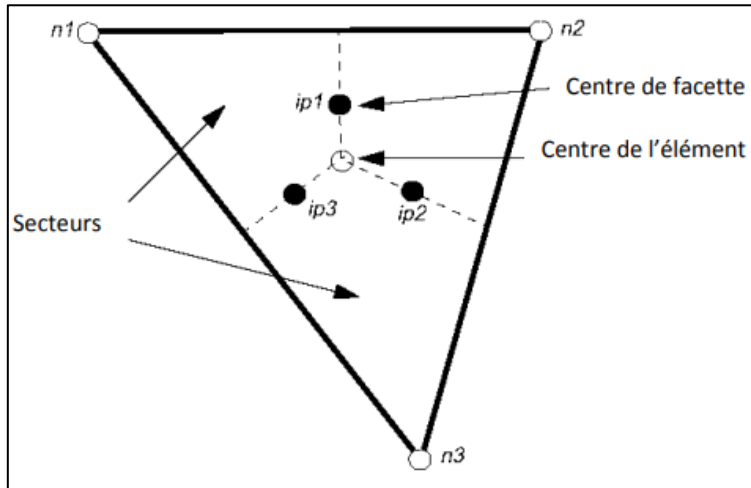


Figure II.4 : Présentation d'un élément triangulaire.

Les points d'intégration, IP, se trouvent au centre de chaque segment de surface entourant le volume de contrôle. Les formes discrètes des équations intégrales sont écrites comme suit :

$$V \left(\frac{\rho - \rho^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} (\rho U_j \Delta n_j)_{ip} = 0 \quad (\text{II.5.3.7})$$

$$V \left(\frac{\rho U_i - \rho^0 U_i^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} (U_i)_{ip} = \sum_{ip} (P \Delta n_j)_{ip} + \sum_{ip} \left(\mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \Delta n_j \right) + S_{u_i} \quad (II.5..3.8)$$

$$V \left(\frac{\rho \Phi - \rho^0 U_i^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} \Phi_{ip} = \sum_{ip} \left(\Gamma_{eff} \left(\frac{\partial \Phi}{\partial x_j} \right) \Delta n_j \right)_{ip} + \bar{S}_\Phi V \quad (II.5..3.9)$$

Sachant que :

V : est le volume du volume de contrôle

ip : est l'indice du centre de facette

Δn_j : est le vecteur normal à la surface qui enveloppe le volume de contrôle

Δt : est un intervalle de temps.

Notons qu'un schéma arrière du premier ordre a été utilisé dans cette équation pour la discrétisation du terme temporaire. L'indice supérieur ⁰ se rapporte au temps précédent.

Le débit massique discret \dot{m}_{ip} qui traverse une surface du volume de contrôle est donné par :

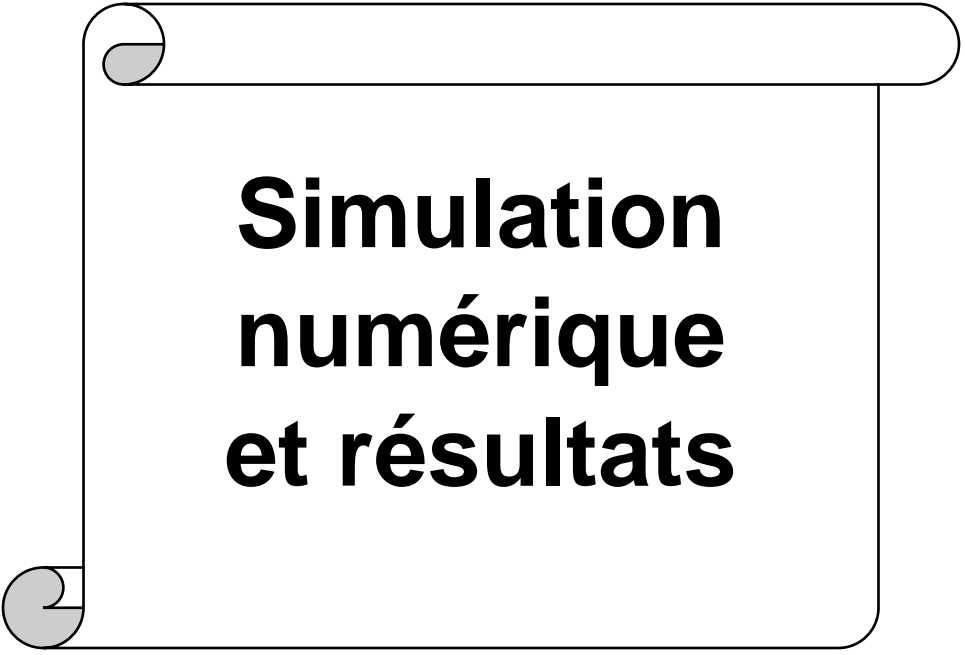
$$\dot{m}_{ip} = (\rho U_j \Delta n_j)_{ip} \quad (II.5.3.10)$$

II.5.4 Couplage Pression vitesse

Le code CFD utilise une seule grille pour toutes les variables scalaires et vectorielles sont calculées aux centres des volumes de contrôle. Pour Surmonter le découplage de la pression et de la vitesse, l'interpolation de Rhie et Chow [28] est utilisée avec un certain nombre de prolongements pour rendre les solutions numériques indépendantes du facteur de sous-relaxation et la taille du pas de temps. Dans cette approche le champ de pression est extrait en résolvant Une équation de pression qui est obtenue à partir de l'équation de continuité.

II.5.4 Mode de résolution

Dans les algorithmes traditionnels, on utilise une méthode de résolution où les équations de quantité de mouvement sont d'abord résolues. On donne une valeur initiale de la pression, puis on la corrige avec un processus itératif en utilisant une équation de correction. Pour résoudre l'ensemble des équations de l'hydrodynamique (u, v w et p), CFD utilise une approche très simple, Il utilise une discrétisation implicite des équations à tout moment, dans le cas des écoulements stationnaires, Le pas temporel se comporte comme un paramètre d'accélération pour que la solution converge vers une valeur plus ou moins réelle.



**Simulation
numérique
et résultats**

III.1 INTRODUCTION

Dans ce chapitre, nous-mêmes explorons l'application plusieurs simulations numériques pour estimer et analyser les pertes sur frottement dans les turbines radiales. La simulation numérique est être seul outil important pendant l'ingénierie moderniste, Permet une modélisation précise et approfondi avec phénomènes difficile fait dans offrant de nouvelles possibilités pour optimiser les efficacités du système.

L'objectif important de ce chapitre est d'étudier sûr les simulations numériques peuvent devenir utilisées parce déterminer des pertes par frottement dans les turbines radiales.et l'impact de ces pertes dans son efficacité Globale.

Nous examinerons dans partie les techniques de modélisation et d'analyse numérique utilisées comme simuler le comportement plusieurs fluides à l'intérieur certains turbines, ainsi que l'interaction entre le liquide et la surface solide, provoquant des pertes par frottement.

III.2 Description du code de calcul ANSYS CFX

Dans ce chapitre, nous allons présenter deux outils de simulation numérique qui peuvent être utilisés de manière indépendante. Le logiciel ANSYS ICEM CFD est utilisé pour dessiner la géométrie et créer le maillage. Le code ANSYS CFX est le deuxième élément qui permet de simuler numériquement l'écoulement ; L'utilisation du pré-prospectif, de la résolution et du post-prospectif est démontrée par l'exemple de l'écoulement Des solutions spécifiques pour le développement de turbines sont également disponible. Les cinq modules principaux du logiciel ANSYS-CFX sont représentés dans (la figure III.1), et ils sont liés entre eux par le traitement des informations d'un Problème à analyser pour une analyse CFD.

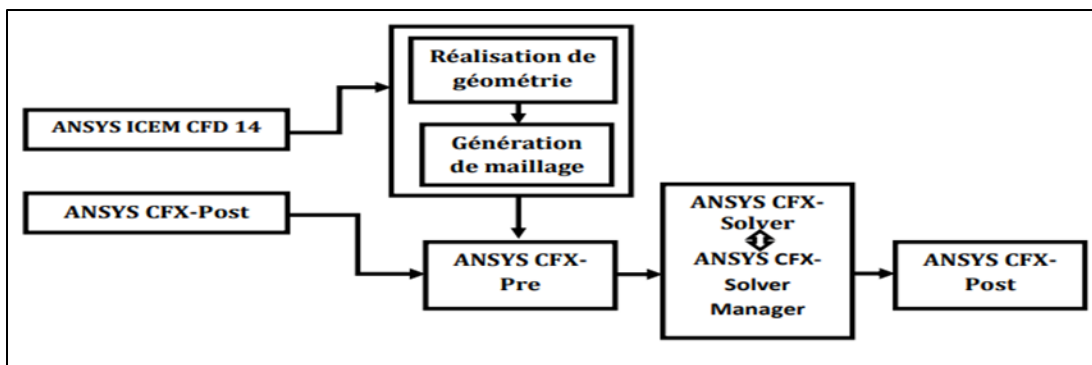


Figure III.1 : La structure générale du code ANSYS CFX

III.2.1 ANSYS ICEM CFD

Permet de mettre en place la configuration géométrique du problème étudié et de produire le maillage ; ICEM CFD se sert de structures mono ou multi-blocs en fonction de la géométrie ; Cela crée deux types de maillages. En plus, on peut citer le maillage tetrahedral et le maillage hexahedral. Il est nécessaire d'exporter un fichier de données (*.msh) vers CFX pour chaque configuration (géométrie – maillage) voir (figureIII.2)

:

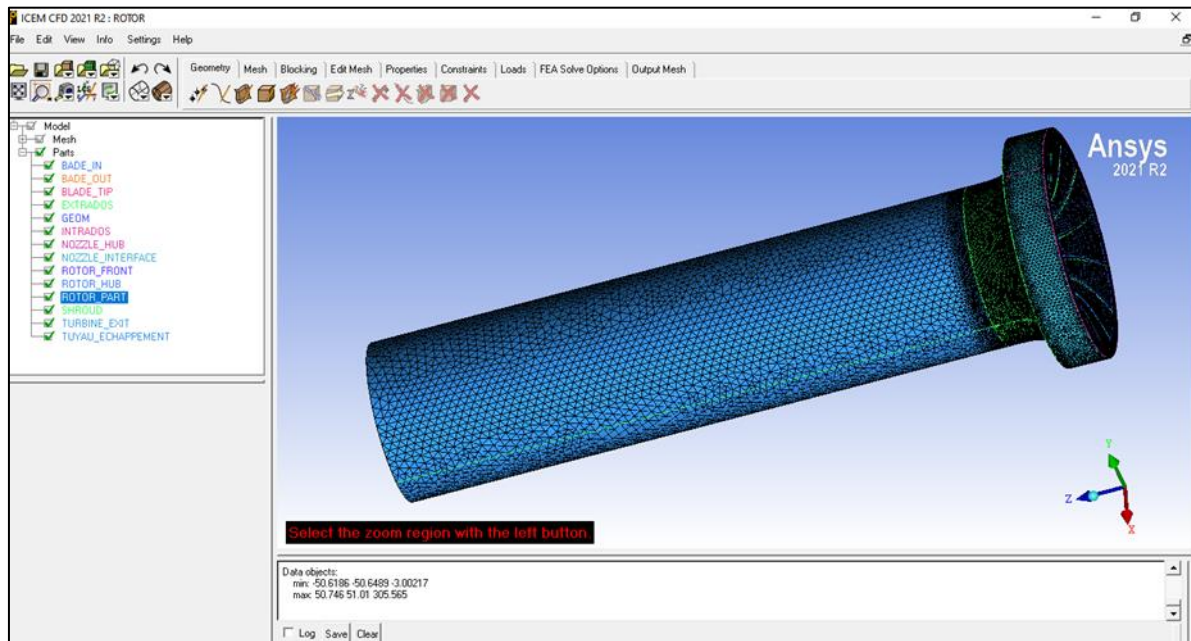


Figure III.2 : La fenêtre de l'ANSYS ICEM CFD.

III.2.2 CFX-Pre

CFX-Pre offre une interface moderne, cohérente et intuitive pour la définition des problèmes complexes de CFD (figureIII.3). CFX-Pre peut lire plusieurs maillages d'une variété de sources.

L'utilisateur est guidé dans la définition physique en se déplaçant le long de la bar d'outil 'Define', qui présente les étapes principales dans la définition du problème. La création et la modification des objets physiques sont présentées par une interface utilisateur avec les panneaux tabulés fournissant l'accès facile aux détails des modèles. La définition en évolution des problèmes est montrée dans le 'object selector', qui montre les objets principaux qui peuvent être choisis pour accéder à n'importe quelle étape de la définition du problème. Les erreurs qui se produisent pendant la définition ou la modification du problème sont montrées à l'aide d'un codage de couleur dans le 'object selector', ou par l'intermédiaire des messages

descriptifs dans le panneau de message physique. Une fois que la définition de problème est complète, il faut exporter un fichier de définition (*.def) vers le module CFX-Solver pour avoir la solution du problème

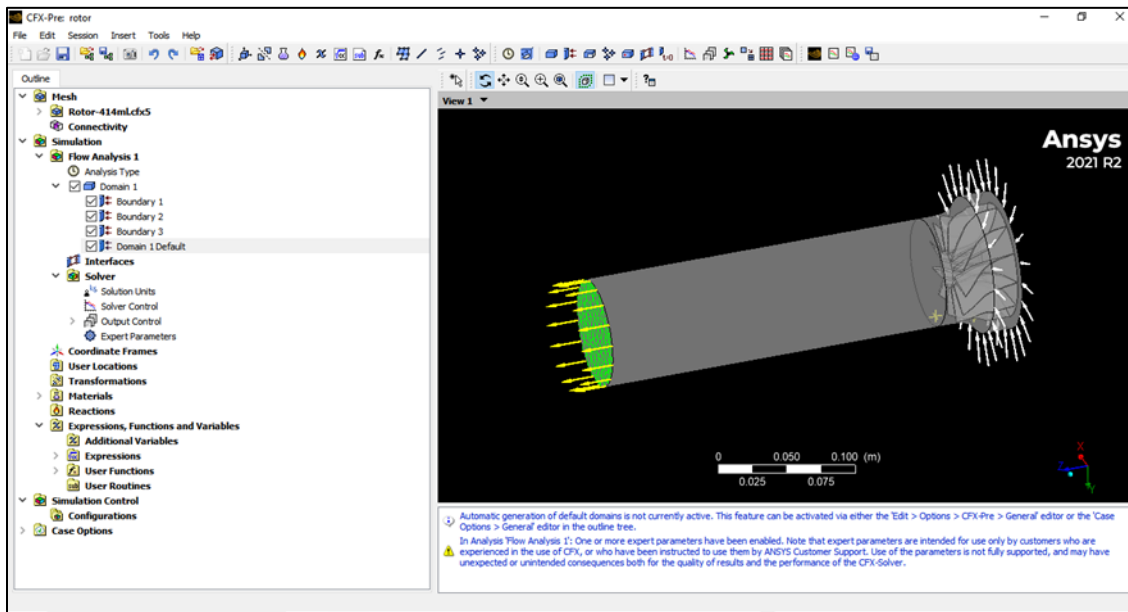


Figure III.3 : La fenêtre de l'ANSYS CFX-Pre.

III.2.3. CFX-Solver

Il permet de résoudre les équations de l'hydrodynamique modélisant le problème physique étudié. Toutes les spécifications du problème produites dans le module CFX-Pre sont résolues par CFX Solver pour une erreur bien définie ou un nombre d'itération maximal. Tous les résultats sont stockés dans un fichier (*.res). CFX- Solver Manage

III.2.4 CFX- Solver Manager

Il fournit une interface graphique au CFX-Solver afin de fournir des informations sur l'évolution de la solution et une manière facile de le commander (figure III.4). Ces fonctions principales sont les suivantes :

- ✓ Indiquer les dossiers d'entrée au solver CFX.
- ✓ Lancer ou arrêter la simulation avec le solver CFX.
- ✓ Modifier certains paramètres dans le fichier de définition.
- ✓ Surveiller la progression de la solution avec le solver CFX.
- ✓ Lancer une autre simulation en parallèle.



Figure III.4 : Fenêtre de l'ANSYS CFX-Solver

III.2.5 CFX-Post

Il est conçu pour permettre la visualisation facile et le traitement quantitatif des résultats de simulations. (Figure III.5). Il dispose d'outils graphiques très puissants permettant la présentation et l'analyse des résultats en forme :

- Lignes de courant, Champ de vitesse...
- Visualiser différents paramètres définis par l'utilisateur.
- Définir et calculer Des nouveaux variables.
- Exporter les résultats en différent format, pour tracer l'évolution des variables avec d'autres logiciels graphiques.

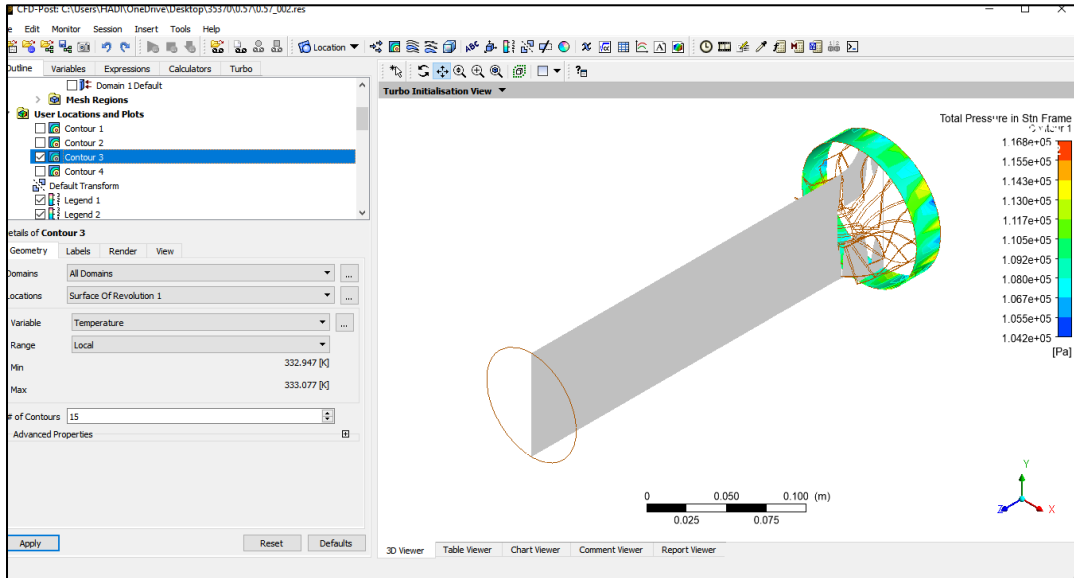


Figure III.5 : Fenêtre de l'ANSYS CFX- POST

III.3 Génération de la géométrie et maillage

Le logiciel ICEM CFD est utilisé pour obtenir la géométrie finale à partir de logiciel BladGen. Les coordonnées cartésiennes des points nécessaires pour la création de la géométrie sont importées dans un fichier de données, Ces points sont utilisés pour créer des lignes (figure III.6), puis pour la conception des différentes surfaces à l'aide de ces lignes(figureIII.7) . Pour notre travail, un maillage volumique arbitraire et non orthogonal de forme tétraèdre (figure III.8) a été utilisé. En utilisant L'ICEM CFD, vous pouvez également exporter un fichier contenant toutes les données de la géométrie et du maillage vers le CFX Pre.

Du fait que 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. En théorie, les erreurs liées au maillage Ils doivent disparaître pour des mailles de plus en plus fines, jusqu'à atteindre asymptotiquement des valeurs qui ne dépendent pas de la taille des mailles. Ainsi, pour étudier la qualité du maillage et son impact sur la solution, le maillage ont été testés dans ce cas et le nombre d'éléments formant de cette maillage (587360 éléments).

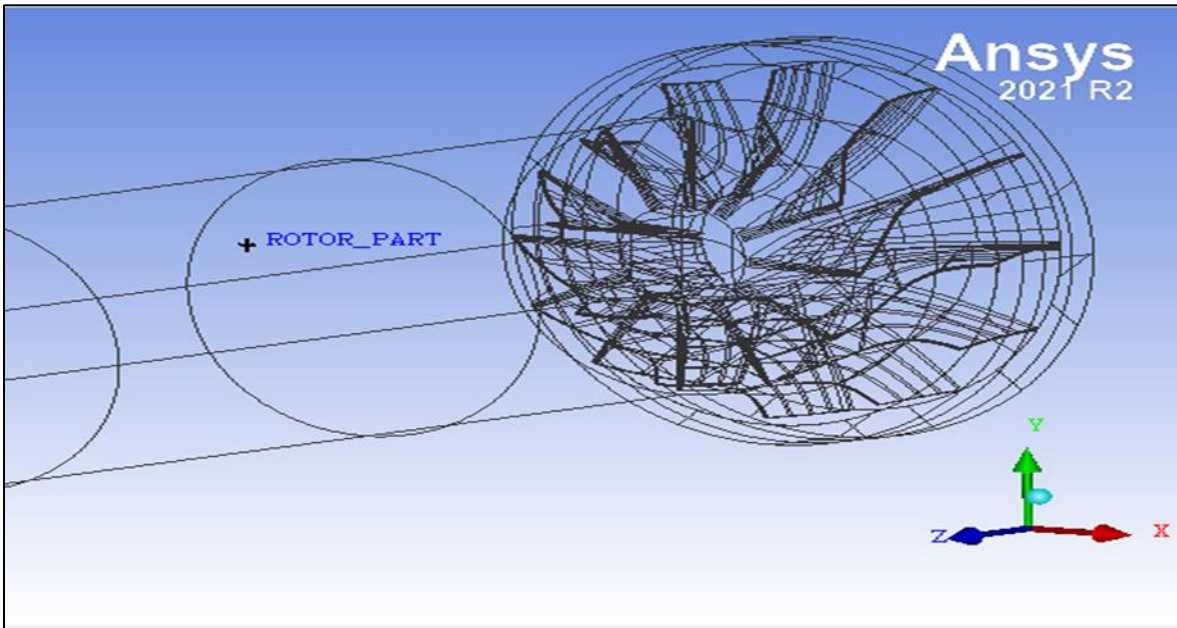


Figure III.6 : Les lignes limitant la géométrie de Rotor

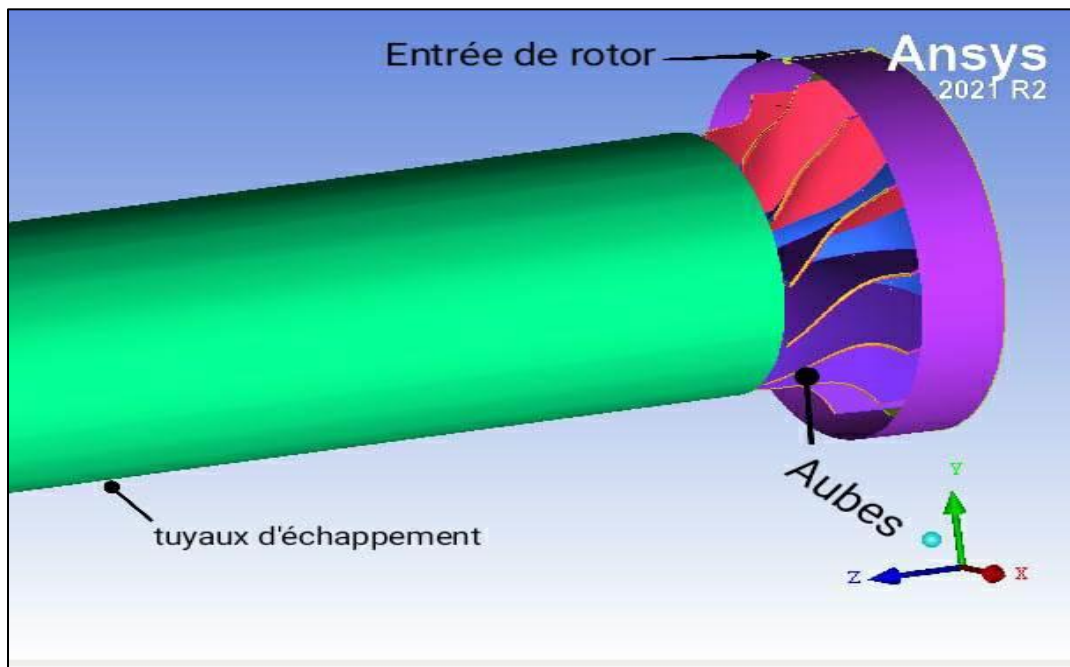


Figure III.7 : Les surfaces limitants la géométrie de la Rotor

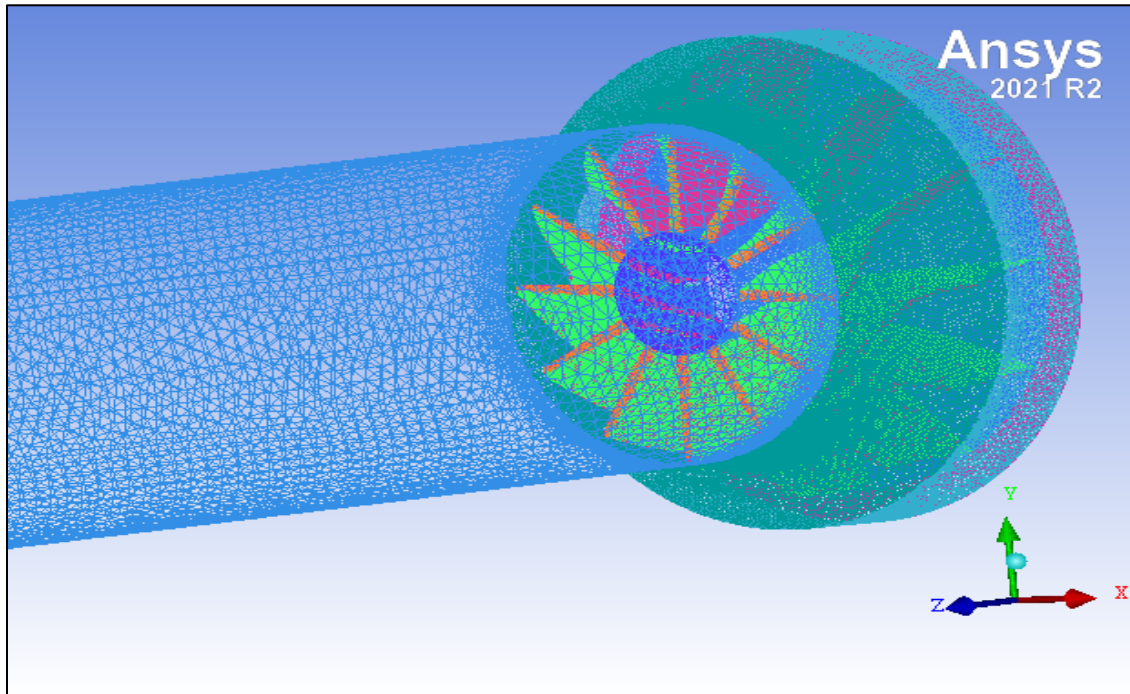


Figure III.8 : Le Maillage de rotor

III.4 Définition physique du domaine de calcul

Pour définir le domaine de calcul, on utilise le module ANSYS CFX-Pre du code de calcul ANSYS CFX ; D'abord, le fluide est décrit comme un gaz parfait avec un régime stationnaire. Le modèle de turbulence est le k Sst décrit dans le chapitre II ; Il reste à déterminer les conditions limites pour chaque section du domaine de calcul. Ainsi, pour toutes les simulations, voici les conditions limites :

- L'entrée : débit massique (variable), température totale (333°K) et l'intensité de turbulence (5%), le régime est subsonique.
- On impose Deux vitesse de rotation $N = (35370 \text{ tr/min}, 47000 \text{tr/min})$ sur le rotor.
- La sortie : le régime est subsonique et Relative Pression = 0.101325..
- Les parois : lisses et adiabatiques.
- Pour le Solver : on déterminer un schéma de diffusion de haute précision et ce reste moyen de fin d'itération de 10^{-4} . La méthode des volumes finis, Elle est employée en tant que Méthode numérique pour résoudre les équations moyennées de Reynolds à l'aide d'un algorithme de couplage Pression - Vitesse.

III.5 Résultats et discussions

Il faut noter cependant que nous proposons dans ce chapitre de présenter d'une manière séparée et très succinct, des comparaisons entre les résultats numériques les d'une notre modèle nous l'appliquons à une turbine radiale de suralimentation pour automobile de type Garrett TA03 expériences de Podevin [31].

Cette façon de procéder, nous évite de commettre des erreurs grossières et nous oblige Notons cependant que ces comparaisons sont qualitatives et peuvent donner des résultats très satisfaisants. Pour effectuer cette simulation, une unité de calcul a été investi dont ses performances sont: processeur Intel Core i5 2.6 GHz. 8 Go.

III.5.1 les performances de la turbine

Les figures III-9 représentent la variation taux de détente en débit adimensionnel Da et une comparaison des résultats expérimentaux du Podvin [31] et les résultats numériques de notre présente étude concernant les conditions sur laquelle nous avons travaillé d'essais : deux vitesses de rotation de 47000tr/min et 35370tr/min.

Dans la figure III-9 les résultats numériques et les mesures expérimentales ont remarqué L'augmentation de taux avec l'augmentation de débit théoriquement (la simulation k-sst) et expérimentalement. Le taux de détente augmente avec l'augmentation débit jusqu'a une valeur maximale de 2.517 dans les mesures expérimentales, 1.6467 dans la turbine pour vitesse 353700 tr/min, et 1.6217 dans la turbine pour vitesse 47000 tr/min pour les calculs de la simulation numérique.

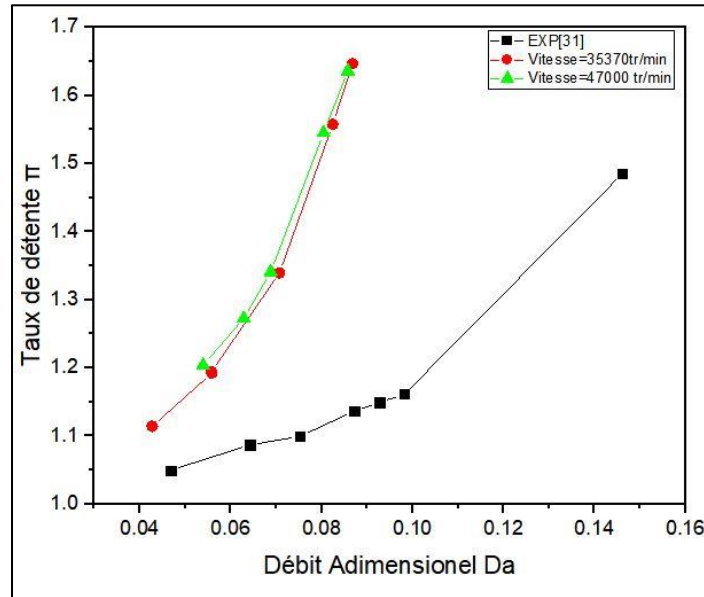


Figure III.9 : Variation De Taux de détente en fonction de débit adimensionnel

III.5.1.1 le couple et l'efficacité pour différents débits

Dans la figure III.10 ci-dessus le couple augmente avec l'augmentation du Débit adimensionnel dans cette calcul numérique par ce que l'augmentation de débit adimensionnel augmente le Taux de détente d'après la figure précédente et cette augmentation provoque une augmentation des forces agissant sur les aubes de rotors, donc l'augmentation du couple est provoquée par l'augmentation de la force c'est a dire l'augmentation du taux de détente.

La figure III.11 représente la variation de rendement totale a statique en fonction du Débit adimensionnel, dans les calculs numériques de la turbine pour vitesse de 35370 tr/min et turbine pour vitesse 47000tr/min, Pour la vitesse de 35370 tr/min, l'efficacité maximale est atteinte à un débit adimensionnel d'environ 0.06-0.065, avec une valeur de l'efficacité d'environ 0.66.

Pour la vitesse de 47000 tr/min, l'efficacité maximale est atteinte à un débit adimensionnel d'environ 0.065-0.07, avec une valeur de l'efficacité d'environ 0.67. La courbe à 47000 tour/min est plus lisse et montre une efficacité légèrement supérieure au pic par rapport à 35370 tour/min. Une vitesse plus élevée tend à augmenter l'efficacité maximale et offre une performance plus stable.

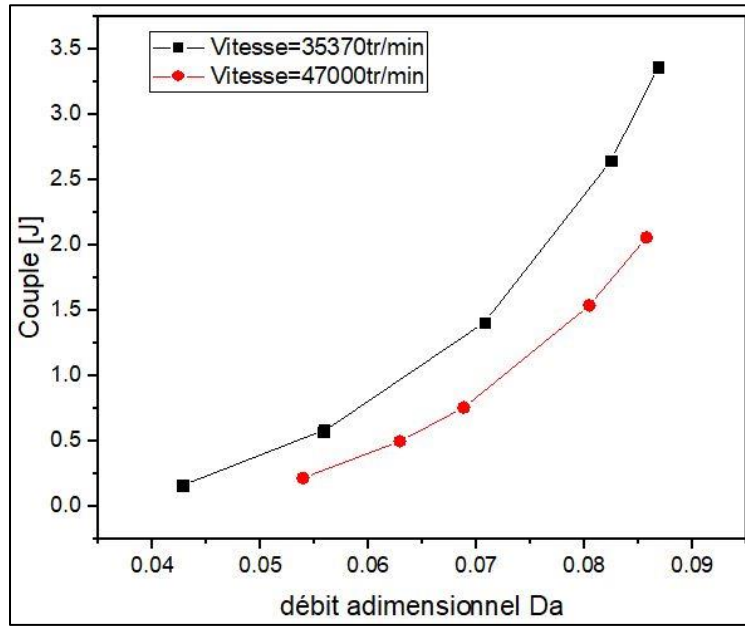


Figure III.10 : Variation de Couple en fonction de débit adimensionnel

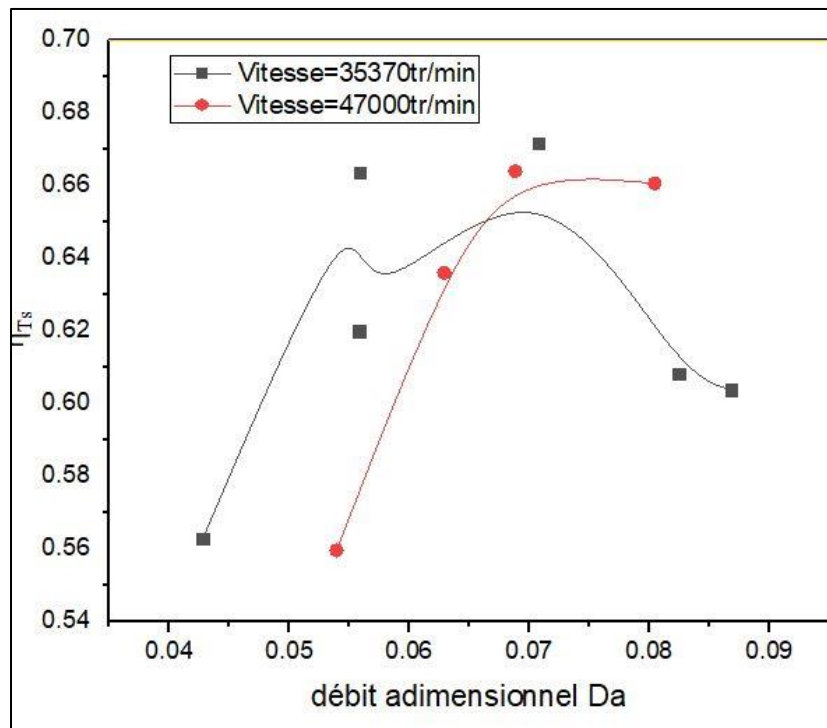


Figure III.11 : Variation de l'efficacité totale-statique en fonction de débit adimensionnel

III.5.1.2 les pertes par frottements pour Différents débits massique

Dans la figure III.12 présente les pertes par frottement dans le rotor en fonction dh_F du débit massique \dot{m} pour cette calcul numérique deux vitesses de rotation différentes : 35370 tr/min et 47000 tr/min. Les

données représentées visent à analyser l'impact de la vitesse de rotation et du débit massique \dot{m} sur les pertes par frottement dans rotor Δh_F . On observe une augmentation des pertes par frottement avec l'augmentation du débit massique pour les deux vitesses de rotation. À bas débit massique (0.15 kg/s), les pertes par frottement sont relativement faibles mais montrent déjà une différence notable entre les deux vitesses, avec une augmentation de 20% à 47000 tr/min. À haut débit massique (0.46 kg/s), les pertes deviennent significatives, culminant à 37 W pour 47000 tr/min contre 35 W pour 35370 tr/min, ce qui représente une augmentation d'environ 5.7%.

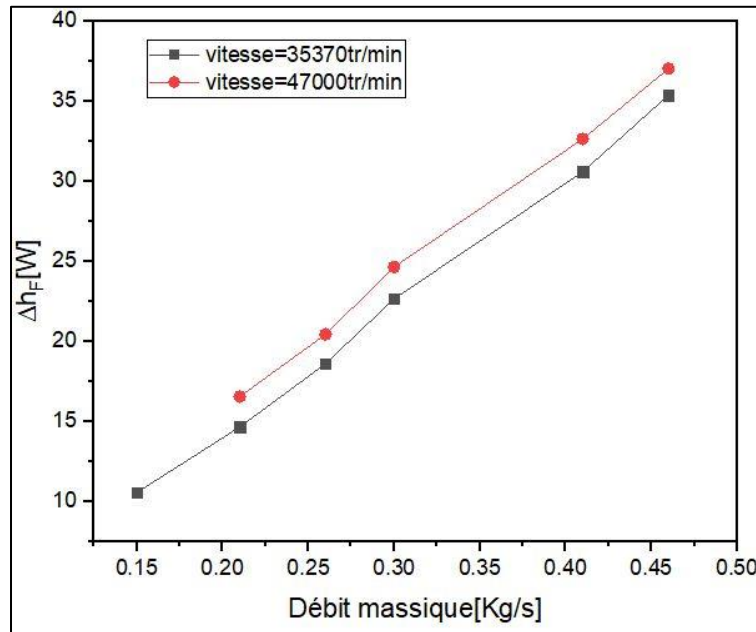


Figure III.12 : pertes par frottement dans le rotor en fonction de débit massique

Dans la figure III.13 représenter Les pertes par vitesse restante (DHEC) en fonction du débit massique (\dot{m}) pour cette calcul numérique deux vitesses différentes du système, à savoir 35,370 tr/min et 47,000 tr/min.

Les valeurs des pertes varient de 3000 à 8000 J/Kg et Le débit massique varie de 0.15 à 0.46 Kg/s. Les pertes augmentent avec l'augmentation du débit massique, la courbe à 47,000 tr/min pourrait avoir une pente plus rapide que celle à 35,370 tr/min, suggérant que les pertes augmentent plus rapidement à une vitesse plus élevée. Cela peut être dû à des effets de frottement accrus ou à des dynamiques de fluide plus complexes à des vitesses plus élevées

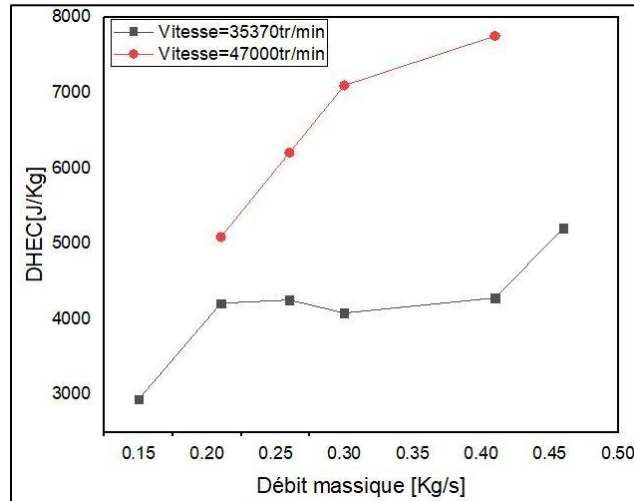


Figure III.13 : Les pertes par vitesse restante en fonction de débit massique

Dans la figure III.14 représenter Pertes par fuites internes (DHFI) en fonction du débit massique (\dot{m}) pour cette calcul numérique deux vitesses différentes du système, à savoir 35,370 tr/min et 47,000 tr/min.

À un débit massique donné, les pertes par fuites internes sont légèrement plus élevées à la vitesse de 47000 tr/min qu'à 35370 tr/min, Cela suggère que l'augmentation de la vitesse de rotation entraîne une augmentation des pertes par fuites internes pour un même débit massique. La différence observée entre les deux vitesses de rotation peut s'expliquer par le fait qu'à des vitesses plus élevées, les composants internes du système (tels que les joints ou les segments d'étanchéité) peuvent être soumis à des pressions et des forces centrifuges plus importantes, augmentant ainsi les pertes par fuites.

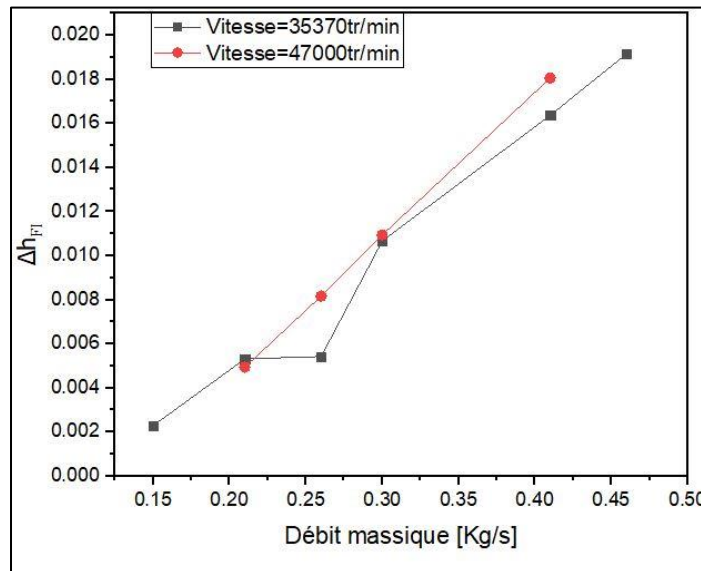


Figure III.14 : Pertes par fuites internes (DHFI) en fonction du débit massique (\dot{m})

III.5.2 Vecteur de vitesse le long du rotor

La figure III.15 représente les vecteurs de vitesse de l'entrée vers la sortie de rotor, pour $\dot{m} = 0.21, 0.46$, et de vitesse 37350tr/min. Ces vecteurs peuvent donner la distribution détaillée de l'écoulement et ces variations. D'après la figure on remarque : Une accélération de l'écoulement de l'entrée vers la sortie du rotor d'une valeur égale à 187,6m/s pour le débit massique 0.21(kg/s) et 247m/s pour le débit massique 0.46(kg/s), a une valeur maximale à la sortie égale à 247m/s.

Les vecteurs de vitesse sont principalement concentrés autour des zones de rotation des pales du rotor pour le débit 0.21, Les vecteurs de vitesse sont également concentrés autour des zones de rotation des pales du rotor, mais avec une intensité plus élevée que dans le cas précédent pour le Débit 0.46.

À un débit massique de 0,21 kg/s, la vitesse maximale est de 187,6 m/s et un débit massique de 0,46 kg/s, la vitesse maximale augmente considérablement pour atteindre 247 m/s. Cette augmentation de la vitesse maximale est cohérente avec l'augmentation du débit massique, car plus d'air passe à travers le rotor, augmentant ainsi la vitesse de l'air.

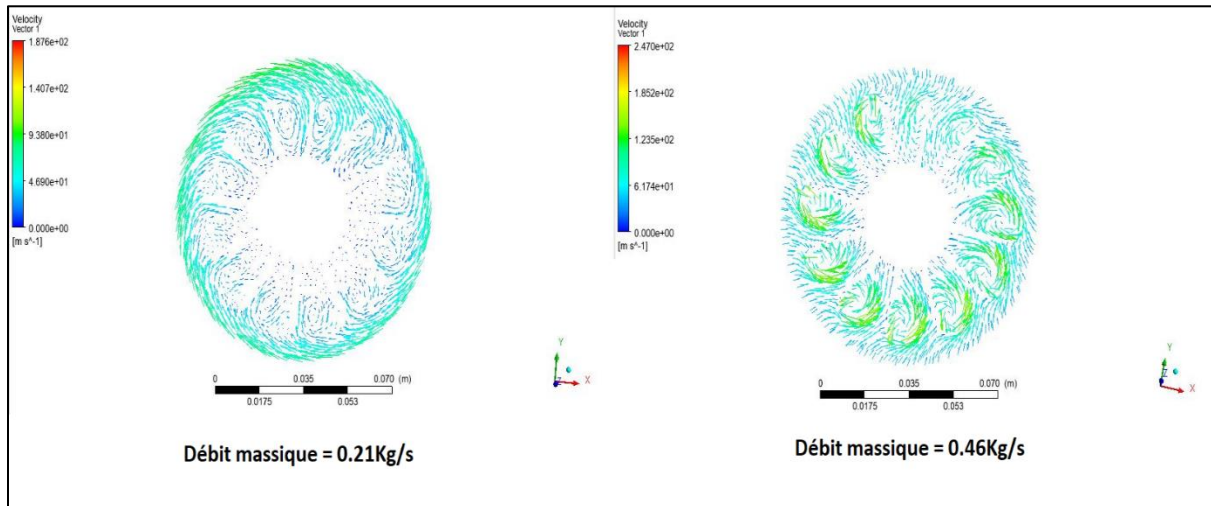


Figure III.15 : les vecteurs de vitesse de l'entrée vers la sortie de rotor

III.5.3 Contour de pression sur le rotor

La figure III.16 Représente le contour de pression sur le rotor de Deux Débit (0.21, 0.46), pour le Débit 0.21kg/s la pression maximale (1.295 bar) est atteinte dans la partie arrière du rotor, proche de la zone de sortie. La pression varie de manière significative à travers le rotor, avec une diminution notable vers les zones plus éloignées de l'axe central. Les couleurs allant du bleu foncé au rouge montrent une distribution de la pression où les zones bleues représentent les pressions plus basses et les zones rouges les pressions plus élevées et pour le débit 0.46kg/s la pression maximale(1.565bar) augmente, La distribution de la pression est similaire en termes de forme, mais on observe des pressions plus élevées globalement sur l'ensemble du rotor. Les zones de haute pression sont plus étendues, indiquant une meilleure efficacité du rotor à ce débit plus élevé.

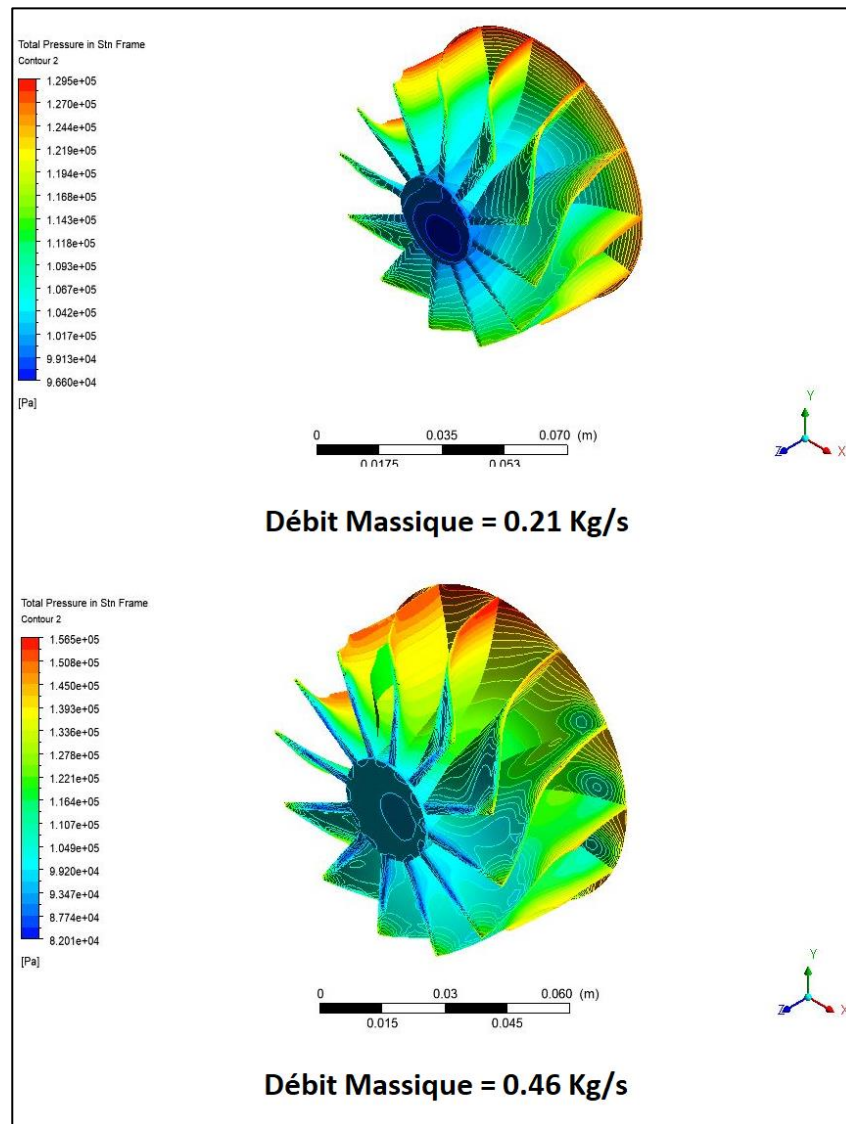


Figure III.16 : le contour de pression sur le rotor de Deux Débit

III.5.4 Contour de vitesse sur l'aube

Figure III.17 Représente le contour de Vitesse sur l'aube de Deux Débit (0.21, 0.46), on observe pour la périmètre débit 0.21(kg/s) La vitesse maximale atteinte est de 166.9 m/s, Les zones de haute vitesse (en rouge) sont concentrées près de l'extrémité supérieure des aubes, avec une transition progressive vers des vitesses plus basses (bleu et vert) vers le bas de l'aube. Cela indique que l'écoulement est plus rapide vers l'extrémité des aubes, ce qui est typique dans de telles configurations de rotor. et pour la Deuxième Débit 0.46(Kg/s) Comme pour le débit plus faible, les zones de haute vitesse sont également concentrées près de l'extrémité supérieure des aubes. Cependant, en raison du débit massique plus élevé, les vitesses globales sont plus élevées sur toute la longueur des aubes comparées au cas précédent

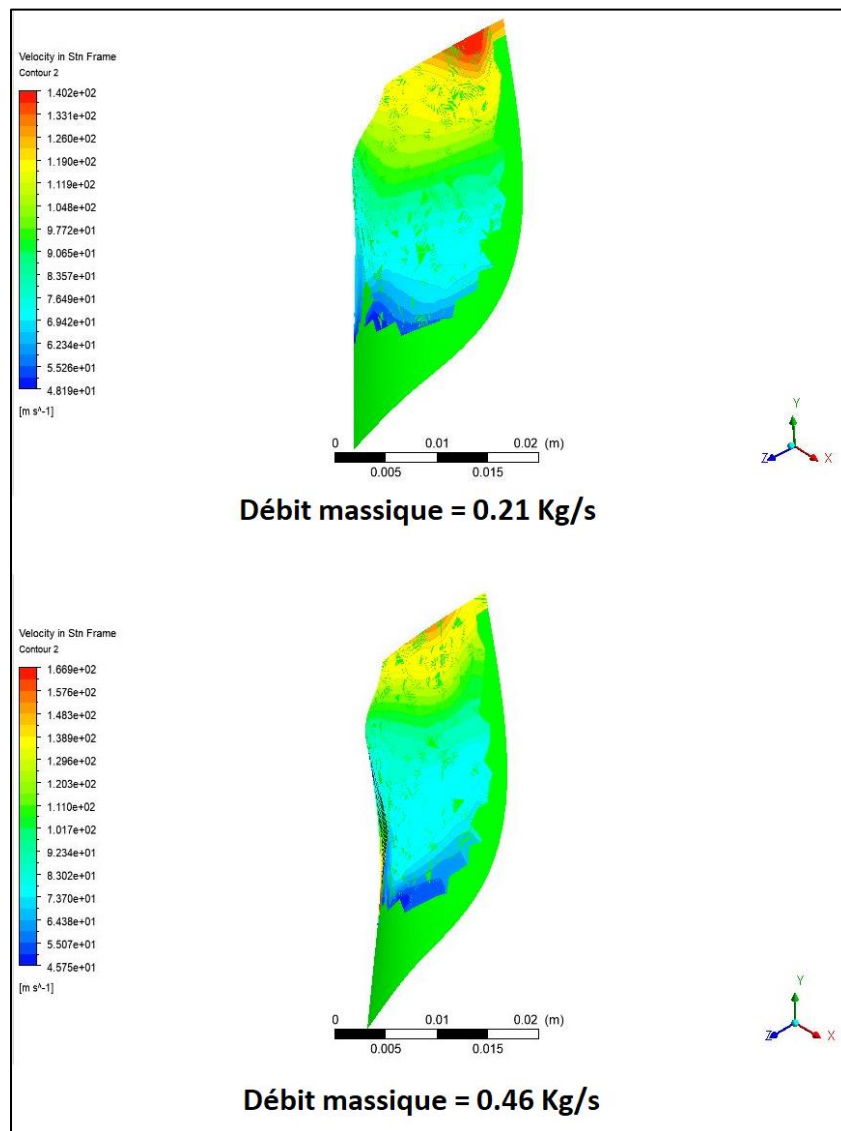


Figure III.17 : le contour de Vitesse sur l'aube de Deux Débit

III.5.5 Contour de pression le carter

La figure III.18 est le contour de pression sur le carter, dans le débit 0.21 Les zones de pression élevée (en rouge) sont concentrées principalement sur les bords extérieurs du carter, Les zones de pression plus basse (en bleu) se trouvent à l'intérieur du carter, La distribution de la pression est relativement uniforme, mais il y a des fluctuations visibles dans certaines régions, indiquant des variations de pression locales, et dans le débit 0.46 Une augmentation significative de la pression maximale par rapport au débit de 0.21 kg/s. Les zones de haute pression sont plus étendues et plus prononcées, La répartition de la pression montre également des fluctuations, mais elles sont plus marquées et plus fréquentes que dans le cas du débit inférieur, les zones de basse pression se déplacent davantage vers l'intérieur du carter, tandis que les zones de haute pression couvrent une plus grande surface.

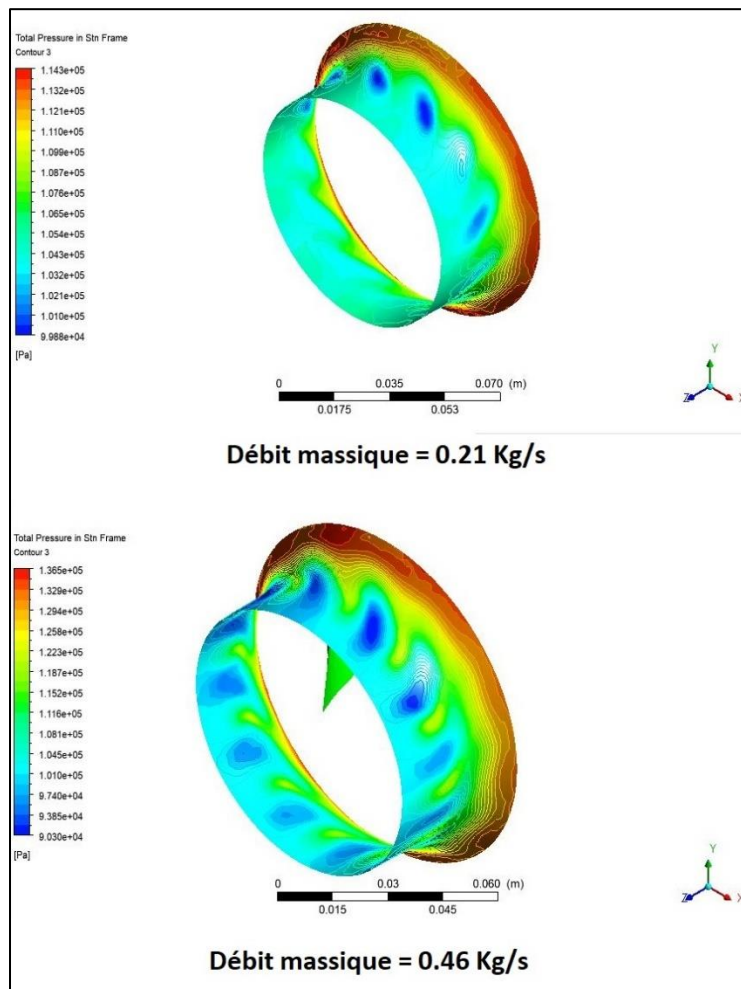


Figure III.18: le contour de pression sur le carter

III.5.6 Les lignes de courant de Rotor

Les figures III.19, représentent les lignes de courant dans la turbine (rotor) à l'aide des tubes coloré par la vitesse qui nous a donné une idée générale sur la structure de l'écoulement le long de rotor

De débit 0.21 Les lignes de courant sont moins denses, indiquant un flux de fluide relativement uniforme,

La vitesse du fluide augmente progressivement le long du rotor, les couleurs dominantes sur la légende sont principalement dans la gamme verte à jaune, ce qui indique des vitesses modérées.

De débit 0.46 Les lignes de courant sont plus denses et plus complexes, indiquant une interaction plus turbulente du fluide avec les pales du rotor, la vitesse du fluide augmente rapidement, ce qui est montré par les couleurs rouge et orange indiquant des vitesses plus élevées.

À mesure que le débit massique augmente de 0,21 kg/s à 0,46 kg/s, la vitesse maximale du fluide à travers le rotor augmente significativement, passant de 139,9 m/s à 249,5 m/s.

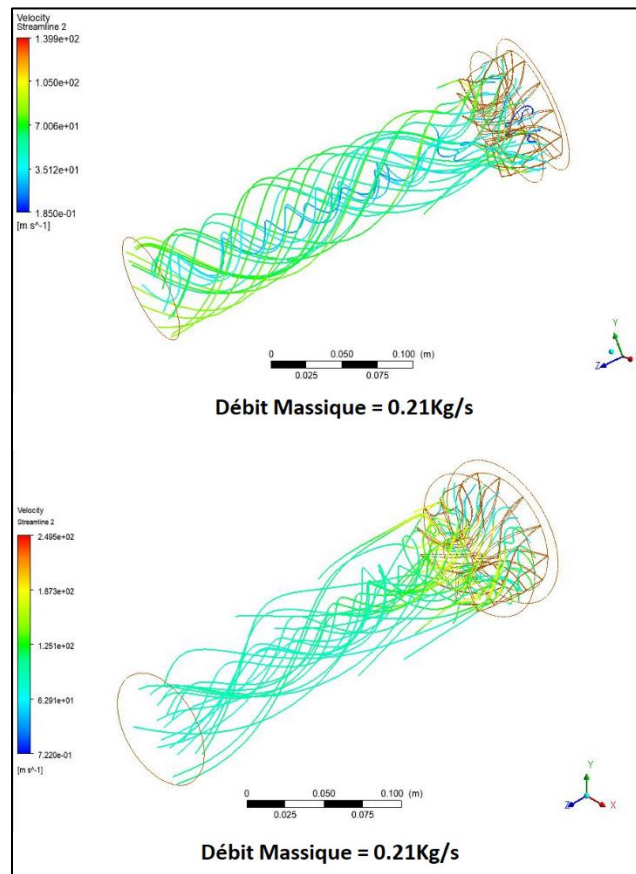
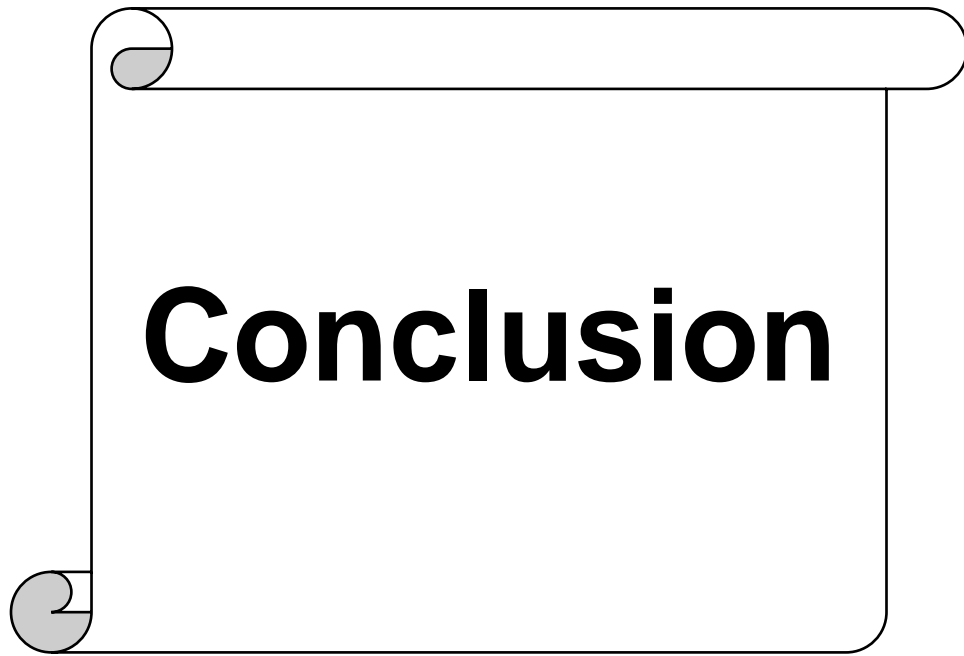


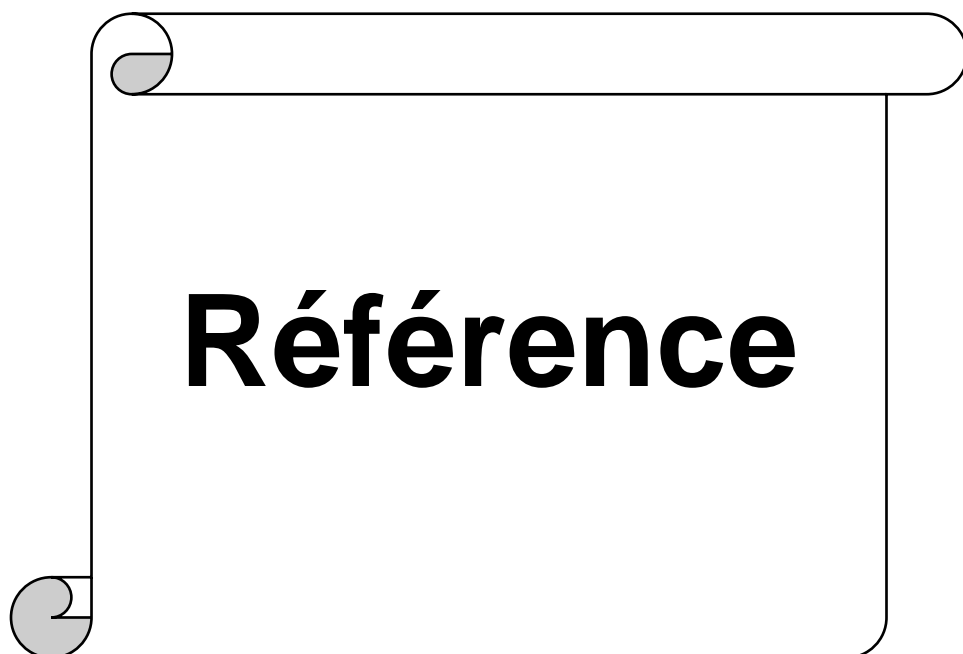
Figure III.19: les lignes de courant dans la turbine (rotor)



Conclusion

Conclusion

La simulation de l'écoulement stationnaire tridimensionnel à travers la turbine radiale ou semi axiale est basée sur la résolution numérique des équations moyennes de Reynolds, utilisant le modèle SST (Shear Stress transport) pour la fermeture, avec l'approche des volumes finis représentée sur un maillage tétraédrique effectué par le logiciel ANSYS ICEM CFD. Nous avons simulé l'écoulement à travers la configuration constituée par un rotor et un stator, avec deux vitesses de rotation 50%, 70% de la vitesse nominale de la turbine et avec une variation du débit massique pour prélever les caractéristiques de performance de la turbine. Un premier accord a été visualisé. Les résultats remportés montrent un rapprochement entre les valeurs numériques et celle expérimentales dans la fig. III.9 bien que les géométries ne sont pas identiques. Et que certains pertes varies proportionnellement avec le débit massique telle que les pertes de frottement dans le rotor et les pertes par fuites internes ainsi que le coefficient de couple de frottement du disque est lié inversement avec le nombre de Reynolds local calculé dans l'inter disque radial où se réside le phénomène de cisaillement des couches limites développées sur chaque surface des disques, la couche centripète liée au stator est plus turbulente que celle centrifuge liée au rotor.



Bibliographies

- [1] N. Watson et M. S. Janota, *Turbocharging the Internal Combustion Engine*, 1^{re} éd. Bloomsbury Publishing Plc, 1982. doi: 10.1007/978-1-349-04024-7.
- [2] S. Rajoo, *Steady and Pulsating Performance of a Variable Geometry Mixed Flow Turbocharger Turbine*. Department of Mechanical Engineering, Imperial College London, 2006.
- [6]. Prashant. N. P., "PERFORMANCE ANALYSIS OF IC ENGINE USING SUPERCHARGER AND TURBOCHARGER-A REVIEW," *Int. J. Res. Eng. Technol.*, vol. 04, no. 02, pp. 17–22, Feb. 2015
- [7] Antar, Abdelhafid. "Prédiction numérique de l'échange de chaleur autour d'une aube de turbine." (2011).
- [8] S. L. Dixon et C. Hall, *Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery*. Butterworth-Heinemann, 2013.
- [9] M. Hocevar, Introduction to turbine machinery, Université de Ljubljana, 2016.
- [10] Fluid Mechanics (éd. 6e). McGraw Hill Press, New York, États Unis, 896 p.
- [11] A.CHACHOUA, « Etude des performances d'une turbine semi axiale dotée d'une nouvelle conception de volute », PhD Thesis, Université Mohamed Boudiaf des Sciences et de la Technologie-Mohamed Boudiaf . Disponible sur: <https://www.pnst.cerist.dz/detail.php?id=906295>
- [12] Théorie générale des turbomachines par Pr Miloud Abidat mars2003.
- [13] M. Tebbal, A. Yousfi, M. K. Hamidou, M. Abidat, et M. Hamel, « Influence de la charge de l'aube sur les performances d'une turbine semi-axiale ».
- [15] Toussaint, M., & Frelin, M. (2006). Turbines centrifuges - Principes de base (bm4570). Techniques de l'ingénieur , Paris, Fran
- [17] le titre de DOCTEUR-INGENIEUR PAR MONSIEUR GEORGES J. PAPACHRISTOS
CONTRIBUTION A L'ETUDE DES TURBOCOMPRESSEURS DE SURALIMENTATION
- [18] H. Schlichting, *Boundary-Layer Theory*, 7th ed. New York: McGraw-Hill, 1979.
- [19] C. Rodgers, "Mainline performance prediction for radial inflow turbines," VKI Lecture Series, 1987.
- [20] S. M. Futral and C. A. Wasserbauer, Off-design performance prediction with experimental verification for a radial-inflow turbine. Washington,: National Aeronautics and Space Administration; for sale by the National Technical Information Service, Springfield, 1965.
- [21] A. Whitfield and F. Wallace, "Study of incidence loss models in radial and mixed flow turbomachinery," in IMechE Conference, 1973, p. C55/73.
- [22] A. Whitfield and N. C. Baines, *Design of radial turbomachines*. Harlow, Essex, England, New York : Longman Scientific & Technical ; Wiley, 1990.
- [23] J. Krysinski, *Turbomachines, théorie générale* : OPU, 1987.

Références

- [24] Sofien Boualja, Analyse expérimentale et numérique des écoulements à charge partielle dans les turbines Francis de des vortex inter-aubes. Thèse de doctorat : Mécanique des fluides Energétique, Procédés. Université Grenoble Alpes : mars 2018
- [25] M. Mseddi, M. Baccar et H. Kchaou, banese Science Journal, Vol. 2, No. 2, 2001. Modélisation des turbines radiales de Suralimentation
- [26] M. Abidat " Théorie générale des turbomachines" Cours de Post Graduation, « Mécanique Appliquée » Mars 2012
- [28] C. M. Rhie and W. L. Chow, "Numerical study of the turbulent flow past an airfoil with trailing edge separation,"
- [30] M. YOUNSI, «Aéroacoustique Et Aérodynamique Instationnaire, Numérique Et Expérimental Des Ventilateurs Centrifuge A Action,» Thèse De Doctorat En Mécanique, Ecole National Supérieure D'arts Et Métiers, Paris, 2007.
- [31] P. Podevin, Étude et essai d'une turbine radiale de turbocompresseur d'automobile, Mémoire d'Ingénieur, CNAM, Paris, 1983.

Webographie

- [3] P. A. Lakshminarayanan et A. K. Agarwal, Design and development of heavy duty diesel engines: a handbook. Springer Nature, 2019. Disponible sur : https://books.google.com/books?hl=en&lr=&id=Yqm8DwAAQBAJ&oi=fnd&pg=PR5&dq=Design+and++Development+of++Heavy+Duty+Diesel++Engine&ots=5_t6RQ6PhT&sig=wew14F_8awwo3zRyXLnAQLFiSOA
- [4] M. M. BENCHERIF, « Etude des performances en régime instationnaire d'une turbine de suralimentation munie d'une volute à double entrée », PhD Thesis , Université Mohamed Boudiaf des Sciences et de la Technologie-Mohamed Boudiaf Disponible Sur : <https://www.pnst.cerist.dz/detail.php?id=888833>
- [5] Z. Sabe, « Diagnostic à base de modèle : application à un moteur diesel suralimenté à injection directe », PhD thesis, Institut National Polytechnique de Lorraine - INPL, 2006. Disponible Sur : <https://theses.hal.science/tel-00139674>
- [14] Z. Kherbache et K. Mokdad, « Elaboration d'un programme Fortran Permettant L'évaluation des Performances d'une Turbine Radiale », PhD Thesis, UMMTO, 2018. Disponible sur : <https://dspace.ummt0.dz/items/7a232c8a-1eff-468a-9995-14baaab2bce>
- [16] P.-T. Lauriau, « Caractérisation de la performance aérodynamique d'un étage de turbine radiale à géométrie variable, en fonctionnement hors-adaptation », PhD Thesis, Toulouse, ISAE, 2019. Disponible sur : <https://www.theses.fr/2019ESAE0004>
- [27] « Etude numérique des performances d'une turbine semi axiale en régime pulsé - » Disponible sur : https://www.google.com/search?q=Etude+num%C3%A9rique+des+performances+d%27une+turbine+semi+axiale+en+r%C3%A9gime+puls%C3%A9&oq=Etude+num%C3%A9rique+des+performances+d%27une+turbine+semi+axiale+en+r%C3%A9gime+puls%C3%A9&gs_lcrp=EgZjaHJvbWUyBggAEUYOdIBcDEINTRqMGo3qAIAAsAIA&sourceid=chrome&ie=UTF-8
- [29] Mr. AMRANI HAMID, « Etude des performances en régime instationnaire d'une turbine de suralimentation munie d'une volute à double entrée », PhD Thesis, Université Mohamed Boudiaf des

Références

Sciences et de la Technologie-Mohamed Boudiaf. Disponible sur :
<https://www.pnst.cerist.dz/detail.php?id=888833>

Résumé

Ce mémoire de master se concentre sur l'estimation numérique des pertes par frottement dans une turbine de suralimentation et leur impact sur l'efficacité du système. Les pertes par frottement jouent un rôle significatif dans la performance des turbines de suralimentation, affectant leur efficacité énergétique et leur fiabilité à long terme. L'objectif principal de cette étude numérique est d'estimer et quantifier les pertes par frottement internes ou externes dans une turbine de suralimentation, ainsi que d'analyser leur impact sur l'efficacité globale du système. Ces résultats permettront de proposer des stratégies visant à réduire ces pertes par frottement et à améliorer l'efficacité des turbines de suralimentation.

Mots clés : Turbine Radiale ; turbulence ; volumes finis ; performance ; pertes des frottements ; Rendement ; ANSYS CFX.

Abstract

This Master's thesis focuses on the numerical estimation of friction losses in a turbocharger and their impact on system efficiency. Friction losses play a significant role in the performance of turbochargers, affecting their energy efficiency and long-term reliability. The main objective of this numerical study is to estimate and quantify the internal and external friction losses in a turbocharger, as well as to analyse their impact on the overall efficiency of the system. These results will be used to propose strategies for reducing these friction losses and improving the efficiency of turbochargers.

Keywords: Radial Turbine; turbulence; finished volumes; performance ; friction losses; Yield ; ANSYS CFX

ملخص:

تركز رسالة الماجستير هذه على التقدير العددي لخسائر الاحتكاك في الشاحن التوربيني وتأثيرها على كفاءة النظام. تلعب خسائر الاحتكاك دوراً مهماً في أداء الشاحن التوربيني، مما يؤثر على كفاءة الطاقة والموثوقية على المدى الطويل. الهدف الرئيسي من هذه الدراسة العددية هو تقدير وقياس خسائر الاحتكاك الداخلي والخارجي في الشاحن التوربيني، وكذلك تحليل تأثيرها على الكفاءة الكلية للنظام. سيتم استخدام هذه النتائج لاقتراح استراتيجيات لتقليل خسائر الاحتكاك هذه وتحسين كفاءة الشواحن التوربينية.

الكلمات المفتاحية: التوربينات الشعاعية. الاضطراب. المجلدات النهائية أداء ؛ خسائر الاحتكاك أثمر ؛ أنسيس سي إف إكس.