

Université de Bouira
Akli Mohand Oulhadj



جامعة البويرة
أكلي محمد أولحاج

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Université Akli Mohand Oulhadj (Bouira)



Faculté des Sciences et des Science Appliquées
Département de Génie Mécanique



MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du diplôme de master

Spécialité : Génie Mécanique

Option : Énergétique

Titre :

Simulation numérique de
l'écoulement interne dans une
roue de compresseur centrifuge

Soutenue le : /10/2017

Présenté par : BENDJEDDA Sofiane & BESSAYAH Mustapha

Président : M^r.
Rapporteur : M^r. Moussoui M
Examineurs :

M^r.
M^r.

ANNEE : 2016/2017

Remerciement

*Je remercie tout d'abord Allah qui m'a donné la force
Pour terminer ce modeste travail.*

*Je remercié vivement Monsieur : MOUSSAOUI
MOUHAMMED pour son encadrement et MASSAI
JAREK pour ses aides précieuses.*

*Je remercie aussi les membres de jury qui nous ont fait
l'honneur d'accepter le jugement de notre travail.*

*Je remercier tous les enseignants du département Génie
Mécanique qui ont assuré notre formation, ainsi que tout le
corps administratif pour leur disponibilité.*

*Enfin je remercie tous ceux qui ont contribués de près ou de
loin à l'élaboration de ce modeste travail, et qu'ils trouvent ici
l'expression de nos profondes gratitude et respects.*

Sofiane & Mustapha

Dédicace

C'est avec un grand honneur et

Une immense joie que je dédie ce Modest travail

À toutes personnes qui sont venues à mon aide particulièrement

*À mes parents à qui je n'arriverai jamais à exprimer ma gratitude et
ma reconnaissance, pour leur amour et leur soutien tout au long de mes
études.*

Mes frères et mes sœurs

Mes collègues de génie mécanique et tous mes Profs.

À toute ma famille.

Et aux personnes qui m'ont aidé de loin et de prêt.

B.Sofiane



Dédicace

Je dédie ce travail à mes très chers parents, votre courage,

Vos sacrifices ont été pour moi le meilleur

soutien durant ce long parcours.

Veillez trouver dans ce travail une grande

reconnaissance

pour ce que vous avez entrepris à mon égard, et

un fruit de toutes vos prières et vos efforts.

A mes chers frères et ma sœur.

A tous ma famille.

A tous mes enseignants, et surtout mon

encadreur.

A tous mes amis, Et a tous mes collègues.

B. Mustapha



Abstract:

Numerical simulation tends to take more and more importance in the development of the current scientific projects which is less expensive and more flexible.

Centrifugal compressors are used in many sectors and cover a large range of applications and activities, this work is a numerical investigation of an internal flow in three dimensions, turbulent and un-steady of a centrifugal compressor, the implementation of the modeling equations of the internal flows in turbomachines, the numerical solution of these equations solver by using finite volume, the application of Ansys ICEM software to draw and mesh the impeller of centrifugal compressor, the three-dimensional study of the impeller with the aid of Ansys Fluent software, which shows the influence of two important parameters in the performances, are the blade angle and the rotating velocity, at final we presented the results obtained after that we completed with a discussion.

Key words: Centrifugal compressors, numerical simulation, 3D flow, Ansys Fluent, intern, turbo machine flow.

ملخص

تتخذ المحاكاة الرقمية في الأونة الاخيرة اهمية كبيرة في مجال تطوير المشاريع العلمية كونها أقل تكلفة وأكثر مرونة. كما أن للضاغط ذو الطرد المركزي عدة استعمالات في قطاعات مختلفة و يحتل مجال تطبيقها حيزا واسعا, يمثل هذا العمل دراسة محاكاة عديدة لانسباب سيلان مظرب ثلاثي الابعاد لضاغط ذو طرد مركزي, وقد تم كتابة المعادلات التي تجسد التدفق الداخلي للمحركات التوربينية, الحل العددي لهذه المعادلات تم باستخدام طريقة الحجوم المنتهية, وذلك باستعمال برنامج Ansys ICEM لرسم العجلة الدوارة للضاغط المركزي, الدراسة ثلاثية الابعاد لهذا النموذج باستخدام برنامج Ansys Fluent نسخة (2016), النتائج المحصل عليها تركزت حول عاملين مهمين هما الزاوية وسرعة الدوران, وفي اخر دراستنا قمنا بعرض مختلف النتائج المحصل عليها وكذا حقول الضغط والسرعة, وبعد ذلك رافقناها بمناقشة.

كلمات مفتاحية:

ضاغط ذو طرد المركزي, محاكاة رقمية, محرك توربينية, سريان ثلاثي الأبعاد, تدفق داخلي للالات التوربينية.

Résumé:

La simulation numérique tend à prendre de plus en plus d'importance dans le développement des projets scientifiques actuels étant moins onéreuse et plus flexible.

Les compresseur centrifuges sont employés dans de nombreux secteurs et couvrent une gamme d'application très large. Les écoulements internes dans les roues sont complexes, turbulents et instationnaires.

Cette étude comporte une investigation numérique sur l'écoulement interne turbulent compressible tridimensionnelle dans un compresseur centrifuge, la mise en œuvre des équations modélisant les écoulements internes en turbomachines, la résolution numérique de ces équations par la méthode des volumes finis, l'application de logiciel ANSYS ICEM pour tracer et mailler la roue d'un compresseur centrifuge, l'étude tridimensionnelle de la roue d'un compresseur centrifuge à l'aide de logiciels ANSYS FLUENT, où on montre l'affection des performances par deux paramètres, l'angle de calage et la vitesse de rotation, et enfin discussion aux résultats qui nous obtient.

Mots-clefs : compresseur centrifuge, Simulation numérique, turbomachine, 2coulement 3D, écoulement interne de turbomachine

Nomenclature Symboles

Latins :

<i>Symbole</i>	<i>Définition</i>	<i>Unité</i>
S	Section	m ²
C	Vitesses absolues	m/s
U	Vitesses périphérique	m/s
W	Vitesses relative	m/s
\dot{m}	Débit massique	Kg/s
g	Constante de gravitation	m/s
M	Nombre de Mach	-
Re	Nombre de Reynolds	-
Nu	Nombre de Nusselt	-
Er	Nombre d'Euler	-
Γ	Coefficient de diffusion	
P	Pression	Pa
H	Enthalpie	J
T	Température	K
V	Volume	m ³
P	Puissance	W
R	Rayon	M
U	Composant de vitesse suivante x	-
V	Composant de vitesse suivante y	-
W	Composant de vitesse suivante z	-

K	Conductivité thermique	W/m. k
K	Énergie cinétique turbulent	W
F	Force	N
D	Diamètre	M
L	Longueur	M
H	Coefficient d'échange convectif	W. m /k
C_p	Chaleur spécifique a pression constant	j/kg. K
C_v	Chaleur spécifique a volume constant	j/kg. K

Grecque :

<i>Symbole</i>	<i>Définition</i>	<i>Unité</i>
A	Angle de la vitesse absolue	-
β	Angle de la vitesse relative	-
Δ	Laplacien	-
ε	Taux de dissipation dans le modèle de la turbulence	m /s
η	Rendement	%
λ	Conductivité thermique	W/m. k
μ	Viscosité dynamique	kg/m. s
μ_{eff}	Viscosité effective	Pa. S
σ	Degré de réaction	-
ρ	Masse volumique	Kg/m ³

ω	Vitesses angulaire	rad/s
γ	La constante adiabatique	-

Indice:

<i>Symbole</i>	<i>Désignation</i>
1	Conditions d'entrée
2	Conditions de sortie
i, j, k,	Paramètres discrétisés suivant les axes x, y, z.
r, θ , z	Cordonnées cylindriques

Abréviation :

<i>Abréviation</i>	<i>Définition</i>
RNG	Renormalization-group
RSM	Modèle des tensions de Reynolds
SST	Shear Stress Transport
CFD	Calcul numérique des fluides
FVM	Méthode des volumes finie
ANSYS FLUENT	Logiciel de simulation
CAO	Conception assistée par ordinateur

Liste des figures

Figure	Titre	Page
(I.1)	Définition du transfert d'énergie	P2
(I.2)	Système de bielle manivelle dans les compressions a piston	P7
(I.3)	Les différents types de compresseurs à piston alternatif	P7
(I.4)	Type de compresseur en fonction de débit et de la pression	P10
(I.5)	Compresseur centrifuge multi étage	P12
(I.6)	Différentes formes de la roue du compresseur centrifuge	P13
(I.7)	Différentes roues et diffuseur de compresseur centrifuge	P14
(I.8)	Diffuseur radial d'un compresseur centrifuge	P14
(I.9)	La volute de compresseur centrifuge	P15
(I.10)	Le compresseur centrifuge en éléments séparés	P16
(I.11)	Principe de fonctionnement d'un compresseur centrifuge	P16
(I.12)	Vue schématique du groupe de conditionnement d'air dans un avion	P18
(I.13)	Les compresseurs centrifuges en aéronautique	P19
(I.14)	Le turbocompresseur	P20
(I.15)	Triangle des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue du compresseur	P21
(I.16)	L'influence de la réaction sur le triangle des vitesses	P22
(I.17)	Système anti-pompage	P23
(I.18)	Courbes de performance	P24
(II.1)	Modèle de l'écoulement à trois zones	P33
(II.2)	Surfaces de courant au sein d'une turbomachine	P35
(II.3)	Surfaces de courant 3D au sein d'une turbomachine	P35
(II.4)	Définition des paramètres de l'écoulement dans une turbomachine	P36

(II.5)	Définition des paramètres de l'écoulement dans le plan aube à aube	P37
(II.6)	Etude de Léonardo de Vinci sur l'écoulement turbulent	P39
(II.7)	Exemple de turbulence	P40
(III.1)	Schéma d'un volume de contrôle Hexaèdre	P51
(III.2)	volume de contrôle bidimensionnel	P53
(III.3)	Point d'intégration dans un élément d'un volume de contrôle	P55
(III.4)	Schéma du maillage	P56
(III.5)	Procédures de simulation sous Workbench	P59
(III.6)	Fenêtre de démarrage de fluent	P59
(IV.1)	Vue perspective d'un rotor de Compresseur Centrifuge	P62
(IV.2)	L'interface BladGen	P63
(IV.3)	Présentation de la géométrie dans BladGen	P64
(IV.4)	l'interface design modeler	P64
(IV.5)	maillage de la roue	P65
(IV.6)	Fenêtre de démarrage d'Ansys fluent	P66
(IV.7)	l'histoire de convergence	P68
(IV.8)	l'influence de l'angle de calage sur la pression	P70
(IV.9)	l'influence de l'angle de calage sur la vitesse	P71
(IV.10)	l'influence de l'angle de calage sur la viscosité turbulente	P72
(IV.11)	profile de pression statique	P73
(IV.12)	distribution de pression statique	P74
(IV.13)	contour de vitesse	P74
(IV.14)	contour de nombre de mach	P75
(IV.15)	contour de pression statique à deux vitesses de rotation pour N_1 et N_2	P76

(IV.16)	contour de vitesse à deux vitesses de rotation pour N_1 et N_2	P76
(IV.17)	contour de densité à deux vitesses de rotation pour N_1 et N_2	P77
(IV.18)	Profile de variation de pression à long de la roue	P78

Liste des tableaux

Tableau	Titre	Page
(I.1)	Avantages inconvénients pour des différents types des compresseur	P11
(II.1)	Constantes du modèle k- ε standard	P43
(II.2)	Constantes du modèle RNG k- ε	P45
(II.3)	Constantes du modèle k- ω standard	P47
(III.1)	différentes désignations de ϕ , Γ et S	P54
(IV.1)	Résultat du maillage	P66
(IV.2)	Propriétés de l'écoulement en étude	P67
(IV.3)	Géométrie de la roue avec différents angle	P69

Tables des matières

Remerciements

Dédicace

Résumé

Nomenclature des symboles

Liste des figures

Liste des tableaux

Table des matières

Introduction générale

CHAPITRE I : Généralité et synthèse bibliographie sur les compresseurs

I.1) Introduction.....	01
I.2) Définition des turbomachines.....	01
I.3) Classification de turbomachines.....	02
I.3.1) Selon le sens de l'échange d'énergie.....	03
I.3.2) Selon la nature du fluide.....	03
I.3.3) Selon la trajectoire de l'écoulement.....	03
I.4) Historique compresseur.....	03
I.5) Historique compresseur centrifuge.....	04
I.6) Définition d'un compresseur.....	04
I.7) Description des types de compresseurs.....	05
I.7.1) Compresseurs volumétriques.....	06
I.7.1.1) Compresseur à piston alternatif.....	06
I.7.1.2) Compresseur piston libre.....	06
I.7.1.3) Compresseur à membrane.....	06
I.7.1.4) Compresseur rotatifs.....	07
I.7.1..) Compresseur dynamique.....	09
I.8) Quand choisir un compresseur volumétrique.....	10
I.9) Quand choisir un compresseur dynamique.....	10
I.10) Domaine d'utilisation des compresseurs.....	10
I.11) Avantages inconvénients.....	11
I.12) Compresseur centrifuge.....	11
I.13) Les organes mécaniques d'un compresseur centrifuge.....	13
I.13.1) La partie amont d'un compresseur.....	13

I.13.2) Le rotor (roue).....	13
I.13.3) Le diffuseur.....	14
I.13.4) La volute.....	15
I.14) Principe de fonctionnement.....	16
I.15) L'exploitation industrielle des compresseurs centrifuges.....	17
I.15.1) La climatisation.....	17
I.15.2.)Les turboréacteurs et l'aviation.....	18
I.15.3) Les turbocompresseurs de suralimentation.....	19
I.16) Triangle des vitesses.....	20
I.17) Degré de réaction.....	21
I.118) Le système anti-pompage.....	22
I.18.1) Le pompage.....	22
I.19) Performances des compresseurs centrifuges.....	23
I.20) Synthèse bibliographie.....	24
I.21) Conclusion.....	28

CHAPITRE II : Méthodes numérique

II.1) Introduction	29
II.2) Equations gouvernantes.....	29
II.2.1) Equation de continuité et équation quantité de mouvement (Navier-Stokes).....	29
II.2.2) Continuité.....	29
II.2.3) Conservation de la quantité de mouvement.....	30
II.2.4) Conservation d'énergie.....	30
II.3) Hypothèses simplificatrices.....	30
II.4) Equations de problème.....	31
II.4.1) Continuité.....	31
II.4.2) Quantité de mouvement.....	31
II.4.3) Conservation d'énergie.....	31
II.5) Equations sous forme conservative.....	32
II.6) Equations simplifiées de mouvement.....	32
II.6.1) Equations d'Euler.....	33
II.6.2) Equations de l'écoulement incompressible.....	33
II.7) Equations particulières pour les turbomachines.....	34

II.8) Les nombres adimensionnels.....	37
II.8.1) Nombre de Reynolds.....	37
II.8.2) Nombre de Nusselt.....	38
II.8.3) Nombre de Prandtl.....	38
II.8.4) Nombre d'Euler.....	38
II.8.5) Nombre de Mach.....	38
II.9) Turbulence.....	38
II.9.1) Bref historique.....	38
II.9.2) Définition de la turbulence.....	39
II.9.3) Propriétés essentielles.....	39
II.9.4) Exemples de la turbulence.....	40
II.9.5) Description expérimentale et statistique de la turbulence.....	41
II.10) Modélisation de la turbulence.....	41
II.10.1) Classification des modèles des turbulences.....	41
II.10.2) Les modèles de tension de Reynolds.....	41
II.10.3) Les modèles de viscosité turbulente.....	41
II.10.3.1) Les modèle à une équation (Spalart-Allmaras).....	42
II.10.3.2) Les modèles à deux équations.....	42
II.11) Conclusion.....	48

CHAPITRE III : Formulation mathématique

III.1) Introduction.....	49
III.2) Méthode numérique.....	49
III.3) Discrétisation des équations de Navier Stocks par la méthode des volumes finis....	50
III.4) Méthodes des différences finis.....	51
III.5) Méthodes des éléments finis.....	52
III.6) La méthode des volumes finis.....	52
III.7) La discrétisation.....	53
III.8) Maillage.....	55
III.9) Logiciel de simulation ANSYS.....	56
III.10) ANSYS Design Modeler.....	56
III.10.1) Les principales fonctionnalités de Design Modeler.....	57
III.11) Présentation de "Fluent".....	57
III.12) Procédure sous "Fluent".....	59

III.13) Choix entre simple précision ou double précision.....	59
III.14) Choix de la formulation du solveur.....	60
III.15) Condition aux limites.....	60
III.15.1) Condition aux limites utilisée par FLUENT.....	60
III.16) Conclusion.....	61

CHAPITRE IV : Résultats et discussions

IV.1) Introduction.....	62
IV.2) Modèle géométrique pour le compresseur centrifuge.....	62
IV.3) Les étapes pour la résolution de problème.....	63
IV.4) Création de la géométrie avec Ansys BladGen.....	63
IV.4.1) Préparation de la géométrie.....	63
IV.4.2) Importer la géométrie vers design modeler.....	64
IV.4.3) Le maillage des domaines (ICEM CFD).....	64
IV.4.4) Techniques générales de génération du maillage.....	65
IV.4.5) Résultat du maillage.....	66
IV.4.6) Import la géométrie vers Ansys fluent.....	66
IV.5) Propriétés du fluide.....	67
IV.6) Choix des paramètres de calcul.....	67
IV.7) les conditions aux limites.....	67
IV.8) Critères de convergences.....	68
IV.9) Résultats et discussions.....	69
IV.9.1) Analyse des écoulements internes.....	69
IV.9.2) choix de la configuration.....	69
IV.9.3) l'influence de l'angle de calage sur les différents paramètres.....	70
IV.9.3.1) L'influence de l'angle de calage sur Pression statique.....	70
IV.9.3.2) L'influence de l'angle de calage sur la vitesse.....	71
IV.9.3.3) L'influence de l'angle de calage sur la viscosité turbulente.....	72
IV.9.3.4) l'influence de l'inclinaison sur le profil de pression statique.....	73
IV.9.4) Evolution de l'écoulement dans la roue.....	74
IV.9.4.1) distribution de pression statique.....	74
IV.9.4.2) Evolution de la vitesse.....	74
IV.9.4.3) Evolution de nombre de mach.....	75
IV.9.5) L'influence de vitesse de rotation.....	75

IV.9.5.1) Sur la pression statique.....	75
IV.9.5.2) Vitesse résultante.....	76
IV.9.5.3) Masse volumique.....	77
IV.10) profile de pression statique défèrent vitesse de rotation.....	78
IV.11) Conclusion.....	79
Conclusion générale et perspectives	

Introduction Générale

Introduction

L'évolution du monde contemporain s'intéresse de plus en plus à l'énergétique qui a pris une grande ampleur dans le domaine de la technologie, en l'occurrence les turbomachines qui occupent une grande importance dans l'industrie moderne.

L'air est très utilisé dans l'industrie, sa fonction peut accomplir plusieurs opérations comme le nettoyage le séchage le transport, il est aussi très répandu dans les ateliers et les usines où il y a des modules de commande de machines ou des circuits de puissances pneumatiques, son utilisation pénètre aussi dans le domaine d'énergie, (centrales électriques, installations gazièresEtc.).

Cette très grande variété d'utilisation explique au premier chef la diversité qui existe sur les modèles de compresseurs, le choix de compresseur répond mieux à un problème donné et est basé sur une étude qui permet de caractériser le type de fluide, la pression, le débit la qualité de l'air ou du gaz utilisé, le rendement demandé pour un fonctionnement meilleur d'une installation, et aussi le type d'installation à réaliser joue un rôle important dans la détermination du compresseur à utiliser et permet de calculer le coût exact du mètre cube d'air consommé qui dans certaines industries, représente un facteur non négligeable du prix de revient.

Les compresseurs centrifuges font partie de nombreuses applications industrielles, ils trouvent une utilisation étendue en raison de leur bon fonctionnement, de la tolérance à de grandes fluctuations des processus, et de leur grande fiabilité par rapport à d'autres types de compresseurs.

Cette étude de l'écoulement dans un compresseur centrifuge est consacrée à l'optimisation des performances (en termes de rendement et de taux de compression) des compresseurs centrifuges. Ce type de compresseur qui est une machine génératrice où l'échange de l'énergie s'effectue entre la roue et le fluide qui la traverse ; est actuellement très répandu sur les navires méthaniers ; et reste un élément central dans la turbo-propulsion de faible poussée ; la suralimentation automobile ; le conditionnement d'air ; les applications industrielles pour le gaz ou le pétrole, l'écoulement qui se développe dans ce type de compresseur est très complexe.

La turbulence, le caractère instationnaire de l'écoulement, la géométrie 3D des pales et les effets technologiques (tourbillon de jeu, injection, cavitation...) sont autant de difficultés que rencontrent les codes de calcul numérique.

Pour pallier ces problèmes, Les constructeurs misent fortement sur la simulation numérique pour aboutir dans le futur à la conception optimale grâce aux méthodes

numériques qui permettent de réduire considérablement le coût et le temps de conception par la réduction du nombre d'essais au banc aujourd'hui encore indispensables. À terme, l'intérêt est de concevoir juste du premier coup, en évitant les processus expérimentaux souvent très coûteux.

Partant de la discrétisation du domaine d'étude (maillage de la géométrie), passant par la modélisation tridimensionnelle des écoulements fluides, et aboutissant à une interprétation et validation des résultats, en utilisant des logiciels de simulation ; la mécanique des fluides numérique CFD (Computational Fluid Dynamics) est aujourd'hui un outil indispensable pour les chercheurs.

Notre mémoire est organisée comme suite :

- **Le premier chapitre** contient une généralité sur les turbomachines et les compresseurs centrifuges, leur principe de fonctionnement, leur domaine d'application et les caractéristiques globales, et on finit ce chapitre avec une synthèse bibliographique.
- **Dans le deuxième chapitre**, on s'intéresse à présenter une description du modèle mathématique des équations pour la conception des projets en turbomachines basé sur les équations de la mécanique des fluides les équations de Navier-Stokes en accord avec les fermetures qui accompagnent les modèles de turbulence.
- **Le troisième chapitre** est consacré aux méthodes numériques où nous présentons la méthode des volumes finis utilisée pour la résolution des équations de turbomachine (Equations de Navier Stokes et équation de continuité...).
- **Et dans le dernier chapitre**, concerne les résultats de notre projet, en commence par les détails des maillages à l'aide de et des conditions aux limites utilisées dans la simulation sont présentés avec Ansys, et par la suite l'affichage des différents contours et profils (pression statique, le développement des vitesses, nombre de Mach et la viscosité tourbillon.....), et aussi à la discussion des résultats qui est faite pour différentes situations liées à l'analyse paramétrique des effets de l'angle de calage, les vitesses de rotation, achevé par une conclusion générale.

Chapitre I

I.1. Introduction :

Les compresseurs centrifuges font partie de nombreuses applications industrielles, ils trouvent une utilisation étendue en raison de leur bon fonctionnement, de la tolérance à de grandes fluctuations des processus, et de leur grande fiabilité par rapport à d'autres types de compresseurs.

Dans ce chapitre on va faire un petit passage dans l'historique pour avoir une idée sur le développement des compresseurs, et parler sur les domaines d'utilisations et aussi voir et définir les éléments constituant des compresseurs.

I.2. Définition des turbomachines :

Les turbomachines sont des appareils qui servent de transformer l'énergie d'un fluide en énergie mécanique et réciproquement, à l'aide d'un mouvement de rotation continu. [1]

On appelle turbomachine un ensemble mécanique de révolution comportant une ou plusieurs roues (rotors) mobiles munies d'aubes (aubages, ailettes) qui ménagent entre elles des canaux à travers lesquels le fluide s'écoule.

L'échange d'énergie s'effectue dans le rotor et résulte du travail des forces aérodynamiques sur les aubes produites par l'écoulement du fluide autour de celles-ci, et qui résultent principalement de la différence de pression entre les deux faces des aubes. Remarquons que, bien que le travail soit produit cette fois encore par les contraintes de pression, il se fait sans déformation de la frontière du système comme pour les machines volumétriques, mais simplement par rotation des aubes.

I.3. Classification de turbomachines :

De nombreux critères servent à classer les turbomachines. Les plus importants sont les suivants [2] :

I.3.1. Selon le sens de l'échange d'énergie :

Il y a deux types de machine (Machines motrices et machines génératrices).

La différenciation entre ces deux types de machines est simplement liée au sens du transfert d'énergie entre le fluide et le dispositif mécanique comme indiqué sur la figure suivant :

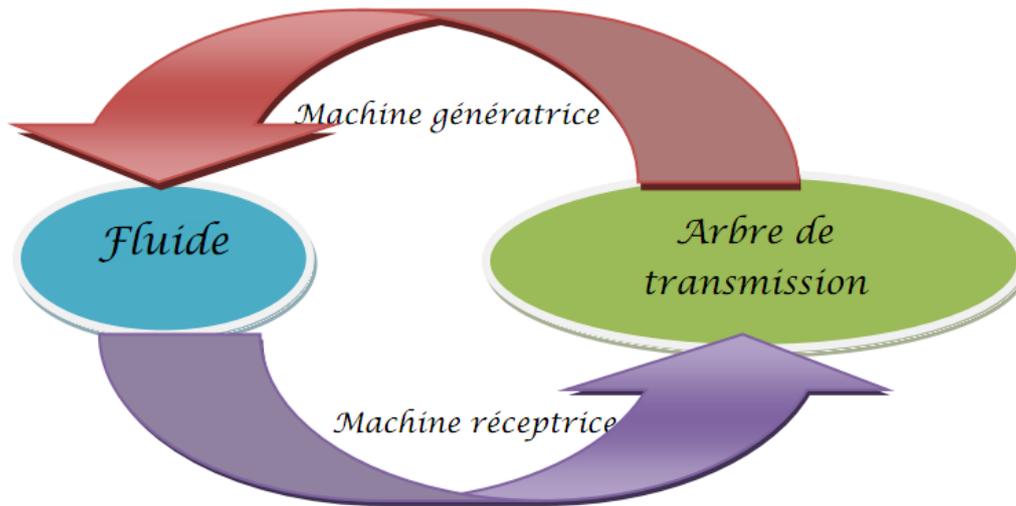


Figure (I.1): définition du transfert d'énergie.

- a) **Machine réceptrice (motrice)** : Le fluide transmet de l'énergie sur l'arbre de transmission du dispositif mécanique (turbines).
- b) **Machine génératrice**: L'arbre de transmission fournit de l'énergie au fluide et permet son écoulement à travers la machine (compresseurs, pompes).

I.3.2. Selon la nature du fluide :

- **Machines à fluide incompressible** : Comme ça été mentionné ci-dessus on peut citer : les pompes, les ventilateurs et les turbines hydrauliques.
- **Machine à fluide compressible** : C'est le cas des compresseurs, turbines à vapeurs et turbines à gaz.

I.3.3. Selon la trajectoire de l'écoulement :

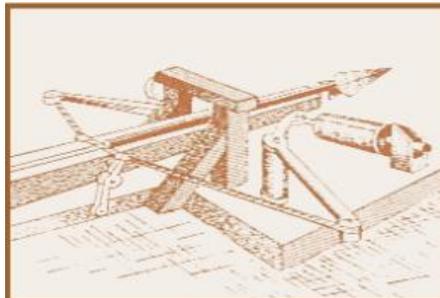
- **Machines radiales** : C'est le cas des : pompes centrifuges, compresseurs centrifuges, ventilateurs centrifuges et turbines centripètes moins nombreuses en pratique, c'est des machines où le fluide entre axialement et sort radialement.
- **Machines axiales** : C'est des machines là où le fluide entre et sort axialement C'est-à-dire dans la direction axiale.
- **Machines mixtes** : Dans ce cas le fluide entre axialement et sort ni dans une Direction axiale ni radiale mais dans une direction oblique.
- **La machine est dite Hélico-centrifuge** : si l'écoulement se déplace Dans le sens des rayons croissants. Mais si l'écoulement se déplace Dans le sens des rayons décroissants dans ce cas la machine est dite Hélico- centripète.

Il est possible d'identifier et de classer les turbomachines à partir des caractères qui viennent d'être énumérés et de quelques autres dont on peut citer :

- L'état du fluide : liquide ou gazeux.
- Le nombre d'étages : machine mono ou multicellulaire.
- La nature de l'énergie échangée par le fluide dans le rotor. Comme l'énergie échangée avec le fluide transite entièrement par le rotor, elle se distribue à la traversée des canaux mobiles, entre une variation d'énergie piézométrique et une autre d'énergie cinétique. On appelle degré de réaction le rapport exprimé en pour cent de cette variation d'énergie piézométrique dans le rotor à l'énergie totale échangée dans l'étage. Lorsque le degré de réaction est nul et que les canaux mobiles ne sont donc le siège que d'une variation d'énergie cinétique, la cellule est dite à action, dans le cas contraire, plus général, elle est dite à réaction.

I.4. Historique compresseur :

Il y a 2000 ans Ktesibios comprime l'air pour accroître le porté d'un canon pneumatique.



- **1700** : la première transmission pneumatique réalisée par le physicien Français Denis Papin qui utilisa l'énergie d'une roue hydraulique pour comprimer de l'air et le transporter dans des tuyaux.
- **1865** : la première application pratique de l'air comprimé est généralement portée au crédit de l'inventeur Britannique George Law, ce dernier mit au point un appareil perforateur de roches dans lequel un piston poussé par de l'air actionnait un marteau.
- **1871** : l'appareil de George Law après avoir été largement développé, il fut utilisé pour percer le tunnel ferroviaire de Fréjus dans les Alpes occidentales.
- **1890** : mise au point d'un réseau sous-terrain d'air comprimé sous Paris (6bar) pour 1000 km de tuyauterie par Victor Popp.

I.5. Historique compresseur centrifuge:

Le compresseur centrifuge est apparu en 1902 en premier dans les turbocompresseurs pour la suralimentation des moteurs à combustion interne. Le premier turbocompresseur entraîné par des gaz d'échappement était conçu en 1905. La société Général électrique a repris le travail en 1914, pour la première fois a été exploiter par Renault pour les moteur d'avion, vingt ans plus tard au cours des années 1930-1940, les travaux s'intensifient en Europe et aux états unis. Ils sont développés pour les avions militaires pondant la guerre mondiale. En 1962, la société Chevrolet a commencé à les commercialiser, mais on a réalisé qu'utiliser un turbo compresseur augmentera la consommation du carburant.

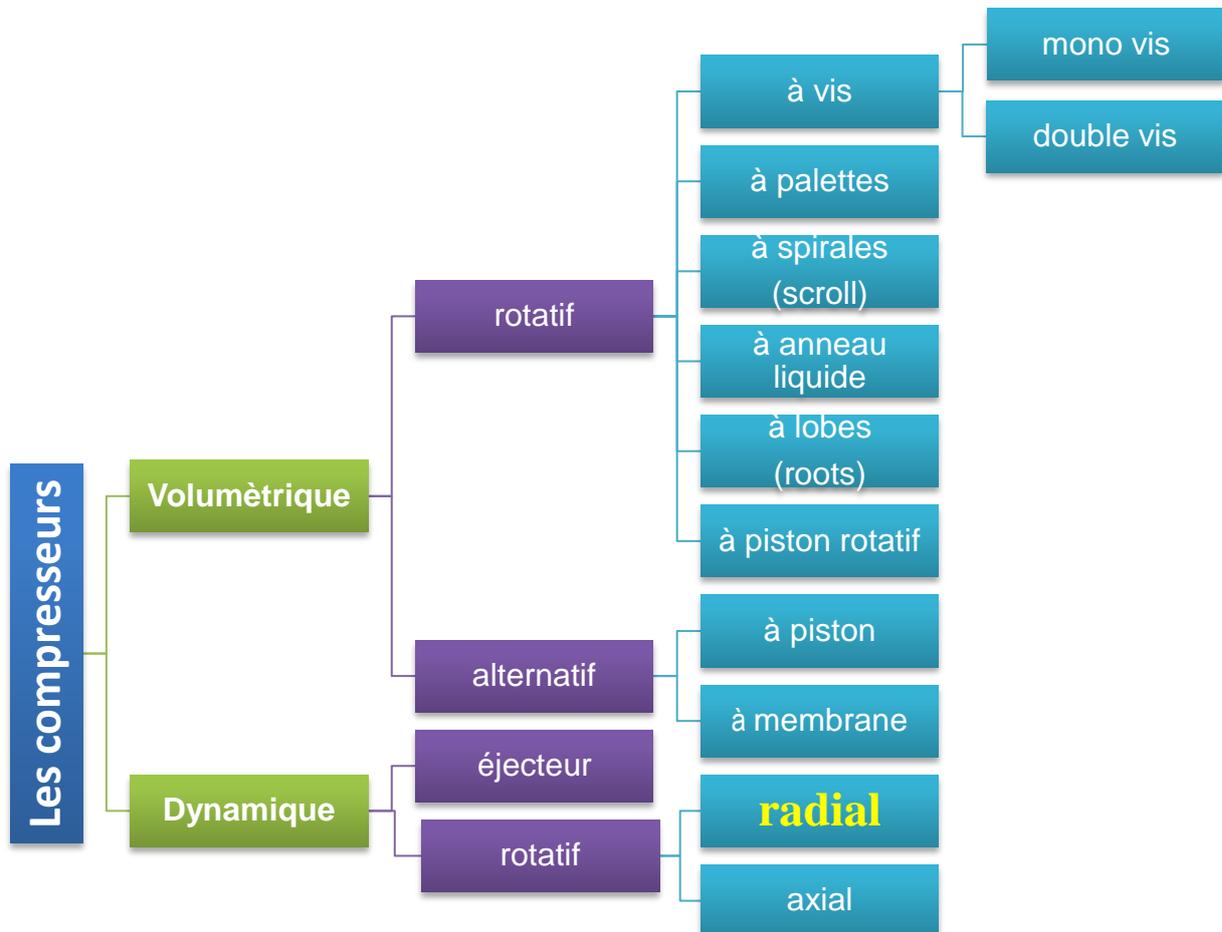
Après la crise pétrolière en 1973 les turbocompresseurs deviennent plus commercialisés pour des engins diesel, ensuite un grand investissement s'est lancé. Le turbocompresseur a été d'abord utilisé sur les moteurs industriels et plus particulièrement sur les moteurs marins. La suralimentation des moteurs de véhicules routiers ne s'est imposée sur les moteurs de camion que depuis une cinquantaine d'années. Depuis 1980, le turbocompresseur a accompagné le développement des moteurs Diesel pour automobiles et devrait prochainement s'imposer de plus en plus sur les moteurs à allumage commandé, dans le cadre de la réduction de consommation de ces moteurs [3], [4].

I.6. Définition d'un compresseur :

Le compresseur ou pompe à air est une machine qui réduit le volume et accroît ainsi la pression d'une quantité d'air donnée par des moyens mécaniques. L'air ainsi comprimé possède une énergie potentielle élevé : lorsqu'on supprime la pression extérieure l'air se délatte rapidement.

I.7. Description des types de compresseurs :

Les différents types des compresseurs sont présentés dans l'organigramme suivante :



Les types de compresseurs que l'on a en générale sont classés par rapport à une échelle cinématique en distinguant en générale deux types majeurs qui sont :

- compresseur volumétrique.
- compresseur dynamique.

I.7.1. Compresseurs volumétriques

Un système mécanique isole le gaz dans une chambre dont le volume est variable. L'augmentation du volume de cette chambre crée une entrée du gaz côté aspiration. La réduction de son volume augmente sa pression avant de l'expulser côté refoulement. Ils peuvent être alternatifs ou rotatifs.

I.7.1.1. Compresseur à piston alternatif :

L'aire est aspirée à travers un ou plusieurs clapets ou soupapes d'aspiration, comprimé entre une face du piston et le fond du cylindre, puis refoulé à travers un ou plusieurs clapets ou soupapes de refoulement. Le mouvement du piston est obtenu par le système bielle manivelle

Classique : direct dans les simples effets, par l'intermédiaire d'une crosse ou coulisseau et d'une tige dans les doubles effets.

En a trois types présentant se modèle de compresseurs qui sont :

- compresseur à simple effet
- compresseur à double effet
- compresseur à piston différentiels

I.7.1.2. Compresseur piston libre :

Ce sont par définition de la moto compresseur diesel 2 temps. Leur mode compression est identique. Il n'y a pas d'organes de transmission de mouvement. Pratiquement abandonnés.

I.7.1.3. Compresseur à membrane :

On retrouve le système classique bielle/manivelle pour la transformation du mouvement. Le piston, au lieu de comprimer directement l'aire ou le gaz, transmet son mouvement à une Membre de grande surface par l'intermédiaire d'un matelas d'huile, d'où modification données du mouvement à volume déplacer d'huile constant et obtention d'une faible levée de la membrane lui assurant une meilleurs longévité. L'air ou le gaz est comprimé par l'autre face de la membrane.



Figure(I.2) : Système de bielle manivelle dans les compressions a piston.

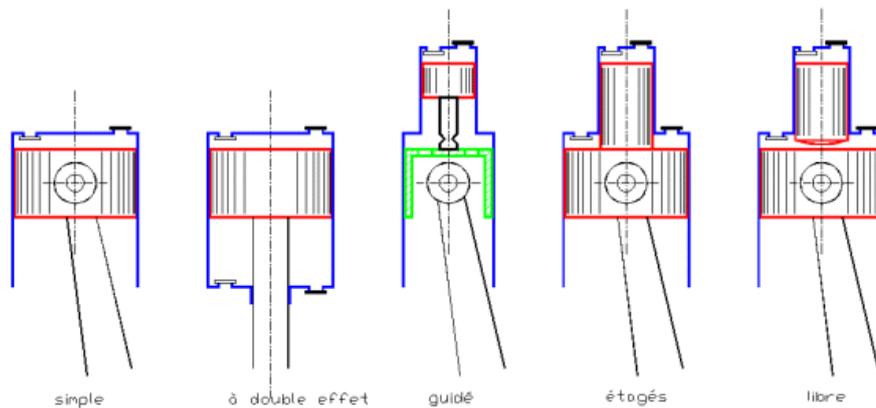


Figure (I.3) : les différents types de compresseurs à piston alternatif.

I.7.1.4. Compresseur rotatifs :

A. Compresseur rotatif à un arbre :

L'aire est aspiré pendant le passage de la chambre de compression formée entre le stator, le Rotor et une ou deux palettes devant un orifice d'aspiration le déplacement excenter du rotor par rapport au stator produit une diminution du volume de la chambre donc une compression.

En fin de tour, cette chambre de compression arrive devant un orifice de refoulement par où l'aire est refoulée.

B. Compresseurs rotatifs à deux arbres :

L'aire est aspirée pendant le passage de la chambre de compression formé entre le stator et deux éléments (rotors) tournant en sens inverse et engrenant l'un dans l'autre pour créer une étanchéité au centre.

Dans les rotors ou similaire, il n'y a pas de variation de volume de la chambre à la fin d'un demi-tour, cette chambre arrive devant l'orifice de refoulement et l'aire est refoulée.

Dans les vis il y a variation de volume de la chambre comprise entre les parois des 2 vis et le stator.

C. Compresseur à palettes :

Se compresseur comporte en générale un piston qui tourne excentriquement dans le carter. Dans le rotor des palettes se déplaçant librement par la force centrifuge assurant Aspiration et refoulement.

D. Compresseur à piston tournant ou oscillant :

Ce compresseur à un piston qui tourne concentrique ou excentrique au carter. Des éléments commandés du piston ou du carter assurant aspiration et refoulement.

E. Compresseur à anneau liquide :

Un compresseur (par exemple compresseur à anneau d'eau dont le volume), en forme de croissant limité, d'une part par un rotor muni d'ailettes solidaires du rotor et d'autre part une masse liquide, projetée par la force centrifuge, contre la paroi du stator et forment un anneau Liquide qui lui, est concentrique.

F. Compresseur rotatif volumétrique jumelé :

Dans ce compresseur en a deux ou plusieurs rotors identiques au non identiques tournent en sens inverse dans un carter commun. Le mouvement des rotors est synchronisé par un engrenage de synchronisation particulière. Commande de l'aspiration et du refoulement entre Les pistons et la paroi du cylindre ou par des rotors de command.

G. Compresseur ROOTS :

Ce compresseur il a un stator à 2 alésages dans lesquels tournent à vitesse angulaire égale et de sens inverse 2 rotors ayant chacun la forme d'un engrenage à 2 ou 3 dents-les rotors se déplacent sans contact avec le stator et son contact avec eux.

H. Compresseur à vis :

Deux ou plusieurs rotors avec des profils différents tournent en sens inverse dans un carter Commun.

Les rotors sont synchronisés par un engrenage de synchronisation avec un jeu très réduit et sans fonder le carter. En cas de conception spéciale avec injection d'huile pour renoncer à l'engrenage de synchronisation.

Le pas des vis est étudié que le flux axial ou radial soit comprimé entre les filets avant refoulement. Moins de l'aube que le rotor entraîné (secondaire).

I.7.1.5. compresseur dynamique :

Un impulseur en rotation rapide accélère le gaz à son contact. L'énergie due à la vitesse acquise par le gaz est ensuite convertie en pression au cours de son ralentissement.

➤ turbocompresseur axial :

L'air est mis en vitesse dans plusieurs roues à aubes ou rotor puis, à la sortie de cette roue (qui travaille comme une hélice), des aubages fixes transforment l'énergie acquise sous forme des vitesses en énergie statique donc en pression.

L'air s'écoule axialement entre une extrémité du stator où se produisent l'aspiration et l'autre extrémité où se produit le refoulement.

➤ compresseur radial, ou centrifuge :

Dans celui-ci la mise en vitesse s'effectue toujours dans une ou plusieurs roues à aubes, Mais le déplacement de l'aire s'effectue du centre vers la périphérie de la roue, c'est-à-dire radialement.

Les aubages fixes qui transforment, comme pour le turbocompresseur axial, l'énergie cinétique en énergie statique, prennent l'air à la périphérie de la roue à aubes et le ramenant au centre pour la roue suivante si elle existe. L'aspiration se produit au centre d'une extrémité sur la périphérie.

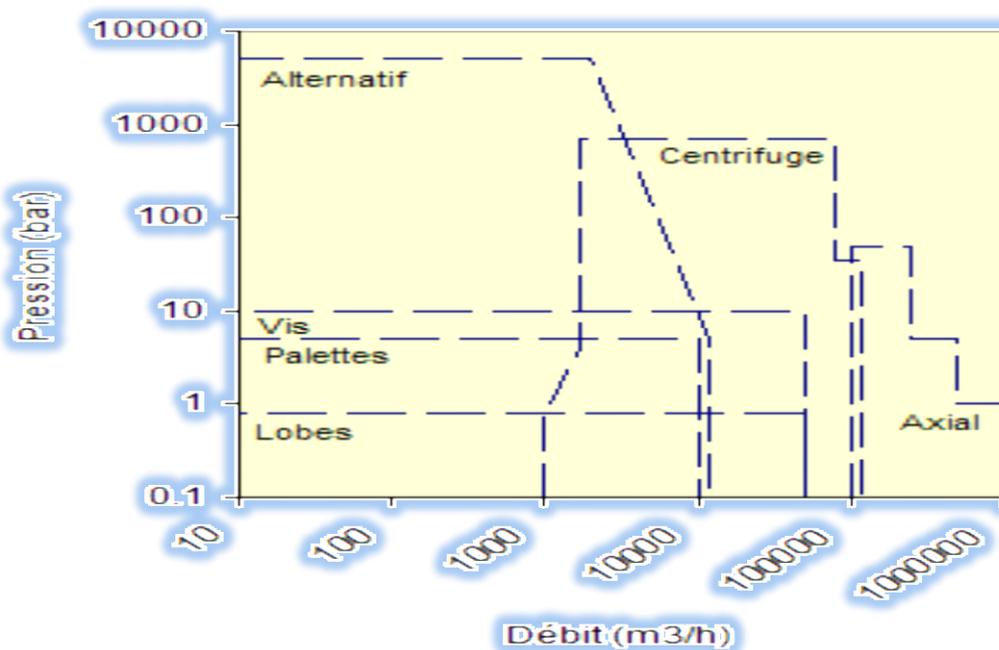
I.8. Quand choisir un compresseur volumétrique?

- Quand le débit d'aspiration est inférieur à 3000m³/h.
- Quand le relevage est supérieur à 500kJ/kg. Le nombre d'étages en compresseur centrifuge serait alors supérieur à 10.
- Quand il est prévu d'exploiter le compresseur à un débit inférieur à 40% du débit nominal pendant de longues périodes. Pour éviter le phénomène de pompage, le taux de recyclage du gaz sera important pénalisant le rendement du compresseur.
- Quand la composition du gaz subit de grandes variations. Le design d'un compresseur centrifuge sera difficile.

I.9. Quand choisir un compresseur dynamique?

- Quand un service continu sans interruption pendant plusieurs années est souhaitées.
- Quand le débit d'aspiration est supérieur à 300000m³/h. Un compresseur axial sera le seul choix.

I.10. Domaine d'utilisation des compresseurs :



Figure(I.4) : type de compresseur en fonctionne de débit et de la pression.

I.11. Avantages inconvénients :

Voici un tableau reprenant chaque type de compresseur avec ses avantages, inconvénients, et la gamme de puissance qu’il couvre :

Tableau(I.1) : Avantages inconvénients pour des déferent types des compresseur.

Type de compresseur	Avantage(s)	Inconvénient(s)	Gamme de puissance
Volumétrique à pistons	<ul style="list-style-type: none"> - Gamme de puissance étendue - Tous les modes de raccordements sont possibles - Bon marché 	<ul style="list-style-type: none"> - Non réversibles - Bruyant - Performances et longévité réduites 	Quelques KW à plus de 1000 KW
Volumétrique rotatif	<ul style="list-style-type: none"> - Vitesse variable - Bon rendement - Fonctionnement simple - Bon marché 	<ul style="list-style-type: none"> - Adapté aux petites puissances 	Jusqu’à 10 KW maximum
Volumétrique spiro-orbital/ scroll	<ul style="list-style-type: none"> - Vitesse variable - Faible risque de fuite - Silencieux - Très performant - Endurant 	<ul style="list-style-type: none"> - Relativement cher - Puissances limitées 	Jusqu’à 100 KW maximum
Volumétrique à vis	<ul style="list-style-type: none"> - Conception simple - Très performant - Très robuste - Silencieux 	<ul style="list-style-type: none"> - Très énergivore - Uniquement grandes installation - Cher 	100 à 1200 KW
Centrifuge	<ul style="list-style-type: none"> -Très puissant 	<ul style="list-style-type: none"> - Uniquement grandes installation - Performances réduites - Fonctionnement complexe 	1000 à 4000 KW

I.12. Compresseur centrifuge :

Le compresseur centrifuge peut être centrifuge ou axial ensuite centrifuge; il produit de l’air comprimé pour la combustion, la climatisation, la propulsion...etc. Dans le compresseur centrifuge, une haute pression est accomplie pour donner de l’énergie cinétique au fluide. Les vitesses sont relativement élevées et il arrive qu’a de telles vitesse ; le compresseur s’étouffe et arrive même jusqu’à la casse des aubes, ceci dû au nombre de Mack (l’onde de choc), quand il approche l’unité, c’est une zone à éviter.

Un autre phénomène se produit pour les faibles vitesses qu’il s’agit du pompage, l’effet de la compressibilité est pris en considération à chaque point du compresseur.



Figure (I.5) : compresseur centrifuge multi étage.

Le fluide qui traverse la roue du compresseur, elle lui donne de l'énergie en lui communiquant une vitesse de sortie relativement élevée (subsonique) dépendant du taux de compression recherché. Dans un compresseur centrifuge, un « rouet » composé d'aubages voir figure (I.7) aspire l'air axialement et le refoule radialement après l'avoir accéléré et comprimé, grâce à l'effet de la force centrifuge et la vitesse de rotation. Cet air est en suit redressé dans un aubage fixe qui transforme une partie de l'énergie cinétique en pression.

Un collecteur récupère cet air comprimé figure (I.8). Le compresseur présente l'avantage de fournir un taux de compression, en un étage supérieur à celui d'un compresseur axial à 5 étages, de l'autre côté son encombrement radial est important.

Les compresseurs centrifuges sont capables de fournir de 900 à 35 000 m³/h de débit. On les retrouve dès que la capacité nécessaire dépasse 7000 m³/h. Au-delà de 35 000 m³/h, ce sont les compresseurs à flux axiaux qui prennent le relais.

- Ils sont particulièrement adaptés et efficaces énergétiquement lorsque la demande est relativement constante et élevée, figure. (I.4).
- Leur consommation spécifique à pleine charge oscille entre 100 et 125 m³/h. Entrées concurrentes, les compresseurs axiaux, les compresseurs alternatifs, les compresseurs à vis, le compresseur centrifuge est la solution dans de nombreuses situations.

I.13. Les organes mécaniques d'un compresseur centrifuge:

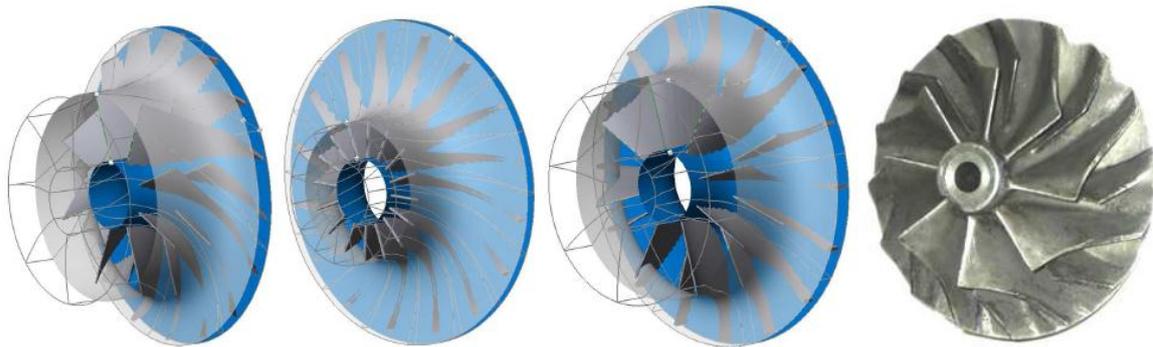
Comme tout système mécanique, le compresseur centrifuge se compose de certains éléments mécaniques pour achever sa tâche. Ces éléments sont généralement en alliage d'aluminium. Dans ce qui suit, il sera représenté individuellement chacun de ces organes.

I.13.1. La partie amont d'un compresseur:

La partie amont a pour rôle d'amener l'écoulement jusqu'à la roue. On distingue en générale des éléments aussi divers telle que : les vannes de pré-rotation axial à l'entrée, un plenum d'alimentation.

I.13.2. Le rotor (roue) :

La roue est l'élément fondamental du compresseur, car elle assure l'échange de travail, il s'agit en effet du seul élément mobile de l'étage. La roue de la figure (I.7) comporte ce que l'on appelle une zone inductrice, c'est-à-dire que les pales commencent dans un sens axial et finissent par la direction radiale.

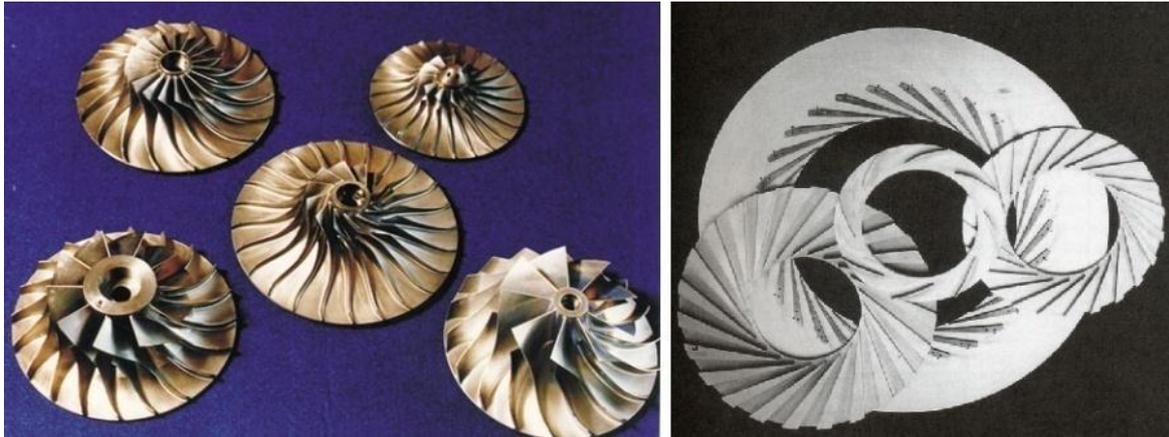


Figure(I.6) : Différentes formes de la roue du compresseur centrifuge.

La figure présente diverses formes géométriques de roues de compresseur centrifuge. On remarque notamment les différences entre ces roues en terme de nombre des aubes, de hauteur des aubages et d'angle de calage a la sortie. La complexité de ce type de géométrie pleinement tridimensionnelle nécessite l'introduction de surfaces de référence, qui rendent l'analyse des écoulements plus accessible. Les surfaces méridiennes sont obtenues par projection sur le plan générant le volume de la roue ; les surfaces aube-à-aube sont généralement représentées par une transformation conforme au plan moyen et les coupes orthogonales qui peuvent être considérées comme quasi-planes.

I.13.3. Le diffuseur:

A la sortie du rotor, la pression statique de l'écoulement augmente, mais une partie de la pression totale apportée par la roue est présente sous forme d'énergie cinétique. Le rôle du diffuseur est alors de ralentir cet écoulement, figure (I.8), car les pertes dans les conduits en aval dépendent fortement du nombre de Mach de l'écoulement. Ce ralentissement permet aussi la conversion d'une partie de l'énergie cinétique en énergie pression statique [5].



Figure(I.7) : Différentes roues et diffuseurs de compresseurs centrifuges, Japkse et Baines (1997)

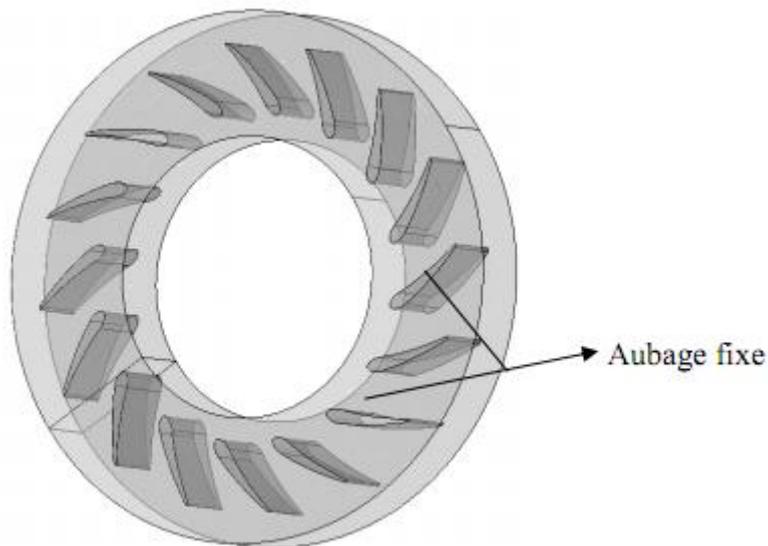


Figure (I.8) : Diffuseur radial d'un compresseur centrifuge.

I.13.4. La volute :

Le rôle principal de la volute est de collecter l'écoulement radial à la sortie du diffuseur, pour le restituer au système par un conduit tubulaire, par le biais d'une évolution de la section de passage. L'écoulement dans la volute est souvent modélisé (hypothèse de fluide incompressible) par des spirales logarithmiques, mais une partie du fluide effectue la giration complète et se juxtapose à l'écoulement principal au niveau du bec (zone de commencement de la spirale), figure (I.8).



Figure (I.9) : La volute de compresseur centrifuge.

Si la roue se met en rotation, elle donne un débit à la sortie, l'air est ensuite collecté par la volute figure (I.9.b), ou bien par un système qui change la direction suivant l'axe de rotation pour le cas des turboréacteurs, figure (I.9.a).

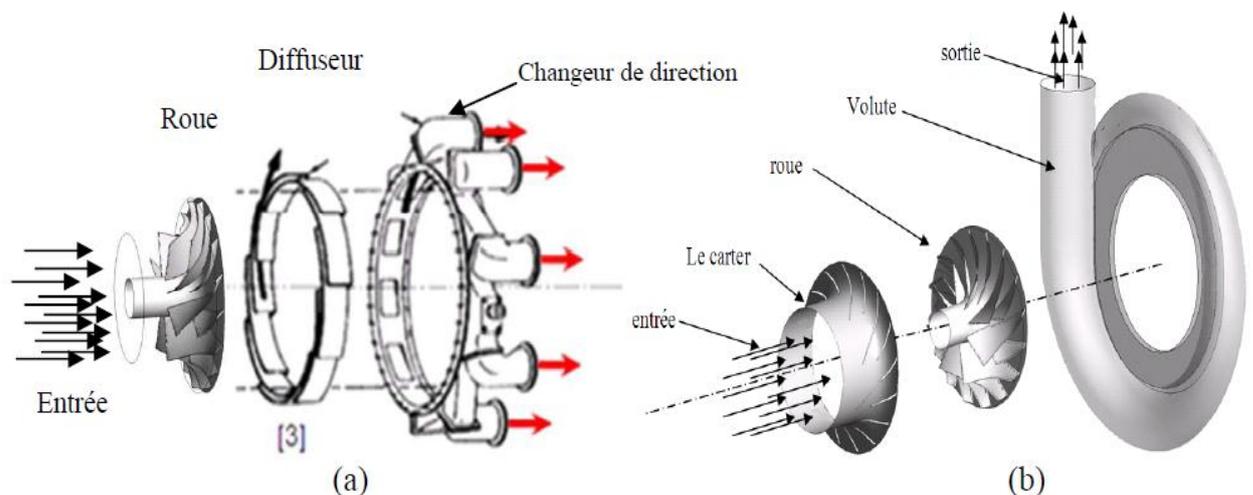
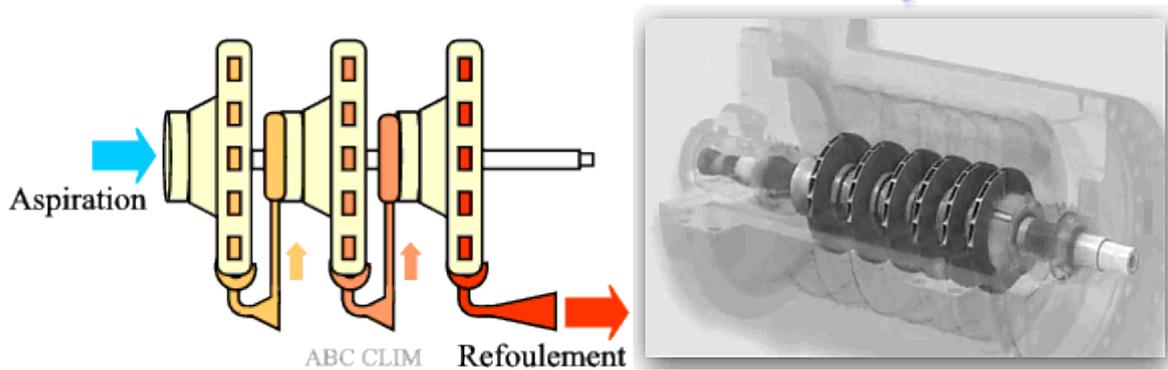


Figure (I.10) : Le compresseur centrifuge en éléments séparés.

I.14. Principe de fonctionnement :

Les compresseurs centrifuges font partie de nombreuses applications industrielles, ils trouvent une utilisation étendue en raison de leur bon fonctionnement, de la tolérance à de grandes fluctuations des processus, et de leur grande fiabilité par rapport à d'autres types de compresseurs.



Figure(I.11) :principe de fonctionnement d'un compresseur centrifuge .

Le compresseur centrifuge est utilisé dans des installations de fortes puissances de 1000 kW au minimum ce qui le destine à des utilisations réservées aux grands centres commerciaux ou industriels.

Son fonctionnement est analogue à celui des pompes de circulations centrifuges. C'est une roue entraînée par un moteur tournant à très grande vitesse munie d'aubes ou d'ailettes inclinées qui transforment l'énergie mécanique partiellement en pression et en énergie cinétique, un diffuseur placé au refoulement retransforme une grande partie de cette énergie cinétique en pression.

Comme ce type de compresseurs à un taux de compression assez faible, on associe généralement plusieurs roues en série reliées entre elles par des diaphragmes ce qui permet de faire communiquer le rejet de la première roue à l'aspiration de la seconde et ainsi de suite. Afin de pouvoir ajuster la puissance aux besoins,des ailettes pivotantes disposées dans l'aspiration s'ouvrent et se ferment modifiant l'angle d'attaque arrivant sur les aubes de la roue en mouvement, le réglage de puissance s'étale de 20 à 100 %.Un des défauts des compresseurscentrifuges est le fonctionnement à faible puissance, car un phénomène de pompage peut générer des vibrations parfois facteur de panne. Les compresseurs centrifuges peuvent être de type semi-hermétique entraîné par un moteur électrique ou ouvert dans ce cas

la partie compresseur est séparée de la partie moteur par un accouplement qui permet l'utilisation de toutes sortes de moteurs, électriques, thermiques, etc.

I.15. L'exploitation industrielle des compresseurs centrifuges :

Le compresseur centrifuge est utilisé dans :

- Les gazoducs (pour déplacer le gaz naturel du gisement au consommateur).

Un gazoduc est une canalisation destinée au transport de matières gazeuses sous pression, la plupart du temps des hydrocarbures, sur de longues distances.

- pour le stockage souterrain du gaz naturel ou du dioxyde de carbone,
- Les raffineries de pétrole et sur les sites de traitement de gaz naturel, pétrochimiques et chimiques.
- sur les sites de séparation de l'air (pour fabriquer des produits gaziers).
- Les appareils de réfrigération ou de climatisation.
- Les appareils fournissant de l'air comprimé.
- Les turbines à gaz et les unités auxiliaires de puissance.
- Les systèmes de pressurisation à bord des avions (dans le but de maintenir une pression sécuritaire et confortable aux personnes).
- Les turbocompresseurs et les turbo-chargeurs (qui servent à augmenter la puissance des moteurs à essence ou Diesel).
- sur les sites d'exploitation des champs pétrolifères, pour injecter des gaz dans le sous-sol dans le but d'augmenter le taux d'extraction, ou pour faciliter la remontée du pétrole par injection dans le puits (gaz lift)

I.15.1. La climatisation :

Les conditions très variables auxquelles un avion peut être soumis dans les différentes zones de son domaine de vol, soulignent le rôle primordial du pack de climatisation. En effet, suivant l'altitude et les conditions météorologiques ou le lieu géographique, la température peut varier entre -50°C et $+40^{\circ}\text{C}$ et la pression peut descendre jusqu'à 250 mbar (10 000m). Ainsi, pour assurer des conditions "viabiles" dans les avions par exemple, il est nécessaire de réguler la température et la pression en cabine, figure (II.12).

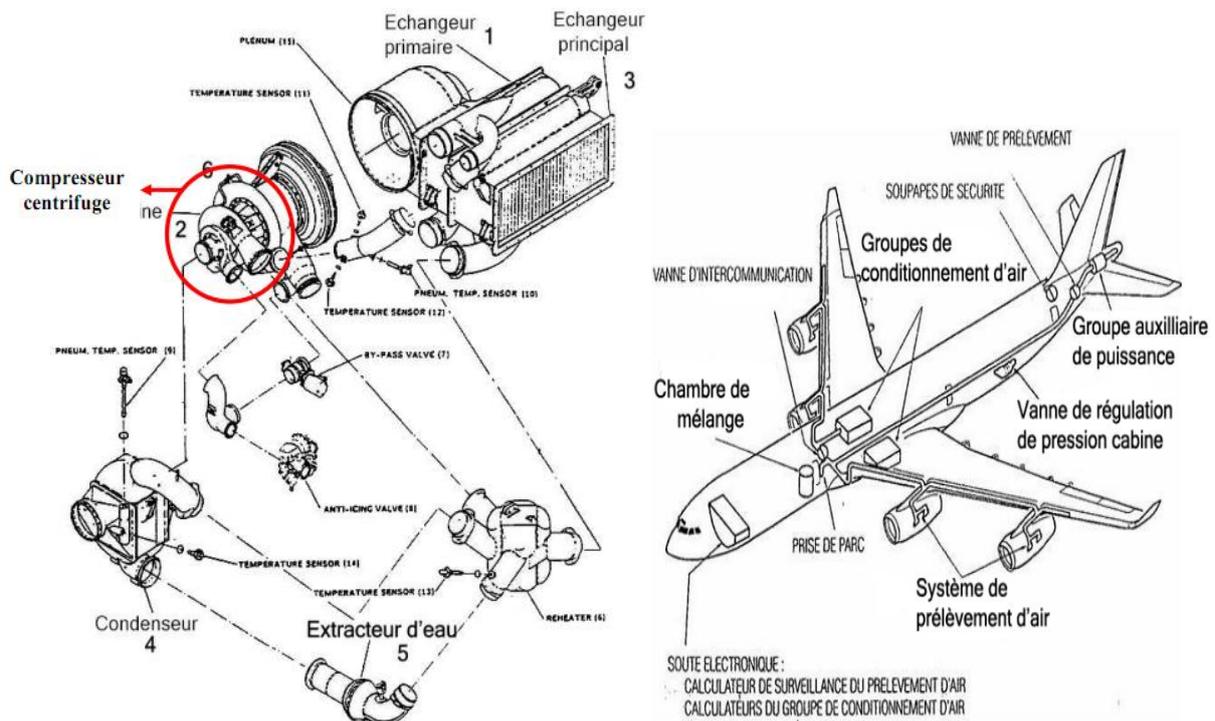


Figure (I.12) : Vue schématique du groupe de conditionnement d’air dans un avion.

I.15.2. Les turboréacteurs et l’aviation:

Dans le domaine de l’aéronautique, les compresseurs centrifuges occupent un rôle important dans certaines situations, vue leur taux de compression plus élevé que cinq étages axiaux, où on les utilise pour les turbopropulseurs pour entrainer un rotor vertical tel qu’un hélicoptère figure (I.13.a).

La figure (I.13.b) représente une propulsion par des compresseurs centrifuges entrainés par une source d’énergie mécanique. Ces compresseurs sont orientables et peuvent assurer le décollage vertical des appareils.



Figure (I.13) : Les compresseurs centrifuges en aéronautique [6].

I.15.3. Les turbocompresseurs de suralimentation :

Les turbocompresseurs sont destinés à récupérer l'énergie auprès des gaz d'échappement en vue de forcer à haute densité l'air d'admission dans un engin thermique supérieur à la densité ambiante. Cela permet une augmentation relative à la portion de carburant dans le même volume (cylindrée), ce qui implique une augmentation de la puissance fournie par l'engin. La figure (I.14) montre le cycle de fonctionnement d'un engin à combustion à aspiration naturelle en superposition avec un cycle mené d'un turbocompresseur figure (I.14), on remarque bien que le cycle suralimenté fonctionne avec des pressions élevées, ce qui donne une puissance supérieure, le point 0 est le début de la phase d'admission, de la phase de détente qui sera le temps utile du moteur.

Tout a commencé le jour où on avait besoin de puissance supplémentaire sans toucher à la taille des engins. En phase d'aspiration, l'air se dilate, ce qui diminue sa densité et diminue sa masse entrante dans la chambre de combustion équation (I.1). L'idée c'était d'introduire un dispositif qui permet d'augmenter la densité de l'air dans le même volume.

$$P = \rho r T \quad (I.1)$$

Selon l'équation (I.3) la pression a un impact direct sur la densité, alors un compresseur a été proposé. En réalité cela n'augmente pas le rendement du moteur mais donne la possibilité aux engins de céder de la puissance supplémentaire sans toucher au volume d'engin. Ce processus est appelé suralimentation. Comme dans toute turbomachine, la compression a un travail à consommer.

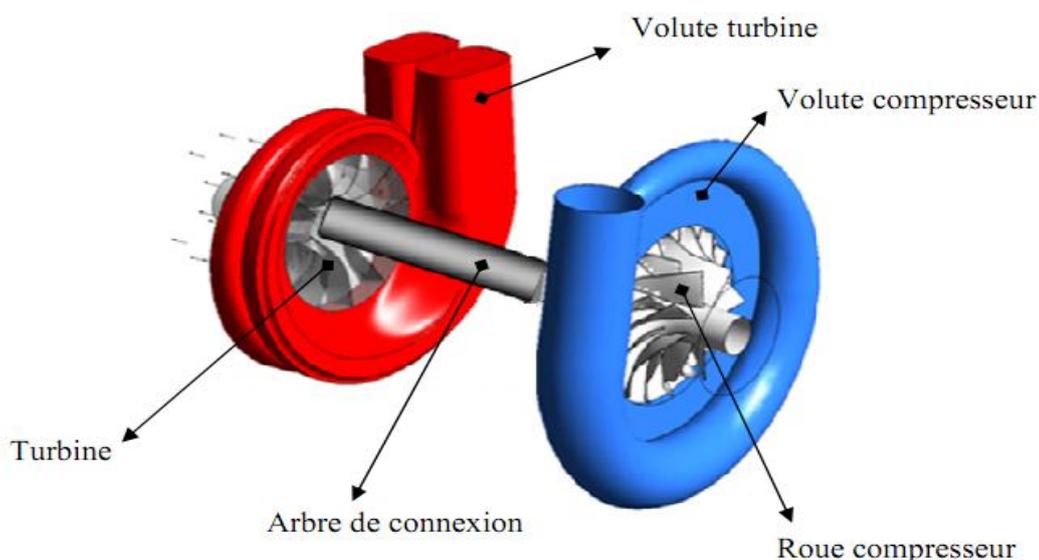


Figure (I.14) : Le turbocompresseur.

Dans un moteur, les composantes qui assurent la continuité du fonctionnement sont la pompe à eau, la pompe à huile, l'alternateur, ...etc. Dans un premier temps, le compresseur a été relié directement avec l'arbre central, tout comme les autres composantes, figure (I.13).

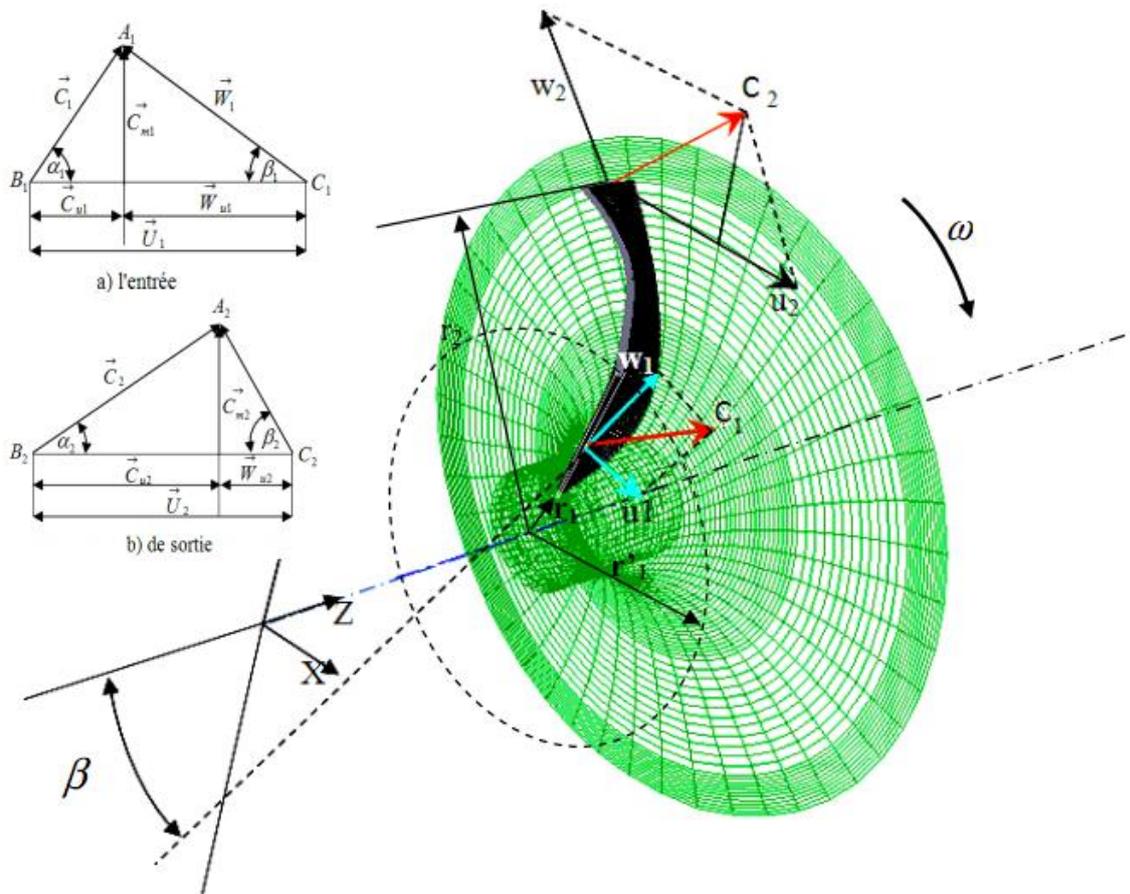
Cette méthode a eu un succès pour les engins à essence et les moteurs d'avions, mais actuellement elle n'est plus utilisée à cause des éventuelles risques d'extinctions temps en temps.

La compression de l'air entrant nécessite un compresseur le plus souvent centrifuge à cause de son fort taux de compression. Un compresseur centrifuge remplace trois étages de compresseur axial dans le monde industriel.

I.16. Triangle des vitesses :

Les particules fluides pénètrent dans la roue, figure (I.15), par un passage axial de la section définie par $(Sr'1 \text{ } Sr1)$ ensuite radial, avec une vitesse \vec{C}_1 inclinée d'un angle α_1 par rapport à la vitesse périphérique U_1 et en sortent par une surface cylindrique de rayon r_2 , avec une vitesse absolue C_2 inclinée d'un angle α_2 par rapport à la vitesse périphérique \vec{u}_2 .

Les états du mouvement à l'entrée et la sortie de la roue tournant à une vitesse angulaire constante ω , sont représentés par les triangles des vitesses. Nous décomposons la vitesse absolue \vec{C}_1 sur le bord d'attaque en vitesse périphérique $\vec{U}_1 = r_1 \omega$ et en vitesse relative \vec{W}_1 , tangente au premier élément de l'aube. La composante méridienne de la vitesse absolue C_1 sera désignée par le symbole \vec{C}_{m1} et la composante périphérique par \vec{C}_{u1} . De la même façon, nous décomposons la vitesse absolue \vec{C}_2 à la sortie de la roue, pour obtenir les vitesses $\vec{U}_2 = r_2 \omega$ et W_2 tangente au dernier élément de l'aube. La composante méridienne de la vitesse absolue à la sortie sera désignée par C_{m2} et la composante périphérique par C_{u2} .



Figure(I.15) : triangle des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue du compresseur.

Les angles α_1 et α_2 formés respectivement par les vecteurs $(C_1 \text{ et } U_1)$, $(C_2 \text{ et } U_2)$, sont appelés angles des vitesses absolues respectivement à l'entrée et à la sortie, tandis que les angles β_1 et β_2 formés respectivement par les vecteurs $(\vec{W}_1 \text{ et } -\vec{U}_1)$ et $(\vec{W}_2 \text{ et } -\vec{U}_2)$, sont les angles des vitesses relatives respectivement d'entrée et de sortie de la roue. Les angles

β_1 et β_2 constituent en même temps les angles de l'aube, que l'on appelle habituellement angle à l'entrée de l'aubage et angle à la sortie de l'aubage respectivement.

I.17. Degré de réaction :

Ce phénomène se passe dans toutes les turbomachines, il est défini par la réaction des Aubes sur le fluide, réellement qu'il ne quitte jamais l'aube selon l'angle du calage, on appelle ça le degré de réaction et cela concerne la vitesse relative et la vitesse de rotation. On définit le degré de réaction par :

$$\sigma = \frac{C_{U2}}{U_2} \tag{I.2}$$

La figure (I.16) montre l'influence du phénomène de la réaction en changeant l'angle β_2 , le de degré de réaction est toujours inférieur à l'unité, selon d'autres relations il est fortement reliée au nombre des aubes, les recherche théoriques et expérimentale amènent nous amener a la formule de Stanitz pour les turbomachines centrifuges [7]. On écrit :

$$\sigma = 1 - \frac{0.63 \cdot \pi}{Z} \tag{I.3}$$

Le triangle de vitesse indique que C_{W2} s'approche de U_2 au fur et à mesure que le degré de réaction s'approche de l'unité. Augmenter le nombre d'aubes, c'est augmentes aussi le degré de réaction ; un degré de rection de 0.9 pour un compresseur centrifuge correspond à 19 à 21 aubes.

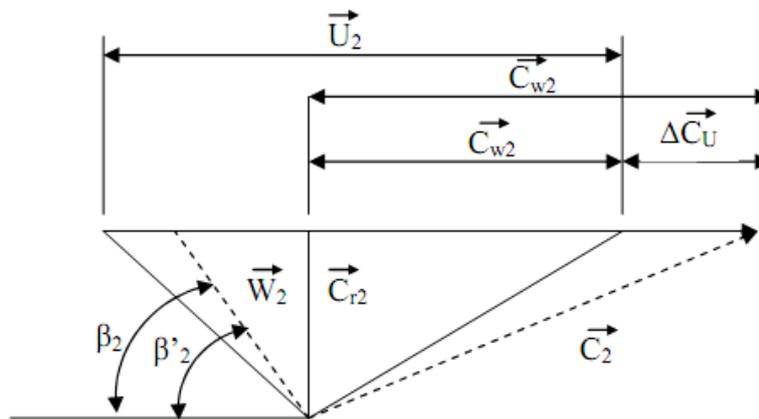


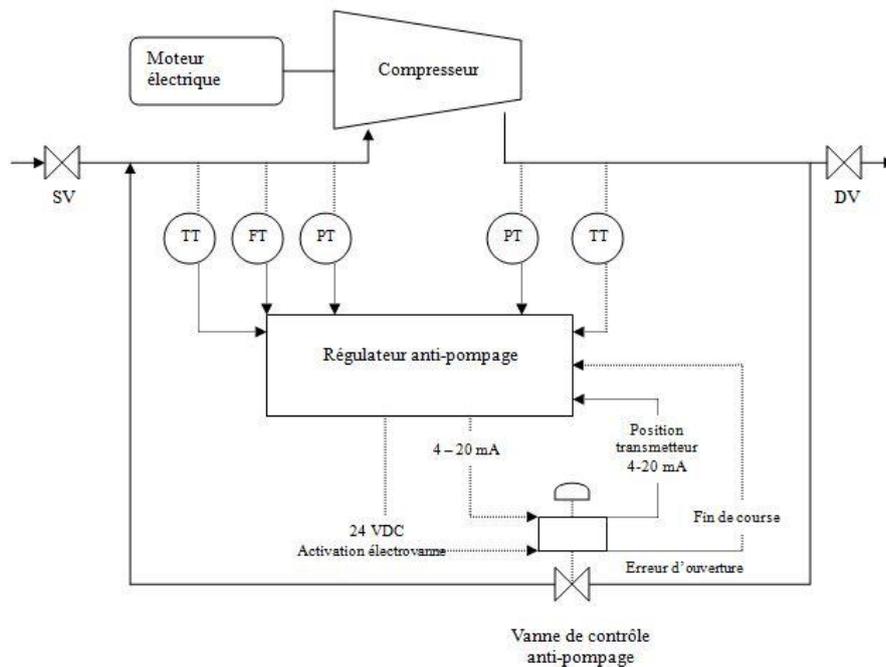
Figure (I.16) : L'influence de la réaction sur le triangle des vitesses [7].

I.18. Le système anti-pompage :

I.18.1. Le pompage

Le pompage est cette instabilité aérodynamique de l'ensemble de compresseur lors du fonctionnement à petit débit quand le réseau de refoulement s'est suffisamment vide dans l'aspiration, ce phénomène connu de l'origine des compresseurs se manifeste lorsque le débit volumique d'une machine descend au-dessous d'une certaine limite, étant connecté à deux réseaux à pression différents. la capacité haute pression du refoulement se vidé dans la capacité à basse pression de l'aspiration par un débit à contre-courant dans le compresseur. Les compresseurs sont équipés de dispositifs de protection contre le pompage. Pour prévenir ce phénomène les compresseurs centrifuges sont équipés d'une system automatique de régulation de débit appelé circuit anti-pompage [8][9].

Le pompage des compresseurs centrifuges et les systèmes anti-pompages ont fait l'objet de nombreux écrits. Un des aspects important du système anti-pompage est la conception du système de compression, en particulier les conduites en amont et en aval du compresseur. La plupart des systèmes anti-pompages sont capables d'éviter le pompage dans des conditions normales d'exploitation.



Figure(I.17) : Système anti-pompage.

I.19. Performances des compresseurs centrifuges :

Les performances des compresseurs centrifuges dépendent fortement des données géométriques des impulseurs et des volutes. Contrairement aux compresseurs volumétriques, la prédiction des performances de la machine à partir des seules données géométriques est très difficile. C'est pourquoi, comme pour les pompes centrifuges, les compresseurs sont livrés avec des courbes de performance déterminées par des tests avec un fluide de référence.

Fondamentalement les performances d'un compresseur centrifuge de géométrie donnée sont décrites par trois courbes en fonction du débit volumique de gaz en entrée:

- hauteur de relevage (H en m de fluide en entrée) ou travail poly-tropique du compresseur.
- Rendement
- limite de pompage

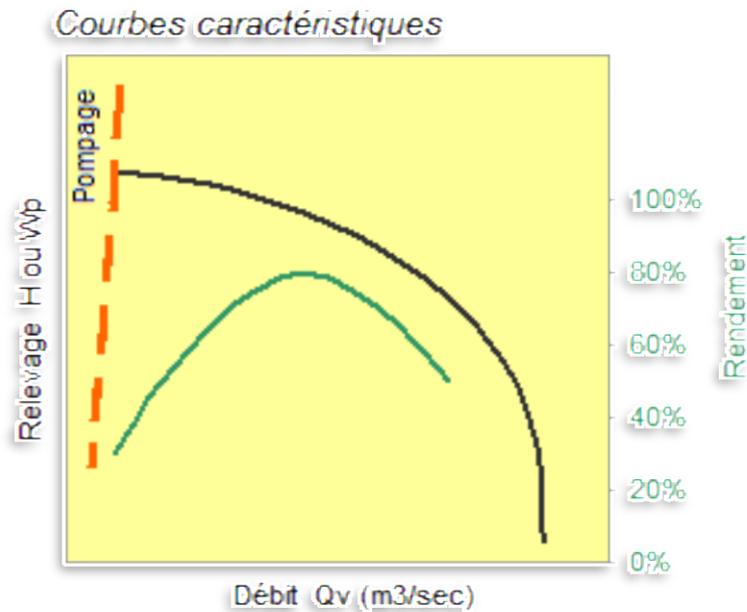


Figure (I.18) : Courbes de performance.

I.20. Synthèse bibliographie :

Ce paragraphe synthétise les résultats de recherches bibliographiques menées sur le perfectionnement des performances des compresseurs centrifuges. Etant donné le volume considérable de travaux effectués sur les compresseurs centrifuges depuis leur introduction, L'objectif est d'apporter une vision globale de l'état de l'art des différentes approches menées pour perfectionner ce type de turbomachine, le plus complexe jamais construit, dont le développement le plus rapide s'est produit dans les 60 dernières années.

On peut distinguer plusieurs approches :

Compréhension des phénomènes physiques :

Les premières descriptions expérimentales de l'écoulement qui s'établit dans un compresseur centrifuge sont attribuées à D. Eckardt qui met en évidence, en 1975[10] l'existence, en sortie de roue mobile, d'une structure d'écoulement dite « jet / sillage », composée de deux zones respectivement caractérisées par :

- a. Une forte vitesse débitante et une faible génération des pertes.
- b. Un fort taux de turbulence, un faible débit et des pertes importantes de pression totale.

Les mesures de vitesse sont alors effectuées par anémométrie à fil chaud en sortie de roue mobile centrifuge à haute vitesse. Elles sont complétées en 1976[11] par une série de mesures bidimensionnelles par anémométrie LASER bi point (L2F) et l'origine de la structure observée précédemment est attribuée à un décollement de couche limite à proximité du carter, du côté des aubes où la pression est la plus faible (extrados). Ces travaux sont complétées par suite par ceux de Y.Senoo, H.Ayami, Kinoshita et H.yamakasi qui montre en 1979[12] que la structure à faible débit tend à migrer vers la face en pression des aubes lorsque le débit augmente.

Johnson et Moore en 1983[13] confirment cette observation en empruntant un axe de recherche différent : des mesures sont effectuées dans un compresseur basse vitesse à grande échelle, permettant une description tridimensionnelles et locale de l'écoulement (sondes directionnelles embarqués), mais rendant quasiment inaccessible la prise en compte des effets de compressibilité. Cette voie est celle dans laquelle s'engagent également J.S.Fagan et R.Fleeter en 1991[14] M.D.Hathaway, R.M.Chris, J.R.Wood et A.J.Strazier publient en 1993[15] et en 1996[16] leurs travaux sur la comparaison de descriptions expérimentales et numériques de l'écoulement dans un compresseur centrifuge basse vitesse.

Leurs conclusions sont soutenues par les travaux de C.Hirsh, S.Kang et G.Pointet, publiés la même année[17] [18] qui attribuent la formation de la structure dite « jet/sillage », mise en évidence par D.Eckardt, à la combinaison des effets des écoulements secondaires. Les décollements, jusqu'alors considérés comme source de la structure « jet/sillage », ne font qu'y contribuer, et ne sont pas nécessaires sources à sa formation. Cette conclusion est confirmée par les travaux expérimentaux publiés par I.Trébinjac et C.Vixège en 2001 [19] et par les travaux numériques publiés par F.Desbois–Lavergne, A.Fourmaux, I.Trébinjac et G.Leroy en 2003 [20], partant sur l'analyse de l'écoulement qui se développe dans un compresseur centrifuge à haute vitesse. Une synthèse des phénomènes tridimensionnels et visqueux identifiés dans la roue mobile d'un compresseur centrifuge basse vitesse est proposée par S. Kang et C. Hirsch en 2001 [21] par comparaison d'une simulation numérique de l'écoulement à des résultats de mesure.

Compréhension des mécanismes instationnaires :

Si la structure de l'écoulement qui se développe dans chacun des composants d'un étage de compresseur centrifuge (rouet, diffuseur lisse et diffuseur auber) est aujourd'hui relativement bien comprise, l'optimisation aérodynamique d'un composant isolé ne peut suffire à assurer le bon rendement du compresseur obtenu par intégration de ces composants. Le problème soulevé ici est celui de l'interaction d'un élément avec son environnement. C'est le problème qui a été soulevé notamment par Cumpsty en 1989 [22], lorsqu'il souligne que les pertes de performances d'un compresseur centrifuge sont bien plus souvent imputables à un défaut d'adaptation des éléments rouet / diffuseur qu'à un défaut de géométrie des canaux de chacun des composants.

Les études menées depuis peuvent être réparties selon deux catégories :

L'influence de la roue mobile sur les performances du diffuseur, auber ou non, résulte de la forte distorsion de l'écoulement en sortie de roue mobile, générée par combinaison des effets de courbure, de viscosité et de jeu.

Les travaux publiés par V. Fillipenco, S. Denis, J. Johnston, E. Greitzer et N. Cumpsty en 2000[23] [24] montrent que dans un étage de compression, les performances du diffuseur dépendent essentiellement de la distribution de l'incidence et du nombre de Mach selon la hauteur de veine, moyennés dans la direction circonférentielle. Ces résultats confirment l'étude de W.N.Dawes publiée en 1995 [25], selon laquelle la distorsion du champ aérodynamique selon la hauteur de veine est la principale source de pertes dans le diffuseur.

Ces premiers résultats ne font intervenir aucune source d'instationnarité, puisqu'ils s'attachent à la description de profils d'incidence ou du nombre de Mach moyennés dans la direction circonférentielle, en entrée de diffuseur.

Afin d'illustrer l'influence que peuvent avoir les effets instationnaires sur les performances, il est intéressant de citer un mécanisme d'interaction mis en évidence en compresseur axial, qui a pour conséquence une augmentation du taux de pression réalisé en régime subsonique : lorsque le sillage d'une aube de la roue mobile est intercepté par un aubage du diffuseur, sa charge augmente de manière temporaire. Pour des déficits de vitesse de 30% à 60% dans les sillages au moment de

Leur interception par le diffuseur, l'effet moyen de ce phénomène peut contribuer à une augmentation de 1% à 3% du taux de pression réalisé par le diffuseur.

Plusieurs études numériques instationnaires de l'écoulement dans un étage de compresseur centrifuge montrent que lorsque le sillage d'une aube de la roue mobile est intercepté par un aubage du diffuseur, sa charge augmente de manière temporaire. Les travaux de W. N. Dawes publiés en 1995 [26] et ceux d'O.Domercq et R. Thomas, publiés en 1997[27], ont contribué à la mise en évidence de ce phénomène.

Peu d'études présentent une description des effets induits par l'interaction des roues centrifuges en écoulement transsonique; la plupart d'entre elles s'attachent à la description des phénomènes d'interaction dans la partie axiale du compresseur, entre une roue directrice d'entrée fixe et la partie inductrice de la roue mobile centrifuge. Les travaux de S.E.Gorrell, T.H.Okiishi et W.W.Copenhaver publiés en 2002[28] sont un exemple d'étude des phénomènes d'interaction en compresseur transsonique. Les auteurs mettent en évidence un phénomène de génération de pertes, résultant de l'interaction entre les aubes de la roue directrice d'entrée et la structure de choc défilant, attachée au bord d'attaque des aubes de la roue mobile. Ce phénomène s'amplifie lorsque l'espace inter roues diminue et ses répercussions sur les performances globales du compresseur sont une réduction du rendement, du taux de pression et du débit de blocage.

Réduction des vibrations et du niveau de bruit

Une part importante du bruit large bande des compresseurs centrifuges provient des aubes elles-mêmes lorsque leurs couches limites interagissent avec le bord de fuite. En 2001 une étude expérimentale de Sabah et Roger [29] a été la première à mesurer le bruit de bord de fuite d'une grille d'aube linéaire.

Influence du refroidissement sur les performances

En 2007, P.N Sahah et al. [30] étudient l'influence du refroidissement sur les performances d'un compresseur axial. Ils explorent un nouveau concept dans lequel l'extraction de chaleur a lieu dans le compresseur à la surface des aubes. Ils font une étude paramétrée avec une quantité de chaleur adimensionnelle, et un nombre de Mach à l'entrée et développent des méthodes de calculs des performances des compresseurs dont la surface extérieure des aubes est refroidie.

Les résultats de leur investigation indiquent que l'extraction de chaleur au compresseur, permet une augmentation :

- Du rapport global de compression.
- Du débit massique maximal.
- du rendement par rapport à l'isentropique.

C.Xu et R.S Amano septembre 2012 [31] ont développé une méthode pour optimiser le compresseur centrifuge tout entier, Qui s'appuie sur l'importance de la forme méridionale du compresseur centrifuge en relation de ses performances aérodynamique.

I.21. Conclusion :

Dans ce chapitre on a exprimé les notions de bases rencontrées dans le domaine de turbomachine, les différents types des compresseurs.

Aussi on a donné un bref historique sur les compresseurs centrifuges, les organes mécaniques et leur domaine d'utilisation.

Le développement des compresseurs a été toujours selon les besoins et selon le domaine d'utilisation.

Chapitre II

II.1. Introduction :

Les équations qui régissent les problèmes de mécanique des fluides sont les équations mathématiques différentielles en trois dimensions en l'occurrence les équations de Navier-Stokes dites approche aérodynamique. Ces équations sont le seul moyen mathématique qui peut décrire un fluide dans son mouvement, mais il faut bien noter que résoudre ces équations nécessite généralement une puissance informatique colossale. Mais pour certaines situations ces équations pourraient être simplifiées pour une dimension qu'il s'agit de l'approche analytique avec plein de suppositions et hypothèses. Dans ce chapitre on aborde les équations analytiques en une dimension suivie par les équations différentielles en 3 dimensions ensuite la modélisation de la turbulence.

II.2. Equations gouvernantes :

Dans le cas d'un écoulement laminaire ou turbulent, les problèmes d'écoulement de fluide peuvent être traités par la résolution de l'équation de quantité de mouvement, l'équation de continuité et l'équation de l'énergie.

La modélisation de la turbulence est une branche de la dynamique de fluide consistant, pour la simulation numérique des écoulements turbulents, à représenter l'influence de la turbulence sur l'écoulement de fluide

II.2.1. Equation de continuité et équation quantité de mouvement (Navier-Stokes) :

Pour un fluide Newtonien, en considérant comme forces de volume la seule force de pesanteur, les formes différentielles de l'équation de continuité (équation II.1) et de l'équation des quantités de Navier-Stokes (équation II.2) peuvent être obtenues à partir des relations intégrales sur un volume de contrôle et par l'application du théorème de la divergence :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (\text{II-1})$$

$$\rho \frac{d\vec{V}}{dt} = \rho \left[(\vec{V} \cdot \vec{\nabla}) \cdot \vec{V} + \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} \right] = -\vec{\nabla} P + \rho g + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) + \delta_{ij} \lambda \text{div} \vec{V} \right] \quad (\text{II-2})$$

II.2.2. Continuité :

C'est l'équation qui s'exprime la loi de conservation de la masse pour un volume de contrôle matériel. Elle s'exprime mathématiquement sous la forme suivant :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \mathbf{U}) = 0 \quad (\text{II-3})$$

II.2.3. Conservation de la quantité de mouvement :

Le principe de conservation de la quantité de mouvement permet d'établir les relations entre les caractéristiques du fluide lors de son mouvement et les causes qui le produisent. Il indique que le taux de variation de quantité de mouvement contenue dans le volume de contrôle est égal à la somme de toutes les forces extérieures qui lui sont appliquée. Il s'écrit sous la forme suivant:

$$\frac{D}{Dt}(\rho \mathbf{U}) = \mathbf{f} - \frac{1}{\rho} \operatorname{grad}(\rho) + \operatorname{grad}[(\varepsilon + \mu) \operatorname{div} \mathbf{V}] + \mu \nabla^2 \mathbf{U} \quad (\text{II-4})$$

II.2.4. Conservation d'énergie :

L'équation de conservation d'énergie est obtenue à partir du premier principe de la thermodynamique. Ce principe met en relation les différentes formes d'énergie, soit:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho C_p U T) = \Delta(KT) + q + \beta T \frac{\partial y}{\partial T} + \mu \Phi \quad (\text{II-5})$$

$\frac{\partial}{\partial t}(\rho C_p U T)$: La variation totale d'énergie (par accumulation et convection).

$\Delta(KT)$: La variation totale d'énergie par conduction.

q : Puissance volumique dissipé.

$\beta T \frac{\partial y}{\partial T}$: La variation d'énergie due à la compressibilité.

$\mu \Phi$: La dissipation irréversible due au frottement visqueux

II.3. Hypothèses simplificatrices :

Il est maintenant nécessaire d'effectuer un certain nombre d'hypothèse afin d'établir un modèle mathématique simple qui décrit la physique de ce problème, donc on adopte les hypothèses suivants :

- L'écoulement est stationnaire et très dimensionnel.
- Le fluide est newtonien et compressible.
- Le transfert de chaleur par rayonnement est négligeable.
- La dissipation irréversible due au frottement visqueux négligeable.
- La variation d'énergie due à la compressibilité négligeable.

II.4. Equations de problème :

Les équations de la continuité, de quantité de mouvement et de l'énergie forment le modèle mathématique de l'écoulement de la convection forcée turbulente. Après introduction des hypothèses donnée ci-dessus, on peut établir les différentes équations nécessaires à la réalisation du problème considéré pour le régime dans cette étude.

II.4.1. Continuité :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial \omega}{\partial z} = 0 \quad (\text{II-6})$$

II.4.2. Quantité de mouvement :

$$\rho U_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + 2\rho\Omega U_j \delta_{ij3} + \rho\Omega^2 (\delta_{i1} + \delta_{i2}) L_i + \frac{\partial}{\partial x_i} (-\rho u'_i u'_j) + \rho g_i \quad (\text{II.7})$$

II.4.3. Conservation d'énergie :

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu}{Pr} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho u'_j t') \quad (\text{II.8})$$

Les trois équations précédentes peuvent être écrites sous la forme générale suivante :

$$\frac{\partial (\rho U_j \Phi)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\Phi + \frac{\partial \Phi}{\partial x_j} \right) + \delta_\Phi \quad (\text{II.9})$$

Le premier terme à gauche représente le transport par convection, le premier à droite représente le transport diffusif et le dernier terme la production locale du scalaire Φ .

Les équations du mouvement moyen ainsi obtenues présentent un problème de fermeture du système, dû à l'apparition de la double corrélation des contraintes de Reynolds. Donc la fermeture du système en modélisant les termes $-\rho u'_i u'_j$ et $-\rho u'_j t'$ est l'objet des modèles de la turbulence.

II.5. Equations sous forme conservative :

Dans beaucoup de cas (telle que la résolution numérique des équations de Navier-Stokes), les équations exprimées en termes de variables "conservatives" sont très utiles. Ces variables telles que $\rho_u, \rho_v, \rho_\omega, \rho_{h0}, \rho_e$, qui incluent la masse volumique s'appellent variables conservatives. Quand des variables "conservatives" sont utilisées dans un schéma de différences finies, les équations discrétisées conservent d'une façon plus précise la masse, la quantité de mouvement et l'énergie. Les équations de quantité de mouvement sous forme conservative peuvent être dérivées en combinant (III.1) et (III.2) pour donner, par exemple, l'équation de quantité de mouvement suivant l'abscisse x (supposant l'hypothèse de Stokes):

$$\frac{\partial \rho V_x}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho V_x^2 + P) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho V_x V_y) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho V_x V_z) = \rho g_x + \frac{\partial}{\partial x} \left[2\mu \frac{\partial V_x}{\partial x} - \frac{2}{3} \mu \operatorname{div} V \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial V_x}{\partial y} + \frac{\partial V_y}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial V_x}{\partial z} + \frac{\partial V_z}{\partial x} \right) \right] \quad (\text{II.10})$$

L'équation de l'énergie (II.3) peut également être exprimée en termes d'enthalpie totale et de variables conservatives. Une telle forme est extrêmement utile dans la dynamique des fluides et les turbomachines dans les situations où les changements d'enthalpie totale sont faibles (par exemple, dans le cas d'un redresseur). L'équation de quantité de mouvement peut être transformée en:

$$\rho \frac{d\vec{V}}{dt} = -\vec{\nabla} P \cdot \vec{V} + (\vec{\nabla} \cdot \tau_{ij}) \cdot \vec{V} \quad (\text{II.11})$$

En combinant cette équation avec (II.3) et (II.4), on obtient :

$$\rho \frac{d(H)}{dt} = \frac{\partial P}{\partial t} + \rho g \cdot \vec{V} + \vec{\nabla} (k \vec{\nabla} T) + \vec{\nabla} \cdot (\vec{\nabla} \cdot \tau_{ij}) \quad (\text{II.12})$$

Avec $H = \frac{h+u_i}{2} = \frac{h+u_2+v_2+w_2}{2}$. Cette équation peut être combinée avec l'équation de continuité :

$$\frac{\partial \rho H}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot \rho \cdot \vec{V} H = \frac{\partial P}{\partial t} + \rho g \cdot \vec{V} + \vec{\nabla} (k \vec{\nabla} T) + \vec{\nabla} \cdot (\vec{\nabla} \cdot \tau_{ij}) \quad (\text{II.13})$$

II.6. Equations simplifiées de mouvement :

Les équations qui régissent l'écoulement peuvent souvent être simplifiées pour fournir des formes plus appropriées pour le traitement analytique ou numérique. Certaines de ces simplifications seront décrites par la suite :

II.6.1. Equations d'Euler :

Pour les écoulements non visqueux ($\mu=0$), l'équation (II.2) est connue comme l'équation d'Euler :

$$\rho \frac{d\vec{v}}{dt} = \rho \left[(\vec{v} \cdot \vec{\nabla}) \vec{v} + \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} \right] = -\vec{\nabla}P + \rho \vec{F} \quad (\text{II.14})$$

Où \vec{F} représentent les forces externes de volume, comme par exemple l'accélération de la pesanteur ou les forces d'aubages dans l'hypothèse de symétrie axiale dans les turbomachines. Cette hypothèse est pleinement justifiée dans beaucoup de cas d'importance par la séparation des écoulements en deux zones : une zone dite visqueuse près des parois où les effets dus aux gradients de vitesses sont importants et une zone dite saine dont les effets visqueux sont négligeables (figure II.1). Dans la zone visqueuse, ce sont les équations Navier-Stokes qui régissent l'écoulement, souvent sous une forme simplifiée adaptée au rapport des échelles longitudinales et transversales qui caractérisent les couches limites. Dans la zone saine, on peut utiliser les équations d'Euler avec un important gain en simplicité et temps de calcul.

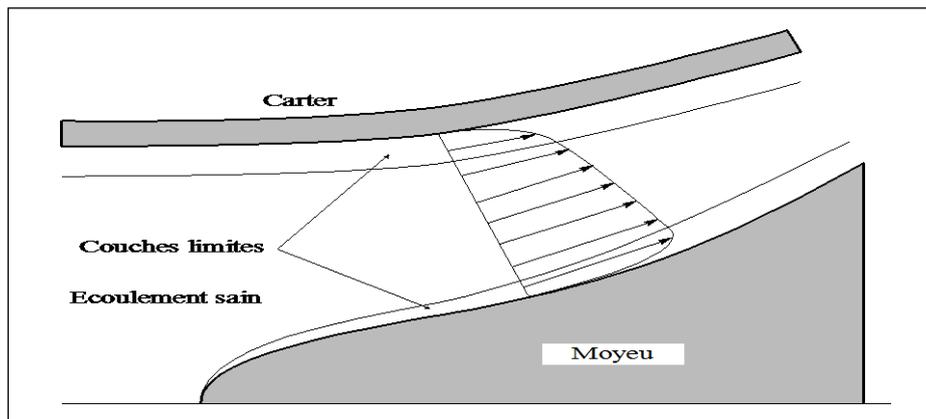


Figure (II.1) : Modèle de l'écoulement à trois zones.

II.6.2. Equations de l'écoulement incompressible :

Dans beaucoup d'écoulements, le fluide est incompressible et les gradients de viscosité sont faibles. Les termes visqueux des équations de quantité de mouvement peuvent alors être simplifiés et l'équation d'énergie n'est pas prise en compte. Dans ce dernier cas, l'équation de continuité est donnée par :

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{V} = 0 \quad (\text{II.15})$$

et l'équation de quantité de mouvement, négligeant les effets de la pesanteur, par:

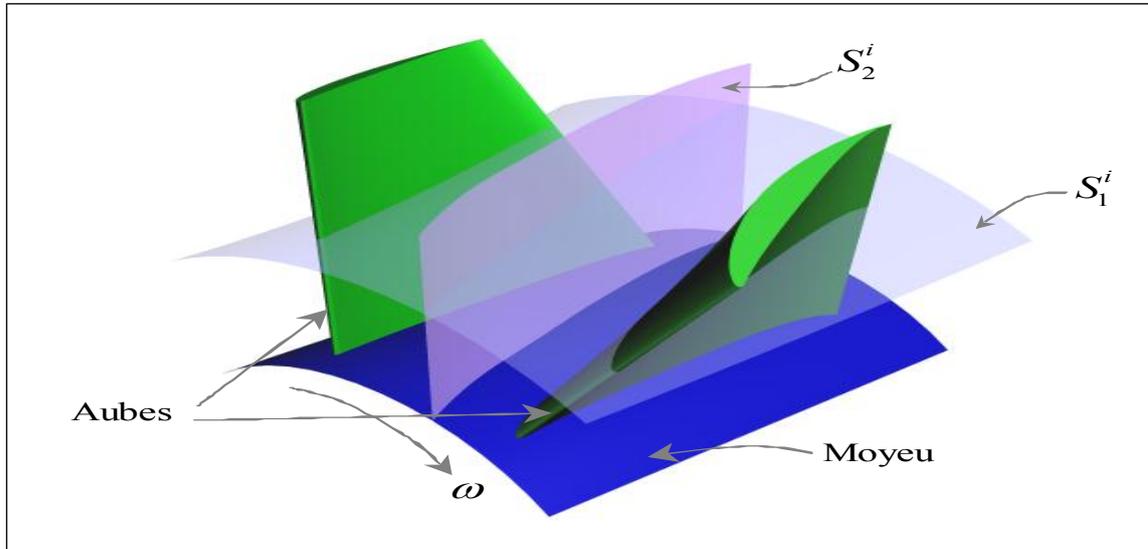
$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = -\vec{\nabla}p + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (\text{II.16})$$

II.7. Equations particulières pour les turbomachines :

D'une manière générale, les écoulements dans les turbomachines sont tridimensionnels instationnaires, visqueux, turbulents et compressibles. Parmi les approches simplificatrices, on trouve l'hypothèse d'Euler supposant un nombre infini d'aubages. Cette hypothèse est équivalente à l'hypothèse de symétrie axiale de l'écoulement à condition d'être accompagnée d'un champ de forces d'aubage équivalent.

Depuis longtemps, les concepteurs ont traité l'écoulement tridimensionnel complexe dans les machines comme la superposition d'un certain nombre d'écoulements bidimensionnels. La première formalisation de cette idée a été proposée par Wu en 1952.

Ceci a permis une démarche simplifiée du tracé des pales ou des techniques de sélection de profils. Wu a démontré qu'en combinant les différentes composantes des équations dynamiques qui régissent l'écoulement, on peut obtenir des systèmes d'équations pour les deux types de surfaces définies en figure (II.2) Cette décomposition est à l'origine de deux types d'écoulements : l'écoulement "méridien" et l'écoulement "aube à aube". C'est ainsi que ces deux types des surfaces S1 et S2 sont appelées, respectivement, surfaces aube à aube et surfaces méridiennes. On peut définir un nombre arbitraire de surfaces de chaque type, mais les méthodes les plus utilisées considèrent une seule surface méridienne moyenne. Cette simplification équivaut à négliger les différences induites par la proximité des pales sur les surfaces aube à aube (figure II.2). Néanmoins, la méthode proposée par Hirsch et Warzee prend en compte ces différences par les moyennes azimutales des équations dynamiques.



. Figure (II.2) : Surfaces de courant au sein d'une turbomachine.

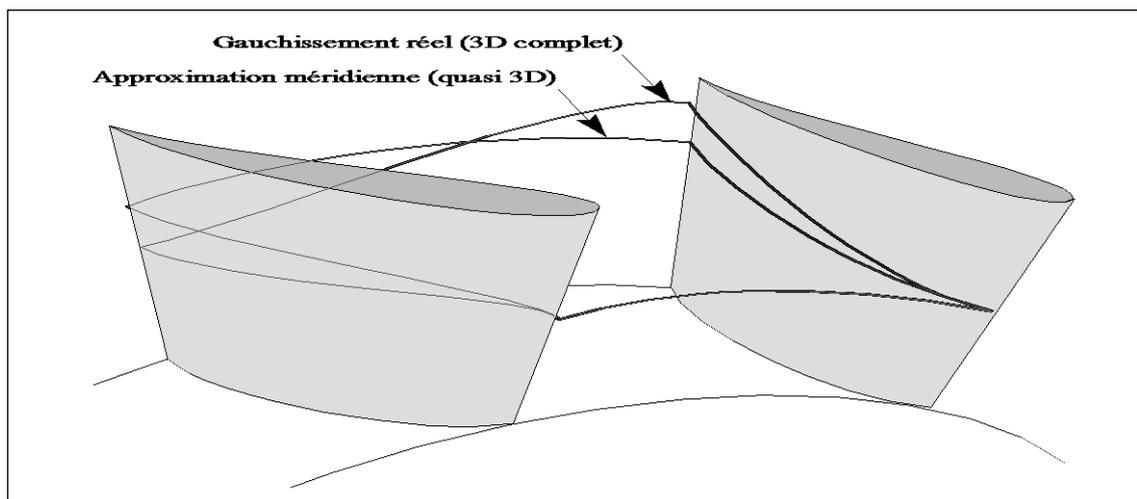


Figure (II.3) : Surfaces de courant 3D au sein d'une turbomachine.

En figure (II.5), on a représenté une de ces surfaces S_1 sous l'hypothèse de symétrie axiale. On a représenté ici l'intersection de la surface avec les pales et les lignes de courant moyennes. En outre, on peut apprécier les vecteurs représentant la vitesse absolue d'une particule de fluide \vec{V} et ses composantes V_r , V_θ et V_z ; la vitesse relative (dans le repère relatif tournant avec la machine à vitesse angulaire Ω) \vec{W} et ses composantes W_r , W_θ et W_z , et la vitesse d'entraînement $\vec{U} = \vec{\Omega} \times \vec{r}$. Un paramètre d'importance capitale apparaît sur cette figure

la vitesse méridienne $\vec{V}_m = \vec{V}_r + \vec{V}_z$. On peut ainsi écrire les relations suivantes :

$$\vec{V} = \vec{W} + \vec{U} \Rightarrow \begin{cases} V_z = W_z, \\ V_r = W_r, \\ V_\theta = W_\theta + \Omega r. \end{cases} \quad (\text{II.17})$$

$$\tan \alpha = \frac{V_\theta}{V_m} \quad (\text{II.18})$$

$$\tan \beta = \frac{W_\theta}{W_m} \quad (\text{II.19})$$

où les angles α et β représentent les directions absolues et relatives de la vitesse d'écoulement.

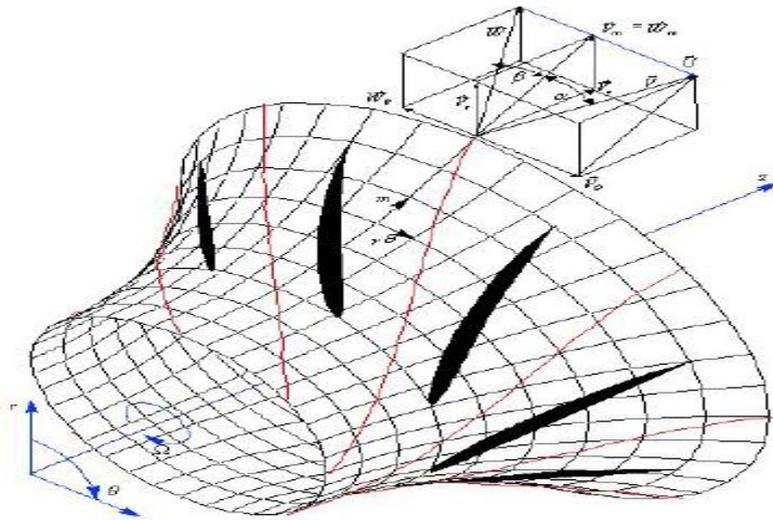


Figure (II.4) : Définition des paramètres de l'écoulement dans une turbomachine.

Chaque surface de courant interceptera la grille en formant une grille circulaire de profils. L'écoulement qui se développe sur chaque surface S_1 peut être étudié à l'aide de la transformation conforme en écrivant :

$$\eta = \frac{t N_a}{2\pi} \int \frac{dm}{r} \quad (\text{II.20})$$

$$\xi = \frac{t N_a}{2\pi} \theta \quad (\text{II.21})$$

Qui transforme le système de coordonnées $(m, r\theta)$ en (ξ, η) et qui permet de ramener la grille circulaire de la figure (II.4) à la grille plane de la figure(II.5).

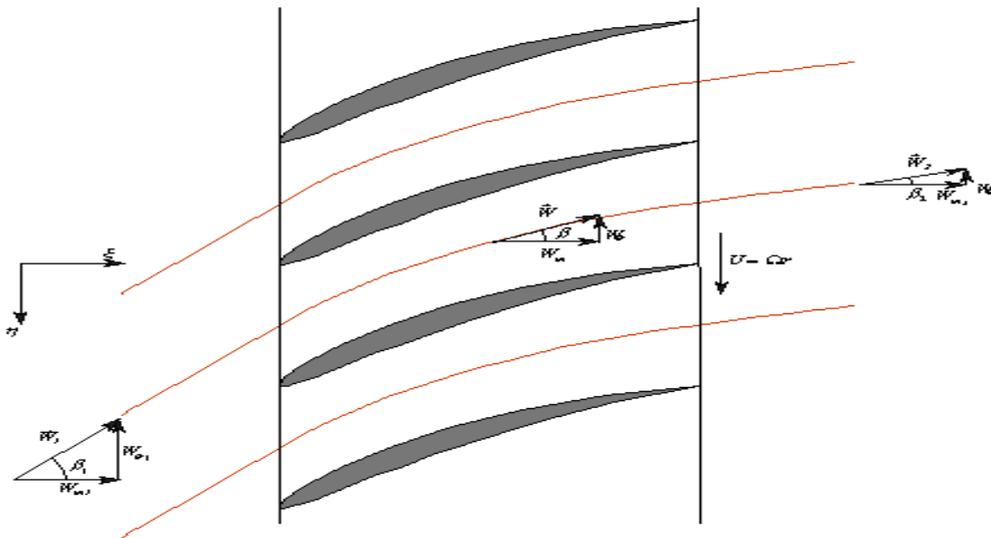


Figure (II.5) : Définition des paramètres de l'écoulement dans le plan aube à aube.

L'écoulement tridimensionnel complet peut donc être modélisé par une série de grilles planes bidimensionnelles, chacune correspondant à une surface S_1 axisymétrique, plus ou moins régulièrement distribuées dans l'espace annulaire. Normalement, six à dix sections seront suffisantes pour représenter correctement l'écoulement dans une machine classique.

L'avantage de cette approche simplifiée réside dans le fait que l'équation d'Euler peut être appliquée à chaque section de façon indépendante pour déterminer les triangles de vitesse à l'entrée et à la sortie de chaque section. La tâche du concepteur consiste à sélectionner la forme du profil pour obtenir la déflexion requise entre l'angle β_1 à l'entrée et l'angle β_2 à la sortie tout en limitant les pertes d'énergie par frottement.

II.8. Les nombres adimensionnels :

II.8.1. Nombre de Reynolds:

Le nombre de Reynolds (R_e) est un nombre sans dimension utilisé en mécanique des fluides. Il caractérise un écoulement, en particulier la nature de son régime (laminaire, transitoire, turbulent). Le nombre de Reynolds est lié la viscosité, la masse volumique, et une longueur de référence, et définit de la manière suivant :

$$R_e = \frac{\rho U_{max} D_{eq}}{\mu} = \frac{U_{max} D_{eq}}{\nu} \tag{II.22}$$

II.8.2. Nombre de Nusselt :

Rapport de la quantité de chaleur échangée par Convection à la quantité de chaleur échangée par Conduction.

$$Nu = \frac{h L_c}{k} \quad (\text{II.23})$$

II.8.3. Nombre de Prandtl :

Il représente le rapport entre la diffusivité de quantité de mouvement ν (ou viscosité cinématique) et la diffusivité thermique. On le définit de la manière suivante :

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} = \frac{\nu}{\alpha} \quad (\text{II.24})$$

II.8.4. Nombre d'Euler :

Il correspond au rapport des forces de pression et des forces d'inertie et sert à caractériser les pertes dans un fluide en mouvement.

$$Eu = \frac{(P_{ent} - P_{sort})}{\rho V_{max}^2} \quad (\text{II.25})$$

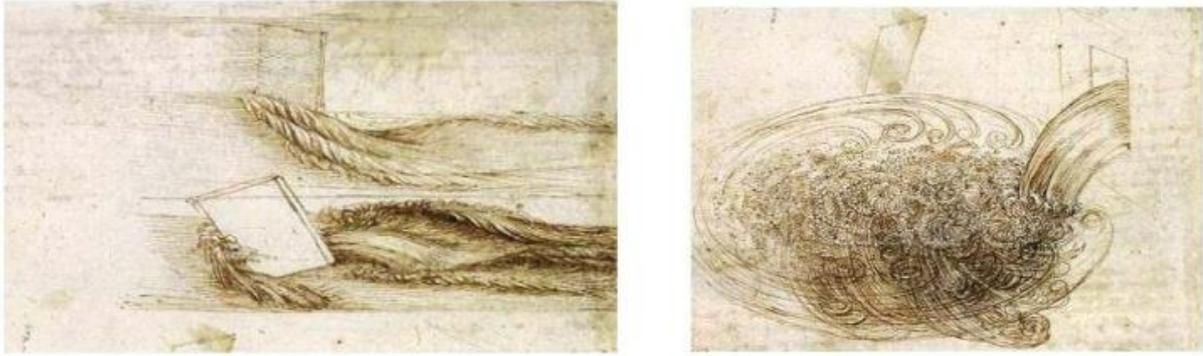
II.8.5. Nombre de Mach :

Le nombre de mach est défini les types d'écoulement des fluides compressibles. On le définit de la manière suivante :

$$M = \frac{v}{a} = \frac{v}{\sqrt{\gamma r T}} \quad (\text{II.26})$$

II.9. Turbulence:**II.9.1. Bref historique :**

La complexité de la turbulence, pendant des siècles, a attiré l'intérêt des scientifiques, des philosophes et des poètes. Les images et les métaphores de la turbulence et des fleuves impétueux de la mer orageuse, sont omniprésents dans la littérature, et les dessins et écritures. Léonard de Vinci (1452-1519) fut le premier à étudier précisément la formation de tourbillons dans un fluide qui s'écoule autour d'un obstacle, phénomène auquel il donna son nom actuel de turbulence. Fidèle à son habitude, il n'en chercha pas d'explication théorique mais en donna d'excellentes descriptions et des dessins d'une grande finesse.



Figure(II.6): étude de Léonardo de vinci sur l'écoulement turbulent.

D'autre part, l'intérêt pour la turbulence est clairement compréhensible en raison de son intérêt pratique dans des applications allant de l'aéronautique navale et du génie à l'étude du climat et la météo.

Au siècle dernier, les œuvres de L. Euler, Navier LMH, GG Stokes, O. Reynolds, ont donné la base d'un domaine de recherche qui est encore ouvert aujourd'hui. Même si les équations qui régissent le comportement turbulent sont bien connues, la compréhension globale de la question fait encore défaut.

II.9.2. Définition de la turbulence :

La turbulence est une propriété de l'écoulement, non du fluide utilisé. Il n'existe pas de véritable définition de la turbulence. On la caractérise par ses propriétés. Quand l'écoulement est turbulent, les grandeurs physiques macroscopiques (vitesse, pression) varient de façon rapide et aléatoire. Un écoulement turbulent est nécessairement rotationnel ainsi, un champ acoustique, même aléatoire, n'est pas turbulent. La turbulence se caractérise aussi par une diffusivité élevée (température, quantité de mouvement, etc.). Un écoulement turbulent est donc un écoulement à grand nombre de Reynolds. Aux grands nombres de Reynolds, un écoulement laminaire peut devenir turbulent au voisinage d'un obstacle, d'une aspérité [32].

II.9.3. Propriétés essentielles :

- ☞ Phénomènes instationnaires : les écoulements turbulents sont fortement irréguliers température, vitesse, pression, et parfois masse volumique sont instationnaires.
- ☞ Phénomènes non linéaires : les équations de Navier Stokes ont des termes non linéaires à l'origine de la création d'harmonique supérieure et inférieure.

- ☞ Phénomène dissipatif : la viscosité du fluide est à l'origine de la dissipation de l'énergie cinétique produite aux grandes longueurs d'onde. Cette énergie se transforme en énergie interne.
- ☞ Phénomènes relevant de la mécanique des milieux continus : Dans le cas général, les écoulements turbulents relèvent de la mécanique des milieux continus. Il suffit pour cela de comparer la longueur caractéristique des plus petits phénomènes au libre parcours moyen des molécules.
- ☞ Phénomènes tridimensionnels et rotationnels : L'écoulement moyen peut être bidimensionnel, voire monodimensionnel, mais il apparaît des fluctuations de vitesse selon les trois directions. De plus, le champ de vitesse est rotationnel.
- ☞ Phénomènes imprédictibles :
 - Mathématiquement, on ne sait pas démontrer l'unicité de la solution des équations de Navier Stokes.
 - De plus, le caractère non linéaire des équations conduit à une amplification des perturbations.

II.9.4. Exemples de la turbulence:

La turbulence apparue dans plusieurs domaines tel que :

Astrophysique, écoulements géophysiques, aéronautique, transports terrestres, production d'énergie, génie des procédés,...Source de bruit (aéroacoustique), propagation des ondes, couplage fluide structure,

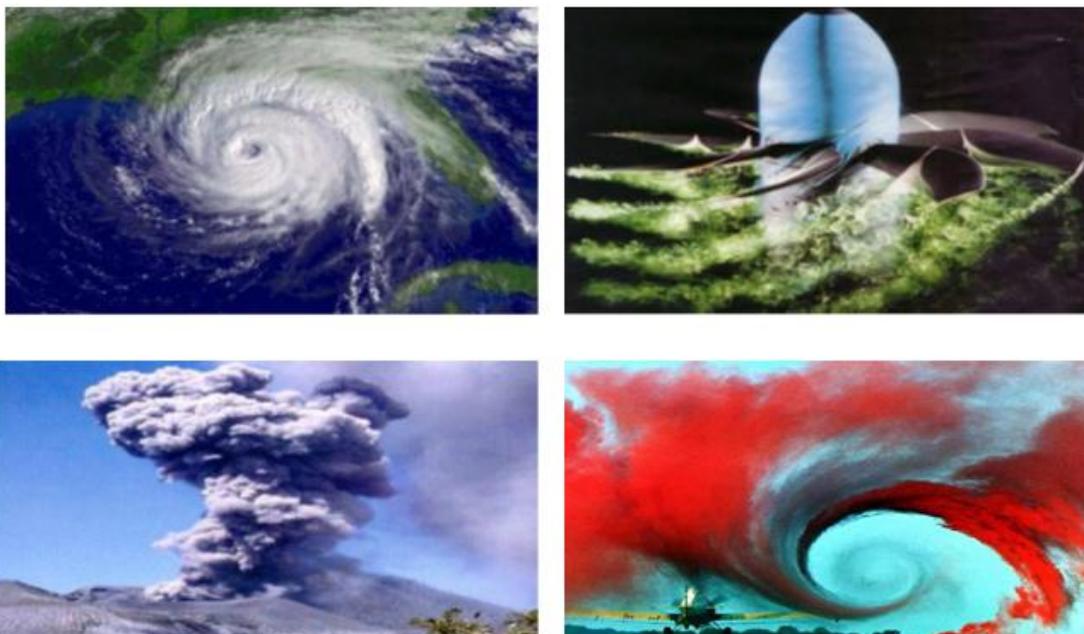


Figure (II.7) : Exemple de turbulence.

II.9.5. Description expérimentale et statistique de la turbulence :

Les scientifiques ont alors deux points de vue possibles :

- ✓ le point de vue statistique : On cherche uniquement les grandeurs moyennes, et l'énergie cinétique turbulente moyenne. C'est une vision "figée" ou "rationnelle" de la turbulence, souvent celle des numériciens.
- ✓ le point de vue des "structures cohérentes". On cherche alors l'évolution des structures qui persistent au milieu du chaos, celles qui vont déterminer la physique de l'écoulement. C'est une vision instationnaire, fluctuante et plus expérimentaliste de la turbulence.

II.10. Modélisation de la turbulence :

II.10.1. Classification des modèles des turbulences :

Il existe des modèle de turbulence de différentes niveaux .on peut classer les modèles les plus couramment utilisés en deux grande catégories :

II.10.2. Les modèles de tension de Reynolds :

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

II.10.3. Les modèles de viscosité turbulente :

Basés sur l'hypothèse de boussinesq qui consiste à modéliser directement les tensions de Reynolds à l'aide de la viscosité turbulente μ_t . Relativement facile à utiliser mais la qualité de modélisation de μ_t influe directement sur la qualité de l'écoulement moyen. Ces modèles sont classés en fonction du nombre d'équations différentielles résolues en plus les équations réagissant l'écoulement moyenne, on distingue donc :

- ✓ Les modèles à zéro équation.
- ✓ Les model à une équation (Spalart-Allmaras).
- ✓ Les modèles à deux équations : actuellement ce sont les plus répandu il existe plusieurs types [33] :
 - Model $k-\varepsilon$ standard,
 - Renormalization-group (RNG) $k-\varepsilon$,
 - Realizable $k-\varepsilon$,
 - Model $k-\omega$,
 - Modèle $SSTk-\omega$.

✓ Modèles à cinq équations Reynolds stress model (RSM).

Il existe également des méthodes de résolution plus complexes et plus onéreuses en ressources informatiques (simulation directe, large-eddy-simulation).

Les modèles de turbulence les plus populaires utilisés aujourd'hui pour des calculs d'écoulement et de transfert thermique dans le code CFD sont les modèles de viscosité à deux équations pour un bas nombre de Reynolds. Les modèles $k-\varepsilon$ et $k-\omega$ sont les plus utilisés. Ces modèles offrent souvent un bon équilibre entre la complexité et l'exactitude.

II.10.3.1. Les modèle à une équation (Spalart-Allmaras).

Dans les modèles de turbulence qui utilisent l'approche de Boussinesq, la principale issue est comment calculer la viscosité turbulente. Le modèle proposé par Spalart et Allmaras résout l'équation de transport pour une quantité pour laquelle la forme de la viscosité cinématique turbulente a été modifiée.

La variable de transport dans le modèle de Spalart allmaras $\tilde{\nu}$ est identique à la viscosité cinématique turbulente à l'exception de la région proche de la paroi. L'équation de transport pour $\tilde{\nu}$ est :

$$\rho \frac{d\tilde{\nu}}{dt} = G_\nu + \frac{1}{\sigma_{\tilde{\nu}}} \left[\frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ (\mu + \rho\tilde{\nu}) \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_j} \right\} + C_{b2} \rho \left(\frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_j} \right)^2 \right] - Y_\nu \quad (\text{II.27})$$

G est la production de la viscosité turbulente, Y_ν est sa destruction qui se produit dans la région proche de la paroi et est due au contact avec cette dernière ainsi que l'atténuation de la viscosité. Avec ν est la viscosité cinématique moléculaire. $\sigma_{\tilde{\nu}}$, C_{b2} sont des constantes .

II.10.3.2. Les modèles à deux équations :

➤ Modèle Standard $k-\varepsilon$:

Le modèle $k-\varepsilon$ est le plus simple des modèles complets dits à deux équations. Ce Modèle suppose que le régime de turbulence soit pleinement établi dans tout le domaine et que les effets de la viscosité moléculaire sont négligeables par rapport à ceux de la viscosité turbulente (loin des parois). Il est basé sur l'hypothèse de Boussinesq, à savoir qu'il existe une analogie entre l'action des forces visqueuses et les contraintes de Reynolds dans l'écoulement moyen. Pour des nombres de Reynolds élevés, les termes des contraintes de Reynolds sont estimés par Launder & Spalding, (1974):

$$-\overline{\rho u_i u_j} = 2\mu_i S_{ij} - \frac{2}{3}\delta_{ij} - \frac{2}{3}\mu_i \delta_{ij} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \quad (\text{II.28})$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (\text{II.29})$$

S_{ij} est le tenseur de déformation.

La viscosité turbulente est donnée par

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (\text{II.30})$$

Dans laquelle : $k = \frac{1}{2} \overline{u_i u_i}$, et $\varepsilon = \nu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_i} \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right)$, sont respectivement l'énergie cinétique turbulente et son taux de dissipation. Ceci satisfait les équations de transport citées ci-dessous en n'importe quel point du domaine d'écoulement.

Deux équations de transport sont utilisées : une pour l'énergie cinétique de turbulence k et l'autre pour le taux de dissipation de l'énergie cinétique ε .

Equation de l'énergie cinétique turbulente k :

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i k)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_i}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + 2\mu_i S_{ij} S_{ij} - \rho \varepsilon - Y_M \quad (\text{II.31})$$

Equation de taux de dissipation ε :

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i \varepsilon)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_i}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + 2C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \mu_i S_{ij} S_{ij} - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (\text{II.32})$$

Les coefficients des modèles utilisés par défaut dans le code ANSYS sont les suivant :

Tableau (II.1) : Constantes du modèle k-ε standard.

Constantes	C_μ	σ_ε	σ_k	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$
Valeurs	0.09	1.03	1.0	1.44	1.92

Le modèle k-ε est très largement utilisé en ingénierie. Il est en effet robuste, économique en temps de calcul et suffisamment précis et validé pour une large gamme d'écoulements turbulents. Cependant, il donne de mauvais résultats pour une catégorie

importante des situations comme les écoulements non confinés, les écoulements tourbillonnants et les écoulements en rotation.

➤ **Modèle RNG (k-ε) :**

Le modèle RNG (k-ε) est également un modèle de turbulence à 2 équations, et constitue une version améliorée de modèle k-ε standard. Il a en effet l'avantage d'éviter une modélisation particulière pour le voisinage des parois, en particulier par le biais de la loi de paroi, puisqu'il s'étend aux régions dites à bas nombre de Reynolds. Ce modèle s'appuie sur la méthode mathématique dite de normalisation qui utilise une description spectrale et statistique de la turbulence. En turbulence, la gamme des échelles s'étend des petits tourbillons aux grands tourbillons, l'énergie est introduite dans le système physique à grand échelle pour laquelle la dissipation par viscosité est négligeable. Le fluide génère des tourbillons en cascade, chaque tourbillon développant lui-même des tourbillons d'échelle inférieure, en même temps qu'il dissipe de l'énergie (cette description est celle de la cascade de Richardson). Ce processus continue jusqu'à une échelle minimale, dite échelle Kolmogorov pour laquelle les tourbillons dissipent la totalité de l'énergie dont ils sont porteurs sans générer de tourbillon d'échelle inférieure. Ces petits tourbillons sont porteurs d'une faible quantité d'énergie. Le principe de la méthode de ré-normalisation est de parvenir à une description des phénomènes aux plus grandes échelles de la turbulence en éliminant les plus petites pour les représenter par des tourbillons d'échelle plus grande.

Dans le code Fluent (16), l'application de la technique de normalisation aux équations de conservation de la quantité de mouvement donne :

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + \frac{\partial(U_i U_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} [\mu_{eff} (\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i})] \quad (II.33)$$

Où les contraintes dues à la turbulence sont modélisées par le biais de concept de viscosité effective μ_{eff} , qui tient compte de l'échelle de turbulence. La viscosité effective peut s'exprimer sous une forme simplifiée en fonction de k et ε :

$$\mu_{eff} = \left[1 + \sqrt{\frac{C_\mu}{\mu}} \frac{k}{\varepsilon} \right]^2 \quad (II.34)$$

Des équations de transport pour k et ε sont également écrites. Elles font également intervenir des paramètres dépendants des propriétés effectives du transport aux échelles de turbulence considérées.

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\alpha_p \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + \mu_t s^2 + \rho \varepsilon \tag{II.35}$$

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\alpha_p \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R \tag{II.36}$$

Où : $C_\mu = 0.0845$, k : la turbulence cinétique, ε : dissipation de k et α_p : inverse de nombre de Prandtl pour l'écoulement turbulent il est calculer par :

$$\left[\frac{\alpha_p - 1.3929}{-0.3929} \right] 0.6321 \left[\frac{\alpha_p + 2.3929}{3.3929} \right] 0.6321$$

$$R = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \eta / \eta_0) \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3 k} \tag{II.37}$$

Où : $\eta = \frac{sk}{\varepsilon}$, $\eta_0 = 4.38$, $\beta = 0.012$ et $s^2 = 2 s_{ij}$; s_{ij} est le module de rapport de contrainte, l'expression $s_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right)$ pour la théorie de RNG et le constants =1.42 et =1.68

Tableau (II.2) : Constantes du modèle RNG k-ε

Constantes	C_v	η_0	β	$\sigma_k = \sigma_\varepsilon$	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$
Valeurs	0.0845	4.377	0.012	0.7179	1.42	1.68

➤ **Modèle de turbulence de Wilcox k-ω :**

Près de la paroi, les gradients sont forts. Les effets visqueux sur les procédés de transport sont grands. La représentation des processus dans une simulation numérique soulève les problèmes suivants :

- Comment expliquer des effets visqueux près de la paroi?
- Comment résoudre la variation rapide des variables d'écoulement qui se produit dans la région de couche ?

Les expériences et l'analyse mathématique ont prouvé que la région proche de la paroi peut être subdivisée en deux couches. Dans la couche la plus secrètes, la prétendue "sous-couche visqueuse," l'écoulement est presque laminaire et la viscosité (moléculaire) joue un rôle dominant dans le transfert thermique.

Une des insuffisances bien connues du modèle $k - \varepsilon$ est son incapacité à traiter les parois. Certaines de ces difficultés peuvent être évitées en employant le modèle $k- \omega$ en le rendant plus approprié que $k - \varepsilon$ modélise pour des écoulements exigeant la résolution élevée

de proche paroi, (Par exemple, transfert thermique). L'utilisation du modèle exigerait également une résolution proche de la grille près de la paroi. Cette condition ne peut pas être garantie dans la plupart des applications à toutes les parois.

On écrit une équation de transport pour chacune de ces deux grandeurs, ici :

- pour k , l'énergie cinétique turbulente,
- pour ω , fréquence caractéristique de la turbulence. L'inverse de

$\omega = \frac{\varepsilon}{k}$ représente l'échelle de temps caractéristique de la dissipation de l'énergie cinétique k .

Un des avantages du k - ω est la formulation et le traitement proche de la paroi dont les calculs sont plus précis. La viscosité turbulente s'exprime en fonction de k et ω .

➤ **Modèle k - ω standard :**

Le modèle k - ω standard proposé par CFX est fondé sur le modèle de Wilcox (1998). Sa structure est proche de celle du modèle k - ω . Ce modèle fait intervenir deux équations de transport : une pour l'énergie cinétique turbulente k et l'autre pour le taux de dissipation spécifique ω .

Equation d'énergie cinétique turbulente k :

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i k)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - Y_k \quad (\text{II.38})$$

Equation de taux de dissipation spécifique ω .

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i \omega)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + G_\omega - Y_\omega \quad (\text{II.39})$$

Dans ces équations G_k représente la génération de l'énergie cinétique turbulente due aux gradients de la vitesse moyenne.

$$G_k = \mu_i S^2$$

$$S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$$

S est le module du taux de tenseur de déformation moyen

G_ω la génération de ω , Y_k, Y_ω représentent la dissipation de k et ω due à la turbulence avec

$$\mu_t = \alpha^* \frac{\rho k}{\omega} \quad \text{et} \quad \omega = \varepsilon/k \quad G_\omega = \alpha \frac{\omega}{k} G_k$$

$$\alpha = \frac{\alpha_\infty}{\alpha^*} \left(\frac{\alpha_0 + R_{el}/R_\omega}{1 + R_{el}/R_\omega} \right), \quad R_\omega = 2.95, \quad \alpha^* = \alpha_\infty^* \left(\frac{\alpha_0^* + R_{el}/R_k}{1 + R_{el}/R_k} \right)$$

$$R_{el} = \frac{\rho k}{\mu \omega}, \quad R_k = 6 \alpha_0^* = \frac{\beta_i}{3}, \quad \beta_i = 0.072$$

Pour des nombres de Reynolds élevés $\alpha^* = \alpha_\infty^* = 1$

Les coefficients du modèle sont comme suit :

$$\alpha_\infty = 0.52 \quad \alpha_0 = \frac{1}{9} \quad \sigma_k = 2.0 \quad \sigma_\omega = 2.0$$

Les détails du modèle sont donnés dans Fluent, (2001)

L'avantage du modèle $k-\omega$ par rapport au modèle $k-\varepsilon$ réside au niveau de la prise en compte des effets dus à la turbulence des écoulements à faible nombre de Reynolds. Il est utilisable pour les écoulements compressibles et permet de prendre en compte les transferts pariétaux. Le modèle de Wilcox est applicable pour les écoulements en charge, les écoulements à surface libre caractérisés par de fortes contraintes de cisaillement, les jets et les écoulements autour d'un obstacle (phénomène de sillage), la diffusion d'un polluant dissous.

Tableau (II.3) : Constantes du modèle $k-\omega$ standard.

Constantes	α_∞^o	α_∞	α_0	β_∞^o	β_i	R_B	R_k	R_ω	ζ^o	σ_k	σ_∞
Valeurs	1	0.52	0.11	0.09	0.072	8	6	2.95	1.5	2.0	2.0

➤ **Model $k-\omega$ SST (Shear Stress Transport)**

C'est le modèle retenue pour la présente étude pour l'eau autant la phase contenue. La turbulence peut être définie comme étant constituée des irrégularités du mouvement d'un fluide, elle est caractérisée par la formation de tourbillons de toutes échelles. Le mouvement des particules fluides est aléatoire et imprévisible.

Un modèle de turbulence est utilisé pour prédire les effets de la turbulence dans un écoulement sans résoudre le problème des fluctuations turbulentes à très petites échelles.

Pour les écoulements dans une pompe centrifuge, on recommande l'utilisation du modèle de turbulence avec SST (Shear Stress Transport). Ce modèle est robuste et permet de prédire avec précision les décollements qui se produisent sur les parois des organes internes d'une turbomachine. Les modèles de turbulence sont basés sur l'hypothèse de la relation entre les gradients des vitesses moyennes et la viscosité turbulente donnée par :

$$\overline{-\rho u_i' u_j'} = -\mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{U_m}{x_m} + \rho k \right) \delta_{ij} \quad (\text{II.40})$$

x_j : Coordonnées généralisées.

U_j : composante de vitesse selon la direction des coordonnées.

ρ :Masse volumique.

μ_t : Viscosité turbulente.

K : énergie cinétique turbulente.

Le modèle k-oméga suppose que la viscosité turbulente est reliée à l'énergie cinétique turbulente K et la fréquence turbulente ω par la relation suivante :

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (\text{II-16})$$

$$\overline{-\rho u_i' u_j'} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (\text{II.41})$$

$$k = \frac{1}{2} \overline{u_i' u_i'} \quad (\text{II.42})$$

II.11. Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons présenté une description des équations les plus utilisées pour la conception des projets en turbomachines basé sur les équations de la mécanique des fluides. Les équations de bilan sont donc connues mais :

- ❖ La résolution analytique de ces équations de bilan n'est pratiquement jamais réalisable;
- ❖ Les non-linéarités visibles dans les équations sont principalement à l'origine des difficultés pour obtenir une solution analytique.

Donc, l'utilisation des méthodes numériques s'avère indispensable pour la résolution des équations du modèle mathématique. Dans notre étude, on a utilisé le logiciel FLUENT (version16) basé sur la méthode numérique des volumes finis. Cette méthode est bien exposée dans le chapitre suivant.

Chapitre III

III.1. Introduction :

La discrétisation des équations aux dérivées partielles a pour le but de transformer le problème continu en un problème discret, de façon à pouvoir assurer sa résolution par des méthodes numériques telle que la méthode des éléments finis, la méthode de différences finis et la méthode des volumes finis. Cette dernière est la plus utilisée actuellement dans la simulation numérique des écoulements dans les turbomachines.

III.2. Méthode numérique :

Pour accomplir la démarche de l'investigation du champ de l'écoulement inter-aubages d'un compresseur centrifuge, nous avons retenu l'ensemble des outils de CFD ANSYS fluent v16 pour cette tâche. Le choix a été fait sur la base d'un outil de simulation numérique de mécanique des fluides spécialisé dans les turbomachines.

Afin d'anticiper l'importance croissante des applications CFD dans la recherche et le développement. ANSYS Inc. a étendu en 2003 sa palette de produits avec le code CFX. Ce logiciel fait partie depuis 20 ans parmi les solutions dominantes dans le domaine de la simulation de fluides.

III.3. Discrétisation des équations de Navier Stokes par la méthode des volumes finis :

Le principe de la discrétisation est de transformer les équations aux dérivées partielles considérées, en un système d'équations algébriques. C'est ce nouveau système d'équations qui, une fois résolu à l'intérieur de la géométrie, donne les variations des quantités du système, sous certaines conditions.

Le processus de discrétisation peut être divisé en deux étapes, la première est la décomposition du domaine en un ensemble de volumes élémentaires, appelé volume de contrôle. La seconde est l'intégration des équations du problème sur ces volumes de contrôle. Cette étape sous-entend que les équations du problème sont préalablement transformées en un système d'équations linéaires. ANSYS-FLUENT, utilise la méthode des volumes finis (FVM) caractérisée par les propriétés suivantes :

- la méthode discrétise la forme intégrale des équations sur un volume de contrôle. La forme intégrale standard de l'équation de Navier-Stokes dans un volume de contrôle V_p de centre P est écrite ci-dessous.

Le maillage est défini dans le système de coordonnées cartésiennes.

Chaque volume de contrôle est construit autour d'un point P en son centre de gravité comme indiqué sur la figure (III.1).

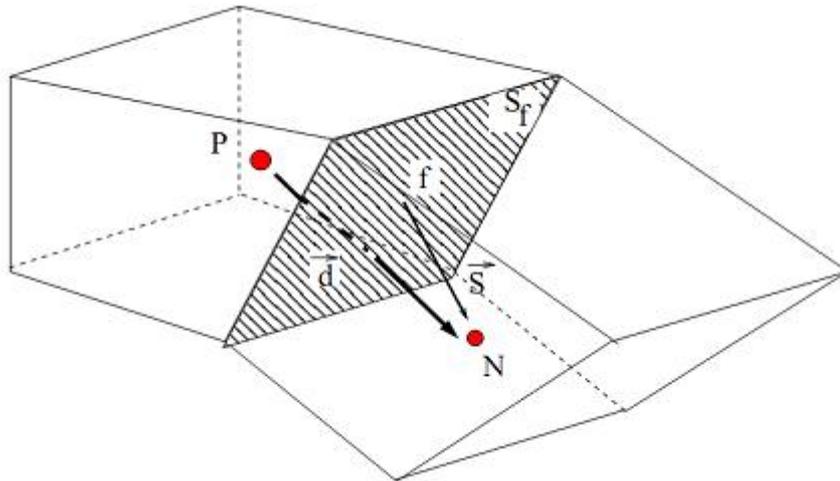


Figure (III.1): Schéma d'un volume de contrôle Hexaèdre.

Soit N le centre du volume de contrôle voisin \vec{d} est défini comme le vecteur liant P à N. Soit \vec{S} le vecteur unitaire orthogonal à la face commune aux deux volumes de contrôle appelée S_f . Les variables filtrées telles que la vitesse \bar{u} et la pression \bar{p} sont définies au centre P du volume de contrôle CV. Cette répartition simplifie l'implémentation dans le code et minimise le nombre d'informations nécessaires relatives à la géométrie du CV. Certaines variables nécessitent d'être définies à la surface S_f . L'ensemble de ces CV forme le maillage sur lequel sont discrétisées les équations.

III.4.Méthodes des différences finis :

La méthode des différences finis est à l'origine des premières simulations dans la mécanique des fluides et transfert de chaleur (1960 à 1965). Son principe 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 à un nœud aux valeurs de ces mêmes variables aux nœuds voisins. La précision du schéma dépend du nombre de nœuds de l'ensemble retenu pour approximer une dérivée donnée et du maillage effectué (en général utilisation de maillage régulier et structuré).

III.5. Méthodes des éléments finis :

La technique des éléments finis discrétise l'espace à l'aide d'éléments géométriques simples (triangles ou quadrangles en général). Comme elle permet de modéliser des géométries très complexes, elle est parfois préférée à la méthode des volumes finis. Ensuite, la forme forte des équations est remplacée par la forme faible dans laquelle les inconnues sont approximées par une combinaison linéaire de fonctions de base dont le support est un élément.

La méthode des éléments finis a vu les premières utilisations pour résoudre les équations de Navier-Stokes dans les années soixante-dix. Dans la méthode des éléments finis. Les variables inconnues sont calculées par une combinaison linéaire de fonction. L'approche éléments finis se décompose en deux étapes :

- Approximation nodale des fonctions inconnues par sous-domaines (fonctions D'interpolation).
- 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 un domaine.

III.6. La méthode des volumes finis :

Le domaine de calcul est divisé en un nombre fini de sous domaines élémentaires appelés volumes de contrôles chacun englobe un nœud dit nœud principal. La méthode des volumes finis consiste à intégrer les équations aux dérivées partielles décrites au chapitre précédent sur chaque volume de contrôle.

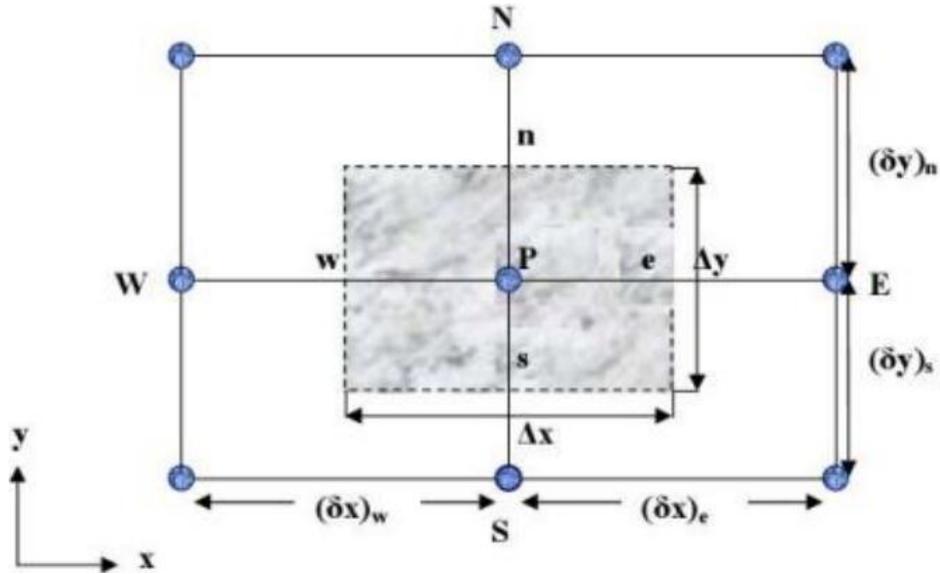


Figure (III.2): volume de contrôle bidimensionnel [34]

Pour un nœud principal P les points E et W (E=Est, W= Ouest) sont des voisins dans la direction x, tandis que N et S (N=Nord, S=Sud) sont des voisins dans la direction y.

III.7. La discrétisation :

Les équations de conservation présentées au chapitre précédent peuvent être écrites sous une forme commune, cette formulation permet de ne pas répéter le travail de discrétisation pour chaque équation.

Si on note ϕ la variable étudiée, chacune des équations peut être réduite à une seule équation générale selon la forme:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \sum \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho x_i \phi) = \sum \frac{\partial}{\partial x_i}(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_i}) + s_\phi \quad (III.1)$$

Avec :

$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi)$: Terme transitoire.

$\sum \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho x_i \phi)$: Terme de convection.

$\sum \frac{\partial}{\partial x_i}(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_i})$: Terme de diffusion.

s_ϕ : Terme source.

Nous venons de voir que, pour chaque variable, l'équation de transport s'écrit dans le cas stationnaire, très dimensionnel :

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u \phi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v \phi) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w \phi) = \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial z}\right) + S_\phi \quad (III.2)$$

Où ϕ est la propriété transportée, Γ indique le coefficient de diffusion et S_ϕ le terme source.

Tous ces termes sont listés dans le tableau (III.1).

Seul cette équation est discrétisée et le système d'équations aux dérivées partielles est résolu pour chaque valeur successive de ϕ .

Tableau (III.1): différentes désignations de ϕ , Γ et S_ϕ .

type d'équation	Φ	Γ	S_ϕ
équation de continuité	1	0	0
équation de la quantité de mouvement suivent X	U	$\mu + \mu_t$	$-\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}\left[(\mu + \mu_t) \frac{\partial u}{\partial x}\right] + \frac{\partial}{\partial y}\left[(\mu + \mu_t) \frac{\partial v}{\partial y}\right]$
équation de la quantité de mouvement suivent Y	V	$\mu + \mu_t$	$-\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x}\left[(\mu + \mu_t) \frac{\partial u}{\partial x}\right] + \frac{\partial}{\partial y}\left[(\mu + \mu_t) \frac{\partial v}{\partial y}\right]$
équation d'énergie	T	α	0

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. Considérant maintenant un élément d'une maille isolée tel que celui montré ci-dessous dans Figure (III.3).

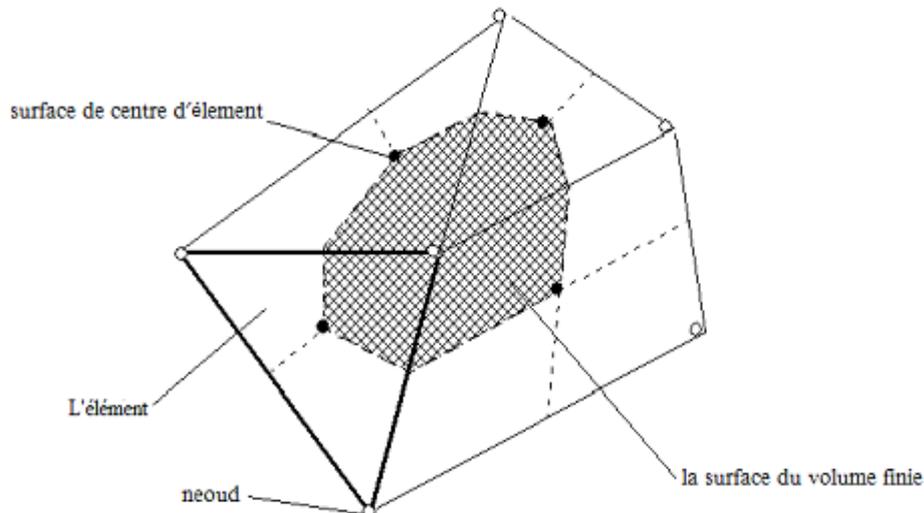


Figure (III.3): point d'intégration dans un élément d'un volume de contrôle.

III.8. Maillage :

C'est la subdivision du domaine d'étude en grilles longitudinales et transversales dont l'intersection représente un nœud, ou on trouve les composantes u et v du vecteur vitesse qui se trouve au milieu des segments reliant deux nœuds adjacents.

La discrétisation du domaine est obtenue par un maillage constitué d'un réseau de points.

Les grandeurs scalaires pression, température, sont stockées dans le nœud P du maillage, tandis que les grandeurs vectorielles u et v sont stockés aux milieux des segments reliant les nœuds.

L'équation générale du transport est intégrée sur le volume de contrôle associée aux variables scalaires et les équations de quantités de mouvement sont intégrées sur le volume de contrôle associée aux composants de vitesses.

Le volume de contrôle de la composante longitudinale u est décalé suivant la direction x par rapport au volume de contrôle principale, celui de la composante transversale v est décalé suivant la direction de y .

Ce type de maillage est dit maillage décalé permet une bonne approximation des flux convectifs est une meilleure évaluation de des gradients de pression ainsi une stabilisation numérique de la solution.

La construction des volumes de contrôle et le maillage décalé sont montrés dans le schéma suivant :

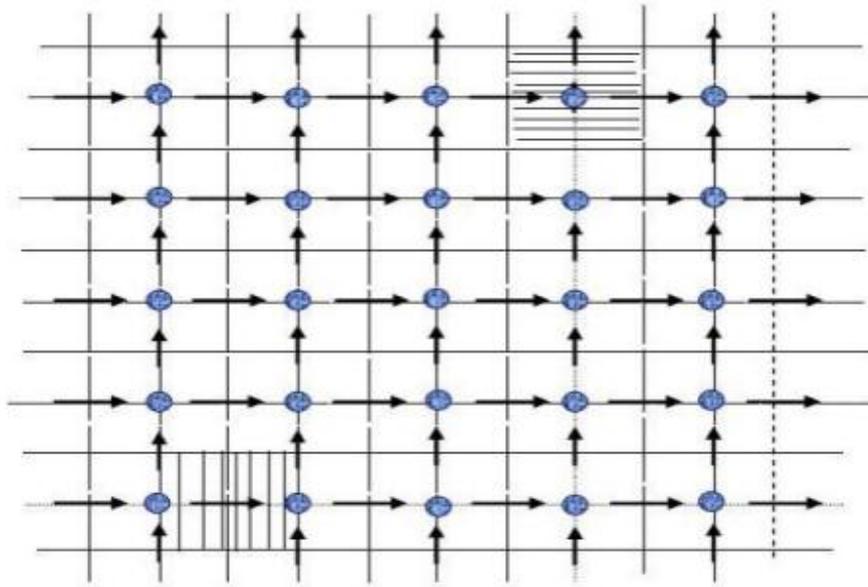


Figure (III.4): schéma du maillage. [34]

- Nœud de vitesse
- Nœud des variables scalaires
- ▭ Volume de contrôle pour les variables scalaires
- ▭ Volume de contrôle pour u
- ▭ Volume de contrôle pour v

III.9. Logiciel de simulation ANSYS :

Ansys est mondialement le plus grand fournisseur en logiciels de simulation et couvre par ses caractéristiques multi-physiques pratiquement toutes les disciplines, à savoir le calcul structural et thermique, le calcul d'écoulement (CFD) et le calcul électromagnétique. Dans l'industrie, la recherche et l'éducation ANSYS est parmi les solutions les plus utilisées pour la simulation numérique.

III.10. ANSYS Design Modeler :

Design Modeler est un modeler géométrique (basé sur le noyau Para-solid) destiné à la préparation des modèles CAO avant le passage vers la simulation. Il s'interface entre la CAO et l'outil de simulation afin d'éviter au concepteur de devoir modéliser 2 modèles CAO, un complet et un optimisé pour la simulation.

Il est totalement associatif avec la plupart des CAO du marché (Solid Edge, SolidWorks, Creo, Inventor,...).

III.10.1. Les principales fonctionnalités de Design Modeler :

- La création de point de soudure.
- La division, les empreintes de surface.
- L'extraction de surface.
- La définition de modèle filaire avec sections (structure)
- La suppression des fonctions géométriques (fonction pour « boucher » des trous)

III.11. Présentation de "Fluent" :

La principale difficulté d'application des méthodes numériques à un échangeur de chaleur tubulaire circulaires, elliptiques ou profilées est sa géométrie. D'autre part, plusieurs paramètres physiques influent directement sur l'amélioration du transfert de chaleur.

Le logiciel disponible pour la simulation d'écoulement de fluide FLUENT est utilisé pour déterminer le champ de vitesse et de transfert de chaleur, FLUENT est basé sur la méthode des volumes finis "Fluent" est un code de calcul pour modéliser les écoulements des fluides et les transferts thermiques dans des géométries complexes. Il peut résoudre des problèmes d'écoulement avec des mailles structurés ou non structurées, qui peuvent être produites pour des géométries complexes avec une facilité relative. Les types de mailles supportées sont des mailles, en 2D, triangulaires ou quadrilatérales, ou en 3D (tétraédriques, hexaédriques et pyramidales) et les mailles mélangées (hybrides).

Fluent demande de l'utilisateur de fournir un maillage de domaine, les propriétés physiques et les conditions aux limites. Après la simulation d'un problème les considérations telles que l'état des frontières, la taille du domaine, le type de la grille et le modèle à deux dimensions ou à trois dimensions sont nécessaires. Par exemple, le choix approprié du type de la maille peut économiser le temps et les calculs. D'autre part, un examen consciencieux pour le choix des modèles physiques et la détermination du procédé de solution produira des résultats plus efficaces "Fluent" est écrit en langage de programmation C et utilise pleinement la flexibilité et la puissance offertes par ce langage (allocation de la mémoire dynamique). En outre, il utilise une architecture qui lui permet de s'exécuter en tant que plusieurs processus simultanés sur le même poste de travail ou sur des postes séparés, pour une exécution plus efficace. «Fluent » s'utilise à travers une interface graphique. L'utilisateur expérimenté peut adapter ou augmenter aux besoins l'interface en écrivant des macros et des fonctions de menu afin d'automatiser certaines procédures. Ainsi, à titre non exhaustif, il a les capacités de modélisation suivantes:

- Ecoulements 2D ou 3D.
- Etats permanents ou transitoires.
- Ecoulements incompressibles ou compressibles en incluant toute la vitesse de régimes (subsoniques, transsoniques, supersoniques et hypersoniques).
- Ecoulements non visqueux, laminaires ou turbulents.
- Ecoulements Newtonien ou non.
- Transfert de chaleur forcé, par conduction, par convection ou radiatif.
- Ecoulements avec changements de phases.
- Ecoulements en milieux poreux.

Ce code de calcul emploie la méthode des volumes finis comme procédé de discrétisation.

Les équations intégrales qui gouvernent l'écoulement, tels que l'équation de continuité, l'équation de conservation de la masse, celle de l'énergie ainsi que d'autres scalaires, comme la turbulence, sont résolues par cette méthode statistique. En utilisant cette technique basée sur un volume de contrôle, "Fluent" traite les étapes suivantes:

- Division du domaine en volumes de contrôle discrets en utilisant une grille (maillage) de calcul.
- Intégration des équations gouvernantes sur les volumes de contrôle individuels afin de construire les équations algébriques pour les variables discrètes dépendantes, (les inconnues), telles que les vitesses, pression, température ...
- Linéarisation des équations discrétisées et résolution du système d'équations linéaires résultant pour pouvoir mettre à jour les valeurs des variables dépendantes (inconnues).

Pour réaliser notre simulation numérique par ANSYS FLUENT, On a suivi les étapes suivantes :

- Création de la géométrie sous le logiciel Design Modeler.
- Création du maillage avec le logiciel ANSYS Meshing.
- Définition du problème sous le logiciel ANSYS FLUENT.
- Calcul avec ANSYS FLUENT pour les différents cas retenus.
- Analyse des résultats obtenus.



Figure (III.5) : Procédures de simulation sous Workbench

III.12. Procédure sous "Fluent" :

Au chargement du maillage sous "Fluent", avant tout, nous devons mettre la géométrie à l'échelle (millimètre, centimètre ou mètre). Le logiciel permet aussi de réordonner les nœuds, les surfaces et les cellules en mémoire, de telle façon qu'ils aient la même disposition dans la grille et dans la mémoire pour améliorer les performances du calcul et l'efficacité de l'accès à la mémoire.

III.13. Choix entre simple précision ou double précision :

Fluent offre deux modes de calcul : le mode "double précision" et le mode "simple précision". Dans le mode "double précision", les nombres à virgule flottante sont représentés en utilisant 64 bits, alors que le mode "simple précision" utilise une représentation à 32 bits.

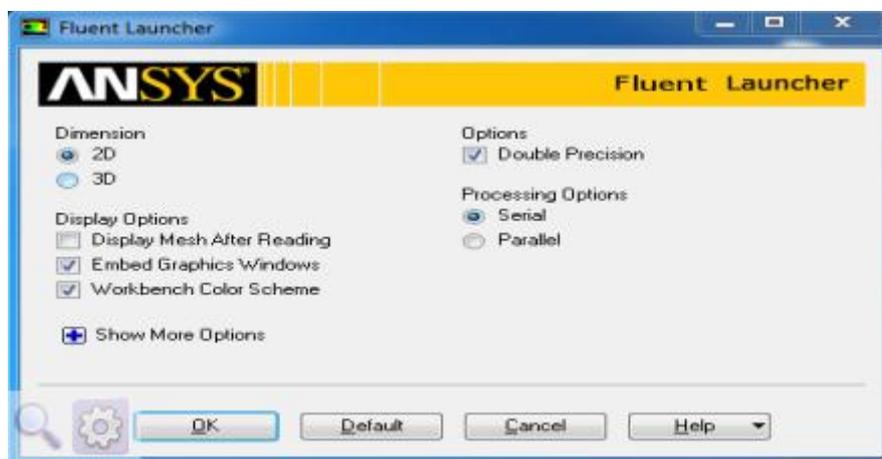


Figure (III.6): Fenêtre de démarrage de fluent.

Le revers de cette précision est que le premier mode requiert beaucoup plus de mémoire. En outre, Le mode "double précision" est préconisé, entre autres, pour les écoulements impliquant des longueurs d'échelles très disparates.

III.14. Choix de la formulation du solveur :

En démarrant "Fluent", on peut choisir entre plusieurs formulations du solveur:

a) La formulation "Segregated", ou isolée (implicite): Cette formulation résout les équations de continuité, de quantité de mouvement et quand c'est nécessaire celle de l'énergie, séquentiellement, c'est-à-dire isolées les unes des autres (implicite par défaut). Le solveur isolé est classiquement employé pour les écoulements incompressibles à modérément compressibles.

b) La formulation "Coupled", ou couplée soit implicite ou explicite: Cette option permet aux équations gouvernantes d'être résolues simultanément, c'est-à-dire couplées les unes avec les autres. Cependant, les autres scalaires, tels que les quantités de la turbulence sont traités isolément. Initialement, ce mode a été conçu pour les écoulements compressibles à grandes vitesses. Ce qui lui donne un avantage pour le traitement des écoulements hautement couplés (forte interdépendance entre la densité, l'énergie et les moments) avec des forces de volumes (ex. flottabilité et forces de rotation). Il faut signaler que le solveur couplé implicite requiert presque le double de la mémoire qu'utiliserait le solveur isolé, alors que le solveur couplé explicite vient au milieu, en terme de besoins en ressources, mais convergera plus lentement que la formulation implicite et n'est conseillé que pour les écoulements instationnaire.

III.15. Condition aux limites :

La résolution par une méthode analytique ou numérique de l'équation de transport convecto-diffusif nécessite la détermination de ses conditions initiales et aux limites.

III.15.1. Condition aux limites utilisée par FLUENT :

Pour le code Fluent les types disponibles des conditions aux limites sont classés comme suite :

a) Conditions d'entrée et de sortie de l'écoulement : pression d'entrée (pressure inlet), vitesse de l'entrée (velocity inlet), débit massique à l'entrée (mass flow inlet), admission (intake), pression de sortie (pressure outlet) ; sortie (outflow), champ de pression lointain (pressure far-field), échappement (exhaust)

b) Mur et conditions du pole : mur(Wall), axe de symétrie (axis), conditions périodique, plan de symétrie (symétrie).

c) Cellules des zones internes : fluide ou solide (de différent type).

d) Condition des faces internes : ventilation, radiation, mur intérieur. Mais si on parle d'une façon plus générale nous aurons quatre types de conditions aux limites ou chacun d'eux nécessite une étude approfondie :

- ✓ **à l'entrée du domaine** : la valeur du variable est connue.
- ✓ **à la sortie du domaine** : soit qu'en connaît la valeur de le variable donné ou on suppose que le régime est établi.
- ✓ **à la paroi** : soit on connaît la valeur de la variable posée (la vitesse ou la température par exemple), soit on connaît d'autres grandeurs physiques (gradient de vitesse, flux thermique).
- ✓ **Sur l'axe de symétrie** : où le gradient de la variable posé suivant la direction perpendiculaire à l'axe de symétrie est nul.

III.16. Conclusion :

A travers ce chapitre, nous avons présenté brièvement le code de calcul FLUENT, la méthode de volume fini, les étapes de transformations et de résolution des équations algébriques issues de système physique, également le choix de différents modèles d'interpolations puis les différentes types de conditions aux limites offert ce code de calcul.

La résolution qui effectuée par le logiciel FLUENT donne des résultats qui sont présentés dans le chapitre suivant.

Chapitre IV

IV.1. Introduction :

Depuis quelques années, l'accroissement de la puissance des ordinateurs a permis de conduire des calculs tridimensionnels de l'écoulement en turbomachine, tout en tenant compte de l'effet de la viscosité et de turbulence. Ce progrès a fait de la modélisation numérique de l'écoulement ou CFD (Computational Fluide Dynamique), un outil de plus en plus important pour le développement et l'optimisation du dimensionnement des écoulements en turbomachines.

Dans ce chapitre, on établit une méthodologie d'application pour tracer et mailler la géométrie à étudier (la roue d'un compresseur centrifuge) avec utilisation de logiciel ANSYS-Fluent.

Et nous allons présenter et discuté les résultats obtenus de notre simulation, sous forme des contours de vitesse et pression statique ainsi que l'influence de l'inclinaison des angles sur l'écoulement.

IV.2. Modèle géométrique pour le compresseur centrifuge :

Géométrie de la roue :

On souhaite simuler l'écoulement autour d'une aube d'un rotor appartenant à un compresseur centrifuge. Le rotor contient 12 aubes identiques d'un compresseur centrifuge, l'espace entre les aubes est équidistant, la configuration est mise telle que les angles de l'entrée et la sortie de l'écoulement forment 90° et après on va varier la vitesse de rotation et dans l'angle de calage 20° 40° 60° .

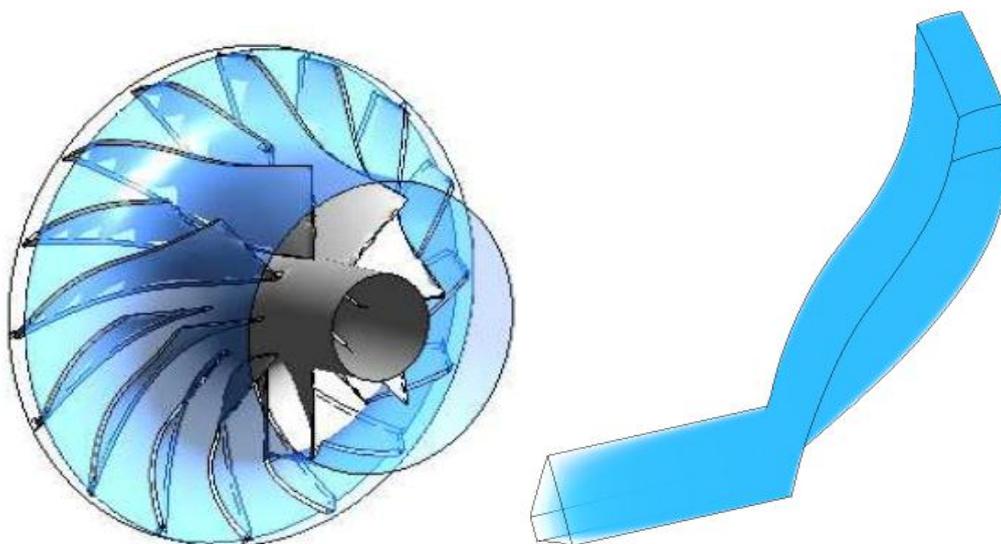
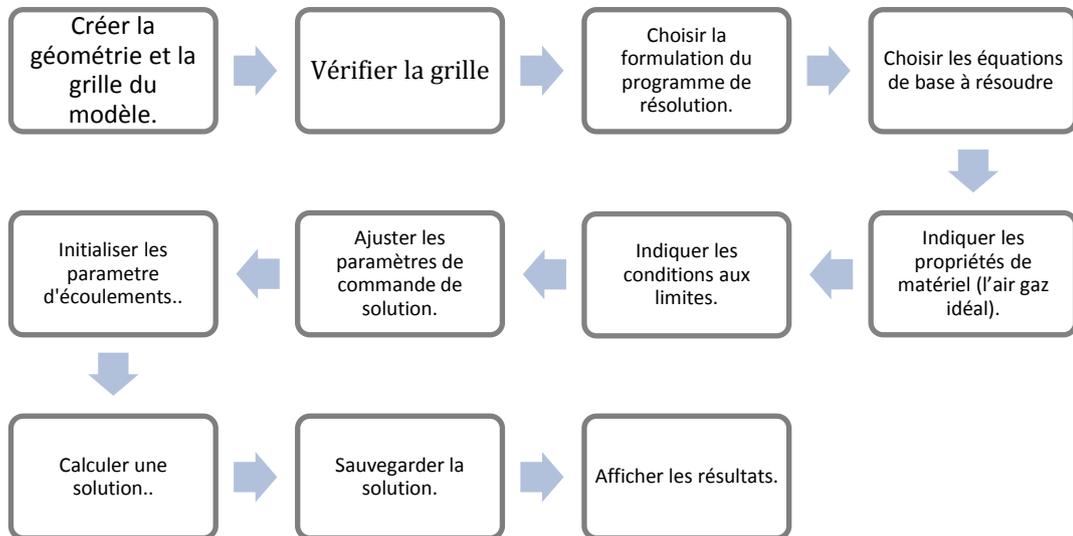


Figure (IV.1) : Vue perspective d'un rotor de Compresseur Centrifuge.

IV.3. Les étapes pour la résolution de problème :

La démarche de résolution, une fois déterminé les dispositifs importants qu'on veut résoudre, on a qu'à suivre les étapes suivantes:



IV.4. Création de la géométrie avec Ansys BladGen :

IV.4.1. Préparation de la géométrie :

C'est par la composante du code "Blades generator" qu'on puisse générer une seul aube avec toutes ses dimension et angle de calage remplis dans une boîte du dialogue Figure (IV.2), qui contient des modèles près (pompe, compresseur, ventilateur... etc.), ce dernier fait une interpolation surfacique des données Figure (IV.3).

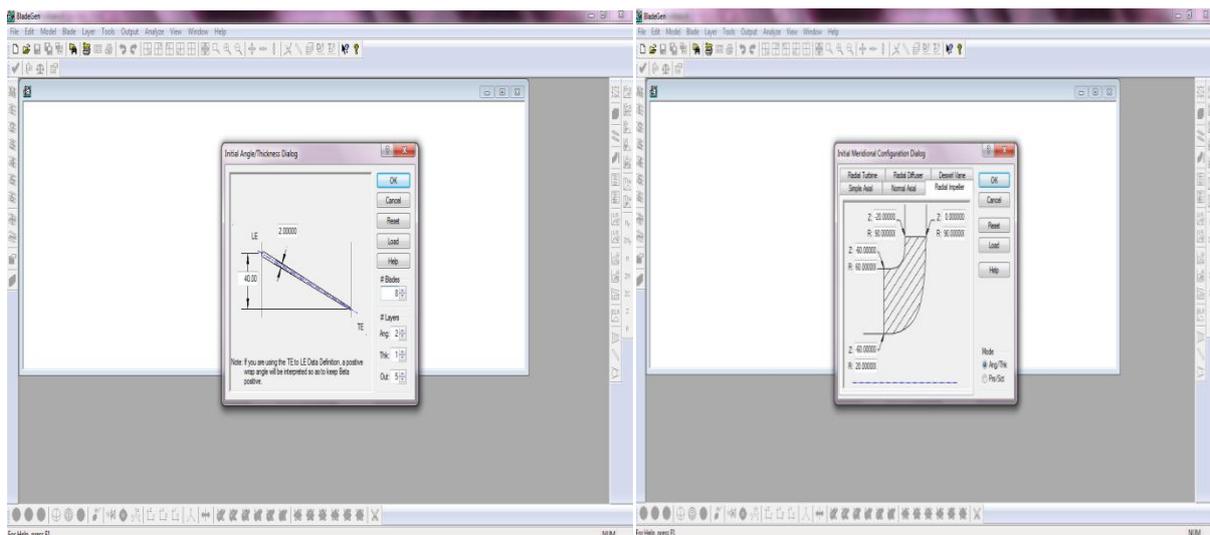


Figure (IV.2) : L'interface BladGen.

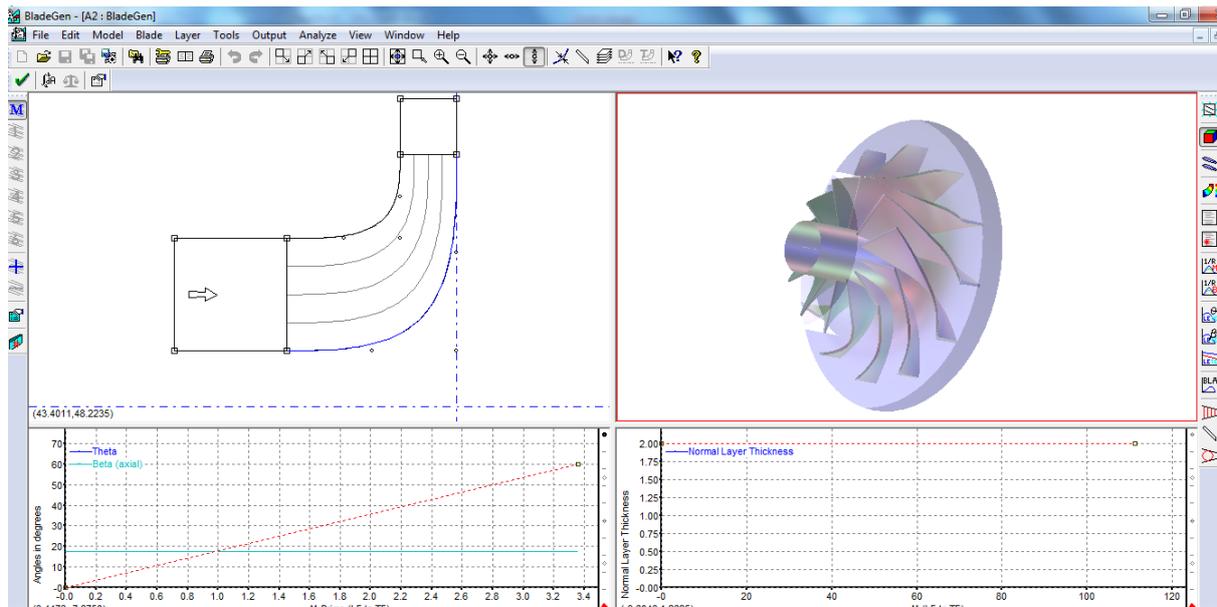


Figure (IV.3) : Présentation de la géométrie dans BladGen.

IV.4.2. Importer la géométrie vers design modeler :

Après le choix de notre modèle d'aube on a importé vers design modeler pour compléter la géométrie de la roue avec la génération des autre aube de la roue a la base de celle-ci.

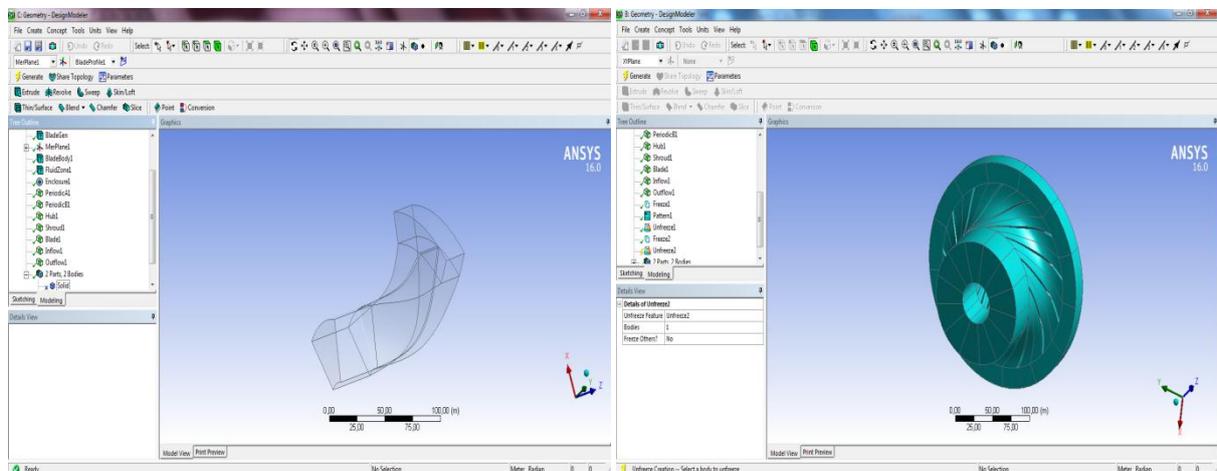


Figure (IV.4) : l'interface design modeler.

IV.4.3. Le maillage des domaines (ICEM CFD):

ICEM a été conçu pour faciliter les tâches de génération en apportant au concepteur un grand éventail d'options pour tous les types de configurations : axiales, radiales ou mixtes

La génération du maillage est une phase importante dans la simulation des turbomachines. La géométrie doit être préparée préalablement, ceci est effectivement possible par à l'outil Blade Generator, ensuite maillée grâce à l'outil ICEM.

Maillage hexaédrique (quadra/hexa) : Le maillage structuré est simple à générer, il est économique en nombre d'éléments, il présente un nombre inférieur de mailles par rapport à un maillage non structuré équivalent, il réduit les risques d'erreurs numériques car l'écoulement est aligné avec le maillage.

Mais il a quelques inconvénients : il est difficile à générer dans le cas d'une géométrie complexe, délicat pour obtenir une bonne qualité de maillage pour certaines géométries complexes.

Maillage tétraédrique non structuré (tri/tétra) : Les éléments de ce type de maillage sont générés arbitrairement sans aucune contrainte quant à leur disposition. Il est avantageux en ce qui concerne les géométries complexes tout en gardant une bonne qualité des éléments, Mais en contrepartie il est très gourmand en nombre de mailles comparativement au maillage structuré et engendre des erreurs numériques (fausse diffusion) qui peuvent être plus importantes si on le compare avec le maillage structuré.

IV.4.4. Techniques générales de génération du maillage :

Pratiquement, il n'existe pas de règle précise pour la création d'un maillage valable. Cependant, il existe différentes approches qui permettent d'obtenir une grille acceptable.

Nous pouvons résumer ces règles ainsi [34] :

- Maintenir une bonne qualité des éléments.
- Assurer un bon lissage dans les zones de transition entre les parties à maillage fin et les parties à maillage grossier.
- Minimiser le nombre total des éléments (temps de calcul raisonnable).

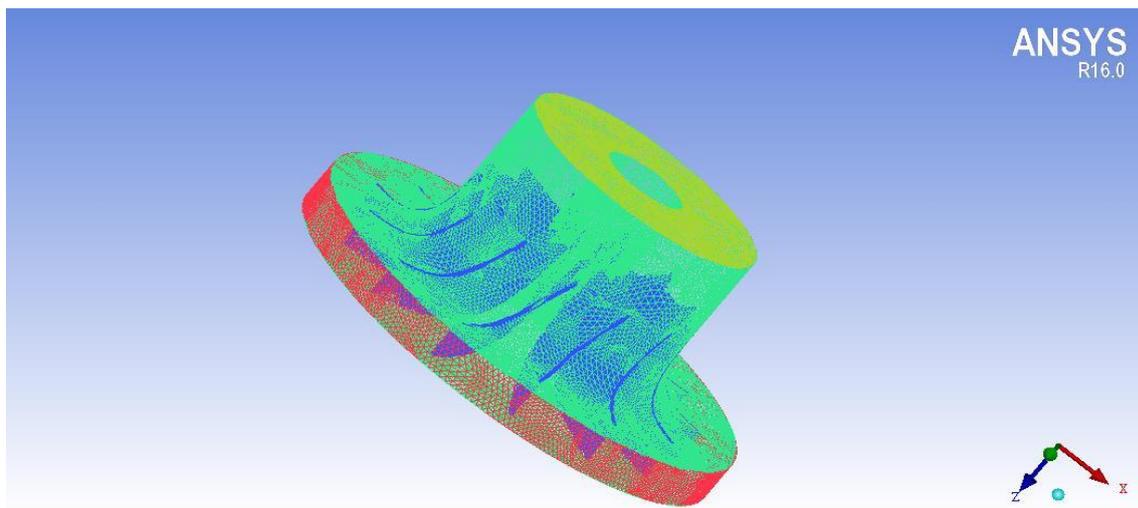


Figure (IV.5) : maillage de la roue.

IV.4.5. Résultat du maillage :

Tableau (III-1): Résultat du maillage

Nombre des éléments	Nombre des nœuds
28000	31311

IV4.6. Import la géométrie vers Ansys fluent :

Dans cette étape, après le choix de bon maillage (ICEM CFD) on a importé notre maillage vers le logiciel Ansys-fluent pour faire notre simulation.

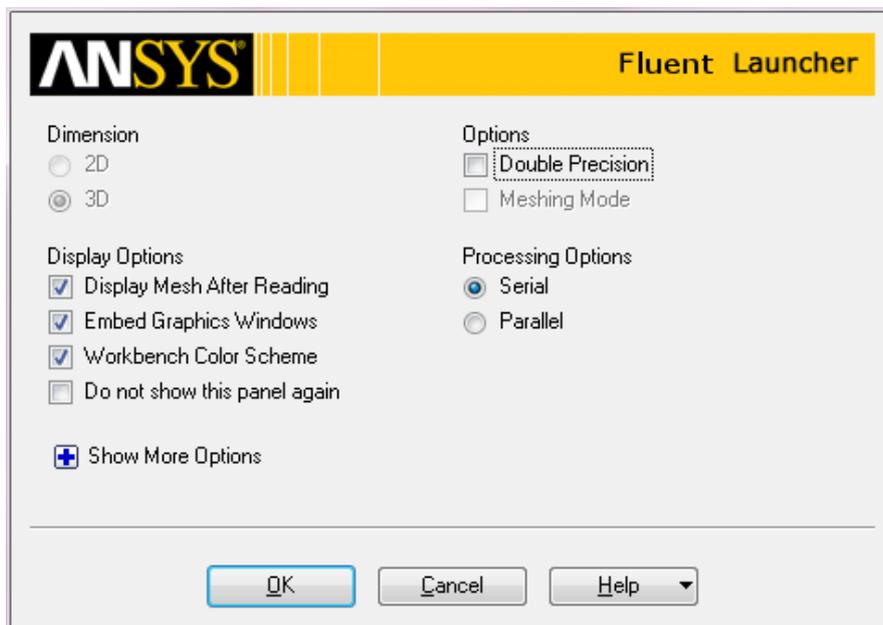
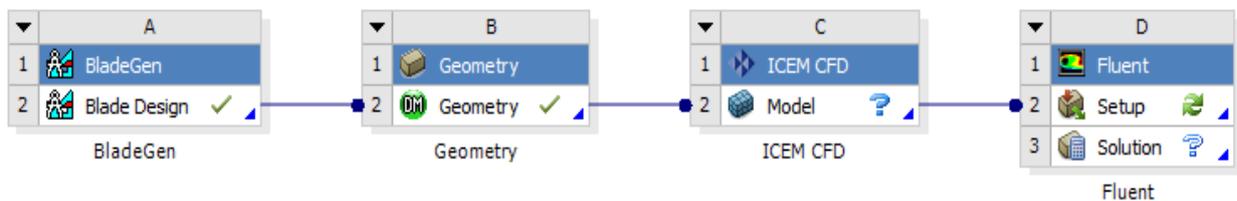


Figure (IV.6) : Fenêtre de démarrage d'Ansys fluent.

IV.5. Propriétés du fluide :

Tableau(IV.2) : propriétés de l'écoulement en étude.

le fluide en écoulement	L'air (gas ideal)
La chaleur spécifique à pression constante	1006.43
La constante adiabatique	$\gamma = \frac{C_p}{C_v} = 1.4$
La constante des gaz parfaits (J/kg*k)	R=286.96
La conductivité thermique (w/m.k)	0.257
Viscosité (kg/ms)	$1.789 \cdot 10^{-5}$
La masse moléculaire (kg/kmol)	28.96

IV.6. Choix des paramètres de calcul :

Le domaine de calcul est défini à l'aide du code de calcul ANSYS fluent;

- tout d'abord on définit le fluide qui est un fluide compressible (l'air come un gaz idéal).
- le régime est stationnaire.
- écoulement turbulent.
- le modèle de turbulence standard $k-\varepsilon$.
- interface de type Frozen-Rotor reste à déterminer les conditions aux limites à chaque section entourant le domaine de calcul.
- *A cause de complexité de rotation de rotor en suppose que le rotor est fixe et l'écoulement tourne sur lui (relativité).*

IV.7. les conditions aux limites :

Ainsi, pour la simulation, les conditions aux limites sont Suivantes :

- L'entrée : pression totale (1atm).
- La sortie : pression totale (1.5atm).
- Les parois : fixes et adiabatiques.
- Pour le Solver : on définit un schéma de diffusion de haute précision et un résidu moyen de fin d'itération de 10^{-4} . La méthode des volumes finis, combinée à un

l'algorithme de couplage Pression-Vitesse SIMPLE est utilisé comme méthode numérique pour la résolution des équations moyennées de Reynolds.

IV.8. Critères de convergences :

Une procédure numérique est dite convergée lorsque les itérations ne produisent plus de changements significatifs sur les variables selon un critère qui doit être défini par l'utilisateur. Le critère de convergence utilisé par fluent repose sur le résidu d'une équation du problème définie par l'utilisateur. En toute rigueur, le résidu correspond à la somme, sur toutes les mailles, des erreurs obtenues sur l'équation discrétisée en question lorsque les variables déterminées par le processus sont réintégrées dans l'équation discrétisée.

En choisissant une équation du système ainsi qu'une valeur d'un résidu à ne pas dépasser sur cette équation, l'utilisateur fixe un indicateur de convergence. A chaque itération, le résidu est calculé sur l'équation choisie et dès que le résidu passe en deçà de la valeur fixée, le processus s'arrête considérant que les calculs ont convergé et passe au pas de temps suivant. Un nombre maximum d'itérations pour chaque pas de temps est requis afin que le processus de résolution soit stoppé en cas d'oscillation ou de divergence, même si le critère de convergence n'est pas encore satisfait.

Un nombre minimum d'itérations est également demandé pour forcer la procédure itérative même si le critère de convergence est déjà vérifié. En ce qui concerne les sous itérations du solveur linéaire, il est nécessaire de spécifier pour chaque équation, soit un nombre fixe de sous itérations, soit un facteur de réduction du résidu (résidu final/résidu initial) compris entre 0 et 1 associé à un nombre maximum et minimum d'itérations.

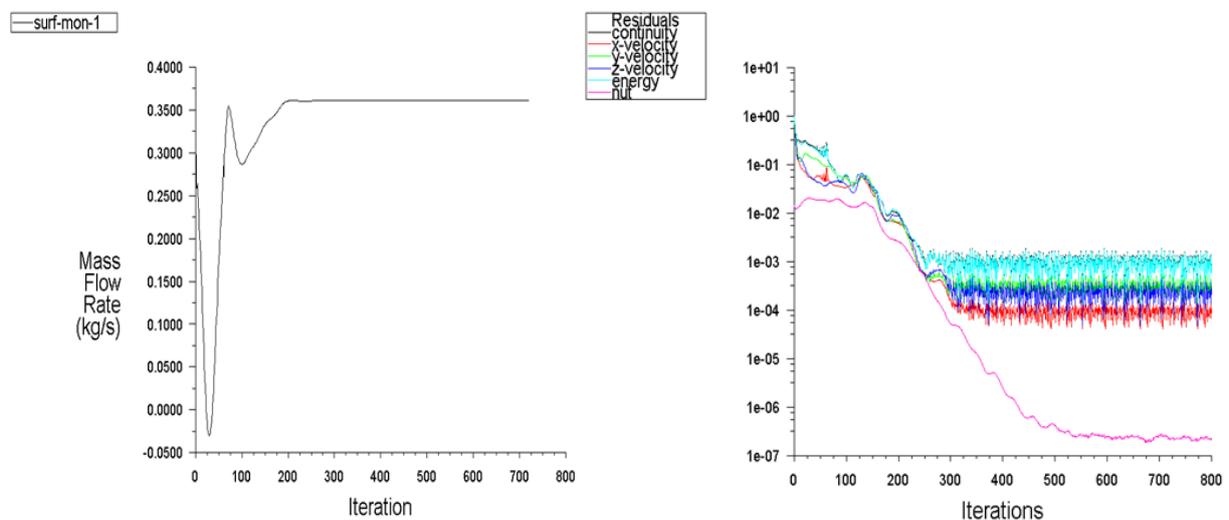


Figure (IV.7) : l'histoire de convergence.

IV.9. Résultats et discussions :

IV.9.1. Analyse des écoulements internes :

L'observation de façon expérimentale des écoulements internes peut être envisagée aujourd'hui mais les coûts et la mise au point de ces outils n'est pas rentable au stade de la conception et de l'optimisation des machines.

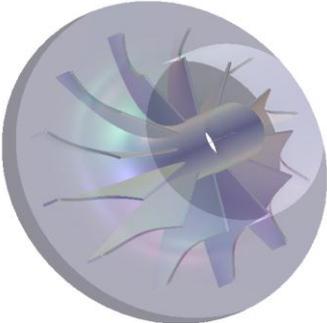
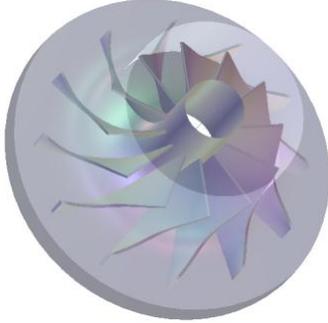
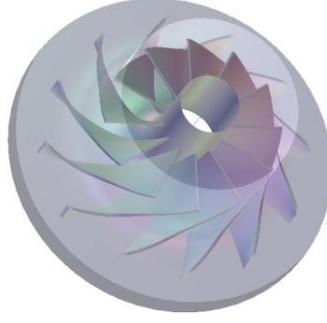
Un des avantages de la simulation des écoulements, est d'offrir une image virtuelle de cet écoulement de fluide tout au long de son passage à l'intérieur de la machine, permettant ainsi l'étude et la compréhension des phénomènes complexes.

IV.9.2. choix de la configuration :

On a fait une étude sur trois configurations de la géométrie de la roue avec variation de l'angle de calage.

L'angle de calage du compresseur centrifuge est un paramètre géométrique de base, il est intéressant de voir l'influence sur les différents paramètres, dans le but trois géométries différentes ont été prises pour l'étude de l'effet du l'angle de calage, ces géométries est présenté dans le tableau (IV.3).

Tableau(IV.3) : géométrie de la roue avec différents angle.

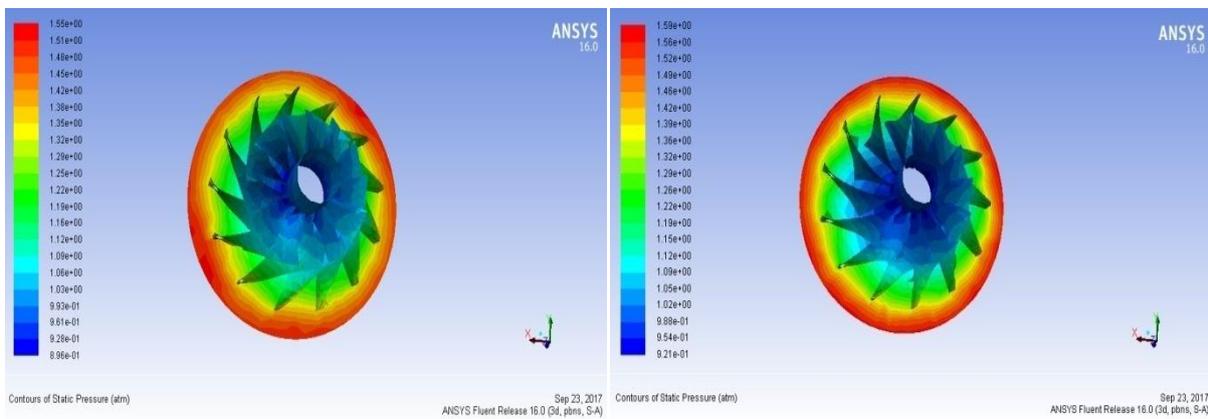
Roue avec angle de calage de 20°	Roue avec angle de calage de 40°	Roue avec angle de calage de 60°
		

IV.9.3. l'influence de l'angle de calage sur les différents paramètres:

IV.9.3.1. L'influence de l'angle de calage sur Pression statique :

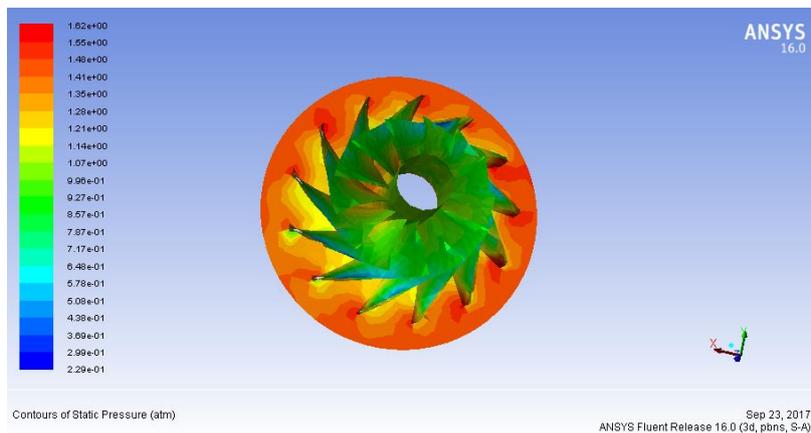
La figure (IV.8) représente l'influence de l'angle de calage sur la pression.

Une bonne conception des aubes de la roue implique une distribution uniforme de pression, évitant aussi les zones de basse pression qui peuvent être la cause du tourbillon. Ce qui est le cas en observant dans la figure, On remarque aussi que la pression statique au niveau des aubes de grand angle (60°) est plus importante que les autres.



a. roue pour 20°

b. roue pour 40°

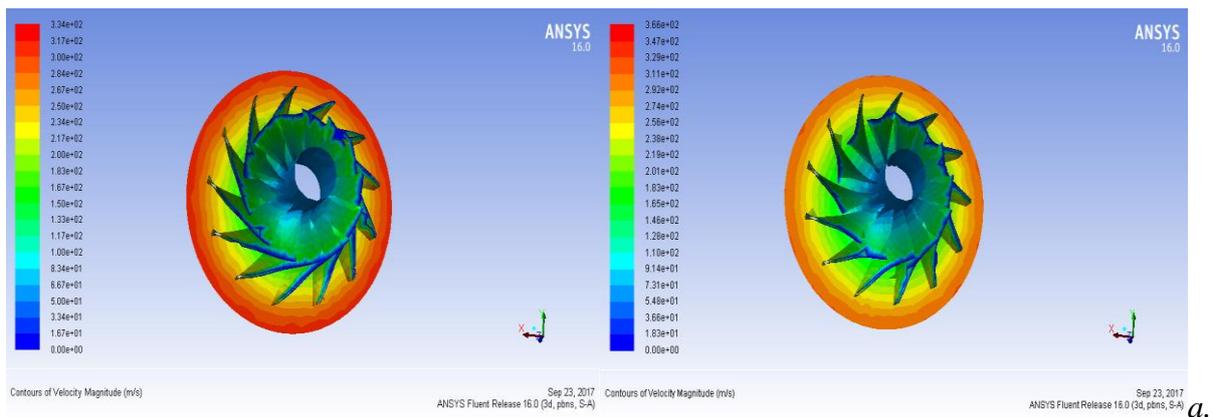


c. roue pour 60°

Figure(IV.8) :l'influence de l'angle de calage sur la pression

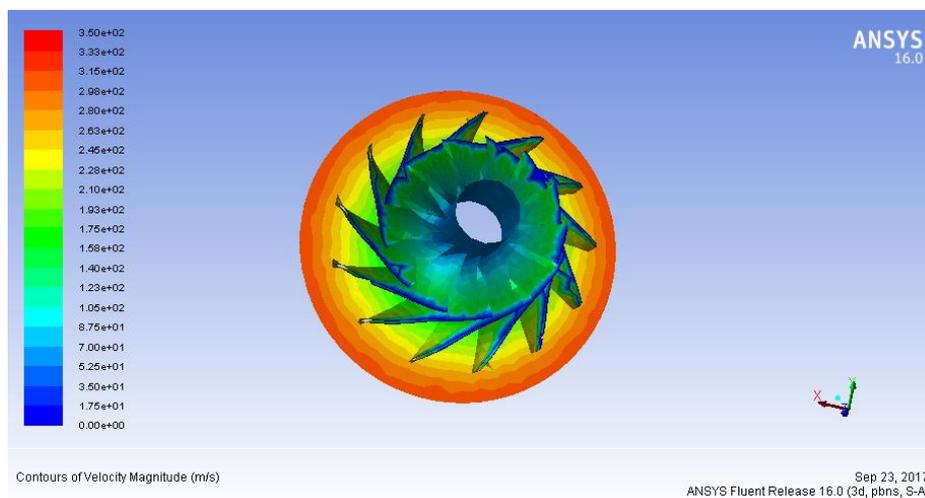
IV.9.3. 2. L'influence de l'angle de calage sur la vitesse :

La figure(IV.9) montre l'influence de l'angle de calage sur la vitesse, il est remarqué que les contours des vitesses sont uniformes dans toute la géométrie de la roue, ainsi que la vitesse s'annule près de la paroi et tend vers une valeur maximale à la sortie de la roue. Ce résultat est tout à fait logique suite à l'objectif des compresseur centrifuges d'accélérer l'écoulement.



a. roue pour 20°

b. roue pour 40°



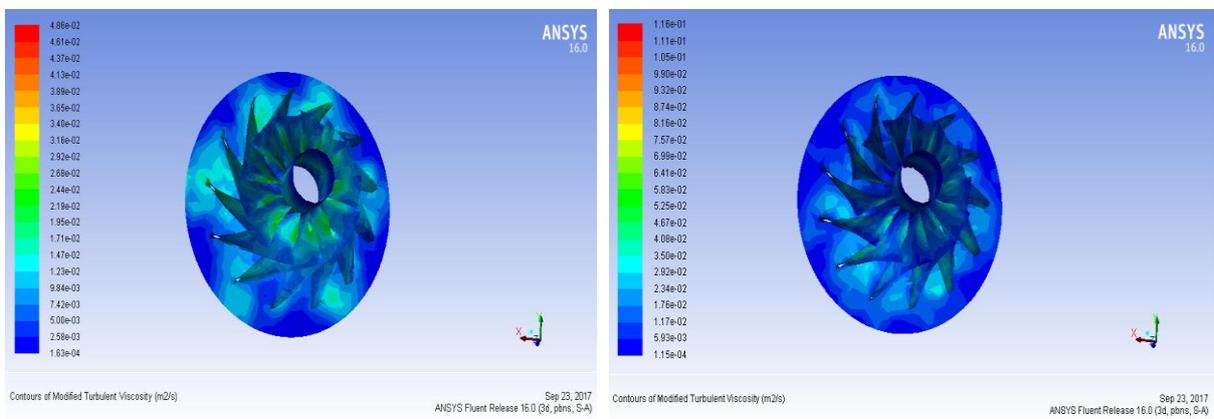
c. roue pour 60°

Figure (IV.9) : l'influence de l'angle de calage sur la vitesse.

IV.9.3.3. L'influence de l'angle de calage sur la viscosité turbulente :

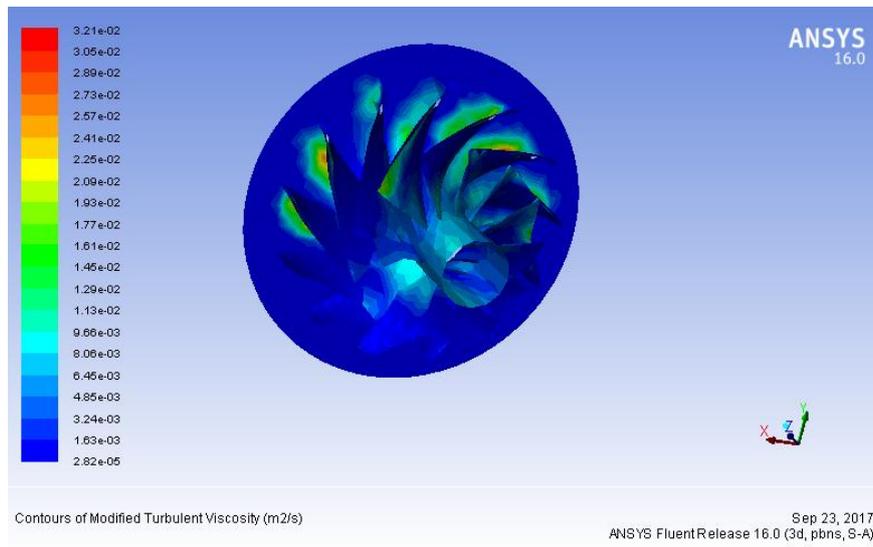
La figure (IV.10) illustre une comparaison entre différentes inclinaisons de la roue (différents angles 20°, 40°, 60°).

Une présence de viscosité turbulente dans la zone intrados pour un angle de 40° et plus, moins pour un angle de 60°, l'écoulement présente plus de stabilité et d'homogénéité pour un angle de 20°. Ce qui signifie l'influence de l'angle de calage sur la morphologie de l'écoulement à travers la roue de compresseur, Plus l'angle devient important, plus l'effet de la turbulence devient significatif.



a-Pour 20°

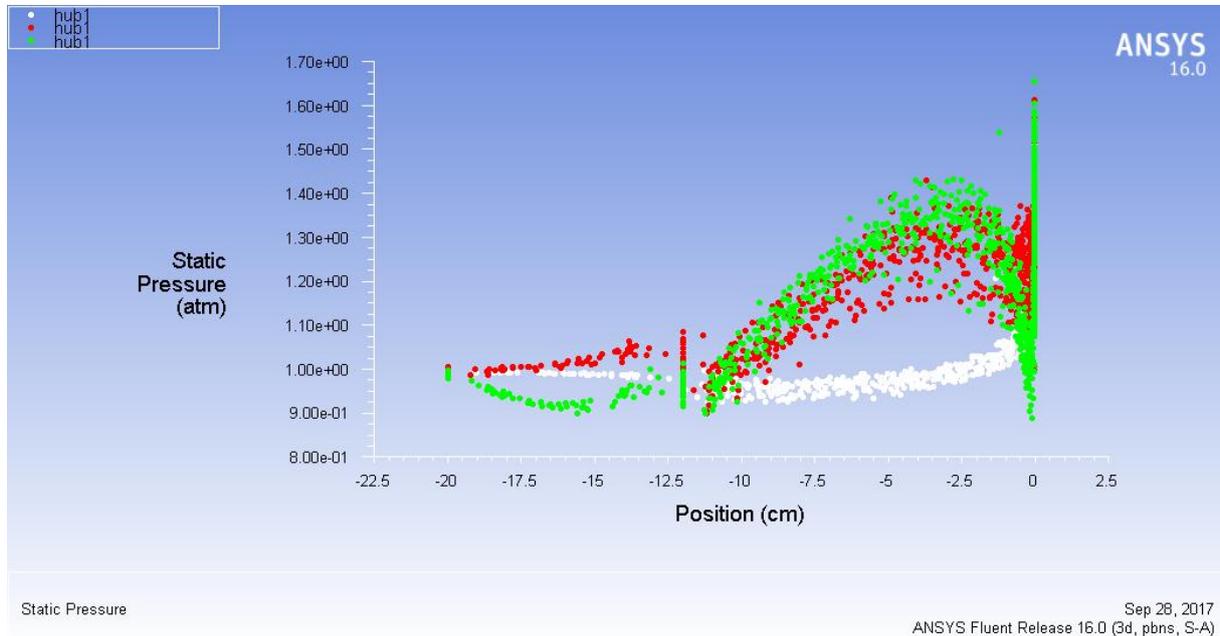
b- pour 40°



c-pour 60°.

Figure (IV.10) : l'influence de l'angle de calage sur la viscosité turbulente.

IV.9.3.4. l'influence de l'inclinaison sur le profil de pression statique:



Figure(IV.11) : profile de pression statique.

La figure (IV.11) représente l'évolution de pression statique pour les trois angles, en remarque pour les angles (20° , 60°) qu'il avait de même allure de nuage des points dans le passage de la roue, le profile augmente jusqu'au une valeur maximale entourage de [1.1, 1.3 atm] à partir de cette valeur la courbure diminue jusqu'au une valeur minimale moins que la pression d'entrée [0.9 atm], cette grande variance de pression influe directement par les forces aérodynamiques sur le structure de notre aube sans oublié les effet de point d'arrêt.

D'autre part pour l'angle 40° le profile est de forme différent tel que l'augmentation de presse est de gradient lisse et uniforme et l'écoulement s'écoulent d'une façon souple s'implique la forme de profile en point d'arrêt. Alors en résultant que l'écoulement est de bon performance en 40° d'un point de vue de force et courbure; et c'est ça notre raison de choix.

IV.9.4. Evolution de l'écoulement dans la roue :

IV.9.4.1. distribution de pression statique:

Dans tous les cas, la simulation tridimensionnelle de l'écoulement interne prouve que la pression statique augmente de l'entrée à la sortie de la roue, Il est clairement constaté que la valeur maximale de la pression est atteinte à la sortie de la roue.

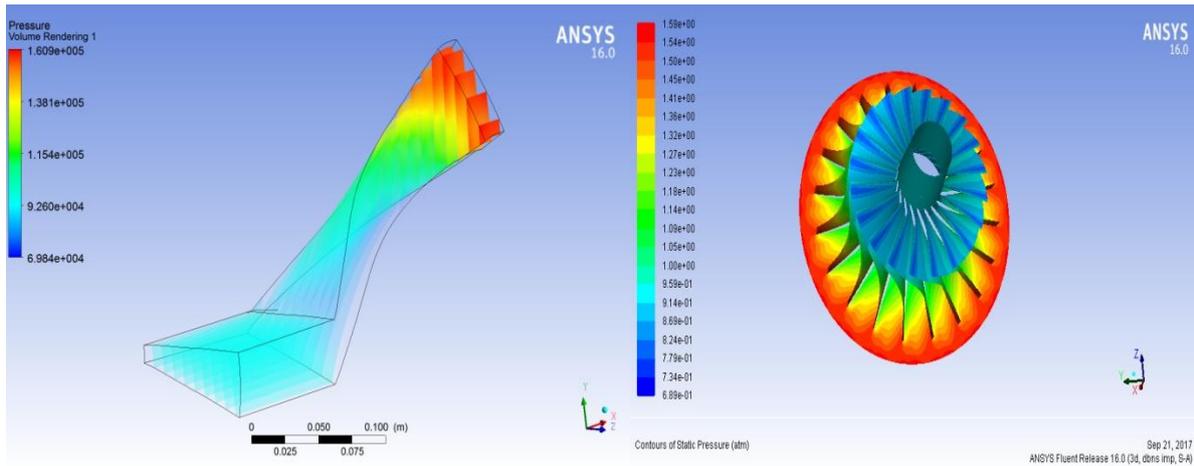
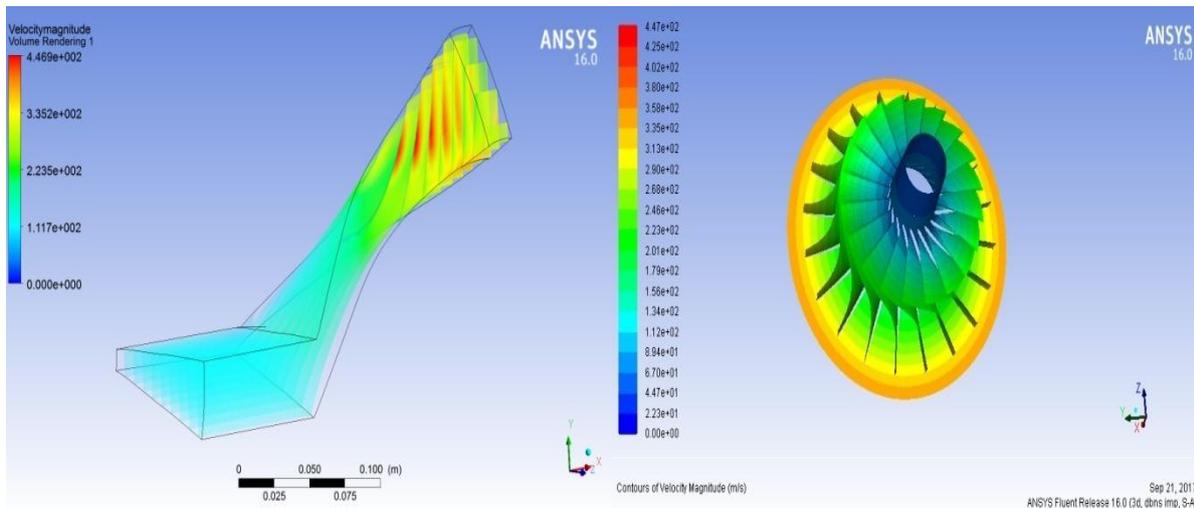


Figure (IV.12): distribution de pression statique.

IV.9.4.2. Evolution de la vitesse:

On remarque dans les différents contours que la variation de la vitesse entre l'entrée et la sortie de la roue s'accroît uniformément ceci est en concordance avec l'objectif de la roue des compresseurs centrifuges d'amplifier la vitesse de l'écoulement.



Figure(IV.13) : contour de vitesse.

IV.9.4.3 Evolution de nombre de mach:

Comme l'on connait que le nombre de mach est le rapport de vitesse d'écoulement sur la vitesse de son alors l'influence de nombre de mach est similaire de l'influence de vitesse sur l'écoulement compte tenir l'onde de choc comme illustré dans la figure(IV.14), à l'entrée de la roue la pression est de faible valeur même si pour le nombre de mach il est indiqué avec la couleur bleu dans la figure(IV.14), et dans le passage entre les aubes la vitesse d'écoulement augment en façon significatif jusqu'au l'onde de choc (M=1) presque à la sortie de passage.

Et pour mieux comprendre de l'influence de nombre de mach sur une seule aube on a illustré cette influence dans la figure (IV.14) de côté droite.

On note qu'il existe un risque de détruire de la structure à cause de cette onde de choc.

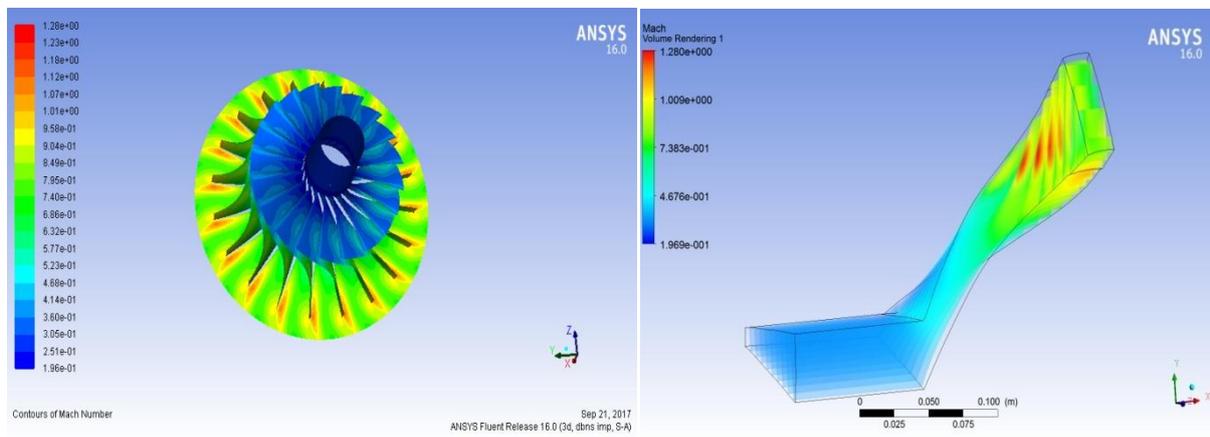


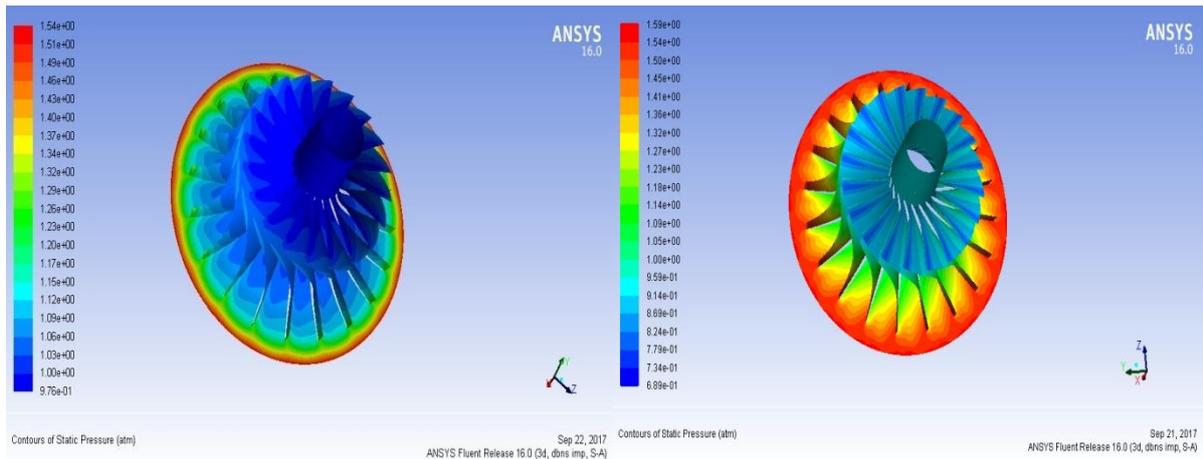
Figure (IV.14) : contour de nombre de mach.

IV.9.5. L'influence de vitesse de rotation:

IV.9.5.1. Sur la pression statique :

Dans cette partie on intéresse à l'influence de vitesse de rotation sur l'écoulement et on choisit deux valeurs de $\omega = \frac{2\pi N}{60}$ tel que $N_1=7000 \text{ rpm}$ et $N_2= 14000 \text{ rpm}$.

La figure (IV.15) montre les contours de pression statique pour les deux vitesses de rotation, on remarque pour ω_1 le gradient de pression augmente légèrement jusqu'au une position près de la sortie, après de cette position l'augmentation deviennent brusque à cause de faible valeur de ω_1 .mais pour l'autre valeur de ω_2 le gradient de pression avait de distribution homogène, et le grand valeur de pression distribué sur une surface limité par l'aube et la sortie, cette remarque influe sur la performance de compresseur .



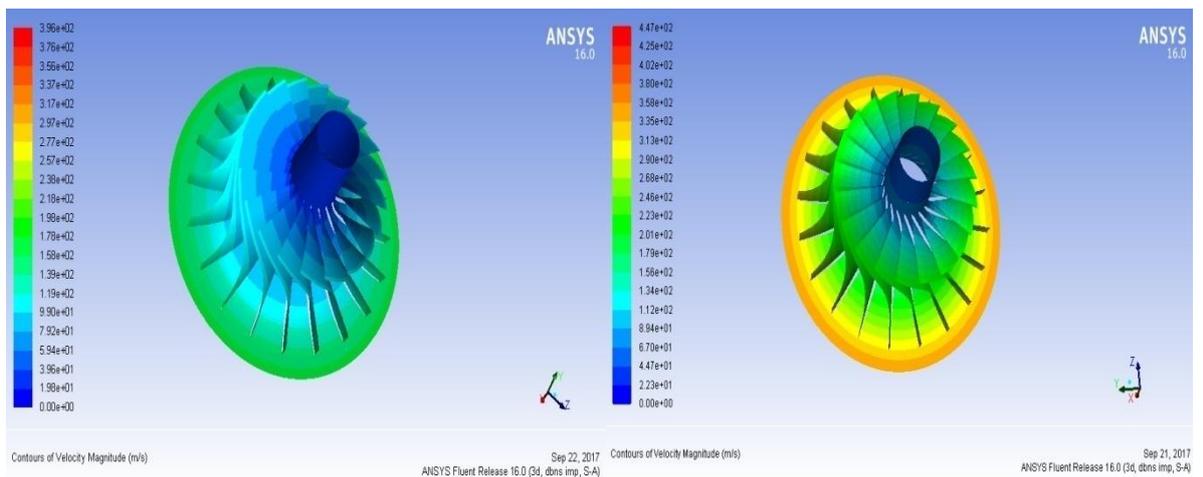
a. $N_1=7000 \text{ rpm}$

b. $N_2=14000 \text{ rpm}$

Figure (IV.15) : contour de pression statique à deux vitesses de rotation pour n_1 et n_2 .

IV.9.5.2. Vitesse résultante :

Comme on a noté dans le cas précédent la vitesse rotation avait de grand influence quand la vitesse est de $N_2=14000 \text{ rpm}$, de même façon de cette cas la distribution de vitesse résultant comme illustré dans la figure(IV.16), on remarque les grand valeur de vitesse de cette cas $N_2=14000 \text{ rpm}$ il augment de l'entré à la sortie de la roue jusqu'au une valeur de 447 m/s mais pour l'autre cas $N_1=7000 \text{ rpm}$ la vitesse augment légèrement des faible valeur tell que la valeur maximale est de 178 m/s.



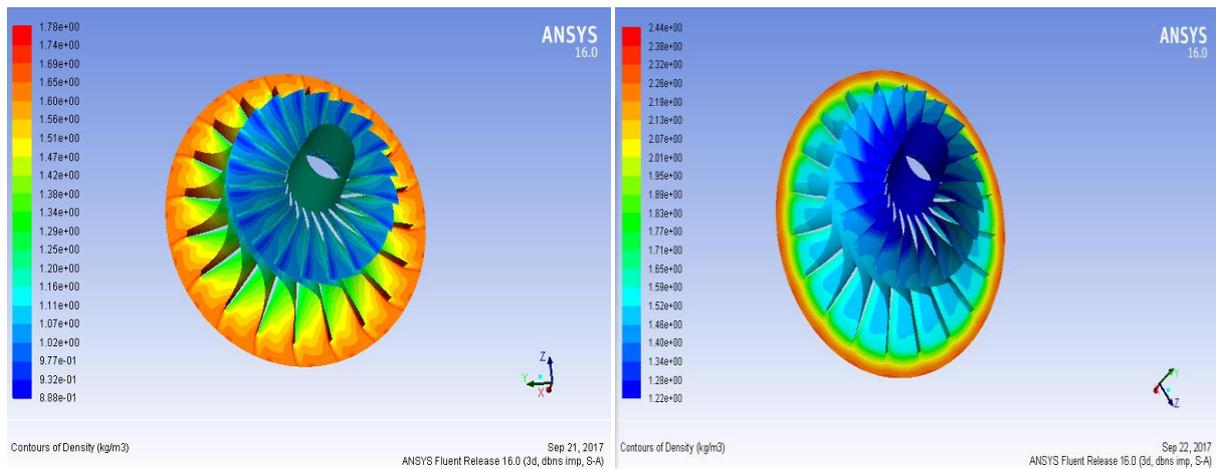
a. $N_1=7000 \text{ rpm}$

b. $N_2=14000 \text{ rpm}$

Figure (IV.16) : contour de vitesse à deux vitesses de rotation pour n_1 et n_2 .

IV.9.5.3. masse volumique :

Dans le coté structure on penser sur la charge de l'écoulement (fluide) sur les aube alors on a présenté l'évolution de masse volumique pour les deux cas de rotation sur la figure(IV.17), on remarque pour n_1 la distribution de masse volumique est uniforme et augment d'une façon homogène jusque une valeur maximale 1.68 kg/m³ alors la charge de l'écoulement est de faible densité, mais dans l'autre cas il existe un gradient non homogène est la charge concentré sur la sortie de la roue, on note que la valeur maximale est de 2.4 kg/m³.

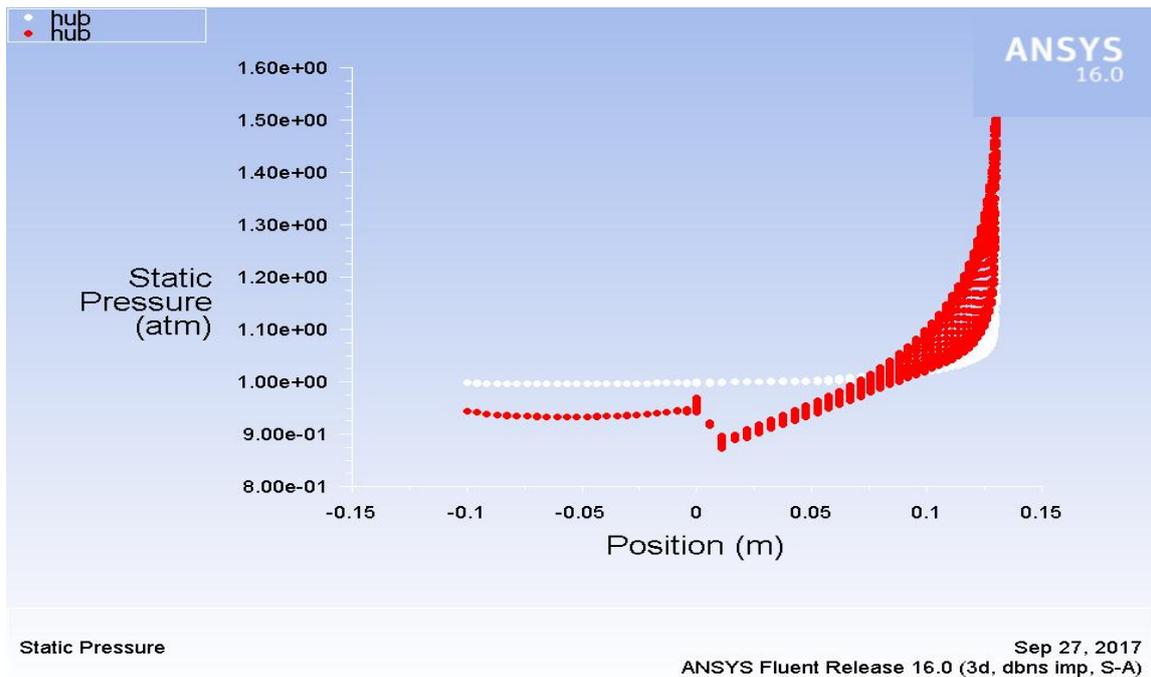


a. $N_1=7000\ rpm$

b. $N_2=14000\ rpm$

Figure (IV.17) : contour de densité à deux vitesses de rotation pour N_1 et N_2 .

IV. profile de pression statique défèrent vitesse de rotation :



Figure(IV.18) : Profile de variation de pression à long de la roue.

La figure montre le profil de variation de pression statique sur le long de la roue, la courbure de la distribution de la pression pour N_1 au débit est presque linéaire indique que la compression n'est pas vraiment commencer jusqu'au l'abscisse 0.06 m , à partir de cette position la compression est commencé avec de claire valeur, s'implique la courbure curviligne. Mais pour la vitesse de rotation N_2 la profile quand $x \in [-0.1; 0]$ est de forme presque linéaire courbé à l'inférieur s'impose qu'il y a une perte de pression à cause de l'influence de la turbulence (vortex) après cette position ($x = 0$) dans notre structure c'est l'entrée de l'aube cette phénomène célèbre comme point d'arrêt s'implique le chute de pression, bien sûr le profile diminuer, après cette point critique la compression commence d'une façon homogène à cause de grand valeur de vitesse de rotation jusqu'au la sortie de la roue.

IV- Conclusion :

Nous avons étudié dans ce chapitre les performances de la roue du compresseur centrifuge.

Les résultats obtenus à travers la simulation numérique nous ont permis de tirer les conclusions suivantes :

- la simulation tridimensionnelle de l'écoulement interne prouve que la pression statique augmente de l'entrée à la sortie de la roue.
- Une bonne conception des parois des aubes de la roue implique une distribution uniforme de pression, évitant aussi les zones de basse pression qui peuvent être la cause de la turbulence.
- En outre nous avons remarqué que le logiciel utilisé fluent, peut être considéré comme un véritable laboratoire virtuel utilisé pour analyser les écoulements internes et l'étude des performances du compresseur centrifuge, suite au coût très élevé de l'expérience.

Conclusion Générale

Conclusion générale

A travers de l'étude faite, nous avons consulté les caractéristiques essentielles du compresseur centrifuge et nous avons bien compris son fonctionnement, son rôle principal dans les différents domaines industriels.

Le travail présenté dans ce mémoire, porte sur l'étude de l'écoulement interne turbulent compressible tridimensionnel dans une roue du compresseur centrifuge, à l'aide de codes de calcul Ansys Fluent.

Nous avons mené en premier lieu une recherche bibliographique très utile à la compréhension de la théorie de l'écoulement dans les turbomachines.

En seconde lieu décrit, la modélisation des écoulements internes dans les turbomachines. Après avoir les équations générales régissant ces écoulements, et les méthodes numériques où nous présentons la méthode des volumes finis utilisée pour la résolution des équations de turbomachine.

L'étude que nous avons effectuée montre que les performances du compresseur centrifuge sont fortement dépendantes des paramètres géométriques, plus précisément de l'angle de calage et aussi la vitesse de rotation.

Après la discussion des résultats qu'il est présenté sous forme des contours des vitesses et pression ainsi que les profils de pression pour trois angle d'inclinaison et deux vitesse de rotation on constate que le choix optimale pour meilleure performance de compresseur c'est 40° pour l'inclinaison et 14000 rpm pour la vitesse de rotation.

Perspectives

Ce travail mérite d'être élargi par des études complémentaires pour mieux comprendre ce phénomène de l'écoulement dans les compresseurs centrifuges, pour cela nous suggérons ce qui suit :

- L'influence de débit volumique sur la performance de compresseur
- L'influence de l stationnarité et le régime d'écoulement
- Une étude expérimentale où on pourra valider les résultats numériques. Par ailleurs, une installation expérimentale dans notre faculté est le moyen idéal par excellence qui permet au chercheur d'aller plus loin dans ses investigations.

Référence bibliographique

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] THUMA Antal, Machines Hydrauliques, Alger, Office des publications universitaires, 1993, 351p.
- [2] A. Abdlatif, "contribution numérique de l'étude de l'influence de la géométrie de l'aubage en vue d'une optimisation des performances d'une pompes centrifuge par le logiciel CFX", Mémoire de magister, université Hassiba ben bouali de Chlef. 2011.
- [3] www.utahstangs.com.
- [4] Pierre PODEVIN, "techniques avancées de suralimentation", conservatoire national des Arts et métiers, Paris, 2004.
- [5] G.DUFOUR, "contributions à la modélisation et au calcul des écoulements dans les compresseurs centrifuges: application à la conception par lois de similitude", Mémoire de doctorat, l'institut national polytechnique de Toulouse. 2006.>
- [6] Rolls Royce, "The Jet engine", Fifth edition, The Technical Publications Department, Birmingham England B44 8BS, 1996.
- [7] F. Moran, "gaz et vapeur à basse pression" Ed. Techniques de l'ingénieur, traité de génie mécanique, Vol B 4120, France, 1999.
- [8] N. A. Cumpsty, Compressor aerodynamics vol. 315: Longman Scientific & Technical, 1989.
- [9] F. K. Moore, "Theory of rotating stall of multistage axial compressors: Part I - Small disturbances," in Gas Turbine Conference & Exhibit., Phoenix, AZ, USA, 1983, pp. ASME, New York, NY, USA.
- [10] Eckardt, D. Instantaneous measurements in the jet and wake discharge flow of a centrifugal compressor. Journal of Engineering for Power, 97, pp 337-346, 1975.
- [11] Eckardt, D. Detailed Flow Investigations within a High-Speed Centrifugal Compressor Impeller. Journal of Fluids Engineering, vol 98, pp 390-402, 1976.
- [12] Senoo, Y; Hayami, H; Kinoshita, Y; Yamasaki, H. Experimental study on flow in a supersonic centrifugal impeller. Journal of Engineering for Power, no 101, pp 32-41, 1979.
- [13] Johnson, M W; Moore, J. The Influence of Flow Rate on the Wake in a Centrifugal Impeller. Journal of Engineering for Power, vol 105, pp 33-39, 1983.
- [14] Fagan, J R; Fleeter, S. Impeller flow field measurements and analysis. Journal of Turbomachinery, no 113, pp 670-679, 1991.

- [15] Hattaway, M D; Chris, R M; Wood, J R; Strazisar, A J. Experimental and Computational investigation of the NASA Low-Speed Centrifugal Compressor Flow Field. *Journal of Turbomachinery*, no 115, pp 527-542, 1993.
- [16] Chris, R M; Hathaway, M D; Wood, J R. Experimental and Computational investigation of the NASA Low-Speed Centrifugal Impeller ar design and part-flow conditions. *Journal of Turbomachinery*, 118, pp 55-65, 1996.
- [17] Hirsh, C; Kang, S; Pointet, G. A Numerically Supported Investigation on the 3D Flow in Centrifugal Impellers. Part I: The Validation Base. ASME Paper, 96-GT-151, 1996.
- [18] Hirsh, C; Kang, S; Pointet, G. A Numerically Supported Investigation on the 3D Flow in Centrifugal Impellers. Part II: Secondary Flow Structure. ASME Paper, 96-GT-152, 1996.
- [19] Krain, H. Swirling Impeller Flow. *Journal of Turbomachinery*, no 119, pp 122-128, 1988.
- [20] Trébinjac, I; Vixège, C. Off-Design Flow Measurements within a High-Pressure Centrifugal Compressor. *Proceedings of ETC4*, pp 307-317, 2001.
- [21] Desbois-Lavergne, F; Fourmaux, A; Trébinjac, I; Leroy, G. Experimental and numerical investigation of the flow in a high-pressure centrifugal compressor stage. *5th European Conference on Turbomachinery*, 2003.
- [22] Kang, S; Hirsch, C. Numerical Simulation and Theoretical Analysis of the 3D Viscous Flow in Centrifugal Impellers. *Task Quarterly*, vol 5, no 4, 2001.
- [23] Cumpsty, N. *Compressor Aerodynamics*. Longman Scientific and Technical, 1989.
- [24] Fillipenco, V; Deniz, S; Johnston, J; Greitzer, E; Cumpsty, N. Effects of Inlet Flow Field Conditions on the Performance of Centrifugal Compressor Diffusers: Part 1 - Discrete Passage Diffuser. *ASME Journal of Turbomachinery*, no 122, pp 1-10, 2000.
- [25] Deniz, S; Greitzer, E; Cumpsty, N. Effects of Inlet Flow Field Conditions on the Performance of Centrifugal Compressor Diffusers: Part 2 - Straight Channel Diffuser. *ASME Journal of Turbomachinery*, 122, 11-21, 2000.
- [26] Dawes, W N. A Simulation of the Unsteady Interaction of a Centrifugal Impeller with its Vaned Diffuser: Flow Analysis. *Journal of Turbomachinery*, vol 117, pp 213-222, 1995.
- [27] Dawes, W N. A Simulation of the Unsteady Interaction of a Centrifugal Impeller with its Vaned Diffuser: Flow Analysis. *Journal of Turbomachinery*, vol 117, pp 213-222, 1995.
- [28] Domercq, O; Thomas, R. Unsteady Flow Investigation in a Transonic Centrifugal Compressor Stage. *AIAA paper*, no 97-2877, 1997.

- [29] Gorrell, S E; Okiishi, T H; Copenhaver, W W. Stator-rotor interactions in a transonic compressor: part 2 - description of a loss producing Mechanism. ASME Paper, GT-2002, 30495, 2002.
- [30] Sabah M. , Roger M. « experimental Study and Model Predictionsof cascade Broadband Noise AIAA 2001-2243 , 7 th AIAA/CEAS Aero acoustics conference
- [31] Shah PN et al ; effect of blade passage surface .Journal of turbomachinery. ASME, July 2007, vol 129 , P 457, 467.
- [32] S.MEKROUSSI. Simulation du transfert convectif dans une couche limite turbulente en présence d'obstacle décollé de la paroi, Mémoire De Magister, UNIVERSITÉ IBN KHALDOUN – TIARET, 2007.
- [33] Y.Cengel « fluid mechanics fundamentals and applications », McGraw-Hill. 2006
- [34] REKIOUA Mohamed « Etude des performances d'un échangeur de chaleur croise avec ou sans ailettes poreuses »Thèse de Magistère, Université de Tlemcen, 2011
- [35] ANSYS CFX, A CFD Pre+postprocessor 11.0 User's guide, CFX 5 User's guide, USA, New Hampshire, USA.2007.
- [36] D. FEDALA, ‘ ‘ Manuel de maillage sous Gambit et de simulation sous Fluent applications’’, note de cours, Laboratoire d'Energétique et de Mécanique des Fluides Interne, ENSAM, CER de Paris.2007.