

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA-BOUMERDES



Faculté des Hydrocarbures et de la Chimie

**Mémoire de Fin d'Etudes
En vue de l'obtention du diplôme :**

MASTER 2

Présenté par

TEMMAM Tinhinene

MENNI Hamza

Département : transport et équipements des hydrocarbures.

Spécialité : Mécanique chantiers pétroliers.

Thème

Simulation numérique de l'écoulement dans une pompe centrifuge.

Devant les jurys :



Dédicace

Je dédie ce modeste travail

*A mes chers parents, ma chère mère **LITTINI FATMA**, aucune dédicace ne saurait être assez éloquente pour exprimer ce que tu mérites pour tes sacrifices que tu n'as cessé de me donner depuis ma naissance. Mon cher père **MOURAD** pour son soutien indéfectible durant tout mon cursus qu'il soit morale ou matériels.*

Pour tous les sacrifices qu'ils ont consentis pour que je réussisse, que dieu me les garde.

*Mes très chères sœurs **KENZA** et **FARIDA**, merci pour votre soutien et votre aide merci d'être à mes côtés et me supporter.*

*Mon cher frère **TARIK**, merci pour ton soutien je te souhaite la réussite au bac.*

*Je voudrais aussi dédier ce travail à toute la famille **TENOMAM**, ma tante **MALIKA** et son époux **DIABER KHELIFA** et mon oncle **MOULOUD**. Ainsi à mon beau-frère **IGUENI AGHALES**.*

*A la plus chère personne **SAMIR** ainsi à tous mes amis sans exception.*

Que ce travail soit l'accomplissement de vos vœux tant allégués, et le fruit de votre soutien infailible.

Tinhinene





Dédicace

A mes très chers parents

*Pour leurs sacrifices qu'ils ont consentis pour mon instruction et mon bien-être,
j'aimerais vous remercier pour tous vos efforts, votre encouragement votre soutien
tant sur le plan moral que financier pour pouvoir réaliser un de vos vœux.
Puisse Dieu vous préserver en bonne santé et vous accorder une longue vie.*

A mon grand père

*Ceux qui m'ont soutenu, épaulé durant ces années d'études et qui n'ont
jamais cessé de formuler des prières à mon égard pour que je puisse atteindre
mes objectifs.*

A mon frère KARIM, et mes tantes FARIDA et SOUMIA

*Pour leur encouragement et présence morale. Je vous souhaite un grand avenir
et une vie prospère et rayonnante.*

*Pour son soutien moral, sa patience et sa compréhension tout au long de la
réalisation de ce travail.*

A tous mes amis

*Zui m'accompagnent dans les péripéties de ma vie, je vous souhaite plus de
succès*

A toute la famille MENNI

HAMZA



Remerciements

Avant tout et tout le monde, nous tenons à remercier le grand et bon dieu qui nous a donné le courage, la patience et la force d'avoir effectué ce modeste travail.

Nous tenons à remercier encore tous ceux nous ont aidé de près ou de loin dans l'élaboration de cette étude, particulièrement nos parents.

C'est avec un grand plaisir que nous exprimons nos profondes gratitudee et nos sincères remerciements à notre promoteur : **Mr MENAA Abdenour**. Nous lui exprimons nos reconnaissances pour ses précieux conseils tout le long de ce travail.

Nous tenons à remercier l'ensemble des enseignants de département transport et équipements des hydrocarbures qui nous ont suivi durant notre cycle d'étude.

Pour cette occasion nous remercions le président et les membres de jury qui vont nous faire l'honneur de juger notre travail.

Résumé :

Le présent travail rentre dans le cadre de la conception des turbomachines et consiste à développer une démarche intégrale pour le dimensionnement et l'optimisation de la machine pompe centrifuge munie d'aubages .il s'agit d'une modalisation tridimensionnelle de comportement dynamique d'un fluide incompressible visqueux, turbulent et instationnaire. Le but recherché consiste à l'analyse et à la compréhension du comportement de fluide circulant à l'intérieure de la turbomachine on a suivi l'approche tridimensionnelle. En faisant des modalisations de champs de vitesses et des champs de pression en utilisant le logiciel (ANSYS-FLUENT).les résultats obtenues aident à développer les pompes centrifuges en prévoyant les performances ce qui entraine à dimensionner, optimiser puis améliorer ce dernier .elles ne représentent pas qu' une revue sérieuse de prédiction et de compréhension des phénomènes associées au fonctionnement des turbomachines.

Abstract :

This work falls within the framework of the design of turbomachines and consists in developing an integral approach for the dimensioning and optimization of the centrifugal pump machine equipped with blades. It is à three-dimensional modeling of dynamic behavior of a viscous, turbulent and unsteady incompressible fluid. The aim is to analyze and understand the behavior of fluid flowing inside the turbomachine, we followed the three-dimensional approach. By modeling velocity fields and pressure fields using the software (ANSYS-FLUENT). The results obtained help to develop centrifugal pumps by predicting performance, which leads to sizing, optimizing and then improving the latter. They do not represent only a serious review of prediction and understanding of the phenomena associated with the operation of turbomachines.

Sommaire :

Liste des figures.

Liste des tableaux.

Liste des symboles.

Introduction générale.	1
Chapitre I : présentation de l'entreprise.	
I.1 Présentation générale de l'entreprise SONATRACH.	2
I.1.1. Historique.	2
I.1.2. Présentation des activités de la société.	2
I.2 Présentation de la TRC.	4
I.3 Organigramme de la TRC.	5
I.4 Description de l'OB1.	5
I.5 Département Maintenance.	7
Chapitre II : généralités et outils de dimensionnement des pompes centrifuge.	
II.1 Introduction.	9
II.2 Généralités sur les pompes.	9
II.2.1. Définition générale des pompes.	9
II.2.2. Classification des pompes.	9
II.2.2.1. Les pompes volumétriques.	10
II.2.2.1.1. Les pompes rotatives.	10
II.2.2.1.2. Les pompes alternatives.	12
II.2.2.2. Les pompes Roto dynamiques.	13
II.3 Les pompes centrifuges.	13
II.3.1. Principe de fonctionnement.	14
II.3.2. Classification des pompes centrifuges.	14
II.3.3. Description d'une pompe centrifuge.	15
II.3.4. Avantages des pompes centrifuges.	16
II.3.5. Choix des pompes.	16
II.3.6. Caractéristiques des pompes centrifuges.	16
II.3.7. Outils de dimensionnement d'une pompe centrifuge.	20
II.3.7.1. <i>Triangle Des Vitesses</i> .	
II.3.7.2. Méthodologie de dimensionnement du canal intraubage	21
II.4 Conclusion.	26

Chapitre III : Modélisation des écoulements dans les pompes centrifuges.

III.1	Introduction.	27
III.2	Formes générale des équations fondamentales.	27
III.2.1.	Équation de conservation de masse (équation de continuité).	27
III.2.2.	Équations de conservation de la quantité de mouvement.	27
III.2.3.	Équation de continuité en régime laminaire.	28
III.2.4.	Equations de Navier-Stokes en régime laminaire.	28
III.3	Modélisation de la turbulence.	28
III.3.1.	Approche RANS.	29
III.3.2.	Modèles de fermeture.	31
III.3.2.1.	Modèles de premier ordre.	31
III.3.2.2.	Modèles du second ordre.	34
III.4	Loi de paroi.	37
III.5	Equations particulières pour les turbomachines.	38
III.6	Conclusion.	39

Chapitre IV : Simulation numérique de l'écoulement avec logiciel ANSYS.

IV.1	introduction.	40
IV.2	Concept de la méthode des éléments finis.	40
IV.3	Méthodes des volumes finis dans fluent.	40
IV.4	Les hypothèses proposées.	41
IV.5	Définition de La CFD.	41
IV.6	Définition d'ANSYS Inc.	42
IV.7	ANSYS Workbench.	43
IV.8	Description et modélisation du problème.	43
IV.8.1.	Caractéristiques de la pompe.	45
IV.8.2.	Les étapes de simulation.	45
IV.8.2.1.	Création de géométries.	47
IV.8.2.2.	Maillage du domaine fluide.	48
IV.8.2.3.	Mise en données et simulation.	51
IV.9	Résultats.	57
	Conclusion générale.	62

Listes des figures :

Figure I-1: Activités de SONATRACH	3
Figure I-2: TRC Bejaia	4
Figure I-3: organigramme de TRC	5
Figure I-4: Description de l'entreprise.	6
Figure I-5: Centre du réseau de transport Bejaïa	7
Figure II-1: Classification des pompes.	10
Figure II-2: Pompe à engrenage.	11
Figure II-3: Pompe à palettes.	11
Figure II-4: Pompe à lobes.....	12
Figure II-5: Pompe à vis.	12
Figure II-6: Pompe à piston et à membrane.....	13
Figure II-7: Représentation schématique d'une pompe centrifuge.....	14
Figure II-8: Pompe à volute.	15
Figure II-9: Courbes caractéristiques de la pompe.....	17
Figure II-10: Point de fonctionnement d'une pompe.....	17
Figure II-11: Dégâts de cavitation sur les éléments d'une pompe centrifuge.	19
Figure II-12: l'écoulement de fluide à l'intérieure d'une roue à aubes.....	21
Figure II-13: paramètres géométriques d'une roue d'une pompe centrifuge.....	22
Figure II-14: la vue méridienne et la vue de face.....	25
Figure II-15: évolution de la section de la volute.....	25

Figure II-16: section de volute rectangulaire pour un angle quelconque	26
Figure III-1 : profil de vitesse d'une couche limite turbulente.....	38
Figure IV-1: point nodale dans fluent.....	41
Figure IV-2: Les différentes étapes de simulation.	42
Figure IV-3: Logo de l'entreprise	43
Figure IV-4: Les quatre domaines d'utilisation.	43
Figure IV-5: Les différentes parties de la géométrie.....	44
Figure IV-6: Forme 3D de la pompe :	47
Figure IV-7 : Le maillage en C.	48
Figure IV-8: Maillage en O.....	49
Figure IV-9: Maillage en H.....	49
Figure IV-10: fenêtre d'accueil de logiciel fluent.....	52
Figure IV-11: espace de travail de fluent.....	52
Figure IV-12: différentes étapes de simulation.	53
Figure IV-13: évaluation des résidus.....	56
Figure IV-14: Contour de pression Dans le plan (XY).	57
Figure IV-15: Contour de pression (inlet-outlet).	58
Figure IV-16: contour de pression dans le plan (YZ).....	58
Figure IV-17: CONTOUR DE PRESSION (VUE 3D).....	59
Figure IV-18: Contour de vitesse (vue 3D).	59
Figure IV-19: Contour de vitesse dans le plan (XY).....	60

Figure IV-20: Contour de vitesse (YZ).	60
--	----

Figure IV-21: contour de vitesse (vue 3D).	61
--	----

Liste des tableaux :

Tableau 1: constante de Modèle k- ω SST.	41
--	----

Tableau 2 : Caractéristiques de la pompe.	45
--	----

Tableau 3 : notations des différentes parties de la géométrie.	50
---	----

Tableau 4: les essais de choix de maillage.	50
--	----

Tableau 5 : condition aux limites.	51
---	----

Tableau 6 : conditions limites à l'entrée de domaine d'écoulement (pressure inlet).	54
--	----

Tableau 7 : paramètres de solver.	55
--	----

Tableau 8 : l'erreur estimée.	56
------------------------------------	----

Liste des symboles :

Chapitre II : Généralités et outils de Conception d'une pompe centrifuge.

HMT : hauteur manométrique totale[m].

Pa : pression d'aspiration [bar].

Pr : pression de refoulement [bar].

ρ : masse volumique [Kg/s].

g : gravité [m/s^2].

H_L : pertes de charges linéaires [m/s^2].

λ : Le coefficient de frottement des tuyauteries

L : longueur de la conduite [m].

D : diamètre de la conduite[m].

V : vitesse débitante [m/s].

Re : Nombre de Reynolds

H_s : perte de charge singulière.

K : Le Coefficient de pertes de charges singulières.

Pu : puissance utile [KW].

Q_v : débit volumique [m^3/s].

C : couple moteur N/m

ω : la vitesse angulaire [rad/s].

η : rendement globale.

Hasp : Hauteur d'aspiration [bar].

$\vec{C}$: La vitesse absolue d'une particule de fluide [m/s].

$\vec{U}$: La vitesse d'entraînement du roto [m/s].r.

$\vec{W}$: La vitesse relative dans le repère mobile lié au rotor [m/s].

$\vec{U}_1 . \vec{U}_2$: Vitesse d'entraînement [m/s].

$\vec{C}_1$: La vitesse absolue [m/s].

m : la vitesse angulaire de rotation [rad/s].

R : la distance de la particule à l'axe de rotation (rayon) [mm].

N : le nombre de tours de la roue par minute [tr/min].

Cu_2 : La composante giratoire de la vitesse absolue.

$+Cr_2$: La vitesse débitante [m/s]..

$\overrightarrow{W_2}$: La direction de la vitesse relative correspondant à l'angle $\beta_{2\infty}$ de l'aube.

$H_{th\infty}$: La hauteur théorique à l'infini [m]. .

qv : Débit [m³/s]. .

$Cu_{2\infty}$: La composante giratoire de la vitesse absolue à l'infini.

μ : Le coefficient de glissement.

$R1$: Rayon à la ligne moyenne entrée d'aubage [mm].

$b1$: Largeur entrée d'aubage [mm].

$R2$: Rayon de sortie d'aubage [mm].

$b2$: Largeur sortie d'aubage [mm].

Ro : Rayon bride d'aspiration [mm].

$S1$: La section d'entrée d'aubage absolue [mm²].

$D\alpha$: Diamètre de cercle de base [mm].

α : L'angle de volute.

b : Largeur à l'entrée de la volute.

η_H : Rendement hydraulique.

H : Hauteur d'élévation de fluide [m].

Chapitre III : équations gouvernantes dans une pompe centrifuge.

$\nabla \cdot$: divergence [l'échelle intégrale].

v : la vitesse d'une particule de fluide [m/s].

Φ : Fonction de dissipation.

k : L'énergie cinétique turbulente [m²/s²].

τ_{ij} :Contrainte de cisaillement [N/m²]. .

μ_t : Viscosité turbulente [Pa.s].

U : Vitesse périphérique [m/s]..

ϵ : Taux de dissipation.

U : Energie interne massique [j/kg].

φ : Variable physique (T, Y, u, v, w)

δ_{ij} : Fonction delta Kronecker

INTRODUCTION GENERALE.

Introduction générale :

L'évaluation de la science ne cesse de nous rendre la vie plus simple dans tous les domaines de la technologie. Particulièrement, de la dynamique des fluides comme le secteur du transport (avions bateaux voitures, etc.) Et de la production d'énergie (turbines, compresseurs, réacteurs, etc.). Dans une grande mesure, ces réussites sont dues aux échanges étroits entre la théorie et l'expérience en dynamique des fluides. d'une part l'expérience est indispensable pour vérifier les hypothèses et les résultats qui ressortent de la théorie ; et d'autre part, la théorie est nécessaire pour expliquer les résultats obtenus par l'expérience, et pour faciliter le travail à l'avenir. la simulation numérique est née pour ce faire.

La simulation numérique a connu un essor considérable depuis le développement des ordinateurs, et aujourd'hui la conception de la plupart des systèmes complexes se fait avec l'aide de la modalisation. Le besoin de développer des logiciels de simulation robustes et efficaces est donc essentiel. la modalisation numérique permet de prédire le comportement des paramètres physiques nécessaires à l'amélioration et à l'optimisation des systèmes. Elle permet aussi de réduire le temps de conception et les coûts de l'expérimentation.

La simulation des écoulements occupe une place importante dans le monde de la modalisation et c'est pourquoi beaucoup d'efforts ont été mis dans la recherche de méthodes numériques pour la résolution des équations de transport régissent les écoulements. Ceci a permis la résolution numérique des équations de Naviers-Stokes tridimensionnel de l'écoulement de fluide dans les turbomachines, tout en tenant compte de l'effet de viscosité et de la turbulence. Ce progrès a fait de la modalisation numérique de l'écoulement un outil de plus en plus important pour le développement et l'optimisation du dimensionnement des turbomachines.

Le premier chapitre contient une synthèse bibliographique sur les turbomachines et leur conception d'une façon générale ainsi on a consacré une partie pour les outils et la méthodologie de dimensionnement de canal intraubage.

Ce pendant le deuxième chapitre est purement consacré à la mécanique des fluide, les équations qui gouvernent les écoulements ont été définies, qui sont les fameuses équations : de conservation de masse, et l'équation de la quantité de mouvement dite de Navier-Stokes. Dans ce cas précis l'écoulement est turbulent ce qui a conduit à consacrer une partie sur la turbulence, particulièrement le modèle k- ϵ et Le modèle k- ω SST (Shear Stress Transport).

Enfin, les derniers chapitres sont le travail, proprement dit, réalisé dans le cadre de ce mémoire, où une étude a été menée dans le cadre de simulations numériques traitant du cas de l'écoulement instationnaire et turbulent d'un fluide incompressible, visqueux à travers la géométrie de la pompe.

Chapitre I :
Présentation
De l'entreprise.

I.1 Présentation générale de l'entreprise SONATRACH :

I.1.1. Historique :

La SONATRACH (société nationale de transport et de commercialisation des hydrocarbures) est née le 31 décembre 1963, pour être un instrument d'intervention de l'état dans le secteur pétrolier aux cotés des compagnies françaises.

La volonté de l'Algérie de récupérer ses richesses naturelles et d'assurer pleinement le contrôle de leur exploitation, amena à nationaliser la production des hydrocarbures le 24 Février 1971 par la signature d'une ordonnance, définissant le cadre d'activité des sociétés étrangères en Algérie.

Au début des années 80, la restructuration de SONATRACH se mit en œuvre, cette étape figure parmi les plus importantes dans le développement de la société. D'autres étapes ont suivi, toutes aussi importantes, notamment la réorganisation des structures de la société en activités, tout particulièrement les activités Aval et Amont.

Par ailleurs, après l'ouverture du marché et les nombreux contrats de partenariats avec des compagnies étrangères, américaines notamment, ainsi qu'à l'étranger, SONATRACH a pu asseoir son statut de compagnie pétrolière « solide ».

Aujourd'hui, SONATRACH est la première entreprise du continent africain et classée 12ème parmi les compagnies pétrolières mondiales, 2ème exportateur de GNL et de GPL et 3ème exportateur de gaz naturel, ses activités constituent environ 30 % du PNB Algérien.

I.1.2. Présentation des activités de la société :

Ces activités sont au nombre de quatre :

Activité amont :

- Exploration.
- Recherches et développement.
- Production.
- Forage.
- Engineering et construction.
- Associations en partenariat.

Activité aval :

- Liquéfaction du gaz naturel - Séparation des GPL.
- Raffinage du pétrole.
- Pétrochimie : activité de la SONATRACH.

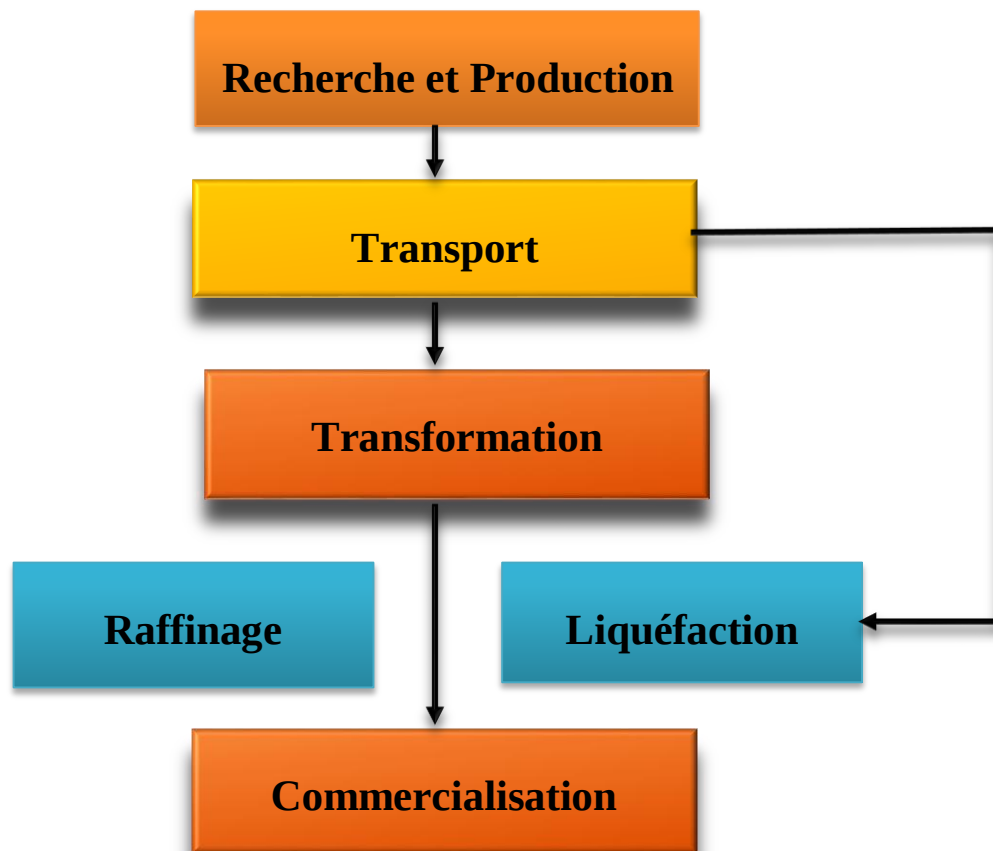


Figure 0-1: Activités de SONATRACH.

Activité transport par canalisations :

- Stockage d'hydrocarbures liquides en amont et en aval.
- Transport par canalisation d'hydrocarbures liquides gazeux, depuis les lieux de la production primaires, à travers le réseau secondaire et principal.
- Le chargement des navires pétroliers.

Activité commercialisation :

- Commercialisation extérieure.
- Commercialisation sur le marché intérieur.
- Transport maritime des hydrocarbures.

I.2 Présentation de la TRC :



Figure 0-2: TRC Bejaia.

La direction régionale de Bejaïa est une direction parmi les 7 directions opérationnelles composant l'activité de transport par canalisation avec les régions d'**ARZEW**, **SIKIDA**, **HAOUD-EL-HAMRA**, **GPDF**, et **GME** ces deux derniers sont deux gazoducs traversant l'Italie et l'Espagne.

La vocation de la TRC est le transport des hydrocarbures par canalisation, stockage et chargement des navires. Le terminal marin de Bejaïa est divisé en deux parties :

- Terminal Nord.
- Terminal Sud.

I.3 Organigramme de la TRC :

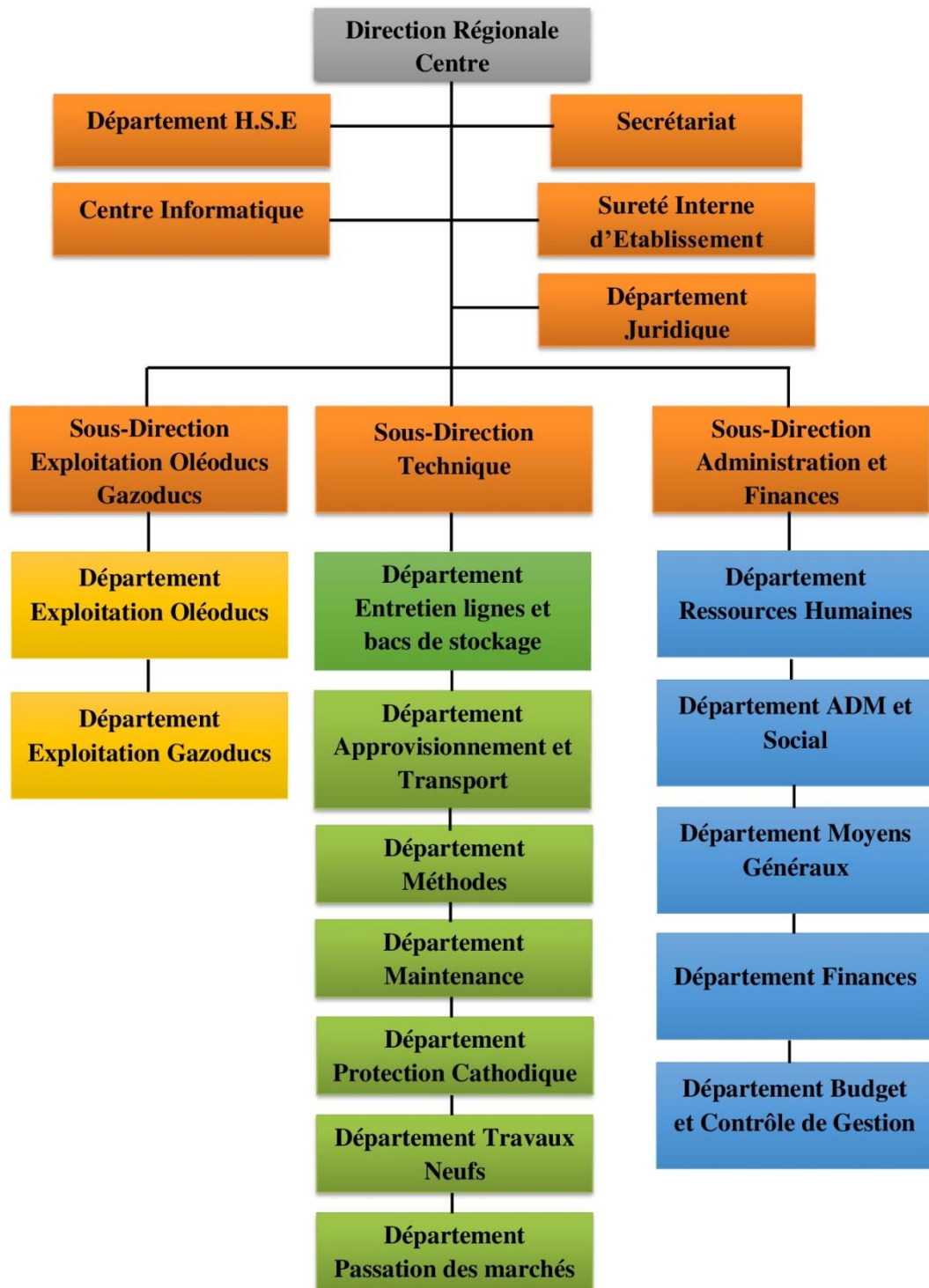


Figure 0-3: organigramme de TRC.

I.4 Description de l'OB1 :

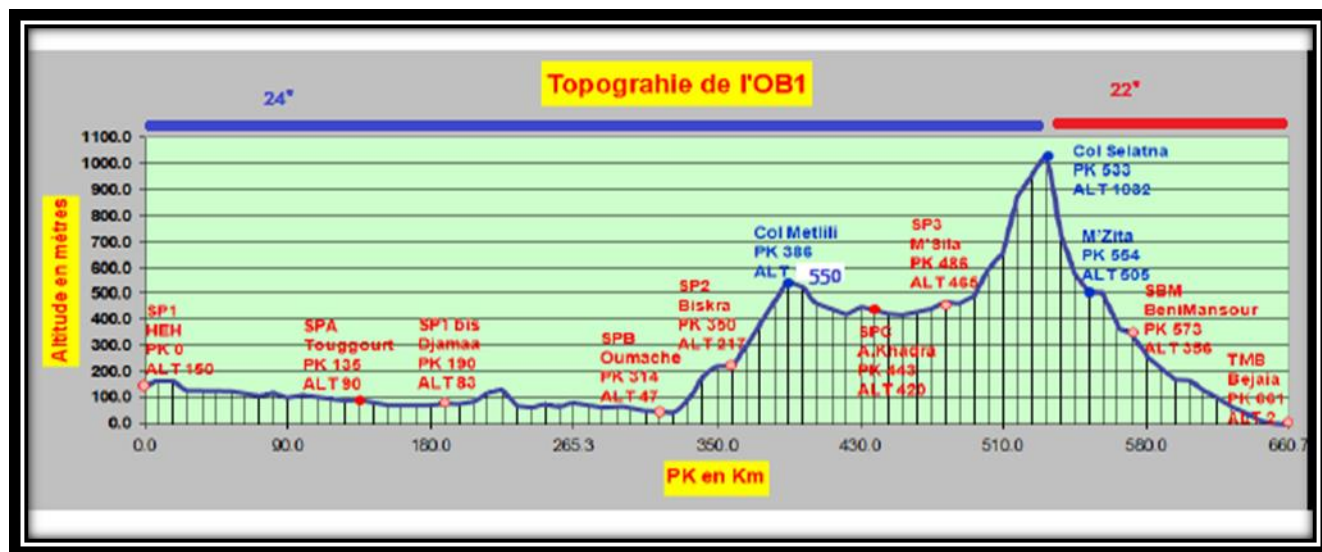


Figure 0-4: Description de l'entreprise.

L'oléoduc OB1 « 24-22 » pouces est le premier ouvrage de transport par canalisation construit en Algérie par la société pétrolière et de gérance SOPEG en 1959 il relie le parc de stockage **Haoud-El-Hamra (HEH)** et le **Terminal Marin de Bejaïa (TMB)**.

L'oléoduc OB1 de diamètre 24'' (609,60mm) HEH-TMB et d'une longueur de 661 kms il est composé de deux tronçons : le diamètre de ligne entre HEH et COL de SELATNA est de 24'' (609,60mm) est d'une longueur de 533,217 km le second de diamètre 22'' (558,8mm) reliant le col de SELATNA au TMB sur une longueur de 157,783 kms sur ce tronçon l'écoulement devient gravitaire.

Au niveau de Beni-Mansour un oléoduc OG1 16'' et depuis 2005 il devient DOG1 20'' sur 135 kms pour alimenter la raffinerie d'Alger.

La ligne HEH-TMB se compose ;

- D'un terminal départ HEH à SP1.
- De trois stations de pompage principales SP1 bis, SP2 et SP3.
- De quatre stations de pompage intermédiaires (satellites) SPA SPB SPC et SPD.
- D'un terminal arrivé Bejaïa

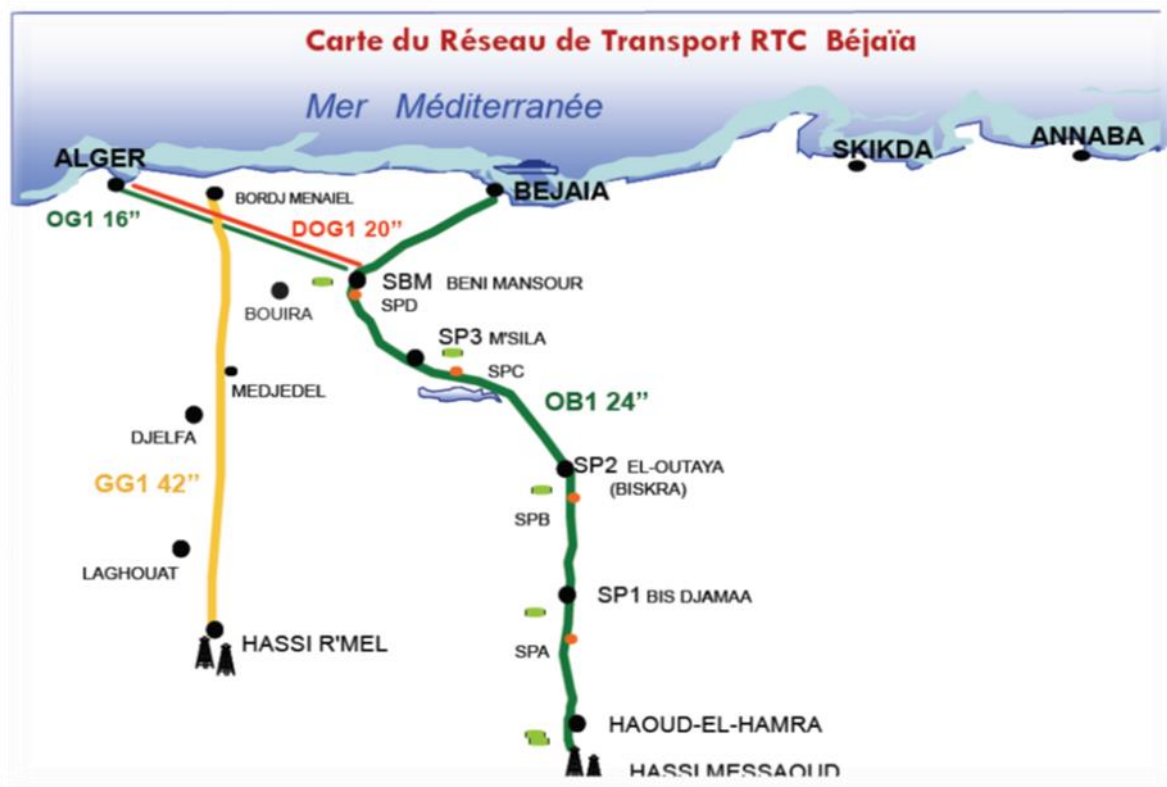


Figure 0-5: Centre du réseau de transport Bejaïa.

I.5 Département Maintenance :

Ce département est chargé de l'entretien de la ligne et s'occupe de toutes les opérations de maintenance. Il est constitué de cinq services :

Service électricité : il se charge de trois types d'équipements :

- Équipements industriels (transformateur, moteur,...)
- Équipements électromécaniques (pompes, moteur Diesel,...)
- Équipements de conditionnement (climatisation,...)

Service méthode : C'est un service de coordination avec les autres services. Ses fonctions principales sont :

- Le suivi des approvisionnements en matière première (pièces de rechange).
- L'Etablissement du plan de production (révision des machines tournantes).
- L'Elaboration des rapports d'incidents.
- L'Analyse des dossiers techniques et historiques des équipements.
- L'Etablissement des mises à jour des catalogues constituant le dossier équipement.

Service mécanique : Ce service s'occupe essentiellement de la maintenance des parties mécaniques des équipements principaux des stations de pompage, il est constitué d'un atelier de réparation, doté de toutes les machines nécessaires pour les révisions, dépannages et modifications.

Service Instrumentation : Ce service s'occupe essentiellement des appareils de mesure.

Service instrumentation : Service télécommunication : Ce service s'occupe de trois types d'équipements :

- Radio HT fixe, HT mobile.
- Réseau téléphonique de 400 lignes extensibles à 1 000 lignes.
- Réseau télégraphique.

Chapitre II :

**Généralité et outils de
dimensionnement des pompes.**

II.1 Introduction :

Les concepteurs des pompes centrifuges visent à rendre optimale les performances de la pompe tels que le rendement, NPSH, vibrations...etc. Ces caractéristiques doivent être stables dans le temps et l'écoulement interne doit être le plus régulier que possible. D'une façon générale, le dimensionnement des pompes centrifuges se base essentiellement sur les lois fondées sur l'expérimentation et sur les statistiques. Dans ce chapitre, la procédure de dimensionnement des pompes centrifuges est exposée..

II.2 Généralités sur les pompes :

II.2.1. Définition générale des pompes :

Dans toutes les branches de l'industrie pétrolière, on utilise des pompes qui sont des machines hydrauliques qui servent à déplacer des liquides (ou les pompes sont destinées à faire circuler le liquide).

Au point de vue physique la pompe transforme l'énergie mécanique de son moteur d'entraînement en énergie hydraulique, elles transmettent aux liquides qu'elles véhiculent l'énergie mécanique provenant d'une source d'énergie extérieure ; à l'intérieur de la pompe se produit donc un accroissement d'énergie de liquide. L'énergie du liquide à la sortie de la pompe est utilisée pour élever le liquide et surmonter les pertes hydrauliques dans le tuyau de refoulement [1].

Le rôle essentiel d'une pompe dans un système hydraulique est de transformer une énergie fournie par un moteur thermique ou électrique en énergie hydraulique.

II.2.2. Classification des pompes :

Au sens large, on définit une pompe comme étant tout appareil qui a pour fonction d'accroître l'énergie hydraulique du liquide pompé. Suivant les conditions d'utilisation, ces machines communiquent au fluide, de l'énergie potentielle (par accroissement de la pression aval) soit de l'énergie cinétique par la mise en mouvement du fluide. Ainsi, on peut vouloir augmenter le débit (accroissement d'énergie cinétique) ou/et augmenter la pression (accroissement d'énergie potentielle) pour des liquides, visqueux et très visqueux, c'est pourquoi la diversité des pompes est très grande [2].

On distingue deux catégories des pompes :

- Les pompes roto dynamiques.
- Les pompes volumétriques.

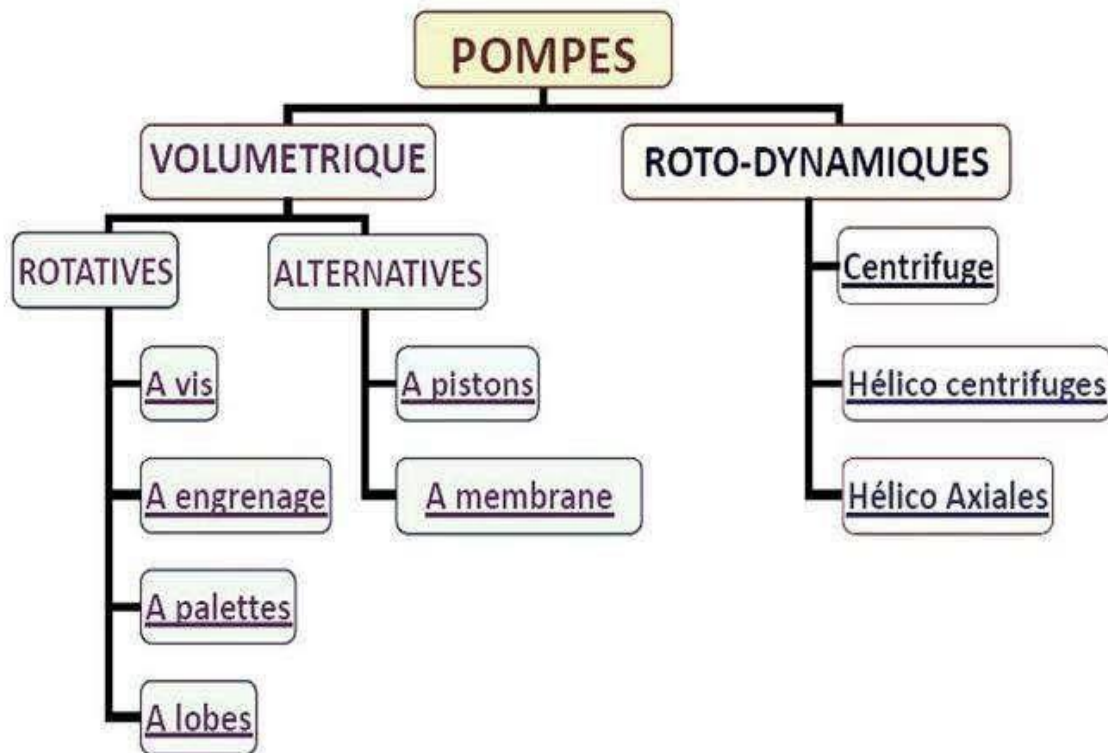


Figure 0-1: Classification des pompes [2].

II.2.2.1. Les pompes volumétriques :

Les pompes volumétriques dont le débit ne dépend que de la vitesse de rotation mais sont indépendantes de la pression au refoulement.

Le transfert du fluide est obtenu par le déplacement d'une capacité élémentaire caractéristique des organes mobiles de la pompe.

Le principe de fonctionnement consiste de prélever un volume de liquide incompressible à l'aspiration, et de l'envoyer au refoulement (un volume déterminé de liquide est aspiré au début de refoulement). Ce mouvement permet le déplacement du liquide entre l'orifice d'aspiration et celui de refoulement [3].

II.2.2.1.1. Les pompes rotatives :

Composée d'une enceinte cylindrique (corps) dans laquelle un rotor mobile permet le transvasement d'un volume de fluide de l'entrée à la sortie capable de donner un écoulement continu et pomper des liquides visqueux.

On retrouve :

a) Les pompes à engrenages :

Deux pignons sont placés dans un carter et tournent en sens inverse. L'un des pignons (arbre primaire) entraînant l'autre. Le liquide aspiré est véhiculé par la périphérie des pignons :

Le volume élémentaire est compris entre deux consécutives d'un pignon et le carter.

Le retour de produit du refoulement vers l'aspiration est empêché par l'engrènement.

Domaine d'utilisation : domaine alimentaire automobile (pompe huile) [3].

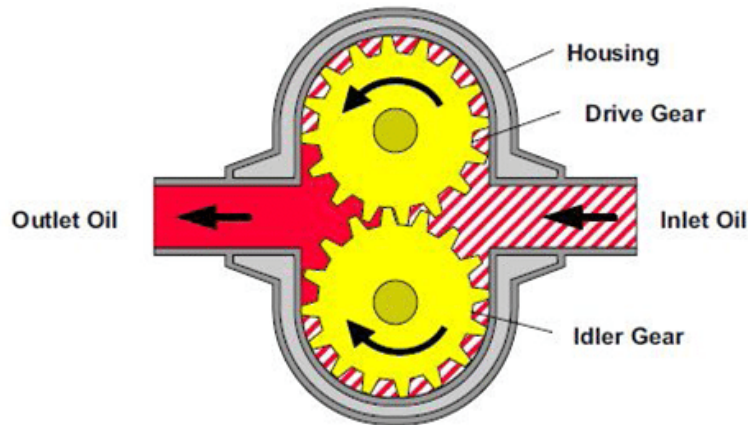


Figure 0-2: Pompe à engrenage [4].

b) Les pompes à palettes :

Ces pompes sont constituées :

- D'un corps cylindrique.
- D'un rotor cylindrique excentré dans lequel a été aménagé des rainures.
- Des palettes venant coulisser dans ces rainures.

Les palettes sont plaquées sur la périphérie du corps soit par le biais de la force centrifuge, soit par la présence de ressorts.

La position excentrée du rotor génère des volumes variables entre le corps et deux palettes consécutives. Dans leur cycle de rotation, des palettes vont se présenter devant l'orifice d'aspiration en offrant un volume croissant : Le fluide va être aspiré, puis emprisonné et véhiculé vers l'orifice de refoulement ou le volume va décroître : le fluide sera refoulé.

Domaine d'utilisation : produits abrasives, corrosives et cosmétiques.

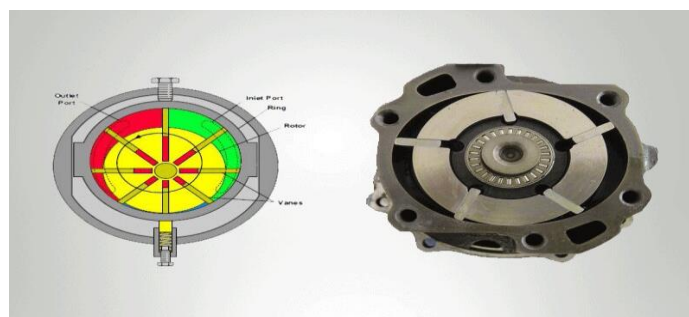


Figure 0-3: Pompe à palettes. [5]

c) Pompes à lobes :

Le principe reste le même que celui d'une pompe à engrenage classique à ceci près que les dents ont une forme bien spécifique et qu'il n'y a deux ou trois dents lobes par engrenages. Les rotors ne sont jamais en contact et pour ce faire, sont entraînés par des engrenages externes. De ce fait, le pouvoir d'aspiration reste faible.

Domaine d'utilisation : Produits alimentaires et chimiques.

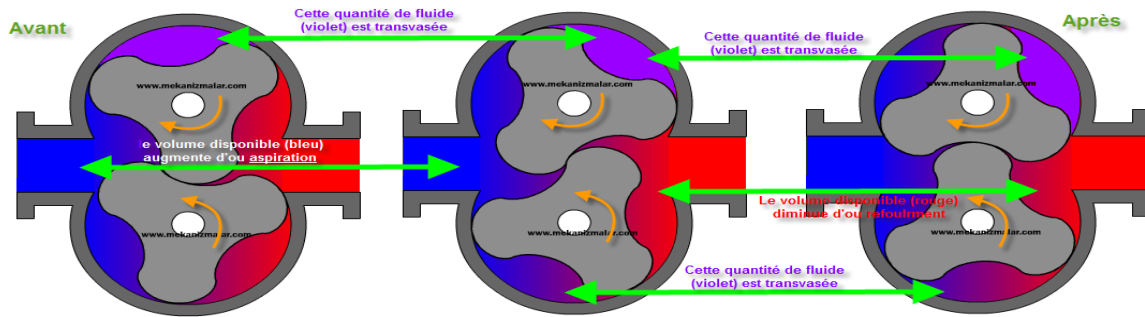


Figure 0-4: Pompe à lobes [5].

d) Pompes à vis :

Cette pompe est constituée par une vis à filet carré animée d'un mouvement de rotation à l'intérieur d'un cylindre muni d'une tubulure d'aspiration et d'une tubulure de refoulement.

La rotation de la vis crée une dépression à l'aspiration et une pression au refoulement dont les effets créent une circulation de l'huile.

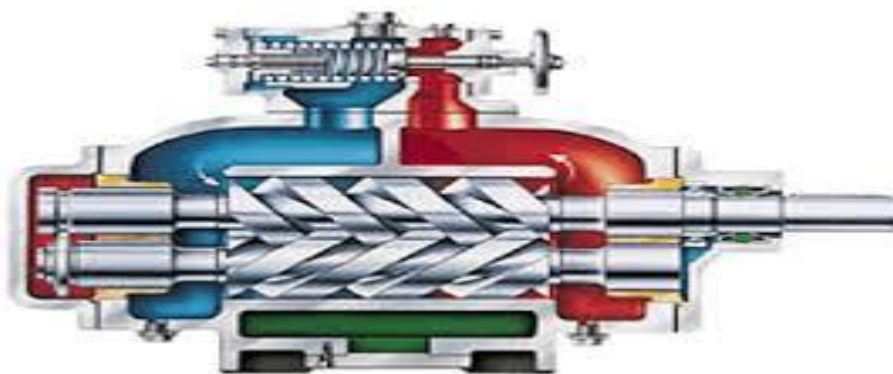


Figure 0-5: Pompe à vis [6].

II.2.2.1.2. Les pompes alternatives :

Composée d'un corps de pompe à l'intérieur duquel se déplace un élément mobile qui fait augmenter et

diminuer alternativement le volume des chambres.

On retrouve :

a) Les pompes à piston :

La pompe à piston utilise les variations de volumes occasionnées par le déplacement d'un piston dans un cylindre. Ces machines ont donc un fonctionnement alternatif et nécessite un jeu de soupapes ou de clapets pour obtenir tantôt l'aspiration dans le cylindre tantôt son refoulement [5].

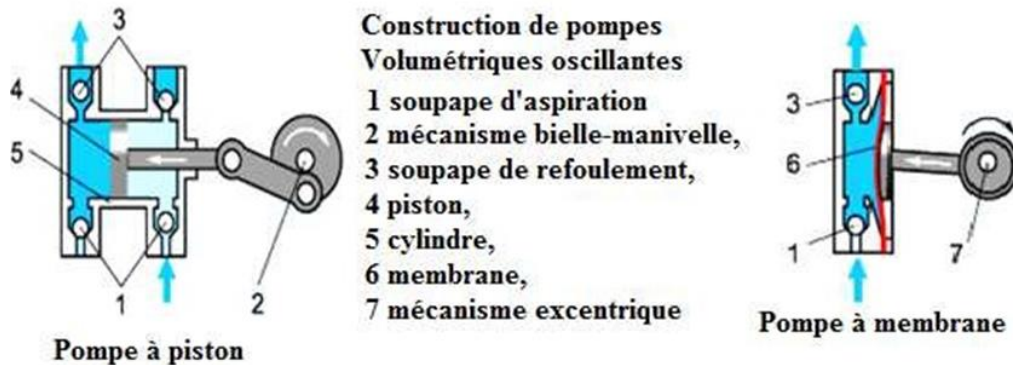


Figure 0-6: Pompe à piston et à membrane [5].

b) les pompes à membranes :

Un piston comprime une huile auxiliaire, cette huile déforme une membrane qui comprime à son tour le fluide pompé. Ces pompes sont utilisées pour des débits moyens de l'ordre de $80 \text{ m}^3/\text{h}$, pour des températures inférieures à 150°C et des viscosités faibles [7].

Domaine d'utilisation : produits corrosives et volatils.

II.2.2.2. Les pompes Roto dynamiques :

Une pompe roto dynamique est une machine tournante qui transforme de l'énergie cinétique en énergie pression. Elle transmet au fluide une charge d dépendant du débit de fluide qui la traverse, une roue fournit au fluide de l'énergie cinétique qui est ensuite transformée en pression dans une volute.

On distingue :

- **Pompe centrifuge.**
- **Pompe hélico-centrifuge (semi-axiale).**
- **Pompe axiale.**
- ❖ Pour le premier type la direction de l'écoulement du liquide est radiale c'est à dire est perpendiculaire à l'axe de rotation.
- ❖ Pour le 2ème type, le liquide se déplace parallèlement à l'axe de rotation.
- ❖ Pour le 3ème type, c'est le déplacement du liquide radial et axial à la fois (courbé).

II.3 Les pompes centrifuges :

La majorité des pompes utilisées en raffinerie sont des pompes centrifuges, dites « process », à un ou deux étages, Ces pompes présentent les particularités suivantes :

- Elles sont supportées axialement et démontables sans toucher aux tuyauteries.
- Le plan de démontage du palier est perpendiculaire à l'axe horizontal de la pompe.
- Elles possèdent une chemise de refroidissement de la boîte à garniture et éventuellement une chemise du refroidissement du palier ainsi qu'un refroidissement des boîtes supports du corps de la pompe.
- La boîte à garniture est profonde et peut recevoir soit des tresses avec lanterne d'arrosage, soit une garniture mécanique.

Leur fonction est d'assurer le débit de liquide souhaité par l'exploitant mais dans des conditions de pression imposées par les procédés et l'application, avec des contraintes particulières à l'installation, l'environnement, la fiabilité, la sûreté, etc.

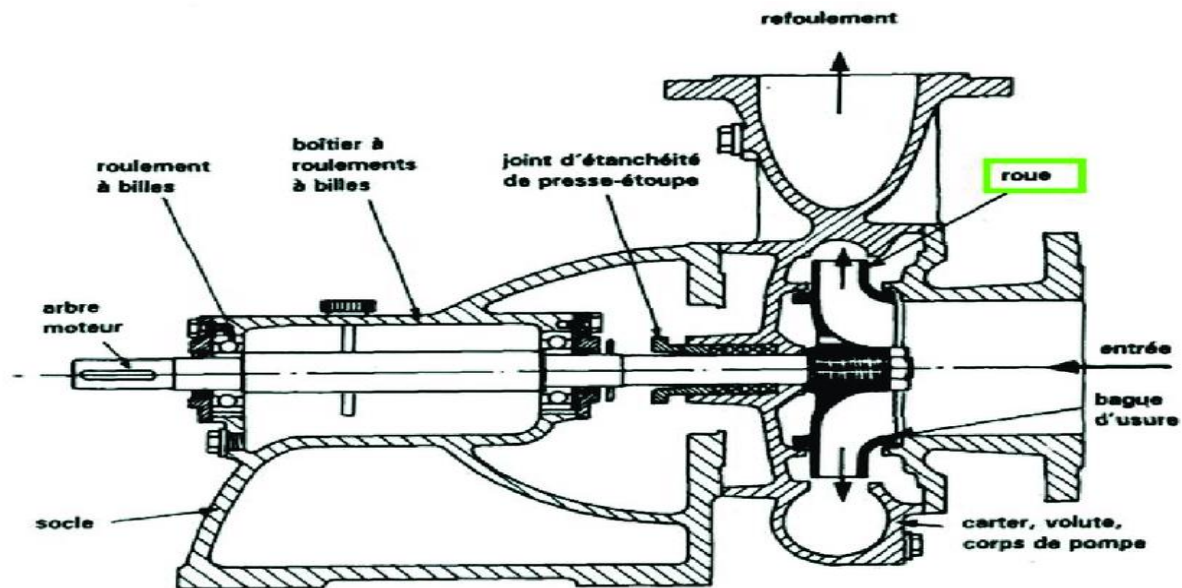


Figure 0-7: Représentation schématique d'une pompe centrifuge [8].

II.3.1. Principe de fonctionnement :

Le liquide arrive dans l'axe de l'appareil par le distributeur et la force centrifuge le projette vers l'extérieur de la turbine et acquiert une grande énergie cinétique qui se transforme en énergie de pression dans le collecteur où la section est croissante.

L'utilisation d'un diffuseur (roue à aubes fixes) à la périphérie de la roue mobile permet une diminution de la perte d'énergie.

II.3.2. Classification des pompes centrifuges :

Les critères les plus souvent utilisés pour classer les pompes centrifuges sont les suivants :

- **Disposition de l'axe** : axe horizontale, verticale et incliné.
- **Disposition des roues** : simple étage, double étage et multicellulaires.
- **Type de récupération** : diffuseur à ailettes.
- **Valeur de pression engendrée** : basse, moyenne, haute.
- **Forme de la roue** : simple aspiration et à double aspirations.

- **Moyen d'entraînement** : par courroie par engrenage et accouplement direct.
- **Force motrice utilisée** : moteur électrique, moteur diesel et turbine à vapeur.
- **Usage** : pompe à usage générale, pompe à eau, pompe à mazout, pompe à acide, pompe à liquide chargé.

II.3.3. Description d'une pompe centrifuge :

Les pompes centrifuges comprennent les éléments suivants :

- Un conduit d'aspiration du fluide vers la roue (impulseur) de la pompe.
- **Une roue** : Qui est l'élément essentiel de la pompe. La totalité de l'énergie est apportée au fluide sous deux formes distinctes :
D'une part, directement, sous la forme d'un accroissement de pression statique.
D'autre part, sous la forme d'un accroissement d'énergie cinétique, qui est lui-même transformé en pression dans les organes situés en aval de la roue.
- **Une volute** : Qui a le rôle de recueillir le fluide sortant à grande vitesse de la roue, de le canaliser, puis de le ralentir, transformant ainsi en pression une part importante de son énergie cinétique.
- **Des dispositifs d'étanchéité internes** : Sont destinés à limiter le retour vers l'aspiration et à réduire les débits de fuite internes.
- **Un arbre** : Qui a pour fonction de porter la roue, d'assurer son centrage dynamique et de transmettre la puissance
- **Un système d'étanchéité vers l'extérieur** : Qui a pour fonction d'empêcher une fuite externe ou tout au moins, d'en limiter l'importance. L'étanchéité externe peut aussi être assurée par une garniture mécanique.
- **Bagues d'usure de l'impulseur** : Ces bagues sont fournies seulement si demandées, elles sont installées sur l'impulseur à chaud et sont bloquées par des grains.
- **Carter des paliers** : Il est maintenant nécessaire d'avoir une pièce qui supporte l'arbre et empêche la roue de toucher dans sa rotation.
- **Chemise de l'arbre** : la chemise est fixée sur l'arbre en interposant une garniture et est maintenue en position au moyen de l'impulseur est insérée dans un logement de chemise et l'empêche de tourner sur l'arbre.

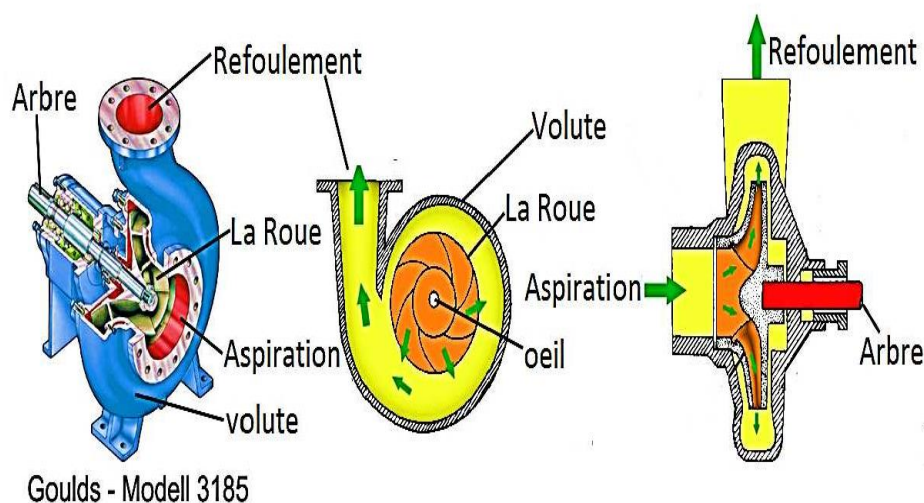


Figure 0-8: Pompe à volute [9].

II.3.4. Avantages des pompes centrifuges :

Les pompes centrifuges sont appliquées éventuellement au pompage des liquides clairs ou chargés, Mais non visqueux. On les trouve généralement dans les complexes de pétrochimie. Les pompes centrifuges ont différents avantages :

- La simplicité de conception et de construction puisque l'entraînement de la partie tournante est réalisé par des moteurs électriques de prix raisonnables.
- Un fonctionnement souple et relativement silencieux.
- L'absence de risque de surpression accidentelle, à l'intérieure de l'appareil l'obstruction de l'orifice de refoulement n'entraîne qu'un barbotage sans conséquences graves.

II.3.5. Choix des pompes :

Les critères de choix d'une pompe et de technologie dépendent des facteurs suivants :

- Plage, stabilité et précision de débit.
- Capacité à s'adapter à la pression du réseau.
- Cout.
- Capacité d'autoamorçage.
- Encombrement.
- Contraintes liées à la sécurité, à l'environnement.
- Fluide.

II.3.6. Caractéristiques des pompes centrifuges :

Une pompe centrifuge est caractérisée principalement par :

- Sa HMT (Hauteur Manométriques Totale).
- Son rendement.
- Sa puissance.
- Son NPSH.

a) Les courbes caractéristiques de la pompe centrifuge :

❖ Les courbes rassemblées par le constructeur :

Pour véhiculer un liquide d'un endroit à un autre, la pompe doit fournir une certaine pression (sous forme de hauteur) appelée hauteur manométrique totale (HMT), cela dépend des conditions d'aspiration et de refoulement (augmentation de pression que la pompe peut communiquer au fluide). La grandeur HMT représente la hauteur de liquide qui pourra être obtenue dans la tuyauterie de refoulement par rapport au niveau du liquide à l'aspiration. Si on considère que P_a est la pression lue (en bar absolu) à l'aspiration de la pompe et P_r celle au refoulement, la HMT de la pompe est de manière simplifiée définie par :

$$HMT = (P_r - P_a) / \rho g$$

Pour chaque pompe, une courbe de variation d'hauteur en fonction du débit $H_{mt}(Q_v)$ est fournie par le constructeur. Elle a été établie par un essai de la pompe sur un banc.

Selon le type de la pompe, son rôle, ses spécifications, la courbe caractéristique peut prendre diverses allures. Les formes de la roue, le nombre et l'inclinaison des aubages, la volute permet au constructeur d'adapter

la caractéristique aux exigences de l'utilisateur.

Le rendement de la pompe est le rapport entre la puissance hydraulique (reçue par le liquide) et la puissance mécanique fournie à la pompe. Ce rendement varie en fonction du débit.

La puissance sur l'arbre est une caractéristique de la pompe permettant de déterminer le moteur d'entraînement. Cette puissance se calcule à partir de la connaissance pour un débit donné de la hauteur, du rendement et de la densité [10].

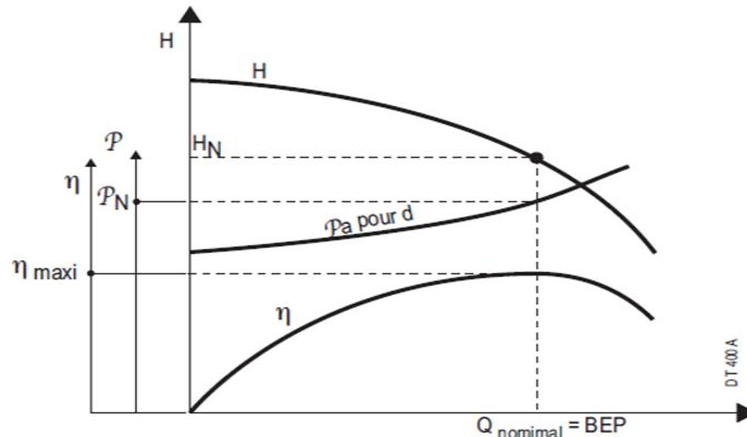


Figure 0-9: Courbes caractéristiques de la pompe [3].

❖ Courbe de réseau et Point de fonctionnement :

On obtient le point de fonctionnement de la pompe par intersection de la courbe caractéristique de l'installation hydraulique avec la courbe HMT(Q_v) de la pompe.

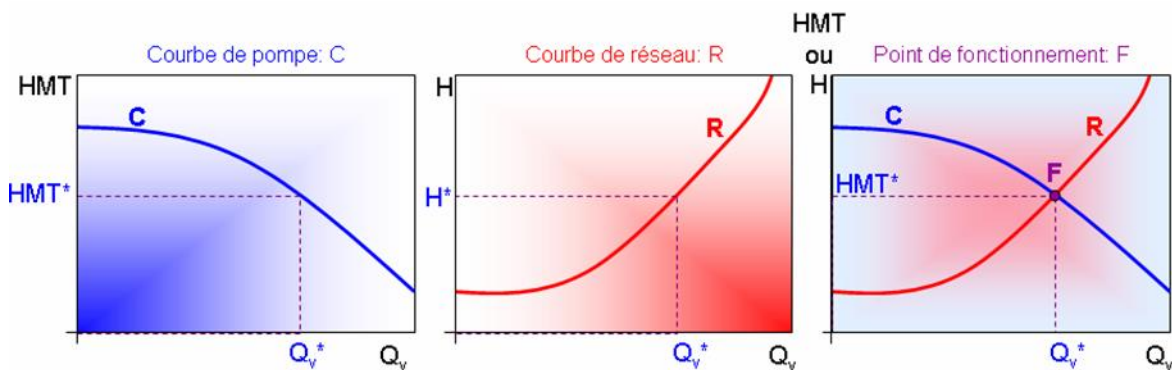


Figure 0-10: Point de fonctionnement d'une pompe [3].

La courbe caractéristique de l'installation ou de réseau est obtenue en fonction des pertes descharges au niveau de toute l'installation. Les types des pertes sont comme suit :

-Pertes mécaniques :

- Perte dans paliers radiaux.
- Perte dans paliers axiaux.
- Pertes d'accouplement.
- Pertes dans la garniture mécanique.

-Pertes par fuites :

- Fuite d'une garniture d'ouïe mono étage.
- Fuite dans une garniture d'ouïe bi étage.
- Fuite sur barrage arrière d'une roue équilibrée.
- Fuite au piston d'équilibrage.

- Fuite à l'extrémité des aubes.
- Fuites externes.

-Pertes hydrauliques :

- Les pertes dans le conduit d'amenée.
- Les pertes dans les roues.
- Les pertes dans les diffuseurs lisses.
- Les pertes dans les canaux de retour.
- Les pertes dans la volute ; le diffuseur droit et le coude pour les pompes hélices.
- Les pertes des organes situés sur les conduits (pipe) entre les pompes et les puits injecteurs.

On distingue deux formes de charges pour lesquelles on peut calculer les pertes :

Calcul de pertes de charges linéaires :

Les pertes de charges d'un écoulement dans des tuyauteries droites, d'une section circulaire, en général en vérifiant l'équation suivante :

$$H_L = \lambda \frac{L}{d} \cdot \frac{V}{2g} \quad (11.2)$$

Le coefficient de frottement des tuyauteries, λ , dépend uniquement de l'écoulement du fluide véhiculé et de la rugosité relative ε/D de la tuyauterie traversée.

L'écoulement est caractérisé par le nombre de REYNOLDS, Re . Pour des tuyaux de section circulaire :

$$Re = \frac{\rho V d}{\mu}$$

Le coefficient de frottement des tuyauteries λ est déterminé par le diagramme de MOODY en fonction de Re et ε/D .

• Calcul de pertes de charge singulières :

Les pertes de charge dans la robinetterie et les raccords de tuyauterie sont de la forme :

$$H_s = K \frac{V^2}{2g}$$

Le Coefficient de pertes de charges singulières est déterminé par des formules spécifiques pour chaque accessoire.

La somme des Pertes de charge linéaire et singulières :

$$\Sigma H = \Sigma \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{V^2}{2g} + \Sigma K \cdot \frac{V^2}{2g}$$

b) Puissance :

La puissance disponible au niveau de l'arbre d'entraînement de la roue de la pompe est la puissance absorbée de cette pompe. La puissance transmise au fluide est appelée puissance hydraulique utile.

$$Pu = \rho . g . Q_v . HMT$$

$$Pa = C \omega$$

Q_v : débit volumique (m³/s).

c)Rendement global :

Le rendement global d'une machine (pompe) est le rapport de l'énergie fournie à l'énergie absorbée et doit être toujours inférieur à l'unité.

$$\eta = Pu / Pa$$

d)NPSH (Net Position Suction Head):

Le coût d'une station de pompage est directement lié à la hauteur de charge nette à l'aspiration (Net Positive Suction Head) connue sous le nom de NPSH :

- De la pompe **NPSH requis**, C'est la hauteur qui correspond à la chute de pression statique entre l'aspiration et un point dans la roue où la pression est la plus petite. Il est fourni par le constructeur sous forme de courbe.
- De l'installation **NPSH disponible** : C'est la hauteur totale de charge absolue mesurée par rapport au plan de référence diminuée de la hauteur correspondant à la TV du liquide. Il dépend uniquement de l'installation (est à calculer).

$$NPSH_{disponible} = H_{asp} + \frac{p_a - p_v}{\rho g}$$

Il faut toujours avoir un NPSH disponible supérieure à NPSH requis avec une marge de sécurité de 0.5 m pour ne pas rapprocher la pompe du domaine de cavitation.

e)Cavitation :

La cavitation est un terme employé pour décrire le phénomène qui se produit dans une pompe quand le **NPSH** est, insuffisamment, disponible. La pression du liquide est réduite à une valeur égale ou inférieure à sa pression de vapeur là où les petites bulles ou poches de vapeur commencent à se former.



Figure 0-11: Dégâts de cavitation sur les éléments d'une pompe centrifuge [4].

La production de cavités dues à des bulles ou poches de vapeur dans la masse liquide en écoulement est génératrice de chocs très violents et d'abrasions mécaniques rapides et spectaculaires pouvant détruire, très rapidement les organes de la pompe (roue et diffuseur). Le seul moyen d'empêcher les effets indésirables de la cavitation c'est de s'assurer que le **NPSH disponible** dans le système est plus élevé que le **NPSH requis** par la pompe.

II.3.7. Outils de dimensionnement d'une pompe centrifuge :

Les éléments de base de la représentation et de tracé d'une pompe centrifuge industrielle sont comme suit : le dessin d'ensemble de la pompe, l'épure 3D de la roue, tracé hydraulique de la roue, tracé hydraulique de la volute, courbes caractéristiques de la pompe telles que celles de la hauteur, la puissance sur l'arbre, le rendement et le NPSH [11].

II.3.7.1. Triangle des vitesses :

L'étude des diverses composantes de vitesse de l'écoulement dans une roue s'effectue graphiquement à l'aide des diagrammes de vitesse dont la forme est triangulaire, ils s'appellent triangles des vitesses. Ils peuvent être tracés pour n'importe quel point du filet liquide à travers la roue, mais d'habitude on porte l'attention sur l'entrée et la sortie de la roue.

En présence d'aubages animés d'un mouvement d'entraînement, correspondant à la mise en rotation du rotor à la vitesse angulaire m , la particule liquide est soumise à deux forces :

- Action de l'aube, génère une vitesse tangentielle de rotation $\vec{U}$.
- Action de la force centrifuge, donne une vitesse tangentielle à l'aube $\vec{W}$.

Donc la particule va suivre une trajectoire absolue définie par la direction de la vitesse absolue $\vec{C}$ et en vertu de la composition des vitesses, sera issue de la relation vectorielle :

$$\vec{C} = \vec{U} + \vec{W}$$

Où $\vec{C}$: c'est la vitesse absolue liée aux parties fixes de la machine (**distributeur, diffuseur, stator**).

$\vec{U}$: c'est la vitesse d'entraînement correspondant au mouvement du repère tournant, s'agissant d'un mouvement de rotation pure, la vitesse d'entraînement vue simplement

..:

$$U = m.R \quad \text{Avec} \quad m = \frac{2\pi n}{60}$$

Où m : c'est la vitesse angulaire de rotation, R c'est la distance de la particule à l'axe de rotation (rayon) et N est le nombre de tours de la roue par minute.

$\vec{W}$: c'est la vitesse relative liée aux parties tournantes de la machine (**axe, roue**).

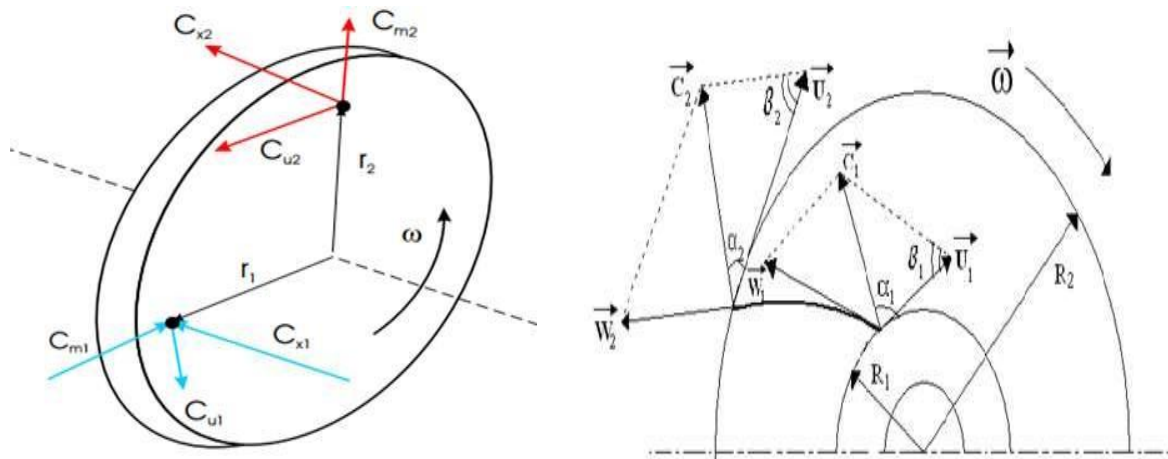


Figure 0-12: l'écoulement de fluide à l'intérieur d'une roue à aubes [12].

Désignons l'angle formé par les vecteurs de vitesse d'entraînement $\vec{U}$ et absolue $\vec{C}$ par

« α » et l'angle constitué par les tangentes à l'aube $\vec{W}$ et à la circonférence $\vec{U}$ correspondante de la roue par « Q ». Ce dernier est déterminé par l'inclinaison des aubes et par conséquent ne dépend pas du régime de fonctionnement parce qu'il dépend de la vitesse U ou du nombre de tours de la roue.

Nous décomposons la vitesse absolue de l'écoulement $\vec{C}$ en composantes radiale C_r et périphérique C_u .

- **La composante normale (radiale) :** $C_r = C \cdot \sin \alpha$.
- **La composante circonférentielle :** $C_u = C \cdot \cos \alpha$.

L'intérêt de tracer le triangle de vitesse et les différents angles est majeur, bien que la forme de la roue et la courbe caractéristique de la pompe, peuvent être prévues à partir de ces données.

De ce fait, les états du mouvement d'entrée et de sortie de la roue tournant à la vitesse angulaire m constante sont représentés par les triangles des vitesses construits de la manière suivante.

II.3.7.2.Méthodologie de dimensionnement du canal intraubage :

Les principaux paramètres géométriques de la roue sont définis à partir d'un cahier des charges donné (hauteur H_a , débit q_{va} , vitesse de rotation N), à savoir [13].

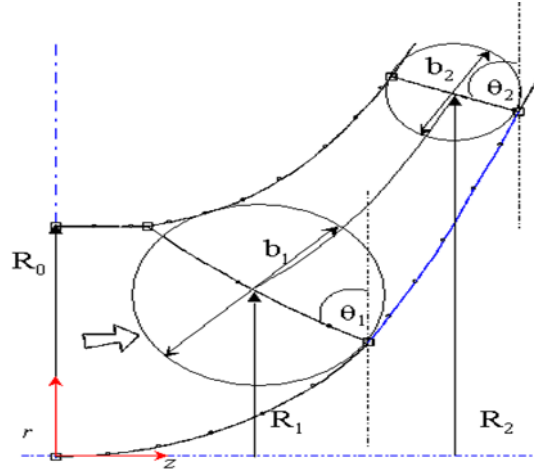


Figure 0-13: paramètres géométriques d'une roue d'une pompe centrifuge [13].

- **Entrée d'aubage** : angle β_{10} , rayon à la ligne moyenne R_1 , largeur b_1 ,
- **Sortie d'aubage** : angle $\beta_{2\infty}$, rayon de sortie R_2 , largeur b_2
- **Bride d'aspiration** : rayon R_0 .

➤ **Calcul du rayon R_1 et la largeur b_1 :**

La propriété du triangle des vitesses permet d'écrire :

$$\tan \beta_1 = \left(\frac{U_1}{C_1} \right)$$

$$U_1 = \omega R_1$$

Où : C_1 est la vitesse absolue et U_1 est la vitesse d'entraînement.

L'équation de continuité permet d'écrire au régime d'adaptation :

$$\tan \beta_1 = \tan \beta_{10}$$

$$C_1 = \frac{q_{va}}{S_1}$$

La section d'entrée d'aubage S_1 définie par :

$$S_1 = 2\pi R_1 b_1$$

Il a été démontré, sur la base de développements théoriques, que la section d'entrée des pompes de bonne capacité d'aspiration, bien dimensionnées vis-à-vis de la cavitation peut se déterminer à partir de la relation :

$$S_1 = S_{1opt} = \pi R_{opt}^2$$

Avec :

$$R_{opt} = 2.25 \left(\frac{q_{va}}{N} \right)^{\frac{1}{3}}$$

On obtient d'après les équations le rayon à la ligne moyenne R1 de l'entrée d'aubage :

$$R_1 = \frac{q_{va} \tan \beta_{10}}{\pi \omega R_{opt}^2}$$

D'après l'équation, on obtient la largeur d'entrée d'aube b1 :

$$b_1 = \frac{S_1}{2\pi R_1}$$

➤ **Calcul du rayon extérieur R2 :**

A partir de l'équation on a :

$$R_2 = \frac{D_s (q_v)^{\frac{1}{2}}}{2 (gH)^{\frac{1}{4}}} = \frac{D}{2}$$

➤ **Choix de l'angle de sortie $\beta_{2\infty}$:**

Lorsque le fluide pénètre dans la roue sans pré-rotation, la hauteur théorique est donnée par l'équation d'Euler :

$$\begin{cases} H_{th} = \frac{U_2 C_{u2}}{g} \\ H_{th\infty} = \frac{U_2 C_{U2\infty}}{g} \end{cases}$$

Où : C_{u2} est la composante giratoire de la vitesse absolue.

Le rapport entre U_2 et C_{u2} peut être choisi dans des limites assez larges. Il est intimement lié à l'angle de sortie d'aubage $\beta_{2\infty}$. Les pompes à liquide sont construites exclusivement avec des aubes couchées vers l'arrière, et notamment des angles $\beta_{2\infty}$ compris entre 50° et 70° (valeur qui sera choisie arbitrairement).

➤ **Calcul de la largeur b2.**

Le rendement hydraulique η_H de la roue est déterminé à partir de la formule empirique de Lomakine au point de rendement maximal :

$$\eta_H = 1 - \frac{0.42}{(\log_{10} d_{red} - 1.172)^2}$$

Avec

$$d_{red} = 4250 \sqrt[3]{\frac{q_v}{N}}$$

La hauteur théorique et la hauteur théorique infinie sont déduites comme suit :

$$\begin{cases} H_{th} = \frac{H}{\eta_H} \\ H_{th\infty} = \frac{H_{th}}{\mu} \end{cases}$$

H : est donnée par le cahier des charges.

La composante giratoire est déduite de $H_{th\infty}$ par la relation d'Euler :

$$C_{U_{2\infty}} = \frac{H_{th\infty}}{U_2}$$

Les triangles des vitesses en sortie de roue permettent de calculer la vitesse débitante C_{r2} puis la largeur b_2 :

$$C_{r_2} = \frac{C_2 - C_{U_{2\infty}}}{\tan \beta_{2\infty}}$$

$$b_2 = \frac{q_{va}}{2\lambda R_2 C_{r_2}}$$

➤ Tracé des aubages :

La détermination de la forme des aubes se fait au moyen de trois méthodes principales : a) tracé par arcs de cercle, b) tracé ponctuel (de Pfleiderer), c) tracé par transformation conforme.

Dans ce travail le tracé ponctuel (méthode de Pfleiderer) a été adopté. La méthode de tracé de profil de l'aube consiste à admettre la variation de l'angle 1 en fonction du rayon dans les limites et dans la détermination de l'angle au centre pour les valeurs données de % et 1. Les valeurs de % et le centre sont les coordonnées polaires du point donné de l'aube. Le lieu géométrique de ces points forme la ligne moyenne de l'aube [14].

Cette méthode est basée sur la définition des deux projections : la vue méridienne et la vue de face.

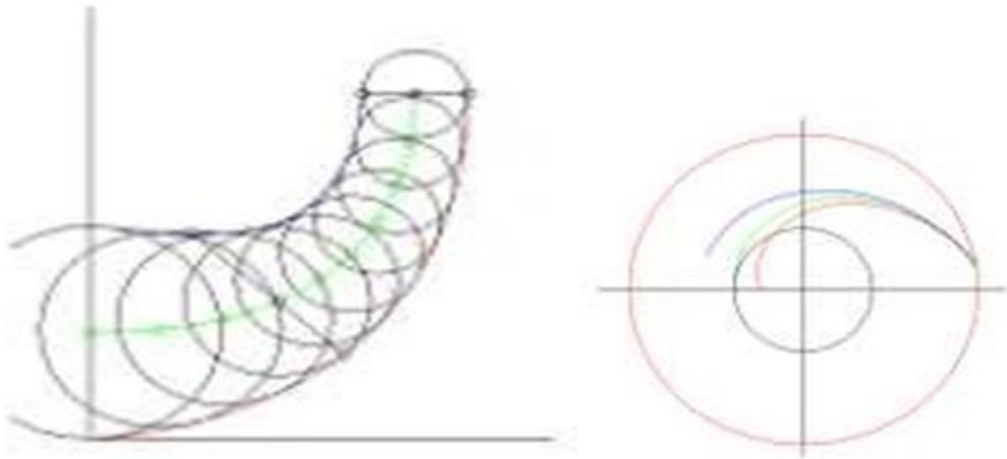


Figure 0-14: la vue méridienne et la vue de face [13].

➤ **Tracé de la volute :**

Les éléments de tracé qui déterminent les caractéristiques des volutes sont :

- La nature des sections de volute.
- L'angle α de volute.
- La largeur b à l'entrée de la volute.
- Le diamètre $D\alpha$ de son cercle de base.

- **Tracé de volute suivant le principe de la conservation du moment cinétique :**

Il existe plusieurs méthodes de calcul et de tracé de la volute, La méthode basée sur le principe de la conservation du moment cinétique est utilisée dans ce travail.

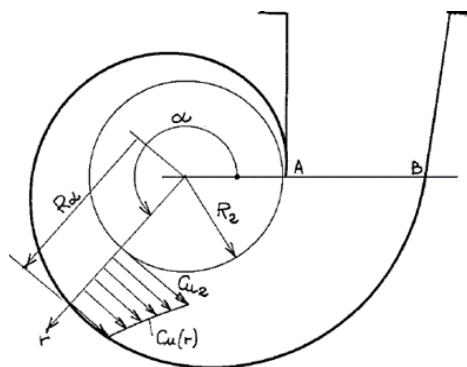


Figure 0-15: évolution de la section de la volute [14].

En se basant sur l'hypothèse d'un écoulement irrotationnel dans la volute.

$$\chi = C_u \cdot r = C_{u2} \cdot R_2$$

La section élémentaire est donnée par :

$$dA = b(r) \cdot dr$$

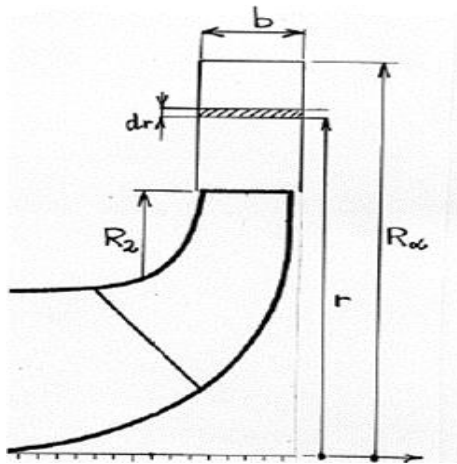


Figure 0-16: section de volute rectangulaire pour un angle quelconque [14].

$$dq_v = C_u \cdot dA$$

En intégrant sur toute la section débitante on a :

$$q_{v\theta} = \chi \int_{R_3}^{R\theta} b(r) \frac{dr}{r}$$

La fraction du débit total de la pompe est égale à :

$$q_{v\theta} = \frac{\theta}{360} q_v$$

II.4 Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons vu une généralité sur les pompes centrifuges ainsi les outils de dimensionnement et la méthodologie de dimensionnement du canal intraubage a été décrit.

Chapitre III : Modélisation des écoulements dans les pompes centrifuges.

III.1 Introduction :

L'écoulement rencontré dans les pompes centrifuges est l'un des plus complexes de la dynamique des fluides il est intrinsèquement tridimensionnel incompressible et stable, les équations de continuité et de quantité de mouvement peuvent être écrites dans le système de coordonnées rotatif. Pour la résolution les équations de Navier-Stokes qui sont accompagnées d'hypothèses simplificatrices, associées à des considérations sur la géométrie et les bilans énergétiques ont été utilisés [15].

III.2 Formes générale des équations fondamentales :

III.2.1. Équation de conservation de masse (équation de continuité) :

A partir des relations intégrales sur un volume de contrôle et par l'application du théorème de la divergence les formes différentielles de l'équation de continuité et l'équation de conservation des quantités de mouvement peuvent être obtenues. L'équation de continuité en mouvement relatif est donnée par [16]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{v}) = 0$$

L'équation d'énergie est basée sur l'équation thermodynamique :

$$\rho \frac{Dh}{Dt} = \frac{DP}{Dt} + \nabla(k \vec{\nabla} T) + \Phi$$

Où Φ est la fonction de dissipation, représentant l'équivalent thermique de l'énergie mécanique liée à la dissipation visqueuse et les efforts de cisaillement :

$$\Phi = \frac{\partial V_i}{\partial x_j} \tau_{ij}$$

III.2.2. Équations de conservation de la quantité de mouvement :

Lorsqu'une particule fluide est soumise à un système de forces non équivalent à zéro, elle se met en mouvement, et on applique sur elle les lois de la mécanique classique Sur un élément de volume, les forces appliquées sont :

- Forces de volume proportionnelles au volume.
- Forces de pression proportionnelles aux surfaces et normales à ces surfaces.
- Forces d'inertie proportionnelles à l'accélération.
- Forces de frottement dues à la viscosité.

La loi de conservation de quantité de mouvement traduite par les équations de Navier Stokes, pour un écoulement instationnaire exprime tout simplement la loi fondamentale de la dynamique des fluides.

Les hypothèses supposées dans notre travail sont : $\frac{\partial \varphi}{\partial t} \equiv 0$.

$$\rho \underbrace{\frac{D\vec{v}}{Dt}}_1 = \rho \left[\underbrace{(\vec{v} \cdot \vec{v}) \cdot \vec{v}}_2 + \underbrace{\frac{\partial \vec{v}}{\partial t}}_3 \right] = \underbrace{-\vec{\nabla} p}_4 + \underbrace{\rho g}_5 + \frac{\partial}{\partial x} \left[\underbrace{\mu \left\{ \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial x} \right\}}_6 \right]$$

- L'écoulement est turbulent.
- L'écoulement est tridimensionnel ; sans transfert d'énergie.
- Le fluide incompressible.

On présente dans ce qui suit les équations gouvernantes le fluide dans son mouvement en deux régimes d'écoulement : laminaire et turbulent.

III.2.3. Équation de continuité en régime laminaire :

$$\text{div } \vec{v} = 0$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0$$

III.2.4. Equations de Navier-Stokes en régime laminaire :

La projection de l'équation de Navier-Stokes sur les trois axes du repère cartésien donne :

$$\frac{\partial V_x}{\partial t} + V_x \frac{\partial V_x}{\partial x} + V_y \frac{\partial V_x}{\partial y} + V_z \frac{\partial V_x}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 V_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 V_x}{\partial z^2} \right) + f_x$$

$$\frac{\partial V_y}{\partial t} + V_x \frac{\partial V_y}{\partial x} + V_y \frac{\partial V_y}{\partial y} + V_z \frac{\partial V_y}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 V_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 V_y}{\partial z^2} \right) + f_y$$

$$\frac{\partial V_z}{\partial t} + V_x \frac{\partial V_z}{\partial x} + V_y \frac{\partial V_z}{\partial y} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 V_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 V_z}{\partial z^2} \right) + f_z$$

III.3 Modélisation de la turbulence :

En vue de l'amélioration du traitement des fluctuations induites par la turbulence dans le mouvement d'une particule de liquide, il existe trois méthodes d'approche pour aborder la notion turbulence.

La première méthode consiste à décomposer le champ de la vitesse et de la température en une composante moyenne et une fluctuation turbulente, pour se faire une variété de modèles est à présent disponible, allant du plus simple : le modèle à zéro équation au plus complexe, le modèle d'équations de contraintes de Reynolds (RMS).

La seconde est une méthode dans laquelle toutes les structures de la turbulence (macro et microstructures) sont résolues directement et modélise l'effet des petites structures par des modèles plus ou moins simples, dits « modèles de sous-maille ». Cette méthode est connue sous le nom de simulation aux grandes échelles (Large Eddy Simulation, LES).

La troisième méthode est une approche hybride, regroupe les avantages des simulations aux grandes échelles (LES), donnant de bons résultats dans les zones fortement décollées, et des modèles Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) qui sont plus efficaces dans

les régions proches des parois. La méthode est nommée (Detached Eddy Simulation, DES) [17].

III.3.1. Approche RANS :

Comme mentionné précédemment, afin d'obtenir le champ exact de la pression et la vitesse d'écoulement turbulent, il faut résoudre les équations de Navier Stokes sur tout le spectre d'énergie en appliquant la méthode DNS. Cependant, en raison du large spectre d'échelles spatiale et temporelle dans les écoulements turbulents, cette approche nécessite un maillage extrêmement fin et des pas de temps très faibles. Dans les limites des performances informatiques actuelles, il est difficile ou même impossible de résoudre directement les équations impliquées dans un écoulement réactif turbulent de moteur [18]. Par conséquent, des modèles et des hypothèses spécifiques pour les équations gouvernantes turbulentes sont élaborés. Une approche a été introduite par Osborn Reynolds connue sous le nom de concept de décomposition de Reynolds. Ce concept, consiste à diviser la vitesse instantanée (variable scalaire) en une valeur moyenne et une autre fluctuante.

Décomposition statistique :

Dans l'approche RANS, la vitesse instantanée est décomposée en une valeur moyenne et une autre fluctuante.

$$\mathbf{u}(\mathbf{x}_i, t) = \bar{\mathbf{u}}(\mathbf{x}_i, t) + \mathbf{u}'(\mathbf{x}_i, t) \text{ Avec } \bar{\mathbf{u}}'(\mathbf{x}_i, t) = \mathbf{0}$$

De façon générale, la variable scalaire instantanée ($\phi(\mathbf{x}_i, t)$) est divisée en deux composantes : une quantité moyenne $\bar{\phi}(\mathbf{x}_i, t)$ et une composante fluctuante $\phi'(\mathbf{x}_i, t)$, définie par les relations suivantes :

$$\begin{cases} \phi(\mathbf{x}_i, t) = \bar{\phi}(\mathbf{x}_i, t) + \phi'(\mathbf{x}_i, t) \\ \bar{\phi}(\mathbf{x}_i, t) = \lim_{\Delta t \rightarrow \infty} \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} \phi(\mathbf{x}_i, t) dt \\ \bar{\phi}'(\mathbf{x}_i, t) = 0 \end{cases}$$

L'opérateur mathématique centré qui est utilisé ici est la *moyenne de Reynolds* d'où le nom de l'approche. Sous l'hypothèse d'*ergodicité* (convergence des moyennes temporelles sur une période T et des moyennes d'ensemble sur N valeurs), cette moyenne est égale à la moyenne d'ensemble sur N réalisations $\phi(\mathbf{x}_i, t)$ capturées en un point $\mathbf{x}$. [19]

La composante de fluctuation est définie par sa valeur quadratique moyenne (RMS) comme suit :

$$\phi'(\mathbf{x}_i, t) = \lim_{\Delta t \rightarrow \infty} \frac{1}{\Delta t} \left[\int_t^{t+\Delta t} \phi^2(\mathbf{x}_i, t) dt \right]^{1/2}$$

Les caractéristiques de décomposition sont :

$$\bar{\phi}' = 0, \quad \bar{\bar{\phi}} = \bar{\phi}, \quad \overline{\phi \bar{\phi}} = \bar{\phi} \bar{\phi}, \quad \overline{\phi' \bar{\phi}} = 0, \quad \overline{\phi + \bar{\phi}} = \bar{\phi} + \bar{\phi}, \quad \frac{\partial \bar{\phi}}{\partial s} = \frac{\partial \bar{\phi}}{\partial s}, \quad \overline{\phi \bar{\phi}} = \bar{\phi} \bar{\phi} + \overline{\phi' \bar{\phi}'}$$

Il existe plusieurs inconvénients de la moyenne de Reynolds appliquée aux flux à densité variable (écoulement compressible), comme le cas de l'écoulement dans un moteur. Parmi ceux-ci, l'apparition des termes supplémentaires corrélant les fluctuations de densité, tels que le terme $\frac{\partial(\bar{\rho}u'')}{\partial x}$ dans l'équation de continuité. Cela nécessite une modélisation en plus et, qui signifie (physiquement) un échange de masse à travers la ligne de courant moyenne. Ceci est contradictoire avec le concept de base et entraîne parfois des erreurs de modélisation. Par conséquent, une approche alternative appelée moyenne de Favre est adoptée où la moyenne pondérée par la masse est utilisée. Les relations de la moyenne de Favre peuvent être spécifiées comme suit [20].

$$\tilde{\phi} = \frac{\bar{\rho}\phi}{\bar{\rho}}$$

$$\text{Avec : } \phi = \tilde{\phi} + \phi'', \quad \overline{\rho\phi''} = 0 \text{ et } \overline{\rho\phi} = \lim_{\Delta t \rightarrow \infty} \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} \rho\phi dt$$

Le symbole ($\sim$) indique les quantités moyennes de Favre, tandis que la double citation (" ϕ'' ") représente les composantes turbulentes fluctuantes de Favre. Il est à noter que la moyenne de Favre conduit à la relation $\overline{\rho\phi''} = 0$ mais $\bar{\phi}'' \neq 0$.

La moyenne de Favre présente plusieurs avantages, contrairement à la moyenne de Reynolds. Elle supprime les fluctuations de densité conduisant à une simplification significative des équations moyennées. De plus, elle réduit le nombre de corrélations turbulentes par rapport à la moyenne de Reynold. Pour les écoulements incompressibles, les deux méthodes de décomposition donnent le même système d'équations.

Toutes les variables d'écoulement instantané sont décomposées en utilisant la moyenne de Favre à l'exception de la pression et de la densité qui sont traitées en utilisant la décomposition de Reynolds [21].

$$P = \bar{P} + P', \quad u_i = \tilde{u}_i + u''_i, \quad \rho = \bar{\rho} + \rho', \quad T = \tilde{T} + T'', \quad Y_m = \tilde{Y}_m + Y''_m$$

En substituant les décompositions aux équations, la forme moyennée de l'ensemble des équations de continuité, de quantité de mouvement, d'énergie et de conservation des espèces est donnée par :

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i}{\partial x_i} &= 0 \\ \frac{\partial(\bar{\rho} \tilde{Y}_m)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho} \tilde{Y}_m \tilde{u}_j)}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\bar{\rho} \bar{D} \frac{\partial \tilde{Y}_m}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{Y}_m'') + \bar{w}_{m,source} \\ \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j}{\partial x_j} &= -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial \tilde{u}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j'') \\ \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{e}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{e}}{\partial x_i} &= \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_j} + \tilde{\sigma}_{ij} \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(K \frac{\partial \tilde{T}}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\bar{\rho} \bar{D} \sum_m \tilde{h}_m \frac{\partial \tilde{Y}_m}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{e}'') \\ \bar{P} &= \bar{\rho} r \tilde{T} \end{aligned} \right\}$$

Dans l'équation de quantité de mouvement, un terme non linéaire de premier ordre apparaît, connu sous le nom de tenseur de contrainte de Reynolds ($\tau_{ij,t} = -\bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j''$). Si on

procède à la fermeture de cette équation en utilisant une équation de transport de ce terme cela engendre des termes convectifs d'ordre supérieur, et il devient de plus en plus délicat pour fermer ces corrélations (sens physique de plus en plus limité).

De même, l'ensemble des équations de transport des espèces et d'énergie ont un terme de transport turbulent supplémentaire qui sont respectivement.

$$\begin{aligned}\dot{q}_{m,t} &= -\bar{\rho} \widetilde{u''_i Y''_m} \\ q_t &= -\bar{\rho} \widetilde{u''_i e''}\end{aligned}$$

$\dot{q}_{m,t}$: Représente le flux de masse supplémentaire dans l'équation de transport des espèces pour le composant m et q_t le flux de chaleur supplémentaire dans l'équation de transport d'énergie.

Un terme source chimique moyen $\overline{\dot{\omega}_\phi}$ apparaît aussi.

En plus des équations gouvernantes, un terme supplémentaire doit être ajouté pour la fermeture système d'équation. Ensuite, la solution est déterminée pour le transport des contraintes turbulentes, le flux d'énergie ainsi que la masse en utilisant un modèle de turbulence adapté.

III.3.2. Modèles de fermeture :

Les méthodes les plus utilisés pour la fermeture de systèmes d'équations peuvent être divisées en deux catégories principales : premier et second ordre. Elles consistent à exprimer les corrélations à partir des termes moyens.

III.3.2.1. Modèles de premier ordre :

Ce type de modèle suit implicitement l'hypothèse de turbulence homogène isotrope et basé sur le principe de la viscosité turbulente de *Boussinesq*, aussi appelé modèle à viscosité turbulente. Il suppose la même relation linéaire entre les contraintes et les déformations que celle utilisée dans la modélisation des contraintes visqueuses laminares, mais utilise une constante de proportionnalité différente appelée viscosité turbulente (μ_t). La composante de tenseur de contrainte de Reynolds est exprimée comme suit [12]

$$-\bar{\rho} \widetilde{u''_i u''_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \widetilde{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \widetilde{u_j}}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_t \frac{\partial \widetilde{u_k}}{\partial x_k} \delta_{ij} - \frac{2}{3} \bar{\rho} \widetilde{k} \delta_{ij}$$

Avec $\widetilde{k} = \frac{1}{2} \widetilde{u''_i u''_i} = \frac{1}{2} (\widetilde{u''_1 u''_1} + \widetilde{u''_2 u''_2} + \widetilde{u''_3 u''_3})$ est l'énergie cinétique turbulente.

De façon générale on peut écrire:

$$-\bar{\rho} \widetilde{u''_i \phi''_j} = \frac{\mu_t}{\sigma_t} \frac{\partial \widetilde{\phi}}{\partial x_i}$$

Les termes de transport turbulent, flux de chaleur ($\phi = e$), et de masse ($\phi = Y_m$) sont modélisés en utilisant l'hypothèse de diffusivité turbulente, la loi de Fick et de Fourier étendues au cas turbulent.

$$\begin{cases} -\bar{\rho} \widetilde{u''_i e''} = \bar{\rho} \alpha_t \frac{\partial \tilde{e}}{\partial x_i} = \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial \tilde{e}}{\partial x_i} \\ -\bar{\rho} \widetilde{u''_i Y''_m} = \bar{\rho} D_{tm} \frac{\partial \tilde{Y}_m}{\partial x_i} = \frac{\mu_t}{Sc_{tm}} \frac{\partial \tilde{Y}_m}{\partial x_i} \end{cases}$$

Où α_t et $Pr_t = \frac{\mu_t}{\bar{\rho} \alpha_t}$ sont la diffusivité thermique turbulente et le nombre de Prandtl turbulent, respectivement. D_{tm} Et $Sc_{tm} = \frac{\mu_t}{\bar{\rho} D_{tm}}$ sont la diffusivité turbulente et le nombre turbulent de Schmidt d'espèce m , respectivement.

On constate l'apparition du terme de viscosité turbulente (μ_t) dans les équations précédentes, expressions de tenseur de contrainte de Reynolds. En effet, les variantes de ce modèle ont comme objectif de modéliser ce terme (viscosité turbulente) afin de calculer les différents flux turbulents et ensuite résoudre le système d'équation décrivant l'écoulement turbulent. Ces variantes sont divisées en fonction du nombre d'équations nécessaires pour calculer la viscosité.

- **Les modèles à 0 équation :**

Dans ce modèle proposé par Prandtl en 1920, la viscosité turbulente est déterminée par l'intermédiaire de la longueur de mélange (Longueur de Prandtl) et le gradient de vitesse moyenne [22].

$$\mu_t = \bar{\rho} l_m^2 \left| \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right|$$

Avec l_m est la longueur de mélange.

Ces modèles ne requièrent pas une équation de plus à résoudre donc plus simples et rapides à mettre en œuvre. Ils imposent de calculer à chaque fois la longueur de mélange pour chaque configuration par une relation empirique. De ce fait, ils nécessitent une connaissance a priori de l'écoulement d'étude. Ces modèles couvrent une large gamme d'écoulements turbulents. Ils ont été et restent encore employés avec succès dans des configurations classiques de l'aérodynamique de profils simples en l'absence de décollement.

- **Les modèles à 1 équation (Modèle de Prandtl-Kolmogorov) ou Spallart allmaras :**

Dans ces modèles, une équation en plus est résolue pour l'énergie cinétique turbulente k afin de déterminer la viscosité turbulente μ_t [23].

$$\mu_t = \bar{\rho} l_m \tilde{k}^{1/2}$$

$$\text{Avec } l_m = C_D \frac{\tilde{k}^{3/2}}{\tilde{\varepsilon}}$$

Ces modèles, connus aussi par modèle de Spallart Allmaras, présentent l'avantage d'être assez simples mais la détermination de la constante empirique C_D et du taux de dissipation $\tilde{\varepsilon}$ ou bien la longueur de mélange l_m est empirique ; de plus, l'extension au cas tridimensionnel est difficile.

Ils ne peuvent pas s'adapter rapidement aux changements dans les échelles de longueur. C'est le cas lorsqu'un écoulement passe brusquement d'un écoulement délimité par une paroi à un écoulement de cisaillement. C'est le cas, lors de passage de la charge à travers l'ouverture étroite entre la soupape et le siège de soupape dans la chambre de combustion. Ces modèles qui ont été développés surtout pour les applications de l'industrie aérospatiale où apparaissent fréquemment des écoulements au niveau des parois, donnent aussi de bons résultats pour les couches limites soumises aux grands gradients de pression.

- **Les modèles à 2 équations :**

- **Modèles $k - \varepsilon$:**

De leur nom, ces modèles résolvent deux équations de transport supplémentaires afin de calculer la valeur de la viscosité turbulente, qui sont l'équation de l'énergie cinétique turbulente (k) et celle de dissipation turbulente (ε). La viscosité dynamique turbulente est exprimée comme suit :

$$\mu_t = \bar{\rho} c_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$$

Où c_μ est une constante du modèle.

En principe, ces relations s'appliquent lorsque le nombre de Reynolds est grand et lorsque la turbulence est établie et en équilibre. Pour la simulation numérique de moteur à combustion interne, les modèles RANS à deux équations sont les plus performants. Parmi les modèles à deux équations, le modèle $k - \varepsilon$ et ses variantes, sont les plus utilisés de nos jours [24].

- **Modèles $k - \omega$:**

Ces modèles de turbulence RANS à deux équations remplacent le taux de dissipation turbulent (ε) dans le modèle $k - \varepsilon$ par la fréquence de turbulence ou taux de dissipation spécifique ($\omega = \varepsilon / k$).

Dans ces modèles, la viscosité dynamique turbulente, est calculée à partir de deux paramètres k et ω est donnée par :

$$\mu_t = \bar{\rho} \frac{k}{\omega}$$

-Modèle k- ω SST :

Le modèle k- ω SST (Shear Stress Transport) ou transport des contraintes de cisaillement turbulentes, est dérivé du modèle k- ω Standard. Ce modèle combine la robustesse et la précision de la formulation du modèle k- ω dans la région proche de la paroi avec le modèle k- ε et toutes ses qualités ; pour les écoulements libres loin de la paroi. La définition de la viscosité turbulente est modifiée pour prendre en compte le transport des contraintes de cisaillement Turbulentes, dont voici une forme simplifiée :

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max \left[\frac{f(\Omega, k, \omega, y)}{a^*} \right]}$$

$f(\Omega, k, \omega, y)$ est une fonction dépendant du taux de rotation Ω de k de ω et de la distance normale à la paroi y . Les améliorations apportées à ce modèle le rendent plus fiable pour une classe d'écoulements plus étendue (écoulements à gradients de pression adverses, surfaces portantes ondes de choc transsoniques) ...etc

III.3.2.2. Modèles du second ordre :

Ces modèles permettent de bien représenter l'anisotropie aux grandes échelles. Ils sont plus précis que les modèles de premier ordre à deux équations qui suit implicitement l'hypothèse de turbulence homogène isotrope. Ils sont basés sur la résolution directe d'équations de transport pour les moments du second ordre connu aussi sous le nom de modèle d'équation de contrainte de Reynolds (RSM pour Reynolds Stress Model) car dans la plupart des cas, les équations de transport pour les contraintes de Reynolds sont résolues. Ces modèles sont l'approche la plus complexe et potentiellement la plus générale. Six équations de transport pour chacun des composants de contrainte de Reynolds $\tau_{ij,t} = -\bar{\rho} \overline{u_i'' u_j''}$ (tenseur symétrique), ainsi qu'une équation de transport supplémentaire pour le taux de dissipation scalaire doivent être résolues dans cette approche (sept équations de plus pour le cas 3D et cinq pour le cas 2D).

Ils sont très appropriés aux écoulements dans les cyclones, à un écoulement hautement tourbillonnaire et rotatif, et aux flux secondaires induits par les contraintes dans les conduits. Ils permettent également d'éviter une surestimation de l'énergie cinétique dans le cas de forts taux de cisaillements (écoulements avec séparation). De plus, le terme de production de turbulence est un terme exact et par conséquent ne nécessite pas de modèle de fermeture. Mais leur utilisation est limitée en raison du coût de calcul considérable. En outre, ils ne donnent pas toujours des résultats meilleurs que les plus simples modèles de turbulence telle que les modèles de premier ordre à deux équations.

Une alternative simplificatrice de ce modèle est l'ASM (modèle de contrainte algébrique ou Algebraic Stress Models) où les composants pour le calcul des contraintes de Reynolds sont basés sur une relation algébrique. Ces modèles reposent sur le fait que les contraintes turbulentes par rapport à l'énergie turbulente à travers une fine couche de cisaillement restent presque constantes.

Des modèles d'ordre supérieur, basés sur la fermeture d'équations de transport d'ordre égal ou supérieur à trois, sont, en revanche, difficilement envisageables d'une part par manque de données expérimentales pour ce type de corrélations, et d'autre part par la lourdeur de la démarche engagée ainsi que le coût de calcul en temps et en mémoire très élevé.

Modèles $k - \varepsilon$:

- **Modèle $k - \varepsilon$ Standard :**

Le modèle $k - \varepsilon$ développé par Launder et Spalding est un modèle semi-expérimental avec deux équations de transport pour l'énergie cinétique turbulente (k) et son taux de dissipation (ε). L'équation pour l'énergie cinétique est obtenue mathématiquement, tandis que l'équation pour la dissipation visqueuse est dérivée en utilisant un raisonnement physique d'une équation de transport. La résolution de deux équations de transport pour k et ε permet de fournir une échelle caractéristique pour la vitesse turbulente et la longueur, ces échelles représentent la viscosité turbulente. Ces équations (énergie cinétique et le taux de dissipation turbulents) sont données comme suit :

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial(\bar{\rho} \bar{k})}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho} \bar{u}_i \bar{k})}{\partial x_i} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \bar{k}}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \bar{\rho} \bar{\varepsilon} - Y_m + S_k \\ \frac{\partial \bar{\rho} \bar{\varepsilon}}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho} \bar{u}_i \bar{\varepsilon})}{\partial x_i} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \bar{\varepsilon}}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\bar{\varepsilon}}{\bar{k}} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \bar{\rho} \frac{\bar{\varepsilon}^2}{\bar{k}} + S_\varepsilon \end{aligned} \right\}$$

Où : G_k et G_b représentent la production d'énergie cinétique turbulente due au contrainte de cisaillement et des effets de flottabilité imposés par les mécanismes des gradients de vitesse et de température dans l'écoulement moyen, respectivement. Le terme Y_m représente l'effet de la compression sur la turbulence pour le cas d'un écoulement compressible, avec un nombre de Mach élevé, par le phénomène de dilatation-dissipation. Les termes sources S_k et S_ε représentent la variation de l'énergie cinétique et du taux de dissipation turbulents due à l'injection de carburant, respectivement.

Le premier terme à droite dans les deux équations est le transport dû à la viscosité moléculaire et turbulente. Le deuxième terme à droite dans l'équation de dissipation représente la vitesse à laquelle les grandes échelles fournissent de l'énergie aux petites échelles. Le dernier terme dans l'équation de dissipation représente la dissipation aux petites échelles.

$C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ et $C_{3\varepsilon}$ sont des constantes qui sont obtenues expérimentalement pour un écoulement turbulent particulier, σ_k et σ_ε sont le nombre de Prandtl pour k et ε , respectivement. Ils sont donnés comme suit.

$$C_{1\varepsilon} = 1,44 \quad C_{2\varepsilon} = 1,92 \quad C_\mu = 0.09 \quad \sigma_k = 1 \quad \sigma_\varepsilon = 1,3$$

Le modèle $k - \varepsilon$ standard est encore fréquemment le plus utilisé des modèles de turbulence, en particulier dans le domaine énergétique. La simplicité dans sa mise en œuvre, sa robustesse, l'économie et sa précision raisonnable pour une large gamme d'écoulements turbulents expliquent sa popularité. Dans l'élaboration du modèle standard $k - \varepsilon$, on suppose que l'écoulement est entièrement turbulent et que les effets de la viscosité moléculaire sont négligeables. C'est pourquoi, ce modèle est à appliquer seulement pour les sous domaines de l'écoulement du fluide complètement turbulents. Par conséquent, en général, il n'est pas utilisé, pour la simulation des moteurs à combustion interne.

Cependant, ce modèle souffre principalement de deux lacunes :

- Son inaptitude à prendre en compte les courbures des lignes de courant et les étirements rotationnels

– Son incapacité à traduire les effets de mémoire spatio-temporelle puisque la relation de turbulence exprime une dépendance purement locale, c.-à-d. entre grandeurs prises au même point et au même instant.

Pour combler ces lacunes et ainsi améliorer les performances du modèle standard $k - \varepsilon$, des modifications ont été apportées, à savoir le modèle RNG (Re Normalization Group) et le modèle réalisable.

- **Modèle RNG $k - \varepsilon$:**

Ce modèle appelé *RNG $k - \varepsilon$* , de Yakhot et Orszag 1986, utilise une théorie différente des techniques statistiques classiques. La taille des échelles turbulentes est prise en compte pour déterminer la part de l'énergie qui sera transportée et celle qui sera dissipée. Les petites échelles de turbulence qui dissipent toute leurs énergies sont modélisées tandis que les grandes échelles sont résolues numériquement. Cette modélisation aboutit à des équations très proches de celles du modèle $k - \varepsilon$ *Standard*. La principale différence vient des constantes qui ne sont plus déterminées expérimentalement mais calculées théoriquement. Par conséquent, les constantes de ce modèle ont des significations physiques plus rigoureuses. Donc, les deux modèles ont des formes similaires, et les principales différences dans les modèles sont :

- Un terme supplémentaire est introduit dans l'équation de dissipation pour améliorer la précision des écoulements à fort taux de déformation et recirculation,
- La précision de l'écoulement tourbillonnaire est améliorée,
- La viscosité effective, μ_{eff} , est calculée analytiquement pour gérer le cas à faible nombre de Reynolds,
- Une formule analytique pour les nombres de Prandtl turbulents est ajoutée tandis que le $k - \varepsilon$ standard utilise des constantes ajustables par l'utilisateur.

Depuis son apparition, le modèle *RNG $k - \varepsilon$* a été utilisé pour simuler des écoulements turbulents, à nombre de Reynolds faible et élevé, avec grand succès. Ce modèle s'est avéré très prometteur pour la prédiction d'écoulements turbulents dans des configurations géométriques complexes et d'écoulements avec recirculation et tourbillonnaires. Plusieurs auteurs suggèrent que ce modèle est plus précis et donne des résultats comparables à ceux obtenus expérimentalement, en particulier pour le jet. Pour son utilisation dans le cas des moteurs, plusieurs études existent dans la littérature dont les résultats numériques du modèle *RNG $k - \varepsilon$* ont été validés avec les données expérimentales. Ce modèle requiert un effort de calcul plus de 10 à 15% que le modèle $k - \varepsilon$ *Standard* [25].

- **Modèle $k - \varepsilon$ *Realizable* :**

Pour le modèle $k - \varepsilon$ *Realizable*, le terme "réalisable" signifie que le modèle satisfait certaines contraintes mathématiques sur les contraintes de Reynolds, cohérentes avec la physique des écoulements turbulents. Il diffère du modèle $k - \varepsilon$ *standard* par deux aspects principaux. Le premier est la formulation de la viscosité turbulente dans laquelle le terme C_μ

n'est plus une constante mais varie en fonction de la vitesse moyenne de déformation et de rotation ainsi que de paramètres de turbulence (k et ε). Le second, est la nouvelle équation de transport pour le taux de dissipation ε , qui est obtenue de l'équation exacte de transport de la moyenne carrée des fluctuations tourbillonnaires, ce terme est indépendant de la production de k . De plus, le terme de destruction dans l'équation de ε ne contient pas des singularités [15].

Les modèles $k - \varepsilon$ *realizable* et *RNG* ont montré des améliorations substantielles par rapport au modèle *standard* pour les écoulements avec lignes de courant courbées, séparation et recirculation. Toutefois, il n'a pas encore été clairement établi dans quelles configurations le modèle $k - \varepsilon$ *realizable* est significativement meilleur par rapport au modèle *RNG* $k - \varepsilon$.

D'après la documentation ANSYS fluent, une limitation du modèle *realizable* consiste en le fait qu'il produit des viscosités turbulentes non physiques dans des situations où le domaine de calcul contient à la fois des zones fluides rotatives et stationnaires. Cela est dû au fait que le modèle *realizable* inclut les effets de la rotation moyenne dans la définition de la viscosité turbulente. Cet effet de rotation supplémentaire a été testé sur des systèmes à maillage mobile et a montré un comportement supérieur par rapport au modèle *standard*. Donc son choix pour la simulation des moteurs reste jusqu'à présent sans justification. De plus, ce modèle n'est pas largement adopté pour les simulations de moteurs en comparaison avec le modèle *RNG* ou *standard*.

III.4 Loi de paroi :

Il existe de grands gradients dans les variables dépendantes près du mur , il est coûteux de résoudre complètement la solution dans cette région proche du mur, car le nombre de nœuds requis serait assez important ainsi une approche commune connue sous le nom des “ fonctions de paroi “ sont appliquées pour modéliser cette région. dans l'approche de la fonction de paroi, la vitesse tangentielle près de la paroi est liée à la contrainte de cisaillement de la paroi au moyen d'une relation logarithmique qui peut s'écrire comme suit:

$$u^+ = \frac{1}{k} \ln(y^+)$$

$$u^+ = \frac{u_t}{u_\tau}$$

$$y^+ = \frac{\rho \Delta y u_t}{\mu}$$

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_\omega}{\rho}}$$

L'un des points les plus essentiels dans l'emploi optimal des modèles de turbulence, est la résolution appropriée de la couche limite et de la distance y^+ . Le modèle retenu dans cette étude, étant le modèle de turbulence standard $k-\varepsilon$ appliqué suivant la loi de paroi.

Le choix a été motivé par la complexité du domaine de calcul et l'existence de plusieurs parois solides dont les aubes, les flasques avant et arrière de la roue ainsi que la paroi du diffuseur ou de la volute.

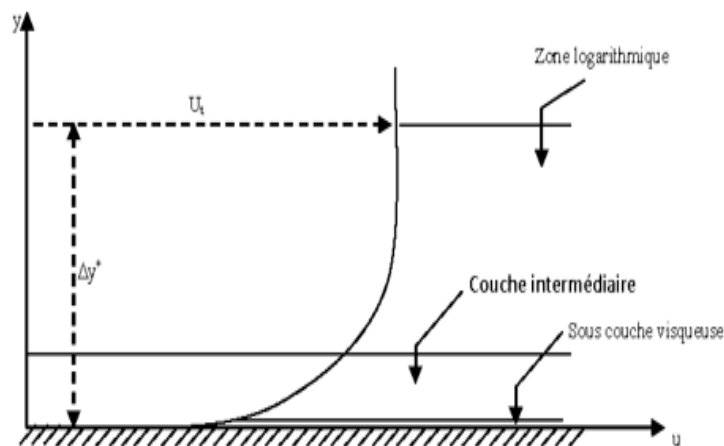


Figure III-1 : profil de vitesse d'une couche limite turbulente [26].

La couche limite est divisée au moins en deux régions :

- a- Loin de la paroi :** est contrôlée par la turbulence qui est appelée « couche Logarithmique ».
- b- Près de la paroi :** « sous couche visqueuse » est dominée par les forces visqueuses, l'écoulement est presque laminaire dans cette région.

Il y a une région entre la sous couche visqueuse et la couche logarithmique appelée « couche intermédiaire », où les effets de la viscosité moléculaire et de la turbulence sont importants.

III.5 Equations particulières pour les turbomachines :

Les écoulements dans les turbomachines sont généralement tridimensionnels, Stationnaires, visqueux et turbulents. Les équations du mouvement régissant les écoulements turbulents en turbomachines sont fortement non linéaires et la plupart des solutions analytiques disponibles sont pour des écoulements très simples. La résolution implique plusieurs hypothèses selon le type de machine, la géométrie des aubes et les conditions d'écoulement. Les techniques suivantes peuvent être classées comme suit [26]:

a) Solutions axisymétriques :

L'équilibre radial simplifié.

Théorie des disques actuateurs.

Equations moyennées et leurs solutions

b) Solutions non axisymétriques :

- Méthode des lignes et surfaces de portance.
- Méthodes quasi-tridimensionnelles Q-3D
- Solutions numériques des équations tridimensionnelles.

III.6 Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons abordé des équations générales qui régissent les écoulements internes, leurs hypothèses simplificatrices ont été exposées. La description des modèles de turbulence a été évoquée.

Chapitre IV : Simulation numérique de l'écoulement avec logiciel ANSYS.

IV.1 Introduction :

Il est très intéressant d'avoir un environnement de simulation qui inclut la possibilité d'ajouter différents phénomènes physiques au modèle étudié. C'est dans cette philosophie que l'ANSYS Fluent a été développé. C'est un logiciel de calcul numérique par éléments finis modulaire permettant de modéliser une grande variété de phénomènes physiques caractérisant un problème réel. Il sera également un outil de conception grâce à son aptitude à gérer les géométries 3D complexes.

Dans ce chapitre On va présenter les étapes à suivre pour réaliser une simulation, La géométrie ainsi que la création du maillage de la pompe centrifuge sont expliquées. Ce chapitre destiné aussi aux discussions des résultats issus de la simulation numérique. Ces résultats seront discutés. Les profils de vitesse, de pression sont représentés tout au long de la pompe sur des différentes sections. Après **700** itérations, on doit présenter les contours des pressions, et les vecteurs de vitesses simulés par ANSYS POST.

IV.2 Concept de la méthode des éléments finis :

La méthode des éléments finis (**M.E.F.**) est un des outils les plus efficaces et les plus généraux pour l'analyse des structures dans de nombreux secteurs de l'industrie :

Aérospatial, automobile, nucléaire, génie civil, construction navale, mécanique, constructions off-shore, etc. Dans le domaine du calcul de mécanique des fluides, la M.E.F. est une technique qui met en œuvre des connaissances relevant de plusieurs disciplines de base telles que la mécanique des fluides, l'analyse numérique et l'informatique appliquée. Les bases théoriques de la M.E.F. reposent d'une part sur les méthodes énergétiques de la mécanique des fluides et d'autre part sur les méthodes d'approximation spatiale des Fonctions (**Ritz, Galerkin**).

La **M.E.F** est basée sur une décomposition du domaine dans lequel on désire effectuer la simulation en sous-domaines de forme géométrique simple appelés 'éléments finis' pour lesquels on procède à des approximations nodales des champs de déplacements ou de contraintes qui prennent en général la forme de fonctions polynomiales. L'ensemble de ces éléments constitue ce que l'on appelle le maillage du domaine. Ces éléments sont liés par un nombre fini de conditions de continuité, exprimées en certains points communs à plusieurs éléments appelés 'nœuds'.

IV.3 Méthodes des volumes finis dans fluent :

Fluent utilise une formulation centrée (co-located). Ce ci veut dire que toutes les variables sont calculées au même point, au centre de la cellule.

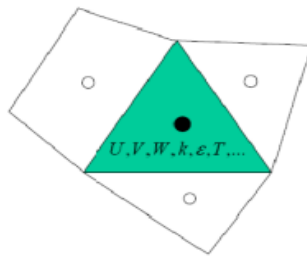


Figure IV-1: point nodale dans fluent.

IV.4 Les hypothèses proposées :

Nous allons supposer quelques hypothèses :

Hypothèses simplificatrices :

Nous supposons, alors, que :

L'écoulement est tourbillon (Modèle **k- ω SST**).

L'écoulement est stationnaire.

L'écoulement est tridimensionnel.

Absence de transfert de chaleur.

Dans cette étude nous utilisons le module de turbulence **k- ω SST**.

Tableau 1: constante de Modèle k- ω SST.

$\sigma_{k,1}$	$\sigma_{\omega,1}$	$\sigma_{k,2}$	$\sigma_{\omega,2}$	a_1	β_∞^*
1.176	2.0	1.0	1.168	0.31	0.09

IV.5 Définition de La CFD :

CFD signifie Computational Fluid Dynamics, soit Calcul Numérique de la dynamique des Fluides en français.

Cette technique consiste à résoudre numériquement les équations de la mécanique des Fluides (équations de Navier-Stokes) pour simuler l'écoulement d'un fluide.

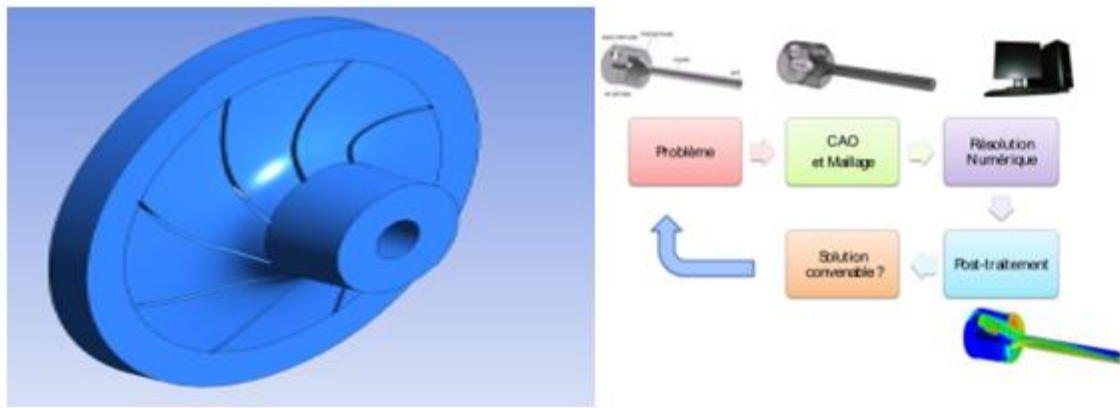


Figure IV-2: Les différentes étapes de simulation.

Pour résoudre les équations d'écoulement dans un domaine géométrique, les étapes suivantes sont nécessaires :

- ✓ **Géométrie/CAO** : Être en possession d'une géométrie 3d du domaine fluide.
 - ✓ **Maillage** : Discrétiser le domaine, c'est-à-dire le découper en mailles de calcul.
 - ✓ **Mise en données** : Choisir les modèles physiques et les hypothèses adaptés au problème
 - ✓ **Résolution numérique** : Les équations aux dérivées partielles sont résolues par le solveur CFD après avoir discrétisée et mise sous forme algébrique. Cette résolution se fait par un algorithme itératif jusqu'à la convergence.
 - ✓ **Post-traitement CFD** : Visualiser et analyser les résultats.
- ✚ Une simulation CFD en écoulement de fluide ne pourra être validée que si les éléments suivants ont été vérifiés :
- ✓ Le nombre d'itérations et les critères d'arrêt doivent garantir que le calcul a bien convergé
 - ✓ L'influence de la taille du domaine fluide autour de l'objet doit avoir été étudiée : le domaine doit être assez grand pour que les conditions aux limites n'influent pas sur les champs de pression et de vitesse.
 - ✓ Le maillage doit être assez fin pour que la physique soit bien résolue, en particulier au niveau de la couche limite au voisinage des parois de l'objet.

IV.6 Définition d'ANSYS Inc :

ANSYS, Inc. est un éditeur de logiciels spécialisé en simulation numérique. L'entreprise a son siège à Canonsburg en Pennsylvanie aux États-Unis. Ses produits majeurs sont des logiciels qui mettent en œuvre la méthode des éléments finis, afin de résoudre des modèles préalablement discrétisés. La société possède de nombreuses filiales à travers le monde, notamment en Europe et en Asie.



Figure IV-3: Logo de l'entreprise.

➤ **Aspects techniques :**

Les quatre (04) domaines d'utilisation :

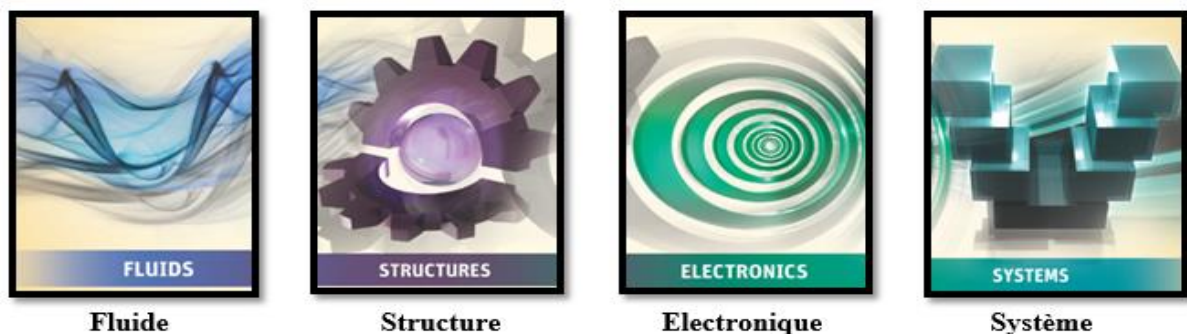


Figure IV-4: Les quatre domaines d'utilisation.

IV.7 ANSYS Workbench :

: Cette plate-forme propose une approche déferente dans la construction d'un modèle en réutilisant le code ANSYS initial. Elle est particulièrement adaptée au traitement de cas à la géométrie complexe (nombreux corps de pièces) et aux utilisateurs non confirmés dans le domaine du calcul. Dans cet environnement, l'utilisateur travaille essentiellement sur une géométrie et non plus sur le modèle lui-même. La plate-forme est donc chargée de convertir les requêtes entrées par l'utilisateur en code ANSYS avant de lancer la résolution. Le modèle éléments finis généré reste néanmoins manipulable en insérant des commandes propres au code ANSYS.

IV.8 Description et modélisation du problème :

Le but du ce travail est de modéliser l'écoulement de fluide dans une pompe centrifuge, ce qui implique l'utilisation d'un modèle de rotation.

Le problème consiste en une pompe centrifuge (pompe à eau super-jet 2.66 CV-6 bar)à huit (08) pales fonctionnant à 2160 tr/min. Le fluide de travail est l'eau et le débit est supposé constant et incompressible.

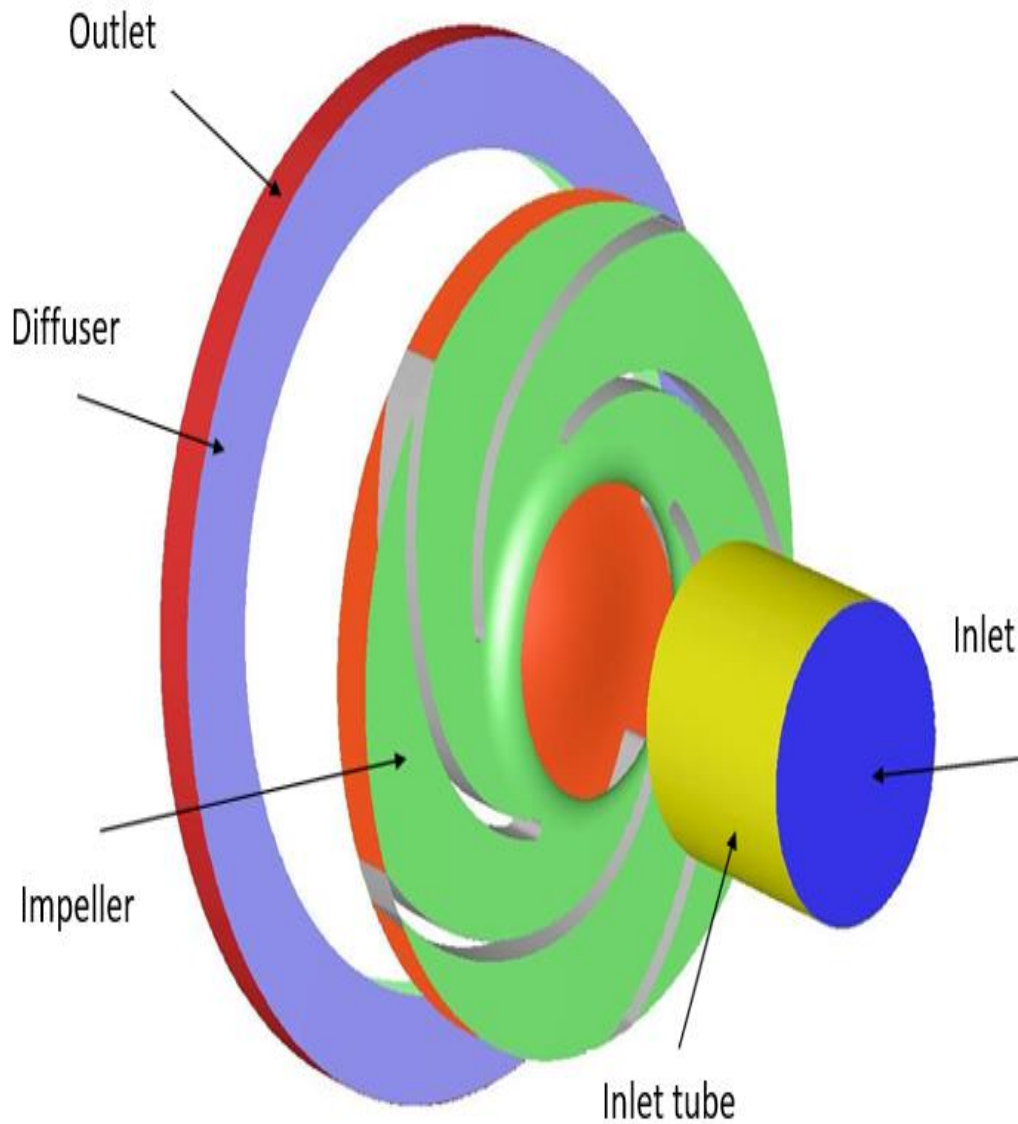


Figure IV-5: Les différentes parties de la géométrie.

IV.8.1. Caractéristiques de la pompe :**Tableau 2 : Caractéristiques de la pompe.**

Machine :	
Type	pompe centrifuge
Caractéristiques techniques :	
Vitesse de rotation :	2160 tr/min
Nombre de pales :	08
Fluide de transfert :	l'eau
Caractéristiques physiques :	
Ø inlet	32mm
Ø outlet	207mm
Ø pales	182mm
Angle des pales :	27 mm
Caractéristique de fluide de transfert :	
Densité :	998.2 Kg/m ³
Viscosité :	0.001003 Kg/m.s

IV.8.2. Les étapes de simulation :

Pour effectuer une simulation par ANSYS Workbench à un écoulement dans un tube venturi il faut suivre une logique de calcul. Cette simulation faite à partir des processus "avec une

Approche interactive, étape par étape. Cette logique de calcul résumées dans le chemin suivant :

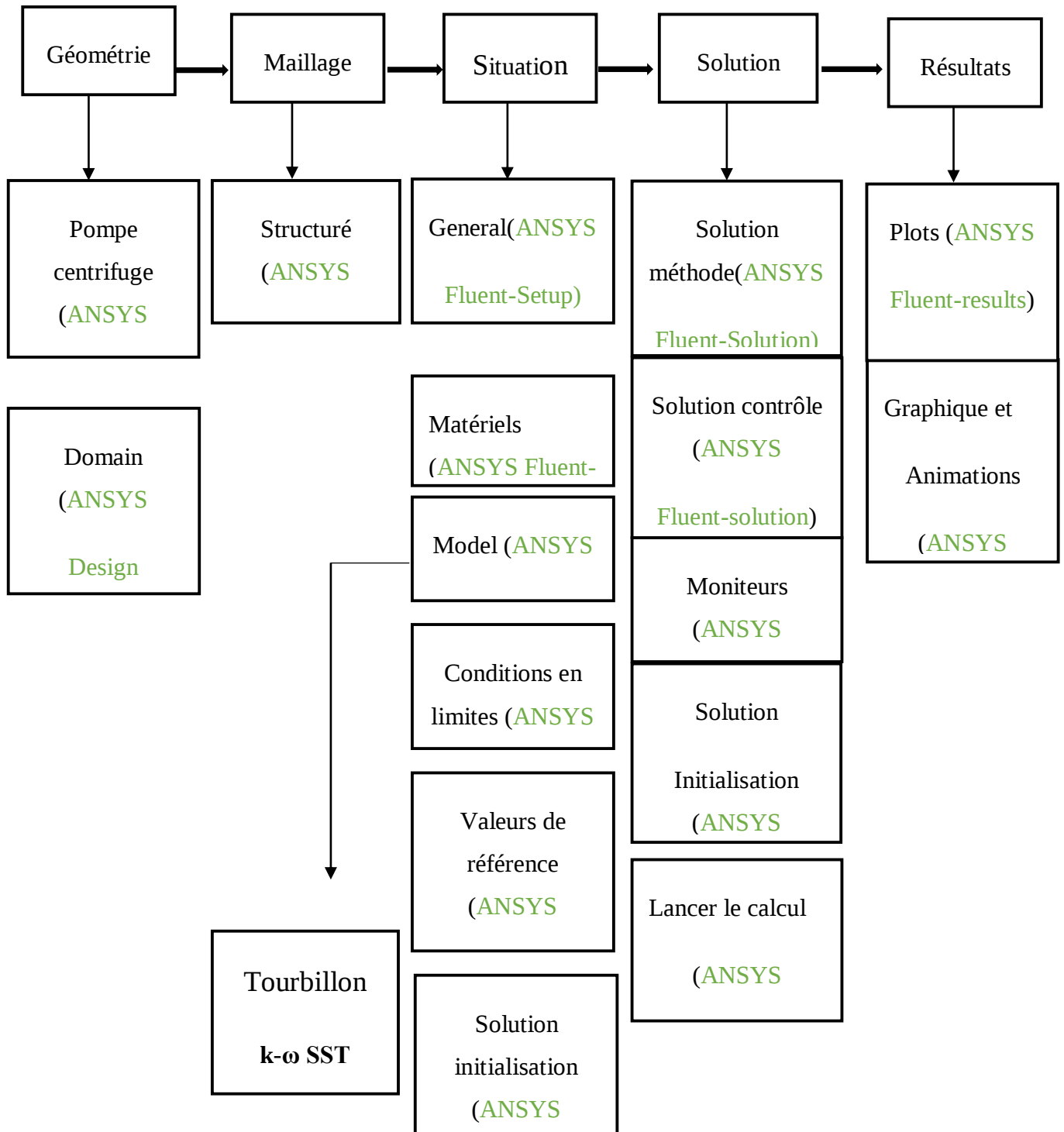


Fig. Chemin de "Processus CFD" pour la simulation numérique

Pour créer un « Analysis System », c'est-à-dire une chaîne de calcul pour une simulation Fluent.

IV.8.2.1. Création de géométries :

La géométrie est une pompe centrifuge simplifiée.

D'autre part il existe des logiciels qui nous permettent de dessiner la géométrie et l'enregistrer sous forme fichier **IGS** pour importer directement, telle que **SOLIDWORKS** et **AUTOCAD** ces deux derniers fournissent des géométries de type **CAO** qui sont acceptables pour importer.

➤ Ansys Design Modeler :

Le logiciel ANSYS Design Modeler permet de réaliser des tracés 2d (Sketch), de créer à partir des sketches des objets 3d (par extrusion etc...) et de manipuler les objets 3d. Dans notre cas, on va travailler en 3d dans le plan XYZ pour créer les géométries des Figures suivantes ;

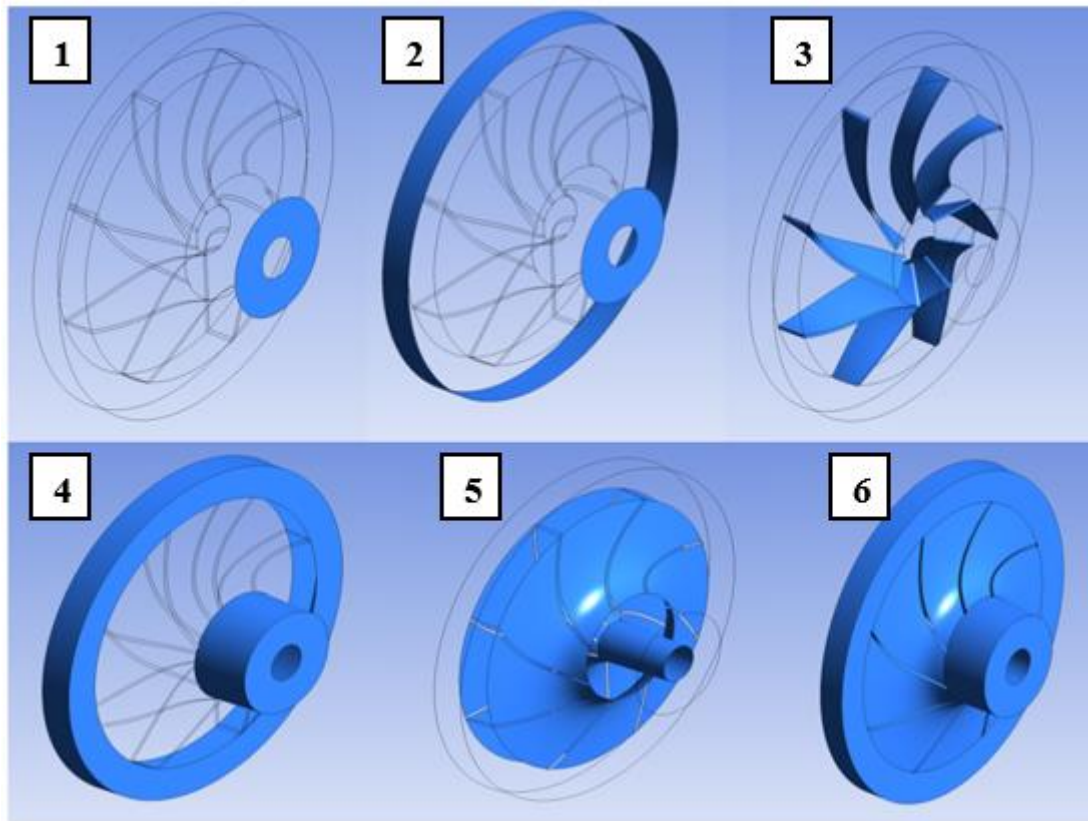


Figure IV-6: Forme 3D de la pompe :

1) inlet, 2) inlet + Outlet, 3) blade, 4) corps fixe, 5) top and Bottom, 6) l'ensemble de la pompe

IV.8.2.2. Maillage du domaine fluide :

Le deuxième pas de la chaîne de la simulation numérique du problème est le développement et l'adaptation du maillage autour du profil. Un maillage de bonne qualité est indispensable pour la procédure du calcul afin que les résultats soient acceptables et utilisables et ainsi recueillir des conclusions.

Un « bon maillage » en CFD présente les caractéristiques suivantes :

- un domaine de calcul assez large pour éviter l'influence des conditions aux limites sur les résultats ;
- un maillage fin au voisinage de l'objet (là où les phénomènes importants vont se produire) ;
- un maillage plus grossier loin de l'objet, où l'écoulement extérieur ne varie pas ou peu, afin d'économiser du temps de calcul ;
- une transition « douce » entre les zones raffinées et non raffinées pour éviter les problèmes d'erreur numérique lors de la résolution ;
- une bonne résolution au niveau de la couche limite ;
- et enfin, un nombre pas trop important de mailles pour ne pas alourdir les temps de calcul.

a) Topologie du maillage :

Les maillages structurés se caractérisent par une répartition géométrique des noeuds dans le domaine de calcul. Dans le cas de notre problème la géométrie d'un profil d'aile nous permet d'utiliser soit une topologie en C ou en O ou une topologie en H voir les figures 3.2, 3.3, 3.4 Le maillage en H est plus naturel pour un profil d'aile et évite la ligne de coupure au niveau du bord de fuite du maillage en C, de plus à la topologie en H, l'orthogonalité des lignes de maillage est plus naturelle, donc plus facile à imposer. Enfin, le cisaillement des mailles est réduit si la correspondance des noeuds de la frontière extérieure est correctement effectuée.

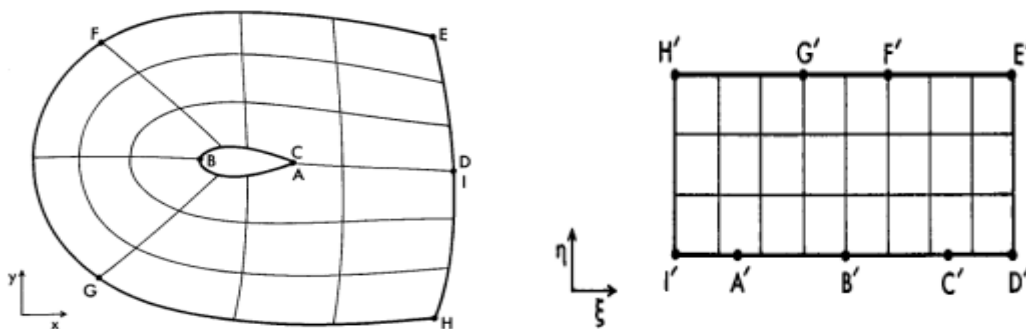


Figure IV-7 : Le maillage en C.

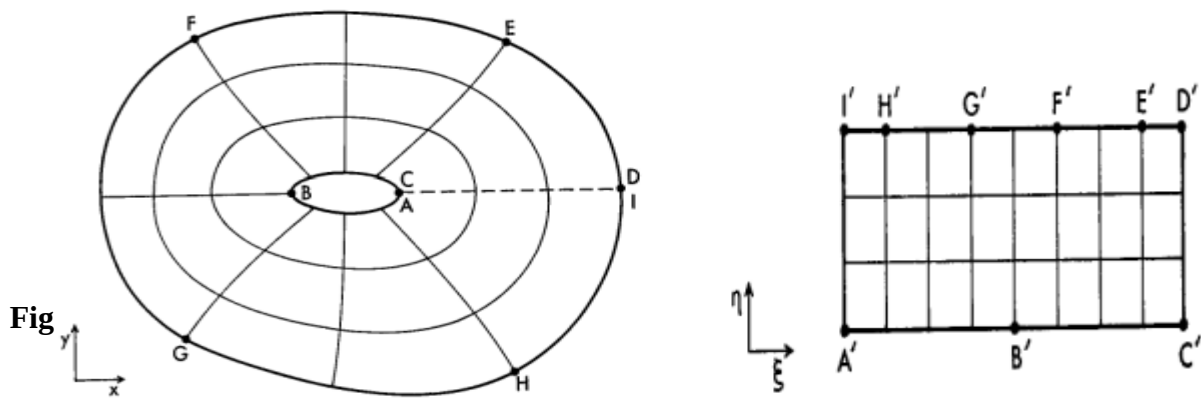


Figure IV-8: Maillage en O.

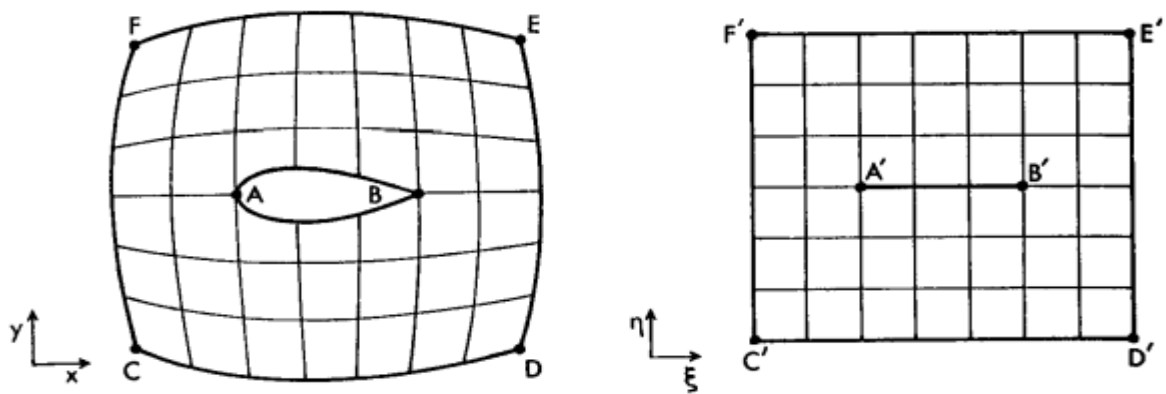


Figure IV-9: Maillage en H.

b) Repérage des conditions aux limites :

La première étape consiste à identifier et à nommer les différentes parties de la géométrie afin de :

- définir les conditions aux limites du problème (entrées, sortie etc ...).
- définir les conditions sur le maillage au niveau des différentes sélections.

Pour repérer les entrées, sorties en 3d, il faut sélectionner les différents faces de la géométrie.

Les notations des différentes parties de la géométrie sont résumées dans le tableau suivant :

Tableau 3 : notations des différentes parties de la géométrie.

Surface :	Fonction :
Entrée.	pressure inlet.
Sortie.	pressure Outlet.
Surface extérieur de la pompe.	Wall.

Choix de maillage : La procédure de choix de maillage est basée sur la variation de deux choses paramétriques dans notre étude

1. La convergence de la solution
2. La stabilisation du débit

Tableau 4: les essais de choix de maillage.

Essaie N°01				
Statistique de maillage génééré		Mass flow reat		Convergence
		inlet	Outlet	
Nombre des noues	469431	-35	28.158918	Pas de convergence
Nombre d'élément	1194517			
Nombre d'itérations	350			
Essaie N°02				
Statistique de maillage génééré		Mass flow reat		Convergence
		inlet	Outlet	
Nombre des noues	489431	-35	33.251489	Pas de convergence
Nombre d'élément	1254517			
Nombre d'itérations	1500			
Essaie N°03				
Statistique de maillage génééré		Mass flow reat		Convergence
		inlet	Outlet	
Nombre des noues	519431	-35	34.999754	Converge (1883)
Nombre d'élément	1994517			
Nombre d'itérations	2000			
Essaie N°04				
Statistique de maillage génééré		Mass flow reat		Convergence
		inlet	Outlet	
Nombre des noues	597248	-35	34.999754	Converge (1883)
Nombre d'élément	2545257			
Nombre d'itérations	2500			

- L'augmentation des statistiques de maillage ce fait par l'application des différents paramètres de maillage par l'opération d'optimisation de maillage de de domaine de calcule
- Dans notre cas l'essai n°trois répondre au paramètres d'un bon choix de maillage de domaine de calcule

Tableau 5 : condition aux limites.

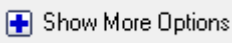
Domain	Boundaries	
solid_1_1_solid	Boundary - blades	
	Type	WALL
	Boundary - botton	
	Type	WALL
	Boundary - fixed	
	Type	WALL
	Boundary - inlet	
	Type	PRESSURE-INLET
	Boundary - outlet	
	Type	MASS-FLOW-INLET
	Boundary - top	
	Type	WALL

IV.8.2.3. Mise en données et simulation :

ANSYS Fluent :

Ce logiciel permet d'effectuer des simulations en matière de mécanique des fluides. Il porte le nom des compagnies qui les ont développés, rachetée par ANSYS.Inc respectivement en février 2003 et en février 2006. Fluent est un solveur : il ne comporte pas de mailleur (le maillage doit être réalisé avec un logiciel de maillage, Gambit par exemple, qui est également édité par ANSYS). Fluent est un solveur très utilisé dans l'industrie et la R&D à travers le monde. Il est souvent considéré comme une référence dans le domaine de la modélisation fluide. Le paramétrage du modèle se fait par une interface graphique.

On lance le solveur FLUENT, on sélectionne (3D), **Serial** pour Processing Options et **display Mesh After Reading, Embed Graphics Windows, Workbench Color Scheme** pour Display Option aussi bien pour une double précision de calcul.

✚ Pour plus d'option en click sur. 

✚ La version de Fluent utiliser pour la simulation c'est V16.0.

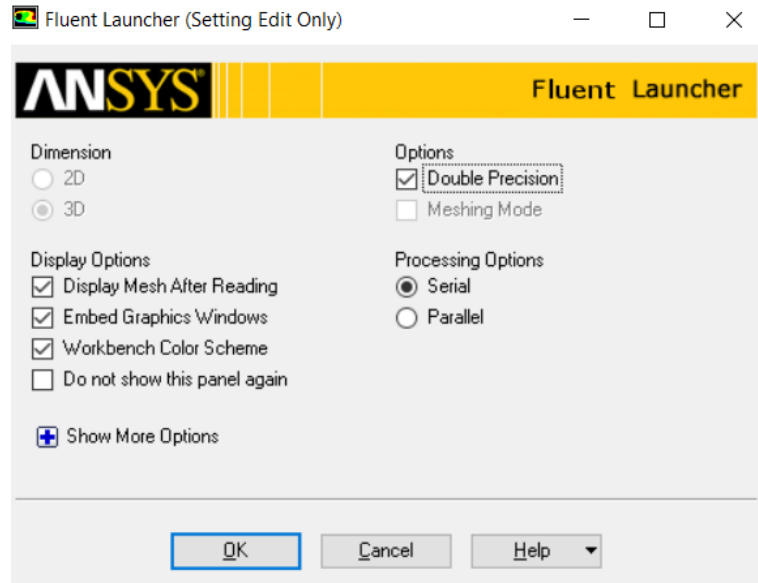


Figure IV-10: fenêtre d'accueil de logiciel fluent.

Les différentes étapes de simulations sous Fluent :

a) Importation de la géométrie après le maillage :

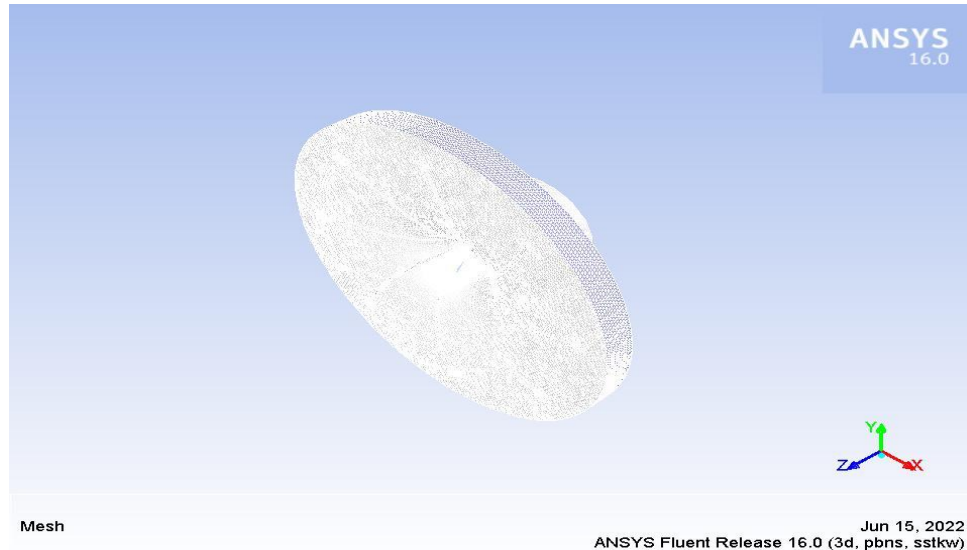


Figure IV-11: espace de travail de fluent.

- En remarque que les arrêtes de domaine de calcul (écoulement) ont des couleurs différentes (bleu face au profil, rouge derrière le profil et jaune sue les extrémités haut et bas de domaine Ces couleurs dues aux conditions limites donnés dans l'étape précédente (les entrées et les sortis ect....)

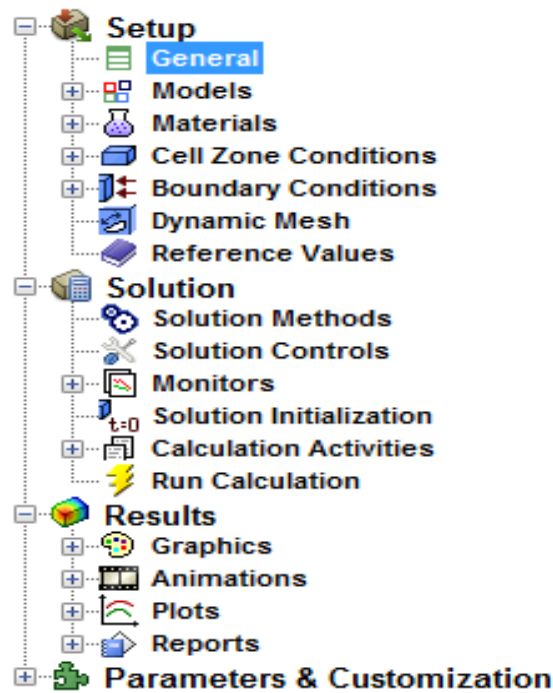


Figure IV-12: différentes étapes de simulation.

Les différentes étapes de simulation sont résumées de cette façon :

❖ Setup

1) General :

Dans cette étape on choisit les paramètres de solver tels que :

Type: pressure-Based

Velocity formulation: Absolute

Time: steady

3D space: planar

2) Models:

Dans cette étape on précise le type de l'écoulement

- Multiphase- off
- Energy-off

- turbulent **k- ω SST**
- Radiation-off
- Heat exchanger-off
- Species-off
- Discrete phase-off
- Solidification & Melting-off
- Acoustics-off

3) Matériels :

Dans cette étape en choisir le type de fluide et ces propres propriétaires dans notre cas c'est l'air, un cas effectué par une valeur non nulle de viscosité

1. Eau

4) Conditions aux limites Boundary Conditions

Dans cette étape on précise les conditions aux limites de l'écoulement tel que la vitesse et la température. Le tableau suivant représente ces différentes conditions en fonction des différents variables tels que le nombre de mach et la géométrie (profil) et l'angle d'attaque.

Tableau 6 : conditions limites à l'entrée de domaine d'écoulement (pressure inlet).

Inlet	
Type	Pressure inlet (Pa)
Valeur	600000
Outlet	
Type	Masse flow kg/s
Valeur	35
Blade	

Type	Moving Wall 
Valeur	2160 rpm
Top and Botton	
Type	Moving Wall
Valeur	2160 rpm
Fixed	
Type	Stationnaire Wall

❖ **Solution :**

Les déférents paramètres de cette étape sont résumés dans le tableau suivant :

Tableau 7 : paramètres de solver.

Solution Methods

<i>Pressure-Velocity</i>	SIMPLE	
	Gradient	Last Squares Based
<i>Spatial discretization</i>	Pressure	Standard
	Momentum	Second Order Upwind
	Turbulent Kinetic Energy	Second Order Upwind
	Turbulent Dissipation Rate	Ffirst Order Upwind

Solution Controls



Pressure

0.3

Density

1

Body Forces

1

Momentum

0.7

Turbulent Kinétique Energy

0.8

Turbulent Dissipation Rate

0.8

Turbulent Viscosité

1

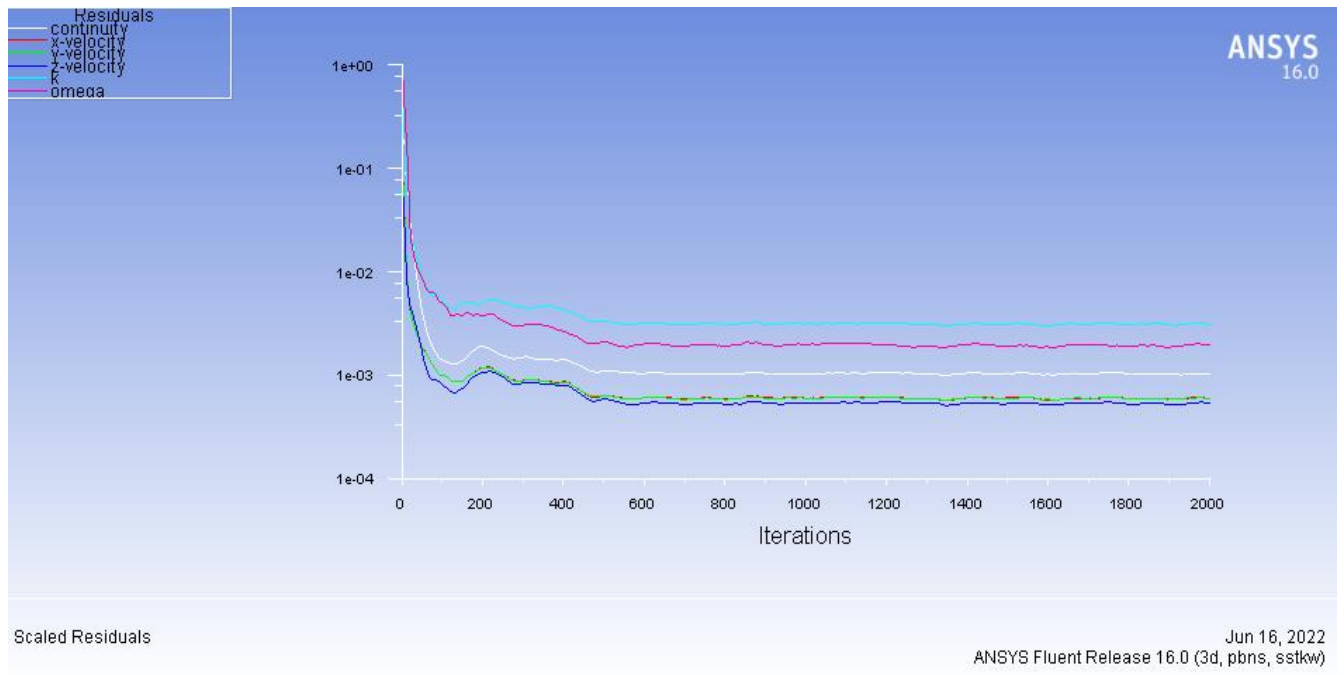


Figure IV-13: évaluation des résidus.

Mass flow net

kg/s

Inlet	-34.999157
Outlet	+34.999763
Net	0.00060653687

IV.9 Résultats et interprétation :

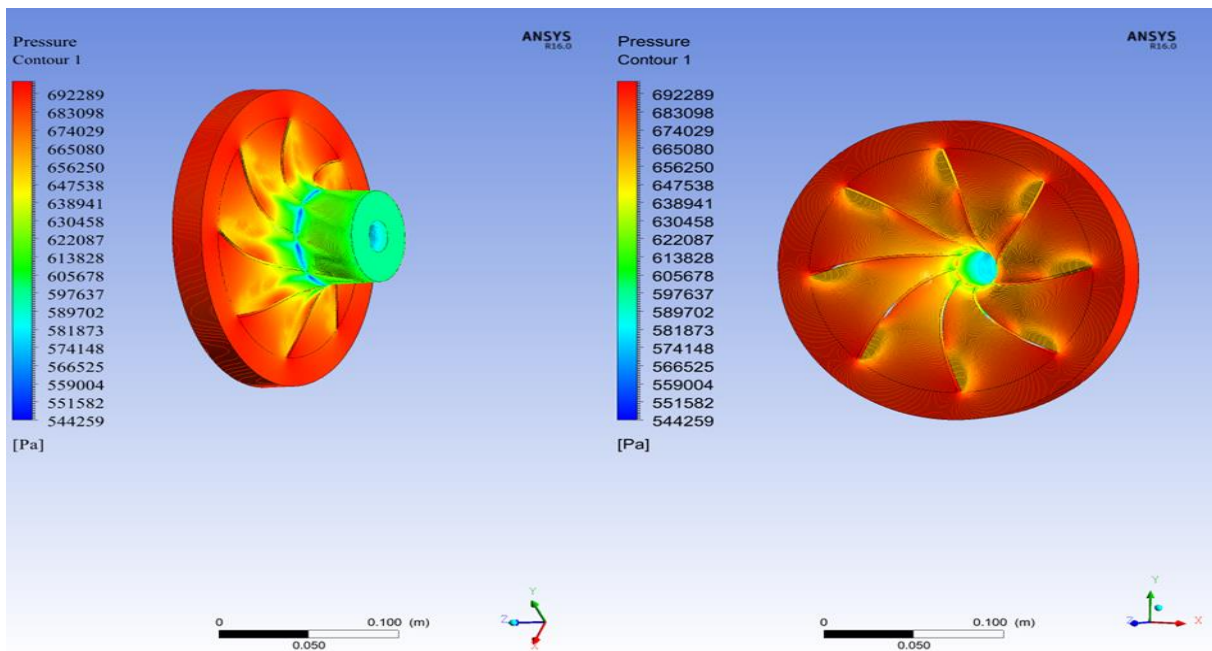


Figure IV-14: Contour de pression Dans le plan (XY).

La figure 14 présente la variation de la pression dans toutes différentes parties de la pompe. On remarque que la pression à l'entrée (**Inlet , 613828 Pa / 6.13 bar**) est inférieure à celle de la sortie elle augmente progressivement jusqu'à atteindre sa limite à la sortie (**Outlet 692289Pa/ 6.92 bar**), cette différence de pression due au vitesse de rotation de la pompe qui engendre un mouvement rotatif de fluide transférer ainsi que la création d'une force centrifuge qui augmente la pression de l'entrée à la sortie.

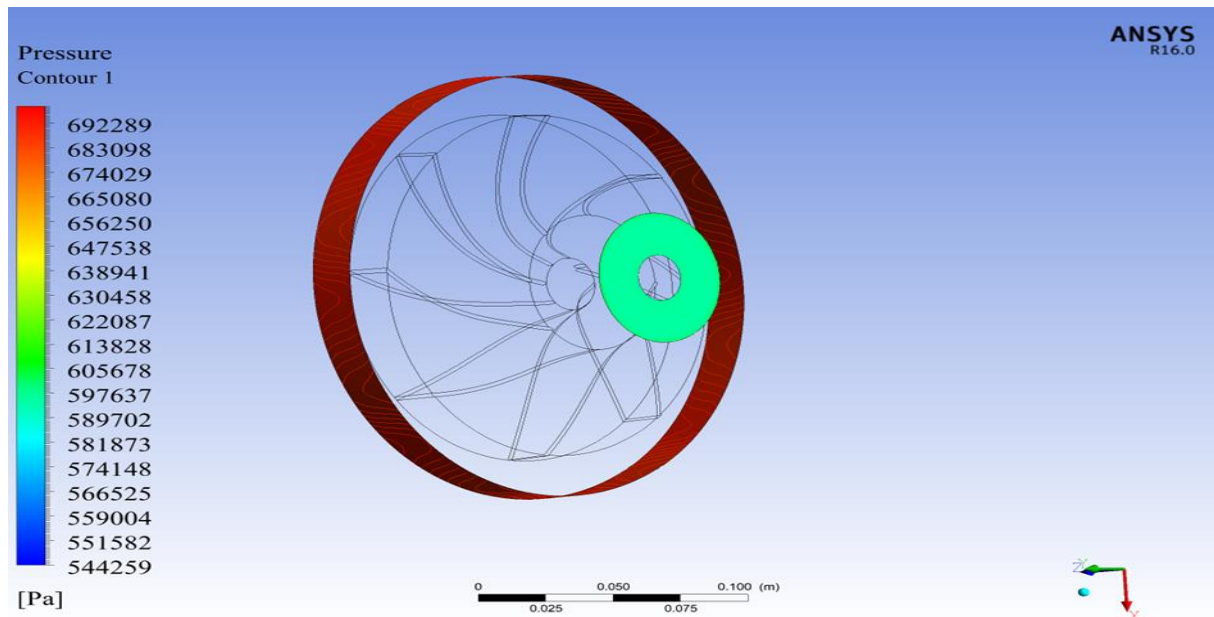


Figure IV-15: Contour de pression (inlet-outlet).

La figure 15 affirme l'hypothèse citée dans le paragraphe précédent de la figure 14 aussi en peut voir la différence de pression clairement entre l'entrée et la sortie.

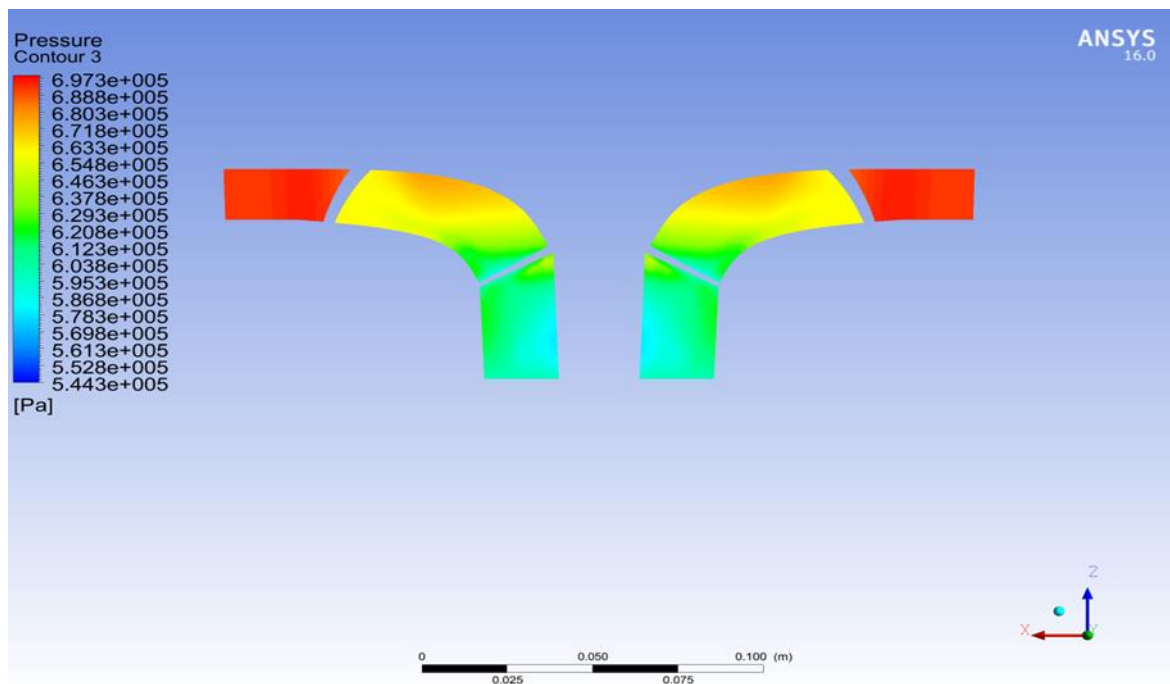


Figure IV-16: contour de pression dans le plan (XZ).

La figure 16 représente la pression sur les pales de la pompe centrifuge en remarque une augmentation progressive de la pression commençant par la base de la pale c'est l'extrémité supérieur de la pale qui maximal.

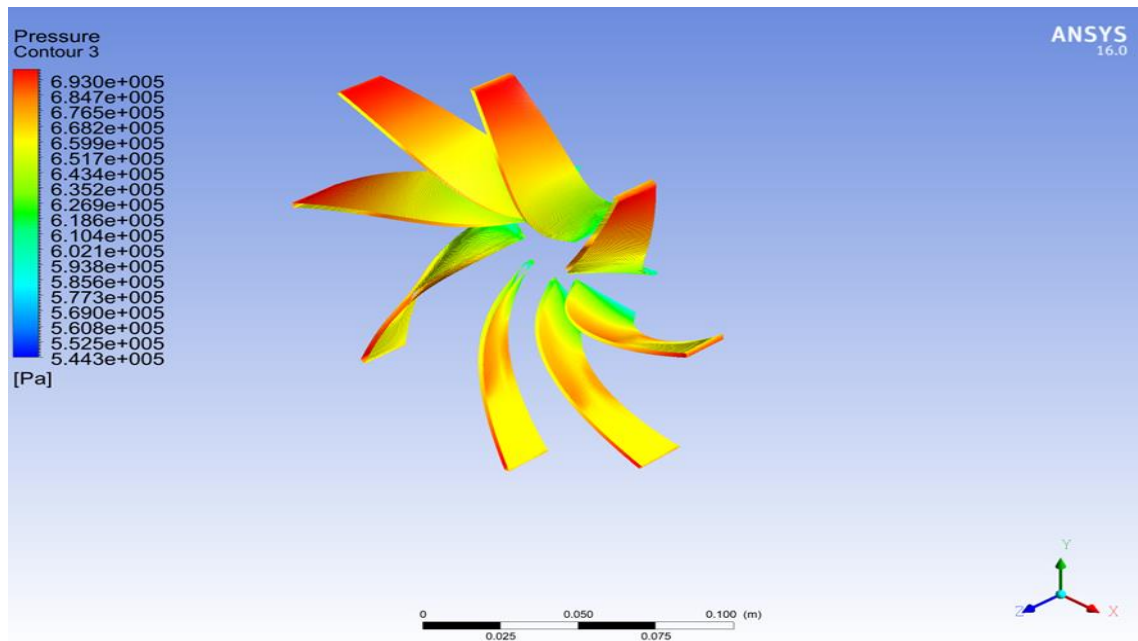


Figure IV-17: CONTOUR DE PRESSION (VUE 3D).

La figure 17 représente une vue 3D de la pression sur les pales de la pompe centrifuge en remarque une augmentation progressive de la pression commençant par la base de la pale c'est l'extrémité supérieure de la pale qui est maximale. Cette figure montre la répartition des champs des pressions statiques, on voit clairement la progression des champs des pressions statiques tout en se déplaçant de bas vers l'extrémité supérieure de la pale.

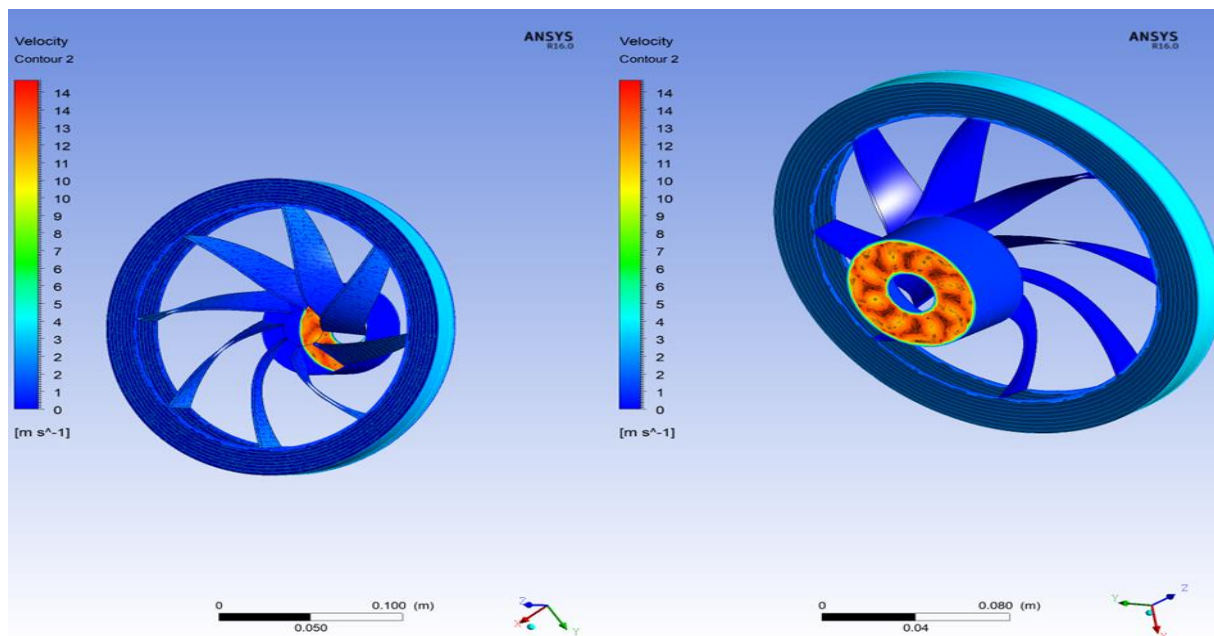


Figure IV-18: Contour de vitesse (vue 3D).

La **figure 18** représente une vue 3D de la vitesse sur les différents parois de la pompe centrifuge d'après l'analyse des résultats obtenus par le logiciel, on a constaté que la vitesse de fluide (eau) est nulle sur les parois de la volute, et l'entrée de casing (Casing Inlet).

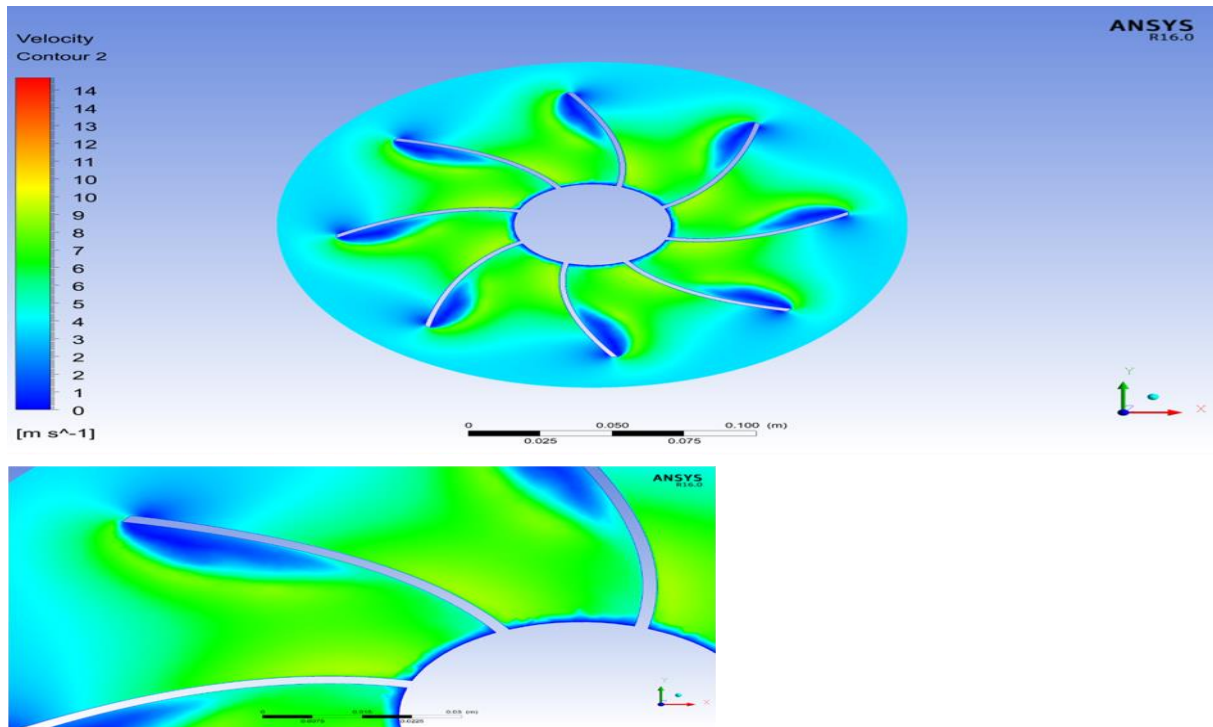


Figure IV-19: Contour de vitesse dans le plan (XY).

La **figure 19** représente une vue du plans (XY) et zoom de vue de la vitesse sur les différents parois et domaine fluide de la pompe centrifuge. Le zoom de la figure montre clairement, la couleur Blue qui signifie une valeur nulle de la vitesse près aux parois.

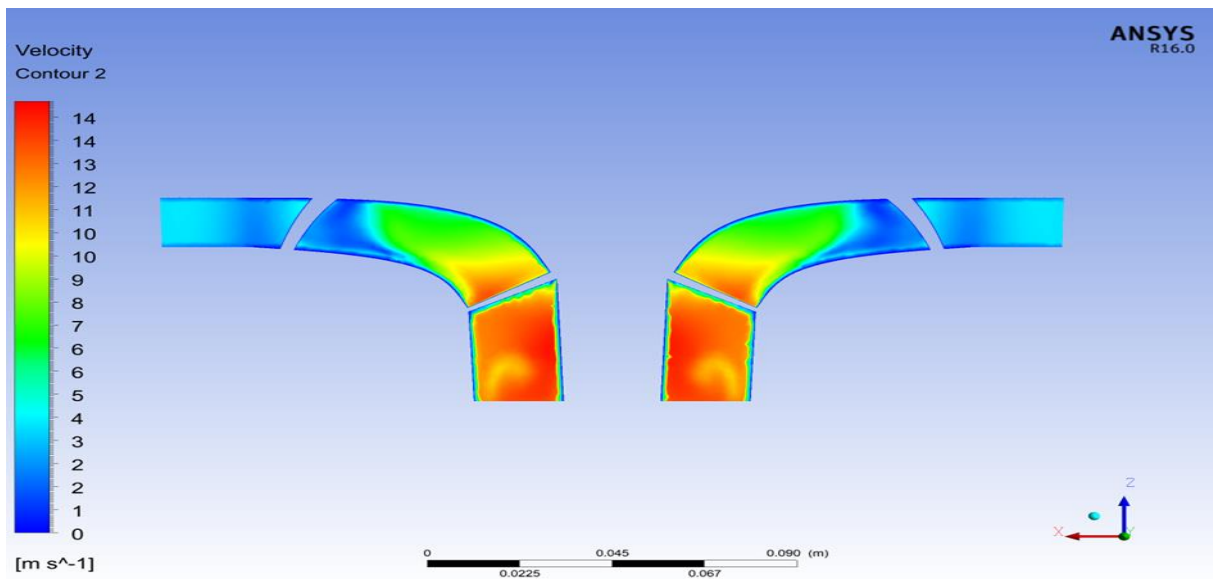


Figure IV-20: Contour de vitesse (XZ).

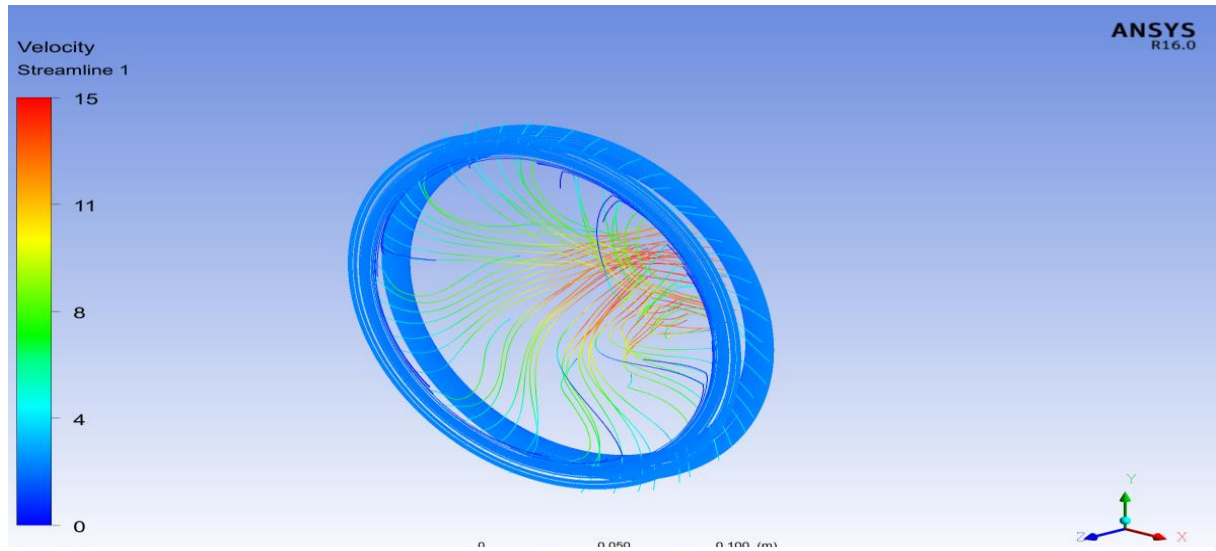


Figure IV-21: contour de vitesse (vue 3D).

Les figures 20 et 21 nous présentent la répartition de la vitesse dans le plan zx. À première vue, on remarque que la répartition de la vitesse relative sur les deux faces de la pale n'est pas uniforme. L'information sur la variation de la vitesse au niveau de l'aspiration de la pompe, est mieux exposée sur la figure (43). Et traduit parfaitement l'augmentation de la vitesse en se déplaçant de l'aspiration au refoulement de la machine, de plus il est remarquable qu'il existe une zone de détournement de fluide au niveau de l'extrados de l'aubage. On montre clairement la différence des champs des vitesses entre l'intrados et l'extrados de la pale et qu'elle est évidemment plus importante sur l'extrados.

Conclusion générale :

Ce travail d'étude et de simulation numérique de l'écoulement dans une pompe centrifuge a été dicté par le besoin principal de la compréhension des comportements des écoulements dans les turbomachines. Notre étude a été réalisée dans le but de simuler l'écoulement turbulent complexe à l'intérieur d'une pompe centrifuge munie de 08 pales. Cette simulation a été conçue à l'aide d'un programme nommé **ANSYS 16.0** ; ce dernier utilise comme programme de maillage « **Ansys Meshing** » et comme solveur (outil de simulation) le **Fluent 16.0**. La modélisation a été menée pour un régime turbulent de modèle **k- ω sst**, en utilisant un code numérique de calcul qui se base sur la méthode des volumes finis. Plusieurs configurations de distributions de vitesse et de pression ont été étudiées et discutées. De plus, des phénomènes très intéressants ont été observés et les résultats de cette étude révèlent que :

- La pression dans la roue augmente avec l'augmentation des vitesses de rotation.
- L'augmentation des vitesses de rotation produit une pression de refoulement plus élevée
- L'augmentation des vitesses de rotation permet à l'augmentation de la vitesse d'entraînement et par conséquent la vitesse de fluide qui conduit à l'augmentation des pertes de charge par chocs dues au vortex à l'intérieur de la pompe.
- Le modèle numérique utilisé prévoit très bien le comportement de fluide à l'intérieur de la pompe centrifuge.

Références Bibliographiques :

- [1] Rabeh Haoui, 2009. Turbomachines hydrauliques et thermiques. Edition Essabil.
- [2]] Lemasson G., 1982. Les machines transformatrices d'énergie. Tome 2, Delagrave.
- [3] Jean Poulain, 1996. Technique de l'ingénieur, traité de génie mécanique.
- [4] <https://www.hydrauliquesimple.com/moteur-pompe-hydraulique>.
- [5] Meiczylaw S., 1985. Pompy, Edition Warszawa.
- [6] AMINE BELAID, ETUDE ET CONCEPTION D'UNE POMPE CENTRIFUGE, mémoire de master en génie mécanique, option conception mécanique et productique, université Mohammed Khidher de Biskra 2017.
- [7] BERNARD, Techniques d'ingénieur (B 4320) Pompes Volumétriques pour Liquides, paris.
- [8] Ressource électronique, ANNEXE: Pompes centrifuge Notes de cours Mécanique des fluides.
- [9] Noguera R., 1987. Contribution à la maîtrise du dimensionnement des turbomachines axiales. Etude des débits partiels et de la cavitation. Th. d'Etat. Paris-VI
- [10] jean-PAUL BEAUDRY, jean-CLAUDE ROLLAND Livre, mecanique des fluides appliquee, berger, 2005.
- [11] allali Ahmed ;2016. thèse de doctorat/contribution a la conception d'une pompe centrifuge.
- [12] Moisés Salvador SOLIS COAGUILA, 2011. Fluctuations de pression dans les pompes centrifuges Thèse de doctorat. Institut des sciences et technologie, Paris.
- [13] Miguel asuaje., 2003. Methodology and optimisation in the design and analysis of turbomachinery performance with incompressible fluid. Doctorate thesis: ENSAM-Paris .
- [14] Adam T. Troskolanski, 1977. Les turbopompes (théorie, tracé, construction). Édition EYROLES 61, boulevard Saint.
- [15] M. H. Shojae Fard and F.A. Boyaghchi ., 2007. Studies on the Influence of Various Blade Outlet Angles in À Centrifugal Pump when Handling Viscous Fluids. American Journal of Applied Sciences 4 (9): 718-724.
- [16] Documentations CFX 2003 1 (1) Solver Theory 1 (2) Turbulence And Near Wall Theory.
- [17] Lemasson G., 1982. Les machines transformatrices d'énergie. Tome 2, Delagrave.
- [18] Ranasinghe, C.P., Development of combustion models for RANS and LES applications in SI engines. 2013, Thèse de doctorat, Loughborough University
- [19] Fichet, V., Modélisation de la combustion du gaz naturel par réseaux de réacteurs avec cinétique chimique détaillée. 2008, Thèse de doctorat. Ecole Centrale Paris.
- [20] Hockett, A., Computational and experimental study on combustion processes in natural gas/diesel dual fuel 2015, Thèse de doctorat, Colorado State University. Libraries.

- [21] Wang, Y., Numerical Studies of Flow and Associated Losses in the Exhaust Port of a Diesel Engine. 2013, Thèse de doctorat, KTH Royal Institute of Technology.
- [22] De Luca, M., Contribution à la modélisation de la pulvérisation d'un liquide phytosanitaire en vue de réduire les pollutions. 2007, Thèse de doctorat, Université de la Méditerranée, Aix-Marseille II.
- [23] 1st international conference from scientific computing to computational engineering athens ,8-10 september.
- [24] Izard, J.-F., Contribution à la modélisation de la combustion non-prémélangée turbulente dans les écoulements rapides. 2009, Thèse de doctorat. ISAE-ENSMA-Poitiers.
- [25] Du, J., Combustion CFD Simulation. 2000, Université Laval Québec.
- [26] Ansys inc., ANSYS-CFX, User Manual, 2008.