



UNIVERSITE DE KASDI MERBAH
Faculté des hydrocarbures et des énergies renouvelable
et sciences de la terre et de l'univers



Département de forage et de mécanique des chantiers pétroliers

Mémoire de fin d'études

En vue de l'obtention du Diplôme de Master Professionnel
en mécaniques des chantiers pétroliers
Option : Mécanique des chantiers pétroliers

Présenté par :

Kedjough Ismail

Khattab Redouane

Theme

Etude, Conception et simulation d'une pompe centrifuge

Soutenu le : 15/06/2019

Devant le jury

<u>Nom & Prénom</u>	<u>Grade</u>	<u>Qualité</u>	<u>Université</u>
Mr. Bouchireb Abdelouahab	M.C.A	Président	U K M Ouargla.
Mr. Bouksani Mohamed	M.C.B	Encadreur	U K M Ouargla.
Mr. Rezaiguia Issam	M.C.B	Examinatrice	U K M Ouargla.

Remerciements

Je remercie ALLAH tout puissant de nous avoir beaucoup aidés pour élaborer ce travail. Toutes nos infinies gratitudees à notre promoteur, Monsieur Bouksani Mohamed pour son encadrement et ses aides précieuses.

Nous tenons aussi à remercier tous les enseignants qui n'ont préservés aucun effort à fin de transmettre leur savoir et leurs expériences aux étudiants.

Nous tenons à remercier nos amis qui nous ont toujours soutenus et qui sans eux ce mémoire n'aura pas eu lieu.

Dédicace

Je dédie ce travail :

Aux êtres les plus chers, mes parents qui étaient toujours à mes côtés et m'ont toujours soutenu tout au long de ces longues années d'études. En signe de reconnaissance, qu'ils trouvent ici, l'expression de ma profonde gratitude pour tout ce qu'ils ont consenti d'efforts et de moyens pour me voir réussir dans mes études.

A mes chers frères: Mohammed, Abdou, Bilel. A mes chères sœurs: Chahra et son marie Hamza, Khadidja et son marie Walid, Hiba, et Kawther. A mes fils de mes soeurs: Louai, Ayoub, Tasnim, Zamzem, et Chouaib, et toutes la famille Kedjough.

A mon frère Redhwan Khattab que je respecte énormément. Aussi A tout mes amis qui sont toujours avec moi: Chaker, Dadi, Noussa, Nazim, Djamel, Kimou, Sami, Hamoudi, Okba, Koukou, Housseem, Zouka, Yahia, Noredine, Fouda, Merouane, Hafid, Sohaib, Badri, Mahdi, Nawri, Moussa, Belahwel, Dahman, A. Rahim, Islem, Didou, Rachid, Hakou, Ahmed, Jihed, Omar, Othman, Akram, Saleh, Ihab, Lamine et tout mes collègues.

JE DÉDIE CE MODESTE TRAVAIL

À CEUX QUI ONT CONSACRÉ TOUTE LEURS VIES POUR LA
RÉUSSITE DE LEURS ENFANTS, MES CHERS PARENTS.

MA VIE MAMAN ET LE GRAND SALEH

À MES FRÈRES MON CŒUR HICHAM, BOUMEDIEN,
ABDELJABAR OKBA QUE JE LES SOUHAITE UNE BELLE VIE
PLEIN DE RÉUSSITE ET DE BONHEUR.

AINSI QU'À TOUTE LA FAMILLE KHATTAB ET BEN TORKI ET
HANA

À TOUS QUI EST PROCHE DE MON CŒUR.

COMME JE LE DÉDIE ÉGALEMENT À TOUS MES AMIS SANS
EXCEPTION DE

BISKRA ET UNIV.OUARGLA

Liste des symboles

u : vitesse d'entraînement [m/s].

w : la vitesse relative du fluide [m/s].

C : la vitesse absolue [m/s].

β : l'angle (w, u) [°].

α : l'angle (c, u) [°].

C_u : la composante tangentielle de la vitesse absolue projetée dans la direction de U [m/s].

C_x : le composant dans la direction axiale [m/s].

C_m : la composante méridionale de la vitesse C [m/s].

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

h : nombre de Reynolds [sans unité].

L : l'échelle intégrale.

H : la longueur d'une maille [m].

N : le nombre de nœuds.

U_i : la valeur moyenne de la vitesse et u_i [m/s].

P : forces volumiques [N/m³].

τ_{ij} : contraintes de Reynolds [Pa].

ν_t : la viscosité turbulente [Pa.s].

k : l'énergie cinétique turbulente massique [m².s⁻²].

C_μ ; $C_{\epsilon 1}$; $C_{\epsilon 2}$; σ_k ; σ_ϵ : Ces constantes sont obtenues empiriquement.

μ_t : la viscosité turbulente [Pa.s].

P_t : pression total [Pa].

P : pression [Pa].

V : vitesse [m/s].

M : le nombre de Mach [sans unité].

γ : gamma [sans unité].

S_c : la partie constante qui ne dépend pas explicitement de S_p .

j_e, j_w, j_n, j_s : les flux totaux intégrés sur chaque face de volume de contrôle.

S_p : la pente de Φ_p .

a_p, a_i: les coefficients linéarisés pour Φ et Φ_i .

i (E, W, N, S) : indice se réfère à des cellules voisines.

b : nombre qui dépend de terme source des cellules voisines.

R^Φ : la solution converge.

Q : débit de la pompe [m³/s].

N : vitesse de rotation de la roue [tr/min].

D : diamètre de référence [m].

g : gravité [m/s²].

ρ : masse volumique [Kg/s].

Pa : [W] La puissance absorbée par la pompe.

T : le couple appliqué à la roue en [N.m].

ω : la vitesse angulaire rad/s].

H: la hauteur Euler [m].

Liste des figures

Fig. I.1: Illustration d'une roue à godets chinoise.	3
Fig. I.2 : Gamme d'utilisation des turbopompes et des pompes volumétriques.	4
Fig. I.3: Pompe à palettes libres	6
Fig. I.4: Pompe à palettes flexibles.	6
Fig. I.5: Pompes à engrenages extérieurs.	7
Fig. I.6: Pompes à vis.	8
Fig. I.7: pompe à membrane.	8
Fig. I.8: pompe à piston.	9
Fig. I.9 : Représentation d'une pompe axiale à écoulement axial.	10
Fig. I.10 : Pompe hélices.	11
Fig. I.11: Représentation d'une pompe hélico-centrifuge à écoulement diagonal.	11
Fig. I.12 : pompe hélico-centrifuges.	12
Fig. I.13: Représentation d'une pompe centrifuge à écoulement radial.	12
Fig. I.14 Constitution d'une pompe.	13
Fig. II. 1: Schéma d'une pompe centrifuge.	16
Fig. II. 2 : Différents organes d'une pompe centrifuge.	17
Fig. II. 3: Répartition de la vitesse et de la pression dans une pompe centrifuge.	18
Fig. II. 4 : Ecoulement du liquide à l'intérieur d'une roue à aubes.	19
Fig. II. 5 : Triangles des vitesses à l'entrée (a) et à la sortie (b) de la roue.	20
Fig. II.6 : Hauteur théorique en fonction de débit selon le signe de β_2 .	21
Fig. II. 7: Hauteur réelle d'une pompe centrifuge.	22
Fig. II. 8 : Courbe caractéristique hauteur en fonction du débit.	22
Fig. II. 9: Courbes caractéristiques: Hauteur, rendement et puissance absorbée en fonction de débit.	23
Fig. II. 10 : Courbes caractéristiques de $NPSH_{requis}$ & $disp$ en fonction de débit.	24
Fig. II. 11 : Dégâts de Cavitation sur les éléments d'une pompe centrifuge.	25
Fig. II. 12 : Le point de fonctionnement d'une pompe.	25
Fig. III 1 : Vue d'ensemble de la méthode de résolution couplée.	34
Fig. III .2 : Maillages structurés et non structurés.	36
Fig. III .3 : Test de convergence en maillage.	38
Fig. III. 4: Géométrie originale.	38
Fig. III. 5: Géométrie discrétisée.	38
Fig. IV.1: Présentation du domaine d'étude (vue Isométrique).	42

Fig. IV.2 : les différents types de mailles utilisées en volumes finis par Fluent.	43
Fig. IV.3: Maillage de la zone d'entrée. (Inlet).	44
Fig. IV.4: Maillage de la zone de sortie. (Outlet).	44
Fig. IV.5:Maillage de zone de roue. (Impeller zone).	45
Fig. IV.6: Volume de contrôle.	45
Fig. V.1: Allures de l'évolution des résidus de calcul.	51
Fig. V.2 Champ de vitesse de fluide dans la pompe.	53
Fig. V.3 Champ de vitesse de fluide dans la pompe (Streamline).	53
Fig. V.4 Champ de vitesse relative (w).	54
Fig. V.5 Champ de la pression dans la pompe (Wall Casing).	55
Fig. V.6 Champ de la pression dans la pompe.	55
Fig. V.7 Champ de la pression totale.	54

Liste des Tableaux

Tableau I .1: Classification des pompes.	5
Tableau II .1: Classification des pompes.	5
Tableau IV. 1. les performances de la pompe centrifuge.	40
Tableau IV. 9. Les résultats obtenus sous CFD-Post.	41

Sommaire

Liste des symboles.

Liste des figures.

Liste des tableaux.

INTRODUCTION GENERALE 1

Chapitre I : GENERALITES SUR LES POMPES

I.1. Introduction.	3
I.2. Historique.	3
I.3 Différents types des pompes.	4
I.3.1 Les pompes volumétriques.	5
I.3.1.1. Les pompes volumétriques rotatives.	5
I.3.1.1.1 Pompes à palettes libres.	6
I.3.1.1.2. Pompes à palettes flexibles.	6
I.3.1.1.3 Pompes à engrenages extérieurs.	7
I.3.1.1.4 Pompes à vis.	7
I.3.1.2 Les pompes volumétriques alternatives.	8
I.3.1.2.1 Pompes à membrane.	8
I.3.1.2.1 Pompes à piston.	9
I.3.2 Les turbopompes ou pompes rotodynamique.	10
I.3.2.1. Pompes à hélices (axiales).	10
I.3.2.2. Pompes à hélico-centrifuges.	11
I.3.2.3. Pompes centrifuges.	12

Chapitre II : LES POMPES CENTRIFUGES

II.1 Introduction.	14
II.2 Domaines d'application.	14
II. 3. Classification des pompes centrifuges.	14
II. 4. Description d'une pompe centrifuge.	15
II. 5. Principe de fonctionnement.	17
II. 6. Théorie des pompes centrifuges.	18
II. 6. 1. Triangle des vitesses.	18
II. 6. 2. Caractéristiques et performances.	20
II. 6. 2.1. Hauteur théorique.	20

II. 6. 2.2. Hauteur réelle : $H_{mt} - Débit$.	22
II. 6. 2. 3. Caractéristique : Rendement, Puissance – Débit.	23
II. 6. 2. 4. Caractéristique : NPSH – Débit.	24
II. 6. 3. Cavitation.	24
II. 6. 4. Point de fonctionnement.	25
II. 7. Avantages et inconvénients des pompes centrifuges.	26

Chapitre III : SIMULATION NUMERIQUE D’UN ECOULEMENT DANS UNE POMPE

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.	28
III.2.3 Équation de continuité en régime laminaire.	28
III.2.4 Equations de Navier-Stokes en régime laminaire.	29
III.3 Simulation des écoulements turbulents.	29
III.3.1 La Simulation Numérique Directe (DNS).	29
III.3.2 La Simulation des Grandes Echelles (LES).	30
III.3.3 Modèles de turbulence de type RANS.	30
III.3.3. 1 La moyenne de Reynolds.	30
III.3.3. 2 Modélisation de la turbulence.	31
III.3.3. 2.1 modèle $k - \epsilon$.	31
III.3.3.2.2 Modèle $k - \omega$ SST.	33
III. 4. Méthodes numériques.	33
III. 5. Résolutions des équations.	35
III. 6 Maillage.	35
III .6.1 Composants du maillage.	36
III .6.2 Choix du type de maillage.	36
III .6. 2. 1. Maillage structuré (quadra/hexa).	36
III. 6. 2 .2. Maillage non structuré (tri/tétra).	37
III. 6. 2 .3. Maillage hybride.	37
III. 6.3 Techniques générales de génération du maillage.	37
III. 6. 4 Convergence en maillage.	37
III. 7. Discrétisation et les conditions aux limites.	38

III. 7. 1. Opération conditions.	38
III .7.2 Les conditions aux limites.	39

Chapitre IV : SIMULATION NUMERIQUE PAR UN LOGICIEL

IV.1. Introduction.	41
IV.2. Présentation de code de calcul ANSYS Fluent.	41
IV.3. Géométrie.	42
IV.4. Le maillage.	43
IV.5. Méthode de résolution.	45
IV.6. Conditions aux limites de fluide.	49
IV.7. Critère de convergence.	50

Chapitre IV : ETUDE DES PERFORMANCES D'UNE POMPE CENTRIFUGE

V.1. Introduction.	51
V.2. Prise en main du logiciel.	52
V.3. Résultat à la vitesse de rotation $N=1500$ tr/min.	52
V.3.1. Evolution de la vitesse.	52
V. 3. 2. Evolution de Pression.	54

CONCLUSION GENERALE 59

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES 60

Introduction générale

L'évolution de la science ne cesse de nous rendre la vie plus simple dans tous les domaines de la technologie. Particulièrement, dans de la dynamique des fluides comme le secteur du transport 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 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 d'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 régissant les écoulements. Ceci a permis la résolution numérique des équations de Navier-Stokes tridimensionnel de l'écoulement de fluide dans les turbomachines, tout en tenant compte de l'effet de la viscosité et de la turbulence. Ce progrès a fait de la modalisation numérique d'écoulement ou CFD (Computational Fluids Dynamics) un outil de plus en plus important pour le développement et l'optimisation du dimensionnement des turbomachines.

Dans le premier chapitre, l'historique et des généralités sur les pompes, spécifiquement les pompes centrifuges, les caractéristiques géométriques, et toutes les courbes qui les caractérisent. Après, dans le deuxième chapitre est purement consacré à la mécanique des

fluides, 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 aussi 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 $k-\omega$ ou transport des contraintes de cisaillement turbulentes.

Le dernier chapitre est 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. Les résultats sont présentés sur des figures qui reflètent les distributions des vitesses et des pressions en différentes localisations de notre modèle géométrique de la pompe centrifuge.

Enfin, la conclusion générale du travail de recherche sera exposée afin de souligner les points essentiels que nous allons aborder.

Chapitre I :
GENERALITES
SUR LES
POMPES

I. 1. Introduction

Les pompes sont des machines servant à élever les liquides ou les mélanges de liquides d'un niveau inférieur à un niveau supérieur, ou refouler les liquides d'une région à faible pression vers une région à haute pression. Le fonctionnement d'une pompe consiste à produire une différence de pression entre la région d'aspiration et la région de refoulement au moyen de l'organe actif (piston, roue,...etc.) de la pompe.

L'augmentation de la pression du liquide véhiculé par la pompe a lieu à la suite de la transformation de l'énergie mécanique fournie par un moteur entraînant cette pompe en une augmentation de l'énergie hydraulique qui est acquise par le liquide entre l'entrée et la sortie de la pompe.

Du point de vue physique, la pompe transforme l'énergie mécanique de son moteur d'entraînement en énergie hydraulique.

I. 2. Historique:

Lorsque nous considérons les pompes et leur histoire, nous pouvons nous rappeler que, depuis les tous premiers temps, les hommes ont recherché des moyens techniques pour amener les fluides (notamment l'eau) à un niveau plus élevé. Cette opération était utilisée pour irriguer les champs et remplir les fossés qui entouraient les villes et les châteaux fortifiés. L'outil de bol le plus simple est la main humaine. Avec deux mains, c'est encore mieux.



Fig. I.1: Illustration d'une roue à godets chinoise. [1]

Cependant, nos ancêtres préhistoriques ont rapidement eu l'idée de transformer des cuves d'argile en bols. Il s'agit de la première étape vers l'invention du seau. Plusieurs seaux étaient ensuite suspendus sur une chaîne ou une roue. Les hommes ou les animaux utilisaient leur énergie pour mettre ces bols à eau en mouvement et soulever l'eau. Des fouilles archéologiques ont mis à découvert des transporteurs de seaux de ce type en Égypte et en Chine à partir d'environ 1000 avant JC. L'illustration suivante est une reconstitution d'une

roue à godets chinoise. Il s'agit d'une roue reliée à des godets en argile qui versent l'eau lorsqu'ils atteignent le sommet.

I. 3. Différents types des pompes

Les pompes sont des appareils permettant un transfert d'énergie entre le fluide et un dispositif mécanique convenable. Suivant les conditions d'utilisation, ces machines communiquent au fluide soit principalement de l'énergie potentielle par accroissement de la pression en aval, soit principalement de l'énergie cinétique par la mise en mouvement du fluide.

L'énergie requise pour faire fonctionner ces machines dépend donc des nombreux facteurs rencontrés dans l'étude des écoulements :

- Les propriétés du fluide : masse volumique, viscosité, compressibilité.
- Les caractéristiques de l'installation : longueur, diamètre, rugosité, singularités ...
- Les caractéristiques de l'écoulement : vitesse, débit, hauteur d'élévation, pression ...

Devant la grande diversité de situations possibles, on trouve un grand nombre de machines que l'on peut classer en deux grands groupes:

- les pompes volumétriques dont l'écoulement résulte d'une variation de volume de l'espace occupé par le liquide.
- les pompes centrifuges où le mouvement du fluide est généré par la force centrifuge.

L'utilisation d'un type de pompes ou d'un autre dépend des conditions d'écoulement du fluide. De manière générale, si on veut augmenter la pression d'un fluide on utilisera plutôt les pompes volumétriques, tandis que si on veut augmenter le débit on utilisera plutôt les pompes centrifuges.

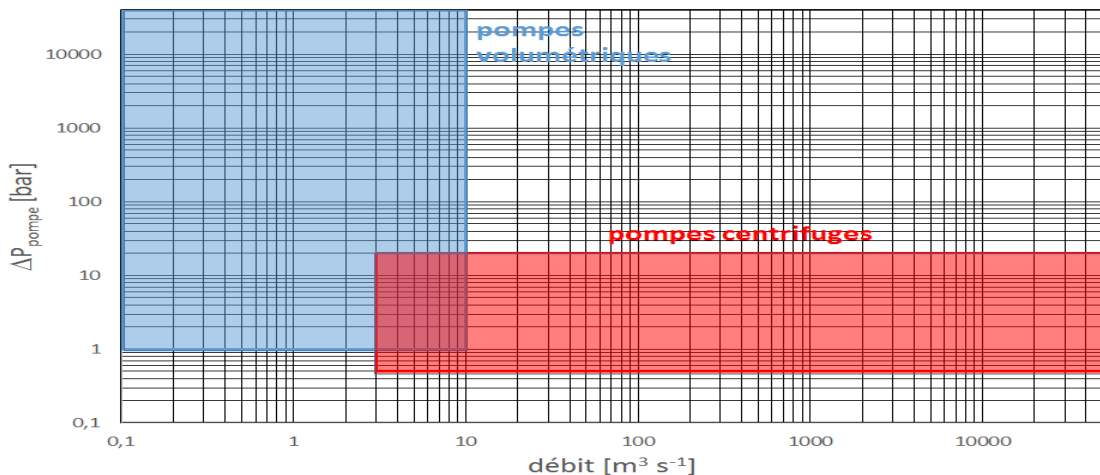


Fig. I.2 : Gamme d'utilisation des turbopompes et des pompes volumétriques

Catégories	Type	Structure
Centrifuge (Turbopompes ou Roto-dynamique)	Mono étage	- à volute - à diffuseur - verticale
	Multi étages	- héléco -centrifuge - axiale
Volumétrique	Rotatives	- à engrenages - à vis - à palettes
	Alternatives	- à piston - à membrane

Tableau I .1: Classification des pompes. [1]

I. 3. 1 Les pompes volumétriques:

Elles transportent le fluide grâce à un changement de volume à l'intérieure d'une ou plusieurs cavité. Dans son principe général, une pompe volumétrique se compose d'un corps de pompe parfaitement clos à l'intérieur dans laquelle se déplace un élément mobile rigoureusement ajusté, leur fonctionnement repose sur le principe suivant :

- L'exécution d'un mouvement cyclique.
- Pendant un cycle, un volume déterminé de liquide pénètre dans un compartiment avant d'être refouler à la fin.

Ce mouvement permet le déplacement du liquide entre l'orifice d'aspiration et celui de refoulement. En distingue généralement :

- ❖ les pompes volumétriques rotatives.
- ❖ les pompes volumétriques alternatives.

I. 3. 1. 1. Les pompes volumétriques rotatives:

Ces pompes sont constituées par une pièce mobile animée d'un mouvement de rotation circulaire autour d'un axe, qui tourne dans une enveloppe (le corps) et crée le mouvement du fluide pompé par déplacement d'un volume depuis l'aspiration jusqu'au refoulement.

Les principaux types de pompes sont les suivants : à palettes, engrenages, vis.

I.3.1.1.1 Pompes à palettes libres:

Le principe est le suivant : un corps cylindrique dans lequel tourne un tambour excentré par rapport au corps de pompe entraîne des palettes libres (généralement six). Celles-ci sont plaquées contre le corps par la force centrifuge développée par la rotation du tambour ou par des ressorts qui poussent les palettes.

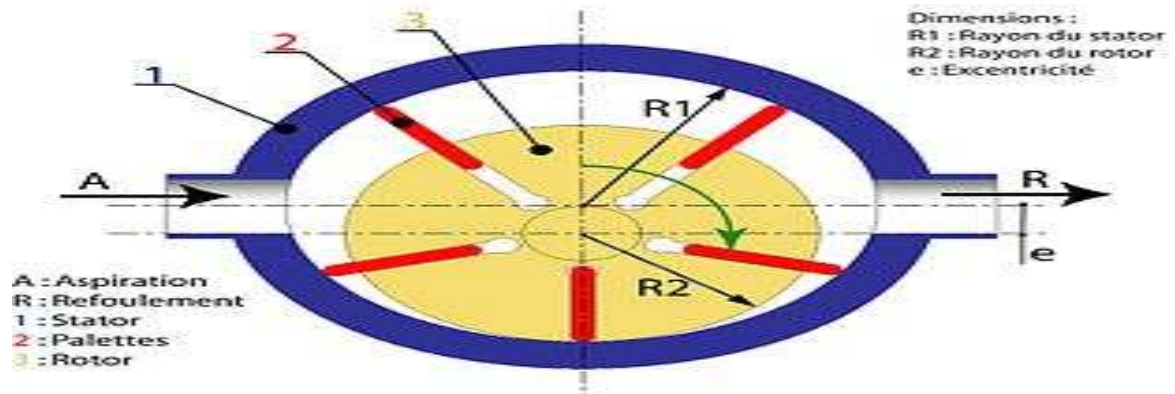


Fig. I.3: Pompe à palettes libres. [1]

Ces pompes sont caractérisées par des débits de quelques dizaines de m^3/h , des vitesses de rotation de quelques dizaines de tours à 1 500 tr/min et des pressions au refoulement de quelques bars (sauf pour les pompes hydrauliques pour lesquelles la pression peut atteindre 150 à 200 bar). Elles conviennent aux liquides peu visqueux et sont de maintenance aisée.

I.3.1.1.2 Pompes à palettes flexibles:

L'ensemble rotor-palettes est en élastomère. Il entraîne le liquide jusqu'au refoulement où les palettes sont fléchies par la plaque de compression et permettent l'expulsion du liquide. Comme toutes les pompes à palettes, ces pompes n'entraînent ni brassage, ni laminage, ni émulsion du produit. Elles peuvent également pomper des particules solides. Les caractéristiques débits, vitesse, pression sont sensiblement identiques aux précédentes.

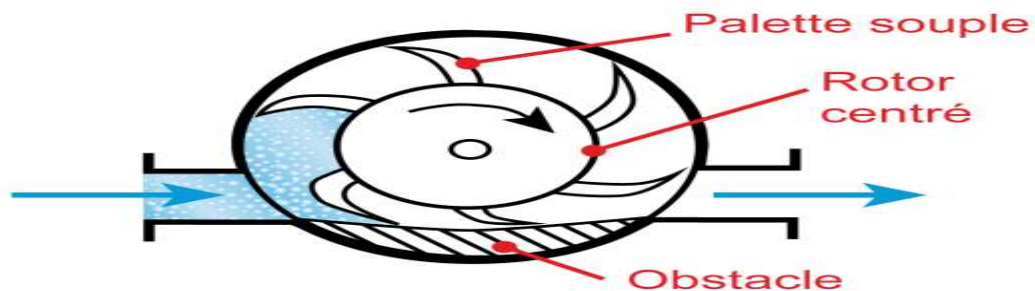


Fig. I.4: Pompe à palettes flexibles. [1]

I.3.1.1.3 Pompes à engrenages extérieurs:

Ce type de pompe comporte un grand nombre de variantes qui diffèrent entre elles soit par la disposition, soit par la forme des engrenages. Dans tous les cas, le principe consiste à aspirer le liquide dans l'espace compris entre deux dents consécutives et à le faire passer vers la section de refoulement. Les pompes à engrenages peuvent avoir une denture droite, hélicoïdale, ou encore à chevrons. Cette dernière solution présente l'avantage de rendre le mouvement plus uniforme.

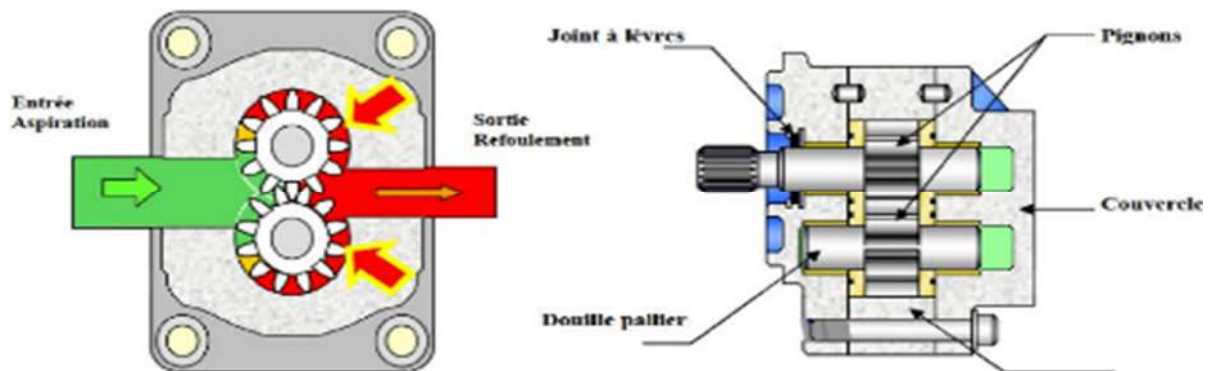


Fig. I.5: Pompes à engrenages extérieurs[1]

Ces pompes peuvent tourner vite (2 000 à 3 000 tr/min), elles sont relativement silencieuses et permettent d'atteindre des pressions moyennes au refoulement de l'ordre de 20 à 50 bars. Par contre, elles nécessitent d'avoir quatre coussinets, et deux ou quatre boîtiers d'étanchéité suivant le principe d'entraînement des engrenages.

Enfin, elles n'admettent pas le passage de particules solides sous peine de destruction totale.

I. 3.1.1.4 Pompes à vis:

Elles sont formées de deux ou trois vis suivant les modèles. Dans le cas d'une pompe à trois vis, la vis centrale seule est motrice, les deux autres sont entraînées par la première.

Dans le cas d'une pompe à deux vis, celles-ci sont souvent toutes deux entraînées par un jeu de pignons extérieurs. Ces pompes peuvent tourner vite (3 000 tr/min). Elles sont silencieuses et permettent d'atteindre des pressions assez élevées (100 bar). Par contre, elles n'admettent pas de particules solides

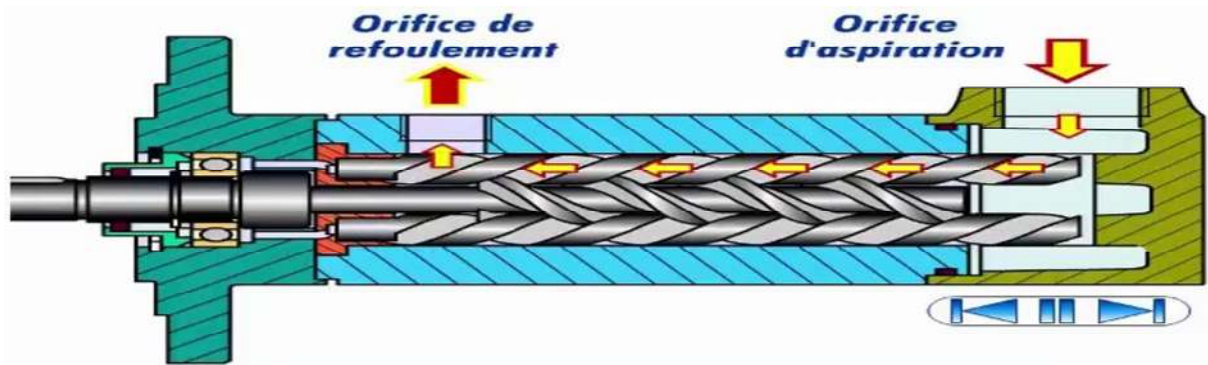


Fig. I.6: Pompes à vis. [1]

I.3.1.2 Les pompes volumétriques alternatives:

Ces pompes sont caractérisées par le fait que la pièce mobile est animée d'un mouvement alternatif. Les principaux types de pompes sont les suivants : à membrane ou à piston.

I.3.1.2.1 Pompe à membrane:

Le déplacement du piston est remplacé par les déformations alternatives d'une membrane en matériau élastique (caoutchouc, élastomère, Néoprène, Viton, etc.). Ces déformations produisent les phases d'aspiration et de refoulement que l'on retrouve dans toute pompe alternative.

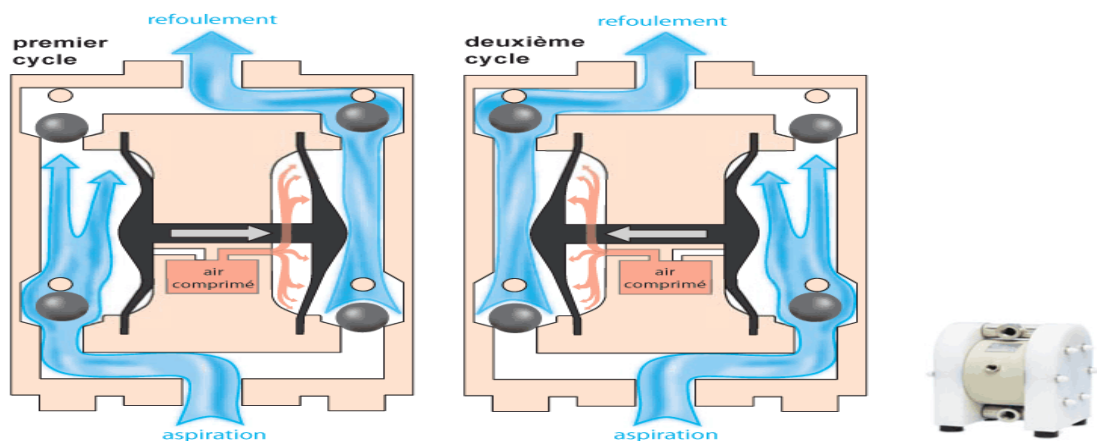


Fig. I.6: Pompes à membrane[1]

Actuellement, les pompes à membranes sont constituées de deux membranes, ce qui permet d'avoir des pompes à double effet. Elles ont l'avantage de pouvoir pomper à peu près n'importe quel liquide : chargé, abrasif, acide, visqueux ou non. Cependant, elles ne conviennent que pour des débits moyens de l'ordre de $80 \text{ m}^3/\text{h}$, pour des températures inférieures à 150° et des viscosités faibles.

I.3.1.2.2 Pompes à piston:

Elles peuvent être à simple effet et, dans ce cas, le piston n'a qu'une seule phase active (premier temps : aspiration, deuxième temps : refoulement) sur les deux que comporte le cycle. Elles peuvent être à double effet et, dans ce cas, le piston est actif dans les deux phases, celles-ci étant à la fois phase d'aspiration et phase de refoulement. Cela permet un débit deux fois plus important et une régularité plus grande dans le débit.

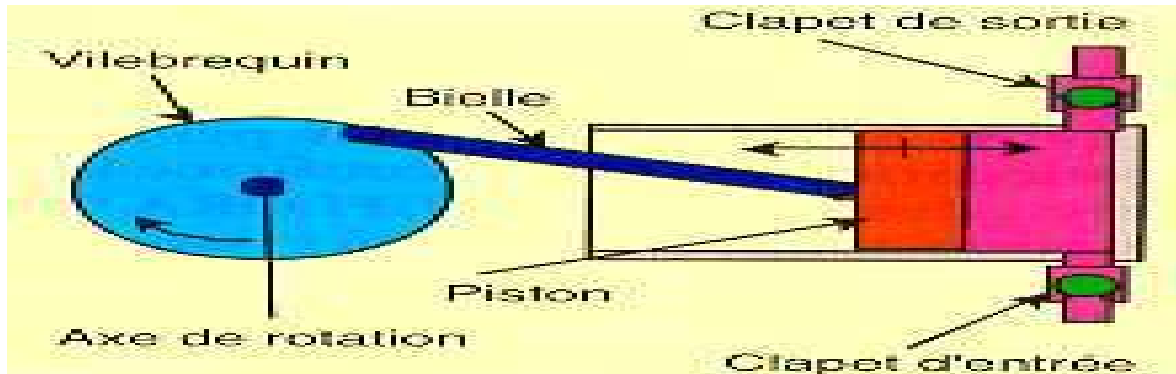


Fig. I.8: pompe à piston. [1]

On peut également associer plusieurs pompes à simple ou à double effet en les calant de manière à ce que leurs mouvements respectifs s'accordent harmonieusement. On arrive dans ce cas à augmenter nettement le débit et surtout sa régularité. Ces pompes ont généralement un fort pouvoir d'aspiration, et surtout permettent d'obtenir des pressions élevées.

I.3.2 Les turbopompes ou pompes roto-dynamiques:

Les pompes centrifuges, hélico-centrifuges et hélices. Cette famille peut être caractérisée par le fait que la pression y est générée soit par l'action des forces centrifuges, soit par la conversion en pression de l'énergie cinétique communiquée au fluide (en le ralentissant). Dans la pratique, ces deux modes de génération de pression sont associés, même pour une pompe hélice, lorsque l'on s'écarte du point nominal. Les pompes rotodynamique constituent un système ouvert et en équilibre, où le fluide n'est jamais enfermé dans un volume totalement clos.

Cette famille de pompes est capable d'atteindre des débits Q très élevés, allant jusqu'à 10^5 m³/h. Encore convient-il de remarquer que cette limite n'est pas de caractère technologique, et que des débits sensiblement plus grands seraient réalisables, s'il y avait un appel du marché dans ce sens.

Une turbo pompe est constituée d'une *partie tournante* et d'une autre *partie fixe* :

- ❖ La partie tournante comprend l'arbre avec l'impulseur.
- ❖ La partie fixe comprend le corps avec les supports de palier.

I.3.2.1 Pompes hélices (axiales) :

Le liquide entraîné dans un mouvement de rotation par l'équipage mobile est rejeté axialement



Fig. I.9 : Représentation d'une pompe axiale à écoulement axial. [1]

Une bonne capacité d'aspiration, permettant une installation facile, ainsi qu'une courbe caractéristique toujours descendante, assurant un fonctionnement stable quel que soit le débit. Dans ces conditions, la hauteur de refoulement se trouve limitée à une valeur de 11 m environ. Les pompes hélices ne sont jamais réalisées avec deux ouïes pour des raisons de construction qui sont évidentes. Elles sont rarement utilisées en version multi étage (pour $H > 11$ m, on leur préfère d'autres types de pompes). Les pompes hélices ne sont pas employées pour les faibles débits, car elles nécessiteraient des vitesses de rotation élevées ou très élevées que les utilisateurs préfèrent éviter.

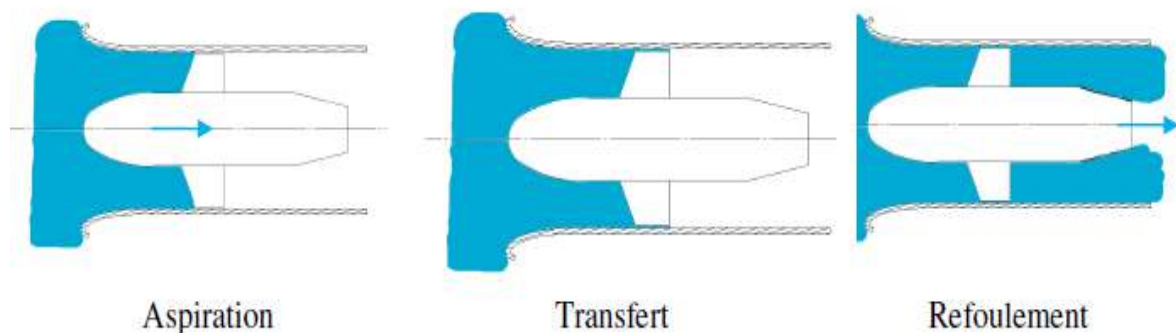


Fig. I.10 : Pompe hélices. [1]

I.3.2.2 Pompes hélico-centrifuges:

Ce type est intermédiaire entre les deux précédentes, le flux résulte de la composition des flux axial et radial.

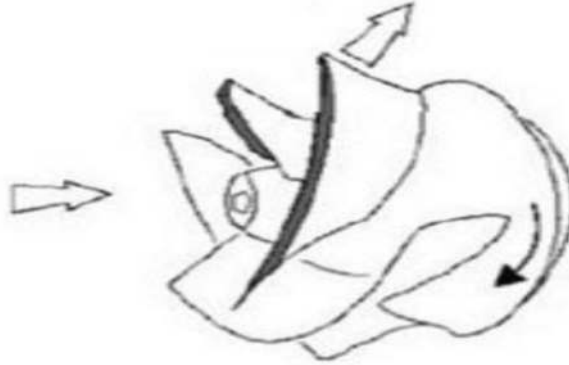


Fig. I.11: Représentation d'une pompe hélico-centrifuge à écoulement diagonal. [1]

Elles peuvent être utilisées en variante multi étage, mais conduisent, dans ce cas, à un pas d'étage élevé qui limite le nombre d'étages à 5 ou 6. On obtient le domaine global des pompes hélico-centrifuges en multipliant par 5 les hauteurs manométriques. Comme les pompes hélices, les pompes hélico-centrifuges ne sont pas utilisées pour de faibles débits, car elles conduisent dans ce cas à des vitesses de rotation élevées ou très élevées

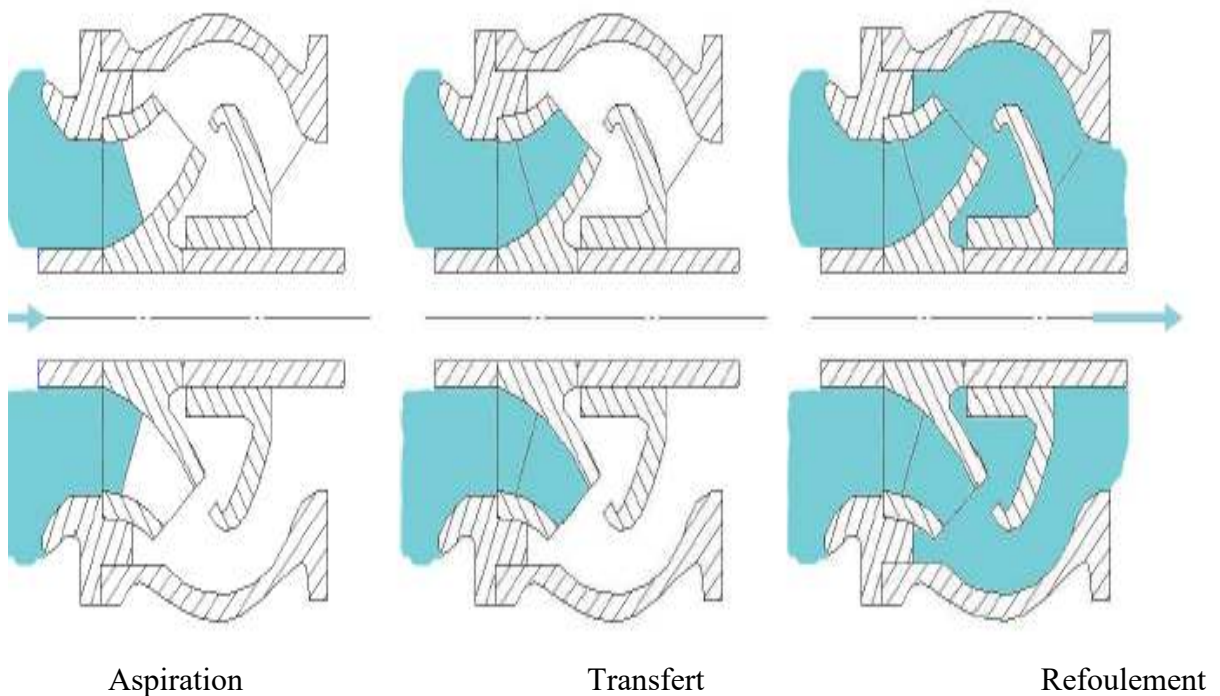


Fig. I.12 : pompe hélico-centrifuges. [1]

I.3.2.3 Pompes centrifuges:

Le rotor entraîne dans son mouvement un liquide qui est rejeté à la périphérie par la force centrifuge. Une particule de liquide prise en isolement suit une trajectoire constamment située dans un plan perpendiculaire à l'axe de rotation.

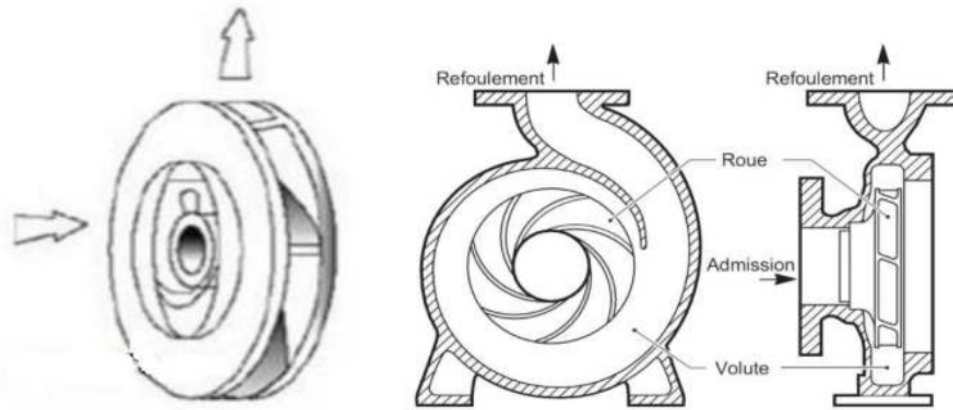


Fig. I.13: Représentation d'une pompe centrifuge à écoulement radial. [1]

Une pompe centrifuge est constituée des éléments suivants :

- ❖ **Impulseur (la roue):** C'est l'organe essentiel de la pompe constitué par moyeu porté par arbre et muni d'aubes tournant à l'intérieur de deux coquilles formant le corps de pompe.
Les aubes sont décalées angulairement de façon régulière. Elles sont en nombre variable, elles sont inclinées en arrière. En d'autres termes le bord de fuite des aubes est en retard dans la rotation par rapport au bord d'attaque. Elles peuvent être fixées sur un ou deux cotés à disques, en distinguant ainsi des rotors ouvert, semi-ouvert ou fermé.
- ❖ **Collecteur (volute):** Cet organe fixe a pour rôle de conduire le liquide depuis la section d'entrée de la machine jusqu'à l'entrée du rotor, en lui assurant une vitesse de grandeur et de direction convenable.
 - ☞ Dans les pompes monocellulaires, le collecteur est en général réduit à une simple tuyauterie, coudée ou non.
 - ☞ Dans les pompes multicellulaires, les collecteurs sont inexistantes sauf pour le premier étage où l'on trouve un collecteur d'entrée formé souvent par un coude plat, le passage de la sortie d'un étage à l'entrée du rotor suivant s'effectue au travers d'éléments fixes ailettes, les canaux de roue.

❖ **Diffuseur:** Cet organe fixe collecte le fluide à la sortie de l'impulseur pour l'amener dans la section de sortie de la machine avec la vitesse désirée. Cette opération est conjuguée avec une transformation partielle en énergie de pression, de l'énergie cinétique que possède le fluide à la sortie du impulseur.

- ☞ Dans les pompes monocellulaire, le diffuseur est constitué par un canal annulaire entourant l'impulseur et débouchant dans la section de sortie de la machine tout en pour suivant l'action du diffuseur, les parois du diffuseur son parallèles on divergents, le diffuseur compote ou non des aubages Parfois le diffuseur est réduit ou même inexistant, l'impulseur débouchant alors directement dans la volute.
- ☞ Dans les pompes multicellulaires, chaque impulseur est normalement suivi de la volute finale.

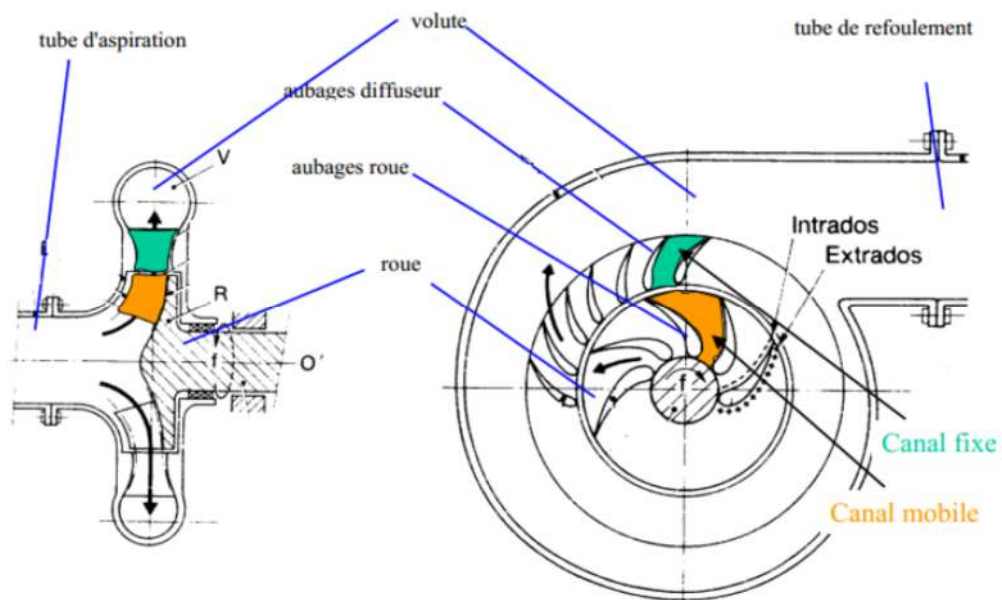


Fig. I.14 Constitution d'une pompe. [1]

*Chapitre II : LES
POMPES
CENTRIFUGES*

II. 1. Introduction

C'est le type que nous allons étudier dans cet mémoire, les pompes centrifuges sont composées d'une roue à aubes qui tourne autour de son axe, d'un stator constitué au centre d'un distributeur qui dirige le fluide de manière adéquate à l'entrée de la roue, et d'un collecteur en forme de spirale disposé en sortie de la roue appelé volute. A la sortie et à l'aide d'un divergent, une grande partie de l'énergie cinétique se transforme en pression motrice.

II.2. Domaine d'application:

Les pompes centrifuges sont les plus utilisées dans le domaine industriel à cause de la large gamme d'utilisation qu'elles peuvent couvrir, de leur simplicité et de leur faible coût.

Leur utilisation est infiniment diversifiée, on ne s'intéresse donc ici qu'aux principales d'entre elles. Les grands domaines d'utilisations peuvent être cités comme suit :

- ✓ Hydro-électricité (barrage).
- ✓ Agriculture (irrigation des surfaces cultivées).
- ✓ Alimentation urbaine (réseau d'alimentation d'eau urbaine).
- ✓ Château d'eau.
- ✓ Industrie hydrocarbure (production du pétrole).
- ✓ Transport des hydrocarbures liquides.
- ✓ Industrie de traitement des hydrocarbures.

Néanmoins, il existe des applications pour lesquelles elles **ne conviennent pas**, comme :

- ✓ Utilisation de liquides visqueux, la pompe centrifuge nécessaire serait énorme par rapport aux débits possibles.
- ✓ Utilisation de liquides "susceptibles" c'est-à-dire ne supportant pas la très forte agitation dans la pompe (liquides alimentaires tel que le lait).
- ✓ Utilisation comme pompe doseuse; la nécessité de réaliser des dosages précis instantanés risque d'entraîner la pompe en dehors de ses caractéristiques optimales.

Ces types d'application nécessitent l'utilisation de pompes volumétriques.

Par contre à la plupart des pompes volumétriques, les pompes centrifuges admettent les suspensions chargées de solides.

II. 3. Classification des pompes centrifuges

Les pompes peuvent se classer selon les critères suivants :

- **Nombre de roues :**
 - ✓ Monocellulaire. (Pompe centrifuge à une roue).
 - ✓ Biétage. (Pompe centrifuge à deux roues).
 - ✓ Multicellulaire. (Pompe centrifuge à plusieurs roues).
- **Importance de la pression engendrée :**
 - ✓ Basse pression.
 - ✓ Moyenne pression.
 - ✓ Haute pression.
- **Disposition de l'axe :**
 - ✓ Horizontal.
 - ✓ Vertical.
 - ✓ Incliné.
- **Forme de la roue:**
 - ✓ Roue à simple aspiration.
 - ✓ Roue à double aspiration.
- **Moyens d'entraînement :**
 - ✓ Entraînement par courroie.
 - ✓ Entraînement par engrenage.
 - ✓ Entraînement par accouplement.
- **Force motrice utilisée :**
 - ✓ Moteur électrique.
 - ✓ Moteur diesel ou essence.
 - ✓ Turbine à vapeur, turbine à gaz.
- **Destination :**
 - ✓ Usage ordinaire.
 - ✓ Liquide chargé.
 - ✓ Acide.
- **Matériaux de construction :**
 - Acier spécial ou bronze. (Selon le liquide pompé).

II. 4. 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.

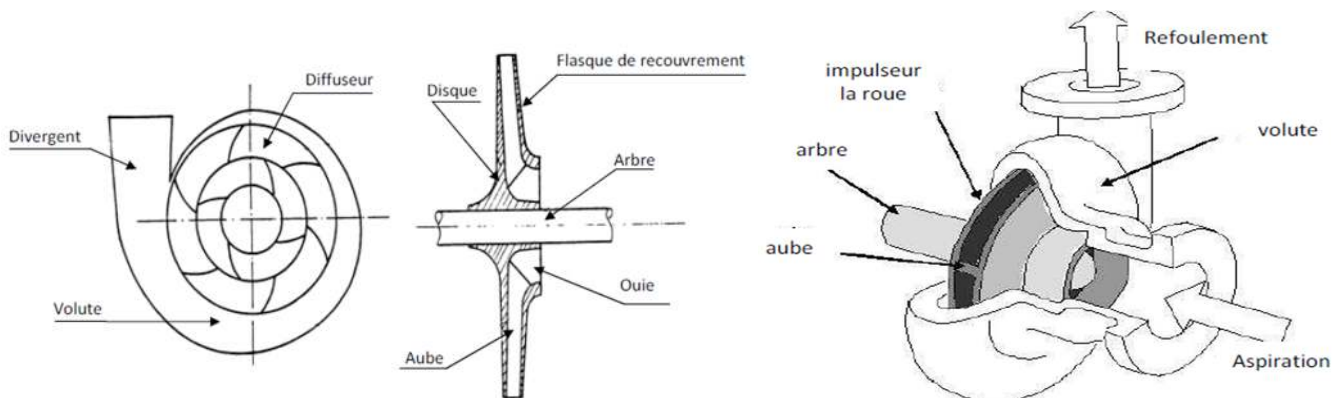


Fig. II. 1: Schéma d'une pompe centrifuge

- **Des dispositifs d'étanchéité internes:** sont destinés à limiter le retour vers l'aspiration et à réduire les débits de fuite internes.
- **Un arbre:** a pour fonction de porter la roue, d'assurer son centrage dynamique et de transmettre la puissance.
- **Un système d'étanchéité vers l'extérieur:** 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.

- **Chemises 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.

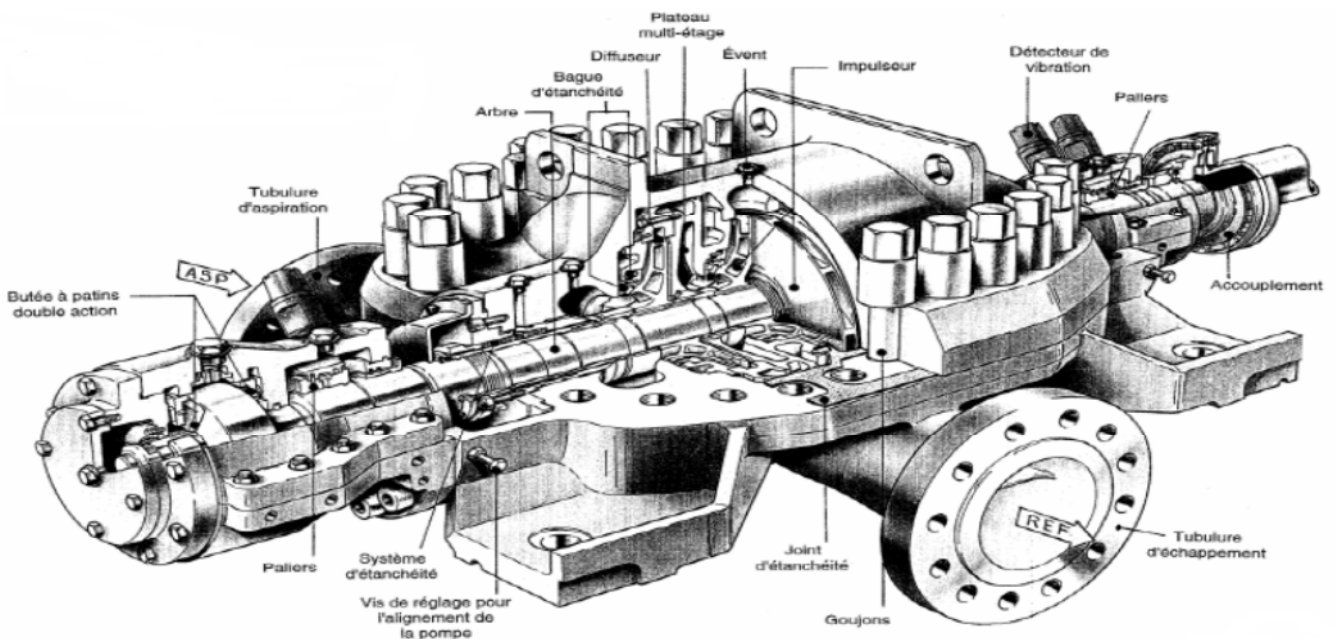


Fig. II. 2 : Différents organes d'une pompe centrifuge

II. 5. Principe de fonctionnement:

L'écoulement à l'intérieur d'une pompe est toujours d'une grande complexité. Il est instationnaire et tridimensionnel, c'est-à-dire qu'il dépend du temps et des trois variables d'espace (t, x, y, z). Sans une simplification préalable, il ne peut être ni analysé par des moyens de calcul simples, ni même décrit ou expliqué par les moyens ordinaires de la communication.

On est donc amené à représenter l'écoulement par des grandeurs fictives. En un point donné, la pression et les trois composantes du vecteur vitesse que l'on considère, sont des valeurs moyennes dans le temps.

On peut décomposer le fonctionnement en deux étapes :

- ❖ **L'aspiration:** Le liquide est aspiré au centre du rotor par une ouverture appelée distributeur dont le rôle est de conduire le fluide depuis la conduite d'aspiration jusqu'à la section d'entrée du rotor. La pompe étant amorcée, c'est à dire pleine de liquide.

Sous l'effet de la rotation de la roue, le liquide emmagasiné entre les aubes du rotor est projeté de la région axiale à la périphérie à cause de la force d'inertie centrifuge, de ce

fait une, la vitesse du fluide qui entre dans la roue augmente et par conséquent la pression dans l'ouïe diminue et engendre ainsi une aspiration, c'est à dire une dépression est créée à l'entrée de la pompe, alors, le maintien de l'amorçage.

- ❖ **L'accélération:** Le rotor transforme l'énergie mécanique appliquée à l'arbre de la machine en énergie cinétique. A la sortie du rotor, le fluide se trouve projeté dans la volute dont le but est de collecter le fluide et de le ramener dans la section de sortie. La section offerte au liquide étant de plus en plus grande, son énergie cinétique se transforme en énergie de pression.
- ❖ **Le refoulement:** Dans l'élargissement en sortie, qui se comporte comme un divergent, le liquide perd de la vitesse au profit de l'accroissement de pression : l'énergie cinétique est convertie en énergie de pression au niveau de diffuseur.

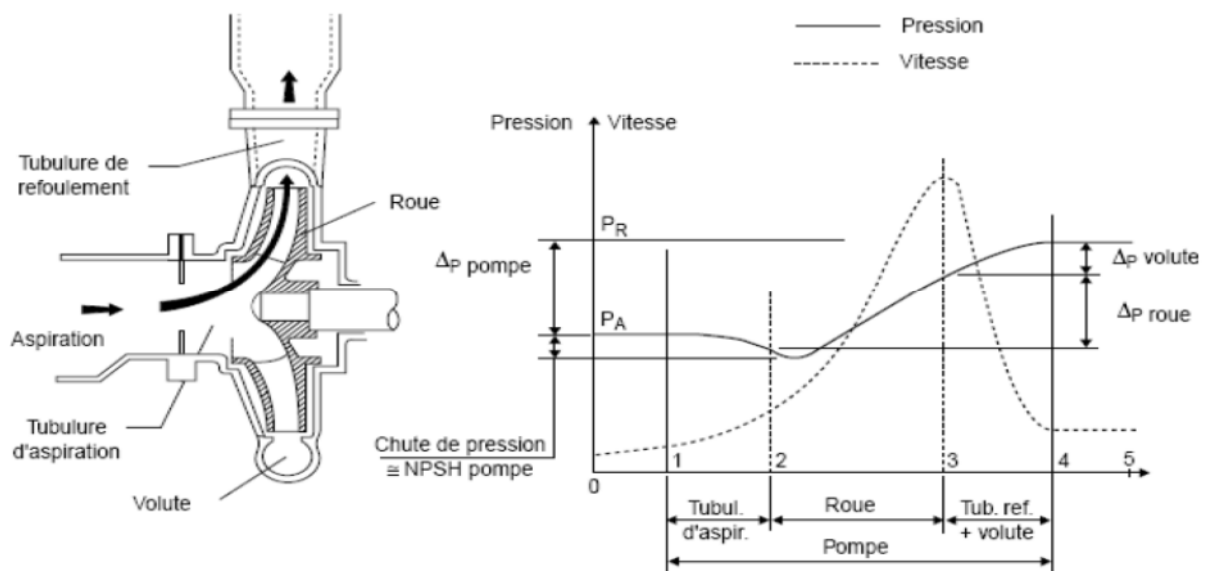


Fig. II. 3: Répartition de la vitesse et de la pression dans une pompe centrifuge.

II. 6. Théorie des pompes centrifuges :

I. 6. 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 ω , 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 :

$$U = \omega \cdot R \quad , \quad \text{avec : } \omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot N}{60}$$

Où ω : 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**).

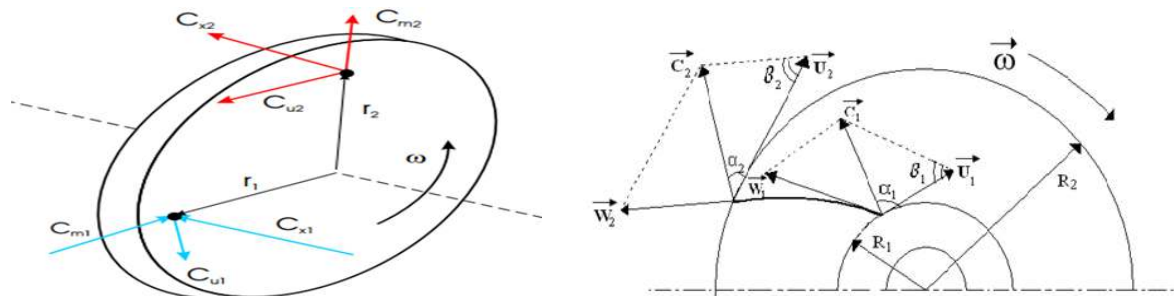


Fig. II. 4 : Ecoulement du liquide à l'intérieur d'une roue à aubes.

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 « β ». 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 (méridienne) \vec{C}_r et périphérique \vec{C}_u .

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

La composante C_r peut être déterminée à l'aide de l'équation de continuité

$$C_r = \frac{Q_{Théo}}{S_{sort}} = \frac{Q_{Théo}}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2}$$

Avec :

$Q_{Théo}$: est le débit théorique, S_{sort} est la section de la sortie, D_2 est le diamètre extérieur de la roue et b_2 est l'épaisseur de la roue

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 ω constante sont représentés par les triangles des vitesses construits de la manière suivante

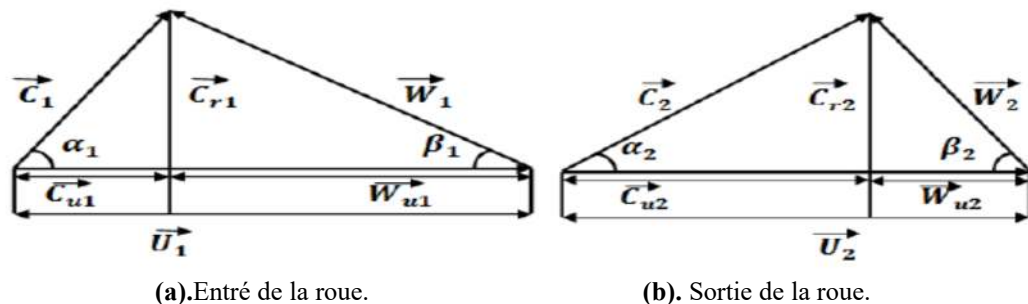


Fig. II. 5 : Triangles des vitesses à l'entrée (a) et à la sortie (b) de la roue.

1. 6. 2. Caractéristiques et performances

1. 6. 2.1. Hauteur théorique

L'énergie que fournit la pompe au liquide se présente sous deux formes :

- de l'énergie de pression, correspondant à l'augmentation de pression dans la pompe.
- de l'énergie cinétique, correspondant à l'augmentation de vitesse du liquide entre l'aspiration et le refoulement.

La courbe représentant la variation de hauteur en fonction du débit s'appelle la caractéristique "*hauteur d'élévation*" $H(Q_v)$ de la pompe. Elle a été établie par un essai de la pompe sur un banc d'essai.

L'application du théorème de quantité de mouvement sous forme de moment par rapport à l'axe de la roue, permet d'écrire le couple des forces « M » exercées par la roue sur le liquide sous la forme suivante :

$$M = \rho \cdot Q_v [R_2 \cdot C_{u2} - R_1 \cdot C_{u1}]$$

Par définition la puissance est donnée par la formule :

$$P_{Hyd} = \omega \cdot M \quad [4]$$

et puisque $U = \omega \cdot R$, donc :

$$P_{Hyd} = \rho \cdot Q_v [U_2 \cdot C_{u2} - U_1 \cdot C_{u1}]$$

donc la hauteur théorique (d'Euler) sera :

$$H_{Euler} = \frac{P_{hyd}}{\rho \cdot g \cdot Q_v} = \frac{1}{g} [U_2 \cdot C_{u2} - U_1 \cdot C_{u1}]$$

et dans la majorité des cas l'angle $\alpha = 0$ (le fluide rentre dans la roue axialement) donc $C_{u1} = 0$,

$$H_{Euler} = \frac{U_2 \cdot C_{u2}}{g}$$

Sachant que le débit volumique à la sortie de la roue est :

$$Q_v = (2 \pi \cdot R_2 \cdot b_2) \times C_{r2}$$

On peut écrire la hauteur théorique en fonction du débit, par:

$$H_{Euler} = \frac{U_2^2}{g} + \frac{U_2}{(2 \pi \cdot g \cdot R_2 \cdot b_2) \cdot \tan \beta_2} \times Q_v$$

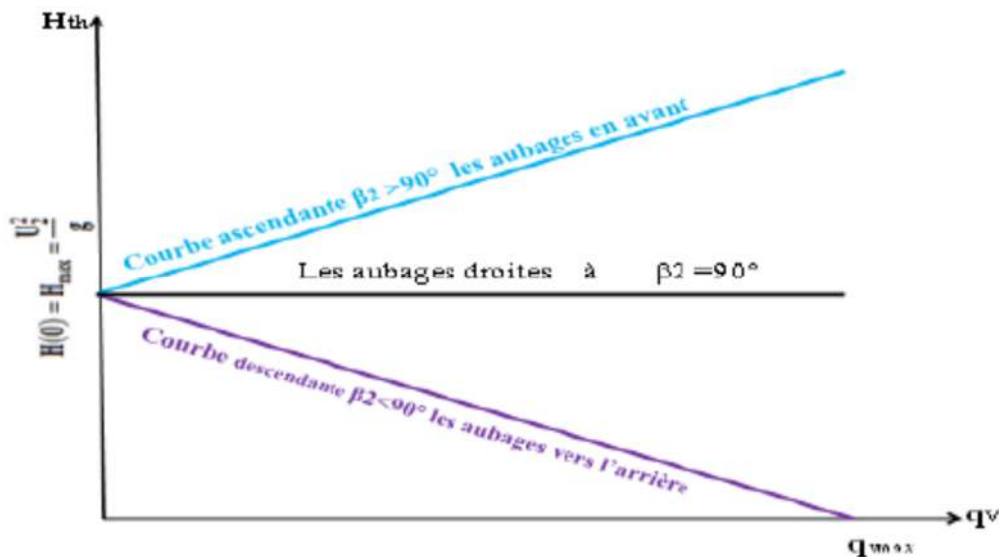


Fig. II.6 : Hauteur théorique en fonction de débit selon le signe de β_2 .

II. 6. 2. 2. Hauteur réelle : H_{mt} – Débit

A partir de la droite d'Euler [$H_{Euler} = f(Q_v)$] et à l'aide du coefficient du glissement va se déduire, et puis en soustrayant les pertes hydraulique totales (choc + frottement) point par point nous aboutissons à la *hauteur réelle* " $H_{réelle}$ " (*Hauteur manométrique totale* « H_{mt} ») générée à la sortie de la roue de la pompe appelée industriellement **impulseur** (impeller).

Pour chaque pompe, une courbe est fournie par le constructeur.

Cette caractéristique est obtenue en retranchant les pertes hydrauliques totales (pertes par choc + pertes par frottement) de la hauteur théorique H_{Euler} .

$$H_{mt} = H_{réelle} = H_{Euler} - (\Delta H_{choc} + \Delta H_{frott})$$

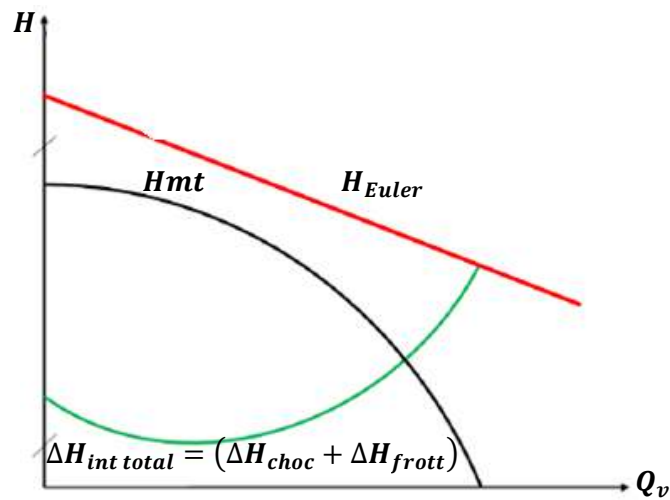


Fig. II. 7: Hauteur réelle d'une pompe centrifuge.

Cette courbe présente les variations de la hauteur manométrique totale d'élévation susceptible d'être fournie par la pompe en fonction du débit Q . Ce sont sensiblement des paraboles.

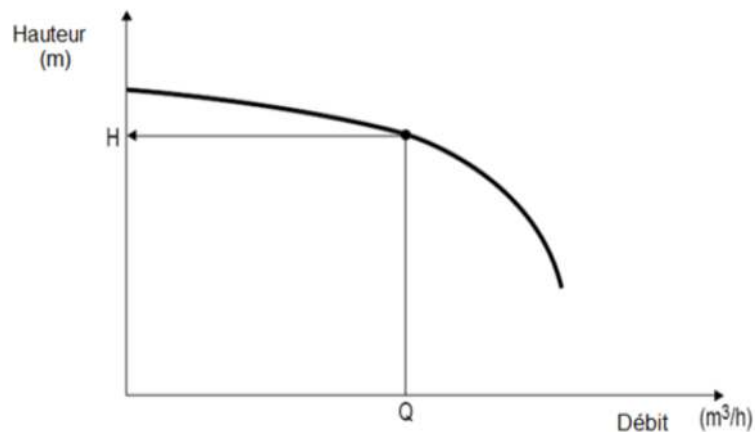


Fig. II. 8 : Courbe caractéristique hauteur en fonction du débit.

II. 6. 2. 2. Caractéristique : Rendement, Puissance – Débit:

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. Il est représenté par une courbe fournie par le constructeur de la pompe. Le rendement permet de déterminer la puissance absorbée sur l'arbre connaissant la puissance hydraulique.

La puissance sur l'arbre est une caractéristique de la pompe permettant de déterminer le moteur d'entraînement.

La puissance du moteur nécessaire pour entraîner la partie hydraulique est toujours supérieure à la puissance absorbée par l'arbre, compte tenu des pertes diverses dues à la transmission, d'erreurs de calculs, des pertes de charges produites au niveau de la pompe et du couple de démarrage.

Le meilleur rendement de la pompe détermine le débit nominal pour lequel correspondent la hauteur nominale et la puissance nominale.

Le rendement de la pompe est :

$$\eta_{globale} = \frac{\text{Puissance fournie}}{\text{Puissance absorbée}}$$

Avec l'intégration de la puissance fournie par la pompe ($P_{fournie} = \rho \cdot g \cdot Q_v \cdot H_{mt}$) on obtient,

$$\eta_{globale} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q_v \cdot H_{mt}}{P_{abs}}$$

En définitive, en regroupant toutes les pertes dans la pompe

$$\eta_{globale} = \eta_{volumétrique} \times \eta_{Hydraulique} \times \eta_{mécanique}$$

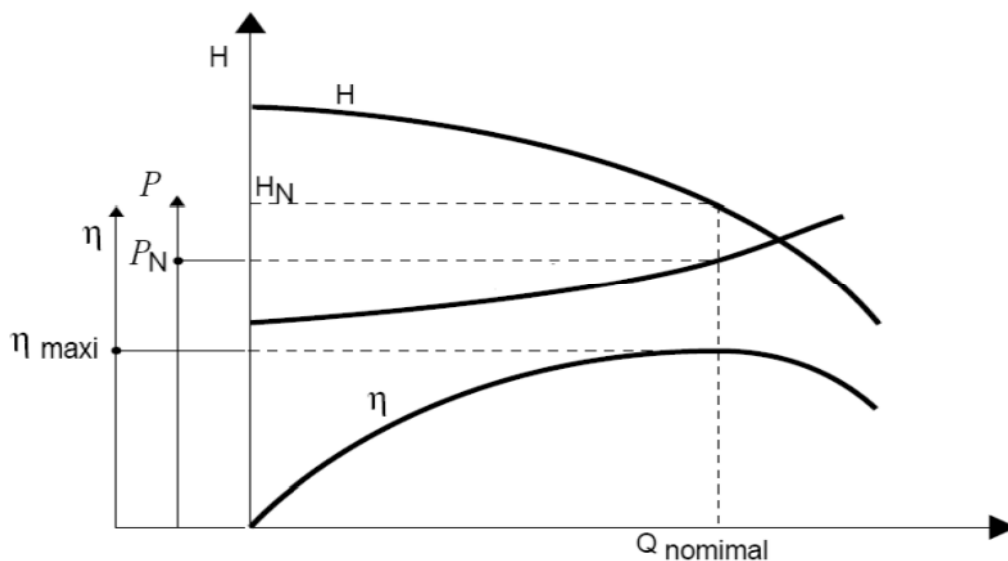


Fig. II. 9: Courbes caractéristiques: Hauteur, rendement et puissance absorbée en fonction de débit.

II. 6. 2. 4. Caractéristique : NPSH - Débit:

Pour éviter le phénomène de cavitation et pour maintenir en tout point du liquide une pression supérieure à la pression de vapeur saturante, on définit une condition d'aspiration, à partir du $NPSH_{requis}$ de la pompe (Net Positive Suction Head) : supplément minimal de pression à ajouter à la pression de vapeur saturante pour obtenir un bon fonctionnement. Il s'agit d'une courbe donnée par le constructeur.

L'installation devra mettre à la disposition de la pompe au niveau de la bride d'aspiration, une charge au moins égale à celle requise ; il s'agit du $NPSH_{disponible}$, elle représente la différence entre la pression totale à l'entrée de la pompe et la pression de vapeur saturante.

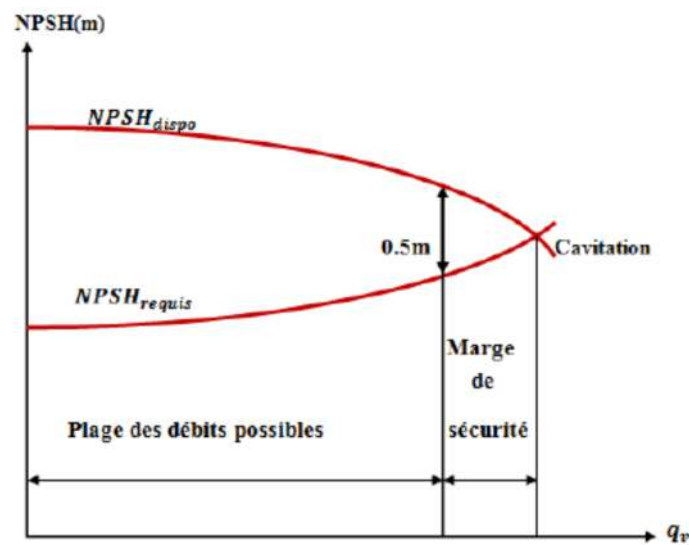


Fig. II. 10 : Courbes caractéristiques de $NPSH_{requis}$ & $dispo$ en fonction de débit.

❖ Condition de bon fonctionnement:

Suites à toutes les incertitudes énoncées précédemment, le problème qui se pose est le choix de la marge de sécurité nécessaire entre le $NPSH_{dispo}$ et le $NPSH_{requis}$ par la pompe pour garantir un fonctionnement sans vibration et sans dégradation. Cette sécurité est de la responsabilité du constructeur, elle est exprimée par la condition :

$$NPSH_{dispo} - NPSH_{requis} \geq 0.5 \text{ (m)}$$

II. 6. 3. 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.

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.



Fig. II. 11 : Dégâts de Cavitation sur les éléments d'une pompe centrifuge.

II. 6. 4. Point de fonctionnement :

Le point de fonctionnement d'une pompe centrifuge est le point d'intersection de la courbe débit-hauteur de la pompe et de la courbe caractéristique de réseau par lequel le débit (Q_v) et la hauteur manométrique de la pompe (H_{mt}) sont déterminés. Le point de fonctionnement ne peut être modifié que par la modification de la courbe caractéristique de réseau ou par celle de la courbe débit-hauteur de la pompe.

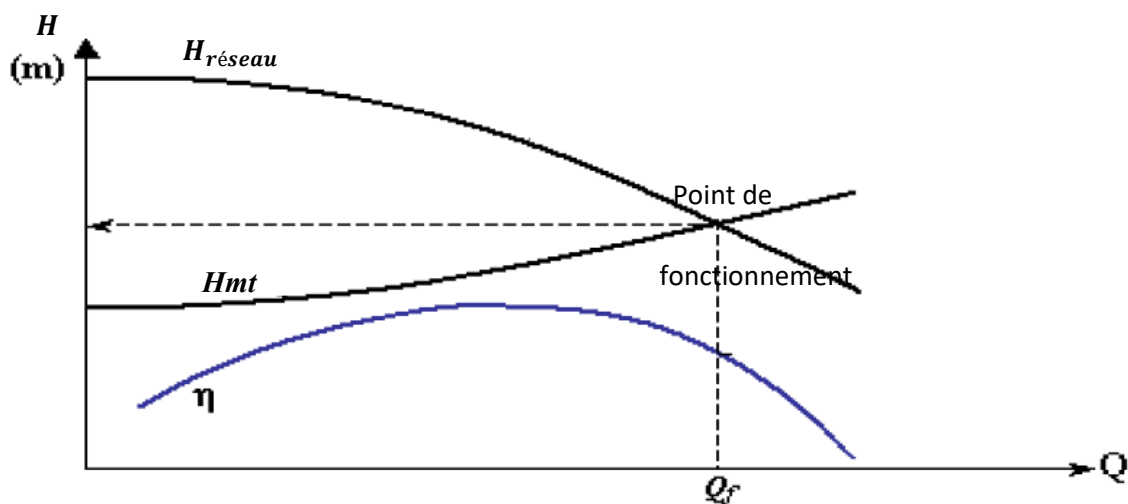


Fig. II. 12 : Le point de fonctionnement d'une pompe.

Remarque:

- ✓ La courbe du réseau est le tracé des pertes de charge et variations de pression et d'élévation en fonction du débit volumique, elle a l'allure d'une courbe parabolique ascendante.
- ✓ Les effets de ces mesures sur la modification de la courbe caractéristique ne peuvent être prévus que pour un fonctionnement sans cavitation.

II. 7. Avantages et inconvénients des pompes centrifuges:

❖ Avantages:

- ✓ Faible encombrement.
- ✓ Simple construction.
- ✓ Moins de bruits.
- ✓ Régularité du débit.
- ✓ Aptitude de fonctionnement à grande vitesse.
- ✓ Aptitude de refoulement à grande hauteur.

❖ Inconvénients:

- ✓ Diminution de rendement à faible débit ou à grande hauteur.
- ✓ Apparition du phénomène de cavitation en cas d'insuffisance de pression à l'aspiration.
- ✓ Diminution de la hauteur de refoulement en cas de fuite dans la conduite.

Chapitre III :
Simulation
numérique d'un
écoulement dans
une pompe

III. 1. Introduction:

Dans ce chapitre la démarche de la modélisation des écoulements dans les pompes centrifuges a été présentée. Après un bref aperçu des équations générales qui régissent les écoulements internes, les différents types de solutions et leurs hypothèses simplificatrices ont été exposés.

En vue par un physicien, la mécanique des fluides constitue une branche de physique. En revanche, pour un mathématicien il s'agit d'une branche de mathématiques appliquées. Par ailleurs, vu les soucis d'applications d'ingénierie, l'ingénieur la voit comme une science qui s'appuie, en grande partie sur l'expérience.

En effet, l'étude de la mécanique des fluides ne peut être effectuée en profondeur qu'avec une maîtrise considérable de mathématiques. En présent, dans ce qui suit, les équations qui décrivent un fluide dans son mouvement, et qui régissent les problèmes de mécanique des fluides, mais il faut bien noter que résoudre ces équations nécessite généralement une puissance informatique colossale. Pour cela en présenteront en parallèle dans le même chapitre les approches mathématiques résolvant l'équation de quantité de mouvement et l'équation de continuité

III. 2 Formes générale des équations fondamentales:

L'écoulement dans les machines est généralement tridimensionnel, instationnaire, visqueux et turbulent. Les équations applicables sont déjà établies, il s'agit de l'équation de continuité et de l'équation dynamique (Navier-Stokes). En fluide compressible, on rajoute à ce système l'équation de l'énergie et l'équation d'état du fluide. En tenant en compte des frottements du fluide sur les parois, et le freinage des couches fluide du a la viscosité, ainsi que la turbulence qui un phénomène naturel inévitable qui engendre tout fluide en mouvement et quelle représente des pertes aléatoires difficiles à prédire dans certains cas. Du coup la complexité du système d'équations obtenu exige un certain nombre de simplifications pour résoudre celles-ci dans un temps raisonnable

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 :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (\text{III.1})$$

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 (les termes 1, 2, et 3)
- Forces de pression proportionnelles aux surfaces et normales à ces surfaces (le terme 4)
- Forces d'inertie proportionnelles à l'accélération (le terme 5)
- Forces de frottement dues à la viscosité (le terme 6)

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 fluids.

$$\underbrace{\rho \frac{D\vec{v}}{Dt}}_1 = \rho \left[\underbrace{(\vec{V} \cdot \vec{V}) \cdot \vec{V}}_2 + \underbrace{\frac{\partial \vec{v}}{\partial t}}_3 \right] = \underbrace{-\vec{\nabla} p}_4 + \underbrace{\rho g}_5 + \frac{\partial}{\partial x} \left[\underbrace{\mu \left\{ \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial x} \right\}}_6 \right] \quad (\text{III.2})$$

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

- ✓ L'écoulement est permanent.
- ✓ 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:

$$\text{div } \vec{v} = 0 \quad (\text{III.3})$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (\text{III.4})$$

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:

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial V_x}{\partial t} + V_x \frac{\partial V_x}{\partial x} + V_y \frac{\partial V_x}{\partial y} + V_z \frac{\partial V_x}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 V_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 V_x}{\partial z^2} \right) + f_x \\
 \frac{\partial V_y}{\partial t} + V_x \frac{\partial V_y}{\partial x} + V_y \frac{\partial V_y}{\partial y} + V_z \frac{\partial V_y}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 V_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 V_y}{\partial z^2} \right) + f_y \\
 \frac{\partial V_z}{\partial t} + V_x \frac{\partial V_z}{\partial x} + V_y \frac{\partial V_z}{\partial y} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 V_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 V_z}{\partial z^2} \right) + f_z
 \end{aligned} \quad (III.5)$$

III.3 Simulation des écoulements turbulents:

Il existe trois principales méthodes de modélisation d'un écoulement turbulent:

La Simulation Numérique Directe (DNS), dans laquelle on cherche à représenter la totalité des phénomènes physiques, la Simulation des Grandes Echelles (LES), dans laquelle on représente seulement les plus gros tourbillons en fonction du temps, et la simulation moyenne dans laquelle on représente seulement l'écoulement moyen

III.3.1 La Simulation Numérique Directe (DNS):

Les équations de la continuité et du bilan de quantité de mouvement forment un système d'équation fermé de quatre équations à quatre inconnues (u_i, u_j, u_k trois composantes de vitesse et p la pression). Théoriquement, la résolution de ce système est possible et ne nécessite aucun modèle. Malheureusement, en pratique cela n'est pas toujours possible.

En effet, pour un écoulement laminaire avec une géométrie assez simple la DNS est possible. Mais, pour un écoulement turbulent, qui est la règle du point de vue des situations industrielles à nombre de Reynolds élevé, on a des structures turbulentes à toutes les échelles spatiales et temporelles. Pour pouvoir capter ces microstructures de très faible dimension il faut diviser le domaine en volumes de contrôle de taille très petite (au moins aussi petite que la taille de la plus petite structure qu'on souhaite capter) : il faut donc un maillage très fin, donc des processeurs très puissants et beaucoup de mémoire.

On peut estimer un ordre de grandeur du nombre de mailles pour une DNS d'un écoulement turbulent. Pour cela, il faut définir l'échelle de turbulence de Kolmogorov qui donne la taille de la plus petite structure turbulente en fonction du nombre de Reynolds de l'écoulement :

$$\eta = L Re^{-3/4} \quad (III.6)$$

L est l'échelle intégrale représentative de la taille des plus grandes structures tourbillonnaires. Pour un cas 1D de longueur Nh , N étant le nombre de nœuds et h la longueur d'une maille, on doit respecter les conditions suivantes :

$Nh > L$ (c-à-d que le domaine est plus grand que L) ;

$h \leq \eta$ (c-à-d que la taille d'une maille soit plus petite que les plus petites structures).

Soit
$$N \leq Nh > L.$$

Soit encore
$$N \leq L/\eta = Re_L^{3/4} \quad (II.7)$$

Passons à présent en 3D, on obtient : $N_{3D} = N_{1D}^3 = Re_L^{9/4}$

Prenons l'exemple où $Re_L = 10^6$ il faudra donc $N_{3D} = 3.10^3$ mailles.

Ceci montre qu'une simulation DNS est très coûteuse et est donc réservée aux cas simples, avec un faible nombre de Reynolds. De plus, déterminer une solution numérique aussi précise a peu d'intérêt dans le cadre d'une application industrielle où on ne s'intéresse généralement qu'aux valeurs moyennes et globales.

Il est donc nécessaire de trouver une autre méthode numérique beaucoup moins coûteuse et plus facile à mettre en place qu'une simulation de type DNS. C'est là qu'interviennent les modèles de turbulence qu'on va présenter (très succinctement) dans ce qui suit. On ne va considérer que les modèles basés sur la moyenne de Reynolds appliquée aux équations de Navier-Stokes (Reynolds Averaged Navier-Stokes ou encore RANS)

III.3.2 La Simulation des Grandes Echelles (LES) :

Représente une technique intermédiaire entre le calcul directe et l'approche statistique. Elle consiste à calculer l'écoulement à partir des équations de Navier- Stokes sur un maillage moins dense et à modéliser les mouvements d'échelles inférieures aux dimensions de la maille. Il s'agit donc d'une simulation des grosses structures turbulentes. Cette méthode est coûteuse du point de vue de l'ampleur des calculs numériques et devrait être particulièrement utile pour les écoulements dans lesquels les grandes structures jouent un rôle déterminant.

III.3.3 Modèles de turbulence de type RANS:

III.3.3. 1 La moyenne de Reynolds:

Cette moyenne décrit de manière statistique les champs de vitesse. On décompose tout d'abord l'écoulement turbulent en deux termes :

$$u_i = U_i + u_i \quad (III.8)$$

où U_i est la valeur moyenne de la vitesse et u_i est la fluctuation de la vitesse par rapport à la valeur moyenne U_i

$$U_i = \overline{U_i} \text{ et } \overline{U_i'} = 0 \quad (\text{III.9})$$

La moyenne de cette décomposition permet donc de supprimer les variables fluctuantes.

On va donc appliquer cette moyenne aux équations fondamentales de la dynamique des fluides en décomposant les variables u et p . Sans rentrer dans le détail des calculs, en faisant l'hypothèse d'un écoulement incompressible et en l'absence de forces volumiques, ces équations deviennent :

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (\text{III.10})$$

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -1/\rho \frac{\partial P}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 U_i}{\partial x_i \partial x_j} - \partial(\overline{U_i U_j})/\partial x_i \quad (\text{III.11})$$

On fait donc apparaître un terme supplémentaire, à savoir $-\frac{\partial \overline{U_i U_j}}{\partial x_j}$. On peut l'exprimer comme la divergence d'un tenseur, et on introduit ainsi le « tenseur des contraintes de Reynolds ». Ce tenseur symétrique possède 6 composantes indépendantes. Si on fait le bilan des inconnues de notre système toujours composé de quatre équations, on a cette fois-ci : U_i ; U_j ; U_k ; P , mais aussi $\overline{u_i' u_i'}$, $\overline{u_j' u_j'}$, $\overline{u_k' u_k'}$, $\overline{u_i' u_j'}$, $\overline{u_i' u_k'}$, $\overline{u_j' u_k'}$. Soit au total 10 inconnues pour seulement quatre équations. Il est nécessaire d'introduire d'autres équations pour fermer le système.

III.3.3. 2 Modélisation de la turbulence:

III.3.3. 2.1 modèle $k-\varepsilon$:

Le but de cette présentation est de vous montrer comment ce problème de fermeture est traité dans les logiciels de simulation. Nous allons prendre comme exemple un des modèles les plus connus : le modèle $k-\varepsilon$. Rappelons qu'il y a deux familles de modèles :

- dans la première famille, on cherche à calculer chaque composante du tenseur de Reynolds à partir de l'équation de transport appliquée non pas à u mais à : $\overline{u_i' u_j'}$ on arrive alors à un autre problème de fermeture portant sur des corrélations triples des fluctuations de vitesse
- dans la seconde famille, dont fait partie le modèle $k-\varepsilon$ on utilise le concept de « viscosité turbulente ».

Les modèles de cette dernière famille reposent sur l'hypothèse de Boussinesq qui exprime les contraintes de Reynolds, τ_{ij} , comme le taux moyen de déformation du champ des vitesses moyennes :

$$\overline{u_i u_j} = -\nu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} k \delta_{ij} \quad (\text{III.12})$$

Avec: ν_t la viscosité turbulente qui est donc une propriété de l'écoulement, contrairement à la viscosité cinématique ν qui est une propriété du fluide. Dans cette équation,

$$k = \frac{1}{2} \sum_i \overline{U_i^2} \quad (\text{III.13})$$

l'énergie cinétique turbulente massique (donc homogène à des $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$). En injectant l'Eq au dessus on obtient :

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial K}{\partial x_i} + (\nu + \nu_t) \frac{\partial^2 U_i}{\partial x_i \partial x_j} \quad (\text{III.14})$$

Toute la difficulté est de savoir comment exprimer la viscosité turbulente. Il existe des modèles:

- à zero équation de transport (avec une expression pour ν_t) ;
- à une équation de transport (celle de k) ;
- à deux équations de transport (k et une autre variable ϵ, ω, \dots)

Le modèle $k - \epsilon$ est un modèle à deux équations de transport. La viscosité turbulente est fonction de k et de la dissipation turbulente ϵ : $\nu_t = C_\mu \frac{K^2}{\epsilon}$ (III.15)

Ce terme de dissipation turbulente correspond à la puissance massique convertie sous forme de chaleur par les plus petits tourbillons (ϵ est homogène à des $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-3}$). L'ensemble du système à résoudre devient alors :

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (\text{III.16})$$

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial K}{\partial x_i} + (\nu + \nu_t) \frac{\partial^2 U_i}{\partial x_i \partial x_j} \quad (\text{III.17})$$

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \nu_t \left[\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right] - \epsilon \quad (\text{III.18})$$

$$\frac{\partial \epsilon}{\partial t} + U_j \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + C_{\epsilon 1} \nu_t \frac{\epsilon}{K} \left[\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right] - C_{\epsilon 2} \frac{\epsilon^2}{K} \quad (\text{III.19})$$

avec: $C_\mu = 0.09$, $C_{\epsilon 1} = 1.44$, $C_{\epsilon 2} = 1.92$, $\sigma_k = 1$, $\sigma_\epsilon = 1.3$, Ces constantes sont obtenues empiriquement. Sous des hypothèses très fortes, et par calage de constantes sur des expériences de référence, on a aboutit à la fermeture du système.

III.3.3.2.2 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 :

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max\left[\frac{f(\Omega, K, \omega, y)}{a^*}\right]} \quad (\text{III.20})$$

$f(\Omega, k, \omega, y)$ 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 class d'écoulements plus étendue (écoulements à gradients de pression adverses, surfaces portantes ondes de choc transsoniques) ...etc.

III. 4. Méthodes numériques :

Une solution à ces équations aux dérivées partielles peut être calculée numériquement sur un domaine discrétisé par application de différentes méthodes :

- méthode aux différences finies.
- méthode aux éléments finis.
- méthode aux volumes finis.

Contrairement à la méthode des différences finies qui met en jeu des approximations des dérivées intervenant dans les équations à l'aide de développement en série de Taylor, les méthodes des volumes finis et des éléments finis exploitent des approximations d'intégrales. Toutefois, la méthode des volumes finis se base directement sur la forme dite forte de l'équation à résoudre, alors que la méthode des éléments finis se fonde sur une formulation variationnelle de l'équation (on parle aussi de formulation faible) : on décompose la solution sur une base de fonctions tests.

Dans le cas de la méthode aux volumes finis, les termes de flux sont évalués aux interfaces entre les volumes. Cette méthode est conservative, donc parfaitement adaptée à la résolution de lois de conservation. Plus de 90% des codes de calculs en dynamique des fluides numérique utilisent cette méthode.

A cause du caractère non-linéaire des équations de Navier-Stokes, la résolution des équations se fait souvent de manière itérative à partir de conditions initiales. Dans le cas d'un calcul in stationnaire, par exemple, ce calcul itératif est effectué à chaque pas de temps. Le solveur cherche alors une solution des champs de pression, vitesse, température, (. . .) qui équilibre le système de lois de conservation (masse, quantité de mouvement, énergie). Le critère d'arrêt de ce calcul itératif, imposé par l'utilisateur, est souvent basé sur le résidu des variables. Lorsque celui-ci devient faible (il a baissé de 3 à 4 ordres de grandeur), cela est un signe que le calcul itératif a convergé vers une valeur donnée et peut-être arrêté.

Toutefois, il est impératif d'imposer d'autres critères de convergence, comme la conservation du débit, la constance aux cours des itérations d'une quantité d'intérêt (par exemple la pression statique en entrée d'une pompe) qui a un sens plus physique ou plus parlant par rapport au problème étudié.

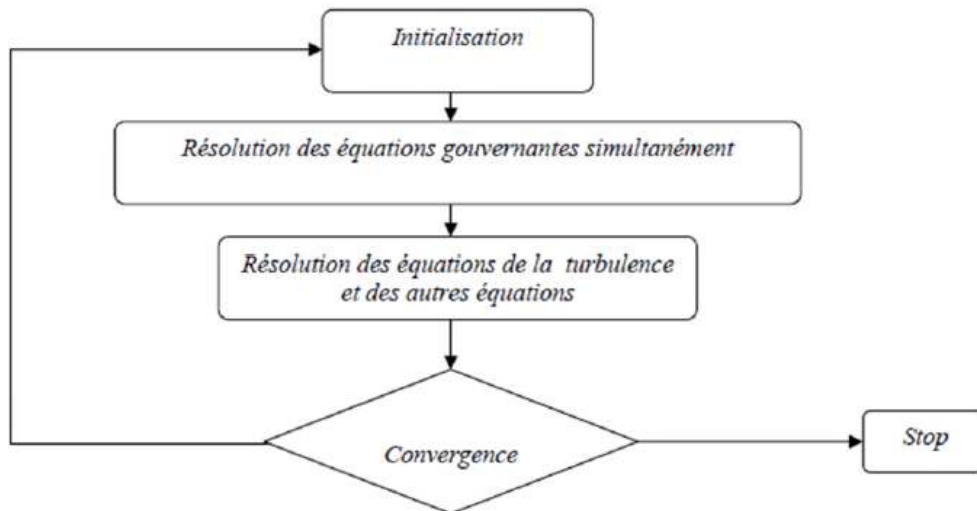


Fig. III. 1 Vue d'ensemble de la méthode de résolution couplée.

III. 5. Résolutions des équations :

Nous venons de voir de manière très succincte comment un calcul dynamique des fluides numérique est réalisé. Ce qu'il faut retenir :

- le point de départ sont les équations de la dynamique des fluides ;
- étant impossible de les résoudre analytiquement, on a recours aux méthodes numériques
- de discrétisation (spatiale et temporelle) ;
- une simulation DNS est très coûteuse et difficile à mettre en place mais ne nécessite pas de modèle de turbulence ;
- le cas échéant, l'utilisation d'un modèle de turbulence permet de simplifier la mise en place d'un calcul dynamique des fluides numérique;

- au prix d'inconnues supplémentaires qu'il faut modéliser pour parvenir à un système fermé ;
- une modélisation de type RANS fournit des valeurs moyennes et la qualité des résultats comparés à la réalité peut dépendre du choix d'un modèle ;
- d'autres critères interviennent comme l'ordre des schémas de discrétisation, la qualité du maillage, le nombre de mailles...

Cette section achève la partie « théorique » de cette introduction à la dynamique des fluides numérique. La suite abordera de manière plus pratique le déroulement d'une simulation dynamique des fluides numérique.

III .6 Maillage :

La génération du maillage (2D ou 3D) est une phase très importante dans une analyse dynamique des fluides numérique, vu son influence sur la solution calculée. Un maillage de très bonne qualité est essentiel pour l'obtention d'un résultat de calcul précis, robuste et significatif. La qualité du maillage a un sérieux impact sur la convergence, la précision de la solution et surtout sur le temps de calcul.

Une bonne qualité de maillage repose sur la minimisation des éléments présentant des « distorsions » (skewness en anglais), et sur une bonne « résolution » dans les régions présentant un fort gradient (couches limites, ondes de choc, . . .). Un bon maillage doit également être suffisamment « lisse ».

III .6.1 Composants du maillage :

Le domaine de calcul est défini par un maillage qui représente le fluide et les faces solides qui interviennent.

- “Cell” : volume de contrôle divisant la géométrie ;
- “Face” : frontière d'une “cell”, où sont définies les conditions aux limites ;
- “Edge” : frontière d'une “face” ;
- “Node” : point de maillage ;
- “Zone” : groupe de “nodes”, “faces” et/ou “cells”.

III .6.2 Choix du type de maillage :

On définit les maillages structurés, et non structurés (voir Fig. III.3).

III .6.2 .1 Maillage structuré (quadra/hexa) :

Un maillage structuré est un maillage qui peut être généré en reproduisant plusieurs fois une maille élémentaire. Dans ce type de maillage, tout nœud peut être repéré par un doublet ou un triplet (i, j, k). Le maillage structuré tire profit de la numérotation et la topologie est implicite (stockage quasi-nul). En 2D, les éléments sont des quadrilatères, en 3D ce sont des hexaèdres. Il présente les avantages suivants :

– Economique en nombre d'éléments, présente un nombre inférieur de mailles par rapport à un maillage non structuré équivalent.

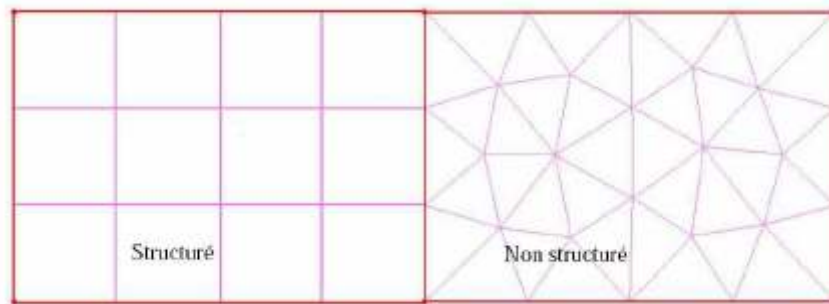


Fig. III 2: Maillages structurés et non structurés. [9]

Lorsque l'écoulement moyen est aligné avec le maillage, un maillage structuré réduit les risques d'erreurs numériques. Ses inconvénients :

- Difficile à générer dans le cas d'une géométrie complexe.
- Difficile d'obtenir une bonne qualité de maillage pour certaines géométries complexes.

Il est beaucoup plus facile à générer en utilisant une géométrie à blocs multiples.

III. 6. 2 .2 Maillage non structuré (tri/tétra)

Les éléments de ce type de maillage sont générés arbitrairement sans aucune contrainte quant-à leur disposition. Ses avantages :

- Peut être généré sur une géométrie complexe tout en gardant une bonne qualité des éléments,
- Les algorithmes de génération de ce type de maillage (tri/tétra) sont très automatisés.

Ses inconvénients :

- Très gourmand en nombre de mailles comparativement au maillage structuré.
- Impose une structure de données gourmande en capacités de stockage.
- Engendre des erreurs numériques (fausse diffusion) qui peuvent être plus importantes si

- on le compare avec le maillage structuré.

III. 6. 2 .3 Maillage hybride :

Maillage généré par un mélange d'éléments de différents types, triangulaires ou quadrilatéraux en 2D, tétraédriques, prismatiques, ou pyramidaux en 3D. Il combine les avantages des maillages structurés et non structurés.

III. 6.3 Techniques générales de génération du maillage

En pratique, il n'existe pas de règle précise pour la création d'un maillage valable, cependant il existe différentes approches qui permettent d'obtenir une grille acceptable. Nous pouvons résumer ces règles ainsi :

- Maintenir une bonne Qualité des éléments,
- Assurer une bonne Résolution dans les régions à fort gradient,
- Assurer un bon Lissage dans les zones de transition entre les parties maillage à fin et les parties à maillage grossier,
- Minimiser le nombre Total des éléments (temps de calcul raisonnable).

On peut se souvenir de ces règles en utilisant la formulation mnémotechnique QRLT.

III. 6. 4 Convergence en maillage

Dans une modélisation dynamique des fluides numérique, la solution doit être indépendante de la densité du maillage pour être sûr du réalisme de la solution que donne le solveur après convergence.

De manière systématique, pour tout calcul par dynamique des fluides numérique on se doit de réaliser et de présenter un test de convergence en maillage, en reportant l'évolution d'une grandeur, tant qu'à faire que l'on souhaite mesurer par la simulation en cours le coefficient de frottement à une paroi, la différence de charge hydraulique aux bornes d'une pompe, un coefficient de transfert thermique, . . . en fonction de la taille du maillage que l'on raffine successivement (voir Fig. 6).

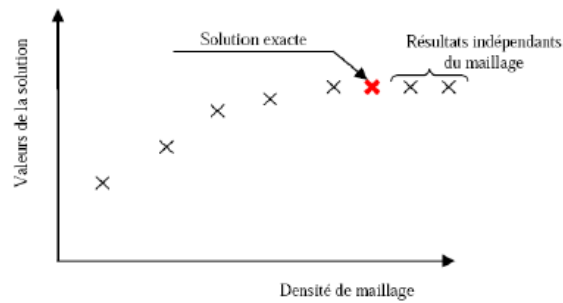


Fig. III 3 : Test de convergence en maillage. [9]

III. 7. Discrétisation et les conditions aux limites :

C'est une opération de transformation de la géométrie originale du dispositif à un ensemble de nœuds (grille) ou le dispositif doit garder la forme initiale (originale), ceci se fait par le traçage des lignes parallèles aux axes x et y et leur intersection donne les nœuds du maillage.

Le principe de la discrétisation en volumes finis consiste à transformer les équations gouvernantes en expressions algébriques qui seront résolues numériquement.

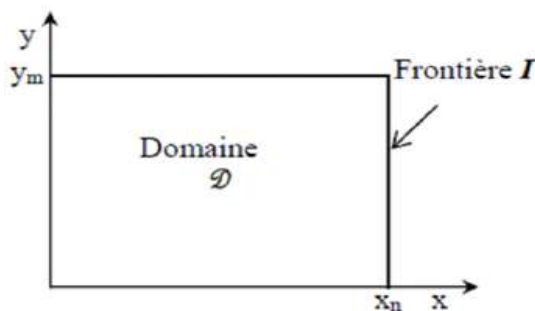


Fig. III. 4 Géométrie originale.

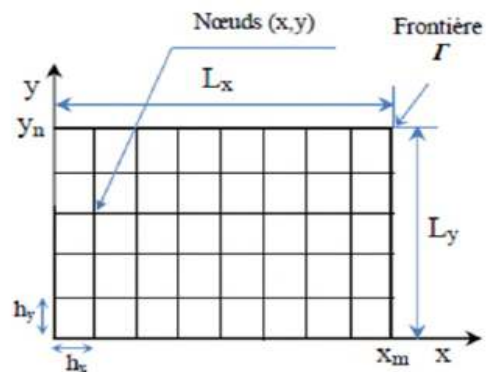


Fig. III. 5 Géométrie discrétisée [9]

III. 7. 1. Opération conditions

Avant de choisir les conditions aux limites, il faut choisir d'abord la valeur de la pression de référence. En effet, bien souvent les calculs sont effectués avec une pression relative appelée "gauge pressure" et ce afin d'éviter les erreurs d'ordre numérique lors du calcul pour des écoulements à faible nombre de Mach. La relation liant la pression absolue à la "gauge pressure" est donnée par $P_{abs} = P_{op} + P_{gauge}$, avec P_{op} la "operating pressure". Par défaut il s'agit de la pression atmosphérique.

On peut également inclure la gravité. Attention, selon les codes, on a alors prise en compte ou non de la pression hydrostatique dans la pression utilisée.

III .7.2 Les conditions aux limites :

On dispose d'un certain nombre de conditions, parmi lesquelles on distinguera des conditions d'entrée, de sortie, aux frontières solides, de périodicité ou de symétrie. Il faut garder à l'esprit que par défaut, les conditions imposées de type entrée / sortie correspondent à des profils uniformes sur la frontière, ce qui ne représente pas toujours la réalité physique.

Par exemple, pour Fluent, on a le choix pour les entrées entre :

- Velocity Inlet: Utilisée pour des écoulements incompressibles ou moyennement compressibles; la vitesse d'entrée est imposée.
- Pressure Inlet : Utilisée pour les écoulements compressibles et incompressibles. On fixe alors la pression totale **en entrée**.
- Définition de la pression totale en écoulement incompressible :

$$P_t = p + \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (\text{III.21})$$

En écoulement compressible de c_p constant, avec l'exposant isentropique et M le nombre de Mach :

$$P_t = p (1 + (\gamma - 1/2) M^2)^{\gamma/(\gamma - 1)} \quad (\text{III.22})$$

Mass Flow Inlet: On impose un débit massique connu à l'entrée. Pas nécessaire en écoulement incompressible.

- Inlet Vent : Exotique, correspond à une grille d'aération dont on fixe la loi de perte de charge.
- Intake Fan : Exotique, correspond à un ventilateur d'aspiration dont on fixe la caractéristique.

Et pour **les sorties** :

Pressure Outlet : Spécifie la pression statique de sortie. L'utilisation de Pressure Outlet sert à définir la pression statique à la sortie. L'utilisation de la condition "Pressure Outlet" au lieu de "Outflow" a souvent comme conséquence une meilleure convergence. Nota:

Problèmes de retour de débit ("BackFlow"). Le phénomène apparaît lorsque la pression statique dans une maille voisine à la maille qui est sur la frontière est inférieure à la pression imposée en conditions aux limites. Il faut essayer d'éliminer le "Backflow" en éloignant la sortie (en allongeant le domaine de calcul).

- Outflow : Cette condition est utilisée pour modéliser les sorties de fluide dont on ne connaît pas a priori les détails de la vitesse et de la pression à la sortie. On suppose qu'on a atteint un régime établi où les gradients de vitesse et de température normaux à la sortie sont nuls.

Cette condition n'est pas appropriée pour les calculs suivants :

- Si le problème possède une condition de type "Pressure Inlet" ;
- Si vous modélisez un écoulement compressible ;
- Si vous modélisez un écoulement instationnaire avec variation de la densité.
- Pressure Far-field : uniquement en compressible, on modélise un écoulement libre de nombre de Mach connu.
- Outlet Vent : Exotique, correspond à une grille d'aération dont on fixe la loi de perte de charge.
- Outake Fan : Exotique, correspond à un ventilateur d'extraction dont on fixe la caractéristique.

Conditions de parois

Cette condition aux frontières permet de spécifier les parois du volume de contrôle. Les parois peuvent être déclarées fixes ou en mouvement relatif à l'exemple des rotors des machines roto dynamiques.

Chapitre IV :
Simulation
numérique d'un
écoulement dans
une pompe.

IV.1 Introduction:

Ce chapitre est consacré à la résolution des équations présentées dans le précédent chapitre. On va présenter au premier lieu, le code de calcul utiliser et les étapes à suivre pour réaliser une simulation, La géométrie ainsi que la création du maillage de la pompe centrifuge sont expliquées, puis on verra les procédures utiliser par ANSYS Fluent pour la résolution des équations de transport, les conditions aux limites seront exposés.

IV.2. Présentation de code de calcul ANSYS Fluent:

ANSYS Fluent est le logiciel de dynamique des fluides (CFD) le plus puissant du marché pour aller plus vite et plus loin dans l'optimisation de la performance. ANSYS Fluent offre des fonctionnalités éprouvées de modélisation physique d'écoulement fluide, de turbulence, de transfert de chaleur et de réaction chimique, et fournit des résultats rapides et précis pour une très large gamme d'applications CFD et multiphysiques.

ANSYS permet de prédire avec confiance le succès des produits dans le monde réel. Les entreprises utilisent ANSYS pour créer des prototypes virtuels complets de produits et de systèmes complexes de mécanique, d'électronique, de composants électroniques et de logiciel mettant en jeu tous les phénomènes physiques qui existent dans la réalité.

Fluent est un solveur très utilisé dans l'industrie 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, il dispose d'une interface de scripts pour automatiser les processus de calcul. L'un des intérêts de ce logiciel de simulation généraliste, est qu'il dispose d'un nombre relativement important de modèles, pouvant faire face à divers aspects de la mécanique des fluides, Fluent contient également un outil de visualisation des résultats qui permet d'afficher les champs de pression, vitesse , surface...etc.

La résolution numérique par Fluent d'une manière générale, suit les étapes suivantes :

1. Création de la géométrie sous ANSYS-Design modeler;
2. Choix de maillage sous ANSYS-Meching ;
3. Définition des conditions aux limites sous Fluent;
4. Calcul avec FLUENT pour les différents cas retenus ;
5. Analyse des résultats obtenus.

IV.3. Géométrie :

Elle consiste à dessiner la pompe centrifuge en utilisant ANSYS design modeler.

La géométrie étudié est composée respectivement de:

- Une roue de diamètre 60 mm, 6 mm d'épaisseur.
- 8 aubes hélices (Angle 10°), 1.5 mm d'épaisseur
- Un arbre de diamètre extérieur 15 mm, 8.5 de diamètre intérieur, et d'une longueur de 20 mm
- Un collecteur (Volute) de diamètre 40 mm

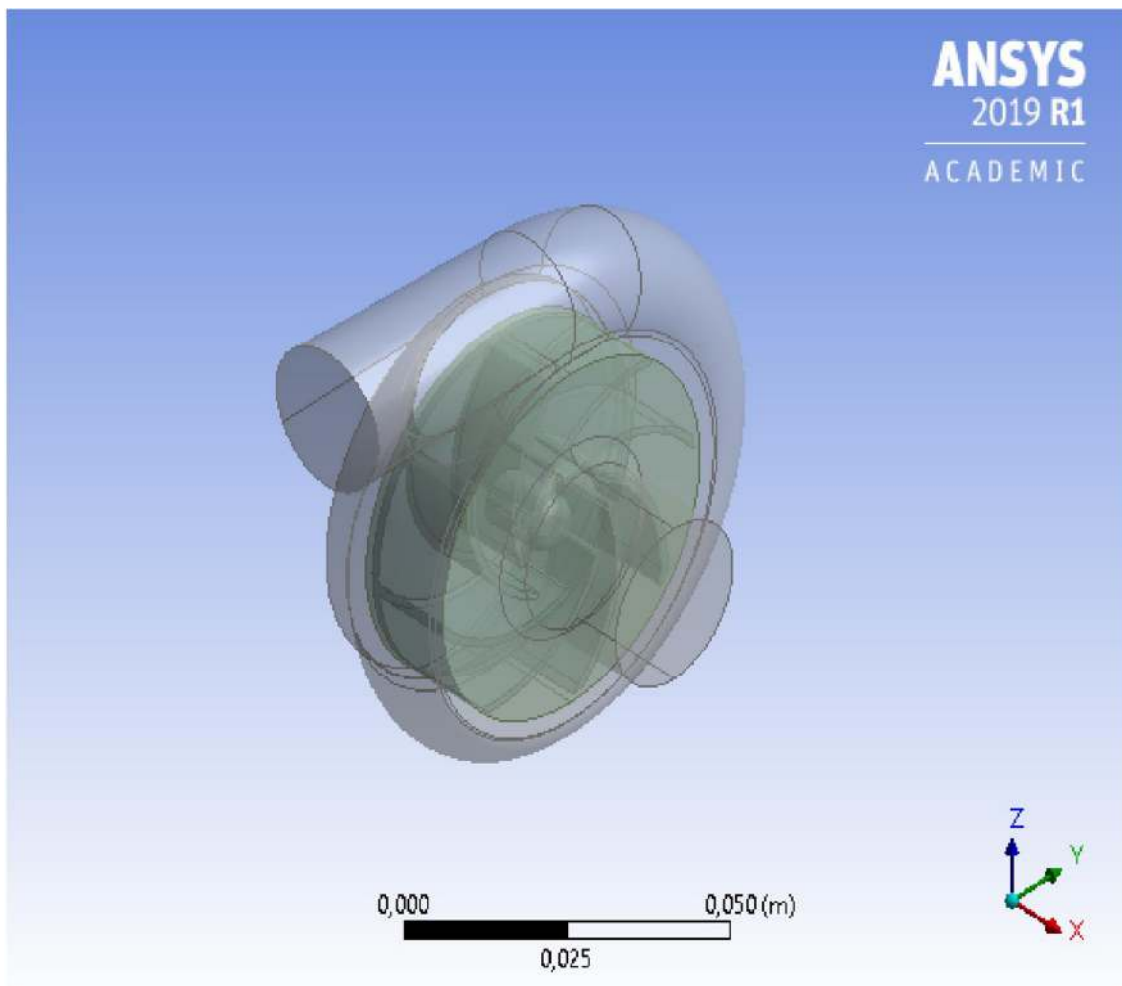


Fig. IV.1: Présentation du domaine d'étude (vue Isométrique).

IV.4. Le maillage :

Un des concepts les plus importants en CFD consiste à diviser le domaine d'écoulement par des petites cellules, cette étape représente la phase préliminaire à toute résolution. Les équations gouvernantes seront ainsi résolues pour chacune des cellules générées.

Selon la forme géométrique, il faut bien choisir une maille adaptable à la géométrie, les mailles utilisées par Fluent sont les suivantes :

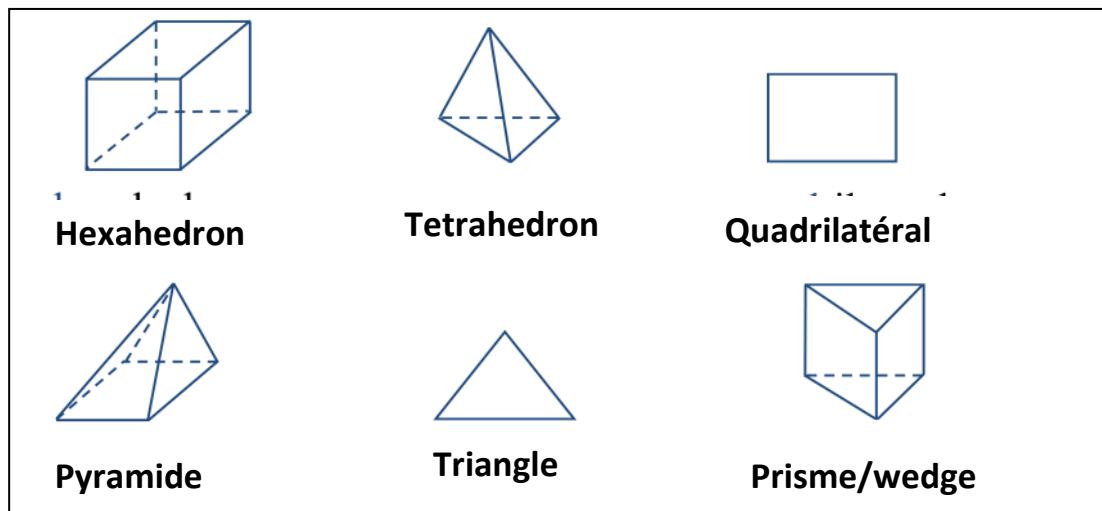


Figure IV.2 : les différents types de mailles utilisées en volumes finis par Fluent

Le maillage est la subdivision de domaine d'étude en sous-domaine appelé volume de contrôle. Il est caractérisé par :

- La dimension des mailles : 2D ou 3D ;
- Le nombre de maille ;
- La distance entre les mailles
- La géométrie des mailles : triangulaire et quadrilatérale tétraédrique et hexaédrique (3D).

Le maillage adopté dans notre cas, est un maillage triangulaire et quadratique composé de 97799 nœuds avec une transition progressive.

Le maillage de différentes zones de la pompe centrifuge est représenté dans les figures suivantes.

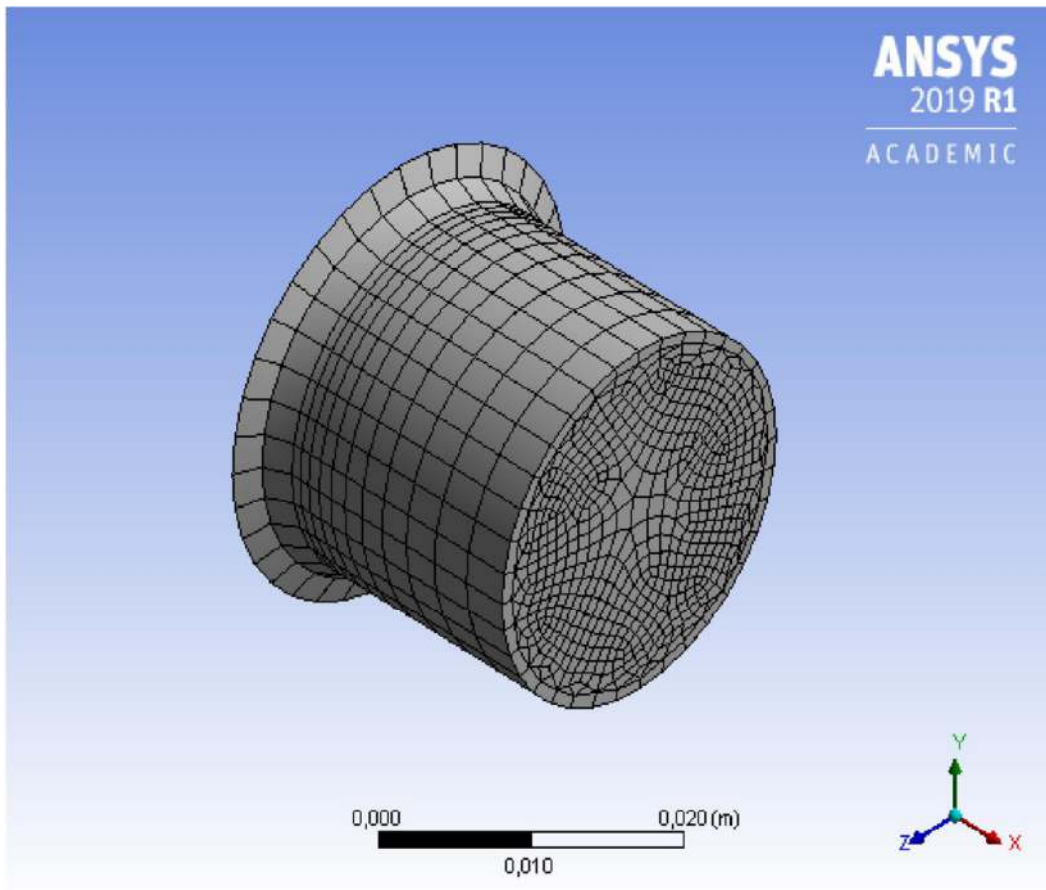


Fig. IV.3: Maillage de la zone d'entrée. (Inlet).

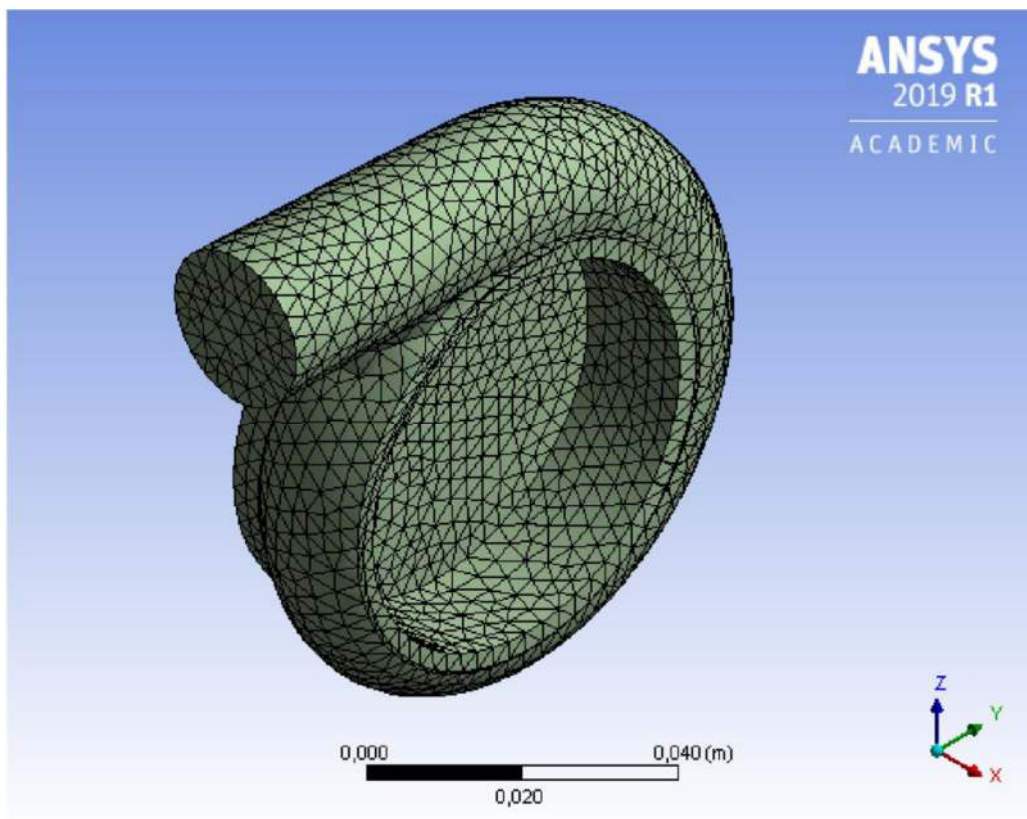


Fig. IV.4: Maillage de la zone de sortie. (Outlet).

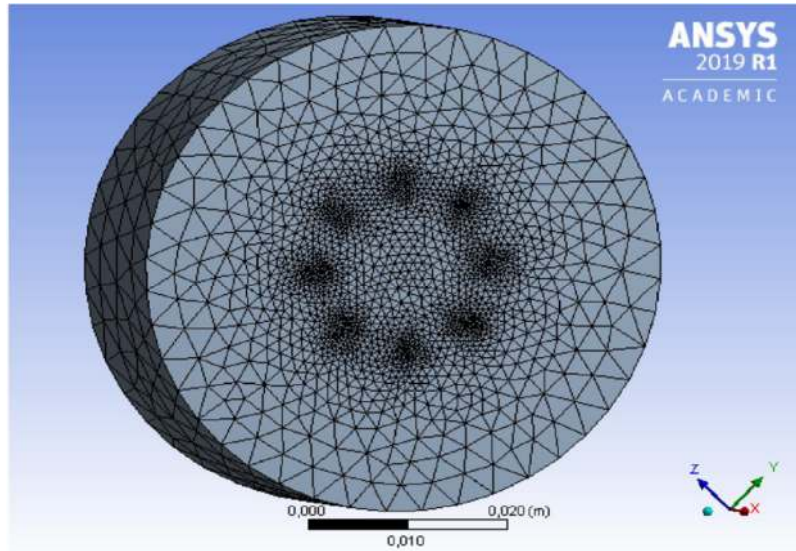


Fig. IV.5:Maillage de zone de roue. (Impeller zone).

IV.5. Méthode de résolution :

La méthode de résolution adaptée par ANSYS Fluent est la méthode des volumes finis. C'est une technique de discrétisation, elle insiste de faire une :

1. Division du domaine en volumes de contrôle discrets en utilisant une grille de calcul (Maillage) ;
2. Intégration des équations de conservation aux dérivées partielles sur les volumes de contrôle individuels (figure IV.5), et les convertir en équations algébriques, ce qui donne une équation discrète des inconnus telles que les vitesses, la pression sont conservés scalaires.

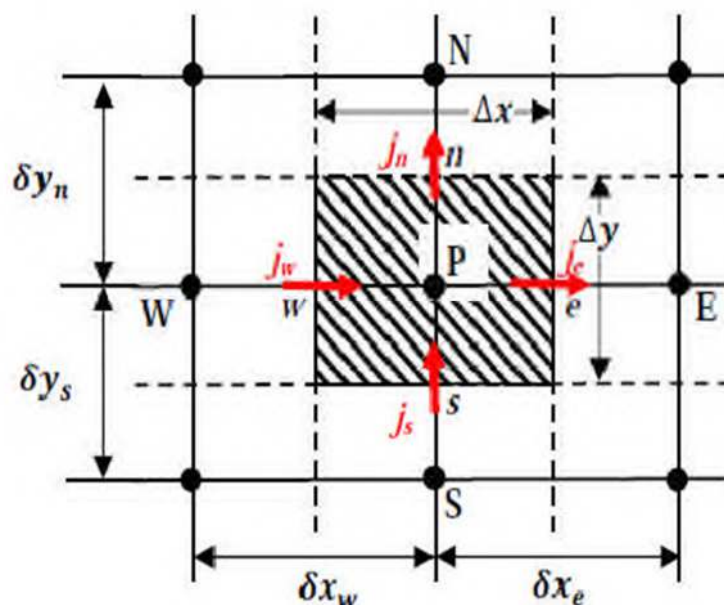


Fig. IV.6: Volume de contrôle.

3. La linéarisation des équations discrétisées et la solution du système d'équations linéaires résultant pour donner les valeurs mises à jour des variables dépendantes

Avec :

P : le nœud principale ;

(E, W) et (N, S) présentent respectivement les volumes de contrôle voisins dans les directions x et y ;

(e, w) et (n, s) : les faces de volume de contrôle respectivement dans les direction x et y.

L'équation générale de transport d'une variable Φ s'écrit comme suit :

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t}(\rho\Phi)}_1 + \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \Phi)}_2 = \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_i} \left[\Gamma_\Phi \frac{\partial \Phi}{\partial x_i} \right]}_3 + \underbrace{S_\Phi}_4 \quad (\text{IV. 1})$$

Avec :

- 1: représente le terme transitoire ;
- 2: transport par convection ;
- 3: transport par diffusion ;
- 4: terme source de variable Φ ;
- Φ : quantité scalaire ;
- Γ_Φ : coefficient de diffusion.

L'équation (IV.1) s'écrit en coordonnées cartésiennes, bidimensionnelles comme suit :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\Phi) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u \Phi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v \Phi) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma_\Phi \frac{\partial \Phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma_\Phi \frac{\partial \Phi}{\partial y} \right) + S_\Phi \quad (\text{IV. 2})$$

Cette équation peut s'écrit en cas stationnaire sous la forme suivante :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\rho u - \Gamma_\Phi \frac{\partial \Phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\rho v \Phi - \Gamma_\Phi \frac{\partial \Phi}{\partial y} \right) = S_\Phi \quad (\text{IV. 3})$$

$$\text{On pose : } \begin{cases} j_x = \left(\rho u \Phi - \Gamma_\Phi \frac{\partial \Phi}{\partial x} \right) \\ j_y = \left(\rho v \Phi - \Gamma_\Phi \frac{\partial \Phi}{\partial y} \right) \end{cases}$$

Où j_x , j_y sont respectivement les flux totaux (par convection et diffusion) par unité de surface suivant les directions x et y.

L'équation (IV.3) devienne :

$$\frac{\partial j_x}{\partial x} + \frac{\delta j_y}{\delta y} = S_\Phi \quad (\text{IV. 4})$$

A. Discrétisation de l'équation de transport :

L'intégrale de l'équation de Φ sur un volume de contrôle est donnée par:

$$\int_s^n \int_w^e \left(\frac{\partial j_x}{\partial x} + \frac{\delta j_y}{\delta y} \right) dx dy = \int_s^n \int_w^e S_\Phi dx dy \quad (\text{IV. 5})$$

$$\int_s^n \int_w^e \frac{\partial j_x}{\partial x} dx dy + \int_s^n \int_w^e \frac{\delta j_y}{\delta y} dx dy = \int_s^n \int_w^e S_\Phi dx dy \quad (\text{IV. 6})$$

$$[(j_x)_e - (j_x)_w] \int_s^n dy + [(j_y)_n - (j_y)_s] \int_w^e dx = \int_s^n [\int_w^e S_\Phi dx] dy \quad (\text{IV. 7})$$

$$\Rightarrow (j_x)_e \Delta y - (j_x)_w \Delta y + (j_y)_n \Delta x - (j_y)_s \Delta x = \overline{S_\Phi} \Delta x \Delta y \quad (\text{IV. 8})$$

Avec:

$\overline{S_\Phi}$: La valeur moyenne du terme source sur le volume de contrôle, qui est linéarité de façon à forcer la convergence, de sorte que:

$$\overline{S_\Phi} = S_c + S_p \Phi_p \quad (\text{IV. 9})$$

Où :

S_c : est la partie constante qui ne dépend pas explicitement de S_p .

S_p : est la pente de Φ_p .

Il est nécessaire que le coefficient S_p soit inférieur à zéro pour que la solution soit numériquement stable et que la convergence soit plus rapide.

$$\text{Si on pose : } \begin{cases} j_e = (j_x)_e \Delta y \\ j_w = (j_x)_w \Delta y \end{cases} \quad \text{et} \quad \begin{cases} j_n = (j_y)_n \Delta x \\ j_s = (j_y)_s \Delta x \end{cases}$$

L'équation (IV.8) s'écrit comme suit :

$$j_e - j_w + j_n - j_s = \overline{S_\Phi} = S_c + S_p \Phi_p \quad (\text{IV. 10})$$

Avec:

j_e, j_w, j_n, j_s : sont les flux totaux intégrés sur chaque face de volume de contrôle, ils sont composés de deux parties : flux convectif et diffusif.

$$j_e = \left(\rho u \Phi - \Gamma_\Phi \frac{\partial \Phi}{\partial x} \right)_e \Delta y \quad (\text{IV. 11})$$

$$j_w = \left(\rho u \Phi - \Gamma_\Phi \frac{\partial \Phi}{\partial x} \right)_w \Delta y \quad (\text{IV. 12})$$

$$j_n = \left(\rho v \Phi - \Gamma_\Phi \frac{\partial \Phi}{\partial y} \right)_n \Delta x \quad (\text{IV. 13})$$

$$j_s = \left(\rho v \Phi - \Gamma_\Phi \frac{\partial \Phi}{\partial y} \right)_s \Delta x \quad (\text{IV. 14})$$

B. Les schémas de discrétisation :

ANSYS Fluent dispose de plusieurs schémas de discrétisation pour les termes convectifs, on distingue :

1. Schéma de discrétisation Upwind premier ordre.
2. Schéma de loi de puissance (Power-law).
3. Schéma Upwind deuxième ordre.

Un schéma de premier ordre donne une meilleur convergence que le schéma de deuxième ordre, mais il donne des résultats moins précis, en particulier sur le maillage triangulaire/tétraédrique. Pour des maillages quadratiques/hexaédriques, les meilleurs résultats sont obtenus en utilisant le schéma Upwind de deuxième ordre.

Pour le schéma de loi de puissance, il donne la même précision que le schéma de premier ordre.

Pour notre cas, on opte pour le schéma Upwind de deuxième ordre pour les équations de mouvement et de pression, et le schéma Upwind de deuxième ordre pour les équations de dissipation (ϵ) et cinétique (K), et la pression de deuxième ordre, et pour le calcul de gradient, on va utiliser la méthode de Least Squares Cell-Based.

L'équation de transport scalaire discrétisé contient la variable scalaire inconnue au centre de la cellule, ainsi que des valeurs inconnues dans des cellules voisines environnantes. Cette équation sera, en générale, être non-linéaire par rapport à ces variables. Une forme linéarisée de l'équation peut s'écrire :

$$a_p \Phi = \sum_i a_i \Phi_i + b \quad (\text{III. 15})$$

Où :

i (E, W, N, S): indice se réfère à des cellules voisines:

a_p, a_i sont les coefficients linéarisés pour Φ et Φ_i .

b : nombre qui dépend de terme source des cellules voisines.

Le nombre de voisins de chaque cellule dépend de la topologie du maillage, mais sera généralement égale au nombre de faces entourant la cellule (cellules limites étant l'exception).

Finalement, l'équation de discrétisation spatiale s'écrit comme suit :

$$a_p \Phi_p = a_E \Phi_E + a_W \Phi_W + a_N \Phi_N + a_S \Phi_S + b \quad (\text{III. 16})$$

IV.6. Conditions aux limites de fluide:

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

a. Conditions d'entrée et de sortie de l'écoulement:

- ✓ Pression d'entrée (pressure inlet).
- ✓ Vitesse de l'entrée (velocity inlet).
- ✓ Débit massique à l'entrée (mass flow inlet).
- ✓ Pression de sortie (pressure outlet).
- ✓ Sortie (out flow).
- ✓ Champ de pression lointain (pressure far-field).

b. Cellules des zones internes:

- ✓ Fluide.
- ✓ Solide.

c. Conditions des cellules des zones:

- ✓ Volute (Casing).
- ✓ Zone de roue (impeller zone), vitesse de rotation est 1500 rpm, tourne suivant l'axe (OX).

IV.7. Critère de convergence:

La convergence est calculée et mémorisée par la somme des résidus pour chacune des variables conservative à la fin de chaque itération, ces résidus tendent à zéro lorsque la solution converge.

Le résidu est calculé sous ANSYS Fluent par la relation suivante :

$$R^\Phi = \sum_{\text{domaine } p} \left| \sum_i a_i \Phi_i + b - a_p \Phi_p \right| / \sum_{\text{domaine } p} |a_p \Phi_p| \quad (\text{III. 17})$$

RESULTATS

V.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 la 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.

Différents modules physiques existent dedans, parmi lesquels on trouve la mécanique des fluides, le transfert thermique, l'électricité, l'électromagnétisme, la chimie, la mécanique des structures... Il est possible de combiner plusieurs phénomènes physiques lors d'une même simulation numérique : c'est un des points forts de ce logiciel et c'est intéressant dans la simulation des écoulements à l'intérieur de la pompe.

Ce dernier chapitre est destiné 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. (La roue, la zone de roue, et la volute). Après 65 itérations, 80 pas de temps, et 0.0003 taille de pas de temps, on doit présenter les contours des pressions, et les vecteurs de vitesses simulés par ANSYS POST.

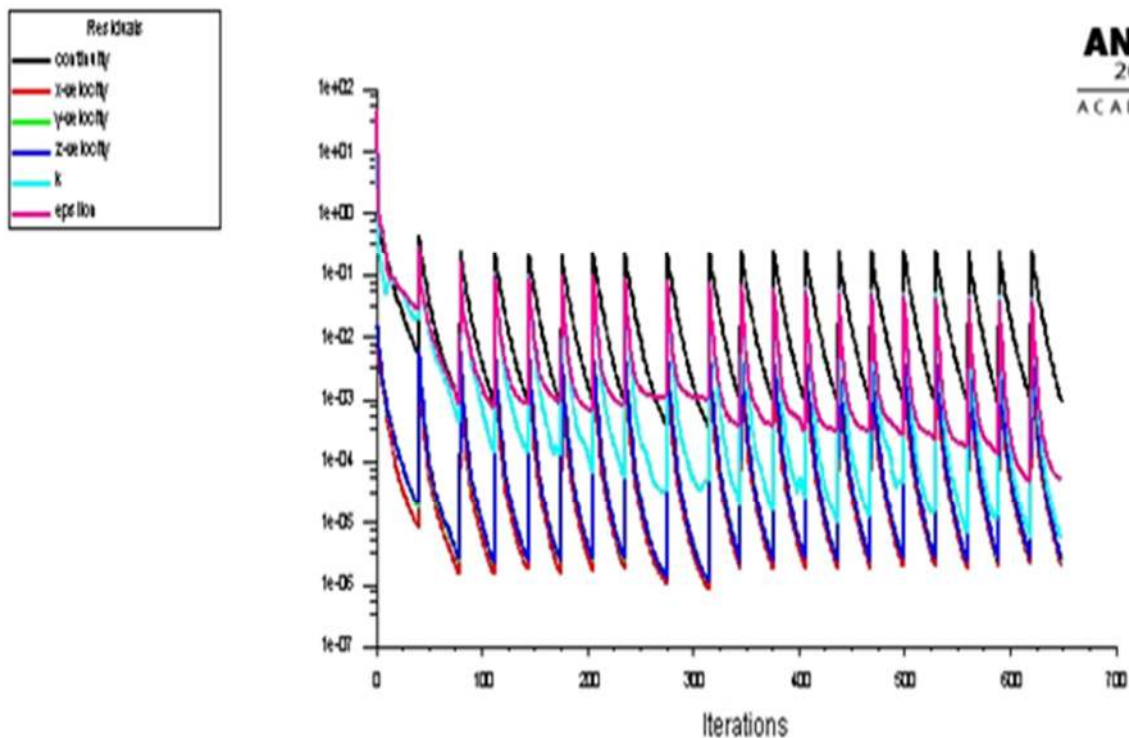


Fig. V.1: Allures de l'évolution des résidus de calcul.

V. 2. Prise en main du logiciel

Le processus de modélisation et de simulation numérique implique plusieurs étapes :

- La définition globale des paramètres et des variables liées au modèle.
- La définition de sa géométrie.
- La prise en compte des différents phénomènes physiques qui peuvent exister dans le problème considéré.
- La résolution du problème à l'aide d'un des différents solveurs.
- La visualisation des résultats.

Lors du lancement de la simulation, le logiciel utilisé permet de définir toutes les étapes de la modélisation brièvement évoquées ci-dessus. Ces étapes sont les suivantes :

- Exécutez l'assistant modèle ce qui implique de choisir le système de coordonnées pour le modèle, la physique pertinente au problème, et le type d'études que l'on souhaite effectuer (stationnaire ou en fonction du temps).
- Définir les paramètres, les équations et les variables pertinentes pour le modèle.
- Définir la géométrie du modèle.
- Sélectionnez le ou les matériaux adéquats du modèle dans le répertoire.
- Choisir les conditions initiales et aux limites de votre modèle pour chaque physique utilisée.
- Choisir la taille des éléments à utiliser pour le maillage ainsi que les différents types de maillage qui existent.
- Régler les paramètres du solveur et lancer les calculs dans le répertoire études.
- Afficher les résultats souhaités de la manière la plus significative dans le répertoire résultat.

V.3. Résultat à la vitesse de rotation $N=1500$ tr/min:

V.3.1. Evolution de la vitesse:

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).

Par contre, on a constaté que la vitesse de fluide est supérieure au niveau de la roue à aubes (Impeller).

- Variation de vitesse dans les différentes parties de la pompe:

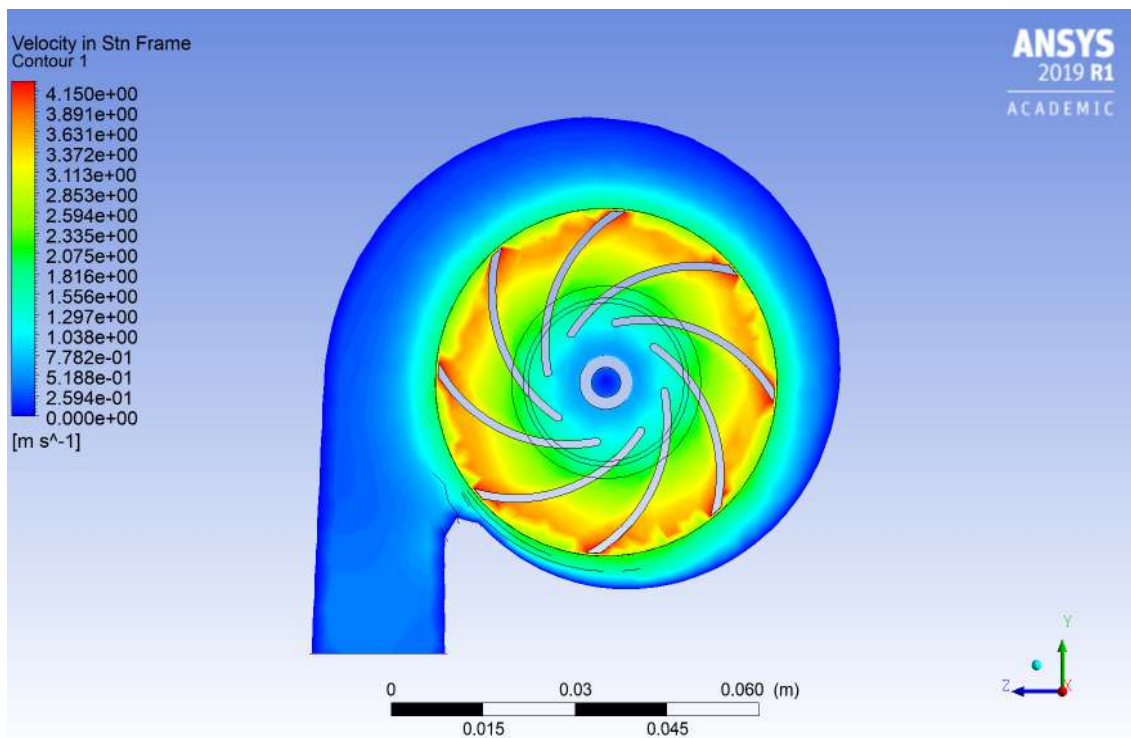


Fig. V.2: Champ de vitesse de fluide dans la pompe.

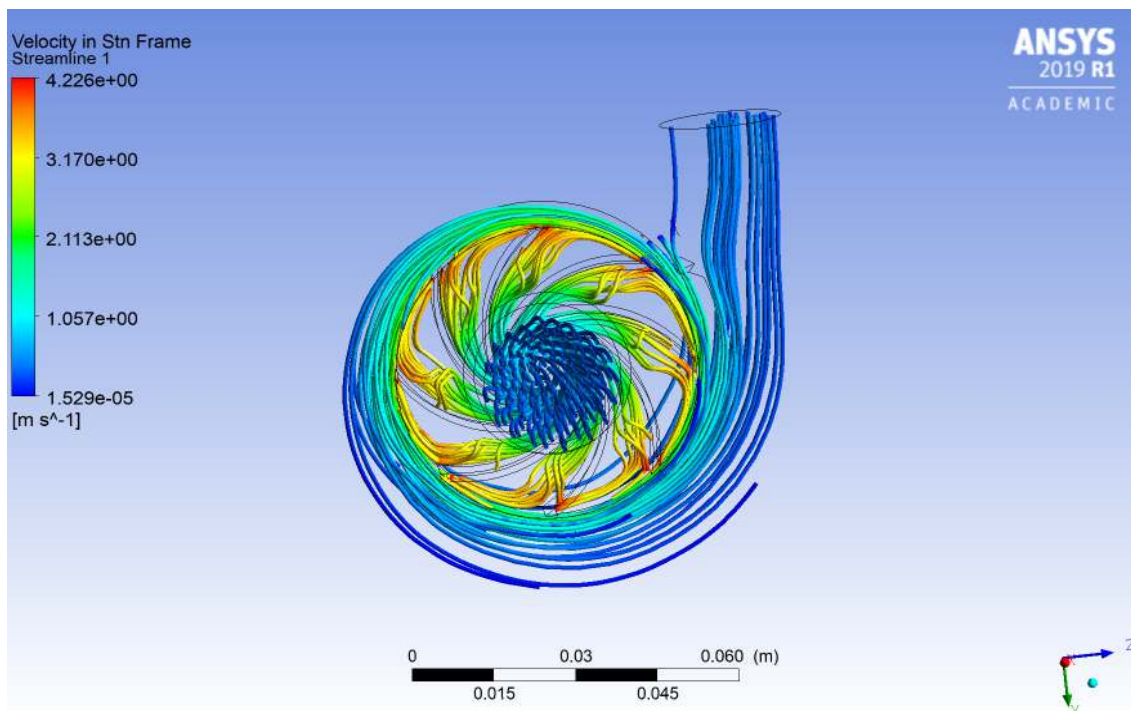


Fig. V.3 Champ de vitesse de fluide dans la pompe (Streamline).

La figure (V.3) présente les tubes de courants, autrement dit la trajectoire suivie par les particules fluides, dans l'espace entre aubages.

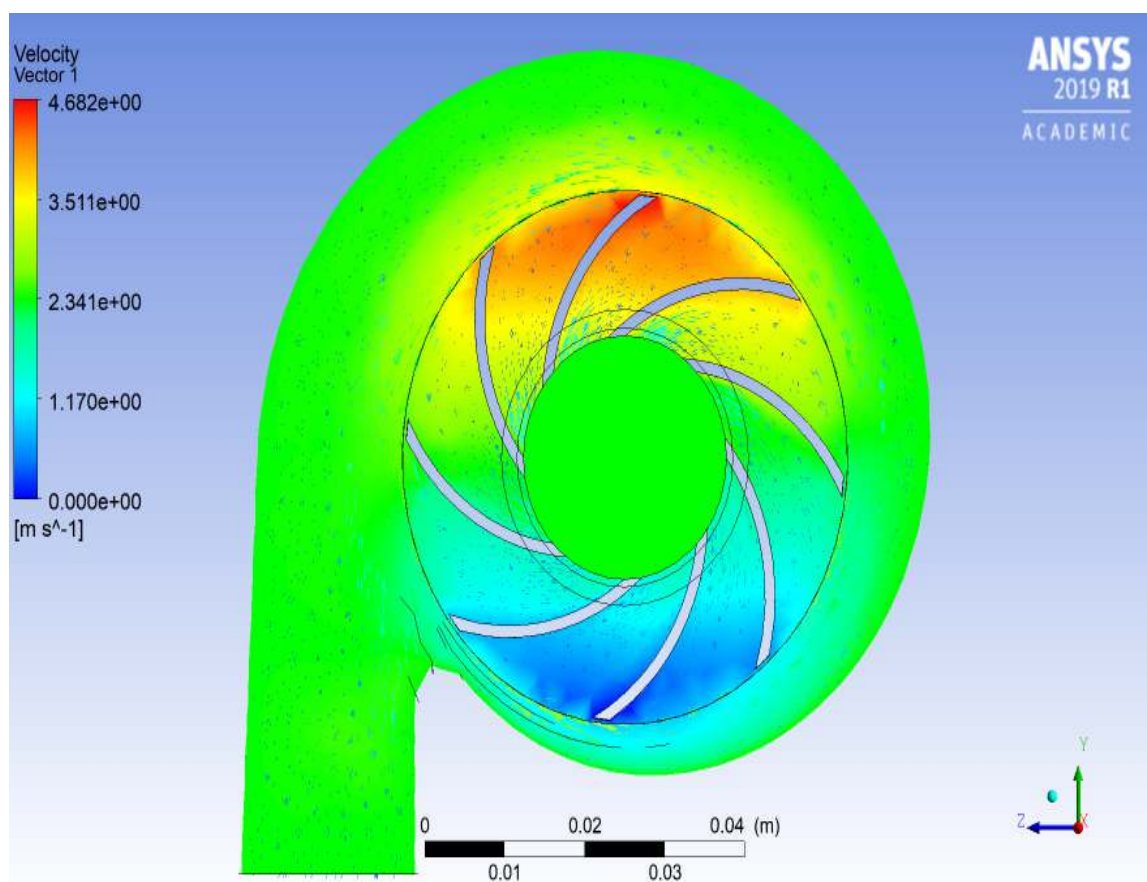


Fig. V.4 Champ de vitesse relative (w).

Ce figure nous présente la répartition de la vitesse relative (tangentielle à l'aube).

À première vue, on remarque que la répartition de la vitesse relative sur les deux faces de l'aube 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 (IV.3). 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.

V. 3. 1.2. Evolution de Pression:

- Variation de pression dans la pompe:

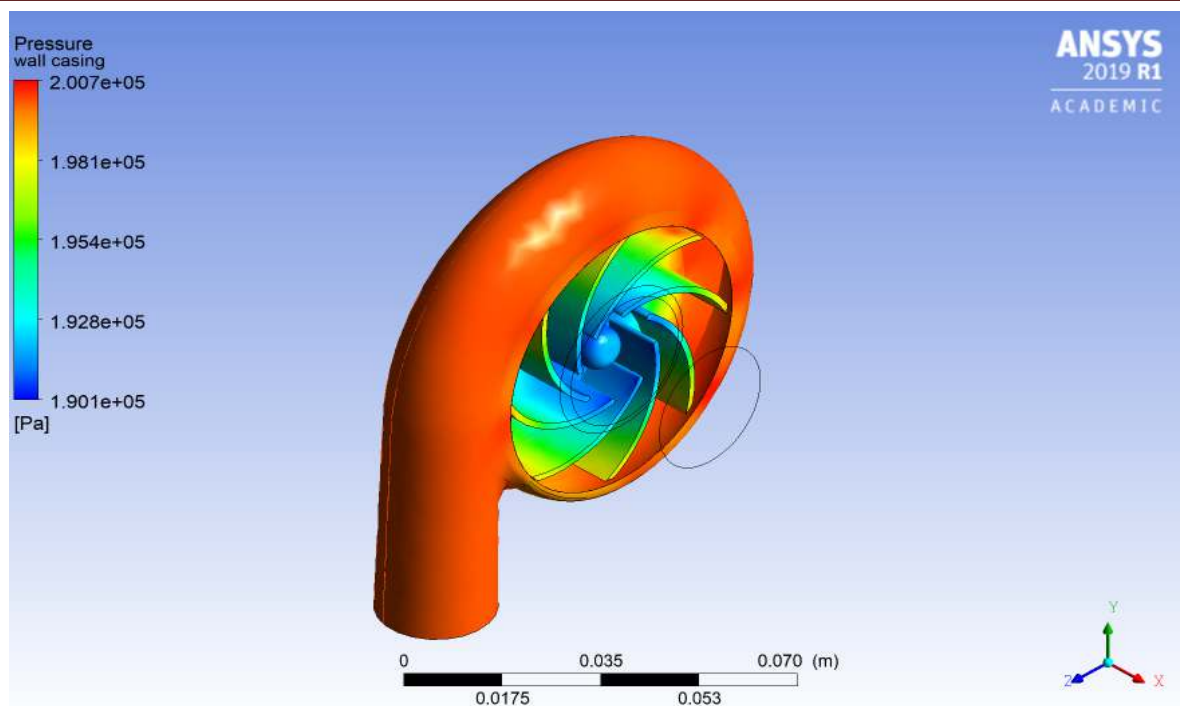


Fig. V.5 Champ de la pression dans la pompe (Wall Casing).

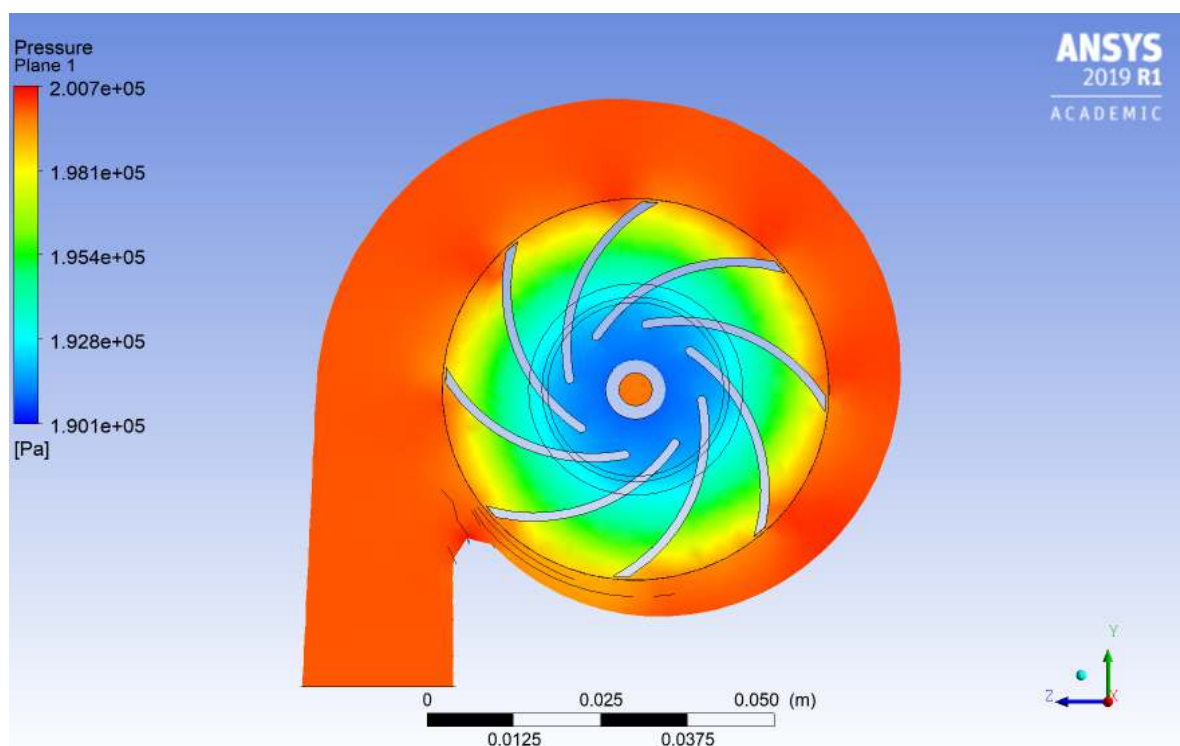


Fig. V.6 Champ de la pression dans la pompe.

La figure (V.5, V.6) présente la variation de la pression dans toutes différentes parties de la pompe. On remarque que la pression est inférieure à l'entrée (Inlet), et elle augmente progressivement jusqu'à la sortie (Outlet). Il y a une zone de contact entre la zone de roue et la volute où la pression atteinte la limite ($2.007 \text{ e}+05 \text{ Pa}$).

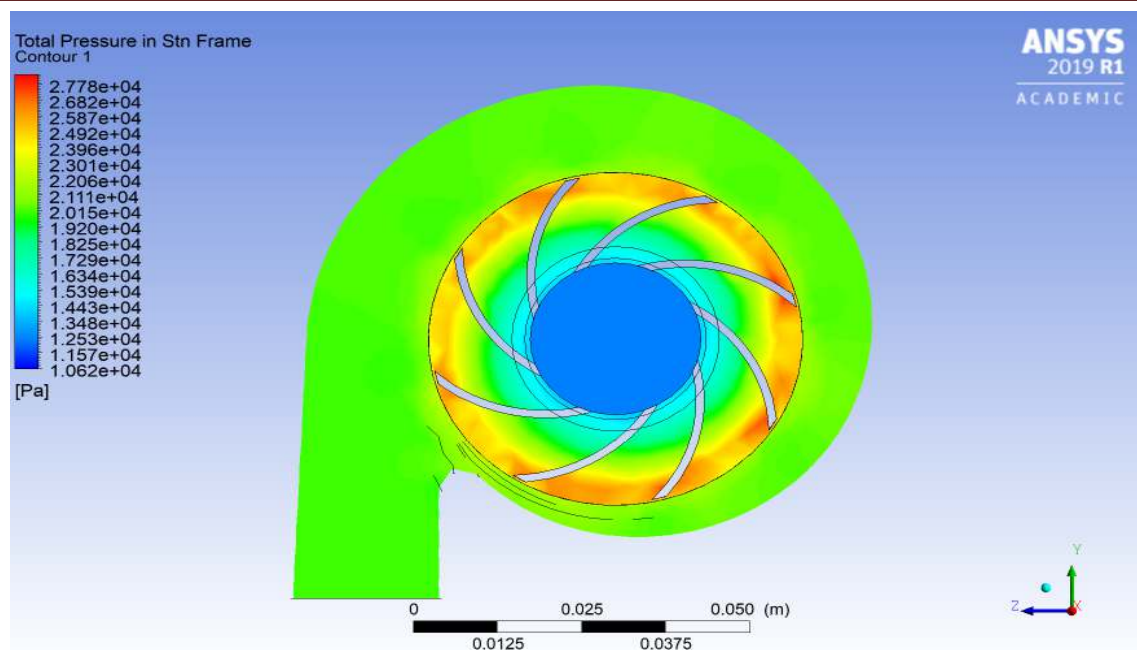


Fig. V.7 Champ de la pression totale.

Cette figure montre la répartition des champs des pressions statiques, en voit clairement la progression des champs des pressions statiques tout en se déplaçant de l'aspiration de la pompe à son refoulement.

Dans ce qui suit, nous allons vous présenter des tableaux, ayant des valeurs calculées par les relations qui décrivent, d'une manière précise des différentes dimensions et performances de notre modèle géométrique de la pompe centrifuge.

Vitesse angulaire (ω)	157	(rad/s)
Diamètre de référence	0.6	(m)
Débit volumique	0.078	(m ³ /s)
Hauteur (BA- BF)	22.5807	(m)
Hauteur (AP- RP)	21.9765	(m)
Coefficient de débit (δ)	0.0257	(-)
Coefficient de puissance (t)	0.0034	(-)
Coefficient manométrique (μ)	0.1268	(-)
Puissance absorbée par la pompe (Pa)	17436.8	(w)

Tableau V. 1. les performances de la pompe centrifuge.

Relations de Rateau suivantes :

$$\delta = \frac{Q}{ND^3}, \quad \mu = \frac{gH}{N^2D^2}, \quad \tau = \frac{pa}{\rho \cdot D^5 \cdot N^3}$$

Avec :

Q : débit de la pompe [m³/s].

N : vitesse de rotation de la roue [tr/min].

D : diamètre de référence [m].

g : gravité [m/s²].

ρ : masse volumique [Kg/s].

La puissance absorbée par la pompe a été calculée par $P_a = Q_m \cdot (U_2 \cdot C_{U2} - U_1 \cdot C_{U1})$ [W]

T : le couple appliqué à la roue en [N.m]

ω : la vitesse angulaire (rad/s)

De plus les hauteurs ; a été calculé par la fameuse relation d'Euler : $H = \frac{\Delta p_{tot}}{\rho g}$ [m]

La différence de pression a été mesurée d'une part, entre le borde d'Attaque de la pale et son borde de Fuite, qu'on a noté dans le tableau précédant par (BA-BF), et de l'autre entre l'Aspiration de la pompe et son Refoulement, noter (AP-RP).

Quantité	AP	BA	BF	RP	$\frac{BA}{BF}$	BA-BF	Unités
Densité	998.2	998.2	998.2	998.2	1	0	(kg/m ³)
U	9.006	10.0314	20.616	28.0102	2.0551	10.5846	(m/s)
C _m	3.6159	4.1650	2.5424	1.7606	0.6104	-1.6226	(m/s)
C _u	0.0072	0.5929	11.1055	7.7868	18.7298	10.5125	(m/s)
W	9.7655	10.4418	9.8871	20.3071	0.9469	-0.5548	(m/s)
W _u	-8.9988	-9.4385	-9.5105	-20.2234	1.0076	-0.0720	(m/s)
C	3.6167	4.8902	11.4474	7.9998	2.3409	6.5572	(m/s)
A	1.1092	27.7586	78.5289	82.0393	2.8290	50.7702	(deg)
B	-64.4079	-28.3641	-48.9876	-54.0756	1.7271	-20.6235	(deg)

Tableau V. 2. Les résultats obtenus sous CFD-Post.

Le tableau ci-dessus présente quelques paramètres, qui portent des informations sur les valeurs des différentes vitesses, densité, ainsi l'angle α formé entre la vitesse absolue et la vitesse tangentielle à la roue à aube (\vec{C} et \vec{U}), et sur l'angle β formé entre la vitesse relative et l'opposé de la vitesse d'entraînement de la roue, pour cela les valeurs de celui-là, sont toutes négatives ; sinon au n'aucun cas cet angle est en dessous de 0 (deg).

Ces mesures ont été obtenues dans des diverses régions de la pompe, qui sont :

- À l'Aspiration de la Pompe P_{asp}
- Au Refoulement de la Pompe P_{ref} .
- Au Bord d'Attaque de la pale B_A .
- Au Bord de Fuite de la pale B_F .

On présente dans le tableau suivant les données qui nous a permis de tracer la courbe caractéristique de notre modèle géométrique de pompe centrifuge.

*CONCLUSION
GENERALE*

Conclusion générale :

Ce travail d'étude et conception, et de simulation des écoulements 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 six aubes. Cette simulation a été conçue à l'aide d'un programme nommé ANSYS 19.3 ; ce dernier utilise comme programme de maillage « Meshing Académique » et comme solveur (outil de simulation) le Fluent 19.3.

La modélisation a été menée pour un régime turbulent de modèle $k-\omega$, 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 chute de pression dans la roue augmente avec l'augmentation des vitesses de rotation qui peut mener à la cavitation.
- ✓ 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 utilisé prévoit très bien le phénomène de cavitation.

Références bibliographiques:

- [1] AMINE BELAID, ETUDE ET CONCEPTION D'UNE POMPE CENTRIFUGE, mémoire de master en génie mécanique, option conception mécanique et productive, université Mohammed Khidher de Biskra 2017.
- [2] A. BENSLIMANE, INTRADUCTION A LAMÉCANIQUE DES FLUIDES, document photocopié, université A. MIRA, Bejaia, 2017.
- [3]ABDOU AMEL, ETUDE NUMERIQUE D'UNE COUCHE LIMITE TURBULENTE AUTOUR D'UN PROFIL BIDIMENSIONNEL.
- [4] R.REY, F.BAKIR, MACHINES CENTRIFUHES ET HELICO-CENTRIFUGES TOME II, ARTS ET METI2RS PARISTECH, 2008, livre.
- [5] AKHRAS ABDUL RAHMAN, ETUDE DE L'INTERACTION ROUE-DIFFUSEUR DANS UNE POMPE CENTRIFUGE, mémoire de doctorat en mécanique de fluide, l'institut national des sciences appliquées de Lyon.
- [6] Simulation numérique en physique statique cours de 2ème année master / physique théorique des systèmes complexes, et modélisation statique et algorithmes des systèmes hors d'équilibre.
- [7] M. OLIVIER GENEVAUX, simulation des liquides à l'aide des équations de Navier-Stokes, et visualisation à destination de l'infographie.
- [8] ZIDI SAYAH, MAZOUZI MED LASSAAD, ETUDE DE DEFAILLANCE D'UNE POMPE A EAU CENTRIFUGE DE TYPE GUINARD HP.
- [9] MESSAOUD ZAHI, SIMULATION NUMERIQUE DE L'ECOULEMENT INTERNE DANS UNE POMPE CENTRIFUGE AVEC LE « CFX ».
- [10] LINDA BOUALLAGA, SIMULATION NUMERIQUE D'UN ECOULEMENT DE FLUIDE DANS UNE ROUE DE POMPE CENTRIFUGE.
- [11] MOULLA Nassim MOUSSAOUI Rabia, SIMULATION D'UN ECOULEMENT DIPHASIQUE GRANULAIRE PAR L'APPROCHE EULER LAGRANGE, mémoire de master en hydraulique, option hydraulique urbaine, université Abderrahmane MIRA de Bejaia.

[12] D. OUZELAG, FINITE DIFFERENE METHOD, document polycopié, université A. MIRA, Bejaia, 2015.

[13] Triangle de vitesse, et courbe caractéristique d'une pompe, Cours de troisième année licence.

REFERENCES

BIBLIOGRAPHIQUES

Résumé:

Le présent travail rentre dans le cadre de l'étude, simulation, et la conception d'une pompe centrifuge 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 modélisation 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 du fluide circulant à l'intérieure de la turbomachine, on a suivi l'approche tridimensionnelle où, on a présenté les distributions des champs de pression et de vitesse. Les équations de conservation sont résolues par des algorithmes génétiques inclus dans le code de calcul « FLUENT » en utilisant la méthode des volumes finis, on a exprimé les contraintes de Reynolds par le modèle de transport des contraintes de cisaillement turbulentes ($k-\epsilon$), les résultats obtenus ne présentent pas qu'une revue sérieuse de prédiction et de la compréhension des phénomènes associées au fonctionnement des turbomachines, mais également pour la prévision des performances.

Mots-clés : conception de pompes centrifuge, volume finis, ANSYS Fluent, modélisation.

Abstract: The present work comes within the framework of the study, simulation, and the design of a centrifugal pump and consists in developing an "integral approach" for the dimensioning and the optimization of the centrifugal pump machine equipped with blades. It is a three-dimensional modeling of the dynamic behavior of an incompressible, viscous, turbulent and unsteady fluid. The aim is to analyze, and to understand the behavior of the circulating fluid inside the turbomachine, we followed the three-dimensional approach where we presented the distributions of the pressure and velocity fields. The conservation equations are solved by genetic algorithms included in the calculation code "FLUENT" using the finite volume method, the Reynolds constraints were expressed by the transport model of turbulent shear stresses ($k-\epsilon$), the results obtained do not only present a serious review of prediction and understanding of the phenomena associated with the operation of the turbomachines, but also for the prediction of the performances.

Keywords: centrifugal pump design, finite volume, modeling.