

RAPPORT DE PROJET DE FIN D'ETUDES

Pour l'Obtention du

Diplôme de Master Sciences et Techniques

Thème :

Étude et Conception d'une pompe centrifuge et identification les paramètres d'amélioration de performance

Spécialité : Génie Mécanique et Productique

Présenté par :

DROUICH Othman

Encadré par :

- Pr : Ahmed El KHALFI

Département Génie Mécanique, FST Fès

- Mr. ARIBI RADOUANE

**Encadrant de la société marocaine
d'engrenage et de la mécanique**

Effectué à : CASABLANCA

Soutenu le : 16/07/20201

Devant le jury :

• Pr A. El Khalfi	Faculté des Sciences et Techniques de Fès
• Pr M. Belatik	Faculté des Sciences et Techniques de Fès
• Pr J. Abouchita	Faculté des Sciences et Techniques de Fès

Année Universitaire : 2020-2021

Résumé

Le présent rapport décrit le travail réalisé dans le cadre de mon projet de fin d'étude que j'ai effectué au sein de la société marocaine d'engrenage et de la mécanique SMEM.

L'objectif principal de ce projet est une contribution à la conception d'une pompe centrifuge et identification des paramètres qui améliore la performance et l'efficacité.

Ce travail a commencé par l'élaboration d'une analyse fonctionnelle interne et externe, qui consistent à comprendre le problème à étudier et caractériser les fonctions portées par la pompe souhaitée pour répondre au besoin de la SMEM. En suite en utilisant le logiciel CFTurbo pour la modélisation de rotor ainsi que la volute de la pompe, puis en utilisant la méthode des volumes finis pour les simulations numériques à l'aide du logiciel commercial CFD ANSYS-CFX afin d'obtenir des modèles numériques. Ces derniers permettent d'étudier l'écoulement interne de la pompe et déterminer la distribution de vitesse et de champ de pression et la performance dans la roue et l'ensemble roue volute.

La validation des modèles développés et les résultats est réalisée en comparant les résultats des simulations numériques avec les références et ceux obtenus théoriquement

Abstract

This report describes the work carried out within the framework of my end of study project that I carried out within the Moroccan company of gears and mechanics SMEM.

The main objective of the project is a contribution to the design of a centrifugal pump and identification of parameters that improve performance and efficiency.

This work began with the development of an internal and external functional analysis, which consists of characterizing the functions carried by the desired pump to meet the needs of the SMEM. Then the rotor modeling as well as the volute of the pump using the CFturbo software, then using the finite volume method for the digital simulations using the commercial CFD software ANSYS-CFX to obtain digital models These allow to study the internal flow of the pump and to determine the velocity and pressure field distribution and performance in the impeller and volute impeller assembly.

The validation of the developed models and the results is carried out by comparing the results of the numerical simulations with the references and those obtained theoretically.

Dédicace

À ma chère Mère, A mon cher père :

Pour vos sacrifices, votre aide, vos affections, et vos patiences

Pour vos conseils qui m'a guidé tout au long de mes études

Aucun mot ne peut exprimer mon amour envers vous...

À mes chers frères,

Je ne sais pas comment vous remercier pour votre amour et tout ce
que vous avez fait

À mes professeurs,

Pour leurs efforts, leurs aides et aussi leurs informations, conseils et
leurs encouragements

A tous mes chers amis,

Pour tout le soutien que vous m'avez offert, je vous dis Merci.

À tous mes chers,

Je dédie ce travail...

Remerciement

Au terme de mon projet de fin d'étude, il est agréable de remercier toutes les personnes qui m'a soutenue et qui ont contribué et favorisé l'aboutissement de ce projet.

Je tiens à adresser ma gratitude à toute l'équipe de la Société Marocaine d'Engrenages et de Mécanique pour leur aide inconditionnelle, à travers leur longue expérience dans le domaine j'ai pu accumuler beaucoup de connaissance théorique et surtout pratique ce qui m'a poussé à accélérer mon projet de fin d'études dans une aussi prestigieuse unité industrielle.

Mes vifs remerciements à **Pr. Ahmed EL KHALFI**, mon encadrant au sein de la faculté des sciences et techniques de Fès, pour son encadrement pédagogique très consistant ainsi que pour l'intérêt avec lequel il a suivi la progression de mon travail, pour ses conseils, ses judicieuses directives et pour les moyens qu'il a mis à ma disposition pour la réussite de ce travail tout au long de ma période de stage.

Je témoigne également mon profond respect à mon encadrant industriel **Mr. ARIBI RADOUANE**, responsable de bureau de méthodes, digne à tout éloge, de m'avoir guidé le long de mon projet.

À tout le corps professoral de la FST de Fès, j'adresse mes chaleureux remerciements, pour la qualité de son enseignement, son soutien, ainsi que sa disponibilité tout au long la période de formation.

Enfin, j'adressons mes sincères considérations à tout le corps enseignant du département génie mécanique pour leur formation, conseil, soutien et tous les efforts qu'ils ont faits durant toutes ces années.

RÉSUMÉ	2
ABSTRACT.....	3
DÉDICACE	4
REMERCIEMENT.....	5
INTRODUCTION GÉNÉRALE :	10
CHAPITRE 1 : PRÉSENTATION DE LA SOCIÉTÉ ET PROBLÉMATIQUE	11
I. DESCRIPTION DE L'ENTREPRISE	11
1. <i>Historique de l'entreprise</i>	<i>11</i>
2. <i>Stratégie de développement SMEM :</i>	<i>12</i>
3. <i>Organisme générale :</i>	<i>12</i>
4. <i>Organisation des ateliers :</i>	<i>12</i>
5. <i>METHODES ET CONTRÔLE QUALITE</i>	<i>15</i>
6. <i>Domaine de compétence :</i>	<i>16</i>
7. <i>Clients et partenaires :</i>	<i>17</i>
8. <i>Quelques réalisations de la SMEM.....</i>	<i>18</i>
II. CONTEXTE DE SUJET	18
1. <i>Objectif generale :</i>	<i>19</i>
2. <i>Objectif spécifique :</i>	<i>19</i>
3. <i>Strategie de travail :</i>	<i>19</i>
CHAPITRE 2 : PRÉSENTATION DE L'ORGANE ET MÉTHODOLOGIE DE RÉOLUTION.....	21
I. INTRODUCTION :	21
II. GÉNÉRALITÉ SUR LES POMPES :	21
III. LES POMPES CENTRIFUGES :	22
IV. DÉFINITION DU PROBLÈME :	23
1. <i>Méthode QQQPC.....</i>	<i>23</i>
V. IDENTIFICATION DES CAUSES.....	24
VI. ANALYSE FONCTIONNELLE :	26
1. <i>Diagramme de bête à corne :</i>	<i>26</i>
2. <i>Recherche intuitive :</i>	<i>26</i>
3. <i>Caractéristique technique :</i>	<i>27</i>
4. <i>Diagramme pieuvre :</i>	<i>27</i>
VII. MODÉLISATION DU SYSTÈME :	28
1. <i>Diagramme SADT :</i>	<i>28</i>
2. <i>Diagramme FAST :</i>	<i>29</i>
3. <i>Éléments constitutifs d'une pompe centrifuge</i>	<i>30</i>
VIII. DIMENSIONNEMENT DE LA POMPE	30
1. <i>Triangle de vitesse</i>	<i>30</i>
2. <i>Relation d'euler</i>	<i>33</i>
3. <i>Hauteur de levage théorique :</i>	<i>33</i>
4. <i>Puissance theorique :</i>	<i>34</i>
5. <i>Degree de reaction :</i>	<i>35</i>
6. <i>Hauteur de levage réelle :</i>	<i>35</i>
7. <i>Évaluation des pertes :</i>	<i>35</i>
8. <i>Nombre des aubes :</i>	<i>36</i>
IX. MODÉLISATION DE L'ÉCOULEMENT À L'INTÉRIEUR DE LA POMPE :	37
1. <i>Caractéristiques de l'eau chargées de particules solides</i>	<i>37</i>

Table des matières

2.	<i>Equations de l'écoulement générales de base</i>	37
3.	<i>Les modèles de turbulence</i>	38
X.	MÉTHODOLOGIE DE RÉOLUTION	38
1.	<i>Modélisation de la pompe</i> :.....	38
XI.	ANALYSE THÉORIQUE DE PERFORMANCE :	43
1.	<i>La vitesse spécifique (Ns)</i> :	43
2.	<i>tringles de vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue</i>	45
3.	<i>Hauteur théorique</i> :	46
4.	<i>Hauteur manométrique</i>	47
5.	<i>Puissance de l'arbre</i>	47
6.	<i>Diamètre de l'arbre</i>	47
7.	<i>différence de pression</i>	48
8.	<i>Resulation numerique</i> :	50
	CHAPITRE 3 : RÉSULTATS ET DISCUSSIONS	55
I.	INTRODUCTION :	55
II.	SIMULATION DE LA ROUE :	55
1.	<i>Variation de l'angle de sortie d'aube de la roue</i> :.....	55
2.	<i>Variation de largeur des aubes b2</i>	61
III.	SIMULATION ROUE VOLUTE :	67
1.	<i>contour de pression</i>	68
2.	<i>Ligne de courant</i>	68
3.	<i>vitesses d'écoulement</i>	69
4.	<i>Performance de la pompe</i> :	69
	CONCLUSION GÉNÉRALE	71
	RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES	72



Liste des tableaux

Tableau 1: méthode de QQQCCP	24
Tableau 2 Propriétés de l'eau à 20°C.....	37
Tableau 3 : caractéristiques caher de charge	39
Tableau 4 paramètre de la roue	40
Tableau 5 : les différents parametre à étudier.....	43
Tableau 6 : type de la roue d'après la vtesse spécifique	43
Tableau 7 : calcule théorique des paramètre A, B, C	49
Tableau 8 calcule théorique des paramètre D, B, E	50
Tableau 9 cas étudié	51
Tableau 10 : les conditions de simulation	54
Tableau 11 : Données récapitulatives pour le parametre de la pompe A d'après les resultat de CFX-post	58
Tableau 12: Données récapitulatives pour le parametre de la pompe B d'après les resultat de CFX-post	59
Tableau 13: Données récapitulatives pour le parametre de la pompe C d'après les resultat de CFX-post	59
Tableau 14 : Caractéristique de la pompe A d'après les resultat de CFX-post.....	60
Tableau 15: Caractéristique de la pompe B d'après les resultat de CFX-post.....	60
Tableau 16: Caractéristique de la pompe C d'après le résultat de CFX-post	60
Tableau 17 : resultats theorique de parametre A, B, C	61
Tableau 18: Données récapitulatives pour le parametre de la pompe D d'après les resultat de CFX-post	64
Tableau 19 : Données récapitulatives pour le parametre de la pompe E d'après les resultat de CFX-post	65
Tableau 20: Caractéristique de la pompe D d'après le résultat de CFX-post	66
Tableau 21: Caractéristique de la pompe C d'après le résultat de CFX-post	66
Tableau 22: resultats theorique de parametre D, B, E.....	67
Tableau 23 : tableau de performance de la pompe extraire des résultats de CFX-Post	70



Figure 1: les types de pompe.....	22
Figure 2: diagramme ISHIKAWA	25
Figure 3: Diagramme bête à corne	26
Figure 4: Diagramme pieuvre des interacteurs du système.....	27
Figure 5: Diagramme SADT	28
Figure 6: Diagramme FAST.....	29
Figure 7: composants d'une pompe centrifuge	30
Figure 8: procédure de dimensionnement d'une pompe centrifuge	38
Figure 9 : vue méridienne d'aube sur CFturbo	39
Figure 10 : modèle 3D de la roue sur CFturbo.....	40
Figure 11: le rayant R de volute suivant l'angle θ de spirale.....	41
Figure 12 : présentation de diffuseur.....	42
Figure 13: modèle 3D de la pompe centrifuge sur logiciel CFturbo.....	42
Figure 14: Classification des pompes en fonction de la vitesse spécifique N_s	44
Figure 15 : Rendements hydraulique et global de pompes centrifuges et hélico centrifuges en fonction de la vitesse spécifique.....	45
Figure 16: Procédure d'analyse de la roue et la volute par la CFD	52
Figure 17: Maillage des domaines d'une aube de la roue	53
Figure 18: Maillage de la volute	54
Figure 19 : angle de sortie $\beta_2 = 10^\circ$	56
Figure 20: angle de sortie $\beta_2 = 14.4^\circ$	56
Figure 21: angle de sortie $\beta_2 = 60^\circ$	56
Figure 22: contour de pression statique totale de l'angle $\beta_2 = 60^\circ$	56
Figure 23: contour de pression statique totale de l'angle $\beta_2 = 14.4^\circ$	56
Figure 24: contour de pression statique totale de l'angle $\beta_2 = 10^\circ$	56
Figure 25: vitesse d'écoulement $\beta_2 = 14.5^\circ$	57
Figure 26 : vitesse d'écoulement $\beta_2 = 10^\circ$	57
Figure 27 : vitesse d'écoulement $\beta_2 = 60^\circ$	58
Figure 28: largeur de sortie $b_2 = 100$ mm	62
Figure 29: largeur de sortie $b_2 = 51.4$ mm	62
Figure 30: largeur de sortie $b_2 = 30$ mm	62
Figure 31: contour de pression statique totale de largeur de sortie $b_2 = 100$ mm	62
Figure 32: contour de pression statique totale de largeur de sortie $b_2 = 51.4$ mm	62
Figure 33: contour de pression statique totale de largeur de sortie $b_2 = 30$ mm	62
Figure 34: vitesse d'écoulement $b_2 = 30$	63
Figure 35: vitesse d'écoulement $b_2 = 100$	64
Figure 36: contour de pression statique de la pompe	68
Figure 37: les lignes de courant dans la pompe	68
Figure 38: les vecteurs vitesses d'écoulement dans la pompe.....	69

Introduction générale :

Une turbomachine est un ensemble mécanique dont le rôle est d'assurer l'échange d'énergie entre un rotor animé d'un mouvement de rotation autour de son axe et un fluide en écoulement. Particulièrement les pompes centrifuge appartiennent à la famille des turbomachines, elles ont un rôle indispensable dans le monde industriel à savoir dans la canalisation et le contrôle du niveau d'eau, l'exploitation minière, automobile et autres.

Pour pouvoir véhiculer ou déplacer un liquide jusqu'à une hauteur bien définie, il faut lui communiquer de l'énergie, il est donc nécessaire de bien connaître la façon avec laquelle sont conçues ces pompes afin d'améliorer et d'augmenter leur efficacité énergétique et leurs performances en minimisant le plus possible les pertes tout en réduisant les coûts de consommation électrique.

Les constructeurs utilisent fréquemment les méthodes directes pour la conception des pompes centrifuges. Cette dernière se fait par les modifications géométriques des pompes déjà existants afin de modifier leurs caractéristiques (débit, hauteur manométrique, puissance et rendement) selon les besoins. Donc on doit disposer une méthode rapide, fiable et suffisamment précise pour la modélisation de la géométrie d'une roue et d'une volute d'une pompe dédiée à l'exploitation minier et dans les carriers, en maximisant l'efficacité et en minimisant les pertes que possible.

Après la réalisation des pompes, elles sont soumises à des tests sur banc d'essai afin de visualiser la performance. Si elles répondent au cahier des charges, elles seront lancées dans le marché pour les commercialisées, sinon des réajustements auront lieu. Cela génère des coûts importants et réduise les marges bénéficiaires des fabricants des pompes. Pour cette raison, l'analyse CFD (Computational fluid dynamics) est utilisée dans la conception des pompes centrifuges. On doit développer une démarche numérique fiable et précise pour étudier et analyser des écoulements de liquide dans la pompe. Dans ce cadre, on a choisi d'analyser numériquement les propriétés de l'écoulement interne, et tenir compte avec les lois qui régissent la nature de l'écoulement interne, en utilisant le logiciel commercial de CFD ANSYS-CFX, qui est basé sur la méthode des volumes finis.

Le traitement de sujet s'effectuer par trois chapitres

Premier chapitre : après la présentation de société où j'ai effectué ce projet de fin d'étude on verra la relation de la problématique de sujet avec la société

Deuxième chapitre : contient un aperçu sur les pompes centrifuges puis la démarche de la modélisation de la pompe et l'écoulement de liquide et méthodologie adopté de résolution théorique et numérique.

Troisième chapitre : Résultats de résolution et discussion des résultats avant de la validation en comparant les résultats de simulations numériques et les résultats obtenus expérimentalement et aussi les références.

Chapitre 1 : présentation de la société et problématique

Ce chapitre représente une présentation succincte afin de découvrir des informations concernant la société marocaine d'engrenages et de mécanique (SMEM), dont j'ai effectué mon stage de fin d'études, à travers une description bref de cette entreprise, ainsi que les activités principales, la hiérarchie et les différents services, le processus de travaille, les clients et l'organisme globale. Dans la deuxième partie on a abordé le contexte de projet effectuer.

I. Description de l'entreprise

1. Historique de l'entreprise

Créée en 1923, la Société Marocaine d'Engrenages et de Mécanique (SMEM) a gagné depuis longtemps une véritable réputation dans le marché de travail marocain, grâce à sa longue expérience dans le domaine de fabrication mécanique, ainsi que la qualité de ces services, que l'ont apporté des partenaires industrielles majeurs.

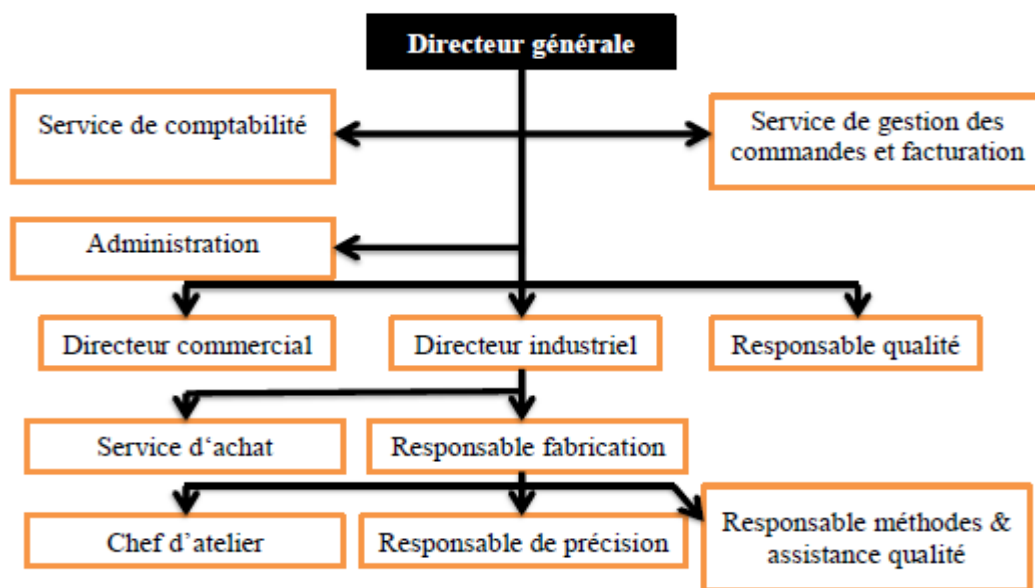
L'activité principale de la SMEM est d'assurer, d'une part, une prestation de maintenance industrielle à travers la fabrication et la réparation des différentes pièces mécaniques sur machines CNC ou conventionnelle, d'autre part, la conception et réalisation des pièces de haute précision, ceci est encadrer par un processus de l'établissement du cahier de charges, jusqu'à la livraison du produit fini.



2. Stratégie de développement SMEM :

- **Création d'espaces industriels et de travail** : composés de locaux aux standards et normes industriels (Locaux à Jorf Lasfer et Casablanca)
- **Modernisation des outils de production et Formation continue du personnel** : Acquisition de la technologie pour pouvoir offrir une gamme plus élargie en matière de réparation et de fabrication des pièces.
- **Acquisition de moyens de contrôle** afin de garantir la conformité des produits
- **Garantir l'entière satisfaction client par l'amélioration continue**
- **La réputation** : à travers la qualité de ces produits et processus, la SMEM cherche toujours à enrichir son réseau par de nouveau partenaire et clients.

3. Organisme générale :



4. Organisation des ateliers :

a. Premier atelier

- ATELIER COMMANDE NUMERIQUE COMPOSE DE : TOURS, ALESEUSES, FRAISEUSES
- CENTRES D'USINAGES



Centre d'usinage CNC Forest de 5x2,5x2m



Atelier Commande numérique doté d'un pont roulant de 25 T avec une structure permettant le levage de 35t en cas de besoin



Aléseuse CNC VARANS DORF TOS Capacité 7mx4mx2m



TOUR CNC FAGOR Capacité Ø 1300 X 3000

b. Deuxième atelier

- ATELIER USINAGE CONVENTIONNEL COMPOSE DE : TOURS PARRALLELES & VERTICALE TOUR AERIEN MACHINES DE TAILLAGES DE PIGNONS ET TOUS TYPES D'ENGRENAGES.

Chapitre 1 : présentation de la société et problématique



Atelier usinage conventionnel et taillage des roues dentées
doté d'un pont roulant de 25T



Tour en l'air capacité : Ø 8000 lgr 1200 mm, ou
Ø 3200 lgr 8m



Tour vertical capacité : Ø 5500 mm



Tour parallèle capacité : Ø 1400 mm longueur 9m

- 3 Machines de taillages de pignons MAAG – SH45/SH100/SH180 Capacité : Ø 50 à 3600 mm, hauteur des dents jusqu'à 400 mm



Taillage intérieur



Taillage extérieur

- Zone d'équilibrage



Équilibrage dynamique et statique



Banc d'équilibrage de pièces tournantes de grandes dimensions

c. Troisième atelier :

- ATELIER MECANO-SOUDURE / CHAUDRONNERIE & REGULAGE



Atelier -3-

5. METHODES ET CONTRÔLE QUALITE

Grace à ce service la SMEM a pu mettre en place le système management qualité ISO 9001 v 2008 tout en présentant des moyennes de contrôle et de mesure permettant de maintenir la bonne qualité, d'où le rôle de service qui veille à améliorer la conformité des produits et processus pour garantir la satisfaction totale des clients et partenaires. La SMEM a un laboratoire de métrologie pour le but d'assurer la conformité des produits réalisés dans ses ateliers et reproduire les pièces à l'identique des pièces d'origines (géométrie, matière et traitement thermique).

1. Mesures dimensionnelles et géométriques :

- Machine de contrôle tridimensionnelle
- Marbre de contrôle,
- Cales étalons.
- Rugosimètre.
- Micromètre, pied à coulisse, jauges...

2. Contrôle matière :

- Spectromètre d'analyse chimique.
- Appareils de mesure de dureté.
- Balance électronique.
- Banc d'équilibrage dynamique et d'analyse vibratoire

6. Demaine de compétence :

a. Usinage mécanique

- Fabrication d'une large gamme de pièces mécaniques, suivant plans ou pièces modèle
- Respect des exigences spécifiques et des normes en vigueur

b. Taillage de tous type de pignons

- Réalisation de tout type d'engrenages, (cylindrique, conique, engrenages à vis, crémaillères, éléments à cannelures et ensembles réducteurs complets)
- Conception et réalisation des engrenages selon les normes internationales ISO, DIN ou AGMA ...grâce aux investissements en nouvelles technologies

c. Fabrication des couronnes

Un savoir-faire, une expérience acquise depuis des années et l'investissement continu en nouvelles technologies et en formations ont permis à la SMEM d'être un fabricant performant et de réaliser des couronnes et pignons de grande dimension.

d. Les réducteurs

SMEM est Leader Marocain dans l'expertise, la maintenance de tous types de réducteurs, nous sommes dotés de moyens techniques et humains qui nous permettent un diagnostic et une remise en état des réducteurs selon les règles de l'art.

- Prise en charge de toutes marques de réducteurs dans nos ateliers
- Expertises approfondies avant toute réparation
- Solutions techniques et économiques complètes spécialement adaptées aux exigences clients
- Essais de performance et analyse vibratoire

e. Réparation des concasseurs

La SMEM est le Premier centre d'expertise et de réparation de tous types de concasseurs au Maroc :

- Démontage du concasseur

Chapitre 1 : présentation de la société et problématique

- Expertise dimensionnelle géométrique et contrôle par ressuage ou par ultrasons
- Rechargement, usinage, fabrication et reconditionnement des différentes pièces du concasseur

Montage et essai

f. Mécano soudure

- Fabrication d'une large gamme de produits en mécano soudure, suivant plans ou pièces modèles
- Travaux réalisés dans les conditions spécifiques du système Assurance Qualité et Procédure Qualité

7. Clients et partenaires :

Sur le marché d'usinage, SMEM figure parmi les leaders au niveau national, grâce au niveau de qualité/prix qu'elle offre, elle compte parmi ses clients des sociétés de réputation, telles que : Office chérifien de phosphate (O.C.P), Ciment du Maroc, Omnium national africain (ONA), Lafarge Maroc, O.N.E.E, O.N.C.F, Cosumar, F.A.M, Gravel Maroc....



8. Quelques réalisations de la SMEM



Expertise et remise en état d'un réducteur Siemens pour éolienne



**Fabrication de ventilateur double étage en mécanosoudure avec arbre de transmission
Client : ONE**



Couple d'engrenage à chevron entraxe 2,1 m



**Confection et équilibrage de vis à pulpe Diamètre :
1250 mm - Longueur : 11000 mm - En inox 316L
Client : COSUMAR**

II. Contexte de sujet

Les pompes centrifuges étant l'un des types de pompes les plus utilisés au monde, en particulier, dans une exploitation minière et dans les carrières (le lieu d'où extraire les matériaux de construction tels que la roche, le sable ou minéraux métalliques ou non métalliques). Ces pompes jouent un rôle important dans le drainage, l'assèchement et le contrôle du niveau d'eau. Ce type d'utilisation a besoin d'une efficacité et des performances maximums de machine et extrêmement robustes. Vu que la SMEM a une large expérience dans le domaine de maintenance industrielle, réparation et contrôle d'équilibrage des pompes centrifuges, et profitant de leurs connaissances en conception et fabrication mécanique et en matériaux, pour agir sur les pompes centrifuges par l'étude de l'influence de la forme et de la géométrie de ces pompes et aussi elle souhaite faire le premier pas afin de créer leur propre produit adapté au fonctionnement et le cahier de charge de leurs clients tel que MANAGEM, SNIM, Lafarge... etc. Ce projet a un but de faire une étude de conception et modélisation d'une pompe centrifuge

afin de réaliser un plan de fabrication, ainsi que l'identification des paramètres d'amélioration de la performance et l'efficacité.

1. Objectif générale :

- Améliorer l'efficacité énergétique et les performances et réduire le coût de consommation d'énergie au cours de fonctionnement.
- Optimiser les étapes de conception, de caractérisation et de fabrication d'une pompe centrifuge.
- Réduire les coûts de conception et de fabrication d'une pompe centrifuge.
- Réduire le coût d'exploitation d'une pompe centrifuge.

2. Objectif spécifique :

- La modélisation et dimensionnement d'une pompe centrifuge capable de respecter le cahier de charge.
- Développement d'un modèle numérique 3D pour simuler l'écoulement turbulent dans les pompes centrifuges.

3. Stratégie de travail :

Afin de le guider dans le bon sens, ce projet va être géré par une équipe qui contient des membres complémentaires, chacun va contribuer avec son savoir et ses expériences dans son domaine :

- Le maître d'ouvrage : ARRIBI Radouane (responsable bureau de méthode au sein de la SMEM)
- Le maître d'œuvre du projet : DROUICH Othman (stagiaire)
- Le professeur, encadrant académique : Monsieur El KHELFI Ahmed
- Les techniciens de la SMEM (expérimenter dans le domaine de fabrication mécanique, fonderie et matériaux).

Pour élaborer la stratégie de projet on doit respecter les contraintes suivantes :

- Bien comprendre le problème et créer un cahier de charge au niveau d'attentes des clients et partenaires de la SMEM.
- La solution proposée doit répondre aux exigences du cahier de charge.
- La solution proposée doit être réalisable vis-à-vis la capacité de production et les machines de l'atelier mécanique.
- Le pouvoir financier de la société doit couvrir le prix d'investissement de réalisation du produit.
- L'efficacité et la fiabilité doivent être garanties.
- Le projet consiste à assurer la rentabilité de l'entreprise.

Prejet : conception d'une pompe centrifuge et
établissement d'un plan de fabrication et d'assemblage

Livrable pour satisfaire
le besoin de projet:
- créer un concept
propre à la SMEM.

Les attentes generales:
- Répondre au cahier de
charge.
- comprendre le mal
foctionnement des
pompes

Besoin particulier:
- identifier les parametre de
performance de la pompe.
- modeliser la pompe

Contexte:
-agir de manier efficace
sur les pompes.
- Augmenter les marges
bénéficiers de la
société.

Missions :
- Concevoir une pompe
centrifuge.
- identifier les
parametre
d'amelioration de la
performance

Priorités de projet :
- La faisabilité et
l'efficacité.

Analyse de la situation:
- Profiter de la longue l'expérience
dans le domaine de maintenance
des pompes centrifuge.
- satisfaire des partenaires et les
clients de la SMEM

Résultats escomptés :
- contribution au grand
projet de la SMEM est
de conquérir le marché
des pompes

Chapitre 2 : présentation de l'organe et méthodologie de résolution

Ce chapitre propose une vue globale de problématique de ce sujet, évaluant les problèmes et la méthodologie suivre pour la modélisation de la pompe et simulation

I. Introduction :

Les pompes sont des machines consiste à élever les liquides ou mélanges d'un liquide avec des corps solides d'un niveau inférieur à niveau supérieur, ou à refouler les liquides d'une région à faible pression vers une région à haute pression. Dans ce travail, passant en revue les problèmes rencontrés dans les pompes centrifuges et proposant des solutions convenables pour ces problème. Ce travail consiste à améliorer la performance et l'efficacité de ce type de turbomachines par une approche numérique pour le but de la contribution à la conception d'une pompe centrifuge capable d'élever les liquides ou mélanges d'un liquide avec des corps solides (sils, argile ...) dans les carrières et de drainer de l'eau de mine fortement et réduisant le cout de conception et fabrication.

II. Généralité sur les pompes :

Avant d'aborder l'étude proprement dite du sujet, il est nécessaire d'avoir un aperçu sur les pompes, notamment les pompes centrifuge, Globalement, une pompe est un dispositif de conversion d'énergie, cette conversion est faite par interaction entre le fluide et des composantes en mouvement. Les pompes centrifuges sont utilisées généralement pour transporter fluides par la conversion de l'énergie cinétique de rotation à l'énergie hydrodynamique de l'écoulement fluide. Il existe un très grand nombre de type de pompes. Ces différents types se divisent en deux grandes catégories : pompes volumétriques et pompes roto-dynamique (les Turbopompes).

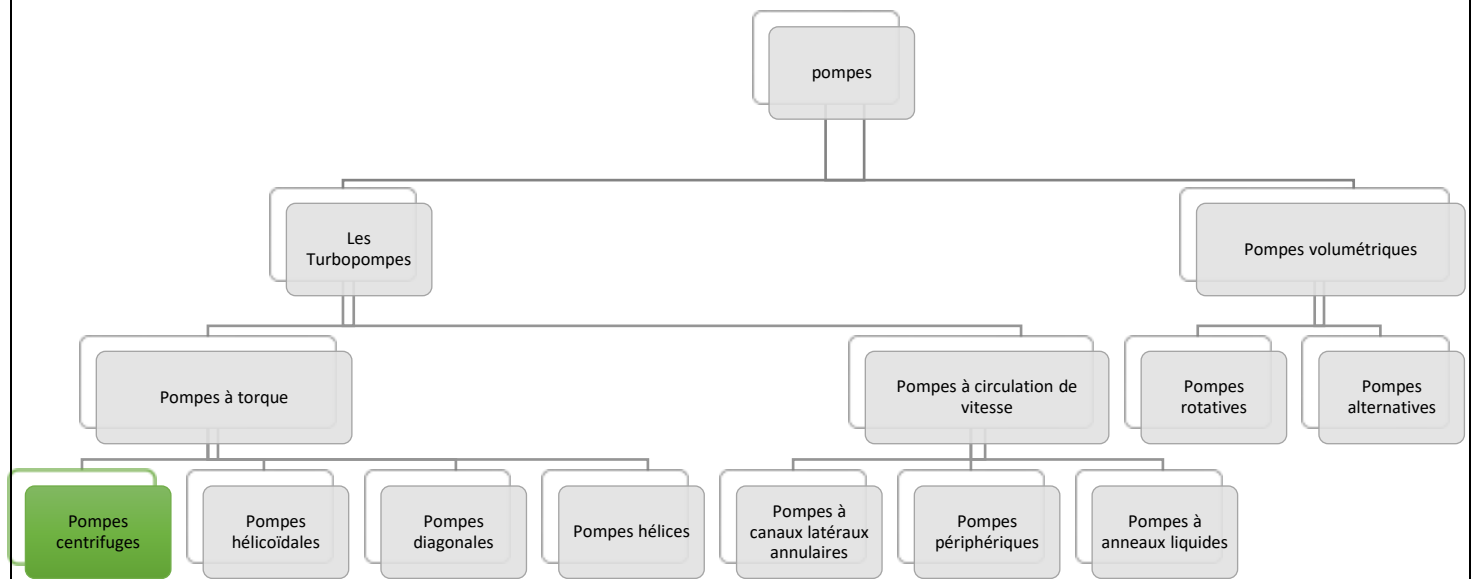
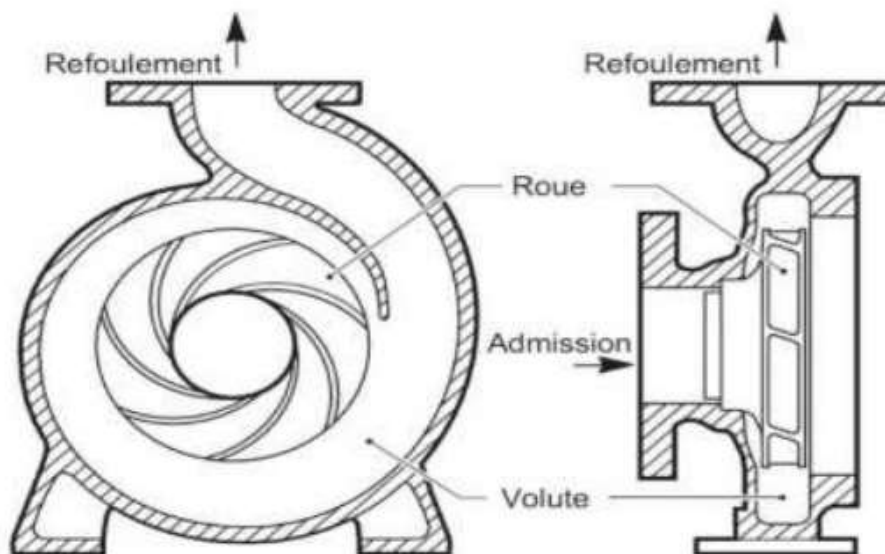


Figure 1: les types de pompe

III. Les pompes centrifuges :

C'est le type que nous allons étudier dans ce mémoire, les pompes centrifuges sont composées d'une roue à aubes appelé aussi impulseur ou rotor, qui tourne verticalement autour de son axe, d'un stator formé au centre d'un distributeur qui orienter le fluide à l'entrée de l'impulseur, et d'un collecteur en forme de spirale disposée en sortie de roue est appelé volute. À l'aide d'un divergent à la sortie, une grande partie de l'énergie cinétique se transforme en pression.

Figure : composants de pompe centrifuge.



Le fonctionnement se décompose en trois étapes principales :

- L'aspiration :

Le liquide est aspiré du centre de la roue à travers une ouverture appelée le distributeur qui sert à guider le fluide vers l'entrée de la roue.

Au cours de fonctionnement ce type de pompe est amorcée, c'est-à-dire remplis par le liquide, la vitesse du fluide entrant dans la roue augmente et par conséquent la pression dans l'entrée de roue diminue, et engendre une aspiration et maintient l'amorçage.

- 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.

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 cout et ils sont adaptées à une très large gamme de liquides

Parmi le domaine d'utilisation des pompes centrifuges :

- Hydro-électricité (Barrage)
- Alimentation urbaine (réseau d'alimentation d'eau urbaine)
- Agriculture
- 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 fonctionnent pas comme :

- Utilisation de liquides visqueux, impossibilité de pomper des liquides trop visqueux.
- Utilisation de liquides "susceptibles" c'est-à-dire ne supportant pas la très forte agitation dans la pompe.

IV. Définition du problème :

1. Méthode QQQQPC

La résolution d'un problème exige une bonne compréhension des détails, pour ce but on va reformuler le problème utilisant la méthode de QQQQCCP : Quoi, Qui, Où, Quand, Comment, Combien, Pourquoi, appelé aussi méthode du questionnaire. C'est un outil adaptable à diverses problématiques permettant la récolte d'informations précises et exhaustives afin de mieux maîtriser ce projet et pouvoir le résoudre d'une manière méthodologique.

Chapitre 2 : présentation de l'organe et méthodologie de résolution

Tableau 1: méthode de QQQQCCP

Quoi ? Quel est le problème ?	La problématique : Bonne transportation des liquides ou mélanges d'un liquide avec des petites corps solide en économisant la consommation d'énergie.
Quand ? Quand apparaît le problème ?	Le temps : Durant les heures du travail.
Où ? Où apparaît le problème ?	Le cadre : Les carrières et les mines
Qui ? Qui est concerné par le problème ?	Le concerné : La société marocaine d'engrenage et de la mécanique
Pourquoi ? Pourquoi faut-il résoudre le problème ?	La cause : - Satisfaire des partenaires et les clients de la SMEM - Conquérir le marché des pompes à travers un produit innovant
Comment ? Comment apparaît le problème ?	La manière de résolution : Conception et modélisation d'une pompe centrifuge par des outils numérique de conception et établissement de son plan de fabrication.

Tableau : méthode de QQQQCCP

Le tableau présente l'application de méthode QQQQCCP sur le problème, en détaillant tous les éléments qui sont en interaction avec le problème posé.

V. Identification des causes

Pour une bonne conception il doit bien comprendre les causes de mal fonctionnement de la pompe centrifuge. Le diagramme ISHIKAWA permet d'identifier les causes d'un effet constaté et donc de déterminer les moyens pour y remédier. Il se présente sous forme d'arêtes de poissons ou d'un arbre classant les catégories de causes.

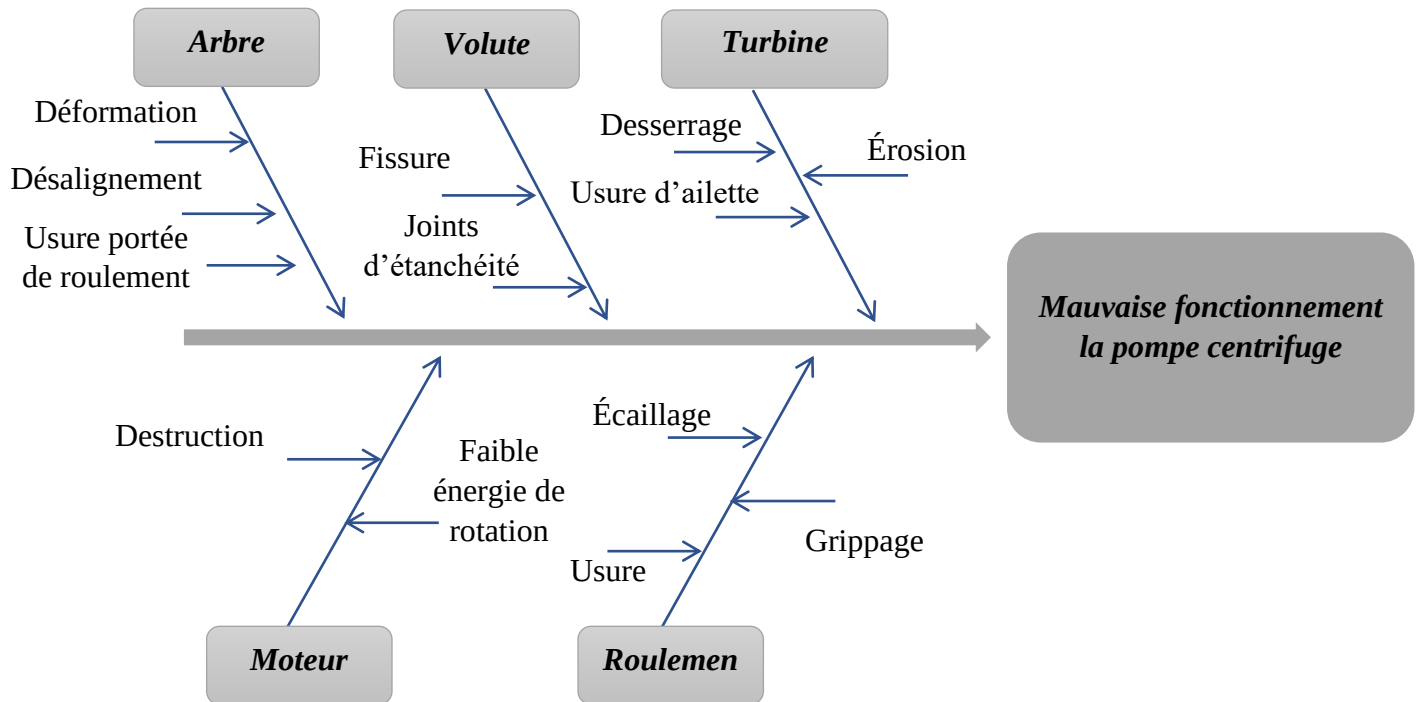


Figure 2: diagramme ISHIKAWA

Les problèmes des pompes centrifuges, généralement peuvent être regroupés en trois catégories :

➤ **Hydraulique**

- **Cavitation**

La cavitation provoque des dommages aux composants (érosion du matériau), des vibrations, du bruit et une perte de rendement.

- **Pulsation de pression.**

Les pulsations de pression d'aspiration et de refoulement peuvent provoquer une instabilité de la pompe, des vibrations des tuyaux et de bruit.

- **Recirculation de la pompe.**

La recirculation des pompes peut provoquer des surtensions et de la cavitation.

- **Poussée radiale et axiale.**

Une poussée radiale élevée entraînant des déformations excessives de l'arbre peut entraîner des problèmes persistants de garniture mécanique ou de roulement.

➤ **Mécanique**

- **Rupture de l'arbre**
- **Défaillance du roulement**
- **Échec du joint**
- **Les vibrations**
- **Fatigue**

- **Matériaux**

- Érosion
- Corrosion

VI. Analyse fonctionnelle :

À travers l'analyse fonctionnelle nous pourrions exprimer le besoin à réaliser, ainsi que les diverses contraintes liées à la conception de la pompe, pour cela il nous a été nécessaire de réaliser plusieurs types de diagrammes fonctionnels. La réalisation de cette analyse, nous a mené tout d'abord à utiliser le diagramme de bête à corne qui sert pour décrire le besoin auquel répond notre système. Après la méthode de l'examen de l'environnement qui permet d'identifier les interacteurs qui réagissent sur le système et de les caractériser, finalement nous avons réalisé une analyse fonctionnelle interne en se basant sur le diagramme FAST et SADT.

1. Diagramme de bête à corne :

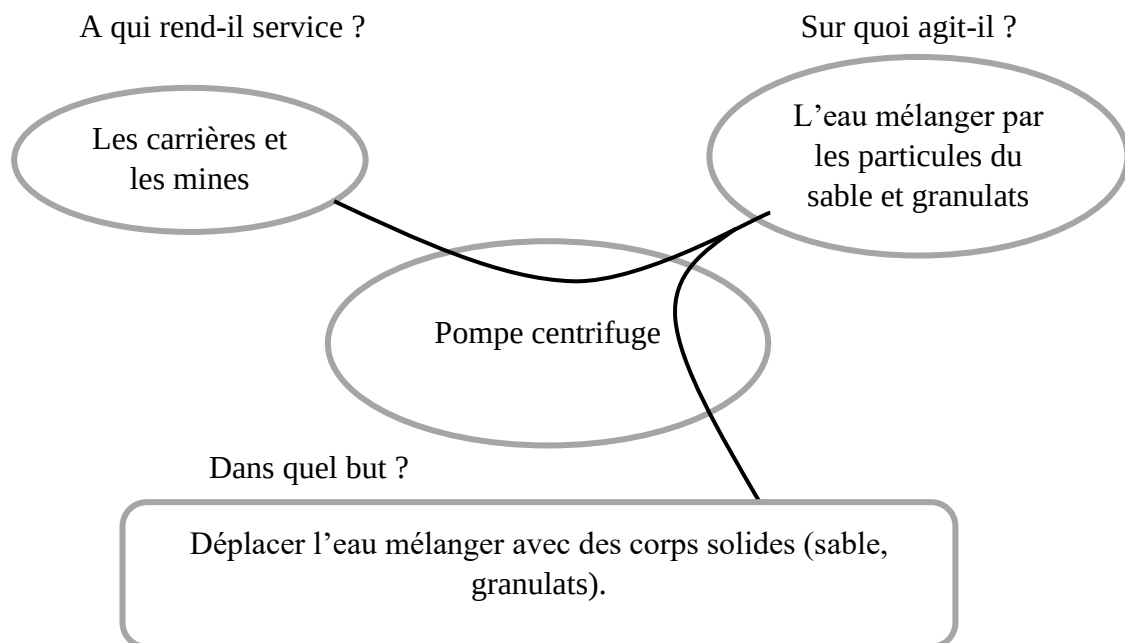


Figure 3: Diagramme bête à corne

- À qui le produit rend-t-il service ? : Il rend service à les carrières et les mines.
- Sur quoi s'agit-il ? : Il agit sur L'eau mélangée par les particules du sable et granulats.
- Dans quel but ? : Déplacer l'eau mélangée avec des corps solides (sable, granulats).

2. Recherche intuitive :

Le brainstorming est une outil indispensable pour extraire le maximum des fonctions contrainte et hiérarchie les problèmes et les besoins.

- Ce projet est destiné à l'industrie des carriers et les mines.
- Pomper l'eau mélangée par des petites particules

- Installer dans un local dédié, non pas directement dans l'eau
- Le produit va être brancher aux machines de lavage de sable
- Le produit va être dédié au drainage d'eau
- Le niveau de l'eau aspirer est petit
- Connecter avec des canalisations sortant aux machines

3. Caractéristique technique :

Tableau : Caractéristique technique

Caractéristique	Début (l/min)	Hauteur (m)	Vitesse de rotation (tr/min)	Pression maximum (bar)
Valeur	17700	42	1500	5

Le tableau présente les caractéristiques techniques exigé par les clients de la SMEM.

4. Diagramme pieuvre :

Après avoir mettre en évidence les relations entre les différents éléments de l'environnement du produit, et à travers ce diagramme on peut analyser les besoins ainsi qu'identifier les fonctions de service de produit.

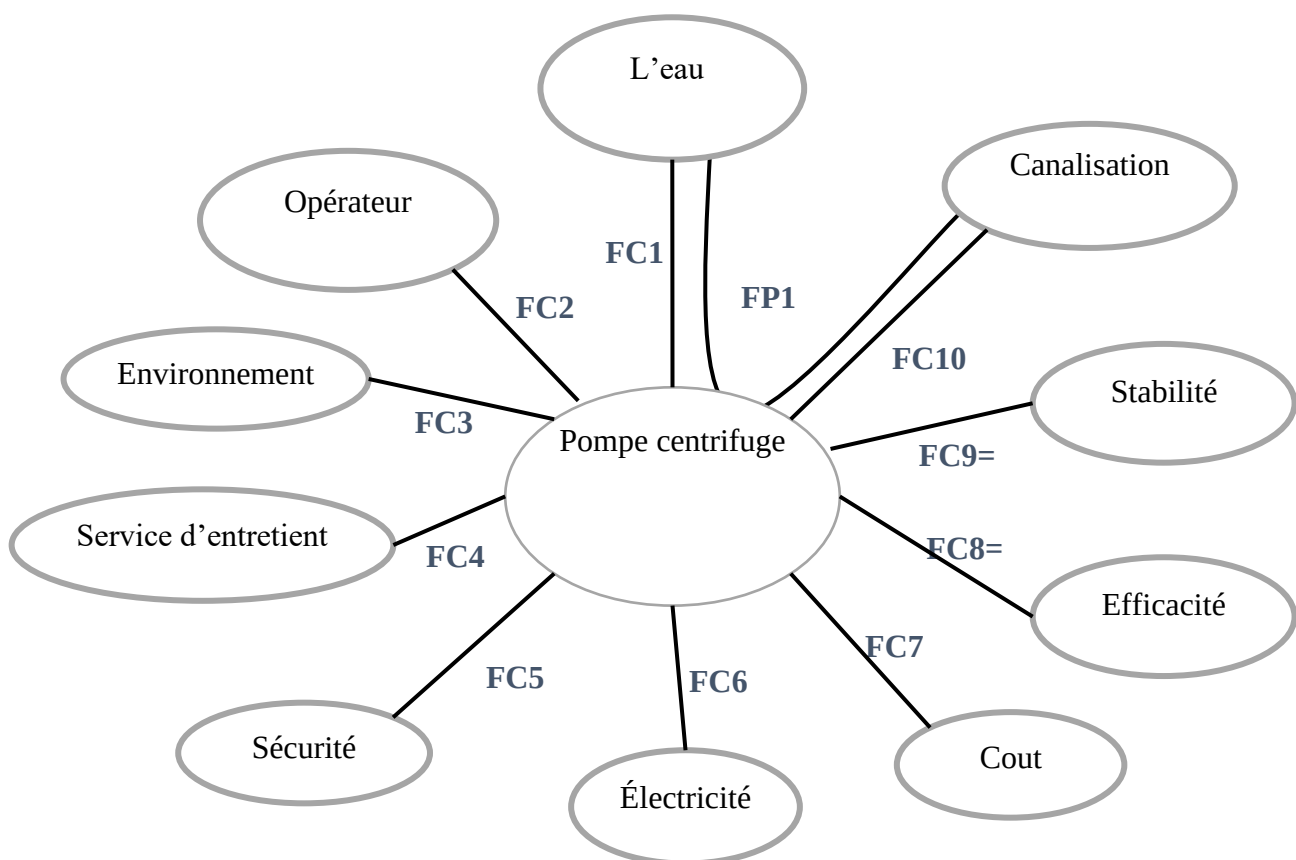


Figure 4: Diagramme pieuvre des interacteurs du système

Fonction principale :

FP1 : Permettre de déplacer l'eau mélanger avec des corps solides (sable, granulats) à travers les canalisations.

Fonctions contraintes :

- FC1** : adapter pour l'eau mélanger.
- FC2** : Être commander par l'opérateur.
- FC3** : Être étanche et résister à l'ambiance extérieure.
- FC4** : Faciliter l'entretien.
- FC5** : Assurer la sécurité des agents et les biens.
- FC6** : alimenter en énergie électrique.
- FC7** : Optimiser le cout de conception et fabrication.
- FC8** : Maximiser l'efficacité et la robustesse de la machine.
- FC9** : être stable en fonctionnement.
- FC10** : Assurer la capacite de branchement.

VII. Modélisation du système :

Dans cette partie nous réalisons une analyse interne de système par une décomposition fonctionnelle, c'est à dire en allant du plus général vers le plus détaillé en fonction des besoins et mettre en évidence les fonctions techniques afin de déterminer les solutions technologiques susceptible. Cette analyse se fait par l'intermédiaire de deux outils fondamentaux (diagramme SADT et FAST).

1. Diagramme SADT :

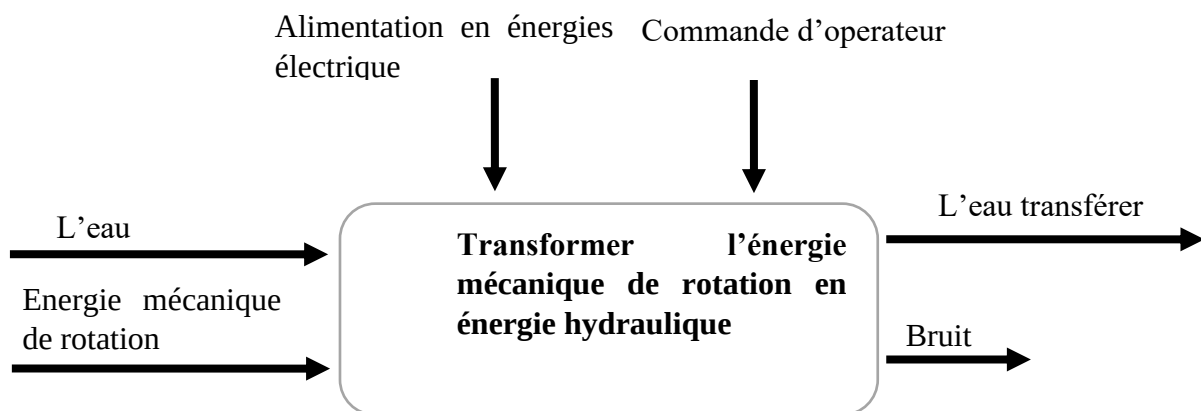


Figure 5:Diagramme SADT

2. Diagramme FAST :

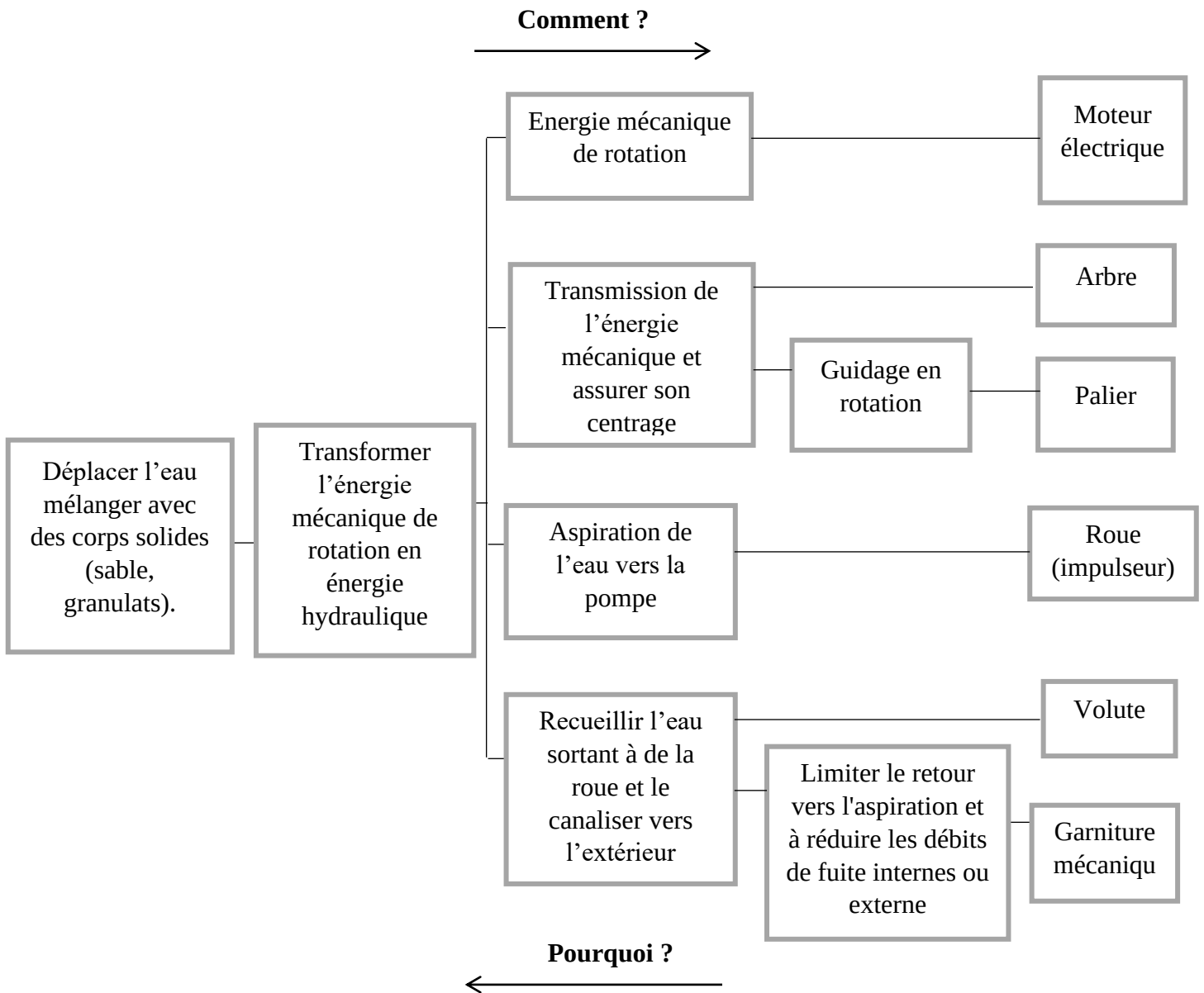
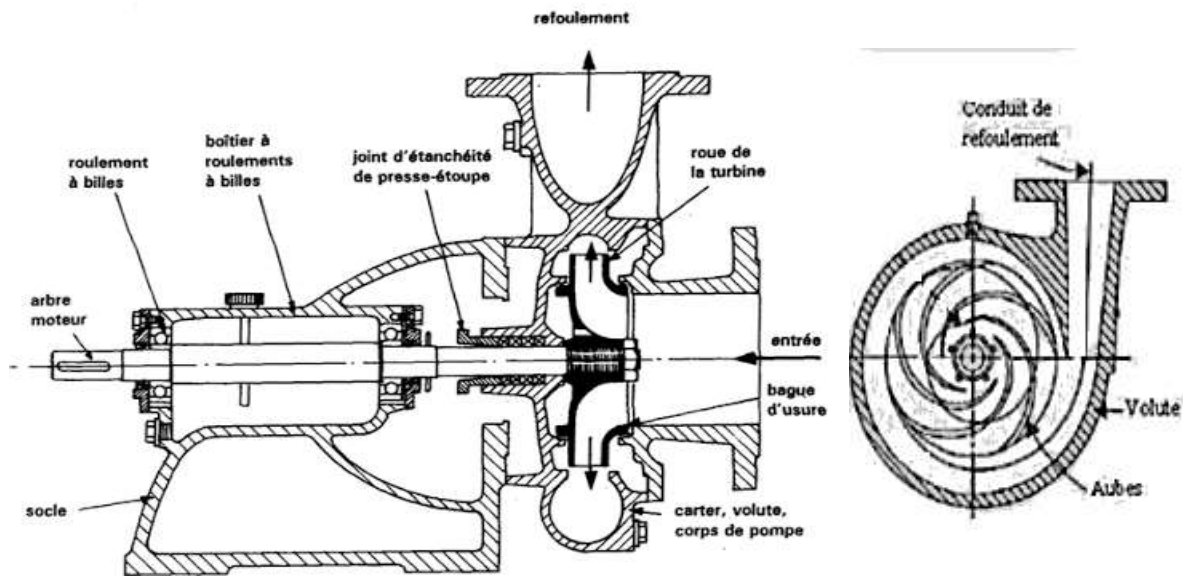


Figure 6: Diagramme FAST

3. Éléments constitutifs d'une pompe centrifuge



En générale, Une pompe centrifuge est une machine réceptrice qui augmente la pression de l'eau entrant afin de le déplacer.

Les pompes centrifuges comprennent, les éléments suivants :

- Un conduit d'aspiration du fluide vers la roue (rotor) de la pompe.
- Impulseur est l'élément responsable d'apporter l'énergie au fluide qui travers la pompe, d'une part sous la forme d'un accroissement de pression, d'autre part sous la forme d'un accroissement d'énergie cinétique, qui est lui-même transformé en pression.
- Volute qui a le rôle de recueillir le fluide sortant à grande vitesse de la roue, puis le transformer en pression.
- Des dispositifs d'étanchéité internes et externes sont destinés à limiter le retour vers l'aspiration et à réduire les débits de fuite internes ou externe assurée par une garniture mécanique.
- Un arbre a pour fonction de porter la roue, d'assurer son centrage dynamique et de transmettre la puissance mécanique.
- Un moteur électrique comme source d'énergie mécanique de rotation.

VIII. Dimensionnement de la pompe

1. Triangle de vitesse

L'étude des composantes de vitesse de l'écoulement dans le rotor de la pompe s'effectue graphiquement à l'aide des diagrammes de vitesse dont la forme est triangulaire, ils s'appellent triangles des vitesses.

La forme de la roue et la courbe caractéristique de la pompe, peuvent être prévues à partir de données de triangle de vitesse et les différents angles.

En présence d'aubages animés d'un mouvement d'entraînement, correspondant à la mise en rotation de la roue à la vitesse angulaire ω .

Quand nous voyons le diagramme vecteur des vitesses nous voyons un mouvement relatif. Il y a trois vitesses :

1. vitesse tangentielle de rotation $\vec{U}$: fluide est entraîné par à l'entrée de la roue dans la rotation

$$\text{Avec} \quad \vec{U} = \omega * R \quad \text{et} \quad \omega = \frac{2\pi N}{60}$$

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 : c'est le nombre de tours de la roue par minute.

2. vitesse relative $\vec{W}$: fluide se déplace le long de l'aube d'entrée jusqu'à la sortie

3. vitesse absolue $\vec{C}$: c'est la somme vectorielle des deux vitesses précédentes

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

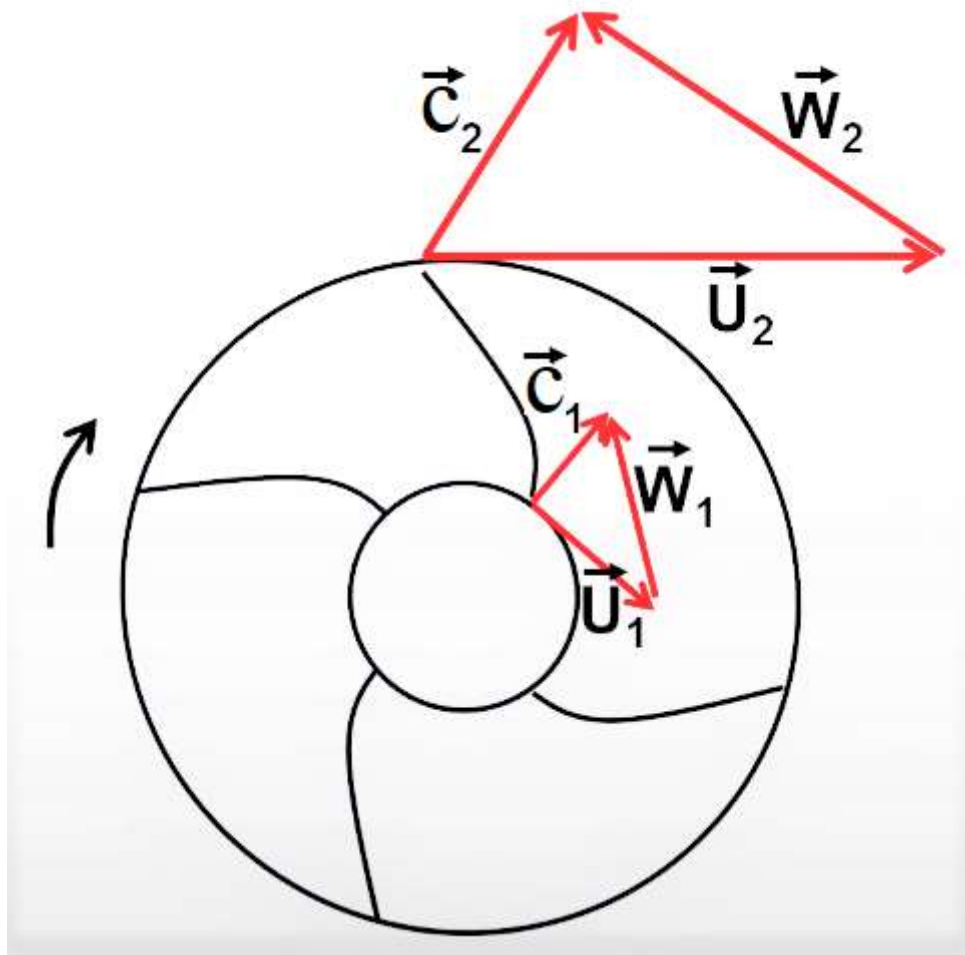
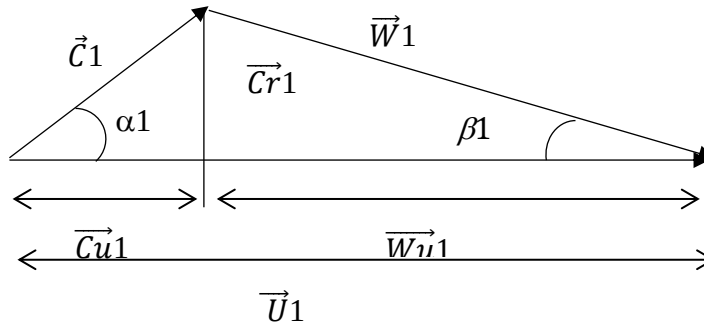


Figure : vecteur du fonctionnement d'une pompe centrifuge

Entrée de la roue

La vitesse d'entraînement $\vec{U}$ et la vitesse absolue $\vec{C}$ sont définies comme suit tout en sachant que le fluide s'introduit dans le rotor sans pré-rotation :



Triangle de vitesse à l'entrée de la roue

α : angle formé par la vitesse absolue et la vitesse d'entraînement

β : angle formé par la tangente à la circonférence et la tangente à l'aube dans le sens opposé au mouvement

Les angles sont considérés positifs dans le sens antihoraire.

- Vitesse d'entraînement à l'entrée

$$\vec{U}_1 = \omega * r_1$$

- La vitesse absolue $\vec{C}_1$ de l'écoulement se décompose en vitesse radiale (méridienne) $\vec{C}_{r1}$ et périphérique $\vec{C}_{u1}$
 - o La composante normale (méridienne) : $\vec{C}_{r1} = C_1 * \sin\alpha_1$
 - o La composante circonférentielle : $\vec{C}_{u1} = C_1 * \cos\alpha_1$

La composante $\vec{C}_{r1}$ peut être déterminée à l'aide de l'équation de continuité

$$C_{r1} = \frac{Q_v}{S_e} = \frac{Q_v}{2\pi r_1 b_1}$$

Avec Q_v : débit volumique, S_e : surface d'entrée et b_0 : l'épaisseur de la roue

- L'angle β_0 c'est l'angle de direction de fluide

$$\tan\beta_1 = \frac{C_{r1}}{U_1} = \frac{2\pi\omega r_1^2 b_1}{Q_v}$$

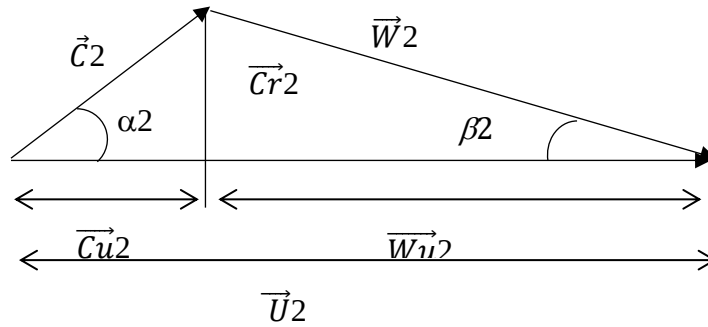
Remarque : l'angle de fluide β_1 est égale l'angle d'aubage.

- Le débit volumique :

$$Q_v = \frac{2\pi\omega r_1^2 b_1}{\tan\beta_1}$$

Sortie de la roue

Le fluide sort du rotor suivant le sens imposé par la direction de sortie d'aubage.



Triangle de vitesse à la sortie de la roue

- Vitesse d'entraînement à la sortie

$$\vec{U}_2 = \omega * r_2$$

- La vitesse absolue $\vec{C}_2$
 - o La composante normale (méridienne) : $\vec{Cr}_2 = C_2 * \sin\alpha_2$
 - o La composante circonférentielle : $\vec{Cu}_2 = C_2 * \cos\alpha_2$

D'autre part on peut déterminer les composant de vitesse absolue comme suivant :

$$Cr_2 = \frac{Qv}{Ss} = \frac{Qv}{2\pi r_2 b_2}$$

$$Cu_2 = U_2 - Cr_2 * \tan\beta_2$$

Ss est la section de la sortie, r_2 est le rayon extérieur de la roue et b_2 est l'épaisseur de la roue

2. Relation d'euler

L'énergie spécifique échangée entre la roue d'une turbomachine et le fluide est donnée par la relation d'Euler, elle résulte le théorème de l'énergie cinétique, sa formule est la suivante :

$$e_{th} = U_2 Cu_2 - U_1 Cu_1$$

3. Hauteur de levage théorique :

La hauteur théorique d'élévation théorique (Hauteur de levage d'Euler) H_{th} d'une pompe installée dans un circuit hydraulique est la pression que doit fournir la pompe pour amener le liquide d'un point A à un autre point B.

D'après EULER la hauteur théorique d'élévation :

$$H_{th} = \frac{e_{th}}{g}$$

$$H_{th} = \frac{U_2 C_2 * \cos\alpha_2 - U_1 C_1 * \cos\alpha_1}{g}$$

Chapitre 2 : présentation de l'organe et méthodologie de résolution

Si le fluide entre axialement et suit l'éventail de façon centrifuge on a $\alpha_1 = 90$ (valable toujours pour les pompes centrifuge).

La formule se simplifie :

$$H_{th} = \frac{U_2 C_2 * \cos \alpha_2}{g}$$

Alors

$$H_{th} = \frac{U_2 C_{u2}}{g}$$

$$H_{th} = \frac{U_2}{g} [U_2 - C_{r2} * \cot \beta_2]$$

$$H_{th} = \frac{U_2}{g} \left[U_2 - \frac{Q_v}{2\pi r_2 b_2} * \cot \beta_2 \right]$$

On remarque que pour les pompes centrifuge la valeur de la hauteur théorique ne dépend que de la forme des vitesses de sortie.

On aura trois cas :

- $\beta_2 = 90$, la hauteur théorique est constante et indépendante du débit, $H_{th} = \frac{U_2^2}{g}$
- $\beta_2 < 90^\circ$, la hauteur théorique diminue, quand le débit augmente
- $\beta_2 > 90^\circ$, la hauteur théorique augmente lorsque le débit augmente.

Alors on peut déduire une courbe qui représente la variation de hauteur en fonction du débit $H_{th}(Q_v)$ de la pompe.

Remarque : Pour un fonctionnement optimal l'angle de sortie est toujours plus petit que 90° sinon la pompe a un fonctionnement instable.

- Le débit volumique

$$Q_v = \frac{2\pi \omega r_2^2 b_2}{\tan \beta_2}$$

4. Puissance theorique :

La puissance est donnée par :

$$P_{th} = Q_v * \rho g H_{th}$$

La formule sera alors :

$$P_{th} = \rho U_1 \left[U_1 Q_v - \frac{Q_v^2}{2\pi r_2 b_2} * \cot \beta_2 \right]$$

5. Degré de réaction :

Par définition le degré de réaction est le rapport entre la partie statique et l'énergie totale, il est exprimé pour les pompe centrifuge sous l'expression suivante :

$$\varepsilon = 1 - \frac{Cu^2}{2U^2}$$

Le degré de réaction doit être le plus grand possible

6. Hauteur de levage réelle :

La hauteur de levage d'Euler est idéale, par contre la hauteur réelle en fonction du débit est largement inférieure à la hauteur théorique à cause des pertes hydrauliques dues au choc et frottement du fluide à la paroi des canaux, ainsi que les pertes par fuite de débit dans la machine, les pertes mécaniques due au frottement entre les éléments de machine et aussi les nombres d'aube fini.

Tenir compte ces pertes on obtient la hauteur réelle (hauteur manométrique)

$$H_{reelle} = H_{mt} = H_{th} - \Delta H$$

7. Évaluation des pertes :

a. Les pertes hydrauliques

Appelées communément pertes de charges Ces pertes sont détectées dans les pompes centrifuges au niveau des canaux de la roue et au niveau de la volute.

- Le rendement hydraulique :

$$\eta_h = \frac{H_{th} - \Delta H}{H_{th}}$$

b. Les pertes mécaniques

L'ensemble de ces pertes par frottement entre les éléments de machine se traduit par une puissance mécanique P_m qui dépend essentiellement de la vitesse de rotation.

- Le rendement mécanique :

$$\eta_m = \frac{p_a - p_m}{p_a}$$

p_a : la puissance de sortie du moteur

p_m : puissance mécanique

c. Les pertes volumétriques

Ces pertes sont dues aux fuites de débit dans la pompe

- Le rendement volumique :

$$\eta_v = \frac{Q_v}{Q_{th}}$$

Q_v : le débit de sortie de la pompe

Q_{th} : le débit interne de la pompe

d. Le rendement global

$$\eta_g = \eta_h * \eta_m * \eta_v$$

La meilleure pompe est celle qui a le meilleur rendement.

8. Nombre des aubes :

Le nombre des aubes de l'impulseur peut se déterminer par la formule suivante :

$$z = 6.2 \left(\frac{D1 + D2}{D1 - D2} \right) \sin \left(\frac{\beta2 - \beta1}{2} \right)$$

Le coefficient 6.2 est attribué aux pompes centrifuges

Conclusion :

Dans cette partie on a déterminé le rôle indispensable de la roue (rotor) dans la pompe. Elle est la responsable des différentes caractéristiques de la pompe comme débit et la hauteur.

Les éléments géométriques important dans l'impulser sont :

- Diamètre d'entrée
- Diamètre de sortie
- Les angles de sortie des aubes
- Largeur de sortie des aubes de la roue
- Épaisseur des aubes
- Nombre d'aube et sa courbure

D'après les relations précédentes on constate que :

- | | | |
|----------------------------------|---|------------------------------|
| - Largeur de sortie de la roue | } | Affectent le débit volumique |
| - Vitesse de rotation | | |
| | | |
| - Diamètre d'entrée et de sortie | } | Affectent la hauteur |
| - Les angle de sortie | | |

Et tous ces paramètres affectent sur l'efficacité de la pompe.

Dans la suite de chapitre on déterminera tous ces paramètres et le dimensionnement de volute d'après le cahier de charge.

IX. Modélisation de l'écoulement à l'intérieur de la pompe :

1. Caractéristiques de l'eau chargées de particules solides

Dans ce projet la pompe dédiée à l'industrie minier et les carriers, ce qui implique l'eau utilisé n'est pas totalement claire il est chargé par des particules de solide par exemple : les silts ou limons de diamètre entre 2 μm à 60 μm et l'argile diamètre inférieur à 2 μm [5]. La présence des particules solides dans l'eau conduit donc à l'étude d'un écoulement multiphasique.

Le fluide diphasique peut être distingué en type décanté et non décanté. Les fluides, avec une faible distribution de particules solides et de taille moyenne inférieure à 100 μm , Ils sont non décantés et se comportent comme un fluide newtonien. Les fluides ayant une large distribution de particules solides avec une taille supérieure à 100 μm sont dits décantés, dans ce cas le comportement de liquide se défaire aux celle des particules [6].

Les fluides dont les particules solides d'une taille inférieure à 35 μm et ayant une concentration élevée dans le mélange se comportent comme un fluide newtonien et parfois qualifier non newtonien.

Dans le cadre de ce travail l'eau comporte des particules de solide qu'ils ont aucun effet sur le fluide donc on le considère newtonien c'est-à-dire sa viscosité est indépendante de la contrainte mécanique applique sur lui.

Le fluide considéré dans l'étude est l'eau leurs propriétés pertinentes est suivantes.

Tableau 2 : Propriétés de l'eau à 20°C

Masse volumique [Kg.m ⁻¹]	Viscosité cinématique [m ² .s ⁻¹]	Masse molaire [g.mol ⁻¹]	Viscosité dynamique [kg/ms]	Pression de vapeur saturante [mbar]
998.2	10 ⁻⁶	18.02	1,002× 10 ⁻³	23,4

2. Equations de l'écoulement générales de base

Pour tous les problèmes de mécanique des fluides et surtout dans les turbomachines les équations utilisées pour déterminer les écoulements sont généralement des équations de conservation : continuité, Navier-Stokes, énergie et équation d'état du fluide.

La résolution des équations qui régissent l'écoulement interne de liquide dans la pompe, l'équation de continuité et l'équation dynamique de Navier-stocks se fait par une spécification des hypothèses de simplification.

Dans ce travail on considère que l'écoulement fluide est stationnaire et aussi que le fluide est newtonien et incompressible.

- Équation de continuité

- Équation de Navier-stocks
- Les modèles de turbulence

Il existe trois modèles numériques de turbulence. Ils sont basés sur le concept de viscosité turbulente.

- Modèle $k-\varepsilon$ standard
- Modèle de $k-\omega$ standard
- Modèle RNG $k-\varepsilon$

X. Méthodologie de résolution

1. Modélisation de la pompe :

La conception d'une pompe centrifuge vise à rendre optimale les performances de la pompe tels que le rendement et l'écoulement interne doit être le plus régulier que possible. Dans la suite de ce chapitre, la procédure de dimensionnement des pompes centrifuges est exposée ainsi que l'analyse de leurs performances. On peut schématiser les différentes étapes pour la conception dans ce travail et la prévision de performances.

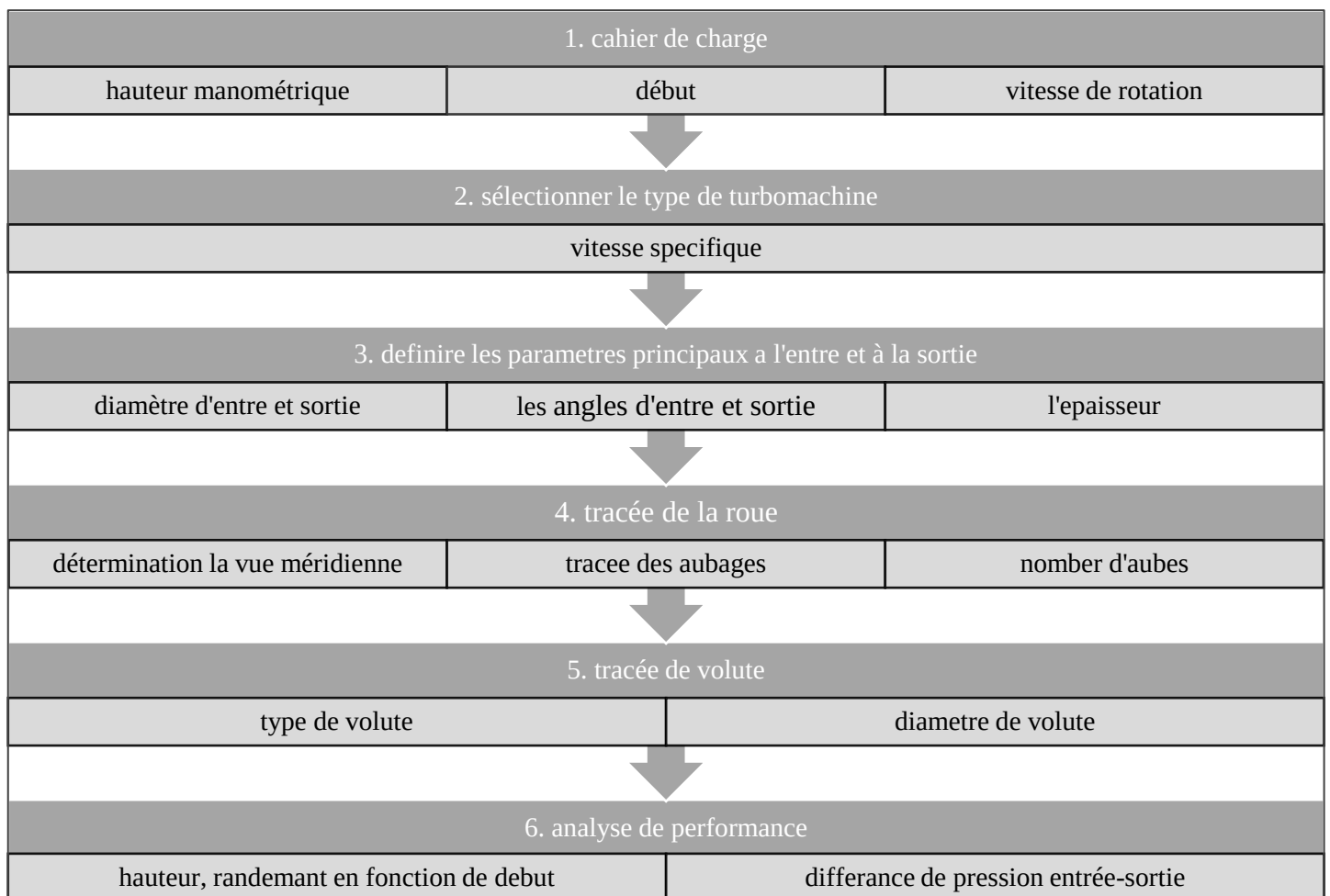


Figure 8: procédure de dimensionnement d'une pompe centrifuge

Suivant à la procédure de dimensionnement précédente, dans le cadre de notre projet nous avons utilisé le logiciel CFturbo, qui est un logiciel de conception interactive de turbomachines. Il est facile à utiliser et il permet au concepteur de réaliser à partir de zéro ou de reconstruire des géométries existantes.

Ce logiciel permet de calculer automatiquement les paramètres principaux de la roue et la volute, d'après le cahier de charge (H, Qv, N) et la nature de fluide qui va circuler dans la pompe. Dans notre cas les caractéristiques sont les suivantes :

Tableau 3 : caractéristiques cahier de charge

Débit (m ³ /h)	Hauteur (m)	Vitesse de rotation (tr/min)	Pression maximum (bar)	Fluide
1062	42	1500	5	L'eau à 20 °

1.1. Impulseur :

On a réalisé la tracée de la roue sur le logiciel CFturbo, c'est-à-dire les propriétés de l'aube, le profile, etc Les calculs de prédimensionnement par CFturbo permettent de fixer les principales dimensions géométriques de la roue. Ci-dessous une vue méridienne et le modèle 3D final de la roue et leurs paramètres.

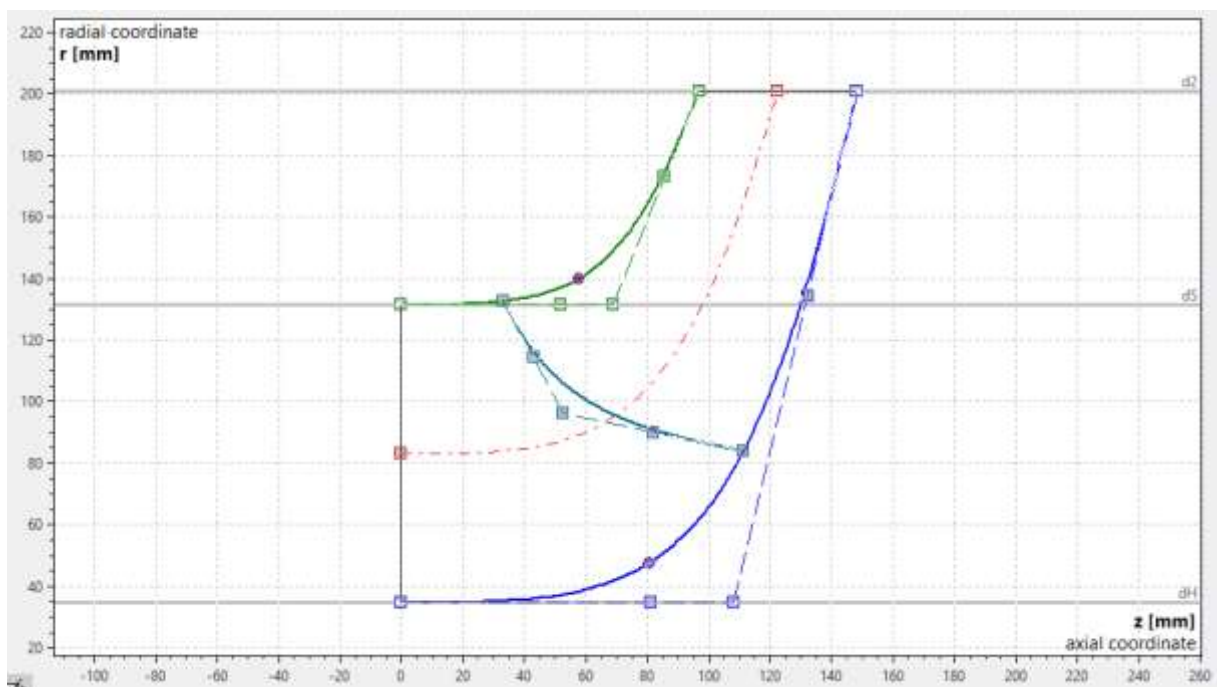


Figure 9 : vue méridienne d'aube sur CFturbo

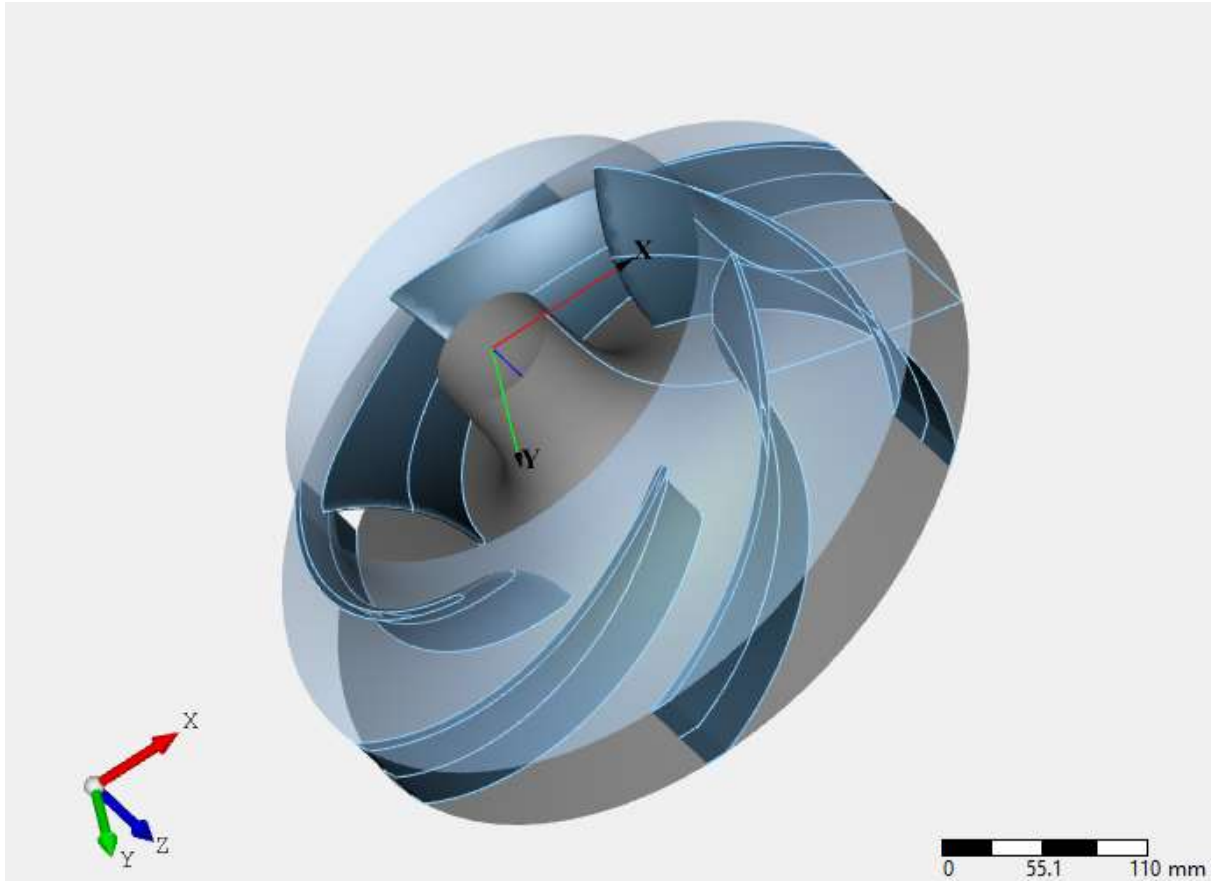


Figure 10 : modèle 3D de la roue sur Cfturbo

Dans notre étude on se base sur des paramètres suivants de la roue qui sont calculés par le logiciel Cfturbo.

Tableau 4 : paramètre de la roue

Diamètre d'entrée D1 [mm]	185
Diamètre de sortie D2 [mm]	402
Angle de sortie d'aube de la roue β_2	14.4
Angle d'entrée d'aube de la roue β_1	24.1
Nombre d'aubes Z	6
Largeur de sortie de la roue b2 [mm]	51.4

1.2. Volute :

La volute sert à guider le fluide en sortie de la roue et à convertir son énergie cinétique en énergie de pression. Dans notre cas on a choisi une volute de section circulaire.

Le rayant intérieur de spirale de la volute égale $R = 205$ mm à l'angle de $\theta = 0^\circ$ et $R = 395.73$ mm à la sortie l'angle à la sortie $\theta = 360^\circ$.

Les figures ci-dessous présentent la spirale de volute et le rayant R de volute suivant l'angle θ .

Spiral areas

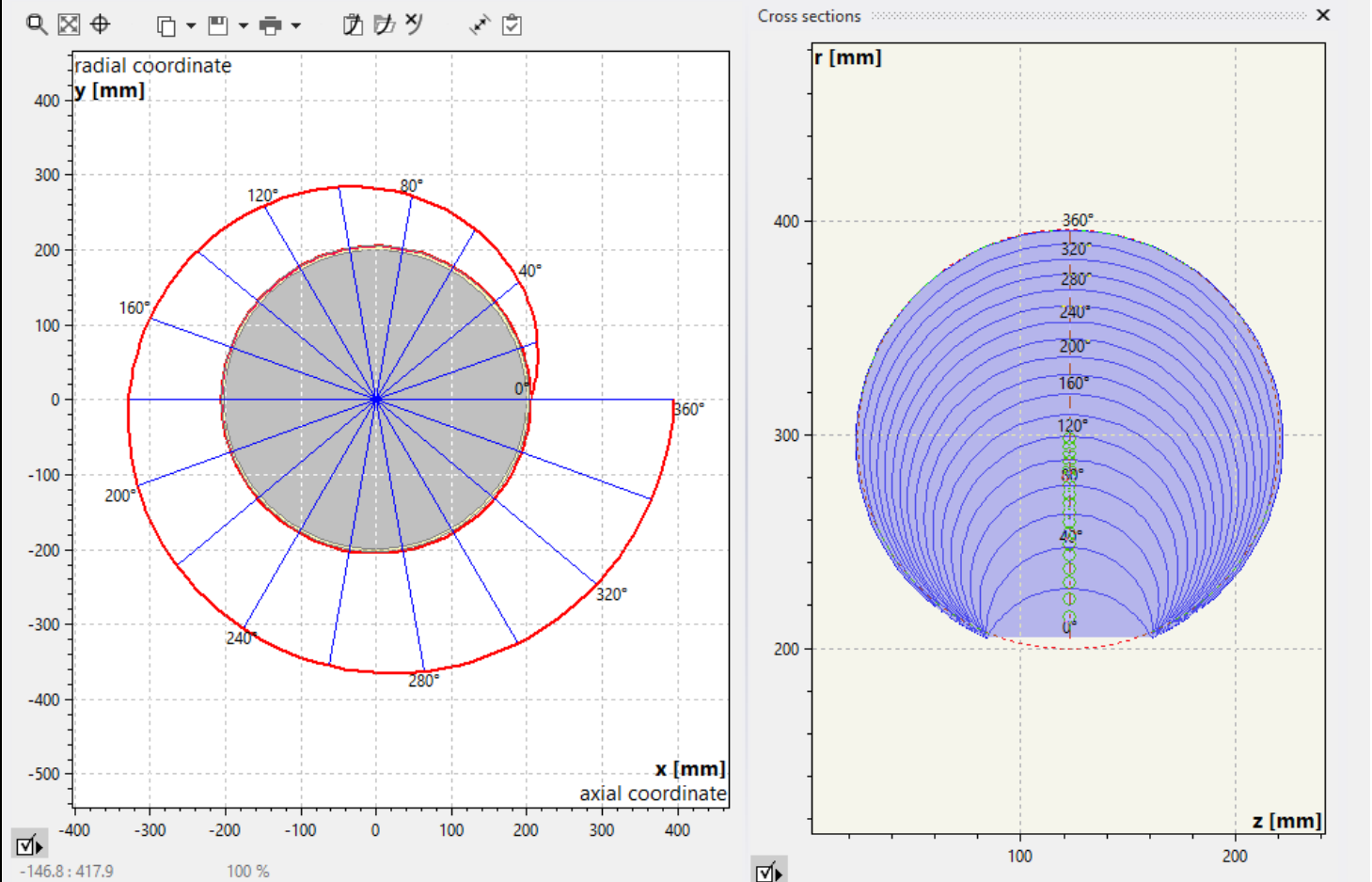


Figure 11: le rayant R de volute suivant l'angle θ de spirale

Pour avoir un refoulement optimale le diffuseur à la sortie de volute doit avoir une géométrie qui permet de déduire la pression à la sortie de volute, la figure présente le diffuseur qui a une hauteur de $H_d=300$ mm de diamètre $D_d = 250$ mm. Ainsi que position de départ de spirale à une angle de $\theta_d = 45^\circ$.

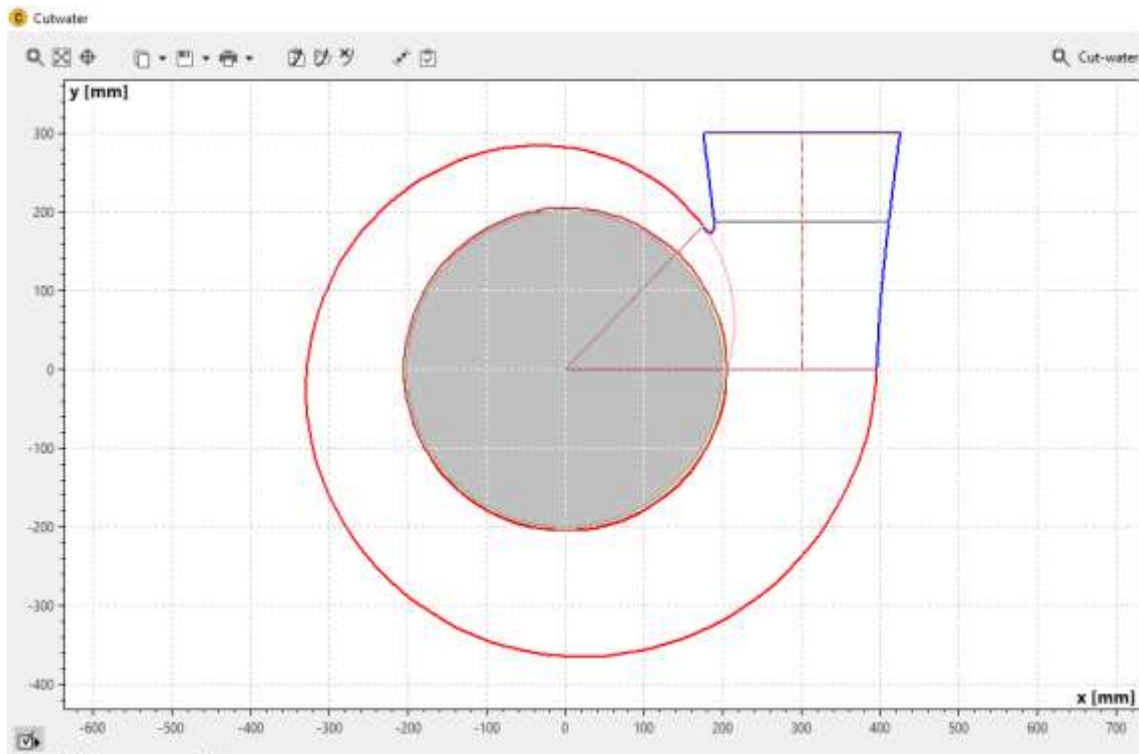


Figure 12 : présentation de diffuseur

Finalement nous obtenons le modèle géométrique finale de la pompe, dans la suite on transfère le modèle au logiciel de simulation ANSYS CFX afin d'analyser la performance.

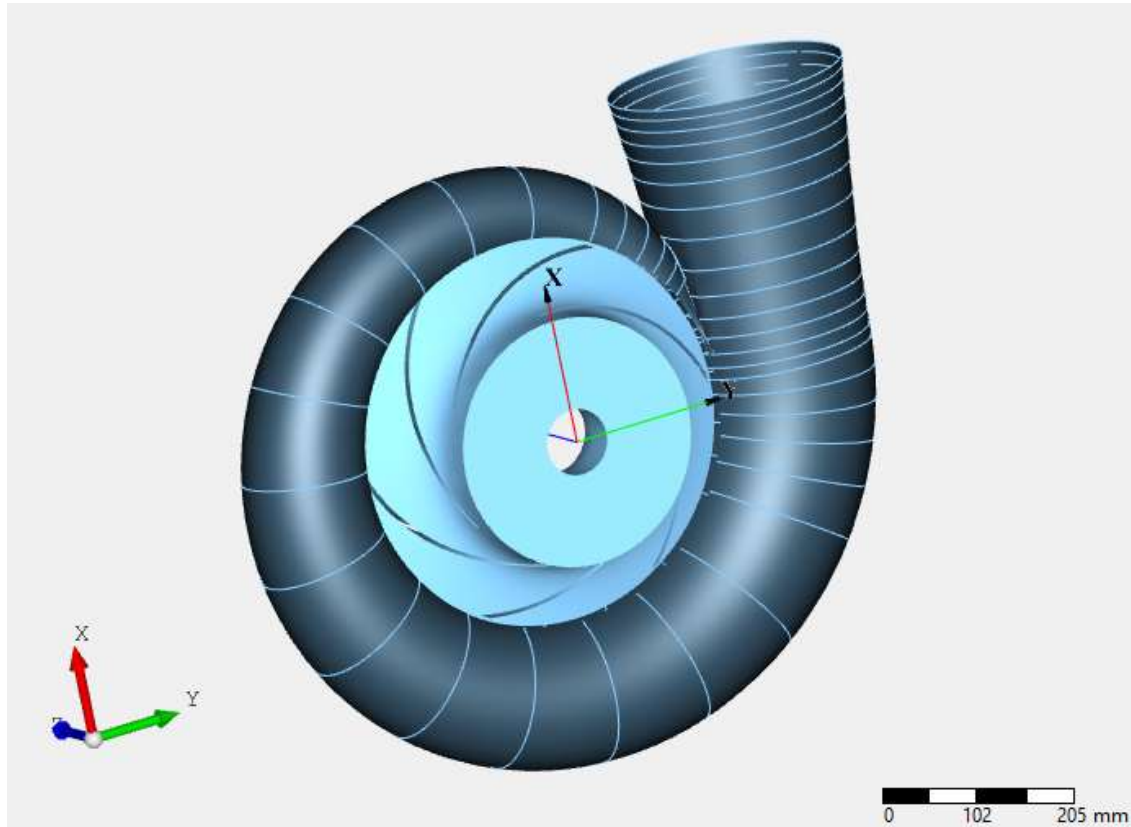


Figure 13: modèle 3D de la pompe centrifuge sur logiciel CFturbo

XI. Analyse théorique de performance :

D'après les paramètres de la pompe centrifuge que nous avons obtenu par la partie de modélisation, dans cette partie nous étudierons théoriquement la performance de la pompe et aussi nous identifions des différents paramètres d'amélioration de l'efficacité de la pompe, premièrement par la variation l'angle de sortie de l'aube (A, B, C) et deuxièmes la largeur de la roue (D, E).

Tableau 5 : les différents paramètres à étudier

Paramètre	A	B	C	D	E
Diamètre d'entrée D1 [mm]	185	185	185	185	185
Diamètre de sortie D2 [mm]	402	402	402	402	402
Angle de sortie d'aube de la roue β_2	10	14.4	60	14.4	14.4
Angle d'entrée d'aube de la roue β_1	24.1	24.1	24.1	24.1	24.1
Largeur de sortie de la roue b_2 [mm]	51.4	51.4	51.4	30	100

1. La vitesse spécifique (Ns) :

La vitesse spécifique nous permet de classer la pompe dans une catégorie de vitesse, donc elle indique le type de machine et la forme générale de la roue

On peut l'exprimer par la relation suivante :

$$Ns = N * \frac{\sqrt{Q}}{(H)^{3/4}}$$

Avec N : vitesse de rotation en tr/min, Qv : débit volumique en m³/s et H : Hauteur manométrique de refoulement (m)

$$Ns = 1500 * \frac{\sqrt{0.248}}{(42)^{3/4}}$$

$$Ns = 45.27 \text{ tr/min}$$

Tableau 6 : type de la roue d'après la vitesse spécifique

Vitesse spécifique	Type de la roue
10 < Ns < 50	Impulseur radial
50 < Ns < 170	Impulseur semi-axiale
150 < Ns < 400	Impulseur axiale

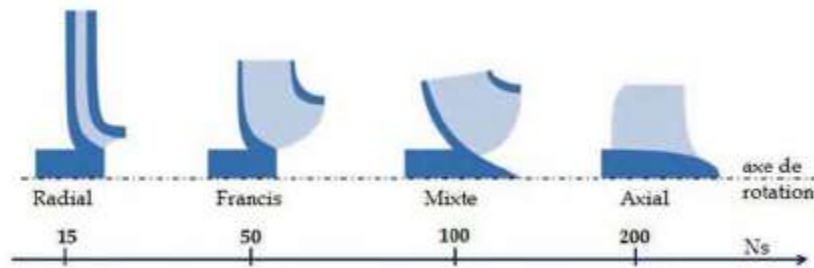


Figure 14: Classification des pompes en fonction de la vitesse spécifique N_s

Dans notre cas notre impulseur est radial.

➤ **Rendement Hydraulique :**

On détermine la valeur du rendement hydraulique en utilisant la formule empirique du LOMAKIN :

$$\eta_h = 1 - \frac{0.42}{(\log(\text{der}) - 0.172)^2}$$

Avec

$$\text{der} = K_0 \sqrt[3]{\frac{Q_v}{N}}$$

K_0 : Coefficient d'aspiration qui dépend de la construction et la destination de la pompe. Selon le constructeur la valeur de K_0 varie entre 3,6 et 5, pour notre cas en prend la condition de bonne aspiration $K_0=4.24$

$$\text{der} = 4.25 \sqrt[3]{\frac{0.29}{1500}} = 0.24m$$

Donc $\eta_h = 0.91$

➤ **Rendement volumétrique :**

Rendement volumétrique est déterminé par la formule suivante

$$\eta_v = \frac{1}{(1 + 0.48(N_s)^{-2/3})}$$

$$\eta_v = \frac{1}{(1 + 0.48 * (49.37)^{-\frac{2}{3}})}$$

Donc $\eta_v = 0.96$

➤ **Rendement globale**

Le rendement global est déterminé d'après l'abaque [3]

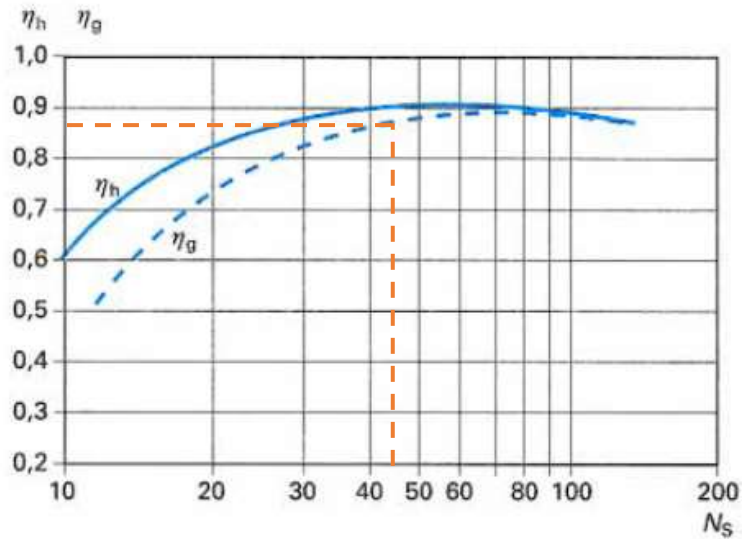


Figure 15 : Rendements hydraulique et global de pompes centrifuges et hélico centrifuges en fonction de la vitesse spécifique

D'après la figure

$$\eta_g = 0.88$$

Remarque :

Les rendements présents ne représentent pas les meilleures valeurs qu'il soit possible d'obtenir, on doit utiliser ce rendement global avec précaution. Il permettra surtout de faire des comparaisons ou de chiffrer des évolutions.

2. tringles de vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue

- À l'entrée

$$\vec{U}_1 = \frac{2\pi N}{60} * r_1$$

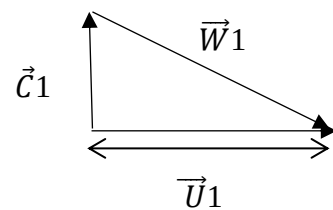
$$\vec{U}_1 = \frac{2\pi 1500}{60} * 92.5 * 10^{-3}$$

$$\vec{U}_1 = 14.52 \text{ m/s}$$

$$Cr_1 = \frac{Qv}{Se} = \frac{Qv}{2\pi r_1 b_1}$$

$$C = Cr_1 = \frac{Qv}{Se} = \frac{0.248}{2\pi * 0.137 * 0.051}$$

$$C = 5.55 \text{ m/s}$$



$$W_1 = \sqrt{U_1^2 + C_1^2}$$

$$W1 = \sqrt{21.51^2 + 5.55^2}$$

$$W1 = 22.21 \text{ m/s}$$

- À la sortie

$$\vec{U}_2 = \frac{2\pi N}{60} * r_2$$

$$\vec{U}_2 = \frac{2\pi 1500}{60} * 201 * 10^{-3}$$

$$\vec{U}_2 = 31.57 \text{ m/s}$$

$$Cr_2 = \frac{Qv}{Se} = \frac{Qv}{2\pi r_2 b_2}$$

$$Cr_2 = \frac{Qv}{Ss} = \frac{0.248}{2\pi * 0.201 * 0.051}$$

$$Cr_2 = 3.78 \text{ m/s}$$

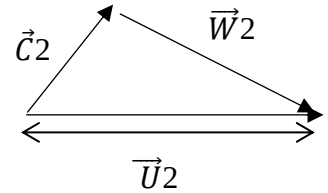
$$Cu_2 = U_2 - Cr_2 * \cot \beta_2$$

$$\tan \beta_2 = \frac{Cr_2}{U_2 - Cu_2}$$

$$\frac{Cr_2}{U_2 - Cu_2} = 0.25$$

$$U_2 - Cu_2 = 15.12$$

$$Cu_2 = 31.57 - 15.12 = 16.45 \text{ m/s}$$



$$W2 = \sqrt{Cr_2^2 + (U_2 - Cu_2)^2}$$

$$W2 = \sqrt{3.78^2 + 15.12^2}$$

$$W2 = 15.58 \text{ m/s}$$

3. Hauteur théorique :

$$H_{th} = \frac{U_1 C_1 * \cos \alpha_1 - U_0 C_0 * \cos \alpha_0}{g}$$

$$H_{th} = \frac{U_2 Cu_2}{g}$$

$$H_{th} = \frac{31.57 * 16.45}{9.81}$$

$$H_{th} = 52.93 \text{ m}$$

4. Hauteur manométrique

Alors

$$H_{th} = \frac{H_m}{\eta h}$$

$$H_m = H_{th} * \eta h$$

$$H_m = 48.16 \text{ m}$$

5. Puissance de l'arbre

$$P = \frac{Qv * \rho * g * H_m}{\eta g}$$

$$P = \frac{9810 * 0.248 * 48.16}{0.88}$$

$$P = 133144.8873 \text{ wat}$$

6. Diamètre de l'arbre

D'après cette puissance on peut déterminer le diamètre de l'arbre

$$da = \sqrt[3]{\frac{16 * Ct}{\pi * t}}$$

Avec

Ct : le couple de torsion

$$Ct = \frac{Pm}{\omega}$$

$$Ct = \frac{133.1448873 * 10^3}{157.08}$$

$$Ct = 847.62 \text{ N/m}$$

t : la contrainte limite de résistance à la torsion

$$t = \frac{Re}{n}$$

Chapitre 2 : présentation de l'organe et méthodologie de résolution

Re : la limite d'élasticité de l'acier constructif de l'arbre c'est un acier faiblement allié 34 Cr Mo 4 Re=25.0 MPa

$$Re = 450 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$$

n : facteur de sécurité égale 5

$$t = \frac{Re}{n}$$
$$t = \frac{450 \cdot 10^6}{5}$$

$$t = 170 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$$

Donc

$$da = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 847.62}{\pi \cdot 170 \cdot 10^6}}$$
$$da = 0.036 \text{ m}$$

Donc pour avoir la puissance optimale on doit avoir un arbre de rotor de diamètre **da = 0.029 m**.

7. différence de pression

D'après triangle de vitesse on a :

Entrée

$$W1^2 = U1^2 + C1^2 - 2U1C1 \cos \alpha 1$$

$$2U1C1 \cos \alpha 1 = \frac{U1^2 + C1^2 - W1^2}{2}$$

Sortie

$$W2^2 = U2^2 + C2^2 - 2U2C2 \cos \alpha 2$$

$$2U2C2 \cos \alpha 2 = \frac{U2^2 + C2^2 - W2^2}{2}$$

$$H_{th} = \frac{U2C2 \cdot \cos \alpha 2 - U1C1 \cdot \cos \alpha 1}{g}$$

$$H_{th} = \frac{(C2^2 - C1^2) + (U2^2 - U1^2) + (W1^2 - W2^2)}{2g}$$

Et d'après Bernoulli :

$$\frac{P1}{g} + \frac{C1^2}{2g} + Z1 = \frac{P2}{g} + \frac{C2^2}{2g} + Z1 - Hth_{\infty}$$

$$Hth_{\infty} = \frac{P2 - P1}{g} - \frac{C1^2 - C2^2}{2g}$$

$$\frac{P2 - P1}{\rho g} = \frac{(U2^2 - U1^2) - (W2^2 - W1^2)}{2g}$$

L'augmentation de la pression Δp

$$\Delta p = \rho \frac{(U2^2 - U1^2) - (W2^2 - W1^2)}{2}$$

$$\Delta p = 998.3 * \frac{(31.57^2 - 14.52^2) - (15.58^2 - 22.21^2)}{2}$$

$$\Delta p = 517310.17 \text{ pa}$$

Dégré de réaction :

$$\varepsilon = 1 - \frac{Cu2}{2U2}$$

$$\varepsilon = 1 - \frac{16.45}{2 * 31.57}$$

$$\varepsilon = 0.73$$

Les calculs précédents sont pour la pompe de paramètres B qui est représenté dans le tableau 8 le calculs des paramètres A et C sont fait de même façon.

On rassemble les calculs théorique dans le tableau suivant :

Tableau 7 : calculs théorique des paramètres A, B, C

Paramètre de la roue	A	B	C
Vitesse d'entraînement à l'entrée U1 [m/s]	14.52	14.52	14.52
La vitesse absolue à l'entrée C1 [m/s]	5.55	5.55	5.55
Vitesse relative à l'entrée W1 [m/s]	22.21	22.21	22.21
Vitesse d'entraînement à la sortie U2 [m/s]	31.57	31.57	31.57
La vitesse méridienne Cr2 [m/s]	3.78	3.78	3.78
La vitesse circumférentielle Cu2 [m/s]	9.32	16.45	18.89
La vitesse absolue C2 [m/s]	10.05	16.87	19.26
Vitesse relative W2 [m/s]	21.76	15.58	13.37
Hauteur théorique Hm [m]	32.05	48.16	55.36
Puissance de sortie P [w]	91094.76	133144.88	153050.29
Différence de pression Δp [Pa]	4.02125 * 10 ⁵	5.17310 * 10 ⁵	5.49254 * 10 ⁵
Dégré de réaction ε	0.85	0.73	0.7

Le calcul des paramètres D et E sont fait de même façon que de B.
On rassemble les calculs théoriques dans le tableau suivant :

Tableau 8 calculs théoriques des paramètres D, B, E

Paramètre de la roue	D	B	E
Vitesse d'entraînement à l'entrée U1 [m/s]	14.52	14.52	14.52
La vitesse absolue à l'entrée C1 [m/s]	5.55	5.55	5.55
Vitesse relative à l'entrée W1 [m/s]	22.21	22.21	22.21
Vitesse d'entraînement à la sortie U2 [m/s]	31.57	31.57	31.57
La vitesse méridienne Cr2 [m/s]	6.54	3.78	1.96
La vitesse circumférentielle Cu2 [m/s]	9.97	16.45	23.66
La vitesse absolue C2 [m/s]	11.92	16.87	23.74
Vitesse relative W2 [m/s]	22.56	15.58	8.08
Hauteur théorique Hm [m]	17.01	48.16	69.28
Puissance de sortie P [w]	47054.11	133144.88	191534.29
Différence de pression Δp [Pa]	$3.84427 * 10^5$	$5.17310 * 10^5$	$6.05884 * 10^5$
Degré de réaction ε	0.73	0.73	0.62

8. Résolution numérique :

La résolution des équations de continuité et de Navier-Stokes se fait par la méthode des volumes finis, Cette méthode consiste à subdiviser le domaine physique de l'écoulement en éléments de volumes plus ou moins réguliers. Dans le cadre de notre travail, on utilise la méthode des volumes finis à l'aide du code de calcul ANSYS-CFX, qui est un logiciel général de simulation numérique des écoulements en mécanique des fluides, Il permet d'effectuer une simulation numérique de modélisation géométrique, avec post-traitement, passant par le maillage et calcul. CFX est particulièrement bien adapté aux machines tournantes, qui forment l'objectif de la présente étude.

Le logiciel ANSYS-CFX a trois modules principaux qui sont liés entre eux par le déroulement des informations d'un problème à étudier pour faire une analyse CFD.

1. Module CFX-Pre :

Il permet de définir le problème physique comme les caractéristiques des fluides utilisés et la dynamique et fixer les conditions aux limites et initiales du problème, ainsi que les équations à résoudre. Il permet également d'importer le maillage d'une géométrie à étudier.

2. Module CFX-Solve :

Le module qui effectue les calculs, Il permet de résoudre les équations d'hydrodynamique modélisant un problème physique.

3. Module CFX-Post :

C'est un outil graphique permettant le traitement et la visualisation des résultats.

Après l'application de démarche générale de dimensionnement et d'optimisation dans la conception, on a identifié les paramètres qui améliorent les performances d'une pompe centrifuge. Dans ce travail on fait l'analyse par la variation de différent paramètres suivants :

- Angles des aubes à la sortie de la roue
- Largeur des aubes de la roue

Pour cela on se base sur les paramètres de tableau 2 et le fluide considéré est l'eau de propriété de tableau 4. Les cas étudiés se présentent dans le tableau suivant :

Tableau 9 cas étudié

Angles des aubes à la sortie β_2	10	14.4	60
Largeur de sortie de la roue b_2	30	51.4	100

Les étapes utilisées pour ces études de volumes finis de la roue et la volute se présente dans le diagramme suivant :

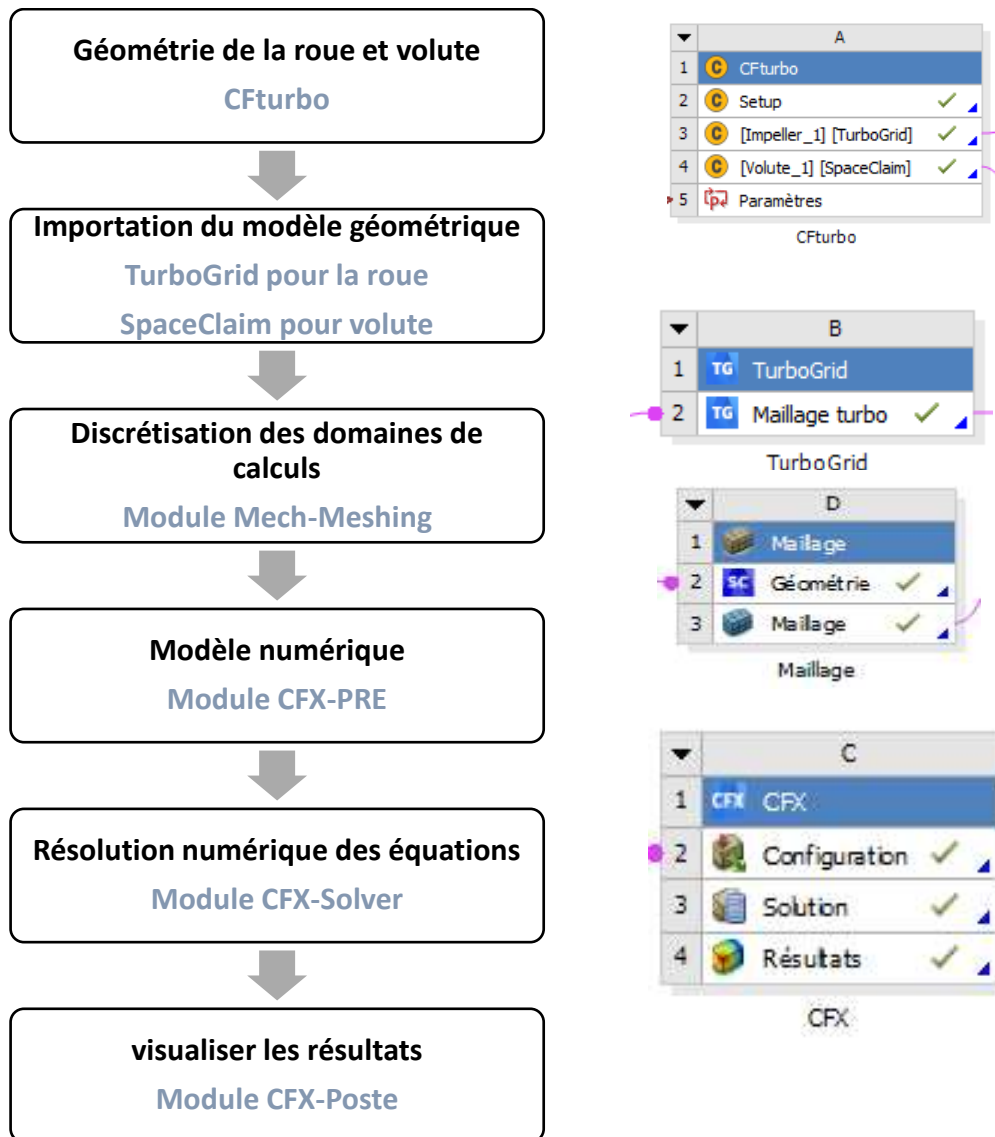


Figure 16: Procédure d'analyse de la roue et la volute par la CFD

Après avoir le modèle géométrique par le logiciel CFturbo, on réalise les simulations numériques à l'aide du code de calcul ANSYS-CFX, la modification des paramètres de la géométrie peut se faire directement sur l'interface de logiciel ANSYS Workbench non plus sur CFturbo parce que on a la possibilité relier entre les deux logiciel, ensuite on transfère ce modèle géométrie vers le module TurboGrid pour l'impulseur et pour la volute a été transféré vers le modèle SpaceClaim, Ils sont importés par après vers le module Mesh-Mesling aux fins de maillage.

2.1. Maillage :

1.1.1. Maillage de la roue :

Le maillage construit par TurboGrid, c'est un maillage de type tétraèdre structurer, il respecte les critères géométriques de canal d'aube et aussi le sens d'écoulement. On a réalisé un maillage le plus fins possibles afin de diminuer le temps de calcul et avoir des résultats plus précis.

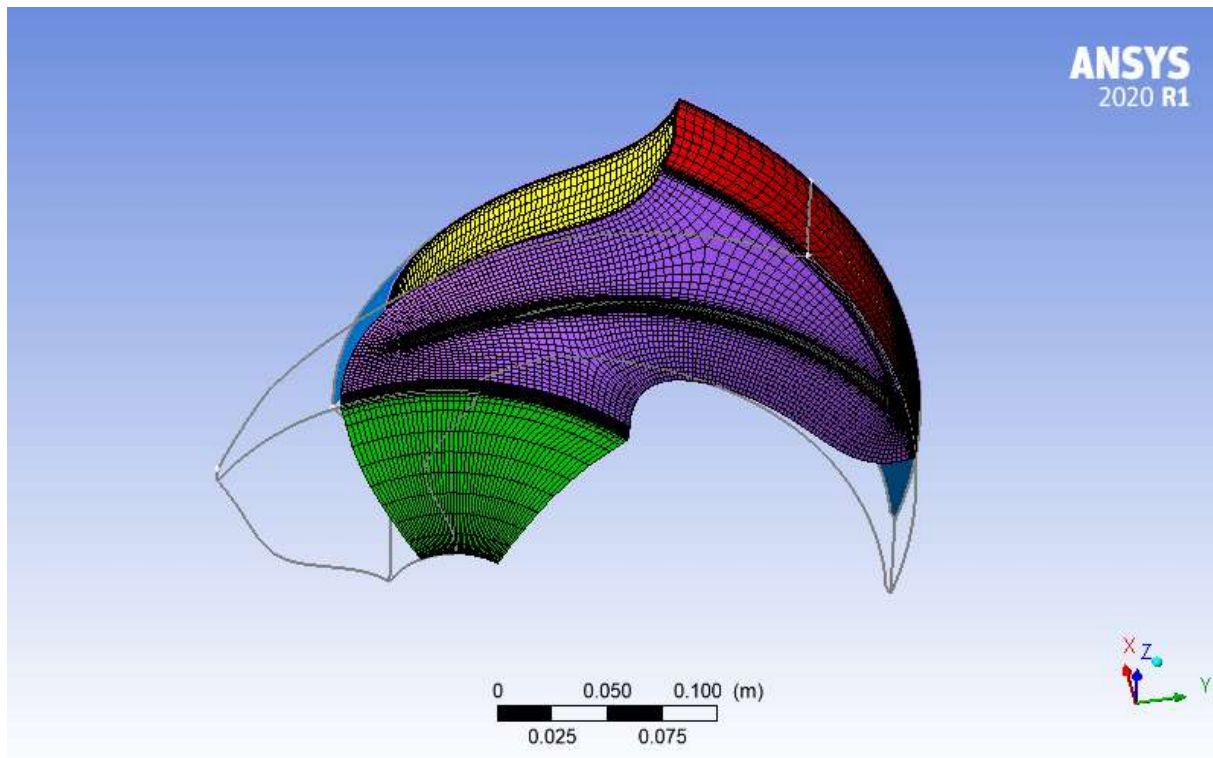


Figure 17: Maillage des domaines d'une aube de la roue

La couleur verte présente la surface d'entre, le rouge c'est la sortie, le violet c'est la surface du plafond supérieur et le bleu c'est le plafond inférieur et le jaune présente les surfaces périodiques supérieur et inférieur.

2.1.1. Maillage de volute

La volute est vers le module mesh-Meshing aux fins de maillage. La figure représente le type de maillage tétraèdre non structuré utiliser

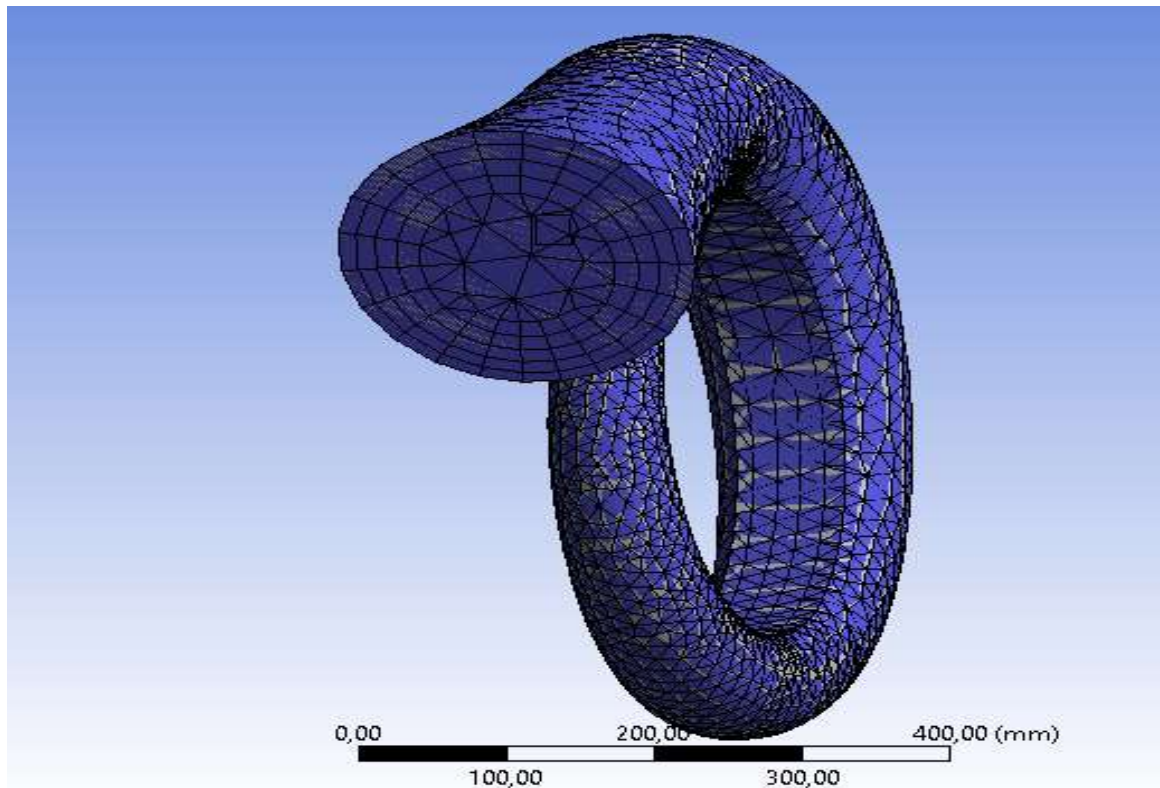


Figure 18: Maillage de la volute

2.2. Conditions aux frontières

Pour spécifier les conditions de simulation on a utilisé CFX-PRE, tel que l'écoulement supposer incompressible, stationnaire, avec le modèle numérique de turbulence $k-\epsilon$ qui est le plus célèbre des modèles de turbulence. Étant une méthode très stable et numériquement robuste, elle est implémentée dans la majorité des logiciels de CFD. La pression d'entre est $P_1=5$ bars et le débit massique 247.94 kg/s avec une vitesse de rotation d'aube 1500 tr/min.

Tableau 10 : les conditions de simulation

Caractéristiques	Conditions
Domaine de simulation	Une seule aube de la roue et volute
Vitesse de rotation	1500 tr/min
Condition d'entrée	$5 \cdot 10^5$ Pa
Conditions de sortie	Débit massique 247.94 Kg/s
Modèle de turbulence	$k-\epsilon$
Interface roue/volute	Frozen-rotor
Résidu moyenné (RSM)	0.00001

Chapitre 3 : résultats et discussions

Dans ce chapitre présente les résultats de simulation numérique de la roue de la pompe centrifuge ainsi que les résultats de simulation roue-volute

I. Introduction :

Dans le cadre de ce travail on fait une analyse de performance par des études de l'écoulement interne d'un fluide newtonien afin de voir les effets de la géométrie de la roue et la volute. Ce chapitre présente les résultats de variation des paramètres qui sont déterminer auparavant.

L'exécution des simulations a été faite en utilisant le module CFX-Solver. Enfin, les résultats des simulations sont affiche dans le module CFX-Post. Ces simulations ont été réalisées à la vitesse de rotation constante et un début constat. Premièrement en présentant les résultats d'aube de la roue figures 17, son domaine à étudier est constituée de surfaces périodiques supérieur et inferieur, plafond interne, l'entrée et la sortie, sur un plan méridien et aube à aube, ensuite en présentant les résultats de la volute figure 18, son domaine est constitué de surface de contact entre la roue et volute, le corps de volute et la sortie de la pompe.

II. Simulation de la roue :

On se basant sur le paramètre de la roue qui sont entrer depuis le logiciel CFturbo dans le tableau 4. On varie les paramètres suivants :

1. Variation de l'angle de sortie d'aube de la roue :

Pour le but d'identifier l'effet de variation de l'angle de sortie de la roue β_2 sur le contour de pression, la vitesse de sortie des particules de fluide, hauteur manométrique et le rendement a été effectuer sur trois différents angles 10° , 14.4° et 60° , comme on l'a mentionné précédemment, donc c'est les paramètres A, B, C :

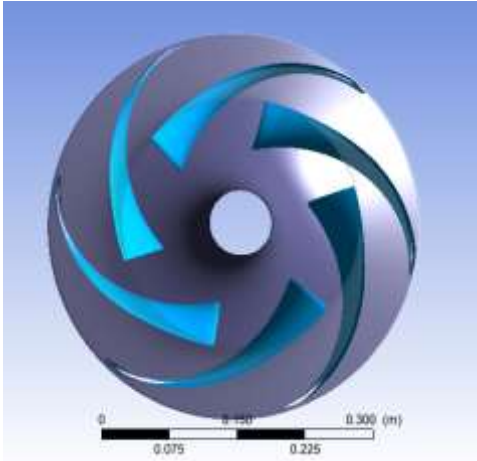


Figure 19 : angle de sortie $\beta_2 = 10^\circ$

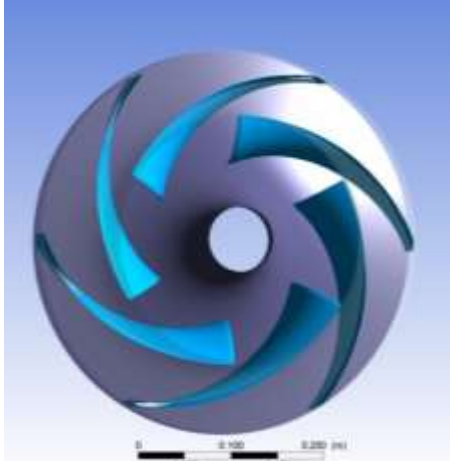


Figure 20: angle de sortie $\beta_2 = 14.4^\circ$

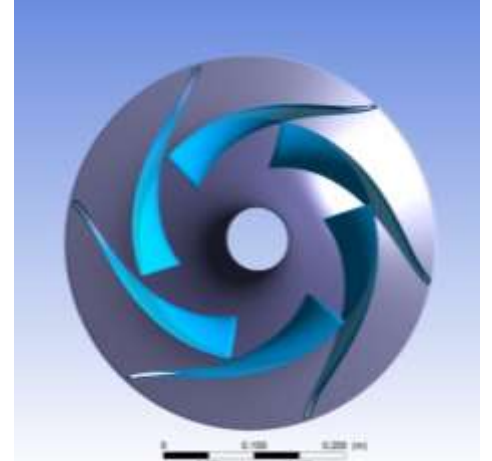


Figure 21: angle de sortie $\beta_2 = 60^\circ$

Nombre des éléments de maillage

Paramètre	Nœuds	Éléments
A	263929	240212
B	196182	179660
C	159094	145825

1.1. Contour de pression :

Les figures suivantes représentent l'évaluation le contour de pression statique de chaque angle pour un débit constant de $Q_v = 1068 \text{ m}^3/\text{h}$, observant une vue méridienne et au domaine de sortie.

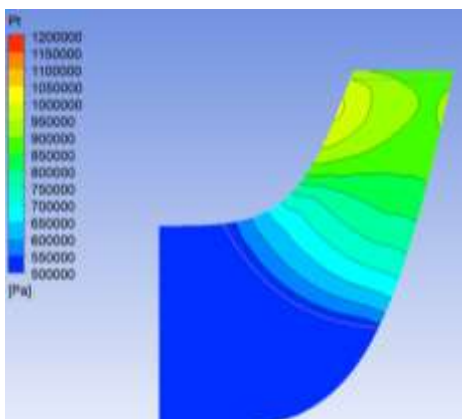


Figure 24: contour de pression statique totale de l'angle $\beta_2 = 10^\circ$

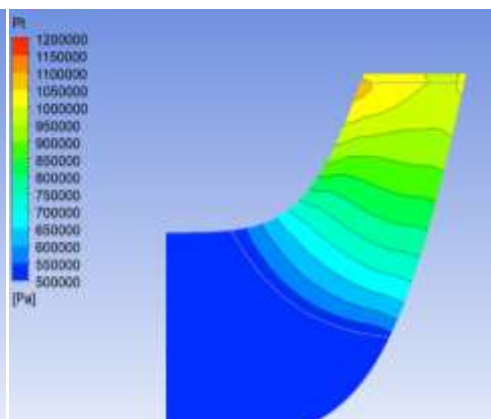


Figure 23: contour de pression statique totale de l'angle $\beta_2 = 14.4^\circ$

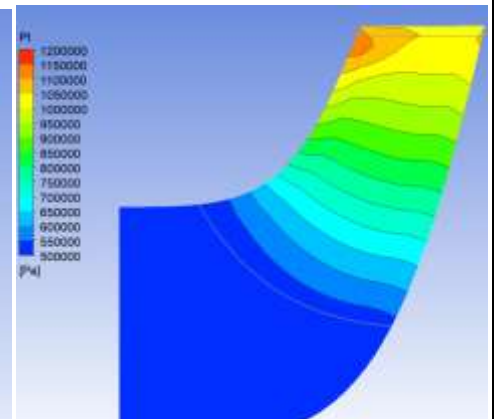


Figure 22: contour de pression statique totale de l'angle $\beta_2 = 60^\circ$

On constate que la pression totale dans l'aube est $P_t = 10.5 \cdot 10^5 \text{ Pa}$, $P_t = 11 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ et $P_t = 12 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ pour $\beta_2 = 10^\circ$, $\beta_2 = 14.4^\circ$ et $\beta_2 = 60^\circ$

Donc la différence de pression au niveau de sortie de la roue est :

$$\Delta p = 4.10 * 10^5 \text{ pa} , \Delta p = 5.50 * 10^5 \text{ pa} \text{ et } \Delta p = 6 * 10^5 \text{ pa}$$

1.2. Vitesse d'écoulement :

Les figures représentent la variation de vecteur de vitesse d'écoulement dans les trois angles.

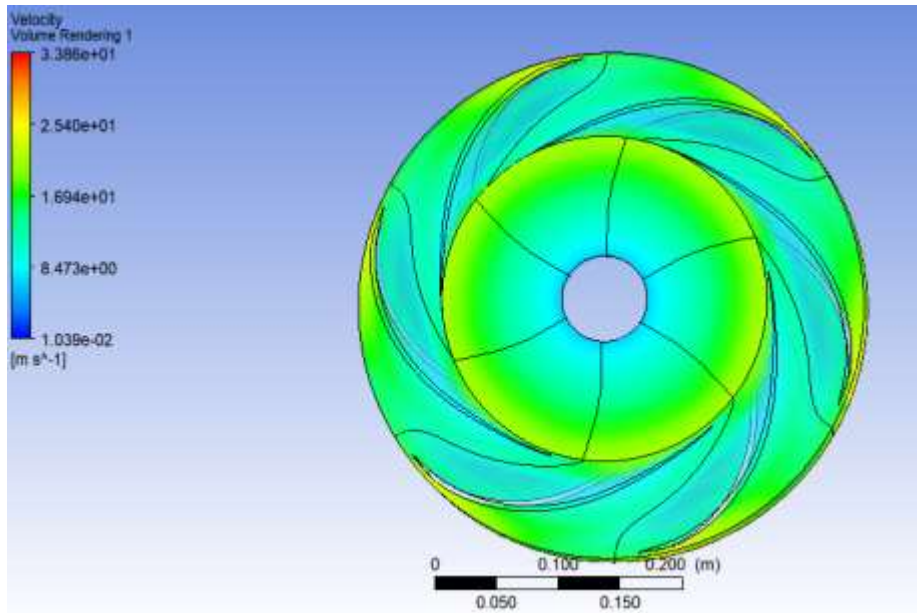


Figure 26 : vitesse d'écoulement $\beta_2 = 10^\circ$

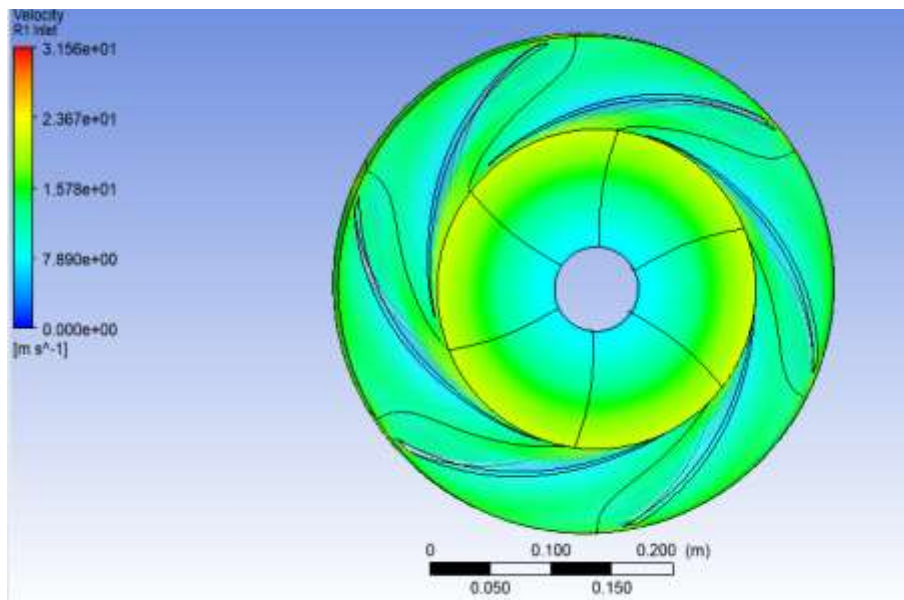


Figure 25: vitesse d'écoulement $\beta_2 = 14.5^\circ$

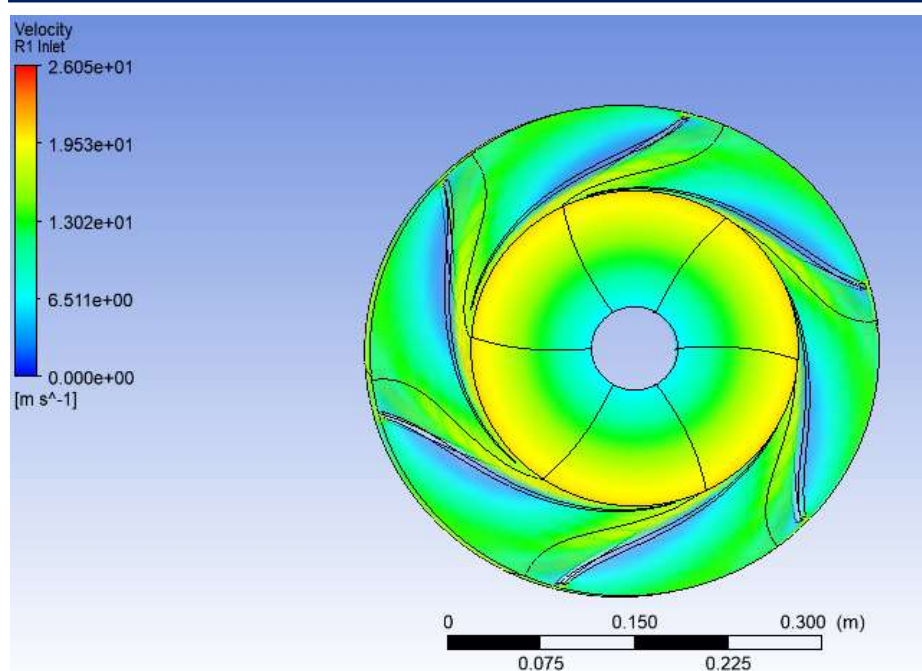


Figure 27 : vitesse d'écoulement $\beta_2 = 60^\circ$

Tableau 11 : Données récapitulatives pour le parametre de la pompe A d'apres les resultat de CFX-post

Quantity	Inlet	LE Cut	TE Cut	Outlet	TE/LE	TE-LE	Units
Density	997.0000	997.0000	997.0000	997.0000	1.0000	0.0000	[kg m ⁻³]
Pstatic	595735.0000	588887.0000	893795.0000	890580.0000	1.5178	304909.0000	[Pa]
Ptotal	607952.0000	603793.0000	998047.0000	994921.0000	1.6530	394255.0000	[Pa]
Ptotal (rot)	607283.0000	600796.0000	577824.0000	579150.0000	0.9618	-22971.8000	[Pa]
U	14.5435	16.2289	31.5287	32.1379	1.9427	15.2998	[m s ⁻¹]
Cm	4.9180	5.9760	4.6881	4.0990	0.7845	-1.2879	[m s ⁻¹]
Cu	-0.0176	-1.4240	-13.8166	-12.4741	9.7028	-12.3927	[m s ⁻¹]
C	4.9200	6.9317	14.7077	13.2148	2.1218	7.7760	[m s ⁻¹]
Distortion Parameter	1.0405	1.2919	1.1150	1.1701	0.8631	-0.1769	
Flow Angle: Alpha	0.1303	-7.6597	70.5034	69.4842	-9.2044	78.1631	[degree]
Wu	14.5259	14.8051	17.7121	19.6638	1.1964	2.9069	[m s ⁻¹]
W	15.3726	16.0851	18.3541	20.1746	1.1411	2.2690	[m s ⁻¹]

Tableau 12: Données récapitulatives pour le parametre de la pompe B d'apres les resultat de CFX-post

Quantity	Inlet	LE Cut	TE Cut	Outlet	TE/LE	TE-LE	Units
Density	997.0000	997.0000	997.0000	997.0000	1.0000	0.0000	[kg m ⁻³]
Pstatic	595746.0000	591603.0000	960596.0000	966310.0000	1.6237	368994.0000	[Pa]
Ptotal	607946.0000	604553.0000	1117480.0000	1119060.0000	1.8484	512929.0000	[Pa]
Ptotal (rot)	607238.0000	601642.0000	585625.0000	587299.0000	0.9734	-16017.0000	[Pa]
U	14.5440	16.2285	31.5287	32.1379	1.9428	15.3002	[m s ⁻¹]
Cm	4.9181	5.7643	4.2642	3.9655	0.7398	-1.5001	[m s ⁻¹]
Cu	-0.0187	-1.1573	-17.1861	-16.2822	14.8499	-16.0288	[m s ⁻¹]
C	4.9203	6.5279	17.7673	16.8146	2.7218	11.2395	[m s ⁻¹]
Distortion Parameter	1.0360	1.2474	1.0336	1.0350	0.8286	-0.2138	
Flow Angle: Alpha	0.1356	-6.3721	75.6902	68.9820	-11.8783	82.0624	[degree]
Wu	14.5253	15.0713	14.3426	15.8557	0.9516	-0.7287	[m s ⁻¹]
W	15.3712	16.2265	15.0129	16.4351	0.9252	-1.2136	[m s ⁻¹]

Tableau 13: Données récapitulatives pour le parametre de la pompe C d'apres les resultat de CFX-post

Quantity	Inlet	LE Cut	TE Cut	Outlet	TE/LE	TE-LE	Units
Density	997.0000	997.0000	997.0000	997.0000	1.0000	0.0000	[kg m ⁻³]
Pstatic	589174.0000	589104.0000	992817.0000	1000400.0000	1.6853	403713.0000	[Pa]
Ptotal	601290.0000	598905.0000	1207300.0000	1210580.0000	2.0158	608397.0000	[Pa]
Ptotal (rot)	600383.0000	595437.0000	581604.0000	582920.0000	0.9768	-13833.2000	[Pa]
U	14.5472	16.2360	31.5286	32.1379	1.9419	15.2926	[m s ⁻¹]
Cm	4.9093	5.4035	4.4457	4.2231	0.8228	-0.9577	[m s ⁻¹]
Cu	-0.0239	-0.7485	-20.6452	-19.2385	27.5832	-19.8968	[m s ⁻¹]
C	4.9129	5.7966	21.1769	19.7324	3.6533	15.3803	[m s ⁻¹]
Distortion Parameter	1.0226	1.1207	1.0748	1.0480	0.9590	-0.0459	
Flow Angle: Alpha	0.1803	-0.5460	50.2755	57.7201	-92.0790	50.8215	[degree]
Wu	14.5232	15.4878	10.8834	12.8994	0.7027	-4.6044	[m s ⁻¹]
W	15.3690	16.4417	11.9118	13.6772	0.7245	-4.5298	[m s ⁻¹]

1.3. Caractéristique de la pompe

Le tableau représente les caractéristiques de chaque cas :

Tableau 14 : Caractéristique de la pompe A d'après les resultat de CFX-post

Rotation Speed	-157.0800	[radian s ⁻¹]
Reference Diameter	0.4014	[m]
Volume Flow Rate	0.2487	[m ³ s ⁻¹]
Head (LE-TE)	40.3238	[m]
Head (IN-OUT)	39.5787	[m]
Flow Coefficient	0.0245	
Head Coefficient (IN-OUT)	0.0976	
Shaft Power	103074.0000	[W]
Power Coefficient	0.0026	
Total Efficiency (IN-OUT) %	93.3676	
Static Efficiency (IN-OUT) %	69.3082	

Tableau 15: Caractéristique de la pompe B d'après les resultat de CFX-post

Rotation Speed	-157.0800	[radian s ⁻¹]
Reference Diameter	0.4014	[m]
Volume Flow Rate	0.2487	[m ³ s ⁻¹]
Head (LE-TE)	52.4615	[m]
Head (IN-OUT)	52.2761	[m]
Flow Coefficient	0.0245	
Head Coefficient (IN-OUT)	0.1289	
Shaft Power	132277.0000	[W]
Power Coefficient	0.0033	
Total Efficiency (IN-OUT) %	96.0914	
Static Efficiency (IN-OUT) %	67.9827	

Tableau 16: Caractéristique de la pompe C d'après le résultat de CFX-post

Rotation Speed	-157.0800	[radian s ⁻¹]
Reference Diameter	0.4014	[m]
Volume Flow Rate	0.2482	[m ³ s ⁻¹]
Head (LE-TE)	62.2259	[m]
Head (IN-OUT)	62.3176	[m]
Flow Coefficient	0.0244	
Head Coefficient (IN-OUT)	0.1537	
Shaft Power	155422.0000	[W]
Power Coefficient	0.0039	
Total Efficiency (IN-OUT) %	97.3113	
Static Efficiency (IN-OUT) %	64.5396	

1.4. Conclusion :

On a donc les résultats numériques et théoriques qui on a calculer dans le chapitre précédent sont proche, le tableau suivant extraite de tableau des résultats théoriques.

Tableau 17 : resultats theorique de parametre A, B, C

L'angle de sortie d'aube	10	14.4	60
La vitesse méridienne Cr2 [m/s]	3.78	3.78	3.78
La vitesse circumférentielle Cu2 [m/s]	9.32	16.45	18.89
La vitesse absolue C2 [m/s]	10.05	16.87	19.26
Vitesse relative W2 [m/s]	21.76	15.58	13.37
Hauteur théorique Hm [m]	32.05	48.16	55.36
Puissance de sortie P [w]	91094.76	133144.88	153050.29
Différence de pression Δp [Pa]	4.02125 * 105	5.17310 * 105	5.49254 * 105

On constate

- La hauteur et la puissance augmente quand les angles de sortie de la roue augmentent, cela est dû à l'augmentation de la section qui provoque une augmentation des pertes de charge donc ils peuvent être contrôlés pour éviter les surcharges en réduisant correctement l'angle de sortie d'aube.
- Accroissement de pression et une diminution de vitesse à la sortie de la roue avec l'élévation des angles de sortie des aubes.
- L'augmentation de l'angle de sortie d'aube augmente considérablement la zone de basse pression à l'entrée de la roue, ce qui rend la cavitation plus probable.
- Pour $\beta_2=14.4^\circ$ a un meilleur rendement statique donc on aura moins des partes dynamiques par rapport aux autres paramétrages.

Ce qui est constaté dans la référence [7]

2. Variation de largeur des aubes b2

Pour le but d'identifier l'effet de variation de largeur de sortie de la roue b2 sur le contour de pression, la vitesse de sortie des particules de fluide, hauteur manométrique et le rendement a été effectuer sur trois différentes valeurs de largeur de sortir 30 ,51.4 et 100 gardant les mêmes autres paramètres comme on l'a mentionné précédemment, donc c'est les paramètres D, B, E les résultats représentent sont les suivants :

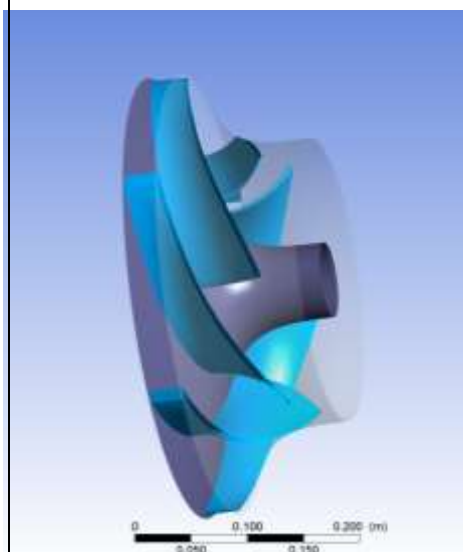


Figure 30: largeur de sortie $b_2 = 30$ mm

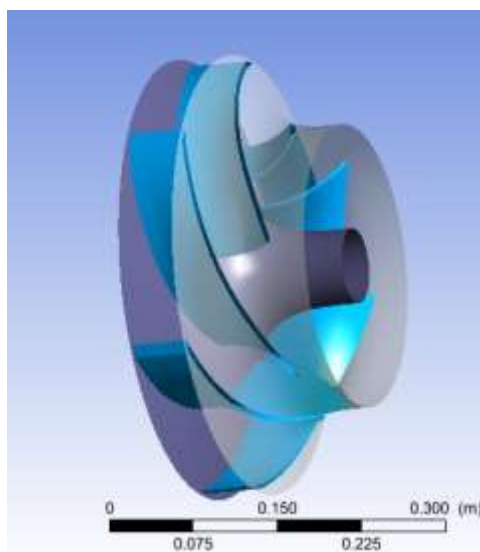


Figure 29: largeur de sortie $b_2 = 51.4$ mm

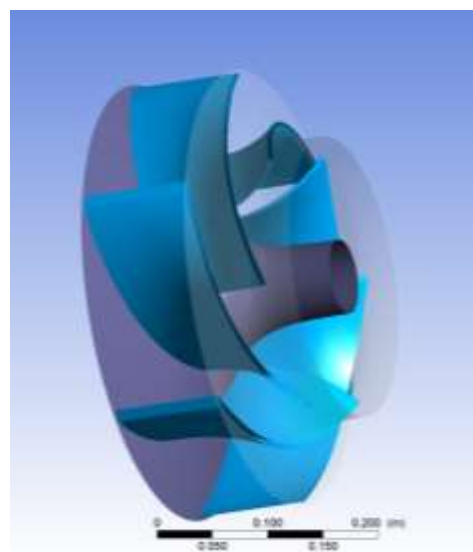


Figure 28: largeur de sortie $b_2 = 100$ mm

Nombre des éléments de maillage

Paramètres	Nœuds	Éléments
D	199179	182546
B	196182	179660
E	195048	178464

1.1. Contour de pression :

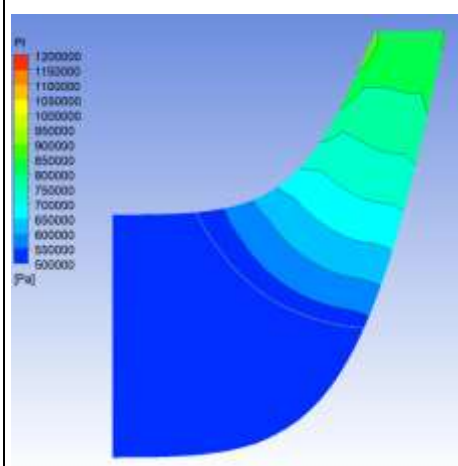


Figure 33: contour de pression statique totale de largeur de sortie $b_2 = 30$ mm

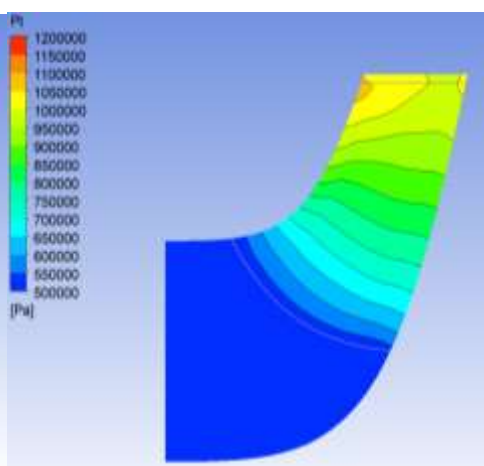


Figure 32: contour de pression statique totale de largeur de sortie $b_2 = 51.4$ mm

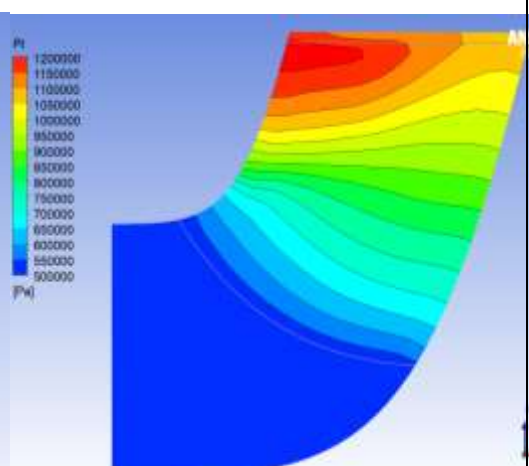


Figure 31: contour de pression statique totale de largeur de sortie $b_2 = 100$ mm

On constate que la pression totale dans l'aube est $P_t = 9.5 \cdot 10^5$ Pa, $P_t = 11 \cdot 10^5$ Pa et $P_t = 12 \cdot 10^5$ Pa pour $b_2=30$ mm, $b_2=51.4$ mm et $b_2=100$ mm

Donc la différence de pression au niveau de sortie de la roue est :

$$\Delta p = 4.50 \cdot 10^5 \text{ pa} , \Delta p = 5.50 \cdot 10^5 \text{ pa} \text{ et } \Delta p = 6 \cdot 10^5 \text{ pa}$$

1.2. Vitesse d'écoulement :

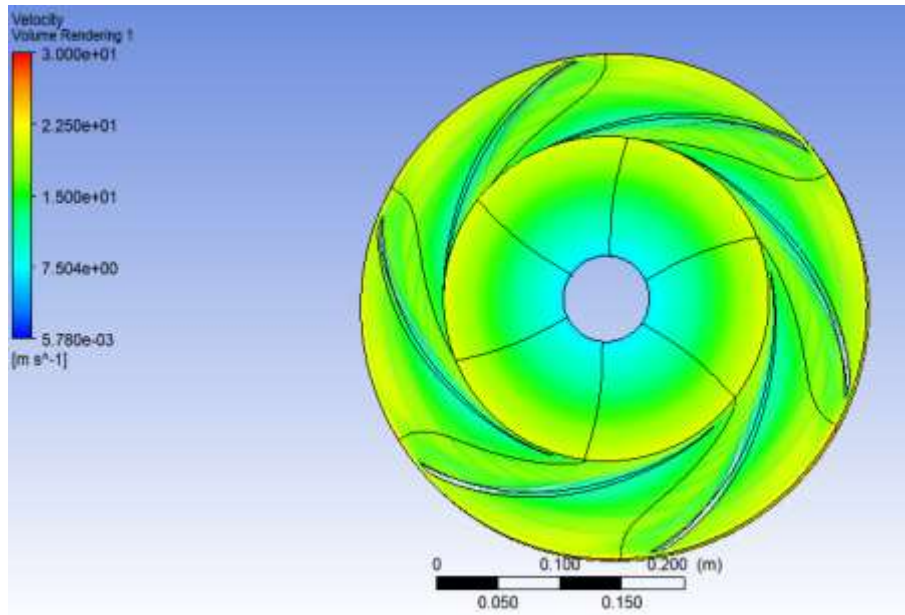


Figure 34 : vitesse d'écoulement $b_2=30$

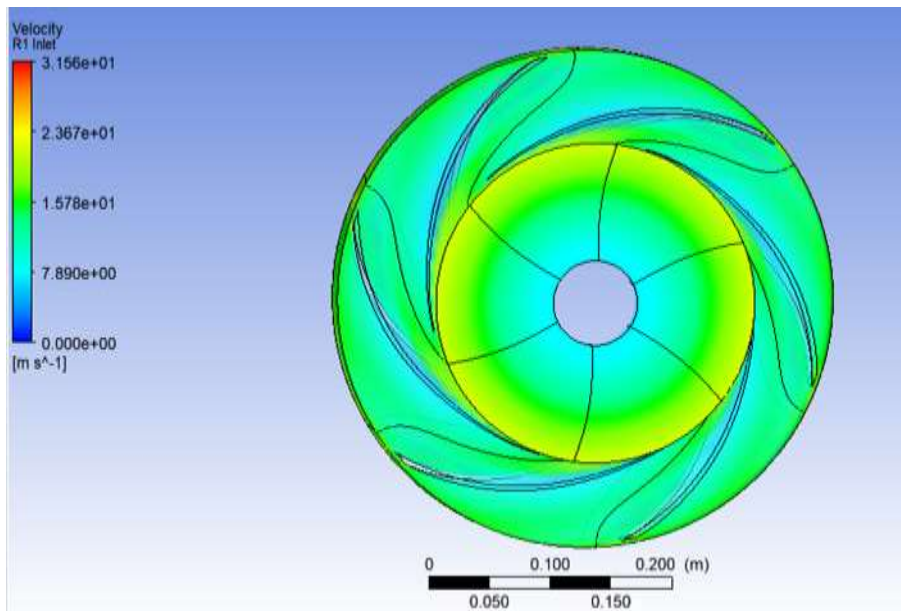


Figure 35: vitesse d'écoulement $b_2=51.4$

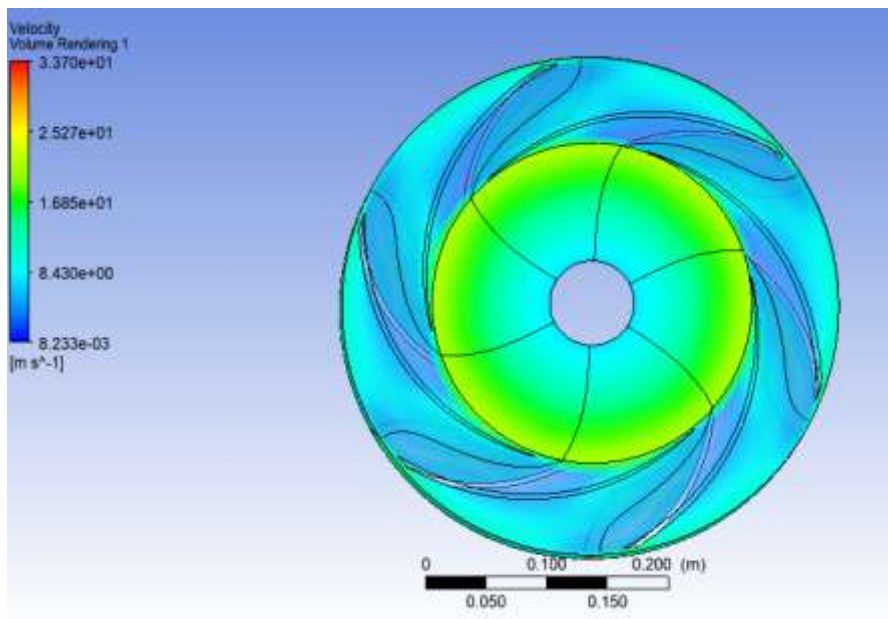


Figure 36: vitesse d'écoulement b2= 100

Tableau 18: Données récapitulatives pour le parametre de la pompe D d'apres les resultat de CFX-post

TABLE 7: Summary Data

Quantity	Inlet	LE Cut	TE Cut	Outlet	TE/LE	TE-LE	Units
Density	997.0000	997.0000	997.0000	997.0000	1.0000	0.0000	[kg m ⁻³]
Pstatic	595748.0000	591903.0000	860284.0000	864119.0000	1.4534	268381.0000	[Pa]
Ptotal	607938.0000	605201.0000	963248.0000	965450.0000	1.5916	358048.0000	[Pa]
Ptotal (rot)	607251.0000	602285.0000	586871.0000	588303.0000	0.9744	-15414.3000	[Pa]
U	14.5438	16.4830	31.5287	32.1346	1.9128	15.0458	[m s ⁻¹]
Cm	4.9178	5.9114	7.3488	6.9743	1.2431	1.4374	[m s ⁻¹]
Cu	-0.0176	-0.9093	-12.1634	-11.6149	13.3768	-11.2541	[m s ⁻¹]
C	4.9201	6.4990	14.3606	13.7286	2.2097	7.8616	[m s ⁻¹]
Distortion Parameter	1.0331	1.2161	1.0482	1.0700	0.8619	-0.1679	
Flow Angle: Alpha	0.1207	-3.9861	58.0256	54.7967	-14.5570	62.0117	[degree]
Wu	14.5262	15.5738	19.3653	20.5197	1.2434	3.7915	[m s ⁻¹]
W	15.3706	16.7332	20.7857	21.8279	1.2422	4.0525	[m s ⁻¹]

Chapitre 3 : résultats et discussions

Tableau 19: Données récapitulatives pour le paramètre de la pompe B d'après les résultats de CFX-post

Quantity	Inlet	LE Cut	TE Cut	Outlet	TE/LE	TE-LE	Units
Density	997.0000	997.0000	997.0000	997.0000	1.0000	0.0000	[kg m ⁻³]
Pstatic	595746.0000	591603.0000	960596.0000	966310.0000	1.6237	368994.0000	[Pa]
Ptotal	607946.0000	604553.0000	1117480.0000	1119060.0000	1.8484	512929.0000	[Pa]
Ptotal (rot)	607238.0000	601642.0000	585625.0000	587299.0000	0.9734	-16017.0000	[Pa]
U	14.5440	16.2285	31.5287	32.1379	1.9428	15.3002	[m s ⁻¹]
Cm	4.9181	5.7643	4.2642	3.9655	0.7398	-1.5001	[m s ⁻¹]
Cu	-0.0187	-1.1573	-17.1861	-16.2822	14.8499	-16.0288	[m s ⁻¹]
C	4.9203	6.5279	17.7673	16.8146	2.7218	11.2395	[m s ⁻¹]
Distortion Parameter	1.0360	1.2474	1.0336	1.0350	0.8286	-0.2138	
Flow Angle: Alpha	0.1356	-6.3721	75.6902	68.9820	-11.8783	82.0624	[degree]
Wu	14.5253	15.0713	14.3426	15.8557	0.9516	-0.7287	[m s ⁻¹]
W	15.3712	16.2265	15.0129	16.4351	0.9252	-1.2136	[m s ⁻¹]

..

Tableau 20 : Données récapitulatives pour le parametre de la pompe E d'apres les resultat de CFX-post

Quantity	Inlet	LE Cut	TE Cut	Outlet	TE/LE	TE-LE	Units
Density	997.0000	997.0000	997.0000	997.0000	1.0000	0.0000	[kg m ⁻³]
Pstatic	595735.0000	591617.0000	1001130.0000	1009270.0000	1.6922	409510.0000	[Pa]
Ptotal	607925.0000	603450.0000	1246480.0000	1243300.0000	2.0656	643026.0000	[Pa]
Ptotal (rot)	607208.0000	600899.0000	563936.0000	564600.0000	0.9385	-36962.5000	[Pa]
U	14.5449	15.7358	31.5287	32.1441	2.0036	15.7929	[m s ⁻¹]
Cm	4.9167	5.7317	2.8804	2.7393	0.5025	-2.8513	[m s ⁻¹]
Cu	-0.0213	-1.1745	-22.5229	-21.0735	19.1760	-21.3483	[m s ⁻¹]
C	4.9192	6.4075	22.7267	21.2707	3.5469	16.3193	[m s ⁻¹]
Distortion Parameter	1.0337	1.2501	1.0409	1.0319	0.8326	-0.2093	
Flow Angle: Alpha	0.2172	-4.5729	83.4989	77.3881	-18.2594	88.0719	[degree]
Wu	14.5236	14.5615	9.0058	11.0706	0.6185	-5.5557	[m s ⁻¹]
W	15.3876	15.7461	9.5312	11.4930	0.6053	-6.2148	[m s ⁻¹]

1.3. Caractéristique de la pompe

Le tableau représente les caractéristiques de chaque cas :

.

Chapitre 3 : résultats et discussions

Tableau 21: Caractéristique de la pompe D d'après le résultat de CFX-post

Rotation Speed	-157.0800	[radian s ⁻¹]
Reference Diameter	0.4014	[m]
Volume Flow Rate	0.2487	[m ³ s ⁻¹]
Head (LE-TE)	36.6206	[m]
Head (IN-OUT)	36.5658	[m]
Flow Coefficient	0.0245	
Head Coefficient (IN-OUT)	0.0902	
Shaft Power	93295.1000	[W]
Power Coefficient	0.0023	
Total Efficiency (IN-OUT) %	95.2969	
Static Efficiency (IN-OUT) %	68.0102	

Tableau 22: Caractéristique de la pompe B d'après le résultat de CFX-post

Rotation Speed	-157.0800	[radian s ⁻¹]
Reference Diameter	0.4014	[m]
Volume Flow Rate	0.2487	[m ³ s ⁻¹]
Head (LE-TE)	52.4615	[m]
Head (IN-OUT)	52.2761	[m]
Flow Coefficient	0.0245	
Head Coefficient (IN-OUT)	0.1289	
Shaft Power	132277.0000	[W]
Power Coefficient	0.0033	
Total Efficiency (IN-OUT) %	96.0914	
Static Efficiency (IN-OUT) %	67.9827	

Tableau 23: Caractéristique de la pompe C d'après le résultat de CFX-post

Rotation Speed	-157.0800	[radian s ⁻¹]
Reference Diameter	0.4014	[m]
Volume Flow Rate	0.2486	[m ³ s ⁻¹]
Head (LE-TE)	65.7677	[m]
Head (IN-OUT)	64.9847	[m]
Flow Coefficient	0.0245	
Head Coefficient (IN-OUT)	0.1603	
Shaft Power	170618.0000	[W]
Power Coefficient	0.0042	
Total Efficiency (IN-OUT) %	92.5783	
Static Efficiency (IN-OUT) %	59.0393	

1.4. Conclusion

On a donc les résultats numériques proche que les résultats théoriques qui on a calculer dans le chapitre précédent.

Tableau 24: resultats theorique de parametre D, B, E

Largeur des aubes b2	30	51.4	100
La vitesse méridienne Cr2 [m/s]	6.54	3.78	1.96
La vitesse circumférentielle Cu2 [m/s]	9.97	16.45	23.66
La vitesse absolue C2 [m/s]	11.92	16.87	23.74
Vitesse relative W2 [m/s]	22.56	15.58	8.08
Hauteur théorique Hm [m]	17.01	48.16	69.28
Puissance de sortie P [w]	47054.11	133144.88	191534.29
Différence de pression Δp [Pa]	$3.84427 * 10^5$	$5.17310 * 10^5$	$6.05884 * 10^5$

On constat que

- Pour une largeur b2 petit on n'a pas eu la hauteur manométrique optimale et l'augmentation de la largeur de sortie entraine une augmentation de la hauteur manométrique, on peut expliquer ça par l'agrandissement de la section qui provoque une diminution des pertes de charge. Le rendement statique diminue ainsi que le rendement global.
- L'augmentation de la largeur sortie entraine une augmentation de la puissance, cela est dû toujours à l'augmentation des pertes mécanique puisque l'effort de rotation est élevé qui provoque l'augmentation de couple.

III. Simulation roue volute :

Les figures suivantes représentent respectivement le contour de pression, les lignes de courant et les vecteurs d'écoulement dans la pompe qui a été modéliser par CFturbo dans le chapitre précédent pour un débit de $0.248 \text{ m}^3/\text{s}$.

1. contour de pression

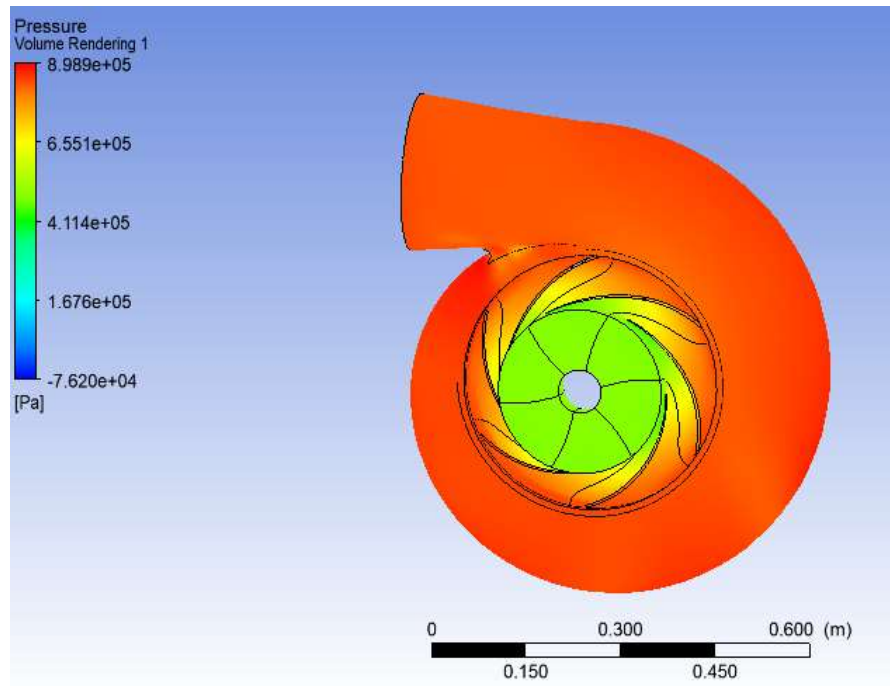


Figure 37: contour de pression statique de la pompe

La figure représente la variation de la pression dans toutes différentes parties de la pompe. On remarque que la pression est inférieure à l'entrée, et elle augmente progressivement jusqu'à la sortie.

2. Ligne de courant

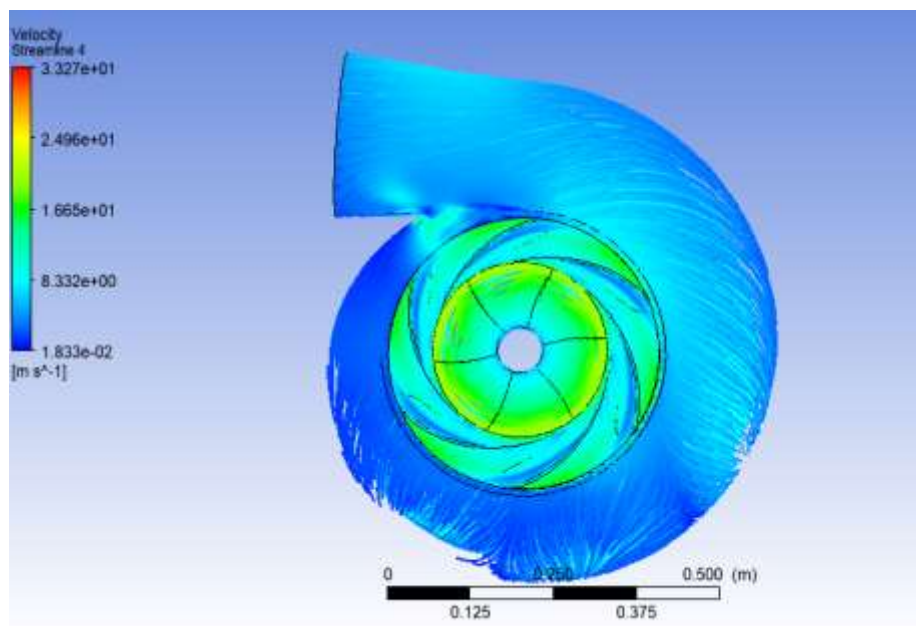


Figure 38: les lignes de courant dans la pompe

La figure présente les ligne de courants, autrement dit la trajectoire suivie par les particules fluides, dans l'espace entre aubages. Donc la volute présente un bon guidage de l'écoulement l'apparition d'une forte zone de recirculation au niveau du divergeant de sortie. Cette recirculation due aux forces centrifuges liées à la courbure des aubes du rotor et à la rotation.

3. vitesses d'écoulement

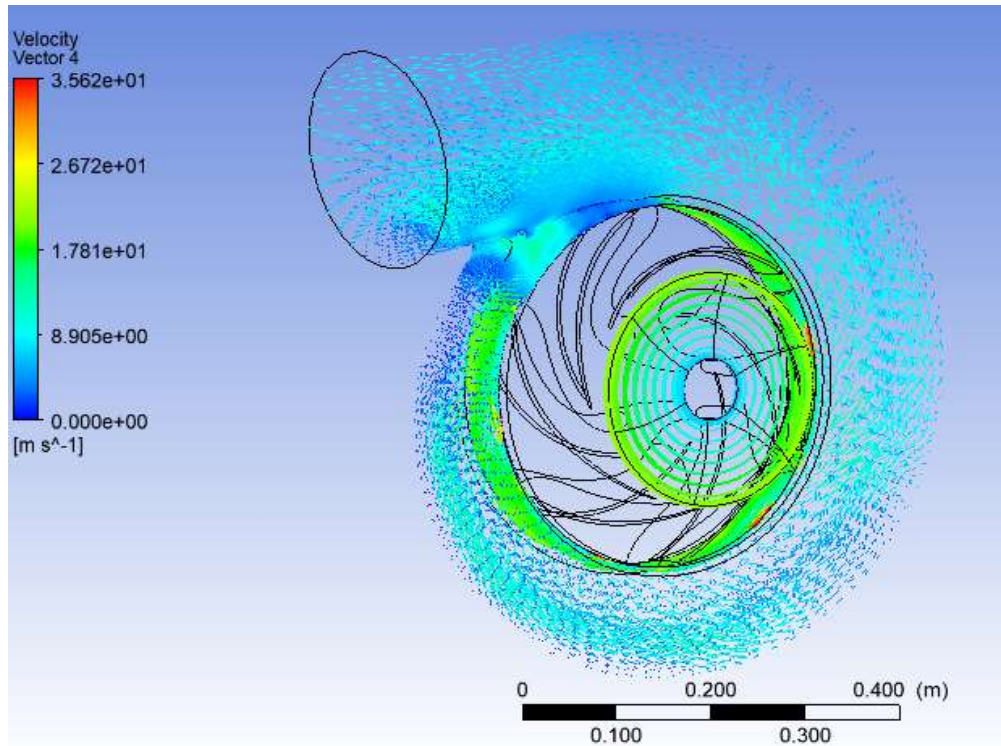


Figure 39: les vecteurs vitesses d'écoulement dans la pompe

On constate que la vitesse de fluide est presque nulle sur les parois de la volute et petite au niveau de sortie de la pompe, par contre on constate que la vitesse de fluide est supérieure au niveau de sortie des aubes de la roue.

Conclusion :

On constate que la différence de pression à la sortie de volute est $\Delta p = 3.98 \times 10^5$ Pa et la vitesse de sortie entre 8.9 m/s et 18.8 m/s on sait que la volute sert à convertir l'énergie cinétique de fluide sortant de la roue en énergie de pression, donc la vitesse de fluide est diminuée au long de volute.

4. Performance de la pompe:

La figure précédente représente le tableau de performance qui a été donné par les résultats de CFX-Post dans ce tableau on remarque que la hauteur manométrique est 47.26 m cette valeur est proche de hauteur dans le cahier de charge 42 m.

La puissance de l'arbre $P_m = 124.325$ kw et un rendement de $\eta_g = 92.4\%$ avec un rendement statique $\eta = 67.25\%$

Donc ces résultats montrent le bon fonctionnement de la pompe.

Chapitre 3 : résultats et discussions

Tableau 25 : tableau de performance de la pompe extraire des résultats de CFX-Post

Rotation Speed	-157.0800	[radian s ⁻¹]
Inlet Volume Flow Rate	0.2488	[m ³ s ⁻¹]
Reference Density	997.0000	[kg m ⁻³]
Reference Diameter	0.2007	[m]
Input Power	124325.0000	[W]
Capacity Coefficient	0.1958	
Head Coefficient	0.4662	
Power Coefficient	0.0988	
Total-to-Total Head	47.2604	[m]
Total-to-Static Head	34.0606	[m]
Total-to-Total Efficiency %	92.4021	
Total-to-Static Efficiency %	67.2552	
Diffuser Loss Coef., Y1	0.0203	
Diffuser Loss Coef., Y2	0.0207	
Diffuser Loss Coef., Y3	0.1331	
Diffuser Loss Coef., Y4	0.1585	
Diffuser Cp	0.0269	

Tableau 23 : Données récapitulatives pour le paramètre de la pompe d'après les résultats extraire de CFX-post

Quantity	Inlet	LE Cut	TE Cut	Outlet	TE/LE	TE-LE	Units
Density	997.0000	997.0000	997.0000	997.0000	N/A	N/A	[kg m ⁻³]
Pstatic	487789.0000	483511.0000	832104.0000	836136.0000	N/A	348593.0000	[Pa]
Ptotal	500007.0000	506646.0000	981736.0000	961816.0000	N/A	475090.0000	[Pa]
Ptotal (rot)	499387.0000	488146.0000	465525.0000	485300.0000	N/A	-22621.5000	[Pa]
Head	51.1388	50.7962	99.2199	98.3992	N/A	48.4238	[m]
Static Head	49.8602	49.1001	84.9422	85.1995	N/A	35.8420	[m]
U	14.5441	16.2289	31.5287	32.1379	1.9427	15.2998	[m s ⁻¹]
Cm	4.9193	5.7906	4.4596	4.3907	0.7701	-1.3310	[m s ⁻¹]
Cu	0.0188	1.1868	16.4215	14.8718	13.8365	15.2347	[m s ⁻¹]
C	4.9215	6.5728	17.1590	15.6164	2.6106	10.5862	[m s ⁻¹]
Wu	-14.5252	-15.0423	-15.1072	-17.2661	1.0043	-0.0649	[m s ⁻¹]
W	15.3718	16.2119	15.8063	17.9053	0.9750	-0.4056	[m s ⁻¹]
Distortion Parameter	1.0359	1.2527	1.0601	1.0899	0.8463	N/A	

Conclusion générale

Le travail présenté dans ce mémoire de projet fin d'études consiste à apporter une étude, simulation et la conception d'une pompe centrifuge et développer une démarche pour le dimensionnement et l'optimisation de ce type de turbomachines.

Il s'agit d'une modélisation de comportement dynamique d'un fluide incompressible, turbulent et instationnaire. Utilisant le logiciel CFTurbo pour modéliser géométriquement les domaines du fluide dans la roue et l'ensemble roue volute, puis les modèles géométriques obtenus ont été maillés par le module Mesh-Meshing et TurboGrid pour obtenir les modèles 3D en volumes finis. La prise en compte des équations de continuités, des équations de Navier-Stokes, du modèle de turbulence K- ϵ , des conditions aux frontières et les interfaces entre les surfaces pour obtenir les modèles numériques est fait en utilisant le module CFX-PRE et les modèles numériques sont résolus à l'aide du module CFX-Solver et les résultats des simulations sont obtenus dans le module CFX-Post.

Les résultats obtenus présentent les phénomènes associés au fonctionnement de la pompe centrifuge et nous permettent de savoir des prévisions des performances.

De plus en identifiant les paramètres pour analyser son influence sur la performance de la pompe centrifuge, tels que la largeur de la roue, les angles de sortie de la roue.

L'étude paramétrique a été traitée cinq cas différents qui sont analysés numériquement, en variant l'angle de sortie de l'aube et la largeur de sortie de la roue, dans cette analyse on a agie sur la section de sortie du rotor, et la validation est réalisée en comparant ces résultats numériques avec les résultats obtenus théoriquement, il ressort que l'angle de sortie a un grande effet sur la performance et l'efficacité de la pompe, d'après l'analyse on constate que l'augmentation de ces angles on peut éviter la cavitation.

Ainsi que les pertes de charge peuvent se contrôler par l'optimisation de section de sortie du rotor, parceque l'accroissement de largeur de sortie de l'aube génère une évaluation de l'effort de rotation donc le couple appliqué à l'axe de rotation se grandir de ce qui fait la puissance l'augmentation donc la consommation d'énergie vas augmenter aussi.

Finalement, l'études a été effectué sur l'ensemble roue volute montre que la progression de pression à la sortie de volute, qui présente un bon guidage de l'écoulement dans la pompe, ce qui signifier un bon fonctionnement de la pompe pour le choix de la géométrie circulaire de volute.

Dans ce projet on a développé des modèles numériques 3D par le logiciel CFTurbo, qui permet de varier n'importe quel paramètre géométrique du rotor ou de volute, afin de la simulation de l'écoulement turbulent de liquide à l'intérieur des pompes centrifuges à l'aide du logiciel ANSYS-CFX.

RÉFÉRENCES

BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] “Méthodologie et optimisation dans la conception et l’analyse des performances des turbomachines à fluide incompressible” Miguel Asuaje, thèse doctorat École Nationale Supérieure d’Arts et Métiers Centre de Paris
- [2] “Performance of a Centrifugal Slurry Pump Article” in Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology
- [3] “Pompes rotodynamiques Projet d’une pompe” Jean POULAIN
- [4] “Turbomachines Description. Principes de base Michel PLUVIOSE et Christelle PÉRILHON
- [5] “Performance Characteristics of a Centrifugal Pump Impeller with Running Tip Clearance Pumping Solid-Liquid Mixtures” Tahsin Engin, Mesut Gur
- [6] “The effects of slurries on centrifugal pump performance” George Wilson, 1987
- [7] “Studies on the Influence of various Blade Outlet Angles in a Centrifugal Pump when Handling Viscous Fluids” M. H. Shojaee Fard and F.A. Boyaghchi
- [8] “PUMP HANDBOOK EDITED” BY Igor J. Karassik Joseph, Po Messina and Paul Cooper
- [9] SMEM. [En ligne] www.SMEM.com.
- [10] CFturbo8 User manual for CFturbo8 software