

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA



FACULTE DES SCIENCES DE L'INGENIEUR DEPARTEMENT ENERGETIQUE

MEMOIRE DE MASTER II

En vue de l'obtention de diplôme de master II

Filière : Electromécanique

Option : Electromécanique

THEME

**Calculs des performances et dimensionnement
d'une pompe hydraulique**

Présenté par :

M^{lle} Kenza AOUI

Promoteur :

GUEDIFA Réda

Année Universitaire : 2017/2018

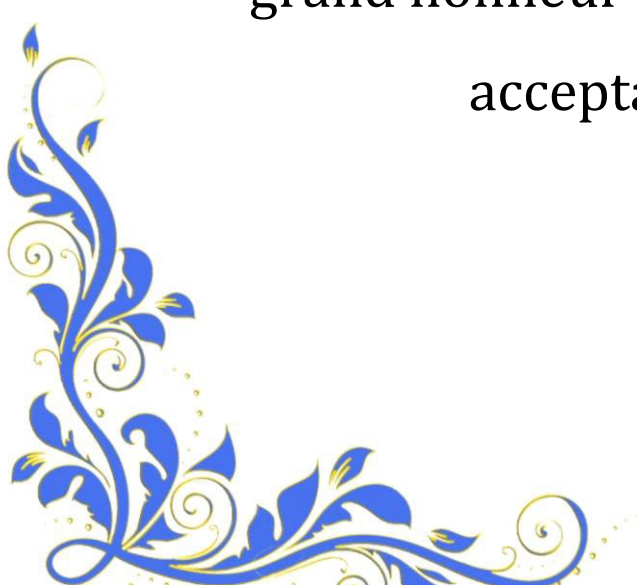


REMERCIEMENTS

On remercie, avant tout, le Bon Dieu de nous avoir donné la patience, le courage et de nous avoir facilité le chemin pour achever ce fruit de nos longues années d'études.

Je remercie **Mr. Guedifa** mon encadreur, pour leur précieux conseils, leur disponibilité, leur gentillesse et surtout pour avoir cru en moi.

Mes remerciements vont également aux membres de jury, qui ont accepté d'évaluer mon travail. Je suis particulièrement sensible au grand honneur qu'ils m'ont accordé en acceptant cette tâche





DÉDICACES

Je dédie ce modeste travail à
✚ A toute ma famille et surtout à mes
parents qui m'ont aidé à surmonter
plusieurs épreuves.

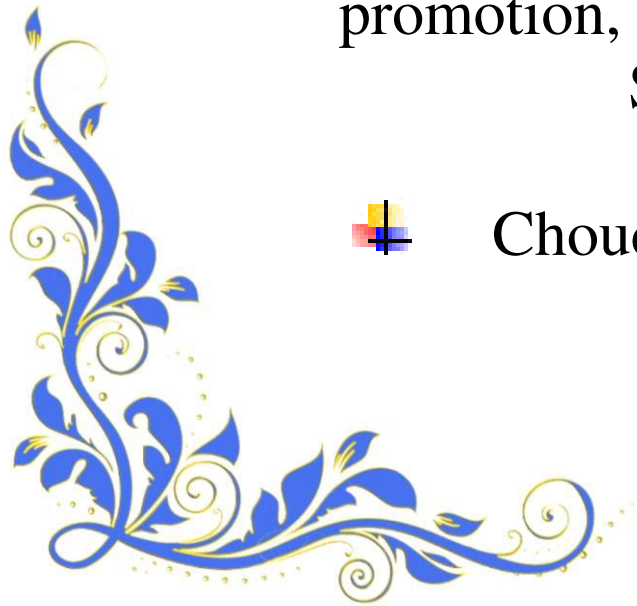
✚ A mes frères, mes sœurs **Nassima,**
Bouchra et **Amel** et mes cousins
Sichem et Zineb.

✚ A mes professeurs du département
d'électromécanique.

✚ A tout mes collègues de la
promotion, et mes ami(e)s Imen, Amel,
Souad et Zahida.

✚ Chouchou de la famille **Adem**

AOUFI KENZA



ملخص

مضخات الطرد المركزي تنتشر على نطاق واسع للعديد من التطبيقات في الصناعة. ومع ذلك ، فإن عملية تصميم مضخة الطرد المركزي وتصنيعها وتوصيفها تجريبياً هي مهمة تستغرق وقتاً طويلاً وتكلفة باهظة بالنسبة لمصنعي المضخات.

تحسيناً لأداء مضخة الطرد المركزي، يهدف هذا المشروع البحثي لتطوير نهج رقمي موثوق ودقيق لدراسة وتحليل تدفق السائل المعقدة في مضخة الطرد المركزي (عجلة و (عجلة. volute) من أجل تحديد وتوقع المعلومات تحسين أدائها: ارتفاع قياس القوى ، والكفاءة والطاقة. يتم إجراء التحقق من صحة النماذج المتقدمة بمقارنة نتائج المحاكاة العددية مع تلك التي تم الحصول عليها تجريبياً.

كلمات البحث: turbomachine، ميكانيك المائع، المضخة الهيدروليكية، محاكاة عددية، CFX

RÉSUMÉ

Les pompes centrifuges sont répandues pour de nombreuses applications dans l'industrie. Cependant, le processus de conception, de fabrication et de caractérisation expérimentale d'une pompe centrifuge est une tâche très fastidieuse et très coûteuse pour des fabricants des pompes.

L'améliorant les performances d'une pompe centrifuge, il est question, dans le cadre de ce projet de recherche, de développer une démarche numérique fiable et précise pour étudier et analyser des écoulements complexes de liquide dans une pompe centrifuge (Roue et roue-volute) en vue d'identifier et de prédire les paramètres améliorant ses performances : hauteur manométrique, rendement et puissance.

La validation des modèles développés est réalisée en comparant les résultats des simulations numériques avec ceux obtenus expérimentalement.

Mots-clés : turbomachines, Mécanique de fluide ,pompe hydraulique, simulation numérique, CFX.

Abstract

Centrifugal pumps are widespread for many applications in the industry. However, the process of designing, manufacturing and experimentally characterizing a centrifugal pump is a very time consuming and expensive task for pump manufacturers.

Improving the performance of a centrifugal pump, this research project aims to develop a reliable and precise numerical approach to study and analyze complex liquid flows in a centrifugal pump (Wheel and Wheel). volute) in order to identify and predict the parameters improving its performance: man metric height, efficiency and power.

Validation of developed models is performed by comparing the results of numerical simulations with those obtained experimentally.

Keywords: turbo machinery, Fluid mechanics, hydraulic pump, numerical simulation, CFX.

Sommaire

Dédicace.....	
Remerciements.....	
Résumé.....	
Sommaire.....	
Liste des figures.....	
Liste de tableau.....	
Nomenclature.....	
Introduction générale.....	1

Chapitre 1 : Présentation de la Société Nationale des Véhicules Industriels SNVI

1. Introduction.....	4
1. 1.Historique	4
1.2. Objet social	5
1.3. Organigramme de la SNVI.....	5
1.4. Organisation.....	6
1.5. Présentation la division véhicule industriel de Rouïba(DVI).....	6
1.5.1. Différent secteurs	8
1.5.2. Organigramme de la DVI	8
1.5.3 .Présentation de la DMI	9
1.5.4. Description de l'activité du service énergie	9
1.6. Conclusion.....	10

Chapitre 2 : Généralité sue les pompes

2. Introduction	12
2.1. Généralités sur les pompes	12
2.2. Classification des pompes.....	13
2.2. 1. Classification des pompes roto-dynamiques.....	14
2.2. 2. Avantages et inconvénients des pompes roto-dynamiques:.....	16
2.3. Les pompes centrifuges.....	17
2.3.1. Principaux organes constitutifs d'une pompe centrifuge	17
2.3.2. Fonctionnement.....	19
2.3.3. Utilisation	20
2.4. Théorie des pompes centrifuges	21
2.4.1. Critères généraux de définition des pompes	21

2.4.2. Types des pertes dans la pompe centrifuge	21
2.4.3. Le rendement	22
2.4.4. La puissance	24
2.4.5. La Hauteur théorique	24
2.4.6. Evolution du fluide à l'intérieur de la roue	25
2.4.7. Equation fondamentales des pompes centrifuges	27
2.5. Calculs d'une installation et point de fonctionnement..	29
2.5.1. Pertes de charges régulières (linéaires).	29
2.5.2. Pertes de charge singulière.	30
2.5.3. Équation de Bernoulli.....	30
2.5.4. La Hauteur manométrique totale de la pompe.....	31
2.6. Les facteurs de dysfonctionnement des pompes centrifuges	32
2.7. Le NPSH et le phénomène de cavitation dans les pompes	34
2.7.1. La cavitation	34
2.7.2. Types de cavitation.....	34
2.7.3. N.P.S.H disponibles et requis.....	35
2.8. Choix d'une pompe	35
2.9. Courbes de performance	36
2.10 .Conclusion	37

Chapitre 3 : Description et des calculs caractéristiques de la pompe GRUNDFOS NK 80-250

3. Introduction.....	39
3.1. Description de la pompe GRUNDFOS type NK 80-250	39
3.1.2. Rotor de la pompe	41
3.1.3.Paliers	41
3.1.4.La volute.....	41
3.1.5.Garnitures mécaniques	42
3.1.6. Le système de refroidissement	43
3.1.7. Matériaux de construction des pompes	43
3.2. Les courbes caractéristiques de la pompe NK 80-250	44
3.3. Calcul hydraulique	45
3.3.1. Détermination des paramètres principaux	46
3.3.2.Calcul des diamètres de l'arbre et du moyeu	50

3.3.3.Détermination des paramètres du rotor à l'entrée de la roue.....	52
3.4.Détermination des paramètres du rotor à la sortie de la roue	57
3.5.Conclusion.....	62

Chapitre 4 : Modélisation et simulation numérique

4. Introduction.....	64
4.1. Présentation du logiciel CFX.....	64
4.2. Modélisation et simulation.....	65
4.2.1. Module de géométrie Design Modeler	67
4.2.2.Module Mesh-Meshing de génération de maillage.....	67
4.2.3. Le Module CFX-Pre	68
4.2.3.1 Equation de continuité et équation dynamique (Navier-Stokes).....	69
4.2.3.2 Le modèle de turbulence k- ε	70
4.2.3.3 Hypothèses.....	71
4.2.3.4 Résolutions des équations.....	71
4.2.4 Module CFX-Solver.....	72
4.2.5. Module CFX-Post	72
4.3. Conclusion	74

Chapitre 5 : Résultats et discussion

5. Introduction	76
5.1.Effet de variation de la hauteur des aubes à la sortie de la roue b_2	76
5.2.Effet de variation de l'épaisseur des aubes e.....	80
5.3.Effet de variation de l'angle relative à la sortie de la roue β_{b2}	83
5.4. Effet de variation de nombre d'aubes de la roue dans une volute Z.....	86
5.5 Effet de variation du diamètre externe de la roue dans une volute D_2	89
5.6.Conclusion.....	92
CONCLUSION GENERALE.....	94

Liste des figures

Chapitre 1

Figure 1.1 : Organigramme de la SNVI.....	5
Figure 1.2 : Situation géographique de S.N.V.I Rouïba	6
Figure 1.3 : Organigramme de la DVI	8

Chapitre 2

Figure. 2. 1 : Montage d'une pompe en aspiration et en charge.....	12
Figure.2.2 : Pompe hélico-centrifuge.....	14
Figure. 2.3 : Représentation des domaines respectifs des trois types de pompes roto.....	15
dynamiques.	
Figure. 2.4 : pompe centrifuge monocellulaire.....	15
Figure. 2.5 : Pompe centrifuge multicellulaire.....	16
Figure. 2.6 : Éléments constitutifs d'une pompe centrifuge.....	17
Figure. 2.7 : Dessin descriptif d'une pompe centrifuge mono étage.....	19
Figure. 2.8 : Roue axiale.....	20
Figure. 2.9 : Roue hélico centrifuge.....	20
Figure .2.10 : Le mouvement de liquide entre la roue et la volute.....	25
Figure. 2.11 : Triangles des vitesses.....	26
Figure. 2.12 :Point de fonctionnement.....	27
Figure. 2.13 : Effet de cavitation sur les roues des pompes centrifuges.....	34
Figure.2.14 : Courbes de performance.....	36

Chapitre 3

Figure. 3.1 La pompe centrifuge GRUNDFOS de typeNK.....	39
Figure. 3.2 : Schéma d'installation de la pompe NK.....	40
Figure. 3.3 : Les principaux composants de la pompe NK.....	40
Figure. 3.4 : La volute de pompe NK.....	41
Figure. 3.5 : Garniture mécanique.....	42
Figure .3.6 Caractéristiques de la pompe NK80-250H= $f(Q)$, $P=f(Q)$, $NPSH=f(Q)$	44
Figure. 3.7 :Point de fonctionnement.....	45
Figure 3.8 : Forme de pale de roue selon la vitesse spécifique.....	46
Figure. 3.9 : La roue avec des aubes pour pompe centrifuge radial.....	47

Figure. 3.10 : Coupe de la roue.....	52
Figure. 3.11 : Triangle des vitesses à l'entrée de la roue.....	56
Figure. 3.12 : diagramme de cordier.....	57

Chapitre 4

Figure.4.1: Modules principaux de l'ANSYS-CFX.....	64
Figure.4.2: Modèle géométrique 3D vers modèle numérique 3D en volume finis et Résultats.....	66
Figure 4.3: Module Design Modeler.....	67
Figure 4.4: Roue-Volute maillés au moyen du module Mesh-Meshing	67
Figure .4.5: Spécification des domaines d'entrée, de sortie et d'interface.....	68
Figure.4.6 : Le Module CFX-Pre.....	68
Figure.4.7: LeModule CFX- Solver Manager.....	72
Figure. 4.8: Module CFX-Post.....	73

Chapitre 5

Figure .5.1 : Hauteur manométrique en fonction du débit (pour différentes hauteur d'aubage).....	77
Figure 5.2 : Puissance en fonction du débit (pour différente hauteur d'aubage).....	78
Figure 5.3 : Rendement en fonction du débit (pour différente hauteur d'aubage)	79
Figure 5.4: Contour de pression statique pour un débit de $0.065\text{m}^3/\text{s}$ (pour différente hauteur d'aubage).....	80
Figure 5.5: Vecteur de vitesse d'écoulement pour un débit de $0.065\text{m}^3/\text{s}$ (pour différente hauteur d'aubage).....	80
Figure 5.6: Hauteur manométrique en fonction du débit (pour différente d'épaisseur).....	81
Figure 5.7: Puissance en fonction du débit (pour différente d'épaisseur).....	82
Figure 5.8: Rendement en fonction du débit (pour différente d'épaisseur).....	82
Figure 5.9: Contour de pression statique pour un débit de $0.065\text{m}^3/\text{s}$ (pour différente d'épaisseur).....	83
Figure 5.10: Vecteurs de vitesse d'écoulement pour un débit de $0.065\text{m}^3/\text{s}$ (pour différente d'épaisseur).....	83

Figure 5-11: Hauteur manométrique en fonction du débit (pour différente d'angle relative à la sortie de la roue).....	84
Figure 5.12: Puissance en fonction du débit (pour différente d'angle relative à la sortie de la roue).....	85
Figure 5.13: Rendement en fonction du débit (pour différente d'angle relative à la sortie de la roue).....	85
Figure 5.14: Contours de pression statique pour un débit de 0.065m ³ /s (Pour différente d'angle relative à la sortie de la roue).	
Figure 5.15: Vecteurs de vitesse d'écoulement pour un débit de 0.065m ³ /s (pour différente d'angle relative à la sortie de la roue).....	86
Figure 5.16: Hauteur manométrique en fonction du débit (différente de nombre d'aubes de la roue dans une volute)	87
Figure 5.17: Puissance en fonction du débit (différente de nombre d'aubes de la roue dans une volute).....	87
Figure 5.18 : Rendement en fonction du débit (différente de nombre d'aubes de la roue dans une volute).....	88
Figure 5.19: Contours de pression statique pour un débit de 0.065m ³ /s (différente de nombre d'aubes de la roue dans une volute).....	89
Figure 5.20: Vecteurs de vitesse d'écoulement pour un débit de 0.065m ³ /s (différente de nombre d'aubes de la roue dans une volute).....	89
Figure 5. 21: Lignes de courant pour un débit de 0.065m ³ /s (différente de nombre d'aubes de la roue dans une volute).....	90
Figure 5.22: Hauteur manométrique en fonction du débit (différente de diamètre de la roue dans une volute).....	91
Figure 5.23 : Puissance en fonction du débit (différente de diamètre de la roue dans une volute).....	91
Figure5 .24: Rendement en fonction du débit (différente de diamètre de la roue dans une volute).....	92
Figure 5.25 : Contours de pression statique pour un débit de 0.065m ³ /s (Variation du diamètre de la roue dans une volute).....	93
Figure 5.26: Vecteurs de vitesse d'écoulement pour un débit de 0.065m ³ /s (différente de diamètre de la roue dans une volute).	

LISTE DES TABLEAUX

Tableau .2.1 : Classification des pompes.....	13
Tableau. 3.1 : Classification des pompe selon la vitesse spécifique.....	47
Tableau. 3.2 : Les résultats de calculs.....	61
Tableau. 4.1 : Les paramètres géométrique de la roue.....	65
Tableau .4.2 : Les paramètres géométrique de la volute [GRUNFOS].....	65
Tableau .4.3 : Propriétés de l'eau à 25 c°.....	69
Tableau .4.4 : Conditions aux frontières.....	69
Tableau .4.5 : Les cas étudiés.....	73

Nomenclature

Symbole	Unité	Désignation
N_s	tr/min	Vitesse spécifique
N	tr/min	Vitesse de rotation
H	m	Hauteur manométrique
D_{r1}	m	Diamètre ramené à l'entrée
η_h	%	Rendement hydraulique
η_v	%	Rendement volumétrique
η_m	%	Rendement mécanique
η_g	%	Rendement globale
P_A	bar	Pression d'aspiration
P_R	bar	Pression de refoulement
P_a	KW	Puissance absorbé
p_m	KW	Puissance de moteur
ω	rd/s	Vitesse angulaire
M_t	N.m	Le moment de torsion
d_a	m	Diamètre de l'arbre
d_m	m	Diamètre de moyeu de la roue
Q_c	m ³ /h	Débit de circulation
D_1	m	Diamètre maximale de l'arrêt d'entrée
V_0	m/s	Vitesse absolue à l'entrée
D_0	m	Diamètre de moyeu de l'arrêt
V_{1m}	m/s	Composant radiale de la vitesse absolue d liquide à l'entrée
b_1	m	Hauteur d'aubage l'entrée de la roue
V_1	m/s	Vitesse absolue du liquide à l'entrée de la roue
U_1 m/s	m/s	Vitesse circonférentielle à l'entrée de la roue
β_{b1}	°	L'angle relative de l'aube à l'entrée de roue
H_{th}	m	Charge théorique en tenant du nombre d'aube
U_2	m/s	Vitesse circonférentielle à la sortie
D_2	m	Diamètre de la roue à la sortie
β_{b2}	°	L'angle de l'aube à la sortie de la roue
V_{2m}	m/s	Composant méridienne à la sortie
Z	/	Nombre d'aube
b_2	m	La hauteur de la roue à la sortie
$k1/k2$	/	Coefficient de rétrécissement
Q_v	m ³ /h	Débit volumétrique
τ	N.m ²	La contrainte limite de résistance à la torsion

INTRODUCTION GENERALE

Les turbomachines occupent une place importante dans l'industrie des systèmes énergétiques.

Ces systèmes concernent plusieurs domaines d'application qui sont entre autres : le pétrole, l'énergie, les industries chimique et alimentaire, les transports, la climatisation, le refroidissement de divers systèmes de production, etc.

Le classement des turbomachines se fait à partir du l'échange de l'énergie entre l'organe motrice et la charge hydraulique.

Il est à distinguer entre les machines réceptrices qui reçoivent du travail et les machines motrices qui nous fournissent.

Dans le cadre de cette étude, il sera un question des pompes roto dynamiques, principalement les pompes centrifuges, qui sont répandues pour de nombreuses applications dans l'industrie.

Cependant, le processus de conception, de fabrication et de caractérisation expérimentale d'une pompe centrifuge est une tâche très difficile et très couteuse, pour des fabricants des pompes à cause de : La réalisation et essais des prototypes.

Pour minimiser les couts associés à ce processus, tout en améliorant les performances d'une pompe centrifuge, nous allons voir comment il est possible d'intervenir d'une façon limitée pour relever le niveau d'une courbe caractéristique . Lorsqu'elle passe un peu en dessous du point de fonctionnement demandé. Pour cela, on procède à un affûtage des aubes sur la face cachée.

Les constructeurs utilisent fréquemment la méthode directe pour la conception des pompes centrifuges. Cette dernière tient compte des pompes déjà existants aux quels des modifications géométriques sont apportées afin de modifier leurs caractéristiques (débit, hauteur manométrique, puissance et rendement) selon les besoins. Après réalisation, les pompes sont soumises à des tests sur banc d'essai afin de visualiser leurs performances.

Notre objectif est dimensionner et calcules les paramètres d'une pompe centrifuge .Ce ci vos être Présenter dans ce document constitué du :

Premier chapitre, nous avons décrit la société national véhicule industriel (S N V I) ainsi que le matériel et l'instrumentation sur les quels se base l'entreprise.

Ensuite, le deuxième chapitre qui présente des généralités sur les pompes, la classification des différents types de pompes ainsi que leur principe de fonctionnement.

Le troisième chapitre est réparti en deux volets :

Le premier volet est consacré à une étude générale de la pompe GRUNFOS NK 80-250 et dans le deuxième volet qui présente les différents calculs de la pompe.

Le quatrième chapitre, est consacré à la mécanique des fluides, les équations qui gouvernent les écoulements et la simulation numériques réalisée à l'aide (logiciel CFX).

A la fin, on termine par le calcul et l'interprétation des résultats.

Chapitre 1 :

Présentation de la Société

Nationale des Véhicules

Industriels

SNVI

1. Introduction

La Société Nationale des Véhicules Industriels SNVI est une organisation et une unité économique qui réunit plusieurs services et moyens pour produire de biens ou services destinés à la vente sur le marché afin de réaliser ces objectifs traies.

1. 1.Historique

Le cycle d'évolution de l'industrie mécanique en général et automobile en particulier en Algérie est marqué par trois grandes phases essentielles :

***De 1957 à 1967 :**

Implantation de la société française BERLIET sur le territoire algérien par la construction, en juin 1957 d'une usine de montage de véhicules "poids lourd " à 30 km de l'Est d'Alger, plus exactement à Rouïba.

***De 1967 à 1981 :**

Après 1962, l'industrie mécanique en Algérie était au stade embryonnaire, se limitant aux besoins de l'époque. En 1967, fut créée la SONACOME (Société nationale de construction Mécaniques). Le schéma d'organisation adopté pour la SO.NA.CO.ME.

Regroupant en son sein dix (10) entreprises autonomes dont la SNVI qui sont les suivantes :

- BCR : entreprise nationale de production de Boulonnerie Compteurs, et Robinetterie.
- DEI : entreprise nationale de Distribution des Equipement Industriel.
- DVP : entreprise nationale de Distribution des Véhicules Particulier.
- ENF : entreprise nationale de Fonderie.
- ENMTP : entreprise nationale des Matériels de Travaux Publique.
- ENRI : entreprise nationale de Réalisation Industrielle.
- PMA : entreprise nationale des Production des Matériels Agricoles.
- ENPMH : entreprise nationale de Production des Matériels Hydrauliques.
- SNVI : entreprise nationale des Véhicules Industrielle (S: pour société ou bien entreprise.

***De 1981 à 2000:** La SNVI devient une entreprise publique économique (EPE) érigé en société par action (SPA) au capital social 2,2 milliards de dinars.

1.2. Objet social

La société nationale des véhicules industrielles (S.N.V.I) est chargée dans le cadre du développement économique et social de :

- La recherche
- Du développement
- De la production
- De l'importation
- De l'exportation
- De la distribution
- De la commercialisation
- De la maintenance

1.3. Organigramme de la SNVI

La configuration actuelle de la SNVI est la suivante :

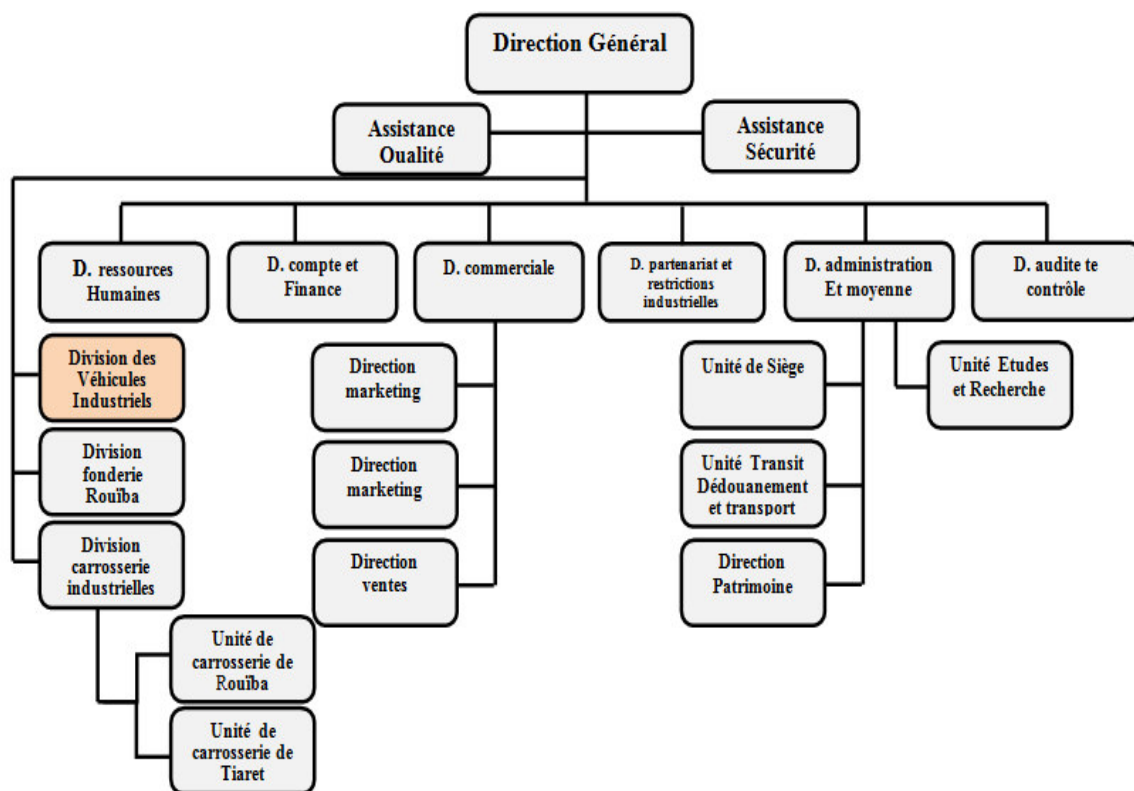


Figure.1.1 : Organigramme de la SNVI

1.4. Organisation

La structure de S.N.V.I tient compte d'une double activité

- La production
- La distribution et la maintenance

L'organisation de la S.N.V.I est composée de neuf (09) directions fonctionnelles au niveau central :

- ❖ Des directions centrales
- ❖ Des divisions de production et de logistique
- ❖ Des structures de soutien et prestation de services

1.5. Présentation la division véhicule industriel de Rouïba(DVI) :

Le complexe véhicule industriels (DVI) de Rouïba est situé à une trentaine de Km à l'est d'Alger son rôle principale est de produire des véhicules industriels à partir des pièces et organes fabriquées par les différents centre de productions ainsi que les pièces et les sous-ensembles acheter sur le marché locale et étranger.



Figure .1.2 : Situation géographique de S.N.V.I Rouïba

La DVI est une unité de production véhicules industriels (camions, cars, bus, mini cars, mini bus). D'une superficie de 549 640 m².

Sa superficie est égale à répartie comme suit Bâtiment de production :

- Couverte = 157 278 m².
- Zone de stockage = 177 318 m².
- Annexes = 23 451 m².
- Autres (douanes, etc....) = 24 763 m².
- Espace
- verts = 64 830 m².
- Voieries = 102 000 m².

Elle regroupe six bâtiments de productions dont trois affectés à l'usinage et trois autres au montage.

❖ **Les centres d'usinage et leurs activités :**

- **Mécanique (ME) :** Usinage des sièges mécaniques, traitement thermique, essieux, ponts et boîtes de direction.
- **Forge (FO) :** Brut des pièces forgées.
- **Atelier de rénovation machines (ARM) :** Usinage des pièces spécifiques.

❖ **Les centres de production de montage et leurs activités :**

- **Tôlerie Emboutissage (TE) :** Longerons, réservoirs, cabines camions, réservoirs, tôles embouties.
- **Montage des camions (MC) :**
Montage des camions.
- **Montage autobus (MA) :**
Pièces en polyester, les sièges, pièces en tube, montage des cars, minicars, bus et minibus.

1.5.1 .Différents secteurs :

- Bâtiment de forge.
- Bâtiment mécanique.
- Bâtiment emboutissage.
- Bâtiment montage camion.
- Bâtiment montage autobus.
- Direction technique.

1.5.2 .Organigramme de la DVI

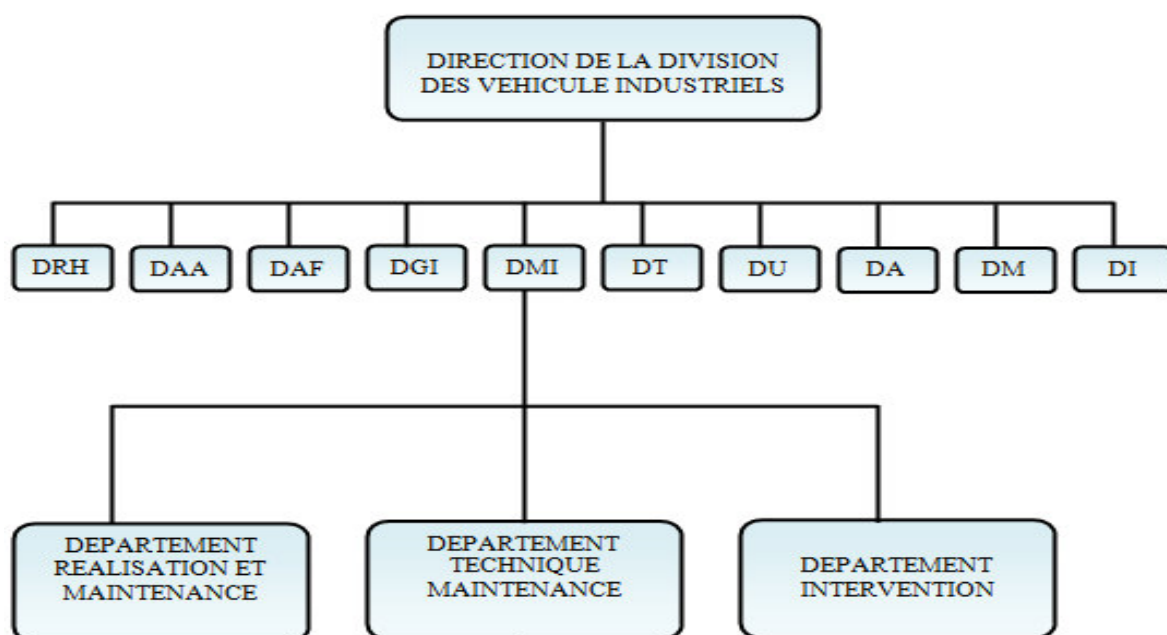


Figure .1.3 : Organigramme de la DVI

- ❖ **DRH**: direction des ressources humaines.
- ❖ **DAA** : direction achats et approvisionnement.
- ❖ **DAF**: direction de l'administration financière.
- ❖ **DGI**: direction de la gestion industrielle.
- ❖ **DMI** : direction maintenance industrielle.
- ❖ **DT**: direction technique.
- ❖ **DU**: direction usinage.
- ❖ **DA** : direction montage autobus.
- ❖ **DM**: direction camion.
- ❖ **DI**: direction informatique.

1.5.3. Présentation de la DMI

C'est la direction maintenance industrielle composé de 379 personnes dont 31 cadres. Cette direction dispose de 134 installations d'énergie et d'équipement d'entretien, un laboratoire électronique et un bâtiment de rénovation machines.

❖ **Elle se compose de trois départements :**

- Département réalisation.
- Département technique maintenance.
- Département intervention.

❖ **Présentation du département technique maintenance :**

Il comprend quatre services qui sont :

- Service technique.
- Service méthode maintenance.
- Service magasin pièces de rechange.
- Service énergie.

❖ **Importance du service énergies :**

L'énergie est une ressources indispensable a l'entreprise au même titre que le capital financier, le personnel, ou les matières premières.

Le service énergie a pour mission principal la production et la distribution de l'ensemble des énergies nécessaires au bon fonctionnement du complexe et cela aux meilleures conditions de coût, ainsi que la maintenance de toutes ces installations.

1.5.4. Description de l'activité du service énergie

Secteur fluide :

Assurer l'exploitation des machines et installations qui produisent et permettent la distribution des énergies et fluides pour tout le complexe (ex : chaudières, compresseurs d'air, etc....démarrer, surveiller, effectuer des relevés de paramètres et arrêter en fin de séance de travail).

- Réaliser la fonction maintenance sur l'ensemble des équipements affectés au service énergie fluides, aussi bien pour ceux implantés à l'intérieur de l'atelier que ceux implantés dans les différents centres.

- Exécuter les travaux neufs et rénovation tels que les nouvelles installations, les réglages et la mise en service, etc. ...
- -Réparer, suivre et assister les inspecteurs où ingénieurs des mines lors des visites réglementaires des équipements.
- Suivre et assister les structures internes de la SNVI où externe pendant les interventions de sous-traitance.

Secteur HT/BT :

- distribution d'électricité HT/BT : la disponibilité du courant électrique dans l'entreprise doit être assurée en continue et sans défaillance sauf cas force majeure.

1.6. Conclusion :

Dans ce chapitre, on a présenté un peu d'historique sur la SNVI, ainsi on a cité les différentes activités de cette société, l'un des ces activités, c'est la DVI, qui joue un rôle important dans la SNVI.

Notre lieu de stage situé sur l'un des stations de pompage de DVI, c'est la DMI, dans la dernière partie de ce chapitre, on a discuté sur les différents services et départements de la DMI.

Chapitre 2 :

Généralité sur les pompes

2. Introduction

L'existence de l'eau et sa non disponibilité ont toujours conduit l'homme à chercher des moyens de mettre ce liquide précieux à leur portée et pour une meilleure utilisation.

Après une recherche, l'homme trouve une solution, c'est la pompe, les pompes qui constituent aujourd'hui des éléments essentiels dans les domaines d'élévation ou le transport des fluides sont utilisées notamment dans le domaine de l'industrie, elles jouent un rôle incontournable dans l'exploitation aussi bien industrielle que domestique de l'eau. Très efficaces par leur fonction, leur maîtrise est indispensable pour une bonne conduite, mais aussi pour une utilisation optimale de ces outils à consommation d'énergie relativement élevée.

2.1. Généralités sur les pompes

On appelle pompe du nom italien « pompa », toutes machines hydrauliques qui potentiel à déplacer les liquides d'une région de potentiel bas vers une région à grande pression. Son fonctionnement consiste à produire une différence de pression entre la région d'aspiration et la région de refoulement au moyen de l'organe actif (piston, roue,...etc.) de la pompe. Du point de vue physique, la pompe transforme l'énergie mécanique en énergie hydraulique.

Les pompes, autant que machines, sont les pièces maîtresses qui donnent la vie aux unités de pétrole et au gaz. Leur choix et leur installation doivent faire l'objet de soins tout particulier de la part des services d'études. De même leur entretien requiert une des spécialistes très qualifiées, afin qu'elles puissent assurer dans les meilleurs conditions un service continu pendant une longue durée. [11]

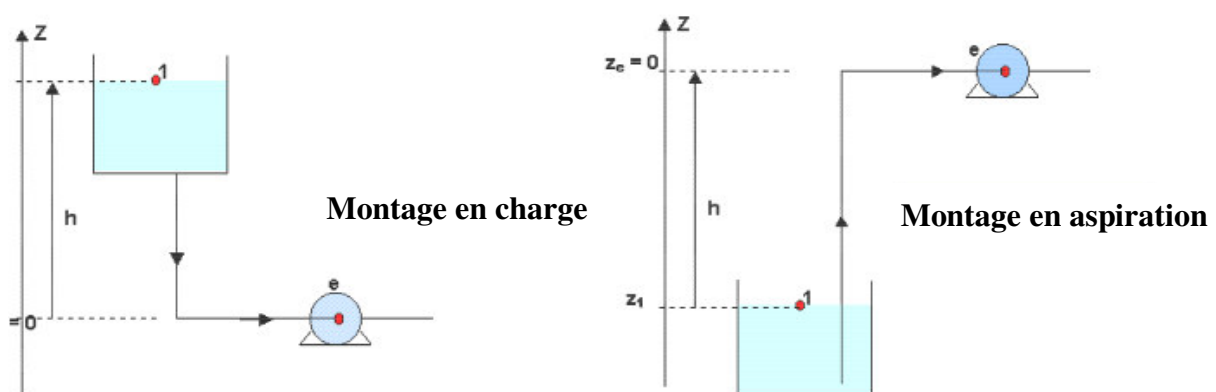


Figure. 2. 1 : Montage d'une pompe en aspiration et en charge.

2.2. Classification des pompes

Elles peuvent se classer en deux grandes catégories :

- ❖ les pompes volumétriques
- ❖ les pompes centrifuges

Tableau. 2.1 : classification des pompes

Catégories	Type	Structure
Centrifuge	Mono étage	- à volute - à diffuseur
	Multi étages	- verticale - hélico -centrifuge - axiale
Volumétrique	Rotatives	- à engrenages - à vis - à palettes
	Alternatives	- à piston - à membrane

■ Pompes volumétriques à rotor tournant (rotatives)

Le fluide se trouve enfermé dans un volume clos, mais mobile, qui va le transférer d'un état de pression 1 à un état de pression 2, avec modification du volume circulant entre le circuit d'aller et celui de retour. Les modes de réalisation sont très variés : pompes à engrenages, pompes à engrenages hélicoïdaux intérieurs, pompes à aubes, pompes péristaltiques, pompes à palettes, pompes à vis,...etc.

■ Pompes volumétriques alternatives (à pistons)

Une pompe volumétrique alternative se compose aussi d'un corps de pompe parfaitement clos, à l'intérieur duquel se déplace un élément mobile rigoureusement ajusté, mais la pièce mobile est animée d'un mouvement alternatif. Elles conviennent particulièrement bien pour des pressions élevées, et des débits faibles, généralement inférieurs à 100 m³/h, mais pouvant atteindre 200 m³/h.

■ Famille III : pompes roto-dynamiques

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

Cette famille de pompes est capable d'atteindre des débits Q très élevés, allant jusqu'à 105 m³/h. Encore convient-il de remarquer que cette limite n'est pas de caractère technologique, et que des débits sensiblement plus grands seraient réalisables.[11]



Figure.2.2 : Pompe hélico-centrifuge.

2.2. 1. Classification des pompes roto-dynamiques

Dans la famille roto-dynamiques, on classe les pompes : Selon la trajectoire du fluide (trajectoire de l'écoulement)

- **Les pompes centrifuges** (à écoulement radial).
- **Les pompes hélico-centrifuges** (à écoulement diagonal).
- **Les pompes axiales ou à hélices** (à écoulement axiales).

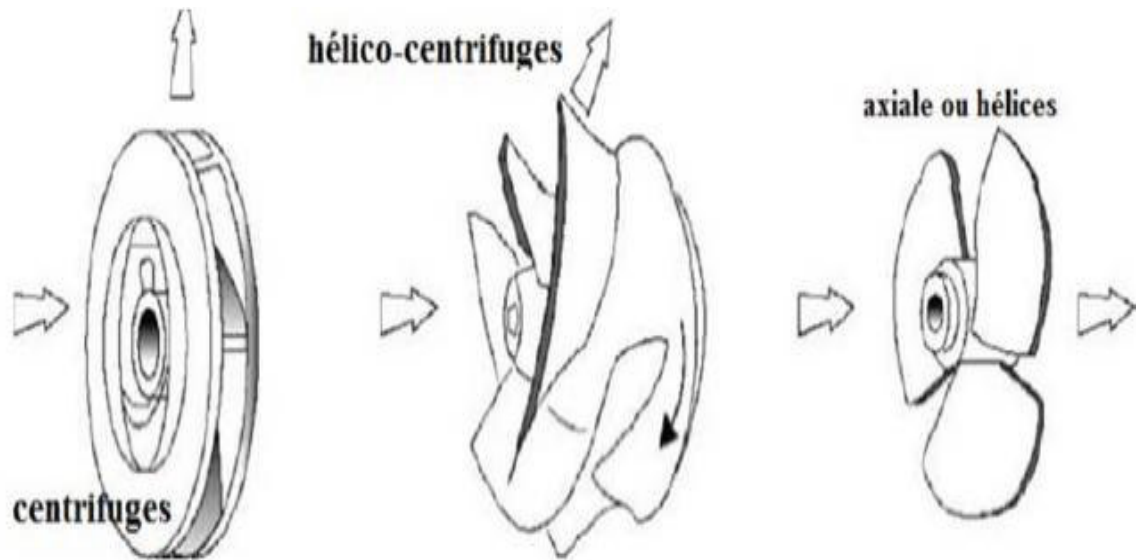


Figure. 2.3 : Représentation des domaines respectifs des trois types de pompes roto dynamiques.

Selon le nombre d'étages :

- Monocellulaire: avec une seule roue (impulseur) sur l'arbre.
- Multicellulaire: avec plusieurs impulseurs sur l'arbre disposé en série.

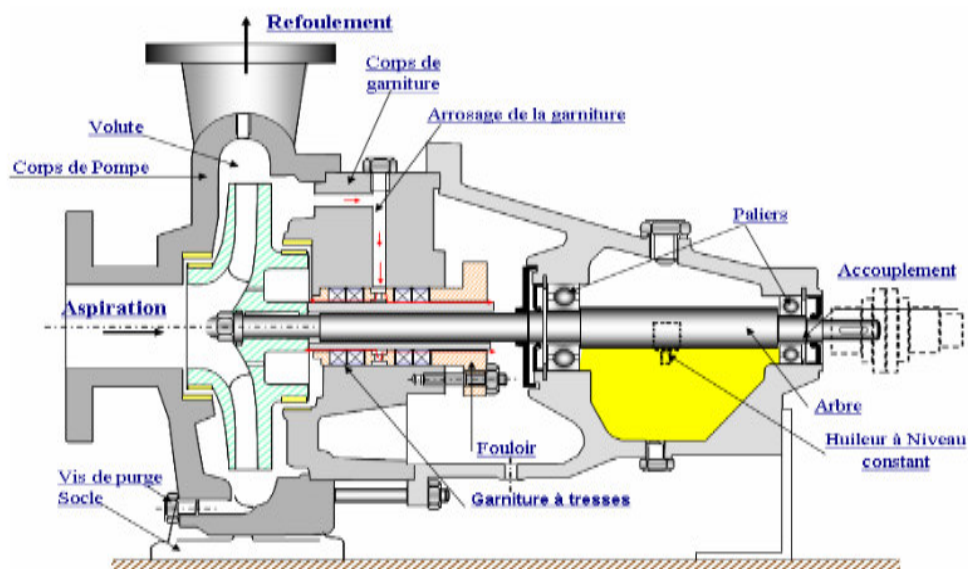


Figure. 2.4 : pompe centrifuge monocellulaire

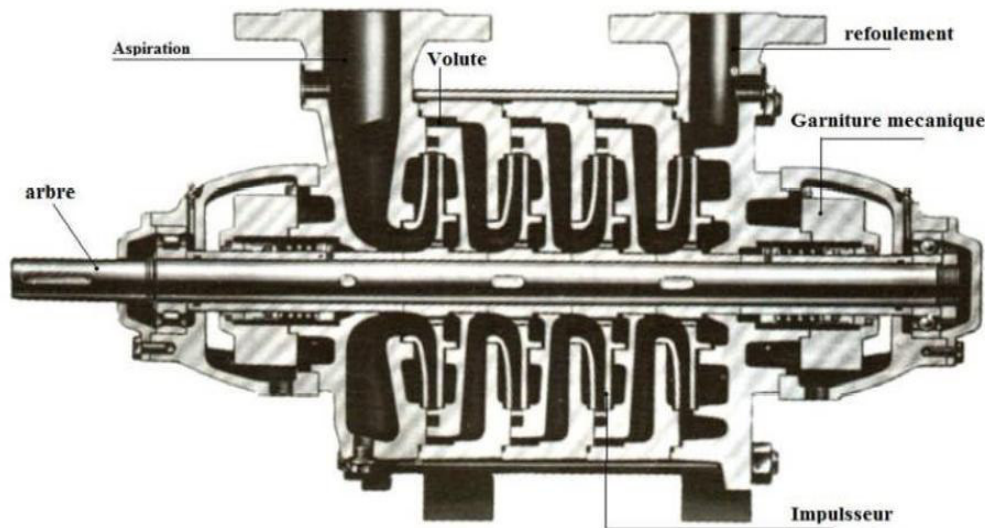


Figure. 2.5 : Pompe centrifuge multicellulaire.

Selon la disposition de l'axe de la pompe :

- Pompe verticale.
- Pompe horizontale.

2.2. 2. Avantages et inconvénients des pompes roto-dynamiques

Concernant les avantages, ce sont des machines de construction simple, sans clapet ou soupape, d'utilisation facile et peu coûteuses.

- Leur rendement est souvent meilleur que celui des « volumétriques ».
- Elles sont adaptées à une très large gamme de liquide.
- Leur débit est régulier et le fonctionnement est silencieux.

Du côté des inconvénients :

- Impossibilité de pomper des liquides trop visqueux.
- Production d'une pression différentielle peu élevée (de 0,5 à 10 bar).
- Elles ne sont pas auto-amorçantes (on doit remplir la colonne d'eau).
- à l'arrêt, ces pompes ne s'opposent pas à l'écoulement du liquide par gravité (donc, vannes à prévoir...) à cause de l'inertie qui peut faire tourner le rotor.[3]

2.3. Les pompes centrifuges

Une pompe centrifuge est un système ouvert, en quelque sorte un trou ou encore un conduit, dans lequel est mis en place un champ de forces centrifuges. Elle n'est pas basée sur le transport du fluide dans un godet ou sur la variation dans le temps d'un volume d'emprisonnement. Le fluide n'est plus poussé par une paroi matérielle, mais mis en mouvement et équilibré par un champ de forces. Cela est une notion très simple, « que nous allons le voir dans ce qui suit », elle est basée sur d'autres principes. La pompe centrifuge fonctionne et s'utilise selon d'autres lois, qui sont l'objet de l'ensemble des paragraphes qui vont suivre. Nous y avons traité l'essentiel, cependant certains domaines restreints ou certains aspects particuliers n'ont pas été abordés.[13]

2.3.1. Principaux organes constitutifs d'une pompe centrifuge

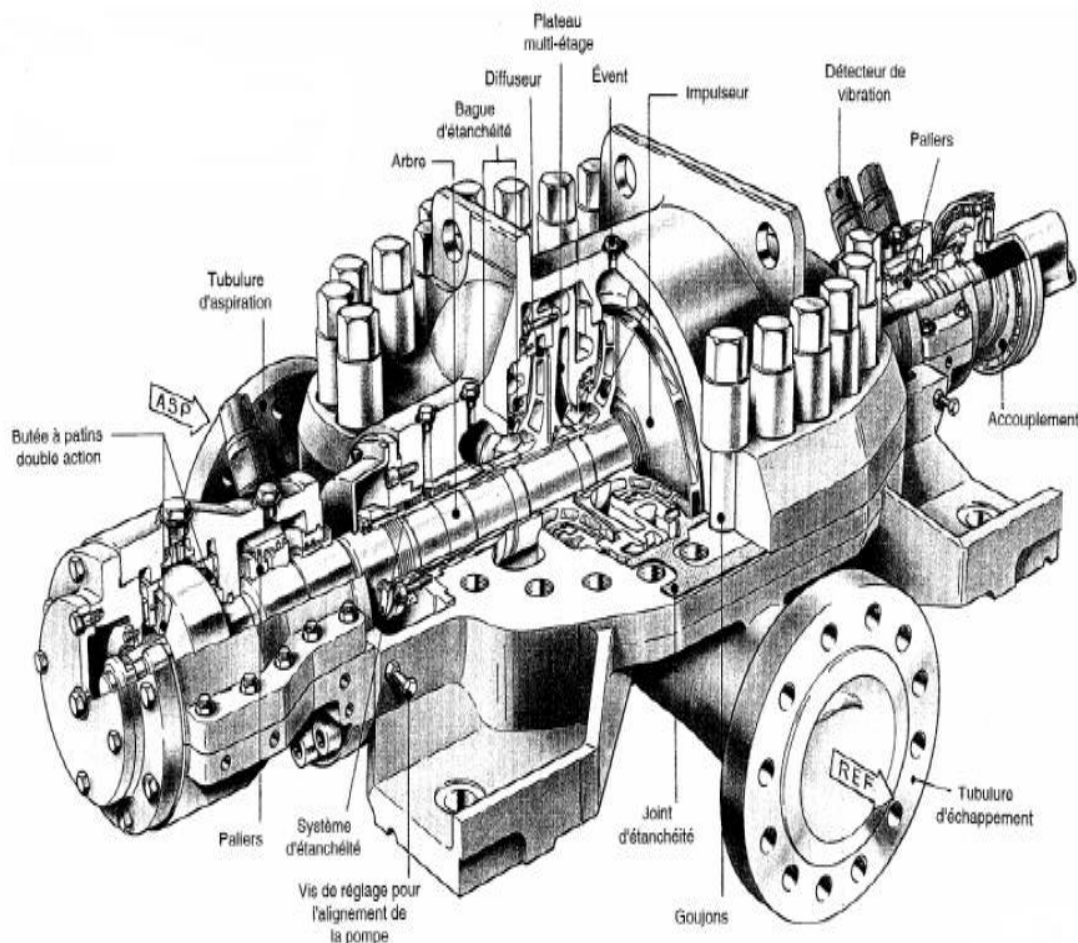


Figure. 2.6 : Éléments constitutifs d'une pompe centrifuge.

Les pompes centrifuges comprennent généralement, les éléments suivants :

- Un conduit d'aspiration du fluide vers la roue (impulseur) de la pompe.
- Une roue qui est l'élément essentiel de la pompe. La totalité de l'énergie est apportée au fluide sous deux formes distinctes:
 - D'une part, directement sous la forme d'un accroissement de pression statique.
 - D'autre part, sous la forme d'un accroissement d'énergie cinétique qui est lui même transformé en pression dans les organes situés en aval de la roue.

La roue est munie d'aubes, ces aubages sont tous identiques et disposés sur le rotor par une rotation autour de l'axe égale à $2\pi/n$, « n désignant le nombre total d'aubes » et l'espace compris entre deux aubages mobiles constitue le canal mobile de l'écoulement. Les aubages sont inclinés en arrière, En d'autres termes, le bord de fuite des aubes est en retard dans la rotation par rapport au bord d'attaque.

- une volute qui a le rôle de recueillir le fluide sortant à grande vitesse de la roue, de le canaliser, puis de le ralentir, transformant ainsi en pression une part importante de son énergie cinétique.
- Des dispositifs d'étanchéité interne sont destinés à limiter le retour vers l'aspiration et à réduire les débits de fuite internes.
- Un arbre a pour fonction de porter la roue, d'assurer son centrage dynamique et de transmettre la puissance.
- Un système d'étanchéité vers l'extérieur a pour fonction d'empêcher une fuite externe ou tout au moins d'en limiter l'importance.
- L'étanchéité externe peut aussi être assurée par une garniture mécanique.

Il existe également des pompes multi-étages avec un nombre de roue définie par une hauteur manométrique voulue.[11]

2.3.2. Fonctionnement

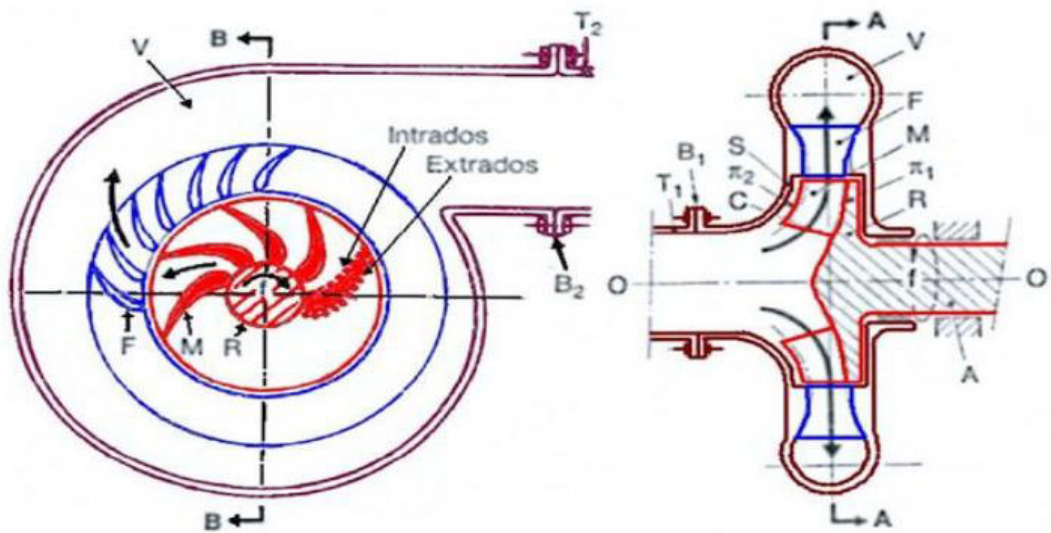


Figure. 2.7 : Dessin descriptif d'une pompe centrifuge mono étage.

A partir de la bride d'aspiration B_1 dont la forme est circulaire, le fluide se répartit régulièrement vers la section d'entrée C des canaux mobiles qu'on appelle l'ouïe d'aspiration de la pompe. La quantité du fluide comprise entre B_1 et C porte le nom de fond d'aspiration, elle représente le siège de l'écoulement permanent du fait du mouvement d'entraînement à vitesse angulaire constante.

Les aubes exercent des efforts de pression sur le fluide, qui se traduisent par l'existence d'une surpression le long de leur extrados et d'une dépression sur leur intrados. Le stator S de la pompe, encore appelé corps ou enveloppe, porte une couronne d'aubages fixes F appelée diffuseur à ailettes fixes qui présente aussi une symétrie par rapport à l'axe. L'espace compris entre deux aubages fixes constitue un canal fixe. L'énergie reçue par le fluide pendant la traversée des canaux mobiles se manifeste par un accroissement, d'une part de sa pression et d'autre part, de son énergie cinétique, une partie de cette énergie cinétique sera convertie en pression dans les aubages fixes à la sortie du diffuseur, le fluide doit être collecté et conduit vers la tuyauterie T_2 , cette dernière fonction est remplie par une capacité V qui s'enroule autour du diffuseur et qui doit à sa forme géométrique le nom de volute. Dans une certaine mesure, cet espace est utilisé pour une transformation complémentaire de l'énergie cinétique en énergie de pression.

Les roues des pompes centrifuges sont très souvent fermées, constituées de deux flasques entretoisées par les aubes ; ces aubes peuvent être semi-ouvertes avec un seul flasque arrière ou encore ouvertes, sans flasque

Toutes ces roues centrifuges sont alimentées axialement par le liquide, après circulation dans les canaux, le liquide sort radialement par rapport à l'axe de rotation.

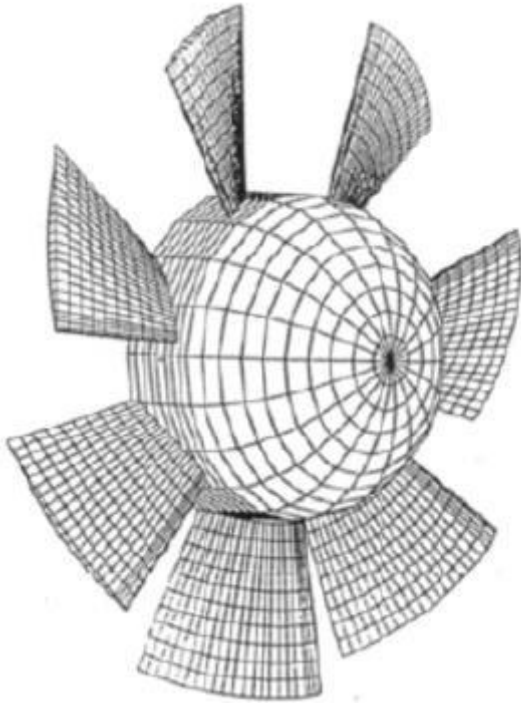


Figure. 2.8 : Roue axiale.

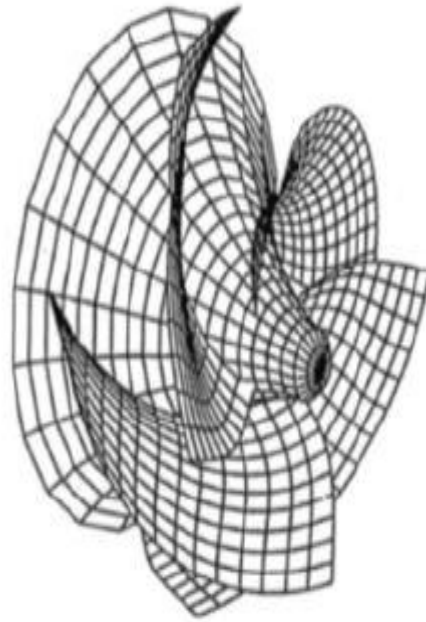


Figure. 2.9 : Roue hélico centrifuge

2.3.3. Utilisation

Les pompes centrifuges sont les plus utilisées dans le domaine industriel à cause de la large gamme d'utilisation qu'elles peuvent couvrir, de leur simplicité et de leur faible coût. Néanmoins, il existe des applications pour lesquelles elles ne conviennent pas, comme :

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

Ces types d'application nécessitent l'utilisation de pompes volumétriques. Par contre à la plupart des pompes volumétriques, les pompes centrifuges admettent les suspensions chargées de solides.[11]

2.4. Théorie des pompes centrifuges

2.4.1. Critères généraux de définition des pompes

Les critères les plus importants sont :

- **La vitesse de rotation N [tr/min] :** c'est le nombre de tours qu'effectue la pompe par unité de temps.
- **Le débit Q_v [m³/s] :** c'est le volume qu'une pompe peut ou doit fournir par unités de temps.
- **La hauteur réelle H [m] produite par la pompe :** cette hauteur est la différence entre la hauteur totale du liquide au refoulement H_R et la hauteur totale à l'aspiration H_A .

$$H = H_{\text{haut}} - H_{\text{bas}} \quad 2-1$$

- **La puissance utile est absorbée :** la puissance disponible au niveau de l'arbre d'entraînement de la roue de la pompe est la puissance absorbée P_a de cette pompe.

La puissance transmise au fluide est appelée puissance hydraulique utile P_u . Le rapport de la puissance utile P_u et la puissance absorbée P_a est le rendement global de la pompe η_g .

$$\eta_g = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q_v}{P_a} \quad 2-2$$

2.4.2. Types des pertes dans la pompe centrifuge

a. Pertes mécaniques

- Perte dans paliers radiaux.
- Perte dans paliers axiaux.
- Pertes d'accouplement.
- Pertes dans la garniture mécanique.
- Pertes par frottement des surfaces immergées en rotation :
- pertes par frottement de disque.
- pertes par frottement sur un cylindre.

b. pertes par fuites

- fuite d'une garniture d'ouïe mono étage.
- fuite dans une garniture d'ouïe bi étage.
- fuite sur barrage arrière d'une roue équilibrée.
- fuite au piston d'équilibrage.
- fuite à l'extrémité des aubes.
- fuite externes.

c. pertes hydrauliques :

Les pertes hydrauliques sont constituées par :

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

2.4.3. Le rendement

Le rendement de la pompe c'est le rapport entre la puissance hydraulique (reçue par le liquide) et la puissance mécanique fournie à la pompe. Ce rendement varie en fonction du débit. Il est représenté par une courbe fournie par le constructeur de la pompe puissance sur l'arbre connaissant la puissance hydraulique.[13]

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

Les rendements maximaux sont de l'ordre de :

- 70 % pour les pompes procédant à 3000 tr/min
- 80 % pour les pompes procédant à 1500 tr/min
- 80 % pour les pompes de forte puissance
- 50 à 60 % pour les petites pompes.

Rendement globale : $\eta_g = \frac{P_u}{P_a}$ **2-3**

Avec :

P_u : Puissance utile $P_u = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q_v$

$H = H_m = H_{réelle}$

P_a : Puissance totale absorbée.

Rendement mécanique : $\eta_{méc} = \frac{P_a}{P_{méc}}$ **2-4**

Avec :

$P_{méc}$: Puissance mécanique.

Rendement volumétrique : $\eta_v = \frac{Q}{Q_c} = \frac{Q}{Q+q}$ **2-5**

Avec :

Q_c : Débit circulaire (ou débit interne Q_i) qui traversant la roue. = $(Q+q)$

q : Respectivement débit dans les garnitures d'ouïe et le piston.

Rendement hydraulique : $\eta_h = \frac{P_{ur}}{P_u} = \frac{H}{H_{théo}}$ **2-6**

Avec :

P_{ur} : Puissance utile transmise au fluide par la roue.

$H_{théo}$: La hauteur théorique.

Rendement global :

Il est égal aux produits des rendements partiels cités précédemment:

$$\eta_g = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_{méc}$$
 2-7

2.4.4. La puissance

La puissance sur l'arbre est une caractéristique de la pompe permettant de déterminer le moteur d'entraînement pour un débit, cette puissance se calcule à partir de la connaissance des données de la hauteur, du rendement et de la densité.[13]

$$P_a = \frac{P_h}{\eta_h} \quad 2-8$$

Avec

$$P_h = Q \cdot \rho \cdot g \cdot H \quad 2-9$$

P_a : En (KW)

H : En (m)

Q : En (m³/h)

d : Densité

η_h : Rendement hydraulique de la pompe.

P_h : Puissance hydraulique en (KW).

2.4.5. La Hauteur théorique

On appelle hauteur théorique $H_{théo}$ la hauteur de fluide qui serait fournie par la pompe s'il n'y avait pas de pertes hydrauliques ou si le rendement hydraulique η_h était égal à 1. la hauteur utile h fournie par la pompe n'est qu'une fonction de cette valeur.

$$H = H_{théo} \cdot \eta_h \longrightarrow H_{théo} = \frac{H}{\eta_h} \quad 2-10$$

On remarque que la hauteur théorique représente aussi l'énergie absorbée par la roue par unité de masse du fluide ou la puissance par unité de débit.

2.4.6. Evolution du fluide à l'intérieur de la roue

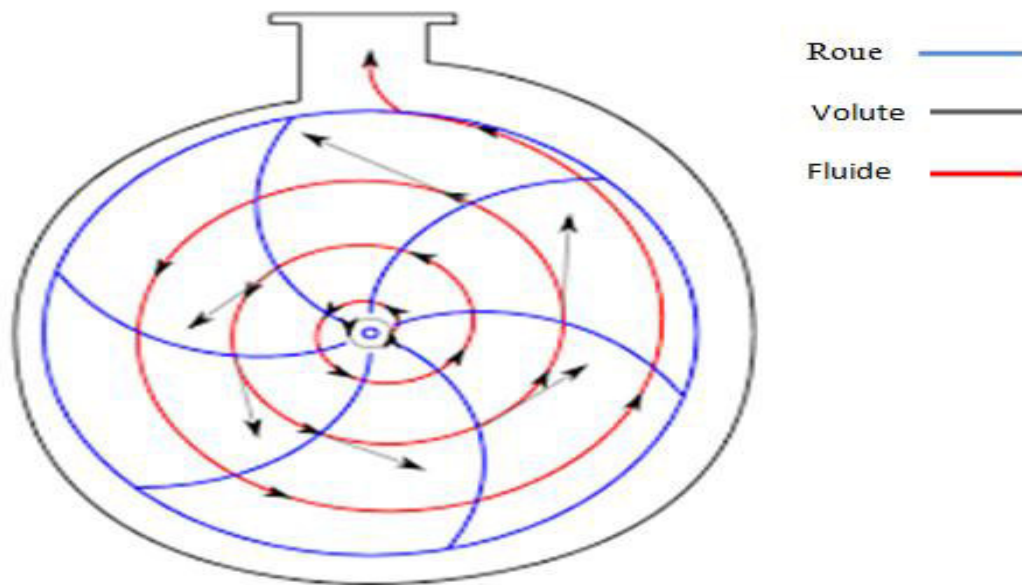


Figure .2.10 : Le mouvement de liquide entre la roue et la volute.

Le liquide arrive à la roue de la pompe parallèlement à son axe de rotation et se dirige vers les canaux formés par les aubes. Après avoir parcouru ces canaux, le liquide sort de la roue. A l'intérieur de la roue le liquide est soumis à des mouvements :

- Mouvement d'entraînement (mouvement de rotation avec le rotor de la pompe).
- Mouvement relatif (déplacement de liquide par rapport à la surface intérieur de la roue).

Le mouvement de la particule est caractérisé par :

$\vec{U}$: La vitesse d'entraînement

$\vec{W}$: La vitesse relative

La vitesse absolue $\vec{V}$ qui est la somme de ces deux vitesses.

$$\vec{U} + \vec{W} = \vec{V} \quad 2-11$$

Avec :

$$U = \omega \cdot \left(\frac{D}{2} \right) \text{ en (m/s)} \quad 2-12$$

D : Le diamètre du point considéré en (m).

$$\omega : \text{La vitesse angulaire} \quad \omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot N}{60} \text{ en (rad/s)} \quad 2-13$$

Grâce à ces trois vitesses on peut construire les triangles des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue mobile tout en supposant que la vitesse relative est tangente à la surface d'aubes, tandis que la vitesse d'entraînement est tangente à la circonférence de la roue. On désigne par l'indice (1) toutes les grandeurs qui se rapportent à l'entrée de la roue, et par l'indice (2) les grandeurs qui se rapportent à la sortie de la roue.

Soit D_1 et D_2 les diamètres de la roue donc nous aurons :

$$U_1 = \omega \cdot \left(\frac{D_1}{2} \right) \quad 2-14$$

$$U_2 = \omega \cdot \left(\frac{D_2}{2} \right) \quad 2-15$$

α_1 et α_2 : angles des vitesses absolues à l'entrée et à la sortie de la roue.

β_1 et β_2 : angles des vitesses relatives à l'entrée et la sortie de la roue ou angle d'inclinaison des aubes

V_{1m} et V_{2m} : sont respectivement les composantes radiales absolues à l'entrée et la sortie des particules dans la roue.

r_1 et r_2 : sont des rayons de la roue $r_1 = \frac{D_1}{2}$ et $r_2 = \frac{D_2}{2}$

.

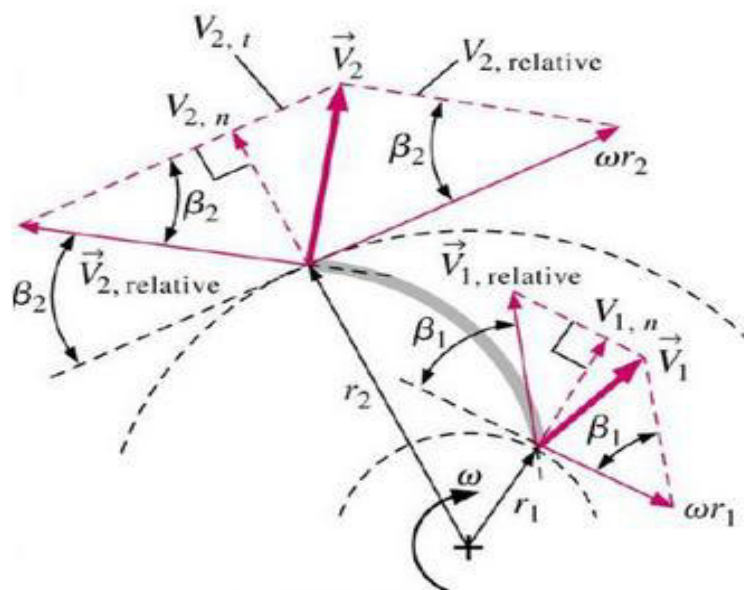


Figure. 2.11 : Triangles des vitesses.

2.4.7. Equation fondamentales des pompes centrifuges

Dans le but d'établir l'équation fondamentale des pompes centrifuges, on admettra que :

- La roue possède un nombre infini d'aubes ($Z=\infty$). par conséquent, l'épaisseur de ces aubes est nulle.
- La puissance mécanique transmise par le moteur d'entraînement à la pompe est complètement transformée en puissance hydraulique. On suppose donc que le rendement de cette pompe est égal à l'unité $\eta_g = 1$

Considérons une masse dm du fluide liquide en mouvement entre deux aubes consécutifs et appliquant au mouvement supposé parfait le théorème des moments des quantités de mouvement par unité de temps.[11]

$$M_t = \rho \cdot Q \cdot (V_2 \cdot r_2 \cdot \cos \alpha_2 - V_1 \cdot r_1 \cdot \cos \alpha_1) \quad 2-16$$

M_t : Le moment de torsion sur l'arbre de la pompe.

$M_t = \frac{P_a}{\omega}$ comme nous avons supposé que $\eta = 1 \Rightarrow P_a = P_u$ donc on aura :

$$M_t = \frac{P_a}{\omega} = \frac{\rho \cdot P \cdot Q \cdot H_{théo}}{\omega} \quad 2-17$$

On déduit donc l'expression de : Cette équation est l'équation fondamentale des pompes centrifuges :

$$H_{th\infty} = \frac{\omega}{g} \cdot (V_2 \cdot r_2 \cdot \cos \alpha_2 - V_1 \cdot r_1 \cdot \cos \alpha_1) \quad 2-18$$

Cette équation est l'équation fondamentale des pompes centrifuges

Comme le liquide pénètre radialement dans cette roue, donc nous aurons $\alpha_1 = 90^\circ$

D'où $(V_1 \cdot r_1 \cdot \cos \alpha_1) \longrightarrow 0$ donc nous aurons :

$$H_{th\infty} = \frac{\omega}{g} \cdot (V_2 \cdot r_2 \cdot \cos \alpha_2 - V_1 \cdot r_1 \cdot \cos \alpha_1) = \frac{V_{2u} \cdot U_2}{g}$$

Avec : $V_2 \cdot \cos \alpha_2 = V_{2u}$

Du triangle de vitesses, on peut écrire :

$$V_{2u} = U_2 - V_{2m} \cdot \cot \beta_2 \quad 2-19$$

Du triangle des vitesses on peut écrire :

$$W_2^2 = V_2^2 + U_2^2 - 2 \cdot V_2 \cdot U_2 \cdot \cos \beta_2 \text{ d'où } 2 \cdot V_2 \cdot U_2 \cdot \cos \beta_2 = (V_2^2 + U_2^2 - W_2^2)/2$$

D'après cette équation et $H_{th\infty} = \frac{V_{2u} \cdot U_2}{g}$ on peut écrire :

$$H_{th\infty} = (V_2^2 + U_2^2 - W_2^2)/2g = \underbrace{(V_2^2 - V_1^2)/2g} + ((V_2^2 - U_2^2 - W_2^2)/2g) \quad 2-20$$

Le terme $(V_2^2 - V_1^2)/2g$ correspond à l'augmentation de l'énergie cinétique par suite de l'augmentation de la vitesse absolue du liquide.

Le terme $(V_2^2 + U_2^2 - W_2^2)/2g$ on peut démontrer qu'il représente un accroissement de la pression ; de l'équation de Bernoulli nous avons :

$$\text{Donc il vient :} \quad \frac{P_1}{\rho \cdot g} + \frac{V_1^2}{2 \cdot g} = \frac{P_2}{\rho \cdot g} + \frac{V_2^2}{2 \cdot g} + H_{th\infty} \quad 2-21$$

$$\text{On voit bien donc} \quad \frac{P_1 - P_2}{g \cdot \rho} = \frac{V_2^2 - U_2^2 - W_2^2}{2g} \quad 2-22$$

On remarque que l'accroissement de la pression $P_1 - P_2$ est utilisable au niveau même de la roue ; il n'en sera pas de même pour l'augmentation de l'énergie cinétique.

Un diffuseur est comme une couronne d'aubages fixes placées au périphérique du rotor. à l'entrée on a P_2 : représente la pression et V_2 : la vitesse à la sortie le liquide sera soumis à une pression P_3 et une vitesse V_3 .

$$\frac{P_2}{\rho \cdot g} + \frac{V_2^2}{2 \cdot g} = \frac{P_3}{\rho \cdot g} + \frac{V_3^2}{2 \cdot g} \quad \Rightarrow \quad \frac{P_3 - P_2}{\rho \cdot g} + \frac{V_2^2 - V_3^2}{2 \cdot g} = 0$$

Dans le cas général, on assure $V_3 = V_1$

$$\frac{P_3 - P_2}{\rho \cdot g} + \frac{V_2^2 - V_3^2}{2 \cdot g}$$

On remarque qu'une partie de l'énergie cinétique se transforme en pression ce qui donne :

$$H_{th\infty} = \frac{P_3 - P_1}{\rho \cdot g}$$

Posant la pression à l'aspiration $P_a = P_1$ et celle au refoulement $P_r = P_3$

On aura :
$$H_{th\infty} = \frac{P_r - P_a}{\rho \cdot g} \quad 2-23$$

2.5. Calculs d'une installation et point de fonctionnement

Un fluide réel en mouvement, subit des pertes d'énergie dues aux frottements sur les parois de la canalisation (**pertes de charge régulières**) ou sur les "accidents" de parcours (**pertes de charge singulières**). [1]

2.5.1. Pertes de charges régulières (linéaires)

Ce type de pertes est causé par le frottement intérieur qui se produit dans les liquides (fluide/fluide ou fluide/paroi), il se rencontre dans les tuyaux lisses aussi bien que dans les tuyaux rugueux.

Le calcul des pertes de charge repose entièrement sur la détermination de coefficient de perte de charge λ .

λ : coefficient de frottement ou coefficient de perte de charge unitaire.

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad 2-24$$

Les pertes de charges dans les conduites :

$$\Delta H_R = \lambda \frac{l}{D} \cdot \frac{V_m^2}{2g} \quad (\text{En fonction de hauteur (m)}) \quad 2-25$$

$$\Delta P_R = \lambda \frac{l}{D} \cdot \frac{\rho \cdot V_m^2}{2} \quad (\text{En fonction de pression (pascal)}) \quad 2-26$$

En régime turbulent l'état de la surface devient sensible et son influence est d'autant plus grande que le nombre de Reynolds **Re** est grand. Tous les travaux ont montré l'influence de la rugosité et on s'est attaché par la suite à chercher la variation du coefficient en fonction du nombre de Reynolds **Re** et de la rugosité ζ du tuyau.

La formule de **Cole brook** est actuellement considérée comme celle qui traduit le mieux les phénomènes d'écoulement en régime **turbulent**. Elle est présentée sous la forme suivante :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \times \log\left(\frac{\zeta}{3,7} + \frac{2,51}{Re\sqrt{\lambda}}\right) \quad 2-27$$

2.5.2. Pertes de charge singulière

Comme les expériences le montrent dans beaucoup de cas, les pertes de charge sont à peu près proportionnelles au carré de la vitesse. Donc nous allons utiliser la forme suivante :

$$\Delta P = \xi \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} \quad 2-28$$

Ces sont des pertes de charges provoquées par un changement de direction, un changement de diamètre et accessoire, (**vanne, raccord, coude, robinet, valve, filtre ...etc.**)

$$\Delta H_s = K \cdot \frac{V_m^2}{2g} \quad \text{En fonction de hauteur (m)} \quad 2-29$$

$$\Delta P_s = K \cdot \frac{\rho V_m^2}{2} \quad \text{En fonction de pression (pascal)} \quad 2-30$$

K : coefficient de perte de charge

K(robinete) =2,0 K(vanne)=1,0 K(coude)=1,5 K(valve)=6

2.5.3. Équation de Bernoulli

$$P + \rho \cdot g \cdot Z + \frac{1}{2} \rho \cdot V^2 = P_t \quad 2-31$$

$\frac{1}{2} \rho \cdot V^2$: Pression cinématique.

P_t : Pression total.



$$P_1 + \rho \cdot g \cdot Z_1 + \frac{1}{2} \rho \cdot V_1^2 + \frac{E}{g} = P_2 + \rho \cdot g \cdot Z_2 + \frac{1}{2} \rho \cdot V_2^2 + \Delta P \quad 2-32$$



$$\Delta P + P_1 + \rho \cdot g \cdot Z_1 + \frac{1}{2} \rho \cdot V_1^2 = P_2 + \rho \cdot g \cdot Z_2 + \frac{1}{2} \rho \cdot V_2^2 + \frac{E}{g} \quad 2-33$$

Avec :

$$P_h = E \cdot Q_m$$

P_h : La puissance hydraulique fournie au fluide [W].

E : Energie massique [J/kg].

Q_m : Débit massique [kg/s].

$\frac{E}{g}$: En mètre [m]

Par définition la charge totale est:

$$Z + \frac{P}{\rho \cdot g} + \frac{V^2}{2 \cdot g} = H \quad 2-34$$

Si on note par :

ΔH_{1A} : Pertes de charge totales [par frottements (régulière) et singulière] dans le circuit d'aspiration.

ΔH_{2R} : Pertes de charge totales [par frottements (régulière) et singulière] dans le circuit de refoulement.

$$H = \Delta H_{1A} + \Delta H_{2R}$$

Pertes de charge totales (par frottements et singulière dans l'installation).

$H = Z_R - Z_A$: représente la dénivellation entre les niveaux des réservoirs, appelée aussi : **hauteur manométrique**.

$$H_{mt} = H_2 - H_1 = \frac{\Delta P}{\rho \cdot g} \quad \text{pour un même diamètre de conduite.} \quad 2-35$$

2.5.4. La Hauteur manométrique totale de la pompe :

Elle représente l'énergie fournie par la pompe au fluide. Le bilan d'énergie d'appliqué entre les sections A et R (surfaces libres dans les 2 réservoirs d'aspiration et de refoulement) :

Formule pratique d'utilisation :

$$H_{mt} = \frac{P_R - P_A}{\rho \cdot g} + H_0 + \Delta H \quad 2-36$$

Avec :

P_A et P_R sont exprimées en bar, et d la densité du liquide à la température

D'opération cette égalité reprisant le point d'intersection appelé :

Point de fonctionnement (entre les deux courbes)

- Courbe caractéristique de la pompe : $H_{mt}(Q_v)$.
- Courbe caractéristique de l'installation : $Y(Q_v)$.

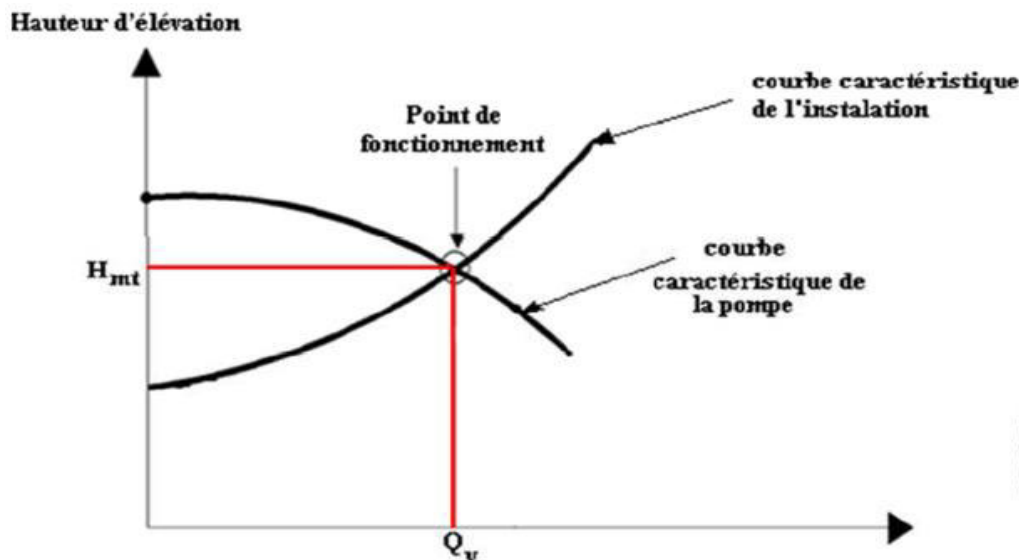


Figure. 2.12: Point de fonctionnement.

2.6. Les facteurs de dysfonctionnement des pompes centrifuges

La rupture du fonctionnement d'une pompe peut être causée par plusieurs facteurs à savoir :

- ❖ **Surcharge:** Une pompe est choisie d'après certaines conditions spécifiques telles que débits, pression, vitesse... qu'elle peut fonctionner de temps à autre en surcharge. mais si on oublie que ce service devrait être rendu occasionnellement, et qu'on la fait tourner 24 heures par jour sous ce régime, on obtient une rupture de l'arbre ou des paliers grillés.
- ❖ **Mauvais graissage :** Si on fait tourner une pompe avec des paliers sans graisse, on finit par un arrêt brutal ; dans ce cas, on s'aperçoit souvent de l'absence de graisseur sur la pompe ou sur la pompe concernée n'est pas inscrite dans le plan de graissage. Le fiabiliste doit veiller à la présence des graisseurs le cas échéant ou les retirer dans le cas des roulements graissés à vie.

- ❖ **Fluide inadapté** : Si on modifie le critère de pompage en changeant la nature du fluide à véhiculer ou en augmentant la température, les matériaux peuvent ne pas être adaptés ; la pompe risque d'être détruite.
- ❖ **Fonctionnement à vide** : En cas d'absence de contrôle de démarrage, la vanne de refoulement étant fermée, ainsi que la vanne de by-pass, la pompe peut fonctionner à vide ; le débit est nul, toute la puissance fournie se transforme en chaleur. et puisque le liquide ne circule pas, la chaleur produite ne peut être évacuée. Dans ce cas la roue et la garniture seront endommagées.
- ❖ **Mauvais alignement** : La pompe et le moteur ne sont pas exactement en face par le défaut de l'accouplement, défaut de fixation ou de fondation. Les paliers et l'arbre seront soumis à des vibrations et finiront par se casser.
- ❖ **Fuite** : Le liquide fuit. Si le liquide est acide, les pièces métalliques extérieures qui sont différentes de la partie hydraulique seront attaquées et rongées. Une fuite abondante provient de l'usure de la garniture ou d'un défaut de tresse.
- ❖ **Corps étranger** : Des particules solides peuvent s'introduire dans le liquide s'il n'y a pas de crépine d'aspiration ou de protection à l'entrée. Elles peuvent détruire les pièces hydrauliques.
- ❖ **Contraintes des tuyauteries** : Si les brides des tuyauteries d'aspiration et de refoulement ne sont pas en face de celles de la pompe et si le montage se fait en forçant sur les tuyauteries, une traction anormale s'exerce sur la pompe. Cette traction peut causer des déformations externe et interne de la pompe et un frottement de la roue sur le corps de la pompe. Cela entrainera le blocage de la pompe, l'usinage du corps de la pompe ou la brisure des tubulures d'aspiration et de refoulement.
- ❖ **Cavitation** : Les effets de la cavitation sont nombreux selon le produit (température, tension de vapeur, densité) et le type de pompe (caractéristiques de fonctionnement et matériaux constitutifs).[1]

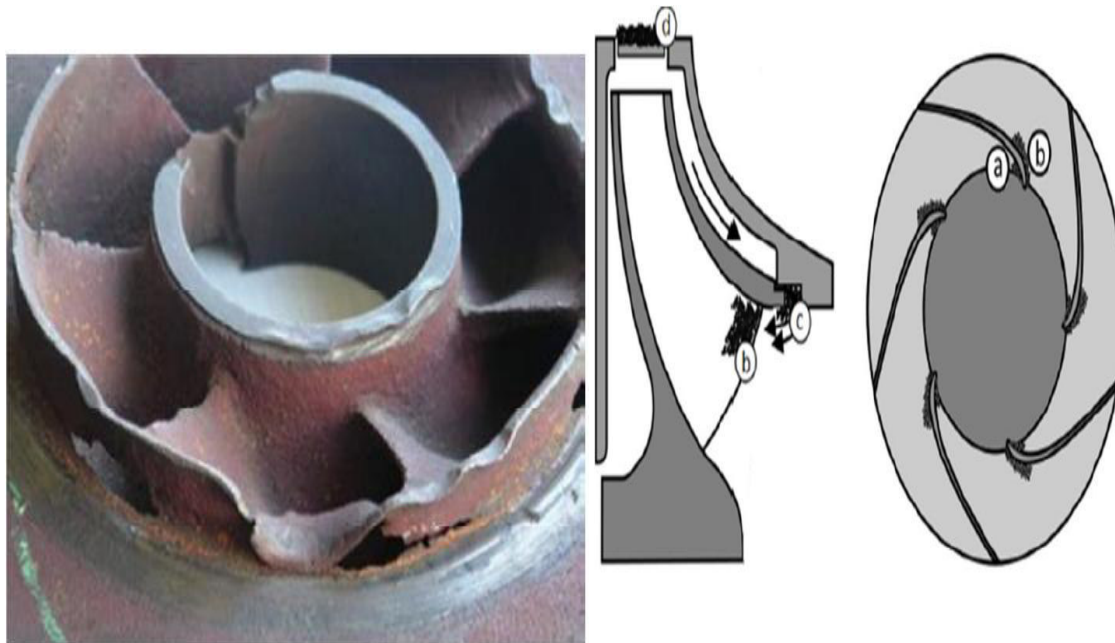


Figure. 2.13 : Effet de cavitation sur les roues des pompes centrifuges.

2.7. Le NPSH et le phénomène de cavitation dans les pompes

2.7.1. La cavitation

Mécaniquement, on peut définir la cavitation par la rupture du milieu continu de liquide sous l'effet de contraintes excessives. Physiquement, La cavitation est la vaporisation d'un fluide soumis à une pression inférieure à sa pression de vapeur. Ce phénomène se manifeste par la formation au sein de l'écoulement, de bulles, de poches, de tourbillons ou de torches de vapeur. Dans les pompes, ces structures de vapeur apparaissent dans les zones de faible pression à l'entrée des aubes de roue, et sont transportées dans les zones à plus haute pression. Sous l'action du gradient de pression, Elles implosent dès que la pression locale dans l'écoulement redevient supérieure à la pression de vapeur. Ces implosions produisent des micro-jets et des surpressions (onde de choc).[1]

2.7.2. Types de cavitation

- ❖ Des bulles ou des poches de cavitation en déplacement instationnaire dans le liquide en mouvement.
- ❖ Des bulles de vapeur formant un nuage et entourées par une enveloppe extérieure. Elles sont produites par une vorticité au sein de l'écoulement. Elles causent de fortes vibrations, une importante érosion et un bruit intense

- ❖ Des poches de cavitation fixes, attachées aux pales. Ce type de poches est stable et quasi-stationnaire. L'interface entre le liquide et la vapeur peut être lisse et transparente, comme elle peut ressembler à la surface libre d'une eau en ébullition.
- ❖ La super-cavitation : Ce phénomène a lieu lorsque les poches de cavitation du type précédent s'agrandissent au point d'envelopper entièrement le solide et de le dépasser.
- ❖ La cavitation due au vortex localisé à la périphérie de pales tournante.[1]

2.7.3. N.P.S.H disponibles et requis

Pour éviter le phénomène de cavitation et pour maintenir en tout point du liquide une pression supérieure à la pression de vapeur saturante, on définit une condition d'aspiration, à partir du NPSH requis de la pompe (Net Positive Suction Head) :

Supplément minimal de pression à ajouter à la pression de vapeur saturante pour obtenir un bon fonctionnement. Il s'agit d'une courbe donnée par le constructeur.

On appelle « NPSH disponible » la différence entre la pression totale à l'entrée de la pompe (P_e) et la pression de vapeur saturante (P_v)

$$\text{NPSH}_{(\text{disponible})} = \frac{(P_e - P_v)}{\rho \cdot g} \quad 2-37$$

Pour qu'une pompe fonctionne normalement (sans cavitation), il faut que le NPSH disponible (calculé) soit supérieur au NPSH requis (indiqué par le constructeur) :

$$\text{NPSH disponible} > \text{NPSH requis}$$

2.8. Choix d'une pompe

Il est clair et évident qu'on choisit une pompe pour une installation et non une installation pour une pompe.

La sélection du type de pompe peut se faire à partir des courbes de constructeur qui donne les domaines de travail des divers types à partir des coordonnées caractéristiques : débit-hauteur total de refoulement. Evidemment, il existe sur ce diagramme des régions d'interférence où le choix nécessitera une étude économique entre deux types de pompes, en prenant en considération : la puissance absorbée, le coût du système d'entraînement. La surface occupée au sol, l'entretien, le mode de régulation et, bien entendu, le prix de l'appareil avec des amortissements variables.[3]

Le choix d'une pompe nécessite la définition d'un cahier des charges technique regroupant au minimum les points suivants :

- La zone de débit de fonctionnement de la pompe.
- L'architecture du groupe motopompe (vertical/horizontal, en aspiration, en charge, etc.)
- La durée d'utilisation prévue avec fréquence d'utilisation dans chaque zone.
- La nature du fluide pompé (composition physico-chimique, température, degré de pollution, etc.)
- Le type d'exploitation prévue (pompes en série ou en parallèle).[11]

2.9. Courbes de performance

Les courbes de performance sont utilisées en association avec les caractéristiques du système lors du dimensionnement et du choix de pompes. Les courbes de performance généralement tracées sont celles de la hauteur manométrique H , la puissance effective du moteur P , rendement η et la hauteur nette requise à l'entrée [NPSHr], qui sont fonction du débit volumétrique de la pompe Q . Lorsque plusieurs pompes sont connectées, la courbe de performance finale s'obtient en combinant les caractéristiques de chaque pompe.

Les pompes connectées en parallèle sont ajoutées horizontalement pour augmenter le débit. Les pompes connectées en série sont ajoutées verticalement pour augmenter la hauteur manométrique.[13]

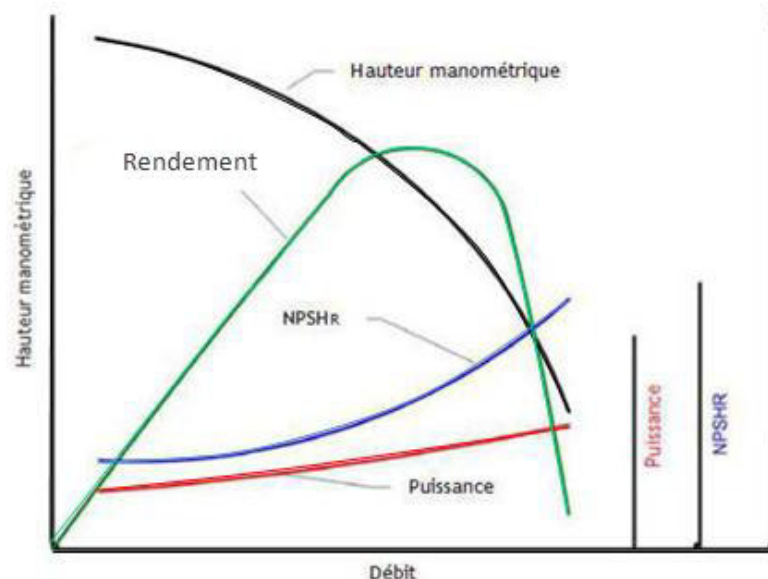


Figure.2.14 : Courbes de performance

2.10 .Conclusion

Dans ce chapitre on a parlé en générale sur les pompes, après on a classé les pompes selon le principe de fonctionnement, nous avons cité quelques avantages et inconvénients des pompes centrifuges, ensuite, le développement mathématique et physique liée aux pompes a été présenté et le choix d'une pompe. Finalement, on a expliqué le phénomène de cavitation ainsi que le NPSH.

Chapitre 3 :

**Description et calculs des
caractéristiques de la pompe
GRUNDFOS NK 80-250**

3. Introduction

Chapitre est réparti en deux volets, le premier volet est consacré à une étude générale de la pompe NK 80-250. Cette étude nous a permis de connaître les différents organes constituant la pompe.

Dans le deuxième volet, nous avons présenté les différents calculs de la pompe, à savoir, la pression nominale, le débit volumétrique et la hauteur manométrique, pour réaliser les paramètres (de la roue) de pompe centrifuge.

3.1. Description de la pompe GRUNDFOS type NK 80-250

Pompe NK 80-250 est conçue pour pompage de liquides clairs, propres, non agressifs et non explosifs sans particules solides ni fibreuses dans :

- Le secteur du bâtiment
- L'adduction d'eau
- L'air conditionné
- Les installations de climatisation
- L'industrie
- La lutte anti-incendie
- L'environnement de l'industrie



Figure. 3.1 La pompe centrifuge GRUNDFOS de type NK

C'est une machine qui est destinée à la région de division véhicule industriel de Rouïba(DVI) pour la délivrance d'eau. La région de DVI exploite trois stations de réinjection d'eau identiques installées aux centres de production,

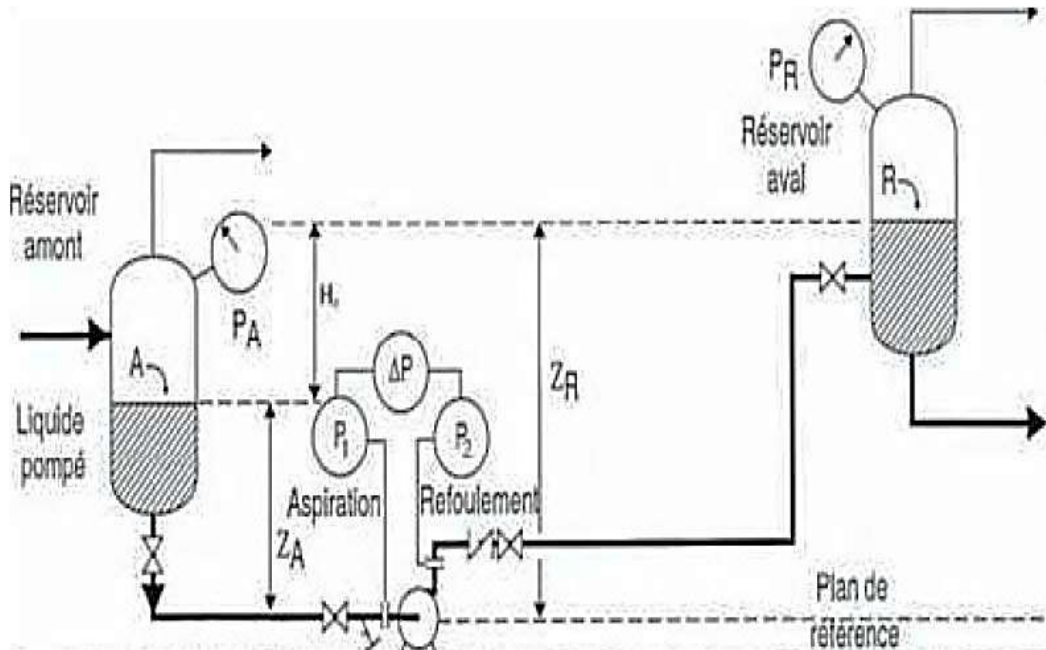


Figure. 3.2 : Schéma d'installation de la pompe NK.

C'est pompe centrifuge surface monocellulaire horizontale non auto-amorçant avec orifice axiale, orifice refoulement radial et arbre horizontal.

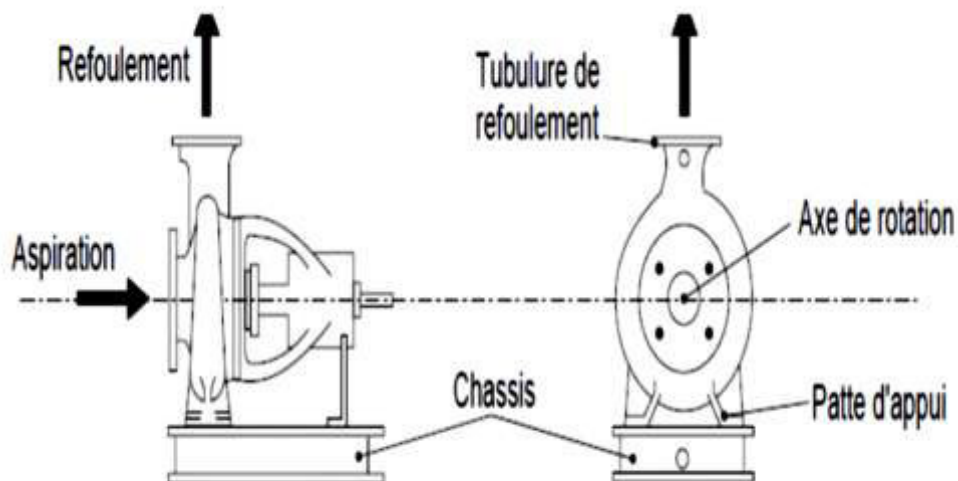


Figure. 3.3 : Les principaux composants de la pompe NK.

3.1.2 Rotor de la pompe

Rotor de la pompe comporte :

a-Roue

C'est l'élément principal de la pompe, une couronne composée de deux flasques parallèles dans l'écartement correspond à la largeur de la roue reliée entre eux par des ailettes. La roue est montée sur l'arbre avec entretoises et bloqué par un écrou.

b-Arbre

L'arbre de la pompe est en acier arbre en acier inoxydable (AISI 420(×20Cr13) Nr1.4021).

Il est supporté et guidé par des paliers.

3.1.3. Paliers

La partie mobile de la pompe est supporté aux extrémités par des paliers prévus avec chambre de refroidissement. Un dans le coté d'accouplement et l'autre dans coté bute, par des roulements à billes a contact oblique.

Le graissage des paliers se fait à l'huile par un anneau de graissage et un graisseur à niveau visible sur chaque palier, pour maintenir la continuité de graissage.

3.1.4. La volute

Est un collecteur du liquide venant du roue, elle assure la transformation de l'énergie cinétique en énergie de pression, et la canalisation du liquide vers la section de sortie de la pompe.



Figure. 3.4 : La volute de pompe NK.

3.1.5. Garnitures mécaniques

La pompe est fournie avec une garniture mécanique conforme à la norme DIN 960, GRUNDFOS BAQE. En fonction du liquide pompé et des conditions de fonctionnement, d'autres types de garnitures mécaniques et de presse-étoupes sont disponibles.

Des doubles garnitures mécaniques montées dos à dos, à double lèvres.



Figure. 3.5 : Garniture mécanique.

Les principaux constituants de la garniture sont :

a) Le grain mobile (coupelle): Un joint torique souple évite efficacement la fuite entre la coupelle et l'arbre tandis qu'il permet suffisamment de souplesse pour maintenir un contact intime de la face de grain mobile de Tungstène avec le grain fixe de carbone.

Le joint compense également le désalignement, les sauts, la dilatation thermique et les vibrations de l'arbre. Celui-ci doit être poli et sans défauts.

b) Le grain fixe : Il est généralement fabriqué en carbone imprégné de matériaux spéciaux ou bien de même matériaux que la coupelle. Il est monté soûplement par un second joint torique. Celui-ci évite la fuite entre le grain fixe et le chapeau, en même temps il sert comme amortisseur pour permettre d'absorber un certain degré de désalignement.

c) Le ressort : La pression entre les deux faces est fournie par le ressort. Le ressort peut être soit enroulé à droite, soit à gauche. Le sens de rotation de l'arbre détermine le sens d'enroulement du ressort de telle sorte que lors du fonctionnement, les spires du ressort tendent à se resserrer pour maintenir le contact entre le grain fixe et le grain mobile.

d) Le chapeau de garniture mécanique : Le chapeau est fixé par quatre vis, dans l'alésage de la boîte à garniture. Ce chapeau est constitué d'orifices permettant :

- De relier l'enceinte de la garniture à la source de pression afin d'assurer une circulation droite des faces de friction.
- D'assurer, éventuellement un balayage à l'arrière de la garniture ainsi que sans vidange.

3.1.6. Le système de refroidissement

Notre garniture est refroidie par un système **by-pass** ou bien à l'aide d'une conduite de dérivation. (Une conduite entre le refoulement de la pompe et la boîte de la garniture). Elle permet l'entrée du fluide de refroidissement à l'intérieur de la boîte et la sortie du liquide se fera de nouveau vers l'enveloppe. Le fluide de refroidissement est donc le brut (le même que celui est pompé par la pompe) utilisé pour ne pas endommager la surface de contact entre les deux bagues d'étanchéité.

3.1.7. Matériaux de construction des pompes

Les matériaux utilisés dans la construction des pompes sont codés par des lettres. La première lettre indique la matière utilisée pour le corps extérieur de pompe et le corps de presse-étoupe. La deuxième lettre indique les matières utilisées pour les pièces internes de la pompe.

En fonction des caractéristiques du fluide à pomper on peut choisir :

- pour de l'eau douce :
 - La fonte.
 - L'acier (pour les pressions élevées).
- pour de l'eau saumâtre ou de l'eau de mer :
 - L'acier inoxydable.
 - Bronze ou du laiton.
 - Cupro-aluminium.
- pour les produits chimiques :
 - L'acier inoxydable et matériaux synthétiques (PVC, PP).

➤ pour les produits abrasifs :

- La fonte alliée
- La fonte revêtue.

Le choix des matériaux dépend aussi du compromis à faire entre le prix et la durée de vie de la pompe.

3.2. Les courbes caractéristiques de la pompe NK 80-250

Les pompes centrifuges en, général, sont faites pour fonctionner sous une certaine plage : débit de refoulement, vitesse de rotation et rendement. Donc, il est essentiel de connaître le comportement de la pompe sous différentes conditions, (ce qui est représenté graphiquement sous forme de courbes nommées courbes caractéristiques). (**Figure.3.6**)

La courbe caractéristique la plus importante est celle en fonction du débit. La figure ci dessous représente la performance de la pompe pour une vitesse de rotation constante égale 2900 tr/min. C'est une courbe parabolique, la hauteur manométrique augmente très légèrement avec le débit, mais dès qu'elle dépasse une certaine limite elle commence à diminuer tandis que le débit continue d'augmenter.

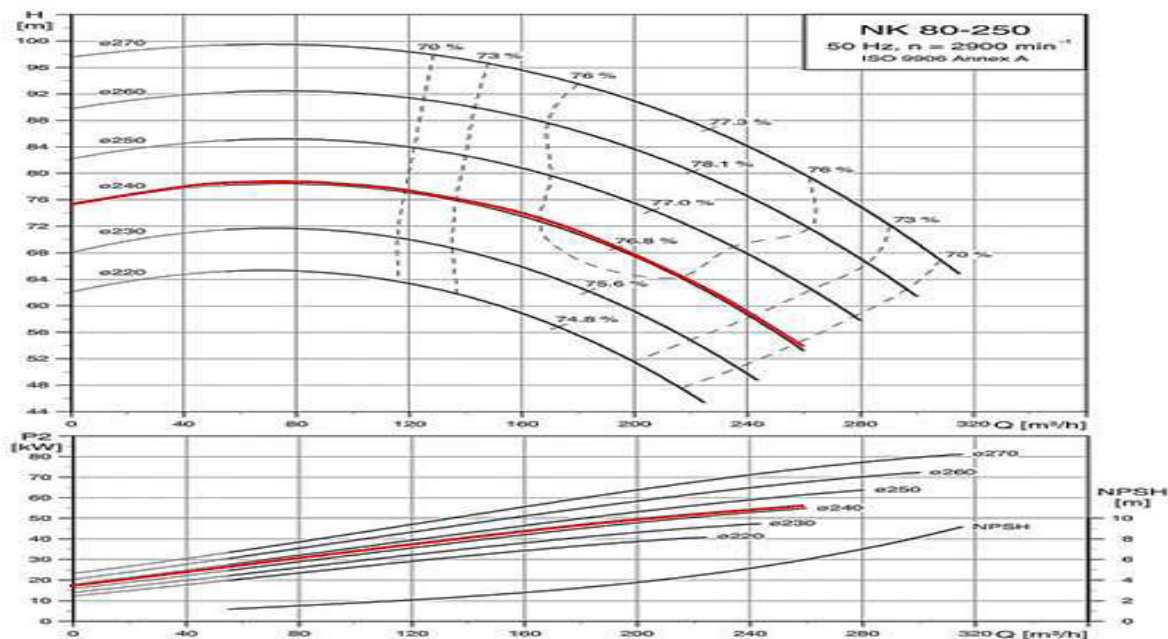


Figure .3.6 Caractéristiques de la pompe NK80-250 $H=f(Q)$, $P=f(Q)$, $NPSH=f(Q)$

et $\eta=f(Q)$ pour $N=2900 \text{ min}^{-1}$

3.3. Calcul hydraulique

Le but de ce calcul est la réalisation des dimensions de la roue de la pompe par une méthode de calcul approximative. Donc, dans ce paragraphe, on abordera le calcul des paramètres principaux nécessaires à la réalisation d'une roue à partir des conditions de service où devrait évoluer notre pompe.

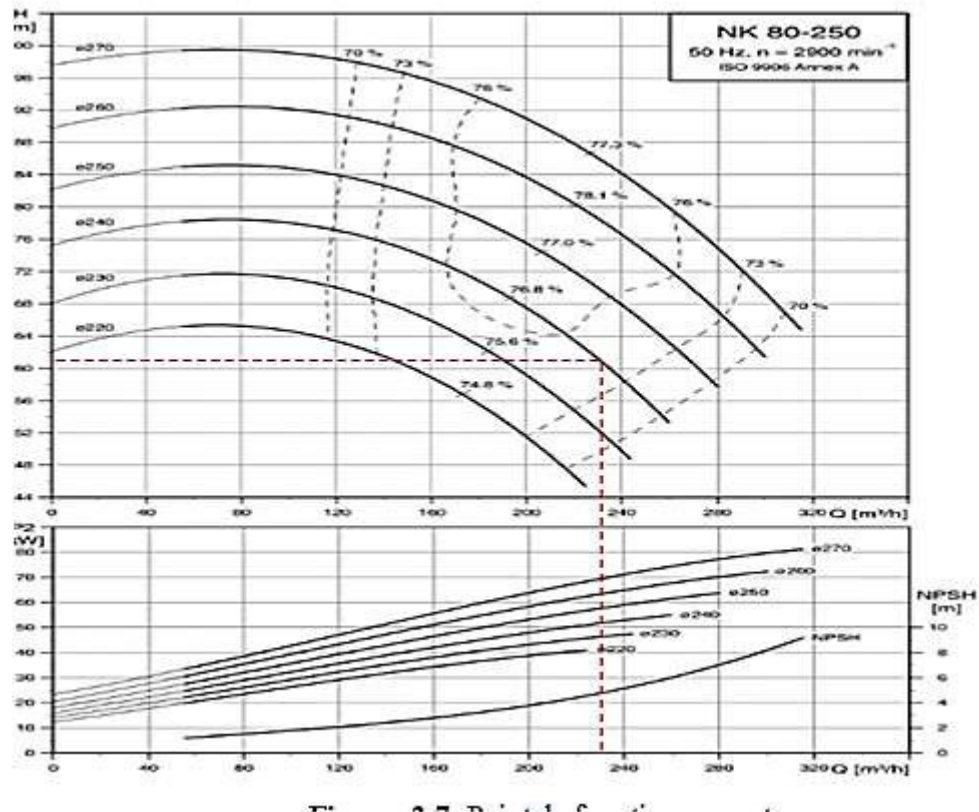


Figure. 3.7: Point de fonctionnement.

Données de point fonctionnement

- Débit volumétrique : $Q_V = 236 \text{ m}^3/\text{h}$
- Hauteur manométrique de refoulement : $H = 61 \text{ m}$
- Vitesse de rotation : $N = 2900 \text{ tr/min}$
- Densité de fluide (eau traitée) refoulé : $\rho = 997 \text{ kg/m}^3$
- Température d'eau : $T = 25 \text{ }^\circ\text{C}$
- Nombre d'étages : $i = 1$
- Puissance de la pompe : $P = 42 \text{ kW}$

3.3.1. Détermination des paramètres principaux

a. Vitesse spécifique (N_s)

La vitesse spécifique est un paramètre qui caractérise les pompes centrifuges et les turbopompes. La vitesse spécifique est la vitesse de rotation de la roue de la pompe qui est semblable à la pompe considérée et qui crée un régime de fonctionnement semblable

($H_e = 1\text{ m}$, $\rho_e = 10^3\text{ Kg/m}^3$, $Q_e = 75 \cdot 10^{-3}\text{ m}^3/\text{s}$). Elle est utilisée pour caractériser la forme et le type du rotor à cet effet.

$$N_s = N \frac{\sqrt{Q}}{(H)^{3/4}} \quad 3-1$$

N_s : vitesse spécifique [tr/min]

N : vitesse de rotation [tr/min]

H : hauteur manométrique (refoulement) [m]

AN :

$$N_s = 2900 \frac{\sqrt{\frac{236}{3600}}}{(61)^{3/4}} = 34,01 \text{ tr/min}$$

$$N_s = 34,01 \text{ tr/m}$$

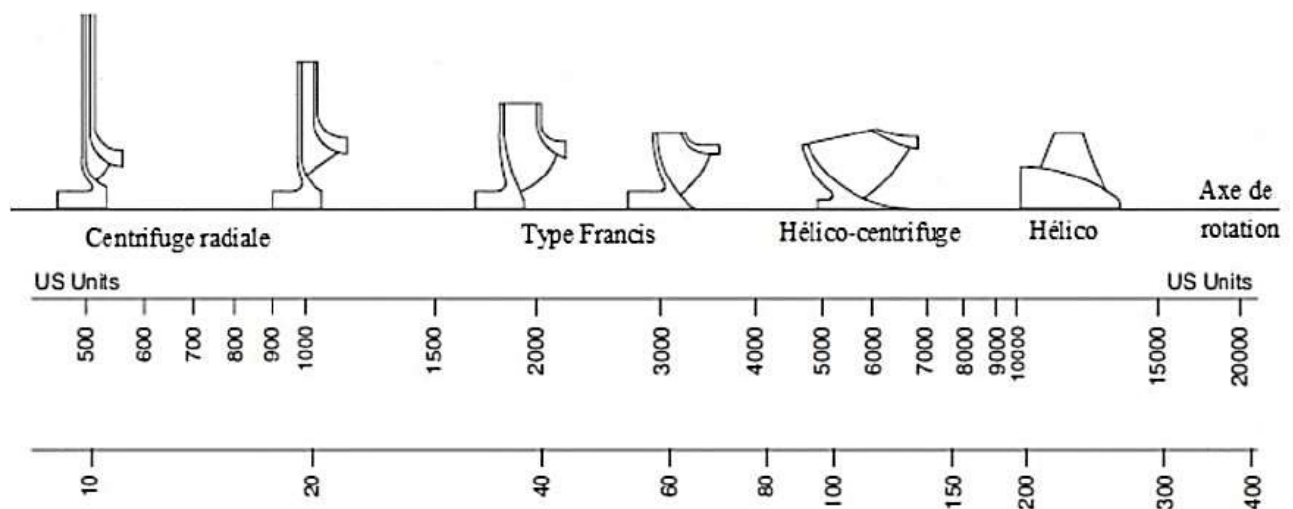


Figure 3.8 Forme de pale de roue selon la vitesse spécifique.

On peut classer les pompes selon la valeur de la vitesse spécifique (voir la table ci dessous)

Tableau 3.1 : Classification des pompes selon la vitesse spécifique. [11]

N_s	$N_s < 50$	$50 < N_s < 150$	$N_s > 150 - 250$
Type	Pompe centrifuge	Pompe hélico-centrifuge	Pompe axiale
Écoulement à travers la roue	Radial 90°	Hélicoïdale	Axiale 180°

Notre pompe étudiée fait partie des **pompes centrifuges** et écoulement à travers la roue **radial 90°**

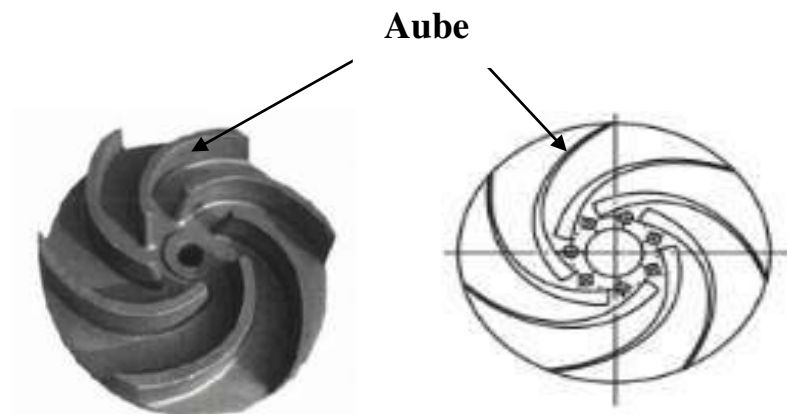


Figure. 3.9 : La roue avec des aubes pour pompe centrifuge radial.

b. Rendement hydraulique

Il caractérise les pertes de charge dans la pompe par frottement sur les parois de la roue du diffuseur et dans la tubulure d'entrée. Le rendement hydraulique des pompes centrifuges à vitesse spécifique faible ou moyenne peut être en première approximation calculé à la moyenne par la formule empirique de **Lomakine** suivante:

$$\eta_h = 1 - \frac{0.42}{[\ln(D_{r1}) - 0.172]^2} \quad 3-2$$

Avec :

D_{r1} : Diamètre de l'arrête d'entrée ramenée

$$D_{r1} = 4,25 \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_v}{N}} \quad 3-3$$

AN:
$$D_{r1} = 4,25 \cdot \sqrt[3]{\frac{236}{\frac{3600}{2900}}} = 0,113 \text{ m} = 113 \text{ mm}$$

$D_{r1}=113\text{mm}$

On remplace D_{r1} dans la formule η_h ;

AN :
$$\eta_h = 1 - \frac{0,42}{[\ln(113) - 0,172]^2} = 0,97 = 97 \%$$

$\eta_h=97\%$

Donc 3% de la hauteur de la charge théorique de la pompe est disparue par frottement de liquide durant son passage de l'aspiration jusqu'au refoulement.

c. Rendement volumétrique :

Il caractérise les pertes du débit à l'intérieur de la pompe. Il est donné par la formule:

$$\eta_v = \frac{1}{[1 + (0,68(N_s)^{-2/3})]} \quad \mathbf{3-4}$$

AN :

$$\eta_v = \frac{1}{[1 + (0,68(34)^{-2/3})]} = 0,93 = 93 \%$$

$\eta_v= 93\%$

Donc 7 % du débit de la pompe est perdu à l'intérieur de celle-ci.

d. Rendement mécanique :

Il caractérise les pertes de puissance dues aux frottements mécaniques dans les garnitures mécaniques, dans les paliers, dans la butée et au frottement qui se produit entre les surfaces externes du rotor et le liquide.[13]

$$\eta_m = \frac{1}{1 + \frac{820}{N_s^2}} \quad 3-5$$

AN :

$$\eta_m = \frac{1}{1 + \frac{820}{(34)^2}} = 0,585 = 58,5 \%$$

$$\eta_m = 58,5\%$$

41,5% de perte mécaniques.

e. Rendement global :

$$\eta_g = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m \quad 3-6$$

AN:

$$\eta_g = 0,970 \cdot 93,0 \cdot 58 = 0,5233$$

$$\eta_g = 52,33\%$$

La valeur calculée n'est pas loin de celle donnée par le constructeur.

f. Puissance consommée par la pompe :

C'est la puissance utile y compris les pertes de puissance :

$$P_a = \frac{Q_v \cdot \rho \cdot g \cdot H}{\eta_g} \quad 3-7$$

AN:

$$P_a = \frac{997,9 \cdot 8,61 \cdot 0,065}{0,5233} = 74,11 \text{ kW}$$

$$P_a = 74,11 \text{ kW}$$

g. Puissance du moteur d'entraînement P_m :

$$P_m = k \cdot P_a \quad 3-8$$

K : Coefficient de réserve, pour assurer un entraînement sans risque.[11]

On prend :

K = 1,15 (document)

AN : $P_m = 1,15.74, 11 = 85,23 \text{ kW}$

$$P_m = 85,23 \text{ kW}$$

Cette puissance est fournie à la pompe de telle manière qu'elle développe à son tour une puissance suffisante pour rejeter le liquide à une condition de $P_m > P_a$.

3.3.2. Calcul des diamètres de l'arbre et du moyeu

L'arbre de la pompe en fonctionnement est soumis à l'action d'une série de forces extérieures dont la principale qui permet de dimensionner l'arbre est due au couple de torsion.[13] Le moment de torsion agissant sur l'arbre à section circulaire est donné par la formule suivante :

$$P_m = M_t \cdot \omega \quad 3-9$$

Avec :

ω : La vitesse angulaire en [rd/s].

$$\omega = \frac{N \cdot \pi}{30} \quad 3-10$$

M_t : Le moment de torsion N.m.

Et le moment de torsion de la section :

$$M_t = \frac{\pi \cdot d_a^3}{16 \cdot \tau_{\max}} \quad 3-11$$

Avec

d_a : Diamètre de l'arbre (diamètre de la section) en[m]

$\tau_{\max}$: La contrainte limite de résistance à la torsion en [N/m²] ou [MPa].

$$\tau_{\max} = \frac{R_e}{n} \quad 3-12$$

R_e : La limite d'élasticité en [N/m²]

n : coefficient de sécurité

a) La vitesse angulaire

$$\text{AN : } \omega = \frac{N \cdot \pi}{30} = \frac{3,14 \cdot 2900}{30} = 303,53 \text{ rd/s}$$

$$\omega = 303,53 \text{ rd/s}$$

b) Le moment de torsion

$$\text{AN : } M_t = \frac{P_m}{\omega} = \frac{85230}{303,53} = 280,79 \text{ N.m}$$

$$M_t = 280,79 \text{ N.m}$$

c) La contrainte limite de résistance à la torsion.

Nous aurons :

R_e : La limite d'élasticité de l'acier constructif de l'arbre (arbre en acier inoxydable SS AISI 420(×20Cr13) Nr1.4021).

$$R_e = 500 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$$

n : coefficient de sécurité, $n = 5$

$$\text{AN: } \tau_{\max} = \frac{R_e}{n} = \frac{500 \cdot 10^6}{5} = 100 \cdot 10^6 \text{ N.m}^2 = 100 \text{ MPa}$$

$$\tau = 100 \text{ MPa}$$

d) Diamètre de l'arbre d_a

$$d_a = \sqrt[3]{\frac{16M_t}{\pi \cdot \tau_{\max}}} \quad \mathbf{3-13}$$

AN:

$$d_a = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 280,79}{3,14 \cdot 100 \cdot 10^6}} = 0,0242 \text{ m} = 24,2 \text{ mm}$$

$$d_a = 24,2 \text{ mm}$$

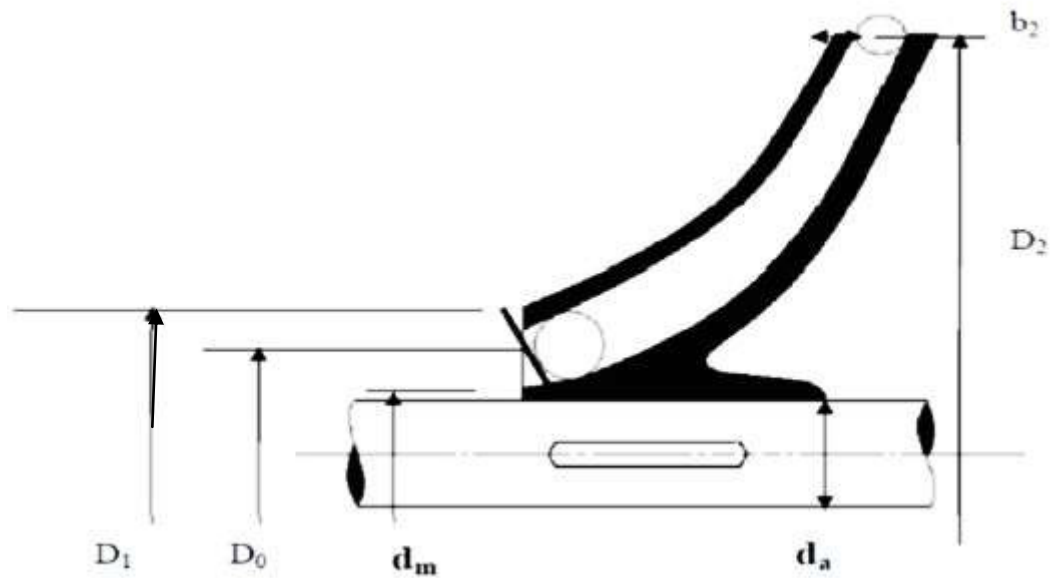


Figure. 3.10 : Coupe de la roue

e) Diamètre du moyeu de la roue d_m

La forme du moyeu dépend principalement du mode d'accouplement de la roue avec l'arbre. On admet généralement dans le cas d'un clavetage libre un d_m :

$$d_m = 1,2 \cdot d_a \quad 3-14$$

D'où :

$$d_m = 1,2 \cdot 24,2 = 29,04 \text{ mm}$$

$$d_m = 29,04 \text{ mm.}$$

$$d_m = 29,04 \text{ mm}$$

3.3.3. Détermination des paramètres du rotor à l'entrée de la roue

a) débit de circulation dans la pompe :

$$Q_c = \frac{Q_v}{\eta_v} \quad \text{en [m}^3/\text{s]} \quad 3-15$$

$$\text{AN:} \quad Q_c = \frac{236}{0,93} = 253,76 \text{ m}^3/\text{h} = 0,06989 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_c = 253,76 \text{ m}^3/\text{h}$$

b) Diamètre maximal de l'arrête d'entrée D_1 :

L'objectif de ce calcul, set de déterminer le diamètre maximale de l'arrête d'entrée, afin de déterminer la section de l'anneau de la roue.[13]

$$D_1 = 2 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{Q_c}{\pi \cdot \omega \cdot \varphi_e}\right)} \quad 3-16$$

Avec :

φ_e : Coefficient de débit de l'œil (adimensionnel)

La valeur du coefficient de débit de l'œil φ_e est approximative :

$$\varphi_e = [0,25 \text{ à } 0,3]$$

AN:

$$D_1' = 2 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{\frac{253,76}{3600}}{3,14 \cdot 303,53 \cdot 0,25}\right)} = 0,132 \text{ m}$$

$$D_1'' = 2 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{\frac{253,76}{3600}}{3,14 \cdot 303,53 \cdot 0,3}\right)} = 0,124 \text{ m}$$

$$D_1 = \frac{D_1' + D_1''}{2} = \frac{0,132 + 0,124}{2} = 0,128 \text{ m} = 128 \text{ mm}$$

$$D_1 = 128 \text{ mm}$$

b) Diamètre moyen de l'arbre d'entrée D_0 :

$$D_{r1}^2 = D_0^2 - d_m^2 \quad 3-17$$

Donc :

$$D_0 = \sqrt{D_{r1}^2 + d_m^2} = \sqrt{0,113^2 + 0,02904^2} = 0,120 \text{ m} = 120 \text{ mm}$$

$$D_0 = 120 \text{ mm}$$

c) Vitesse absolue à l'entrée de la roue :

Les pertes de charge qui se produisent à l'entrée de la pompe, sont dues au frottement fluide d'aubes, cette perte est fonction de la vitesse d'entrée V_0 :

Avec :

$$\Delta H_0 = Cst. \frac{V_0^2}{2g} \quad 3-18$$

ΔH_0 : Les pertes de charge à l'entrée de pompe en [m].

Cst : coefficient déterminé expérimentalement.

V_0 : la vitesse absolue à l'entrée de la pompe en [m/s].

$$V_0 = \frac{4.Q_v}{\pi.(D_0^2 - d_m^2)} \quad 3-19$$

AN:

$$V_0 = \frac{4. \frac{236}{3600}}{3,14.(0,120^2 - 0,02904^2)} = 5,68 \text{ m/s}$$

$$V_0 = 5,68 \text{ m/s}$$

d) Calcul de la largeur de la fente à l'entrée de la roue b_1 :

La hauteur d'aubage à l'entrée de la roue b_1 est calculée avec l'équation suivante:

$$b_1 = \frac{A_1}{\varepsilon_1 \cdot \pi \cdot D_1} \quad 3-20$$

A_1 : Aire latérale à l'entrée de la roue en [m²].

ε_1 : facteur contraction à l'entrée de la roue.

La valeur de contraction ε_1 est approximative :

$$\varepsilon_1 = [0,8 \pm 0,9]$$

L'aire latérale A_1 se trouve ainsi

$$\text{Avec} \quad A_1 = \frac{Q_c}{V_1} \text{ en [m}^2\text{]} \quad 3-21$$

Les vitesses V_1 et V_0 se définissent comme suit:

$$V_1 = 1,05 \cdot V_0 = 1,05 \cdot 5,68 = 5,96 \text{ m/s}$$

$$V_1 = 5,96 \text{ m/s}$$

AN:

$$A_1 = \frac{Q_c}{V_1} = \frac{0,0698}{5,96} = 0,01171 \text{ m}^2$$

$$A_1 = 0,01171 \text{ m}^2$$

AN:

$$b_1' = \frac{0,01171}{0,8 \cdot 3,14 \cdot (0,128)} = 0,03641 \text{ m}$$

$$b_1'' = \frac{0,01171}{0,9 \cdot 3,14 \cdot (0,128)} = 0,0323 \text{ m}$$

$$b_1 = \frac{0,0364 + 0,0323}{2} = 0,03438 \text{ m} = 34,38 \text{ mm}$$

$$b_1 = 34,38 \text{ mm}$$

e) Angle relatif β_{b1} de l'aube à l'entrée de la roue

L'angle d'attaque idéal $\beta_{1,0}$ est corrigé pour obtenir l'angle d'attaque réel β_{b1} , L'angle d'aube à l'entrée $\beta_{b1} = \beta_{1,0} + \delta$

On δ est l'angle d'attaque pour calculer $\delta = (3^\circ \div 8^\circ)$

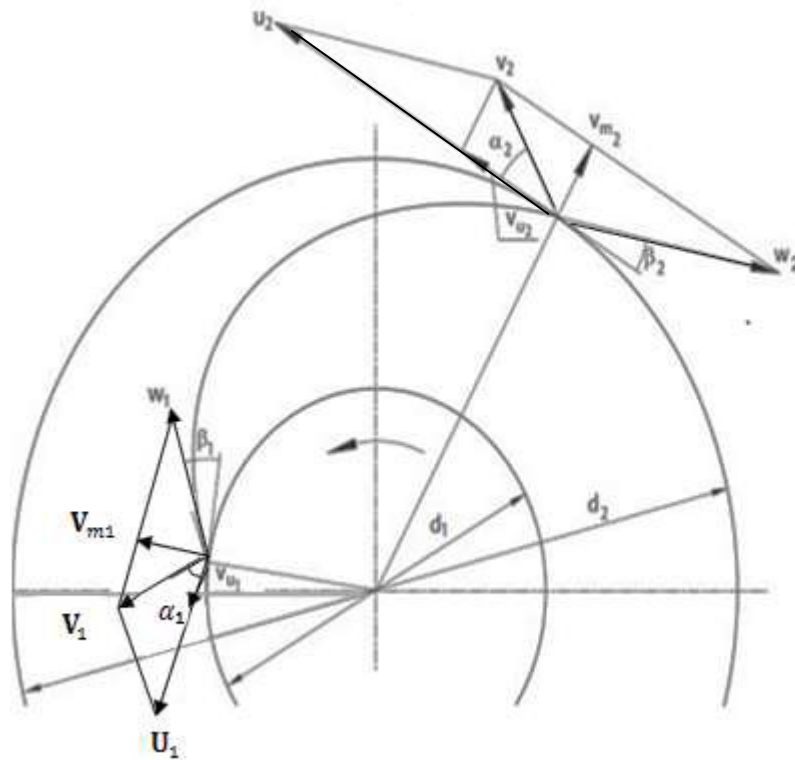


Figure. 3.11 : Triangle des vitesses à l'entrée de la roue.

D'après le triangle de vitesse présenté par la figure en dessus, nous avons :

$$\tan \beta_{1,0} = \frac{V_1}{U_1} \quad 3-22$$

Ou U_1 est la vitesse circonférentielle

$$U_1 = \frac{\pi \cdot N}{30} \cdot \frac{D_1}{2} \quad 3-23$$

AN :

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 2900 \cdot 0,128}{60} = 19,42 \text{ m/s}$$

$$U_1 = 19,42 \text{ m/s}$$

Donc $\tan \beta_{1,0} = \frac{5,96}{19,42} = 0,3069 \quad \beta_{1,0} = 17^\circ$

Dans notre cas on choisi $\delta=5^\circ$ donc : $\beta_{b1} = \beta_{1,0} + 5^\circ = 22^\circ$

$$\beta_{b1} = 22^\circ$$

Cette valeur est bonne car l'analyse du fonctionnement des pompe a montré que le rendement hydraulique est maximal dans le cas $\beta_1 = 20^\circ \div 25^\circ$

3.4. Détermination des paramètres du rotor à la sortie de la roue

a) Diamètre de la roue à la sortie D2 :

Le diamètre de sortie de D_2 s'exprime par la prochaine équation:

$$D_2 = \Delta s \cdot \frac{\sqrt{Q_c}}{(g.H)^{1/4}} \quad 3-24$$

Avec :

Δs : Diamètre spécifique (adimensionnel)

La valeur du diamètre adimensionnel il se détermine à partir du diagramme de Cordier, tel que vu à la figure, et de la **vitesse spécifique adimensionnel** de l'équation :

$$N_d = N \cdot \frac{\sqrt{Q_v}}{(g.H)^{3/4}} \quad 3-25$$

AN: $N_d = 2900 \cdot \frac{\sqrt{0,0698}}{(9,8,61)^{3/4}} = 6,33$

$$N_d = 6,33$$

À partir du diagramme de Cordier : $\Delta s = 1,4$

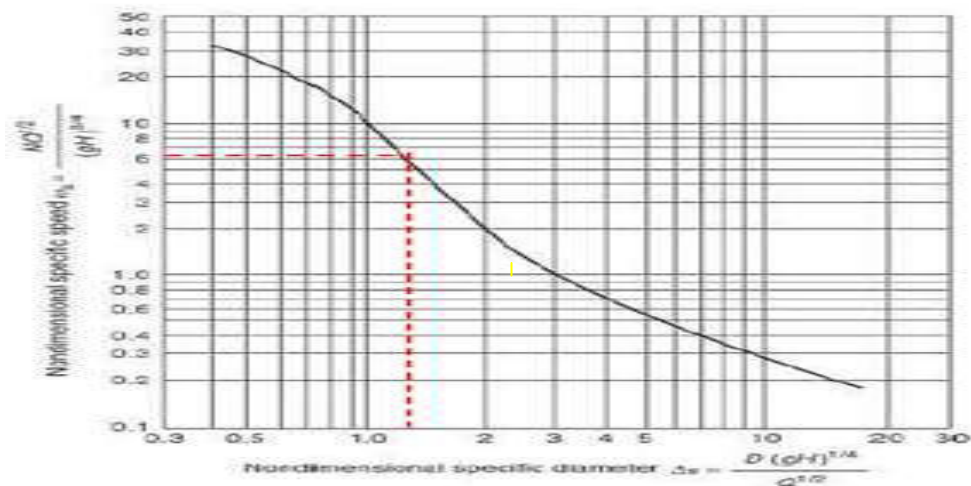


Figure. 3.12 : diagramme de cordier.

AN : $D_2 = 1,4 \cdot \frac{\sqrt{0,0698}}{(9,8,61)^{1/4}} = 0,2365 \text{ m} = 236,5 \text{ mm}$

$D_2 = 236,5 \text{ mm}$

Donc on peut calcul U_2

AN : $U_2 = \frac{\pi \cdot N \cdot D_2}{60} = \frac{3,14 \cdot 2900 \cdot 0,2365}{2} = 35,29 \text{ m/s}$

$U_2 = 35,29 \text{ m/s}$

b) Angle relatif de l'aube à la sortie de la roue :

$$\sin \beta_{b2} = \sin \beta_1 \cdot \frac{w_1}{w_2} \cdot \frac{k_1}{k_2} \cdot \frac{V'_{2m}}{V'_{1m}} \quad 3-26$$

V'_{1m} et V'_{2m} : Composante méridienne à l'entrée et la sortie, avec : $\frac{V'_{2m}}{V'_{1m}} = 0,8$

k_1, k_2 : coefficients de rétrécissement à l'entrée et à la sortie avec $k_1=1,15$ et $k_2=1,1$

Avec : w_1 et w_2 les vitesses relatives

On prendre: $\frac{w_1}{w_2} = 1,1$

AN: $\sin \beta_{b2} = 0,31 \cdot 1,1 \cdot 0,8 \cdot 1,045 = 0,33 \quad \beta_2 = 20^\circ$

$\beta_{b2} = 20^\circ$

c) Nombre d'aube Z :

$$Z = 6,5 \frac{D_1 + D_2}{D_2 - D_1} \cdot \sin \frac{\beta_{b1} + \beta_{b2}}{2} \quad 3-27$$

AN : $Z = 6,5 \frac{236 + 128}{236 - 128} \cdot \sin \frac{22 + 20}{2} = 7,5 \quad Z = 7 \text{ aubes}$

$Z = 7 \text{ aubes}$

f) Largeur de la fente a la sortie b_2 :

La hauteur d'aubage à la sortie de la roue b_2 est calculée avec l'équation suivante:

$$b_2 = \frac{A_2}{\epsilon_2 \cdot \pi \cdot D_2} \quad 3-28$$

Où

ϵ_2 : facteur de contraction à la sortie de la roue.

$$\epsilon_2 = 1 - \left(\frac{Z \cdot e}{\pi \cdot D_2 \cdot \sin \beta_{b2}} \right) \quad 3-29$$

e: épaisseur des aubes de la roue [mm]

e=4 mm

AN:
$$\epsilon_2 = 1 - \left(\frac{7.4}{3,14 \cdot 236 \cdot \sin 20} \right) = 0,88$$



$$\epsilon_2 = 0,88$$

A_2 : aire latérale à la sortie de la roue en [m²]

Avec :
$$A_2 = \frac{Q_v}{V_{2m}} \quad 3-30$$

Où

V_{2m} : vitesse méridionale à la sortie de la roue (m/s)

La vitesse méridionale V_{2m} se calcule comme suit:

$$V_{2m} = \left(U_2 - \left(\frac{g \cdot H}{\mu_s \cdot \eta_h \cdot U_2} \right) \right) \cdot \tan \beta_{b2} \quad 3-31$$

Et

μ_s : Facteur de glissement (adimensionnel)

Le facteur de glissement μ_s est donné par la formule de Stodola :

$$\mu_s = 1 - \left(\frac{\pi \cdot \sin \beta_{b2}}{Z} \right) \quad 3-32$$

AN: $\mu_s = 1 - \left(\frac{3,14 \cdot \sin 20}{7} \right) = 0,84$ **3-33**

$\mu_s = 0,84$

On remplace la valeur de μ_s dans la formule V_{2m}

AN :

$$V_{2m} = \left(35,29 - \left(\frac{9,861}{0,84 \cdot 0,97 \cdot 35,29} \right) \right) \cdot \tan 20 = 4,95 \text{ m/s}$$

$V_{2m} = 4,95 \text{ m/s}$

On remplace la valeur de V_{2m} dans la formule A_2 :

$$A_2 = \frac{Q_v}{V_{2m}} = \frac{\frac{236}{3600}}{4,95} = 0,01313 \text{ m}^2$$

$A_2 = 0,01313 \text{ m}^2$

On remplace la valeur de A_2 dans la formule b_2 :

$$b_2 = \frac{A_2}{\varepsilon_2 \cdot \pi \cdot D_2} = \frac{0,01313}{0,883 \cdot 14 \cdot 0,236} = 0,02013 \text{ m} = 20,13 \text{ mm}$$

$b_2 = 20,13 \text{ mm}$

i) Calcul des vitesses relatives a la sortie de la roue :

$$w_1 = \frac{V_{1m}}{\sin \beta_1} \quad \text{3-34}$$

$$w_2 = \frac{V_{2m}}{\sin \beta_2} \quad \text{3-35}$$

Avec : w_1 et w_2 les vitesses relatives On prend: $\frac{w_1}{w_2} = 1,1$

On remplace la valeur de $V_{2m} = 4,95 \text{ m/s}$ on W_2 :

AN:
$$W_2 = \frac{V_{2m}}{\sin \beta_2} = \frac{4,95}{\sin 20} = 14,47 \text{ m/s}$$

$W_2 = 14,47 \text{ m/s}$

AN:
$$W_1 = 1,1 \cdot W_2 = 15,93 \text{ m/s}$$

$W_1 = 15,93 \text{ m/s}$

Tableau .3.2: Les résultats de calcul.

<u>Paramètres</u>	<u>Valeurs</u>
N_s	34,01 tr/min
D_{r1}	0,113 m
η_h	97%
η_v	93%
$\eta_{méc}$	58,5%
η_g	52,33%
P_a	74,11 KW
P_m	85,23 KW
M_t	280,79 N. m
τ	100 MPa
ω	303,53 rd /s
d_a	0,0242 m
d_m	0,02904 m
Q_c	253,76 m ³ /h
D_1	0,128 m

V_0	5,68 m/s
D_0	0,120 m
b_1	0,03438 m
β_{b1}	22°
U_1	19,42m /s
U_2	35,29 m/s
D_2	0,2365 m
β_2	20 °
Z	7 aubes
V_{2m}	4,95 m/s
b_2	0,02013 m
w_1	15,93 m/s
w_2	14,47 m/s
N_d	6,33
V_1	5,95 m/s
ε_2	0,88
μ_s	0,84
A_2	0,01313 m ²
A_1	0,01171 m ²

3.5. Conclusion

Dans ce chapitre, la description et les caractéristiques de la pompe GRUNDFOS NK 80-250 a été présenté. Après, le calcul hydraulique est effectué pour déterminer les caractéristiques dimensionnelles des différents composants de la pompe.

Chapitre 4 :

Modélisation et simulation numérique

4. Introduction

La simulation numérique des fluides (CFD, Computational Fluid Dynamic) ne cesse d'évoluer pour répondre aux besoins d'un nombre croissant d'industriels qui ont recours à cet outil pour créer de nouveaux produits plus rapidement, plus performants et à moindre coût. ANSYS CFD offre aux ingénieurs un environnement de modélisation fluide à la fois pointu et facilement accessible.

Ce chapitre présentera les différentes étapes suivies afin de tester numériquement la pompe sous différentes configurations, à la recherche d'une amélioration des performances :

La Modélisation de la pompe et Préparation des simulations et paramètres utilisés avec le logiciel CFX.

4.1. Présentation du logiciel CFX

CFX est un logiciel général de simulation numérique d'écoulements en mécanique des fluides et transfert thermique. Ce logiciel permet de mettre en œuvre une simulation numérique complète de la modélisation, de la création géométrique, et la visualisation des résultats, en passant par la création du maillage et le calcul.[16]

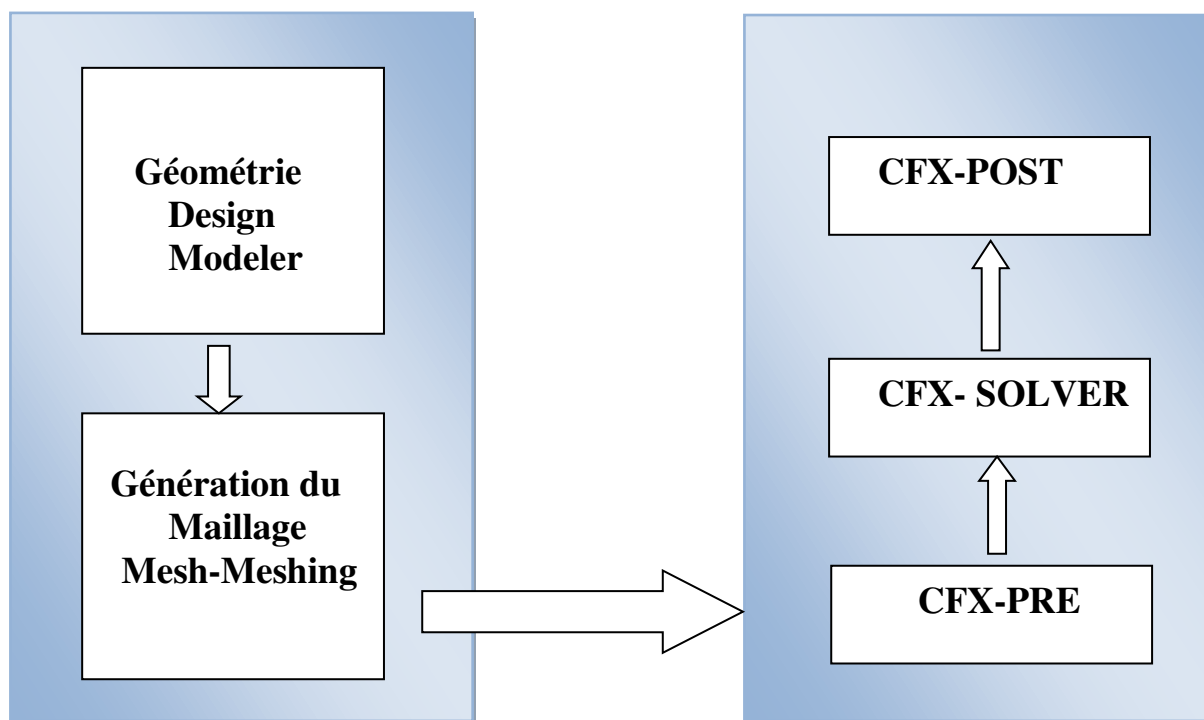


Figure .4.1: Modules principaux de l'ANSYS-CFX

4.2. Modélisation et simulation

Des simulations numériques sont réalisées à l'aide des modèles numériques développés pour étudier l'influence de la forme et de la géométrie de la roue de la de la volute et du diffuseur sur les performances des écoulements de liquide dans la pompe centrifuge dont la hauteur manométrique la puissance et le rendement. Une approche généralisée est proposée pour la détermination des courbes caractéristiques des pompes centrifuges.[12]

Tableau .4.1 : les paramétrés géométriques de la roue.

Diamètre d'entrée D_1 [mm]	128
Diamètre de sortie D_2 [mm]	236
Hauteur d'aubage à la sortie b_2 [mm]	20
Nombre d'aubes Z	7
Angle relatif à l'entrée de la roue $\beta_{b1} [^\circ]$	22
Angle relatif à la sortie de la roue $\beta_{b2} [^\circ]$	20
Epaisseur moyenne des aubes de la roue e[mm]	4
Vitesse de rotation nominale N [tr/min]	2900

Tableau.4.2: Paramètres géométriques de la volute. [GRUNDFOS]

Angle de la volute $[^\circ]$	0	45	90	135	180	225	270	315	360
Rayon de la volute [mm]	165	183,79	207,58	231,38	255,17	278,96	302,76	326,55	350,35

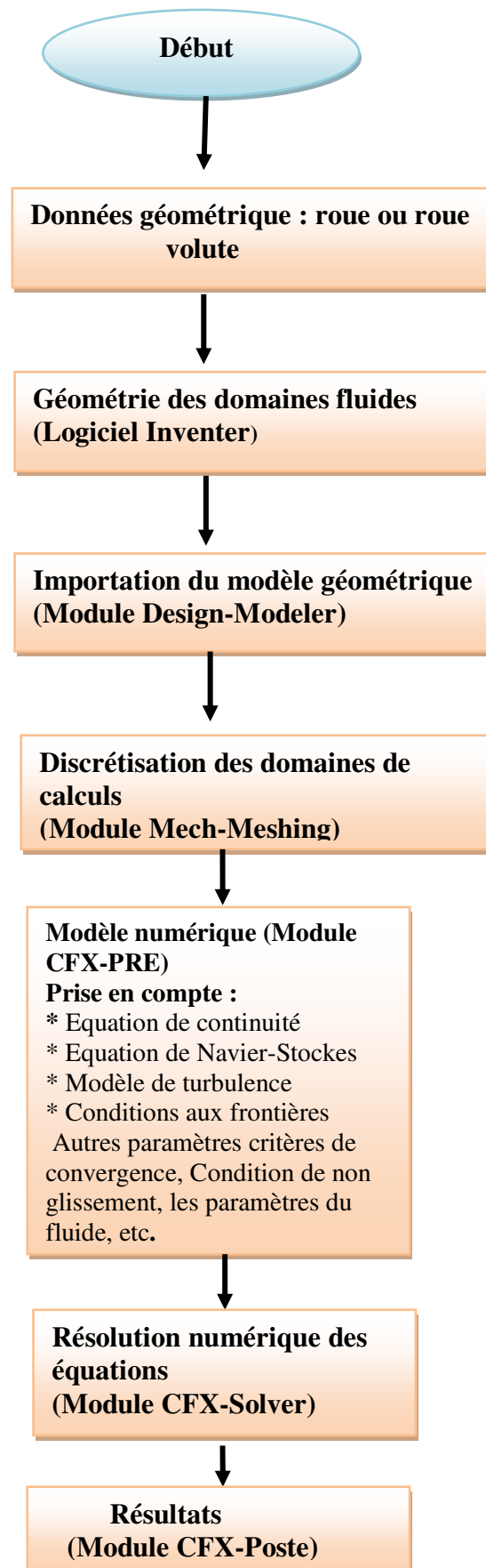


Figure.4.2: Modèle géométrique 3D vers modèle numérique 3D en volume finis et résultats

4.2.1. Module de géométrie Design Modeler

Pour réaliser les simulations numériques à l'aide du code de calcul ANSYS-CFX, les domaines du fluide de la roue, de l'ensemble roue-volute ont été d'abord modélisés géométriquement au moyen du logiciel Inventor.

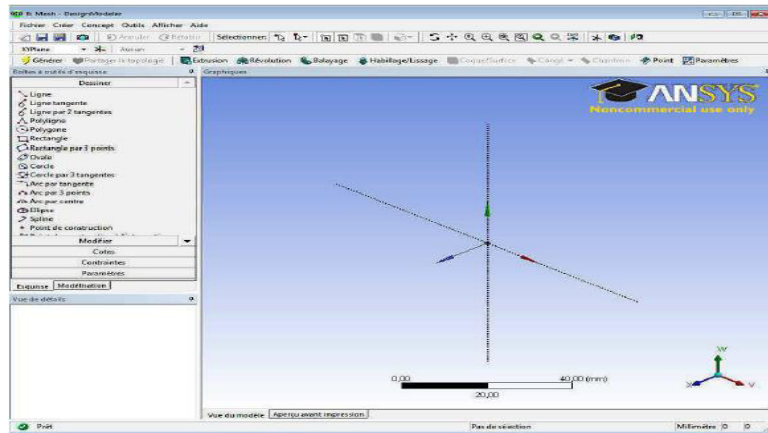


Figure 4.3: Module Design Modeler.

4.2.2. Module Mesh-Meshing de génération de maillage

Ensuite, les modèles géométriques obtenus ont été transférés vers le module **Design Modeler**. Ils sont exportés vers le module **Mesh-Meshing** par réaliser le maillage. La figure 4.4 Représente le maillage (roue –volute)

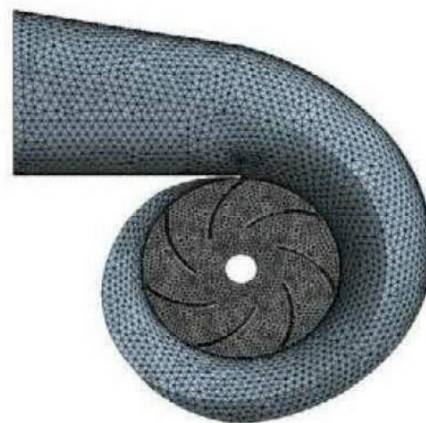
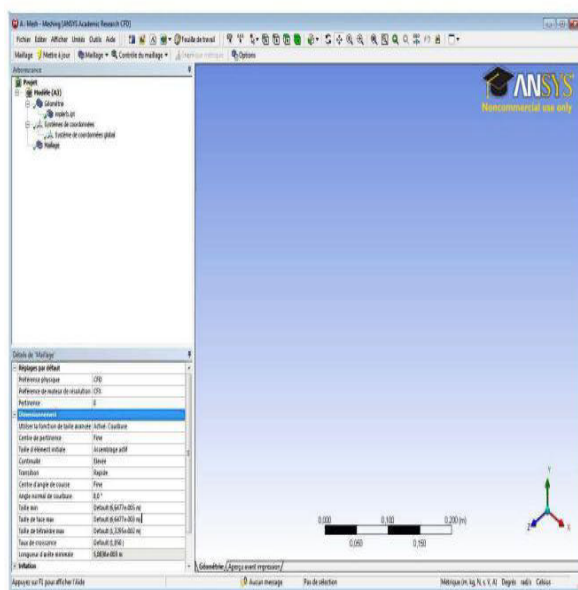


Figure 4.4: Roue-Volute maillés au moyen du module Mesh-Meshing.

4.2.3. Le Module CFX-Pre

Modèle numérique (Module CFX-PRE)

Prise en compte :

- Equation de continuité et équation de Navier-Stokes
- Modèle de turbulence
- Conditions aux frontières

Autres paramètres critères de convergence, Condition de non glissement, les paramètres du fluide, etc.[12]

A été utilisé pour spécifier **les conditions aux frontières** indiquées dans les **tableau 4.3** et **4.4** d'autres paramètres des simulations, tels que **le modèle de turbulence k- ϵ** , le critère de convergence et l'interface entre deux surfaces qui représentent le jeu entre la roue et la volute .

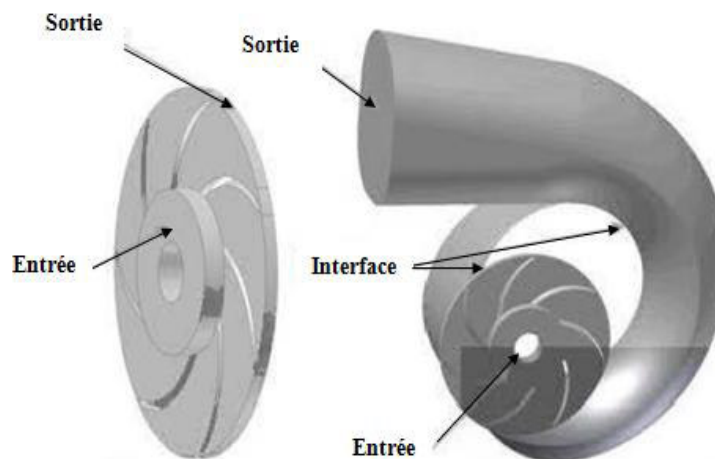


Figure .4.5: Spécification des domaines d'entrée, de sortie et d'interface.

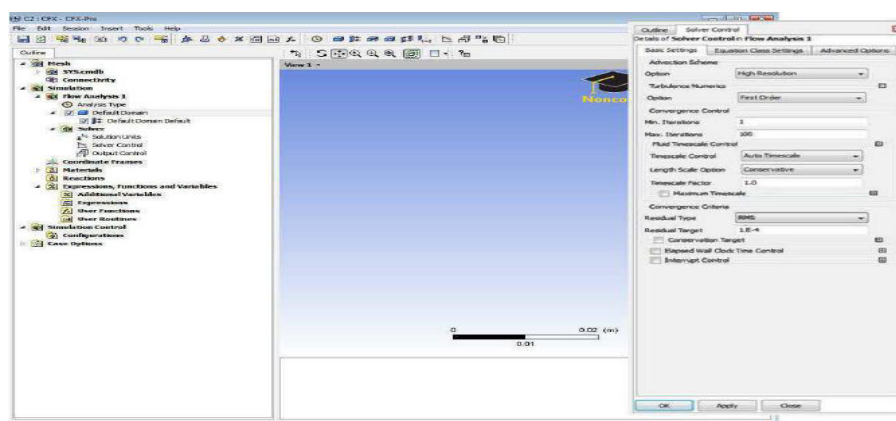


Figure.4.6 : Le Module CFX-Pre

Pour ce faire le fluide considéré dans l'étude est l'eau. Le tableau 4.3 résume les propriétés pertinentes de l'eau.

Tableau. 4.3 : Propriétés de l'eau à 25°C

Densité [kg/m ³]	Masse molaire [kg/kmol]	Coefficient de dilatation thermique [K ⁻¹]	Viscosité cinématique [m ² /s]
997	18,02	2,57.10 ⁻⁴	0,884. 10 ⁻⁶

Tableau.4.4 : Condition aux frontières

Entrée de la roue	pression statique
Sortie de la roue	débit massique
Au niveau des parois	Condition de non glissement

4.2.3.1. Equation de continuité et équation dynamique (Navier-Stokes)

Les formes différentielles de l'équation de continuité et l'équation de conservation des quantités de mouvement peuvent être obtenues à partir des relations intégrales sur un volume de contrôle et par l'application du théorème de la divergence. Si le fluide considéré est newtonien et la pesanteur est la seule force de volume agissant sur le domaine considéré.

Les équations régissant l'écoulement peuvent être exprimées ainsi:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{V}) = 0 \quad 4-1$$

$$\rho \frac{D\mathbf{V}}{Dt} = \rho \left[\underbrace{\left(\mathbf{V} \cdot \nabla \right)}_{(2)} \cdot \underbrace{\mathbf{V}}_{(3)} + \underbrace{\frac{\partial \mathbf{V}}{\partial t}}_{(4)} \right] = \underbrace{-\nabla p}_{(4)} + \underbrace{\rho \mathbf{g}}_{(5)} + \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left\{ \frac{\partial V_i}{\partial x_j} + \frac{\partial V_j}{\partial x_i} \right\} \right]}_{(6)} + \underbrace{\delta_{ij} \lambda \operatorname{div} \mathbf{V}}_{(7)} \quad 4-2$$

Les termes 1, 2, et 3 de l'équation I.2 représentent l'accélération totale, convective, et locale. Le terme 4 représente la force de pression, le terme 5 la force de la pesanteur, les termes 6 et 7 les effets visqueux, où normalement la viscosité de dilatation est considérée comme nulle (c'est-à-dire $\lambda = -\frac{2}{3}\mu$ d'après l'hypothèse de Stokes). Une discussion détaillée des termes visqueux peut être trouvée dans les travaux de White. Pour les écoulements laminaires incompressibles, la densité et la viscosité sont supposées constantes dans les équations 4-1 et 4-2. Ces équations représentent un ensemble complet de quatre équations pour quatre inconnues, à savoir, la pression et les trois composantes de la vitesse. Pour des écoulements non visqueux, les deux derniers termes dans l'équation 4.2 sont nuls. Dans la plupart des écoulements internes, le cinquième terme de l'équation 4.2, ρg , est négligé.

4.2.3.2. Le modèle de turbulence k- ε

Le modèle **k- ε** est un modèle semi-empirique, développé par **Launder** et **Spalding**.

Il comporte deux équations :

$$\nabla(\rho U k) = \nabla \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \nabla k \right) + p_k - \rho \varepsilon \quad 4-3$$

$$p_k = \mu_t \nabla U (\nabla U + \nabla U^T) - \frac{2}{3} \nabla U (3 \mu_t \nabla U + \rho k) + p_{kb} \quad 4-4$$

Le modèle k- ε comporte deux équations de transport l'une pour l'énergie cinétique turbulente **k**, et l'autre pour le taux de sa dissipation **ε** . Ce modèle fait intervenir le concept de la viscosité turbulente **μ_t** qui peut s'exprimer comme suit :

$$\mu_t = C_\mu \cdot \rho \cdot \theta \cdot l = C_\mu \cdot \rho \cdot \frac{k^2}{\varepsilon} \quad 4-5$$

Avec

$$C_\mu = 0.09$$

Et :

$$\theta = k^{1/2} \quad 4-6$$

Et

$$l = \frac{k^{3/2}}{\varepsilon} \quad 4-7$$

4.2.3.3 .Hypothèses

Afin de simplifier les équations de continuité et de Navier-Stokes les hypothèses suivantes seront prises en compte :

- L'écoulement du liquide est considéré comme stationnaire : ses composantes sont indépendantes de la variable temps $\frac{\partial}{\partial t} = 0$
- Le fluide considéré est newtonien : la viscosité est indépendante du taux de cisaillement.
- Le fluide est incompressible.
- L'équation de conservation d'énergie n'est pas prise en compte dans le présent travail.[13]

4.2.3.4. Résolutions des équations

Nous avons adopté, pour la résolution de notre système d'équations couplées, qui gouvernent l'écoulement dans une roue à aubes de pompe centrifuge, et qui satisfait les conditions aux limites retenues, par la méthode des **volumes finis**, qui est basée sur une approche numérique dite méthode couplée, dans cette dernière les équations de continuité, de quantité de mouvement, d'énergie et de transport sont résolues simultanément. Les autres équations aux grandeurs scalaires sont résolues d'une manière séquentielle.[12]

La non-linéarité des équations gouvernantes impose plusieurs itérations pour l'obtention de la convergence des calculs. Chaque itération est constituée des étapes de calcul énumérées ci dessous:

- Initialisation des propriétés physiques.
- Les équations de continuité, de quantité de mouvement et de l'énergie sont résolues simultanément.
- Résolution des équations de transport.
- Vérification de la convergence de la solution.

4.2.4. Module CFX-Solver

Il permet de résoudre les équations d'hydrodynamique modélisant un problème physique. Toutes les spécifications du problème produites dans le module CFX-Pre sont prises en compte par le module CFX Solver pour un nombre d'itération bien défini. Le module CFX-Solver utilise le CFX-Solver Manager qui permet de gérer la tâche CFD tel que montré à la figure. [12]

Ces fonctions principales sont les suivantes :

- indiquer les données d'entrée.
- lancer ou arrêter la simulation.
- surveiller la progression de la solution.

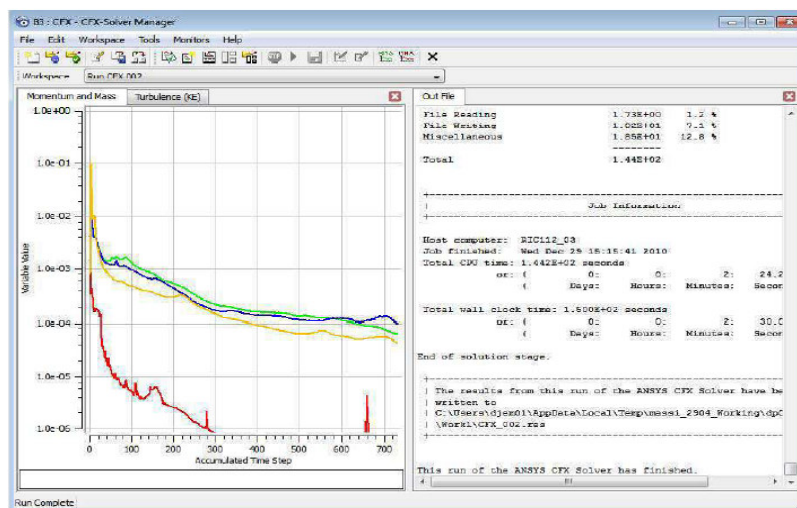


Figure 4.7: Module CFX- Solver Manager.

4.2.5. Module CFX-Post

Ce module permet de visualiser les différents résultats obtenus par le CFX-Solver. Il dispose d'outils graphiques très puissants permettant la présentation et l'analyse des résultats en forme de:

- lignes de courant, champ de vitesse, de pression ...
- visualiser différents paramètres définis par l'utilisateur.
- exporter les résultats en différents formats, pour tracer l'évolution des variables avec d'autres logiciels graphiques tels qu'Origine ou Teeplot.

- déterminer d'autre paramètre comme la puissance, le rendement, la force et autre en utilisant le module calculators.

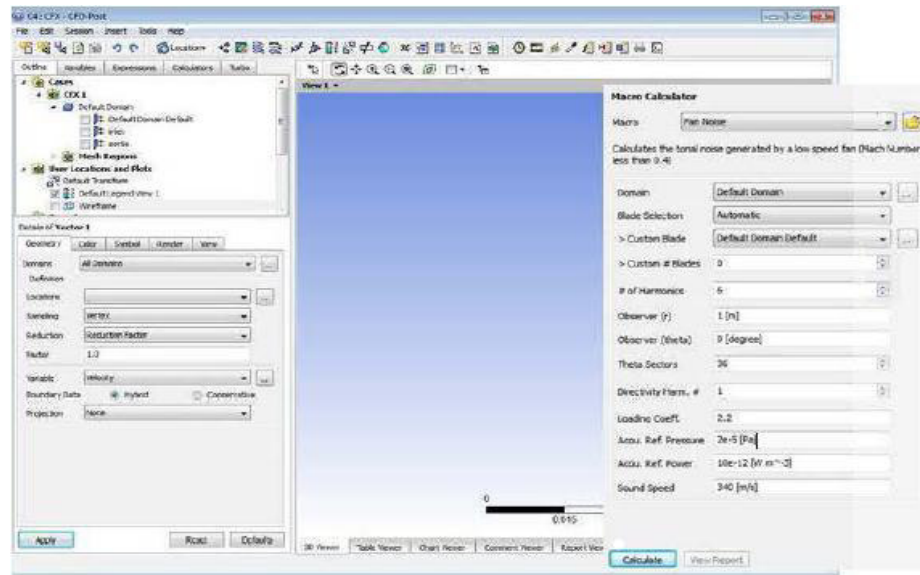


Figure. 4.8: Module CFX-Post

Tableau. 4.5 : les cas étudiés.

	Cas étudié
Hauteur d'aubage à la sortie b_2	$b_2=12\text{mm}$
	$b_2=20\text{mm}$
	$b_2=24\text{mm}$
Épaisseur des aubes de la roue e	$e = 4 \text{ mm}$
	$e=10 \text{ mm}$
	$e=15 \text{ mm}$
Angle relatif à la sortie de la roue $\beta_{b2} [^\circ]$	$\beta_{b2} = 9^\circ$
	$\beta_{b2} = 20^\circ$
	$\beta_{b2} = 60^\circ$
Nombre d'aube de la roue dans la volute Z	$Z=5$
	$Z=7$
	$Z=9$
Diamètre de la roue dans la volute D_2	$D_2=236\text{mm}$
	$D_2=320\text{mm}$

4.3. Conclusion

Les données géométrique de la roue et de l'ensemble roue volute ont été basées sur une pompe centrifuge existante (NK 80-250) et la théorie des turbomachines. Les modèles numériques de la roue, de l'ensemble roue-volute et ont été développés à l'aide du logiciel ANSYS-CFX à partir des modèles géométriques de ces derniers. A cet effet, le logiciel inventor a été utilisé pour modéliser géométriquement les domaines du fluide dans la roue et l'ensemble roue-volute. Ensuite les modèles géométriques obtenus ont été maillés au moyen du module Mesh-Meshing pour obtenir les modèles 3D en volumes finis en passant par le module Design Modeler.

La prise en compte des équations de continuités, des équations de Navier-Stokes, du modèle de turbulence K-s, des conditions aux frontières et les interfaces entre les surfaces pour obtenir les modèles numériques a été faite en utilisant le module CFX-PRE.

Les modèles numériques ont été résolus à l'aide du module CFX-Solver et les résultats des simulations sont obtenus dans le module CFX-Post.

Chapitre 5 :

Résultats et discussion

Introduction

Afin d'identifier et de prédire les paramètres qui améliorent les performances d'une pompe centrifuge, huit cas ont été analysés en variant les différents paramètres :

- Hauteur d'aubage à la sortie b_2 .
- Épaisseur des aubes de la roue e .
- Angle relatif à la sortie de la roue β_{b2}
- Nombre d'aube de la roue dans une volute Z .
- Diamètre de la roue dans une volute D_2 .

Dans ce chapitre, les résultats des simulations numériques effectués sont présentés.

5.1. Effet de variation de la hauteur des aubes à la sortie de la roue b_2

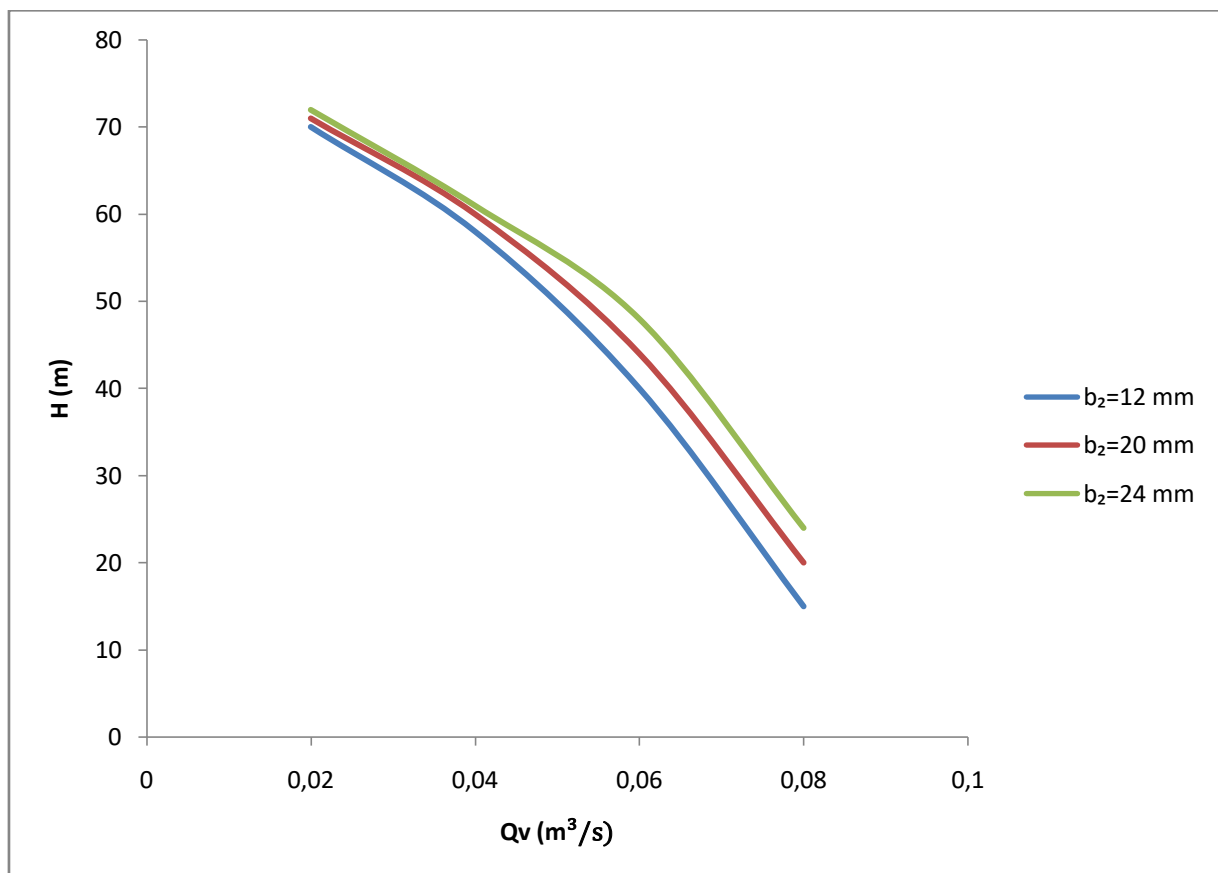


Figure .5.1: Hauteur manométrique en fonction du débit (pour différentes hauteur d'aubage)

Pour analyser l'effet de variation de la hauteur des aubes à la sortie de la roue, les valeurs de 12 mm, 20 mm et 24 mm ont été sélectionnées. Les autres paramètres de la roue sont maintenus constants. La Figure 5.1 représente les courbes de la hauteur manométrique en fonction du débit volumique. Dans cette figure, il est à remarquer que la hauteur manométrique diminue avec l'accroissement de débit volumique. Ceci peut être justifié du fait de l'augmentation des pertes de charge qui est due à l'augmentation de la vitesse d'écoulement.

De plus, l'augmentation de la hauteur d'aube de la roue entraîne une augmentation de la hauteur manométrique. Ceci s'explique par l'agrandissement de la section qui provoque une diminution des pertes de charge.

Les courbes correspondantes à la puissance en fonction du débit volumique sont représentées par la Figure 5.2. Il est aperçu de cette figure un accroissement de la puissance en augmentant le débit volumique. Ceci est dû aussi au fait de l'augmentation des pertes de charge qui provoque une augmentation du couple puisque l'effort à transmettre pour la rotation de la roue est plus élevé. Il est observé aussi que la puissance augmente avec l'accroissement de la largeur des aubes, ceci est dû à l'élévation de l'effort en rotation appliqué à l'axe de la roue (couple).

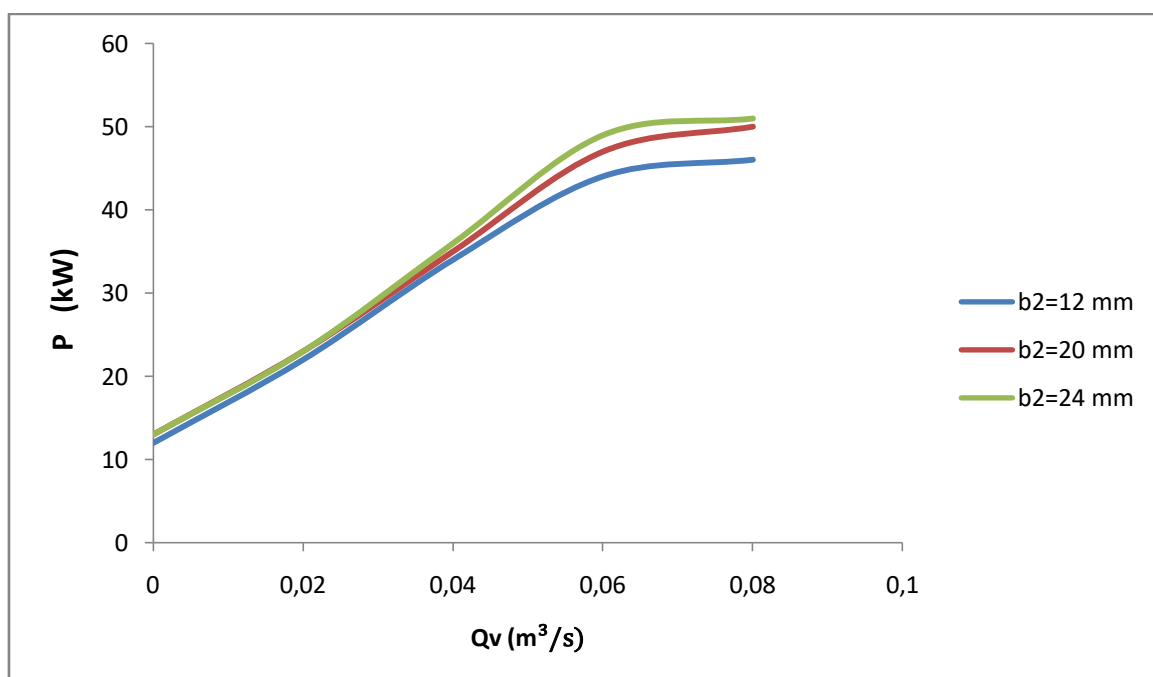


Figure 5.2: Puissance en fonction du débit (pour différente hauteur d'aubage)

L'intérêt de cette solution est évident, en diminuant la hauteur d' aubage, puissance est réduite de presque 20% avec un gain de 6.6kW ($Q= 0,056 \text{ m}^3/\text{s}$).

Les courbes correspondantes du rendement global en fonction du débit sont représentées à la **Figure 5.3**, il en ressort de cette figure qu'à grand débit le rendement diminue en réduisant la hauteur des aubes.

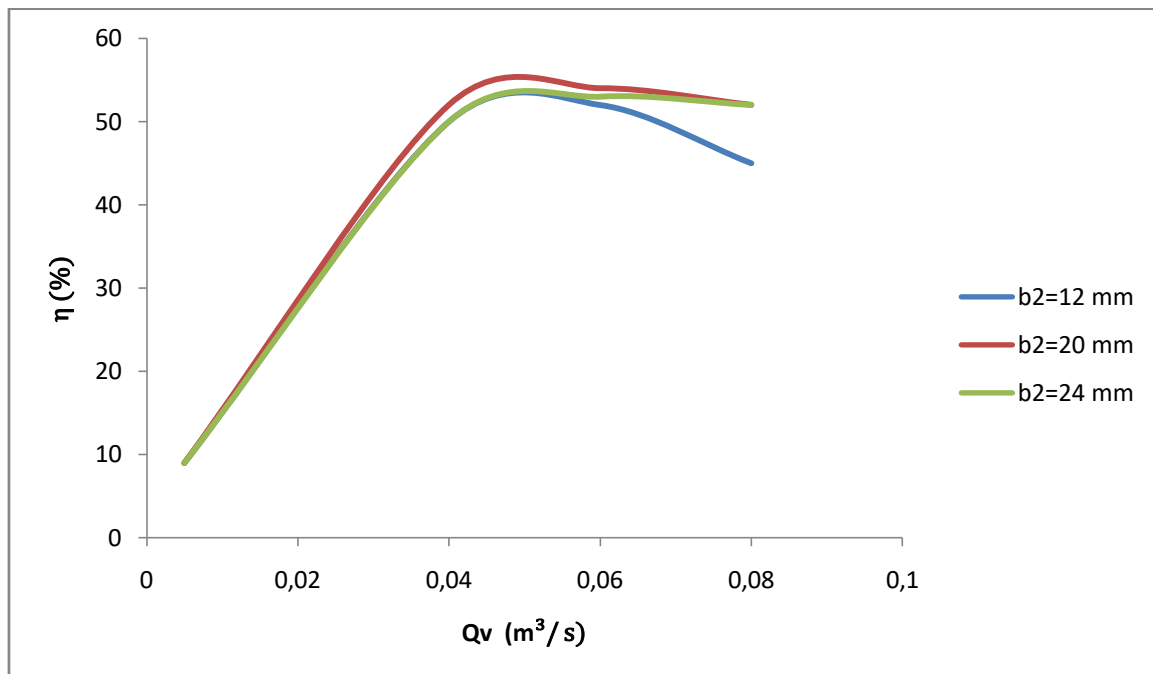


Figure 5.3 : Rendement en fonction du débit (pour différente hauteur d'aubage)

En outre, la Figure 5.4 montre le contour de la pression statique obtenue pour un débit de $0.065 \text{ m}^3/\text{s}$. Dans cette figure, la conversion de la pression dynamique produite par la rotation de la roue en pression statique est mise en évidence. Il est clairement constaté que le maximum de la pression est atteint à la sortie de la roue. Aussi il est aperçu que

l'augmentation de la hauteur d' aubage b_2 entraîne une augmentation de la différence de pression entre l'entrée et la sortie de la roue.

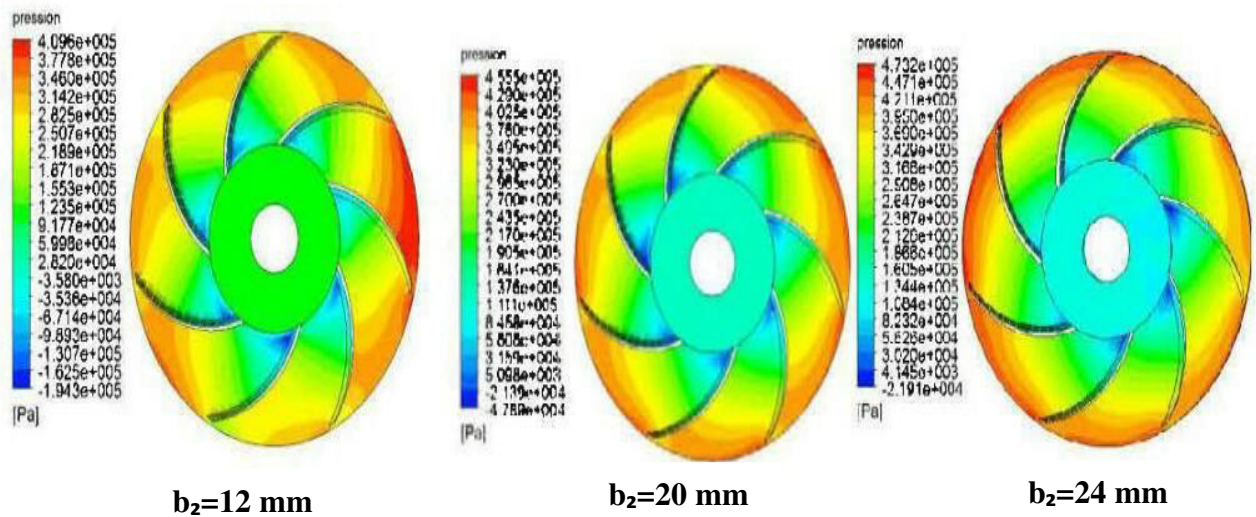


Figure 5.4: Contour de pression statique pour un débit de $0.065 \text{ m}^3/\text{s}$ (pour différentes hauteurs d'aubage)

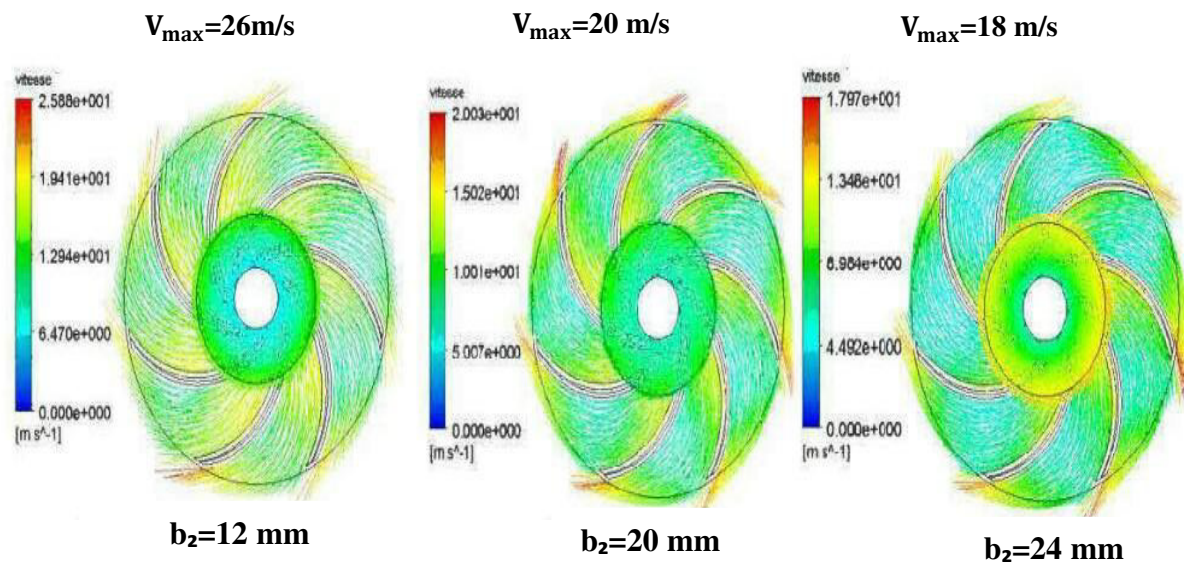


Figure 5.5: champ de vitesse d'écoulement pour un débit de $0.065 \text{ m}^3/\text{s}$ (pour différente hauteur d'aubage)

La Figure 5.5 représente les vecteurs de vitesse d'écoulement. La figure montre clairement la diminution de la vitesse d'écoulement à la sortie de la roue avec l'augmentation de la hauteur d'aubage.

5.2. Effet de variation de l'épaisseur des aubese

Pour analyser l'effet de variation d'épaisseur des aubes de la roue sur la hauteurmanométrique la puissance et le rendement, les épaisseurs de 4mm, 10 mm et 15 mmont été sélectionnées, les autres paramètres de la roue sont maintenus constants. La figure 5.5 montre la variation de la hauteur manométrique en fonction du débitvolumique. Il est aperçu de cette figure que la hauteur manométrique augmente endiminuant l'épaisseur des aubes. Ceci est dû à l'augmentation de la section qui provoquediminution des pertes de charge.

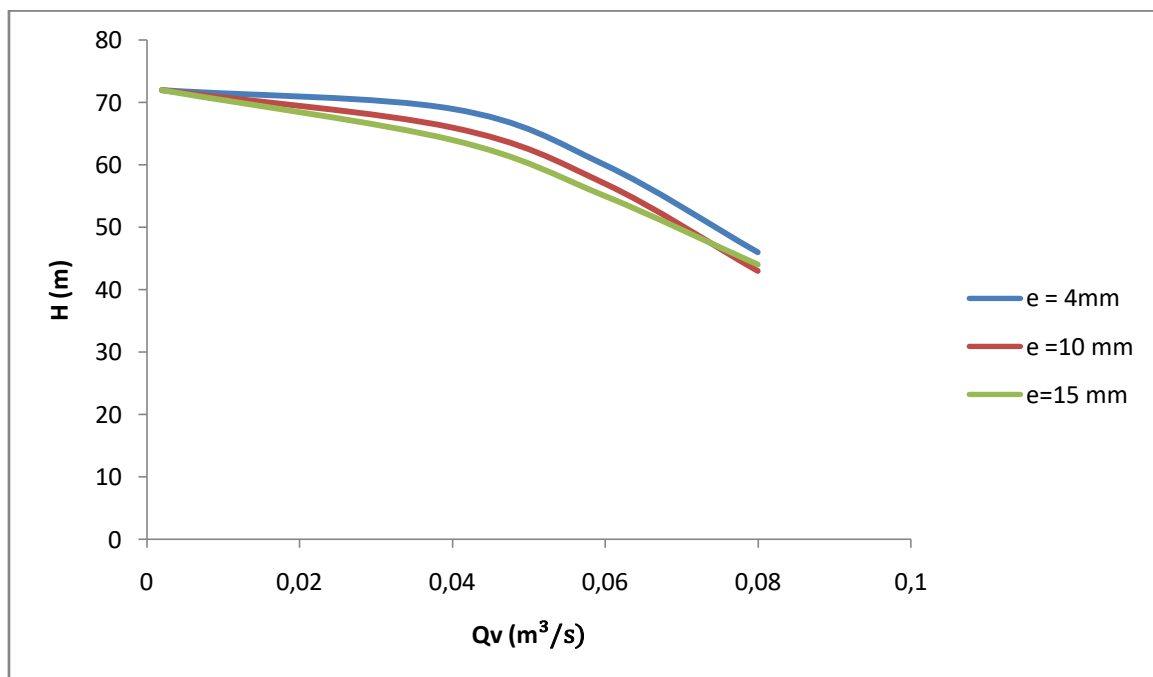


Figure 5.6: Hauteur manométrique en fonction du débit(pour différente d'épaisseur)

La courbe de puissance est représentée par la Figure 5.7. Il est observé de cette figure un accroissement de la puissance en diminuant l'épaisseur des aubes. Ceci s'explique aussi par ladiminution des pertes de charge qui rend l'effort à transmettre pour la rotation de la roue plus important (couple plus important).

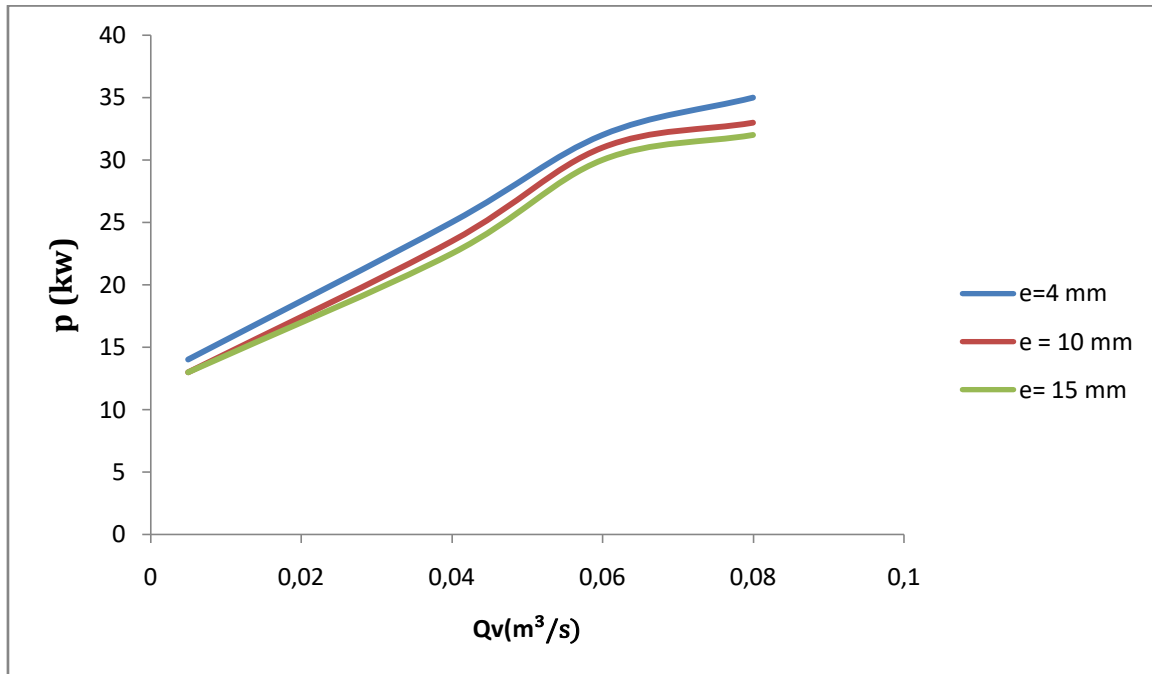


Figure 5.7: Puissance en fonction du débit (pour différente d'épaisseur)

Les courbes correspondantes des rendements sont représentées à la figure 5.8. Il en ressort qu'à faible débit il y'en a pas de grand changement, par contre à débit élevé, le rendement augmente en diminuant l'épaisseur des aubes de la roue.

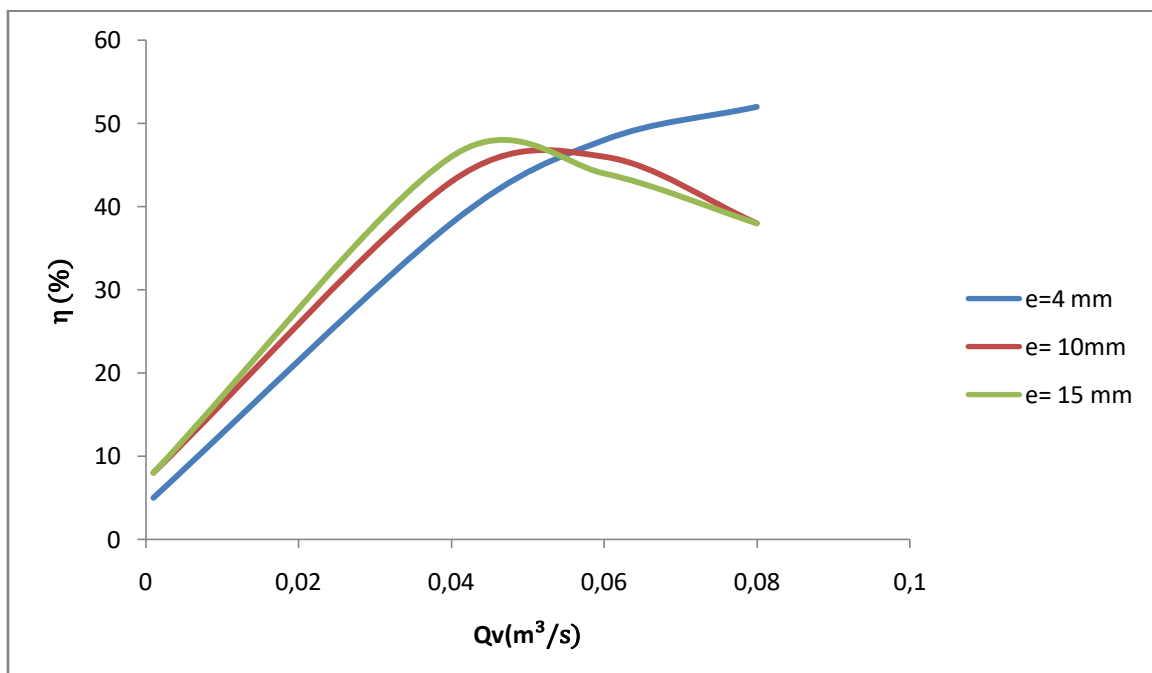


Figure 5.8: Rendement en fonction du débit (pour différente d'épaisseur)

Les Figures 5.9 et 5.10 confrontent respectivement l'évolution de contour de pression et des vecteurs de vitesse pour les trois variations d'épaisseur d'aubes pour un débit de $0.065 \text{ m}^3/\text{s}$. Les figures montrent clairement la diminution de pression et l'accroissement de la vitesse d'écoulement avec l'augmentation de l'épaisseur des aubes de la roue.

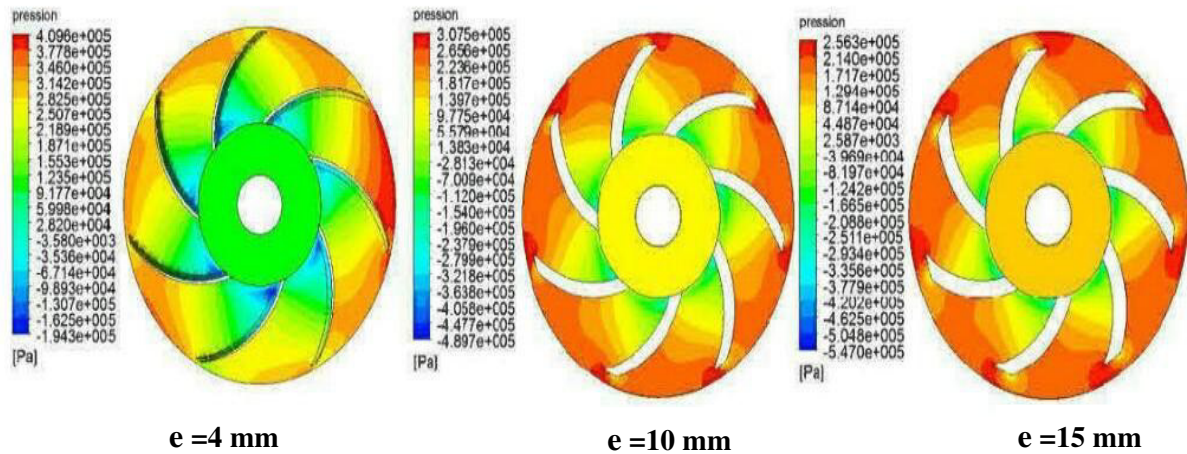


Figure 5.9: Contour de pression statique pour un débit de $0.065 \text{ m}^3/\text{s}$ (pour différente d'épaisseur)

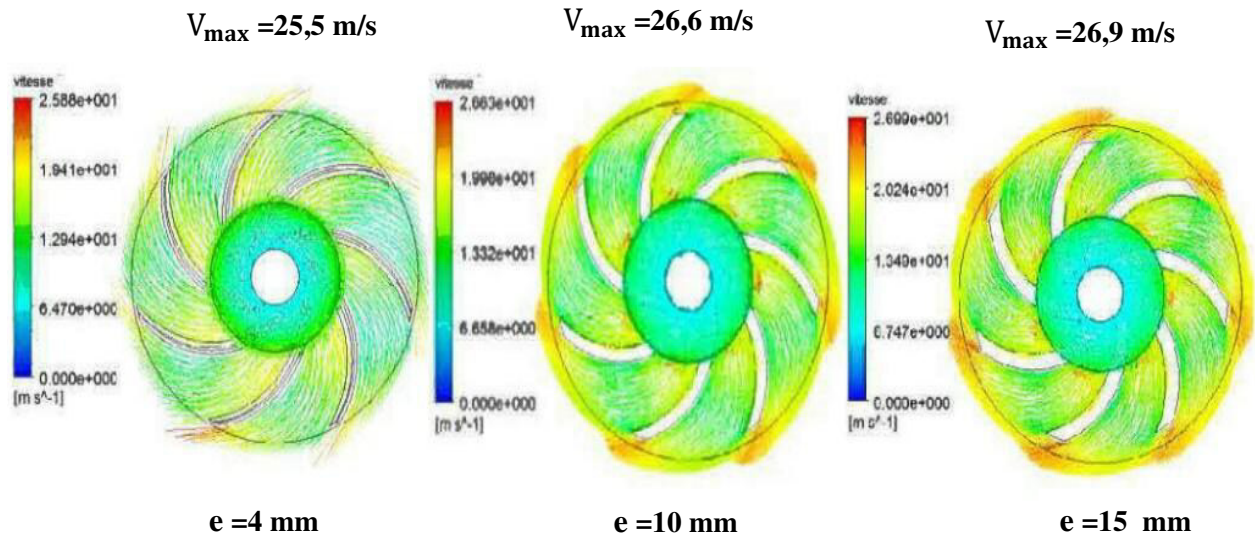


Figure 5.10: Champ de vitesse d'écoulement pour un débit de $0.065 \text{ m}^3/\text{s}$ (pour différente d'épaisseur)

5.3. Effet de variation de l'angle relative à la sortie de la roue β_{b2}

L'effet de variation des angles d'aubes à la sortie de la roue sur la hauteur manométrique, la puissance et le rendement a été analysé avec trois angles différents 9° , 20° et 60° en maintenant les autres paramètres de la roue constants.

Les Figures 5.11 et 5.12 montrent la variation de la hauteur manométrique et de la puissance en fonction du débit volumique. De ces figures, à été constaté qu' en augmentant les angles relative sortie de la roue, la hauteur et la puissance augmenter à cause de l'effet de la section et du couple comme expliqué précédemment dans le cas de variation d'épaisseur d'aubes.

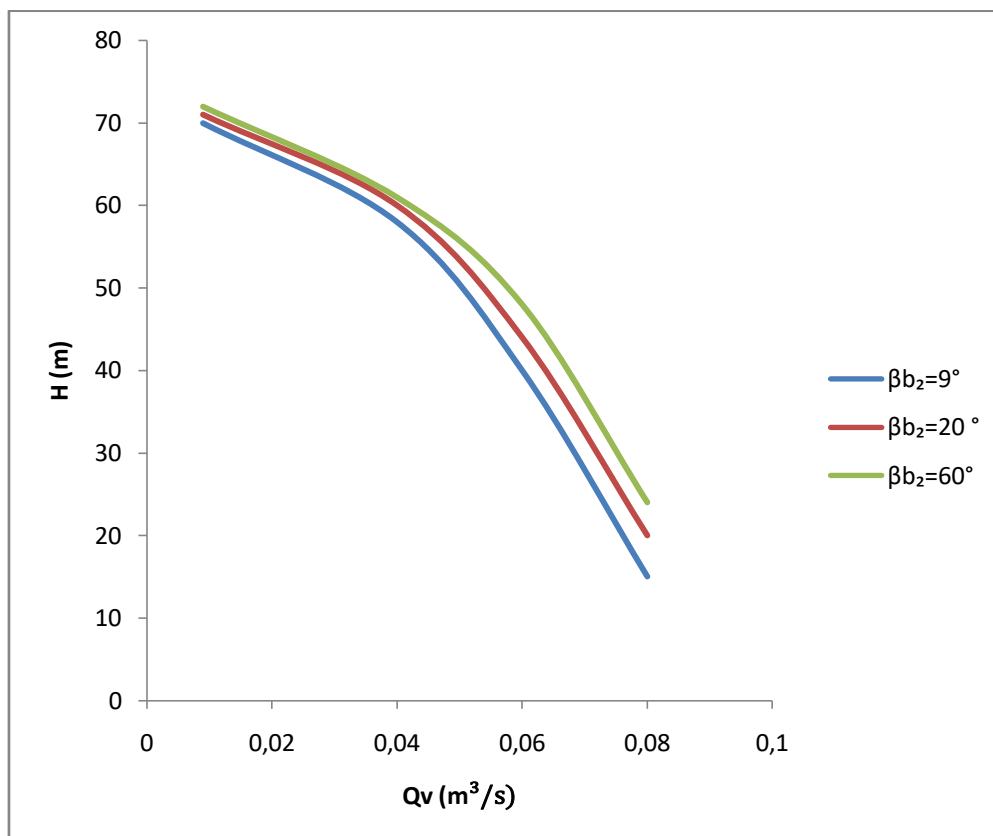


Figure 5.11: Hauteur manométrique en fonction du débit (pour différente d'angle relative à la sortie de la roue)

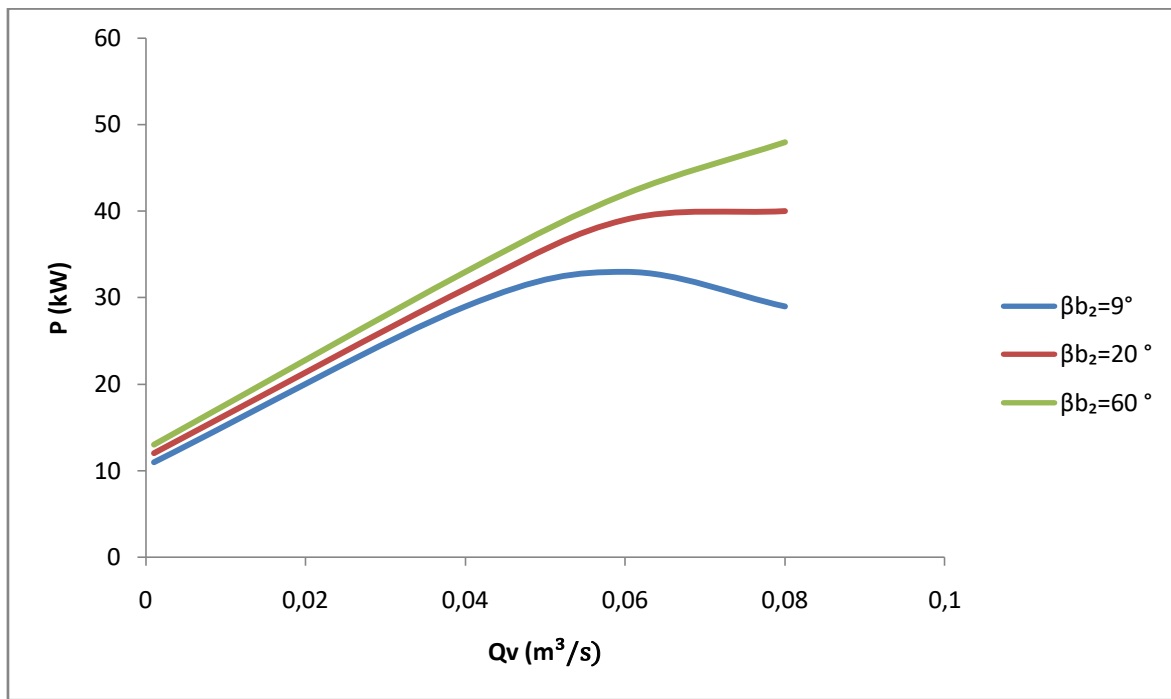


Figure 5.12: Puissance en fonction du débit (pour différents angles relatifs à la sortie de la roue)

En diminuant l'angle à la sortie de la roue de 60° à 20° , la puissance se réduit de presque 10 kW. Il a été constaté aussi qu'il y aura un gain de puissance en passant de 20° à 9° .

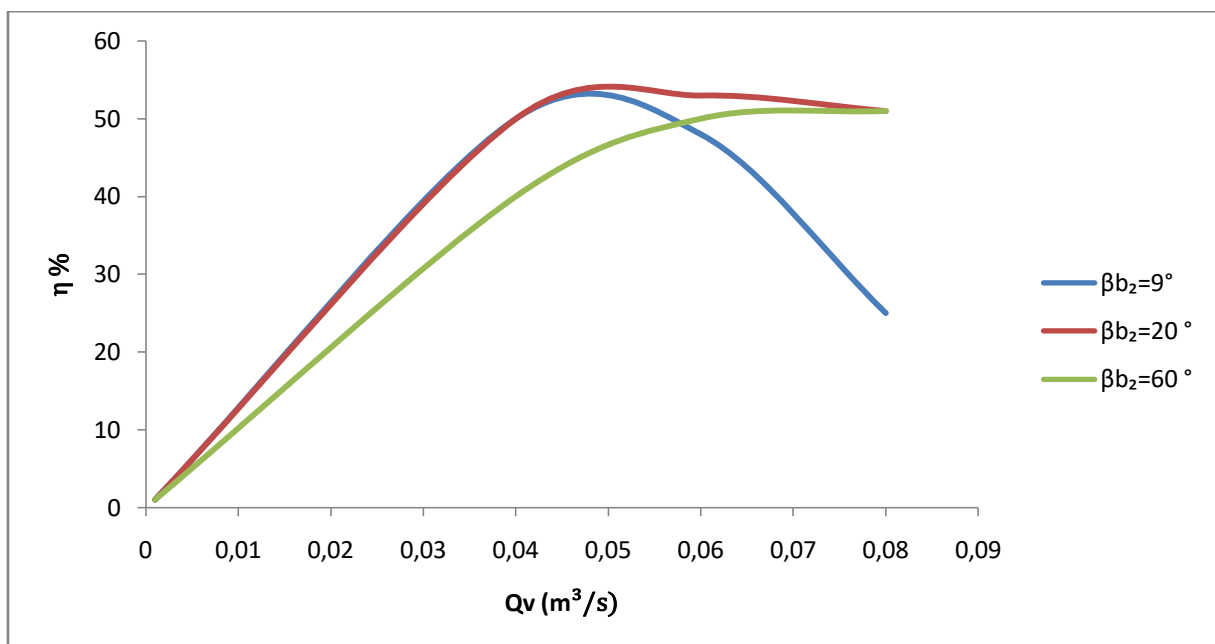
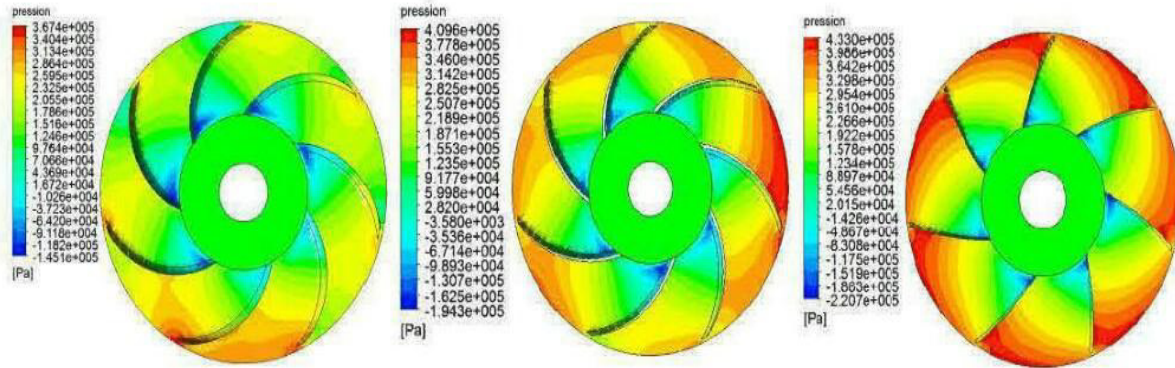


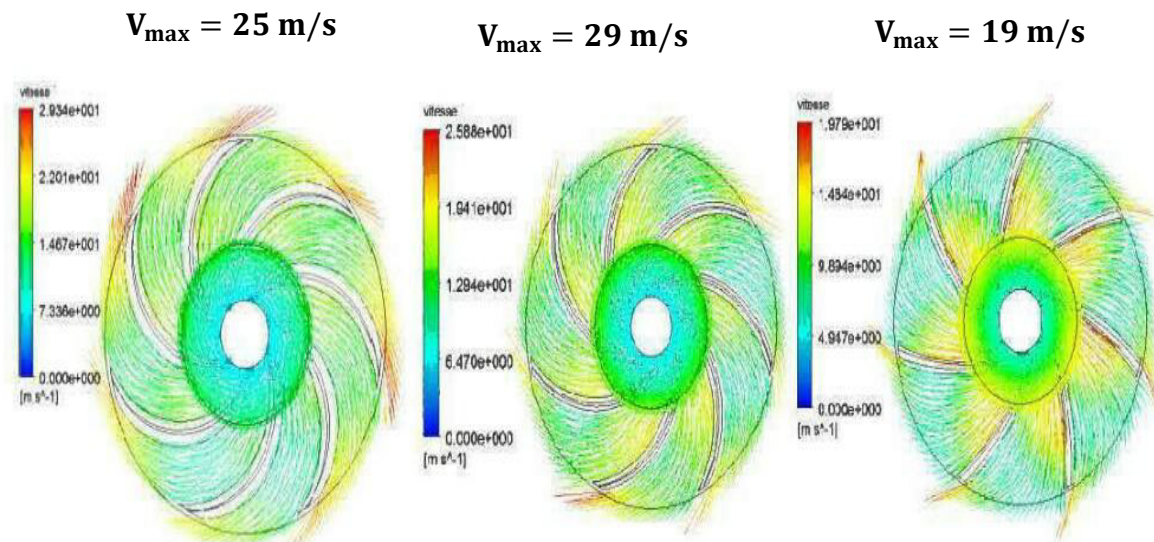
Figure 5.13: Rendement en fonction du débit (pour différents angles relatifs à la sortie de la roue).

Les Figures 5.14 et 5.15 confrontent l'évolution des contours de pression et des vecteurs de vitesse pour les trois variations d'angles de sortie. Il a été nettement observé un accroissement de pression et une diminution de vitesse à la sortie de la roue avec l'élévation des angles de sortie des aubes.



$$\beta_{b2} = 9^\circ \beta_{b2} = 20^\circ \beta_{b2} = 60^\circ$$

Figure 5.14: Contours de pression statique pour un débit de 0.065m³/s (Pour différente d'angle relative à la sortie de la roue)



$$\beta_{b2} = 9^\circ \beta_{b2} = 20^\circ \beta_{b2} = 60^\circ$$

Figure 5.15: champ de vitesse d'écoulement pour un débit de 0.065m³/s (pour différente d'angle relative à la sortie de la roue)

5.4. Effet de variation de nombre d'aubes de la roue dans une volute Z

Pour examiner l'effet de variation de nombre d'aubes de la roue dans une volute sur la hauteur manométrique, la puissance et le rendement, l'étude a été réalisée avec trois cas différents (5 aubes, 7 aubes et 9 aubes) en gardant les autres paramètres de la roue et la volute constants.

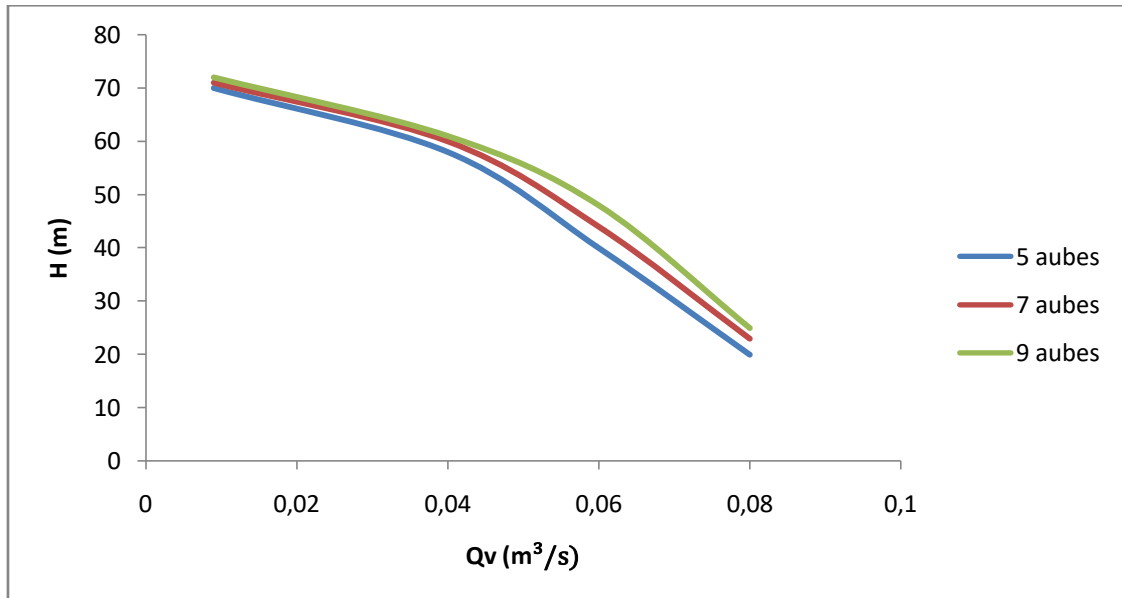


Figure 5.16: Hauteur manométrique en fonction du débit (différente de nombre d'aubes de la roue dans une volute)

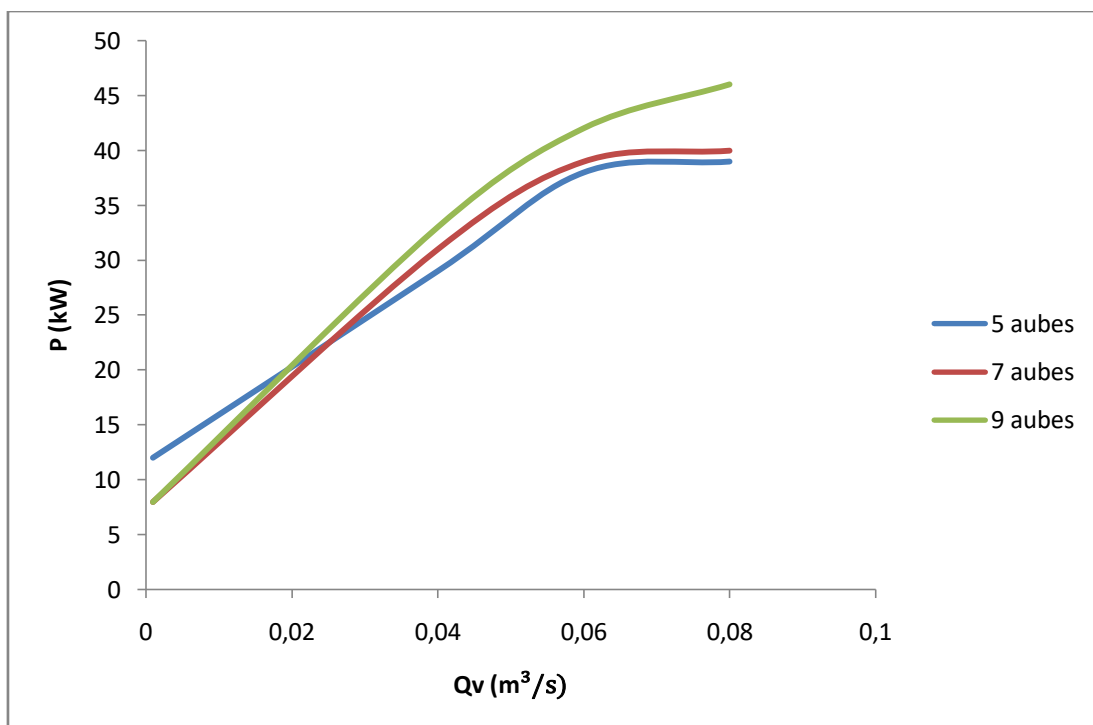


Figure 5.17: Puissance en fonction du débit (différente de nombre d'aubes de la roue dans une volute)

La Figure 5.18 représente la variation du rendement en fonction du débit, il a été remarqué que le rendement d'une roue à 7 aubes est légèrement meilleur que celui d'une roue à 9 aubes. Les rendements les plus faibles se produisent avec 5 aubes.

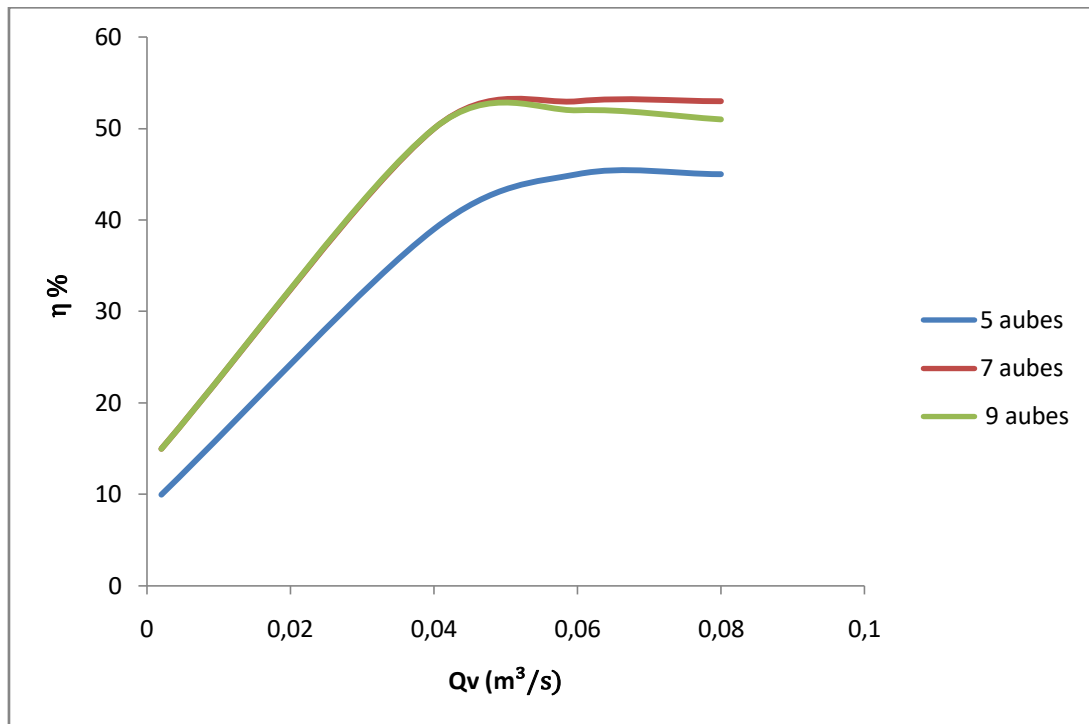


Figure 5.18: Rendement en fonction du débit (différente de nombre d'aubes de la roue dans une volute)

La Figure 5.19 montre le contour de pression statique pour un débit de $0.065 m^3/s$. De cette figure, il a été clairement constaté que la différence de pression entre l'entrée de la roue et la sortie de la volute augmente avec le nombre d'aube. Une distribution non homogène de la pression est observée dans la zone du bec de volute. Elle est caractérisée par un fort gradient de pression. La forme spirale de la volute crée une dissymétrie géométrique qui se répercute sur le champ de pression dans la pompe.

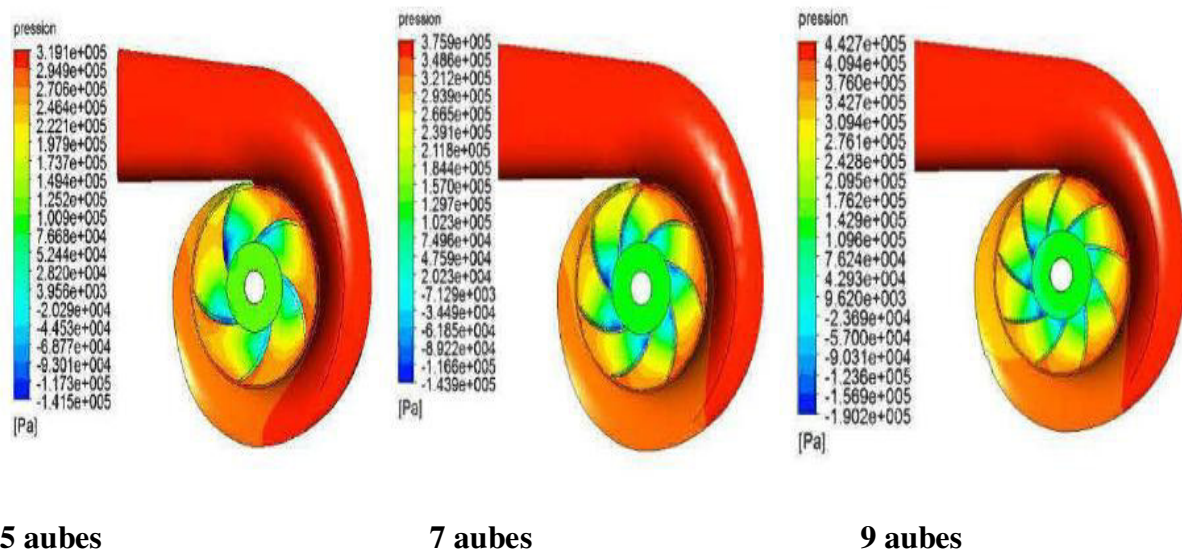


Figure 5.19: Contours de pression statique pour un débit de $0.065 \text{ m}^3/\text{s}$ (différente de nombre d'aubes de la roue dans une volute)

Les Vecteurs de vitesse d'écoulement sont représentés à la Figure 5.20 pour un débit de $0.065 \text{ m}^3/\text{s}$. Il en ressort que la vitesse moyenne à la sortie de la roue diminue en augmentant le nombre d'aube. Ce qui explique d'avantage l'accroissement de la différence des pressions constaté à la Figure 5.19

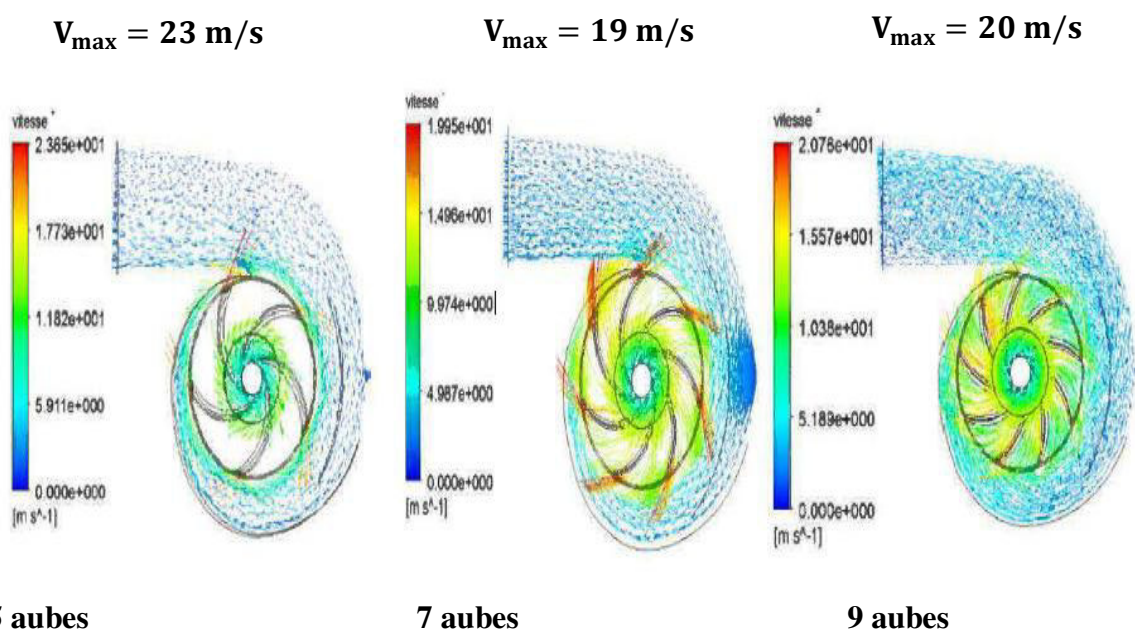


Figure 5.20: champ de vitesse d'écoulement pour un débit de $0.065 \text{ m}^3/\text{s}$ (différente de nombre d'aubes de la roue dans une volute)

Les lignes de courant de vitesse l'écoulement pour les trois roues examinées sont montrées sur la Figure 5.20 pour un débit de $0.065 \text{ m}^3/\text{s}$. Il est observé que la turbulence est considérable dans les 3 cas.

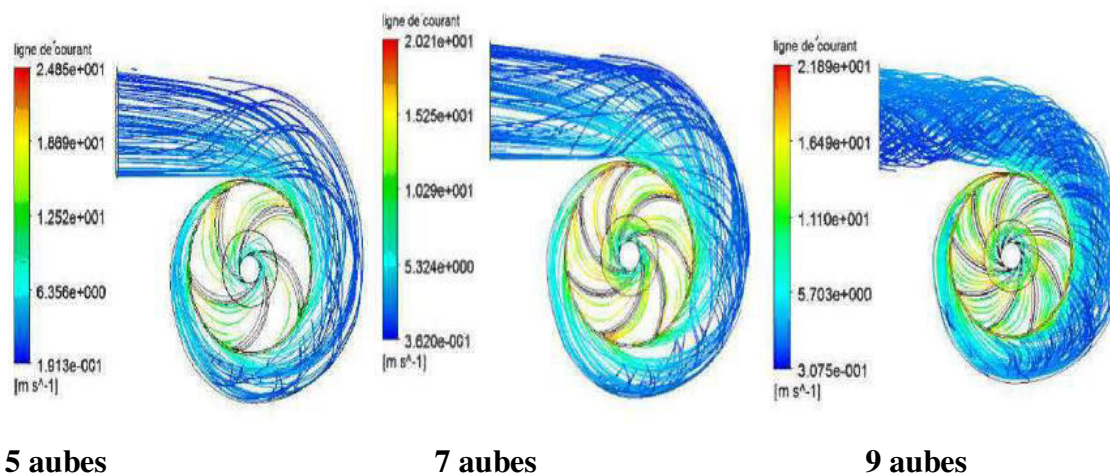


Figure 5.21: Lignes de courant pour un débit de $0.065 \text{ m}^3/\text{s}$
(différent de nombre d'aubes de la roue dans une volute)

5.5 Effet de variation du diamètre externe de la roue dans une volute D_2

Les diamètres externes de la roue de 236 mm et 320 mm ont été sélectionnés pour analyser l'effet de variation du diamètre externe de la roue sur la hauteur manométrique, la puissance et le rendement.

La Figure 5.22, représente la courbe caractéristique de la hauteur manométrique en fonction du débit volumique. Il a été constaté de cette figure un accroissement de la hauteur en augmentant le diamètre externe de la roue. Ceci s'explique comme précédemment par l'agrandissement de la section de la roue ce qui entraîne une diminution des pertes de charges. Par contre, il y' aura une augmentation considérable du couple qui est due au poids de la roue qui deviens plus lourde avec l'agrandissement de son diamètre et ainsi s'explique l'accroissement de la puissance comme représenté à la Figure 5.23.

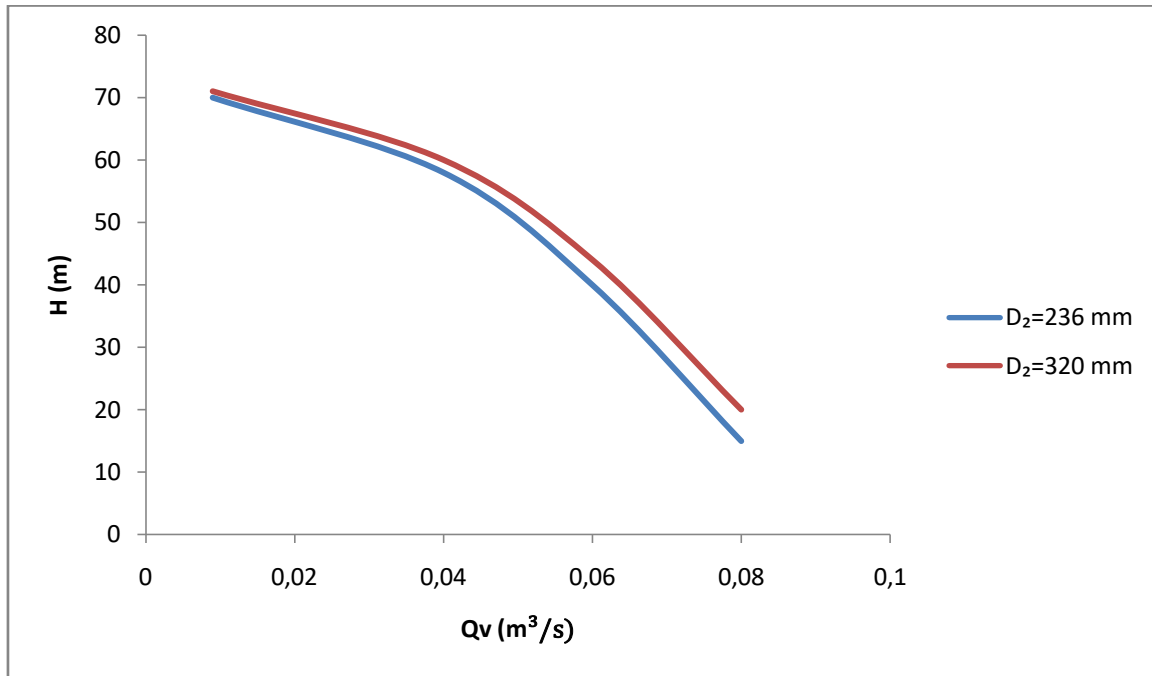


Figure 5.22: Hauteur manométrique en fonction du débit (différente de diamètre de la roue dans une volute)

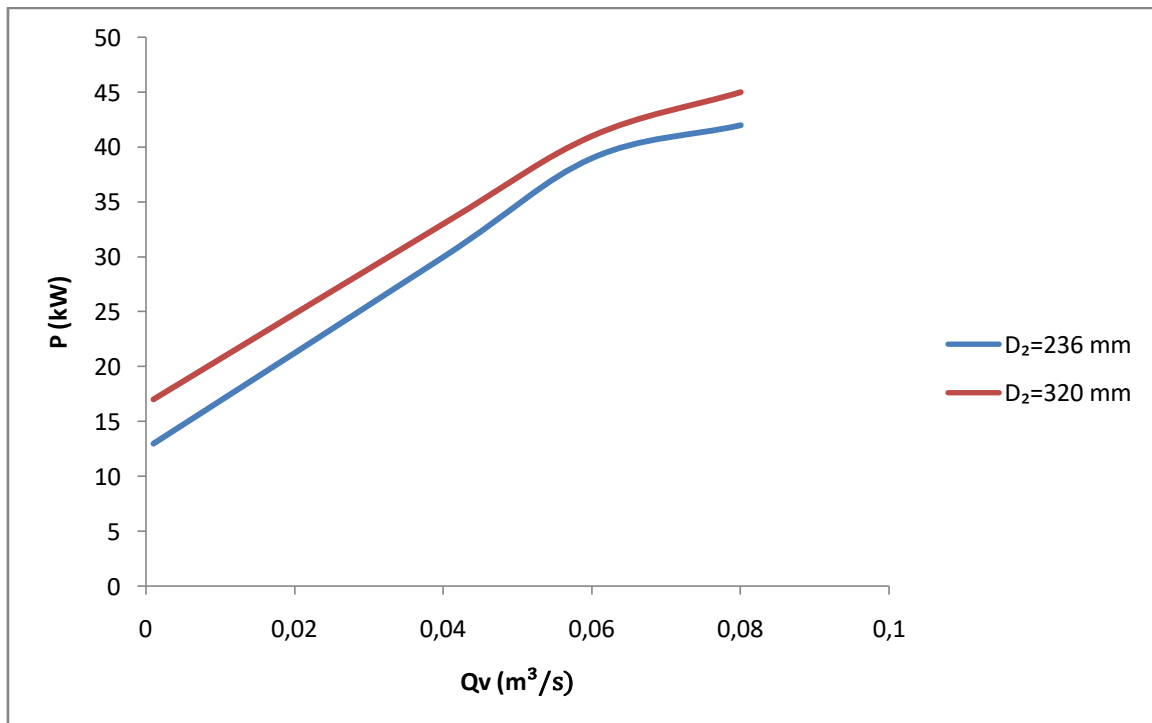


Figure 5.23: Puissance en fonction du débit (différente de diamètre de la roue dans une volute)

Les courbes correspondantes des rendements sont représentées à la Figure 5.24.

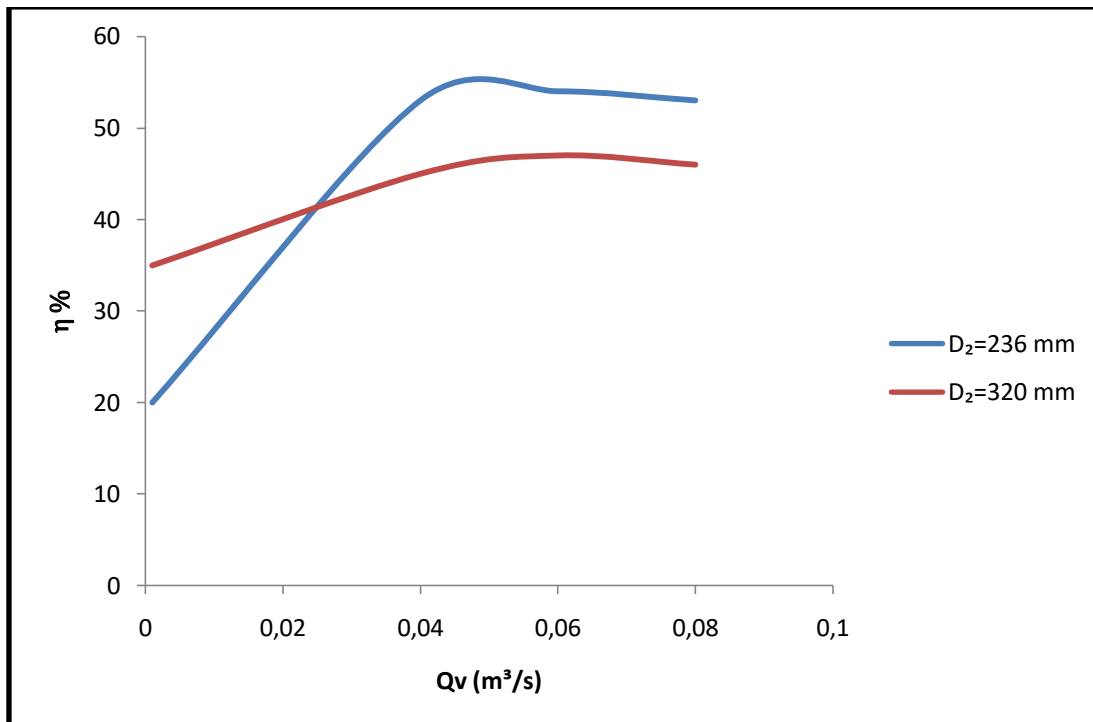


Figure 5.24: Rendement en fonction du débit (différence de diamètre de la roue dans une volute)

Les Figures 5.25 et 5.26 représentent respectivement les contours de pression statique et les vecteurs de vitesses d'écoulement pour un débit de 0.065 m³/s. Il en ressort que la pression à la sortie de la volute augmente avec l'agrandissement du diamètre externe de la roue.

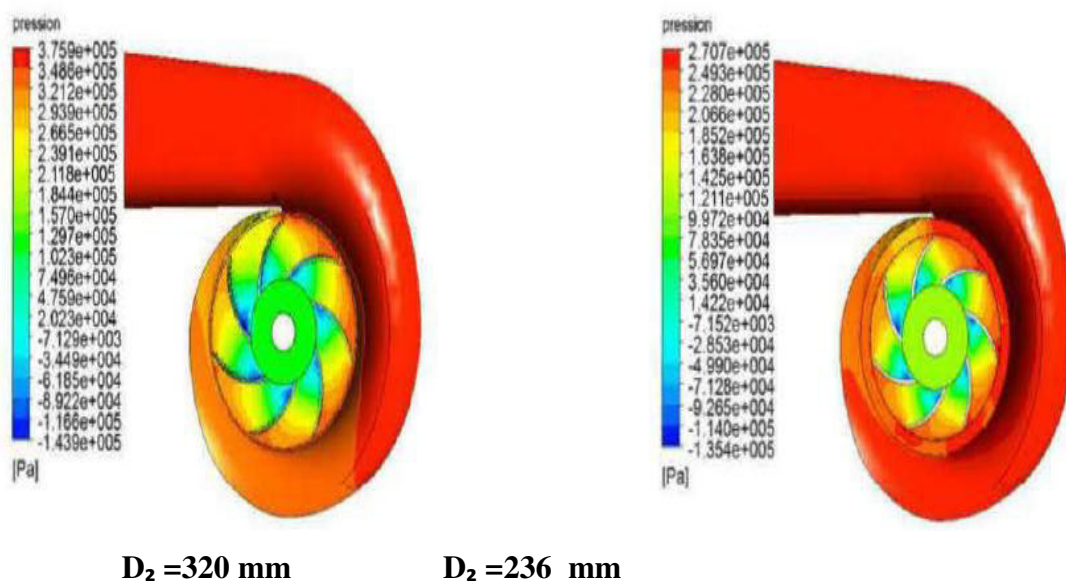


Figure 5.25: Contours de pression statique pour un débit de 0.065 m³/s (Variation du diamètre de la roue dans une volute)

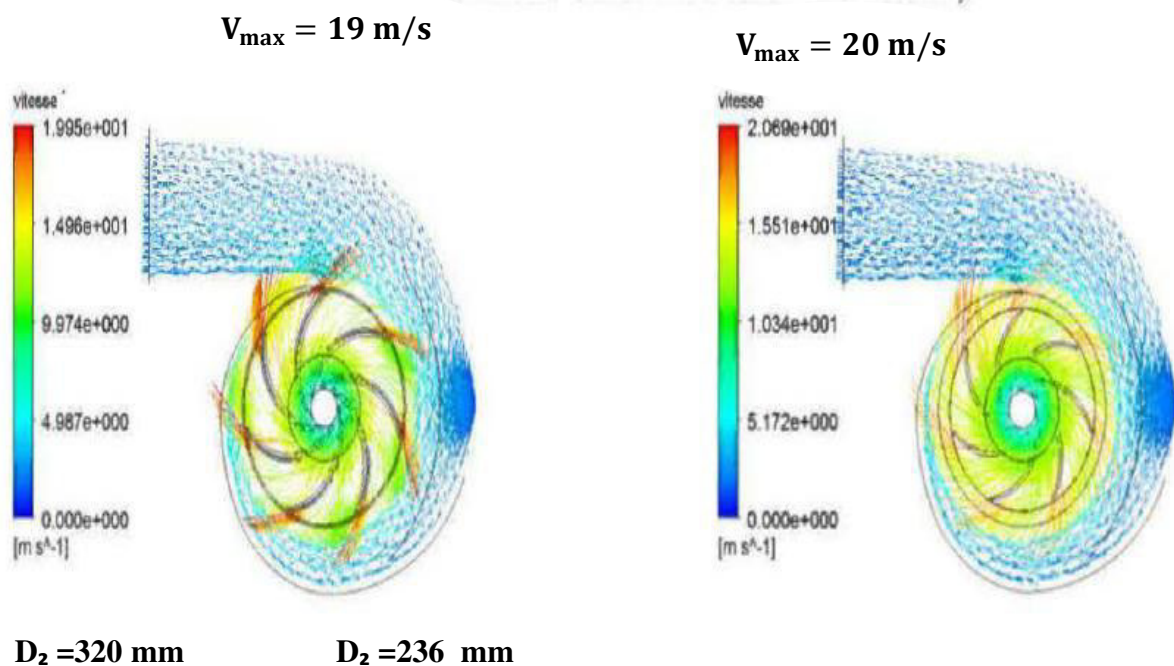


Figure 5.26: Vecteurs de vitesse d'écoulement pour un débit de $0.065 \text{ m}^3/\text{s}$ (différente de diamètre de la roue dans une volute)

5.6. Conclusion

Le changement des caractéristiques de la pompe influe directement sur la hauteur manométrique. Cette dernière est en relations proportionnel avec la puissance hydraulique qui va s'influer.

De plus, le rendement de la pompe est inversement proportion à la hauteur théorique qui est proportionnelle au rendement.

Les simulations numériques faites confirment les prédictions théorique sauf dans le cas des grands débits qui sont accompagnés par une régime non linéaire.

CONCLUSION GENERALE

Le stage qu'on a effectué au sein de la station de pompage de la division véhicule industriel (DVI) de la société national véhicule industriel (S N V I) a été d'une grande utilité sur le plan de la mise en application de nos connaissances théoriques acquises, notamment sur les pompes centrifuges.

Les pompes sont parmi les machines hydrauliques les plus utilisées dans l'industrie.

Dans cette étude, un calcul hydraulique a été effectué pour déterminer les paramètres (rendement, paramètres de la roue, les vitesses.....) dimensionnels de la pompe (GRUNDFOS NK 80-250), à partir des paramètres de fonctionnement prélevés sur le site.

Des approches numériques d'une roue et de l'ensemble roue-volute ont été développées pour identifier les paramètres clés qui améliorent les performances d'une pompe centrifuge, tels que la hauteur de la roue, les angles de sortie de la roue, l'épaisseur des aubes de la roue, les paramètres de la volute, le diamètre de la roue en maintenant une volute constante, le nombre d'aube de la roue dans une volute.

Une étude paramétrique de huit cas différents a été traitée et analysée numériquement. En vue des résultats obtenus, les performances de la pompe sont influencées par le changement des paramètres géométriques :

- Hauteur des aubages de la roue
- Épaisseur des aubes de la roue
- Angles des aubes à la sortie de la roue
- Nombre d'aube de la roue dans la volute
- Diamètre de la roue dans la volute

On conclue des résultats des simulations numériques les aspects suivants:

- Une amélioration des performances de la roue en diminuant la hauteur d'aubage de la roue.
- Une amélioration des performances en augmentant les épaisseurs des aubes.
- En variant les angles relatifs des aubes de la sortie de la roue:
 - Le rendement d'une roue avec un angle de sortie des aubes de 20° est meilleur que celui à 9° et à 60° .
 - Le gain de puissance absorbée diminue en diminuant les angles relatifs à la sortie de la roue.
- Les performances de l'ensemble roue-volute à 7 aubes sont meilleures que celles d'une roue à 5 et à 9 aubes.

On précise tous les résultats trouvés sont basés sur la théorie d'un fluide et à l'absence des phénomènes de turbulence tout en gardant l'écoulement laminaire .

Références bibliographique

[1] Fichier PDF : KHOUALED Et SAYAH mémoire

En vue de l'obtention du diplôme de Master en Génie Mécanique

«Investigation expérimentale du phénomène de cavitation dans les pompes» 2011.

[2] Fichier power point : Mr Ahmed SAYAH & Mr Hakim YAHIAOUI

« Séminaire Pompes centrifuges 2014» IAP. Boumerdes.

[3] V.Dorochenko « Pompes et installations de pompes »

Université des sciences et de la technologie d'Oran. 1988.

[4] OURAGH Youcef

« Ecoulements forcés en hydraulique 1^{ere} partie et 2^{eme} partie».

[5] Fichier PDF : Imène MEJRI-CHTIOUI thèse pour obtenir le grade de docteur

«Analyse De L'écoulement Stationnaire Cavitant Dans Les Inducteurs»

Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers Centre de Paris 2006

[6] Jeau Heng : l'usine nouvelle

Série : gestion industrielle

Pratique de la maintenance préventive. Dunod, Paris, 2002 ISBN 210065610.

[7] mémoire de fin d'étude «Contribution au dimensionnement et choix d'une motopompe centrifuge destinée au transport de brut » Université KASDI merbeh Ourgla – 2008/2009.

[8] CHAIB Rachid - La maintenance industrielle Edition

Université Mentouri de Constantine – 2004

[9] Gestion de la maintenance et maîtrise de la disponibilité des équipements.

Document sonatrach.

[10] C.C : Mémoire de fin d'étude: «étude du comportement des machines à commande numérique et élaboration d'une politique de maintenance ».Edition USTHB -2007.

[11] Mémoire Etat des lieux de la station de pompage pour alimentation des pipe-lines région
HAOUD BERKAOUI (HASSI MESSAOUD)

[12] Mémoire SIMULATION NUMERIQUE D'UN ECOULEMENT DE
FLUIDE DANS UNE ROUE DE POMPE CENTRIFUGE :Mémoire Soutenu le 29/06/2017

[13] DÉVELOPPEMENT D'UN OUTIL NUMÉRIQUE AMÉLIORANT LA
CONCEPTION ET LES PERFORMANCES DES POMPES CENTRIFUGES
MULTI-ÉTAGES.

[14] CONNAISSANCE DE LA POMPE CENTRIFUGE PDF.

[15] Nk pompe GRUNDFOS PDF.

[16] Logiciel CFX.