

Université Mohamed Khider – Biskra  
Faculté des Sciences et de la technologie  
Département :Génie civile et hydraulique  
Réf :.....



جامعة محمد خيضر بسكرة  
كلية العلوم و التكنولوجيا  
قسم: الهندسة المدنية و الري  
المرجع.....

Mémoire présenté en vue de l'obtention  
Du diplôme de  
**Magistère en : Hydraulique**

**Option : Hydraulique urbaine et ouvrages**

**Intitulé**  
**Amélioration des Performances des Pompes Centrifuges**  
**Connaissant les Caractéristiques Géométriques**

Présenté par :  
**BAGUIGUI Youssouf**

Soutenu publiquement le 15/02/2017

**Devant le jury composé de :**

Pr. MOUMI Nouredine	Professeur	Président	Université de Biskra
Pr. BOUZIANE Mohamed Tewfik	Professeur	Rapporteur	Université de Biskra
Pr. BRIMA Abdelhafid	Professeur	Examineur	Université de Biskra
Dr. MESSAMEH Abdelhamid	Maître de conférences 'A'	Examineur	Université de Biskra

# *Dédicaces*

Je dédie ce travail A mes **parents**, mon **épouse**, et mon **fil** qui ont toujours cru en moi et qui m'ont accompagné moralement tout au long de ce parcours. L'éducation, soins et conseils qu'ils m'ont prodigués, m'ont toujours guidé pour faire les bons choix dans ma vie. Ils m'ont appris comment réaliser les rêves difficiles. Sans leur soutien, encouragement et prières, rien n'aurait été possible.

A la mémoire de défunt «**MON PERE AMMAR**».

A mes **frères** et mes **sœurs** qui étaient toujours là pour me conseiller, me soutenir, m'encourager et prier pour moi. Je les remercie de tout mon cœur.

A toute ma **famille**.

Et à tous mes amis

Youssouf

## Remerciement

Je tiens à exprimer, en premier lieu, mes plus vifs remerciements et ma gratitude à mon Encadreur, Monsieur **Bouziane Mohamed Tewfik**, professeur à l'Université de BISKRA qui a bien voulu m'accueillir dans son laboratoire et qui a assuré la direction scientifique de ce travail. Je remercie pour son attention, ses conseils, ainsi que la confiance qu'il m'a toujours témoignée, je voudrais qu'il trouve ici l'expression de ma gratitude et toute ma sympathie.

Mes remerciements s'adressent, également, aux membres du jury, qui m'ont fait le très grand honneur de porter un jugement sur notre travail.

Je remercie toutes les personnes, qui, de près ou de loin, ont contribué à l'aboutissement de ce travail.

Je remercie également ma famille pour leurs conseils et encouragements.

Je saisis cette occasion pour remercier les enseignants de la faculté des sciences et Technologie Del' Université Mohamed khider .Biskra

Enfin, je remercie tous mes amis sans les nommer, car ils se reconnaîtront d'eux-mêmes.

## Résumé

L'écoulement à l'intérieur d'une pompe est d'une grande complexité, car il dépend du temps et de trois variables d'espace. Son analyse par des moyens de calcul simples reste impossible. Des simplifications préalables à l'étude s'avèrent donc incontournables dans la représentation de cet écoulement.

En vue d'améliorer les performances d'une pompe centrifuge, nous présentons dans notre travail une analyse de l'influence de l'affutage des aubes pour différents angles de sortie de la roue. D'une part par une approche expérimentale effectuée sur une boucle d'essai, afin de déterminer les limites de l'angle de sortie, d'autre part, une simulation basée sur un calcul tridimensionnel pour la prédiction des performances de la pompe centrifuge en utilisant le logiciel ANSYS CFX.

**Mots clés : Pompe centrifuge, Rendement, Pertes, affutage, CFX**

## Abstract

The flow inside a pump is very complex, as it depends on time and on three space variables. Its analysis by simple means of calculation remains impossible. Prior simplifications to the study prove therefore unavoidable in the representation of this flow.

In order to improve the performance of a centrifugal pump, we present in our work an analysis of the blade sharpening's influence for different exit angles of the wheel. On one hand, by an experimental approach carried out on a test loop in order to determine the limits of the output angle, on the other hand, a simulation based on a three-dimensional calculation for the performances' prediction of the of the centrifugal pump using The ANSYS CFX software.

**Keywords: Centrifugal Pump, Yield, Loss, sharpening, CFX**

## ملخص

التدفق داخل المضخة هو معقد للغاية لأنه متعلق بالزمن والمتغيرات الثلاثة للفضاء و يبقى تحليله عن طريق استعمال وسائل حسابية بسيطة مستحيلا , لذا فان تبسيطا أوليا في تمثيل هذا التدفق ضروري ولا غنى عنه. لغرض تحسين أداء مضخة الطرد المركزي, نقدم في عملنا هذا تحليلا لتأثير شحذ الشفرات لمختلف زوايا الخروج من جهة عن طريق منهج تجريبي اجري على حلقة اختبار لتحديد حدود زاوية الخروج المثلى, ومن جهة أخرى قمنا بمحاكاة باستعمال برنامج ANSYS CFX الذي يعتمد على حساب ثلاثي الأبعاد للتنبؤ بأداء المضخة وهذا بتغيير زوايا الخروج للشفرات

**الكلمات المفتاحية : مضخة الطرد المركزي, المرود , الفواقد, الشحذ, CFX**

# Sommaire

## SOMMAIRE

Dédicace .....	
Remerciements.....	
Résumé .....	I
Sommaire .....	II
Liste des tableaux .....	VI
Liste des figures .....	VII
Liste des symboles et Abréviations.....	X
Introduction générale .....	XIII.

### **CHAPITRE I – Les équations de l'écoulement dans les turbomachines**

Introduction.....	01
I - Propriétés du mouvement relatif .....	03
I-1 Equation de continuité .....	05
I.2) Fonction potentiel .....	08
I.3. Equation dynamique en mouvement relatif.....	08
II - Ecoulement tridimensionnel en fluide parfait.....	12
II-1) Conditions aux limites .....	15
II-2) Résolution .....	15
a-En fluide compressible.....	15
b-En fluide incompressible.....	16
III - Modélisation en fluide réel .....	16
III.1. Projections de l'équation dynamique .....	18
III.2. Expressions en fonction de la géométrie de la machine.....	21
III.3. Equation intrinsèque.....	23
IV) Modèle Quasi-Tridimensionnel.....	24
IV.1) Ecoulement méridien moyen .....	24
a- Cas du fluide parfait incompressible en vortex libre .....	25
b-Pour le cas général (fluide compressible) .....	26
IV-2 Ecoulement aube à aube .....	26
a) Méthode pseudo-instationnaire.....	27
b) Méthode matricielle .....	27
b) conclusion.....	28

## **CHAPITRE II – Dimensionnement Des Pompes Centrifuges Et Analyse Des Pertes**

Introduction.....	29
I) Méthodologie de dimensionnement de la roue .....	29
I.1) Détermination de l'entrée d'aubage.....	29
I-2 Détermination de la sortie d'aubage.....	30
I-2-1 Calcul du rayon extérieur $R_2$ .....	30
I-2-2 Choix de l'angle de sortie $\beta_{2\infty}$ :.....	31
I-2-3 Détermination de la largeur $b_2$ .....	32
I-3 Tracé Des Aubages .....	33
I-3-1 Détermination de la vue méridienne .....	33
I-3-2) Définition de la ligne moyenne .....	33
I-3-3) Définition de la loi de surface : .....	34
I-3-4) Détermination des deux lignes $\psi_e$ et $\psi_i$ (flasques avant et arrière).....	35
I-4) Inclinaison de l'arête d'entrée d'aube $\theta_1$ et des angles $\beta_{1eo}$ , $\beta_{1io}$ .....	36
II Calcul Et Tracé De La Volute.....	38
II-1) Définition des paramètres géométriques de la volute .....	39
a) Rayon de base $R_3$ .....	40
b) Largeur $b_3$ au rayon de base:.....	40
c) Définition du divergent .....	40
II-2) Calcul et tracé de la volute .....	41
a) -Tracé suivant le principe de la conservation du moment cinétique.....	41
b) Tracé suivant l'hypothèse d'une vitesse moyenne d'écoulement constante .....	41
III) Les pertes dans la pompe .....	42
III-1) Revue bibliographique sur les différentes méthodes de prédiction de pertes .....	43
a) Méthode de STEPANOFF .....	43
b) Méthode de HADJU : .....	44
c) Méthode de PFLEIDERER.....	45
d) Méthode de HAKMINS .....	45
d-1) Présentation de la méthode.....	45
d-2) Principe de la méthode .....	45
III-2) Pertes hydraulique .....	46
III-2-1) les Pertes à l'entrée de la pompe .....	47

III-2-2) Pertes de charge dans la roue .....	47
III-2-3) Pertes de charges au niveau des aubes .....	48
III-2-4) Pertes de charge dans la volute : .....	48
III-2-5) Pertes de charge par choc.....	48
III-2-6) Pertes de charge par frottement .....	49
III-2-7) Pertes par frottement au niveau des disques de la roue .....	50
III-3) Les pertes dans la pompe en utilisant les triangles de vitesses .....	51
a- Pertes dans la roue.....	52
a-1) Pertes par frottement .....	52
a-2) Les pertes par décollement: .....	53
a-3) Pertes par incidence .....	54
b) Pertes dans le diffuseur .....	54
b-1) Pertes par frottement .....	54
b-2) Pertes par décollement.....	54
b-3) Pertes par incidences .....	54
c) Pertes dans la volute .....	55
c-1) Pertes par frottement.....	55
c-2) Pertes par incidence : .....	55
e) Hauteur nette : .....	56
f) pertes mécaniques.....	56
g) pertes volumétriques.....	57
IV Rendement globale d'une pompe .....	57
V Relation entre le rendement globale et l'angle de sortie $\beta_2$ de la roue .....	58
Conclusion .....	59

### **CHAPITRE III : Amélioration Des Performances Par Affutage**

Introduction .....	60
I- Définition .....	60
II) Mise en évidence de l'affûtage sur les courbes caractéristiques.....	61
III) But de l'expérimentation: .....	62
IV) Description de la pompe utilisée .....	63
V) Mode opératoire.....	63
VI) Grandeurs calculées .....	65
VII) Résultats des tests expérimentaux .....	65



VIII) Tracé des graphiques .....	67
IX) Interprétation des résultats des essais expérimentaux .....	71
<b>Chapitre IV : <u>Application du Logiciel ANSYS ICEM-CFX pour le cas de la Pompe AC32- 125 /AOP</u></b>	
Introduction .....	74
I) Dimensionnement et analyse des performances des turbomachines.....	74
I-1) Problème direct (analyse) .....	74
I-2) Problème inverse (dimensionnement).....	75
I-3) Optimisation.....	75
II) Présentation d'ANSYS ICEM-CFX .....	76
II-1) Plate-forme de la simulation numérique.....	77
II-2) Création de la géométrie.....	77
II-3) Module CFX-Pré .....	80
II-4) Module CFX-SOLVER .....	81
II-5) Module CFX-Post .....	82
III) Dimensionnement de la pompe .....	83
IV) Analyse des résultats de simulation : .....	90
<b>Conclusion Générale</b> .....	92
<b>Annexes</b> .....	
<b>Références bibliographiques</b> .....	

# Liste des Tableaux

## **LISTE DES TABLEAUX**

### **Chapitre II : Dimensionnement Des Pompes Centrifuges Et Analyse Des Pertes**

**Tableau II-1**; Calcul des vitesses dans les différents organes 51

### **Chapitre III : Amélioration Des Performances Par Affutage**

**Tableau III-1**: Résultats des tests expérimentaux 69

**Tableau III-2**: écarts des résultats expérimentaux des différents angles modifiés  
et l'angle originale 75

### **Chapitre IV : Application De Logiciel ANSYS ICEM-CFX pour le cas de la Pompe Ac32- 125 /Aop**

**Tableau VI-1** : Caractéristiques des modules de CFX..... 79

# Liste des Figures

## LISTE DES FIGURES

### **Chapitre 1. Les Equations De L'écoulement Dans Les Turbomachines**

Figure 1.1- Décomposition de l'écoulement tridimensionnel en deux écoulements bidimensionnels	02
Figure I.2- types de roues	03
Figure I.3- Ecoulement dans une grille tridimensionnelle	06
Figure I.4- Triangles de vitesses. Vue méridienne et vue de face	06
Figure I.5 Définition de la veine fluide en vue méridienne	21

### **Chapitre II. Dimensionnement Des Pompes Centrifuges Et Analyse Des Pertes**

Figure II.1- évolution standard selon cordier	31
Figure II.2- définition de la ligne moyenne	34
Figure II. 3- exemple de loi de surface	35
Figure II.4- Tracé des enveloppes des cercles	36
Figure II.5- définition des inclinaisons des arrête d'entrée et de sortie $\theta_1$ et $\theta_2$	37
Figure II.6- Déférentes sections transversales de la volute	38
Figure II.7- Dessin de définition d'une volute	39
Figure II.8- Relation entre l'angle $\delta'$ et la vitesse d'écoulement $Cu_3$ en sortie de la volute	40
Figure II.9- Liaison entre le coefficient $K_s$ et la vitesse spécifique $nsq$	42
Figure II.10- Diagramme de STEPANOFF (rendement global)	44
Figure II.11- Diagramme de HADJU (Rendement standard)	45
Figure II.12- Représentation géométrique d'une pompe centrifuge avec diffuseur	52
Figure II.13- Courbe caractéristiques $H(Q)$ et les différents types de pertes	56

### **Chapitre III. Amélioration Des Performances Par Affûtage**

Figure III.1- procédure d'affûtage	61
Figure III.2- Type de pompe utilisée dans l'expérimentation	62
Figure III.3- Roue affûtée	62
Figure III.4- Courbes caractéristiques des hauteurs en fonction des débits pour les différents angles de sorite	68
Figure III.5- Courbes caractéristiques des Rendements en fonction des débits pour les différents angles de sorite	68
Figure III.6- Courbes caractéristiques des Puissances en fonction des débits pour les différents angles de sorite	69
Figure III.7- Les courbes caractéristiques des hauteurs en fonction de l'angle de sortie au point nominale (Q=12m <sup>3</sup> /h)	70
Figure III.8- Les courbes caractéristiques des Rendements en fonction de l'angle de sortie au point nominale (Q=12m <sup>3</sup> /h)	70
Figure III.9- Les courbes caractéristiques des Puissances en fonction de l'angle de sortie au point nominale (Q=12m <sup>3</sup> /h)	71

### **Chapitre IV. Application De Logiciel ANSYS ICEM-CFX Pour le cas de la pompe AC32- 125 /AOP**

Figure IV.1 - plateforme de simulation	77
Figure IV.2 - Création de la géométrie	78
Figure IV.3 - étapes de Création de la géométrie ANSYS ICEM	79
Figure IV.4 - Simulation en module CFX-PRE	81
Figure IV.5- Simulation en module CFX-Solver	81
Figure IV.6 - Simulation en module CFX-POST	82
Figure IV-7 Variation de la hauteur manométrique en fonction du débit.	84
Figure IV-8 Variation des rendements en fonction du débit	84
Figure IV-9 Contour de pression pour débit le débit nominal et ( $\beta_2=52^\circ$ )	85
Figure IV-10 Contour de pression pour débit le débit nominal et ( $\beta_2=53^\circ$ )	85
Figure IV-11 Contour de pression pour débit le débit nominal et ( $\beta_2=55^\circ$ )	86
Figure IV-12 Contour de pression pour débit le débit nominal et ( $\beta_2=57^\circ$ )	86
Figure IV-13 Contour de pression pour débit le débit nominal et ( $\beta_2=58^\circ$ )	87
Figure IV-14: Contour de vitesses pour débit le débit nominal et ( $\beta_2=52^\circ$ )	88

Figure IV-15: Contour de vitesses pour débit le débit nominal et( $\beta_2=53^\circ$ )	88
Figure IV-16: Contour de vitesses pour débit le débit nominal et( $\beta_2=55^\circ$ )	89
Figure IV-17: Contour de vitesses pour débit le débit nominal et( $\beta_2=57^\circ$ )	89
Figure IV-18: Contour de vitesses pour débit le débit nominal et( $\beta_2=58^\circ$ )	90

# **Liste des Symboles et Abréviations**



## Symboles Et Abréviation

<b>b :</b>	largeur	[m]
<b>C :</b>	Vitesse absolue	[m/s]
<b>C<sub>r</sub> :</b>	Couple résistant (charge)	[N.m]
<b>C :</b>	Vitesse absolue	[m/s]
<b>Ca :</b>	coefficient de débit	[N.m]
<b>C<sub>n</sub> :</b>	Couple nominal	[N.m]
<b>D :</b>	Diamètre de la roue	[m]
<b>d<sub>m</sub> :</b>	Diamètre de moyeu	[m]
<b>Dh :</b>	Diamètre hydraulique	[m]
<b>Df :</b>	facteur de diffusion	[N.m]
<b>Ds :</b>	Diamètre spécifique	[-]
<b>f<sub>n</sub> :</b>	Fréquence nominale	[Hz]
<b>F :</b>	Forces volumiques	[N/kg]
<b>F :</b>	Poussé radiale	[N]
<b>g :</b>	Accélération de la pesanteur	[m/s <sup>2</sup> ]
<b>h :</b>	Enthalpie	[J/kg]
<b>h<sub>a</sub> :</b>	Pression absolue à la surface du liquide au point d'alimentation de la pompe	[Pa]
<b>h<sub>vap</sub> :</b>	Pression de vapeur absolue du liquide à la température de pompage	[Pa]
<b>h<sub>st</sub> :</b>	Différence de hauteur du liquide à l'alimentation par rapport au centre de la pompe	[m]
<b>h<sub>fs</sub> :</b>	Pertes de charge par frottement dans le tuyau d'aspiration	[m]
<b>H :</b>	Enthalpie totale	[J/kg]
<b>H<sub>mt</sub> :</b>	Hauteur manométrique totale	[m]
<b>H<sub>n</sub> :</b>	Hauteur d'élévation nominal	[m]
<b>h<sub>in</sub> :</b>	Pertes par incidence	[m]
<b>h<sub>dd</sub> :</b>	Pertes par Décollement	[m]
<b>I :</b>	Intensité de Courant	[A]
<b>I :</b>	Renthalpie	[J/kg]
<b>j :</b>	Moment d'inertie	[kgm <sup>2</sup> ]
<b>K<sub>sp</sub> :</b>	Constante qui dépend de la vitesse spécifique de la pompe	
<b>K :</b>	Rugosité de la conduite	[ mm ]
<b>L<sub>r</sub> :</b>	Longueur de la pale de la roue	[m]

<b>M :</b>	masse	[kg]
<b>N :</b>	Vitesse de rotation	[tr/min]
<b>Ns :</b>	Vitesse angulaire spécifique	[-]
<b>p :</b>	Pression	[Pa]
<b>p<sub>o</sub> :</b>	Pression atmosphérique	[Pa]
<b>P :</b>	Puissance de la pompe	[W]
<b>Pa :</b>	Puissance mécanique absorbée	[W]
<b>P<sub>h</sub> :</b>	Puissance hydraulique	[W]
<b>P<sub>m</sub> :</b>	Perte mécanique totale	[W]
<b>Q<sub>n</sub> :</b>	Débit nominal	[m <sup>3</sup> /h]
<b>Q<sub>v</sub> :</b>	Débit volumique	[m <sup>3</sup> /h]
<b>Q :</b>	Débit de la pompe	[m <sup>3</sup> /h]
<b>qva :</b>	Débit volumique à l'entrée de la pompe	[m <sup>3</sup> /h]
<b>r :</b>	Constante du gaz	[J/kg K]
<b>R :</b>	Rayon	[mm]
<b>Re :</b>	Nombre de Reynolds	[-]
<b>R<sub>r</sub> :</b>	Résistance rotorique	[Ω]
<b>R<sub>s</sub> :</b>	Résistance statorique	[Ω]
<b>S :</b>	Entropie	[J/kg K]
<b>t :</b>	Temps	[s]
<b>T :</b>	Température	[K]
<b>U :</b>	Vitesse d'entraînement	[m/s]
<b>U<sub>s</sub> :</b>	Tension	[V]
<b>W :</b>	Vitesse relative	[m/s]
<b>Z :</b>	nombre d'aubage	

### Grecques

<b>β :</b>	Angle relatif de la direction de l'écoulement	[°]
<b>δ :</b>	Angle de conicité des lignes de courant	[°]
<b>Φ :</b>	Terme de dissipation visqueuse	[W]
<b>η :</b>	Rendement globale	[%]
<b>η<sub>h</sub> :</b>	Rendement hydraulique	[%]
<b>η<sub>m</sub> :</b>	Rendement mécanique	[%]
<b>η<sub>v</sub> :</b>	Rendement volumétrique	[%]

$\lambda$ :	Conductivité thermique	[W m <sup>2</sup> /K]
$\mu$ :	Viscosité dynamique	[Pa.s]
$\rho$ :	Masse volumique	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\tau$ :	Contraintes visqueuses	[kg/m <sup>2</sup> .s <sup>2</sup> ]
$\omega$ :	Vitesse de rotation	[tr/min]
$\Omega$ :	Vitesse angulaire de la machine	[rad/s]
$\gamma$ :	Poids spécifique d'un liquide	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\varphi$ :	Position angulaire	[rad]
$\psi_s$ :	ligne de courants	[Wb]
$\Delta P$ :	Pertes de puissance	[W]

### **Indices**

<b>x, y, z :</b>	Coordonnées cartésiennes
<b>r, <math>\theta</math>, z :</b>	Coordonnées cylindriques
<b>e, s :</b>	Entrée et Sortie
<b>a :</b>	Composante de la vitesse selon l'axe z
<b>r :</b>	Composante de la vitesse selon l'axe r
<b>u :</b>	Composante de la vitesse selon l'axe $\theta$
<b>1 :</b>	Entrée de la roue
<b>2 :</b>	Sortie de la roue
<b>3 :</b>	Entrée de diffuseur
<b>4 :</b>	Sortie de diffuseur
<b>5 :</b>	Entrée de la volute
<b>6 :</b>	Sortie de la volute

# **Introduction Générale**

## 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 les machines réceptrices qui reçoivent du travail et les machines motrices qui en fournissent. Parmi les machines génératrices

Dans le cadre de cette étude, il sera 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 fastidieuse et très couteuse : pour des fabricants des pompes pour les raisons:

- a) : grand nombre de paramètres géométriques considérés;
- b) : moulage des composants de la pompe (roue, volute, diffuseur...etc.): contraction thermique et écoulement du métal liquide dans le moule.
- c) 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 de façon limitée pour relever le niveau d'une courbe caractéristique, lorsque Celle-ci passe un peu en dessous du point de fonctionnement demandé. Pour cela, on procède à un affûtage des aubes sur la face cachée, de façon à augmenter le col à la sortie d'un canal de la roue il est question.

En outre Les récents développements des systèmes informatiques ont fait apparaître une génération d'ordinateurs qui, par leur capacité et leur puissance, réduisent considérablement les temps de calcul. Ainsi, l'utilisation de la CFD (Computational Fluid Dynamics) comme moyen de prédiction et d'analyse des écoulements dans les turbomachines devient de plus en plus généralisée voire incontournable. L'objectif est d'étudier, à partir de la simulation numérique, les phénomènes complexes liés aux écoulements internes que sont, entre autres, les interactions et les instationnarités induites par le mouvement relatif des parties mobiles par rapport aux parties fixes. En outre, les simulations numériques 3D offrent la possibilité d'accéder à des grandeurs locales de l'écoulement qui sont difficilement accessibles par la mesure. Le couplage avec d'autres modèles physiques (aéroacoustique, cavitation...) est

## INTRODUCTION GENERALE

devenu désormais possible, et constitue ainsi une démarche de diagnostic assez pertinente.

La modélisation CFD des écoulements est une succession de plusieurs approches numériques interdépendantes. Le choix de ces approches dépend essentiellement de la nature de l'écoulement à simuler et des phénomènes physiques associés

Une approche numérique qui consiste en l'utilisation des codes de simulation numérique des écoulements dont le rôle est de modéliser l'écoulement en modifiant l'angle de sortie des ailettes de la roue afin de vérifier l'approche expérimentale (l'affûtage).

Le présent mémoire se subdivise en quatre chapitres principaux:

-Dans le premier chapitre sont traitées les équations de l'écoulement dans les turbomachines afin de démontrer la nature de l'écoulement et les principales combinaisons d'équations de résolution de cette complexité d'écoulement.

Les méthodes de dimensionnement de la roue d'une pompe centrifuge et les principales pertes de l'écoulement à l'intérieur de système (roue volute et diffuseur) à savoir :

**a-** Pertes par décollement

**b-** Pertes par incidence

**c-** Pertes par frottement

Sont décrit dans le second chapitre

-Le troisième chapitre est consacré à l'étude expérimentale de l'affûtage sur banc d'essai, comme exemple nous avons travaillé avec la Pompe centrifuge de type AC-135, disponible au laboratoire du département de l'hydraulique -Université de Biskra.

- Le quatrième et dernier chapitre est une application de la simulation par le logiciel ANSYS CFX, où une méthodologie d'application est établie pour tracer et mailler la géométrie étudiée et son influence sur la performance de la pompe.

Notre travail se termine par une conclusion générale.

# **CHAPITRE I**

## **Les équations de l'écoulement dans les turbomachines**

**Introduction :**

L'écoulement dans les turbomachines est généralement tridimensionnel, instationnaire, visqueux et turbulent. Les équations applicables dans une roue, un redresseur, sont déjà établies, il s'agit de l'équation de continuité et de l'équation dynamique (Navier-Stokes). En fluide compressible, on rajoute à ce système l'équation de l'énergie et l'équation d'état du fluide. La complexité du système d'équations obtenu exige un certain nombre de simplifications pour résoudre celles-ci dans un temps raisonnable

Dans le cadre du problème direct, on sépare généralement l'écoulement en deux zones:

- les zones visqueuses situées au voisinage immédiat des parois : aubages enveloppes : moyeu et carter extérieur,
- la zone saine où l'écoulement peut être considéré comme proche d'un écoulement en fluide parfait.

Ainsi, le calcul en mouvement relatif est effectué en plusieurs étapes :

- Une première étape traite le problème en fluide parfait : rotationnel dans les zones traversant les aubages de la roue mobile, irrotationnel pour le reste de l'écoulement.
- La seconde étape utilise les résultats de la première pour définir la géométrie des couches limites de parois et introduire les modèles de pertes : les frottements à la surface des aubages et des enveloppes, les pertes de désadaptation d'incidence et, éventuellement, les pertes secondaires liées aux jeux de fonctionnement.

Suivant la précision attendue, le calcul est soit arrêté à ce stade, soit recommencé à la première étape en écrivant les conditions aux frontières non plus à la surface des aubages et des enveloppes, mais à la surface de déplacement des couches limites.

Pour simplifier encore, on imposera un certain nombre d'hypothèses en supposant notamment l'écoulement permanent en moyenne et généralement axisymétrique.

Cette dernière simplification permet de considérer des surfaces de courant à symétrie de révolution, ce qui n'est réellement justifié que dans certaines machines axiales.

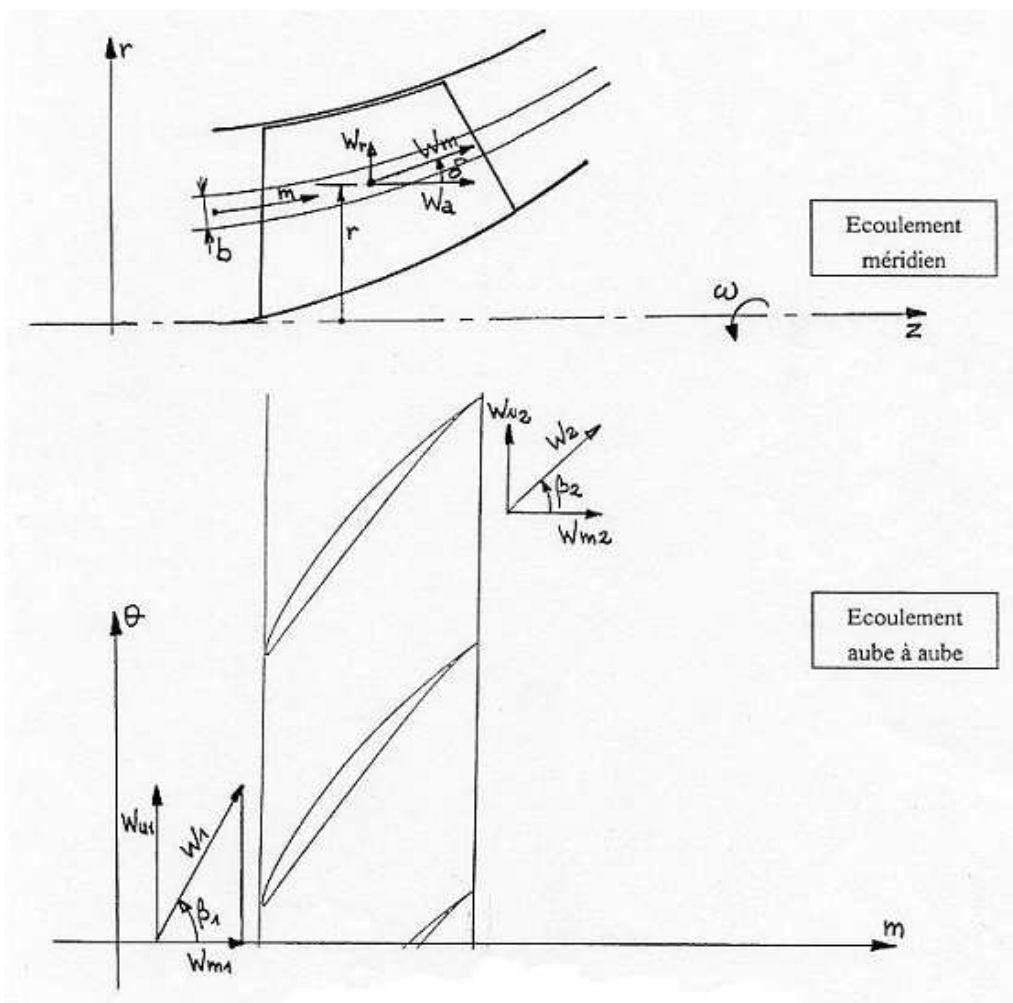
Malgré ces simplifications, l'aspect tridimensionnel de l'écoulement ne permet pas d'envisager de solution rapide du système d'équation sans avoir recours aux méthodes numériques s'appuyant sur les moyens de calcul les plus puissants.

En 1952, Wu a proposé un modèle quasi-tridimensionnel décomposant l'écoulement Tridimensionnel en deux éléments bidimensionnels :

L'écoulement méridien obtenu dans le plan  $(r, z)$  passant par l'axe de rotation de la machine et



permettant de définir les nappes de courant (figure 1)[02] ;



**Figure I-1 :** Décomposition de l'écoulement tridimensionnel en deux écoulements bidimensionnels [18]

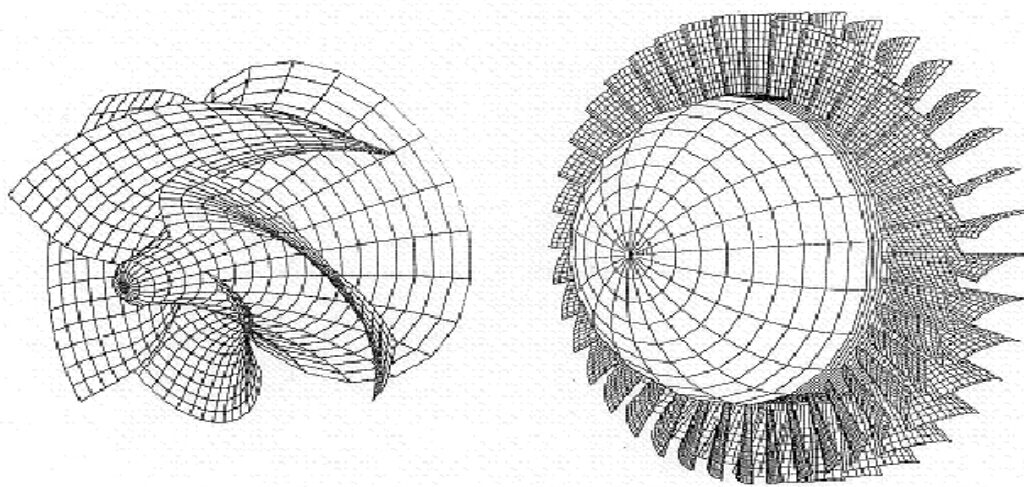
L'écoulement aube à aube obtenu dans le plan  $(m, \Theta)$  pour les divers tubes de courant définis dans l'étape précédente.

L'étude de l'écoulement aube à aube est grandement facilitée en ramenant celui-ci à un écoulement en grille d'aubes plane. Cette opération peut s'effectuer par l'intermédiaire d'une transformation conforme. Suivant la précision attendue, il convient de mener cette étude sur 10 à 20 tubes de courant.

En fluide compressible, pour lequel la masse volumique varie non seulement avec la pression générée par la machine mais également avec la température, dépendant à la fois de la compression, des échanges avec l'extérieur et des pertes génératrices d'entropie, il est nécessaire de corriger l'écoulement méridien en fonction des résultats obtenus en écoulement aube à aube et ainsi de suite jusqu'à convergence complète de l'ensemble.

Dans le cadre du dimensionnement d'une nouvelle machine, les méthodes Navier-Stokes 3D ne

seront mises en oeuvre que lorsque les différentes étapes 2D méridien et aube à aube auront donné satisfaction.



Roue de pompe hélico-centrifuge

Rotor et stator d'un compresseur axial

**Figure I-2**\_Types de roues

**I -Propriétés du mouvement relatif**

En présence d'aubages animés d'un mouvement : d'entraînement  $\vec{U} = \vec{\omega} * \vec{r}$ , correspondant à la mise en rotation du rotor à la vitesse angulaire  $\omega$ , on introduit la notion de vitesse relative  $\vec{W}$ . En respectant les règles de composition des champs de vitesses, la vitesse relative  $\vec{W}$  sera issue la relation vectorielle :

$$\vec{C} = \vec{U} + \vec{W} \tag{I-1}$$

La vitesse absolue  $\vec{C}$  correspond à la vitesse d'une particule fluide mesurée dans le repère fixe. Dans le repère mobile lié au rotor, la même particule sera animée de la vitesse  $\vec{W}$ .

L'introduction de la vitesse relative permet de ramener l'étude de l'écoulement autour des aubages mobiles à celle de l'écoulement autour des mêmes aubages immobilisés artificiellement. Ainsi, sur le plan purement cinétique, on peut supposer dans une première approximation que l'ensemble des relations établies avec la vitesse absolue peuvent être utilisées en remplaçant  $C$  par la vitesse relative  $W$  grâce à laquelle on vérifiera notamment la condition de glissement sur les aubages.

Cette manipulation n'est pourtant justifiée que dans le cas restreint des équations qui ne sont pas fondées sur l'hypothèse d'irrotationnalité de l'écoulement. Pour les autres, et notamment celles faisant appel à la fonction potentiel  $\Phi$ , une correction faisant

Intervenir la vitesse instantanée de rotation  $\omega$ , est nécessaire.

Introduite par Stodola, cette particularité de l'écoulement relatif est décrite par la relation générale :

$$\vec{\text{rot}} \vec{C} = \vec{\text{rot}} \vec{W} + 2 \vec{\omega} \quad (\text{I-2})$$

Montrant que si l'écoulement absolu est irrotationnel, l'écoulement relatif est quant à lui rotationnel :

$$\vec{\text{rot}} \vec{W} = -2 \vec{\omega} \quad (\text{I-3})$$

$$\vec{\text{rot}} \vec{W} = \begin{cases} \frac{1}{r} \frac{\partial W_a}{\partial \theta} - \frac{\partial W_u}{\partial z} = 0 \\ \frac{\partial W_r}{\partial z} - \frac{\partial W_a}{\partial r} = 0 \\ \frac{1}{r} \frac{\partial (r W_u)}{\partial r} - \frac{1}{r} \frac{\partial W_r}{\partial \theta} = -2\omega \end{cases} \quad (\text{I-4})$$

**Les conséquences sont nombreuses**

- ❖ Partant d'un écoulement absolu (aubages réellement immobiles), l'écoulement relatif ne peut être obtenu qu'en superposant à celui-ci un tourbillon d'intensité  $\vec{\omega}$  appelé tourbillon relatif.
- ❖ Le transfert énergétique entre les aubages et le fluide peut donc s'effectuer par l'intermédiaire de la circulation (machines axiales), du tourbillon relatif (machine centrifuge) ou encore par les deux modes à la fois (machines hélico-centrifuges).[3]
- ❖ La présence de ce tourbillon confère à l'écoulement relatif inter-aubages ses propriétés essentielles :

- Non axisymétrique ( $\partial/\partial\Theta \neq 0$ ).

- Non permanent mais de caractère périodique s'illustrant par les relations :

$$W(r, z, \Theta) = W \left( r, z, \Theta + \frac{2\Pi}{Na} \right)$$

$$C(r, z, \Theta) = C \left( r, z, \Theta + \frac{2\Pi}{Na} \right)$$

Où  $Na$  représente le nombre d'aubages.

Suivant les applications, on peut considérer l'écoulement comme permanent en moyenne.

- ❖ L'existence du tourbillon relatif est à l'origine du glissement, particulièrement important dans la prévision des performances des machines centrifuges et hélico-centrifuges

**I-1 Equation de continuité:**

On se place dans le cas général de l'écoulement dans l'espace inter-aubages correspondant à une grille d'aube tridimensionnelle dans laquelle on fait apparaître en coordonnées cylindriques

les composantes des vitesses absolue,  $\vec{C}$ , relative  $\vec{W}$  et d'entraînement  $\vec{U}$  :

$$\vec{C} \begin{cases} Cr = \frac{\partial \Phi}{\partial r} \\ Cu = \frac{\partial \Phi}{r \partial \theta} \\ Ca = \frac{\partial \Phi}{\partial z} \end{cases} \quad \vec{W} \begin{cases} Wr \\ Wu \\ Wa \end{cases} \quad \vec{U} \begin{cases} 0 \\ U = \omega r \\ 0 \end{cases}$$

L'écoulement absolu étant irrotationnel, la vitesse  $\vec{C}$  dérive d'un potentiel  $\Phi$  comme l'indiquent ses composantes Cr, Cu et Ca.

La figure I-3 fait apparaître la vue méridienne et la vue de face de la grille d'aube retenue. On définit dans cette figure trois directions particulièrement importantes :

- la direction m décrivant une ligne de courant méridienne, la composante méridienne  $C_m$  assurant le débit et l'angle  $\delta$  formé entre la direction méridienne et l'axe Oz.

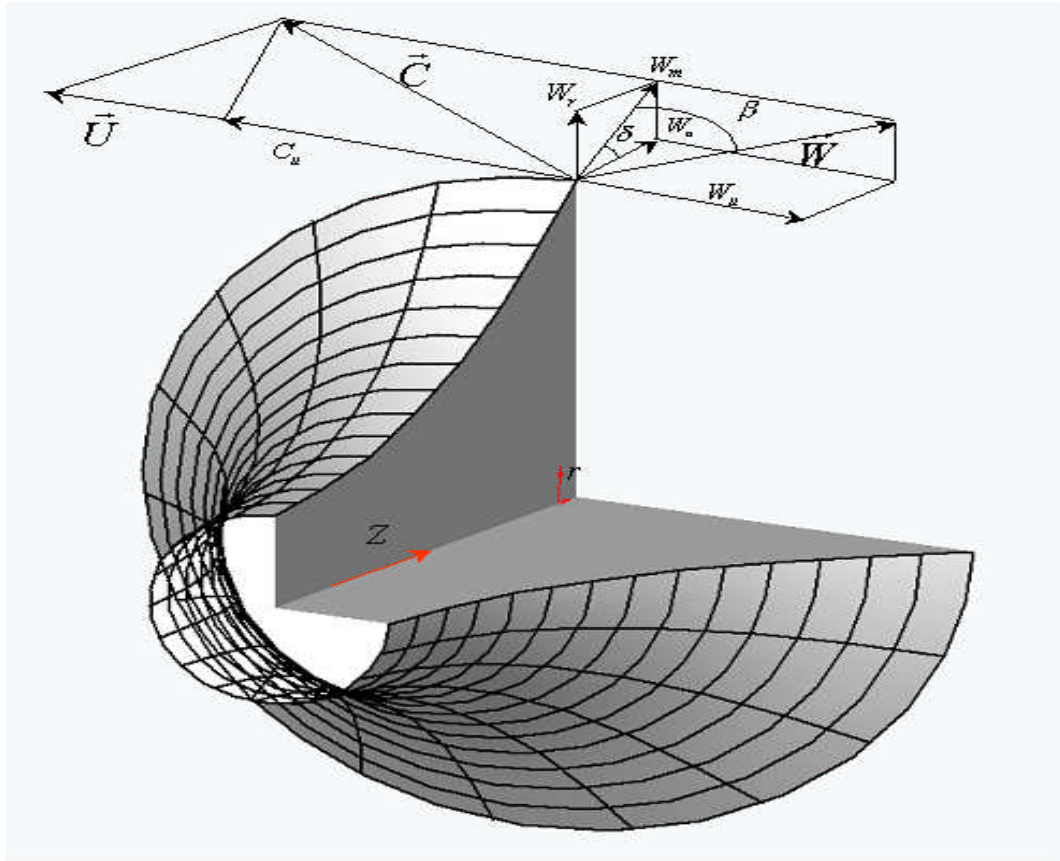


Figure I-3 Ecoulement dans une grille tridimensionnelle [18].

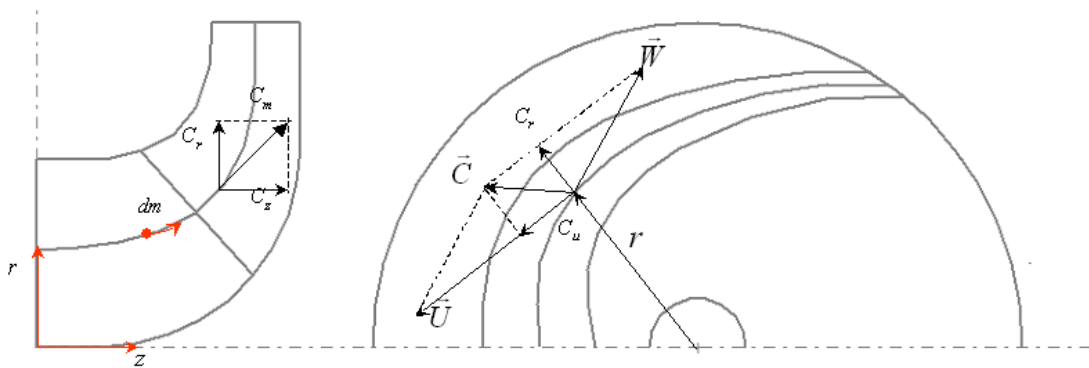


Figure I-4 Triangles de vitesses. vue méridienne et vue de face[18]

-La direction dl correspondant à la ligne de courant relative,

-La direction ds correspondant à la ligne de courant absolue.

Seules les composantes U, Cu et Wu sont en vraie grandeur sur la vue de face de la (figure I-4)

De ces figures, on déduit les relations géométriques suivantes:

$\begin{aligned} Cr &= Cm \sin \delta & dr &= dm \sin \delta \\ Ca &= Cm \cos \delta & dz &= dm \cos \delta \\ Cm &= Wm \end{aligned}$	(I-5)
--	-------

La loi de composition des vitesses donne la liaison entre les composantes des différentes vitesses :

$$\vec{C} \begin{cases} Cr = \frac{\partial \Phi}{\partial r} = Wr \\ Cu = \frac{\partial \Phi}{r \partial \theta} = U + Wu = \omega r + Wu \\ Ca = \frac{\partial \Phi}{\partial z} = Wa \end{cases} \quad (I-6)$$

Reprenons la forme de l'équation de continuité en coordonnées cylindriques:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{C}) = 0$$

ou : 
$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(\rho r Cr) + \frac{\partial(\rho Cu)}{r \partial \theta} + \frac{\partial(\rho Ca)}{\partial z} = 0 \quad (I-7)$$

En reportant les composantes Cr, Cu, Ca issues de (6) dans l'équation de continuité et en remarquant que :

$$\frac{\partial(\rho \omega r)}{r \partial \theta} = 0$$

Celle-ci se transforme en :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial(\rho r Wr)}{\partial r} + \frac{\partial(\rho Wu)}{r \partial \theta} + \frac{\partial(\rho Wa)}{\partial z} = 0$$

ou : 
$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{W}) = 0 \quad (I-8)$$

L'équation de continuité s'écrit donc de façon identique en mouvement relatif (I-8) et en mouvement absolu (I-7).

**I.2) Fonction potentiel**

Ecrivons maintenant la différentielle totale de  $\Phi$ :

$$d\phi = \frac{\partial\phi}{\partial r} dr + \frac{\partial\phi}{r\partial\theta} rd\theta + \frac{\partial\phi}{\partial z} dz \tag{I-9}$$

D'après le système (I-6), cette différentielle est calculable de deux façons : en remplaçant les

différents  $\frac{\partial\Phi}{\partial r}$ ,  $\frac{\partial\Phi}{r\partial\theta}$  et  $\frac{\partial\Phi}{\partial z}$  par les composantes directes de  $\vec{C}$  ou par les composantes issues de

la composition des vitesses:

Dans le premier cas, on obtient :

$$d\phi = Crdr + Cu.rd\theta + Ca.dz \tag{I-10}$$

En utilisant les relations géométriques du système (I-5),  $d\Phi$  s'écrit :

$$d\phi = Cm.dm.\sin^2 \delta + Cu.rd\theta + Cm.dm.\cos^2 \delta$$

Soit après groupement et simplification :

$d\Phi = Cm dm + Cu rd\theta = Cd_s$
--------------------------------------

Cette forme classique a été établie en bidimensionnel

Partant des autres composantes, la relation (I-10) peut aussi s'écrire :

$$d\Phi = Wm .dm + (U+Wu) rd\theta$$

$$d\Phi = Wm .dm + Wu rd\theta + \omega r^2 d\theta$$

Et finalement :

$d\Phi = Wdl + \omega r^2 d\theta = D\Phi_R + d\Phi_E$	(I-11)
--	--------

Le potentiel de l'écoulement absolu irrotationnel peut donc s'écrire comme la superposition des pseudo-potentiels relatifs et d'entraînement.

**I.3 Equation dynamique en mouvement relatif**

L'équation générale de la dynamique des fluides parfaits s'écrit dans le repère absolu (relation I-10) :

$$\vec{\Gamma} = \frac{d\vec{C}}{dt} = -\frac{1}{\rho} grad\vec{p} - grad(gh) \tag{I-12}$$

Relation dans laquelle l'accélération  $\vec{\Gamma}$  prend la forme vectorielle issue de la relation I-12 :

$$\frac{d\vec{C}}{dt} = \frac{\partial\vec{C}}{\partial t} + grad\vec{c} \frac{c^2}{2} - \vec{C} \wedge rot\vec{C} \tag{I-13}$$

Lorsque  $\vec{C}$  est issue de la composition des vitesses relative  $\vec{W}$  et d'entraînement  $\vec{U} = \vec{\omega} \wedge \vec{r}$

$$\vec{C} = \vec{W} + \vec{\omega} \wedge \vec{r}$$

L'accélération absolue peut être calculée à partir de la dérivée suivante :

$$\boxed{\frac{d\vec{C}}{dt} = \frac{d\vec{W}}{dt} + \frac{d\vec{U}}{dt} + 2\vec{\omega} \wedge \vec{W}} \quad (I-14)$$

Relation issue de la composition des accélérations où l'accélération absolue est constituée de la somme des accélérations relative, d'entraînement et de Coriolis. D'après l'équation (I-13), les accélérations relatives et d'entraînement s'écrivent :

$$\frac{d\vec{W}}{dt} = \frac{\partial \vec{W}}{\partial t} + \overrightarrow{grad} \frac{W^2}{2} - \vec{W} \wedge \overrightarrow{rot} \vec{W} \quad (I-15)$$

$$\frac{d\vec{C}}{dt} = \frac{\partial \vec{U}}{\partial t} + \overrightarrow{grad} \frac{c^2}{2} - \vec{C} \wedge \overrightarrow{rot} \vec{C} \quad \text{avec;} \quad (I-16)$$

$$\vec{U} \wedge \overrightarrow{rot} \vec{U} = \begin{vmatrix} 0 & 0 \\ \omega r & 0 \\ 0 & 2\omega \end{vmatrix} \wedge \begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 2\omega^2 r \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix} = 2 \overrightarrow{grad} \frac{U^2}{2}$$

D'où la relation (I-16) pour  $\omega = \text{cte}$  :

$$\frac{d\vec{U}}{dt} = -\overrightarrow{grad} \frac{U^2}{2}$$

La relation (I-14) s'écrit maintenant:

$$\frac{d\vec{C}}{dt} = \frac{\partial \vec{W}}{\partial t} + \overrightarrow{grad} \left( \frac{W^2}{2} - \frac{U^2}{2} \right) - \vec{W} \wedge \overrightarrow{rot} \vec{W} + 2\vec{\omega} \wedge \vec{W}$$

En remarquant que :

$$-\vec{W} \wedge \overrightarrow{rot} \vec{W} + 2\vec{\omega} \wedge \vec{W} = -\vec{W} \wedge (\overrightarrow{rot} \vec{W} + 2\vec{\omega}) = \vec{W} \wedge \overrightarrow{rot} \vec{C} \quad (I-17)$$



On obtient l'expression de l'équation dynamique en mouvement relatif pour un fluide barotrope:

$$\boxed{-\overrightarrow{grad} \left[ \int \frac{dp}{\rho} + gh + \frac{W^2}{2} - \frac{U^2}{2} \right] = \frac{\partial \overrightarrow{W}}{\partial t} - \overrightarrow{W} \wedge \overrightarrow{rot C}} \quad \text{(I-18)}$$

**Simplifications :**

Pour un écoulement absolu irrotationnel, la relation (I-2) indique que le second terme du second membre s'annule. On peut alors intégrer l'équation (I-18) sur une ligne de courant relative pour obtenir la relation de Bernoulli en mouvement relatif :

$$\int \frac{dp}{\rho} + gh + \frac{W^2}{2} - \frac{U^2}{2} + \int \frac{\partial W}{\partial t} dl = cte(t) \quad \text{(I-19)}$$

Où le second terme est une constante d'intégration dépendant du temps. En introduisant le potentiel relatif  $\phi_R$  défini précédemment, la relation de Bernoulli s'écrira également :

$$\int \frac{dp}{\rho} + gh + \frac{W^2}{2} - \frac{U^2}{2} + \frac{\partial \phi_R}{\partial t} = cte(t) \quad \text{(I-20)}$$

Enfin, dans le cadre d'un écoulement relatif permanent, on obtient la forme générale utilisable sur l'ensemble de l'écoulement :

$$\boxed{\int \frac{dp}{\rho} + gh + \frac{W^2}{2} - \frac{U^2}{2} = cte} \quad \text{(I-21)}$$

En dehors des écoulements à surface libre, les termes liés à la pesanteur sont généralement négligeables par rapport aux autres termes. En fluide incompressible, le terme de pression s'écrit :

$$\int \frac{dp}{\rho} = \frac{1}{\rho} \int dp = \frac{p}{\rho}$$

**Expressions énergétiques :**

Dans le cadre de l'écoulement isentropique défini comme l'écoulement d'un fluide parfait sans échange de chaleur avec l'extérieur, l'enthalpie  $h$  du fluide s'écrit:

$$h = \int \frac{dp}{\rho} \quad (I-22)$$

et l'enthalpie d'arrêt ou enthalpie totale  $H$  :

$$H = h + \frac{C^2}{2} = \int \frac{dp}{\rho} + \frac{C^2}{2} \quad (I-23)$$

On définit aussi la rothalpie  $I$  par la somme :

$$I = h + \frac{W^2}{2} - \frac{U^2}{2} = \int \frac{dp}{\rho} + \frac{W^2}{2} - \frac{U^2}{2} \quad (I-24)$$

Introduite dans l'équation d'Euler (I-18) en mouvement relatif, celle-ci s'écrira de manière plus compacte :

$$-\overrightarrow{grad}I + \vec{f} = \frac{\partial \vec{W}}{\partial t} - \vec{W} \wedge (\overrightarrow{rot} \vec{W} + 2\vec{\omega}) \quad (I-25)$$

Dans ces conditions, le théorème de Bernoulli en écoulement permanent et irrotationnel s'écrit, en négligeant les forces de volume :

$$I = \int \frac{dp}{\rho} + \frac{W^2}{2} - \frac{U^2}{2} = cte \quad (I-26)$$

L'enthalpie d'un fluide ne peut varier que dans le cas d'un écoulement en grille mobile où est mise en œuvre la vitesse d'entraînement  $U$  issue généralement d'une rotation .La variation d'enthalpie entre l'entrée 1 et la sortie 2 d'une grille mobile s'écrira, d'après (I-23) :

$$\Delta H = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2} \quad (I-27)$$

Parallèlement, l'équation (I-26) permet d'écrire:

$$\int_1^2 \frac{dp}{\rho} = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} - \frac{W_2^2 - W_1^2}{2}$$

D'où la première forme cinématique de l'équation l'Euler des turbomachines :

$$\Delta H = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} - \frac{W_2^2 - W_1^2}{2} \quad (I-28)$$

On démontre, à partir des triangles de vitesses des figures I-3, la relation géométrique classique :

$$\frac{C^2}{2} + \frac{U^2}{2} - \frac{W^2}{2} = UCu$$

D'où la deuxième forme cinématique de l'équation d'Euler :

$$\Delta H = U_2 Cu_2 - U_1 Cu_1$$

Concernant les pompes et les ventilateurs, on utilise la hauteur totale d'élévation au lieu de la variation d'enthalpie :

$$H_{th} = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} - \frac{W_2^2 - W_1^2}{2g} = \frac{U_2 Cu_2 - U_1 Cu_1}{g} \quad (I-29)$$

S'agissant d'un fluide parfait, l'expression ci-dessus est qualifiée de hauteur théorique. Inversement, pour une grille de turbine, la hauteur cédée par le fluide est donnée par la relation :

$$H_{th} = \frac{U_1 Cu_1 - U_2 Cu_2}{g}$$

## II - Ecoulement tridimensionnel en fluide parfait:

Reprenons les équations déjà présentées dans le cadre du fluide parfait.

Les composantes de la vitesse absolue s'expriment à partir des composantes de la vitesse relative

$\vec{W}$  et de la vitesse d'entraînement  $\vec{U}$  (relation I-6) :

$$\vec{C} = \begin{cases} Cr = Wr \\ Cu = Wu + \omega r \\ Ca = Wa \end{cases} \quad (I-30)$$

Pour un fluide compressible, l'équation de continuité, issue de l'équation (I-9), s'écrit :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial(\rho r Wr)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho Wu)}{r \partial \theta} + \frac{\partial(\rho Wa)}{\partial z} = 0 \quad (I-31)$$

Ou

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial(\rho r Cr)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho Cu)}{r \partial \theta} + \frac{\partial(\rho Ca)}{\partial z} = 0 \quad (I-32)$$

L'hypothèse d'un écoulement irrotationnel permet d'écrire le système issu de I-14 :

$$\begin{cases} \frac{1}{r} \frac{\partial Ca}{\partial \theta} - \frac{\partial Cu}{\partial z} = 0 \\ \frac{\partial Cr}{\partial z} - \frac{\partial Ca}{\partial r} = 0 \\ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(rCu) - \frac{1}{r} \frac{\partial Cr}{\partial \theta} = 0 \end{cases} \quad (I-33)$$

La partie aubée de la roue gouverne les échanges énergétiques entre le fluide et le milieu extérieur par l'intermédiaire de la composante giratoire  $Cu$  communiquée au fluide. Celle-ci évolue au cours de la traversée de la roue en fonction de l'influence conjuguée de la forme des aubages et des lignes de courant[1].

**Remarque :**

Dans l'hypothèse d'un écoulement entièrement axisymétrique s'écrivant notamment :

$$\begin{cases} \frac{\partial Cr}{\partial \theta} = 0 \\ \frac{\partial Cu}{\partial \theta} = 0 \\ \frac{\partial Ca}{\partial \theta} = 0 \end{cases} \quad (I-34)$$

Le système (I-33) permettra d'écrire le système suivant, issu des première et troisième Composantes:

$$\begin{cases} \frac{\partial Cu}{\partial z} = 0 \\ \frac{\partial}{\partial r}(rCu) = 0 \end{cases}$$

Et de définir la distribution de vitesse giratoire :

$$Cu = \frac{K}{r} \tag{I-35}$$

Correspondant au vortex libre où K est une constante.

Inversement, lorsque l'écoulement imposé par les aubages ne suit pas la loi du vortex libre, celui-ci ne peut être considéré comme axisymétrique.

Dans le cas particulier de l'écoulement irrotationnel tridimensionnel, la vitesse absolue dérive d'un potentiel  $\Phi$  et l'on pose :

$$\vec{C} = \vec{U} + \vec{W} = \overrightarrow{grad\phi} = \begin{cases} Cr = \frac{\partial\phi}{\partial r} = Wr \\ Cu = \frac{\partial\phi}{r\partial\theta} = Wu + \omega r \\ Ca = \frac{\partial\phi}{\partial z} = Wa \end{cases}$$

En régime permanent, l'équation de continuité peut être développée en dérivant les divers produits figurant dans (I-32). On obtient alors, en introduisant le potentiel  $\Phi$ , l'équation à résoudre :

$$\nabla^2\phi + \frac{\overrightarrow{grad\phi}}{\rho} \left[ \overrightarrow{grad\phi} \right] = 0 \tag{I-36}$$

Où  $\nabla^2\phi$  est le laplacien de  $\Phi$  en coordonnées cylindriques :

$$\nabla^2\phi = \frac{\partial^2\phi}{\partial r^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial\phi}{\partial r} + \frac{\partial^2\phi}{\partial z^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2\phi}{\partial\theta^2}$$

**II-1) Conditions aux limites :**

En général, celles-ci s'expriment par les conditions suivantes :

-condition de glissement sur les aubes :

$$\vec{W} \cdot \vec{n} = 0 \tag{I-37}$$

$\vec{n}$  Étant le vecteur normal à la surface.

\*Condition de périodicité en amont et en aval des aubes :

$$\vec{C}(r, \theta, z) = \vec{C}(r, \theta + \frac{2\Pi}{Na}, z) \tag{I-38}$$

Où Na représente le nombre d'aubages de la roue.[2]

**II-2) Résolution :**

La plupart des calculs 3D potentiels sont traités par des méthodes d'éléments finis s'appuyant sur un maillage fixe pendant tout le calcul. La finesse de ce maillage permet une bonne prise en compte de la géométrie des frontières et notamment des aubages. Nous reviendrons en détail sur les méthodes numériques à la fin de ce chapitre.

**a)-En fluide compressible :**

La masse volumique du fluide variant avec la pression et la température, il est nécessaire à chaque étape, de calculer la pression grâce à l'équation d'Euler des turbomachines (I-26) :

$$\int \frac{dp}{\rho} + \frac{W^2}{2} - \frac{\omega^2 r^2}{2} = I_0 = cte \tag{I-39}$$

L'hypothèse d'un écoulement isentropique ou non permettra d'évaluer en tout point la température puis la masse volumique. Celle-ci sera modifiée dans l'équation (I-36) à chaque étape du calcul qui sera répété jusqu'à satisfaction du critère de convergence.

Dans le cas d'un fluide parfait subissant une compression adiabatique, on écrira :

$$\rho = \frac{P}{rT} = \frac{\gamma P}{(\gamma - 1)CpT} \tag{I-40}$$

$$T = T_0 \left( \frac{P}{P_0} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} \tag{I-41}$$

$$\text{soit : } \rho = \frac{\gamma p_o}{(\gamma - 1) T_o} \left[ \frac{I_o - \frac{W^2 - U^2}{2}}{C_p T_o} \right]^{\frac{1}{\gamma-1}} \quad (\text{I-42})$$

avec :  $\gamma$  exposant isentropique du gaz

$C_p$  : chaleur massique du gaz

$P_o$  et  $T_o$  : pression et température en un point quelconque de l'écoulement amont, par

Exemple à l'entrée de la machine

$I_o$  : rothalpie, constante pour tout l'espace inter-aubages

**b)-En fluide incompressible :**

L'équation à résoudre est ici l'équation (36) avec  $\rho = \text{cte}$

$$\nabla^2 \phi = 0 \quad (\text{I-43})$$

Malgré sa simplicité apparente, le calcul en incompressible pose d'importants problèmes numériques.

**III - Modélisation en fluide réel**

En dehors des zones visqueuses, l'écoulement sain peut être modélisé à partir de la relation (18) :

$$-\overrightarrow{\text{grad}} \left[ \int \frac{dp}{\rho} + \frac{W^2}{2} - \frac{U^2}{2} \right] + \overrightarrow{F} = \frac{\partial \overrightarrow{W}}{\partial t} - \overrightarrow{W} \wedge (\overrightarrow{\text{rot}} \overrightarrow{W} + 2\overrightarrow{\omega}) \quad (\text{I-44})$$

Avec :  $\overrightarrow{\text{rot}} \overrightarrow{W} + 2\overrightarrow{\omega} = \overrightarrow{\text{rot}} \overrightarrow{c}$

Rappelons les définitions suivantes relatives au fluide réel :

Enthalpie :  $h = \int \frac{dp}{\rho} + \int T ds$  dont l'enthalpie totale  $H = h + \frac{C^2}{2}$  (I-45)

L'entropie :  $T ds = d(Qe + \tau_f)$  (I-46)

Où:  $Q_e$  représente l'apport de chaleur du milieu extérieur et  $f$  le travail des forces frottement. Sauf cas très exceptionnels, pour les turbomachines, on considère l'écoulement interne comme adiabatique

$$\text{Et la rothalpie : } I = h + \frac{W^2}{2} - \frac{U^2}{2} \quad (\text{I-47})$$

En remplaçant  $h$  par sa valeur dans la relation de rothalpie :

$$I = H + \frac{W^2}{2} - \frac{U^2}{2} - \frac{C^2}{2} \quad (\text{I-48})$$

soit en retenant la relation liée au triangle des vitesses :

$$I = H - UCu \quad (\text{I-49})$$

Utilisant la relation de l'enthalpie :

$$\overrightarrow{\text{grad}} \left[ \int \frac{dp}{\rho} \right] = \overrightarrow{\text{grad}} h - T \overrightarrow{\text{grad}} S \quad (\text{I-50})$$

En introduisant cette valeur dans (44), on fait ainsi apparaître la rothalpie  $I$  :

$$-\overrightarrow{\text{grad}} I + T \overrightarrow{\text{grad}} S + \vec{f} = \frac{\partial \vec{W}}{\partial t} - \vec{W} \wedge (\overrightarrow{\text{rot}} \vec{W} + 2\vec{\omega}) \quad (\text{I-51})$$

Il s'agit, sous cette forme, de l'équation de Crocco représentant l'expression énergétique de l'équation dynamique. Le terme  $\overrightarrow{\text{grad}} S$  est associé aux pertes génératrices d'entropie (frottements) et aux échanges de chaleur avec l'extérieur. Pour les évolutions adiabatiques, on écrira d'après (I-46) :

$$T \cdot \overrightarrow{\text{grad}} S = \vec{f}_D$$

$\vec{f}_D$  correspond la dissipation, elle est introduite pour matérialiser les pertes par frottement. Cet effort par unité de masse est colinéaire à  $\vec{W}$  mais de sens opposé.



**III.1. Projections de l'équation dynamique**

Les divers termes figurant dans l'équation dynamique en mouvement relatif (I-44) sont projetés sur les trois directions principales du repère (r,θ, z).

On obtiendra successivement :

$$\frac{1}{\rho} \overrightarrow{\text{grad}} p = \begin{vmatrix} \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} \\ \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{r \partial \theta} \\ \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} \end{vmatrix}$$

$$\overrightarrow{\text{grad}} \frac{W^2}{2} = \begin{vmatrix} W_r \frac{\partial W_r}{\partial r} + W_u \frac{\partial W_u}{\partial r} + W_a \frac{\partial W_a}{\partial r} \\ W_r \frac{\partial W_r}{r \partial \theta} + W_u \frac{\partial W_u}{r \partial \theta} + W_a \frac{\partial W_a}{r \partial \theta} \\ W_r \frac{\partial W_r}{\partial z} + W_u \frac{\partial W_u}{\partial z} + W_a \frac{\partial W_a}{\partial z} \end{vmatrix}$$

$$\overrightarrow{\text{grad}} \frac{U^2}{2} = \begin{vmatrix} \omega^2 r \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix}$$

$$\frac{\overrightarrow{\partial W}}{\partial t} = \begin{vmatrix} \frac{\partial W_r}{\partial t} \\ \frac{\partial W_u}{\partial t} \\ \frac{\partial W_a}{\partial t} \end{vmatrix}$$

D'après la relation : (I-33)

$$\overrightarrow{rot\vec{W}} + 2\vec{\omega} = \begin{vmatrix} \frac{1}{r} \frac{\partial Wa}{\partial \theta} - \frac{\partial Wu}{\partial z} \\ \frac{\partial Wr}{\partial z} - \frac{\partial Wa}{\partial r} \\ \frac{1}{r} \frac{\partial(rWu)}{\partial r} - \frac{1}{r} \frac{\partial Wr}{\partial \theta} + 2\omega \end{vmatrix} \quad (I-53)$$

$$\vec{W} \wedge (\overrightarrow{rot\vec{W}} + 2\vec{\omega}) = \begin{vmatrix} Wu \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial(rWu)}{\partial r} - \frac{1}{r} \frac{\partial Wr}{\partial \theta} + 2\omega \right] - Wa \left[ \frac{\partial Wr}{\partial z} - \frac{\partial Wa}{\partial r} \right] \\ Wa \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial Wa}{\partial \theta} - \frac{\partial Wu}{\partial z} \right] - Wr \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial(rWu)}{\partial r} - \frac{1}{r} \frac{\partial Wr}{\partial \theta} + 2\omega \right] \\ Wr \left[ \frac{\partial Wr}{\partial z} - \frac{\partial Wa}{\partial r} \right] - Wu \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial Wa}{\partial \theta} - \frac{\partial Wu}{\partial z} \right] \end{vmatrix}$$

$$\vec{f} = \begin{vmatrix} fr \\ f_{\theta} \\ fz \end{vmatrix} \quad \vec{f}_D = \begin{vmatrix} -f_D \cos \beta \sin \delta \\ -f_D \sin \beta \\ -f_D \cos \beta \cos \delta \end{vmatrix} \quad (I-54)$$

Les trois équations donnent après simplifications en combinaison avec celle de la continuité peuvent être écrites sous la forme conservative :

$$\frac{\partial Q}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial(rE)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial F}{\partial \theta} + \frac{\partial G}{\partial z} = \frac{S}{r} + H \quad (I-55)$$

Avec:

$$Q = \begin{vmatrix} \rho \\ \rho W r \\ \rho W u \\ \rho W a \end{vmatrix} \quad E = \begin{vmatrix} \rho W r \\ p + \rho W^2 r \\ \rho W r W u \\ \rho W r W a \end{vmatrix} \quad (I-57)$$

$$F = \begin{vmatrix} \rho W u \\ \rho W r W u \\ p + \rho W^2 u \\ \rho W u W a \end{vmatrix} \quad G = \begin{vmatrix} \rho W a \\ \rho W a W r \\ \rho W a W u \\ p + \rho W^2 a \end{vmatrix}$$

$$S = \begin{vmatrix} 0 \\ p + \rho (W u + W r)^2 \\ -\rho W r (W u + 2\omega) \\ 0 \end{vmatrix} \quad H = \begin{vmatrix} 0 \\ \rho [f r - f_D \cos \beta \sin \delta] \\ \rho [f_\theta - f_D \sin \beta] \\ \rho [f_z - f_D \cos \beta \cos \delta] \end{vmatrix}$$

La première ligne de ce système correspond à l'équation de continuité, les trois lignes suivantes sont les projections de l'équation dynamique dans l'ordre (r, θ, z)

Cette forme conservative constitue la base des méthodes de résolution **pseudo-instationnaire** où la solution stationnaire constitue la solution asymptotique en temps

III.2. Expressions en fonction de la géométrie de la machine

La géométrie de la machine est introduite à partir de la conicité des lignes de courant  $\delta$  et de l'angle d'aubage (**figure I-5**).

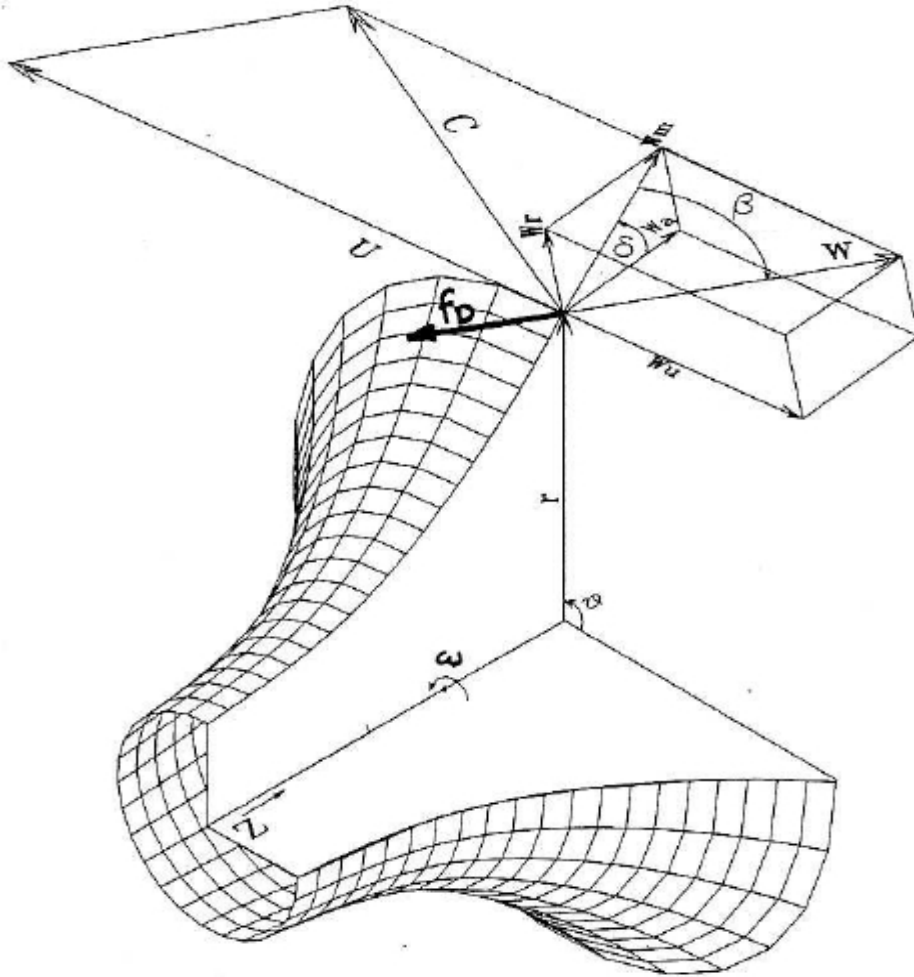


Figure I-5: triangles des vitesses sur la vue 3D[3]

On notera, sur cette figure, les relations géométriques suivantes :

$$\left. \begin{aligned} W_r &= W_m \sin \delta \\ W_u &= W_m \operatorname{tg} \beta \\ W_a &= W_m \cos \delta \end{aligned} \right\} \quad \text{(I-60)}$$

dont

$$\sin \delta = \frac{dr}{dm} \quad \cos \delta = \frac{dz}{dm} \quad \operatorname{tg} \beta = \frac{rd\theta}{dm} \quad \text{(I-61)}$$

$$\vec{f}_D = \begin{cases} -f_D \cos \beta \sin \delta \\ -f_D \sin \beta \\ -f_D \cos \beta \cos \delta \end{cases} \quad (\text{I-62})$$

On adoptera les hypothèses suivantes :

L'écoulement s'effectue sur des surfaces de révolution et on admettra la simplification :

$$\frac{\partial \delta}{\partial \theta} = 0 \quad (\text{I-63})$$

L'écoulement suit partout la direction moyenne imposée par les aubages :

$$\frac{\partial \beta}{\partial \theta} = 0 \quad (\text{I-64})$$

Cette hypothèse n'est généralement valable que dans le cadre d'une infinité d'aubages (hypothèse d'Euler). En remplaçant dans l'équation (I-55)  $W_r$ ,  $W_u$  et  $W_a$  par leurs valeurs issues de (I-60) et en utilisant les systèmes (I-61) et (I-62), on obtiendra les projections suivantes :

$$\begin{cases} -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} = W_m \sin \delta \frac{dW_m}{dm} + W_m^2 \cos \delta \frac{d\delta}{dm} - \frac{W_m^2}{r} \operatorname{tg}^2 \beta - \omega^2 r - 2\omega W_m \operatorname{tg} \beta + f_D \cos \beta \sin \delta \\ -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{r \partial \theta} = W_m \operatorname{tg} \beta \frac{dW_m}{dm} + W_m^2 (1 + \operatorname{tg}^2 \beta) \frac{d\beta}{dm} + \frac{W_m^2}{r} \operatorname{tg} \beta \sin \delta + 2\omega W_m \sin \delta + r \frac{d\omega}{dt} + f_D \sin \beta \\ -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} = W_m \cos \delta \frac{dW_m}{dm} + W_m^2 \sin \delta \frac{d\delta}{dm} + f_D \cos \beta \cos \delta \end{cases} \quad (\text{I-65})$$

Ces composants font apparaître l'accélération méridienne, l'accélération liée à la courbure des lignes de courant, la force centrifuge absolue, l'accélération de Coriolis, les termes de dissipation et le terme transitoire.

**III.3. Equation intrinsèque**

L'équation intrinsèque s'obtient en écrivant la différentielle totale de p (r, θ, z) :

$$dp = \frac{\partial p}{\partial r} dr + \frac{\partial p}{r \partial \theta} d\theta + \frac{\partial p}{\partial z} dz \quad (I-66)$$

En remplaçant chaque dérivée partielle par sa valeur issue de (I-65), on obtient l'équation suivante dans laquelle dl représente l'élément de ligne de courant relative

$$\frac{\partial p}{\rho} = U dU - W dW - \frac{d\omega}{dt} r \sin \beta dl - f_D dl \quad (I-67)$$

avec :  $dl = dm / \cos \beta$  (I-68)

Enfin, en intégrant de l'entrée à la sortie de l'aube :

$$\int_1^2 \frac{\partial p}{\rho} = \left[ \frac{U^2}{2} \right]_1^2 - \left[ \frac{W^2}{2} \right]_1^2 - \frac{d\omega}{dt} \int_1^2 r \sin \beta dl - \int_1^2 f_D dl \quad (I-69)$$

L'écoulement suivant la direction moyenne imposée par les aubages, les deux premiers termes correspondent à l'équation d'Euler des turbomachines.

Le troisième terme est un terme transitoire se manifestant en cours de croissance ( $d\omega/dt > 0$ ) ou de décroissance ( $d\omega/dt < 0$ ) de la vitesse de rotation.

Le dernier terme représente les pertes globales subies par le fluide : frottement sur les aubages et les flasques, pertes de désadaptation d'incidence.[4]

**IV) Modèle Quasi-Tridimensionnel**

Le modèle quasi-tridimensionnel ou modèle 2.5 D consiste à décomposer l'écoulement tridimensionnel en deux écoulements bidimensionnels couplés : l'un constitué de l'écoulement méridien (r, z) et l'autre de l'écoulement aube à aube (m,θ).

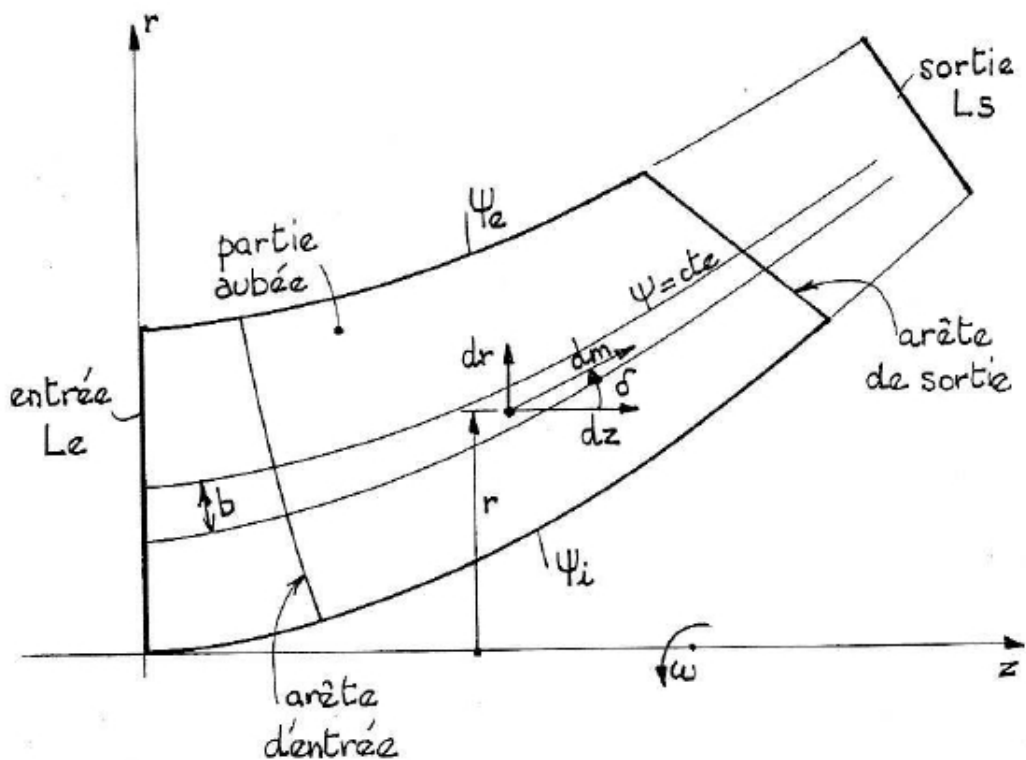
**IV.1) Ecoulement méridien moyen**

Les Hypothèses retenues pour l'étude de l'écoulement méridien sont les suivantes :

Il est supposé permanent en mouvement relatif :

$$\frac{\partial \vec{W}}{\partial t} = 0 \quad \text{et} \quad \frac{\partial \vec{\rho}}{\partial t} = 0$$

Il correspond à l'écoulement aube à aube moyenné en  $\theta$ , il est ainsi considéré comme Axisymétrique



**Figure I-6** Définition de la veine fluide en vue méridienne

L'objectif poursuivi consiste à définir les lignes de courant ( $\psi = \text{cte}$ ) de la vue méridienne Constituée de zones aubées et de zones dépourvues d'aubages.

Le problème se traite avec les composantes  $Wr$  et  $Wa$  du mouvement relatif, égales par ailleurs à celles du mouvement absolu (relation I-30).

L'équation de continuité s'écrit en régime permanent :

$$\frac{1}{r} = \frac{\partial(\rho r Wr)}{\partial r} + \frac{\partial(\rho Wa)}{\partial z} = 0 \quad (\text{I-70})$$

Celle-ci est automatiquement satisfaite en posant :

$$Cr = Wr = \frac{1}{\rho r} \frac{\partial \psi}{\partial z} \quad Ca = Wa = -\frac{1}{\rho r} \frac{\partial \psi}{\partial r} \quad (\text{I-71})$$

L'équation du mouvement est l'équation (51) :

$$\vec{W} \wedge \vec{rot} \vec{C} = \vec{grad} - T \vec{grad} \mathcal{S} - \vec{f} \quad (\text{I-72})$$

**a)- Cas du fluide parfait incompressible en vortex libre**

En adoptant l'hypothèse d'un écoulement axisymétrique, le rotationnel de  $\vec{C}$  a pour composantes celles issues de (I-33) :

$$\vec{rot} \vec{C} \begin{cases} \frac{\partial Cu}{\partial z} = \frac{1}{r} \frac{\partial(rCu)}{\partial z} \\ \frac{\partial Cr}{\partial z} - \frac{\partial Ca}{\partial r} = \frac{1}{\rho r} \nabla^2 \psi \\ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (rCu) \end{cases} \quad (\text{I-73})$$

En remplaçant dans la seconde composante  $Cr$  et  $Ca$  par leurs valeurs (I-71), celle-ci fait apparaître le laplacien de  $\psi$

Ainsi, en supposant d'une part que le tracé de l'aubage induit une giration du type vortex libre :

$$rCu = \text{cte}$$



et d'autre part que le fluide est parfait (ce qui se traduit par un second membre nul dans l'équation dynamique précédente), l'écoulement peut être considéré comme irrotationnel. En négligeant les forces de volume, l'équation à résoudre se ramène à :

$$\nabla^2 \psi = \frac{\partial^2 \psi}{\partial z^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial r} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial r^2} = 0 \quad (I-74)$$

Equation qu'il faut traiter par différences finies sur un maillage approprié. On adoptera par exemple, comme valeurs initiales des composantes de la vitesse, une valeur constante sur le domaine.

Les conditions aux limites s'écriront ainsi :

- Les lignes enveloppes  $\psi_e$  et  $\psi_i$  sont des lignes de courant.
- La vitesse est axiale et uniforme à l'entrée de la machine (entrée disposée suffisamment loin du bord d'attaque des aubes) : Condition de Dirichlet[1].
- La direction de la vitesse est constante dans la section de sortie : Condition de Neumann. Ce qui impliquera que  $L_s$  soit une bi normale de  $\psi_e$  et  $\psi_i$ .

**b) Pour le cas général (fluide compressible)**

En fluide compressible, les coordonnées du rotationnel contiennent les termes liés à la compressibilité l'équation devient :

$$\nabla^2 \psi = \frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \psi}{\partial z} \frac{\partial \rho}{\partial z} + \frac{\partial \psi}{\partial r} \frac{\partial \rho}{\partial r} \right) + (\rho r)^2 \left[ \omega \frac{\partial(rCu)}{\partial \psi} - \frac{1}{2r^2} \frac{\partial(rCu)^2}{\partial \psi} \right] \quad (I-75)$$

Pour La résolution s'effectuera suivant la forme numérique : où  $Q(r, z)$  est une fonction à calculer point par point sur le maillage adopté et dont les valeurs varient à chaque itération. Elle traduit la vorticité de l'écoulement.

**IV-2 Ecoulement aube à aube:**

Il s'agit de l'écoulement dans le repère  $(m, \theta)$  de la figure 1 que l'on résoudra comme précédemment par une méthode du type fonction de courant, la méthode pseudo-stationnaire, la méthode des singularités ou encore dans le cadre des méthodes globales par diverses corrélations basées sur des résultats expérimentaux. Ces deux dernières méthodes nécessitent

généralement de ramener l'écoulement aube à aube à un écoulement cylindrique par une transformation conforme appropriée.

Le tube de courant étudié est défini en 3.1. et représenté sur la figure I-4. Son épaisseur  $b$  est variable de l'entrée à la sortie de la machine

**a) Méthode pseudo-instationnaire**

Les équations de l'écoulement  $(m, \theta)$  sont issues des systèmes (I-56) et suivants.

Il s'agit d'un écoulement bidimensionnel de révolution d'épaisseur  $b$  non uniforme dont l'équation de continuité prend la forme :

$$\frac{\partial(\rho rb)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho rb Wm)}{\partial m} + \frac{\partial(\rho b Wu)}{\partial \theta} = 0 \quad (I-76)$$

Par rapport à la forme classique bidimensionnelle d'épaisseur constante, le terme  $\rho b$  remplace le terme  $\rho$ .

$$\frac{\partial(\rho rb Wu)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial m} [rb(p + \rho Wm^2)] + \frac{\partial}{\partial \theta} (\rho b Wu Wm) = p \frac{d(br)}{dm} + b\rho(Wu + \omega r)^2 \frac{dr}{dm} \quad (I-77)$$

$$\frac{\partial(\rho rb Wm)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial m} (\rho rb Wm Wu) + \frac{\partial}{\partial \theta} [b(p + \rho Wu^2)] = -b\rho Wm(Wu + 2\omega r) \frac{dr}{dm} \quad (I-78)$$

Dans ces équations, les dérivées locales en  $\partial b / \partial m$  sont négligées, ce qui nécessite un tube de courant d'épaisseur suffisamment faible.

**b) Méthode matricielle**

Comme précédemment, la méthode matricielle introduit la fonction de courant  $\psi$  pour satisfaire l'équation de continuité qui s'écrit en régime stationnaire (I-76) :

$$\frac{\partial(\rho rb Wm)}{\partial m} + \frac{\partial(\rho b Wu)}{\partial \theta} = 0 \quad (I-79)$$

Celle-ci est automatiquement satisfaite en posant :

$$\left\{ \begin{array}{l} Wm = \frac{1}{\rho r b} \frac{\partial \psi}{\partial \theta} \\ Wu = -\frac{1}{\rho b} \frac{\partial \psi}{\partial m} \end{array} \right. \quad (I-80)$$

Le modèle établi par Katsanis s'appuie sur l'hypothèse d'irrationalité de l'écoulement aube à aube qui s'écrit d'après la troisième composante de (I-53)[2] :

$$\frac{1}{r} \frac{\partial(rWu)}{\partial m} - \frac{1}{r} \frac{\partial Wm}{\partial \theta} = -2\omega \sin \delta \quad (I-81)$$

qui s'écrit, d'après (I-80) :

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial m^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \psi}{\partial \theta^2} - \frac{1}{r^2} \frac{1}{\rho} \frac{\partial \psi}{\partial \theta} \frac{\partial \rho}{\partial \theta} + \left[ \frac{\sin \delta}{r} - \frac{1}{\rho b} \frac{\partial(\rho b)}{\partial m} \right] \frac{\partial \psi}{\partial m} = 2\omega \rho b \sin \delta \quad (I-82)$$

**Conclusion :**

La résolution des différentes équations de l'écoulement dans les turbo machines en exploitant les équations fondamentaux de l'hydraulique (équation de continuité, équation de Naviers –Stocks ) permet de définir les modèles semi empirique régissant l'identifications des différents types de pertes à l'intérieurs des turbomachines .

# **CHAPITRE II**

## **Dimensionnement des pompes centrifuges et analyse des pertes**

## Introduction

Le dimensionnement des pompes et ventilateurs centrifuges et hélico-centrifuges conserve encore aujourd'hui un caractère très empirique car il reste basé sur un grand nombre de règles d'origine expérimentale et statistique. Cet état de fait est cependant assez logique puisqu'en dehors des dimensions géométriques principales, un très grand nombre de paramètres de second ordre (une vingtaine) sont à fixer pour définir la géométrie complète de la roue et de son environnement immédiat. Ce choix, souvent arbitraire, peut être guidé par diverses considérations telles que : régularité de l'écoulement, encombrement, stabilité des caractéristiques, optimisation des performances (rendement, NPSH, bruit), etc.

### I) Méthodologie de dimensionnement de la roue

Dans ce paragraphe, nous présentons le problème inverse, à savoir l'ensemble des relations ou des choix arbitraires permettant, à partir d'un cahier des charges donné (hauteur  $H_a$ , débit  $q_{va}$ , vitesse de rotation  $N$ ), de définir les principaux paramètres géométriques de la roue, à savoir.[5]

Entrée d'aubage : angle  $\beta_{10}$ , rayon à la ligne moyenne  $R_1$ , largeur  $b_1$ ,

Sortie d'aubage : angle  $\beta_2$ , rayon de sortie  $R_2$ , largeur  $b_2$ ,

Bride d'aspiration : rayon  $R_o$

#### I.1) Détermination de l'entrée d'aubage.

L'angle d'entrée d'aubage  $\beta_{10}$  est généralement choisi arbitrairement entre  $60^\circ$  et  $75^\circ$ , il représente l'angle formé entre le plan méridien et la tangente à la ligne moyenne de l'aube. En se plaçant sur la ligne moyenne et en supposant que le fluide n'est soumis à aucune pré-rotation, la propriété du triangle des vitesses permet d'écrire:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{U_1}{C_1} \quad \text{Avec :} \quad (\text{II-1})$$

$$U_1 = \omega * R_1$$

$C_1$ : la vitesse absolue égale à la vitesse débitante :  $C_{ri}$

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

$$\left| \operatorname{tg} \beta_1 = \operatorname{tg} \beta_{10} \right. \\ \left. C_1 = \frac{q_{va}}{S_1} \right. \quad (\text{II-2})$$

avec  $S_1$  la section d'entrée d'aubage définie par :

$$S_1 = 2\pi R_1 b_1 \tag{II-3}$$

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

$$S_1 = S_{1opt} = \pi R_{opt}^2 \tag{II-4}$$

Avec:

$$: R_{opt} = 2.253 \sqrt[3]{\frac{qva}{N}} \tag{II-5}$$

On obtient d'après (II-1), (II-2) et (II-4) les autres paramètres géométriques de l'entrée d'aubage:

$$R_1 = \frac{qv \alpha t g \beta_{10}}{\pi \omega R_{opt}^2} \tag{II-6}$$

Et d'après (I-3) :  $b_1 = \frac{S_1}{2\pi R_1}$  (II-7)

## **I-2 Détermination de la sortie d'aubage**

### **I-2-1 Calcul du rayon extérieur R 2**

Le choix du rayon extérieur s'effectue à partir d'une valeur de référence communément utilisée pour la construction des machines de compression. Cette valeur standard qui dépend de la vitesse angulaire spécifique  $\omega$  a été introduite par Cordier .[2]

Le diagramme de Cordier est un diagramme statistique issu de résultats expérimentaux sur lequel sont portées les vitesses angulaires spécifiques de diverses pompes en fonction de leur rayon spécifique (encombrement spécifique) :

$$\Lambda = \frac{R_2 (gH)^{1/4}}{\sqrt{qv}} \tag{II-8}$$

Pour chacun des points représentatifs, les courbes d'iso-rendement permettent de définir la zone de dimensionnement idéal concernant le rendement. Pour une vitesse spécifique donnée, on définit ainsi le rayon spécifique le mieux adapté puis l'encombrement « idéal ».

$$R_2 = \frac{\Lambda \sqrt{qv}}{(gH)^{1/4}} \tag{II-9}$$

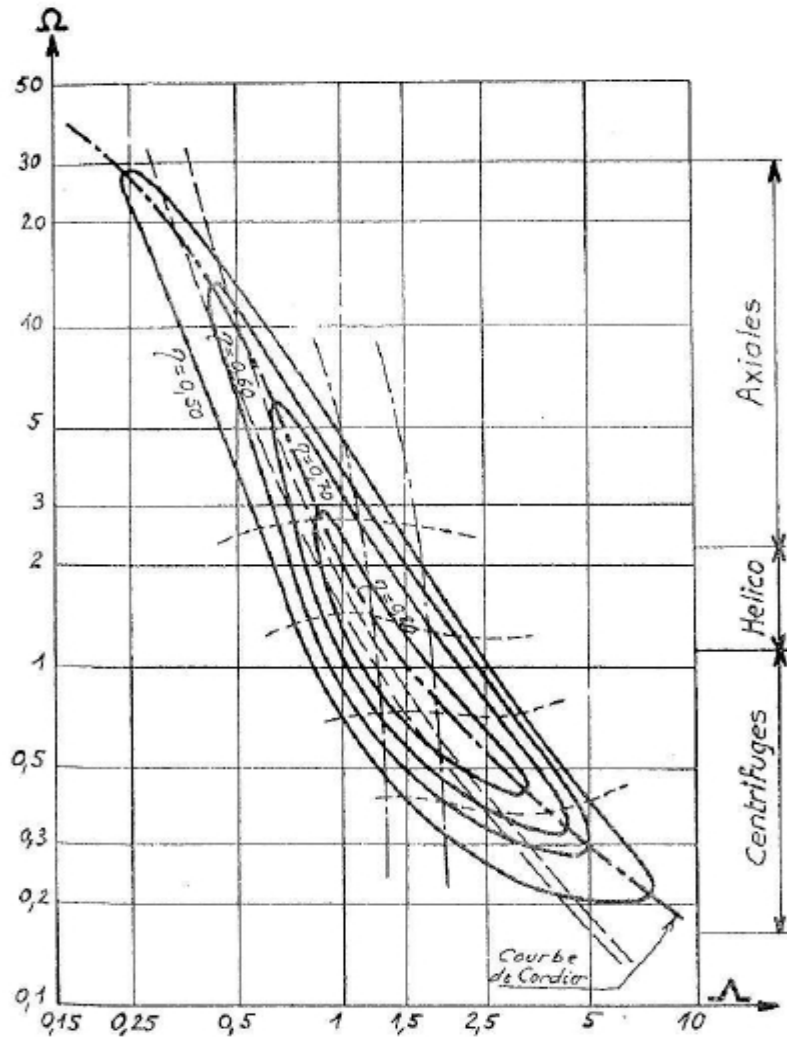


Figure II-1: Evolution standard selon cordier [7]

**I-2-2\_Choix de l'angle de sortie  $\beta_{2\infty}$  :**

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

$$H_{th} = \frac{U_2 C_{u2}}{g} \quad \text{Et} \quad H_{th\infty} = \frac{U_2 C_{u2\infty}}{g}$$

On constate, d'après cette relation, que la hauteur d'élévation théorique d'une machine de compression (ventilateur, pompe, compresseur) ne dépend que de la vitesse périphérique  $U_2$  et

de la composante giratoire de la vitesse absolue  $Cu_2$ . Le rapport entre  $U_2$  et  $Cu_2$  peut être choisi dans des limites assez larges, il est intimement lié à l'angle de sortie d'aube  $\beta_{2\infty}$ .

Les pompes à liquide sont construites exclusivement avec des aubes couchées vers l'arrière, et notamment des angles  $\beta_{2\infty}$  compris entre  $50^\circ$  et  $70^\circ$  (valeur qui sera choisie arbitrairement).[4]

**I-2-3 Détermination de la largeur  $b_2$**

Le dernier paramètre géométrique définissant la roue, à savoir la largeur de sortie  $b_2$ , s'effectue sur la base d'une méthodologie que nous pouvons résumer ainsi : On estime d'abord le rendement hydraulique  $\eta_H$  de la roue à partir de la formule empirique de Lomakine au point de rendement maximal :

$$\eta_H = 1 - \frac{0.42}{[\log_{10} d_{red} - 0.172]^2} \tag{II-10}$$

$$\text{Avec : } d_{red} = 4250 \sqrt[3]{\frac{Q}{N}} \tag{II-11}$$

Ou en déduit la hauteur théorique et la hauteur théorique infinie ( $H$  est donné par le cahier des charges) :  $H_{th} = H/\eta_H$  (II-12)

$$H_{th\infty} = H_{th}/\mu \tag{II-13}$$

Ou  $\mu$  est le facteur de glissement

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

$$Cu_{2\infty} = \frac{gH_{th\infty}}{U_2} \tag{II-14}$$

Les triangles des vitesses en sortie de roue permettent de calculer la vitesse débitante  $Cr_2$  puis la largeur  $b_2$  :

$$Cr_2 = \frac{U_2 - Cu_{2\infty}}{tg\beta_{2\infty}} \tag{II-15}$$

$$b_2 = \frac{A}{2\pi R_2 Cr_2} \tag{II-16}$$



### I-3 Tracé Des Aubages

Nous proposons dans ce chapitre une méthode complète de tracé des aubages équipant les roues centrifuges et hélico-centrifuges. Elle est basée sur la définition des deux projections : la vue méridienne et la vue de face. Ce tracé important et délicat, la plupart du temps abordé de manière succincte dans les ouvrages, confère à la machine ses qualités d'aspiration, de rendement et de stabilité.[5]

#### I-3-1 Détermination de la vue méridienne

- définition de la ligne moyenne du canal méridien,
- discrétisation de cette ligne en un certain nombre de segments,
- adoption d'une loi d'évolution de la surface méridienne
- définition des enveloppes (flasques avant et arrière).

#### I-3-2) Définition de la ligne moyenne :

La ligne moyenne de la roue est définie par l'association d'une courbe de Bézier à trois pôles et d'une portion droite en sortie (figure 3). Les 3 pôles sont définis de la manière suivante:

Le premier pôle a comme coordonnées  $(0, R_{ox})$  avec  $R_{ox} = R_o/2$  pour une roue en porte-à faux  
 $R_{ox} = (R_o+R_a)/2$  pour une roue entre paliers (arbre traversant de rayon  $R_a$ ).

Le deuxième pôle est défini par l'intersection des deux droites  $\Delta_1$  et  $\Delta_2$

$\Delta_1$  est la droite parallèle à l'axe de rotation passant par le pôle  $(0, R_{ox})$ .

$\Delta_2$  est la droite passant par le point de coordonnées  $(z_2, R_2)$  et formant un angle  $\varphi$  avec la droite  $\Delta_3$ .

$\Delta_3$  est la perpendiculaire à l'arête de sortie  $b_2$  au point de coordonnées  $(z_2, R_2)$ .

Le troisième pôle  $(z_2, R_2)$ .se trouve sur la droite  $\Delta_2$  à une distance  $m_R$  du point de

Coordonnées  $(z_2, R_2)$ .

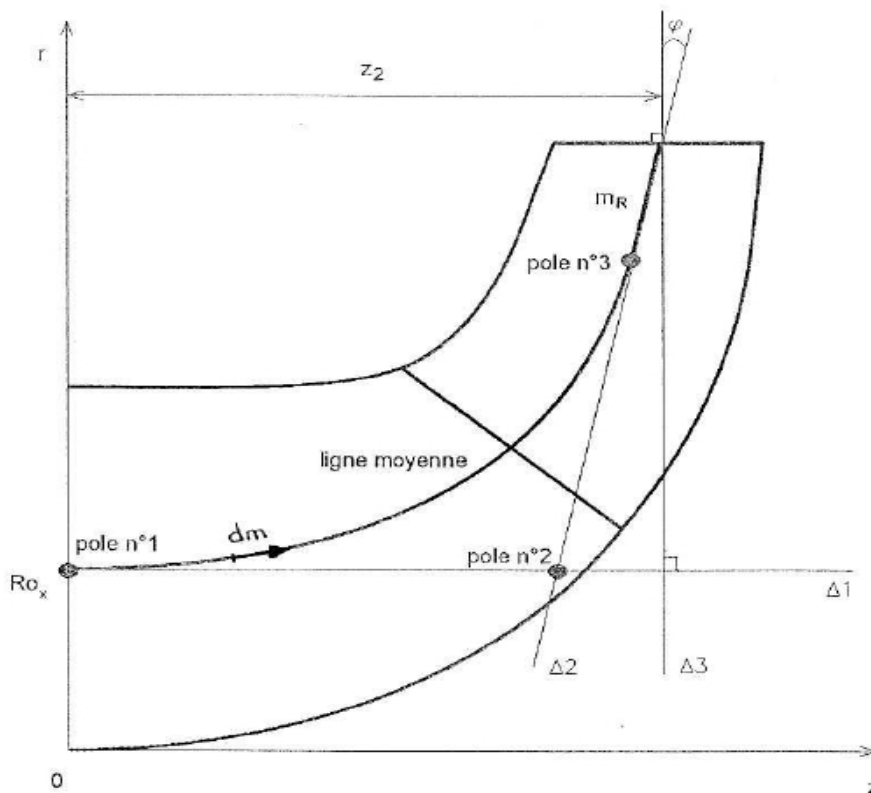


Figure II-2: Définition de la ligne moyenne

**Remarque :**

La valeur de  $m_R$  dépend de la vitesse spécifique de la machine et diminue avec celle-ci.

L'angle  $\varphi$  est un paramètre libre qualifié d'angle de cabrage. Le choix adéquat de ce paramètre permet de régler la concavité des deux flasques avant et arrière.

La distance  $z_2$  est aussi un paramètre libre caractérisant l'encombrement axial. La valeur retenue correspond dans la plupart des cas à un compromis entre les pertes et la taille de la machine. Dans le cas des pompes normalisées cette longueur est imposée.

**I-3-3 Définition de la loi de surface :**

L'évolution de la surface méridienne est explicitée en fonction de l'abscisse curviligne mesurée sur la ligne moyenne :  $S = S(m)$  cette abscisse curviligne est calculée à partir de la relation suivante :

$$m(z) = \int_0^z \sqrt{1 + \left[ \frac{dr}{dz} \right]^2} dz \tag{II-17}$$

La détermination analytique de cette intégrale est généralement impossible pour les fonctions  $r$  ( $Z$ ) de degré supérieur à un. De ce fait, on utilise une méthode d'intégration numérique (méthode de Gauss par exemple).

Une série d'équations simples peut être retenue pour décrire et maîtriser l'évolution de la surface débitante.

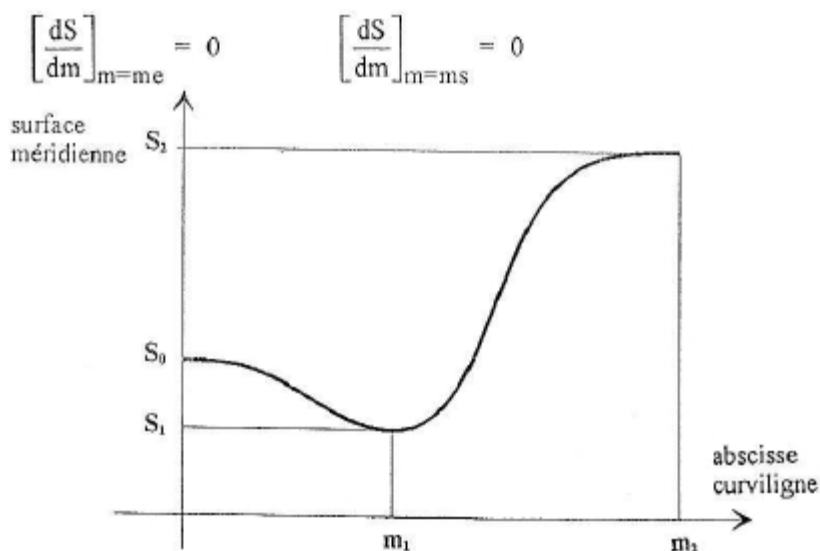
Nous considérons sur la vue méridienne deux parties distinctes :

-la partie en amont de l'aubage : entre la bride d'aspiration et l'entrée d'aubage :

-la partie aubée : entre l'entrée et la sortie d'aubage.

$$S(m_e) = S_1$$

$$S(m_s) = S_2$$



**Figure II-3:**Exemple de loi de surface

**I-3-4 Détermination des deux lignes  $\psi_e$  et  $\psi_i$  (flasques avant et arrière)**

La ligne moyenne étant discrétisée en un certain nombre de segments d'égale longueur curviligne, nous déterminons les coordonnées  $[r, z]$  de chaque point de discrétisation (la méthode de Newton est conseillée).

$$b = \frac{S(m)}{e \pi r} \tag{II-18}$$

La détermination des triplets  $\{z, r, b\}$  permet de déterminer (**figure II- 5**)

$\Psi_e$ : enveloppe extérieure des cercles (la ceinture)

$\psi_i$  : enveloppe intérieure des cercles (le plafond)

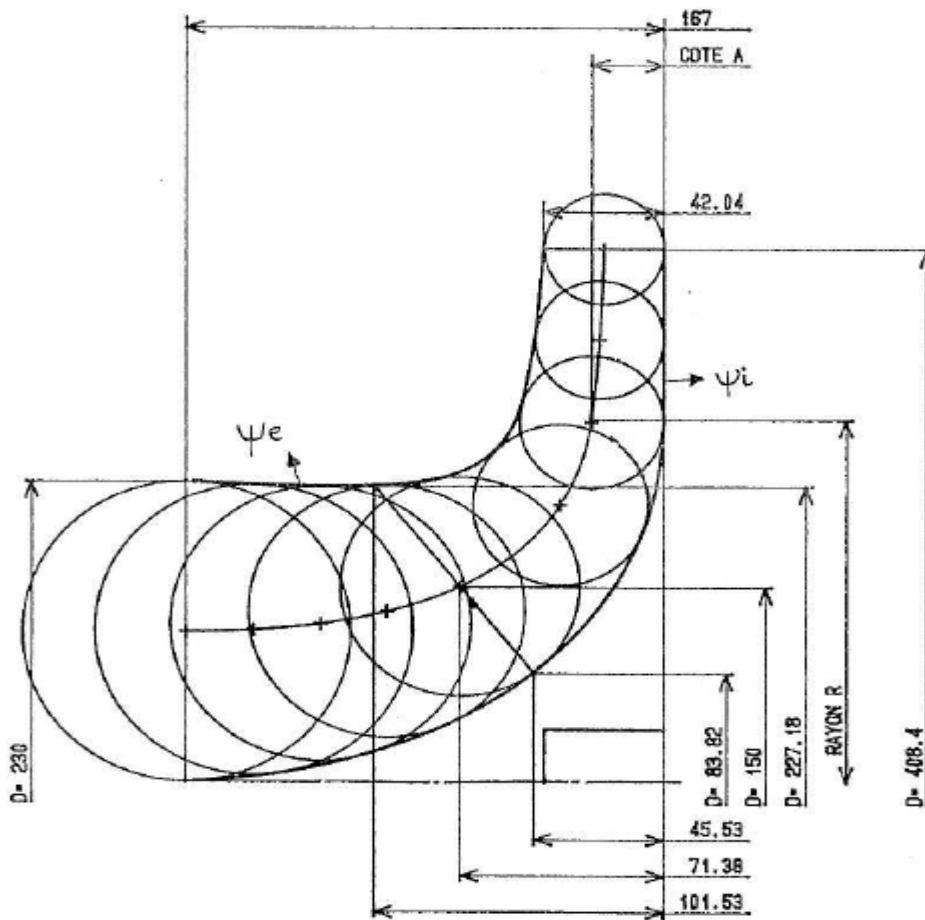


Figure II-4: Tracé des enveloppes des cercles[8]

**I-4 Inclinasion de l'arête d'entrée d'aube  $\theta_1$  et des angles  $\beta_{1eo}$  ,  $\beta_{1io}$**

Pour les machines de faible vitesse spécifique, l'arête d'entrée en vue méridienne est généralement horizontale ( $\theta_1 = 90^\circ$ ).

Lorsque le dimensionnement de la roue correspond à un débit important (augmentation de  $nsq$ ), le tracé de l'aubage devient tridimensionnel et il n'est plus possible de limiter les aubes a une partie purement radiale.[5]

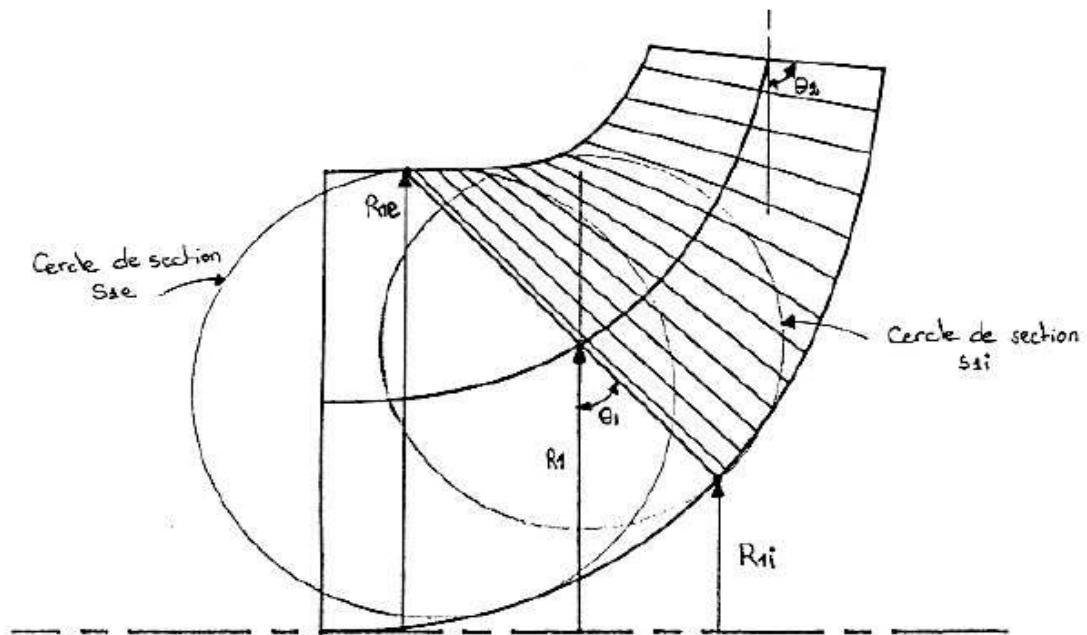


Figure II-5: Définition des inclinaisons des arrête d'entrée et de sortie  $\theta_1$  et  $\theta_2$ [8]

Dans la pratique, lorsque ce calcul n'est pas accessible, on fixe l'inclinaison  $\theta_1$  de manière arbitraire, souvent proche de  $45^\circ$ . On fait ensuite correspondre les vitesses débitantes avec celles associées aux cercles oscillateurs correspondants.

$$Cr_{li} = \frac{Q}{S_{li}} \text{ et } Cr_{le} = \frac{Q}{S_{le}}$$

Cette démarche n'est évidemment pas rigoureuse mais elle permet une approche satisfaisante dans la majorité des cas.

Les vitesses débitantes ainsi calculées donnent accès aux valeurs des angles d'aubages

$\beta_{1i0}$ , et  $\beta_{1e0}$  en partant des triangles de vitesses respectifs :

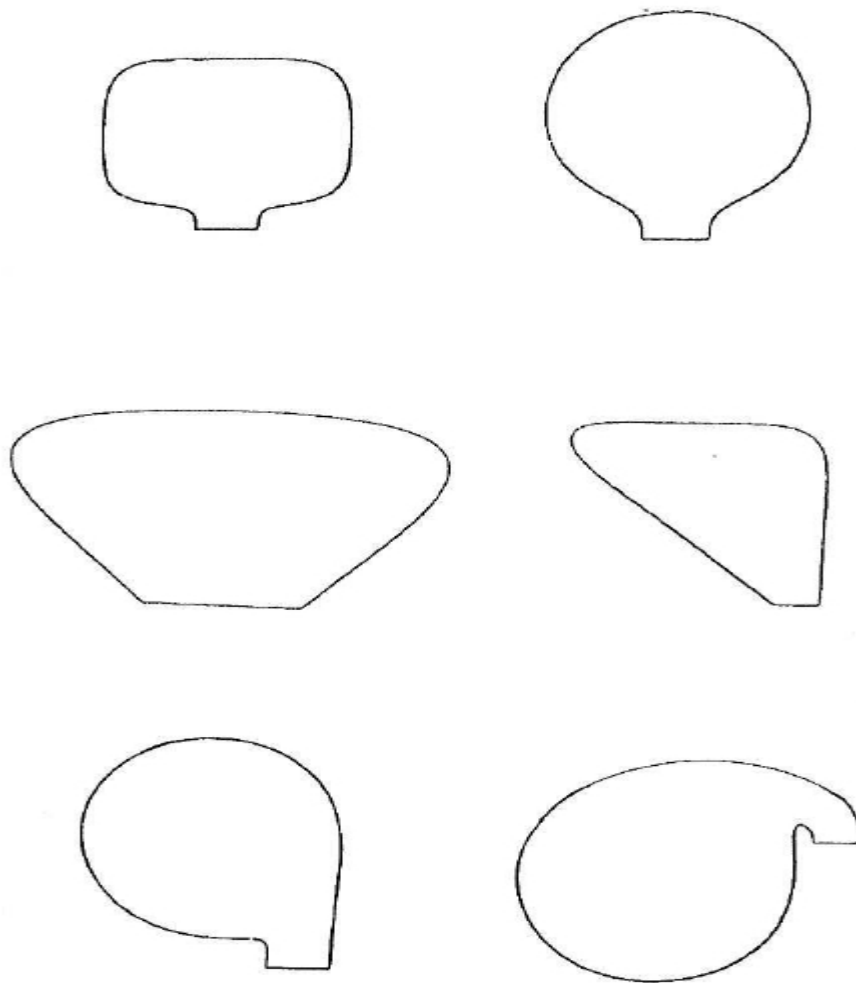
$$tg \beta_{li0} = \frac{U_{li}}{Cr_{li}} = \frac{\omega R_{li}}{Cr_{li}} \text{ et } tg \beta_{le0} = \frac{U_{le}}{Cr_{le}} = \frac{\omega R_{le}}{Cr_{le}}$$

Inclinaison de l'arête de sortie  $\theta_2$  et des angles  $\beta_{2e\infty}, \beta_{2i\infty}$

Pour les machines centrifuges, l'arête de sortie est parallèle à l'axe de rotation ( $\theta_2 = 90^\circ$ ).

## II) Calcul Et Tracé De La Volute

La volute dont le rôle est de canaliser le fluide sortant de la roue, est utilisée également pour transformer partiellement son énergie cinétique en énergie de pression. Les volutes de section transversale circulaire sont le plus souvent utilisées compte tenu de leur qualité et de leur simplicité de réalisation. Cependant, pour des raisons d'encombrement radial, on est parfois amené à définir d'autres formes (**figure 6**). Dans tous les cas, le principe de calcul est le même : il s'agit de définir l'évolution de section permettant, pour une vitesse moyenne fixée, d'assurer le débit attendu[2]



**Figure II-6:**Défferentes sections transversales de la volute

II-1) Définition des paramètres géométriques de la volute

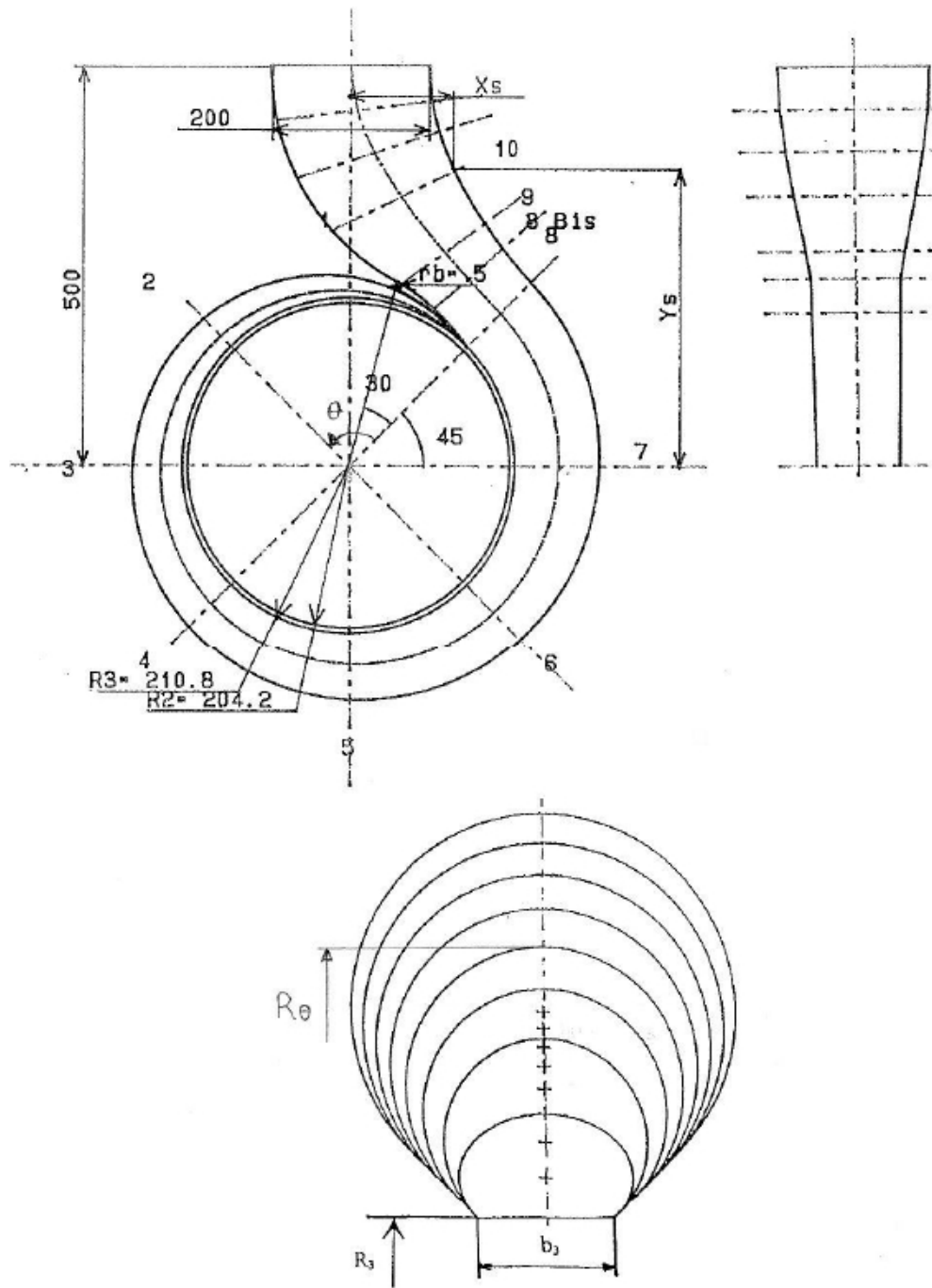


Figure II-7: Dessin de définition d'une volute

### a) Rayon de base R3

Une distance minimale doit être maintenue entre la roue et le bec de volute pour limiter l'interaction du sillage des aubages avec celui-ci (**figure II-7**). Cette distance est fonction du diamètre de la roue et de la vitesse spécifique de la machine. Elle constitue un compromis entre les fluctuations de pression et le rendement. Dans la pratique, on peut retenir le rapport approximatif  $R3/R2 = 1,05$  à  $1,10$ .

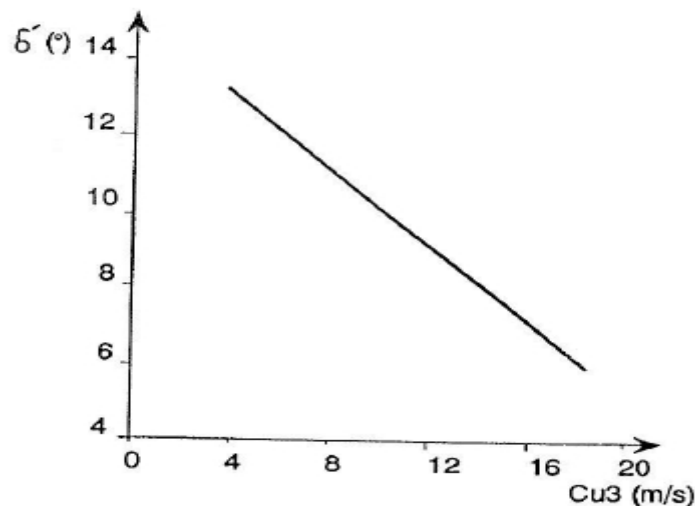
### b) Largeur b3 au rayon de base

La largeur de la volute  $b3$  doit être supérieure à la largeur en sortie de roue (**figure II-7**), le rapport entre les deux s'établissant dans les limites  $b3/b2 = 1,05$  à  $1,3$ . Les valeurs inférieures de  $b3/b2$  se rapportent aux machines de vitesse spécifique élevée.

### c) Définition du divergent

La section terminale de la volute est généralement inférieure à la section de la tubulure de refoulement. Le passage de l'une à l'autre est assuré par un divergent constituant le prolongement de la volute spirale (**figure II-7**). C'est une pièce importante puisque c'est dans le divergent qu'intervient la transformation finale de l'énergie cinétique du fluide en énergie de pression

(**Figure II-8**) représente la liaison entre l'angle  $\delta'$  et la vitesse moyenne d'écoulement du fluide  $C_{u3}$  en sortie de volute. Le divergent terminal doit présenter un angle d'élargissement  $\delta'$  susceptible d'éviter le décollement du fluide (de l'ordre de  $15^\circ$ ).



**Figure II-8** Relation entre l'angle  $\delta'$  et la vitesse d'écoulement  $C_{u3}$  en sortie de la volute



## II-2 Calcul et tracé de la volute

Il existe plusieurs méthodes de calcul et de tracé de la volute. On présente ici deux modèles :

### a)-Tracé suivant le principe de la conservation du moment cinétique

Cette méthode de calcul est fondée sur l'hypothèse d'un écoulement irrotationnel dans la volute spirale, conforme au principe de la conservation du moment cinétique (vortex libre) :

$$\chi = C u r = C u_2 R_2 = \text{constante} \quad (\text{II-19})$$

Le débit assuré dans la section élémentaire  $dA = b(r).dr$  (**figure II-5**) est donné par :

$$dq_v = C u . dA = b(r).dr$$

Soit, en intégrant sur toute la section débitante allant de  $R_3$  à  $R_\theta$  :

$$q_{v_\theta} = \chi \int_{R_3}^{R_\theta} b(r) \frac{dr}{r} \quad (\text{II-20})$$

Ce débit doit être égal à celui sortant de la roue depuis le bec de volute jusqu'à la section considérée (fraction du débit total de la pompe), soit

$$q_{v_\theta} = \frac{\theta}{360} q_v \quad (\text{II-21})$$

En égalant ces deux dernières relations et en réalisant l'intégration, on détermine les rayons  $R_\theta$  de la spirale. Dans certains cas (largeur constante, évolution circulaire,...) la forme de la fonction  $b(r)$  permet d'intégrer l'équation (II-20).

### b) Tracé suivant l'hypothèse d'une vitesse moyenne d'écoulement constante

L'hypothèse d'une vitesse moyenne d'écoulement constante est appliquée au calcul des volutes spirales de section transversale quelconque.

La vitesse d'écoulement dans la volute est calculée au moyen de la formule:

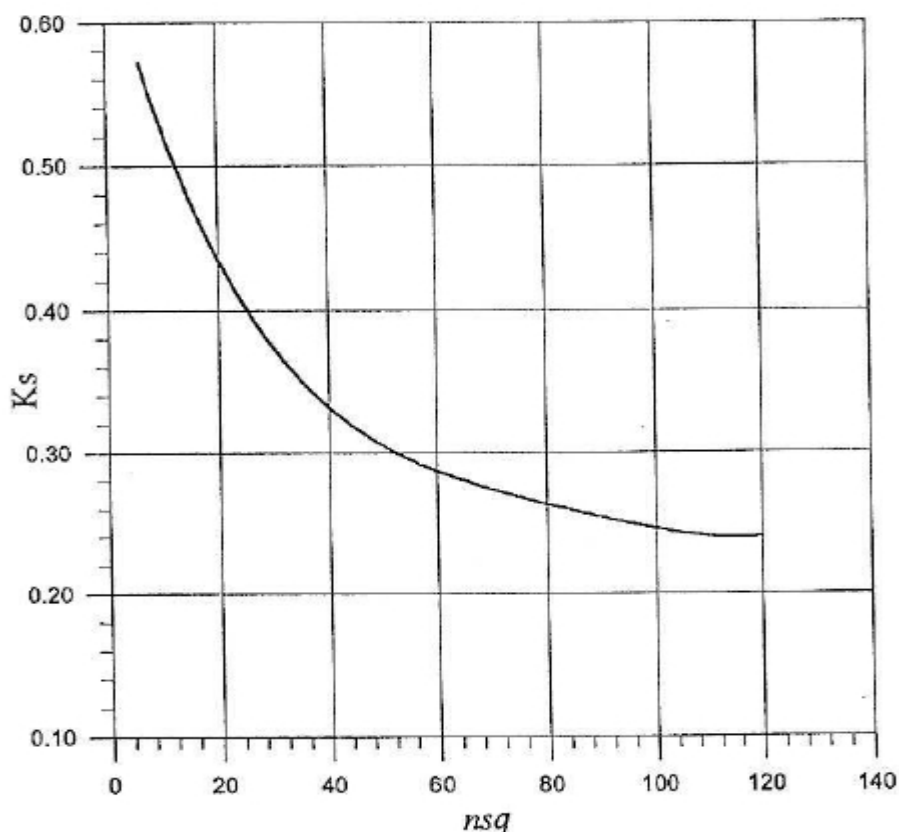
$$C u_3 = K_s \sqrt{2gh} \quad (\text{II-22})$$

$K_s$  étant un coefficient expérimental tenant compte de la répartition non uniforme des vitesses et des pertes de frottement. La liaison entre le coefficient  $K_s$  et la vitesse spécifique  $nsq$  de la machine est représentée sur la (**figure II-6**).

Après avoir calculé la valeur de  $Cu_3$ , on calcule la section de la volute pour un angle au centre  $\theta$  quelconque, au moyen de la relation :

$$S_{\theta} = \frac{\theta}{360} \frac{qv}{Cu_3} \quad (\text{II-23})$$

$qv$  est le débit de la roue que l'on peut minorer d'une certaine fraction pour tenir compte des fuites internes. En majorant  $K_s$ , on réduit l'encombrement de la volute mais évidemment au détriment des pertes.



**Figure II-9:** Liaison entre le coefficient  $K_s$  et la vitesse spécifique  $nsq$ [9]

### III) Les pertes dans la pompe :

Les diverses pertes d'énergie d'une pompe centrifuge sont de nature différentes, on peut les classer en :

- pertes aérodynamiques ou pertes de charges : elles comprennent les pertes dans la roue et dans le diffuseur (ou plus généralement dans les parties fixes de la pompe telles que volute etc....) au régime normale, ce sont les seules pertes de cette nature qui existent en dehors de ce régime lorsque le débit varie. Les triangles de vitesse se déforment aussi bien

à l'entrée de la roue qu'à la sortie , le fluide se présente sous un angle différent de celui des aubes .il en résulte des pertes par choc qu'il convient d'ajouter aux pertes par frottement mis à part ces pertes de charges .

- pertes par fuites : dans les joints entre la partie fixe de la pompe et la partie mobile il y a un débit de fuite c'est-à-dire un retour du fluide vers le côté aspiration de la pompe .de même pour le refroidissement de l'arbre de transmission du moteur un débit de fuite est nécessaire si le moteur n'a pas une protection mécanique extérieure
- pertes mécaniques : la puissance fournie par le moteur n'est pas complètement transformée en puissance hydraulique cela est dû aux pertes externes au niveau des disques

### III-1 Revue bibliographique sur les différentes méthodes de prédiction des pertes

#### a) Méthode de STEPANOFF

L'auteur a présenté les résultats expérimentaux qu'il a obtenus sous forme de diagramme appelé : diagramme de STEPANOFF (**figure II-10**).[6]

#### Description du diagramme :

ce diagramme est fonction de trois paramètres à savoir le rendement de la pompe, le débit au point nominal exprimé en l/s , la vitesse spécifique qui nous renseigne sur le type de la machine , cette vitesse spécifique est fonction de débit , de la hauteur manométrique totale et de la vitesse de rotation , elle est donnée par la relation suivante :  $N_s = N * Q^{0.5} H^{\frac{3}{4}}$

où N : vitesse spécifique

Donc selon ce diagramme la connaissance de la vitesse spécifique et le débit nous permettra de déterminer le rendement global de notre pompe toutefois il faut noter que ce diagramme est valable seulement pour les pompes ayant une vitesse spécifique ne dépassant pas les 200.

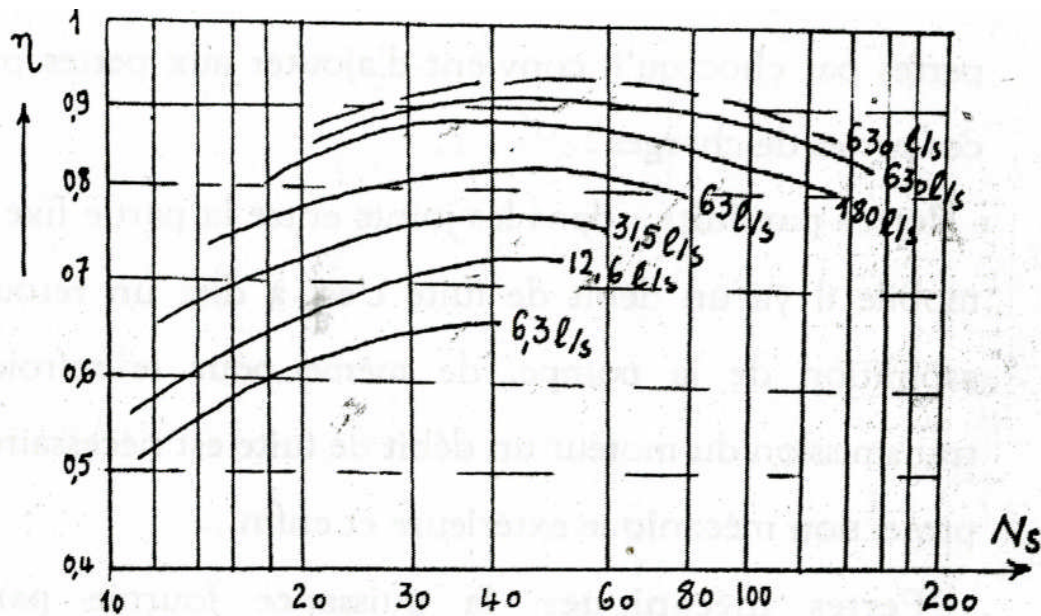


Figure II-10: Diagramme de STEPANOFF (rendement global)[18]

#### b) Méthode de HADJU :

L'auteur présente les résultats expérimentaux obtenus sous forme de diagramme appelé diagramme de HADJU. Ce dernier nous donne une estimation du rendement standard, ce diagramme est le résultat d'une étude statique faite sur un échantillon composé des pompes les plus performantes au monde. (figure II) jointe en annexe. Ce diagramme est fonction de savoir du débit en axe des abscisses et en ordonnée la vitesse spécifique, à l'intérieur du diagramme les courbes des rendements. Donc la connaissance de débit et de la vitesse spécifique nous permettra de déterminer le rendement global de la pompe. Toutefois, il faut noter que la méthode de HADJU est valable pour les pompes ayant une vitesse spécifique ne dépassant pas la valeur 120[18].

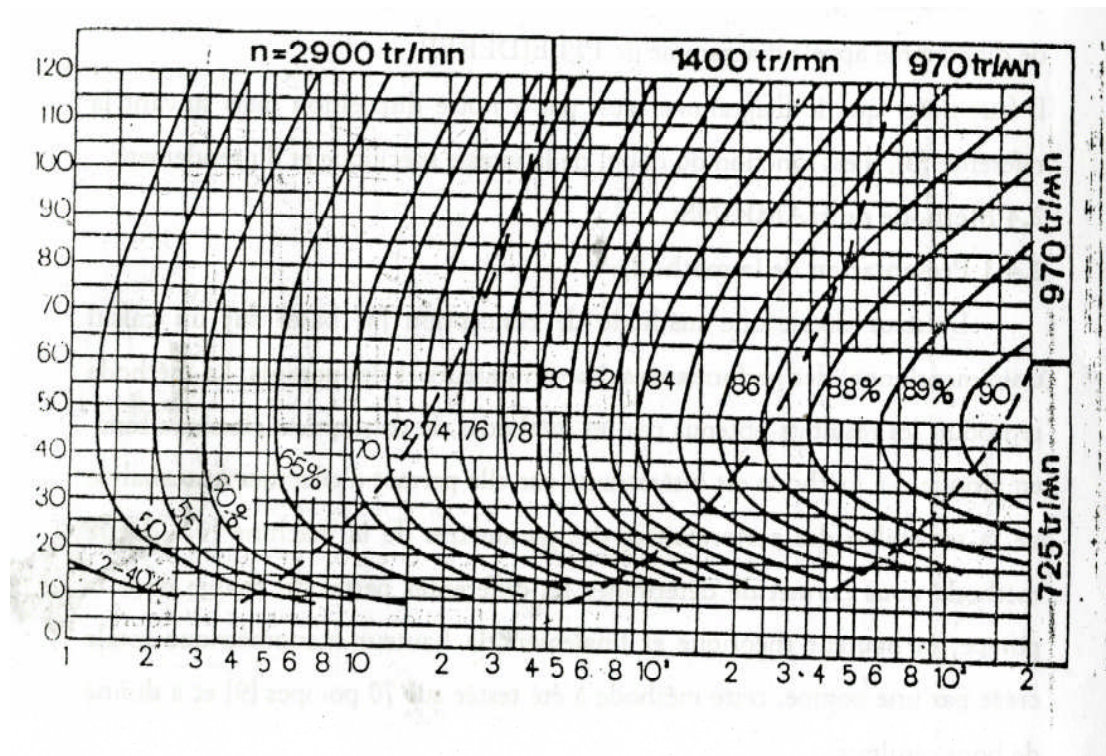


Figure II-11: Diagramme de HADJU(Rendement standard)[18]

### c) Méthode de PFLEIDERER :

L'auteur a présenté les résultats expérimentaux qu'il a obtenus sous forme de diagramme, ce dernier n'est pas à notre disposition mais il est fonction du débit, vitesse spécifique et du rendement

### d) Méthode de HAKMINS

#### d-1) Présentation de la méthode :

L'auteur décrit une méthode de conception basée sur un calcul unidimensionnel des performances des ventilateurs et des pompes. La méthode reproduit les résultats obtenus par la méthode de conception classique semi-empirique. La méthode est intéressante car elle permet d'effectuer une analyse de la sensibilité des performances des paramètres de la machine. Cette méthode nous permet de déterminer les différentes pertes de charge dans la pompe, la hauteur théorique et finalement la hauteur manométrique totale créée par une pompe. Cette méthode a été testée sur 70 pompes et a donné de bons résultats [7].

#### d-2) Principe de la méthode :

Cette méthode unidimensionnelle de prédiction des pertes dans une pompe centrifuge est basée sur une estimation de la hauteur théorique délivrée par la pompe dont la quelle nous déterminons les différentes pertes de charge pour trouver la hauteur pratique, ces pertes de charges sont au

nombre de cinq dans le cas des pompes sans diffuseur et au nombre de six pour les pompes avec diffuseur.

Nous présentons une coupe méridienne et une coupe orthogonale d'une pompe centrifuge avec les différents points ayant bien ces différentes pertes de charges

Ou:

0 ; entrée de la pompe ,1 entrée de la roue 2 sortie de la roue 3 : entrée de la volute

4 : sortie de la volute 5 : sortie du diffuseur

Suivants ces triangles  $V_{2U} = \sigma u_2 * V_{2R} \cot \beta_2$

où:  $\sigma$  est un coefficient du a la déviation angulaire pour un nombre d'aube fini

$\sigma$  est donné par l'expression suivante

$$\sigma = \left[ 1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_2}}{Z^{0.7}} \right] \left[ 1 - \left( \frac{r_1 - \epsilon}{r_2 - \epsilon} \right)^3 \right]$$

avec :  $\epsilon = e^{-0.16 \left( \frac{\sin \beta_2}{Z} \right)}$  où:

Z : nombre d'aube

$r_1$  : rayon d'entrée de la roue

$r_2$  : rayon de sortie de la roue

Lorsque  $R_1/R_2 < 1$  le seconde terme de III 2 devient nul

la hauteur théorique pour un nombre d'aube fini est définie comme suit

$$H_{th} = \frac{U_2}{g} (U_2 * V_{2R} \cot \beta_2)$$

**III-2 Pertes hydraulique :**

Les pertes hydrauliques dans une pompe sont de nature hydromécanique, c'est-à-dire elles sont liées à la structure de l'écoulement de fluide dans la pompe. elle se divisent en trois sorte de pertes à savoir ,pertes par frottement hydraulique se formant sur les parois mobiles ou immobiles , des différente parties de la pompes , comme tubulure d'aspiration , aubes volute etc.., une deuxième origine de pertes hydraulique est le décollement de la couche limite qui peut être causées par le contournement de l'arrête d'entrée des aubes ou par la diminution de vitesse trop

forte sur l'extrados des aubes , et la troisième c'est les pertes par incidence , nous allons maintenant définir et montrer à quel niveau se situent ces différentes pertes,

**III-2-1 les pertes à l'entrée de la pompe :**

ces pertes de charge qui se produit à l'entrée de la pompe , elle sont dues, au contournement de l'arrêté d'entrée des aubes , cette perte est fonction de la vitesse d'entrée  $c_0$  ,et d'un coefficient  $K$  détermine expérimentalement , cette perte est exprimé par la formule suivante :

$$\Delta H_0 = K_0 \frac{c_0^2}{2} \tag{II-24}$$

$c_0$  est exprimé par :

$$c_0 = \frac{4Q}{\pi(D_0^2 - d_m^2)} \tag{II-25}$$

ou :  $K_0$  : coefficient détermine expérimentalement qui est de l'ordre de 0.1

$D_0$  : diamètre de l'aire d'aspiration (m)

$d_m$  : diamètre du moyeu en (m)

**III-2-2) Pertes de charge dans la roue :**

cette perte est due d'une part, au régime d'écoulement dans la roue c'est-à-dire la turbulence, d'autre part les parties fixe de la roue tels que les aubes, les disques avant et arrière de la roue . cette pertes de charges est fonction du coefficient de frottement, de la longueur du passage du fluide dans la roue, du diamètre hydraulique, et en fin de la vitesse d'entrée relative, cette pertes de charge est exprimée par l'expression

$$\Delta H_1 = \xi \frac{L}{D_h} - \frac{w_1^2}{2} \tag{II-26}$$

Ou :  $L$  :est la longueur du passage du fluide dans la roue exprimé par :

$$L = \frac{D_2 - D_1}{2 \sin[(\beta_1 + \beta_2)/2]}$$

$D_1$  et  $D_2$  diamètre d'entrée et de sortie de la roue en m

$\beta_1$  et  $\beta_2$  angles d'entrée et de sortie de la roue en degré

$\xi$  : coefficient de frottement

$$\xi = \left[ 1.138 + 2 \log \left( \frac{D_h}{k} \right) \right]^{-2}$$

$D_h$  : diamètre hydraulique

$K$  : coefficient de rugosité

$W_1$  : vitesse relative d'entrée en m/s

**III-2-3) Pertes de charges au niveau des aubes :**

des expériences ont été effectuées par MYLES ont montré que ces pertes de charge sont dues à la forme géométrique des aubes, par la suite les vitesses d'entraînement et les vitesses absolues en chaque point de l'aube sont différentes, donc cette perte de charge, est due à la non uniformité des vitesses que ce soit sur l'intrados ou l'extrados de l'aube, MYLES[7] en faisant des expériences sur plusieurs pompes centrifuges a abouti aux relations suivantes :

$$\Delta H_2 = f(D_f) \frac{W_2^2}{2}$$

$D_f$  : facteur de diffusion du a la section occupée par le canal d'aube :

$$D_f = 1 - \frac{W_2}{W_1} + \frac{(U_1 + V_{1U}) - (U_2 - V_{2U})}{2S W_1} \tag{II-27}$$

$S$  : coefficient déterminé expérimentalement, il est fonction des angles d'entrée et de sortie de la roue, du nombre d'aubes et des rayons d'entrée et de sortie de la roue

$$S = \frac{Z}{2\pi \sin[(\beta_1 + \beta_2)/2]} \ln \left( \frac{R_2}{R_1} \right) \tag{II-28}$$

Cette formule est valable si :

$$D_f < 0.4$$

si  $D_f > 0.4$   $f(D_f) = D_f^2$  voir à cet effet : (courbe de facteur de diffusion)

**III-2-4) Pertes de charge dans la volute :**

Ces pertes de charges sont dues tout d'abord aux effets des frottements le long des parois de la volute, et sur les flasques avant et arrière de la roue, une étude expérimentale faite par WROSTER à montrer qu'il existe deux sortes de pertes de charges [6]

**III-2-5) pertes de charge par choc :**

ces pertes de charges sont fonction du rayon de sortie de la roue, de la vitesse absolue d'entraînement du rayon de la volute à la section de sortie et enfin de la vitesse absolue à la sortie de la volute, cette perte de charge est exprimée par la formule :

$$\Delta u_1 = \left[ 1 - \left( \frac{R_4 V_4}{r_2 V_{2U}} \right)^2 \right] \left[ \frac{r_2}{R_3} \right]^2 \frac{V_{2U}^2}{2} \tag{II-29}$$



ou :

$R_4$  : rayon de la volute

$r_2$  : rayon de la sortie de la roue en m

$V_4$  : vitesse au niveau de la section de sortie de la volute

$V_{2U}$  projection de la vitesse absolue de sortie de la roue sur la vitesse d'entraînement

cette formule est valable si :  $R_2 V_{2U} > R_4 V_4$

si :  $R_2 V_{2U} \leq R_4 V_4 \quad \Delta V_1 = 0$

**III-2-6) Pertes de charge par frottement :**

Une étude expérimentale faite par WORSTER [6] a montré que cette perte de charge est fonction de plusieurs paramètres à savoir suivant la formule ci-dessous

$$\Delta V_2 = \xi \frac{A_v}{A_4} \frac{V_4^2}{2} \tag{II-30}$$

ou :  $\xi$  : coefficient de frottement déterminé par WORSTER

$$\xi = \left[ 1.89 + 1.62 \text{Log} \left( \frac{L_v}{K} \right) \right]^{-2.5}$$

ou :  $L_v$  : longueur équivalente de la volute exprimé en m

$K$  : coefficient du rugosité

la longueur  $L_v$  est donnée par

$$L_v = \frac{R_3 - r_2 + \frac{b_4 + h_4}{2}}{\sin \alpha_2}$$

ou :  $\alpha_2$  : l'angle de bec de la volute exprimé en degré

$b_4$  : la largeur de la volute étoile en m

$h_4$  : la hauteur de la volute en m

$r_2$  : rayon de sortie de la roue en m

$V_4$  : vitesse dans la section la plus étroite de la volute en m

la vitesse  $V_4$  est donnée par l'équation de continuité :

$$V_4 = \frac{Q}{b_4 h_4}$$

les paramètres géométriques de la machine (voir figure en annexe)

$R_3$  : est un rayon qui est fonction du diamètre de sortie de la roue est d'un coefficient  $K_1$  pris égale à 1,1 finalement :

$$R_3 = 1,1 \frac{D_2}{2}$$

ainsi que

$A_4$  : étant la section la plus étroite qui est égale à  $b_4 h_4$

$A_v$  : étant la moyenne de la section de volute qui est fonction de plusieurs paramètres, elle donnée comme suit :

$$A_v = b_4 h_4 \left[ 1 + \left( \frac{2\pi}{\ln \left( \frac{R_3 + h_4}{R_3} \right)} \right)^2 \right]^{0,5} + 2\pi \left[ \frac{h_4(2R_3 + h_4) - R_2^2}{2 \ln \frac{R_3 + h_4}{R_2}} \right]$$

### III-2-7) Pertes par frottement au niveau des disques de la roue :

Une étude expérimentale faite par HAMKINS et PERRSALL a montré que ces pertes de charges sont dues aux frottements du fluide sur les disques avant et arrière de pompe, ces auteurs ont montré que ces pertes sont fonction de plusieurs paramètres à savoir la vitesse d'entraînement  $U_2$ , la viscosité du liquide, du diamètre de sortie et du débit, cette perte est exprimée par la formule suivante [7]

$$\Delta H_{df} = C \rho \frac{1}{2} U_2^3 R_2^2 \tag{II-31}$$

ou :  $\rho$  masse volumique de liquidité en  $\text{Kg/m}^3$

$U_2$  : vitesse d'entraînement en tours par minute

$R_2$  : rayon de sortie de la roue

$C$  : coefficient déterminé, expérimentalement

$$C = 0,15 Re^{-0,2}$$

ou  $Re$  : nombre de Reynolds

$$Re = \frac{U_2 D_2}{\nu}$$

$\nu$  : étant la viscosité en m<sup>2</sup>/s

Il a été démontré par plusieurs auteurs dans le domaine des turbomachines et notamment dans le cas des pompes centrifuges que 30% de pertes de charge ayant bien aux niveaux des disques de la roue retournement vers le coté refoulement c'est-à-dire ces 30% deviennent un gain pour la pompe, ce gain d'énergie est donnée par l'expression suivante ;

$$\Delta H_{df} = 0,3 C_p \frac{1}{2} U_2^3 R_2^2 \tag{II-32}$$

**III-3) les pertes dans la pompe en utilisant les triangles de vitesses**

D'autres recherche ont été faite sur les pertes a l'intérieur de corps hydraulique de la pompe (référence 2) Dans ce qui suit on étudie les pertes avec les trois phénomènes frottement, décollement et incidence dans la roue, dans le diffuseur et dans la volute tout en exploitant les triangles des vitesses et Les paramètres géométrique de la pompes [10] et [11].

**Tableau II-1** : Calcul des vitesses dans les différents organes

Paramètre	Entrée de la roue	Sortie de la roue	paramètre	Entrée de diffuseur	Sortie du diffuseur
Vitesse d'entraînement	$U_1=2*\pi*N*R_2/60$	$U_1=2*\pi*N*R_2/60$	Vitesse débitante	$V_{m3}=Q/2.\pi.R_3.b_3.\sigma$	$V_{m4}=Q/2.\pi.R_4.b_4.\sigma$
Vitesse absolue	$V_1=Q/2.\pi.R_1.b_1.\sigma.\eta_v$	$V_{m2}=Q/2.\pi.R_2.b_2.\sigma.\eta_v$	Vitesse tangentielle	$V_{u3}=V_{u2}*(R_2/R_3)$	$V_{u4}=V_{m4}*tg\alpha_4$
Vitesse relative	$W_1^2=V_1^2+U_1^2$	$W_2^2=V_{m2}^2+(U_1-V_{u2})^2$	Vitesse absolue	$V_3^2 = V_{m3}^2 + V_{u3}^2$	$V_4^2 = V_{m4}^2 + V_{u4}^2$
Angle d'écoulement	$Tg\beta_1=V_1/U_1$	$Tg\beta_2=V_{m2}/(U_2-V_{u2})$			

\*

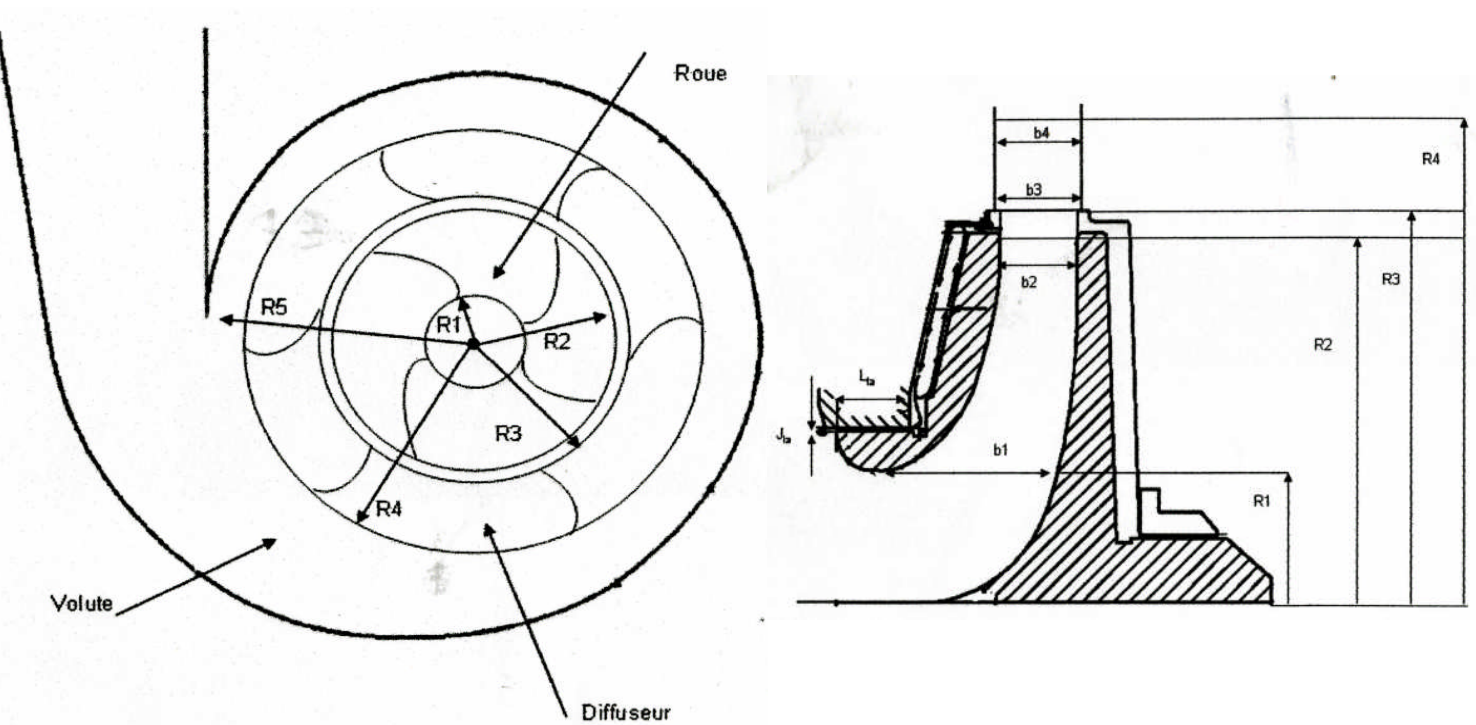


Figure II-12: Représentation géométrique d'une pompe centrifuge avec diffuseur

**a- Pertes dans la roue**

a-1 pertes par frottement

$$h_{fr} = \frac{1}{2g} * W_2^2 * C_{fr} \frac{L_r}{D_{hr}} \tag{II-33}$$

Avec :

$W_2$  : vitesse relative à la sortie de la roue

$C_{fr}$  : coefficient de frottement

D'après Thanapandi et Al ,le coefficient  $C_f$  est calculé par :

$$C_{fr} = \left( 1.89 + 1.62 \log \frac{L_r}{K_{sr}} \right)^{-2.5}$$

Ou :  $K_{sr}$  représente la rugosité hydraulique effective

$$K_{sr} = \frac{150.v}{\omega R_2}$$

$L_r$  : la longueur de la pale de la roue :

$$L_r = \frac{R_2 - R_1}{(tg\beta_2 - tg\beta_1) * \left[ \frac{1}{\cos\beta_2} - \frac{1}{\cos\beta_1} + Ln \left[ \frac{tg\beta_2}{\frac{tg\beta_1}{2}} \right] \right]}$$

$D_{hr}$  : diamètre hydraulique

$$D_{hr} = \frac{D_1}{\left( \frac{D_1}{b_1} \right) + \left[ \frac{2Z_r}{\pi \cos\beta_1} \right]} + \frac{D_2}{\left( \frac{D_2}{b_2} \right) + \left[ \frac{2Z_r}{\pi \cos\beta_2} \right]}$$

Et  $Z_r$  étant le nombre d'aubes .

a-2) Les pertes par décollement

Ce type de pertes existe toujours dans les cas de ralentissement  $W_2 < W_1$  et sont nulles dans le cas d'accélération

$$h_{dr} = \frac{1}{2g} * (W_1^2 - W_2^2) * K_{dr} \tag{II-34}$$

$K_{dr}$  :est un coefficient calculable à partir de la forme et de la divergence des canaux .il est nul dans le cas ou  $W_2 > W_1$

$$K_{dr} = 1 - K_{pr} - C_{fr} \frac{1}{\left( \frac{W_1}{W_2} \right) - 1} \tag{II-35}$$

$$K_{pr} = 0.91K_\lambda * K_{B1} * K_\theta$$

$K_\lambda$  représente l'influence de la forme de la section ,qui est surtout importante à la sortie de la roue

$$K_\lambda = \frac{5}{8} + \frac{9}{8} * \left( \frac{1}{2 + \frac{2\pi \left( \frac{R_2}{Z_r} \right) * \sin(\beta_2)}{b_2}} \right)$$

$K_{B1}$  représente l'influence de la couche limite , c'est-à-dire la roue n'est pas droite ,mais a une ligne moyenne courbe

$$K_{B1} = 1.05 * \sigma - 0.05$$

$\sigma$  : étant le coefficient de remplissage

$K_\theta$  : représente l'influence de la divergence des canaux

$$K_\theta = \frac{2\pi \cos\pi \sqrt{\frac{\theta}{\theta_{dec}}}}{\cos\pi \sqrt{\frac{\theta}{\theta_{dec}} - 1}}$$

$2\theta$  : représente la divergence effective des canaux

$$2\theta = \frac{360}{Z_r} \sin^2 \beta_2$$

$2\theta_{dec}$  : représente la divergence pour laquelle un décollement naissant se produit :

$$2\theta_{dec} = 11.8 \left( \frac{3}{2} + \frac{1}{3} * \frac{2\pi \left(\frac{R_2}{Z_r}\right) * \sin(\beta_2)}{b_2} \right)$$

a-3) Pertes par incidence

$$h_{ir} = \frac{1}{2g} * W_1^2 * K_r^2 * \sin^2(i_r) \tag{II-36}$$

$K_r$  est un coefficient dépend principalement de l'indice et que l'on exprime sous la forme :  $K_r=2$  pour  $i_r < 0$  (forts débit), et  $K_r=3$  pour  $i_r > 0$  (faibles débits) et  $i$  étant l'angle d'incidence

$$i_r = \beta - B$$

$B$  : angle du fluide c'est le rapport entre la vitesse absolue et la vitesse d'entraînement

**b) Pertes dans le diffuseur**

Les pertes dans le diffuseur sont de même nature que celles rencontrées dans la roue

b-1) pertes par frottement

$$h_{fd} = \frac{1}{2g} * V_2^2 * C_{fd} * \frac{L_d}{D_{hd}} \tag{II-37}$$

b-2) Pertes par décollement :

$$h_{dd} = \frac{1}{2g} * (V_2^2 - V_4^2) * K_{dd} \tag{II-38}$$

b-3) Pertes par incidences

$$h_{ir} = \frac{1}{2g} * V_2^2 * K_d^2 * \sin^2(i_d) \quad (\text{II-39})$$

**C) Pertes dans la volute :**

Le rôle de la volute est de collecter l'écoulement venant de la roue ,ou d'un diffuseur ,de la ralentir puis de le conduire jusqu'à la bride de refoulement ,qui est la partie terminale de la pompe .la volute lorsqu'elle est située immédiatement en aval d'un diffuseur commence sur un rayon  $R_5$  un peu supérieur au rayon  $R_4$  du diffuseur

La volute reçoit l'écoulement avec la vitesse

$$V_s = V_2 * \left(\frac{R_2}{R_5}\right)$$

**C-1) Pertes par frottement :**

$$h_{fv} = \frac{1}{2g} * 0,55(V_{m2}^2 + (V_{u2} - V_s)^2) \quad (\text{II-40})$$

$V_m$  : la vitesse méridienne débitante

$V_u$  : la composante tangentielle de la vitesse absolue

**C-2) Pertes par incidence :**

$$h_{fv} = \frac{1}{2g} 0.55 (v_{m2}^2 + (v_{u2} - v_5)^2) \quad (\text{II-41})$$

$V_m$  : la vitesse méridienne débitante

$V_u$ : la composante tangentielle de la vitesse absolue

Etude des rendements :

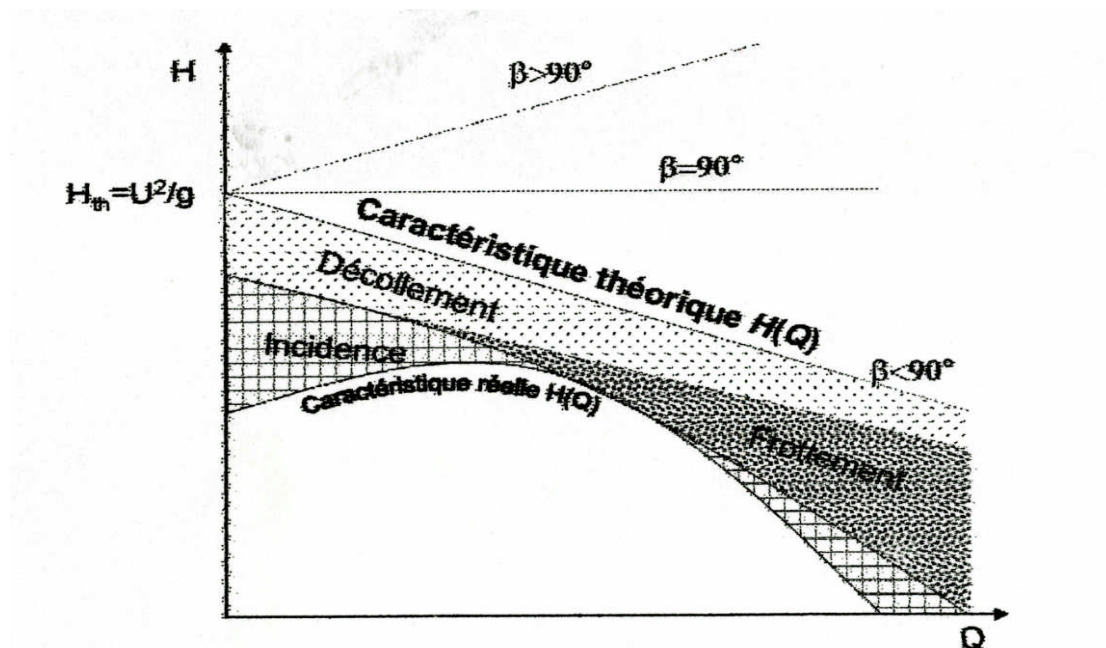


Figure II-13: Courbe caractéristiques H(Q) et les différents types de pertes [19]

**e) Hauteur nette :**

la hauteur nette ou la hauteur manométrique totale est la différence d'énergie entre l'entrée et la sortie de la pompe ainsi la connaissance de la hauteur théorique a un nombre d'aube fini, et les pertes de charge nous permettra de déterminer la hauteur nette données ci-dessous

$$H = H_{th} + \Delta H_v - \Delta H_1 - \Delta H_2 - \Delta H_{v1} - \Delta V_2 + \Delta H_{af}$$

Jusqu'à présent nous avons étudié que les pertes de charges à l'intérieur de la pompe, il nous paraît encore insuffisant pour parler du rendement globale de la pompe ce dernier dépend d'autres paramètres qui fera l'objet du prochain point

**f) pertes mécaniques**

Lors de la rotation de l'arbre de la roue, ces frottements au niveau des palier et dans les presses étoupes de la pompe absorbes une certaines puissances P<sub>ex</sub> appelée puissance mécanique externe, cette puissance viennent s'ajouter les pertes par frottement P<sub>i</sub> se produisant entre fluide et les disque de la roue , la somme de ces pertes mécanique est P<sub>m</sub> = P<sub>ex</sub> + P<sub>i</sub>

La différence entre la puissance absorbée P<sub>a</sub> et la puissance perdue est appelée puissance hydraulique absorbée donnée par la relation suivante : P<sub>ah</sub> = P<sub>a</sub> - P<sub>m</sub>



**g) Pertes volumétriques :**

Les pertes par fuites dépendent de coefficient de résistance de l'orifice formé par le jeu entre stator et rotor. On s'arrange pour multiplier les obstacles au passage de fluide tout en laissant un faible débit de fluide qui s'avère mécaniquement indispensable. mis à part ce débit de fuite, entre la partie mobile et la partie fixe de la pompe ont lieu des fuites ou plus exactement un retour de fluide vers le côté aspiration de la pompe, ce retour du fluide est dû essentiellement à la différence de pression qui règne au refoulement et à l'aspiration, si l'on note le débit de retour par  $q$  et le débit de fuite par  $q'$ , le débit réel qui traverse la roue sera alors

$$Q_i = Q + q + q'$$

ou ;  $Q_i$  : débit interne de la roue en  $m^3/s$

$Q$  : débit nette délivrée par la pompe en  $m^3/s$

$q$  : débit de fuite ayant lieu le long de l'arbre

$q'$  ; débit de retour vers le côté aspiration de la pompe en  $m^3/s$

La connaissance de ces pertes par fuite nous permettra de déterminer le rendement volumétrique de la pompe

**IV) Rendement globale d'une pompe :**

Une étude expérimentale faite par PFLEIDERER a montré que le rendement global d'une pompe dépend de plusieurs rendements à savoir :

- Rendement hydraulique :

Le rendement hydraulique est le rapport de la hauteur nette recueillie à la hauteur théorique donnée par l'expression suivante :

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

Il faut noter que ce rendement dépend des pertes de charge à l'intérieur de la pompe et du type de la machine

- Rendement volumétrique :

C'est le rapport au débit nette délivré par la pompe au débit interne de la roue il est donnée comme suit

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_r}$$

Ce rendement dépend surtout de la garniture mécanique au niveau de la presse étoupe, ce rendement varie généralement entre 0.95÷0.98

- Rendement mécanique

C'est le rapport entre la puissance hydraulique absorbée et la puissance absorbé par la pompe

$$\eta_m = \frac{P_{ah}}{P_a} = \frac{P_a - P_m}{P_a}$$

ou ;  $\eta_m$  : rendement mécanique de le pompe

$P_a$  la puissance absorbée pa la pompe en KW

$P_{ah}$  : puissance hydraulique absorbée par la pompe en KW

$P_m$  : puissance mécanique externe en KW

Ce rendement mécanique dépend de type du moteur, donc de la puissance du moteur ce rendement est généralement de l'ordre de 0,98÷0,99

La connaissance de ces différents rendements nous permettra de déterminer le rendement global de la pompe qui est le produit des trois rendements

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

### V) Relation entre le rendement globale et l'angle de sortie $\beta_2$ de la roue

On sait que ;

$$\eta_h = \frac{H}{\frac{U_2}{g} [\sigma U_2 - V_{2R} \cot \beta_2]}$$

et

$$V_{2R} = \frac{Q}{2\pi r_2 b_2}$$

Remplaçant  $V_{2R}$  dans l'équation de rendement on aura

$$\eta_g = \frac{\eta_m * \eta_v * H}{\frac{U_2}{g} \left[ \sigma U_2 - \frac{Q}{2\pi r_2 b_2} \cot \beta_2 \right]} \quad (\text{II-43})$$

**Conclusion:**

L'évaluation des pertes dans les différents organes de la pompe vont nous permettre de trouver le moyen de minimiser l'une de ces pertes afin d'améliorer les performances des pompes, c'est bien le cas de l'opération d'affûtage objet du chapitre suivant.

# **CHAPITRE III**

## **Amélioration des performances par affutage**

## Introduction

Dans les turbopompes , une roue muni d'aubes , animé d'un mouvement de rotation , fournit au fluide de l'énergie cinétique , dont une partie est transformée en pression par réduction de vitesse dans un organe appelé récupérateur , cependant , les constructeurs possèdent en générale des séries de machines discontinue , parallèlement les utilisateurs sont pratiquement tout le temps confronté à des problème de réglage de point de fonctionnement (pompe – réseau)en outre, il peut arriver qu'une pompe centrifuge dont on dispose ait des caractéristique un peu supérieur à celles qui sont nécessaires si l'on désire réduit ces caractéristique (hauteurs, débit) il est possible d'utiliser l'une des méthode suivantes :

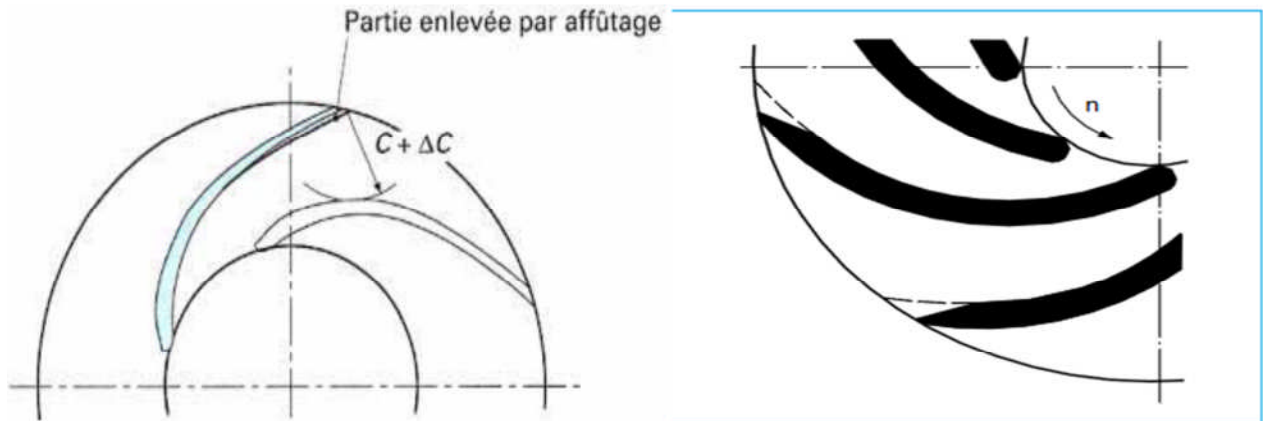
- **Rognage** on réduit généralement le diamètre de la roue, cette opération facile réaliser en atelier, est couramment effectuée par les constructeur pour ajuster la pompe au voisinage des valeurs demandés par leurs clients
- **Variation de la vitesse de rotation** : On réduit la vitesse de rotation afin d'atteindre le point de fonctionnement
- **Temps de fonctionnement**: on réduit le temps de fonctionnement de la pompe, cette méthode est couramment utilisée par les utilisateurs
- **Vannage**: dans la pratique cette méthode est rarement utilisées elle consiste à étrangler la vanne places au côté refoulement du point de vue économie d'énergie, elle très couteuse .Dans le cas contraire, quand l'adaptation de la pompe demande une augmentation de la hauteur et du débit et que la pompe est animée d'un régime de fonctionnement constant (vitesse de rotation constante) la seule possibilité est l'application de **l'affûtage des aubes** au voisinage du bord de fuite de la roue.

### I) Définition :

L'affûtage est un terme générique qui recouvre toutes les interventions sur les aubages, en modifiant l'angle de sortie de la roue.

Si l'épaisseur de l'aubage à la sortie de la roue devient inférieur à 2mm il s'agit d'un affûtage destiné à modifier l'allure de la caractéristique de la pompe H-Q mais aussi à augmenter le rendement, ce type d'affûtage doit être utilise avec prudence surtout Lorsqu'on véhicule des produits corrosifs ou abrasifs, la minceur des aubes a la sortie de la roue favorisent une érosion rapide

Si l'épaisseur de l'aubage à la sortie de la roue reste supérieur à 3mm il s'agit d'un affûtage de calibrage destiné à assurer un angle de sortie différent de l'angle obtenue par fonderie



**Figure III-1:** Procédure d'affûtage

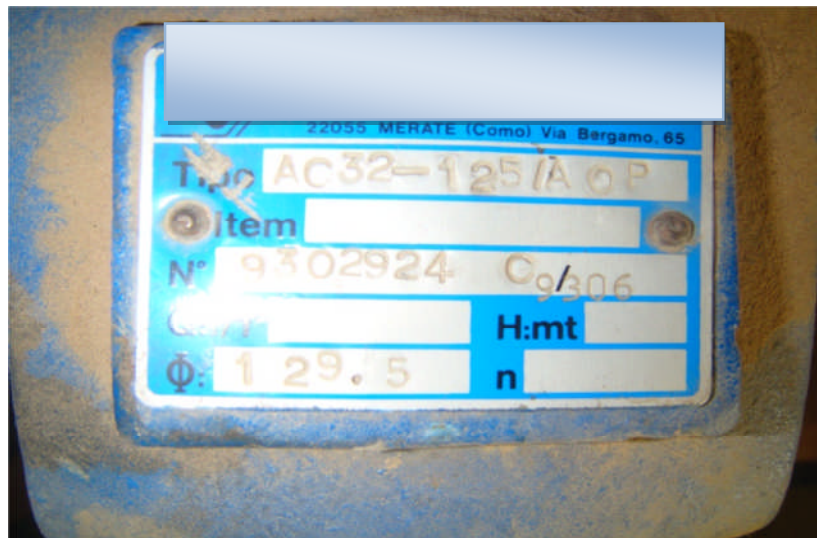
## II) Mise en évidence de l'affûtage sur les courbes caractéristiques :

Si l'angle de sortie augmente, la hauteur théorique a nombre d'aube fini augmente et la Hmt également. si c'est le but poursuivi, on affûte sur la partie inactive des aubes

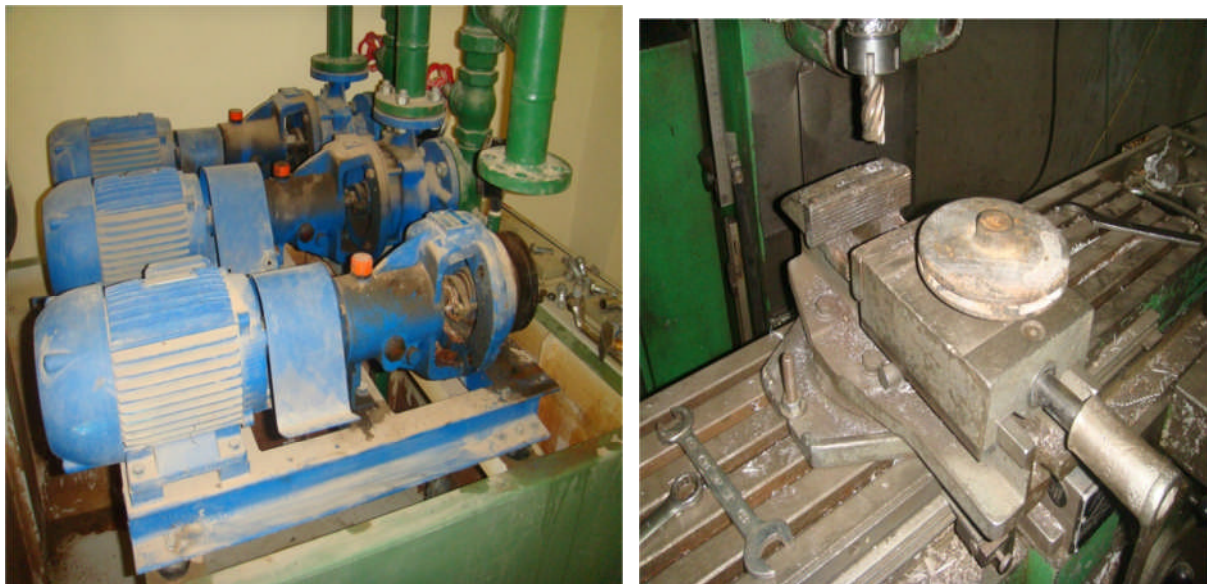
Si l'angle de sortie diminue, la hauteur théorique a nombre d'aube fini diminue, et la Hmt également. si c'est le but poursuivi, on affûte sur la partie active des aubes

L'affûtage est un moyen d'atteindre le résultat final .la forme de courbe souhaité est déjà un but d'étude important au stade de la conception afin de choisir l'angle  $\beta_2$  et le nombre d'aube.

Afin d'obtenir les performances de la pompe modèle pour différents angles de sortie de la roue, nous avons effectué les tests expérimentaux au laboratoire de Département Hydraulique à l'université de BISKRA la pompe choisi est une pompe centrifuge monocellulaire radiale de type AC32- 125 /AOP (comme c'est démontré dans la figure ci-dessous).



**Figure III-2:** Type de pompe utilisée dans l'expérimentation



**Figure III-3:** Roue affûtée

### III) But de l'expérimentation

L'objectif de cette étude expérimentale est de déterminer pour différents angles de sortie  $\beta_2$  les différentes courbes caractéristiques de la pompe de notre projet qui sont ;

- courbes caractéristiques des puissances en fonction du débit
- courbes caractéristiques des hauteurs en fonction du débit
- courbes caractéristiques des rendements en fonction du débit

#### IV) Description de la pompe utilisée

La pompe utilisée pour les tests expérimentaux est une pompe monocellulaire centrifuge radiale de type AC32/125

- **Partie hydraulique**

Cette partie hydraulique est composée de

- un corps spiral qui joue le rôle de la volute
- une roue en fonte de type fermée équilibrée
- un palier à roulement à bille avec réserves de graisse
- une presse étoupe avec des tresses à coton

- **Partie mécanique**

- un support en fonte
- une plaque de base qui permettra la fixation de la pompe
- un arbre de transmission du moteur, reposant sur les parties

- **Moteur d'entraînement :**

- le moteur utilisé pour l'entraînement est de type 90L S2 server à courant alternatif triphasé monté en triangle ou en étoile avec les caractéristiques suivantes;

Puissance  $P=3.2\text{Kw}$

Facteur de puissance  $\varphi =0.84$

vitesse de rotation  $N= 2900\text{tr/min}$

Tension aux bornes du moteur  $U= 380\text{V}$

#### V) Mode opératoire

Lors de déroulement de nos essais on a suivi les étapes suivantes :

- 1-démontage de la pompe
- 2-isoler la roue du corps de la pompe
- 3-mesurer l'angle de sortie des aubes de la roue



4-montage de la pompe

5-mise en place du groupe électropompe sur le banc d'essai

6-fermeture complète de la vanne de refoulement

7-amorçage de la pompe

8-recorder le moteur électrique a la source d'énergie

9-mettre la pompe en marche

10-laisser fonctionner le groupe électropompe un certain temps afin d'établir son régime de fonctionnement

11-ouverture de l'électrovane de refoulement progressivement j' jusqu'au débit maximale

12-on fixe la première valeur de débit qui est de  $0.2\text{m}^3/\text{h}$

On prélève respectivement pour ce premier débit les différentes valeurs lus sur des appareils de mesures

- ✓ La suite des essais toujours pour ce premier angle de sortie de la roue consiste à faire varier le débit à l'aide de l'électrovane placée au refoulement et pour chaque valeur de débit on prélève les différentes valeurs citées dans le tableau ci-après

L'étape suivante consiste à :

- ❖ mettre en arrêt la pompe
- ❖ déconnecte le système de la source d'énergie
- ❖ démonter la pompe du banc d'essai
- ❖ isoler la roue du corps de la pompe
- ❖ fixer la roue sur un socle pour qu'il n'y ait pas de vibration
- ❖ modifier l'angle de sortie de tous les aubes de  $1^\circ$  à  $2^\circ$  sur la face concave à l'aide de l'affûteuse sur une longueur de 1cm le long de l'aubage
- ❖ montage de la pompe
- ❖ mise en place du groupe électropompe sur le banc d'essai pour la suite des étapes suivantes des essais on reprendra les mêmes opérations que celle de premiers essais

On doit noter que la vitesse de rotation sera constante est égale à  $2900\text{tr}/\text{min}$

## VI) Grandeurs calculées

Hauteur manométrique totale : cette hauteur étant la différence d'énergie entre l'entrée et la sortie de la pompe, elle s'exprime par :

$$H_{mt} = \frac{P_r}{W} - \frac{P_a}{W} = \frac{P_m}{W} + \frac{P_v}{W}$$

Ou :  $P_m/W$  : valeur de la pression lue sur le manomètre

$P_v/W$  : valeur de la pression lue sur vacuomètre

- **Puissance absorbée par la pompe**

Elle s'exprime par :  $P_a = U I \cos\phi$

- **Puissance utile**

Cette puissance appelé aussi puissance mécanique elle s'exprime par :

$$P_u = \rho g Q H$$

- **Rendement globale de la pompe :**

Ce rendement étant le rapport entre la puissance utile à la puissance absorbé par la pompe,

donné comme suit : 
$$\eta = \frac{P_u}{P_a} 100$$

## VII) Résultats des tests expérimentaux :

Les essais ont été réalisés avec changement de vitesse de rotation mais les essais pour la vitesse maximum (2800tr/min) ont donnés des résultats plus clairs.

Les résultats des tests expérimentaux sont représenté en un seule tableau voir à cette effet (Tableau III-1)

type de pompe :AC32- 125 /AOP type de moteur :90L S2																		
Pads 3.5KW N:2900tr/m						P:3.2Kw N:2900tr/min						cosΦ=0.84						
angle β2	x(52°)						X+(53)°						X+(55)°					
Essais	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6
Débit (m3/h)	0,2	5,1	12	14,7	17,5	19,5	0,2	5,1	12	14,7	17,5	19,5	0,2	5,1	12	14,7	17,5	19,5
Pression à l'aspiration (bar)	0,1	0,125	0,152	0,18	0,21	0,26	0,1	0,128	0,16	0,182	0,22	0,265	0,11	0,13	0,16	0,185	0,21	0,27
Pression au refoulement (bar)	4,1	4	3,5	3,2	2,8	2	4,1	4,05	3,7	3,4	2,9	2,2	4,2	4,05	3,8	3,5	3	2,4
Hmt (bar)	42,3	41,55	36,82	34,1	30,4	22,9	42,3	42,08	38,9	36,12	31,5	24,95	43,4	42,1	39,9	37,15	32,4	27
Intensité de courant I(A)	4,92	5,31	5,93	7,04	7,96	8,49	4,92	5,40	5,93	7,04	7,86	8,30	4,87	5,31	5,98	7,00	7,91	8,49
puissance absorbée Pab(kw)	1,57	1,69	1,89	2,25	2,54	2,71	1,57	1,72	1,89	2,25	2,51	2,65	1,56	1,69	1,91	2,23	2,53	2,71
puissance utile Pu(kw)	0,02	0,58	1,20	1,37	1,45	1,22	0,02	0,58	1,27	1,45	1,50	1,33	0,02	0,59	1,30	1,49	1,55	1,43
rendement η(%)	1,47	34,09	63,56	60,75	57,05	44,90	1,47	33,91	67,15	64,35	59,84	50,05	1,52	34,54	68,32	66,64	61,18	52,93
angle β2	X+(57)°						X+(58)°											
Essais	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6						
Débit (m3/h)	0,2	5,1	12	14,7	17,5	19,5	0,2	5,1	12	14,7	17,5	19,5						
Pression a l'aspiration (bar)	0,12	0,13	0,16	0,18	0,2	0,27	0,125	0,13	0,16	0,18	0,2	0,24						
Pression au refoulement (bar)	4,1	3,95	3,4	3,1	2,8	2,1	4	3,9	3,2	3	2,7	2						
Hmt (bar)	42,5	41,1	35,9	33,1	30,3	24	41,55	40,6	33,9	32,1	29,3	22,7						
Intensité de courant I(A)	4,87	5,40	6,03	7,19	8,20	8,83	4,97	5,45	6,08	7,24	8,25	8,88						
puissance absorbée Pab(kw)	1,56	1,72	1,93	2,29	2,62	2,82	1,59	1,74	1,94	2,31	2,63	2,83						
puissance utile Pu (kw)	0,02	0,57	1,17	1,33	1,44	1,28	0,02	0,56	1,11	1,29	1,40	1,21						
rendement η(%)	1,49	33,12	60,98	57,78	55,19	45,25	1,43	32,42	57,13	55,66	53,06	42,57						

Tableau III-1: résultats des tests expérimentaux

**VIII) Tracé des graphiques :**

Afin de mieux visualiser les résultats des essais, de pouvoir les exploiter et mieux les analyser, nous nous proposons de tracer deux types de courbes à savoir :

- **Courbes caractéristique de type I :**

-Les courbes de types 1 sont généralement les principales courbes caractéristique d'une pompe à savoir :

-Les courbes caractéristiques des hauteurs en fonction de débits pour différents angles de sortie (figure III-4)

- les courbes caractéristiques des puissances en fonction de débits pour différents angles de sortie (figure III-5)

-Les courbes caractéristiques des rendements en fonction de débits pour différents angles de sortie. (**Figure III-6**)

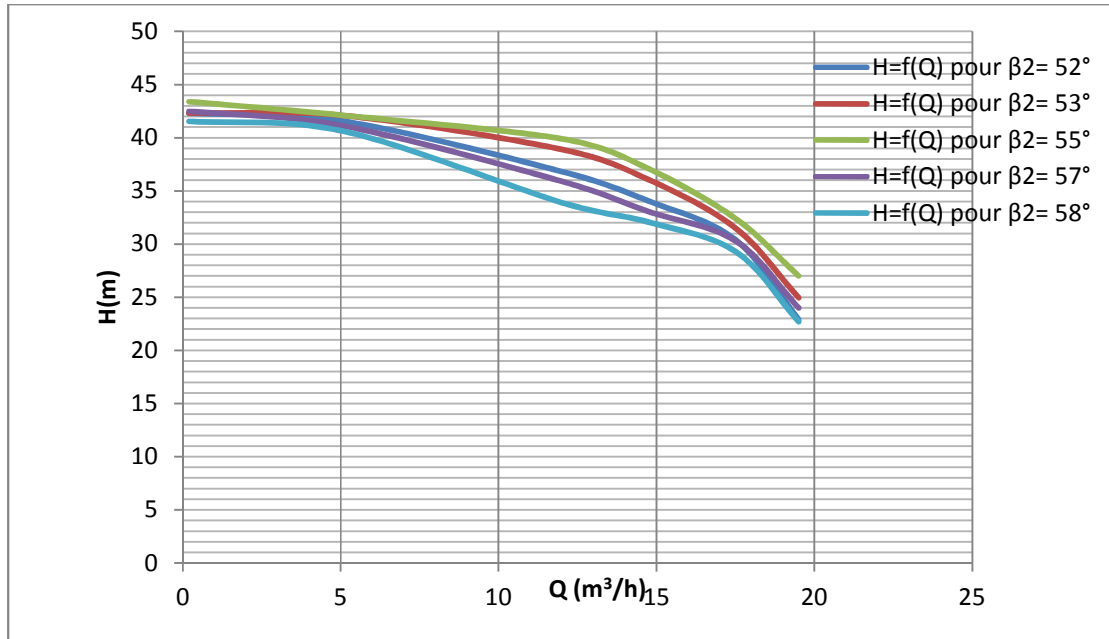
- **Courbes caractéristique de type II**

Les courbes caractéristiques de type 2 se sont des courbes qui fonctionnent de la géométrie de la pompe donc en quelques sorte c'est une optimisation, dans notre cas la seule géométrie rencontrée pour la modification est l'angle de sortie des aubes, ces courbes sont :

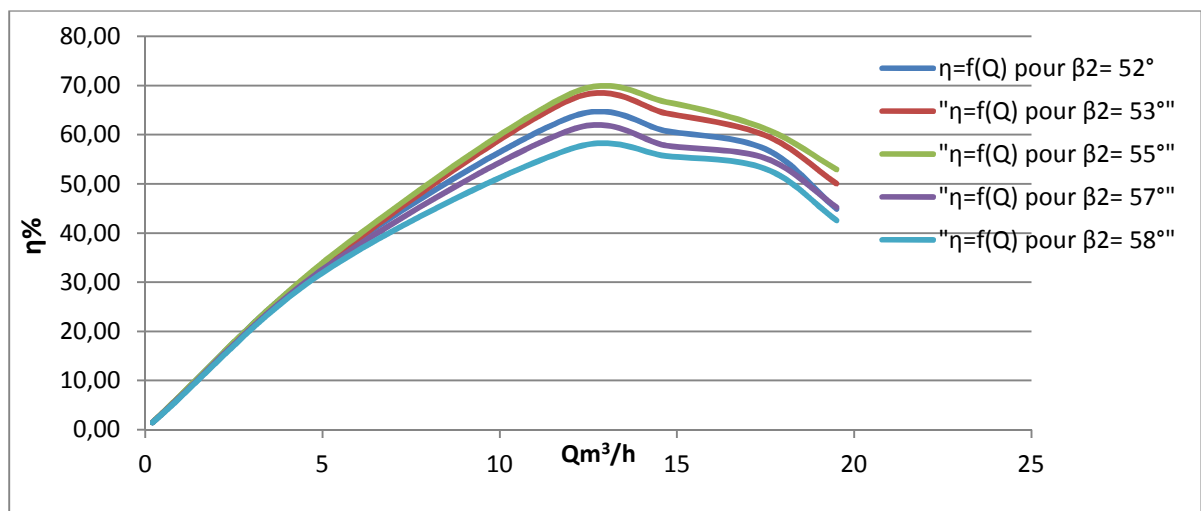
Les courbes caractéristiques des hauteurs en fonction de l'angle de sortie au point nominale. (Figure III-7)

Les courbes caractéristiques des puissances en fonction de l'angle de sortie au point nominale (figure III-8)

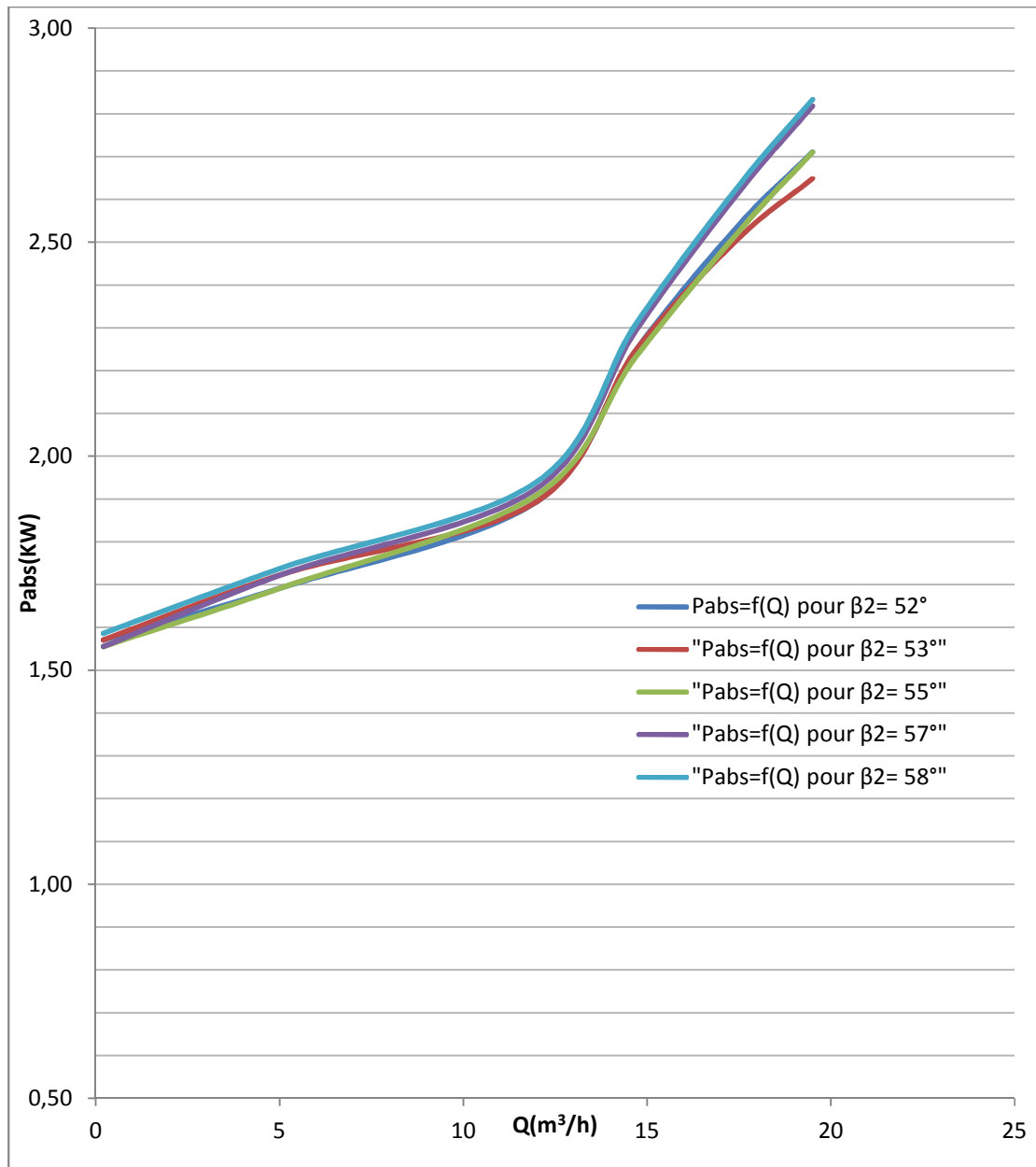
Les courbes caractéristiques des rendements en fonction de l'angle de sortie au point nominale (figure III-9)



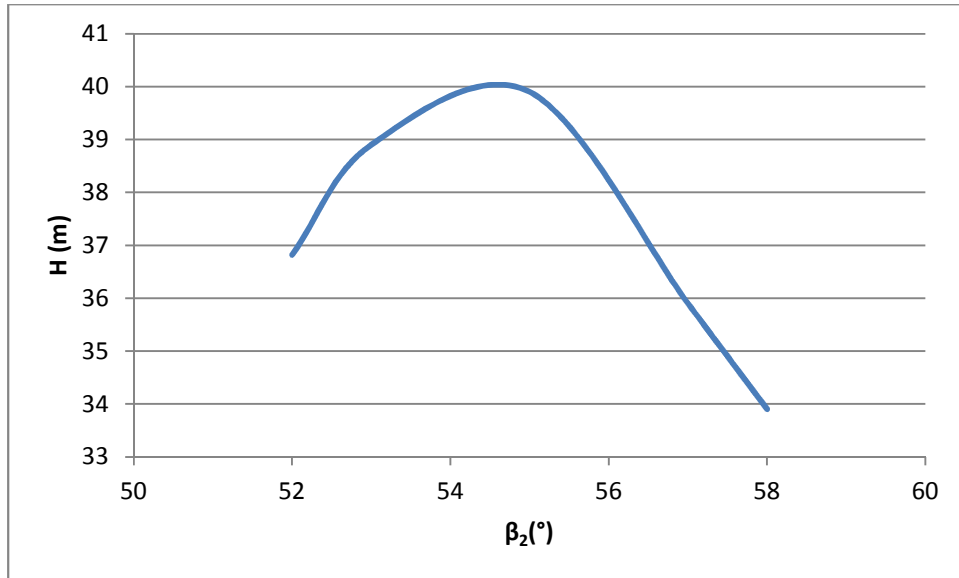
**Figure III-4:** Courbes caractéristiques des hauteurs en fonction des débits pour les différents angles de sorite



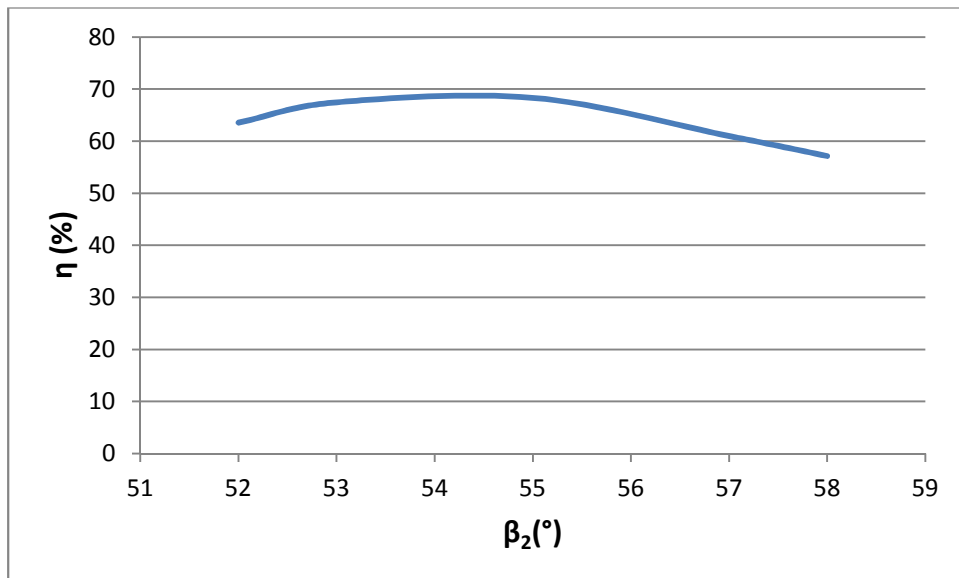
**Figure III-5:** Courbes caractéristiques des Rendements en fonction des débits pour les différents angles de sorite



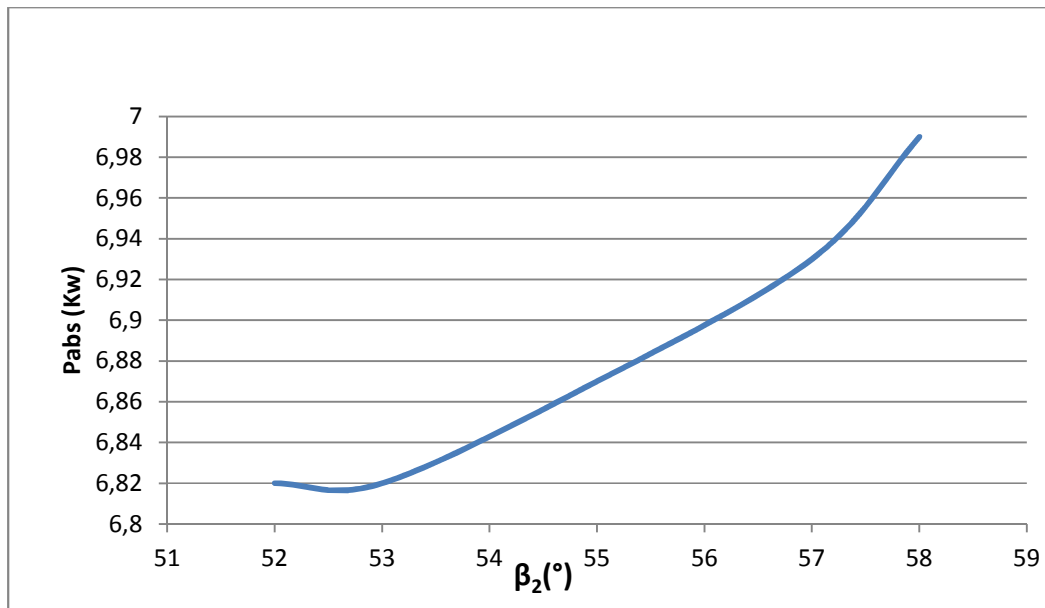
**Figure III-6:** Courbes caractéristiques des Puissances en fonction des débits pour les différents angles de sortie



**Figure III-7:** Les courbes caractéristiques des hauteurs en fonction de l'angle de sortie au point nominale ( $Q=12m^3/h$ )



**Figure III-8:** Les courbes caractéristiques des Rendements en fonction de l'angle de sortie au point nominale ( $Q=12m^3/h$ )



**Figure III-9:** Les courbes caractéristiques des Puissances en fonction de l'angle de sortie au point nominale ( $Q=12\text{m}^3/\text{h}$ )

#### IX) Interprétation des résultats des essais expérimentaux :

L'analyse et l'interprétation des différentes courbes caractéristiques ne peuvent se faire séparément, il nous semble utile de faire intervenir les trois caractéristiques de la pompe :

- ❖ **Pour le test N°01: angle de sortie  $\beta_2=52$**  : la courbe donnée représente la courbe réelle de fonctionnement de la pompe
- ❖ **Test N°02 : angle de sortie  $\beta_2=53$**  : on constate que pour cet essai une augmentation considérable dans la hauteur par rapport à la courbe de fonctionnement réelles (augmentation de 06% au débit nominale)

La puissance utile a été améliorée d'un taux de 5.3% et une amélioration de rendement de 3.6%

- ❖ **Test N°03 : angle de sortie  $\beta_2=55$**  une amélioration performante des caractéristiques de la pompe en hauteur (8%) et en rendement (05%) sur tout en débit nominal
- ❖ **Test N°04 : angle de sortie  $\beta_2=57$**  dans ce test nous remarquons qu'un retour des allures de puissance, hauteur, rendement presque aux mêmes allures de fonctionnement normale de la pompe avec des enregistrements des pressions sur le vacuomètres plus grandes qu'au fonctionnement normal



- ❖ **Test N°05** : angle de sortie  $\beta_2=58$  Une dégradation des performances de la pompe par rapport son état de fonctionnement normal a été remarqué sur les courbes caractéristiques.

Les écarts entre sur les résultats expérimentaux des différents angles et l'angle de fonderie sont représentées dans le tableau ci-après:

**Tableau III-2:**écarts des résultats expérimentaux des différents angles modifies et l'angle originale

Débit paramètre	débit nominale $Q= 12m^3/h$			
	53	55	57	58
Angle de sortie $\beta_2$	53	55	57	58
Ecart sur la hauteur manométrique total en %	06%	08%	-02	-8
Ecart sur la puissance absorbée total en %	0	+0.73	+1.6	+2.5
Ecart sur le rendement global en %	3.6	4.76	-2.58	-6.43

Pour bien visualiser l'influence de l'angle de sortie  $\beta_2$  sur les performances de la pompe nous avons construit les courbes de type 2, d'après ces derniers nous remarquons que les performances de la pompe sont améliorées dans l'intervalle d'angle  $52^\circ \left[ 55^\circ \right]$

Donc à cet effet on peut tirer la conclusion suivante :

L'affûtage des aubes de cette pompe sur une longueur d'1cm pour les angles de sortie a démontré réellement qu'une amélioration de la hauteur de la pompe et de son rendement pour les angles de  $53^\circ$ ,  $55^\circ$  au-delà de l'angle  $57^\circ$  une chute de rendement a été observé donc le changement de l'angle de sortie  $\beta_2$  a une influence considérable sur les pertes de charges et les pertes mécaniques internes d'une pompe centrifuge , ceci s'explique par le fait que l'angle de sortie modifiée modifie l'écoulement à l'intérieur donc la trajectoire des veines

liquides suit une autre courbure autre que l'aube ce qui provoque des pertes en plus à l'intérieur de la pompe que ce soit mécanique ou hydraulique

-l'amélioration des performances d'une pompe ne peut se faire sans passer par le calcul d'écoulement dans une roue ce dernier nous permettra de déterminer respectivement le tracé des aubes, leurs angles de sortie moyenne, la trajectoire des veines liquides ainsi que la répartition des vitesses et des pressions sur l'extrados et l'intrados de l'aube, donc il y a une valeur limite de l'angle de sortie qui correspond au régime d'adaptation d'une pompe à débit partiel..

**Conclusion :**

A la lumière de cette étude expérimentale il nous semble claire que la limite de l'affûtage correspond à un angle de sortie de  $57^\circ$  et l'angle optimum est de  $55^\circ$

Afin de valider ces résultats des tests expérimentaux nous allons les mettre en confrontation avec des résultats de la simulation numérique par le logiciel ANSYS CFX

# **CHAPITRE IV**

**Application de**

**logiciel ANSYS**

**ICEM-CFX pour le**

**cas de la pompe**

**AC32- 125 /AOP**

**Introduction**

Depuis quelques années, l'accroissement de la puissance des ordinateurs a permis de conduire des calculs tridimensionnels de l'écoulement en turbomachine, tout en tenant compte de l'effet de la viscosité et de turbulence. Ce progrès a fait de la modélisation numérique de l'écoulement ou CFD (Computational Fluide Dynamique), un outil de plus en plus important pour le développement et l'optimisation du dimensionnement des écoulements en turbomachines. Dans ce chapitre, on établit une méthodologie d'application pour tracer et mailler la géométrie à étudier de notre roue affutée avec utilisation de logiciel ANSYS ICEM-CFX.

**I) Dimensionnement et analyse des performances des turbomachines**

Au cours des dernières années, l'évolution conjointe des moyens informatiques et des méthodes numériques est à l'origine de grands progrès dans le dimensionnement et l'analyse des performances des turbomachines. Cependant, malgré des progrès constants et remarquables, le caractère tridimensionnel, visqueux et instationnaire de l'écoulement interne, rend le processus de conception et de prévision des performances très difficile. Ainsi, la détermination de la géométrie la mieux adaptée aux besoins de l'utilisateur reste toujours une question d'actualité. Depuis toujours, le principal souci des constructeurs est de disposer, pour la conception, de méthodes rapides, fiables et suffisamment précises.

Deux approches sont appliquées dans le cadre de la conception d'une nouvelle machine : le problème direct et le problème inverse [17].

**I-1) Problème direct (analyse)**

Le problème direct concerne l'évaluation des performances d'une machine existante. Pour une géométrie donnée, il s'agit de définir quels sont les champs de pression et de vitesse régissant les écoulements internes et, par la suite, quelles sont les performances globales.

Les constructeurs utilisent fréquemment la méthode directe pour la conception de nouvelles machines.

Copier des pompes existantes, les modifier en suivant des lois expérimentales ou tout simplement en modifiant quelques dimensions suivant des règles géométriques, rend plus facile et rapide la conception et la fabrication d'une « nouvelle » machine. Les problèmes

apparaissent quand la machine dimensionnée ne répond pas exactement aux besoins de l'utilisateur, c'est à dire lorsque la pompe n'est pas aussi performante que prévu.

### **I-2) Problème inverse (dimensionnement)**

Dans le cadre de la conception d'une nouvelle machine, le problème inverse représente la démarche normale de dimensionnement. Elle permet au concepteur, à partir d'un cahier des charges établi, de spécifier à priori un certain nombre d'éléments des champs de vitesse et de pression. Une gamme de méthodes numériques qui va du modèle simplifié jusqu'à des modèles très avancés permet de déterminer la géométrie des profils qui peuvent réaliser ces distributions et les procédures de dimensionnement définies à partir de la combinaison des différentes méthodes analytiques et/ou empiriques.

### **I-3) Optimisation**

Quelle que soit la démarche retenue, des difficultés subsisteront lors de la conception d'une pompe. Elles sont dues principalement aux limitations que présente chaque procédure et au nombre très élevé de degrés de liberté (paramètres géométriques) par rapport au nombre d'équations permettant de résoudre le problème.

Dans le cadre du dimensionnement utilisant une méthode directe, il est nécessaire de mettre en place une boucle itérative où la géométrie recherchée est obtenue par des améliorations successives de critères tels que : régularité de l'écoulement, stabilité des caractéristiques, optimisation des performances (hauteur, rendement, NPSH, bruit).

Lors de résolution d'un problème direct, de nombreuses difficultés surgissent, donnant lieu à de multiples questions, par exemple : quels sont ces critères ? Sont-ils des critères géométriques (de forme) ou des limites empiriques ? Quelle est la configuration de départ ?

De même qu'avec les méthodes directes, l'emploi des méthodes inverses entraîne plusieurs inconvénients. Il n'existe pas toujours un profil correspondant à toute distribution imaginable ; d'autre part, si une solution existe, elle n'est pas toujours réaliste ou structurellement stable. Cette solution peut même ne pas être unique.

Quel que soit le type de problème, direct ou inverse, résolu pour le dimensionnement et/ou l'analyse, une procédure d'optimisation est nécessaire pour garantir le succès. Différents points de vue doivent être mis en évidence avant la sélection définitive de la machine.

**II) Présentation d’ANSYS ICEM-CFX**

La démarche de dimensionnement proposée dans le présent travail doit être conclue par l’analyse 3D de l’écoulement. Pour accomplir cette tâche nous avons retenu l’ensemble des outils de CFD de la société ANSYS, présenté sur le tableau 5. 3. Pour plus d’informations concernant les possibilités techniques de chaque code, on pourra se référer aux notices et manuels respectifs [19].

**Tableau VI-1 : Caractéristiques des modules de CFX**

Logiciel	Caractéristiques
ANSYS ICEM-CFD/geometry	ICEM a été conçu pour faciliter les tâches de génération en apportant au concepteur un grand éventail d’options pour tous les types de configurations : axiales, radiales ou mixtes.
ANSYS ICME-CFD/mesh	Générateur de maillages structurés, compatible avec
ANSYS CFX	Logiciel pour la simulation des écoulements dans des configurations plus ou moins complexes, il apporte au concepteur un outil robuste et précis pour l’analyse des écoulements internes. En incorporant modèles et schémas numériques très performants il est possible de traiter des

## II-1) Plate-forme de la simulation numérique

On présente sur la figure 5.3 les différentes étapes franchies lors de la simulation tridimensionnelle de la pompe

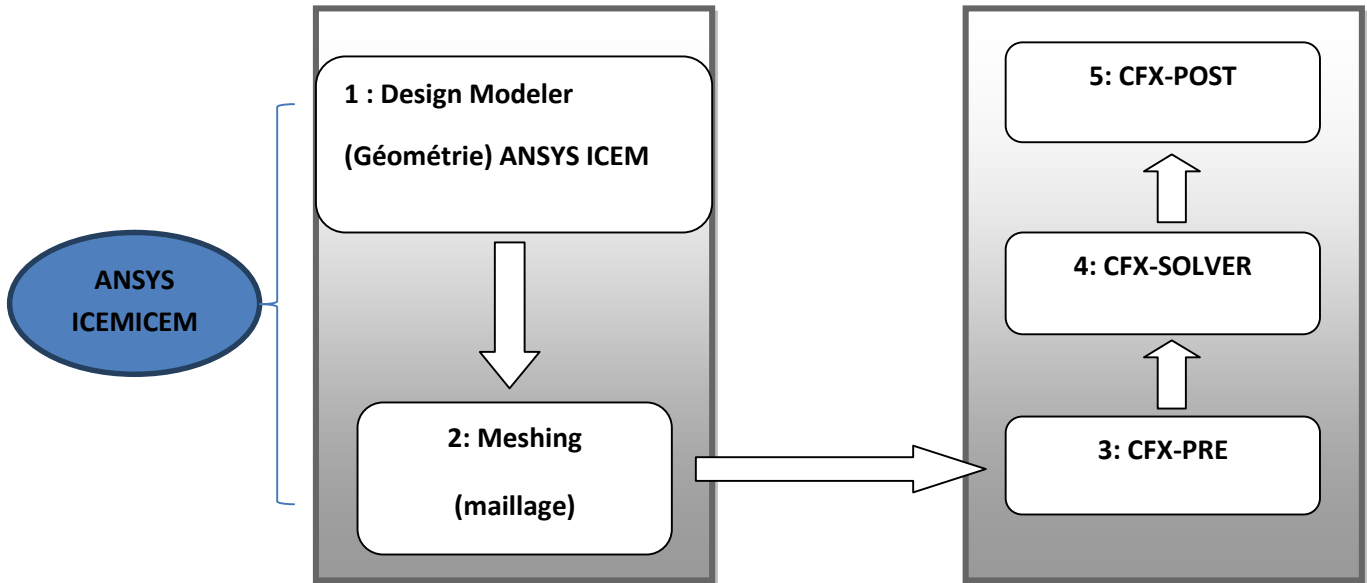


Figure IV-1 Plateforme de simulation

## II-2) Création de la géométrie

Nous présentons la méthodologie qui permette de définir la géométrie complète de la roue et de la volute dans le figure IV-3, on utilise le logiciel ANYS ICEM, l'un des avantages de ce logiciel est sa simplicité ainsi que sa robustesse envers la réalisation des géométries les plus complexes. On trace les géométries de la roue et de la volute dans le logiciel, en Passons par la création des points, lignes, courbes et surfaces par les différentes icones ,ensuite avec la commande «builttopology» on assure que le domaine d'étude est bien définie

On note qu'en exploitant les données de fournisseur pour tracer les aubages avec modification d'1cm à la sortie tout en conservant le même profil de constructeur

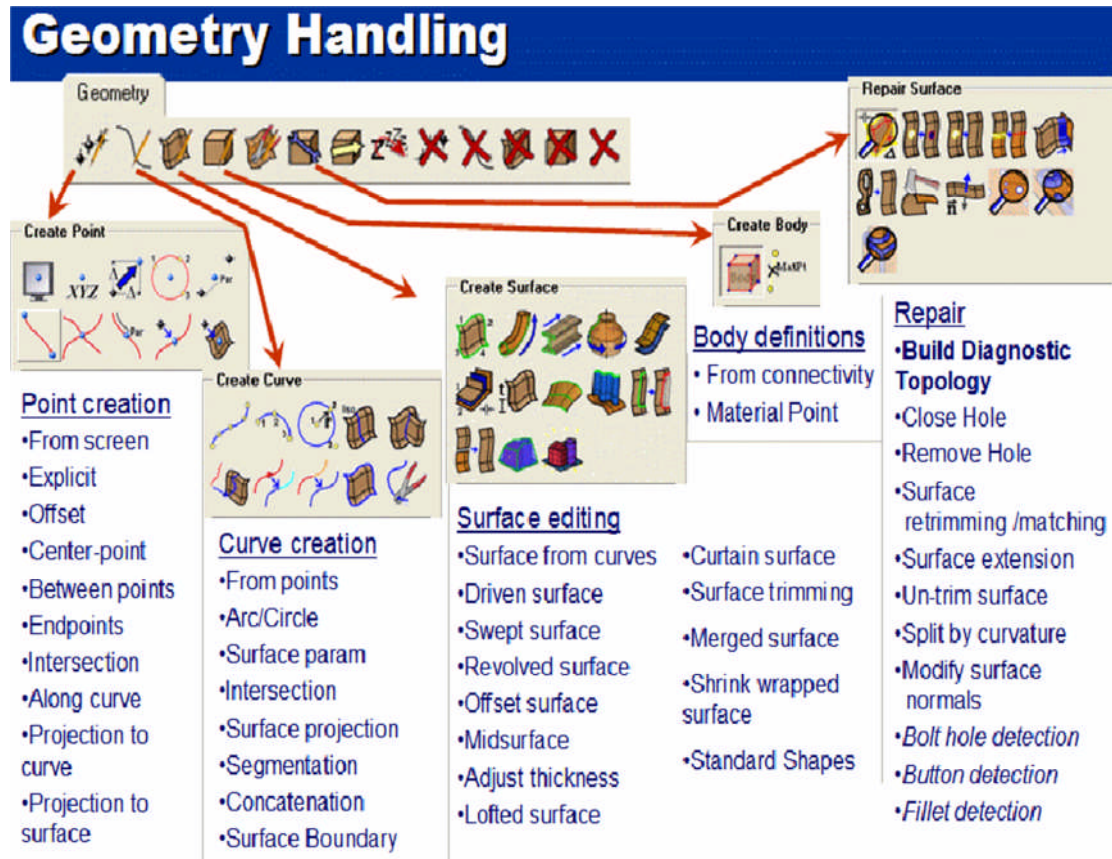


Figure IV-2 Création de la géométrie



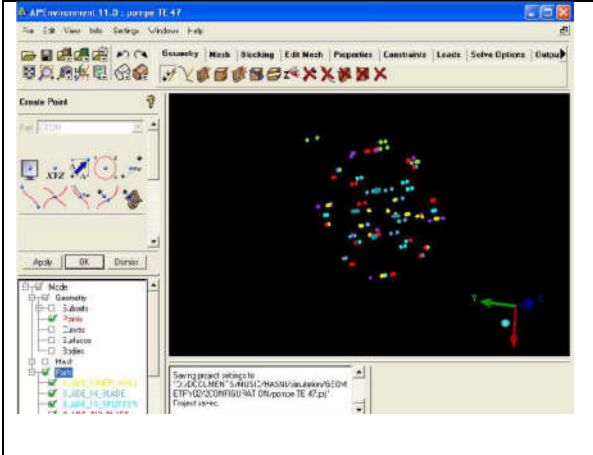
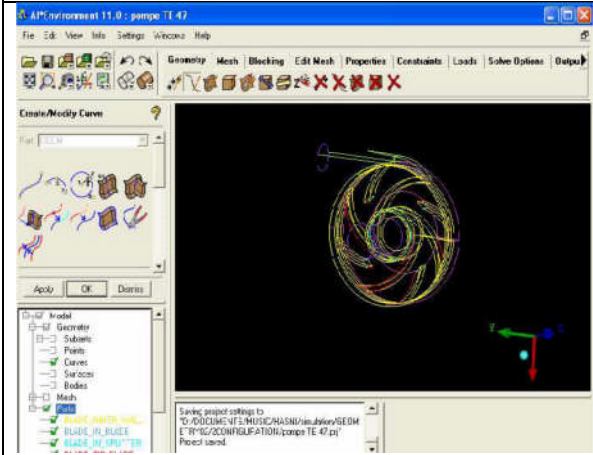
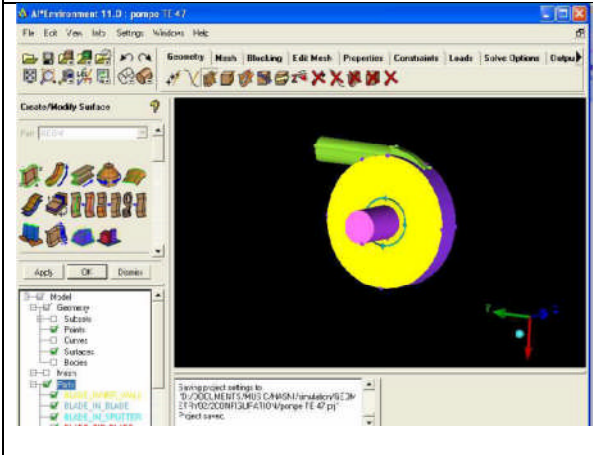
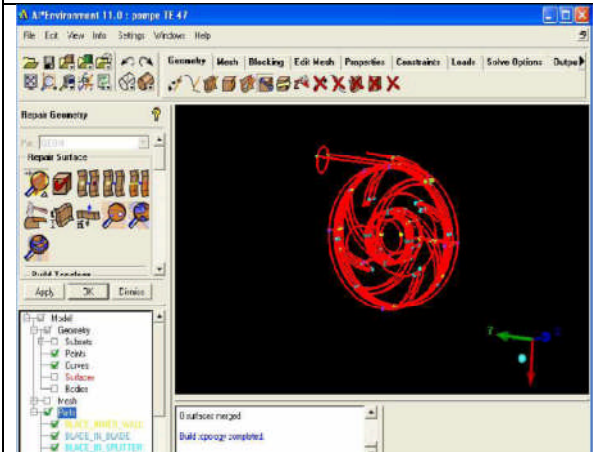
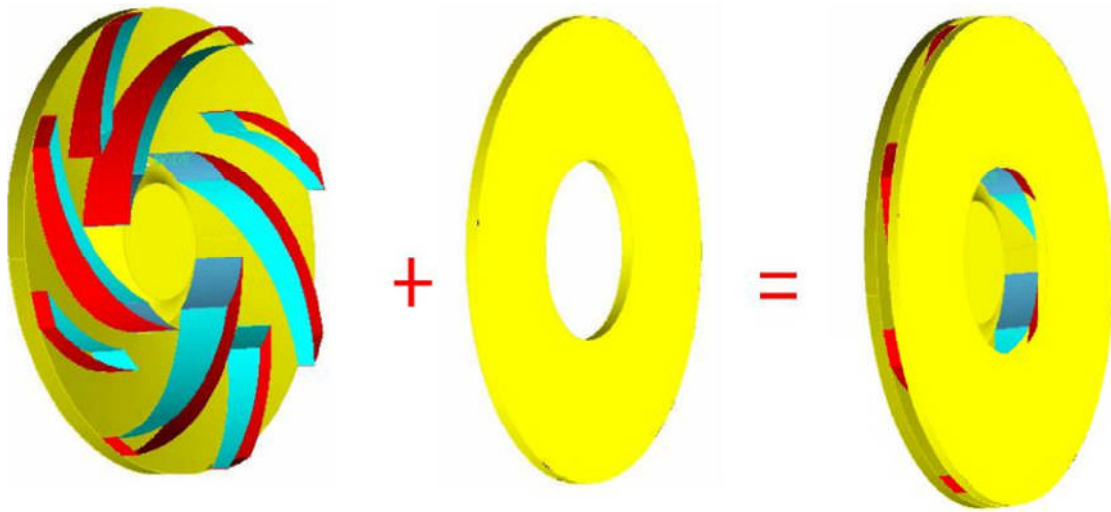
	<p>Etape 01 : création des points limitant la roue et la volute de la pompe, on utilise la commande &lt;&lt;create point &gt;&gt;.</p>
	<p>Etape 02 : générer les lignes limitant la roue et la volute de la pompe, on utilise la commande &lt;&lt;createcurve&gt;&gt;, en raccordons les points qui sont générés au première étape et pour l'effacement les points et les lignes, on utilise les commandes &lt;&lt;delete point&gt;&gt; et &lt;&lt;deletecurve&gt;&gt;.</p>
	<p>Etape 03 : on utilise la commande &lt;&lt;create surface &gt;&gt; pour générer les surface de la roue et la volute de la pompe avec le choix de tolérance (cas étudiée est 0 .001).</p>
	<p>Etape 04 : l'utilisation de la commande &lt;&lt;builttopology&gt;&gt;. affirme que la géométrie est bien définie pour une tolérance 0.001.</p>

Figure IV-3 Etapes de Création de la géométrie ANSYS ICEM

Les vues tridimensionnelles de la roue, de la volute et de l'ensemble sont présentées sur la



### II-3) Module CFX-Pré

Il permet d'importer le maillage d'une géométrie à étudier, construit par le module Mesh-Meshing ou importer à partir d'autres générateurs de maillage tels que le ICEM CFD, GAMBIT... etc.

Le CFX-Pré est conçu pour spécifier le type de l'écoulement qui peut-être laminaire ou turbulent. Les conditions initiales et aux frontières du problème étudié ainsi que les paramètres de convergence (nombre d'itérations et la tolérance d'erreur) sont également spécifiés.

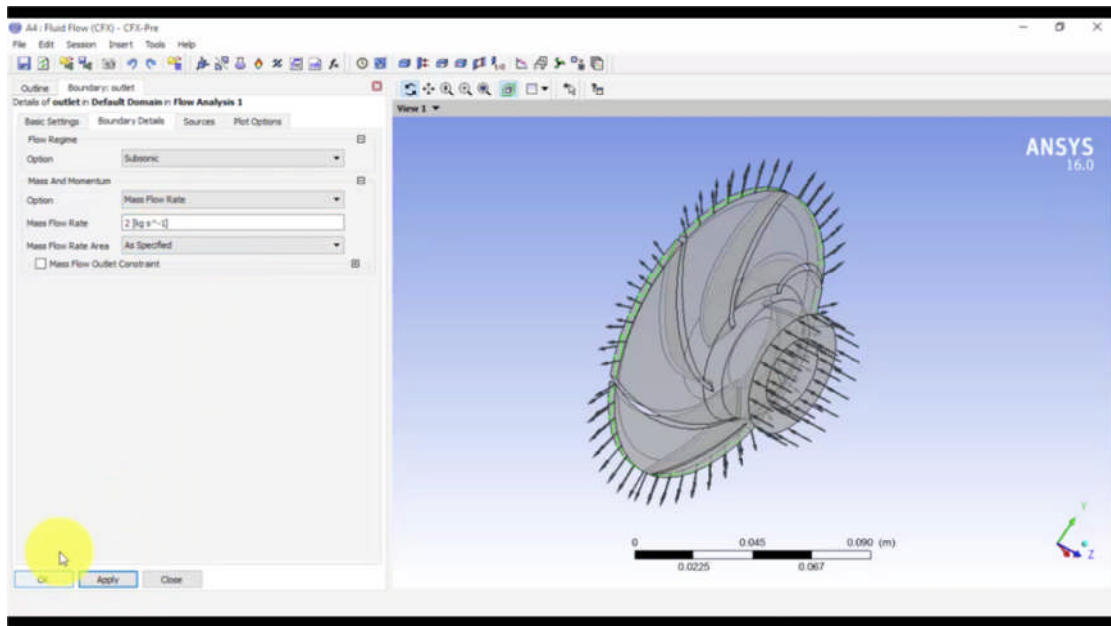


Figure IV-4: Simulation en module CFX-PRE

II-4) Module CFX-SOLVER

L'exécution des simulations numériques a été effectuée en utilisant le module CFX-Solver (résolution du modèle numérique) et les résultats des simulations ont été compilés dans le module CFX-Post.

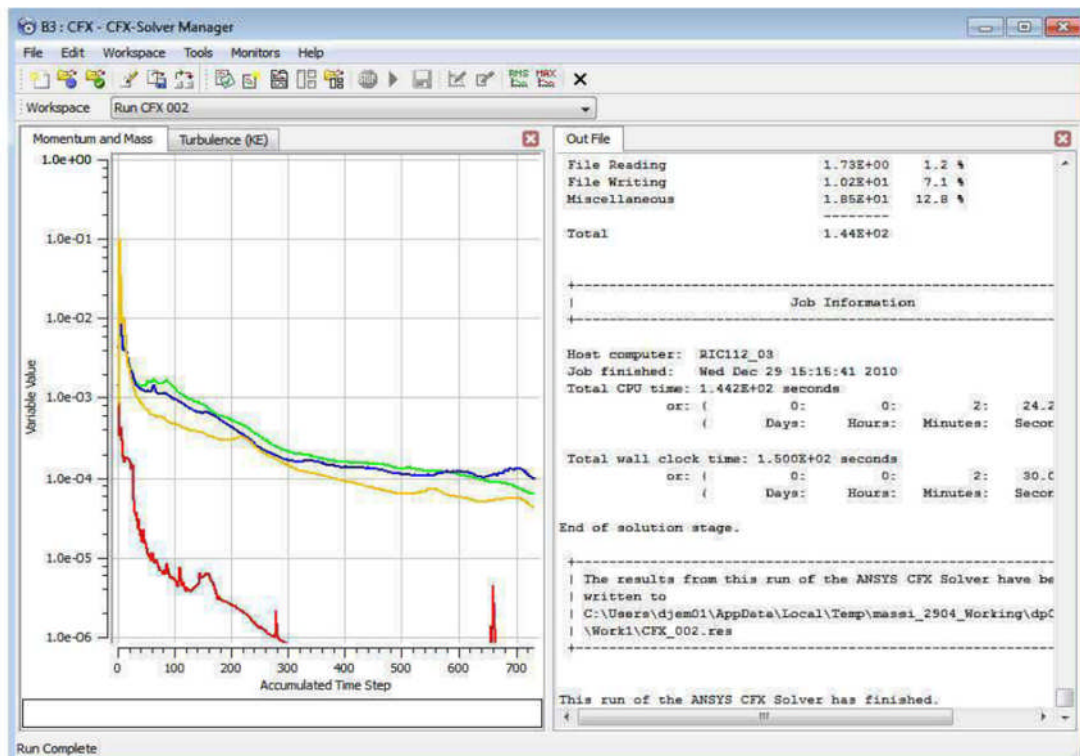
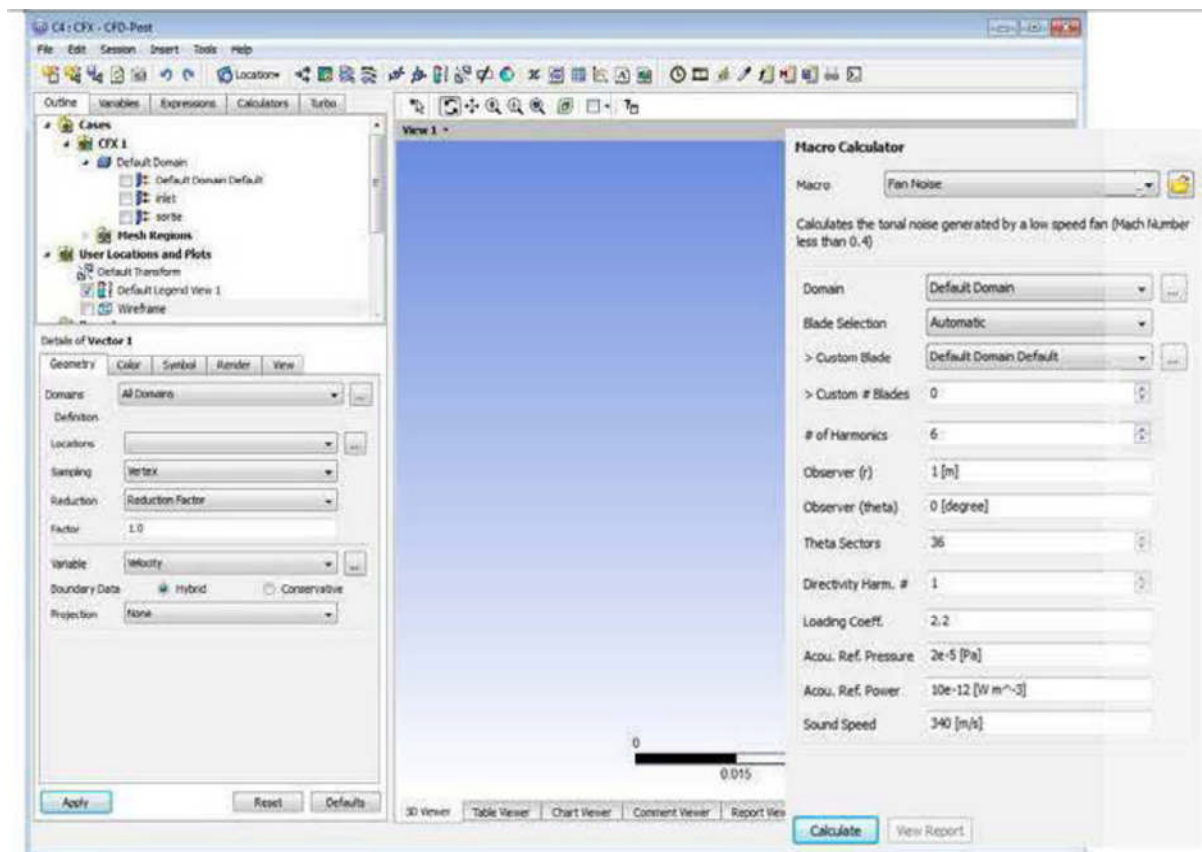


Figure IV-5 :Simulation en module CFX-Solver

**II-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 Analyse des résultats en forme de:

- lignes de courant, champ de vitesse, de pression...
- visualiser différents paramètres & finir par l'utilisateur.
- exporter les résultats en différents formats, pour tracer l'évolution des variables avec d'autres logiciels graphiques tels qu'Origine ou Tecplot.
- déterminer d'autre paramètre comme la puissance, le rendement, la force et autre en utilisant le module calculators



**Figure IV-6: Simulation en module CFX-POST**

### III) Dimensionnement de la pompe

La pompe AC 32-125 est une pompe équipée d'une roue avec couvert est d'une volute de forme circulaire qui a été confiée au laboratoire de Biskra pour différentes essais. Le cahier des charges ainsi que les principales dimensions de la roue et de la volute sont présentés et illustrés sur L'annexe N° IV-2 Les dimensions de la roue-volute sont obtenues par mesure directe, ces mesures sont effectuées dans le laboratoire la saisie des données dans le logiciel ont été fait sur la base des données de fournisseur tout en revérifiant les dimensions au laboratoire .

Le fluide considéré dans l'étude est l'eau.

Le tableau résume les propriétés pertinentes de l'eau.

Densité (Kg/m <sup>3</sup> )	Masse molaire (kg/kmol)	Coefficient de dilatation thermique (k <sup>-1</sup> )	Viscosité cinématique ( m <sup>2</sup> /s)
997	18.02	2.57 10 <sup>-4</sup>	0.884 10 <sup>-6</sup>

Pour analyser l'influence des paramètres clés  $\beta_2$  sur la hauteur manométrique et sur le rendement, les cas suivants ont été étudiés et analysés : Changement des angles de 52° à 58°.

La figure VI.7 montre la variation de la hauteur manométrique en fonction du débit. Il est.

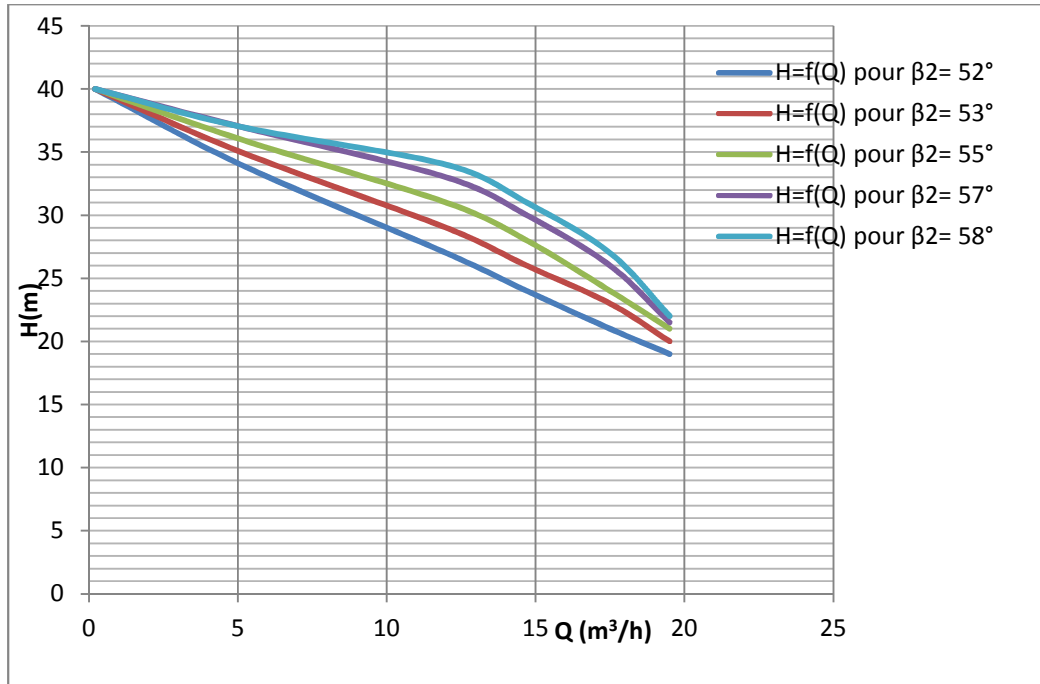


Figure IV-7 Variation de la hauteur manométrique en fonction du débit. II

EtLa figure IV.8 montre la variation de la hauteur manométrique en fonction du débit. .

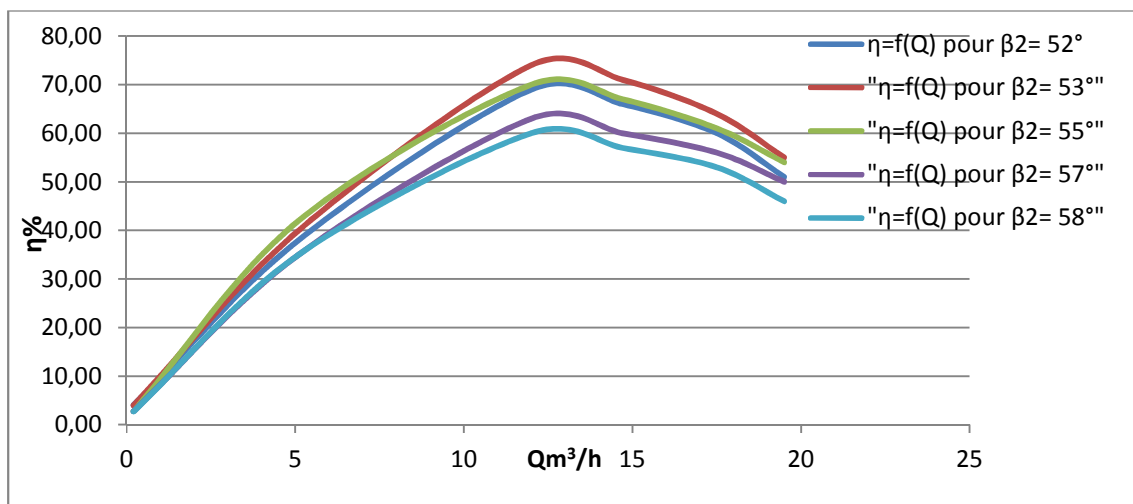
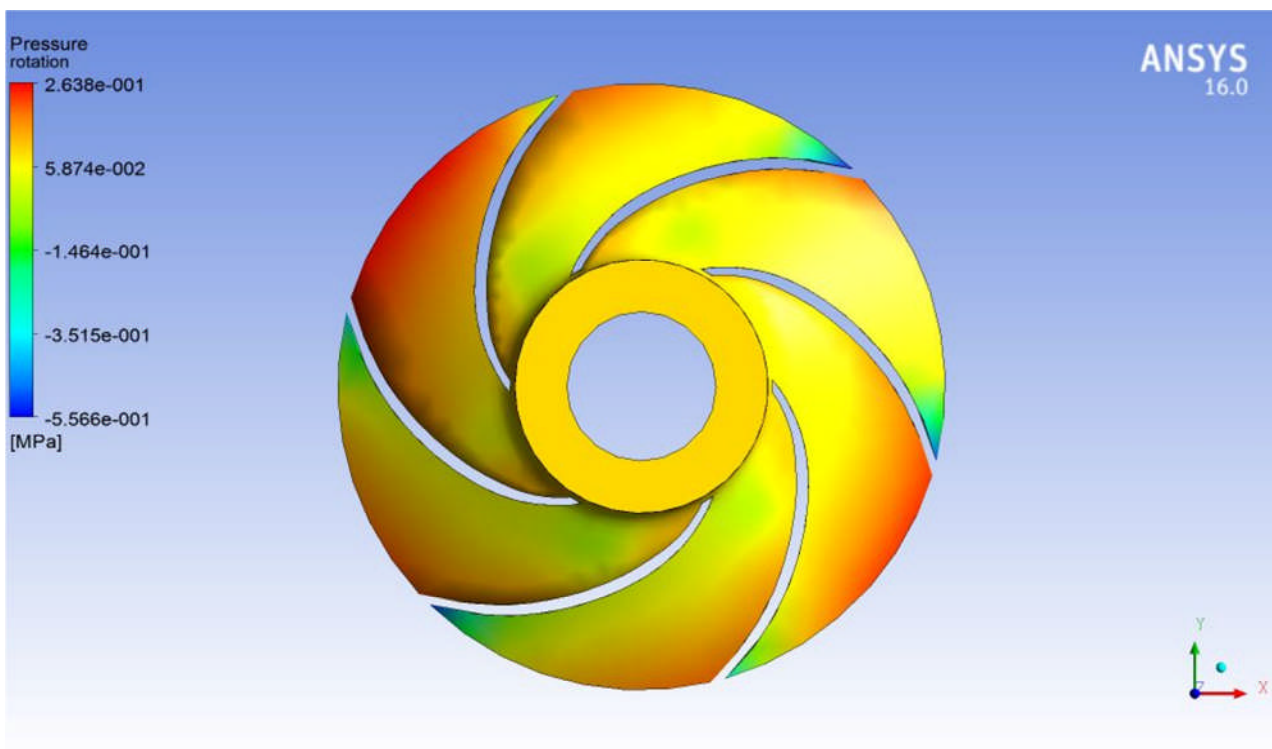
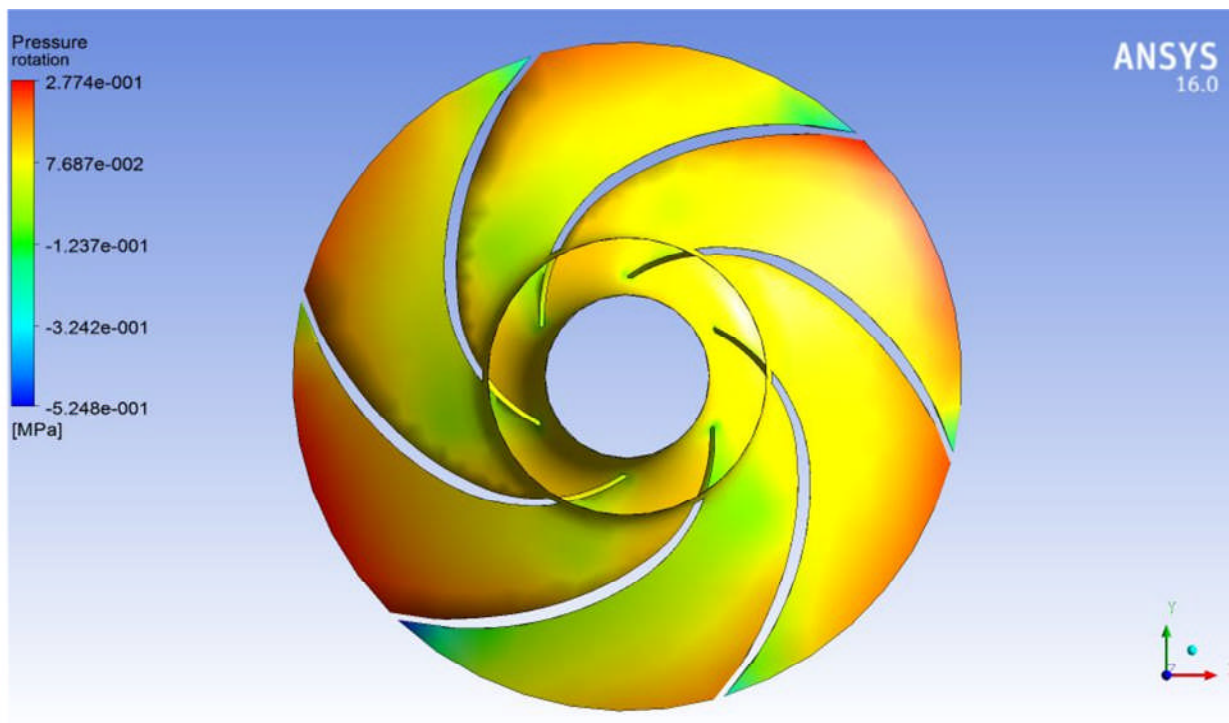


Figure IV-8 Variation des Rendements en fonction du débit.

Avant d'interpréter les résultats de la simulation présentée dans les figures ci-dessus on doit présenter les contours des pressions et les vecteurs de vitesses simulé par ANSYS POST



**Figure IV-9**Contour de pression pour débit le débit nominal et ( $\beta_2=52^\circ$ )



**Figure IV-10:** Contour de pression pour débit le débit nominal et ( $\beta_2=53^\circ$ )

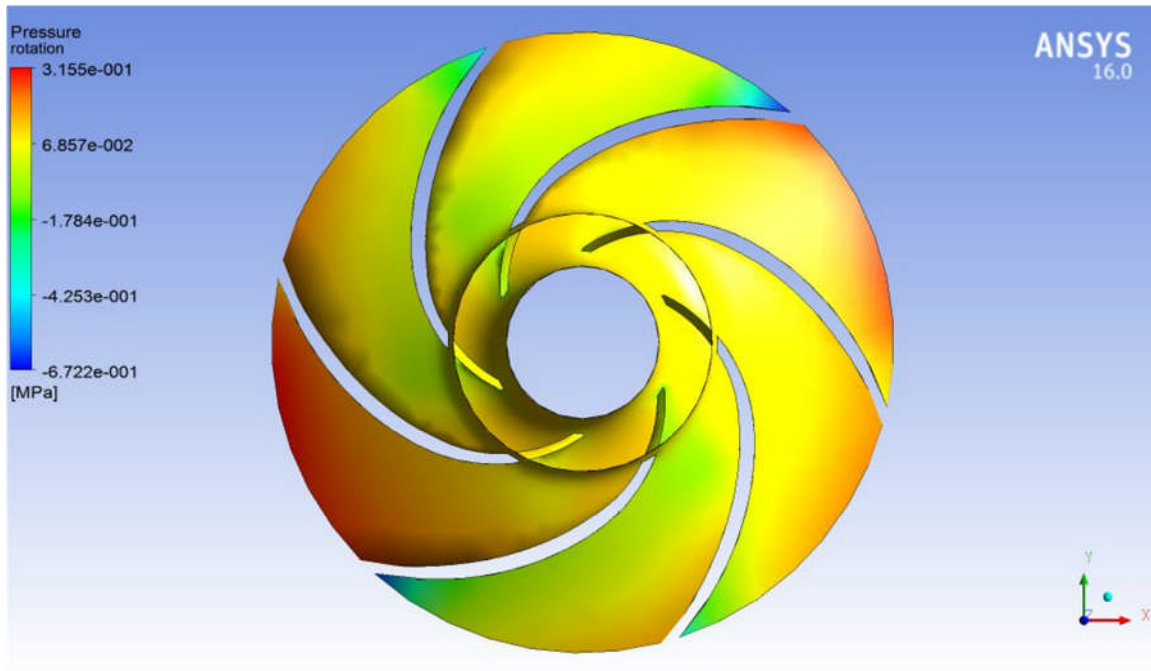


Figure IV-11: Contour de pression pour débit le débit nominal et ( $\beta_2=55^\circ$ )

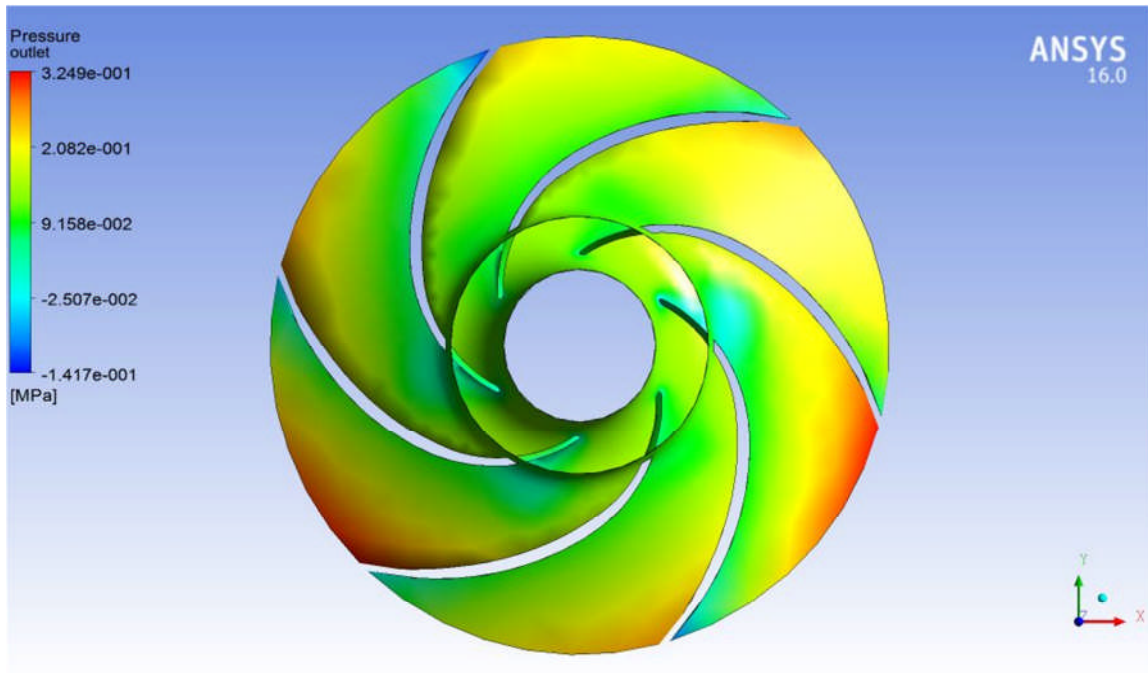
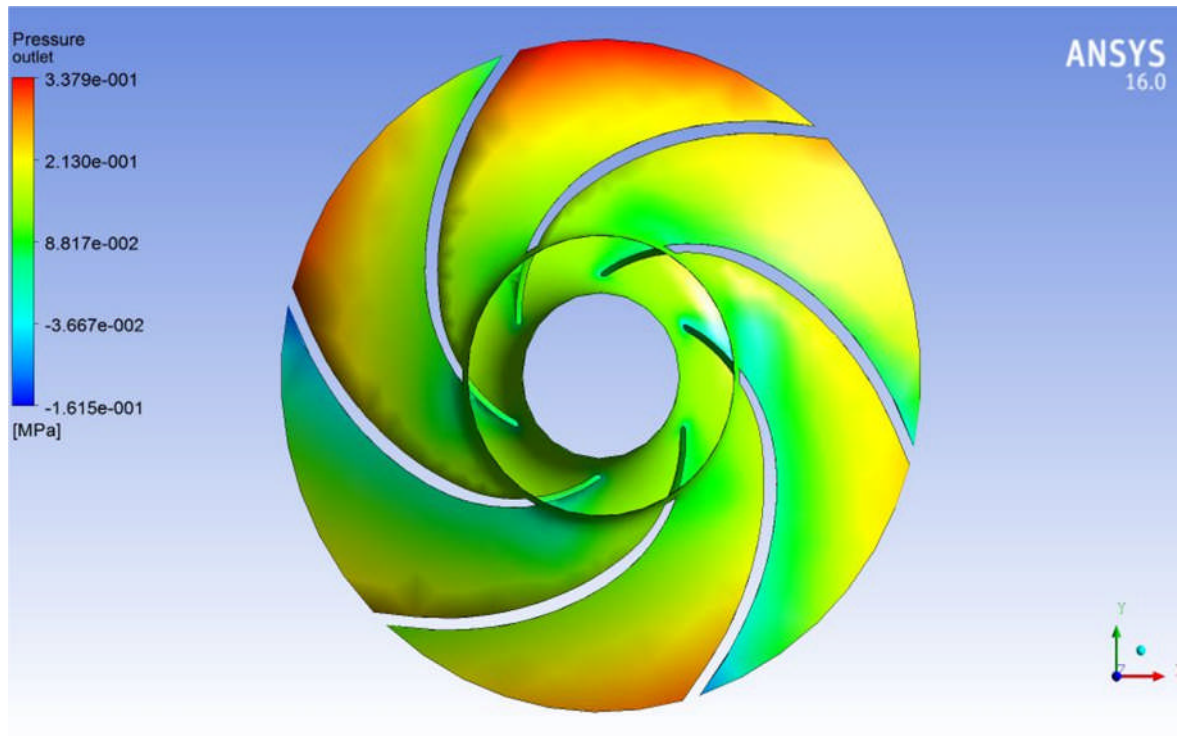


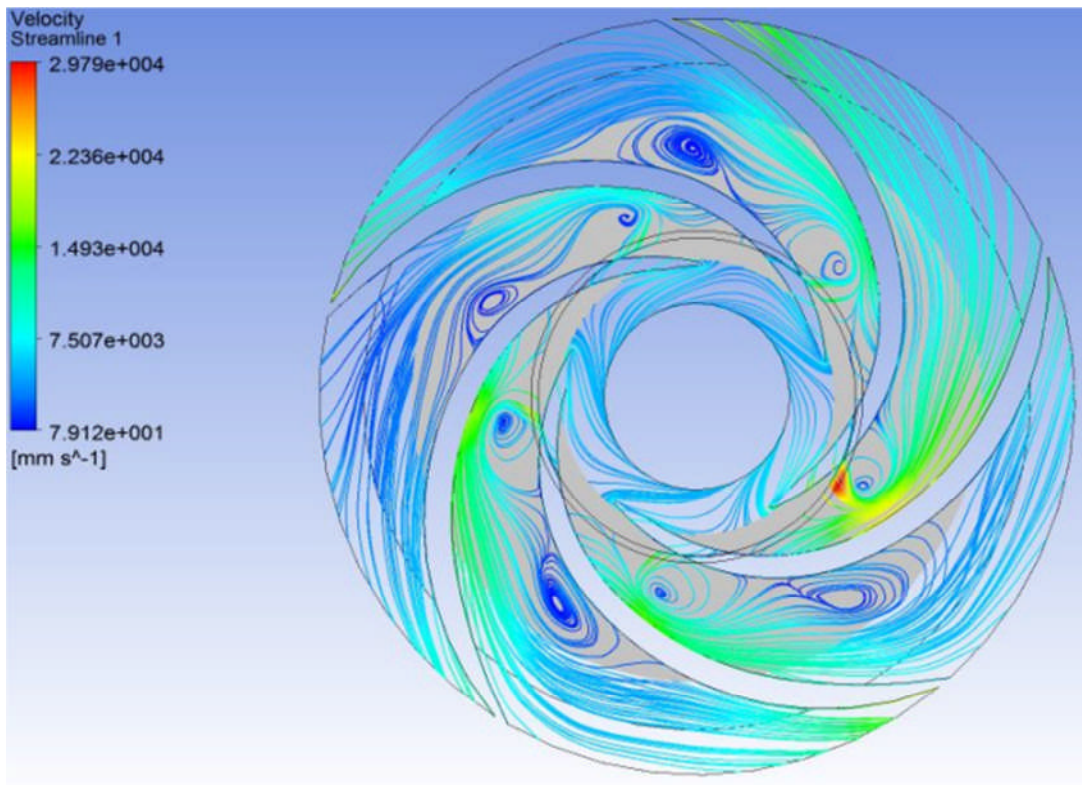
Figure IV-12: Contour de pression pour débit le débit nominal et ( $\beta_2=57^\circ$ )



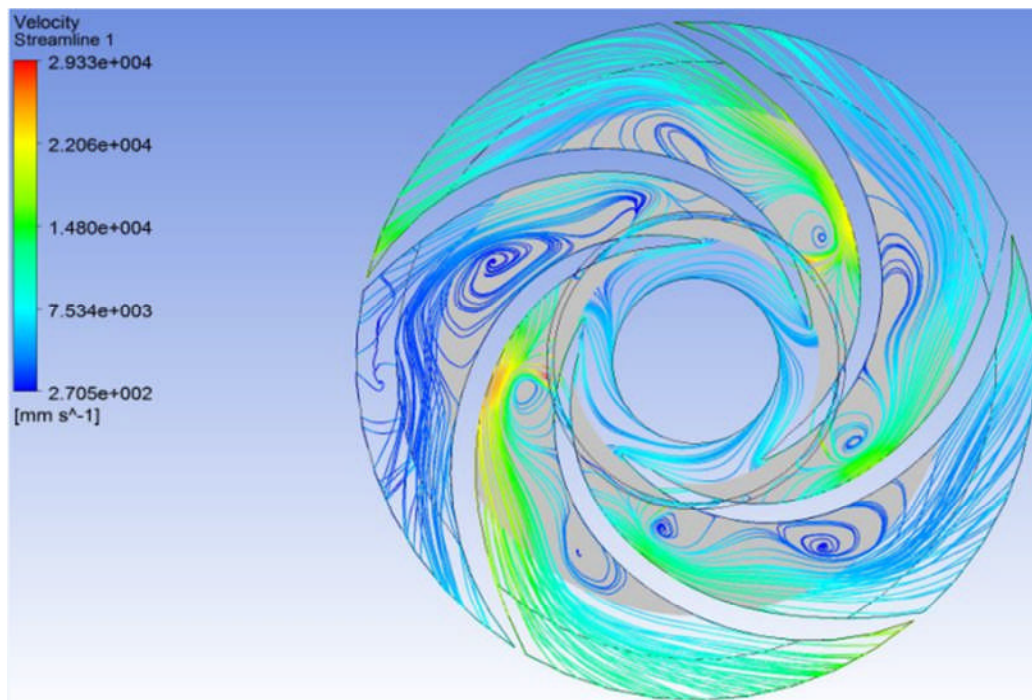


**Figure IV-13:**Contour de pression pour débit le débit nominal et( $\beta_2=58^\circ$ )

De la même chose on va présenter les vecteurs des vitesses de l'écoulement pour le débit nominal :



**Figure IV-14:**Contour de vitesses pour débit le débit nominal et( $\beta_2=52^\circ$ )



**Figure IV-15:**Contour des vitesses pour débit le débit nominal et( $\beta_2=53^\circ$ )

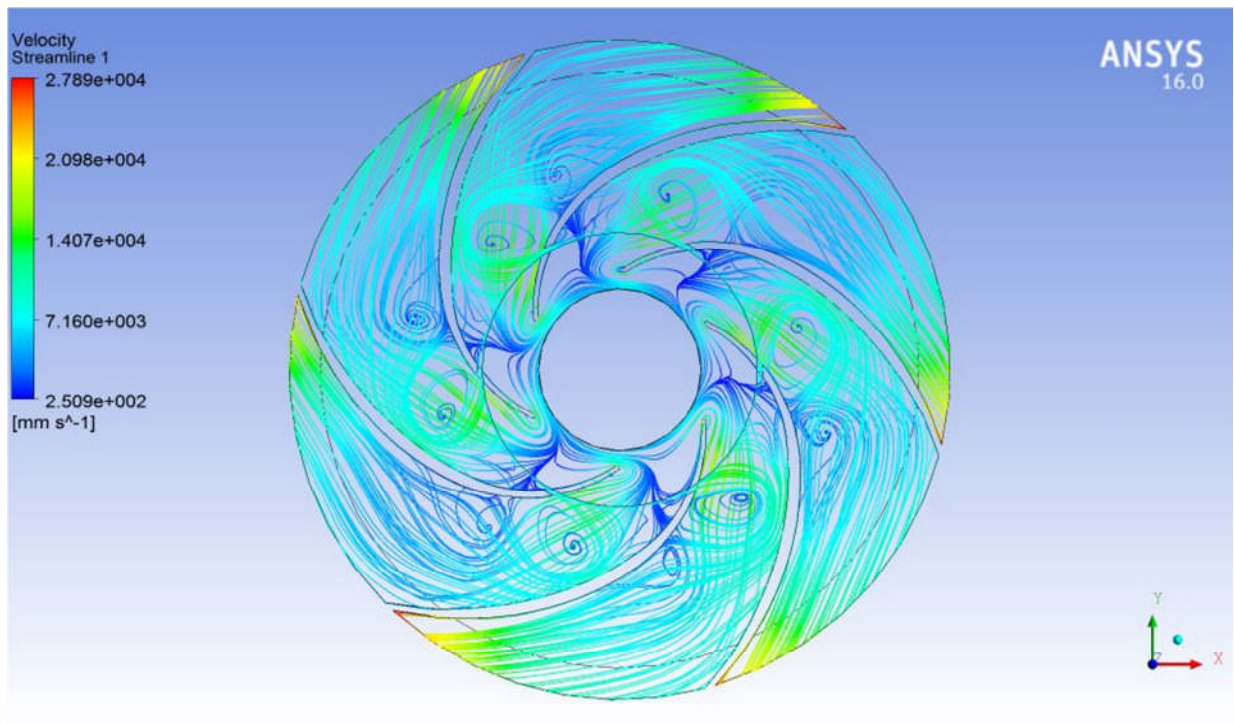


Figure IV-16:Contour des vitesses pour débit le débit nominal et( $\beta_2=55^\circ$ )

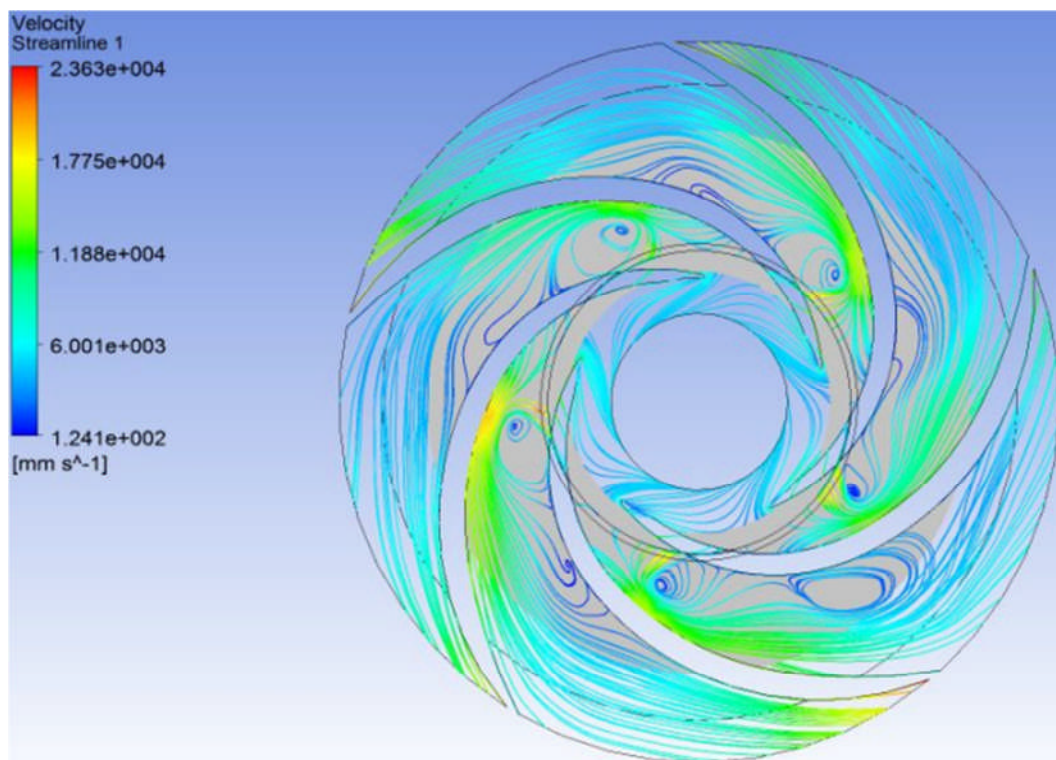
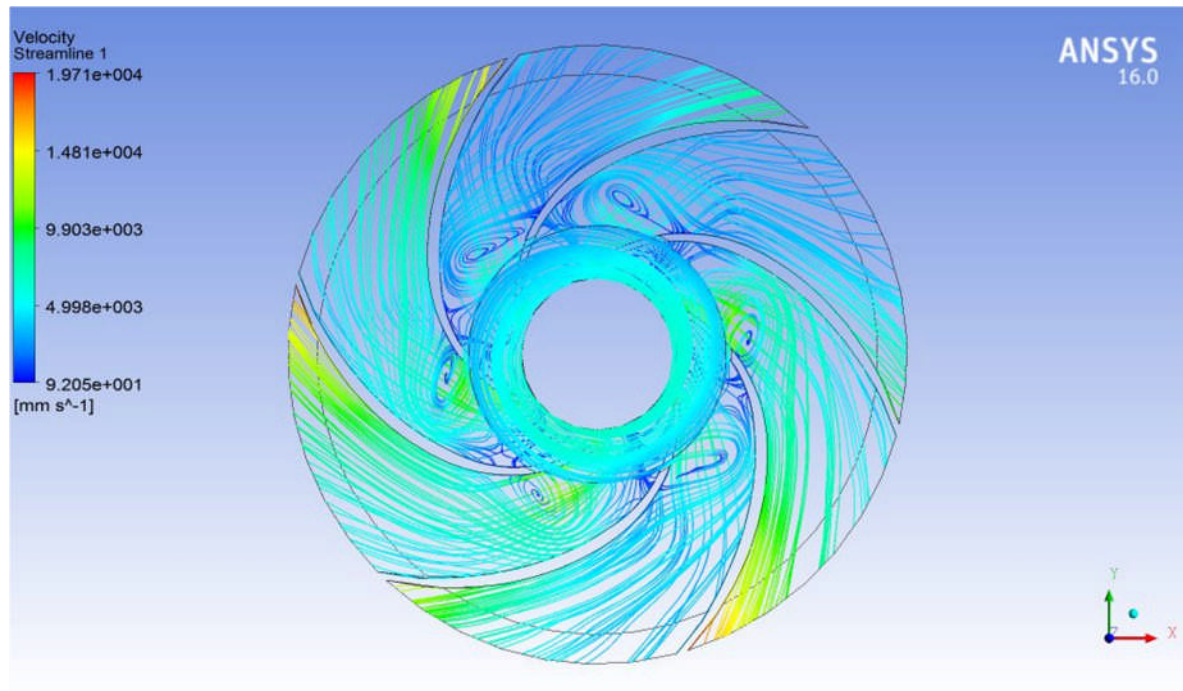


Figure IV-17: Contour des vitesses pour débit le débit nominal et( $\beta_2=57^\circ$ )



**Figure IV-18 :** Contour des vitesses pour débit le débit nominal et( $\beta_2=58^\circ$ )

#### **IV) Analyse des résultats de simulation :**

Malgré que la courbe caractéristique donnée par la simulation ne semble pas à la courbe pratique des essais (Vétusté des roues utilisées)on peut dire que :

Nous remarquons pour chaque augmentation des angles de sortie une élévation considérable a été observé de la pression (hauteur) en revanche pour chaque augmentation d'angle la vitesse se diminue.

Les courbes de rendement ont démontrés que :

Une augmentation de rendement a été observée pour les angles  $53^\circ$  et  $55^\circ$  et une chute de rendement pour les angles de  $57^\circ$  et  $58^\circ$  malgré que la hauteur d'élévation de la pompe est augmentée ça s'explique par le fait d'une augmentation des puissance absorbé de la pompe dont cette dernière a une relation direct avec le rendement

La différence entre les résultats des modélisations est apparente mieux dans l'intervalle des débits [ $07\text{m}^3/\text{h}$ - $17\text{m}^3/\text{h}$ ]

Une approche entre les résultats des essais expérimentaux et les résultats de logiciels ANSYS CFX peut se résumer comme suit :

- l'affutage de la roue pour les angles  $53^\circ$ ,  $55^\circ$  démontre une augmentation de la hauteur d'élévation mais pour les autres angles une diminution a été observée.

La simulation par le CFX démontre que le rapport entre l'augmentation de l'angle de sortie est proportionnel avec l'augmentation de la hauteur cette différence des résultats s'explique par la lecture de manomètre de la hauteur nette (et compris les pertes de charge)

-Le rendement est amélioré pour l'angle  $53^\circ$  et  $55^\circ$  et une chute de rendement pour les angles de  $57^\circ$  et  $58^\circ$  malgré leurs hauteur ont été augmentées ceci s'explique par l'augmentation de la puissance absorbée par la pompe suite a l'augmentation des pertes de charge qui rend l'effort à transmettre pour la rotation de la roue plus important (couple plus important).

### **Conclusion**

À la lumière de cette comparaison il apparaît que la limite de l'affutage est de  $55^\circ$ .

# **Conclusion Générale**

## CONCLUSION GENERALE

Notre étude est une contribution qui concerne l'amélioration des performances des pompes centrifuges (AC125), au cours de l'expérimentation grâce à plusieurs essais, il se confirme que la chute des performances de notre pompe commence à partir de l'angle de sortie de la roue ( $\beta_2 = 57^\circ$ ).

Une légère amélioration de la hauteur manométrique total et de rendement par rapport à l'angle de sortie originale ( $52^\circ$ ) laisse la possibilité d'utiliser la gamme des angles de sortie de  $52^\circ$  à  $57^\circ$  dont la mesure ou l'utilisateur demande une augmentation de la hauteur manométrique totale.

Cependant afin de valider nos résultats des tests expérimentaux nous les avons mis en confrontation avec ceux de logiciels de simulation et qui est basées sur la méthode tridimensionnelle de conception moderne pour la prédiction des performances des pompes centrifuges

La comparaison des résultats montre une bonne concordance, et les résultats des tests expérimentaux semblent encourageants, vu la validité des simulations par le logiciel ANSYS CFX.

Ces simulations nous ont permis de voir l'influence de l'angle de sortie sur les différentes courbes caractéristiques de notre pompe et on a pu déterminer ainsi l'effet des différentes pertes de charges sur les performances de la pompe ceci nous a conduit à conclure que malgré l'augmentation des hauteurs manométriques en faisant augmenter l'angle de sortie le rendement sera diminuer a partir d'une certaine valeur de l'angle de sortie.

Il convient de noter que les écarts entre les résultats numériques et expérimentaux peuvent être de deux natures différentes :

a- certains écarts sont systématiques : aux moments des essais en laboratoire entourées par des incertitudes relatives aux mesures des grandeurs hydrauliques, mécaniques ou électriques imputables aux conditions d'essais

b- d'autres sont au contraire totalement involontaire et aléatoire liés aux aléas de fabrication (aléas de fonderie, précision d'usinage etc....)

Cependant on aurait pu avoir d'autres résultats, avec notre travail expérimental en faisant varier n'importe quel paramètre géométrique de notre pompe, cet effet et dans le cadre de la poursuite des travaux de recherches les points suivants pourrait être investiguées :

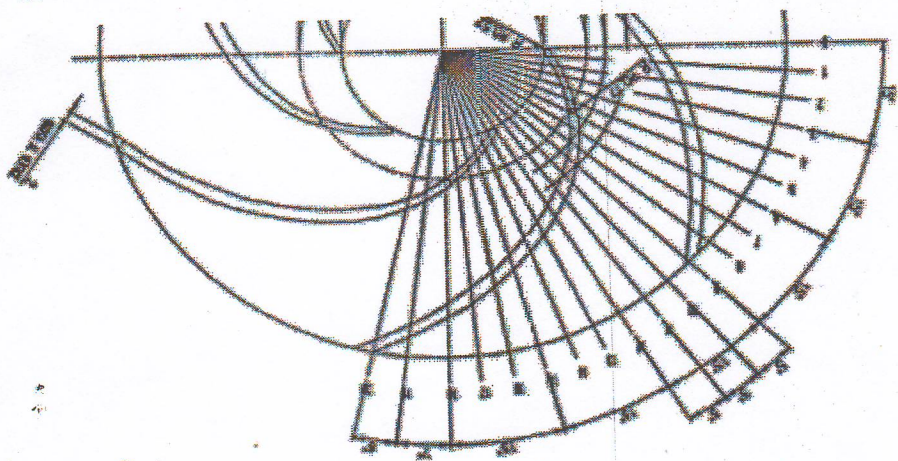
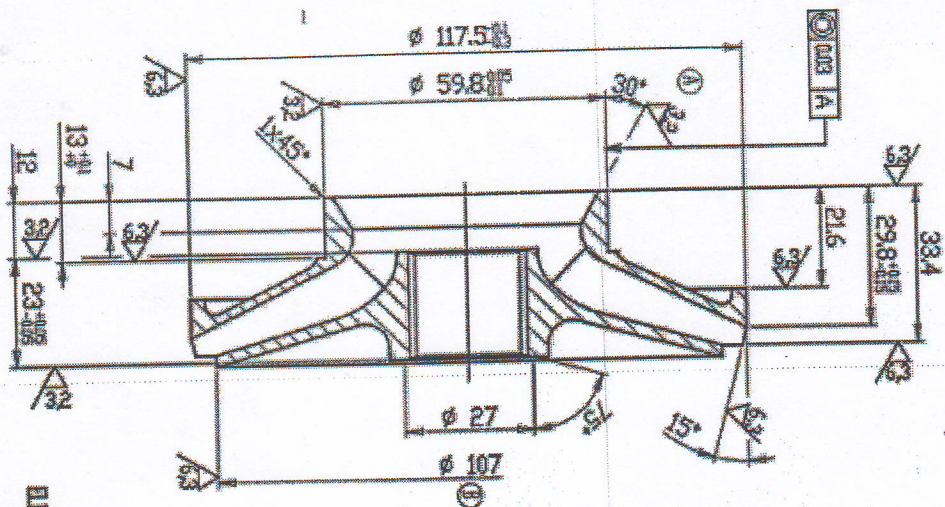
## CONCLUSION GENERALE

- Faire une étude en variant deux à trois paramètres géométriques à la fois et observer leur effet sur les performances de la pompe.
- Prendre en compte de l'effet de cavitation en modélisant les résultats avec CFX Fluent



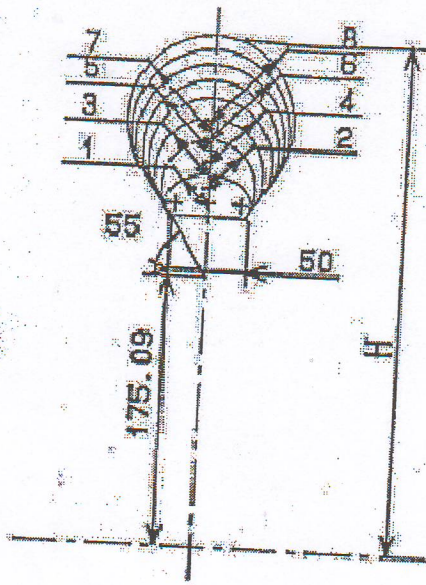
# ANNEXES

ANNEXE IV-1

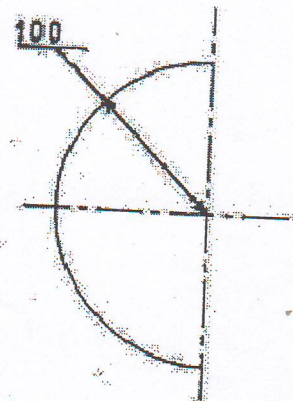
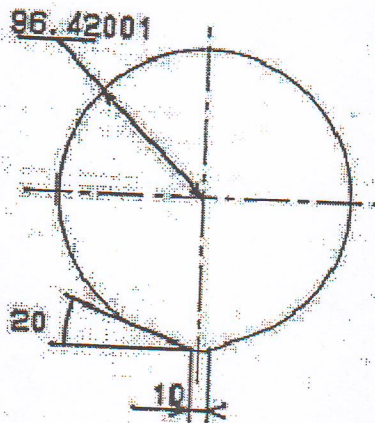
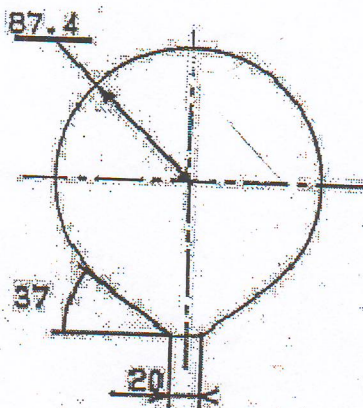
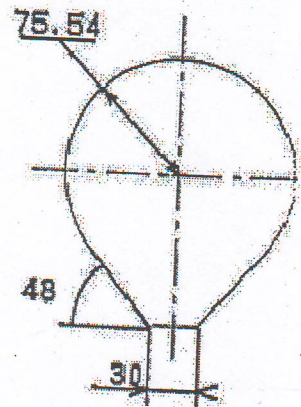
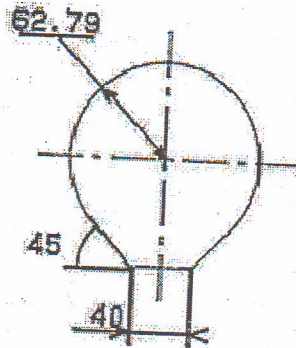
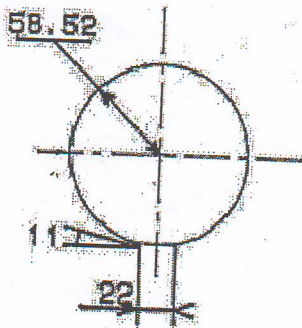


ANNEXE IV 3 -3

Tracé hydraulique de la volute et du divergent (sections transversales)

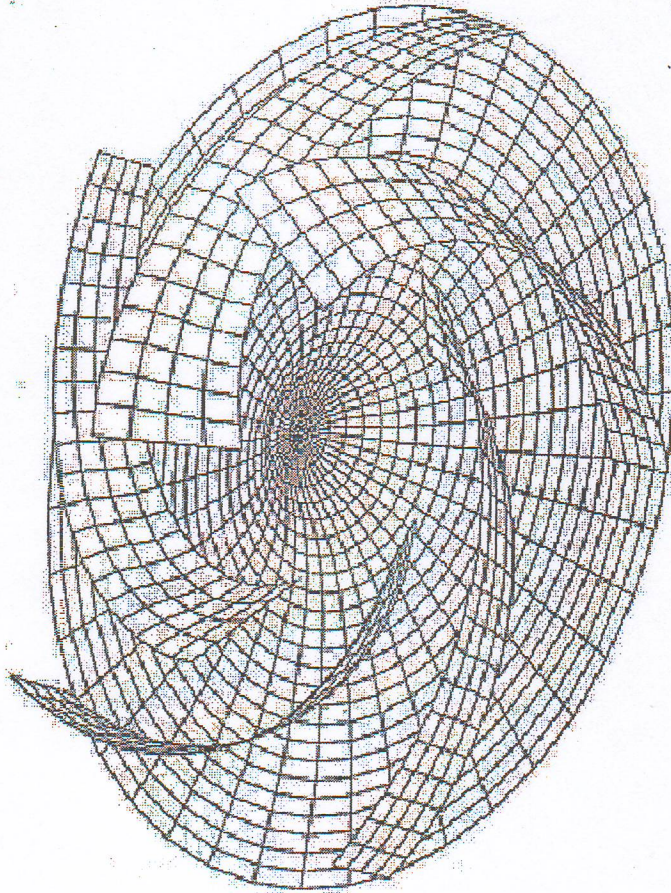


Section	H(mm)	Rf (mm)	Surf (cm <sup>2</sup> )	Xs (cm)	Ys (cm)	Ra (mm)
1	237.38	18.12	12.1			
2	259.72	30.84	24.4			
3	274.04	36.86	36.6			
4	286.94	40.76	49.2			
5	298.22	44.88	61.8			
6	308.42	48.59	73.8			
7	317.82	52.02	85.8			
8	326.85	55.31	98.2			
8 Bis		58.51	109.2	185.12	272.45	65.77
9		62.78	124.4	170.12	305.5	110.02
10		75.54	187.5	131.12	371.34	180.66
11		87.4	238.1	112.12	419.89	234.05
12		96.42	277.5	103.12	459.47	266.98
13		100	299.3	100	500	282.3

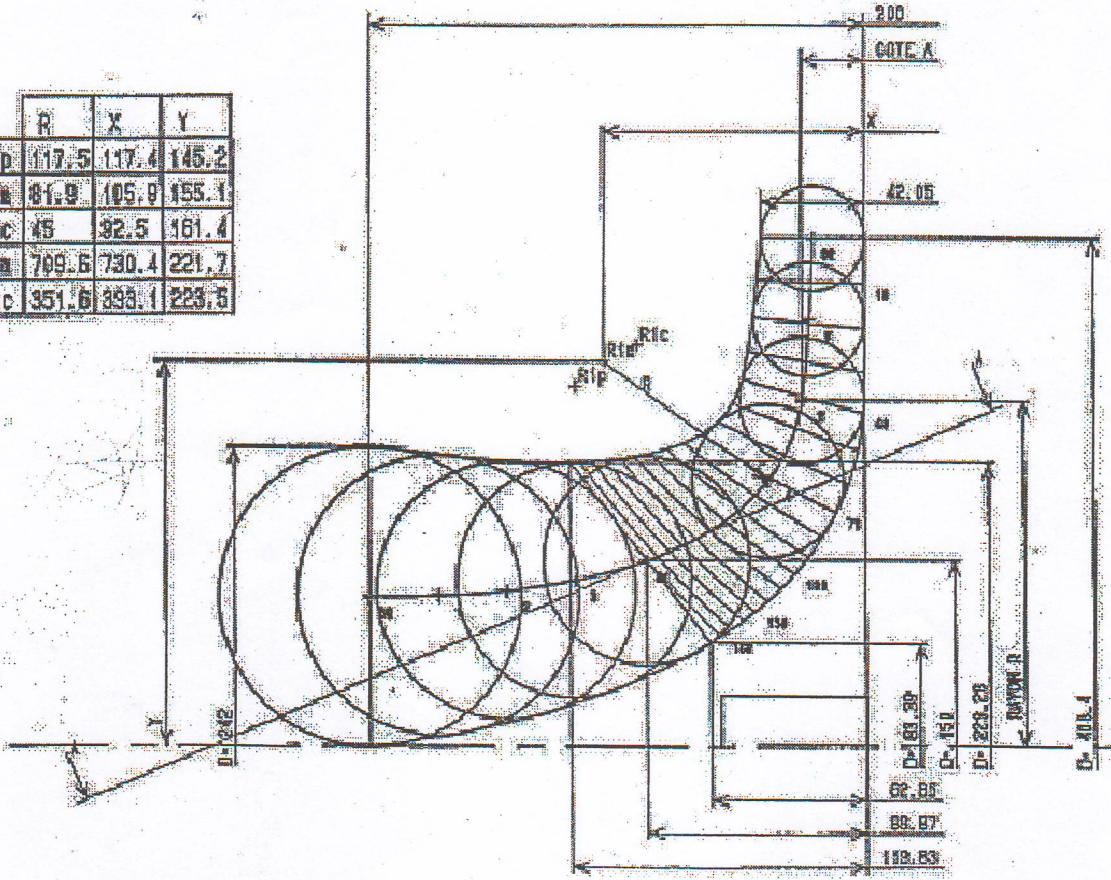


ANNEXE IV-2

épure 3D de la roue



	R	X	Y
R1D	117.5	117.4	145.2
R1M	81.9	105.9	155.1
R1C	45	92.5	161.4
R2M	769.6	730.4	221.7
R2C	351.6	893.1	223.6

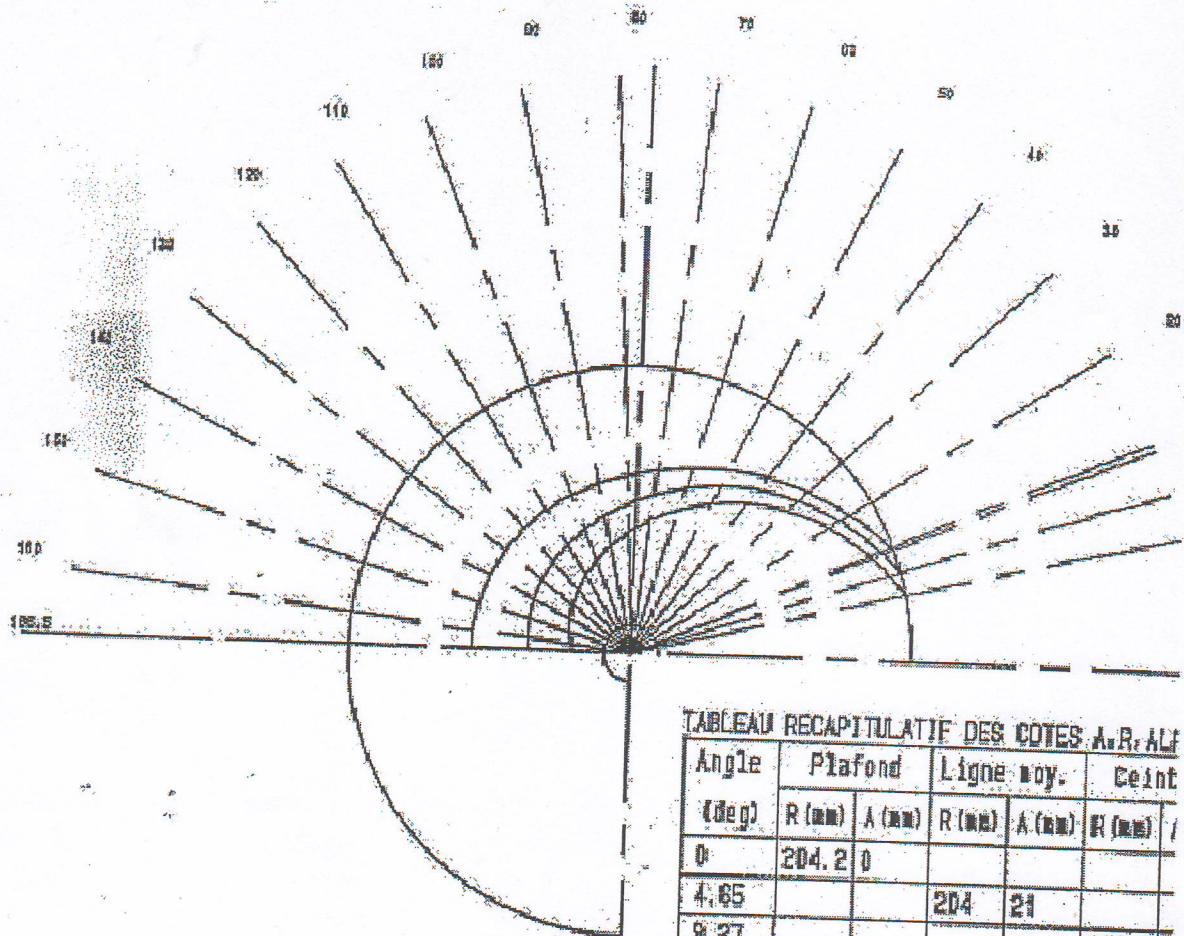


ra  
ra  
ra  
ra

# Annexe IV-2

ALPHA 4

SENS DE ROTATION

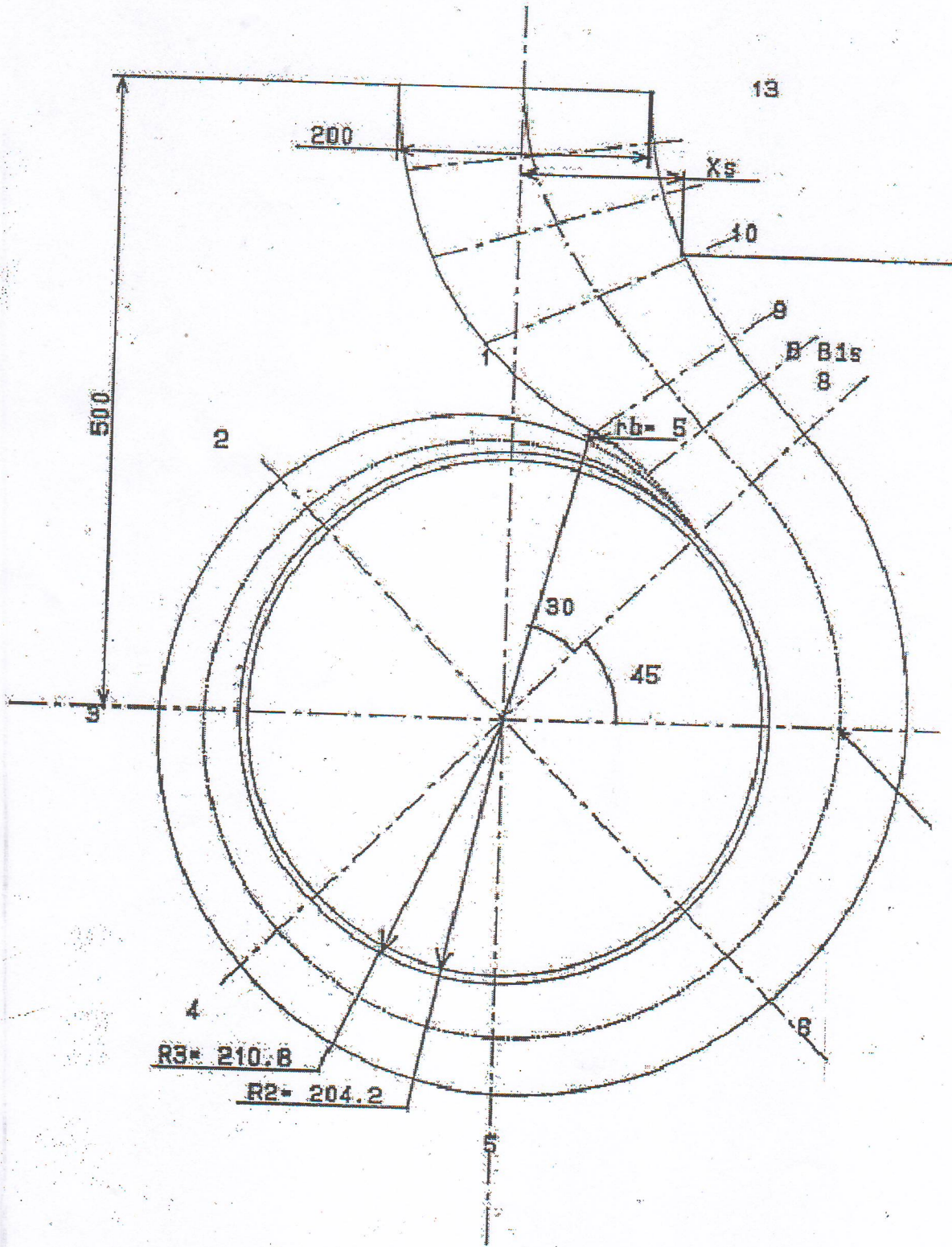


tracé hydraulique de la roue (vue de face)

TABEAU RECAPITULATIF DES COTES A.R. ALP

Angle (deg)	Plafond		Ligne moy.		Ceint
	R (mm)	A (mm)	R (mm)	A (mm)	
0	204.2	0			
4.65			204	21	
8.27					204.2
10	186	0	194.5	21.3	202.7
20	168.2	0	177.6	22.1	186
30	151	0	161.8	23.2	171.4
40	134.7	3	147.4	24.5	158.5
50	119.4	2.5	134.1	26.6	147.2
60	105.8	6.5	122.4	30.5	137.7
70	94.2	11.5	112.6	35.7	130.5
80	84.6	17	104.8	41.5	125.5
90	76.5	22.8	98.4	47.5	122
100	69.6	28.5	93.3	53.6	118.6
110	63.8	34	89	59.6	117.9
120	58.8	39.4	85.5	65.3	116.7
130	54.4	44.6	82.6	70.8	115.9
140	50.6	49.5	80	76.2	115.3
150	47.2	54.3	77.8	81.2	114.9
160	44.2	58.7	76.1	85.9	114.7
166.54	41.6	62.8	75	88.8	114.6

ANNEXE IV 3  
Tracé hydraulique de la volute et du divergent (vue de face)



ra  
ra  
ra  
ra

# **Références Bibliographiques**

## REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUE

- [1] -R. COMOLET : « Mécanique expérimentale des fluides » 1982 - Ed. Masson - Paris
- [2] -G.T. CSANADY : « Theory of turbo machinery »1964 - Ed. McGraw Hill Co - New York
- [3] -G. MEAUZE et A. CARRERE : « Etude aérodynamique de l'écoulement dans les aubages de machines tournantes » 1984 - Cours à l'Ecole Nationale Supérieure de l'Aéronautique et de l'Espace.
- [4]F. LEOEUF, R. VOUELLARMET, P. FERRAND «Aérothermodynamique des turbomachines » Cours de l'Ecole Centrale de Lyon
- [5] - KARASSIK : « Pump Handbook »1976 - Ed. McGraw Hill Co - New York
- [6] -STEPANOFF .A Centrifugal and axial flow pumps .john Wiley and Sons I.N.C second edition 1957
- [7]HAMKINS C.P Corrélation of a one dimensionna centrifugal pump performance analysis methods .ASME -paper 84-Wa -/FM-10-1984
- [8]SEDILLE , M. Turbomachines hydrauliques et thermiques Tome II , Masson , 1967
- [9] M.H. FAGARD : « Etude des écoulements décollés en grilles d'aubes en régime sous-sonique compressible » Thèse de Doctorat - LEMFI - Paris VI - 1993
- [10] - J. CHAUVIN, R.A. VAN DEN BRAEMBUSSCHE, P. LUBUNGA,C. LOUDET : « Calcul de l'écoulement dans le plan circonférentiel d'une roue mixte »Institut Von Karman - Rhodes - Belgique – 1973
- [11] RIBAUD Y. et SOVRANO R. : « Calculs théoriques d'écoulements dans les Turbomachines radiales. Calcul de l'écoulement moyen » ONERA - NT N° 1/3086 - 1973
- [12]MICHAL Toussaint « Prédetermination of performances of centrifugal pumps by means of their geometrical characteristics» Stockholm, Sweden 2004



- [13] BOURAOUI Mourad « Méthode de prise en considération des écoulements de fuite dans le calcul des performances d'une pompe centrifuge Rapport du travail pratique , laboratoire des machines hydraulique EPFL Laussane .
- [14]MAHFOUD M : « Prédétermination des caractéristiques d'une pompe centrifuge multicellulaire à partir de ses données géométriques» MFE ingénieur CNAM 1987
- [15]G. LEMASSON, Les machines transformatrices d'énergie, TOME II, Turbomachine-Machine alternatives, 1967.
- [16]-Adnan Ozturk, Kadir Aydin, Besir Sahin and Ali Pinarbasi, Effect of impeller-diffuser radial gap ratio in a centrifugal pump. Journal of Scientific and Industrial Research, Vol. 68, 203-213, 2009.
- [17] Chenafi –Azzedine :contribution à l'étude et l'analyse de l'influence de l'affutage des aubes à la sortie d'une roue radiale d'une pompe centrifuge sur ses performances ,thèse de magistère ,ENSH 1996.
- [18]Miguel ASUAJE, Méthodologie et optimisation dans la conception et l'analyse des performances des turbomachines a fluide incompressible, Thèse de Doctorat, L'école nationale supérieure d'arts et métiers, 2004.
- [19] Ahmed ouendjli, prédétermination des performances d'une pompe centrifuge a partir de ses données géométriques , thèse de magistère , université d'Oran 2008
- [20]Documentations CFX 2003 / (1) Solver Theory / (2) Turbulence And Near Wall Theory.
- [21]ANSYS, Inc. Licensing Guide 9.0 Release 2014
- [22]ANSYS CFX-Pre User's Guide 2013
- [23]www.azprocedefr/Cours GC/pompe centrifuge