



**UNIVERSITE SAAD DAHLAB DE BLIDA 1**  
**FACULTE DE TECHNOLOGIE**  
**DEPARTEMENT DE MECANIQUE**

Laboratoire d'Energétique

Projet de Fin d'Etudes  
Pour l'obtention du Diplôme de Master en  
Installation Energétiques et Turbomachines

Titre

**Etude conceptuelle d'une pompe centrifuge à plusieurs  
étages**

**Proposé et encadré par :**

Mr. M Said

**Réalisé par :**

BEKHTI Siham

FATIMA Meriem

Année universitaire 2019/2020

## **Remerciements**

*Nous remercions DIEU tout puissant qui nous a donné le courage, la force et la volonté pour réaliser ce modeste travail.*

*Nous adressons notre vif remerciement à notre encadreur Mr. Said, pour sa compréhension et ses conseils et son aide. Pour sa gentillesse et ses orientations efficaces.*

*Nous adressons également notre profonde gratitude à tous les professeurs de l'université de SAAD DAHLEB BLIDA 1 en particulier ceux du département GENIE MECANIQUE. Votre enseignement a porté ses fruits.*

*Enfin, nous remercions tous ceux qui ont contribué de près ou de loin au succès de ce travail.*

**Merci a tous...**

**Siham et Meriem.**

## ***Dédicace***

*Pour ma mère, à mon père ..*

*Pour tous mes frères et mes sœurs ..*

*Pour tous ceux qui étaient prêts à nous*

*enseigner ..*

*Pour tous les amis ..*

*Je dédie ce travail.*

***Meriem***

*Je dédie ce modeste travail en signe de reconnaissance et de respect :*

*A mes très chers parents que Dieu les protège A mes sœurs et mes frères*

*A toute la famille BEKHTI*

*A toute la famille BOUSSIAD*

*A tous Mes amis sans exception*

***Siham***

# Sommaire

<u>Introduction générale</u> .....	03
------------------------------------	----

## Chapitre 1 : Généralités sur les turbopompes

1.1. Introduction .....	04
1.2. Généralités sur les pompes .....	04
1.2.1. Définition .....	04
1.2.2. Classification des pompes .....	05
1.2.2. a. Pompe volumétrique .....	08
1.2.2. b. Turbopompe .....	08
1.3. Description d'une turbopompe centrifuge .....	10
1.3.1. Définition .....	10
1.3.2. Utilisation .....	11
1.3.3. Principe de fonctionnement d'une turbopompe centrifuge .....	12
1.3.4. Classification des turbopompes centrifuges .....	13
1.3.4. a. Situation comparée des pompes centrifuges, hélico-centrifuges et hélices .....	14
1.4. Constitution d'une turbopompe centrifuge .....	15
1.4.1. La roue .....	16
1.4.2. Le distributeur .....	17
1.4.3. Le diffuseur .....	18
1.4.4. Volute .....	18
1.4.5. Le divergent .....	18
1.5. Avantages et inconvénients des turbopompes centrifuges .....	18

## Chapitre 2 : Théorie des turbopompe centrifuge

2.1. Introduction .....	19
2.2. Equations fondamentale de la turbomachine .....	19
2.2.1. Conservation de la masse .....	19
2.2.2. Conservation du moment de la quantité de mouvement .....	19

2.2.3. Théorie d'Euler .....	19
2.3. Caractéristiques des pompes centrifuges .....	21
2.3.1. La vitesse spécifique .....	21
2.3.2. La vitesse de rotation $w$ [tr/min] .....	22
2.3.3. Débit volumique $Q_v$ .....	22
2.3.4. Hauteur manométrique $H_m$ .....	22
2.3.5. Puissance $P$ .....	23
2.3.6. Types de pertes .....	23
2.3.7. Le rendement .....	24
2.3.7.a. Rendement globale .....	25
2.3.7.b. Rendement mécanique .....	25
2.3.7.c. Rendement par frottement interne .....	25
2.4. Prédétermination des courbes caractéristique théoriques .....	25
2.4.1. Courbe théorique pression-débit .....	25
2.4.2. Pertes de pression dans la pompe .....	27
2.4.3. Courbe réelle pression-débit .....	27
2.4.4. Courbe Caractéristique de la pompe .....	28
2.4.5. Formule pratique d'utilisation .....	28
2.5. Le Dispositif D'entraînement .....	29
2.5.1. Entraînement par un moteur électrique .....	29
2.6. Le NPSH (Net Positive Suction Head) .....	30
2.6.1. Conditions de bon fonctionnement .....	32
2.6.2. Conditions de cavitation .....	32
2.7. Les facteurs de dysfonctionnement des turbopompes centrifuges .....	33
2.7.1. Surcharge .....	33
2.7.2. Mauvais graissage .....	34
2.7.3. Fluide inadapté .....	34
2.7.4. Fonctionnement à vide .....	34
2.7.5. Mauvais alignement .....	34

2.7.6. Fuite .....	34
2.7.7. Corps étranger .....	34
3.7.8. Contraintes des tuyauteries .....	35
3.7.9. Cavitation .....	35
3.7.9 a. Types de cavitation .....	36
3.6.9 b. Effets de la cavitation .....	36

### **Chapitre 3: Etude des performances d'une turbopompe centrifuge**

3.1. Introduction .....	37
3.2. Détermination des paramètres principaux .....	38
3.2.1. Vitesse spécifique .....	38
3.2.2. Diamètre de l'arrête d'entrée ramené $Dr_1$ .....	39
3.3. Rendement .....	40
3.3.1. Rendement hydraulique .....	40
3.3.2. Rendement volumétrique .....	40
3.3.3. Rendement mécanique .....	40
3.3.4. Rendement global .....	41
3.3.5. Puissance consommée par la pompe .....	41
3.4. Rendement Puissance du moteur d'entraînement $P_m$ .....	41
3.5. Calcul des diamètres l'arbre et du moyeu .....	41
3.5.1. Diamètre de l'arbre .....	41
3.5.2. Diamètre de moyeu de la roue .....	43
3.6. Détermination des paramètres du rotor à l'entrée .....	43
3.6.1. Débit de circulation dans la pompe .....	43
3.6.2. Diamètre moyen de l'arbre d'entrée $D_0$ .....	44
3.7. Calcul de la largeur de la fente à l'entrée de la roue $b$ .....	44
3.8. Détermination des paramètres du rotor à la sortie de la roue .....	46
3.8.1. Charge théorique en tenant compte du nombre d'aubes .....	46
3.8.2. Vitesse circonférentielle .....	46
3.8.3. Diamètre de la roue à la sortie $D_1$ .....	46

3.8.4. Angle de l'aube à la sortie de la roue $\beta_2$ .....	46
3.8.5. Nombre d'aube .....	47
3.8.6. Précision des valeurs calculées .....	47
3.8.7. Largeur de la fente à la sortie de la roue .....	48
3.8.8. Vérification des coefficients de rétrécissement du courant $K_1$ et $K_2$ .....	48
3.8.9. Calcul des vitesses relatives à la sortie de la roue .....	48
3.9. Solutions apportées aux problèmes .....	48
3.9.1. Equilibrage de la poussée axiale .....	50
3.9.2. Solutions apportées aux problèmes de cavitation .....	50
3.9.3. Amélioration du NPSH des pompes .....	51
3.9.4. Réduction du bruit et des vibrations .....	51
3.9.5. Limitation du risque d'érosion .....	51

## Liste des figures

### Chapitre 1 : Généralités sur les turbopompes

Figure (1.1) : schéma d'une pompe hydraulique .....	05
Figure (1.2): Pompe centrifuge .....	06
Figure (1.3): Pompe volumétrique à disque excentré .....	06
Figure (1.4): Schéma explicatif de différent type de pompe .....	07
Figure (1.5) : Fonctionnement de quelques types de pompe volumétrique .....	08
Figure (1.6) : type des roues de turbopompes .....	09
Figure (1.7) : Pompe centrifuge monocellulaire en porte à faux .....	09
Figure (1.8) : Pompe multicellulaire .....	10
Figure (1.9) : Schéma d'une pompe centrifuge .....	11
Figure (1.10) : Principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge .....	12
Figure (1.11) : Classification des pompes centrifuges .....	14
Figure (1.12) : Domaines d'utilisation des pompes industrielles Roto-dynamiques .....	15
Figure (1.13) : Constitution d'une pompe centrifuge .....	15
Figure (1.14) : Types des roues .....	16
Figure (1.15) : Type de turbopompes en fonction de l'écoulement à la sortie de la roue .....	17

## **Chapitre 2 : Théorie des turbopompes centrifuges**

Figure (2.1) : Schéma des vitesses dans l'impulseur .....	20
Figure (2.2) : Courbe caractéristique-droite d'Euler-droite théorique .....	21
Figure (2.3): Courbe représentatif de pression-débit .....	27
Figure (2.4) : Courbe réelle pression-débit .....	27
Figure (2.5) : Courbe caractéristique hauteur d'élévation fonction du débit volume .....	28
Figure (2.6) : Point de fonctionnement .....	29
Figure (2.7) : entrainement par moteur .....	29
Figure (2.8): Schémas représentant le NPSH disponible .....	30
Figure (2.9): Schémas représentant le NPSH requis .....	31
Figure (2.10): Courbe représentante le NPSH requis .....	31
Figure (2.11) : courbe caractéristique de NPSHreq et NPSHdis.....	32
Figure (2.12): Schéma représentant la chute de pression au premier contact du fluide avec l'impulseur .....	33
Figure (2.13) : Photo illustrant de cavitation sur un impulseur .....	35

## **Chapitre 3: Etude des performances d'une turbopompe centrifuge**

Figure (3.1) : pompe centrifuge HP à 7 étages .....	37
Figure (3.2): Roue d'une pompe centrifuge .....	39
Figure (3.3): Triangle des vitesses à l'entrée de la roue .....	45
Figure (3.4): Triangle des vitesses à la sortie de la roue .....	46

### **Liste des tableaux**

#### **Chapitre 3: Etude des performances d'une turbopompe centrifuge**

Tableau (3.1) : Vitesse spécifique .....	38
Tableau récapitulatif .....	49



## NOMENCLATURE

D : Diamètre	[m]
$N_s$ : La vitesse de rotation	[%]
$\eta_h$ : Rendement hydraulique	[%]
$\eta_v$ : Rendement volumétrique	[%]
$\eta_m$ : Rendement mécanique	[%]
$\eta_g$ : Rendement global	[%]
$p_{ab}$ : Puissance consommée par la pompe	[W]
$p_m$ : Puissance du moteur d'entraînement	[W]
$C_t$ : Étant le couple de torsion	[N.m]
$\eta_{fi}$ : Rendement par frottement interne	[%]
$d_{ar}$ : Le diamètre réel de l'arbre	[m]
$d_m$ : Diamètre du moyeu d la roue	[m]
$D_1$ : Le diamètre moyen	[m]
$V_0$ : Vitesse absolue à l'entrée	[m/s]
$D_0$ : Diamètre de l'arrête d'entrée	[m]
$b_1$ : La largeur de la fente à l'entrée de la roue	[m]
$V_{1m}$ : Vitesse absolue de liquide à l'entrée e la roue	[m/s]
$U_1$ : Vitesse tangentielle à l'entrée de la roue	[m/s]
$\beta_1$ : L'angle d'aube à l'entrée	[c]
$H_{thz}$ : Charge théorique en tenant compte du nombre d'aubes	[m]
$U_2$ : Vitesse circumférentielle	[m/s]
$D_2$ : Diamètre de la roue à la sortie	[m]
$V_{2m}$ : Composante méridienne à la sortie	[m/s]
$\beta_2$ : Angle de l'aube à la sortie de la roue	[c]

Z : Nombre d'aubes	
$\mu$ : Viscosité dynamique	[N. s/m <sup>2</sup> ]
$b_2$ : Largeur de la fente à la sortie de la roue	[m]
k : Coefficient de rétrécissement	
$W_1$ : Vitesses relatives à l'entrée	[m/s]
$W_2$ : Vitesses relatives à la sortie	[m/s]
$Q_c$ : Débit de circulation dans la pompe	[m <sup>3</sup> /h]
H : Hauteur manométrique	[m]
T : Température de brut	[c]
I : Nombre d'étages	
$\sigma$ : L'angle d'attaque pour le calcul	[c]
n : Le coefficient de sécurité	
$\omega_t$ : La contrainte limite de résistance à la torsion.	[rad]
$\mu$ : Coefficient de correction	

## ملخص

من أجل إكمال تحصيلنا العلمي وتعزيز المعرفة المكتسبة في الفترة الجامعية والتي تتطابق مع الواقع الصناعي قمنا بتحرير مذكرة لتطوير وتحسين روح الإنتاج.

يتمثل هذا العمل في دراسة حرارية وهيدروليكية لمضخة الطرد المركزي التي صممت لضخ المياه في آبار النفط والحفاظ على ضغط هذا الأخير. تحتوي المذكرة على سلسلة من العمليات الحسابية ومقارنة أدائها بسرعات مختلفة مع بيانات الشركة المصنعة.

## Résumé

Afin de compléter et améliorer nos connaissances acquises au niveau de l'université avec la réalité industrielle, un mémoire de fin d'étude ont été réalisés pour affirmer encore plus notre savoir et acquérir un état d'esprit industriel

Ce travail comprend une étude thermodynamique, hydraulique sur une pompe centrifuge, qui a pour but d'injecter l'eau dans les puits de pétrole afin de maintenir la pression de ce dernier. Il contient une série de calculs et de comparaison de ses performances à différents régimes avec les données du constructeur.

## Abstract

In order to complete and improve our knowledge acquired at university level with industrial reality, an end-of-studies dissertation was produced to further assert our knowledge and acquire an industrial state of mind.

This work includes a thermodynamic and hydraulic study on a centrifugal pump, which aims to inject water into oil wells in order to maintain oil pressure. It contains a series of calculations and comparison of its performance at different speeds with the manufacturer's data.

## ***Introduction Générale***

L'homme a est de la distribution de l'eau dans ses propres moyens primitifs, mais il ne pouvait pas le faire à des moments où la nappe phréatique est faible, apprendre à travers des expériences qui soulèvent l'eau du niveau bas au haut niveau nécessaire pour faire un effort manuel ou à l'aide de la machine ont besoin de travailler à l'alimentation animale ou de carburant.

L'homme essayé au fil des siècles pour profiter de l'eau de diverses manières dans divers domaines, y compris l'escadron, y compris l'irrigation et dans toutes les industries, et parce que le besoin humain de l'eau nécessite d'être transféré d'un endroit à un autre ou soulevé de faible niveau à haut niveau, il a inventé les moyens pour élever l'eau à partir de laquelle elle opère manuellement ou à l'aide d'un animal ou automatiquement.

Comme l'augmentation des besoins humains pour les grandes quantités d'eau dans l'agriculture atteint une invention de la machine à roue hydraulique qui utilise la gestion de l'énergie animale.

Avec l'invention de la machine à vapeur en 1769 et les gens de la révolution industrielle ultérieure déplacée de la campagne à la ville, il est apparu nécessaire de fournir une meilleure eau, permet à l'homme son intelligence aux premiers scooters de pompe alimenté en Angleterre en 1800 et utilisé pour soulever et déplacer des liquides d'un endroit à l'autre invention.

- Pompe: est une machine tourne l'élément de rotor dans le boîtier étanche retirer le liquide à l'intérieur pour le rendre occupé le poste par son énergie sous forme d'énergie a provoqué une augmentation de la pression et de faire sortir décollant de la sortie de la pompe.

Avec le progrès et le développement des zones industrielles de l'homme ont besoin de se développer en d'autres types de pompes selon les domaines d'utilisation.

Ce mémoire est composé de trois chapitres:

Dans le premier Chapitre, présente les généralités sur turbopompes, la classification des différents types des turbopompes ainsi que leur Principe de fonctionnement et Constitution d'une turbopompe.

Ensuite, le deuxième chapitre, théorie de turbopompe centrifuge et connaître de la pompe haute pression.

Le troisième chapitre, présenté les différents calculs de la pompe HP, à savoir, la pression nominale, le débit volumétrique et la hauteur manométrique, pour aboutir à notre point de fonctionnement.

Enfin, nous terminons notre travail par une conclusion générale.

# Chapitre 1

## Généralités sur les turbopompes

### 1.1. Introduction

Chez l'être humain, le cœur occupe un rôle de très grande importance. Il a pour principale fonction de faire circuler dans tout l'organisme, par l'intermédiaire d'artères et de veines, le sang qui est essentiel au bon fonctionnement de toutes les parties du corps humain.

Dans un circuit hydraulique, la pompe joue un rôle tout aussi important, lequel s'apparente à celui joué par le cœur chez l'être humain.

La pompe permet de faire circuler, par l'intermédiaire de canalisations, un fluide hydraulique qui déplacera des charges grâce à des vérins ou à des moteurs hydrauliques. La pompe joue un rôle de premier plan, car c'est elle qui fournit l'énergie dans un circuit hydraulique.

### 1.2. Généralités sur les pompes

#### 1.2.1. Définition

Une pompe est une machine hydraulique qui aspire et refoule un liquide (l'eau, l'huile, l'essence, les liquides alimentaires, etc....) D'un point à un endroit voulu. La pompe est destinée à élever la charge du liquide pompé.

La charge ou l'énergie est la somme de trois catégories d'énergie :

- Energie cinétique.
- Energie potentielle.
- Energie de pression

C'est donc un appareil génère une différence de pression entre l'entrée et la sortie de la machine. L'énergie requise pour faire fonctionner une pompe dépend :

- Des propriétés du fluide : la masse volumique, la viscosité dynamique,
- Des caractéristiques de l'écoulement : la pression, la vitesse, le débit volume, la hauteur,
- Des caractéristiques de l'installation : la longueur des conduites, le diamètre et la rugosité absolue.

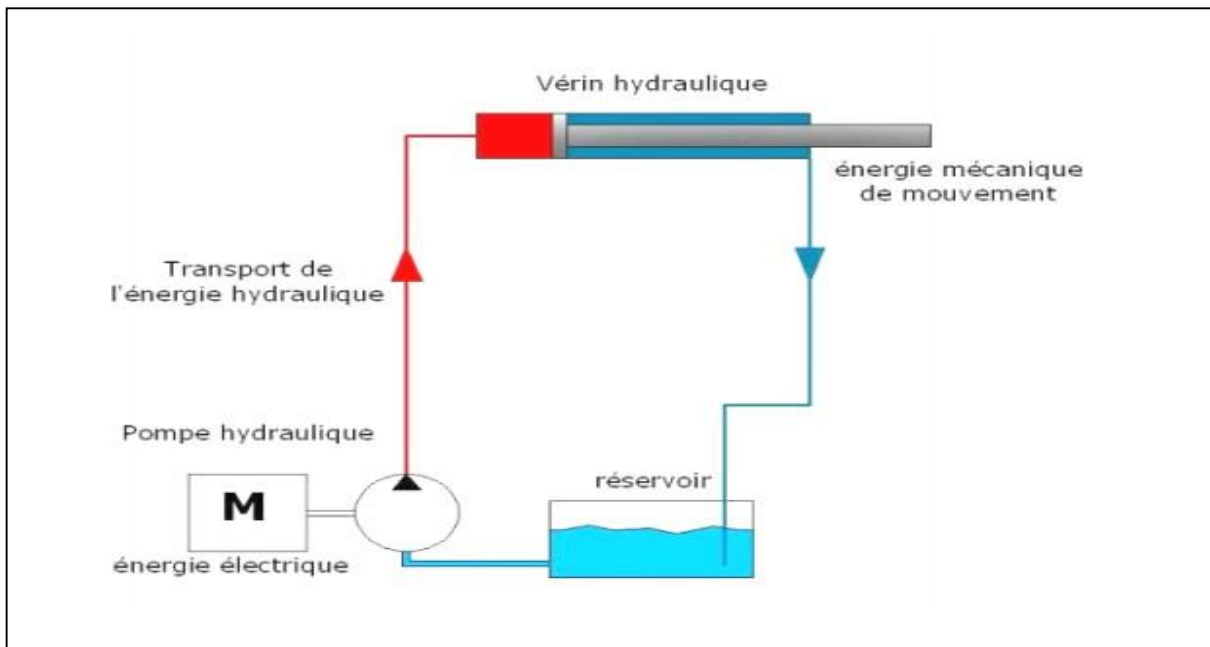


Figure (1.1) : schéma d'une pompe hydraulique

## 1 .2.2. Classification des pompes

Suivant les modes des déplacements des liquides à l'intérieur des pompes, on classe ces dernières en deux grandes familles :

- Les turbopompes,
- les pompes volumétriques.

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

Dans les turbopompes une roue, munie d'aubes ou d'ailettes, animée 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.

Dans les pompes volumétriques, l'énergie est fournie par les variations successives d'un volume raccordé alternativement à l'orifice d'aspiration et à l'orifice de refoulement (grand encombrement).



Figure (1.2): Pompe centrifuge



Figure (1.3): Pompe volumétrique à disque excentré



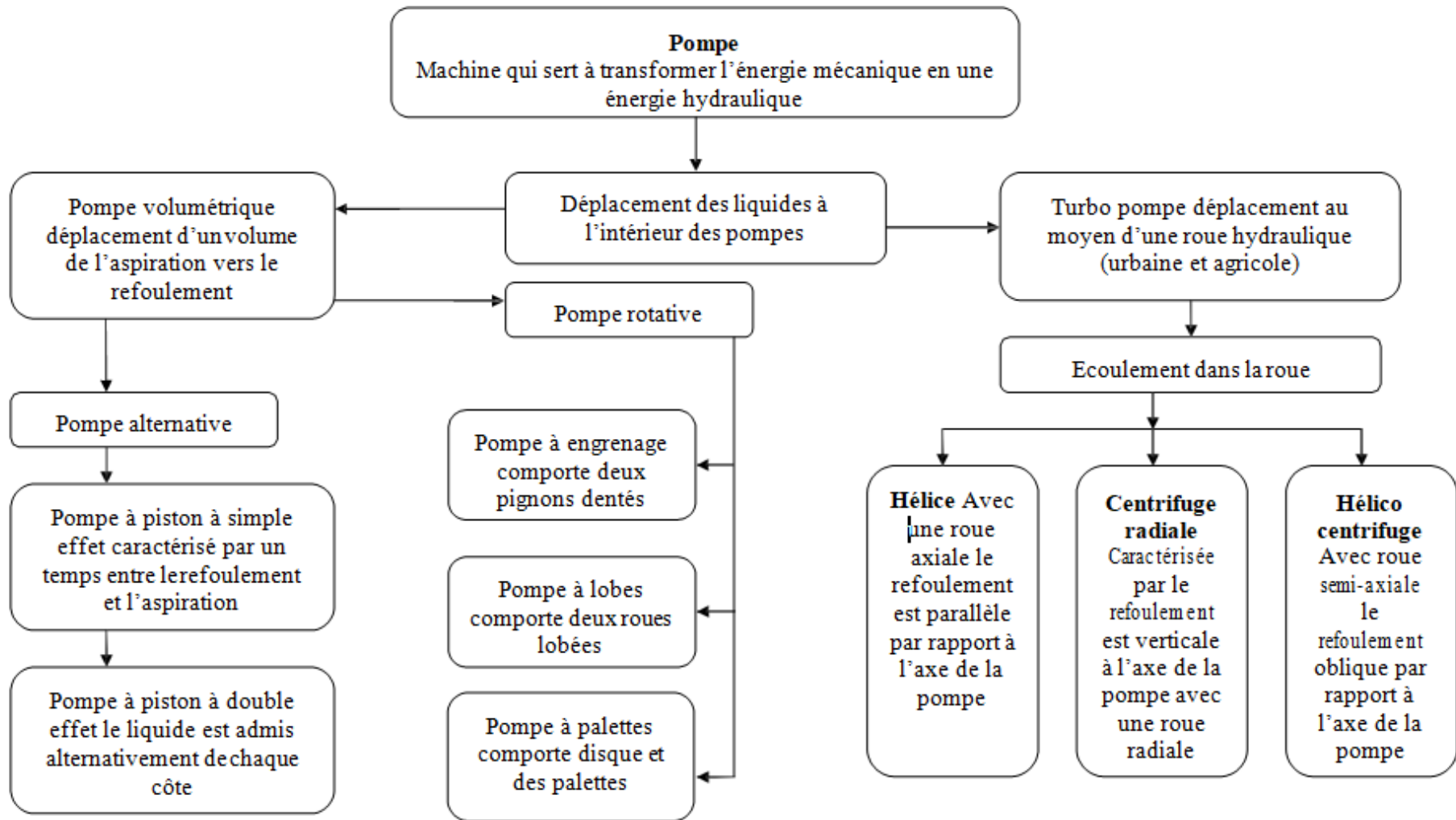


Figure (1.4): Schéma explicatif de différents types de pompe.

### 1.2.2.a. Pompe volumétrique

Une pompe volumétrique se compose d'un corps de pompe parfaitement clos à l'intérieur duquel se déplace un élément mobile rigoureusement ajusté. Ce déplacement est cyclique. Pendant un cycle, un volume de liquide pénètre dans un compartiment avant d'être refoulé. Une pompe volumétrique est constituée :

- d'un corps fixe ou stator.
- D'un ou de plusieurs éléments mobile participant au déplacement de fluide à l'intérieur de la pompe.
- D'autres éléments mobiles destiné à mettre en mouvement les éléments précédents.

Pour ce type de pompe l'entrée et la sortie sont non communicantes grâce à une étanchéité interne, ainsi les fluides seront minime et les pressions importantes.

Une pompe volumétrique fonctionne en prélèvement en un volume  $V_0$  du fluide contenu dans la conduite d'arrivée pour l'emprisonner dans un espace avant de le pousser vers la sortie de pression. la dépression que se prélèvement provoque fait que le fluide se mettre en mouvement vers la pompe et fait de la pompe volumétrique une pompe auto-amorçant.

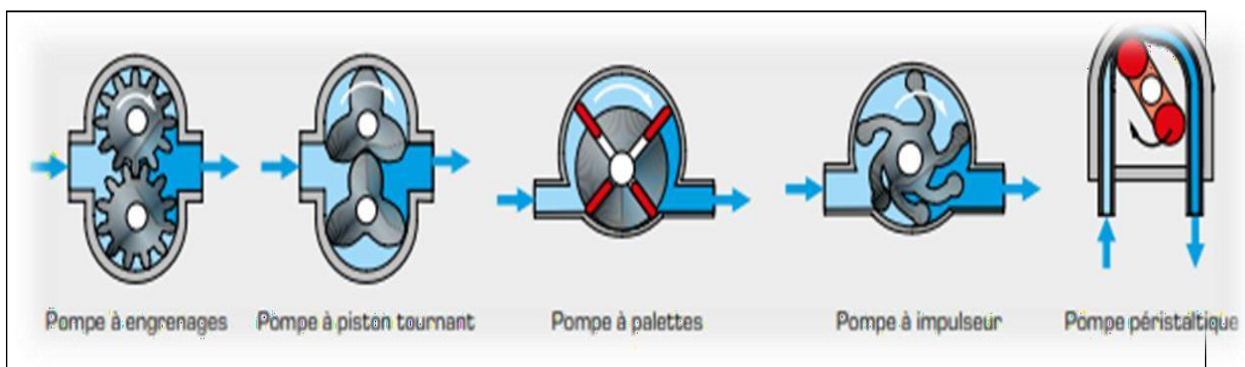


Figure (1.5) : Fonctionnement de quelques types de pompe volumétrique

### 1.2.2. b. Turbopompe

Les pompes hydrodynamique sont de construction très simple : en version de base, elles sont essentiellement constituées d'une pièce en rotation, le rotor appelé aussi roue ou hélice qui tourne dans un carter appelé corps de pompe. Une certaine vitesse est ainsi communiquée au fluide. La différence entre les pompes centrifuge hélico centrifuge et à hélice port essentiellement sur la direction de la vitesse donnée au fluide.

Elle peut être classifiée comme suit :

- Selon la trajectoire du fluide
  - a) A écoulement radial : pompes centrifuges (Figure.1.5.-a).
  - b) A écoulement diagonal : pompe à hélico centrifuges (Figure.1.5-b).
  - c) A écoulement axial : pompes axiales ou pompes à hélices (Figure.1.5-c).

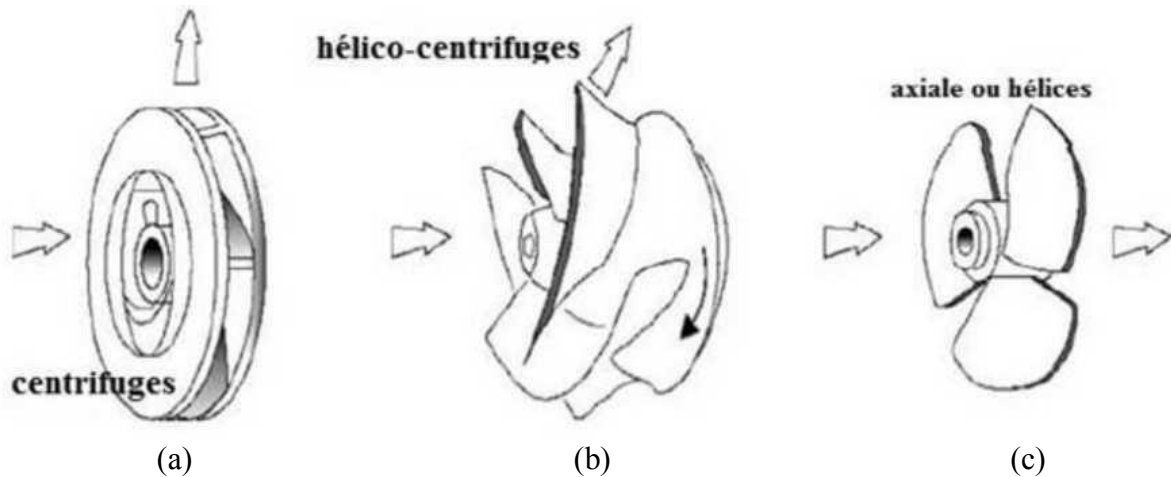


Figure (1.6) : type des roues de turbopompes

- Selon le nombre d'étage :
  - a) Monocellulaire : avec une seule roue sur l'arbre.
  - b) Multicellulaire : avec plusieurs roues sur l'arbre déposés en série.

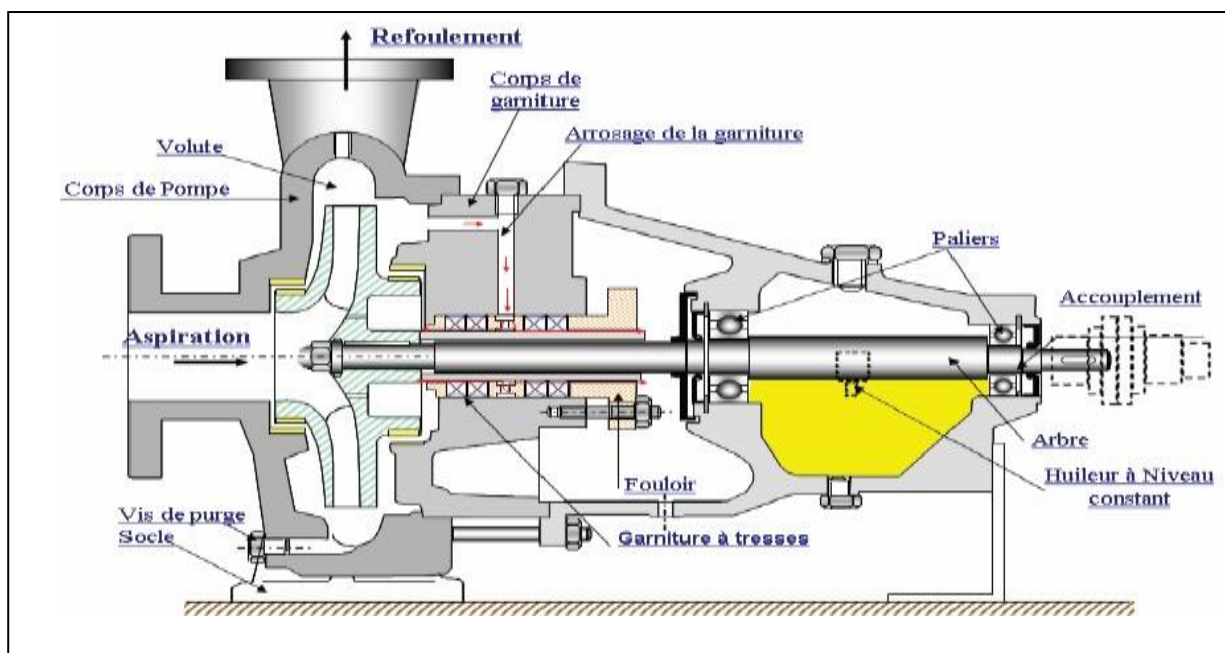


Figure (1.7) : Pompe centrifuge monocellulaire en porte à faux.

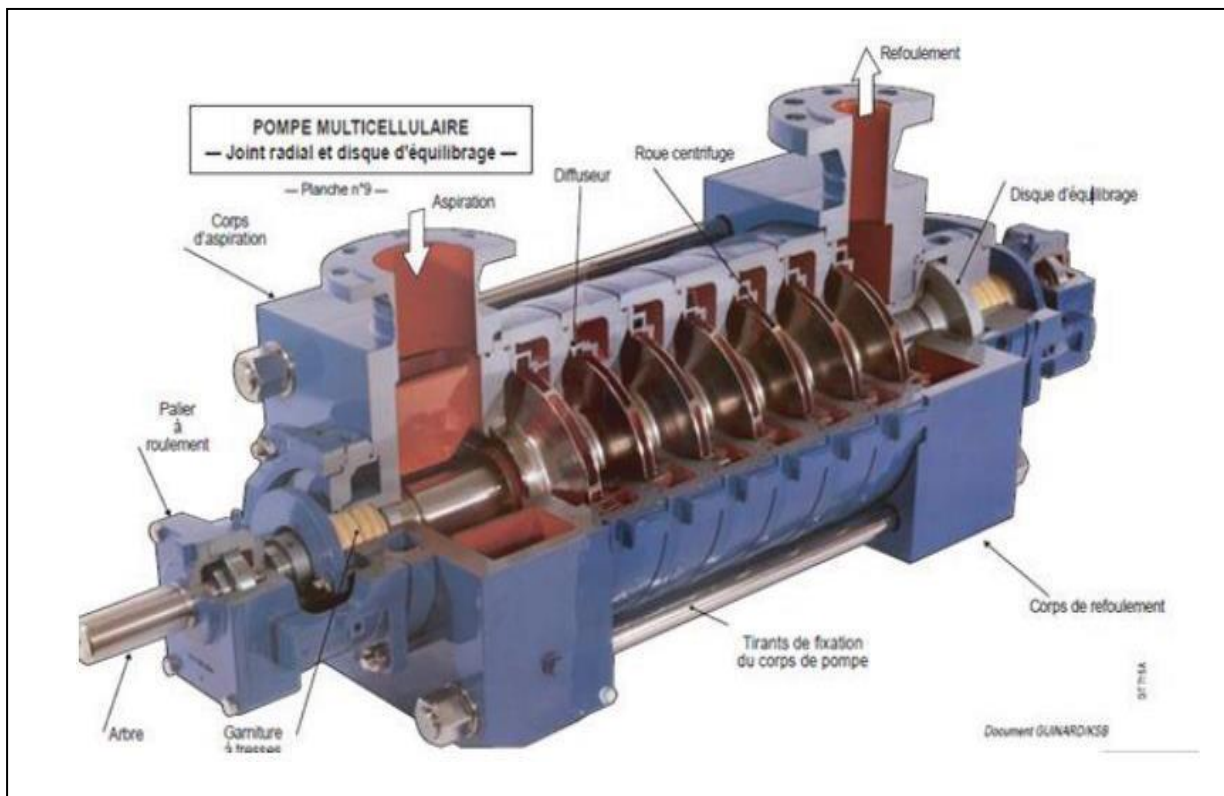


Figure (1.8) : Pompe multicellulaire

- Selon la disposition de l'axe de la pompe :
  - a) Pompe à vertical.
  - b) Pompe à horizontal.

### 1.3. Description d'une turbopompe

#### 1.3.1. Définition

Une **pompe centrifuge** est une machine rotative qui pompe un liquide en le forçant au travers d'une roue à aube ou d'une hélice appelée impulseur (souvent nommée improprement turbine).

C'est le type de pompe industrielle le plus commun. Par l'effet de la rotation de l'impulseur, le fluide pompé est aspiré axialement dans la pompe, puis accéléré radialement, et enfin refoulé tangentiellement.

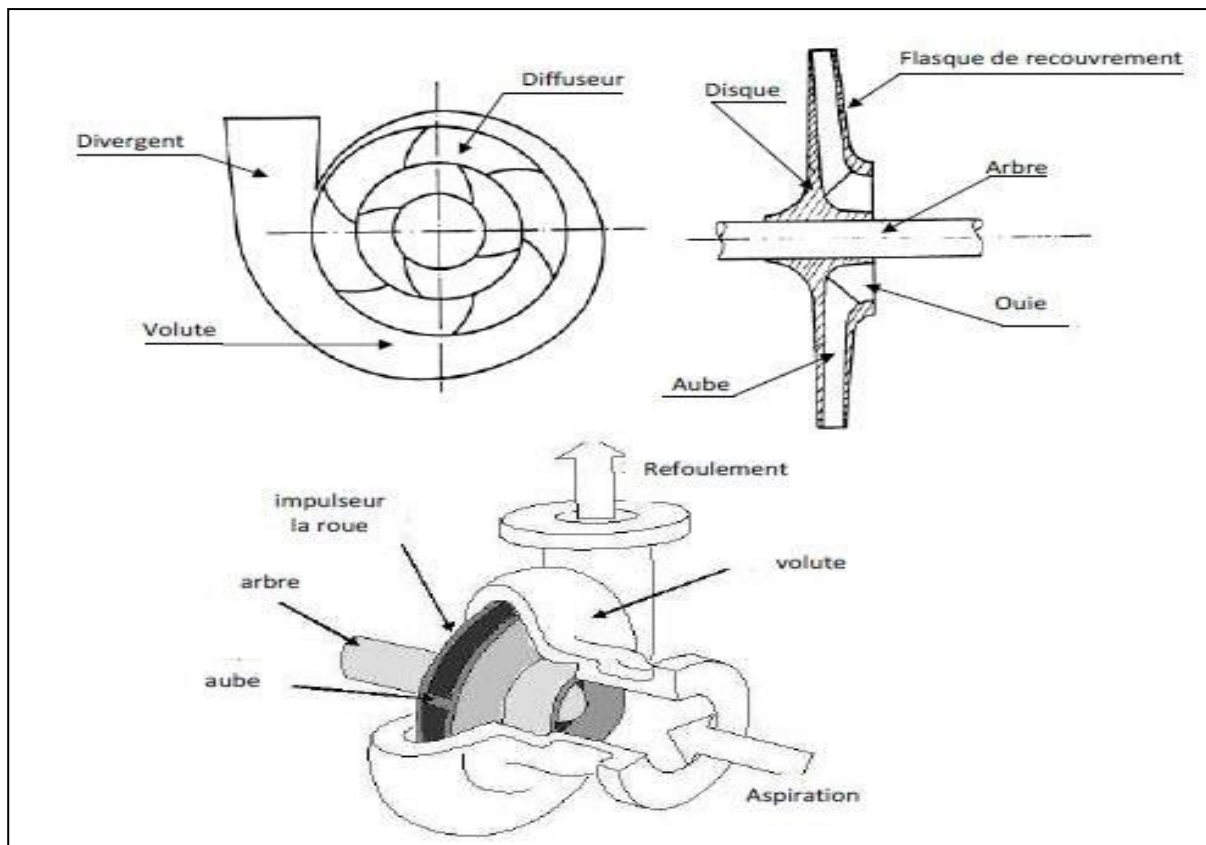


Figure (1.9) : Schéma d'une pompe centrifuge.

### 1.3.2. Utilisation

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

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

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

### 1.3.3. Principe de fonctionnement d'une turbopompe

On peut décomposer le fonctionnement en trois étapes :

- **L'aspiration :**

Le liquide est aspiré au centre du rotor par une ouverture appelée distributeur dont le rôle est de conduire le fluide depuis la conduite d'aspiration jusqu'à la section d'entrée du rotor.

La pompe étant amorcée, c'est-à-dire pleine de liquide, la vitesse du fluide qui entre dans la roue augmente et par conséquent la pression dans l'ouïe diminue et engendre ainsi une aspiration et maintient l'amorçage.

- **L'accélération :**

Le rotor transforme l'énergie mécanique appliquée à l'arbre de la machine en énergie cinétique. A la sortie du rotor, le fluide se trouve projeté dans la volute dont le but est de collecter le fluide et de le ramener dans la section de sortie.

- **Le refoulement :**

Dans l'élargissement en sortie, qui se comporte comme un divergent, le liquide perd de la vitesse au profit de l'accroissement de pression : l'énergie cinétique est convertie en énergie de pression au niveau de diffuseur.

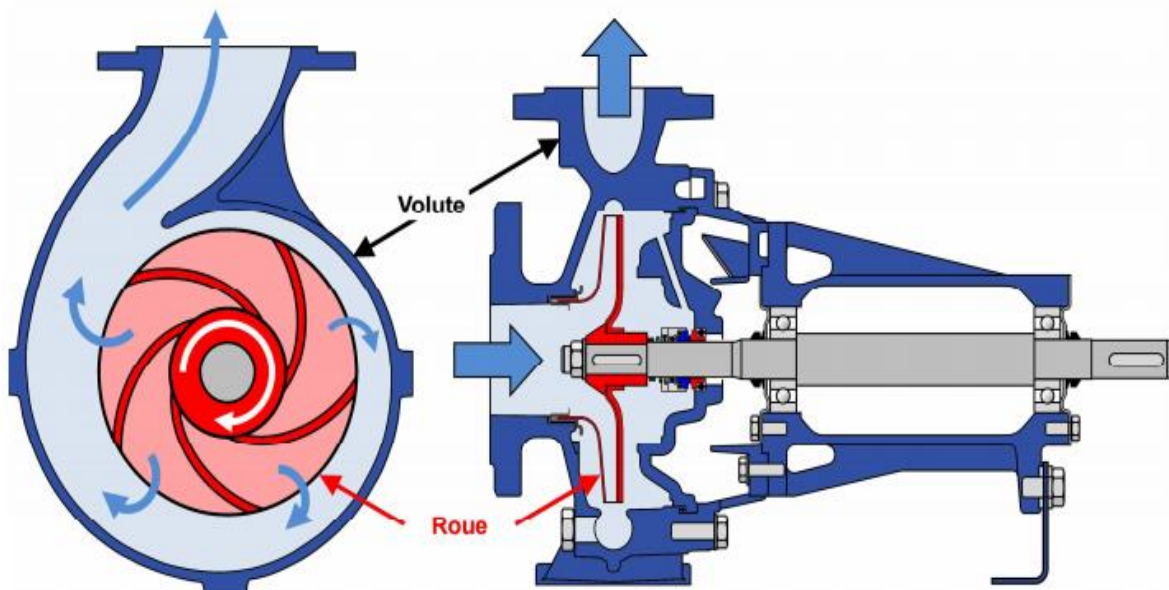


Figure (1.10) : Principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge.

### 1.3.4. Classification des turbopompes

On peut les classer de plusieurs manières, en tenant compte notamment :

- **Du nombre de roue :**

On distingue des machines monocellulaires et des machines multicellulaires.

Une turbomachine monocellulaire, comporte une seule cellule c'est à dire une seule roue dont certaines roues ont des aubages fixes comme mobile (cas d'une roue ouverte). Dans certains cas ; Il est nécessaire de disposer plusieurs cellules actives placées en série, les fluides parcourant successivement chacune d'elle, d'où l'appellation des machines multicellulaires.

- **De la forme des aubes de la roue :**

- **Pompes centrifuges radiales :** (centrifuge) : pour lesquelles les filets de courant d'eau sont contenus dans des plans perpendiculaires à l'axe de la pompe.
- **Pompes centrifuges axiale :** (hélice): pour les quelle les filets de courant sont axiaux.
- **Pompes semi axiales :** (hélico-centrifuges) : Dont les filets sont situés sur des surfaces dont la méridienne est inclinée par rapport à l'axe de la pompe. C'est à dire semi- hélicoïdale (ni axiale, ni radiale).

- **De la direction de l'axe :** On peut avoir plusieurs dispositions :

- **Pompes à axe horizontal :** conçues pour être disposée en surface, l'entretien et le démontage de ces pompes sont alors simplifiées.
- **Pompes à axe vertical :** ce sont des pompes immergées spécialement conçues pour l'équipement des puits profonds. Elles peuvent être commandées par un moteur placé en surface ou par un moteur immergé.

- **De la position de la pompe par rapport au niveau d'aspiration :**

Selon la position de l'axe de la pompe par rapport au plan d'aspiration, on distingue :

- Des installations des pompes à dépression (en aspiration).
- Des installations des pompes en charge.
- Des installations des pompes type siphon.

Les pompes centrifuges sont utiles dans différents domaines tel que : alimentation en eau potable, assainissement, irrigation, etc. comme montre l'organigramme suivant

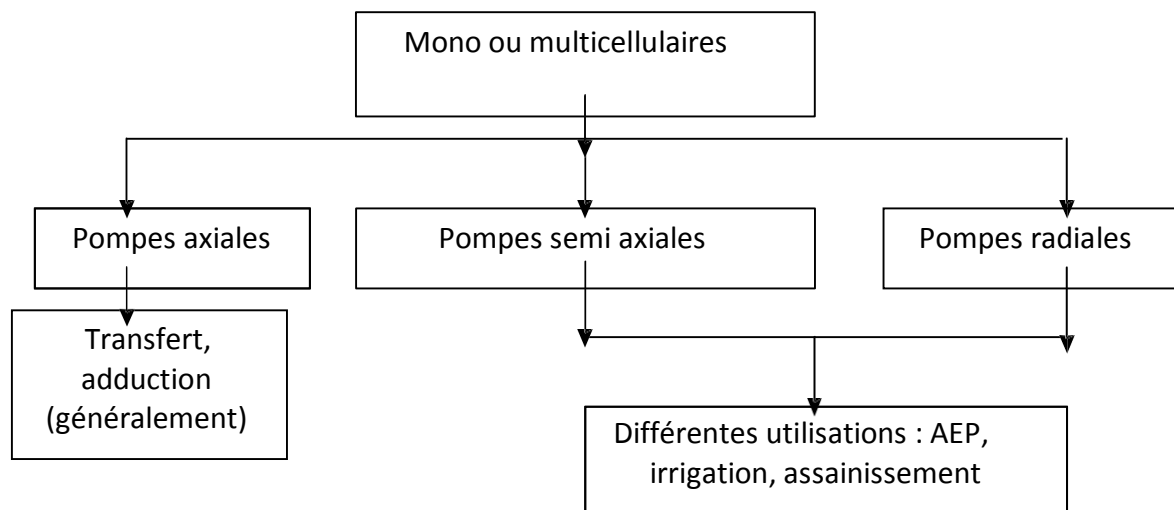


Figure (1.11) : Classification des pompes centrifuges

### 1.3.4.a. Situation comparée des pompes centrifuges, hélico-centrifuges et hélices

Il n'existe pas de normalisation reconnue qui fixe clairement la limite entre, d'une part, les pompes centrifuges et, d'autre part, les pompes hélico-centrifuges. On passe de façon continue d'un type de pompe à l'autre, en traversant un petit domaine flou où les deux modes de dessin sont possibles. Un domaine flou, assez semblable, existe également à la frontière qui sépare les pompes hélico-centrifuges et les pompes hélices. Nous verrons que ces domaines respectifs peuvent être marqués, ou limités, en utilisant le paramètre  $N_s$  qui est la vitesse spécifique de la pompe, et nous ferons la convention suivante :

- les pompes hélices correspondent au domaine  $N_s > 135$
- les pompes centrifuges correspondent au domaine  $N_s < 60$
- les pompes hélico-centrifuges correspondent au domaine intermédiaire.  $60 \leq N_s \leq 135$

La figure (I.20) présente les domaines respectifs des trois types de pompes qui appartiennent à l'ensemble des pompes roto-dynamiques. Les commentaires suivants permettront de mieux comprendre la figure (I.20) qui a été établie pour des pompes opérant dans des conditions normales, c'est-à-dire à proximité de leur point de meilleur rendement. (Figure (1.12)).



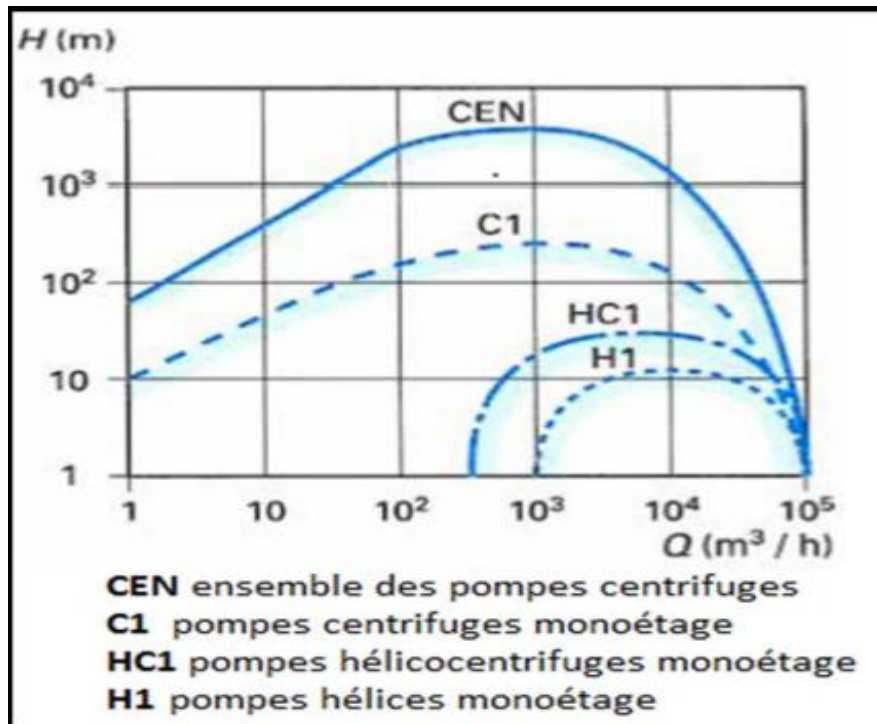


Figure (1.12) : Domaines d'utilisation des pompes industrielles Roto-dynamiques

### 1.4. Constitution d'une turbopompe

Les organes essentiels d'une pompe centrifuge sont les suivants :

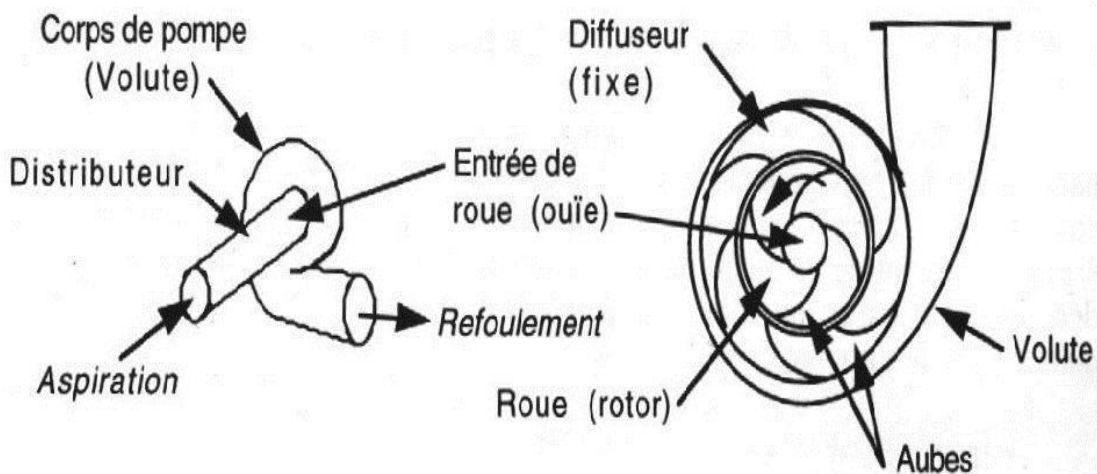


Figure (1.13) : Constitution d'une pompe centrifuge.

### 1.4 .1. La roue

C'est l'organe principal dans les pompes centrifuges. On l'appelle encore turbine, impulseur, rotor, cellule, mobil ou rouet.

Elle communique au liquide à pomper une partie de l'énergie transmise à l'arbre dont elle est solidaire par le moteur d'entraînement. La transmission de l'énergie de la roue au liquide se fait par l'intermédiaire des aubes. Ces dernières sont de simples palettes incurvées, libres ou fixes sur des plaques métalliques. Outre le transfert d'énergie, le rôle des aubes est aussi de guider l'eau dans la direction voulue.

Les roues des pompes centrifuges destinées à véhiculer de l'eau sont généralement en bronze. C'est un matériau facile à couler à travailler et à polir. La fonte, l'acier, l'acier inoxydable et des alliages des mêmes métaux sont aussi utilisées à cause de leur résistance à la corrosion, à l'érosion et à la décomposition électrolytique.

La roue est constituée par un moyeu porté par un arbre et muni d'aubes (ailettes) tournant à l'intérieur de deux coquilles formant le corps de la pompe. Les aubes peuvent être fixes sur un ou deux côtés à des disques.

On distingue :

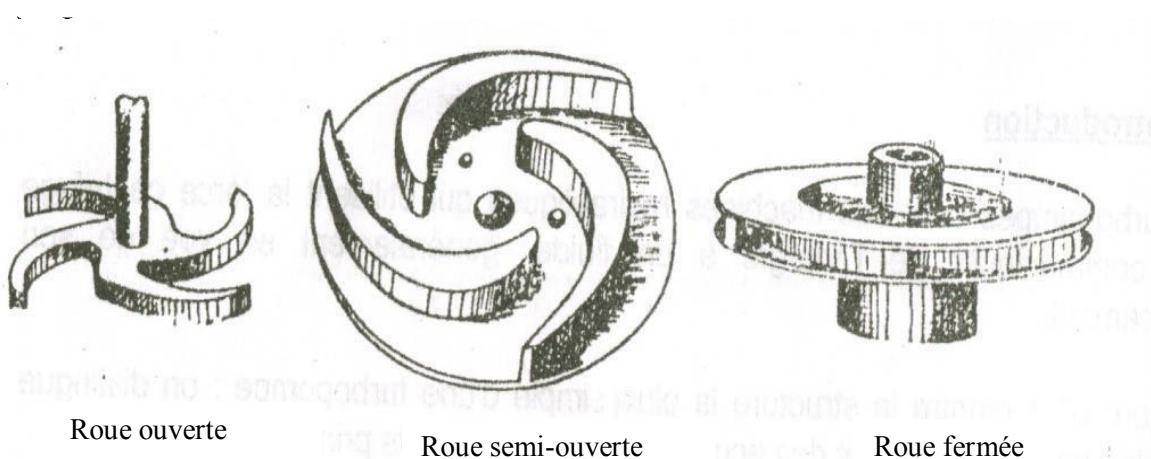


Figure (1.14) : Types des roues.

**Les roues ouvertes :** sont constituées de simples palettes incurvées semblables aux pales d'une hélice. Elles équipent les pompes pour liquides chargés, car elles laissent passer facilement les corps étrangers.

**Les roues semi-ouvertes :** les pales sont acculées d'un côté sur une plaque pleine appelée flasque. Ce type de roue se rencontre fréquemment sur les pompes monocellulaires pour liquide chargé.

**Les roues fermées :** ces roues fermées ont leurs pales en séries entre deux flasques. Elles sont employées dans toutes les sortes de pompes, à l'exception de celles pour liquide chargé.

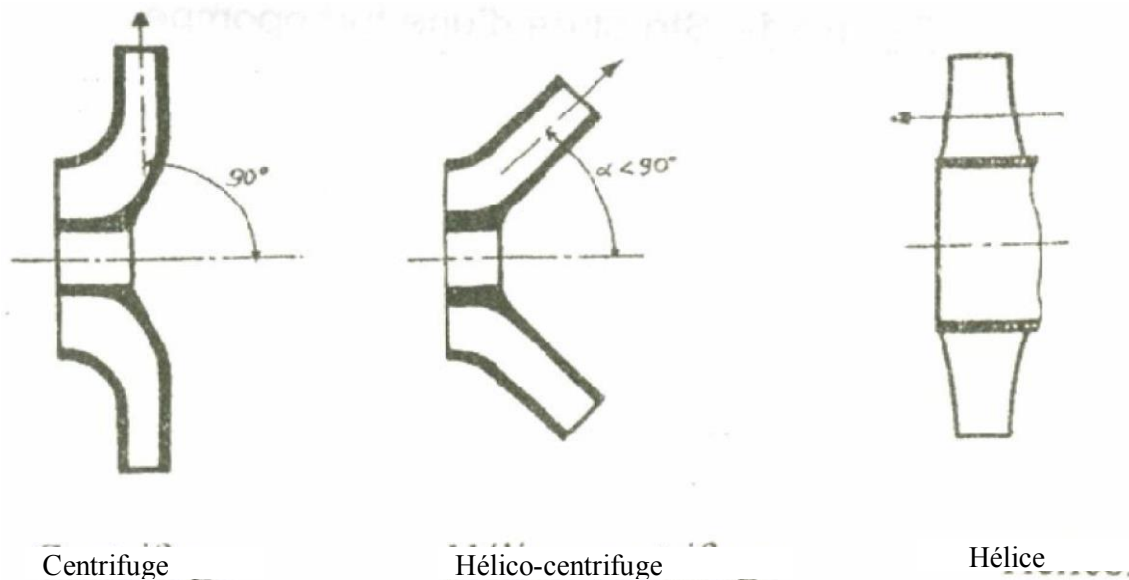


Figure (1.15) : Type de turbopompes en fonction de l'écoulement à la sortie de la roue.

### 1.4.2. Le distributeur

Sorte de tubulure profilée qui, comme est nom l'indique, sert à conduire l'eau avec une vitesse et une direction convenables dans l'axe de la pompe ou « ouïe », « œillard » de la roue.

Le distributeur est généralement constitué par un cône convergent qui permet de réaliser une meilleure disposition des files liquides en améliorant le parallélisme et l'égalité des vitesses. Il est précédé, à l'amant, par la canalisation de l'aspiration.

### **1.4.3. Le diffuseur**

C'est une roue fixe munie d'aubes directrices dont la courbure est inverse aux sens de rotation de la roue, Cet élément non disponible donne à la pompe une pression supérieure, par ralentissement progressif de la vitesse du liquide.

### **1.4.4. Volute**

Appelée aussi colimaçon, elle forme le corps de la pompe. C'est une bête en forme de spirale qui joue le rôle de diffuseur.

### **1.4.5. Le divergent**

C'est le canal de sortie, il présente un élargissement progressif, et achève le travail du diffuseur.

## **1.5. Avantages et inconvénients des turbopompes**

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

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

Du côté des inconvénients :

- Impossibilité de pomper des liquides trop visqueux.
- Production d'une pression différentielle peu élevée (de 0, 5 à 10 bar).
- à l'arrêt, ces pompes ne s'opposent pas à l'écoulement du liquide par gravité.

# Chapitre 2

## Théorie de turbopompe centrifuge

### 2.1. Introduction

La pompe est un appareil qui communique de l'énergie hydraulique à un fluide en vue de son déplacement d'un point à un autre.

Les pompes pour les eaux usées sont des pompes roto-dynamique qui utilisent un mouvement de rotation pour communiquer l'énergie au fluide pompé. Ces pompes utilisent donc des roues tournant à une grande vitesse (1.500à 3.000 tours/min) dans une volute.

### 2.2. Équations fondamentale de la turbomachine

#### 2.2.1. Conservation de la masse

La conservation de la masse exprime que l'accumulation de matière dans un volume de contrôle est égale à la somme des flux massique qui traversant les frontières du volume. L'expression mathématique du principe est :

$$\frac{d}{dt} \int_v \rho dv + \int_s \rho ds = 0 \quad (2.1)$$

#### 2.2.2. Conservation du moment de la quantité de mouvement

Ce principe indique la variation de l'impulsion angulaire est égal à la somme des moments des forces externe. Tel que pour la quantité de mouvement est couramment exprime par la formule :

$$M = \frac{d}{dt} \int_v r \rho v dV + \int_s r \rho v v \cdot dS \quad (2.2)$$

#### 2.2.3. Théorie d'Euler

La théorie simplifiée du fonctionnement des pompes centrifuges est due à Leonhard Euler. Pour la comprendre, il faut se représenter le bilan énergétique entre une particule de fluide à l'entrée de la roue, et cette même particule à la sortie. Dans la mesure où toute l'énergie du mouvement de rotation de l'impulseur est transférée au liquide, le couple appliqué sur les

aubes sera égal au produit du débit du liquide par la variation de sa quantité de mouvement entre son entrée et sa sortie de la roue. si donc la vitesse du liquide fait à l'entrée de l'impulseur un angle  $\alpha_1$  avec la tangente à la roue, et à la sortie un angle  $\alpha_2$ , si on note par ailleurs  $V_1$  et  $V_2$  les modules des vitesses d'entrée et de sortie, on aura pour le couple :

$$C = \rho Q (r_2 V_2 \cos \alpha_2 - r_1 V_1 \cos \alpha_1) \quad (2.3)$$

Le gain en puissance hydraulique sera alors :

$W_{\text{hydraulique}} = C\omega$ , où  $\omega$  est la vitesse angulaire de rotation de l'impulseur.

On obtient donc la valeur théorique de la puissance (rendement égal à 1) sous la forme :

$$W_{\text{hydraulique}} = Q\rho\omega(r_2 V_2 \cos \alpha_2 - r_1 V_1 \cos \alpha_1) \quad (2.4)$$

En appliquant par ailleurs le théorème de Bernoulli à la veine de fluide on trouve la hauteur manométrique  $h$  :

$$h = \frac{\omega(r_2 V_2 \cos \alpha_2 - r_1 V_1 \cos \alpha_1)}{g} \quad (2.5)$$

D'un autre côté, à condition de supposer un écoulement plan parfait, la quantité  $r_2 V_2 \cos \alpha_2 - r_1 V_1 \cos \alpha_1$  est proportionnelle au débit de liquide passant dans l'impulseur, le coefficient étant égal à l'épaisseur de la veine fluide. Il en résulte que la théorie d'Euler prévoit des « droites » pour courbes caractéristiques<sup>7</sup>.

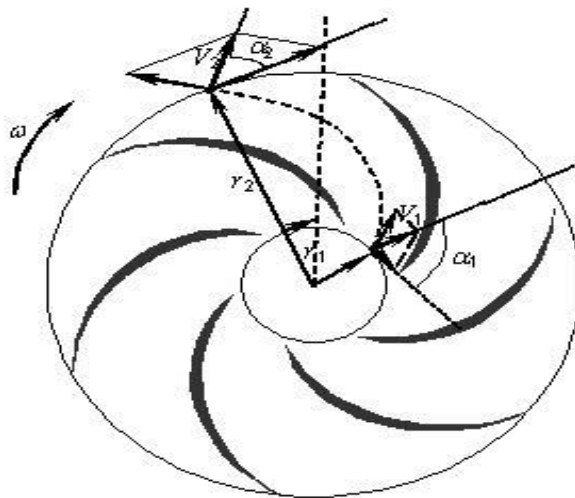


Figure (2.1) : Schéma des vitesses dans l'impulseur

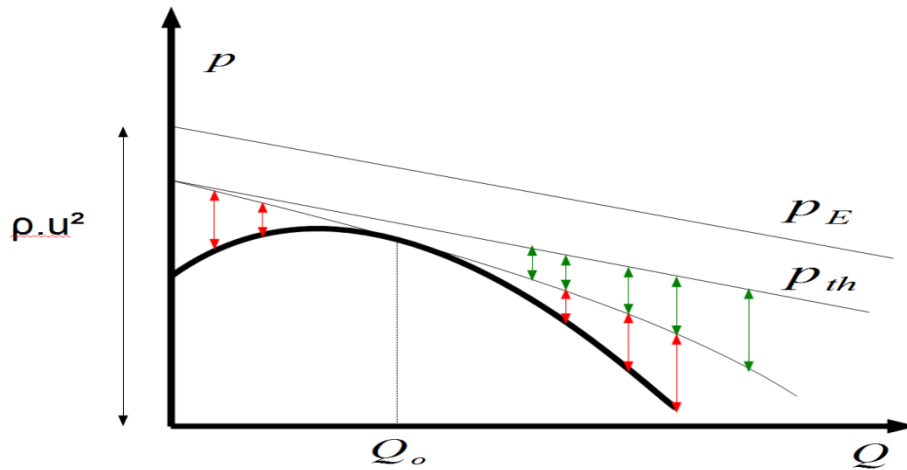


Figure (2.2) : Courbe caractéristique-droite d'Euler-droite théorique.

Vert : pertes par frottements.

Rouge : pertes par chocs.

La courbe de la pompe centrifuge réelle présente un rendement optimum là où elle approche le mieux la droite théorique.

Le calcul théorique d'Euler correspondrait à une roue présentant une infinité d'aubes. Pour une roue réelle, la droite de rendement 1 est donc située en dessous de celle d'Euler.

## 2.3. Caractéristiques des pompes centrifuges

### 2.3.1. La vitesse spécifique

La vitesse spécifique «Ns» est une expression pour toutes les pompes semblables fonctionnant en similitude mécanique, elle s'exprime généralement en tour par minute (tr/min) avec Q en (m<sup>3</sup> /s) et H en (m).

La vitesse spécifique d'une pompe est donc la vitesse à laquelle tournerait la pompe semblable qui, en régime de fonctionnement homologue, débiterait 1m<sup>3</sup> /s à 1m. La puissance recueillie serait donc 1000Kgm/s, soit environ 10Kw. La relation qui exprime la vitesse spécifique est :

$$n \cdot \frac{Q^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}} = n' \cdot \frac{Q'^{\frac{1}{2}}}{H'^{\frac{3}{4}}} = Ns = C^{te} \quad (2.6)$$

La vitesse spécifique nous permet de :

- faire la classification hydraulique des pompes
- comparer les différents types des roues
- d'étudier des grandes pompes, en utilisant les modèles réduits
- le choix de la pompe la plus adaptée pour la condition bien déterminée.

### 2.3.2. La vitesse de rotation $W$ [tr/min]

C'est le nombre de tours qu'effectue la pompe par unité de temps :

$$\omega = 2\pi \cdot n/60 \text{ [rd/sec]} \quad (2.7)$$

### 2.3.3. Débit volumique $Q_v$

Le débit volumique « $Q_v$ » caractérise la quantité de liquide qui passe à travers une section donnée (section de refoulement) « $S$ » par unité de temps « $t$ ». Cette quantité de liquide est aussi caractérisée par la vitesse de passage à travers cette section.

$$Q_v = V \cdot S \text{ [m}^3/\text{s]} \quad (2.8)$$

### 2.3.4. Hauteur manométrique $H_m$

On appelle hauteur manométrique  $H$  d'une pompe, l'énergie fournie par la pompe à l'unité de poids du liquide qui la traverse. Si  $H_{TA}$  est la charge totale du liquide à l'aspiration et  $H_{TR}$  la charge totale du fluide à l'orifice du refoulement, la Hauteur manométrique de la pompe est :

$$H_m = H_{TA} - H_{TR} \quad (2.9)$$

La hauteur varie avec le débit et est représentée par la courbe caractéristique

$$H = f(Q_v) \quad (2.10)$$

Cette différence de pression entre la pression amont et la pression en aval en fonction du débit constitue la caractéristique de la pompe.

La hauteur manométrique est généralement exprimée en hauteur de colonne d'eau (mètre de colonne d'eau : mCE).



Pour déterminer la hauteur manométrique il faudra bien faire attention de considérer les pressions totale  $P_A$  (avant la pompe) et  $P_R$  (après la pompe).  $H_m$  est calculé à partir de la formule suivante :

$$H_m = (P_R - P_A) / \rho g \quad (2.11)$$

**Remarque :**

Lorsque l'on ferme progressivement la vanne, le débit  $Q$  dans le circuit diminue mais la différence de pression  $H_m$  augmente, et on remarquera aussi que l'augmentation d'un débit dans une conduite cause ce qu'on appelle des pertes de charges qui sont dues aux frottements, singularités (vannes, clapets...) et dissipations liées à l'écoulement. Donc, plus le débit est important, plus les frottements sont élevés et les pertes de charges aussi.

### 2.3.5. Puissance $\mathcal{P}$

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

Le rapport de la puissance utile  $P_u$  et la puissance absorbée  $P_a$  est le rendement global de la pompe  $\eta_g$ .

$$\mathcal{P} = Qv \cdot \rho \cdot g \cdot H \quad (2.12)$$

### 2.3.6. Types de pertes

#### a) Pertes mécaniques

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

Pertes par frottement des surfaces immergées en rotation :

- Pertes par frottement de disque.
- Pertes par frottement sur un cylindre.

### **b) Pertes par fuites**

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

### **c) Pertes hydrauliques**

Les pertes hydraulique sont constituées par :

- Les pertes dans le conduit d'amenée.
- Les pertes dans les roues.
- Les pertes dans les diffuseurs lisses.
- Les Pertes dans les canaux de retour.
- Les pertes dans la volute.

## **2.3.7. Le rendement**

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

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

Les rendements maximaux sont de l'ordre de :

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

### 2.3.7. a. Rendement globale

$$\eta_g = \frac{P_u}{P_a} \quad (2.13)$$

$P_u$  : puissance utile .avec :

$$P_u = \rho \cdot g \cdot H_{man} \cdot Q$$

$P_a$  : puissance totale absorbée

### 2.3.7.b. Rendement mécanique

$$\eta_{mec} = \frac{P_i}{P_a} \quad (2.14)$$

$P_i$  : Puissance interne=  $P_a - P_{mec}$

$P_{mec}$  : puissance mécanique

### 2.3.7.c. Rendement par frottement interne

$$\eta_{fi} = \frac{P_i - P_{fi}}{P_i} \quad (2.15)$$

$P_{fi}$  : puissance par frottement sur disque et sur cylindre

## 2.4. Prédétermination des courbes caractéristique théoriques

### 2.4.1. Courbe théorique pression-débit

Reprenons la relation

$$\Delta P = \rho/2 [(U_2^2 - U_1^2) + (W_1^2 - W_2^2) + (V_2^2 - V_1^2)] \quad (2.16)$$

Si on suppose une entrée radiale dans la roue on remplace W par Q/S.

On trouve finalement

$$\Delta P = \rho (u_2^2 - u w_u) \quad (2.17)$$

$$w_u = \frac{Q}{2 \times \pi \times R_2 \times b_2 \times \sin \alpha} \times \cos(\alpha) = \frac{Q}{2 \times \pi \times R_2 \times b_2} \times \cos(\alpha) \quad (2.18)$$

D'où

$$\Delta P = (U^2 - U \frac{Q}{2 \times \pi \times R_2 \times b_2} \times \cos(\alpha)) \quad (2.19)$$

Dans cette expression  $U$ ,  $\rho$ ,  $R$ ,  $b$  et  $\alpha$  sont des constantes, tandis que  $Q$  et  $\Delta P$  sont des variables, est une relation de forme :

$$Y = a - b X \quad (2.20)$$

Représentons graphiquement les variables de  $\Delta P$  en fonction de débit ( $Q$ ) (Figure (1.16)).

A débit nul :  $Q = 0$

$$\Delta P = \rho U^2 \quad (2.21)$$

A débit max :  $\Delta P = 0$

$$Q = U 2 \pi R_2 b_2 \tan(\alpha) \quad (2.22)$$

Le débit augmente avec la diminution de la pression, c'est la caractéristique principale de la pompe centrifuge ayant un bon rendement (Aubes incurvées dans le sens contraire de la rotation de la roue)

Cas particuliers :

- Aubes radiales :  $\alpha = 90^\circ$  et  $\Delta P = \rho U^2$

La pression reste constante quand le débit augmente.

- Aube orientées vers l'avant  $w_u$  est négatif
- La pression augmente avec l'augmentation du débit.

$$\Delta P = \rho(u_2^2 - u w_u) \quad (2.23)$$

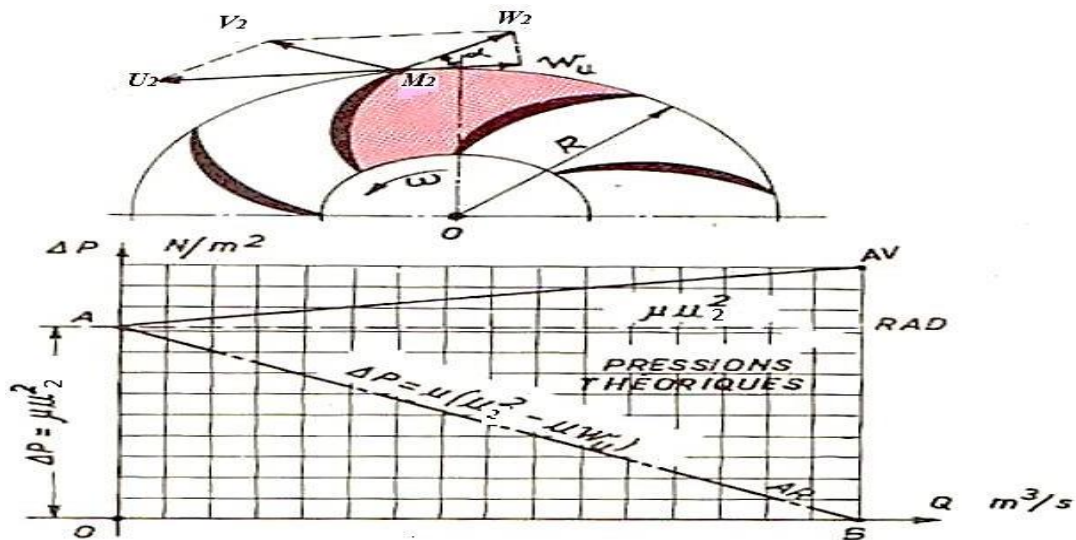


Figure (2.3): Courbe représentatif de pression-débit

### 2.4.2. Pertes de pression dans la pompe

Les pertes de pression sont dues :

- Au frottement des pièces mécanique autour de l'arbre.
- Aux brassages du liquide à l'intérieure de la roue.
- A la cavitation (vapeurs dues à la dépression).

### 2.4.3. Courbe réelle pression-débit

Pour un débit donnée, la pression effective vaudra la différence entre la pression théorique et la perte correspondante (courbe AB – courbe A'B'). La pression résultante est donnée par la courbe A''B'' sur la figure (2.4).

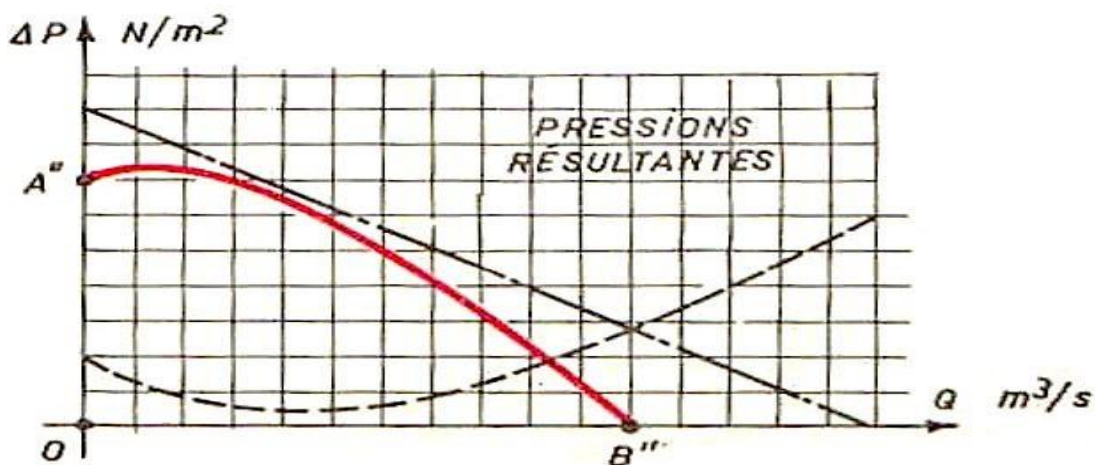


Figure (2.4) : Courbe réelle pression-débit.

### 2.4.4. Courbe Caractéristique de la pompe

La courbe représentant la variation de hauteur en fonction du débit s'appelle la caractéristique "hauteur d'élévation"  $H(Q)$  de la pompe. Pour chaque pompe, une courbe est fournie par le constructeur. Elle a été établie par un essai de la pompe sur un banc (Figure (2.5)).

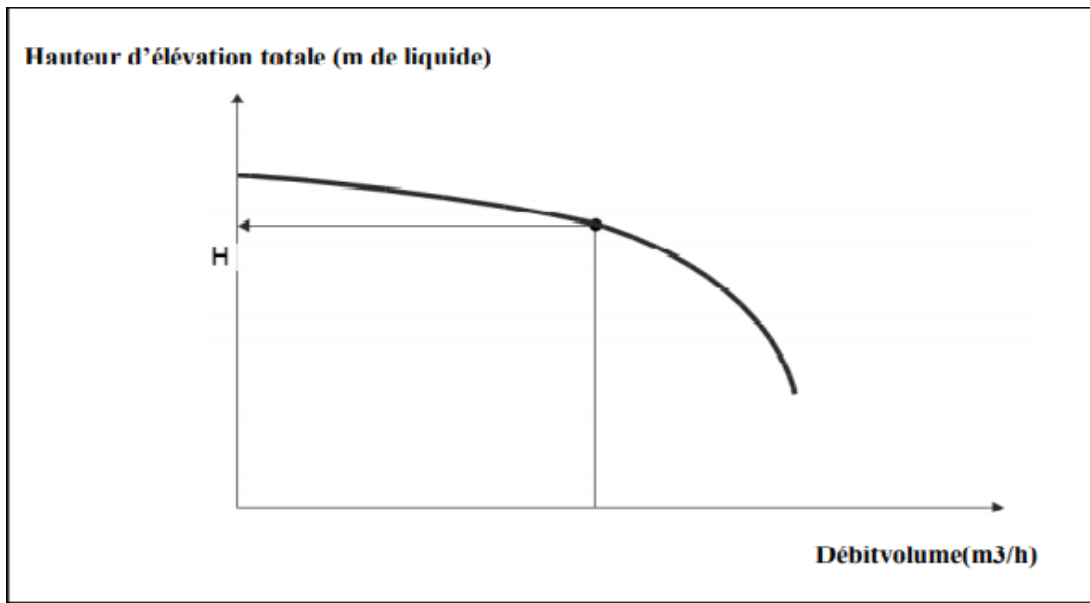


Figure (2.5) : Courbe caractéristique hauteur d'élévation fonction du débit volume.

### 2.4.5. Formule pratique d'utilisation

$$H_{mt} = \frac{P_R - P_A}{\rho \cdot g} + H_0 + \Delta H \quad (2.24)$$

Avec  $P_R$  et  $P_A$  sont exprimées en bar, et  $\rho$  la densité du liquide a la température  $D$ 'opération cette égalité reprisant le point d'intersection appelé :

#### Point de fonctionnement (entre les deux courbes)

Courbe caractéristique de la pompe :  $H_{mt}(Q_v)$ .

Courbe caractéristique de l'installation :  $Y(Q_v)$ .

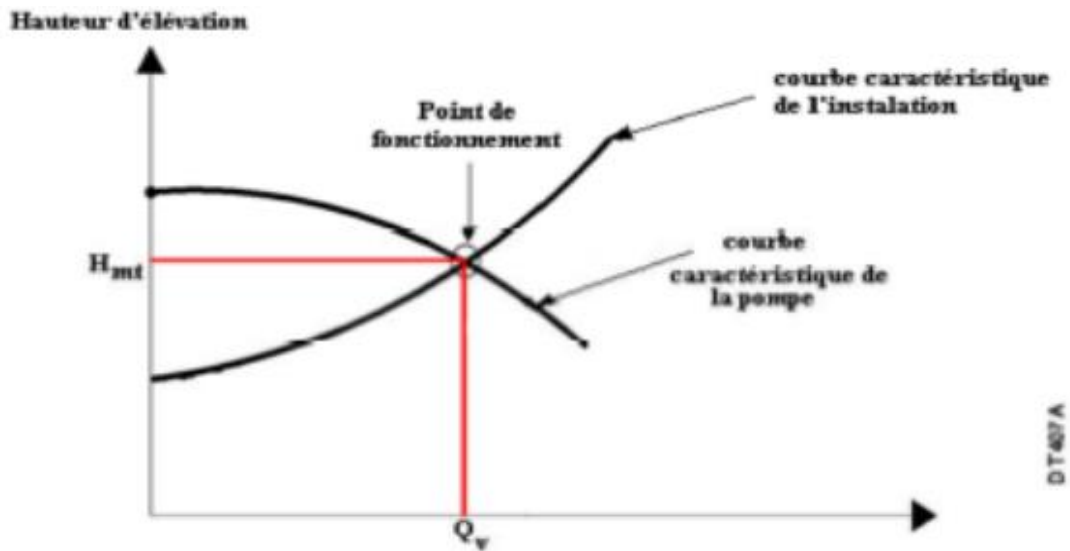


Figure (2.6) : Point de fonctionnement.

## 2.5. Le Dispositif D'entraînement

- Entraînement par un moteur électrique.
- Entraînement par un moteur combustion interne.

### 2.5.1. Entraînement par un moteur électrique

Le moteur électrique entraîne dans ce cas la pompe à haute vitesse, par l'intermédiaire d'un multiplicateur. Dans certaines applications, le multiplicateur est intégré à la pompe

Dans le cas de moteur à vitesse fixe, il est nécessaire de prévoir un système supplémentaire de réglage du débit. De plus en plus fréquemment les pompes centrifuges sont entraînées par des moteurs électriques à vitesse variable permettant ainsi de réguler le débit économiquement

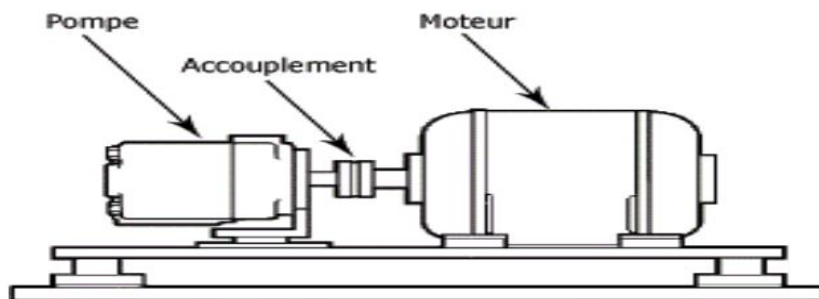


Figure (2.7) : entrainement par moteur.

## 2.6. Le NPSH (Net Positive Suction Head)

NPSH exprime la capacité d'aspiration de la pompe associée à la pression de vapeur. On l'utilise pour calculer la pression d'aspiration nécessaire à une pompe pour éviter la cavitation.

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

- de la pompe NPSH requis.
- de l'installation NPSH disponible.

Le problème réside dans la marge de sécurité qu'il faut prendre entre le **NPSH<sub>requis</sub>** et le **NPSH<sub>disponible</sub>** assurer le bon fonctionnement vis-à-vis la cavitation.

$$\text{NPSH}_{\text{disp}} - \text{NPSH}_{\text{requis}} > T_V \quad (2.25)$$

$$\text{NPSH}_{\text{disp}} = \frac{P_{\text{asp}} - T_V}{\rho \cdot g} - (h_{\text{asp}} + \Delta H_{\text{asp}}) \quad (2.26)$$

(Correspondent à l'installation en mètre)

$$\text{NPSH}_{\text{disp}} = \left[ \frac{P_{\text{asp}} - T_V}{\rho \cdot g} - P \right] + E_{\text{casp}} \quad (2.27)$$

(Donnée par le constructeur en mètre)

Le **NPSH<sub>disponible</sub>** uniquement de l'installation, pour sa partie située en amont de la pompe et des conditions opératoires ; c'est le NPSH disponible (désigné NPSH valable par les anglosaxons) qui peut se déterminer par le calcul dans le cas de conception d'installation.

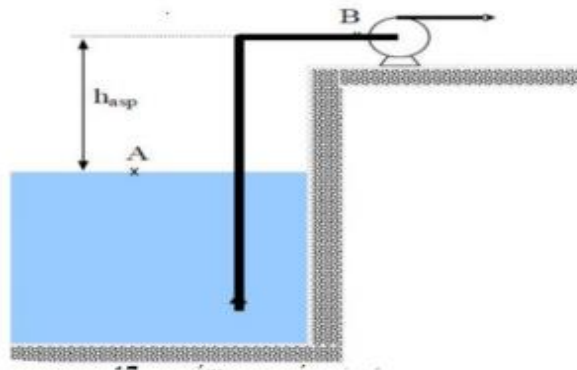


Figure (2.8): Schémas représentant le NPSH disponible.



Le  $NPSH_{requis}$  exprimé en mètre, il dépend du débit de la pompe, car la chute de pression est notamment liée aux chocs et aux turbulences à l'entrée de la roue.

La courbe caractéristique du  $NPSH_{requis}$ , qui est fournie par le constructeur, est représentée par la figure suivante :

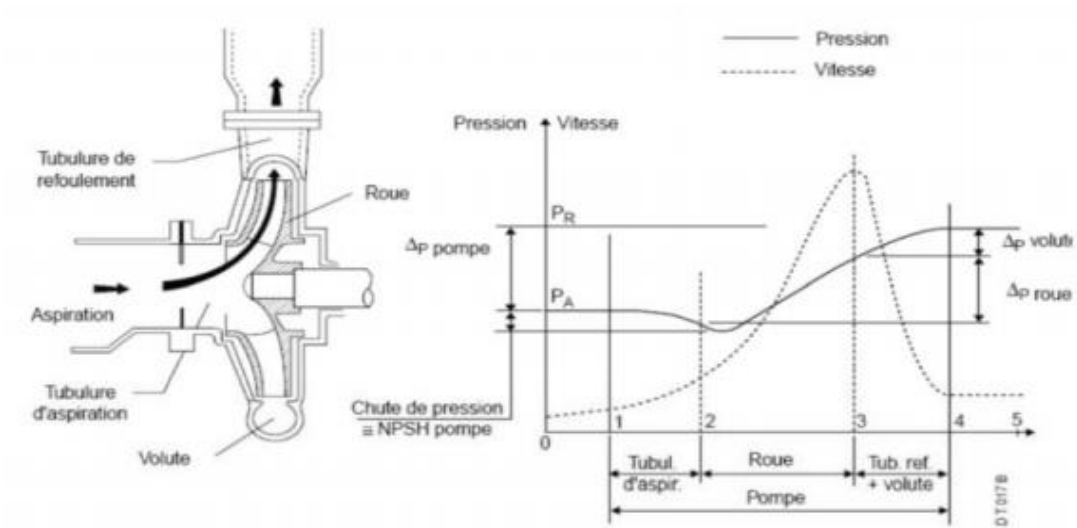


Figure (2.9): Schémas représentant le NPSH requis.

La caractéristique du NPSH requis, qui est fournie par le constructeur, a une forme en général parabolique :

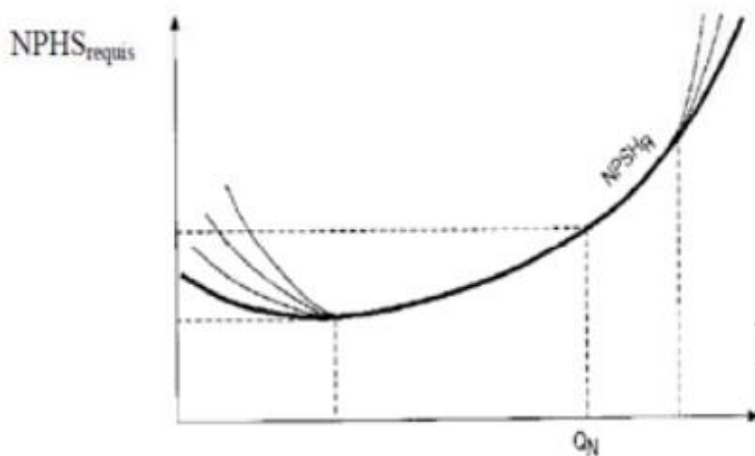


Figure (2.10): Courbe représentante le NPSH requis.

### 2.6.1. Conditions de bon fonctionnement

Suite à toutes les incertitudes énoncées précédemment, le problème se pose dans le choix de la marge de sécurité qui doit être entre le  $NPSH_{disponible}$  et le  $NPSH_{requis}$  par la Pompe pour garantir un fonctionnement sans vibrations et sans dégradation. Cette sécurité est de la responsabilité du constructeur. Elle est exprimée par la condition :

$$NPSH_{disponible} - NPSH_{requis} > 0,5 \text{ mCE}$$

Cette marge peut se révéler insuffisante pour certains liquides et matériaux ainsi que dans le cas de puissances importantes.

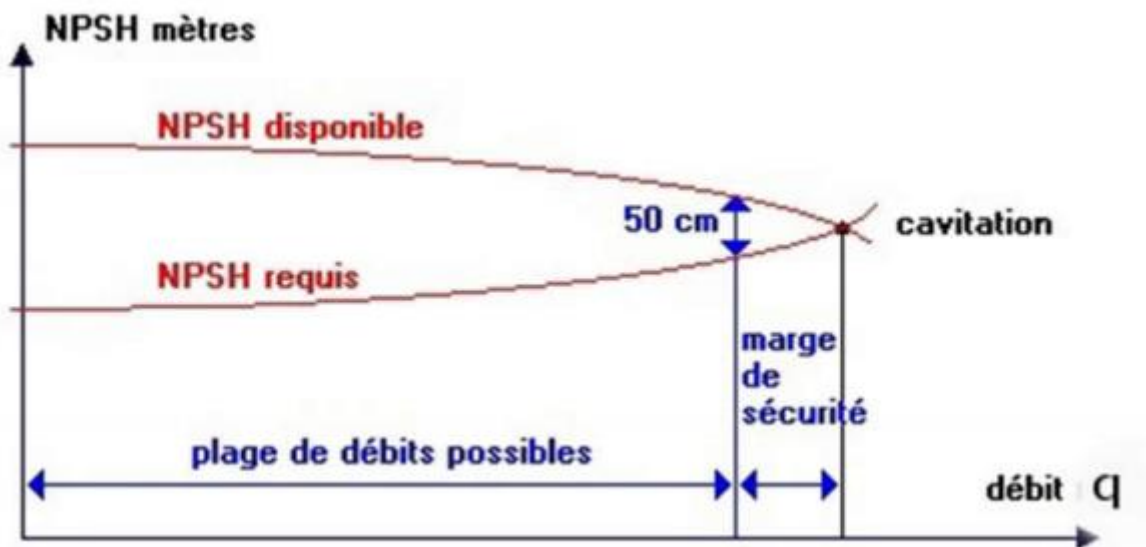


Figure (2.11) : courbe caractéristique de  $NPSH_{req}$  et  $NPSH_{dis}$ .

### 2.6.2. Conditions de cavitation

La vaporisation se produit si la pression dans le liquide est inférieure à sa tension de vapeur. L'entrée de l'impulseur est l'endroit où la pression est la plus faible donc où le risque de vaporisation est le plus grand. Pour éviter la vaporisation du liquide il faut que :

$$P_{aspiration} - NPSH > T_v \quad (2.28)$$

(Valeurs exprimées en unités homogène par exemple en mètre ou en bar absolu).

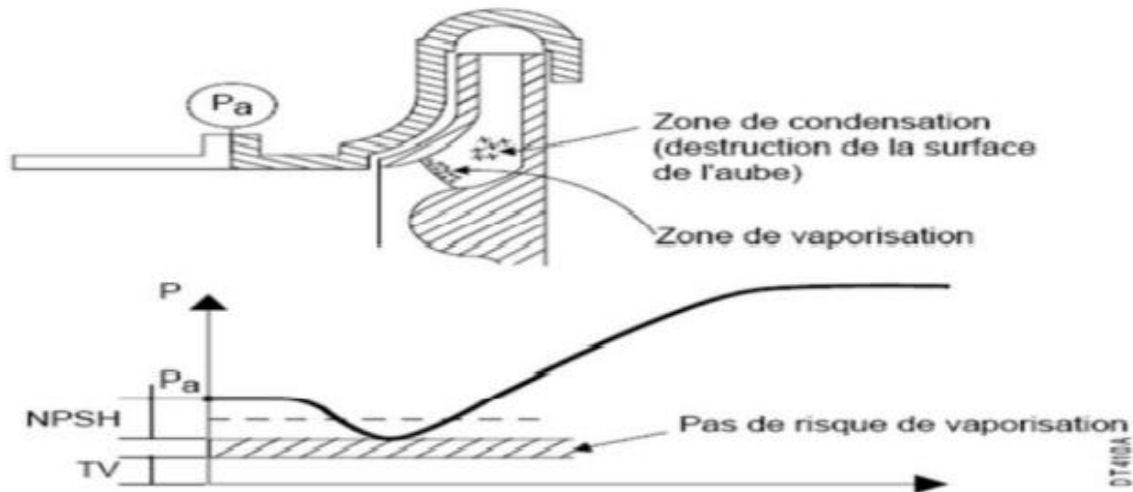


Figure (2.12): Schéma représentant la chute de pression au premier contact du fluide avec l'impulseur.

Tout ce qui tend à diminuer la pression d'aspiration ou à augmenter la température rapproche le liquide de ses conditions de vaporisation. C'est le cas d'une baisse de niveau dans le ballon d'aspiration ou de l'augmentation de pertes de charge dans la ligne d'aspiration (vanne partiellement fermée, filtre encrassé). C'est aussi le cas d'un réchauffement (par le soleil généralement) de la ligne d'aspiration. L'augmentation du NPSH rapproche également la pompe de la cavitation ce qui arrive en augmentant le débit de la pompe ou en augmentant le jeu aux bagues d'usure.

## 2.7. Les facteurs de dysfonctionnement des turbopompes centrifuges

Les ruptures du fonctionnement d'une pompe peut être causée par plusieurs facteurs ; à savoir :

### 2.7.1. Surcharge

Une pompe est choisie d'après certaines conditions spécifiques telles que débits, pression, vitesse... qu'elle peut fonctionner de temps à autre en surcharge. Mais si on oublie que ce service devrait être rendu occasionnellement, et qu'on la fait tourner 24 heures par jour sous ce régime, on obtient une rupture de l'arbre ou des grillés.

### **2.7.2. Mauvais graissage**

Si on fait tourner une pompe avec des paliers sans graisse, on finit par un arrêt brutal ; dans ce cas, on s'aperçoit souvent de l'absence de graisseur sur la pompe ou sur la pompe concernée n'est pas inscrite dans le plan de graissage. Le fiabiliste doit veiller à la présence des graisseurs les cas échéant ou les retirer dans le cas du roulement graissé à vie.

### **2.7.3. Fluide inadapté**

Si on modifie le critère de pompage en changeant la nature du fluide à véhiculer ou en augmentant la température, les matériaux peuvent ne pas être adaptés ; la pompe risque d'être détruite.

### **2.7.4. Fonctionnement à vide**

En cas d'absence de contrôle de démarrage, la vanne de refoulement étant fermée, ainsi que la vanne de by-pass, la pompe peut fonctionner à vide ; le débit est nul, toute la puissance fournie se transforme en chaleur. Et puisque le liquide ne circule pas, la chaleur produite ne peut être évacuée. Dans ce cas la roue et la garniture seront endommagées.

### **2.7.5. Mauvais alignement**

La pompe et le moteur ne sont pas exactement en face par le défaut de l'accouplement, défaut de fixation ou de fondation. Les paliers et l'arbre seront soumis à des vibrations et finiront par se casser.

### **2.7.6. Fuite**

Le liquide fuit. Si le liquide est acide, les pièces métalliques extérieures qui sont différentes de la partie hydraulique seront attaquées et rongées. Une fuite abondante provient de l'usure de la garniture ou d'un défaut de tresse.

### **2.7.7. Corps étranger**

Des particules solides peuvent s'introduire dans le liquide s'il n'y a pas de crépine d'aspiration ou de protection à l'entrée. Elles peuvent détruire les pièces hydrauliques.

### 2.7.8. Contraintes des tuyauteries

Si les brides des tuyauteries d'aspiration et de refoulement ne sont pas en face de celles de la pompe et si le montage se fait en forçant sur les tuyauteries, une traction anormale s'exerce sur la pompe. Cette traction peut causer des déformations externe et interne de la pompe et un frottement de la roue sur le corps de la pompe ou la brisure des tubulures d'aspiration et de refoulement.

### 2.7.9. Cavitation

Lorsque l'on aspire un liquide dans un conduit on crée une dépression, si cette baisse de pression fait descendre la pression du liquide au-dessous de sa pression de vapeur saturante, le liquide se met en ébullition. (Production de vapeur), on appelle ce phénomène la cavitation. Ce phénomène s'accompagne souvent par de bruits violents et de vibrations importantes. Les effets de la cavitation sont nombreux selon le produit (température, tension de vapeur, densité) et le type de pompe (caractéristiques de fonctionnement et matériaux constitutifs).



Figure (2.13) : Photo illustrant de cavitation sur un impulseur.

### 2.7.9.a. Types de cavitation

- a) Des bulles ou des poches de cavitation en déplacement instationnaires dans le liquide en mouvement.
- b) Des bulles de vapeur formant un nuage et entourées par une enveloppe extérieure. Elles sont produites par une vortacité au sein de l'écoulement. Elles causent de fortes vibrations, une importante érosion et un bruit.
- c) Des poches de cavitation fixes, attachées aux pales. Ce type de poches est stable et quasi-stationnaire. L'interface entre le liquide et la vapeur peut être lisse et transparente, comme elle peut ressembler à la surface libre d'une eau en ébullition.
- d) super-cavitation : Ce phénomène a lieu lorsque les poches de cavitation du type précédent s'agrandissent au point d'envelopper entièrement le solide et de le dépasser.
- e) cavitation due au vortex localisé à la périphérie de pales tournante.

### 2.7.9.b. Effets de la cavitation

La cavitation peut avoir à la fois des aspects désirés et non désirés. Elle peut être utile via la génération de microbulles par exemple pour le nettoyage d'objets, en tant que catalyseur de certaines réactions chimiques, ou pour réduire la force de traînée. On peut dans ce contexte-là évoquer la cavitation acoustique qui est caractérisée par l'apparition d'une population de bulles de gaz, sous l'influence d'une onde acoustique et dont les conséquences physico-chimiques sont recherchées dans certains milieux réactionnels.

Dans les pompes, elle engendre une baisse des performances et l'apparition de forces instationnaires qui peuvent avoir plusieurs effets néfastes sur leurs composantes : l'érosion, le bruit et les vibrations.

## Chapitre 3

### Etude des performances d'une turbopompe centrifuge

#### 3.1. Introduction

On se propose de faire le calcul de dimensionnement des différents éléments de la pompe principalement la roue ou turbine et les performances de la pompe dont les données nous sont fournies par le promoteur. Il s'agit d'une turbopompe multicellulaire du type pompe centrifuge HP à 7 étages.

#### Données :

- 1) Débit volumétrique :  $Q = 83.33 \text{ m}^3 / \text{h}$
- 2) Hauteur manométrique :  $H = 1355 \text{ m}$
- 3) Vitesse de rotation :  $N = 4800 \text{ tr} / \text{min}$
- 4) Densité de fluide (brut) refoulé :  $\rho = 1020 \text{ kg} / \text{m}^3$
- 5) Température de brut :  $T = 65^\circ\text{C}$
- 6) Nombre d'étages :  $i = 7$
- 7) Puissance de la pompe :  $P=485.5 \text{ kW}$
- 8) Pression d'épreuve hydraulique :  $p = 147 \text{ bars}$

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



Figure (3.1) : pompe centrifuge HP à 7 étages.

## 3.2. Détermination des paramètres principaux

### 3.2.1. Vitesse spécifique

En se basant sur les formules de similitudes qui ont été précitées, utilisons l'équation suivante:

$$\frac{N_s \sqrt{Q_v}}{H_s^{3/4}} = \frac{N_1 \sqrt{Q_{v1}}}{H_1^{3/4}} = C^{te} \quad (3.1)$$

L'expression que nous venons d'obtenir est identique non seulement pour deux pompes semblables, mais aussi pour toute une série de pompes identiques fonctionnant à des régimes semblables. La pompe à construire est caractérisée par  $H_m$  en m,  $Q_v$  en  $m^3/s$  et  $n$  tr/min. On considère la pompe géométriquement semblable à la pompe projetée, qui serait capable d'une hauteur manométrique 1 m et qui débiterait  $0,075 m^3/s$ . On démontre qu'elle doit tourner à  $n_s$  tr/min, nombre de tours spécifique

$$N_s = 3,65 \cdot n \cdot \frac{Q^{1/2}}{(H/i)^{3/4}} \quad (3.2)$$

$n_s$ ; C'est la vitesse de rotation de la pompe étalon. La vitesse spécifique est liée avec la forme des roues des turbopompes. Suivant la valeur de leur coefficient ( $n_s$ ), les pompes centrifuges ainsi que les autres pompes à aubes qui leurs sont voisines peuvent être classées comme Tableau suivant:

$n_s$	Type de pompe
$N_s < 80$ tr / min	pompes centrifuges à vitesses faibles
80 à 150 tr / min	pompes centrifuges à vitesses moyennes
150 à 300 tr / min	pompe centrifuges à vitesses rapides
300 à 600 tr / min	pompes hélico-centrifuges
600 à 1200 tr / min	pompes axiales

Tableau (3.1) : Vitesse spécifique.

**N** : Vitesse de rotation.

**Q** : Débit volumétrique de la pompe.

**H** : Hauteur manométrique.

**i** : Nombre d'étages



$$N_s = 3,65 \cdot 4800 \cdot \frac{(83,33|3600)^{1/2}}{(1355|7)^{3/4}} = 51,36 \text{tr/min}$$

Notre pompe étudiée fait partie des pompes centrifuges à faible vitesse.

### 3.2.2. Diamètre de l'arrête d'entrée ramené $D_{r1}$

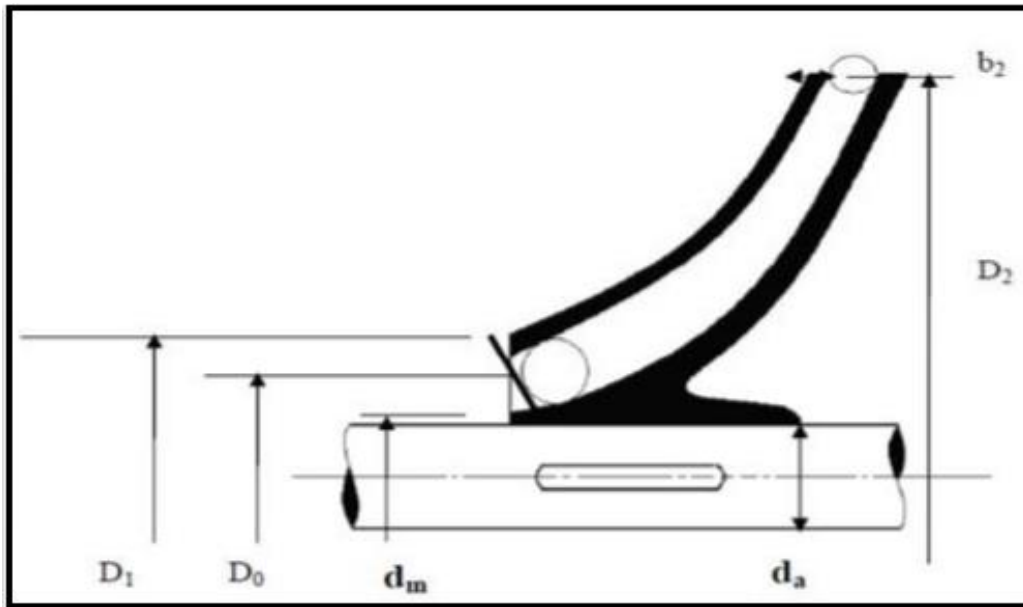


Figure (3.2) : Roue d'une pompe centrifuge.

$$D_{r1}^2 = D_0^2 - D_m^2 \quad (3.3)$$

$D_0$  : Diamètre de l'arrête d'entrée.

$D_m$  : Diamètre du moyeu d la roue.

$$D_{r1} = k_0 \left[ \frac{Q}{N} \right]^{1/3} \quad (3.4)$$

$K_0$  : Coefficient de calcul.

$N$  : vitesse de rotation en [tr /min].

$Q$  : Débit réel de la pompe en [ $\text{m}^3/\text{s}$ ].

$$D_{r1} = 4,5 \cdot \left[ \frac{83,33/3600}{4800} \right]^{1/3} = 0,07602 \text{m} = 76,02 \text{mm}$$

$$D_r = 76,02 \text{mm}$$

### 3.3. Rendement

#### 3.3.1. Rendement hydraulique

Il caractérise les pertes de charge dans la pompe par frottement sur les parois de la roue, du diffuseur et dans la tubulure d'entrée.

Le rendement hydraulique des pompes centrifuges à vitesse spécifique faible ou moyenne peut être, en première approximation calculée à la moyenne de la formule empirique A.A.LOMAKINE :

$$\eta_h = 1 - \frac{0,42}{[\log(D_r) - 0,172]^2} = 1 - \frac{0,42}{(\log(76,64) - 0,172)^2} = 0,82 \quad (3.5)$$

$$\eta_h = 0,82 = 82\%$$

Donc 14,4% de la hauteur de la charge théorique de la pompe est disparue par frottement de liquide durant son passage de l'aspiration jusqu'à le refoulement.

#### 3.3.2. Rendement volumétrique

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

$$\eta_v = \frac{1}{1 + 0,68(N_s)^{2/3}} = \frac{1}{1 + 0,68(51,35)^{2/3}} = 0,95 \quad (3.6)$$

$$\eta_v = 0,95\%$$

Donc 4,48% du débit de la pompe est perdue à l'intérieur de celle-ci.

#### 3.3.3. Rendement mécanique

Il caractérise les pertes de puissance dues aux frottements mécaniques dans les garnitures mécaniques dans les palies, dans la butée et le frottement qui se produit entre les surface externes du rotor et liquide.

$$\eta_m = \frac{1}{1 + \left(\frac{820}{\eta_s}\right)^2} = \frac{1}{1 + \left(\frac{820}{(51,35)^2}\right)^2} = 0,76 \quad (3.7)$$

$$\eta_m = 76\%$$

### 3.3.4. Rendement global

$$\eta_g = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m = 0,82 \cdot 0,95 \cdot 0,76 = 0,592$$

$$\eta_g = 59,2\%$$

Cette valeur calculée est proche de celle donnée par le constructeur (0,57÷070)

Dans la suite de calcul on considère que  $\eta_g = 0,60$ .

### 3.3.5. Puissance consommée par la pompe

C'est la somme de la puissance utile et les pertes de puissance.

$$P_{ab} = \frac{P_{utile}}{\eta_g} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q_v \cdot H}{\eta_g} = \frac{1020 \cdot 9,81 \cdot (83,33/3600) \cdot 1355}{0,6451} = 486497,1 \text{ Watt} \quad (3.8)$$

$$P_{ab} = 486,497 \text{kw}$$

Avec: g accélérations de l'apesanteur  $g=9,81 \text{m/s}$

### 3.4. Rendement Puissance du moteur d'entraînement Pm

$$P_m = k P_{ab} \quad (3.9)$$

K: Coefficient de réserve, pour assurer un entrainement sans risque.

On prend :  $k=1,15$

$$\text{D'ou } P_m = 1,15 \cdot 486,497 = 559,47 \text{kw} \quad P_m = 559,47 \text{kw}$$

La puissance du moteur est celle qui doit fournir le moteur pour que la pompe fonctionne et développe une puissance une suffisante pour rejeté le liquide à une condition que  $P_m > P_{ab}$

### 3.5. Calcul des diamètres l'arbre et du moyeu

#### 3.5.1. Diamètre de l'arbre

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

$$C_t = [t] \cdot w_t \quad (3.10)$$

Avec:

[t]: La contrainte limite de résistance à la torsion.

$w_t$  : Le module de résistance à la torsion de la section.

$C_t$ : étant le couple de torsion.

$$w_t = \frac{\pi \cdot d_a^3}{16} \quad (3.11)$$

Et 
$$\omega = \frac{\pi \cdot N}{30} = \frac{\pi \cdot 4800}{30} = 502,4 \text{ rad}$$

$$C_t = \frac{p_m}{\omega} = \frac{559,47 \cdot 1000}{502,4} = 1113,59 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Nous aurons: 
$$d_a = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot C_t}{\pi \cdot \tau}}$$

Re : la limite d'élasticité de l'acier constructif de l'arbre (acier faiblement allié 42CrMo4),

$$Re = 507 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$[\tau] = Re/n$$

n: étant le coefficient de sécurité (en prend  $n = 4$ )

$$\tau = \frac{507 \cdot 10^6}{4} = 126,25 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$d_a = \sqrt[3]{\frac{1113,59}{0,2 \cdot 126,75 \cdot 10^6}} = 0,0355 \text{ m} \quad d_a = 35,5 \text{ mm}$$

Le diamètre réel de l'arbre au manchon d'accouplement est de 48 mm donc notre arbre est vérifié à la torsion. Cette différence résulte du fait qu'on a pris en considérations que l'effort de torsion par contre l'arbre est soumis à d'autres forces qui influent sur le calcul de son diamètre réel.

### 3.5.2. Diamètre de moyeu de la roue

Le diamètre de l'arbre dans le tronçon où les roues sont montées de 60,5 mm. La forme du moyeu dépend principalement du mode d'accouplement de la roue avec l'arbre on admet généralement dans le cas d'un clavetage libre.

$$d_m = (1,2 \pm 1,25)d_a \quad \text{d'où : } d_m = 1,25 \cdot 60,5 = 75,6 \text{ mm} = 0,0756 \text{ m}$$

### 3.6. Détermination des paramètres du rotor à l'entrée

#### 3.6.1. Débit de circulation dans la pompe

$$Q_c = \frac{Q_v}{\eta_v} = \frac{83,33}{0,9552} = 87,238 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 0,02423 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (3.12)$$

Diamètre maximal de l'arrête d'entrée ( $D_1$ )

L'objectif de ce calcul, est de déterminer le diamètre maximale de l'arrête d'entrée, afin de déterminer la section de l'anneau de la roue, que  $d_m$  est connu :

$$D_1 = \sqrt{\left(\frac{4Q_c}{\pi V_0} + D^2 m\right)} \quad (3.13)$$

$V_0$  : vitesse absolue à l'entrée

$$V_0 = (0,06 \pm 0,08) \cdot \sqrt[3]{Q_c N^2} = (0,06 \pm 0,08) \cdot \sqrt[3]{\frac{87,238}{3600} \cdot 4800^2}$$

$$V_0 = (0,06 \pm 0,08) \cdot 82,34$$

$$V_0 = 4,9404 \div 6,5872 \text{ m/s}$$

$$D_1' = \sqrt{\frac{4 \cdot 87,238 / 3600}{\pi \cdot 4,9404} + 0,073^2} = 0,10759 \text{ m}$$

$$D_1'' = \sqrt{\frac{4 \cdot \frac{87,238}{3600}}{\pi \cdot 6,5872} + 0,073^2} = 0,10007 \text{ m}$$

Le diamètre moyen: 
$$D_1 = \frac{D_1' + D_1''}{2} = \frac{0,10759 + 0,10007}{2} = 0,1038 \text{ m}$$

$$D_1 = 103,8 \text{ mm}$$

D'où la vitesse absolue à l'entrée de la roue:

$$V_0 = \frac{4Q_c}{\pi(D_1^2 - D_m^2)} = \frac{4 \cdot 87,238 / 3600}{\pi(0,1038^2 - 0,073^2)} = 4,6787 \text{ m/s} \quad (3.14)$$

$$V_0 = 4,678 \text{ m/s}$$

### 3.6.2. Diamètre moyen de l'arbre d'entrée $D_0$

C'est un diamètre point moyen de l'extrémité d'entrée de l'aube. On prend en général :

$$D_0 = (0,7 \div 0,9) \cdot D_1$$

$$D_0 = 0,71 \cdot 0,1038 = 0,074736 \text{ m}$$

$$D_0 = 74,736 \text{ mm}$$

### 3.7. Calcul de la largeur de la fente à l'entrée de la roue $b_1$

Sans tenir compte de l'épaisseur de l'aube :

$$b_1 = \frac{Q_c}{\pi \cdot D_0 \cdot V_{1m}} \quad (3.15)$$

$V'_{1m}$  : Composante radiale de la vitesse absolue du liquide à l'entrée de la roue le cas où l'entrée est parfaitement radiale :  $\alpha = \pi/2$

Donc:  $V'_{1m} = V_0 = 5,6689 \text{ m/s}$

$$b_1 = \frac{87,236 / 3600}{\pi \cdot 0,074736 \cdot 4,678} = 0,0139 \text{ m} = 13,9 \text{ mm}$$

L'angle d'aube  $\beta_1$  a l'entrée

A cause de l'épaisseur des aubes, la section du courant du liquide à l'entrée des aubes diminue, donc la vitesse du liquide augmente, et pour tenir compte de cette augmentation, la vitesse absolue à l'entrée est multipliée par un coefficient  $k_1$  tel que  $k_1 = 1,1 \div 1,5$ .

$k_1$  : Coefficient de rétrécissement

$V_{1m}$ : vitesse absolue de liquide à l'entrée e la roue

Pour notre cas on prend  $K1 = 1,15$ .  $V_{1m} = k_1 \cdot V_0$

$$V_{1m} = 1,15 \cdot 4,6789 = 5,380 \text{ m/s}$$

$$V_{1m} = 5,380 \text{ m/s}$$

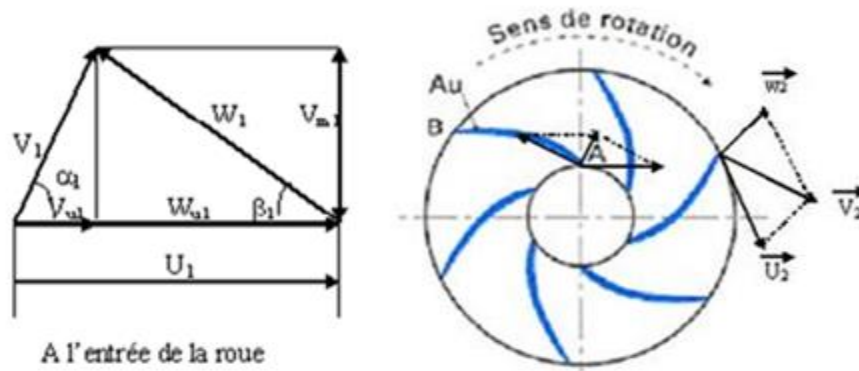


Figure (3.3): Triangle des vitesses à l'entrée de la roue.

D'après le triangle de vitesses (fig. (3.3)) nous avons :

$$\tan \beta_{1,0} = V_{1m}/U_1 \quad (3.16)$$

$U_1$ : vitesse tangentielle à l'entrée de la roue

$$U_1 = \frac{\pi N}{30} \cdot \frac{D_0}{2} = \frac{\pi \cdot 4800 \cdot 0,074736}{60} \quad (3.17)$$

$$U_1 = 18,58 \text{ m/s}$$

Donc :

$$\tan \beta_{1,0} = \frac{V_{1m}}{U_1} = \frac{6,802}{18,773} = 0,291 \quad \rightarrow \beta_{1,0} = 19,917^\circ$$

L'angle d'aube à l'entrée  $\beta_1$  est  $\beta_1 = \beta_{1,0} + \delta$

$\delta$  : est l'angle d'attaque pour le calcul  $\delta = (3 \div 8)^\circ$

On choisit  $\delta = 25^\circ - 19,917^\circ = 5,083^\circ$  donc :  $\beta_1 = 25^\circ$

Cette valeur est bonne car l'analyse du fonctionnement des pompes à montrer que le rendement hydraulique d'une pompe est maximal pour  $\beta_1 = 20^\circ \div 25^\circ$

### 3.8. Détermination des paramètres du rotor à la sortie de la roue

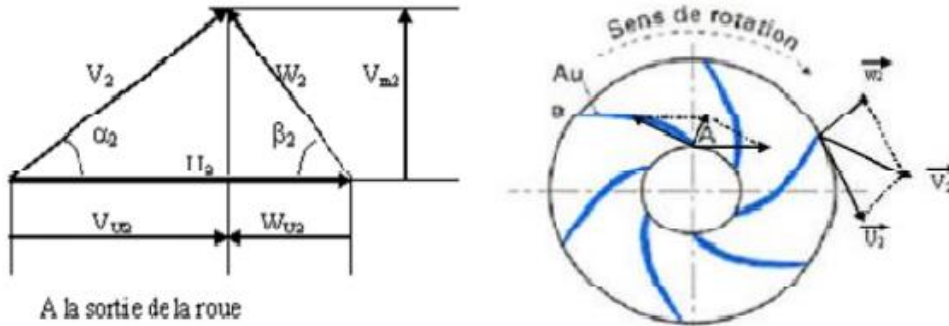


Figure (3.4): Triangle des vitesses à la sortie de la roue.

#### 3.8.1. Charge théorique en tenant compte du nombre d'aubes

$$H_{Th} = \frac{H/i}{\eta_g} = \frac{1355/7}{0,631} = 307,02 \text{ m} \quad (3.18)$$

#### 3.8.2. Vitesse circumférentielle

$$U_2 = \sqrt{(2gH_t)} = \sqrt{(2 \cdot 9,81 \cdot 307,02)} = 77 \text{ m/s} \quad (3.19)$$

#### 3.8.3. Diamètre de la roue à la sortie $D_1$

$$U_2 = \frac{\pi \cdot N \cdot D_2}{60} \rightarrow D_2 = \frac{60 \cdot U_2}{\pi \cdot N} = \frac{60 \cdot 76,727}{\pi \cdot 4800} = 0,305 \text{ m} \quad (3.20)$$

$$D_2 = 305 \text{ mm}$$

#### 3.8.4. Angle de l'aube à la sortie de la roue $\beta_2$

$$\sin \beta_2 = \sin \beta_1 \cdot \frac{W_1 \cdot k_1}{W_2 \cdot k_2} \cdot \frac{V'_{2m}}{V'_{1m}} \quad (3.21)$$

Où  $V'_{2m}$  : composante méridienne à la sortie

$$V'_{2m} = 0,8 \cdot V'_{1m} = 0,8 \cdot 5,6689$$

$$V'_{2m} = 4,5351 \text{ m/s}$$

$$k_1=1,15 ; k_2=1,1$$



$W_1, W_2$ : vitesses relatives à l'entrée et à la sortie de la roue, pour minimiser les pertes on prend  $W_1/W_2 = 1,1$

$$\sin \beta_2 = 0,422 \cdot 1,1 \cdot 1,045 \cdot 0,8 = 0,39$$

$$\sin \beta_2 = 0,39$$

### 3.8.5. Nombre d'aube

$$Z = 6,5 \cdot \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \frac{\beta + \beta}{2}$$

$$Z = 6,5 \cdot \frac{305,06 + 103,8}{305,06 - 103,8} \sin \frac{25 + 23}{2} = 5,37 \cong 5 \text{ aubes} \quad Z_{reel} = 6 \text{ aubes}$$

### 3.8.6. Précision des valeurs calculées

$$\mu = \frac{2\Psi}{Z} \cdot \frac{1}{1 - (D_1/D_2)^2} \quad (3.22)$$

$\mu$ : Coefficient de correction ;

$$\Psi = (0,55 \div 0,65) + 0,6 \cdot \sin \beta_2$$

$$\Psi = 0,65 + 0,6 \sin 23^\circ = 0,88$$

$$\mu = \frac{2 \cdot 0,88}{6} \cdot \frac{1}{1 - (103,5/305,06)^2} = 0,3976$$

$$\mu = 0,3976$$

Puis on précise la valeur de  $U_2$  :

$$U_2 = \frac{V_{2m}}{2 \tan \beta_2} + \sqrt{\left(\left(\frac{V_{2m}}{2 \tan \beta_2}\right)^2 + gH_\infty\right)} \quad (3.23)$$

$$H_\infty = (1 + \mu) \cdot H_{th} = (1 + 0,3976) \cdot 300,6 = 427,75 \text{ m} \quad (3.24)$$

$$V_{2m} = k \cdot V'_{2m} = 1,1 \cdot 4,5351 \quad (3.25)$$

$$V_{2m} = 4,98861 \text{ m/s}$$

$$U_2 = \frac{4,98861}{2 \tan 23^\circ} + \sqrt{\left[\left(\frac{4,98861}{2 \tan 23^\circ}\right)^2 + (9,81 \cdot 427,75)\right]} \quad (3.26)$$

Précision de la valeur D2

$$U_2 = 70,92 \text{ m/s}$$

$$D_2 = 2 \cdot \frac{U_2}{\omega} = 2 \cdot \frac{70,92}{502,4}$$

$$D_2 = 0,28 \text{ m}$$

### 3.8.7. Largeur de la fente à la sortie de la roue

$$b_2 = \frac{Q_v}{\pi \cdot D_2 \cdot V'_{2m}} = \frac{87,238/3600}{\pi \cdot 0,28 \cdot 4,5351} \quad (3.27)$$

$$b_2 = 6,08 \text{ mm}$$

### 3.8.8. Vérification des coefficients de rétrécissement du courant $K_1$ et $K_2$

$$K_1 = \frac{1}{1 - \frac{Z \cdot e}{\pi \cdot D_1 \cdot \sin \beta_1}} \quad (3.28)$$

$$K_2 = \frac{1}{1 - \frac{Z \cdot e}{\pi \cdot D_2 \cdot \sin \beta_2}} \quad (3.29)$$

$Z=6$  aubes,  $e$  : épaisseur de l'aube ( $e = 4 \text{ mm}$ )

$$K_1 = \frac{1}{1 - \frac{4 \cdot 6}{\pi \cdot 103,8 \cdot \sin 25}} = 1,17 ; K_2 = \frac{1}{1 - \frac{5 \cdot 4}{\pi \cdot 280 \cdot \sin 23}} = 1,062$$

Les valeurs de  $K_1$  et  $K_2$  calculées sont proches de celles utilisées dans les formules précédemment donc les paramètres calculés sont proches de la réalité.

### 3.8.9. Calcul des vitesses relatives à la sortie de la roue

$$W_1 = K_1 \cdot \frac{V'_{1m}}{\sin \beta_1} = 1,17 \cdot \frac{5,6698}{\sin 25^\circ} = 15,69 \text{ m/s} \quad (3.30)$$

$$W_1 = 15,69 \text{ m/s}$$

$$W_2 = K_2 \cdot \frac{V'_{2m}}{\sin \beta_2} = 1,062 \cdot \frac{4,5354}{\sin 23^\circ} = 12,326 \text{ m/s} \quad (3.31)$$

$$W_2 = 12,326 \text{ m/s}$$

**Tableau récapitulatif**

Paramètre	Valeurs	Valeurs réel (constructeur)
$\eta_s$	51,36tr/min	51,35tr/min
$D_{r1}$	297,6mm	297,6mm
$\eta_{\square}$	82%	87,8%
$\eta_v$	95 %	95,30%
$\eta_m$	76%	76,4%
$\eta_g$	59,2%	57,37%
$p_{ab}$	486,497kw	547,04kw
$p_m$	559,47kw	629,10kw
$\omega$	502,4rd	502,56rd
$C_t$	1080,65N.m	1080,65N.m
$d_{ar}$	100mm	110mm
$d_m$	130mm	135mm
$D_1$	103,9mm	156,6mm
$V_0$	4,6787m/s	4,9288m/s
$D_0$	75.7mm	112,68mm
$b_1$	13,9mm	13,92mm
$V_{1m}$	5,380mm	5 ,6612mm
$U_1$	18,5m/s	18,773m/s
$\beta_1$	25°C	25°C
$H_{t\square z}$	307,02m	300,06m
$U_2$	77mm	76,7279mm
$D_2$	306mm	305,44mm
$V_{2m}$	4,5351mm	4,98861mm
$\beta_2$	23°C	23°C
$Z$	6 aubes	7 aubes
$\mu$	0,3976	0,3159
$U_2(\text{recalcule})$	70,92m/s	57,72m/s
$D_2(\text{recalcule})$	280mm	229,79mm
$b_2$	6,08mm	7,4mm
$K_1$	1,17	1,255
$K_2$	1,062	1,11
$W_1$	15,69m/s	16,83m/s
$W_2$	12,326m/s	12,88m/s

### **3.9. Solutions apportées aux problèmes**

#### **3.9.1. Equilibrage de la poussée axiale**

Pour équilibrer la poussée axiale, il existe plusieurs dispositifs. Pour une pompe multicellulaire, on procède généralement à un équilibrage hydraulique de la poussée soit roue par roue, soit par un piston d'équilibrage global situé en aval du dernier étage de la pompe.

Pour notre pompe le constructeur à utiliser l'équilibrage hydraulique roue par roue. Les roues sont placées de manière symétrique opposée.

Le fluide se déplace d'un étage à un autre dans un passage connu sous le nom de « croisement » passant par la volute, le fluide pénètre l'étage qui suit « croisement court ». Le croisement qui ramène le fluide du centre de la pompe à son extrémité est nommé « croisement long ».

#### **3.9.2. Solutions apportées aux problèmes de cavitation**

On cite quelques mesures que doit observer un utilisateur pour éviter la cavitation dans la pompe :

- On augmente la pression à l'entrée de l'aspiration, avec l'installation des pompes de gavage (qu'on appelle pompe booster).
- Choisir un matériel qui requit mieux aux effets de la cavitation, dans l'ordre croissant de résistance nous citons : la fonte, le bronze, bronze aluminium, acier a 13% de chrome, acier inoxydable...etc. A l'unité de stockage, on adapte la solution de démarrer la pompe à vanne de refoulement fermée, avec l'utilisation d'un compresseur d'air y compris une vanne pneumatique. Cette dernière est reliée à la pompe par une conduite. L'air comprimé prévenant du compresseur, exerce une force sur le clapet de la vanne pneumatique. A cet effet, la pompe doit atteindre une pression supérieure a celle du compresseur pour ouvrir la vanne et dégager tout l'air emprisonné dans la pompe.
- Limiter les conséquences de la cavitation (bruit, érosion, vibrations) par une conception mécanique et un choix de matériaux adéquats.
- Dans certains cas, utiliser un inducteur ou hélice de gavage installé à l'amont de la roue, principalement dans les pompes centrifuges.
- Il faut satisfaire la condition de NPSH disponible > NPSH requis.

### **3.9.3. Amélioration du NPSH des pompes**

En jouant sur les principaux paramètres géométriques des aubes à l'entrée de la roue, on peut concevoir des pompes dont les performances en cavitation peuvent varier dans une très large gamme. Les principaux paramètres géométriques à faire varier sont les suivants :

- ✓ D1 diamètre de roue.
- ✓ B1 angle d'entrée de l'aube.
- ✓ Z nombre d'aubes.
- ✓ e1 épaisseur de l'aube.
- ✓ Forme de l'aube à l'entrée de la roue.

### **3.9.4. Réduction du bruit et des vibrations**

Lors de la conception de la pompe, il est possible de réduire les effets de la cavitation en agissant sur la conception mécanique pour minimiser les risques de vibration et réduire le bruit généré par la cavitation :

- ✓ Dimensionnement de l'arbre et des organes mécaniques.
- ✓ Choix des matériaux (épaisseur, nature).
- ✓ Capotage antibruit.
- ✓ Liaison avec les tuyauteries de raccordement.

### **3.9.5. Limitation du risque d'érosion**

C'est principalement par un choix judicieux du matériel constitutif de la roue que l'on peut prétendre réduire les risques d'érosion par cavitation. Les aciers inoxydables présentent une excellente tenue à l'érosion de cavitation.

## ***Conclusion générale***

Une étude théorique a été élaborée sur une pompe centrifuge à sept étages. Dans la partie étude théorique, un calcul hydraulique a été effectué pour déterminer les caractéristiques dimensionnelles de l'élément principal de la pompe qui est la roue, à partir des paramètres de fonctionnement.

Notre travail, s'est basé sur les valeurs nous sont fournies par le promoteur, la hauteur manométrique, la puissance et le débit. Ces valeurs ont été injectées dans les équations thermodynamiques et celles de la mécanique des fluides apprises tout au long de notre cursus de LMD pour aboutir au rendement final (nominal).

Les valeurs trouvées ont été comparées graphiquement avec celles du constructeur. On remarque que les résultats obtenus étaient satisfaisants, puisqu'elles avoisinent ceux fournis par la note de calcul du fournisseur, qui mène au bon fonctionnement de la pompe.

## ***Références Bibliographique***

[1] M. LIMAM, N. BENHAMMAMI, Etude de comparaison énergétique d'un groupement de pompes à fluide incompressible: en série et en parallèles. Université Abdel Hamid Ben Badis – Mostaganem 2018/2019.

[2] B. FANTAZI, I. HARKAT, Etude de la cavitation dans les pompes centrifuges, Université Mohamed Boudiaf -M'sila 2016/2017.

[3] N. GUAFAF, A. KESSITA, Etude et Maintenance de la Pompe Centrifuge Bi-étage à axe Vertical (Barrage Béni Haroun Grarem Gouga), Université Des Frères Mentouri 2016/2017.

[4] ABBAS Celia, Installation et mise en marche d'un banc d'essai pour la construction des courbes caractéristiques de deux pompes identiques fonctionnant en parallèle, ENSH mars 2017.

[5] BENLABIOD Benaissa, Etude comparative 'Equation d'Euler' Dimensionnelle Et Expérimentale. Cas d'une pompe centrifuge radiale de POVAL, ENSH -ARBAOUI Abdellah juin 2014.

[6] Mr Mohamed SAID, Turbomachine, cours, Université Blida 1 2018/2019.

[7] Wikipédia , Pompe centrifuge, [https://fr.wikipedia.org/wiki/Pompe\\_centrifuge](https://fr.wikipedia.org/wiki/Pompe_centrifuge).

[8] Daniel BOUGEARD, Énergétique des machines, Ecole Mines-Télécom, IMT-Université de Lille 2018.

[9] Y. BENMOUSSA, Machines hydraulique, cours.

[10] M. BELARCHAOUI, T. BERJAIMA, Etude hydraulique de la pompe DVMX 6\*8\*11. Université Mohamed Boudiaf M'sila 2015/2016.