

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE  
UNIVERSITE MOHAMED BOUDIAF - M'SILA

FACULTE TECHNOLOGIE  
DEPARTEMENT MECANIQUE

N° : .....



DOMAINE :  
FILIERE : MECANIQUE  
OPTION : ENERGITIQUE

**Mémoire présenté pour l'obtention  
Du diplôme de Master Académique**

**Par : Fantazi Bahi Eddine**

Harkat Ibn Sinâa

**Intitulé**

*Etude de la cavitation dans les pompes centrifuges*

**Soutenu devant le jury composé de :**

Ihaddaden.R	( Présidente )	Université de M'sila
Zergane Said	( Encadreur )	Université de M'sila
Bakhti.F	( Examineur )	Université de M'sila

**Année universitaire : 2016 /2017**



# *Dédicace*

*A mes parents qui m'ont aidé et soutenu*

*Tout au long de mes études*

*A chaker, le petit bien aimé*

*A mes frères et mes sœurs*

*Chacun de son nom*

*Et a tous les gens qui me connaissent*

*Je dédie ce modeste travail*

# Table des matières

---

## Table des matières

### Chapitre I : Généralité sur les turbomachines

I.Introduction.....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
I.2. Développement historique .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
I.3. Classification des turbomachines.....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
I.3.1. Selon le transfert d'énergie .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
I.3.2. Selon la direction de l'écoulement.....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
I.3.3. Selon la nature de transfert .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
I.4. Constitution d'une turbomachine :.....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
I.4.1. Le distributeur.....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
I.4.2. La roue .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
I.4.3. Le diffuseur.....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
I.4.4. Divergent .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
I.5. Equation fondamentale de la turbomachine.....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
I.5.1. Conservation de la masse :.....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
I.5.2. Conservation du moment de la quantité de mouvement :	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
<b>défini.</b>	
I.5.3. Equation d'Euler :.....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
I.6.Triangle de vitesse .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
I.7. Rendement .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
I.7.1. Rendement isentropique .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
I.7.2. Rendement mécanique .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
I.7.3. Rendement volumétrique .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
I.7.4. Rendement global .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
I.8. Pompe .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
I.8.1. Généralités sur les pompes .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
I.9. Différents types de pompes.....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
I.9.1. Pompes volumiques .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
I.9.2. Principe et caractéristique générales.....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
I.9.3. Pompe à piston.....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
I.9.4. Pompe a diaphragme.....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>

## Table des matières

---

I.9.5. Pompe a engrenage .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
I.9.6. Pompe péristaltiques .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
I.9.7. Pompes à vis .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
I.9.8. Pompes à palettes .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
I.9.8.1. Pompes à palettes libre .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
I.9.8.2. Pompes à palettes flexibles : .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
I.10. Turbopompes .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
I.11. Avantages et inconvénients des turbopompes .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>

## Chapitre II : Les pompes centrifuges

II.1- Introduction .....	19
II.2- Description d'une pompe centrifuge .....	19
II.2.1- Définition .....	19
II.2.2. Principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge .....	20
II.2.3. Classification des pompes centrifuges .....	20
II.3. Principaux organes constituants d'une pompe centrifuge .....	23
II.3.1- Rôle de la roue : .....	23
II.3.2. Rôle du diffuseur .....	27
II.3.2.1. Type de diffuseurs .....	28
II.3.3. Rôle de la volute .....	28
II.4. Théorie fondamentale de la pompe centrifuge .....	29
II.4.1- Débit volumique $Qv$ .....	29
II.4.2- Hauteur manométrique $Hm$ .....	29
II.4.3- Puissance $P$ .....	30
II.4.4. Types de pertes .....	30
II.4.5. Rendement $\eta$ .....	31
II.5. Prédétermination des courbes caractéristique théoriques .....	31
II.5.1. Courbe théorique pression-débit .....	31
II.5.2. Pertes de pression dans la pompe .....	33
II.5.3. Courbe réelle pression-débit .....	33
II.6. Poussé axial .....	34

## Table des matières

---

II.7- Les facteurs de dysfonctionnement des pompes centrifuges.....	36
II.8. Avantages et inconvénients des pompes centrifuges.....	37
II.8.1. Avantages .....	37
II.8.2. Inconvénients.....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>

### Chapitre III : Le phénomène de cavitation

III.1.Introduction .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
III.2 définition .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
III.3. Causes de cavitation .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
III.4. Classification de la cavitation.....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
III.4.1. Cavitation à bulle .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
III.4.2. Cavitation a poche.....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
III.4.3. Cavitation de tourbillon marginal .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
III.4.4. Cavitation de tourbillon d'ogive .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
III.4.5. Cavitation du tourbillon de coque .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
III.4.6. Super cavitation.....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
III.5. Contournement d'un obstacle.....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
III.6. Effet de la cavitation .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
III.6.1 Bruit de cavitation : .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
III.6.2. Pertes de performances.....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
III.6.3. Vibration.....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
III.6.4. Erosion .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
III.7. Effet de la cavitation sur la roue de pompe centrifuge	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
III.7.1. Cavitation l'entrée de la roue (pompe centrifuge)	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
III.7.2. Cavitation dans les parties situées à l'amont de la roue	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
<b>défini.</b>	
III.7.3. Cavitation dans les diffuseurs .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
III.8. Utilisation de la cavitation.....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
III.9. NPSH.....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
III.9.1. <i>NPSH</i> <sub>requis</sub> .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
III.9.2. <i>NPSH</i> <sub>disp</sub> .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>

# Table des matières

---

## *Chapitre IV : les solutions du phénomène de cavitation*

IV.1. Introduction .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
IV.2. Lutte anti cavitation. ....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
IV.2.1. Amélioration du NPSH des pompes .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
IV.2.2. Utilisation d'un inducteur .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
IV.2.3. Limitation du risque d'érosion .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
IV.2.4. Protection des pompes .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
IV.2.4.1. Réduction du bruit et des vibrations .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
IV.3. Réparation de pompe cavité .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
IV.3.1. Revêtement.....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
IV.3.1.1. Revêtements anodiques .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
IV.3.1.2. Revêtements cathodiques .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
IV.3.2. Technique de revêtement métallique .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
IV.3.2.1. Les dépôts par immersion.....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
IV.3.2.2. Les dépôts électrolytiques .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
IV.3.2.3. Les dépôts chimiques (auto catalytiques)	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
IV.3.2.4. Les dépôts par projection à chaud (shoopage)	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
IV.3.2.5. La chromation.....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
IV.3.2.6. La phosphatation .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
IV.4. Solutions de cavitation sur le site SP3. ....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
IV.4.1. Pompe de gavage .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
IV.4.2. Principaux constituant de la pompe de gavage da la station SP3ation	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
IV.4.2.1. L'arbre .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>

## Table des matières

---

IV.4.2.2. Roue.....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
IV.4.2.3. Hélice de gavage .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
IV.4.2.4. Palier.....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
IV.4.2.5. Tuyauterie de la pompe Booster.....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
IV.4.3. Capteurs : .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
IV.4.3.1 Capteur de température .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
IV.4.3.2. Capteur de pression .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
IV.4.3.3 Capteur de vibration .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>

## Liste des figures

---

### Liste des figures

Fig. I.1 : Constitution d'une turbomachine	5
Fig. I.2 : Rotor schématique et équation d'Euler	7
Fig. I.3 : rotor élémentaire	8
Fig. I.4 : Pompe à piston (a) Aspiration, (b) Refoulement	12
Fig. I.5 : pompe à diaphragme	13
Fig. I.6 : pompe à engrenage	13
Fig. I.7 : Pompe péristaltiques	14
Fig. I.8 : pompe à vis	15
Fig. I.9 : pompe à palette libre	15
Fig. I.10 : pompe à palette flexible	16
Fig. I.11 : type des roues de turbopompes	17
Fig.II.1 : pompe centrifuge mono- étage	21
Fig.II.2 : pompe centrifuge multi-étage	21
Fig. II.3 : Roue à simple aspiration	21
Fig. II.4 : Roue à double aspiration	22
Fig. II.5 : Principaux éléments d'une pompe centrifuge	23
Fig.II.6 : Triangle de vitesses dans une roue	24
Fig. II.7 : Variation d'énergie	25
Fig. II.8 : Variation d'énergie à conduite divergente	26
Fig. II.9 : Variation d'énergie à conduite divergente animée de mouvement	26
Fig. II.10 : Rôle de diffuseur	27
Fig. II.11 : Rôle de la volute	28
Fig.II.12 : Courbe représentatif de pression-débit	33
Fig.II.13 : Courbe réelle pression-débit	34
Fig.II.14 : Equilibrage hydraulique	35
Fig. III.1 Ecoulement autour d'un profil porteur	40
Fig. III.2 Diagramme de changement de phase	40
Figure III.3 cavitation à bulles suivie d'un nuage de cavitation	42
Figure III.4 cavitation a poche partielle	43
Figure III.5 la cavitation de tourbillon marginal	44
Figure III.6 La cavitation d'ogive	44

## Liste des figures

---

Figure III.7 la cavitation du tourbillon de coque	45
Fig. III.8 Super cavitation	45
Figure III.9 –a- Cavitation partielle -b- Super cavitation	46
Fig. III.10 Cavitation d'une aube de diffuseur d'une pompe	48
Fig. IV.1 altération mécanique	51
Fig. IV.2 Choix de diamètre d'une roue	52
Fig. IV.3. Inducteur 53	
Fig. IV.4 Courbe de NPSH avec ou sans inducteur	54
Fig. IV.5 Perte de volume comparative en fonction du temps de divers matériaux soumis à des tests d'érosion par cavitation	55
Fig. IV.6 Résistance de matériaux contre l'érosion	56
Fig. IV.7 Revêtement de pompe cavité	57
Fig. IV.8 Revêtement anodique	57
Fig. IV.9 Revêtement cathodique	57
Fig. IV.10. Revêtement électrolytique	59
Fig. IV.11. Revêtement chimique	60
Fig. IV.12. Revêtement par projection à chaude	60
Fig. IV.13. Hélice de gavage	62
Fig. IV.14 Capteurs dans une pompe centrifuge	64

## Liste des tableaux

---

### Liste des tableaux

Tableau I.1 : Les avantages et les inconvénients d'une pompe à diaphragme	12
Tableau I.2 : Les avantages et les inconvénients d'une pompe péristaltiques	14
Tableau I.3 : Les avantages et les inconvénients d'une pompe à palette	16
Tableau IV.1 : Caractéristiques de la pompe de gavage de type GUINARD	61
Tableau IV.2 : Caractéristiques du moteur électrique ASBIROBICON	61

## *Nomenclature*

---

### **Nomenclature**

#### **Alphabétique latin**

$F$ [N]	la force
$m$ [kg]	la masse
$v$ [m/s]	la vitesse
$t$ [s]	le temps
$M$	le moment
$S$ [m <sup>2</sup> ]	la surface
$R$ [m]	le rayon
$Q$ [ $\frac{m^3}{s}$ ]	le débit
$p_v$ [Pa]	la pression de vapeur
$p_1$ [Pa]	la pression d'aspiration
$p_2$ [Pa]	la pression de refoulement
$C$ [m/s]	la vitesse absolue
$U$ [m/s]	la vitesse relative
$W$ [m/s]	la vitesse de relative
$E$ [J]	l'énergie totale de la pompe par unité de volume
$b_1$ [m]	la largeur de l'ailette à la point $M_1$
$H_m$ [m]	hauteur manométrique
$\mathcal{P}_u$ [W]	la puissance utile
$P_a$ [W]	la puissance absorbé
$C_p$	Coefficient de pression
$E_u$	L'énergie de la vitesse d'entraînement
$E_w$	L'énergie de la vitesse relative

## *Nomenclature*

---

$g \left[ \frac{m}{s^2} \right]$       accélération due à la pesanteur

### **Alphabétique grec**

$\rho \left[ \frac{kg}{m^3} \right]$ :      la masse volumique

$\sigma$       Coefficient de cavitation

$\eta_s$  [%]      le rendement isentropique

$\eta_m$  [%]      le rendement mécanique

$\eta_v$  [%]      le rendement volumétrique

$\eta_g$  [%]      le rendement globale

### **Sigles**

NPSH      Net Positive Suction Head (Charge nette absolue à l'aspiration)

NPSH<sub>req</sub>      NPSH requise

NPSH<sub>dis</sub>      NPSH disponible

HMT      Hauteur manométrique totale d'une pompe

# Introduction générale

---

## Introduction générale

Le monde actuel vit un progrès technologique considérable grâce à l'industrie énergétique selon différentes formes (hydraulique, nucléaire, solaire ; thermique, pétrolier ...). Parmi les machines ayant un rôle primordial dans les domaines d'activité pétrolier, on peut citer les turbomachines.

On dit turbomachine pour toute machine dans laquelle un fluide échange de l'énergie avec une ou plusieurs roues munies d'aubes, les turbomachines peuvent avoir pour fonction de faire passer un fluide d'une pression inférieure à une pression supérieure ou encore de lui assurer un accroissement d'énergie cinétique dans ce cas sa rotation absorbe de la puissance et elle constitue une turbomachine réceptrice ; mais dans le cas contraire et si le fluide passe d'un milieu à haute pression vers un milieu à basse pression alors la machine est dite motrice.

Dans cette objective nous présentons ce mémoire une étude sur la cavitation dans les pompes centrifuges, pour ce faire, une étude théorique et un stage pratique dans la station de pompage N°3 (SP3) de M'sila et dans la société de maintenance MEI ont contribué ce modeste mémoire.

Le mémoire est divisé en quatre chapitres :

- Le premier chapitre est un survol sur les turbomachines.
- Le deuxième chapitre est consacré aux pompes centrifuges.
- Le troisième chapitre est une étude sur le phénomène de cavitation.
- Le quatrième chapitre englobe les solutions du phénomène de cavitation.

**I.1. Introduction**

Les turbomachines sont des machines rotatives composées d'une ou plusieurs séries d'aubages, fixées alternativement sur le stator et le rotor. Les turbomachines sont des machines permettant d'échanger de l'énergie entre un élément tournant, une roue ou un rotor et un fluide les traversant.

La transformation de l'énergie entre l'arbre tournant et le fluide est continue et se produit par l'intermédiaire d'aubes en rotation. Le principe du transfert de la force dynamique rend possible une concentration de puissance dans une machine de plus petites dimensions que par exemple dans une machine de principe alternatif est que le travail se manifeste sous la forme d'un arbre en rotation. Elles sont utilisées aujourd'hui dans un très large domaine de la technique moderne (production d'électricité, propulsion des véhicules, pompe à chaleur et dans divers procédés technique et chimique). Leur taille peut varier de quelques centimètres à plusieurs mètres.

Les turbomachines représentent aujourd'hui un produit de très haute technologie. Le constructeur des turbomachines doit faire face à un très large éventail de domaine technique différent qui comprend [1].

- la mécanique de fluides
- la thermique et la combustion
- la mécanique (sollicitations statique et dynamique)
- la science de matériaux
- le procédé de fabrication
- La technique de mesure
- L'acoustique
- Le réglage

## I.2. Développement historique

Les premières turbomachines utilisées par l'homme furent les moulins à vent (chines 150 av. J.Chr.) et les moulins à eau. En Europe les moulins à vent furent introduits au 12<sup>ème</sup> siècle. Les forces du vent et de l'eau sont restées très longtemps les seules sources d'énergie naturelle exploitées par l'homme. L'utilisation de l'énergie thermique dans les machines a commencé seulement au 18<sup>ème</sup> siècle avec la construction des premières machines à vapeur (Newcomen 1712, Watt 1765). La raison de début tardif des machines thermique et hydraulique s'explique par la méconnaissance des principes fondamentaux de la thermodynamique et de la mécanique des fluides ainsi que par des insuffisances techniques. La mécanique des solides était connue depuis le 17<sup>ème</sup> siècle (Newton 1642-1727), le problème était : comment appliquer les lois de la mécanique des solides à des éléments d'un fluide :

$$F = m \frac{dV}{dt} \quad (I.1)$$

Donc quelles sont les forces qui agissent sur un élément accéléré dans un fluide. La solution fut trouvée par Euler (1707-1783) au 18<sup>ème</sup> siècle qui introduisit la notion de pression dans le fluide. L'application de la loi de Newton donne

$$\rho \frac{dV}{dt} = \frac{dp}{dl} \quad (I.2)$$

Où,

$l$ ,  $p$ ,  $V$  et  $\rho$ , *représentent* la direction du courant, la pression, la vitesse et la masse volumique respectivement.

Les principes fondamentaux de la mécanique des fluides ont d'abord permis de développer des machines hydrauliques. Pour la vapeur et le gaz on ne maîtrisait pas encore les problèmes de température et de vitesse de rotation élevée. La première turbine à vapeur a été brevetée en Angleterre par Parsons (1884). Dans le but d'entraîner directement un générateur électrique. Comme autre pionnier des turbomachines on peut citer Rateau (1888) Curtis (1900) Lundstrom (1910) et Stodola en Suisse. Le développement des turbines à vapeur fut lié au développement des générateurs de courant électrique. Pour ces derniers, les machines à piston tournaient trop lentement. En Europe, de Laval (1882) a construit le rotor à impulsion. Entre deux machines : La

machine à réaction PARSON et la machine à action (LAVAL) il se développa une véritable guerre des constructeurs, Aujourd'hui on utilise les deux principes ainsi que des degrés de réaction entre 0 et 1.

Le premier compresseur a été breveté par Parsons (1901) qui a fait tourner sa turbine en sens inverse. Le débit volumique du compresseur était  $1.4 \text{ m}^3/\text{h}$  à 4000 tr/min. en raison du très mauvais rendement ( $\eta = 60 \%$ ) il fallait 19 étages pour un rapport de pression de  $n=2,12$ . Le développement des compresseurs axiaux a commencé seulement après 1930, sur la base des expériences avec des aubes isolées dans l'aviation. Le développement du compresseur axial fut particulièrement important pour les turbines à gaz. Les premières turbines à gaz industrielle furent construites en 1931 par la maison BREWON BOVERI. Auparavant les difficultés étaient dues à un très mauvais rendement des composants (compresseur et turbine) ainsi qu'à une température trop basse dans la turbine. La turbine à gaz apparaît dans les années 1940 comme propulseur d'avion (JUNKERS, BMW, WHITTLE) les turboréacteurs de distingue de la turbine à gaz stationnaire par leur construction léger et par l'arrangement annulaire des chambre de combustion. [1]

### I.3. Classification des turbomachines

Il existe plusieurs façons de classifier les turbomachines selon le transfert d'énergie, ou selon la direction principale de l'écoulement du fluide par rapport à l'axe de rotation : [2]

#### I.3.1. Selon le transfert d'énergie

- Les turbomachines qui fournissent de l'énergie au fluide (enthalpie). Dans ce groupe on trouve les compresseurs, les ventilateurs et les pompes ;
- les turbomachines desquelles on retire de l'énergie du fluide pour l'utiliser comme un travail mécanique. Dans ce cas, on parle alors de turbine.

#### I.3.2. Selon la direction de l'écoulement

On trouve une seconde classification des turbomachines en fonction de la direction principale de l'écoulement par à l'axe de rotation de la machine. Selon ce critère on a : [2]

- les turbomachines axiales dans lesquelles la direction de l'écoulement est parallèle à l'axe de rotation de la machine.
- les turbomachines radiales ou centrifuges dans lesquelles une partie importante de l'écoulement, à l'entrée ou à la sortie, comporte de composantes axiales et radiales.

### **I.3.3. Selon la nature de transfert**

Une troisième classification peut être faite en fonction de la nature du transfert énergétique. En particulier on trouve :

- les turbomachines à impulsion ou à action dans lesquelles le fluide subit seulement un changement d'impulsion lors du passage dans le rotor sans aucune variation de pression.
- les turbomachines à réaction dans lesquelles l'échange énergétique entre le fluide et le rotor entraîne une chute de pression sans aucune variation de pression.
- les turbomachines de type combiné dans lesquelles le fluide subit un changement de pression et de vitesse lors de son passage par le rotor.

Enfin, on peut re-classifier les turbomachines en fonction du type d'installation. On distingue deux types :

- les turbomachines encastrées telles que les pompes centrifuges, les turbines à gaz etc., où le fluide circule à l'intérieur du conduit ;
- les turbomachines en veine libre telles que les éoliennes, les hélices d'avion ou de navire [2].

### **I.4. Constitution d'une turbomachine :**

Le fluide traversant successivement le distributeur, la roue, le diffuseur, la volute divergente (Fig. 1) [3].

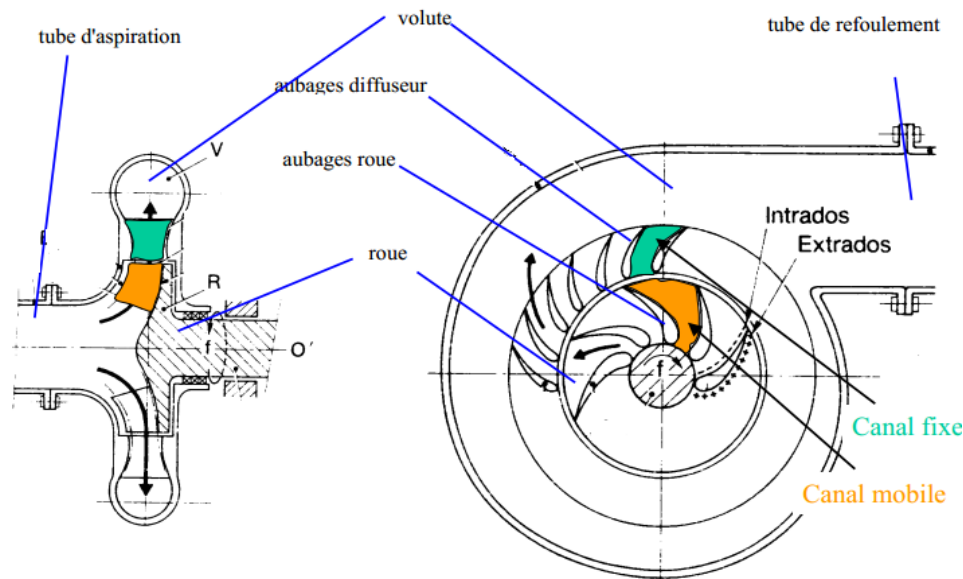


Fig. I.1 Constitution d'une turbomachine

#### I.4.1. Le distributeur

Le rôle de distributeur est de permettre une orientation correcte des files fluides à leur entrée dans la roue. Il n'existe que dans le cas de compresseur à étage et comporte des aubages qui peuvent être orientable. Ces aubages sont appelés venelle lorsqu'il appartient à un ventilateur [3].

#### I.4.2. La roue

Elle transforme l'énergie mécanique en énergie cinétique, thermique de pression du fluide et réciproquement. Ceci est effectué dans des canalisations fermées par le disque de la roue et les aubages avec parfois un flasque de recouvrement [3].

#### I.4.3. Le diffuseur

Avec et sans aubage, cet organe permet de transformer l'énergie cinétique acquise dans la roue en énergie de pression, les aubages ont pour orienter correctement le fluide à la sortie de la roue pour son entrée dans la volute ou dans le distributeur de l'étage suivant [3].

#### I.4.4. Divergent

En ralentissant le fluide, le diverge transforme l'énergie cinétique restante du fluide en énergie de pression. Ceci pour a conséquence de minimiser les pertes dans les conduite avales [3].

#### I.5. Equation fondamentale de la turbomachine

##### I.5.1. 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 :

$$\frac{d}{dt} \int_v \rho dv + \int_s \rho ds = 0 \quad (\text{I.3})$$

##### I.5.2. 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 :

$$M = \frac{d}{dt} \int_v r \rho v dV + \int_s r \rho v v \cdot dS \quad (\text{I.4})$$

##### I.5.3. Equation d'Euler :

Le point de départ pour l'étude des turbomachines est l'équation d'Euler. Celle-ci peut être déduite aisément du principe de conservation de l'impulsion angulaire ou moment de la quantité de mouvement. En particulier, ont considéré un écoulement unidimensionnel en régime stationnaire dans le rotor d'une turbomachine ayant des conditions uniformes à l'entrée et à la sortie notée par les indices 1 et 2, respectivement. On applique alors, l'équation (2) a un filet de fluide entre ses deux points illustre à la figure I.2 et celle-ci devient : [3]

$$M = \int r * \rho v v ds \quad (\text{I.5})$$

$$M = r_2 \rho_2 v_2 Q_2 - r_1 \rho_1 v_1 Q_1 \quad (\text{I.6})$$

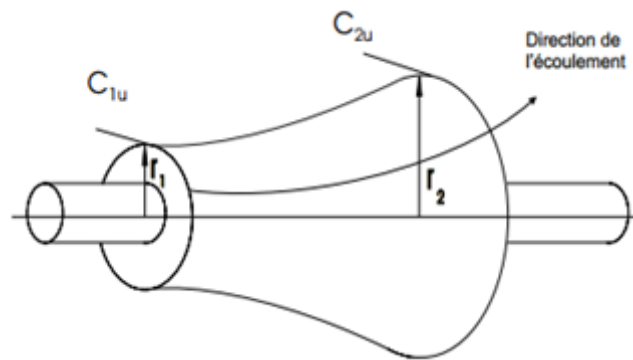


Fig. I.2 Rotor schématique et équation d'Euler

D'autre part, pour un écoulement unidimensionnelle en régime permanent l'équation de la conservation de la masse se traduit par :

$$\int_{S_2} \rho v \cdot ds = \int_{S_1} \rho_1 v_1 ds_1 = 0 \quad (\text{I.7})$$

Ou encore  $\dot{m} = \rho_2 Q_2 = \rho_1 Q_1$  alors, l'Equation I.3, se réduit à :

$$M = \dot{m}(r_2 * v_2 - r_1 v_1) \quad (\text{I.8})$$

Bien que cette expression de l'équation d'Euler est sous une forme mathématique élégante, elle requiert de modification pour être facilement utilisable [3].

### I.6. Triangle de vitesse

Dans une turbomachine l'élément qui produit les changements importants dans le fluide est le rotor et un paramètre très important pour l'analyse est la variation de la vitesse dans le différent système de référence. Le vecteur de vitesse à considérer est la vitesse périphérique au rayon  $r$  par rapport au centre de rotation, la vitesse absolue  $C$  du fluide mesuré dans le système fixe ou global et la vitesse relative  $W$  dans un système solidaire avec l'aubage en mouvement. Ces trois vitesses reliées par l'équation : [3]

$$C = U + W \quad (\text{I.9})$$

Dans ce contexte, on appelle  $C_u$  la composante tangentielle de la vitesse absolue projetée dans la direction de  $U$ ,  $C_x$  le composant dans la direction axiale et  $C_m$  la composante méridionale de la vitesse  $C$  selon la direction normale à  $U$  (Fig. I.3) on considère que  $C_u$  est positive si elle a la direction de  $U$  et négative dans le cas contraire.

L'introduction de ces définitions dans l'équation (I.3) conduit à l'équation fondamentale des turbomachines [3].

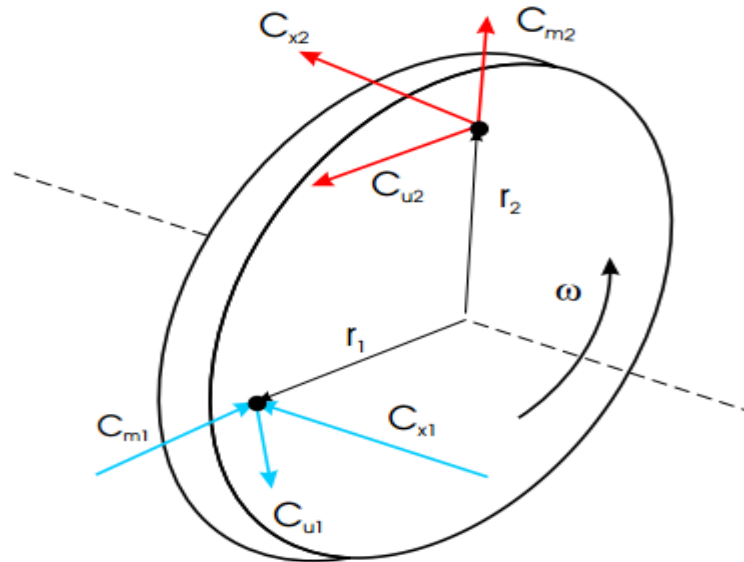


Fig. I.3 : rotor élémentaire

$$M = \dot{m}(C_{2u}r_2 - C_{1u}r_1) \quad (\text{I.10})$$

Pour un rotor à  $W$  ayant une vitesse de rotation  $\omega$ , la puissance  $\dot{W}$  est donnée par :

$$E = \frac{\dot{W}}{\dot{m}} = (C_{2u}U_2 - C_{1u}U_1) \quad (\text{I.11})$$

Pour les machines hydrauliques, on exprime généralement l'énergie par unité de poids,  $\dot{m}g$ , plutôt que par unité de masse  $\dot{m}$ . Dans ce cas, la puissance par unité de poids a les dimensions d'une distance et on la note par le symbole  $H$ , que l'on l'appelle la charge et elle devient : [3]

$$H = \frac{(C_{2u}U_2 - C_{1u}U_1)}{g} \quad (\text{I.12})$$

Une deuxième forme de l'équation d'Euler peut être trouvée à partir de la relation trigonométrique :

$$C^2 + U^2 - 2UC \cos \alpha = W^2 \quad (\text{I.13})$$

Alors, l'équation d'Euler (I.7) et (I.8) deviennent respectivement :

$$E = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2} \quad (\text{I.14})$$

$$H = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} \quad (\text{I.15})$$

Ces deux équations montrent que le transfert d'énergie peut être réparti de différentes manières. Le premier terme indique la variation d'énergie cinétique dans l'écoulement, le deux, la variation d'énergie due aux forces centrifuges [3].

### I.7. Rendement

Dans une turbomachine, il a fondamentalement deux types de pertes : les pertes externe entre la machines et l'ambiant, notamment par le frottement des composantes mécanique et les pertes interne de l'écoulement .les pertes due à l'écoulement sont causées visqueuses qui transforment de l'énergie mécanique en chaleur, par le phénomène de turbulence, par le décollement de la couche limite et par les fuites. Ces différent types de pertes ont donné lieu à diverses définitions de rendement tel que le rendement mécanique, le rendement interne ou isentropique, le rendement volumétrique [2].

#### I.7.1. Rendement isentropique

Rendement d'une turbine

$$\eta_s = \frac{\text{travail d'arbre}}{\text{énergie disponible théorique du fluide}} = \frac{W_r}{W_s} \quad (\text{I.16})$$

Rendement d'un compresseur

$$\eta_s = \frac{\text{travail du fluide}}{\text{énergie donnée par l'arbre}} \quad (\text{I.17})$$

Où les indices r et s indiquent les conditions réelle et isentropique (idéales), respectivement.

#### I.7.2. Rendement mécanique

Pour une turbine :

$$\eta_m = \frac{\text{énergei disponible}}{\text{énergie fournie au rotor}} \quad (\text{I.18})$$

Pour un compresseur

$$\eta_m = \frac{\text{énergie fournie au rotor}}{\text{énergie fournie au l'arbre}} \quad (\text{I.19})$$

### I.7.3. Rendement volumétrique

Pour les pompes et les compresseurs

$$\eta_v = \frac{\dot{m}}{\dot{m} + \dot{m}_r} \quad (\text{I.20})$$

Pour les turbines

$$\eta_v = \frac{\dot{m} - \dot{m}_r}{\dot{m}} \quad (\text{I.21})$$

### I.7.4. Rendement global

Le rendement global est définie par

$$\eta_g = \eta_{tt} \eta_m \quad (\text{I.22})$$

$\eta_{tt}$  : Pour tout l'énergie à l'entrée et à la sortie.

$$\eta_g = \eta_{ts} \eta_m \quad (\text{I.23})$$

Ou

$$\eta_g = \eta_{st} \eta_m \quad (\text{I.24})$$

Sachant que  $\eta_{ts}$  appelle le rendement total-statique suppose que la machine n'utilise pas l'énergie cinétique a la sortie, et  $\eta_{st}$  utilise l'énergie cinétique a la sortie [2].

## I.8. Pompe

### I.8.1. Généralités sur les pompes

On appelle pompe du nom italien « pompa » toutes machines hydrauliques qui servent à déplacer les liquides d'une région de basse pression vers une région à grande pression. Son fonctionnement consiste à produire une différence de pression entre la région d'aspiration et la région de refoulement au moyen de l'organe actif (piston, roue,...etc.) de la pompe. Du point de vue physique, la pompe transforme l'énergie mécanique en énergie hydraulique. Les pompes autant que machines, sont les pièces maîtresses qui donnent la vie aux unités de pétrole et au gaz. Leur choix et leur installation doivent faire l'objet de soins tout particulier de la part des services d'études, de même leur entretien requiert une des spécialistes très qualifiées, afin qu'elles

puissent assurer dans les meilleures conditions un service continu pendant une longue durée [3].

### **I.9. Différents types de pompes**

Il existe un très grand nombre de types de pompes. Ces différents types peuvent cependant tous se rattacher à deux grandes catégories, les pompes volumétriques et les turbopompes

#### **I.9.1. Pompes volumiques**

Parmi les pompes volumétriques sont: les pompes à piston, à diaphragme, à noyau plongeur ...et les pompes rotatives telles les pompes à vis, à engrenages, à palettes, péristaltiques...lorsque le fluide véhiculé est un gaz, ces pompes sont appelées(compresseurs)[4].

#### **I.9.2. Principe et caractéristique générales**

Une pompe volumétrique se compose d'un corps de pompe parfaitement clos à l'intérieur duquel se déplace un élément mobile rigoureusement ajusté. Leur fonctionnement repose sur le principe suivant : [4]

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

Ce mouvement permet le déplacement du liquide entre l'orifice d'aspiration et l'orifice de refoulement

#### **I.9.3. Pompe à piston**

Ces machines ont un fonctionnement alternatif et nécessitent un jeu de soupapes ou de clapet pour obtenir tantôt l'aspiration du fluide, tantôt le refoulement. Le principal défaut de cette machine est de donner un débit pulsé et par suite des coups de pression, qu'on peut atténuer grâce à un pot anti bélier sur la conduite de refoulement. On peut aussi concevoir une machine mieux équilibrée par association de plusieurs pistons travaillant avec un déphasage judicieux...

Les pompes à piston sont robustes et ont de bons rendements au-dessus d'une certaine taille. Elles peuvent être utilisées comme pompes doseuses, on les trouve d'ailleurs assez souvent avec des pistons à cours réglables. L'étanchéité de ce type de pompes ne leur permet pas de travailler avec des fluides possédant des particules solides (Fig. I.4) [4].

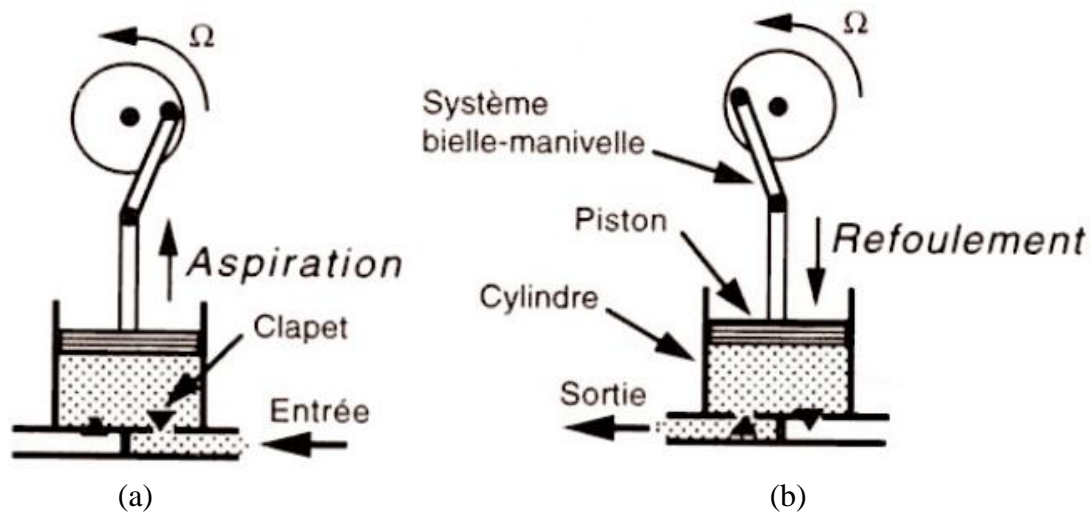


Fig. I.4 Pompe à piston (a) Aspiration, (b) Refoulement

#### I.9.4. Pompe à diaphragme

Dans les pompes à diaphragme, appelées aussi pompes à membrane, le fluide n'entre pas en contact avec les éléments mobiles de la machine. Ces pompes sont donc bien adaptées au pompage des liquides corrosifs ou chargés de particules solides (Fig. I.5) [4].

Tableau I.1 : les avantages et les inconvénients d'une pompe à diaphragme.

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Fonctionnement à sec sans dommage.</li> <li>- Bon rendement (&gt; 90 %).</li> <li>- Pression au refoulement très importante.</li> <li>- débit réglable.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Débit limité.</li> <li>- Viscosités assez faibles.</li> <li>- Pompage de particules solides impossible.</li> <li>- Bon fonctionnement que si étanchéité parfaite entre le cylindre et le piston.</li> <li>- Pulsations importantes au refoulement.</li> </ul>

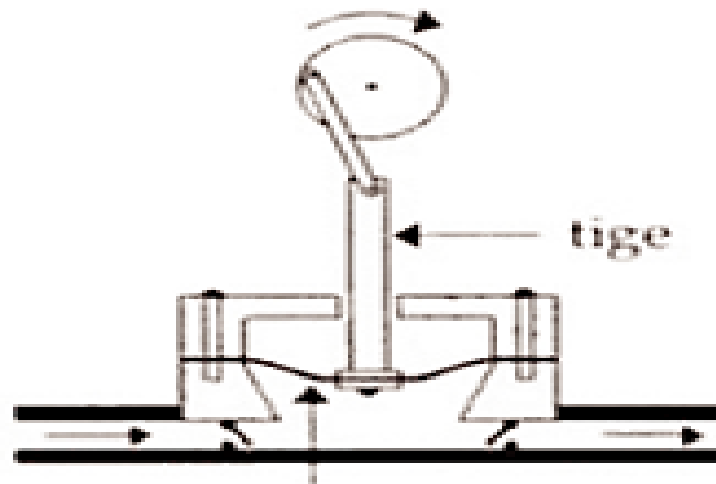


Fig. I.5. Pompe à diaphragme

### I.9.5. Pompe a engrenage

Deux pignons tournent en sens inverse dans un carter. Le fluide situé entre les dents et la paroi du carter est contraint d'avancer au cours de la rotation, tandis qu'au centre, le contact permanent entre les deux pignons empêche le rotor du fluide vers l'amont malgré la différence de pression et le déplacement des dents qui se fait en direction de l'antre [4].

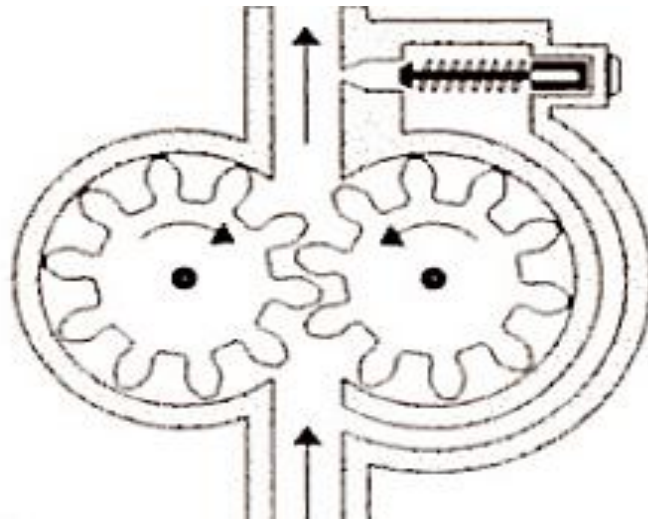


Fig. I.6 : pompe à engrenage

### I.9.6. Pompe péristaltiques

Son principe de fonctionnement est plutôt simple : un tuyau souple est écrasé par des galets, le fluide est alors repoussé sans turbulence, ni cisaillement. Il n'y a pas non plus de contact entre le fluide et les pompes mécaniques. Son débit est limité à des valeurs de l'ordre de 60 à 80m<sup>3</sup>/h. par contre, le rendement est de 100% et elle est la pompe doseuse par excellence (Fig. I.7) [4].

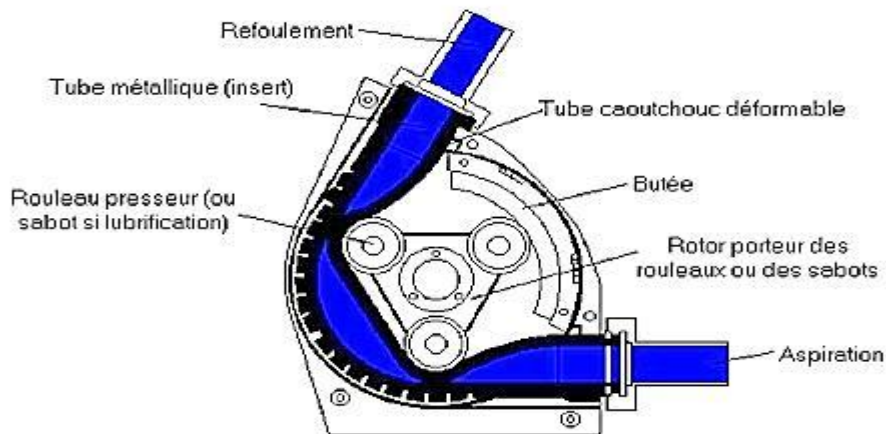


Fig. I.7. Pompe péristaltiques

Tableau I.2 : les avantages et les inconvénients d'une pompe péristaltique .

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Le débit est régulier.</li> <li>- La pompe est réversible.</li> <li>- La pompe est silencieuse.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Elles n'admettent pas le passage de particules solides, sous peine de destruction totale du mécanisme.</li> </ul>

### I.9.7. Pompes à vis

Une vis centrale motrice entraînant deux vis satellites. Elles ont un fonctionnement silencieux et un écoulement stable, engendrent des pressions élevées (Fig. I.8) [4].

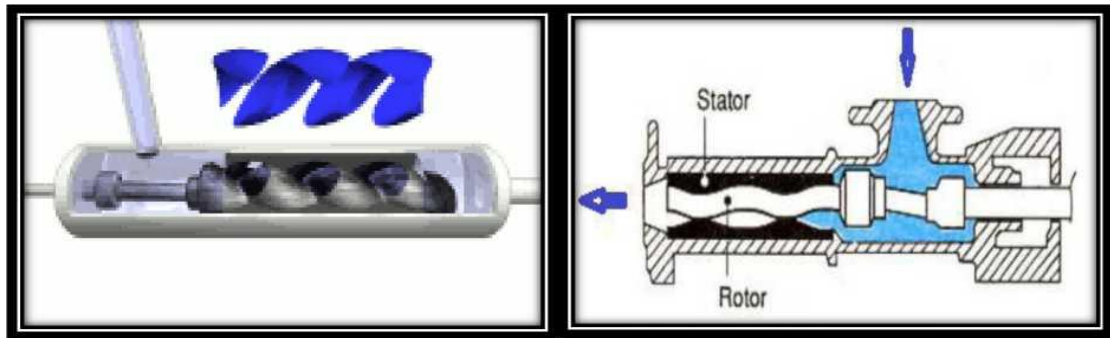


Fig. I.8 : pompe à vis

### I.9.8. Pompes à palettes

On a deux types de pompes à palette libre

#### I.9.8.1. Pompes à palettes libre

Un corps cylindrique fixe communique avec les orifices d'aspiration et de refoulement. A l'intérieur se trouve un cylindre plein, le rotor, tangent intérieur au corps de la pompe et dont l'axe est excentré par rapport à celui du corps. Le rotor est muni de 2 à 8 fentes diamétralement opposées deux, dans lesquelles glissent des palettes que des ressorts appuient sur la paroi capacités comprises entre les cylindres et les palettes que créant ainsi une aspiration du liquide d'un côté et un refoulement

(Fig. I.9)[4].

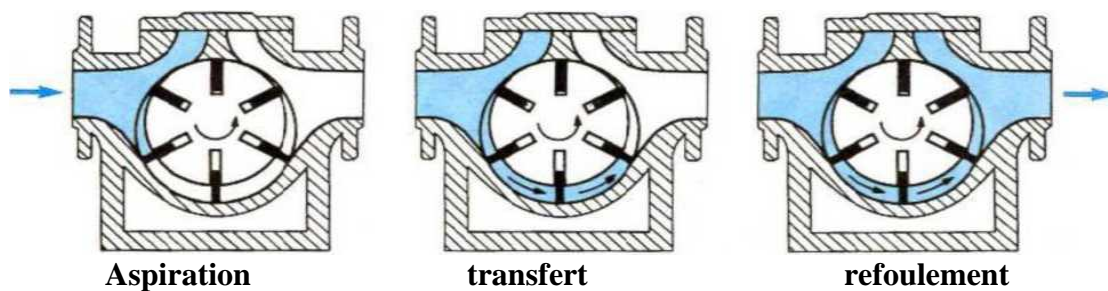


Fig. I.9 : pompe à palette libre

#### I.9.8.2. Pompes à palettes flexibles :

L'ensemble rotor palettes est en élastomère. Il entraîne le liquide jusqu'au refoulement ou les palettes sont fléchies par la plaque de compression et permettent l'expulsion du liquide. Comme toutes les pompes à palettes, ces pompes n'entraînent ni brassage, ni laminage, ni émulsion du produit. Elles peuvent également pomper des

particules solides (Fig. I.10). Les caractéristiques, débit, vitesse, pression sont sensiblement identiques aux précédent... [4].



Fig. I.10 : pompe à palette flexible

Tableau I.3 : les avantages et les inconvénients d'une pompe à palette.

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Il n'y a ni brassage, ni laminage, ni émulsionnage du liquide pompé.</li> <li>- Le débit est régulier.</li> <li>- La pompe est réversible.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Les palettes usent le corps par frottements.</li> <li>- Le pompage des fluides visqueux est difficile.</li> </ul>

### I.10. Turbopompes

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 : [4]

- Selon la trajectoire du fluide
  - a) A écoulement radial : pompes centrifuges (Fig. I.11-a)
  - b) A écoulement diagonal : pompe à hélico centrifuges (Fig. I.11-b)
  - c) A écoulement axial : pompes axiales ou pompes à hélices (Fig. I.11-c).

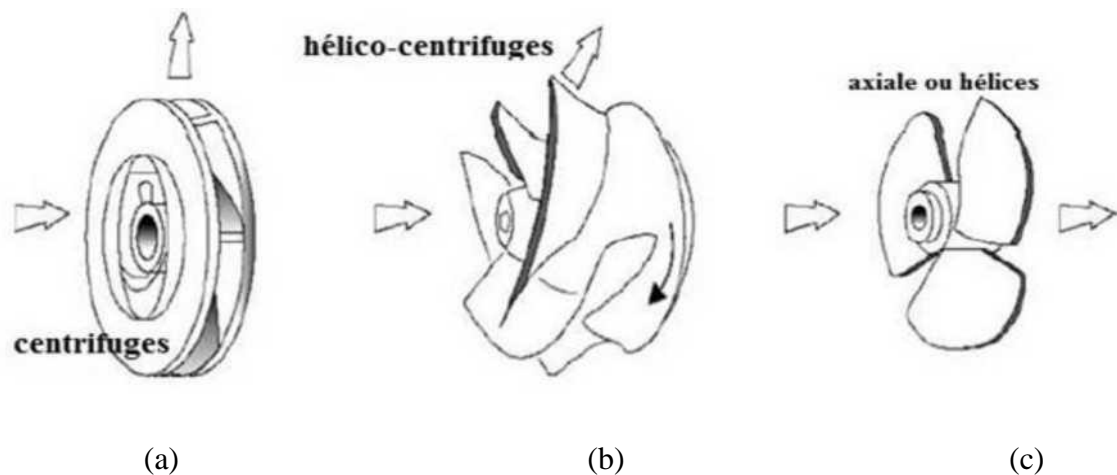


Fig. I.11 : type des roues de turbopompes

- Selon le nombre d'étage :
  - a) Monocellulaire : avec une seule roue sur l'arbre.
  - b) Multicellulaire : avec plusieurs roues sur l'arbre déposées en série.
- Selon la disposition de l'axe de la pompe :
  - a) Pompe à vertical.
  - b) Pompe à horizontal.

### I.11. Avantages et inconvénients des turbopompes

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

- à caractérisation égales, elles sont plus compactes que les machines volumétrique
- leur rendement est souvent meilleur que celui des ((volumétrique))
- elles sont adaptées à une très large gamme de liquides
- leur débit est régulier et le fonctionnement silencieux
- en cas de colmatage partiel ou d'obstruction de la conduite de refoulement, la pompe centrifuge ne subit aucun dommage et l'installation ne risque pas d'éclater. La pompe se comporte alors comme un agitateur... etc.

Du coté des inconvénients :

- Impossibilité de pompe du liquide trop visqueux
- Production d'une pression différentielle peu élevée (de 0.5 à 10 bars).

Elles ne sont pas auto amorçant à l'arrêt ces pompes ne s'opposent pas à l'écoulement du liquide par gravité (donc, vanne à prévoir...)

[1] Liver turbomachines thermique AlbinBlocs (COMPUTERIZED EDUCATIONAL PLTFORM (HEAT AND POWR TECHNOLOGY).

[2] théorie des turbomachines M.reggio et J-Y.Trépanier Ecole polytechnique

[3] Ahmed Misbah Youssef, PUMP TECHNOLOGY

[4] Formation TOTAL: MAINTENANCE MECANIQUE LES POMPES Manuel de formation EXP-MN-SE090-FR Dernière révision: 26/11/2008

[5] les pompes et la petite station de pompages société Grenoblois d'étudier et d'applications hydrauliques

[4] : mémoire de génie mécanique étude de défaillance d'une pompe à eau centrifuge de types GUINARD HP université OURGLA KASDI MESBAH

## **II.1- Introduction**

L'idée même de la pompe centrifuge est difficile à dater. On a pu créditer Denis Papin d'en avoir fabriqué une des premières au XVII<sup>e</sup> siècle, mais des machines similaires bien plus anciennes ont été décrites. En 1735, M. Le Demour invente une pompe basée sur ce principe pour être utilisée dans les jardins du roi [5].

Cependant ces inventions demeurent sans lendemain, et il faut attendre la seconde moitié du XIX<sup>e</sup> siècle voit le démarrage de l'utilisation des pompes centrifuges (Angleterre – Allemagne). Plusieurs modèles sont présentés à la grande exposition universelle de Londres en 1851. Cependant l'utilisation des pompes alternatives restera la règle dans l'industrie du XIX<sup>e</sup> siècle.

Au Barrage de la Girotte une pompe d'Auguste Reteau vient compléter celle de Sulzer Frères installée en 1921 ou 1922. En 1925, l'installation de pompage-turbinage de Belleville, juste sous le lac, la première en France, permet d'afficher une puissance de 20 MW en période de pointe, en remontant dans le lac, 520 mètres plus haut, 450 litre par seconde.[5]

## **II.2- Description d'une pompe centrifuge**

### **II.2.1- Définition**

Une pompe centrifuge est un système ouvert, en quelque sorte un trou ou encore un conduit, dans lequel est mis en place un champ de forces centrifuges. Elle n'est pas basée sur le transport du fluide dans un godet ou sur la variation dans le temps d'un volume d'emprisonnement, le fluide n'est plus poussé par une paroi matérielle, mais mis en mouvement et équilibré par un champ de forces. Cela est une notion très simple, « que nous allons le voir dans ce qui suit », elle est basée sur d'autres principes. La pompe centrifuge fonctionne et s'utilise selon d'autres lois, qui sont l'objet de l'ensemble des paragraphes qui vont suivre, Nous avons traité l'essentiel, cependant certains domaines restreints ou certains aspects particuliers n'ont pas été abordés.[6]

### II.2.2. Principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge

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. [7]

### II.2.3. Classification des pompes centrifuges

On classe les pompes centrifuges d'après le principe de fonctionnement.

**a) Disposition de l'axe**

- les pompes à axe horizontale
- les pompes à axe vertical (pompes immergées)

**b) nombres des roues**

Le nombre des roues correspondant au nombre d'étages

- monocellulaire ou mon-étagée (Fig. II.1)

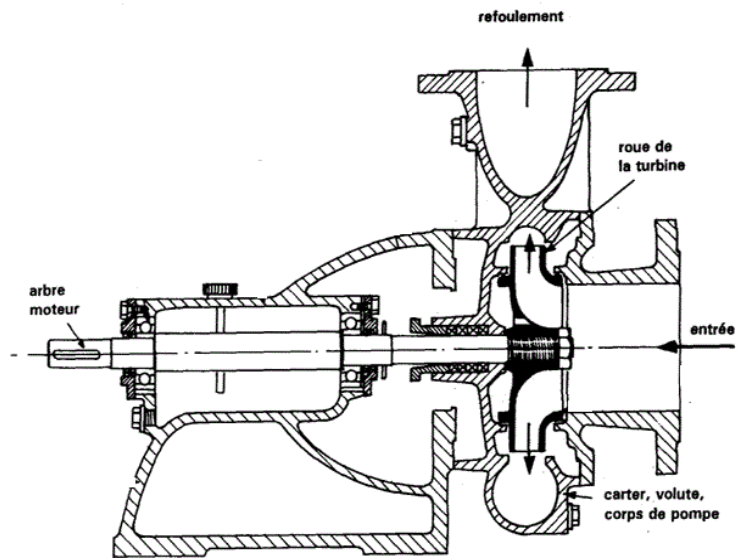


Fig.II.1 : pompe centrifuge mono- étage

- multicellulaire ou multi-étages (Fig. II.2)

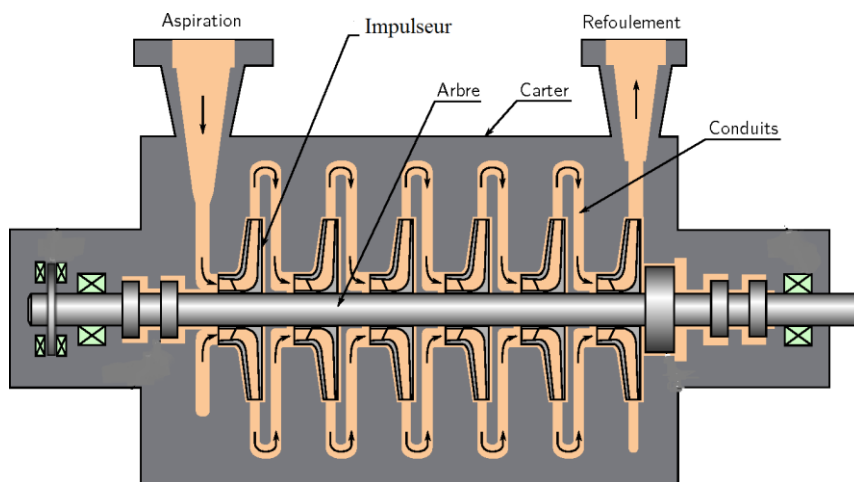


Fig.II.2 pompe centrifuge multi-étage

**c) la forme de la roue**

-simple aspiration (Fig.II.3)

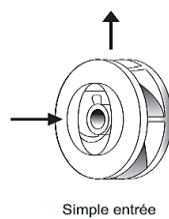


Fig. II.3 Roue à simple aspiration

-double aspiration (Fig.II.4)

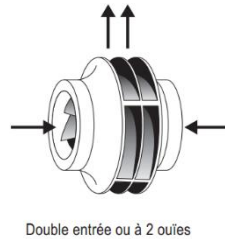


Fig. II.4 Roue à double aspiration

**d) La pression engendrée**

- Faible pression
- Forte pression

**e) Moyen d'accouplement**

- Par chaîne
- Par engrenage
- Par bride
- Par courroie

**f) Moyen d'entraînement**

- Par moteur électrique
- Par moteur diesel ou essence
- Par turbine à vapeur ou à gaz

**g) Type du récupérateur**

- Volute
- Diffuseur

**h) Usage**

- Pompe à usage normale
- Pompe à boue
- Pompe à acide
- Pompe à mazout et essence

### II.3. Principaux organes constituant d'une pompe centrifuge

Les principaux éléments constituant la pompe centrifuge sont (Fig.II.5) :

- Le distributeur (tube d'aspiration)
- La roue (R) garnie d'aubes
- Le diffuseur garni ou non d'aubes fixes
- La volute (V) comportant l'ouïe d'aspiration

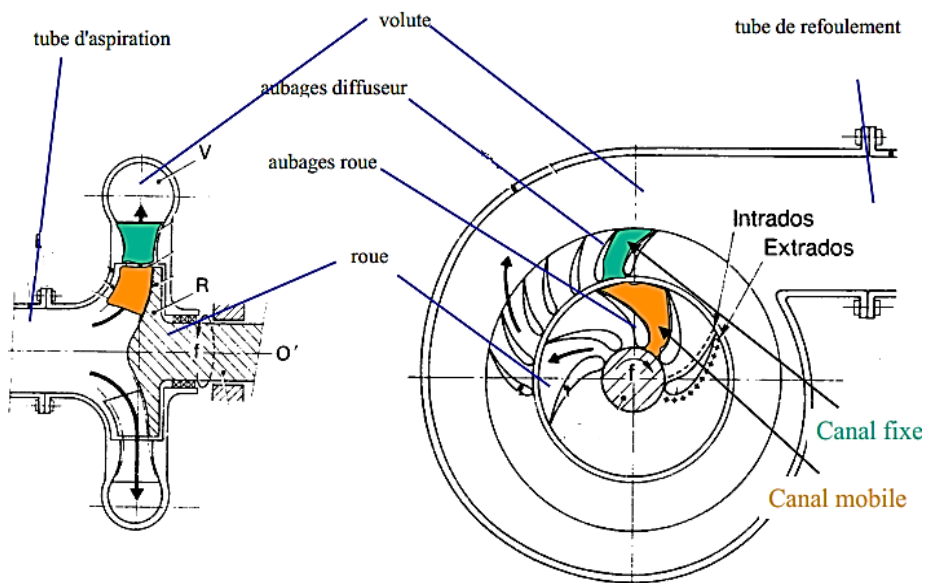


Fig. II.5 Principaux éléments d'une pompe centrifuge

#### II.3.1- Rôle de la roue :

Considérons 1 m<sup>3</sup> de liquide en point M<sub>1</sub> à l'entrée de la roue (Fig. II.6). Il est à la pression P<sub>1</sub>.

En outre il est animé de deux vitesses :

- La vitesse d'entraînement :

$$U_1 = W_1 * R_1 \quad (II.1)$$

- La vitesse relative

$$w_1 = \frac{\text{Débit}}{\text{section normale à } w_1} = \frac{Q}{2 \times \pi \times b_1 \times \sin \alpha_1} \quad (II.2)$$

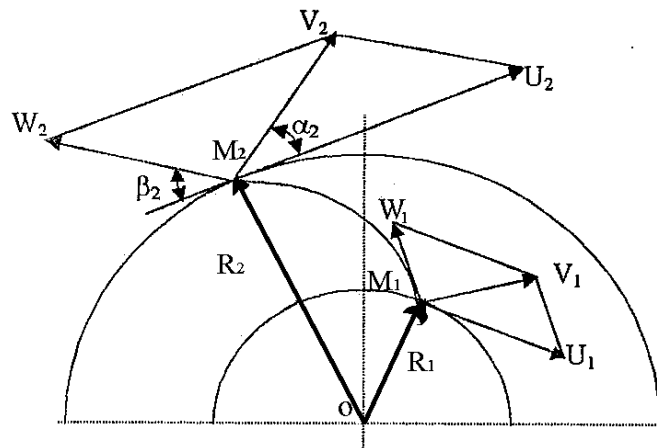


Fig .II.6 Triangle de vitesses dans une roue

La vitesse  $V_1$  est la résultante de  $U_1$  et  $W_1$ , le  $m^3$  liquide en  $M_1$  dispose donc de deux énergies :

- a- Une énergie de pression  $P_1$ .
- b- une énergie cinétique  $\rho V_1^2$ .

Considérons le  $m^3$  de liquide présent en  $M_2$  à la sortie de la roue (Fig. II.6). Il est à la pression  $P_2$ .

En outre, il est animé de deux vitesses :

- La vitesse d'entraînement

$$U_2 = W * R_2 \quad (\text{II.3})$$

- La vitesse relative

$$W_2 = \frac{Q}{2 \times \pi \times b_2 \times \sin \alpha_2} \quad (\text{II.4})$$

La vitesse absolue  $V_2$  est la résultante de  $U_2$  et  $W_2$ . Le  $m^3$  liquide en  $M_2$  dispose donc de deux énergies de pression  $P_2$  et l'énergie cinétique  $\rho V_2^2$ .

L'augmentation d'énergie depuis  $M_1$  jusque  $M_2$  vaut

$$E = (P_2 - P_1) + \frac{\rho}{2} (V_2^2 - V_1^2) \quad (\text{II.5})$$

**Remarque :**

La relation (1) montre que la variation d'énergie ( $E$ ) présente deux termes :

- Le premier :  $(p_2 - p_1)$  dénonce la variation de pression (élévation statique).
- Le second :  $\frac{\rho}{2}(V_2^2 - V_1^2)$  dénonce la variation d'énergie cinétique (élévation dynamique).

Considérons un tube d'égale section, fermé aux deux extrémités, contenant un liquide  $\mu$  et tournant autour de  $O$  à la vitesse  $W$ . La pression augmente depuis  $M_1$  jusque  $M_2$  et la différence de pression due à la variation de la vitesse d'entraînement, est donnée par forme suivante :

$$\Delta P_u = \frac{\rho}{2} (U_2^2 - U_1^2) \quad (\text{II.6})$$

Il en serait de même si le tube était ouvert aux extrémités avec un débit continu, et il en serait également de même s'il était incurvé.

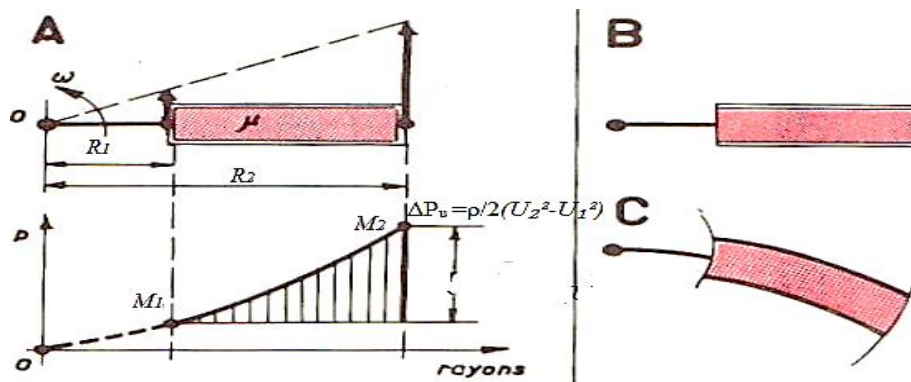


Fig. II.7 Variation d'énergie

Examinons maintenant le cas d'un divergent (Fig. II.8) fixe dans lequel la vitesse relative du fluide passe de  $W_1$  à  $W_2$ . L'augmentation de pression vaut

$$\Delta P_w = \frac{\rho}{2} (W_2^2 - W_1^2) \quad (\text{II.7})$$

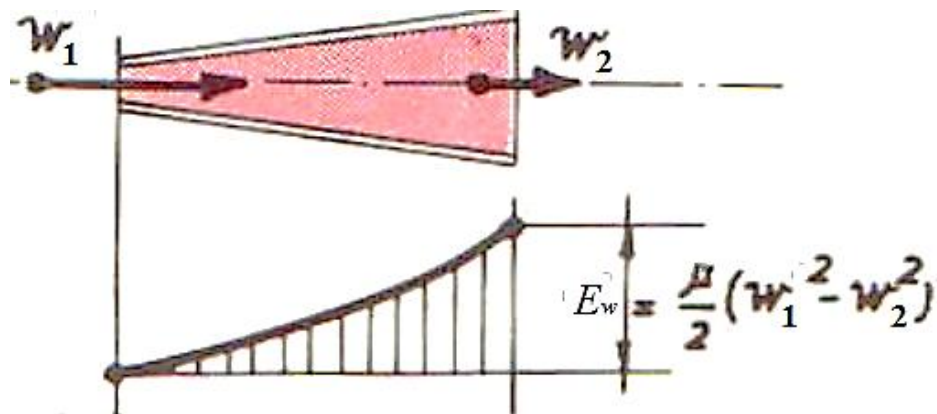


Fig. II.8 Variation d'énergie à conduite divergente

Considérons maintenant le cas de l'écoulement dans un canal divergent animé d'un mouvement de rotation (Fig. II.9).

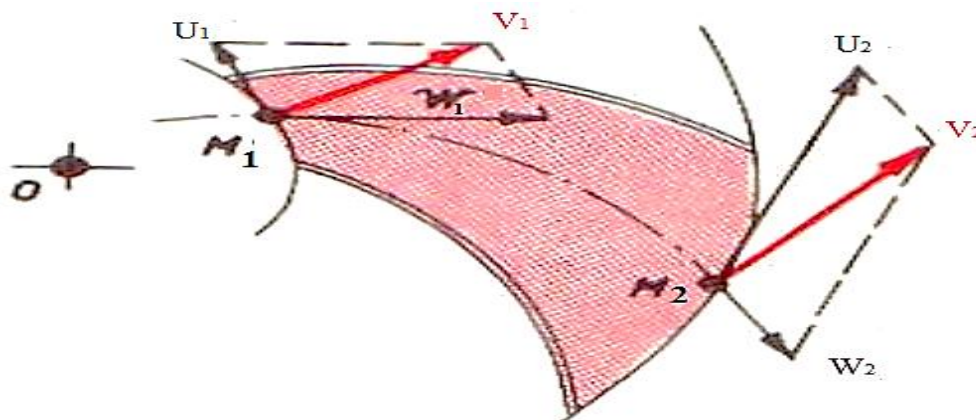


Fig. II.9 Variation d'énergie à conduite divergente animée de mouvement

$$P_2 - P_1 = E_u + E_w = \frac{\rho}{2} [(U_2^2 - U_1^2) + (W_1^2 - W_2^2)] \quad (\text{II.8})$$

Dans la relation (1), on a :

$$E = P_2 - P_1 + \frac{\rho}{2} (V_2^2 - V_1^2) \quad (\text{II.9})$$

Remplaçons maintenant les deux expressions par leurs valeurs respectives :

$$E = \frac{\rho}{2} [(U_2^2 - U_1^2) + (W_1^2 - W_2^2) + (V_2^2 - V_1^2)] \quad (\text{II.10})$$

Elévation statique

Elévation dynamique

$U_2^2 - U_1^2$  : Action de la force centrifuge

$W_1^2 - W_2^2$  : Variation de vitesse dans la roue

$V_2^2 - V_1^2$  : Variation de l'énergie cinétique

Alors, le rôle prépondérant de la roue est donc de transformer en pression les vitesses dues à la force centrifuge communiquées aux particules liquide par la rotation des aubes.[8]

### II.3.2. Rôle du diffuseur

Pour éviter les pertes de charges exagérées dans les tuyauteries, on limite la vitesse de circulation du fluide à une valeur voisine de 2 m/s. Mais comme la vitesse absolue à la sortie de la roue (au point  $M_2$ ) est de l'ordre de 50 m/s (Fig. II.10), on doit prévoir un diffuseur réduisant progressivement la vitesse pour permettre la récupération de l'énergie cinétique[8].

La chute de vitesse crée une élévation de la pression donnée par la relation de BERNOULLI.

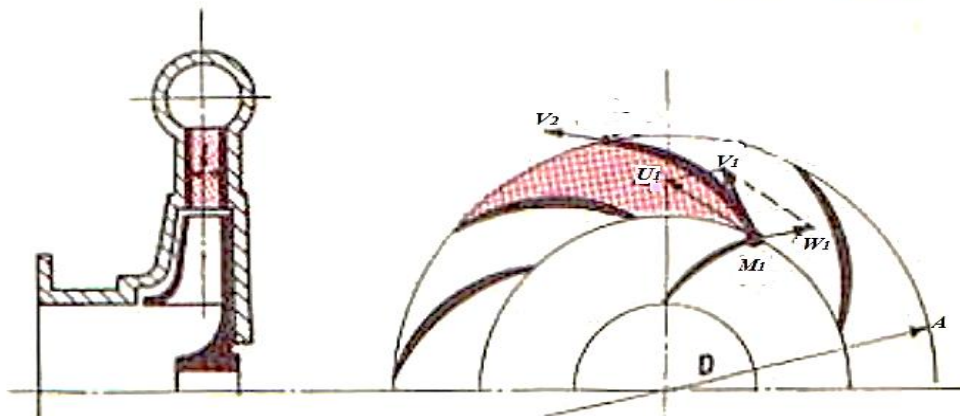


Fig. II.10 Rôle de diffuseur

$$\Delta P = \frac{\rho}{2} (V_2^2 - V_3^2) \quad (\text{II.11})$$

$V_2$  : La vitesse absolue à la sortie de la roue au point  $M_2$ .

$V_3$  : La vitesse absolue à la sortie du diffuseur

$$V_3 = \frac{Q}{S \times \cos \alpha_3} \quad (\text{II.12})$$

S : étant la section de sortie du diffuseur, c'est à dire la surface latérale du cylindre extérieur du diffuseur ( $\pi D_3 b_3$ ) et  $\alpha_3$  l'angle formé par le rayon. Alors, le rôle du diffuseur est donc d'augmenter la pression statique en faisant tomber la vitesse du fluide.[8]

### II.3.2.1. Type de diffuseurs

- a- Diffuseur à ailettes directrices composé de deux flasques munis d'ailettes ce genre de diffuseur se rencontre peu sur les pompes monocellulaires mais bien sur les pompes multicellulaires.
- b- Diffuseur lisse (sans ailettes). Les ailettes ne sont pas toujours nécessaires car une particule liquide quittant la roue avec une vitesse de direction  $V$  s'incurve automatiquement suivant une spirale.  
D'où l'emploi de diffuseurs lisses moins couteux qui se rencontrent sur certaines pompes monocellulaires.[8]

### II.3.3. Rôle de la volute

La volute est le collecteur du liquide venant du diffuseur. Puisque la vitesse du fluide reste constante dans la volute, la section de celle-ci variera en progression arithmétique.

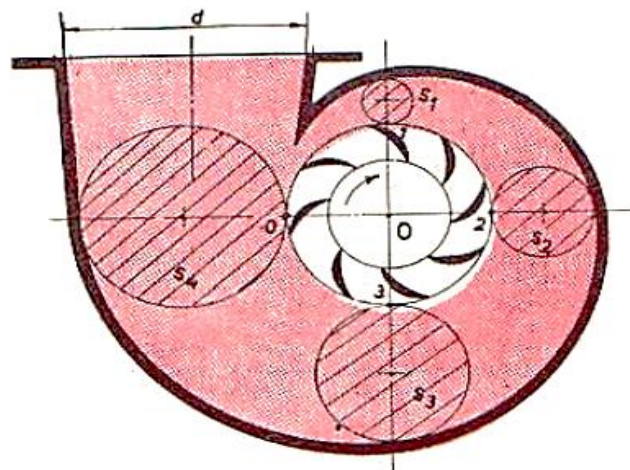


Fig. II.11. Rôle de la volute

La section  $S_1$  recueille les liquides des aubes de 0 à 1.

La section  $S_2$  recueille les liquides des aubes de 0 à 2 d'où

$$S_2 = 2 S_1. \quad (\text{II.13})$$

Ainsi de suite jusque S<sub>4</sub> qui recueille la totalité des liquides. Le diamètre d est déterminé en vue d'être raccordé sur une tuyauterie normalisée.[8]

**Remarque** : Absence de diffuseur.

Certaines pompes (bon marché) n'ont pas de diffuseur mais présentent alors une volute à vitesse variable ou en colimaçon dans laquelle s'opère à la fois le recueillement et chute de vitesse du liquide.

#### II.4. Théorie fondamentale de la pompe centrifuge

Les principaux paramètres qui caractérisent une pompe sont :

- La hauteur manométrique  $H_m$
- Le débit volumique  $Q_v$
- Le rendement  $\eta$

Afin de caractériser une pompe, la hauteur manométrique H et le rendement  $\eta$  sont tracés en fonction du débit.

##### II.4.1- 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.

$$Q_v = V.S \quad (\text{II.14})$$

##### II.4.2- 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 :

$$H_m = H_{TA} - H_{TR} \quad (\text{II.15})$$

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

$$H = f(Q_v) \quad (\text{II.16})$$

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 :

$$H_m = (P_R - P_A) / \rho g \quad (\text{II.15})$$

#### **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.

#### **II.4.3. 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  $\eta_g$ .

#### **II.4.4. Types de pertes**

##### **a. Pertes mécaniques**

- Pertes dans paliers radiaux.
- Pertes 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.

**II.4.5. Rendement  $\eta$** 

Le rendement  $\eta$  d'une pompe est le rapport de la puissance totale utile  $P$  (puissance hydraulique) communiquée au liquide pompé à la puissance  $P_a$  absorbée par la pompe (en bout d'arbre) ou par le groupe (aux bornes du moteur).

Si  $Q_v$  est le débit volumique du liquide,  $\rho$  sa masse volumique, et  $H$  la hauteur manométrique de la pompe, la puissance  $P$  et le rendement  $\eta$  sont donnée par :

$$P = Q_v \cdot \rho g H \quad (\text{II.16})$$

et

$$\eta = Q_v \rho g H / P_a \quad (\text{II.17})$$

**On notera que** : Le rendement de la pompe varie et passe par un maximum pour le débit maximal autour duquel la pompe doit être utilisée.

**II.5. Prédétermination des courbes caractéristique théoriques****II.5.1. Courbe théorique pression-débit**

Reprenons la relation précédente

$$\Delta P = \frac{\rho}{2} [(U_2^2 - U_1^2) + (W_1^2 - W_2^2) + (V_2^2 - V_1^2)] \quad (\text{II.18})$$

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

On trouve finalement

$$\Delta P = \rho(u_2^2 - uw_u) \quad (\text{II.19})$$

$$w_u = \frac{Q}{2 \times \pi \times R_2 \times b_2 \times \sin \alpha} \times \cos(\alpha) = \frac{Q}{2 \times \pi \times R_2 \times b_2} \times \cos(\alpha) \quad (\text{II.20})$$

D'où

$$\Delta P = (U^2 - U \frac{Q}{2 \times \pi \times R_2 \times b_2} \times \cos(\alpha)) \quad (\text{II.21})$$

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

$$Y = a - bX \quad (\text{II.22})$$

Représentons graphiquement les variables de  $\Delta P$  en fonction de débit ( $Q$ ) (Fig. II.12).

A débit nul :  $Q = 0$

$$\Delta P = \rho U^2 \quad (\text{II.23})$$

A débit max :  $\Delta P = 0$

$$Q = U_2 \pi R_2 b_2 \tan(\alpha) \quad (\text{II.24})$$

Le débit augmente avec la diminution de la pression, c'est la caractéristique principale de la pompe centrifuge ayant un bon rendement (Aubes incurvée 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.

$$\Delta P = \rho(u_2^2 - uw_u) \quad (\text{II.25})$$

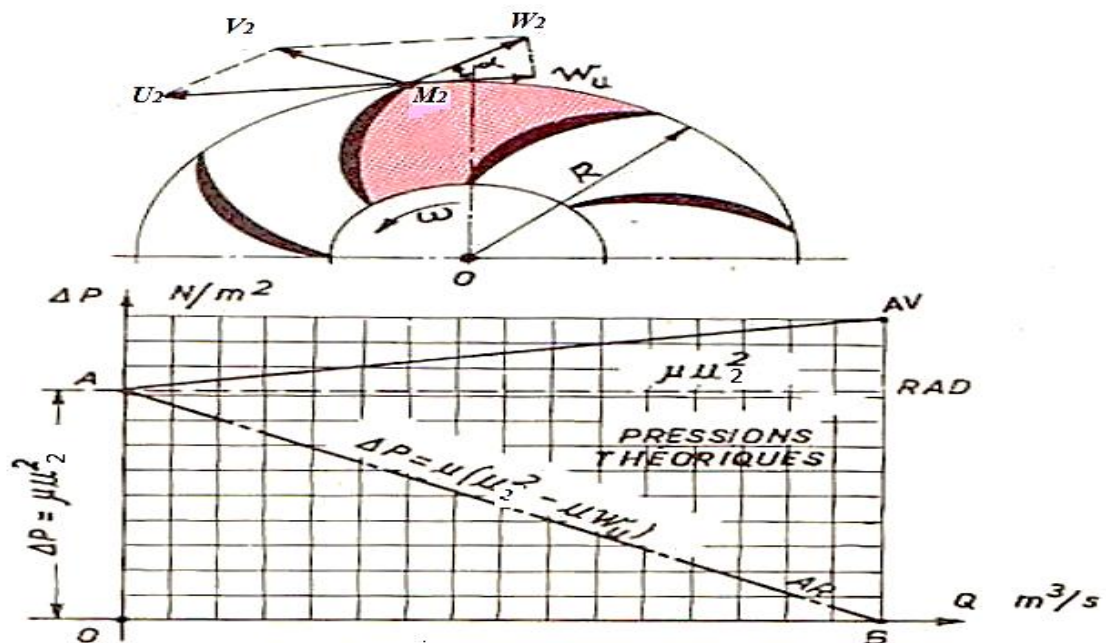


Fig.II.12. Courbe représentatif de pression-débit

### II.5.2. 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).[8]

### II.5.3. 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 II.13. [9]

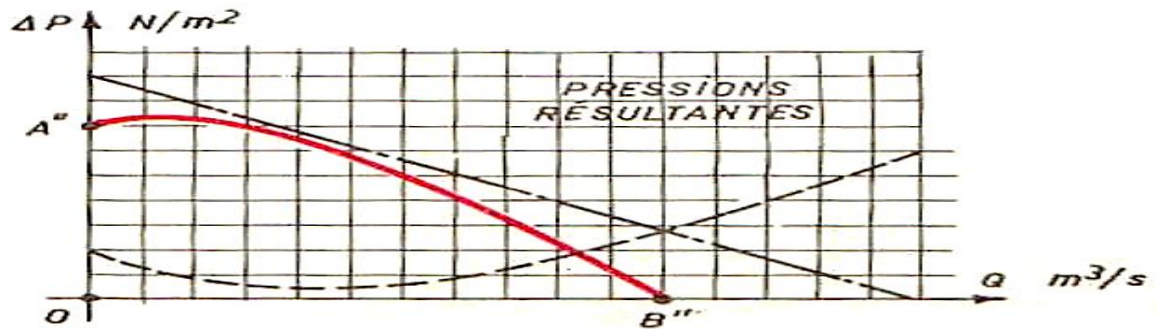


Fig.II.13. Courbe réelle pression-débit

## II.6. Poussé axial

La poussée axial d'une pompe centrifuge est résultante de toutes les forces axiales agissant sur le rotor dans le cas le plus simple d'une pompe à un seul étage et avec un roue en porte à faux et une seule étanchéité coté aspiration on a les forces agissant sur la roue suivante :

- poussée dirigée vers l'aspiration qui est produite par la pression de refoulement  $P_2$  (Fig. II.14) qui diminue vers l'arbre de la pompe par la rotation du liquide extérieur sur la phase 2.
- poussée dirigée vers le refoulement qui est produite par le même pression qui ci-dessus mais agissant entre  $D_2$  et  $D_1$  (diamètre de l'ouïe de la roue) sur la phase 1 et qui est produite par la pression d'aspiration sur la phase égale à la section de l'ouïe.
- la poussée résultante axiale est dirigé vers l'aspiration comme elle peut atteindre des valeurs considérable, il est donc nécessaire de prévoir sont équilibrage.

On peut trouver la valeur de cette poussée par la formule suivante :

$$P_{axe} = \pi/4 \times \rho \times g (D_1^2 - d^2) \times H_m \quad (\text{II.26})$$

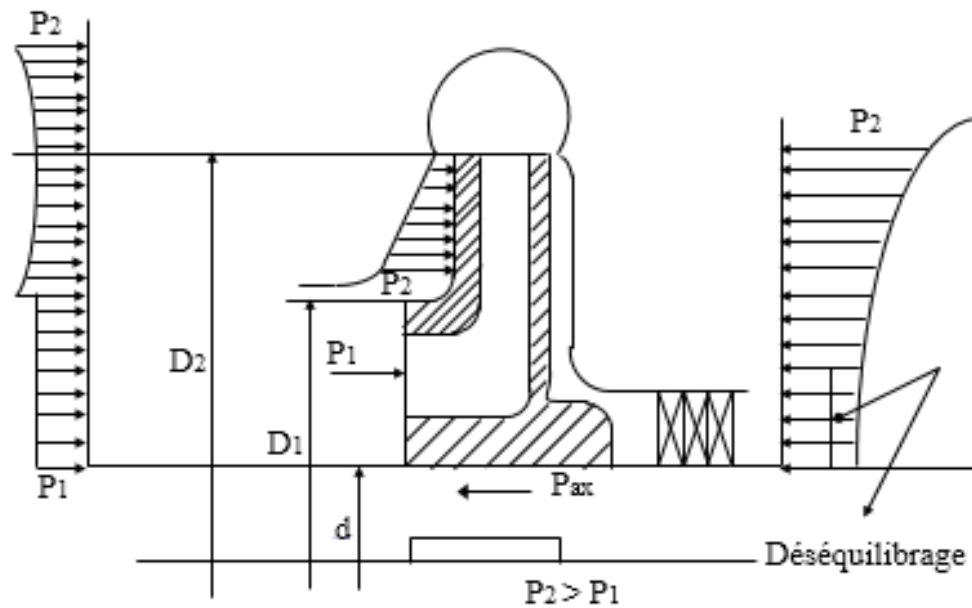


Fig .II.14 Equilibrage hydraulique

$D_1$  : diamètre du moyeu.

$D_2$  : diamètre sortie.

$d$  : diamètre de l'arbre.

$H_m$  : Hauteur moyen.

Le problème de la poussée axiale devient plus important dans le cas des pompes centrifuges multicellulaire à cause des pressions élevées qui intervient. Plusieurs méthodes sont utilisées pour équilibrer cette poussée

- Dans le cas d'un nombre d'étages pair, les roues peuvent être de deux types opposées, c'est – à dire dos à dos.
- Dans une pompe à axe verticale, l'ouïe est généralement tournée vers le bas, dès lors, à la poussée axiale normale s'ajoute l'action du poids propre de la partie tournante.
- La poussée axiale est équilibrée par une butée à billes.

- chaque étage peut être équilibré en le munissant d'une chambre d'équilibrage individuelle à l'arrière de la roue, mais cette méthode est rarement utilisée pour les pompes modernes.
- on peut utiliser des dispositifs d'équilibrage spéciaux (disques).[9]

### II.7- Les facteurs de dysfonctionnement des pompes centrifuges

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

- **Surcharge**

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

- **Mauvais graissage**

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

- **Fluide inadapté**

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

- **Fonctionnement à vide**

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

**- Mauvais alignement**

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

**- Fuite**

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

**- Corps étranger**

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

**- Contraintes des tuyauteries**

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

**- 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).[10]

**II.8. Avantages et inconvénients des pompes centrifuges****II.8.1. Avantages**

- Faible encombrement.
- Simplicité de construction.
- Bruit négligeable.
- Régularité dans le fonctionnement.

- Absence variation de débit et de pression.
- Aptitude du fonctionnement à grande vitesse, donc l'accouplement peut se faire directement avec des moteurs diesel ou l'installation avec des multiplicateurs des vitesses.

### **II.8.2. Inconvénients**

- A faible débit où à grande hauteur de refoulement, le rendement diminue.
- Phénomène de cavitation en cas de pression insuffisante à l'aspiration.

Diminution de la hauteur de refoulement en cas de mauvaise étanchéité de la conduite d'aspiration.

### III.1.Introduction

La cavitation reste aujourd'hui encore, un sujet de préoccupation majeure pour qui s'intéressent aux pompes rotodynamiques par exemple les pompes centrifuges, qu'il soit utilisateur, installateur ou bien entendu constructeur. L'évolution rapide de l'industrie des pompes, les récents progrès réalisés dans l'étude et la compréhension des nombreux mécanismes qui régissent le phénomène de cavitation, rend nécessaire la mise à jour des connaissances sur le sujet.

### III.2 définition

On appelle cavitation le phénomène d'apparition, dans un liquide, de poches remplies de vapeur et de gaz provoquée par l'abaissement de la pression sans apport de chaleur. L'apparition de la cavitation dans un liquide est un problème complexe qui fait intervenir l'aspect de la germination. On appelle germes la micro bulle remplies de gaz dissous et de vapeur aussi bien que les impuretés qu'on peut rencontrer dans les fluides industriels. Ces germes, dont la taille est de quelque micron, fragilisent considérablement la cohésion du fluide et favorisent sa vaporisation. Ils constituent les maillons faibles de la chaîne. Ainsi, l'apparition de la cavitation dans un liquide dépend étroitement de sa teneur en germe. Une eau pure (dépourvu de germe) peut résister à une tension de plusieurs centaines de bar sans qu'il y ait vaporisation.

On admet dans le cas de l'eau industriel, que la cavitation apparait lorsque la pression atteint la pression de vapeur saturante  $P_v$ . Cette dernière est une fonction de la température. On peut ainsi exprimer la condition d'apparition de la cavitation, en un point M du fluide :

$$P(M) < P_v \quad (\text{III.1})$$

Dans le cas d'un écoulement autour d'un profil porteur (Fig. III.1), la condition d'apparition de la cavitation peut être exprimée de manier adimensionnelle en introduisant les coefficients de pression et de cavitation [11].

$$C_p(M) < -\sigma \quad (\text{III.2})$$

Ou

$$C_p(M) = \frac{P(M) - P_{ref}}{\frac{1}{2} \rho C_{ref}^2} \tag{III.3}$$

Et

$$\sigma = \frac{P_{ref} - P_v(T)}{\frac{1}{2} \rho C_{ref}^2} \tag{III.4}$$

$C_{ref}$  et  $P_{ref}$  Représentent respectivement la vitesse et la pression de référence.

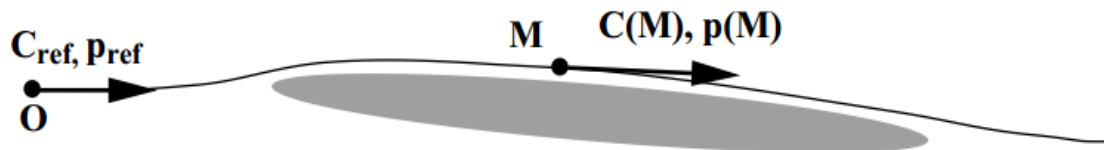


Fig. III.1 Ecoulement autour d'un profil porteur

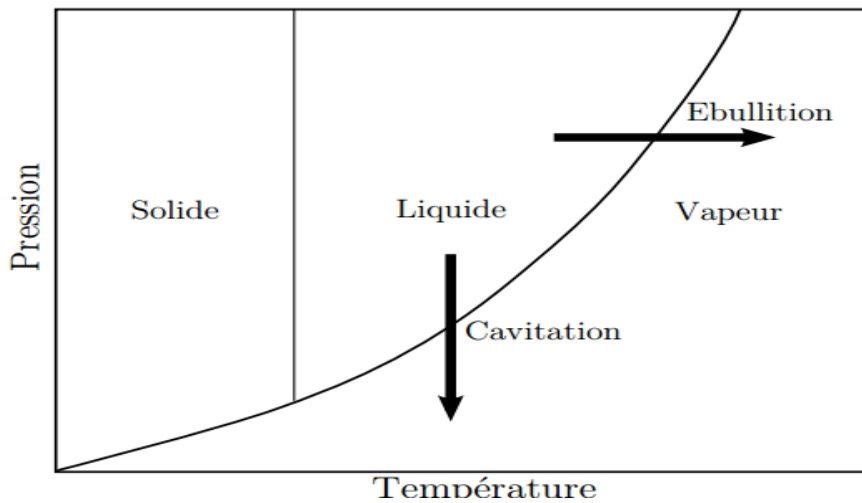


Fig. III.2 Diagramme de changement de phase

La pression de vapeur saturante n'est pas une constante universel, elle varie notamment avec la température .l'eau à 15°C une pression de vapeur saturante de 1700 Pa , à 20°C elle est de 2500Pa et a 100°C de 10300 Pa ce qui correspond à la pression atmosphérique.

Le phénomène d'ébullition est donc le même phénomène que la cavitation .qu'il s'agisse d'ébullition dans une casserole, de bulles de cavitation, de cavitation a poche, de nuage de cavitation ou encore de cavitation de tourbillon, la phase gazeuse est constituée de vapeur d'eau. On différencie l'ébullition de la cavitation en fonction

du moteur de déclenchement du changement de phase. Pour l'ébullition il s'agit de faire varier la pression à température constante, voir le diagramme (Fig. III.2). L'eau est à température suffisamment froide et homogène pour ignorer le couplage des deux effets et l'apparition de cavitation se limite à un effet de variation de pression. Le déclenchement de ce changement de phase de l'eau se situe bien sûr au niveau moléculaire ce qui rend le phénomène difficile à cerner et impossible à modéliser de façon exacte. Cependant les nombreuses études de la cavitation dans le domaine de l'hydrodynamique ont permis d'en cerner les principaux paramètres et conséquences [12].

### **III.3. Causes de cavitation**

Les principales causes à l'origine de l'apparition de la cavitation sont :

- la dépression due à une survitesses locale de l'écoulement provoquée par exemple par des réductions géométriques.
- les fluctuations turbulentes de la pression, le cisaillement élevé et les vortex provoquées par des instabilités de l'écoulement.
- la rugosité de paroi et la présence de germes de cavitation.

### **III.4. Classification de la cavitation**

On peut différencier plusieurs types de régimes de cavitation. Elle prend divers formes, suivant la forme de paroi et les propriétés physiques du fluide véhiculé. En ce qui concerne les hélices et l'impulseur de pompe on identifie plusieurs formes de cavitation : la cavitation à bulles, la cavitation à poche, la cavitation de tourbillon marginal, la cavitation de tourbillon d'ogive et la cavitation du tourbillon de coque.

### III.4.1. Cavitation à bulle

Les bulles ont pour origines des germes de cavitation contenus dans le fluide. Ces germes de cavitation sont des microbulles et il n'y a pas de milieu liquide qui n'en contienne. La teneur en germes (le nombre de germes de cavitation par unité de volume fluide) caractérise la qualité de l'eau. Quand un germe de cavitation se déplace avec le fluide dans la zone de dépression à l'extrados de la pale, se déplace avec le fluide dans la zone de dépression à l'extrados de la pale, elle grossit et devient une bulle clairement visible. La bulle grossit jusqu'à ce qu'elle atteigne la zone de décompression. La rapidité du passage provoque une implosion de la bulle. L'implosion a pour première conséquence d'émettre une onde acoustique. Le bruit rayonné par la cavitation à bulles est très important et si la population de bulles n'est pas trop importante, le phénomène est facilement identifiable à l'oreille. Le phénomène est également assez violent pour que l'implosion arrache de la matière à la surface de la pale. Les implosions de bulles viennent donc grêler la surface de la pale. Cette érosion de la surface a de multiples conséquences néfastes pour le bon fonctionnement et la longévité de l'hélice. La pale est d'avantage exposée à la corrosion. La rugosité de l'état de surface en résultant vient bien sûr augmenter le frottement ce qui se traduit par une baisse de rendement. On note une perte de performance. En effet, les bulles viennent affecter la distribution de pression car la pression dans et à la surface des bulles avoisinent la pression de vapeur saturante. Un exemple de la cavitation à bulles sur une hélice est présenté à la figure III.3 [12].

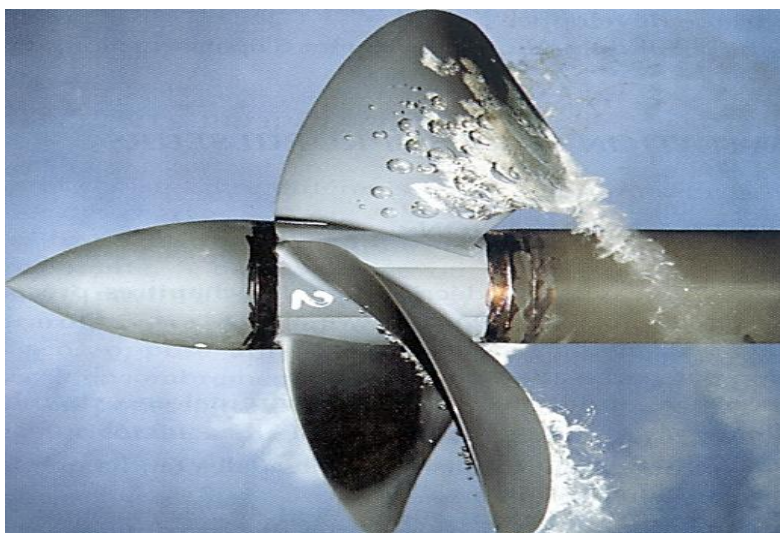


Figure III.3 cavitation à bulles suivie d'un nuage de cavitation

### III.4.2. Cavitation a poche

La cavitation à poche (Fig. III.4) est moins bruyante et moins destructive que la cavitation à bulles (pas d'implosion). Un des effets néfastes de la cavitation à poche est la perte de performances du propulseur. De plus, la cavitation a poche peut être à l'origine de problèmes de vibration dont les conséquences peuvent aller jusqu'à l'endommagement de la structure. Ces vibrations peuvent avoir plusieurs causes comme la fluctuation temporelle des efforts sur les pales due au fait que la pale peut très bien ne pas caviter que lorsqu'elle est en position haute ou la pression ambiante  $p_{amb}$  est moins élevée ou être due au fait que la poche de cavitation est très instable. Dans les deux cas, les fréquences sont bien sûr très différentes [12].

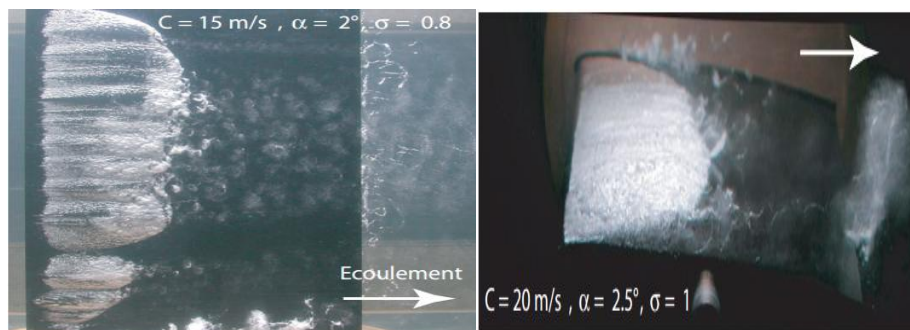


Figure III.4 cavitation a poche partielle

### III.4.3. Cavitation de tourbillon marginal

La cavitation de tourbillon marginal est le type de cavitation qui apparaît généralement en premier. Le tourbillon marginal existe à cause de la portance développée sur la pale. Ce tourbillon s'explique assez facilement. Reprenons le cas d'une aile portante. Les pressions sous l'aile, soit à l'intrados (pression Side), sont généralement supérieures à la pression de référence alors qu'au-dessus de l'aile, à l'extrados (suction side), elles sont inférieures à la pression ambiante. L'écoulement ne pouvant s'effectuer au travers de l'aile, les deux écoulements intrados et extrados se rejoignent au bord de fuite. C'est ce qui se passe tout le long de l'envergure. Mais à l'extrémité, le fluide peut contourner l'aile de l'intrados vers l'extrados. L'écoulement s'enroule et forme le tourbillon marginal dans l'eau, la dépression au cœur du tourbillon peut être assez importante pour que la cavitation apparaisse. De plus, on peut voir la trajectoire des pales d'hélice en observant la cavitation de tourbillon marginal (Fig. III.5) [12].

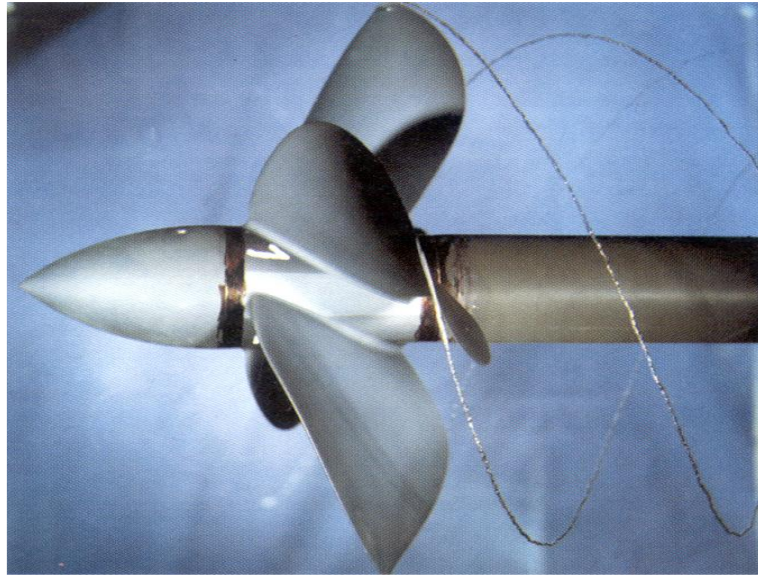


Figure III.5 la cavitation de tourbillon marginal

#### III.4.4. Cavitation de tourbillon d'ogive

Le tourbillon d'ogive (Voir figure III.6) est le fruit de conjonction en rotation du tourbillon en emplanture de chaque pale. Le tourbillon d'emplanture est dû au fait que deux couches limites d'épaisseurs différentes, celle de la ligne d'arbre et celle de la pale, se côtoient avec un angle vif ( $90^\circ$ ). L'intersection des efforts de cisaillement cause l'enroulement de l'écoulement et la formation d'un tourbillon. Vient se combiner aux tourbillons des autres pales en extrémités de l'ogive qui peut alors cavités si la dépression est importante. Une des manières de limiter les risques d'apparition et de développement de ce type de cavitation est de relier les pales au moyeu par un congé de raccordement [12].

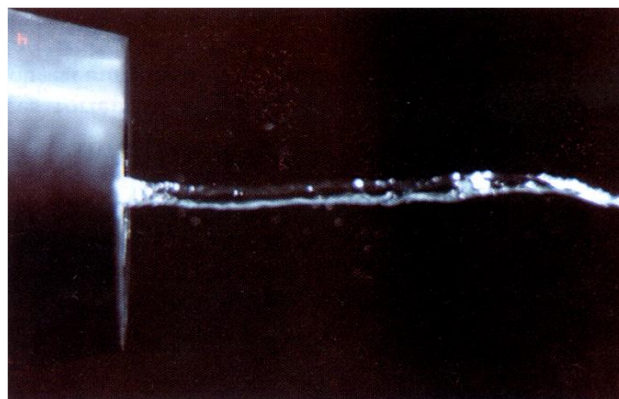


Figure III.6 La cavitation d'ogive

#### III.4.5. Cavitation du tourbillon de coque

Ce type de cavitation est moins souvent observé mais s'il se manifeste il s'avère très dérangeant. Le tourbillon de coque (voir la figure III.7) prend son origine au sommet de l'hélice et va interagir avec la couche limite développée sur la voute de la coque. Le mécanisme n'a pas été étudié en détail mais on est sûr que le tourbillon ne se développe que si la couche limite de la voute est relativement proche de l'hélice. La dépression au sommet de l'hélice peut aspirer la couche limite si elle est assez proche. Le sens du tourbillon est alors probablement aléatoire mais une fois enclenché il se stabilise [12].



Figure III.7 la cavitation du tourbillon de coque

#### III.4.6. Super cavitation

Ce phénomène se rencontre dans la cavitation par poche lorsque la poche de cavitation s'étend au-delà du bord de fuite. On évite ainsi l'érosion raide puisque la portion arrière de la poche, très active au point de vue érosion, se trouve reportée en dehors du profil (Fig. III.8).

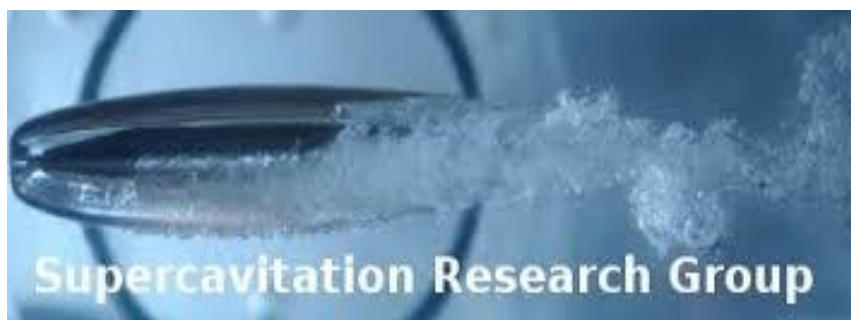


Fig. III.8 Super cavitation

**III.5. Contournement d'un obstacle**

L'augmentation de vitesse sur la face de l'obstacle ou le fluide est déviée, se traduit automatiquement, sous la conservation de la quantité de mouvement, par une diminution de pression. Il pourrait en résulter à cet endroit une vaporisation du liquide. Cet effet est plus ou moins important selon l'accélération que subit le fluide, c'est-à-dire, selon la forme de l'obstacle et l'incidence du fluide par rapport à son bord d'attaque (Fig. III.9 a et b) de la même manière, une incidence positive plus élevée accentue le contournement du bord d'attaque par les particules fluides, et provoque donc une sur vitesse locale.

Par exemple, un obstacle de cambrure faible avec un écoulement à incidence nulle donnera lieu à une faible dépression (uniquement liée à l'effet d'obstruction du a l'épaisseur du bord d'attaque). En revanche, s'il est caractérisé par une courbure importante, ou si le fluide arrive avec une incidence importante, il sera fortement accéléré, et la dépression sur la cote convexe sera marquée.

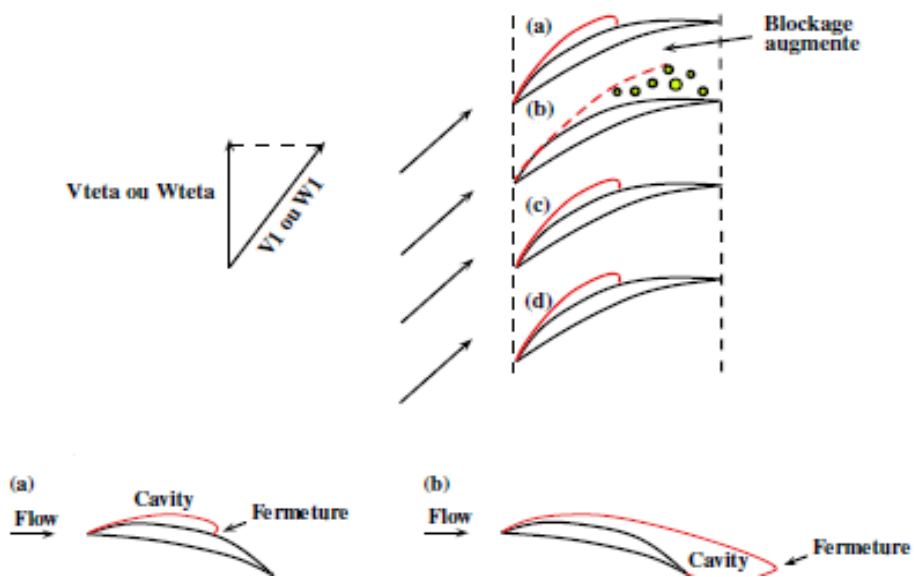


Figure III.9 –a- Cavitation partielle -b- Supercavitation

**III.6. Effet de la cavitation**

**III.6.1 Bruit de cavitation :**

La première manifestation d'une pompe qui cavite est le bruit, qui révèle la présence de microbulles dans l'écoulement. Ce bruit hydraulique généré par la cavitation excite ensuite les parois de la pompe et des tuyauteries proches de celle-ci.

Les tuyauteries, à leur tour, rayonnent ce bruit dans le milieu aérien ambiant. de cette façon, lorsque une pompe cavite de manière importante, on enregistre un bruit caractéristique de crépitements et claquement quelquefois assimilé au bruit d'agrégats dans une bétonnière ou de concasseur. Pour des machines de grand taille ou très vite, le bruit aérien généré par la cavitation peut être gênant pour l'utilisateur ou l'environnement. cependant, la part du bruit qui incombe directement à la cavitation ne représente qu'une faible partie du bruit rayonné par les pompes [13].

### III.6.2. Pertes de performances

Pour des poches de vapeur encore plus développées, les pompes subissent des chutes de leurs performances (hauteur total d'élévation, rendement, puissance) qui les rend inutilisables; ce phénomène est souvent décrit comme la chute de caractéristique ou improprement comme le  $NPSH_{req}$  de la pompe [13].

### III.6.3. Vibration

Lorsque les poches de vapeur à l'entrée de la pompe atteignent une dimension importante vis-à-vis de la taille de la pompe, du niveau de pression ou du  $NPSH_{disp}$  à l'entrée de la roue, une augmentation de niveau vibratoire due à la cavitation peut se rencontrer. Parfois, on peut également avoir des interactions entre la pompe en régime de la cavitation et le circuit sur laquelle elle débite [13].

### III.6.4. Erosion

L'érosion de cavitation se caractérise par un aspect rugueux de la surface attaquée. Elle est en fait le résultat d'un martèlement répété provoqué par des ondes de chocs issus de l'implosion de cavités de vapeur. Cette charge répétée du matériau va provoquer des microfissures, qui, lorsqu'elles se seront complètement développées, vont être responsable d'un arrachement de matière [13].

## III.7. Effet de la cavitation sur la roue de pompe centrifuge

### III.7.1. Cavitation l'entrée de la roue (pompe centrifuge)

On observe des cavitations de la fuite marginale provenant de la bague d'étanchéité d'aspiration de la pompe. Cette cavitation peut être à l'origine de bruit,

mais elle est rarement érosive, car ces cavités implosent dans la zone de basse pression à l'entrée de la pompe. Une autre manifestation de la cavitation s'observe en sur débit dans la zone de l'arrondi du flasque intérieur de la roue, juste avant l'entrée dans le canal inter-aube. Comme précédemment, cette cavitation ne présente pas généralement de conséquence fâcheuse pour la roue [13].

### III.7.2. Cavitation dans les parties situées à l'amont de la roue

Dans les zones de fonctionnement à débit réduit (au-dessous de  $0.7q_v)_N$  des écoulements de recirculation provenant de la roue remontent à l'amont. Pour des valeurs de NPSH très basses, on peut parfois observer des collapsés de ces cavités qui engendrent toujours bruits et vibration. Dans certains cas, des érosions par cavitation se produisent sur les composants amont de la pompe [13].

### III.7.3. Cavitation dans les diffuseurs

Cette cavitation s'observe principalement lorsque la pompe fonctionne au-dessus du débit d'adaptation des canaux du diffuseur. La figure 10c montre le type de cavitation que l'on peut rencontrer dans cette configuration. Comme les pompes à diffuseur sont utilisées dans les canaux des diffuseurs, alors alimentés par un fluide avec une forte sur incidence, sont élevés et collapse des poches de cavitation provoquent des érosions souvent très fortes et rapides. Ces cavitations sont encore aggravées dans les cas où le constructeur est amené à utiliser le diffuseur comme un organe de réglage de la courbe hauteur /débit, en (désadaptant) son point de calcul vers les faibles débits, pour respecter des formes particulières de fonctionnement de la pompe rendent nécessaires [13].



Fig. III.10 Cavitation d'une aube de diffuseur d'une pompe

**III.8. Utilisation de la cavitation**

La cavitation trouve des applications dans certains procédés industriels qui nécessitent la concentration d'énergie sur de petits domaines afin de produire localement des pics de pression élevés. la cavitation est ainsi utilisée plusieurs applications :

- limitation de débit de liquide
- Aide forage pétrolier
- Générateur de microbulles
- Catalyseur de réaction chimique
- Le nettoyage des surfaces par ultrasons ou par jets cavitants
- La production d'émulsion
- Le massage thérapeutique
- Le dégazage des liquides
- Création de jets d'encre

Notons aussi que la super cavitation est utilisée en marine (hélices marines, pompes de fusée, petites turbines) [14].

**III.9. NPSH**

Le *NPSH* (charge totale nette à l'aspiration), est défini par la différence entre la pression disponible à l'entrée de la pompe et la pression de vapeur du liquide. il est important de garder en mémoire que la pression de vapeur est différente en fonction des liquides et qu'elle varie en fonction de la température et de la pression atmosphérique. Il est indispensable de calculer toutes les pertes par friction, les pertes d'entrée et sortie et les pertes du processus générées dans les canalisations pour définir la pression d'aspiration disponible à la pompe. Malheureusement, quand la pompe est installée nous subissons la pression nette disponible à la pompe.

$$NPSH = H_a - \frac{p_v}{\rho g} = \frac{p_a}{\rho g} + \frac{V_a^2}{2g} + Z_a - \frac{p_v}{\rho g} \quad (\text{III.5})$$

Avec :  $p_v$  pression de vapeur du liquide,  $p_a$  pression d'aspiration de la pompe,  $H_a$  hauteur d'aspiration,  $v_a$  vitesse,  $Z_a$  altitude,  $g$  accélération due à la pesanteur et  $\rho$  masse volumique.

**III.9.1.  $NPSH_{requis}$** 

Le  $NPSH_{requis}$  dépend seulement des caractéristiques de la pompe et non de celle de l'installation. Il est variable pour chaque pompe en fonction du débit et de vitesse de rotation. De plus il est toujours positif.  $NPSH_{requis}$  est indépendant de la nature du fluide transféré. Les valeurs de NPSH mentionnées sur la courbe des caractéristiques de chaque pompe résultent de mesures effectuées avec de l'eau froide. Ces valeurs ont été obtenues sur un banc d'essai spécialement conçu pour mesurer le NPSH et peuvent être vérifiées à tout moment.  $NPSH_{requis}$  donne une indication sur la possibilité d'aspiration de la pompe en un point précis de la courbe.[15]

**III.9.2.  $NPSH_{disp}$** 

Est spécifiquement au site en question et est déterminée par le dimensionnement du système. Il est important de noter que la pression disponible à l'entrée de la pompe est ce que reste après soustraction de toutes les pertes décrites plus haut.

$$NPSH_{disp} = \frac{p_a}{\rho g} + \frac{v_a^2}{2g} - \frac{p_v}{\rho g} \quad (Z_a = 0 \text{ coté d'aspiration}) \quad (\text{III.6})$$

En pratique, pour qu'une pompe fonctionne sans cavitation, il faut vérifier que le  $NPSH_{disp}$  est supérieure du  $NPSH_{req}$ .

Alors :

$$NPSH_{disp} > NPSH_{req} \longrightarrow \text{Sans cavitation}$$

$$NPSH_{disp} < NPSH_{req} \longrightarrow \text{avec cavitation}$$

[11] thèse doctorat école polytechnique fédérale e Lausanne

[12] thèse doctorant développement d'un modèle de cavitation a poche sur hydrofoils et hélice en régime transitoires. Implémentation sur codes potentiels et validation expérimentale.

[13] cours pompes centrifuge, hélico-centrifuges et axiales : cavitation présentée par Jean François Lapray ingénieur de l'école supérieure d'hydraulique université de Grenoble

[14] YVES LECOFFRE, la cavitation traqueuse de bulles, durand-28600 luisant paris 1994

[15] Hermetic-pumpen ( [www.hermetic-pumpen.com](http://www.hermetic-pumpen.com) )

### IV.1. Introduction

La cavitation provoque une altération des caractéristiques, des dégâts mécaniques, du bruit et des vibrations qui peuvent endommager complètement la pompe (Fig. VI.1), alors, il faut trouver des solutions pour éviter ce phénomène. Le but de ce chapitre est répondre principalement à la question suivante :

- quel est la solution pour éviter le phénomène de cavitation.
- quel est la solution appliquée pour la pompe cavité.



Fig. IV.1 altération mécanique

### IV.2. Lutte anti cavitation.

Pour limiter les effets nocifs de la cavitation et améliorer les plages d'utilisation des pompes, on peut agir de plusieurs façons :

- améliorer le NPSH des pompes en agissant au niveau du dessin de la roue et des organes d'alimentation ;
- Limiter les conséquences de la cavitation (bruit, érosion, vibration) 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 [16]

- Réduire l'aspiration de la pompe et augmenter la pression d'aspiration.
- Réduire la perte de charge dans la tuyauterie d'aspiration
- Réduire le débit de la pompe.
- Augmenter la hauteur d'aspiration.
- Si le phénomène persiste, choisissez une autre pompe

#### IV.2.1. 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 [16].

Les principaux paramètres géométriques à faire varier sont les suivants :  $D_1$  diamètre de roue, angle d'entrée de l'aube, nombre d'aube, épaisseur de l'aube, forme de l'aube à l'entrée de la roue (Fig. IV. 2) d'où on peut distinguer :

- Diamètre est plus important pour une pompe de roue aspiratrice de capacité d'aspiration élevée et NPSH faible
- Diamètre est moins important pour une pompe de roue non aspiratrice de capacité d'aspiration limitée et NPSH élevée

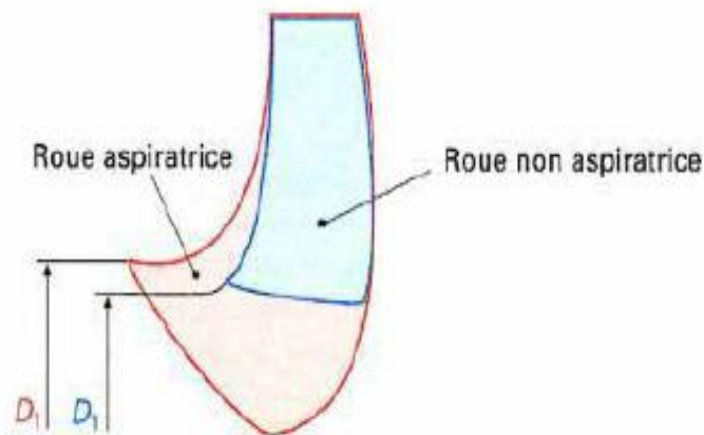


Fig. IV.2 Choix de diamètre d'une roue

### IV.2.2. Utilisation d'un inducteur

L'inducteur ou hélice de gavage est une roue de pompe axiale placée devant l'oreillard d'une roue de pompe centrifuge ou hélico centrifuge de conception tout à fait classique (Fig. IV.3). Les deux rotors sont montés sur le même axe, ils sont entraînés à la même vitesse et fonctionnent en série. L'élévation de pression générée par l'inducteur permet à la roue centrifuge de fonctionner sans cavitation. Comme il peut être constaté dans la figure IV.4, On voit clairement la différence du NPSH d'une pompe avec et sans inducteur. [16]



Fig. IV.3. Inducteur

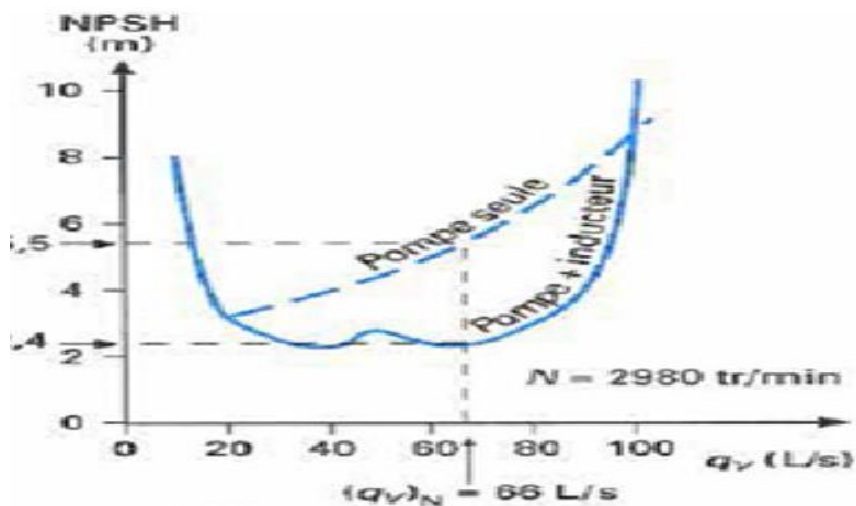


Fig. IV.4 Courbe de NPSH avec ou sans inducteur

### IV.2.3. Limitation du risque d'érosion

C'est principalement par un choix judicieux du matériau 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. de très nombreux travaux expérimentaux ont permis d'établir un classement relatif des matériaux vis -vis de leur résistance à la cavitation, comme le montre les diagrammes des figure IV.5 et IV.6. La qualité de la réalisation : absence de discontinuités, respect de la géométrie de définition des aubes, rugosité, etc., est aussi à prendre en considération lorsque l'on veut se prémunir contre d'éventuels risques d'érosion. [16]

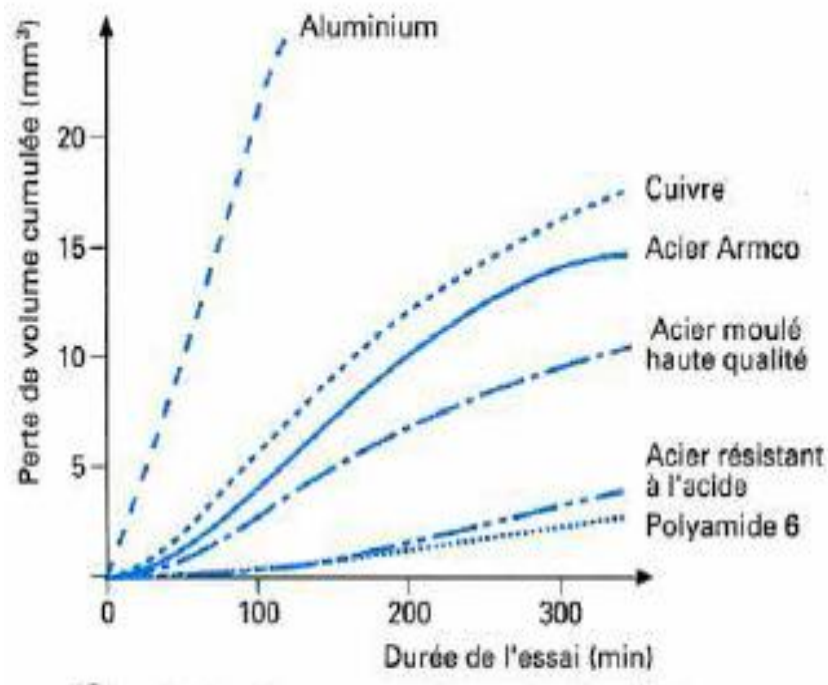


Fig. IV.5 Perte de volume comparative en fonction du temps de divers matériaux soumis à des tests d'érosion par cavitation

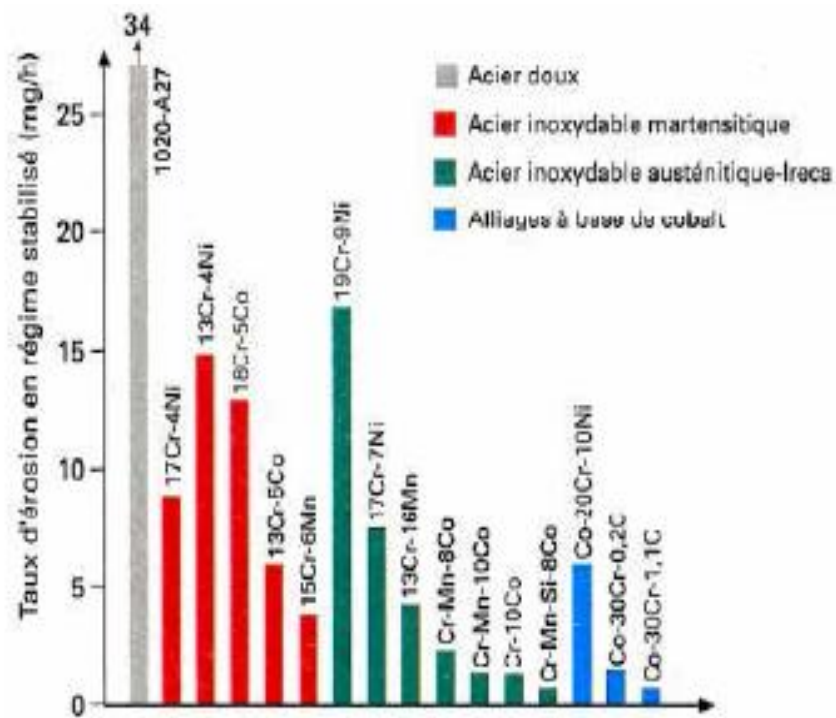


Fig. IV.6 Résistance de matériaux contre l'érosion

## IV.2.4. Protection des pompes

### IV.2.4.1. Réduction du bruit et des vibrations

Lors de 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. [16]

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

### IV.3. Réparation de pompe cavité

#### IV.3.1. Revêtement

On les emploie couramment plusieurs domaines, parmi l'utilisation est la protéger des machines roto dynamique comme la pompe centrifuge contre l'érosion et la corrosion (voir figure IV.7), la protection contre l'érosion et corrosion comprend les méthodes suivant (choix judicieux des matériaux, forme adaptée des pièces, ajout d'inhibiteurs aux circuits, utilisation de revêtement, protection électrochimique).

On distingue deux types de revêtement métalliques : [17]



Fig. IV.7 Revêtement de pompe cavité

##### IV.3.1.1. Revêtements anodiques

Le métal protecteur est moins noble que le métal à protéger c'est le cas procède de galvanisation (revêtements de zinc) que nous avons déjà évoqué. En cas de défaut du revêtement, il y a formation d'une pile locale et ce dernier se corrode en protégeant catholiquement le métal de base. La protection reste donc assurée tant qu'une quantité suffisant de revêtement est présente. Plus que l'absence de défaut, c'est donc l'épaisseur qui est un élément important de revêtement (Fig. IV.8) [17].

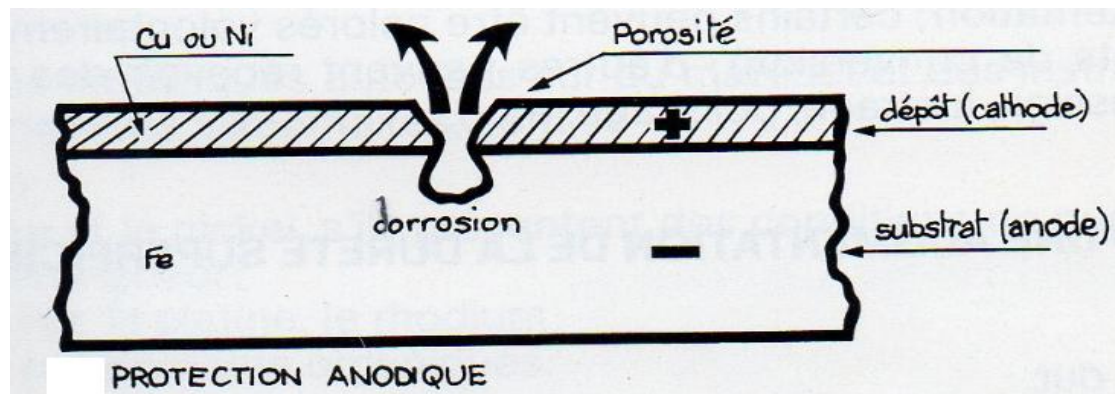


Fig. IV.8 Revêtement anodique

#### IV.3.1.2. Revêtements cathodiques

Le métal protecteur est plus noble que le métal à protéger. C'est le cas par exemple d'un revêtement de nickel ou de cuivre sur de l'acier. En cas de défaut du revêtement, la pile de corrosion qui se forme peut conduire à une perforation rapide du métal de base aggravée par le rapport ((petite surface anodique)) sur grand surface cathodique. Dans ce cas, la continuité du revêtement est donc le facteur primordial (Fig. IV.9) [17].

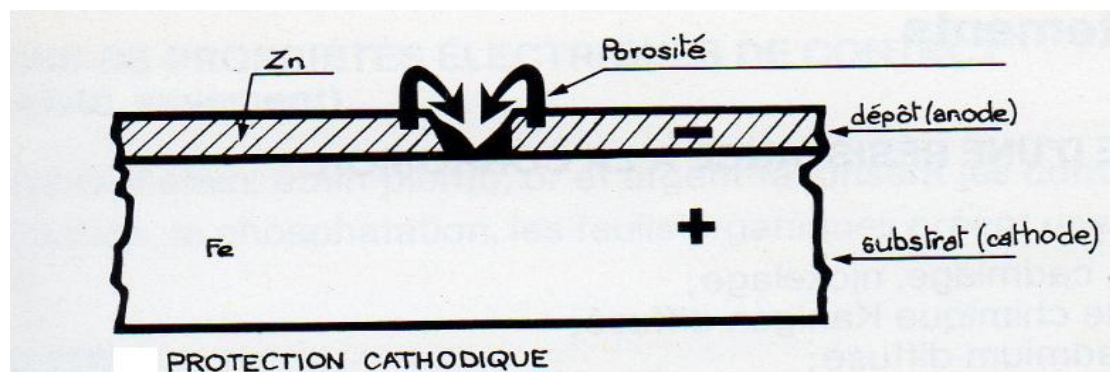


Fig. IV.9 Revêtement cathodique

#### IV.3.2. Technique de revêtement métallique

Suivant le type de matériau à protéger et le matériau de revêtement envisagé, différentes techniques de mise en place peuvent être utilisées. Dans ce paragraphe nous décrirons brièvement les méthodes les plus couramment employées. [17]

#### IV.3.2.1. Les dépôts par immersion

C'est une des méthodes de protection la plus ancienne qui consiste à plonger le métal à recouvrir dans un bain fondu du métal de revêtement. C'est un procédé classique permettant de recouvrir de zinc (galvanisation). D'autres métaux à bas point de fusion peuvent aussi être déposés par ce procédé tel que l'étain, le plomb, ou l'aluminium. L'épaisseur du dépôt obtenu est en général en fonction de la durée d'immersion et de la température, ce qui favorise la création d'une zone d'inter diffusion à l'interface revêtement-substrat assurant ainsi une bonne adhérence. [17]

#### IV.3.2.2. Les dépôts électrolytiques

Ce sont des dépôts métalliques réalisés à partir d'une solution contenant les ions du métal à déposer ainsi que des agents complexant, des agents tampons ou des additifs organiques visant à améliorer les qualités (brillance, dureté, adhérence...) du revêtement réalisé. La vitesse de dépôt est directement liée à la densité de courant circulant dans la cellule d'électrolyse dont la pièce à revêtir constitue la cathode, l'anode pouvant être un barreau du métal à déposer (anode soluble), ou un matériau inerte. Dans ce dernier cas, il est nécessaire de régénérer périodiquement la solution.[17]

C'est une méthode couramment utilisée car un grand nombre de matériaux se prêtent bien à l'électrodéposition (Cu, Ni, Cr, Zn, Cd, Sn, Au, Ag, Pd, Pt,...). De plus, cette méthode convient aussi bien au revêtement de petites pièces en vrac qu'au dépôt en continu et à grande vitesse sur des tôles (Fig. IV.10). Par exemple, lors de la galvanisation de l'acier, on atteint des vitesses de dépôt de l'ordre de  $1 \frac{\mu m}{s}$ . Sur des tôles se déplaçant dans l'électrolyte à une vitesse supérieure à  $1 \frac{m}{s}$ . Les inconvénients majeurs de cette méthode sont l'importance de l'état de surface des pièces à revêtir et la nécessité d'avoir parfois recours à des sous-couches [17].

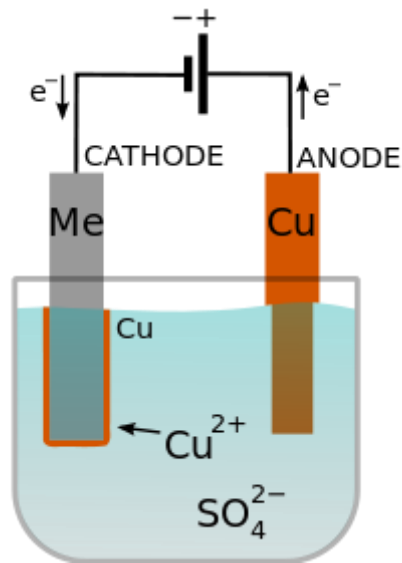


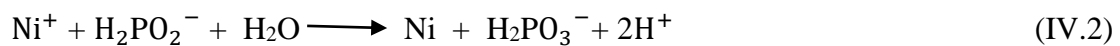
Fig. IV.10. Revêtement électrolytique

#### IV.3.2.3. Les dépôts chimiques (auto catalytiques)

La réalisation d'un dépôt chimique consiste à réduire les ions en solution du métal à déposer soit par réaction avec la surface du matériau à recouvrir, soit par réaction avec un autre corps présent dans la solution. Dans le premier cas par exemple on déposera du cuivre sur un substrat d'acier selon la réaction suivante (voir figure IV.11).



Le deuxième procédé sert surtout à effectuer un revêtement de nickel à l'aide d'une solution contenant un sel de nickel et de l'hypophosphite de sodium comme agent réducteur selon la réaction suivante :



L'avantage de cette méthode de dépôt est que, contrairement à la méthode électrolytique, elle peut s'appliquer à des matériaux non conducteurs comme les polymères [17].

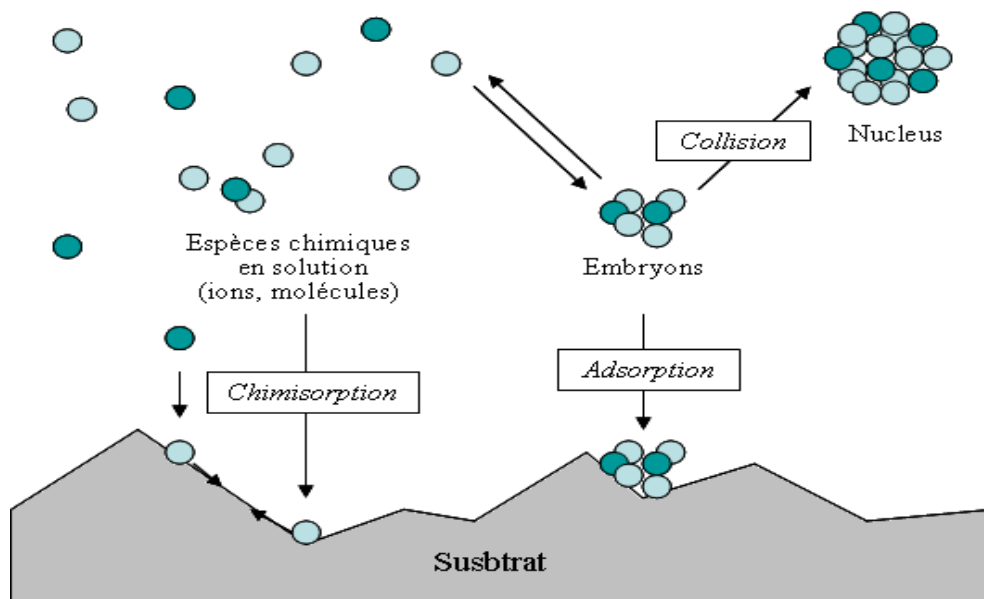


Fig. IV.11. Revêtement chimique

#### IV.3.2.4. Les dépôts par projection à chaud (shoopage)

La matière, sous forme de poudre, liquide, fil, cordon, est fondue au chalumeau ou à l'arc et projetée sur le substrat au moyen d'un pistolet. Les épaisseurs déposées vont de quelques dizaines de micromètres à quelques millimètres avec une porosité résiduelle de 1 à 10% (voire figure IV. 12) [17].

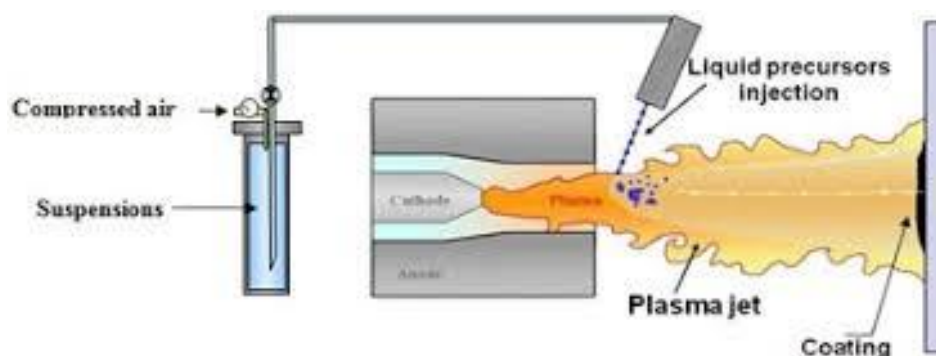


Fig. IV.12. Revêtement par projection à chaude

#### IV.3.2.5. La chromation

Elle s'applique principalement au zinc, à l'aluminium et au cadmium. On l'obtient en immergant la pièce pendant quelques secondes dans une solution acidifiée de bichromate de sodium à la température ambiante. Sur le zinc, la couche de chromate ainsi obtenue, d'une légère couleur jaune, protège le matériau contre les attaques superficielles dues à des condensations [17].

#### IV.3.2.6. La phosphatation

Ce procédé est surtout appliqué aux aciers ordinaires. Par immersion ou brossage avec une solution acide de phosphate de zinc ou de manganèse comportant des accélérateur tel que  $\text{Cu}^{2+}$ ,  $\text{ClO}_3^-$ , ou  $\text{NO}_3^-$ , on obtient un réseau poreux de phosphate métalliques en couche mince (1 à 2  $\mu\text{m}$ ) servant de base d'accrochage aux peintures. En couche plus épaisses, ce traitement seul permet d'obtenir une bonne protection contre les effets de l'érosion [17].

#### IV.4. Solutions de cavitation sur le site SP3.

##### IV.4.1. Pompe de gavage

Dans la centrale de pompage SP3 située à Msila plusieurs solutions ont été proposées pour protéger les pompes utilisées de type GUIRNARD du phénomène de cavitation, dont les caractéristiques sont présentées dans le tableau 1[18].

Tableau IV.1 : Caractéristiques de la pompe de gavage de type GUINARD

Débit volumique $\text{m}^3/\text{h}$	Pompe	Caractéristique
1150	GUINARD	Q=1150 $\text{m}^3/\text{h}$ Paxi = 8 bar 3 étages

Cette pompe est immergée et entraînée par des moteurs électriques de type ASBIROBICON qui possède les caractéristiques mentionnée dans le tableau 2

Tableau IV.2 : Caractéristiques du moteur électrique ASBIROBICON

Puissance (kW)	Ampérage (A)	Cos( $\varphi$ )	Fréquence (Hz)	Vitesse de rotation (tr/min)
220	28.6	0.86	50	1486

## IV.4.2. Principaux constituant de la pompe de gavage da la station SP3ation

### IV.4.2.1. L'arbre

Il y a trois arbres (arbre de pompe, arbre intermédiaire, arbre de commande) les trois arbres en acier allié (42Cr Mo4) [17].

### IV.4.2.2. Roue

La pompe booster a trois roues identiques pour augmenter l'énergie cinétique sont montées sur l'arbre de pompe par intermédiaire d'une chemise d'étage, les roues sont équipées de deux bauges d'usure sauf la roue le première étage équipée d'une bague d'usure. [18]

### IV.4.2.3. Hélice de gavage

La pompe booster elle comporte d'une hélice de gavage utilisée pour empêcher le désamorçage de la pompe en alimentant le 1<sup>ere</sup> étage, elle est montée dans la tulipe, est fixée à l'aide d'un déflecteur et quatre vis noyées (Fig. IV.13) [18].



Fig.IV.13. Hélice de gavage

#### IV.4.2.4. Palier

Un palier buté pour supporter la charge avec un accouplement élastique. Cet accouplement est constitué :

- Un plateau cote moteur
- Un plateau coté pompe est fixé sur l'arbre à l'aide d'une clavette parallèle

#### IV.4.2.5. Tuyauterie de la pompe Booster

Elle constituée

- Une conduite d'équilibrage.
- Un tube de fuite de la garniture mécanique en acier inoxydable
- Un tube d'évent et de purge de la garniture mécanique en acier inoxydable
- Un tube d'évent pompe

L'utilisations les pompes gavage (booster) pour augmenter la pression qui a reçu de les pipe-lines jusqu'à les pompes principales (GEP), ce dernier a un condition de démarrage a pression élevée de 2 Bar ( $P > 2\text{bar}$ ) pour éviter le phénomène de cavitation [18].

#### IV.4.3. Capteurs :

Le capteur c'est un instrument qui transforme une grandeur physique (Température, pression,...) en une grandeur normée, généralement électrique, qui peut être interprétée par dispositif de contrôle commande.

Les types de capteurs qui se trouvent sur le site (SP3) capteur de température, capteur de pression, capteur de vibration (voire figure. IV.14)

##### IV.4.3.1 Capteur de température

On utilise le capteur de température pour contrôler l'élévation et de température, plus la température est élevée, plus le phénomène de la cavitation est probable. Alors, le capteur donne un signe, il peut même stopper le fonctionnement de la pompe. (voire figure IV.14),

#### IV.4.3.2. Capteur de pression

Parmi les solutions anti cavitation est le capteur de pression, sachant que la diminution de pression au-dessus de 2 bar cause le phénomène de cavitation (voire figure IV.14),

#### IV.4.3.3 Capteur de vibration

Dans ce cas particulier, c'est l'inverse, c'est la cavitation qui provoque la vibration de quelques organes dans une pompe centrifuge. Si on dépasse un seuil de vibration indiqué par la cavitation, c'est le capteur de vibration qui indique le problème (Fig. IV.14).



Fig. IV.14 Capteurs dans une pompe centrifuge

[16] document école nationale supérieure d'hydraulique de Grenoble.

[17] cours 5em chapitre.(<http://www.cefracor.org/doc/cour-05.pdf>)

[18] document SP3 (centrale de pompage).

## **Conclusion**

Les pompes centrifuges sont des turbo machines qui nécessite beaucoup de maintenance et de réparation, la cavitation et leurs problèmes qui causent beaucoup de dégâts au niveau des allaites, tels que ; l'érosion, arrachement métallique. Dans ce travail, une étude générale sur la cavitation été présentée afin de définir de façon détaillée l'effet de ce phénomène sur les différentes performances des pompes. Pour ce faire, une étude expérimentale dans la station SP3 de Msila a été faite dans le cadre de rapprochement du champ de travail et bien valoriser ce phénomène associe à l'écoulement dans les pompes centrifuges. Les solutions proposées dans ce but à travers ce stage, c'est envisager des solutions préventives pour éviter la cavitation.

Pour les pompes cavités, un autre stage a été effectué au sein de la société MEI de Msila pour étudier les différentes solutions appliquées à la réparation.

Comme perspective à cette étude, plusieurs méthodes sur le plan constructif reste à envisager

## La bibliographies

---

### La bibliographies

- [1] Liver turbomachines thermique AlbinBlocs (COMPUTERIZED EDUCATIONAL PLTFORM (HEAT AND POWR TECHNOLOGY).
- [2] théorie des turbomachines M.reggio et J-Y.Trépanier Ecole polytechnique
- [3] Ahmed misbah Youssef, PUMP TECHNOLOGY
- [4] Formation TOTAL: MAINTENANCE MECANIQUE LES POMPES Manuel de formation EXP-MN-SE090-FR Dernière révision: 26/11/2008
- [5] : Histoire de l'énergie hydraulique : moulins, pompes, roues et turbines de l'Antiquité au XXéme siècle, page 182, par Pierre-Louis Viollet, Presse des ponts, 2005.
- [6] : JEAN POULAIN ( pompes rotodynamique )
- [7] : BASCAL BIGOT , ‘‘ cours : Les pompes ’’,
- [8] : séminaire de les pompe centrifuge ‘‘ IAP’’
- [9] : mémoire fin d'étude " les pompes centrifuge " préparer par G.tayeb et D.ferhat
- [10] Jeu Hég : l'usine nouvelle Série ( gestion industrielle Pratique de la maintenance préventive. Dunod, Paris, 2002 )
- [11] thèse doctorat école polytechnique fédérale e Lausanne
- [12] thèse doctorant développement d'un modèle de cavitation a poche sur hydrofoils et hélice en régime transitoires. Implémentation sur codes potentiels et validation expérimentale.
- [13] cours pompes centrifuge, hélico-centrifuges et axiales : cavitation présentée par Jean François Lapray ingénieur de l'école supérieure d'hydraulique université de Grenoble
- [14] YVES LECOFFRE, la cavitation traqueuse de bulles, durand-28600 luisant paris 1994
- [15] Hermetic-pumpen ( [www.hermetic-pumpen.com](http://www.hermetic-pumpen.com) )
- [16] document école nationale supérieure d'hydraulique de Grenoble.
- [17] cours 5em chapitre.(<http://www.cefracor.org/doc/cour-05.pdf>)
- [18] document SP3 (centrale de pompage).