

Université Kasdi Merbah Ouargla



Faculté des hydrocarbures, des énergies renouvelables et des sciences de la terre et de l'univers

Département de Forage et Mécanique des Chantiers pétroliers

MEMOIRE DE FIN D'ETUDE

Spécialité: Mécanique des chantiers pétroliers

-THÈME-

Etude générale de la cavitation dans la pompe centrifuge

Présenté Par :

BOUBAKEUR DAHMANI

MOHAMED ABDELHAFID BOUKRIOUA

MOHMMED CHERIF SAHIB

Devant le jury composé de :

REZAIGUIA Yamina Professeur. U K O Encadreur

Rezaiguia Aissam M.C.A. U K O Examineur

Bouksani Mohamed M.C.B. - U K O Examineur

2023/2024

Dédicaces

À l'aide d'ALLAH j'ai pu réaliser ce travail que Je dédie a ma mère, à mon père pour leur bienveillance et leur abnégation de m'avoir encourager à terminer dans de bonnes conditions mon travail.

A ma petite soeur Amira

A tout les membres de ma grande famille

A tous mes amis chacun son nom

en particulier les compagnons du long chemin avec tous mes vœux de succès.

A tous ceux que j'aime .

A tous ceux qui m'aiment.

Dahmani Bou bakeur.

Remerciement

Nous remercions vivement Madame *REZAIGUIA Yamina*, mon directrice de mémoire, d'avoir accepté de diriger ce travail avec patience et dévouement. Nous le remercions pour l'expérience et le savoir qu'il a su me partager et de m'avoir initié au vaste domaine qu'est les problèmes de contacts.

Je tiens également à remercier Monsieur d'avoir accepté de présider le jury et pour l'attention qui a porté sur mon travail et pour tout ce qu'il a fait, pour le bon déroulement de la soutenance. Je tiens également à remercier Monsieur..... et Monsieur et Monsieur et Monsieur d'avoir accepté la tâche d'examineur et de m'avoir accordé son temps et son attention. Je tiens également à exprimer, à tout les membres de jury, ma plus sincère reconnaissance et toute ma sympathie.

Enfin c'est avec joie que nous remercions mes amis et mes collègues pour leur soutien et encouragements. Un grand merci à ma famille, à qui je dédie ce travail.

Table des matières

Dédication	i
Remerciement	ii
Notations	vi
Introduction	vii
1 Généralités sur les turbomachines	1
1.1 Introduction :	1
1.2 Définition :	1
1.3 Classification des turbomachines :	2
1.3.1 Selon le transfert d'énergie :	2
1.3.2 Selon la direction de l'écoulement :	2
1.4 Constitution des turbomachines :	3
1.4.1 Rôle du rotor :	3
1.4.2 Rôle du stator :	4
1.4.3 Divers types de turbomachines en Image[3]	5
1.5 Equation fondamentale de la turbomachine :	5
1.5.1 Conservation de la masse :	5
1.5.2 Conservation du moment de la quantité de mouvement :	5
1.5.3 Equation d'Euler :	5
1.6 Triangle de vitesse :	7
1.7 Rendement :	7
1.7.1 Rendement isentropique :	8
1.7.2 Rendement mécanique :	8

1.7.3	Rendement volumétrique :.....	8
1.7.4	Rendement global	9
1.8	Avantages et inconvénients des turbopompes :.....	9
1.8.1	Avantage :.....	9
1.8.2	Inconvénients :	9
2	Les pompes centrifuges	10
2.1	Définition :.....	10
2.2	Utilisation :.....	10
2.3	Description.....	10
2.4	Principe de fonctionnement :	11
2.5	classification des pompes centrifuges :	12
2.5.1	Disposition de l'axe	12
2.5.2	nombres des roue :	12
2.5.3	La forme de la roue	13
2.5.4	La pression engendrée	13
2.5.5	Moyen d	
2.5.6	Moyen de trainement :14	
2.5.7	Type du récupérateur :.....	14
2.5.8	Usage :.....	14
2.6	Caractéristiques générales des pompes centrifuges :	14
2.7	NPSH d'une pompe centrifuge.....	16
2.7.1	définition :	16
2.7.2	NPSH disponible (NPSH _d) :	16
2.7.3	NPSH requis (NPSH _r) :	17
2.8	Avantages et inconvénient des pompe centrifuge :.....	17
3	Les Problèmes de la cavitation	18
3.1	Définition :.....	18
3.2	Les signes et effets de cavitation	18
3.2.1	Bruit de cavitation :.....	18
3.2.2	Description du phénomène au point nominal :.....	19

3.2.3	Vibrations de cavitation :	22
3.2.4	Érosion de cavitation :	22
	érosion :23	
3.3	Aspects thermodynamique de la cavitation :.....	24
3.3.1	Effets de cavitation mesurables :	25
4	Résultat et discussion	26
4.1	introduction :.....	26
4.2	Les données de la pompe utilisé en l'étude :.....	26
4.3	Etude le phénomène de cavitation :.....	26
4.4	Conclusion.....	34
5	Conclusion	35

Notations

\vec{c}	Vitesse absolue de la particule.
\vec{u}	Vitesse d'entraînement ou circonférentielle.
\vec{w}	Vitesse relative de la particule.
c_r	Composante circonférentielle (suivant le rayon).
c_u	Composante radiale.
$\vec{\omega}$	Vecteur vitesse instantanée de rotation .
\vec{r}	Rayon .
p_r	pression de refoulement .
p_a	pression d'aspiration.
Q	est le débit volume du fluide.
H	la hauteur manométrique de la pompe.
g	l'accélération de pesanteur.
P_v	pression de vapeur du liquide.
P_a	pression d'aspiration de la pompe.
H	hauteur
V	vitesse
Z	altitude
ρ	masse volumique
ΔH	la diminution de la hauteur par rapport à la hauteur totale

Introduction

Les pompes centrifuges sont des turbo machines qui nécessite beaucoup de maintenance et de réparation, la cavitation et leurs problème qui causent beaucoup de dégâts au niveau des ailettes tel que l'érosion.... , dans ce travail une étude générale sur la cavitation qui permet de définir l'effet de ce phénomène sur les performance des pompes.

Dans cette objective nous présentons ce mémoire une étude sur la cavitation dans les

pompes centrifuge, Le mémoire est divisé en trois chapitres :

chapitre01 :Généralités sur les turbomachines.

chapitre02 : les pompes centrifuges.

chapitre 3 : Les problèmes de la cavitation.

Et partie pratique qui étudie le phénomène de cavitation

Généralités sur les Turbomachines

1.1 Introduction :

Les turbomachines sont une famille de machines caractérisées par un cycle thermodynamique continu. C'est ce qui les distingue des moteurs à explosion dont le cycle est par essence cyclique donc discontinu. Dans tous les cas, il s'agit de transformer une énergie généralement de nature fossile (kérosène, gaz) en une énergie cinétique (éjection de gaz chauds à vitesse élevée) ou en une énergie mécanique (entraînement d'une hélice ou d'un arbre). Le préfix turbo provient du latin turbinis qui signifie qui tourne ou alors en rotation. Il a été introduit en France en 1822 par l'ingénieur d mines Claude Burdin (1790-1873). On les premières turbomachines sont très anciennes, les turbines à eau remontant à l'antiquité, et ne s'intéressaient alors qu'à la récupération d'énergie. Les premières turbines à vapeur sont apparues beaucoup plus tard, au tout début de l'ère industrielle, pour transformer l'énergie de la vapeur en énergie mécanique cette application est aujourd'hui à la base de la récupération d'énergie dans les centrales thermiques ou nucléaires.[1]

1.2 Définition :

Une turbomachine est un ensemble mécanique dont le rôle est d'assurer un échange d'énergie entre un fluide en écoulement et un rotor animé d'un mouvement de rotation généralement uniforme autour de son axe. Les turbomachines forment une famille d'appareils qui utilisent un fluide pour effectuer une transformation d'énergie. De manière générale, une turbomachine est définie comme un dispositif qui permet de donner ou de retirer de l'énergie à un fluide par l'action dynamique d'un élément rotatif appelé ROTOR. On appelle turbomachine un ensemble mécanique de révolution comportant une

ou plusieurs roues (rotors) mobiles munies d'aubes (aubages, ailettes) qui ménagent entre elles des canaux à travers lesquels le fluide s'écoule. L'échange d'énergie s'effectue dans le rotor et résulte du travail des forces aérodynamiques sur les aubes produites par l'écoulement du fluide autour de celles-ci, et qui résultent principalement de la différence de pression entre les deux faces des aubes.[1]

1.3 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]

1.3.1 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.

1.3.2 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 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 : Le turbomachine encastrées telles que les

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

1.4 Constitution des turbomachines :

Une turbomachine est composée essentiellement d'un mobile de révolution, le rotor tournant dans un stator limité par une enveloppe étanche. [3]

1.4.1 Rôle du rotor :

Assurer le transfert d'énergie entre l'arbre de la machine et le fluide en mouvement. L'écoulement étant défléchi au passage de la roue, il existe donc une force exercée par le fluide sur les aubages. Le point d'application de la force se déplace du fait de la rotation des aubages, il y a donc travail d'où échange d'énergie.[3] Énergie de pression : une turbomachine échange nécessairement de l'énergie de pression avec le fluide (même si cela ne doit pas être sa fonction principale).

- Cas d'un compresseur : augmentation de la pression pour compenser les pertes de charge du circuit.
- Cas d'une turbine : une partie de l'énergie récupérée est toujours sous forme de pression[3]

Énergie cinétique : une turbomachine échange nécessairement de l'énergie cinétique avec le fluide du fait de la rotation de l'écoulement au passage de la roue mobile. [3]

Énergie calorifique : il n'y a pas d'énergie calorifique directement échangée entre le fluide et la roue ; cependant le fluide peut recevoir de la chaleur naissant de la dégradation d'une partie de l'énergie cinétique due au travail des forces de frottement liées à la nature visqueuse du fluide. Le phénomène de dissipation, principalement localisé près des parois, engendre la transformation de la forme d'énergie et non son transfert de l'énergie (il y a des pertes donc diminution du rendement). La faible surface des parois en rapport avec les grands débits rend les échanges de chaleur avec l'extérieur négligeable car celles-ci sont considérées comme étant adiabatiques. [3]

1.4.2 Rôle du stator :

Modifier la forme d'énergie (énergie cinétique en pression, ou inversement). Il existe comme pour la roue mobile une force exercée par le fluide sur les aubages, liée à la déflexion de l'écoulement. Par contre l'aubage étant fixe, il n'y a pas de déplacement du point d'application de la force, donc pas de travail, ce qui signifie, pas d'échange d'énergie.[3]

- **Redresseur de compresseur axial :**

Situé en aval de la roue mobile.

Rôle : redresser l'écoulement vers la direction axiale, transformant ainsi l'énergie cinétique de la composante giratoire de vitesse en pression statique. [3]

- **Distributeur de turbine axiale :**

Situé en amont de la roue mobile.

Rôle : provoquer une giration de l'écoulement, transformant ainsi une partie de l'énergie de pression statique disponible sous forme d'énergie cinétique. Cette énergie est ensuite récupérée au niveau de la roue mobile.[3]

- **Diffuseur de pompe ou compresseur centrifuge :**

Récupération de pression statique avec l'augmentation de la section de passage (rayon). [3]

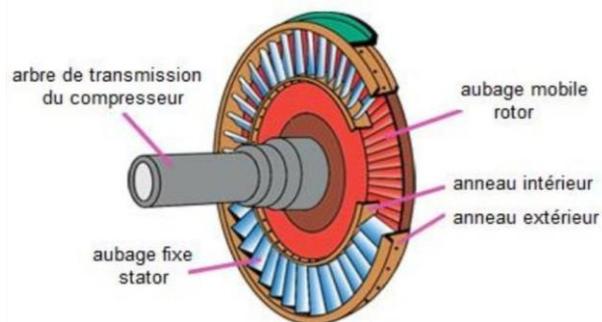


FIGURE 1.1 – Organe d'une turbomachine

1.4.3 Divers types de turbomachines en Image[3]

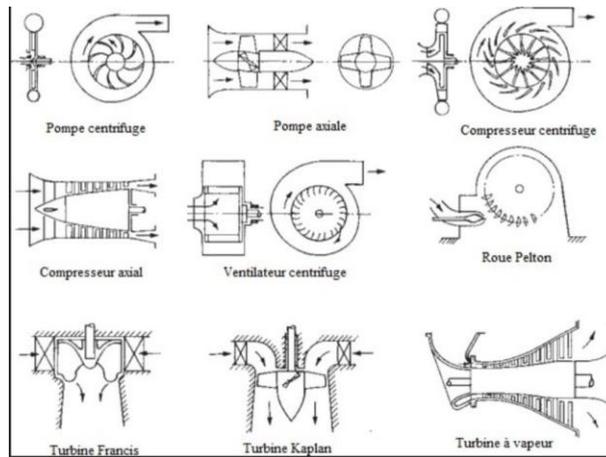


FIGURE 1.2 – Divers types de turbomachines

1.5 Equation fondamentale de la turbomachine :

1.5.1 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 massiques qui traversent les frontières du volume.

La loi du principe est :[4]

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho dv + \int_S \rho ds = 0 \quad (1.1)$$

1.5.2 Conservation du moment de la quantité de mouvement :

Ce principe indique que la variation de l'impulsion angulaire est égale à la somme des moments des forces externes. Tel que pour la quantité de mouvement est couramment exprimé par la formule :[4]

$$M = \frac{d}{dt} \int_V r \rho v dV + \int_S r \rho v u \cdot dS \quad (1.2)$$

1.5.3 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, on considère 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.

$$M = \int r * \rho u ds \tag{1.3}$$

$$M = r_2 \rho_2 u_2 Q_2 - r_1 \rho_1 u_1 Q_1 \tag{1.4}$$

On applique alors, l'équation (2) à un filet de fluide entre ses deux points illustre à la figure I.3 et celle-ci devient : [5]

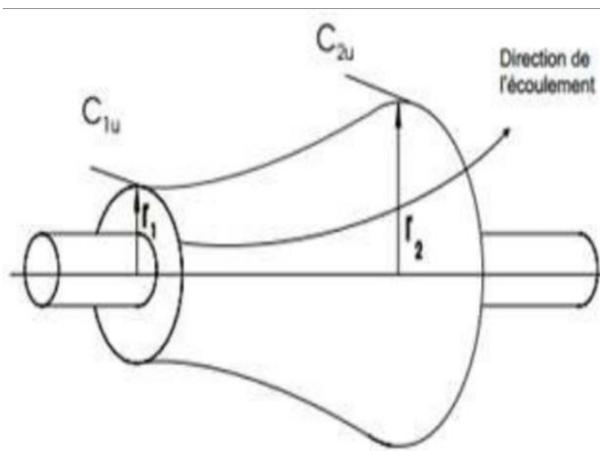


FIGURE 1.3 – Rotor schématique et équation d'Euler

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

$$\int_S \rho u \cdot dS = \int_{S_2} \rho_2 u_2 \cdot dS_2 - \int_{S_1} \rho_1 u_1 \cdot dS_1 = 0 \tag{1.5}$$

On en déduit

$$\dot{m} = \rho_2 Q_2 = \rho_1 Q_1 \tag{1.6}$$

alors, l'équation I.1, se réduit à :

$$M = \dot{m}(r_2 * u_2 - r_1 u_1) \tag{1.7}$$

Bien que cette expression de l'équation d'Euler est sous une forme mathématique élégante, elle requiert de modification pour être facilement utilisable [5].

1.6 Triangle de vitesse :

Si on considère une particule (fluide) traverse la roue d'une turbine centrifuge, à chaque instant et à chaque point nous avons :

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w}$$

, et

$$\vec{C} = \vec{u} + \vec{w}, \text{ et } \vec{u} = \vec{\omega} \wedge \vec{r}$$

\vec{c} : Vitesse absolue de la particule.

\vec{u} : Vitesse d'entraînement ou circumférentielle.

\vec{w} : Vitesse relative de la particule.

\vec{c}_r : Composante circumférentielle (suivant le rayon).

\vec{c}_u : Composante radiale.

$\vec{\omega}$: Vecteur vitesse instantanée de rotation

\vec{r} : Rayon

Les indices 1 et 2 indiquent les sections d'entrée et de sortie de la roue.

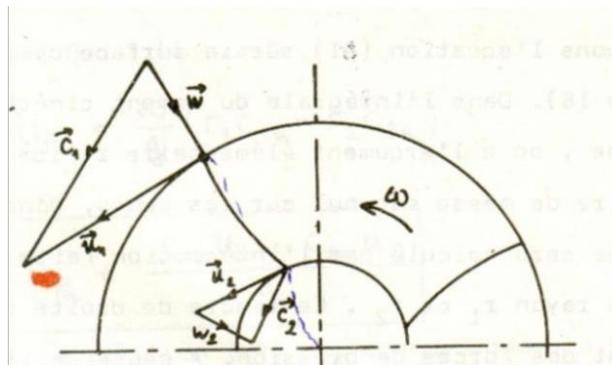


FIGURE 1.4 – Triangle de vitesse lors d'un écoulement radial

1.7 Rendement :

Dans une turbomachine, il y a fondamentalement deux types de pertes : les pertes externes entre la machine et l'ambiant, notamment par le frottement des composants mécaniques et les pertes internes de l'écoulement. Les pertes dues 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 différents 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]

1.7.1 Rendement isentropique :

Rendement d'une turbine :

$$\eta_s = \frac{\text{travail d'arbre}}{\text{énergie disponible théorique du fluide}} = \frac{W_r}{W_s}$$

Rendement d'un compresseur :

$$\eta_s = \frac{\text{travail du fluide}}{\text{énergie donnée par arbre}}$$

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

1.7.2 Rendement mécanique :

Pour une turbine :

$$\eta_m = \frac{\text{énergie disponible}}{\text{énergie fournie au rotor}}$$

Pour un compresseur :

$$\eta_m = \frac{\text{énergie fournie au rotor}}{\text{énergie fournie à l'arbre}}$$

1.7.3 Rendement volumétrique :

Rendement volumétrique des pompes et des compresseurs :

$$\eta_v = \frac{\dot{m}}{\dot{m} + \dot{m}_r}$$

Pour les turbines :

$$\eta_v = \frac{\dot{m} - \dot{m}_r}{\dot{m}}$$

1.7.4 Rendement global

Le rendement global est définie par :

$$\eta_g = \eta_{tt}\eta_m$$

η_{tt} : Pour tout l'énergie à l'entrée et à la sortie.

1.8 Avantages et inconvénients des turbopompes :

1.8.1 Avantage :

Leur rendement est souvent meilleur que celui des (volumétrique)

Leur débit est régulier et le fonctionnement silencieux

Elles sont adaptées à une très large gamme de liquides

1.8.2 Inconvénients :

Impossibilité de pompe du liquide trop visqueux

Production d'une pression différentielle peu élevée (de 0.5 à 10 bars).

Les POMPES centRifuges

2.1 Définition :

Les pompes centrifuges sont des dispositifs mécaniques utilisés pour transporter des fluides en convertissant l'énergie mécanique provenant d'une source externe (par exemple, un moteur électrique) en énergie cinétique dans le fluide pompé. Ils fonctionnent en utilisant une roue rotative pour créer une force centrifuge qui déplace le fluide à travers la pompe et dans le tuyau de refoulement.

2.2 Utilisation :

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

- Utilisation de liquides visqueux, la pompe centrifuge nécessaire serait énorme par rapport aux débits possibles.
- Utilisation de liquides susceptibles c'est-à-dire ne supportant pas la très forte agitation dans la pompe.
- Utilisation comme pompe doseuse ; la nécessité de réaliser des dosages pré Instantanés

2.3 Description :

Les pompes centrifuges sont destinées à véhiculer les liquides à un débit de refoulement important avec une faible pression comparativement aux pompes volumétriques. Les prin-

principales composantes des pompes centrifuges sont les suivantes :

Distributeur : c'est un organe fixe ayant pour rôle la conduite du liquide depuis la section d'entrée de la pompe jusqu'à l'entrée de l'impulseur, il se réduit à une simple tuyauterie pour les pompes monocellulaires.

Impulseur (la roue) : c'est l'âme de la pompe centrifuge, il comporte des aubes ou ailettes, qui grâce à leur interaction avec le liquide véhiculé transforment l'énergie mécanique en énergie de pression dans le récupérateur. L'impulseur se compose de la manivelle, bagues d'étanchéité (dusure), et des flasques.

Le récupérateur (l'enveloppe) : c'est un organe fixe qui collecte le liquide à la sortie de la roue et le canalise vers la section de sortie de la pompe avec la vitesse désirée.

Le récupérateur se compose en générale de deux parties :

Le diffuseur : a pour rôle de transformer l'énergie cinétique en énergie de pression, et ainsi limiter la vitesse du liquide pour éviter les pertes de charges exagérées.

La volute : c'est le collecteur du liquide venant du diffuseur, elle assure la transformation de l'énergie cinétique en pression et canalise le liquide vers la section de sortie de la pompe[6]

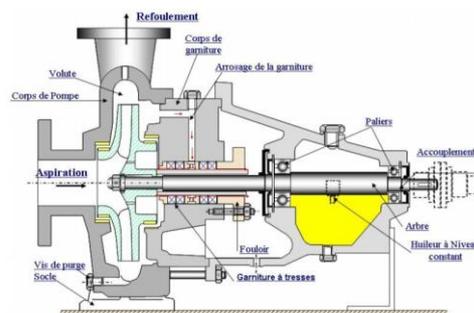


FIGURE 2.1 – Pompe centrifuge monocellulaire

2.4 Principe de fonctionnement :

Le principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge repose sur l'effet de la force centrifuge grâce aux aubes de la roue. Celle-ci est placée dans le corps de la pompe qui possède généralement deux orifices, le premier pour l'aspiration dans l'axe de rotation et le second pour le refoulement perpendiculaire à l'axe de rotation. Le fluide pris entre deux aubes se trouve contraint de tourner avec la roue, la force centrifuge repousse alors la masse du

liquide vers l'extérieur de la roue où la seule sortie possible sera l'orifice de refoulement. L'énergie fluide provient donc de la force centrifuge .

2.5 classification des pompes centrifuges :

On classe d'après le principe de fonctionnement :[4]

2.5.1 Disposition de l'axe

les pompes à axe horizontal Les pompes à axe vertical

2.5.2 nombre des roues :

Le nombre des roues correspondant au nombre d'étages : monocellulaire ou mono-étagée et monocellulaire ou multi-étages.

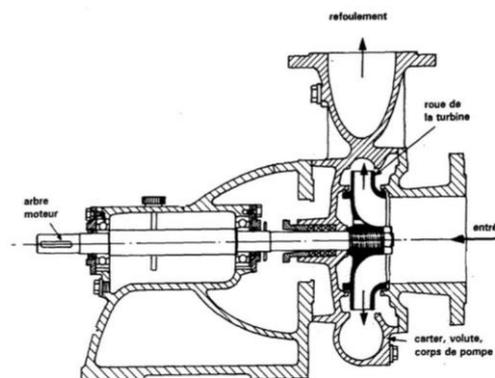


FIGURE 2.2 – pompe centrifuge mono- étagée

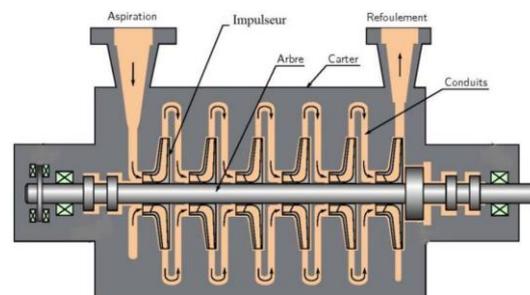


FIGURE 2.3 – pompe centrifuge multi- étagée

2.5.3 La forme de la roue :

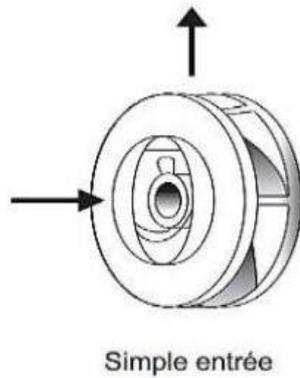


FIGURE 2.4 – Roue à simple aspiration

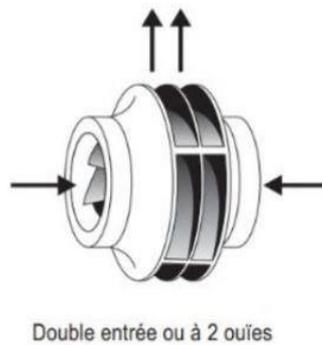


FIGURE 2.5 – Roue à double aspiration

2.5.4 La pression engendrée

:

- Faible pression
- Forte pression

2.5.5 Moyen d'accouplement :

Par chaîne

- Par engrenage

- Par bride
- Par courroie

2.5.6 Moyen dentrainement :

Par moteur électrique

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

2.5.7 Type du récupérateur :

Volute

- Diffuseur

2.5.8 Usage :

Pompe à usage normale

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

2.6 Caractéristiques générales des pompes centrifuges :

Le pompe centrifuge est principalement représentée par trois caractéristique : Hauteur manométrique en fonction du débit : $H(Q)$ Le débit volumique [m^3/s].

Rendement en fonction du débit : $\eta(Q)$

a) Le débit : Le débit Q fourni par une pompe centrifuge est le volume refoulé pendant l'unité de temps. Il se exprime en mètres cubes par seconde (m^3/s) ou plus pratiquement en mètres cubes par heure (m^3/h)

b) Hauteur manométrique : Pour véhiculer un liquide d'un endroit à un autre, la pompe doit fournir une certaine pression appelée hauteur manométrique totale, cela dépend des

conditions d'aspiration et de refoulement (augmentation de pression que la pompe peut communiquer au fluide). La grandeur HMT représente la hauteur de liquide qui pourra être obtenue dans la tuyauterie de refoulement par rapport au niveau du liquide à l'aspiration

$$HMT = (p_r - p_a) / \rho \cdot g [m]$$

avec p_r : pression de refoulement et p_a pression d'aspiration.

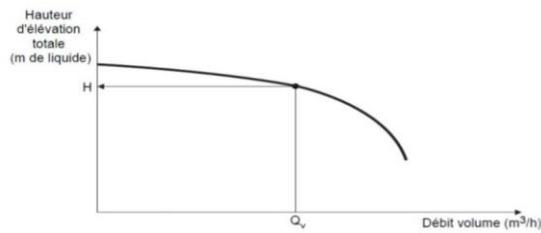


FIGURE 2.6 – Courbe caractéristique hauteur d'élevation fonction du débit volume

C) Rendement : Le rendement η d'une pompe est le rapport de la puissance utile P_u (puissance hydraulique) communiquée au liquide pompé à la puissance absorbée P_a par la pompe (en bout d'arbre) ou par le groupe (aux bornes du moteur). La puissance P et le rendement η sont donnés par :

$$P_u = Q \rho g H$$

$$\eta = \frac{P_u}{P_a}$$

avec Q : est le débit volume du fluide.

ρ sa masse volumique.

H la hauteur manométrique de la pompe.

g l'accélération de pesanteur.

Le rendement de la pompe varie avec le débit et passe par un maximum pour le débit nominal autour duquel la pompe doit être utilisée

La courbe Rendement(Q) du rendement est toujours montante depuis la valeur Rendement=0, puis descendante en passant par une valeur Rendement max. Ce quel que soit le type de pompe utilisé [6]

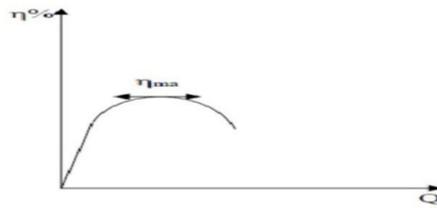


FIGURE 2.7 – Courbe de rendement de la pompe

2.7 NPSH dun pompe centrifuge :

2.7.1 définition :

NPSH : Net Positive Section Head (Hoteur Nette Positive dAspiration) Le NPSH est une mesure pouvant calculer la hauteur manométrique d'aspiration disponible dans le but d'éviter la vaporisation au plus bas niveau de la pompe. En un point précis d'un circuit hydraulique, la valeur NPSH mesure la différence entre la pression absolue totale du liquide et sa pression de vapeur.[7]

$$H_a - \frac{P_v}{\rho g} = \frac{P_a}{\rho g} + \frac{V_a^2}{2g} + Z_a - \frac{P_v}{\rho g}$$

Avec : P_v : pression de vapeur du liquide. P_a : pression d'aspiration de la pompe. H : hauteur V : vitesse Z : altitude g : accélération due à la pesanteur. ρ : masse volumique
Pour systèmes avec pompe, en définit deux types de NPSH : NPSHd et NPSHr

2.7.2 NPSH disponible (NPSHd) :

Dans la configuration de montage et du produit véhiculé, il y a une pression P_a à l'aspiration de la pompe. En conséquence seule la quantité de pression supérieure à P_v sera utile. NPSH disponible ou d'installation Il s'agit de la pression à l'aspiration régnant effectivement à l'entrée d'une pompe, Et que l'utilisateur doit définir pour choisir correctement sa pompe. Il est donc défini par :

$$NPSH_d = \frac{P_a}{\rho g} + \frac{V_a^2}{2g} - \frac{P_v}{\rho g}$$

Pour éviter le cavitation dans la pompe, il faut calculer les NPSH d et vérifier qu'il est bien supérieur au NPSH requis On a donc : [7] NPSH disponible > NPSH r = sans

cavitation

$NPSH_{disponible} < NPSH_r =$ avec cavitation.

2.7.3 NPSH requis (NPSH r) :

$NPSH_r$ requis, C'est la valeur minimale de NPSH à partir de laquelle la pompe fonctionne sans cavitation, cette valeur sera donnée par le constructeur. Expérimentalement, comme le montre la Figure (II7.3) : le $NPSH_r$ augmente avec le débit Q_v . Le constructeur des pompes donnent la courbe caractéristique du $NPSH_r$ [$NPSH_r = f(Q)$] correspondant au diamètre nominal de la roue. Si la roue est rognée le $NPSH_r$ est modifié. Sa nouvelle valeur peut être approchée graphiquement, comme l'indique la figure suivante : [7]

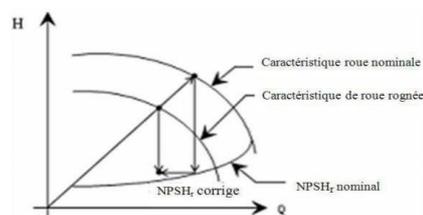


FIGURE 2.8 – Influence du diamètre de la roue

2.8 Avantages et inconvénient des pompe centrifuge :

Avantage :

- utilisation facile et peu coûteuse
- Leur rendement est souvent meilleur que celui des volumétriques.
- Faible encombrement.
- Absence variation de débit et de pression

Inconvénients :

- A faible débit où à grande hauteur de refoulement, le rendement diminue.
- La problème de cavitation.
- Impossibilité de pomper des liquides trop visqueux et une production d'une pression différentielle peu élevée (de 0,5 à 10 bar).

Les Problèmes de la cavitation

3.1 Définition :

La cavitation est un processus par lequel le liquide se vaporise, passant de l'état liquide à l'état gazeux, en raison d'une baisse de pression en dessous de sa pression de vapeur saturante à une température constante. Contrairement à l'ébullition, qui se produit à pression constante en augmentant la température du liquide, la cavitation se produit par une diminution de pression.

3.2 Les signes et effets de cavitation

La cavitation peut avoir un impact significatif sur le fonctionnement des pompes, affectant à la fois leurs performances, leur durabilité mécanique et leur résistance physico-chimique. Mécaniquement, la cavitation est principalement due à la recondensation des bulles de vapeur lorsque la pression augmente. Cette recondensation entraîne une implosion soudaine des cavités de vapeur, produisant localement des jets liquides à des vitesses élevées, parfois de plusieurs dizaines de mètres par seconde. Ces implosions entraînent de l'érosion, du bruit et des vibrations, des effets souvent néfastes et destructeurs. Il est donc crucial de minimiser autant que possible la cavitation.

3.2.1 Bruit de cavitation :

Le premier signe que quelque chose ne va pas dans une pompe est souvent un bruit inhabituel, causé par la présence de petites bulles dans le fluide. Ce bruit provoque des vibrations dans les parois de la pompe et des tuyaux voisins, qui se propagent dans l'air ambiant. Lorsque la cavitation est importante, ce bruit peut ressembler à des crépitements

ou des claquements, parfois comparés au bruit d'une bétonnière ou d'un concasseur. Ce niveau de bruit peut être perturbant pour les personnes à proximité ou pour l'environnement, surtout dans le cas de grandes pompes ou de pompes à haute vitesse. Cependant, la cavitation ne représente qu'une petite partie du bruit total émis par ces pompes.

Le bruit de cavitation est le résultat de conditions spécifiques où la formation de bulles de vapeur est favorisée, notamment lorsque la pression à l'aspiration de la pompe descend en dessous d'un certain seuil. Ce bruit se produit lorsque les bulles ou poches de vapeur implosent, soit sur elles-mêmes, soit sur une surface. Cette implosion se produit lorsqu'elles passent d'une zone de basse pression à une zone de haute pression. La violence du phénomène, et donc le bruit et l'érosion qui en résultent, dépendent du gradient local de pression à l'endroit où les bulles se referment.

En dehors de l'implosion des bulles, la cavitation affecte le bruit de deux manières secondaires. Tout d'abord, lorsque la poche de vapeur s'étend et couvre la plupart des aubes, le fluide suit le contour de la poche, modifiant ainsi le champ de vitesse à la sortie de la roue de la pompe. Cela altère la hauteur théorique fournie par la pompe et augmente le bruit créé par le défilement des sillages devant le bec de la volute, car la forme des sillages est modifiée.

De plus, lorsque le pourcentage de vapeur atteint un certain seuil, les mécanismes de propagation du bruit sont complètement modifiés. La vitesse du son dans le mélange diphasique chute pratiquement à zéro lorsque le pourcentage d'air dépasse une valeur spécifique. Cela est également vrai pour le mélange eau-vapeur. Ces deux influences secondaires de la cavitation sur le bruit ne sont pas provoquées par les phénomènes d'implosion, qui n'interviennent que dans la phase terminale de la cavitation.

3.2.2 Description du phénomène au point nominal :

Lorsque vous testez une pompe sur un banc d'essai spécifique à la cavitation, équipé de moyens de mesure et d'observation tels que des hublots et un éclairage stroboscopique, vous pouvez obtenir des informations sur la nature et l'intensité de la cavitation de trois manières différentes :

1. Mesure du bruit de cavitation : Vous pouvez mesurer le bruit généré par la cavitation

à l'aide d'équipements appropriés. Cette mesure vous donne des indications sur l'intensité, la nature et la fréquence du bruit produit par le phénomène de cavitation.

2. Observation visuelle des bulles ou des poches de vapeur : En utilisant les hublots et l'éclairage stroboscopique, vous pouvez observer visuellement la formation de bulles ou de poches de vapeur dans la pompe. Cette observation vous permet de voir directement les effets de la cavitation et d'évaluer son intensité et sa localisation dans la pompe.
3. Modification des caractéristiques de la pompe : Lorsque la pression d'aspiration (P_0) atteint des valeurs basses et que la cavitation se produit, vous pouvez observer des modifications dans les caractéristiques de la pompe. Cela peut inclure des changements dans le débit, la pression de refoulement ou d'autres paramètres de performance de la pompe.

En corrélant l'évolution du bruit (nature, intensité, fréquence) avec les autres mesures ou observations, vous pouvez comprendre plus en détail le comportement de la cavitation à chaque étape. En commençant par une pression d'aspiration suffisamment élevée pour éviter la cavitation, vous pouvez déterminer le bruit propre de la pompe en l'absence de cavitation. Ensuite, en diminuant progressivement la pression d'aspiration, vous pouvez observer comment les modifications du spectre de bruit sont associées à l'apparition et à l'intensification de la cavitation. Cette corrélation est essentielle pour comprendre le bruit de cavitation et ses implications sur les performances et la durabilité de la pompe.

Etape 1 :

À l'étape initiale du test, lorsque la pression d'aspiration (P_0) est encore très élevée, on observe l'apparition d'un phénomène acoustique hydraulique de faible intensité mais à une fréquence très élevée, généralement entre 30 et 40 kHz, mais parfois même dépassant les 100 kHz. Ce bruit est caractérisé par des microbulles de quelques micromètres qui se forment. Bien qu'invisible pour l'oreille humaine, ce phénomène est détectable par des hydrophones sensibles en haute fréquence. Ces microbulles ont une durée de vie très courte et implosent sur elles-mêmes, la plupart du temps sans entrer en contact avec la paroi de la pompe. Cette implosion génère le phénomène acoustique détecté.

Etape 2 :

On observe l'apparition des premières bulles visibles, généralement en dehors de la surface des aubes de la pompe. Ces bulles apparaissent souvent dans l'entrefer des roues ouvertes ou à la sortie de la section de fuite d'une roue fermée. Dans certains cas, cette étape peut être absente ou intégrée à l'étape 3 du processus.

Le bruit généré par la cavitation dans l'entrefer des roues est généralement insuffisant pour altérer significativement le niveau de bruit hydraulique global de la pompe. Cependant, si le bruit de fond est déjà faible, une analyse en fréquence peut révéler une légère augmentation localisée de ce bruit de fond.

Etape 3 :

On observe l'apparition des premières bulles visibles sur les aubes de la roue de la pompe. Cette étape débute avec le NPSHf (Net Positive Suction Head Required) et se poursuit jusqu'au NPSHb (Net Positive Suction Head Available). À ce stade, les phénomènes de cavitation ne sont pas encore suffisants pour modifier de manière significative le niveau global de bruit hydraulique ou aérien de la pompe. Cependant, une analyse en fréquence pourrait révéler une modification du spectre de bruit.

Il est important de noter que le NPSHf, qui est un critère déterminant pour l'érosion due à la cavitation, ne correspond plus à un seuil dans le domaine du bruit à cette étape. La frontière entre les étapes 3 et 4 est marquée par l'apparition d'une cavitation suffisante sur les aubes de la roue pour modifier de manière mesurable le niveau global de bruit, qu'il soit aérien ou hydraulique, de la pompe. Ce seuil correspond au NPSHb. À ce stade, la poche de cavitation est clairement visible sur les aubes de la roue. Bien que le NPSHb puisse marquer un seuil conventionnel correspondant à la modification de n'importe quel signal acoustique, le bruit global reste l'aspect le plus important pour l'utilisateur, et c'est donc généralement ce critère qui est retenu pour évaluer le niveau de cavitation.

Etape 4 :

La cavitation s'étend sans interruption du NPSHb jusqu'au NPSHd. Le NPSHd marque le

début d'une diminution de la hauteur fournie par la pompe. Du point de vue acoustique, cette étape est caractérisée par une augmentation continue du bruit aérien et une réduction du bruit hydraulique dans le conduit d'aspiration. Cette phase de cavitation intense se traduit par une augmentation significative du bruit aérien, généralement audible, tandis que le bruit hydraulique dans le conduit d'aspiration diminue. Cela peut être observé comme une augmentation marquée du niveau de bruit global émis par la pompe.

Etape 5 :

la cavitation persiste au-delà du point NPSH_d jusqu'à l'effondrement complet des caractéristiques de la pompe. Le point NPSH 3 Dans cette zone, avec la diminution continue de la pression d'aspiration (P_0), on observe initialement une augmentation du bruit aérien et du bruit hydraulique. Ensuite, ces niveaux de bruit atteignent un maximum avant de s'effondrer. Pendant cette phase terminale, la pompe est remplie d'un très grand volume de vapeur, ce qui contribue à l'intensification des phénomènes acoustiques et à l'effondrement des performances de la pompe.

3.2.3 Vibrations de cavitation :

Quand les poches de vapeur à l'entrée de la pompe deviennent significativement grandes en comparaison de la taille de la pompe ou du niveau de pression disponible à l'entrée de la roue (NPSH), cela peut entraîner une augmentation des vibrations dues à la cavitation. Il peut également se produire des interactions entre la pompe en régime de cavitation et le circuit sur lequel elle décharge.

3.2.4 Érosion de cavitation :

Lorsque certaines conditions de fonctionnement de la pompe sont rencontrées, telles que le fonctionnement à régime partiel, le pompage à une très grande hauteur ($H > 100m$), une faible pression d'aspiration, ou encore la nature du liquide transporté et le matériau constitutif de la roue, les implosions répétées des poches de cavitation près des parois métalliques peuvent progressivement altérer la structure cristalline des alliages métalliques ou d'autres matériaux tels que les plastiques. Cette altération peut entraîner une dégradation rapide des aubes de la roue, un phénomène connu sous le nom d'érosion par

cavitation (figure 3.1). Avant d'atteindre cet état critique à éviter absolument, la cavitation peut également avoir d'autres effets néfastes sur le fonctionnement optimal des groupes de pompage.

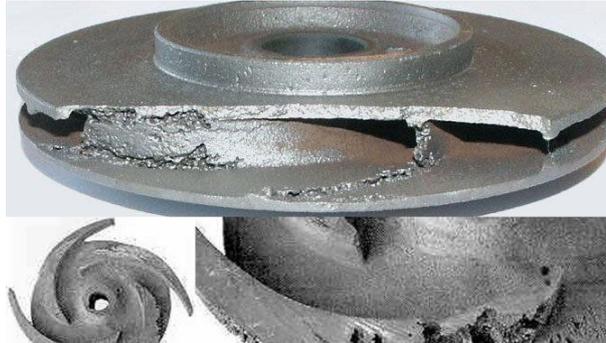


FIGURE 3.1 – Érosion par cavitation d'une roue de pompe centrifuge

3.2.5 Mécanisme dérosion :

L'érosion de cavitation trouve probablement son origine mécanique dans les brusques variations de pression dans la zone d'implosion des cavités de vapeur, causant une fatigue du matériau de la machine due aux contraintes alternées. Ces contraintes initient des fissures dans la structure cristalline du matériau, entraînant éventuellement l'arrachement et le transport de particules de métal par le liquide circulant à travers les pores du matériau, sous l'effet des oscillations de pression successives. Les matériaux les plus poreux sont les plus susceptibles d'être affectés par ce type de destruction, dont l'intensité dépend de la durée pendant laquelle l'échantillon est soumis à la pression ou de l'intervalle entre deux oscillations de pression successives. Ainsi, l'érosion de cavitation doit être distinguée de la corrosion et de l'abrasion. La corrosion est uniquement causée par l'action chimique et électrolytique des liquides pompés, tandis que l'abrasion résulte de l'usure des pièces métalliques par des corps étrangers comme le sable, le gravier, le coke et le charbon transportés par les liquides pompés. Les surfaces érodées présentent un aspect spongieux, similaire à du sucre cassé. L'érosion peut être profonde si la pompe fonctionne à bas régime pendant une longue période en régime de cavitation, pouvant alors entraîner une transformation de la pompe en une sorte de dentelle.

Matériaux résistant à l'érosion de cavitation :

De nombreuses études ont été réalisées pour établir des corrélations entre les propriétés mécaniques des matériaux et leur résistance à la cavitation. Parmi ces corrélations, on peut citer celle de Piltz, publiée dans une thèse à l'école technique de Darmstadt en 1963, où la qualité du matériau est le paramètre fondamental retenu. Schroeter a également réalisé des essais de cavitation sur différents matériaux dans un conduit en forme de venturi construit à cet effet, maintenant une vitesse de 60 m/s pour tous les essais. Par ailleurs, Haller a soumis divers matériaux à des essais d'érosion dans un dispositif similaire à une roue de turbine à vapeur, et ses résultats concordent avec ceux de Schroeter. Cependant, la méthode d'essai de résistance à la cavitation de Haller nécessite un laps de temps relativement court pour mettre en évidence l'érosion par cavitation. À partir de ces essais, les chercheurs ont établi une classification des métaux selon leur résistance croissante à l'érosion de cavitation, avec notamment la fonte, le bronze, le bronze d'aluminium, l'acier, l'acier à 13% de chrome et acier inoxydable de type 18/8.

3.3 Aspects thermodynamique de la cavitation :

- L'ébullition du liquide pendant la cavitation est un phénomène thermique affectant diverses propriétés et conditions du liquide, notamment la pression, la température, la chaleur latente de vaporisation, la chaleur spécifique et la conductivité thermique.

- Pendant la cavitation, les altérations des caractéristiques de fonctionnement de la pompe (hauteur-débit et rendement) sont causées par la formation et la disparition des cavités de vapeur dans la zone de basse pression. Cela perturbe les conditions dynamiques normales de fonctionnement de la pompe lorsque l'écoulement est continu. Pour que l'ébullition se produise, la chaleur latente de vaporisation est extraite de l'écoulement. Cette fourniture de chaleur par l'écoulement n'est possible que si la température du liquide est supérieure à la température de saturation correspondant à la pression dans la région où se produit la cavitation. Cependant, l'impact sur les caractéristiques d'une pompe dépend de la quantité de liquide vaporisée et du volume spécifique de la vapeur à la pression existant dans la zone de cavitation. Pour comparer le comportement de la même pompe

en cavitation, on la laisse caviter de manière à produire un effet mesurable, souvent une perte de hauteur de 3% au point de rendement maximum. Les caractéristiques de fonctionnement d'une pompe centrifuge qui ne cavite pas sont indépendantes des propriétés du fluide, qu'il s'agisse d'un liquide, d'une vapeur ou d'un gaz.

3.3.1 Effets de cavitation mesurables :

La cavitation est souvent repérée par une baisse de la hauteur de refoulement et une réduction du rendement en dessous des valeurs normales pour une charge d'aspiration excessive. Cependant, lors des essais industriels, la diminution de la hauteur n'est pas toujours le moyen le plus pratique pour évaluer la cavitation dans les pompes centrifuges. On utilise plutôt le rapport $\frac{\Delta H}{H}$, où ΔH est la diminution de la hauteur par rapport à la hauteur totale. Pour les liquides autres que l'eau, les essais fixent généralement ce rapport à 3%.

Résultat ET Discussion

4.1 introduction :

Dans ce chapitre , nous allons présenter les résultats du simulation d'une pompe centrifuge par logiciel Ansys Fluent et étudier le phénomène de cavitation , on varie la pression d'entrée dans la zone de NPSH require .

4.2 Les données de la pompe utilisé en l'étude :

Pour $NPSHr = 5.3$ m

$H_{asp} = 1.5$ m

Les pertes = 1.6852 m

$\rho.g = 9810$ bar

$P_v = 3170$ bar

4.3 Etude le phénomène de cavitation :

L'équation de NPSH définit par :

$$NPSH = H_{asp} + \sum H$$

Donc :

$$P_a = \rho.g(NPSH - H_{asp} + \sum H) + P_v$$

Après les calcules : Pour $NPSH = 5.3$ donc $P_a = 0.57$ bar Pour $NPSH = 4.3$ donc $P_a = 0.47$ bar Pour $NPSH = 14.7$ donc $P_a = 1.5$ bar

La pression totale et statique : Cas $P_a = 0.57$ bar

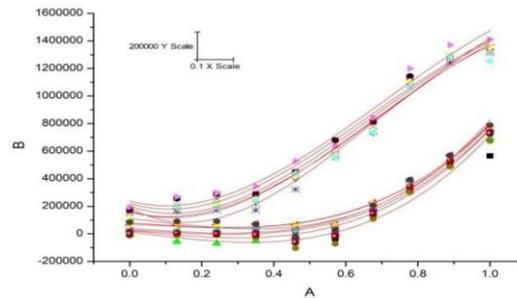


FIGURE 4.1 – Evolution de la pression totale et statique le long de l’aube (cas $Q_v = 1600$)

Ce figure c’est un l’évolution des pressions statique et dynamique au sein de la pompe , On remarque que les pressions sont constantes au voisinage de l’entrée et ont tendance d’augmenter à partir de la position 0.57 devinent maximales à la sortie de l’aube pour atteindre la valeur 8 bar pour 80% de la hauteur totale de l’aube. Cette augmentation est dû à la variation de la pression dynamique qui est donnée :

$$P_{dyn} = 1/2\rho U^2$$

La pression totale grand par rapport pression statique ;

$$P_t = P_s + P_{dyn}$$

La vitesse circumférentielle (C) :

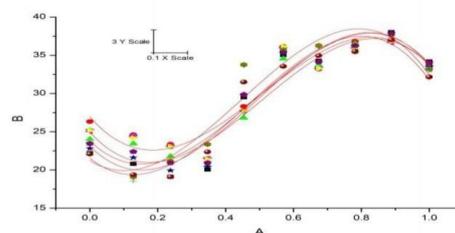


FIGURE 4.2 – Evolution de la vitesse circumférentielle (cas $Q_v = 1600$)

Ce figure met en évidence l’évolution de la vitesse circumférentielle tout au long de l’aube. On remarque à partir de l’entrée de l’aube la vitesse a tendance à augmenter progressivement atteint une vitesse maximale au bord d’attaque et de fuite entre 38 et 39m/s

et après ldiminue en allantvers la sortie de l'aube.

La vitesse relative (W) :

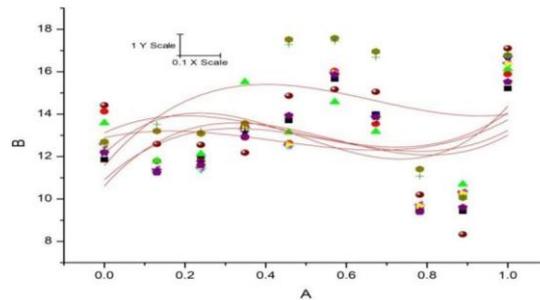


FIGURE 4.3 – Evolutin de la vitesse relative (cas $Q_v = 1600$)

Ce figure en évidence l'évolution de la vitesse relative tout au long de l'aube . On remarque que La vitesse diminue puis augmente légèrement jusqu'à atteindre 0, 4 et diminue jusqu'au point 0.9 pour atteindre une vitesse minimale entre 9 et 10m/s puis augmente exponentiellement vers la sortie de la roue avec une vitesseentre 16 et 18m/s.

Fraction volumique de l'eau liquide à 25° :

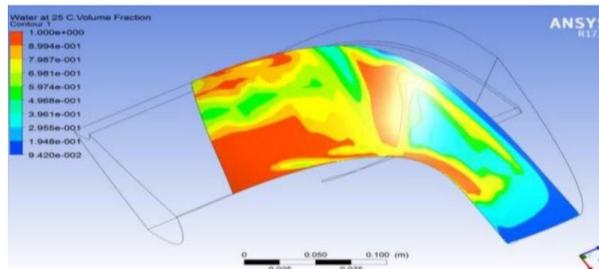


FIGURE 4.4 – P = 0.47

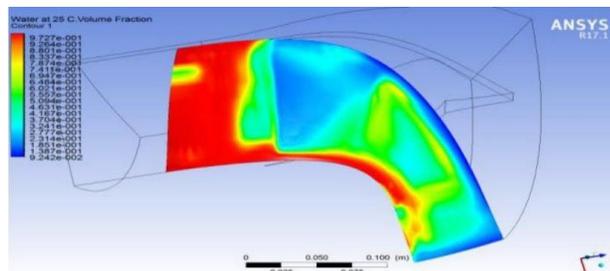


FIGURE 4.5 – P = 0.57

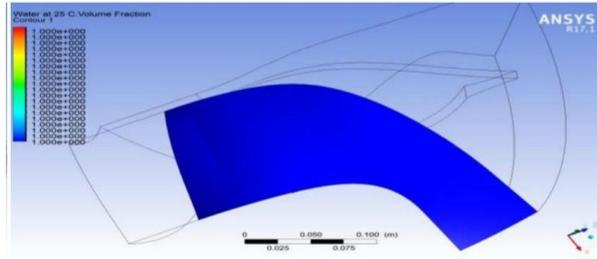


FIGURE 4.6 – $P = 1.5$

Fraction volumique de la vapeur d'eau à 25° :

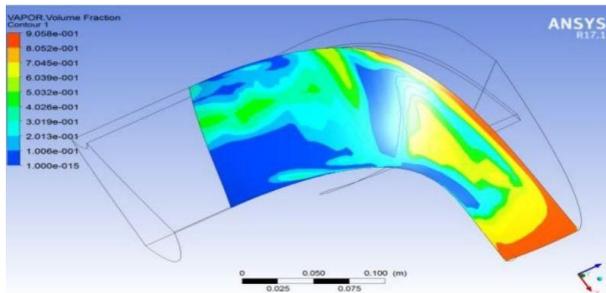


FIGURE 4.7 – $P = 0.47$

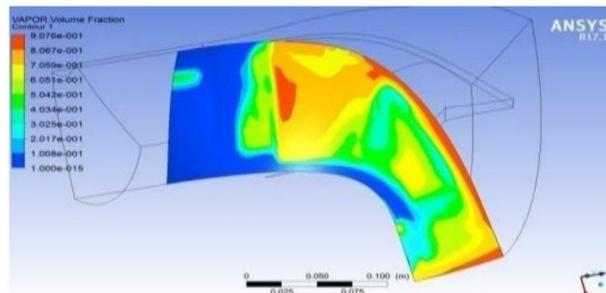


FIGURE 4.8 – $P = 0.57$

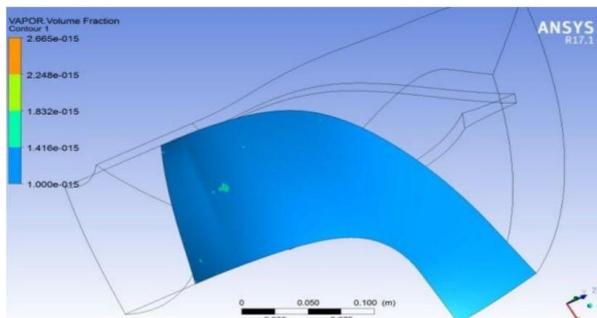


FIGURE 4.9 – $P = 1.5$

D'après les figures On remarque que pour $NPSHr = 5.3$ et une $P = 0.57$ bar la phase

vapeur commence à apparaître et augmente progressivement pour atteindre une valeur maximale autour de laube (champs tournant de l'aube).

Pour $P = 0.47$ la cavitation est présente fortement car $NPSHr > NPSHd$ (formation de la phase vapeur autour de l'aube et le champ tournants de l'aube).

Pour le pression $P = 1.5$ le taux de la phase vapeur est extrêmement négligeables et presque nulle. Après analyse des figures on remarque que la cavitation se produit dans le champ tournant de la pompe (aubes) en formants des tourbillon

Les lignes de courant

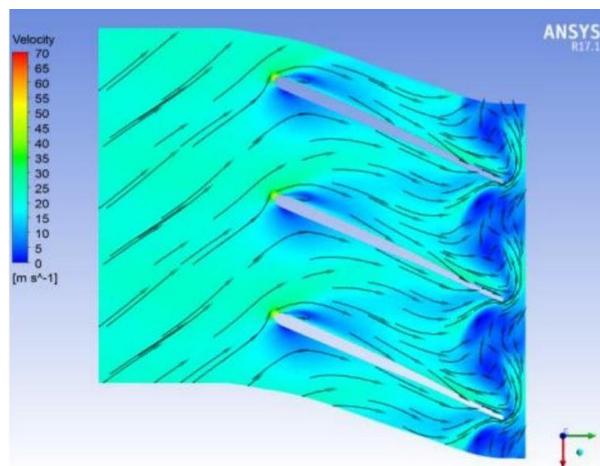


FIGURE 4.10 – $P = 0.47$

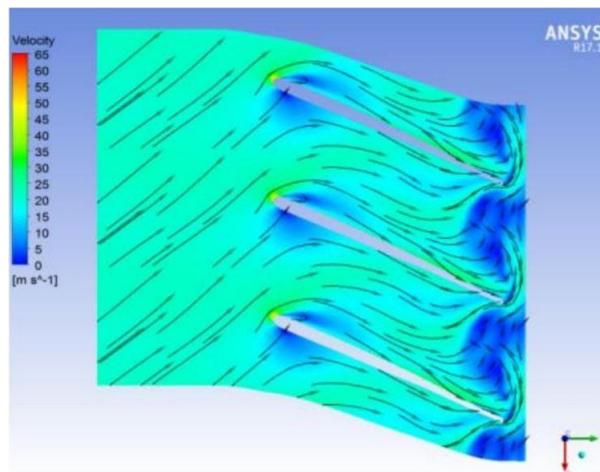


FIGURE 4.11 – $P = 0.57$

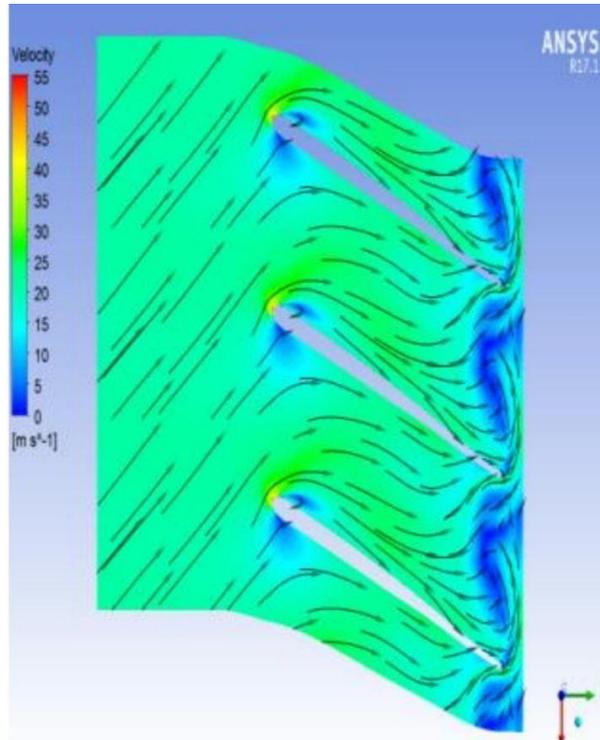


FIGURE 4.12 – $P = 1.5$

ce figures met en évidence l'évolution de la vitesse tout au long de laube. On remarque que sur le bord de laubage la vitesse est maximale et augmente progressivement en allant vers la sortie de la roue.

La pression Totale

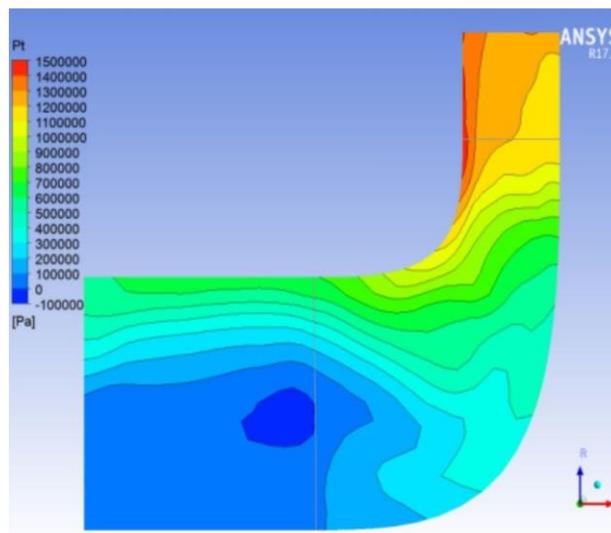


FIGURE 4.13 – $P = 0.47$

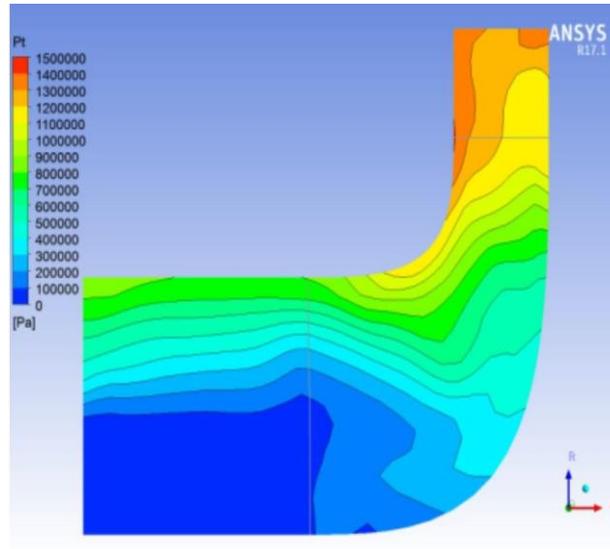


FIGURE 4.14 – $P = 0.57$

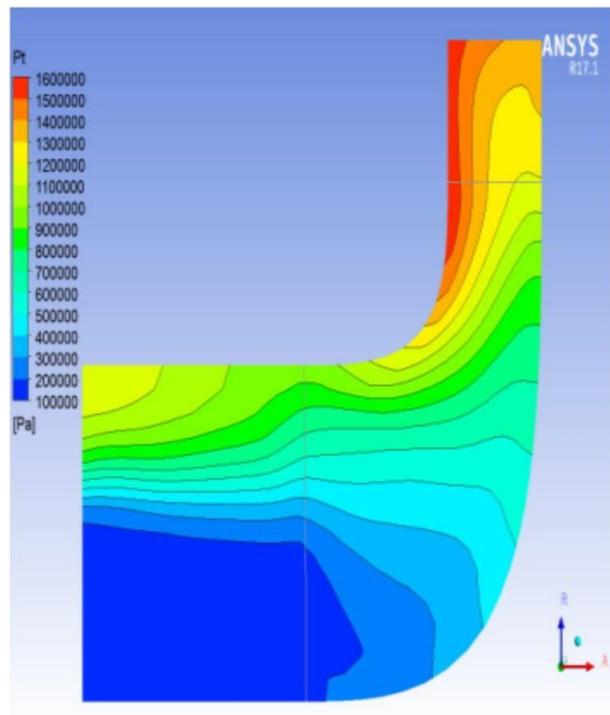


FIGURE 4.15 – $P = 1.5$

ce figure présentent la distribution de la pression totale sur laube . on note qu'il y a une augmentation progressive de la pression totale tout en se déplaçant de l'entrée vers la sortie mais cette progression n'est pas uniforme.

La pression statique

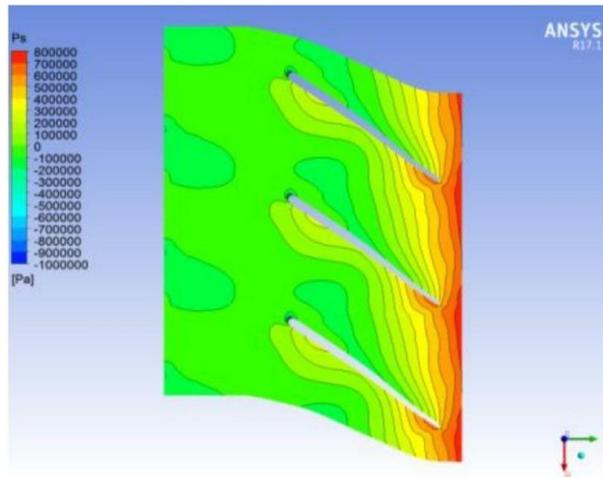


FIGURE 4.16 – $P = 0.47$

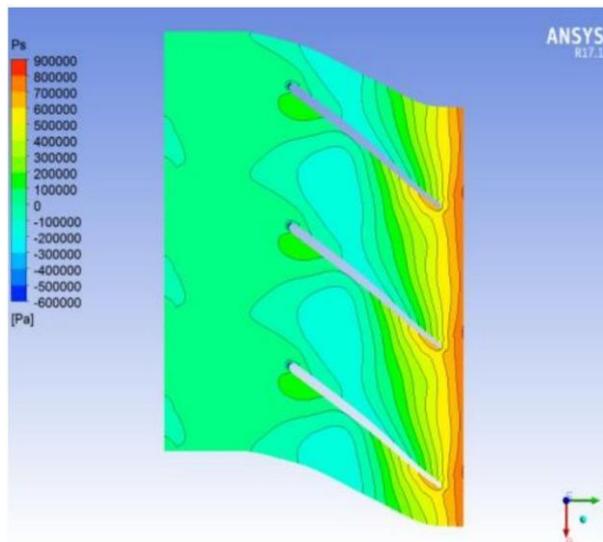


FIGURE 4.17 – $P = 0.57$

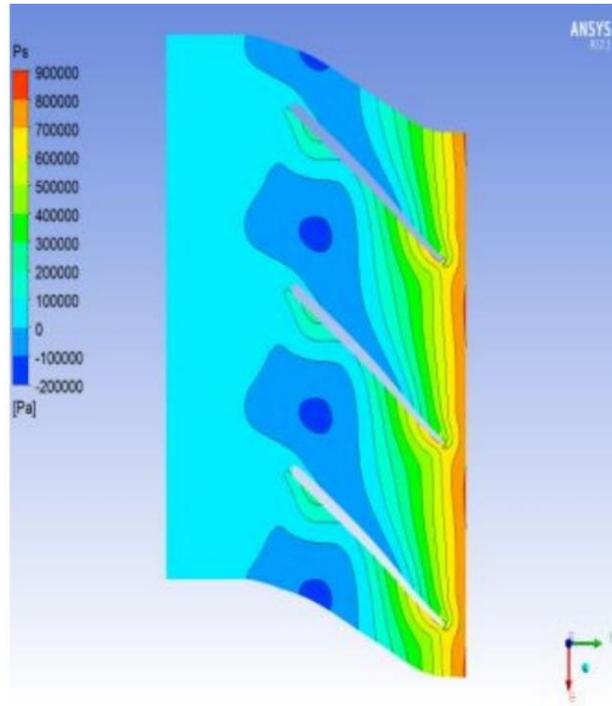


FIGURE 4.18 – $P = 1.5$

Ces figures nous montrent la répartition de la pression statique. On note la progression de la pression statique en se déplaçant de l'entrée vers la sortie. L'effet de la pression est max au niveau de la partie supérieure de laube, c'est-à-dire que le fluide impacte sur la partie supérieure plus que la partie inférieure .

4.4 Conclusion

Des conseils pour éviter le cavitation : Si la pompe est dans un état de cavitation, le NPSHA doit être augmenté pour être supérieur au NPSHR. Comme :

1. Augmenter la pression au niveau de la section d'aspiration de la pompe Si la pompe aspire à partir d'un réservoir, le niveau de liquide à l'intérieur peut augmenter s'il est fermé, ou augmenter la pression dans le vide entraîne une augmentation de la pression dans le vide. .
2. Il est possible d'arrêter la cavitation en réduisant le NPSHR de la pompe.

Conclusion

la cavitation est un problème interne à la pompe qu'il faut éviter, Nous avons réalisé ce travail pour étudier et tester ce phénomène dans les pompes centrifuge Des recherches sont toujours en cours pour étudier le phénomène de cavitation et développer des solutions.

Résumé

La cavitation est un phénomène complexe qui se produit dans un champ tournant et implique des interactions complexes entre le liquide et la vapeur dans les aubes d'une pompe centrale. Le travail : Nous avons étudié le phénomène de cavitation, analysé l'apparition de la phase vapeur dans la pompe, et apporté des solutions pour remédier à ce phénomène, comme l'utilisation d'une pompe surpresseur.

Mots clés : Pompe centrifuge, Station de pompage, cavitation .

Abstract

Cavitation is a complex phenomenon that occurs in a rotating field and involves complex interactions between liquid and vapor in the blades of a central pump. The work : We studied the cavitation phenomenon, analyzed the appearance of the vapor phase in the pump, and provided solutions to remedy this phenomenon, such as the use of a booster pump.

Keywords : centrifugal pump , Pumping station, cavitation.

الملخص :

التجويف هو ظاهرة معقدة تحدث في حقل دوراني وتتضمن تفاعلات معقدة بين السائل والبخار في شفرات المضخة المركزية . في هذا العمل قمنا بدراسة ظاهرة التجويف وتحليل ظهور مرحلة البخار في المضخة، وتقديم حلول للتصدي لهذه الظاهرة مثل استخدام مضخة تعزيزية

الكلمات المفتاحية

مضخة الطرد المركزي ، محطة الضخ ، التجويف

Bibliographie

- [1] Chapitre 01 Généralité sur les turbomachines .(
<https://fr.scribd.com/document/542583533/chapitre-1-generalite-sur-les-turbomachines>)
- [2] théorie des turbomachines M.reggio et J-Y.Trépanier Ecole polytechnique .
- [3] cours chapitre 01 ,Dr.A.Houam.
- [4] mémoire d'in fin d'étude "Etude de la cavitation dans les pompes centrifuge" préparé par F.Bahi Eddine , H.Ibn sinâa.
- [5] Ahmed misbah Youssef, PUMP TECHNOLOGY
- [6] "Les Pompes", Total Support De Formation : Exp-Pr-Eq070 Révision 0.1, Dernière Révision : 13/04/2007. (Mémoire : Etude dun écoulement dans une Conduite d'aspiration d'une pompe centrifuge).
- [7] site WIKIPEDIA
- [8] YVES LECOFFRE, la cavitation traqueuse de bulles, paris 1994.

[9] Mihel Pluvios, Genie énergétique ingénierie des turbomachines.

[10] Springer, Fluid Dynamics of cavitations and cavitating, Turbopumps, 2011.

[11] F.Ronald Young, Cavitation, 1999 .