

Centre Universitaire Abdelhafid Boussouf - Mila
Institut des Sciences et de la Technologie
Département Sciences et Techniques



N°Ref:.....

Projet de fin d'étude préparé en vue de l'obtention du diplôme de
MASTER en GENIE MECANIQUE
Spécialité : ENERGETIQUE

Amélioration des performances d'une pompe centrifuge par
étude paramétrique

Réalisé par :

- **DJOUAMBI KHADIDJA**
- **LAHRECHE NIHAD**

Soutenu devant le jury :

M. W AZIZI	M.C.A	Président
A. HAMIDENE	M.A.A	Examineur
Dj. DEBBAH	M.A.A	Encadreur

Année universitaire : 2020/2021



Remerciement

Avant tout nous tenions à remercier ALLAH tout puissant de nous avoir donné cette foi et cette confiance en soi, ainsi que cette volonté et ce courage, pour pouvoir nous voir un jour devant un jury, afin d'obtenir un tel diplôme. Nous remercions encore tous ceux qui nous ont aidé de près ou de loin, par leurs encouragements, leurs conseils et leurs critiques.

Tout d'abord, ce travail ne serait pas aussi riche et n'aurait pas pu avoir le jour sans l'aide et l'encadrement de Mr DEBBAH Djoubair, on le remercie pour la qualité de son encadrement exceptionnel, pour sa patience, sa rigueur et sa disponibilité durant notre préparation de ce mémoire.

Nous remercions les membres de jury, M.W. AZIZI, A. HAMIDAN, et d'avoir disposé de leur temps pour apporter une attention particulière à mon travail.

Enfin, nous tenions à exprimer nos remerciements à tous les professeurs de génie mécanique énergétique.

Merci à tous





Dédicace

J'ai toujours pensé faire ou offrir quelque chose à parentes en signe de reconnaissance pour tout ce qu'ils ont consenti des efforts rien que pour me voir réussir, et voilà, l'occasion est venue.

A ceux qui m'ont donné la vie, symbole de beauté, et de fierté, de sagesse et de patience.

A ceux qui sont la source de mon inspiration et de mon courage, à qui je dois de l'amour et la reconnaissance.

A l'âme pure de mon père mon cher père (رحمه الله)

A ma mère qui a été la lumière de ma vie et A ma très chère sœur

Widad et Kenza

et leurs enfants ;

A toute ma famille «DJOUAMBI » « DJERMONI »

A mon binôme « Nihad »;

A tous mes amis

A mon fiancé, mon soutien dans la vie Seif Eddin



D. Khadidja



Dédicace

Je dédie ce modeste travail

A Mes très chers parents,

*Qui ont toujours cru en moi et qui m'ont accompagné Moralement
tout au long de ce parcours que le Dieu pendissent et les protège.*

A mes sœurs et mes frères

A tous nos enfants

A mon binôme « Khadidja »

A tous la famille LAHRACHE et BLAIDI



L Nihad

Sommaire

Liste des tableaux

Liste des figures

Liste des symboles

ملخص

Abstract

Résumé

Introduction générale

Chapitre 1: Etude bibliographique

Etude bibliographique 1

Chapitre 2 : Généralité et description d'une pompe centrifuge

I-Introduction 6

II-Généralité sur les pompes..... 6

 II-1- Définition 6

 II-2- Les différents types de pompes 6

 II-2-1- Pompes volumétriques 7

 II-2-2- Les pompes centrifuges 9

III-Description d'une pompe centrifuge..... 9

 III-1- Définition 9

 III-2- Description d'une pompe centrifuge 10

 III-2-1- Distributeur 11

 III-2-2- L'impulseur (la roue)..... 11

 III-2-3- Récupérateur (l'enveloppe) 12

 III-3- Principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge..... 12

 III-3-1- L'aspiration 12

 III-3-2- Le refoulement 13

 III-4- Utilisation de la pompe centrifuge 13

 III-5- Classification des pompes centrifuges 14

 III-5-1- Disposition de l'axe 14

 III-5-2- La forme de la roue 14

 III-5-3- Nombres des roues 14

 III-5-4- La pression engendrée..... 15

 III-5-5- Moyen d'accouplement..... 15

III-5-6- Moyen d'entraînement	15
III-5-7- Type du récupérateur	15
III-5-8- Usage.....	15
III-6- Installation d'une pompe centrifuge	16
III-6-1- En charge.....	16
III-6-2- En aspiration	16
III-7- Théorie fondamentale de la pompe centrifuge.....	17
III-7-1- Débit volumique.....	17
III-7-2- Hauteur manométrique.....	17
III-7-3- Puissance P	18
III-7-4- Evaluation des pertes dans la pompe centrifuge	18
III-7-5- Rendement η	19
III-8- Cavitation.....	20
III-8-1- Définition et causes.....	20
III-8-2- Effets de la cavitation.....	21
III-8-3- Utilisation de la cavitation	21
III-8-4- Eviter la cavitation	22
III-8-5- Paramètres de la cavitation	22
IV-Conclusion	24

Chapitre 3 : Etude théorique des pompes

I-Introduction	26
II-Courbes caractéristiques d'une pompe centrifuge.....	26
II-1- La courbe hauteur/débit.....	27
II-2- La courbe de puissance	29
II-3- Rendement de la pompe	29
III-Caractéristiques des pompes	30
III-1- Hmt (Hauteur manométrique total).....	30
III-2- Puissance absorbé e (Puissance mécanique d'entrée).....	31
III-3- Puissance hydraulique (puissance utile)	31
III-4- Rendement global	31
IV-Couplage de pompes en parallèle	32
IV-1- Calcul de la Hmt	32
IV-2- Calcul du débit.....	32

IV-3- Calcul du rendement	32
IV-4- Courbe de performance de deux pompes en parallèle	32
V-La similitude des pompes centrifuges	33
VI-Principal caractéristiques de pompe centrifuge :	34
VI-1- Les dimensions	34
VI-2- Triangle des vitesses	35
VI-3- L'Equation fondamentale d'EULER	37
VI-4- Débit théorique	38
VI-5- Puissance des pompes centrifuges	39
VI-6- Rendement des pompes centrifuges.....	39
VI-7- La vitesse spécifique	40
VII-La hauteur manométrique théorique.....	41
VIII-La circulation relative	42
IX-Coefficient de glissement	42
IX-1- Les pertes dans la pompe	45
IX-2- Pertes hydraulique	45
IX-2-1- Les pertes à l'entrée de la pompe.....	45
IX-2-2- Pertes de charge dans la roue	46
IX-2-3- Pertes de charges au niveau des aubes :	47
IX-2-4- Pertes de charge dans la volute	47
IX-2-5- Pertes de charge par choc.....	47
IX-2-6- Pertes de charge par frottement	48
IX-2-7- Pertes par frottement au niveau des disques de la roue	49
IX-3- Les pertes dans la pompe en utilisant les triangles de vitesses.....	50
IX-3-1- Pertes dans la roue	51
IX-3-2- Pertes dans le diffuseur	53
IX-3-3- Pertes dans la volute	53
IX-3-4- Hauteur nette.....	54
IX-3-5- Pertes mécaniques.....	55
IX-3-6- Pertes volumétriques.....	55
IX-4- Rendement globale d'une pompe	55
IX-4-1- Rendement hydraulique	56
IX-4-2- Rendement volumétrique.....	56

IX-4-3- Rendement mécanique.....	56
IX-5- Relation entre le rendement globale et l'angle de sortie β_2 de la roue.....	57
X-Conclusion	57
Chapitre 4 : Résultats de l'étude paramétrique	
I-Généralité sur EES.....	59
I-1- Introduction sur EES	59
I-2- Installation de EES	60
I-3- Démarrer EES.....	61
II-Résultats de l'étude paramétrique	61
II-1- Introduction	61
II-2- Résultats de l'étude paramétrique	61
II-2-1- Equation de l'étude paramétrique.....	61
II-3- Cahier de charge.....	65
III- Résultats et discussions.....	67
III-1- Les Hauteurs en fonctions de debit.....	67
III-2- Les Puissances en fonction de débits	68
III-3- Rendement en fonction de debit pour différentes cas de la roue et des vitesses	69
IV-Conclusion	75
Conclusion générale	
Références bibliographiques	

Liste des tableaux

Tableau 1: Les différents types de roue	11
Tableau 2: Calcul des vitesses dans les différents organes	50
Tableau 3 : Les données de l'étude.	65
Tableau 4: La variation de rendement en fonction de débit pour $N=3000$ [tr/min].....	74
Tableau 5: La variation de rendement en fonction de débit pour $N=5000$ [tr/min].....	74
Tableau 6: La variation de rendement en fonction de débit pour $N=7000$ [tr/min].....	75
Tableau 7: La variation de rendement en fonction de débit pour $N=9000$ [tr/min].....	75

Liste des figures

Figure 1 : Variation de la tête (a) et du rendement globale (b) avec le débit	2
Figure 2: Les quatre roues avec des coupes différentes à la sortie de la lame	4
Figure 3: Domaine d'utilisation des pompes.....	7
Figure 4: Pompe volumétrique à disque excentré	7
Figure 5: Pompe à piston et à membrane	8
Figure 6: Pompes rotatives.....	8
Figure 7: Pompe centrifuge.....	9
Figure 8: Pompe centrifuge	10
Figure 9: Principaux éléments d'une pompe centrifuge.....	10
Figure 10: Roues mobiles de machines centrifuge, hélico centrifuge et axiale.....	11
Figure 11: Coupe verticale de la roue d'une pompe centrifuge.	12
Figure 12: Roue à simple aspiration (à gauche) Roue à double aspiration (à droite).	14
Figure 13: Pompe centrifuge multi-étage	15
Figure 14: Classification des pompes.	16
Figure 15: Variation du NPSH requis et NPSH disponible avec le débit circulé par la pompe.	24
Figure 16: Courbe caractéristique hauteur en fonction du débit.....	28
Figure 17: Courbes caractéristiques et plage de bon fonctionnement.....	30
Figure 18: Schéma explicatif d'un couplage de deux pompes identiques en parallèle	32
Figure 19: Courbe résultante $H=f(Q)$ de deux pompes identiques montées en parallèle.....	33
Figure 20: Les dimensions d'une roue fermée de la pompe centrifuge radiale.....	34
Figure 21: Pompe à volute et à diffuseur.....	35
Figure 22: Vecteurs vitesses.....	36
Figure 23: Triangle des vitesses.....	36
Figure 24: Ecoulement de l'eau à l'intérieur de la roue.....	37
Figure 25: Courbes caractéristiques.....	40
Figure 26: Coefficient de glissement et l'angle de déviation	43
Figure 27: Représentation géométrique d'une pompe centrifuge avec diffuseur	51
Figure 28: Courbe caractéristiques $H(Q)$ et les différents types de pertes.....	54
Figure 29: Différentes hauteurs en fonction de débit.....	67
Figure 30: Puissances : (a) absorbée W_{in} , (b) délivrée W_{out} , en fonction de débit.....	68

Figure 31: P530	69
Figure 32: P545	69
Figure 33: P560	70
Figure 34: P590	70
Figure 35: P745	71
Figure 36: P760	71
Figure 37: P790	72
Figure 38: P960	72
Figure 39: P990	73

Liste des symboles

Symboles Et Abréviation

b :	largeur	[m]
D₀ :	diamètre d'oeillard	[m]
dm :	Diamètre de moyeu	[m]
Dh :	Diamètre hydraulique	[m]
r :	rayon	[m]
C :	Vitesse absolue	[m/s]
Cd :	coefficient de débit	[N.m]
D :	Diamètre de la roue	[m]
Df :	facteur de diffusion	[N.m]
Ds :	Diamètre spécifique	[-]
g :	Accélération de la pesanteur	[m/s ²]
hfs:	Pertes de charge par frottement dans le tuyau d'aspiration	[m]
hin :	Pertes par incidence	[m]
hda :	Pertes par Décollement	[m]
Ksp:	Constante qui dépend de la vitesse spécifique de la pompe	
K :	Rugosité de la conduite	[mm]
C fr :	coefficient de frottement	
K_{sr} :	représente la rugosité hydraulique effective	[mm]
L_r :	la longueur de la pale de la roue	[mm]
K_λ :	représente l'influence de la forme de la section	[mm]
K_{B1} :	représente l'influence de la couche limite	[mm]
σ:	étant le coefficient de remplissage	
K_θ :	représente l'influence de la divergence des canaux	[mm]
M :	masse	[kg]
N :	Vitesse de rotation	[tr/min]
Ns :	Vitesse angulaire spécifique	[-]
n :	vitesse de rotation du moteur	[tr/mn]
ω :	vitesse angulaire de la roue	[rad/s]
p :	Pression	[Pa]

P_A :	Pression en aval	[Pa]
P_R :	Pression amont	[Pa]
P_v :	Pression de vapeur du liquide.	[Pa]
P_a :	Pression d'aspiration de la pompe.	[Pa]
P :	Puissance de la pompe	[W]
P_a :	Puissance mécanique absorbée	[W]
P_u :	Puissance utile	[W]
P_h :	Puissance hydraulique	[W]
P_m :	Puissance mécanique totale	[W]
Q_v :	Débit volumique	[m ³ /h]
Q :	Débit de la pompe	[m ³ /h]
R :	Rayon	[mm]
Re:	Nombre de Reynolds	[-]
S :	Section de refoulement	[m ²]
t :	Temps	[s]
T :	Température	[K]
U :	Vitesse d'entraînement	[m/s]
W :	Vitesse relative	[m/s]
V_r:	vitesse radiale (projection de la vitesse absolue sur le rayon)	[m/s]
V:	vitesse absolue	[m/s]
V_u :	vitesse circonférentielle	[m/s]
Z :	nombre d'aubage	
H_m :	Hauteur manométrique	[m]
H:	Hauteur	[m]
H_{th} :	Hauteur théorique	[m]
Z_a:	Altitude	[m]
H_{mt} :	hauteur manométrique d'élévation	[m]
V_r :	vitesse de l'eau au refoulement	[m/s]
V_a :	la vitesse de l'eau à l'aspiration	[m/s]
Z :	la différence de niveau entre le manomètre et le vacumètre	[m]
T :	couple	[N.m]
W :	travail spécifique par unité de masse	[m ² /S ²]
NPSH:	Net positive suction head	

NPSHd:	disponible	
NPSHr :	requis	
K_s:	Coef de stodola	
H_f:	Perte de charge par friction	[m]
W_{out}:	La puissance à la sortie de la pompe	[W]
P_L:	Perte la puissance par la fuite de débit	[W]
P_d:	Perte la puissance par frottement de disque	[W]
W_{in}:	La puissance à l'entrée de la pompe	[W]

Grecques

β:	Angle d'entrée	[°]
α :	Angle d'attaque	[°]
η :	Rendement globale	[%]
η_h:	Rendement hydraulique	[%]
η_m :	Rendement mécanique	[%]
η_v:	Rendement volumétrique	[%]
λ :	Conductivité thermique	[W m ² /K]
μ :	Viscosité dynamique	[Pa.s]
ν :	Viscosité cinématique	[m ² /S]
ρ :	Masse volumique	[kg/m ³]
ω :	Vitesse de rotation	[tr/min]
γ :	Poids spécifique d'un liquide	[kg/m ³]
ϖ :	Poids volumique de l'eau	[N/m ³]

Indices

1 :	Entrée de la roue
2 :	Sortie de la roue
3 :	Entrée de la volute
4 :	Sortie de la volute
5 :	Entrée de diffuseur
6 :	Sortie de diffuseur

ملخص

تعد المضخة واحدة من العناصر الأساسية في ميكانيك الموائع حيث تأتي لحل مشكلة نقل السوائل في الحالة الطبيعية حيث ينتقل السائل من نقطة منخفضة إلى نقطة أعلى.

في هذه الدراسة قمنا بالتعريف بمضخة الطرد المركزي ووصفها، واستخدام معادلات نظرية و تجريبية و قمنا بالمقارنة بينهما لتنبؤ بقوة و كفاءة المضخة وذلك عن طريق القيام بمحاكاة باستعمال برنامج EES وهذا من أجل تحسين أداء مضخة الطرد المركزي و عملنا على الحصول على مختلف المنحنيات بدلالة التدفق بواسطة هذا البرنامج لتحديد أفضل المعطيات التي تعطي أفضل أداء.

الكلمات المفتاحية : مضخة الطرد المركزي، التدفق، استطاعة، الفواقد، برنامج EES

Abstract

The pump and the sum of the basic element in fluid mechanics which comes to solve the problem of the transfer of fluid in the natural state where the fluid passes from a lower level to a higher level.

In this study, we have defined and described the centrifugal pump, used theoretical and experimental equations and compared them to determine the power and efficiency of the pump by performing a simulation using EES to improve the performance of the centrifugal pump, and we have worked on obtaining the different curves as a function of flow using this program to determine the best data which gives the best performance.

The Key words: centrifugal pump, flow, loss, power, EES

Résumé

La pompe est l'un des éléments de base en mécanique des fluides qui vient résoudre le problème du transfert de fluide à l'état naturel où le fluide passe d'un point inférieur à un point supérieur.

Dans cette étude, nous avons défini et décrit la pompe centrifuge, utilisé des équations théoriques et expérimentales et les comparer pour prédire la puissance et l'efficacité de la pompe en effectuant une simulation à l'aide de EES pour améliorer les performances de la pompe centrifuge et nous avons travaillé sur l'obtention des différentes courbes en fonction de débit en utilisant cette programme pour déterminer les meilleures données qui donnent les meilleures performances.

Les mots clés : pompe centrifuge, débit, perte, puissance, EES

Introduction générale



Les pompes centrifuges jouent un rôle primordial dans plusieurs secteurs de notre vie quotidienne à savoir dans la canalisation et le contrôle du niveau d'eau, l'exploitation minière, pétrolière, agricole et autres. Elles appartiennent à la famille des turbomachines. Elles ont pour rôle de transformer l'énergie mécanique de leurs moteurs d'entraînement en énergie hydraulique. Chaque particule de fluide s'éloigne de l'axe de rotation dans la traversée du canal, son trajet est dit centrifuge. Il est donc nécessaire de bien connaître la façon avec laquelle sont conçues ces pompes afin d'améliorer et d'augmenter leur efficacité énergétique et leurs performances en minimisant le plus possible les pertes. Cependant, le processus de leur conception est une tâche très fastidieuse vu le grand nombre de paramètres géométriques fondamentaux des composantes de la pompe à considérer. Dans cette optique, le constructeur doit disposer des méthodes rapides, fiables et suffisamment précises pour la réalisation de la géométrie d'une aube, d'une roue ou d'une volute d'une pompe centrifuge. [1]

L'utilisation très large des pompes dans le secteur industriel et agriculture, a engendré une diversification des pompes en fonction de différents critères, notamment leurs tailles, leurs modes d'utilisation, et enfin les matériaux de construction utilisés.

De ce principe, la pompe centrifuge, généralement connue parmi les praticiens par sa robustesse, englobe à la fois tous les critères cités ci-dessus. Elle est le type de pompe le plus utilisé dans les secteurs industriels et agriculture, notamment grâce à ses caractéristiques d'efficacité, et surtout par rapport à son coût relativement acceptable.

De nombreuses recherches numériques, analytiques et expérimentales ont été menées sur les pompes, pour améliorer leurs performances, notamment depuis le premier développement effectué sur une pompe par John Appold en 1851, qui a utilisé une aube courbée plutôt qu'une aube droite.

Le rôle principal d'une pompe, est de transformer l'énergie cinétique acquise par le moteur, en énergie de pression. Pour bien comprendre ce processus, une étude des composants de la pompe et leurs utilités, est indispensable.

En premier lieu, on commence par l'élément tournant à l'intérieur de la pompe, dénommé la roue. Elle se compose de lames (aubes), leur principal rôle est de transférer l'énergie au fluide par l'augmentation de la pression et de la vitesse. Le fluide ensuite est canalisé vers la tuyauterie de refoulement par la volute, cette dernière convertit la pression dynamique, augmentée dans la roue, vers une pression statique, suivie par une réduction de la

vitesse du fluide. Cette diminution peut être réduite par un diffuseur, qui dirige le fluide doucement vers la volute.

L'exposition des pompes aux pertes mécaniques et hydrauliques, affecte négativement leurs performances. C'est dans ce contexte que ce chapitre traite de l'analyse extensive des pertes d'énergie dans les pompes centrifuges. [2]

Dans se travaille on fait une étude paramétrique veut dire le calcule de tous les performances (a l'aide du logiciel EES) pour différents paramètres géométrique (comme par exemple le nombre de aubes Z l'angle β , l'épaisseur des aubes bect) et pour différentes fluides (c-à-d différentes ρ) et à la fin du calcule sélectionner la meilleur configuration qui donne les meilleur performances.

Cette thèse comprend 4 chapitres :

Dans le premier chapitre, une étude bibliographique sur quelque des articles.

Dans le deuxième chapitre, généralité et description d'une pompes centrifuges.

Dans le troisième chapitre, Etude théorique des pompes.

Dans le quatrième chapitre, résultats de l'étude paramétrique.

Chapitre 1

Etude bibliographique



Etude bibliographique

Les pompes et les compresseurs centrifuges ont atteint des niveaux d'efficacité de l'ordre de 90% et des puissances de quelques watts à quelques mégawatts.

Les roues centrifuges à aubes équipant les pompes et les compresseurs font partie des machines les plus complexes jamais construites, dont le développement le plus rapide s'est produit dans les 60 dernières années. Le premier dispositif censé avoir fonctionné comme roue centrifuge aubée a été découvert à San Domingos au Portugal. C'est une roue avec 10 aubes en bois à double courbure, elle date approximativement du cinquième siècle (Engeda 1998). Au 16^{ème} siècle, des ventilateurs centrifuges avaient été utilisés pour la ventilation des mines.

Les roues centrifuges sont actuellement employées dans un large éventail de pompes, de petites turbines à gaz, de turbocompresseurs, et de réfrigérateurs, et sont utilisées intensivement dans les industries. Les applications de pompes peuvent être classifiées en quatre secteurs principaux : Production d'électricité, approvisionnement en eau, utilisations environnementales, et applications industrielles, semi- industrielles et générales.

Des nombreuses études ont été faites sur les pompes centrifuges, on va essayer de citer quelques une.

Une étude paramétrique pour l'amélioration des performances d'une roue de pompe à écoulement radial concernant l'angle de chaîne des pales est présenté en 2006 par A. Vasilos et al. [3]. Le scénario de la conception envisagé implique la maximisation de l'efficacité de la turbine en ajustant l'angle de chaîne de la lame et le nombre de pales. Une solution optimale est proposée et comparée à la configuration d'origine. Pour la simulation numérique, les équations visqueuses de Navier-Stokes sont traitées avec l'approche du volume de contrôle et le modèle de turbulence k-epsilon. L'optimisation numérique est effectuée par un algorithme évolutionnaire stochastique, qui aide le concepteur à obtenir la lame de pale optimale requise qui maximise certaines caractéristiques d'écoulement, comme l'efficacité ou la courbe H - Q. Les résultats montrent que la méthodologie développée peut être utilisée pour la prédiction de la géométrie optimale parmi un certain nombre d'impulseurs différents.

En 2008, E. C. Bortoni et al. [4] ont étudié l'optimisation du fonctionnement des pompes centrifuges parallèles à vitesse variable, qui est un grand potentiel d'économie en

énergie dans les secteurs industriels. La méthode basée sur l'optimisation mathématique de la programmation dynamique pour contrôler automatiquement un système de pompage, l'utilisation des données collectées par des capteurs permet de calculer automatiquement la vitesse par le système. Les résultats montrent que cette méthode est capable de traiter pratiquement et automatiquement n'importe quel scénario d'exploitation, combinant un nombre quelconque des pompes et réaliser simplement des nombreuses situations et conditions différents tels que la vitesse et le moteur.

La position circonférentielle optimale des pales de la roue de la turbine d'une pompe centrifuge équipée d'un diffuseur à ailettes, a été analysée numériquement et expérimentalement en [5]. En effet, cinq positions circonférentielles différentes des pales séparatrices de la roue centrale et décalées ont été analysées. Les résultats expérimentaux et numériques révèlent une bonne concordance et une déviation de la tête maximale de 4,8%. Les analyses de données ont indiqué que l'efficacité globale de la pompe a augmenté de 1,7% au BEP, meilleur point efficace, en utilisant la roue à ailettes avec des lames de fractionnement décalées de $+2\pi / 10$ en comparaison avec la roue à aubes centrales. De plus, ils constatent que la roue à aubes avec les lames de division centrales a les valeurs de tête les plus élevées à tous les débits car elle est de 7,5 pour cent plus élevée que celle des pales séparatrices décalées de $-2\pi / 10$ (+ est la direction de rotation et π est la distance entre les deux lames principales).

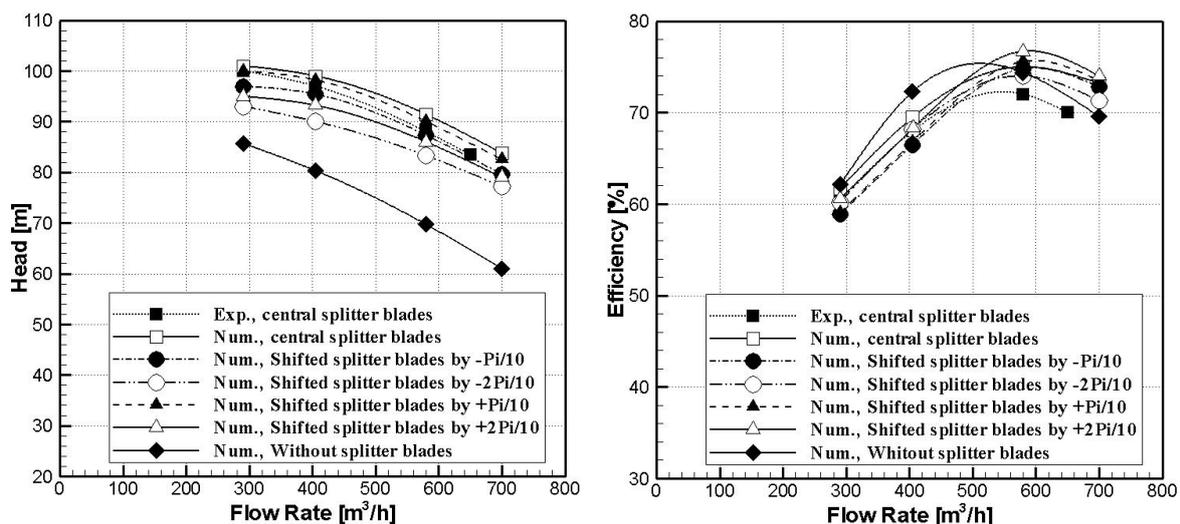


Figure 1 : Variation de la tête (a) et du rendement globale (b) avec le débit [5]

La prédiction des caractéristiques des pompes centrifuges immergées est l'objectif du travail présenté par A. N. Sherstyuk et al. [6]. La méthode graphique simple utilise des

formules de $H(Q)$ et (Q) obtenu par l'utilisation des conditions limites. Les résultats indiquent que cette méthode est très rapide et précises pour l'obtention des meilleurs caractéristiques pour les nouvelles machines au stade de la conception des contours.

T. Gantar et al. [7] ont étudié les régimes de fonctionnement d'une étape de pompe radiale (EPR) non conventionnelle par une méthode numérique pour l'étude de comportement hydraulique. Les résultats montrent que l'écoulement centripète à travers le EPR est possible dans le régime de la pompe, et dans ce dernier la direction d'écoulement de base à travers le EPR peut être centripète ou centrifuge, et ces derniers détermine par le niveau de pertes dans le circuit hydraulique fermé, l'efficacité maximale du EPR est élevée, atteignant 87 %.

Un examen du débit de fuite dans les pompes centrifuge à sang à été étudié par W. K. Chang et al. [8], pour fournir une relation entre le débit de fuite dans l'espace avec la géométrie de la pompe et ses conditions de fonctionnement par l'utilisation de l'analyse dimensionnelle. Les résultats montrent que les performances de la pompe avec un jeu d'entrefer plus faible sont nettement supérieurs à celles de deux autre pompes similaires avec des jeux plus grands , le débit de fuite non dimensionnelle qui varie presque linéairement avec la tête de pompe sans dimension , il diminue également avec l'augmentation du débit volumique , et en plus de ça la géométrie donnée de pompe et de jeu d'entrefer , le débit de fuite non dimensionnel est presque indépendant du nombre de Reynolds lorsque la vitesse spécifique est constante.

Le phénomène d'interaction fluide-structure est la principale cause des vibrations induites par l'écoulement à la fréquence de passage des aubes dans les pompes centrifuges de grande et haute pression. Une façon de réduire les effets de cette interaction et de la vibration de la pompe est d'augmenter l'écart effectif en coupant la sortie de la pale de la roue. Cependant, cette coupe de la pale de la turbine affecte la tête de la pompe et le schéma d'écoulement à l'intérieur de la volute de la pompe. Un étage d'une pompe centrifuge à double volute est utilisé pour étudier l'effet de l'augmentation de l'écart effectif [9], en coupant la sortie de la pale de turbine avec différentes formes, sur la performance de la pompe et la vibration. Différentes formes de coupe sont testées, à savoir la coupe en forme de V, la coupe en forme de C et la coupe droite. Les résultats ont montré que les fluctuations de pression minimales à l'intérieur de la pompe correspondent à la vibration minimale de la pompe au meilleur point de rendement de la pompe. Le fonctionnement hors des conditions de conception augmente les vibrations de la pompe. La coupe à la sortie de la lame augmente

l'écart effectif entre la roue et les languettes de volute et permet la dissipation de l'énergie de l'impulsion de pression et de la vibration de la pompe. La forme de la coupe montre un effet notable sur les vibrations et les performances de la pompe.



a. Impeller without blade cut b. Impeller with V-cut c. Impeller with C-cut
d. Impeller with straight cut

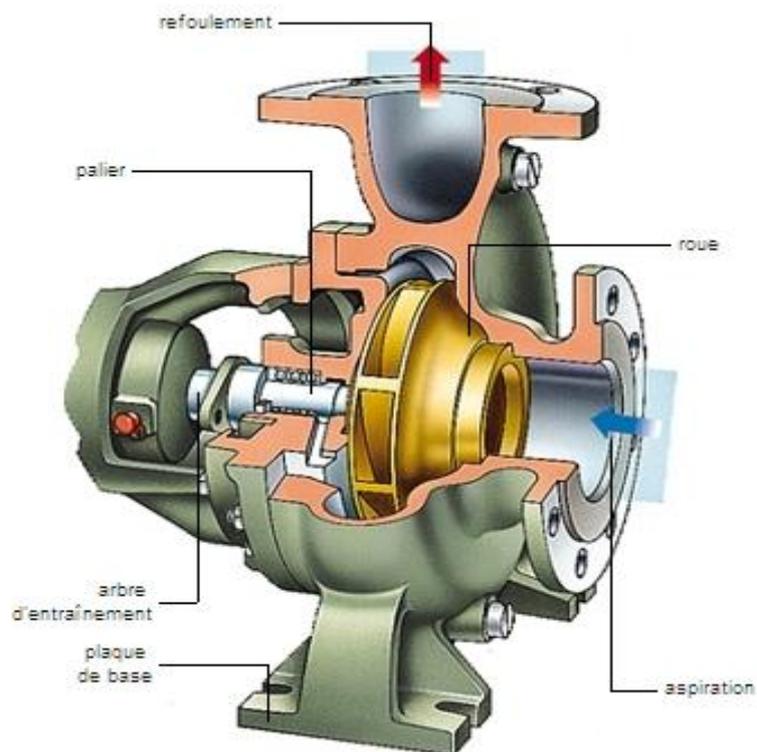
Figure 2: Les quatre roues avec des coupes différentes à la sortie de la lame [9].

L'effet de la géométrie de l'entrée du rotor sur les performances d'une pompe centrifuge fonctionnant en cavitation a été étudié par S. Zhang et al. [10] avec une méthode de calcul basée sur la fonction de base radiale. Les résultats montrent que pour des faibles charges à l'entrée de l'aube et une pression d'aspiration plus élevée, les performances sont meilleures.

W. Guang Li [11], a étudié l'effet du débit volumique et de la viscosité du fluide sur le facteur de glissement d'une pompe centrifuge manipulant les huiles visqueuses. Deux approches sont utilisées, la première est basée sur le triangle des vitesses à la sortie, et l'autre est basée sur la simulation numérique par le logiciel Fluent. Les résultats numériques obtenus sont comparés avec des résultats expérimentaux au BEP (Best Efficiency Point). Ces résultats montrent que le facteur de glissement est influencé beaucoup plus par le débit volumique, contrairement à l'effet de la viscosité sur ce facteur qui est peu significatif.

Chapitre 2

Généralité et description d'une pompe centrifuge



I- Introduction

La pompe est peut-être, le deuxième type de machines les plus utilisés, après le moteur électrique. Les pompes et les ventilateurs consomment environ le quart de l'énergie électrique générée sur la terre.

La première pompe que l'homme avait connue est la pompe spirale entraînée par animal, utilisé pour lever l'eau pour irriguer la terre. Inventée par les égyptiens depuis l'aube de l'histoire et elle est toujours en service dans certains endroits en Egypte aujourd'hui. Les pharaoniques ont aussi inventé les turbines à vent, et les ont utilisés pour entraîner les norias et les moulins. Les perses anciens ont inventé les turbines hydrauliques qui utilisaient l'énergie de l'eau pour entraîner les norias.

Les musulmans ont fait une autre contribution majeure, la pompe à pistons. Ils ont complété leur invention par le vilebrequin, qui est un mécanisme de conversion du mouvement alternatif en rotatif et vice versa. C'est la pompe à pistons qui a ouvert la voie vers les technologies de circuits hydrauliques que les musulmans ont connus et étendu même aux circuits logiques, automatisation, contrôle de séquence voir robotique. [12]

II-Généralité sur les pompes

II-1- Définition

La pompe est un appareil qui communique de l'énergie hydraulique à un fluide en vue de son déplacement d'un point à un autre. Les pompes pour les eaux usées sont des pompes roto-dynamique qui utilisent un mouvement de rotation pour communiquer l'énergie au fluide pompé. Ces pompes utilisent donc des roues tournant à une grande vitesse (1.500 à 3.000 tours/min) dans une volute. [13]

II-2- Les différents types de pompes

Il existe différentes pompes qui peuvent se classer en deux grandes familles. Généralement les pompes véhiculant des liquides se divisent en deux catégories principales : [12]

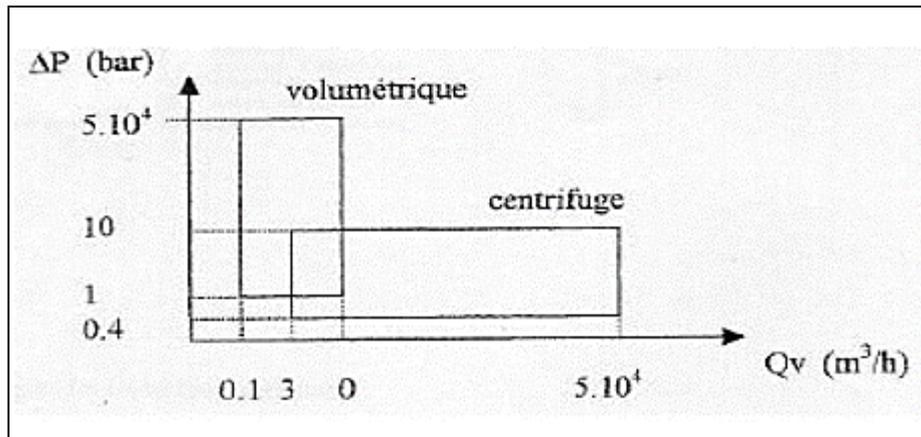


Figure 3: Domaine d'utilisation des pompes. [12]

II-2-1- Pompes volumétriques

Elles utilisent la variation du volume de l'espace occupé par le fluide pour le déplacer dans un mouvement cyclique. Pendant un cycle, un volume déterminé du liquide pénètre dans le canal avant d'être refoulé à la fin. Ce mouvement permet le déplacement du liquide entre l'orifice d'aspiration et celui de refoulement. [12]



Figure 4: Pompe volumétrique à disque excentré [14]

On distingue deux grands types de pompes volumétriques :

a- Les pompes volumétriques alternatives

Ces pompes sont caractérisées par le fait que la pièce mobile est animée d'un mouvement alternatif. Les principaux types des pompes sont les suivants : à membrane ou à piston. [12]

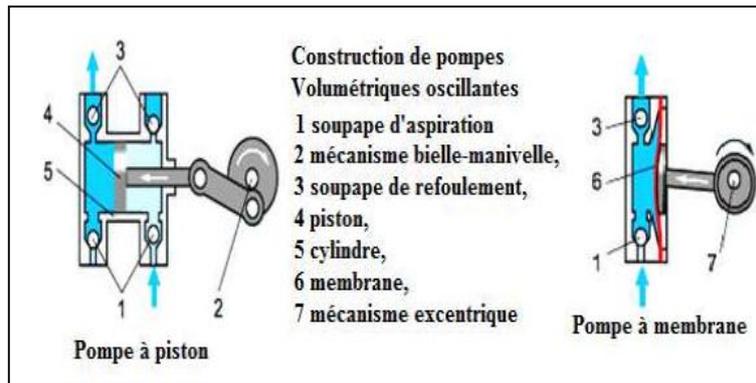


Figure 5: Pompe à piston et à membrane [12]

b- Les pompes volumétriques rotatives

Dans laquelle un rotor excentré à ailettes projette un liquide contre la paroi du stator. Ce liquide prend la forme d'un anneau concentrique au stator et concourt avec les ailettes du rotor à définir un volume variable. Les principaux types des pompes sont les suivants : Pompe à Vis, Pompes à engrenages (extérieurs ou intérieurs), Pompes à aubes appelées, Pompes à palettes (à palettes libres ou à palettes flexibles). [12]

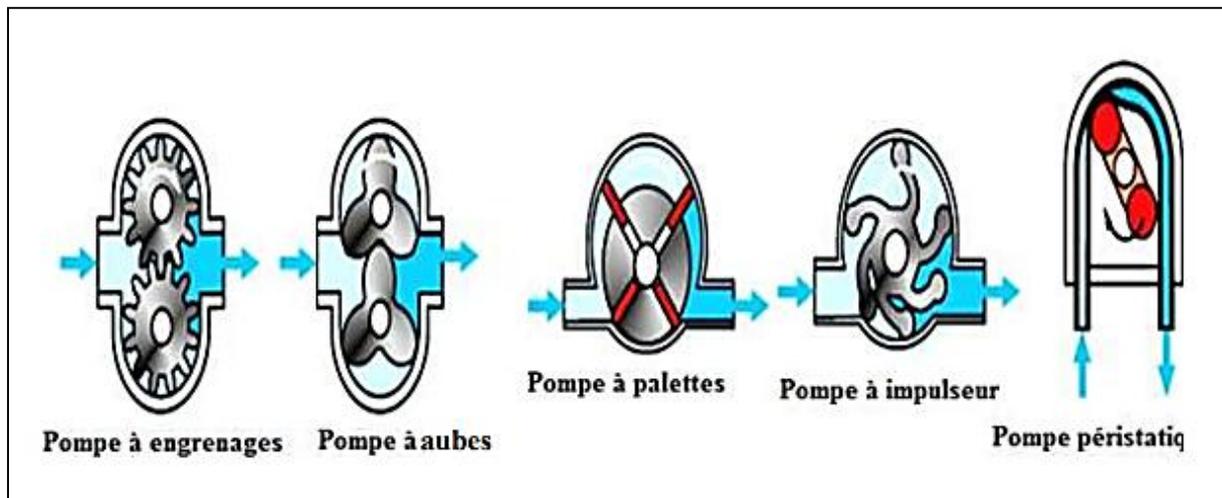


Figure 6: Pompes rotatives. [14]

❖ Avantages et inconvénients

Avantage:

- Construction robuste.
- Pompage possible de liquide très visqueux.
- Rendement élevé.
- Amorçage automatique en fonctionnement normal.

- Obtention de faibles débits facile à mesurer sous pression élevée (pompes doseuses alimentaires). [12]

Inconvénients :

- Appareils plus lourds et plus encombrants.
- Débit pulsé ce qui nécessite l'installation d'appareils spéciaux (anti coup de bélier).
- Impossibilité d'obtenir de gros débits sous faible pression.
- Danger de surpression dans le circuit de refoulement d'où la présence indispensable de sécurités (by-pass et soupape de sûreté).
- Impossibilité en général de pomper des liquides chargés.
- Prix d'achat plus élevé.
- Frais d'entretien plus élevés. [12]

II-2-2- Les pompes centrifuges

Le mouvement du liquide résulte de l'accroissement d'énergie qui lui ait communiqué par la force centrifuge.



Figure 7: Pompe centrifuge. [14]

III- Description d'une pompe centrifuge**III-1- Définition**

Une pompe centrifuge (Figure 8) est un système ouvert, en quelque sort un trou ou encore un conduit, dans lequel est mis en place un champ de forces centrifuge. 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. [15]

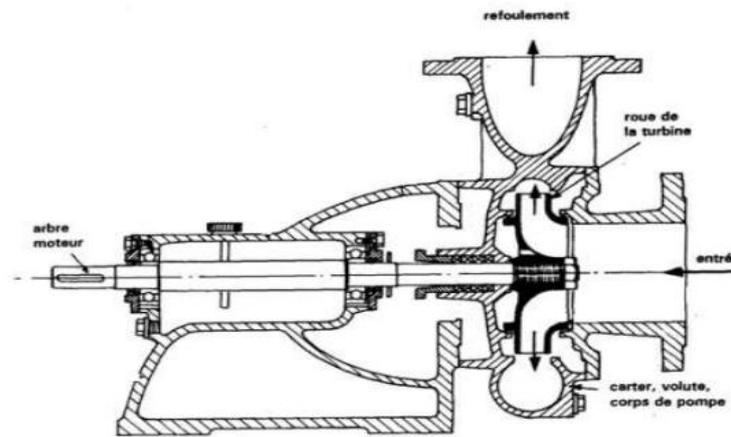


Figure 8: Pompe centrifuge [15]

III-2- Description d'une pompe centrifuge

(Les principales composantes des pompes centrifuges)

Les pompes centrifuges (Figure 9) sont destinées à véhiculer les liquides à un débit de refoulement important avec une faible pression comparativement aux pompes volumétriques. Les principales composantes des pompes centrifuges sont les suivant : [12]

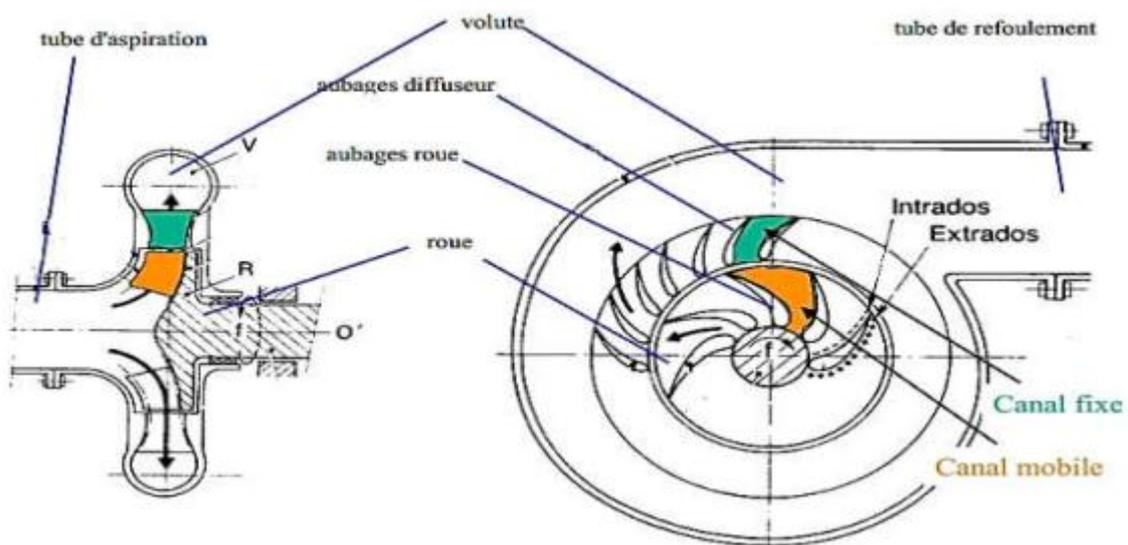


Figure 9: Principaux éléments d'une pompe centrifuge [12]

III-2-1- 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. [12]

III-2-2- L'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 transforme l'énergie mécanique en énergie de pression dans le récupérateur. L'impulseur se compose du moyeu, des bagues d'étanchéité (d'usure), et des flasques. [12]

Les différents types de roue :

Tableau 1: Les différents types de roue [12]

Type de roue	Hauteur par roue
Centrifuge	25 à 120 m
Hélico centrifuge	8 à 35 m
Hélice	2 à 10 m

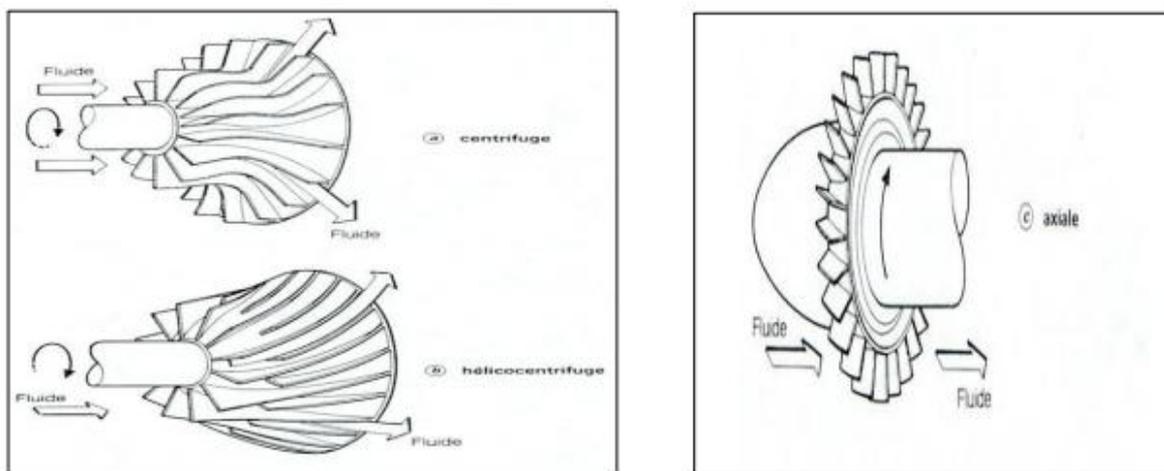


Figure 10: Roues mobiles de machines centrifuge, hélico centrifuge et axiale. [12]

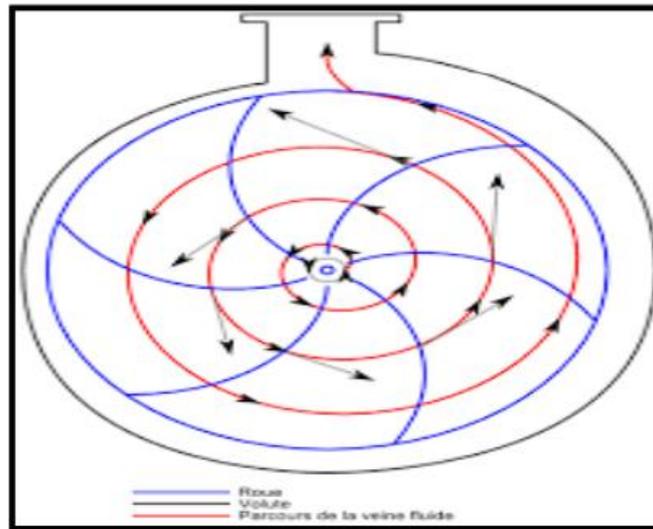


Figure 11: Coupe verticale de la roue d'une pompe centrifuge. [13]

III-2-3- 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 général de deux parties :

a- 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.

b- La volute

C'est le collecteur du liquide venant du diffuseur, elle assure la transformation d'énergie cinétique en pression et canalise le liquide vers la section de sortie de la pompe. [12]

III-3- Principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge

On peut décomposer le fonctionnement en deux étapes :

III-3-1- L'aspiration

Le liquide est aspiré au centre de la roue par le distributeur dont le rôle est de conduire le fluide depuis la conduite d'aspiration jusqu'à la section d'entrée de la roue. 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. [12]

III-3-2- Le refoulement

La roue transforme l'énergie mécanique appliquée à l'arbre de la machine en énergie cinétique. A la sortie de la roue, 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. La section offerte au liquide étant de plus en plus grande, son énergie cinétique se transforme en énergie de pression. [12]

III-4- Utilisation de la pompe centrifuge

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

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

La pompe centrifuge n'est généralement pas auto-amorçante. Quand le corps de pompe est plein d'air, la pompe centrifuge de conception usuelle ne peut engendrer suffisamment de pression pour fonctionner.

Par exemple, une conçue en fonction d'une hauteur de charge 15m d'eau engendre une pression égale à $\rho g H$:

$$\Delta p = 1000(9.81)(15)\text{pa} = 147\text{kpa} \quad (1)$$

Mais si elle est pleine d'air ($\rho = 1,205 \text{ kg / m}^3$) :

$$\Delta p = 1.205(9.81)(15)\text{pa} = 0.18\text{kpa} \quad (2)$$

Pression insuffisante pour que la pompe puisse refouler l'air qu'elle enferme et aspirer de l'eau, elle tourne à vide. Pour qu'elle puisse pomper de l'air, il faudrait accroître de beaucoup le diamètre du rotor et sa vitesse de rotation. Il faut donc emplir le corps de pompe de liquide avant la mise en marche de l'appareil, c'est l'AMORÇAGE. [16]

III-5- Classification des pompes centrifuges

On peut classer les pompes selon les deux manières suivantes :

- ✓ De point de vue construction.
- ✓ De point de vue fonctionnement.

On classe d'après le principe de fonctionnement. [15]

III-5-1- Disposition de l'axe

- ✓ Les pompes à axe horizontale.
- ✓ Les pompes à axe vertical (pompes immergées).

III-5-2- La forme de la roue

- ✓ Simple aspiration (Figure 12 à gauche).
- ✓ Double aspiration (Figure 12 à droite).

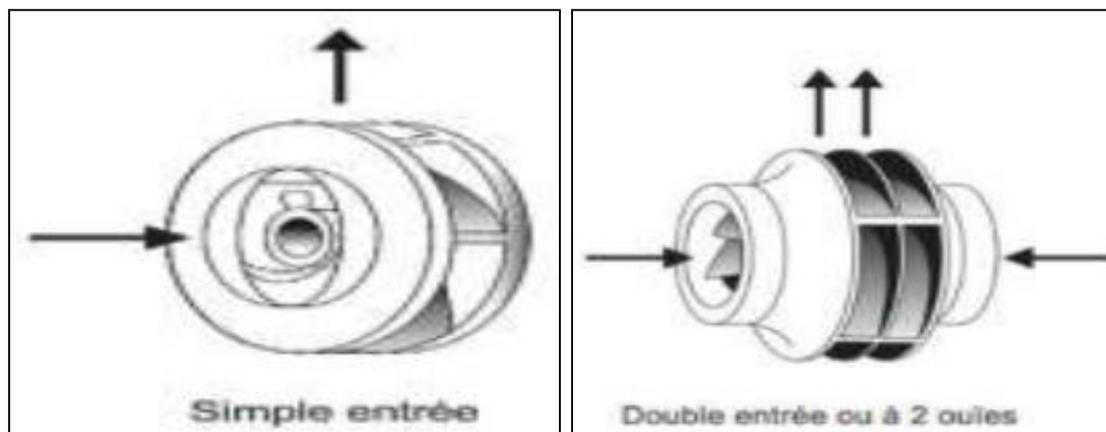


Figure 12: Roue à simple aspiration (à gauche) Roue à double aspiration (à droite). [15]

III-5-3- Nombres des roues

Le nombre des roues correspondant au nombre d'étages

- ✓ Monocellulaire ou mon-étagée.
- ✓ Multicellulaire ou multi-étages (Figure 13).

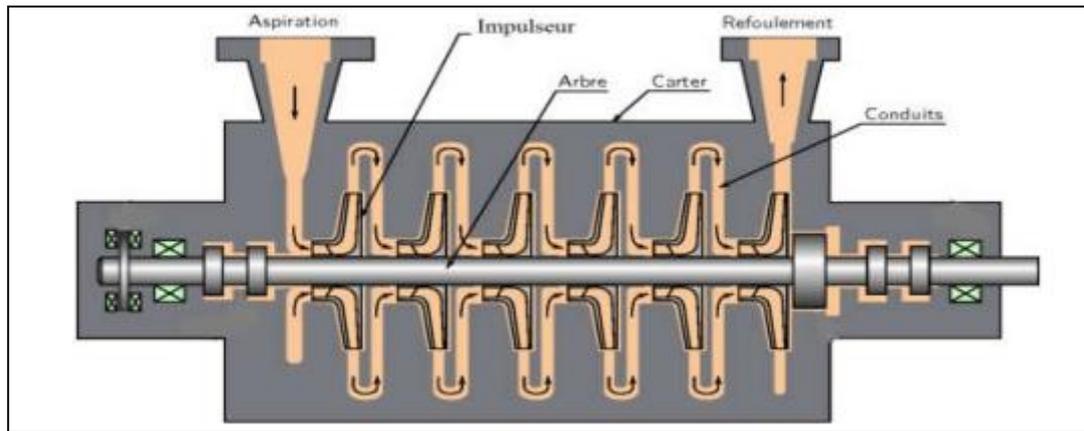


Figure 13: Pompe centrifuge multi-étage [15]

III-5-4- La pression engendrée

- ✓ Faible pression
- ✓ Forte pression

III-5-5- Moyen d'accouplement

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

III-5-6- Moyen d'entraînement

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

III-5-7- Type du récupérateur

- ✓ Volute
- ✓ Diffuseur

III-5-8- Usage

- ✓ Pompe à usage normale
- ✓ Pompe à boue
- ✓ Pompe à acide

- ✓ Pompe à mazout et essence

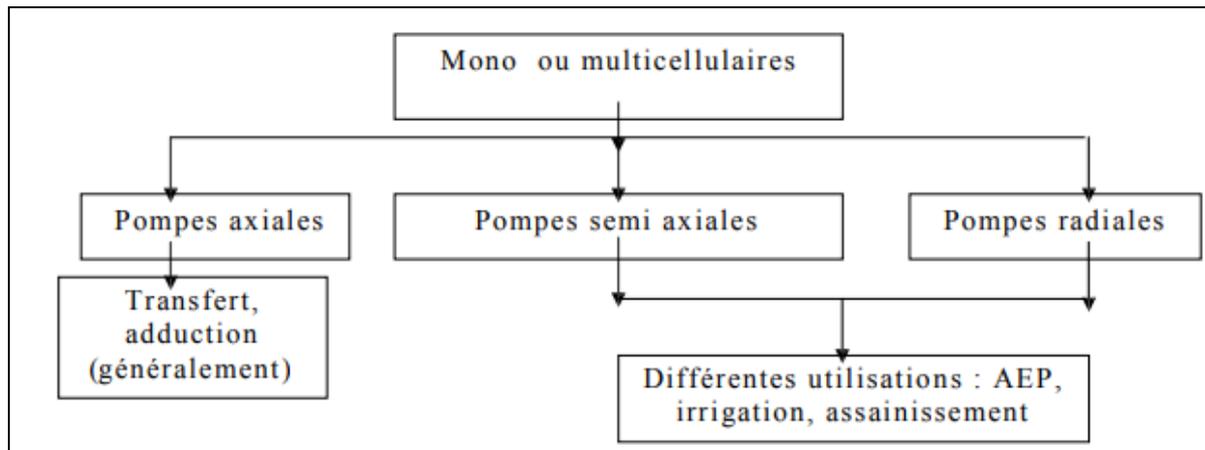


Figure 14: Classification des pompes. [17]

III-6- Installation d'une pompe centrifuge

Le schéma hydraulique d'installation d'une pompe centrifuge (ou disposition générale) dépend de la ressource des caractéristiques de site où elle installée. Mais les cas les plus existants, se rattachent à l'une des trois dispositions ci-après :

- ✓ disposition avec pompe en charge ;
- ✓ disposition avec pompe en aspiration ;
- ✓ disposition avec pompe en siphon ; [17]

III-6-1- En charge

C'est la disposition la plus souhaitable si elle est possible, le plan d'eau d'aspiration est supérieur à l'axe de la pompe ainsi que le plan de refoulement, pour calculer les pressions d'aspiration et de refoulement on installe deux manomètres un à l'aspiration et l'autre au refoulement, on peut utiliser cette type de disposition par exemple : dans les stations de pompage en aval d'un barrage , dans les stations de reprise en aval d'un réservoir en béton etc. l'amorçage des pompes est sans problème, c'est-à-dire que l'eau entre spontanément dans la pompe sans difficulté. [17]

III-6-2- En aspiration

Dans ce disposition, le plan d'eau d'aspiration est inférieur à l'axe de la pompe, mais le plan de refoulement est supérieur à l'axe de la pompe, pour calculer les pressions d'aspiration et de refoulement on installe un vacuomètre à l'aspiration et un manomètre au refoulement, un

dispositif d'amorçage est nécessaire (ballon et pompe à vide), les pompes doivent avoir une faible NPSHr, on peut utiliser ce type de disposition par exemple : dans les puits, dans les rivières etc. [17]

III-7- Théorie fondamentale de la pompe centrifuge

Les principaux paramètres qui caractérisent une pompe sont :

- La hauteur manométrique
- Le débit volumique Q_v
- Le rendement η

Afin de caractériser une pompe, la hauteur manométrique H et le rendement η sont tracés en fonction du débit. [12]

III-7-1- Débit volumique

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. [15]

$$Q_v = V \cdot S \quad (3)$$

III-7-2- Hauteur manométrique

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 :

$$H_m = H_{TR} - H_{TA} \quad (4)$$

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

$$H = f(Q_v) \quad (5)$$

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 :

$$H_m = \frac{(P_R - P_A)}{\rho g} \quad (6)$$

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. [15]

III-7-3- Puissance 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 η_g . [15]

III-7-4- Evaluation des pertes dans la pompe centrifuge

Les pertes dans cette machine sont de trois types : [2]

a- Les pertes hydrauliques

Ces pertes sont détectées dans les pompes centrifuges au niveau des canaux de la roue, au niveau du diffuseur et au niveau de la volute. On a deux formes :

- Les pertes par frottement dues au :
 - Frottement du fluide à la paroi des canaux
 - Changement de direction liée à la courbure du canal
 - L'élargissement
- Les pertes de désadaptation
Elles sont générées par l'écart formé entre la direction du canal et l'angle des aubes de la roue.

Le rendement hydraulique est donné par :

$$\eta_h = \frac{H_{th} - \Delta h}{H_{th}} \quad (7)$$

Avec Δh : ensemble des pertes hydrauliques [2]

b- Les pertes mécaniques

L'ensemble de ces pertes par frottement entre les éléments de machine se traduit par une puissance mécanique P_m qui dépend essentiellement de la vitesse de rotation. Le rendement

mécanique qui caractérise l'ensemble de ces pertes est :
$$\eta_m = \frac{P_a - P_m}{P_a} \quad (8)$$

Avec : P_a : puissance absorbée sur l'arbre de la pompe

P_m : puissance mécanique totale [2]

c- Les pertes volumétriques

Ces pertes sont liées aux fuites de débit dans la machine. Le rendement volumétrique caractérisant ces pertes est donné par la relation :

$$\eta_v = \frac{q_v}{q_v + q_{vf}} \quad (9)$$

Le débit de fuite q_{vf} est généré par la différence de pression.

Le rendement global est égal au produit des trois rendements partiels : [2]

$$\eta_{gl} = \eta_H \cdot \eta_v \cdot \eta_m \quad (10)$$

III-7-5- Rendement η

Le rendement η 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, ρ sa masse volumique, et H la hauteur manométrique de la pompe, la puissance P et le rendement η sont donnée par :

$$P = Q_v \cdot \rho \cdot g \cdot H \quad (11)$$

et
$$\eta = \frac{\rho g H}{P_a} \quad (12)$$

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. [2]

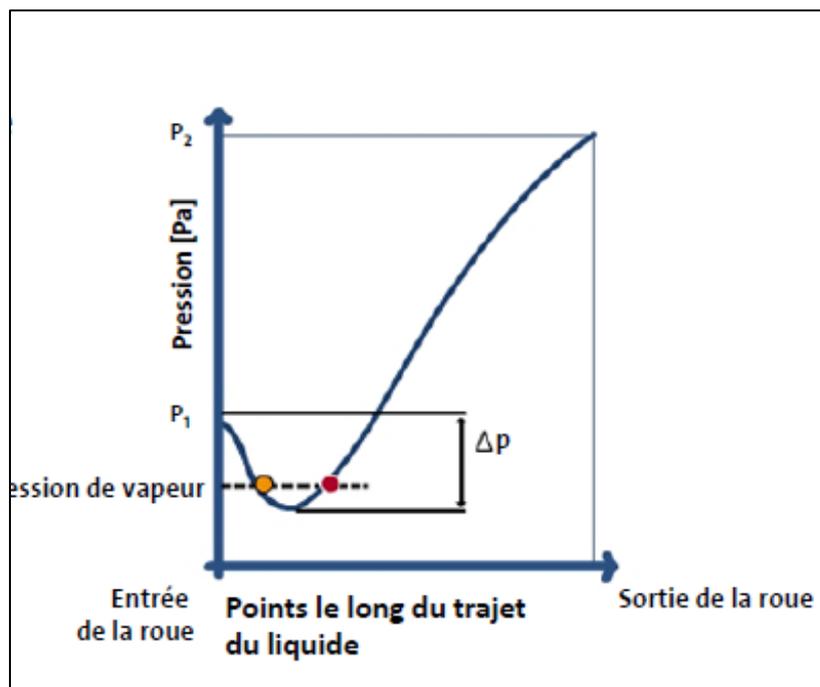
III-8- Cavitation

III-8-1- Définition et causes

La cavitation est la formation et l'implosion rapides de bulle d'air dans l'eau lorsque celle-ci circule à travers la pompe. La cavitation est un phénomène causé par l'eau bouillante. L'eau peut bouillir car la pression diminue localement. Cependant, ce n'est pas l'ébullition qui endommage la pompe. C'est quand l'eau passe de l'état de vapeur à celui de liquide que les dégâts surviennent. La cavitation est un problème important qui doit être surveillé lorsque l'on travaille avec des pompes. Cela peut être dévastateur pour les pompes.

Le phénomène de cavitation se produit préférentiellement à l'aspiration des pompes. La baisse de pression qui le produit peut-être due :

- A l'augmentation de la hauteur géométrique d'aspiration de la pompe ;
- Aux pertes de charge dans la tuyauterie d'aspiration ; [18]



- A l'énergie cinétique de l'eau mise en mouvement, particulièrement importante dans la roue de la pompe ;
 - A l'augmentation de la température du liquide pompé ;
- L'eau peut bouillir à la suite d'une chute de pression locale. Cette chute de pression est liée à la conception de la roue de la pompe. L'eau bout à 100 °C lorsque la pression atmosphérique est normale. Lorsque la pression descend en dessous de la pression atmosphérique normale, l'eau commence à bouillir

à une température inférieure. Par exemple, si la pression chute à 0.1 bar, l'eau commence à bouillir à 45 °C. [18]

III-8-2- Effets de la cavitation

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

Dans les pompes, elle engendre une baisse des performances et l'apparition de forces instationnaires qui peuvent avoir plusieurs effets néfastes sur leurs composantes : l'érosion, le bruit et les vibrations. [16]



III-8-3- Utilisation de la cavitation

La prédiction des effets de la cavitation présente des difficultés dues à la complexité du problème où un grand nombre de facteurs dont on ne maîtrise pas les effets entrent en jeu:

- Influence de l'évolution de bulles voisines
- Existence d'ondes de choc
- Vitesse et turbulence de l'écoulement
- Influence de la nature des matériaux

Cependant en dépit de ses aspects négatifs, 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 pressions élevés. La cavitation est ainsi utilisée dans:

- 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 dégazage des liquides. [16]

III-8-4- Eviter la cavitation

Pour éviter la cavitation, vous devez d'abord comprendre la Hauteur d'aspiration nette positive (NPSH). Elle est utilisée comme limite de sécurité de pression d'aspiration, afin d'empêcher la cavitation. La valeur de la NPSH doit être ajoutée à la hauteur d'aspiration et à la perte de charge dans la tuyauterie d'aspiration. Leur somme doit être inférieure à la pression vapeur. En cas de risque de cavitation, il existe plusieurs approches pratiques pour l'éviter :

- 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. [18]

III-8-5- Paramètres de la cavitation

a- Le NPSH

NPSH est l'abréviation anglo-saxonne de «Net Positive Suction Head», ce qui se traduit en français par : «Charge Totale Nette à l'Aspiration». D'une manière plus concrète, cela représente la pression qui existera à l'aspiration de la pompe, uniquement du fait du réseau et du liquide pompé (quel que soit la pompe utilisée).

Définition du NPSH : C'est la pression totale de liquide pompée et déterminée à la bride d'aspiration de la pompe, à la température de fonctionnement, ce terme peut se calculer

Mathématiquement :

$$NPSH = h_a - \frac{P_v}{\rho g} = \frac{P_a}{\rho g} + \frac{V_a^2}{2g} + Z_a - \frac{P_v}{\rho g} \quad (13)$$

Avec :

P_v : Pression de vapeur du liquide.

P_a : Pression d'aspiration de la pompe.

h_a : Hauteur

V_a : vitesse

Z_a : Altitude

g : accélération due à la pesanteur

ρ : masse volumique,

Dans l'étude des systèmes avec pompe, on définit deux types de NPSH.

- Le NPSH_d (disponible)
- Le NPSH_r (requis) [15]

- **NPSH requis ou NPSH_r:**

Pour éviter ce phénomène de cavitation, il faut que la pression totale du liquide à l'entrée de la pompe soit telle qu'aucune vaporisation ne puisse se produire. Cette valeur minimum, dépendante de la conception de la pompe, est appelée NPSH_r. NPSH est l'abréviation de l'expression anglaise «Net-Positive-Suction-Head», encore appelée «hauteur d'aspiration nette positive». Pour chaque type de pompe et pour une vitesse de rotation déterminée, une courbe donnant la valeur du NPSH requis en fonction du débit de la pompe considérée. De plus il est toujours positif. [18]

- **NPSH disponible**

Suivant 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 (si cette pression arrive à la P_v on aura du gaz à l'entrée de la pompe).

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 toujours défini :

$$NPSH_d = \frac{P_a}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} - \frac{P_v}{\rho g} \quad (Z_a = 0 \text{ côte aspiration}). \quad (14)$$

En pratique, pour qu'une pompe puisse fonctionner normalement (sans cavitation), il faut calculer le NPSH disponible qu'il est bien supérieur au NPSH requis (qu'on ait déterminé à l'aide de la courbe fournie par le constructeur). [18]

On a donc:

NPSH disponible > NPSH requis → sans cavitation.

NPSH disponible ≤ NPSH requis → avec cavitation

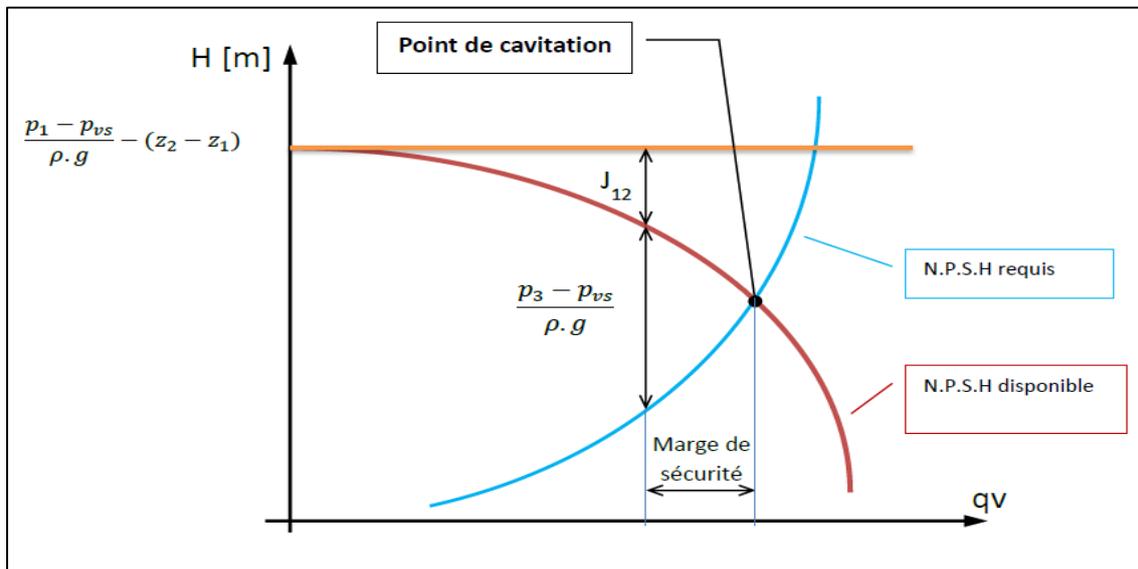


Figure 15: Variation du NPSH requis et NPSH disponible avec le débit circulé par la pompe.

[18]

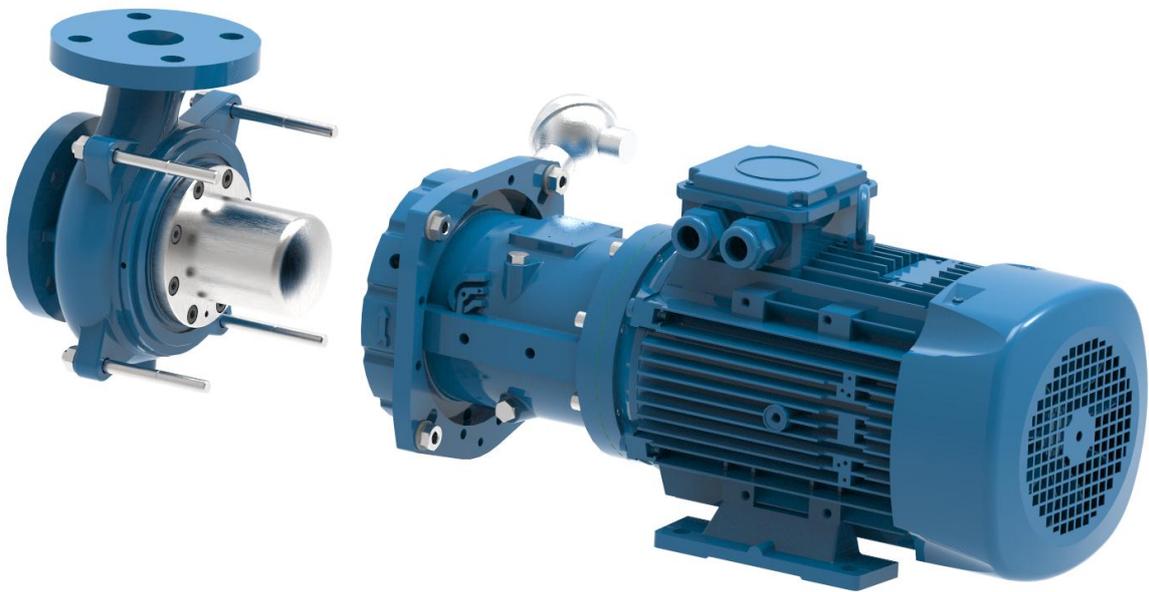
IV- Conclusion

Dans ce chapitre nous avons étudié tous les points fondamentaux concernant une pompe centrifuge. Ils se résument comme suit:

- Généralité sur les pompes.
- Différentes pompes.
- Description d'une pompe centrifuge
- Phénomène de cavitation.

Chapitre 3

Etude théorique des pompes



I- Introduction

La pompe centrifuge c'est une machine à passage radial. L'eau aspirée dans une tubulure (pièce d'aspiration) entrant dans la roue axialement, est déviée en direction radiale (principe de l'auget) et rencontre les aubages ou ailettes. à la sortie périphérique de la roue, un espace annulaire plat (le diffuseur) permet de transformer une partie de l'énergie cinétique en pression, en réduisant la vitesse absolue de sortie de la roue. Par la suite, le courant se rassemble dans une volute en forme d'escargot : la volute se comporte comme un collecteur des filets fluides pour les ramener à une bride de sortie constituant le raccordement à la tuyauterie de refoulement. [17]

II- Courbes caractéristiques d'une pompe centrifuge

Les courbes caractéristiques d'une pompe sont :

- La courbe de la hauteur nette d'élévation ou encore courbe débit/hauteur (ou débit/pression)
- La courbe débit/puissance ou courbe de puissance ;
- La courbe débit/rendement ou courbe de rendement.

L'importance des courbes caractéristiques tient à ce qu'une fois établies elles sont invariables et permettent de prévoir le fonctionnement de la pompe dans des conditions d'exploitation données.

Les courbes caractéristiques se déterminent expérimentalement en mesurant la variation de la charge

$$\left(H = Z + \frac{P}{\varpi} + \frac{V^2}{2g} \right) \quad (15)$$

En fonction du débit entre l'aspiration et le refoulement de la pompe.

Des manomètres sont placés aux emplacements prévus à cet effet à l'entrée et à la sortie de la pompe. On peut mesurer ou calculer pour chaque débit les différentes d'altitudes ($Z_r - Z_a$), de hauteurs de pression $\left(\frac{P_r}{\varpi} - \frac{P_a}{\varpi} \right)$ et de hauteurs de vitesse $\left(\frac{V_r^2}{2.g} - \frac{V_a^2}{2.g} \right)$

La somme de trois termes ci-dessus, donne la hauteur nette d'élévation, encore appelées «Hauteur manométrique totale» (HMT).

Parallèlement on détermine la puissance absorbée (P_{abs}) de la pompe. Il s'agit de la puissance disponible à l'entrée du moteur d'entraînement. Elle s'obtient en multipliant la vitesse de rotation n (tr/min) mesurée au tachymètre par le couple échangé mesuré un dispositif approprié.

Le rendement de la pompe (η_p) est le rapport entre la puissance utile et la puissance absorbée. On peut donc écrire :

$$P_{abs} = \frac{H_{MT} * Q * \rho * g}{1000 \eta_p} \quad (16)$$

Avec :

HMT : hauteur manométrique d'élévation en (m) ;

Q : débit en m^3/s ;

ρ : Masse volumique (Kg/m^3) ;

g : accélération de la pesanteur ;

η_p : Rendement de la pompe (%);

P_{abs} : puissance absorbée de la pompe en KW. [17]

II-1- La courbe hauteur/débit

L'énergie que fournit la pompe au liquide se présente sous deux formes :

- ✓ de l'énergie de pression, correspondant à l'augmentation de pression dans la pompe.
- ✓ de l'énergie cinétique, correspondant à l'augmentation de vitesse du liquide entre l'aspiration et le refoulement.

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

L'application du théorème de quantité de mouvement sous forme de moment par rapport à l'axe de la roue, permet d'écrire le couple des forces M exercées par la roue sur le liquide sous la forme suivante :

$$M = r [R_2 C_{u2} - R_1 C_{u1}] \quad (17)$$

Par définition la puissance est donnée par la formule :

$$P = \omega M \quad (18)$$

et on a $U=R \omega$ donc,

$$P = r [U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1}] \quad (19)$$

L'équivalence de cette puissance en hauteur est:

$$P = r . g . H \quad (20)$$

Donc la hauteur théorique (d'Euler) sera :

$$H_E = \frac{P_E}{\rho g Q_v} = \frac{1}{g} [U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1}] \quad (21)$$

Et dans la majorité des cas l'angle $\alpha=0$ (le fluide rentre dans la roue axialement) donc

$$H_E = \frac{U_2 C_{u2}}{g} \quad (22)$$

Sachant que le débit volumique à la sortie de la roue est :

$$Q_v = (2 R_2 b_2) C_{u2} \quad (23)$$

On peut écrire la hauteur théorique en fonction du débit, par: [19]

$$H_E = \frac{U_2}{g} \left[U_2 + \frac{Q_v}{\pi D_2 b_2 \tan \beta_2} \right] \quad (24)$$

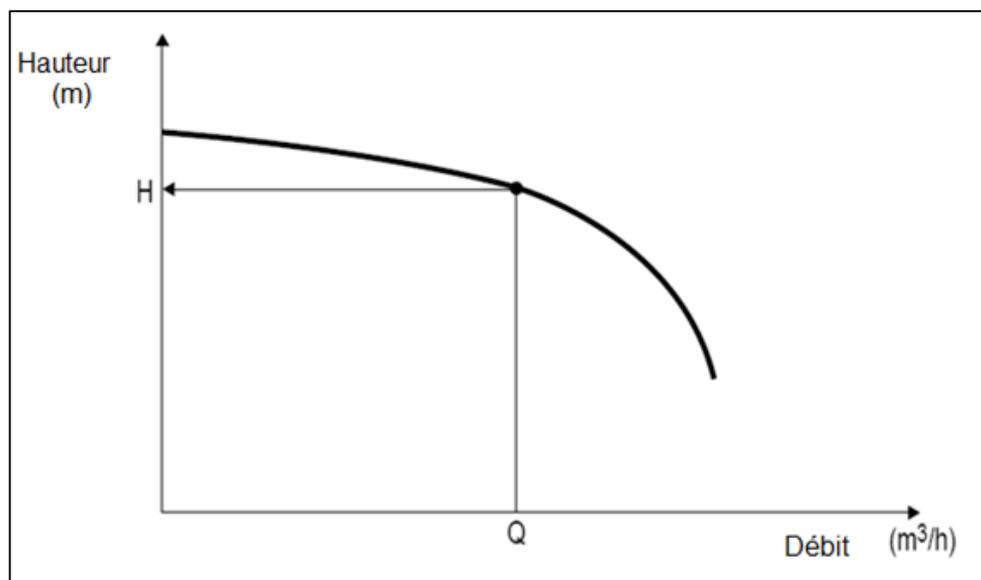


Figure 16: Courbe caractéristique hauteur en fonction du débit. [19]

II-2- La courbe de puissance

C'est également une courbe d'allure parabolique. Elle est descendante ou montante selon le type de pompe. Elle présente un maximum pour un débit élevé que le débit nominal pour une courbe débit/hauteur plate, sensiblement égale au débit nominal pour une courbe débit/hauteur légèrement plongeante, plus faible que le débit nominal pour une courbe débit/hauteur tombante.

La puissance à l'origine n'est pas nulle. Ce fait justifie le choix du mode de démarrage des pompes.

Dans les catalogues des constructeurs, le débit est souvent exprimé soit en m³/h, soit en l/s. les formules pratiques ci-après permettant de déterminer rapidement la puissance absorbée de la pompe.

$$P_{abs}(KW) = \frac{Q \cdot H \cdot \rho}{367 \eta_P} \quad (25)$$

P_{abs} : puissance absorbée ;

Q : débit en m³/h

ρ : Masse volumique (kg/ m³) ;

η_P : Rendement de la pompe ;

g : accélération de la pesanteur

Ou :

$$P_{abs}(KW) = \frac{H \cdot Q \cdot \rho \cdot g}{1000 \eta_P} \quad (26)$$

Avec Q en l/s. [17]

II-3- Rendement de la pompe

La courbe du rendement est d'allure parabolique et elle passe par un maximum pour le débit nominal de la pompe. [17]

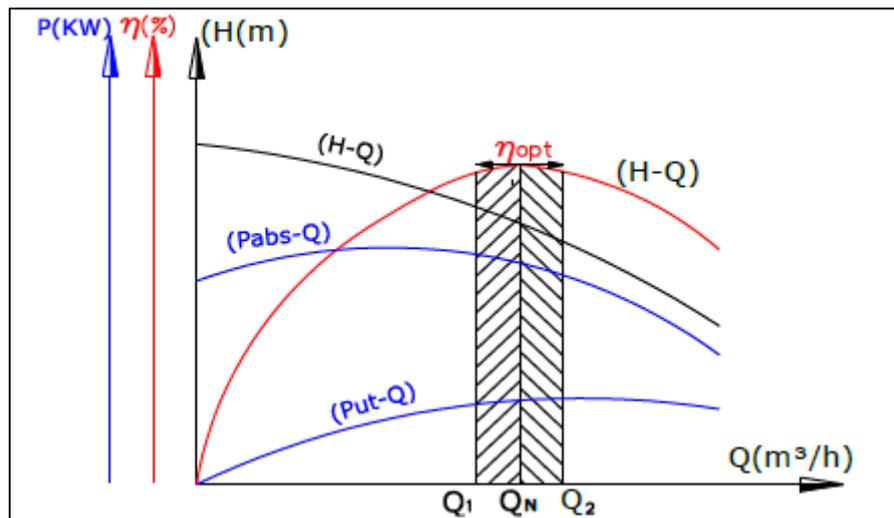


Figure 17: Courbes caractéristiques et plage de bon fonctionnement. [17]

III- Caractéristiques des pompes

Les principales courbes qui caractérisent une pompe centrifuge et qui expriment ses performances sont celles énumérées précédemment ces courbes sont données pour une vitesse de rotation donnée.

Pour tracer ces courbes, il faut au minimum huit (8) points y compris le point de barbotage

($Q = 0$) et celui correspondant au débit maximal. [13]

III-1- Hmt (Hauteur manométrique total)

L'énergie que fournit la pompe au liquide se présente sous deux formes :

- **L'énergie de pression** : Correspond à l'augmentation de la pression dans la pompe.
- **L'énergie cinétique** : Correspond de la vitesse du liquide entre l'aspiration et le refoulement.

La Hmt s'exprime en mètre de liquide sous la formule suivante

$$Hmt = \frac{P_r - P_a}{\gamma} + \frac{V_r^2 - V_a^2}{2g} + Z, [m] \quad (27)$$

P_r : la pression de refoulement mesuré par le manomètre (bar)

P_a ; la pression d'aspiration mesuré e par le vacumètre (bar)

v_r : vitesse de l'eau au refoulement (m/s)

V_a : la vitesse de l'eau à l'aspiration (m/s)

Z : la différence de niveau entre le manomètre et le vacumètre (m)

Dans de nombreux cas la différence d'énergie cinétique est négligeable au regard de l'augmentation de la pression.

III-2- Puissance absorbée (Puissance mécanique d'entrée)

$$P_a = \frac{2\pi n}{60} (W) \quad (28)$$

T : couple (N.m)

n : vitesse de rotation du moteur (tr/mn) [13]

III-3- Puissance hydraulique (puissance utile)

La puissance hydraulique est la puissance fournie au fluide par la pompe. Elle s'exprime en

W ou le Kw.

$$P.U = \omega * Q * H \quad (29)$$

Q : débit (m³/s) ;

H : Hauteur (m) ;

ω : Poids volumique de l'eau (N/m³). [13]

III-4- Rendement global

Le rendement global permet de quantifier la transformation de l'NRJ électrique en NRJ hydraulique. Il s'exprime en %.

$$\eta = \frac{P_u}{P_a} = \frac{9.81Q.H}{P_a} 100, (\%) \quad (30)$$

P_a : puissance absorbée ; (w)

P_u : puissance utile (puissance hydraulique) ; (w) [13]

IV- Couplage de pompes en parallèle

IV-1- Calcul de la Hmt

La Hmt totale du couplage de deux pompes identique en parallèles est le même que celle d'une seule pompe car la différence de pression est la même pour les deux pompes.

IV-2- Calcul du débit

Le débit du couplage de deux pompes identique en parallèle est égal à la somme du débit des deux pompes. [13]

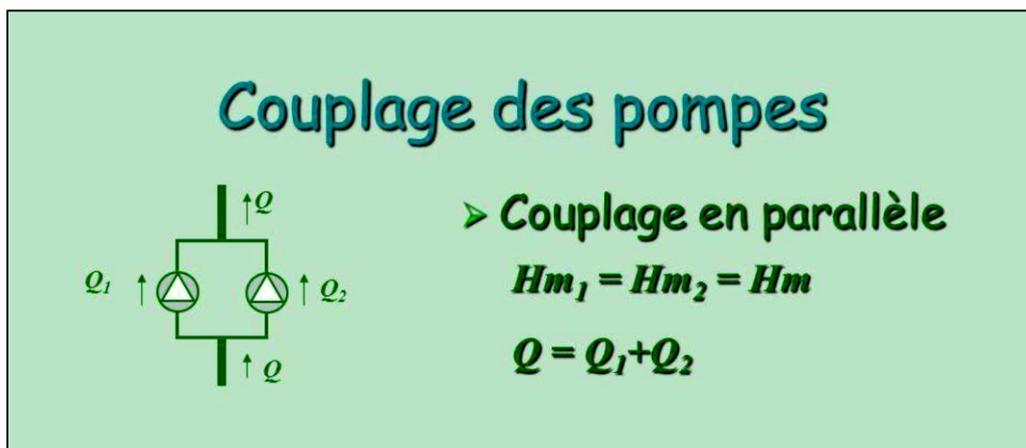


Figure 18: Schéma explicatif d'un couplage de deux pompes identiques en parallèle [13]

IV-3- Calcul du rendement

$$\eta = \frac{P_u}{P_a} \quad (31)$$

La puissance électrique du couplage est la somme des deux puissances électriques des pompes

A et B.

Remarque : Le wattmètre calcule automatiquement la somme des puissances électriques absorbées quand les deux pompes sont en fonctionnement. [13]

IV-4- Courbe de performance de deux pompes en parallèle

Un tel couplage est utilisé pour l'accroissement du débit : deux aspirations pour un seul refoulement.

La courbe caractéristique $H=f(Q)$ de l'ensemble est obtenue en traçant une courbe caractéristique pour une seule pompe puis en ajoutant les valeurs du débit de la deuxième pompe (**Figure 19**).

Du point de vue pratique, il faut toutefois s'assurer que les pompes soient susceptibles de supporter les pressions auxquelles elles doivent être soumises. [13]

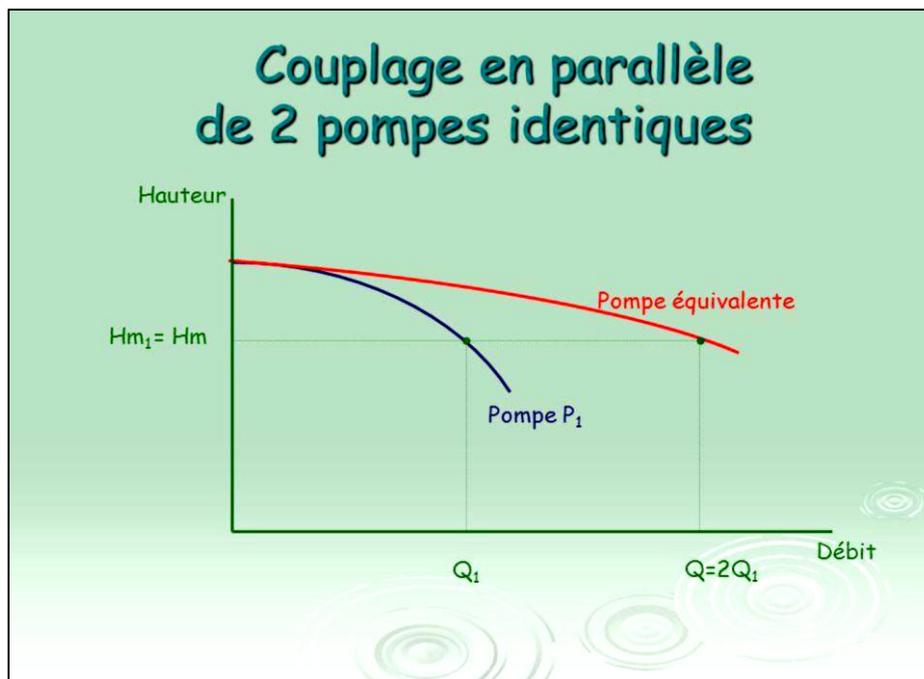


Figure 19: Courbe résultante $H=f(Q)$ de deux pompes identiques montées en parallèle. [13]

V- La similitude des pompes centrifuges

Le fonctionnement de la pompe est conditionné par cinq paramètres, à savoir :

Q : le débit en volume (m^3/S)

D : diamètre de la roue (m)

W : travail spécifique par unité de masse ($\text{gh})(\text{m}^2/\text{S}^2)$

ρ : densité du fluide (kg/m^3)

μ : viscosité dynamique du fluide

En utilisant le théorème de Vaschey-Buckingham, pour exprimer les paramètres adimensionnels suivant :

$(W), (\rho), (M), (n)$, afin de définir les paramètres du groupement adimensionnels qui sont :

$$\text{a) Coefficient de débit} \quad \varphi_{n,D} = \frac{Q}{n^2 D^3} \quad (32)$$

$$\text{b) Coefficient de hauteur} \quad \psi_{n,D} = \frac{gH}{n^2 D^2} \quad (33)$$

$$\text{c) Coefficient de puissance} \quad \lambda_{n,D} = \frac{p}{\rho n^3 D^5} \quad (34)$$

$$\text{d) Coefficient de couple} \quad k_{n,D} = \frac{M}{\rho n^3 D^5} \quad (35)$$

En résumé, nous pouvons dire que si les conditions de similitude sont satisfaites concernant deux machines (la maquette et la machine en vrai grandeur), c'est-à-dire les deux machines sont géométriquement semblable, le coefficient de débit et le nombre de Reynolds sont les mêmes donc, les deux écoulements seront homologues. [20]

VI- Principal caractéristiques de pompe centrifuge :

VI-1- Les dimensions

A partir de (la figure 20), les principales dimensions d'une roue fermée de la pompe centrifuge sont :

D_0 : diamètre de oeilard ;

D_1 : diamètre de l'entrée de la roue ;

D_2 : diamètre de sortie de la roue ;

D_m : diamètre du moyeu ;

L_1 : largeur de la roue à l'entrée ;

L_2 : largeur de la roue à la sortie ; [17]

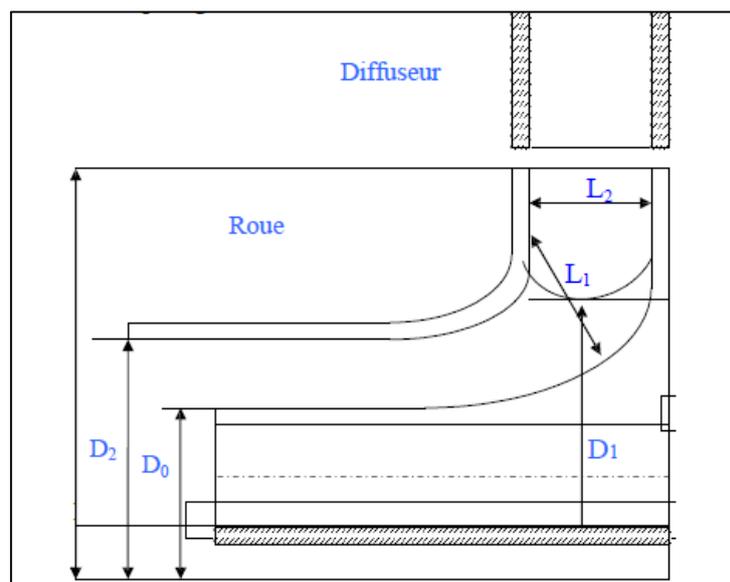


Figure 20: Les dimensions d'une roue fermée de la pompe centrifuge radiale. [17]

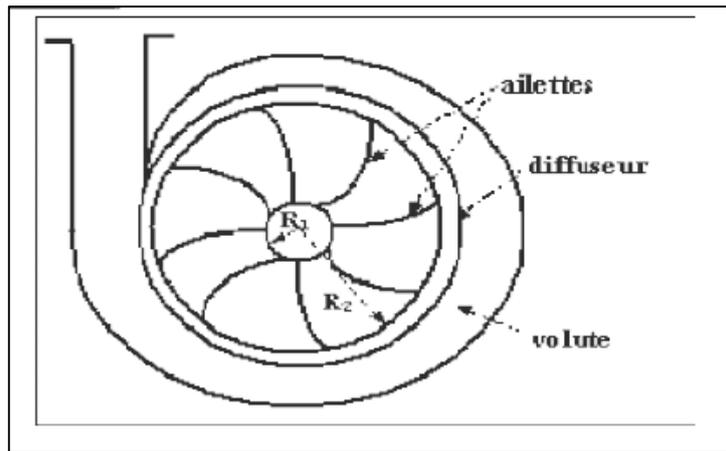


Figure 21: Pompe à volute et à diffuseur. [17]

VI-2- Triangle des vitesses

Nous définissons, au préalable, les notions utilisées dont nous ferons usage par la suite:

ω : vitesse angulaire de la roue ($\frac{2\pi.n}{60}$); (rad/s) ; n : nombre de tours (tr/minute) ;

\vec{U} : vitesse d'entraînement de la roue (m/s) ; $U = \omega.r$;

\vec{V} : vitesse absolue (m/s) ;

\vec{V}_r : vitesse radiale (projection de la vitesse absolue sur le rayon) ;

$$V_r = V \cdot \sin\alpha \quad (36)$$

V_u : vitesse circonférentielle (projection de la vitesse absolue la tangente de la roue) ;

$$V_u = V \cdot \cos\alpha \quad (37)$$

α : Angle d'attaque (angle entre \vec{V} et \vec{U}) ;

β : Angle d'entrée (angle entre \vec{U} et \vec{W}) ;

r : Rayon de la roue (m) ;

D'après (la figure 20) on constate les relations suivantes:

$$V = U + W \quad (38)$$

$$V = V_u + V_r \quad (39)$$

$$V^2 = V_u^2 + V_r^2 \quad (40)$$

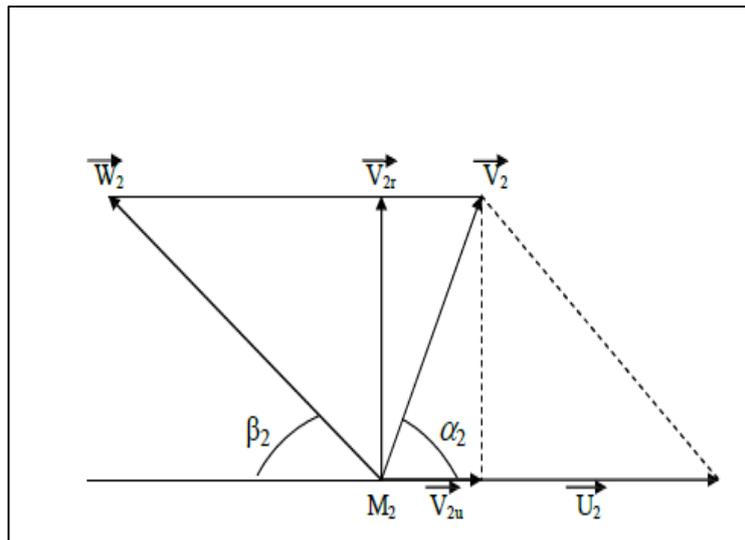


Figure 22: Vecteurs vitesses. [17]

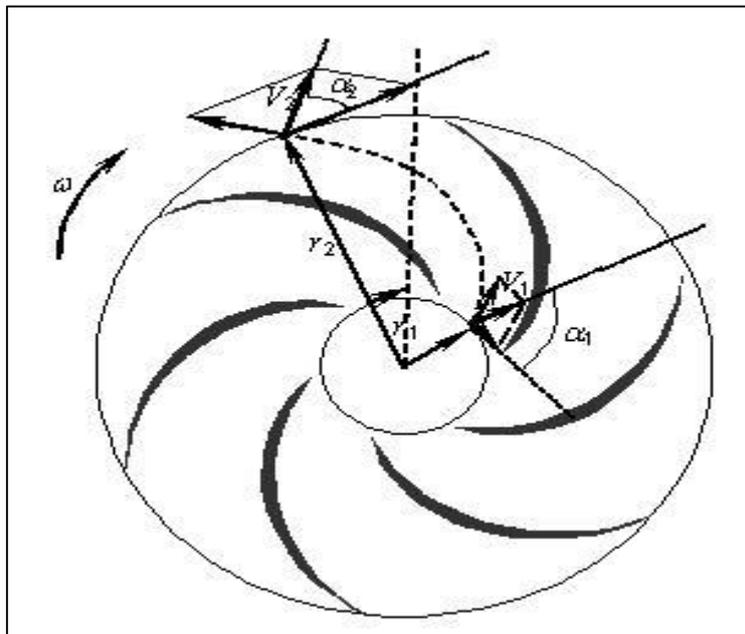


Figure 23: Triangle des vitesses. [17]

A partir du triangle des vitesses, on a :

$$V_2 = U_2 + W_2 \text{ (Déterminé vectoriellement).}$$

(41)

Les vitesses tangentielles au droite du point d'entrée (M_1), et du point de sortie (M_2) est : [17]

$$U_1 = \omega \cdot r_1 \quad r_1: \text{ rayon de la roue à d'entrée} \quad (42)$$

$$U_2 = \omega \cdot r_2 \quad r_2: \text{ rayon de la roue de sortie} \quad (43)$$

VI-3- L'Equation fondamentale d'EULER

La théorie d'EULER, explique le transfert d'énergie ente la roue et le fluide. Les données de base de la théorie d'EULER sont : [17]

- Les diamètres d'entrée et de sortie de la roue D_1 et D_2 ;
- La largeur de la roue à la sortie b_2 ;
- Les angles d'entrée et de sortie des aubages par rapport à la tangente du cercle (β_1, β_2)

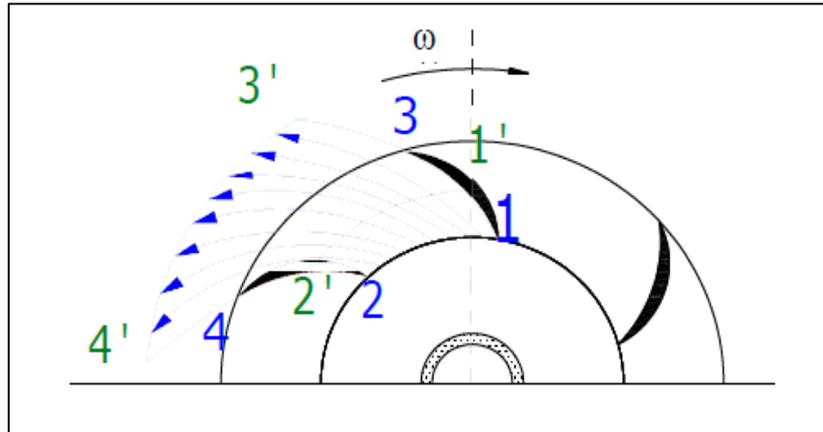


Figure 24: Ecoulement de l'eau à l'intérieur de la roue. [17]

Supposons que la pompe est pleine d'eau, c'est -à- dire amorcée, l'énergie transmise à l'eau grâce à la rotation de la turbine sous d'effet d'augmentation de : la pression et la vitesse de l'eau (énergie cinétique et potentielle), appliquée au mouvement absolu de l'eau entre les aubages. Le théorème de quantité de mouvement par rapport à l'axe de la roue : A partir de (la figure 24), à l'instant t la section « 1-2-3-4 » est occupée par la masse d'eau entre les deux aubages, à l'instant $t+dt$, cette masse se déplace est limitée par la section « 1'-2'-3'-4' ». La variation du moment cinétique est provoquée par l'impulsion angulaire ω qui exercée par la rotation, dans ce cas-là, la variation de quantité de mouvement entre t et $t+dt$ est donnée par :

$$(dM/dt) (V_2 \cdot r_2 \cdot \cos\alpha_2 - V_1 \cdot r_1 \cdot \cos\alpha_1) = 0 \tag{44}$$

Pour cette variation de quantité de mouvement, c'est un moment des forces extérieures par rapport à l'axe de la pompe ne autre que le couple moteur qui exprime par « C », pour une masse élémentaire dt et un temps entre t et $t+dt$ on a :

$$(M/t) (V_2 \cdot r_2 \cdot \cos\alpha_2 - V_1 \cdot r_1 \cdot \cos\alpha_1) = c \tag{45}$$

$$M/t: \text{Débit massique du liquide} = \frac{\omega \cdot Q}{g} ;$$

ω : Poids spécifique ;

C : couple dont le moteur fournit la puissance absorbée :

$$P_{abs} = \omega.C \text{ donc : } C = \frac{P_{abs}}{\omega} \quad (46)$$

$$\frac{\omega.Q}{g} \cdot (V_2 \cdot r_2 \cdot \cos\alpha_2 - V_1 \cdot r_1 \cdot \cos\alpha_1) = \frac{P_{abs}}{\omega} \quad (47)$$

La pompe est idéale donc: les pertes de charges sont négligeables théoriquement, donc :

$$P_{abs} = P_{util} \rightarrow \eta p = 100 \% \quad (48)$$

$C \cdot \omega = \varpi \cdot Q_t \cdot H_t$ en remplaçant dans (40):

$$\frac{\omega.Q}{g} \cdot (V_2 \cdot r_2 \cdot \cos\alpha_2 - V_1 \cdot r_1 \cdot \cos\alpha_1) = \frac{\varpi \cdot Q_t \cdot H_t}{\omega} \quad (49)$$

Pour une pompe radiale $\alpha_1 = 90^\circ$ l'équation s'écrit de la façon suivante :

$$\frac{\omega.Q}{g} \cdot (V_2 \cdot r_2 \cdot \cos\alpha_2 - V_1 \cdot r_1 \cdot \cos\alpha_1) = \frac{\varpi \cdot Q_t \cdot H_t}{\omega} = \frac{P}{\omega} \quad (50)$$

$$\frac{\omega.Q}{g} \cdot (V_2 \cdot r_2 \cdot \cos\alpha_2 - V_1 \cdot r_1 \cdot \cos\alpha_1) = P \quad (51)$$

$$H_t = \frac{P}{\omega \cdot Q_t} = \frac{1}{g\omega} (V_2 \cdot r_2 \cdot \cos\alpha_2 - V_1 \cdot r_1 \cdot \cos\alpha_1) \quad (52)$$

$$U_1 = \omega \cdot r_1; V_{1u} = V_1 \cdot \cos\alpha_1 \quad (53)$$

$$U_2 = \omega \cdot r_2; V_{2u} = V_2 \cdot \cos\alpha_2 \quad (54)$$

En remplaçant de U_1, U_2, V_{1u}, V_{2u} dans (58) on obtient :

$$H_t = \frac{1}{g} (U_2 \cdot V_{2u} - U_1 \cdot V_{1u}) \quad (55)$$

Cette équation c'est « l'équation fondamentale d'Euler ».

D'après l'équation fondamentale d'Euler :

$$H_{th} = \frac{U_2 V_2 \cos\alpha_2 - U_1 V_1 \cos\alpha_1}{g} \quad (56)$$

$$H_{th} = \frac{1}{g} (V_2 \cdot U_2 \cdot \cos\alpha_2 - V_1 \cdot U_1 \cdot \cos\alpha_1) \quad (57)$$

Pour une pompe centrifuge radiale $\alpha_1 = 90^\circ$: [17]

$$H_{th} = \frac{1}{g} (V_2 \cdot U_2 \cdot \cos\alpha_2) \quad (58)$$

VI-4- Débit théorique

Le débit en général est donné par l'équation suivante :

$$Q = V \cdot S = V_{2r} \cdot S \quad (59)$$

$$S = 2\pi \cdot r_2 \cdot b_2 = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \quad (60)$$

Donc:

$$Q = V_2 \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \quad (61)$$

D'après le triangle des vitesses :

$$tg\beta_2 = \frac{V_{2r}}{U_2 - V_{2u} \cos\alpha_2} = \frac{V_{2u}}{V_2} \quad (62)$$

$$V_{2u} = tg\beta_2 (V_2 \cdot U_2 \cdot \cos\alpha_2) \quad (63)$$

$$Q_{th} = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 tg\beta_2 (U_2 - V_2 \cos\alpha_2) \quad (64)$$

Pour une pompe centrifuge radiale $\alpha_1 = 90^\circ$:

$$H_{th} = \frac{1}{g} (V_2 U_2 \cos\alpha_2) \quad (65)$$

$$\text{Donc: } Q_{th} = \alpha \cdot D_2 \cdot b_2 tg\beta_2 \left(\frac{U_2 - H_{th}}{U_2} \right) \quad (66)$$

$$\text{- Si } Q_{th} = 0 \Rightarrow H_{th} = \frac{U_2^2}{g} \quad (67)$$

$$\text{- Si } H_{th} = 0 \Rightarrow Q_{th} = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 tg\beta_2 \cdot U_2 \quad (68)$$

Dans le système d'axes (H, Q), la hauteur théorique est proportionnelle au débit. En y enlevant les pertes de charge par chocs et dans les aubages, on obtient la courbe pratique dite hauteur manométrique HMT donnée par le constructeur. [17]

VI-5- Puissance des pompes centrifuges

C'est le produit de la variation de pression entre l'aval et l'amont de la pompe par le débit volumique Q :

Tel que :

$$P = \rho \cdot g \cdot H_{th} \cdot Q \quad (69)$$

Tel que :

ρ : masse volumique d'eau (Kg/ m3) ;

H_{th} : la hauteur théorique (m) ;

Q : le débit (m3/s) ; [17]

VI-6- Rendement des pompes centrifuges

Le rendement de la pompe est exprimé par la relation entre la puissance utile et la puissance absorbée qui donnée par la relation suivante :

$$\eta = \frac{P_{util}}{P_{abs}} = \left(\frac{\rho \cdot g \cdot Q}{P_{abs}} \right) \cdot 100 \quad (70)$$

- P_{abs} : Puissance absorbée par la pompe, c'est la puissance consommée par le moteur d'entraînement de la pompe.
- P_{util} : Puissance fournie par le moteur.
- η : Rendement de la pompe c'est le rapport entre la puissance utile et la puissance absolue. [17]

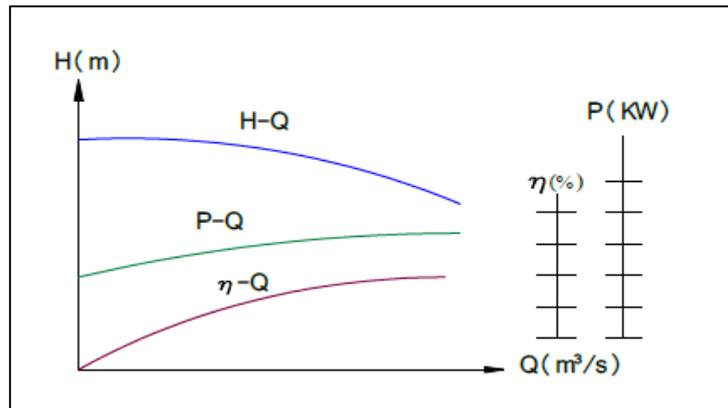


Figure 25: Courbes caractéristiques. [17]

VI-7- La vitesse spécifique

La vitesse spécifique «Ns» est une expression pour toutes les pompes semblables fonctionnant en similitude mécanique, elle s'exprime généralement en tour par minute (tr/min) avec Q en (m³/s) et H en (m). La vitesse spécifique d'une pompe est donc la vitesse à laquelle tournerait la pompe semblable qui, en régime de fonctionnement homologue, débiterait 1m³/s à 1m. La puissance recueillie serait donc 1000 Kg.m/s, soit environ 10Kw. La relation qui exprime la vitesse spécifique est :

$$n \cdot \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} = n' \cdot \frac{Q'^{1/2}}{H'^{3/4}} = N_s = C^{te} \quad (71)$$

La vitesse spécifique nous permet de :

- Faire la classification hydraulique des pompes ;
- Comparer les différents types des roues ;
- D'étudier des grandes pompes, en utilisant les modèles réduits ;
- Le choix de la pompe la plus adaptée pour la condition bien déterminée. [17]

VII- La hauteur manométrique théorique

Afin de créer un écoulement, le couple M_{sch} doit être appliqué à l'arbre selon la loi du Newton (action est toujours égale à la réaction). De ce fait, M_{sch} est égale au moment transmis au fluide. La puissance du moteur correspondant à une vitesse angulaire, ω , de l'arbre, est donnée par : (avec $u = \omega \times r$)

$$P_{sch} = M_{sch}\omega = \rho Q_{La}(U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u}) \quad (72)$$

$$H_{th}g = \frac{P_{sch}}{\rho Q_{La}} = U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u} \quad (73)$$

Conséquemment, la hauteur théorique d'une pompe peut être prise à partir de l'équation fondamentale des turbomachines, cette équation est présentée par Euler:

$$H_{th} = \frac{(U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u})}{g} \quad (74)$$

Avec c_{u1} et c_{u2} sont des vitesses périphériques à l'entrée et à la sortie de la roue respectivement, $cc1uu$ et $cc2uu$, sont les composants circonférentiels de la vitesse absolue à l'entrée et à la sortie de la roue respectivement.

Dans l'hypothèse d'une pompe avec un nombre d'aubes infini, la hauteur théorique peut être donnée par l'équation suivante :

$$H_{\infty} = \frac{u_2^2}{g} \left\{ 1 - \frac{Q_{La}}{A_2 u_2 \tan \beta_{2B}} \left[1 + \frac{A_2 d_{1m}^* \tan \beta_{2B}}{A_1 \tan \alpha_1} \right] \right\} \quad (75)$$

H_{∞} : La hauteur théorique pour un nombre des aubes infini.

Si on prend en considération l'influence du nombre fini d'aubes ainsi que le blocage des aubes, par introduction du coefficient de glissement, γ , ainsi que le coefficient de blocage, τ , dans l'équation (13) on obtient l'équation suivante: [1]

$$H_{th} = \frac{U_2^2}{g} \left\{ \gamma - \frac{Q_{La}}{A_2 U_2 \tan \beta_{2B}} \left[\tau_2 + \frac{A_2 d_{1m}^* \tan \beta_{2B}}{A_1 \tan \alpha_1} \right] \right\} \quad (76)$$

Avec :

$$A_1 = \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_n^2) \quad (77)$$

$$A_2 = \pi d_{2b} b_2 \quad (78)$$

VIII- La circulation relative

Généralement, l'écoulement du liquide dans la roue se compose de deux mouvements : déplacement des particules liquides de l'entrée jusqu'à la sortie, et leur circulation dans le canal de la roue. Lorsque la roue est en rotation, elle provoque une différence de pression entre les faces convexes (extrados) et concaves (intrados) des aubes. La pression du côté extrados (qui exerce la pression) est évidemment plus importante que celle du côté l'intrados, et cela contrairement aux vitesses relatives w qui sont plus élevées à la face concave que celles au voisinage de la face convexe. La hauteur manométrique de circulation relative peut être calculée par la relation suivante: [1]

$$H_{cir} = H_{\infty} - H_{th} \quad (79)$$

IX- Coefficient de glissement

Lorsque le fluide quitte la roue d'une pompe, il sera guidé par les aubes. Ce guidage est moins parfait même dans les conditions idéales (sans frottement), sauf si la roue pouvait être imaginée avec un nombre d'aubes infini et infinitésimal mince. Dans ce cas fluide idéal serait parfaitement guidé par les aubes et quitterais la roue à l'angle d'aube, β_{2B} .

Par conséquent, le fluide quitte la roue avec un angle, β_2' , inférieur à l'angle d'aube, β_{2B} . La différence entre ces deux angles est appelée l'angle de déviation :

$$\delta' = \beta_{2B} - \beta_2' \quad (80)$$

Le phénomène décrit précédemment est appelé "glissement". Lors de la conception des roues, l'angle de déviation, δ' , doit être introduit. Ceci est réalisé en incluant le coefficient de glissement empirique dans le calcul des triangles de vitesse (figure 26) :

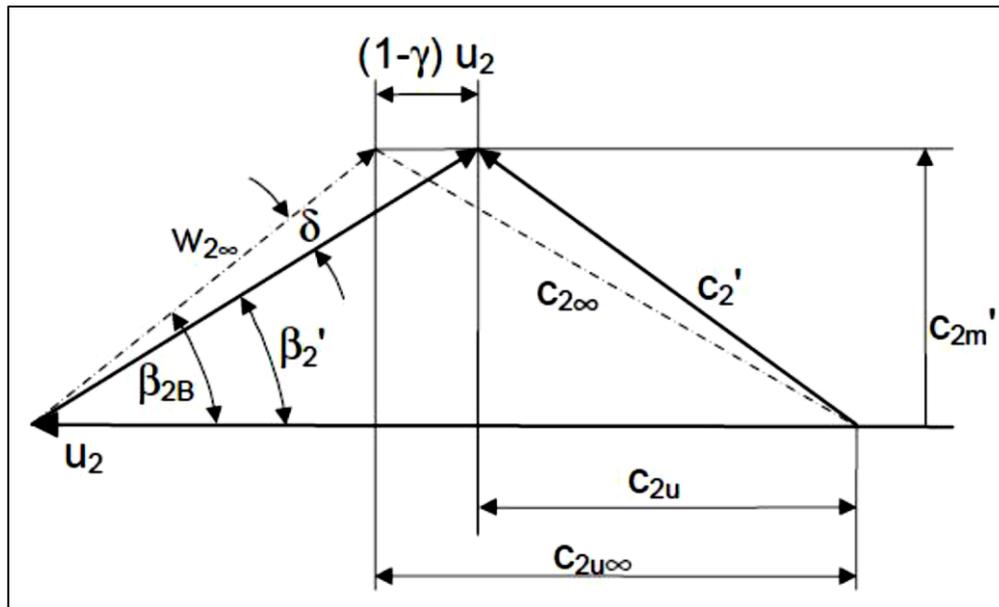


Figure 26: Coefficient de glissement et l'angle de déviation [1]

La figure 26 montre le triangle de vitesse juste après que le fluide aura quitté le bord d'aube (avec blocage). L'indice, ∞ , est utilisé pour un écoulement dans une roue avec un nombre d'aubes infini. La différence entre $c_{2u\infty}$ et c_{2u} est définie par :

$$c_{2u\infty} - c_{2u} = (1 - \gamma)U_2 \quad (81)$$

γ est défini comme le coefficient de glissement, et la quantité, $(1-\gamma)$, présente le glissement. Si $\gamma=1$, l'écoulement est dirigé vers la sortie de la roue pour un nombre infini des aubes. Lorsque la valeur de γ est minimale, la déviation entre l'angle de l'écoulement, β_2 , et l'angle d'aube, β_{2B} , est maximale.

Le coefficient de glissement, γ , doit être calculé à partir des données de test et en corrélation avec les quantités géométriques. Pour cela, un grand nombre de chercheurs, comme Stodola, Eck, Stanitz, Wiesner, Paeng et Chung, Pampreen et Musgrave, et Backstrom, ont développé diverses corrélations pour le coefficient de glissement des roues centrifuges.

En se basant sur les calculs de Busemann, Wiesner a développé une formule pour la prédiction des coefficients de glissement, dont les résultats ont été comparés avec des mesures expérimental sur des compresseurs et des pompes. Pour adapter cette corrélation à une large base de données des pompes, Gulich a utilisé l'épaisseur totale d'aube de la roue comme un

blocage pour le calcul. En introduisant le facteur de correction, f_1 , le coefficient de glissement est donné par l'équation suivante

$$\gamma = f_1 \left(1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_{2B}}}{Z_{La}^{0.7}} \right) k_w \quad (82)$$

k_w est un coefficient qui permet de calculer l'influence du diamètre de la roue à l'entrée. Il est donné par :

$$k_w = 1 - \left(\frac{d_{1m}^* - \varepsilon_{Lim}}{1 - \varepsilon_{Lim}} \right)^3 \quad (83)$$

ε_{Lim} : Angle dans le système de coordonnées polaires.

d_{1m} : La moyenne géométrique des diamètres, (d_{1a}, d_{1i}), à l'entrée de la roue.

Ils sont donnés par :

$$\varepsilon_{Lim} = \exp \left(- \frac{8.16 \sin \beta_{2B}}{Z_{La}} \right) \quad (84)$$

$$d_{1m} = \sqrt{0.5(d_{1a}^2 + d_{1i}^2)} \quad (85)$$

Le facteur de correction, f_1 , est égal à 0,98 pour une pompe radiale. Pour une pompe semi-axiale. Il est donné par la relation suivante :

$$f_1 = 1,02 + 1,2 \cdot 10^{-3} (nq - 50) \quad (86)$$

nq est la vitesse spécifique, elle est donnée par :

$$nq = n \frac{\sqrt{\frac{Q_{opt}}{f_q}}}{H_{opt}^{0.75}} \quad (87)$$

f_q est le nombre d'entrée pour la roue :

- Pour une entrée unique : $f_q=1$.
- Pour double entrée : $f_q=2$.

En considérant le phénomène de glissement à la sortie de la roue, ceci est fait en introduisant le coefficient de glissement, γ , le composant tangentiel de la vitesse absolue, C_{2u} , peut être donné par l'équation suivante : [1]

$$C_{2u} = U_2 \left(\gamma - \frac{c_{2m} \tau_2}{u_{2 \tan \beta_{2B}}} \right) \quad (88)$$

IX-1- Les pertes dans la pompe

Les diverses pertes d'énergie d'une pompe centrifuge sont de nature différentes, on peut les classer en : [21]

- Pertes aérodynamiques ou pertes de charges : elles comprennent les pertes dans la roue et dans le diffuseur (ou plus généralement dans les parties fixes de la pompe telles que volute etc....) au régime normale ,ce sont les seules pertes de cette nature qui existent .en dehors de ce régime lorsque le débit varie .les triangles de vitesse se déforment aussi bien à l'entrée de la roue qu'à la sortie , le fluide se présente sous un angle différent de celui des aubes .il en résulte des pertes par choc qu'il convient d'ajouter aux pertes par frottement mis à part ces pertes de charges . [21]
- Pertes par fuites : dans les joints entre la partie fixe de la pompe et la partie mobile il y a un débit de fuite c'est-à-dire un retour du fluide vers le côté aspiration de la pompe .de même pour le refroidissement de l'arbre de transmission du moteur un débit de fuite est nécessaire si le moteur n'a pas une protection mécanique extérieure . [21]
- Pertes mécanique : la puissance fournie par le moteur n'est pas complètement transformée en puissance hydraulique cela est dû aux pertes externes au niveau des disques.

IX-2- Pertes hydraulique

Les pertes hydrauliques dans une pompe sont de nature hydromécanique, c'est-à-dire elles sont liées à la structure de l'écoulement de fluide dans la pompe. elle se divisent en trois sorte de pertes à savoir ,pertes par frottement hydraulique se formant sur les parois mobiles ou immobiles , des différentes parties de la pompe , comme tubulure d'aspiration , aubes volute etc., une deuxième origine de pertes hydraulique est le décollement de la couche limite qui peut être causées par le contournement de l'arrête d'entrée des aubes ou par la diminution de vitesse trop forte sur l'extrados des aubes , et la troisième c'est les pertes par incidence , nous allons maintenant définir et montrer à quel niveau se situent ces différentes pertes. [21]

IX-2-1- Les pertes à l'entrée de la pompe

Ces pertes de charge qui se produisent à l'entrée de la pompe, elles sont dues, au contournement de l'arrête d'entrée des aubes, cette perte est fonction de la vitesse d'entrée c_0 ,

et d'un coefficient K déterminé expérimentalement, cette perte est exprimé par la formule suivante

$$\Delta H_0 = K_0 \frac{C_0}{2} \quad (89)$$

C_0 est exprimé par :

$$C_0 = \frac{4Q}{\pi(D_0^2 - d_m^2)} \quad (90)$$

Ou : K_0 : coefficient déterminé expérimentalement qui est de l'ordre de 0.1

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

d_m : diamètre du moyeu en (m) [21]

IX-2-2- Pertes de charge dans la roue

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

$$\Delta H_1 = \varepsilon \frac{L}{D_h} - \frac{W_1^2}{2} \quad (91)$$

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

$$L = \frac{D_2 - D_1}{2 \sin[(\beta_2 + \beta_1)/2]} \quad (92)$$

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

β_1 et β_2 angles d'entrée et de sortie de la roue en degré

ε : coefficient de frottement

$$\varepsilon = \left[1.138 + 2 \log \left(\frac{D_h}{K} \right) \right]^{-2} \quad (93)$$

D_h : diamètre hydraulique

K : coefficient de rugosité

W_1 : vitesse relative d'entrée en m/s. [21]

IX-2-3- Pertes de charges au niveau des aubes :

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

$$\Delta H_2 = f(D_f) \frac{W_2^2}{2} \quad (94)$$

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

$$D_f = 1 - \frac{W_2}{W_1} + \frac{(U_1 + V_1 U) - (U_2 + V_2 u)}{2 S W_1} \quad (95)$$

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

$$S = \frac{Z}{2\pi \sin[(\beta_1 + \beta_2)/2]} \ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right) \quad (96)$$

Cette formule est valable si :

$$D_f < 0.4$$

Si $D_f > 0.4$ $f(D_f) = D_f^2$ voir à cet effet : (courbe de facteur de diffusion). [21]

IX-2-4- Pertes de charge dans la volute

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

IX-2-5- Pertes de charge par choc

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

$$\Delta U_1 = \left[1 - \left(\frac{R_4 V_4}{r_2 V_{2U}} \right)^2 \right] \left[\frac{r_2}{R_3} \right]^2 \frac{V_{2U}^2}{2} \quad (97)$$

Ou :

R_4 : rayon de la volute

r_2 : rayon de la sortie de la roue en m

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

V_{2U} projection de la vitesse absolue de sortie de la roue sur la vitesse d'entraînement cette formule est valable si : $R_2 V_{2U} > R_4 V_4$

Si : $R_2 V_{2U} \leq R_4 V_4 \quad \Delta V_1 = 0$. [21]

IX-2-6- Pertes de charge par frottement

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

$$\Delta V_2 = \varepsilon \frac{A_V V_4^2}{A_4 2} \quad (98)$$

Ou : ε : coefficient de frottement déterminé par WORSTER

$$\varepsilon = \left[1.89 + 1.62 \log \left(\frac{L_V}{K} \right) \right]^{-2.6} \quad (99)$$

Ou :

L_V : longueur équivalente de la volute exprimée en m

K : coefficient de la rugosité

La longueur L_V est donnée par

$$L_V = \frac{R_B - r_2 + \frac{b_4 + h_4}{2}}{\sin \alpha_2} \quad (100)$$

Ou :

α_2 : l'angle de bec de la volute exprime en degré

b_4 : la largeur de la volute étoile en m

h_4 : la hauteur de la volute en m

r_2 : rayon de sortie de la roue en m

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

La vitesse V_4 est donnée par l'équation de continuité :

$$V_4 = \frac{Q}{b_4 h_4} \quad (101)$$

Les paramètres géométriques de la machine

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

$$R_4 = 1.1 \frac{D_2}{2} \quad (102)$$

Ainsi que

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

A_v : étant la moyenne de la section de volute qui est fonction de plusieurs paramètres, elle donnée comme suit : [21]

$$A_4 = b_4 h_4 \left[1 + \left(\frac{2\pi}{\ln \left[\frac{R_3 + h_4}{R_3} \right]} \right)^2 \right]^{0.6} + 2\pi \left[\frac{h_4 (2R_3 + h_4) - R_2^2}{2 \ln \frac{R_3 + h_4}{R_2}} \right] \quad (103)$$

IX-2-7- Pertes par frottement au niveau des disques de la roue

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

$$\Delta H_{df} = C_P \frac{1}{2} U_2^3 R_2^2 \quad (104)$$

ou : ρ masse volumique de liquidité en Kg/m^3

U_2 : vitesse d'entraînement en tours par minute

R_2 : rayon de sortie de la roue

C : coefficient déterminé, expérimentalement

$$C = 1,15Re^{-0,2} \tag{105}$$

Ou R_e : nombre de Reynolds

$$R_e = \frac{u_2 D_2}{\nu} \tag{106}$$

ν : étant la viscosité en m^2/s

Il a été démontré par plusieurs auteurs dans le domaine des turbomachines et notamment dans le cas des pompes centrifuges que 30% de pertes de charge ayant bien aux niveaux des disques de la roue retournement vers le coté refoulement c'est-à-dire ces 30% deviennent un gain pour la pompe, ce gain d'énergie est donnée par l'expression suivante ; [21]

$$\Delta H_{df} = 0.3C\rho \frac{1}{2}U_2^3 R_2^2 \tag{107}$$

IX-3- Les pertes dans la pompe en utilisant les triangles de vitesses

D'autres recherche ont été faite sur les pertes à l'intérieur de corps hydraulique de la pompe Dans ce qui suit on étudie les pertes avec les trois phénomènes frottement, décollement et incidence dans la roue, dans le diffuseur et dans la volute tout en exploitant les triangles des vitesses et Les paramètres géométrique de la pompes. [21]

Tableau 2: Calcul des vitesses dans les différents organes [21]

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

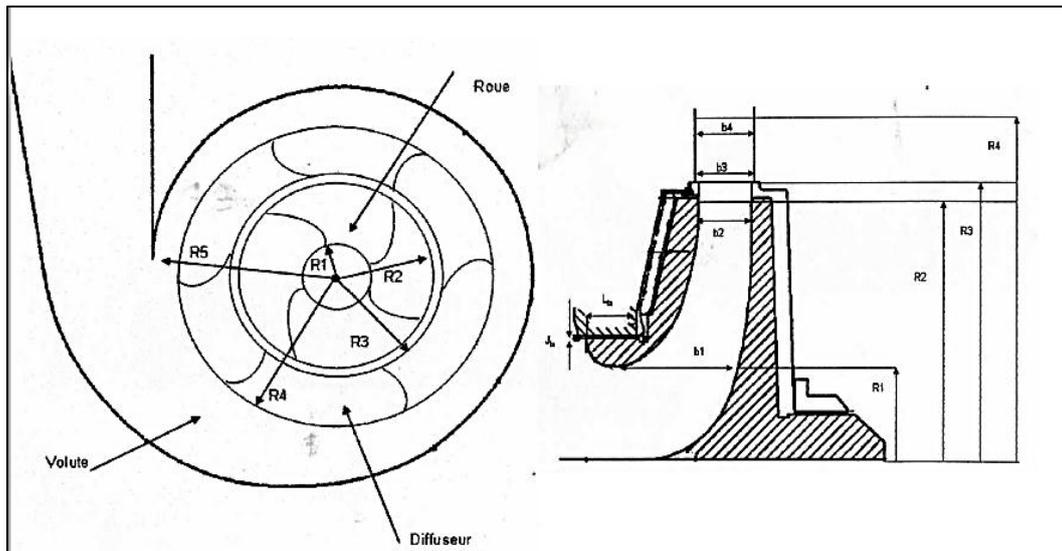


Figure 27: Représentation géométrique d'une pompe centrifuge avec diffuseur [21]

IX-3-1- Pertes dans la roue

a- Pertes par frottement

$$h_{fr} = \frac{1}{2g} * W_2^2 * C_{fr} \frac{L_r}{D_{hr}} \quad (108)$$

Avec :

W_2 : vitesse relative à la sortie de la roue

C_{fr} : Coefficient de frottement

D'après Thanapandi et Al, le coefficient C_{fr} est calculé par :

$$C_{fr} = \left(1.89 + 1.62 \log \frac{L_r}{K_{sr}} \right)^{-2.6} \quad (109)$$

Où : K_{sr} représente la rugosité hydraulique effective

$$K_{sr} = \frac{150 \cdot \nu}{\omega R_2} \quad (110)$$

L_r : la longueur de la pale de la roue :

$$L_r = \frac{R_2 - R_1}{(tg\beta_2 - tg\beta_1) * \left[\frac{1}{\cos\beta_2} - \frac{1}{\cos\beta_1} + \ln \left[\frac{tg\beta_2}{\frac{tg\beta_1}{2}} \right] \right]} \quad (111)$$

D_{hr} : Diamètre hydraulique

$$D_{hr} = \frac{D_1}{\left(\frac{D_1}{b_1}\right) + \left[\frac{2Z_r}{\pi \cos \beta_1}\right]} + \frac{D_2}{\left(\frac{D_2}{b_2}\right) + \left[\frac{2Z_r}{\pi \cos \beta_2}\right]} \quad (112)$$

Et Z_r étant le nombre d'aubes. [21]

b- Les pertes par décollement

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

$$h_{dr} = \frac{1}{2g} * (W_1^2 - W_2^2) * K_{dr} \quad (113)$$

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

$$K_{dr} = 1 - K_{pr} - C_{fr} \frac{1}{\left(\frac{W_1}{W_2}\right) - 1} \quad (114)$$

$$K_{pr} = 0.91 K_\lambda * K_{B1} * K_\theta \quad (115)$$

K_λ : Représente l'influence de la forme de la section, qui est surtout importante à la sortie de la roue

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

$$K_{B1} = 1.05 * \sigma - 0.05 \quad (116)$$

σ : étant le coefficient de remplissage

K_θ : représente l'influence de la divergence des canaux

$$K_\theta = \frac{2\pi \cos \pi \sqrt{\frac{\theta}{\theta_{dec}}}}{\cos \pi \sqrt{\frac{\theta}{\theta_{dec}} - 1}} \quad (117)$$

2θ : représente la divergence effective des canaux

$$2\theta = \frac{360}{Z_r} \sin^2 \beta_2 \quad (118)$$

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

$$2\theta_{dec} = 11.0 \left(\frac{3}{2} + \frac{1}{3} + \frac{2\pi \left(\frac{R_2}{P_r}\right) * \sin(\beta_2)}{b_2} \right) \quad (119)$$

c- Pertes par incidence

$$h_{ir} = \frac{1}{2g} * W_1^2 * K_r^2 * \sin^2(l_r) \quad (120)$$

K_r est un coefficient dépend principalement de l'indice et que l'on exprime sous la forme :

$$K_r=2$$

Pour $h_{ir} < 0$ (forts débit), et $K_r=3$ pour $h_{ir} > 0$ (faibles débits) et i étant l'angle d'incidence

$$h_{ir} = \beta \cdot B$$

B : angle du fluide c'est le rapport entre la vitesse absolue et la vitesse d'entraînement. [21]

IX-3-2- Pertes dans le diffuseur

Les pertes dans le diffuseur sont de même nature que celles rencontrées dans la roue [21]

a- Pertes par frottement

$$L_{fd} = \frac{1}{2g} * V_2^2 * C_{fd} * \frac{L_d}{D_{hd}} \quad (121)$$

b- Pertes par décollement

$$L_{dd} = \frac{1}{2g} * (V_2^2 - V_4^2) * K_{dd} \quad (122)$$

c- Pertes par incidences

$$h_{tr} = \frac{1}{2g} * V_2^2 * K_d^2 * \sin^2(l_d) \quad (123)$$

IX-3-3- Pertes dans la volute

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

La volute reçoit l'écoulement avec la vitesse

$$V_5 = V_2 * \left(\frac{R_2}{R_5}\right) \quad (124)$$

a- Pertes par frottement

$$h_{fv} = \frac{1}{2g} * 0.55(V_{m2}^2 + (V_{u2} - V_5)^2) \quad (125)$$

V_m : la vitesse méridienne débitante

V_u : la composante tangentielle de la vitesse absolue

b- Pertes par incidence

$$h_{fv} = \frac{1}{2g} * 0.55(V_{m2}^2 + (V_{u2} - V_5)^2) \tag{126}$$

V_m : la vitesse méridienne débitante

V_u : la composante tangentielle de la vitesse absolue

Etude des rendements :

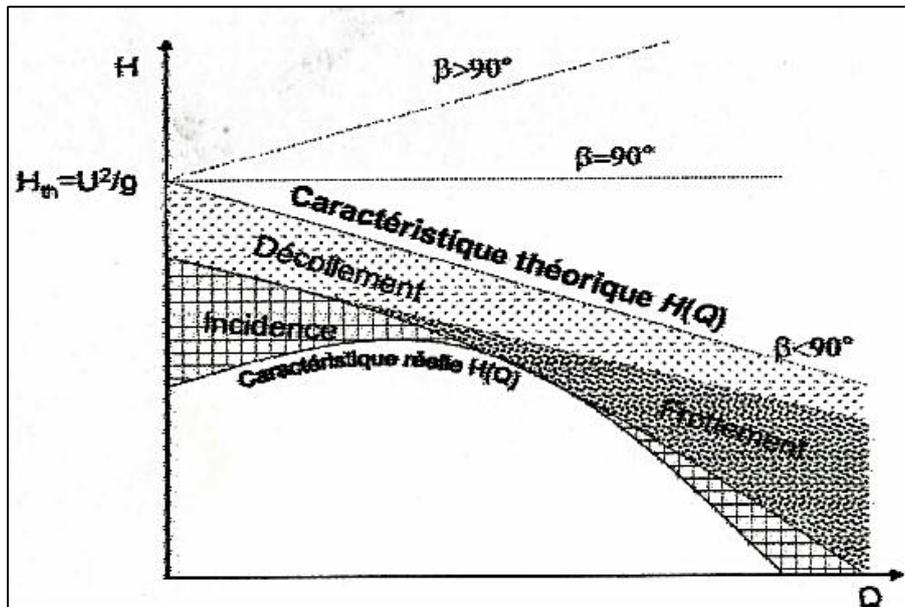


Figure 28: Courbe caractéristiques H(Q) et les différents types de pertes. [21]

IX-3-4- Hauteur nette

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

$$H = H_{th} + \Delta H_U - \Delta H_1 - \Delta H_2 - \Delta H_{V1} - \Delta V_z + \Delta H_{df} \tag{127}$$

Jusqu'à présent nous avons étudié que les pertes de charges à l'intérieur de la pompe, il nous paraît encore insuffisant pour parler du rendement global de la pompe ce dernier dépend d'autres paramètres qui fera l'objet du prochain point. [21]

IX-3-5- Pertes mécaniques

Lors de la rotation de l'arbre de la roue, ces frottements au niveau des paliers et dans les presses étoupes de la pompe absorbent une certaine puissance P_{ex} appelée puissance mécanique externe, cette puissance vient s'ajouter aux pertes par frottement P_i se produisant entre le fluide et les disques de la roue, la somme de ces pertes mécaniques est

$$P_m = P_{ex} + P_i \quad (128)$$

La différence entre la puissance absorbée P_a et la puissance perdue est appelée puissance hydraulique absorbée donnée par la relation suivante :

$$P_{ah} = P_a - P_m \quad (129)$$

IX-3-6- Pertes volumétriques

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

$$Q_i = Q + q + q' \quad (130)$$

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

Q : débit net délivré par la pompe en m^3/s

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

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

La connaissance de ces pertes par fuite nous permettra de déterminer le rendement volumétrique de la pompe. [21]

IX-4- Rendement globale d'une pompe

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

IX-4-1- Rendement hydraulique

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

$$\eta_h = \frac{H}{H_{th}} \quad (131)$$

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

IX-4-2- Rendement volumétrique

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

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_r} \quad (132)$$

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

IX-4-3- Rendement mécanique

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

$$\eta_m = \frac{P_{ah}}{P_a} = \frac{P_a - P_m}{P_a} \quad (133)$$

ou : η_m : rendement mécanique de le pompe

P_a : la puissance absorbée par la pompe en KW

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

P_m : puissance mécanique externe en KW

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

La connaissance de ces différents rendements nous permettra de déterminer le rendement global de la pompe qui est le produit des trois rendements. [21]

$$\eta_g = \eta_m * \eta_h * \eta_v \quad (134)$$

IX-5- Relation entre le rendement globale et l'angle de sortie β_2 de la roue [21]

On sait que ;

$$\eta_h = \frac{H}{\frac{U_2}{g}[\sigma U_2 - V_{2R} \cos \beta_2]} \quad (135)$$

Et

$$V_{2R} = \frac{Q}{2\pi r_2 b_2} \quad (136)$$

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

$$\eta_g = \frac{\eta_m * \eta_v * H}{\frac{U_2}{g} \left[\sigma U_2 - \frac{Q}{2\pi r_2 b_2} \cos \beta_2 \right]} \quad (137)$$

X- Conclusion

Pour une pompe centrifuge à une vitesse donnée, nous avons déterminé les courbes caractéristiques de ces pompes, à partir des théories citées préalablement, à fin de déterminer le débit, dans la plage de bon fonctionnement de la pompe avec un rendement optimal.

L'évaluation des pertes dans la pompe vont nous permettre de trouver le moyen de minimiser l'une de ces pertes afin d'améliorer les performances des pompes.

Chapitre 4

Résultats de l'étude

paramétrique



I- Généralité sur EES

I-1- Introduction sur EES

EES (prononcé ISE) est l'abréviation de Engineering Equation Solver ou Solveur d'équations pour l'ingénierie. EES permet de résoudre des systèmes d'équations algébriques, des équations différentielles, des équations à variables complexes. EES permet également d'optimiser les paramètres de modélisation d'un système, de calculer des régressions linéaires et non linéaires, de générer des courbes de grande qualité. EES fonctionne à la fois sur des plates-formes PC Compatible ou APPLE Macintosh.

Il existe deux différences majeures entre EES et un solveur " classique " d'équations. Tout d'abord, EES identifie automatiquement et groupe des équations qui doivent être simultanément résolues. Cette caractéristique simplifie le procédé pour l'utilisateur et assure que le logiciel opérera toujours avec une efficacité optimale. De plus, de nombreuses fonctions mathématiques et thermodynamiques utilisées dans le milieu de l'ingénierie sont incorporées dans le logiciel. Par exemple, des tables " vapeur " sont implémentées tel que n'importe quelles propriétés thermodynamiques peuvent être obtenues à partir des fonctions incorporées. De même, cette fonctionnalité est fournie pour la plupart des réfrigérants (y compris une partie de nouveaux mélanges), l'ammoniac, le méthane, le dioxyde de carbone et beaucoup d'autres liquides. Les tables d'air sont incorporées, comme étant des fonctions psychrométriques ainsi que la table de JANAF applicable pour un grand nombre de gaz.

Enfin, des propriétés de transport sont aussi disponibles pour la plupart de ces substances.

EES contient une vaste bibliothèque de fonctions mathématiques et thermodynamiques.

Néanmoins, il est impossible de prévoir l'ensemble des besoins des utilisateurs. De fait, EES offre à l'utilisateur la possibilité d'entrer ses propres fonctions suivant trois méthodes :

1. Il est possible de saisir et d'interpoler des données numériques dans une table, pour ensuite les utiliser directement dans la résolution de système des équations.
2. EES comporte son propre langage de programmation. Il s'apparente au PASCAL et FORTRAN. Il permet à l'utilisateur de développer et sauvegarder dans des fichiers de librairie ses propres fonctions et procédures. Ces fichiers seront lus à chaque ouverture du logiciel et ainsi utilisables dans chaque session.

3. Enfin, les fonctions et les procédures compilées, écrites dans un langage de haut niveau tel le PASCAL, le C ou le FORTRAN, pourront être utilisées dans EES par le biais de bibliothèques dynamiques (DLL).

Avec EES, il est également facile de résoudre des problèmes comportant un ensemble de variables indépendantes. [22]

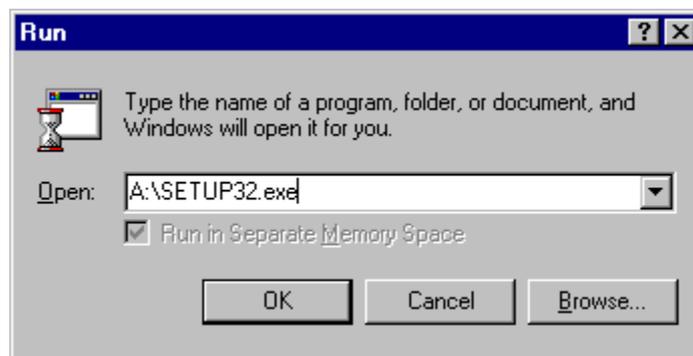
Le logiciel EES (Engineering Equation Solver) a été développé par le professeur Sandy Klein de l'Université du Wisconsin à Madison

Ce logiciel a pour but de permettre aux étudiants de se concentrer sur la mise en équation du problème et non sur la recherche des propriétés dans des tables ou sur la méthode de solution. [23]

I-2- Installation de EES

Deux versions de EES sont actuellement disponibles : EES et EES32. EES est conçu pour fonctionner sur n'importe quelle plate-forme Windows (3.1, 3.11, 95 et NT). EES32 est une version 32 bits fonctionnant uniquement sous Windows 95 et Windows NT. Cependant une partie des dernières nouvelles caractéristiques EES, e. g. les modules et les variables complexes sont disponibles uniquement dans la version 32 bits. Si vous utilisez une plate-forme Windows 95 ou NT, nous vous conseillons vivement d'installer EES32. EES est distribué sous forme de fichiers auto-extractibles, les fichiers SETUP16.EXE et SETUP32.EXE correspondent respectivement aux versions 16 et 32 bits du logiciel.

Pour installer EES ou EES32, double cliquer sur l'icône illustrant les fichiers SETUP16.EXE ou SETUP32. Sous Windows 95 et NT vous pouvez également installer le logiciel en cliquant sur le bouton 'Démarrer' puis 'Exécuter' et taper la ligne de commande suivante : A:\SETUP16.exe ou A:\SETUP32.exe.



Dans ce cas A: désigne le lecteur de disquette. Laissez-vous ensuite guider par le programme d'installation. [22]

I-3- Démarrer EES

Le programme d'installation créera un dossier \EESW (16-bit version) ou \EES32 (32-bits version) contenant les fichiers nécessaires à l'exécution de EES. Pour lancer l'application, il suffit de double cliquer sur l'icône EES. EES charge automatiquement un fichier dénommé HELLO.EES. Ce fichier décrit les caractéristiques majeures de EES. Si vous désirez, vous pouvez supprimer ou modifier ce fichier. [22]

II-Résultats de l'étude paramétrique

II-1- Introduction

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

La conception des machines où s'accomplissent d'importants échanges d'énergie mécanique, thermique ou hydraulique, s'effectue suivant diverses étapes allant du pré-dimensionnement mécanique et hydraulique, jusqu'à l'analyse fine des écoulements internes.

II-2- Résultats de l'étude paramétrique

II-2-1- Equation de l'étude paramétrique

a- La vitesse angulaire

$$\omega = \frac{2\pi.N}{60} \quad [\text{rad/s}] \quad (138)$$

$$U_1 = \omega.r_1 = \omega.\frac{d_1}{2} \quad [\text{m/s}] \quad (139)$$

$$U_2 = \omega.r_2 = \omega.\frac{d_5}{2} [\text{m/s}] \quad (140)$$

$$K_s = \frac{Z^{0,3}}{\pi\sqrt{\sin B}} \text{ Coef de stodola} \quad (141)$$

$$S_1 = U_1 \cdot K_s \cdot \frac{\pi}{Z} \sin B \quad (142)$$

$$S_2 = U_2 \cdot K_s \cdot \frac{\pi}{Z} \sin B \quad (143)$$

$$V_{r1} = \frac{Q}{b_1(\pi d_1 - \frac{Zt}{\sin B})} \quad (144)$$

$$V_{r2} = \frac{Q}{b_2(\pi d_2 - \frac{Zt}{\sin B})} \quad (145)$$

$$V_{t1} = U_1 + S_1 - \frac{v_{r1}}{\tan B} \quad (146)$$

$$V_{t2} = U_2 + S_2 - \frac{v_{r2}}{\tan B} \quad (147)$$

$$V_{u1} = 0 \quad (148)$$

$$V_{u2} = U_2 - \frac{V_{t2}}{\tan B} \quad (149)$$

$$H_e = \frac{U_2 \cdot V_{u2} - U_1 \cdot V_{u1}}{g} = \frac{U_2 \cdot V_{u2}}{g} \text{ [m]} \quad (150)$$

$$H_c = \frac{U_2^2 \cdot K_s \cdot \pi \cdot \sin B}{g \cdot Z} \text{ [m]} \quad (151)$$

$$H_a = H_e - H_c \quad (152)$$

$$H_{eb} = \frac{8 \cdot K_b \cdot Q^2}{\pi^2 \cdot g \cdot d_1^4} \text{ [m]} \quad (153)$$

$$K_b = 0.2 \quad (154)$$

b- Perte de charge par friction (H_f)

$$W_1 = \frac{Q}{b_1(\pi d_1 \cdot \sin B - Zt)} \cdot (\text{m/s}) \quad (155)$$

$$W_2 = \frac{Q}{b_2(\pi d_2 \cdot \sin B - Zt)} \cdot (\text{m/s}) \quad (156)$$

$$D_1 = \frac{2b_1(\pi d_1 \cdot \sin B - Zt)}{(\pi d_1 \cdot \sin B - Z \cdot t + Z \cdot b_1)} \text{ [m]} \quad (157)$$

$$D_2 = \frac{2b_2(\pi d_2 \cdot \sin B - Zt)}{(\pi d_2 \cdot \sin B - Z \cdot t + Z \cdot b_2)} \text{ [m]} \quad (158)$$

Pour calculer le coefficient λ :

$$\text{Le diamètre moyen : } D_m = \frac{d_1 + d_2}{2} \text{ [m]} \quad (159)$$

$$L' épaisseur \text{ moyen} : b_m = \frac{b_1 + b_2}{2} \text{ [m]} \quad (160)$$

$$W_m = \frac{Q}{b_m(\pi d_m \sin B - Zt)} \text{ (m/s)} \quad (161)$$

$$S_m = \frac{S_1 + S_2}{2} \text{ [m/s]} \quad (162)$$

$$\text{Diamètre} : D_m = \frac{2b_m(\pi d_m \sin B - Zt)}{(\pi d_m \sin B - Zt + Zb_m)} \text{ [m]} \quad (163)$$

$$V_m = \frac{1}{2} \left(\left| W_m + \frac{S_m}{2} \right| + \left| W_m - \frac{S_m}{2} \right| \right) \text{ [m/s]} \quad (164)$$

$$\text{Nombre de } R_e : R_e = \frac{V_m + D_m}{\nu} \quad (165)$$

$$\text{Si } R_e \leq 2300 : \lambda = \frac{64}{R_e} \quad (166)$$

$$\text{Si } R_e > 2300 : \lambda = \frac{0,3164}{(R_e)^{1/4}} \quad (167)$$

Donc :

$$H_f = \frac{\lambda(d_2 - d_1)}{8.g.\sin B} \left[\frac{W_1^2 + \frac{S_1^2}{4}}{D_1} + \frac{W_2^2 + \frac{S_2^2}{4}}{D_2} \right] \text{ [m]} \quad (168)$$

L volute : H_v

$$\alpha_0 = \tan^{-1} \left(\frac{V_r}{V_t} \right) \text{ [rad]} \quad (169)$$

$$X_{13} = \frac{d_2}{d_2 + 2t_0} \quad (170)$$

$$X_{14} = \cos X_{14} = \cos \alpha_0 \left[\sqrt{1 - (X_{13} \cdot \cos \alpha_0)^2} - X_{13} \cdot \sin \alpha_0 \right] \quad (171)$$

$$\theta_0 = \sin^{-1}(X_{14}) \text{ [rad]} \quad (172)$$

$$q_0 = \frac{Q \cdot \theta_0}{2 \cdot \pi} \text{ [m}^3\text{/sec]} \quad (173)$$

$$D_{m\theta} = \frac{(D_1 + D_2)}{2} \text{ [m]} \quad (174)$$

$$V_{m\theta} = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{q_0}{A_0} \right) + \left(\frac{Q}{A_c} \right) \right] \text{ [m/sec]} \quad (175)$$

$$R_{e\theta} = \frac{V_{m\theta} \cdot D_{m\theta}}{\nu} \quad (176)$$

c- Le coefficient de frottement (friction) : f

$$\text{Si } R_{e\theta} \leq 2300 : f = \frac{64}{R_{e\theta}} \quad (177)$$

$$\text{Si } Re_{e\vartheta} > 2300 : f = \frac{0,3164}{(Re_{e\vartheta})^{1/4}} \quad (178)$$

$$V_r = V_{r2} \quad (\text{Vitesse radial}) \quad (179)$$

$$V_t = V_{t2} \quad (180)$$

$$V_e = \frac{Q}{A_e} \quad (181)$$

$$E_Q = \frac{q^\circ}{Q} \quad (182)$$

$$E_A = \frac{A^\circ}{A_e} \quad (183)$$

$$E_o = \frac{D^\circ}{D_e} \quad (184)$$

$$X_1 = E_A - E_Q \quad (185)$$

$$X_2 = \frac{\pi f d_2}{D_e} \quad (186)$$

$$X_3 = \frac{(E_A - E_Q)^2}{E_A(1 + E_A)} \quad (187)$$

$$X_4 = \frac{(E_A - E_Q)^3}{E_A(1 + E_A)(E_A - E_D)} \quad (188)$$

$$X_5 = \frac{(E_Q - E_D)^3}{(E_A - E_D)^2} \quad (189)$$

$$X_6 = X_6 = \frac{(E_A - E_Q)^2 (3E_D - 2E_A - E_Q)}{(E_A - E_D)^2} \quad (190)$$

$$H_{v1} = \frac{\left[V_r^2 + (V_t - V_e)^2 + 2.V_e(V_t - V_e)X_1 \ln\left(1 + \frac{1}{E_A}\right) + V_e^2.X_3 \right]}{2.g} \quad (191)$$

$$H_{v2} = \frac{X_2.V_e^2 \left[1 + X_4 + X_5 \ln\left(1 + \frac{1}{E_D}\right) + X_6 \ln\left(1 + \frac{1}{E_A}\right) \right]}{2.g} \quad (191)$$

Finalemment :

$$H_v = H_{v1} + H_{v2} \quad (192)$$

$$\text{Donc : } H = H_a - H_{eb} - H_f - H_v \quad (193)$$

d- La puissance à la sortie de la pompe

Pour convertir l'unité de H_a et H en (mm Hg)

$$H_a = \left(\frac{10}{13.6} \right) H_a (\text{cm}) ; [\text{mm Hg}] \quad (194)$$

$$H = \left(\frac{10}{13.6}\right)H(\text{cm}) ; [\text{mm Hg}] \quad (195)$$

$$W_{out} = H(\text{mm Hg}) \left(\frac{Q \times 60}{1000}\right) \times \frac{1}{450}; [\text{Watt}] \quad (196)$$

e- Perte la puissance par la fuite de débit : P_L

$$m_1 = \frac{2(V_{t2} - V_{t1})}{(d_2 - d_1)} ; [\text{rad/Sec}] \quad (197)$$

$$m_2 = V_{t1} - (V_{t2} - V_{t1}) \frac{d_1}{(d_2 - d_1)} ; [\text{m/Sec}] \quad (198)$$

$$Y_{11} = \frac{(m_1)^2 [(d_2)^4 - (d_1)^4]}{8} \quad (200)$$

$$Y_{12} = 2 m_1 \cdot m_2 \frac{[(d_2)^3 - (d_1)^3]}{3} \quad (201)$$

$$Y_{13} = (m_2)^2 [(d_2)^2 - (d_1)^2] \quad (202)$$

$$P_L = P_l = \frac{Z \cdot \rho \cdot \delta [(d_2)^4 - (d_1)^4] \text{Sin}^2(B)}{128 \times 10^7} ; [\text{Watt}] \quad (203)$$

f- Perte de puissance par frottement de disque (P_d)

$$P_d = \frac{\pi \cdot v \cdot \rho (y_{11} + y_{12} + y_{13})}{2 \cdot \delta \cdot 10^7} ; [\text{Watt}] \quad (204)$$

g- La puissance a l'entrée de la pompe (W_{in})

$$W_{in} = P_L + P_d + H_a(\text{mm Hg}) \left(\frac{Q \times 60}{1000}\right) \times \frac{1}{450}; [\text{Watt}] \quad (205)$$

h- Le rendement η

$$\eta = \frac{W_{out}}{W_{in}} \times 100 \quad (\%) \quad (206)$$

II-3- Cahier de charge

Tableau 3 : Les données de l'étude.

1	Le débit volumique : $Q = 3.95 \cdot 10^{-5} [\text{m}^3/\text{s}]$
2	Vitesse de rotation $N = 9000 (\text{tr}/\text{min})$
3	La hauteur : $H = 50,36 (\text{m})$
	Propriétaire de fluide:
4	Viscosité dynamique : $\mu = 0.001 (\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2)$
5	Viscosité cinématique : $\nu = 1.3 \cdot 10^{-6} (\text{m}^2/\text{s}) = 1.3 \cdot 10^{-2} (\text{cm}^2/\text{s})$

6	La densité : $\rho = 770 \text{ (kg/ m}^3 \text{)}$
	Paramètre géométrique:
1	Nb des aubes : $Z=6$
2	Angle d'entrée d'aube : $\beta_1=30^\circ$
3	Angle de sortie : $\beta_2=30^\circ$
4	Epaisseur d'entrée d'aube : $b_1=1.016 \text{ (cm)}$
5	Epaisseur de sortie d'aube : $b_2=1.016 \text{ (cm)}$
6	Diamètre de l'œil de la roue d'entrée : $d_1= d_{s1}= 1.5850 \text{ (cm)}$
7	Diamètre du moyen d'entrée : $d_{h1}= 0.2625 \text{ (cm)}= 0.66548 \text{ (cm)}$
8	Diamètre de sortie d'aube : $d_2= 6.096 \text{ (cm)}$
9	Epaisseur de l'aube supposée : $t = 0.40 \text{ (cm)}$
10	Jeu axial avant supposé entre la roue et le carter : $S = 0.127$
11	Section transversale de la volute au niveau du jeu de la languette : $A_0 = 0.2419 \text{ (cm}^2\text{)}$
12	Section transversale de la volute à la sortie : $A_e= 1.9355 \text{ (cm}^2\text{)}$
13	Diamètre de la volute hydraulique au jeu de languette : $D_0= 0.555 \text{ (cm)}$
14	Diamètre hydraulique de la volute à la sortie : $D_e=1.5697 \text{ (cm)}$
15	Jeu de languette entre la roue et languette : $t_0= 0.1905 \text{ (cm)}$
16	Jeu radial de volute entre la roue et le carter à la sortie de la volute : $t_0=1.524 \text{ (cm)}$
17	Largeur axiale de boîtier intérieur dans la région de volute : $b_0 =1.27 \text{ (cm)}$
18	Largeur axiale du boîtier a la sortie : $b_e =1.27 \text{ (cm)}$
19	Angle de volute calculé : $Q_{\text{calculé}} = 4.55^\circ$

III- Résultats et discussions

III-1- Les Hauteurs en fonctions de débit

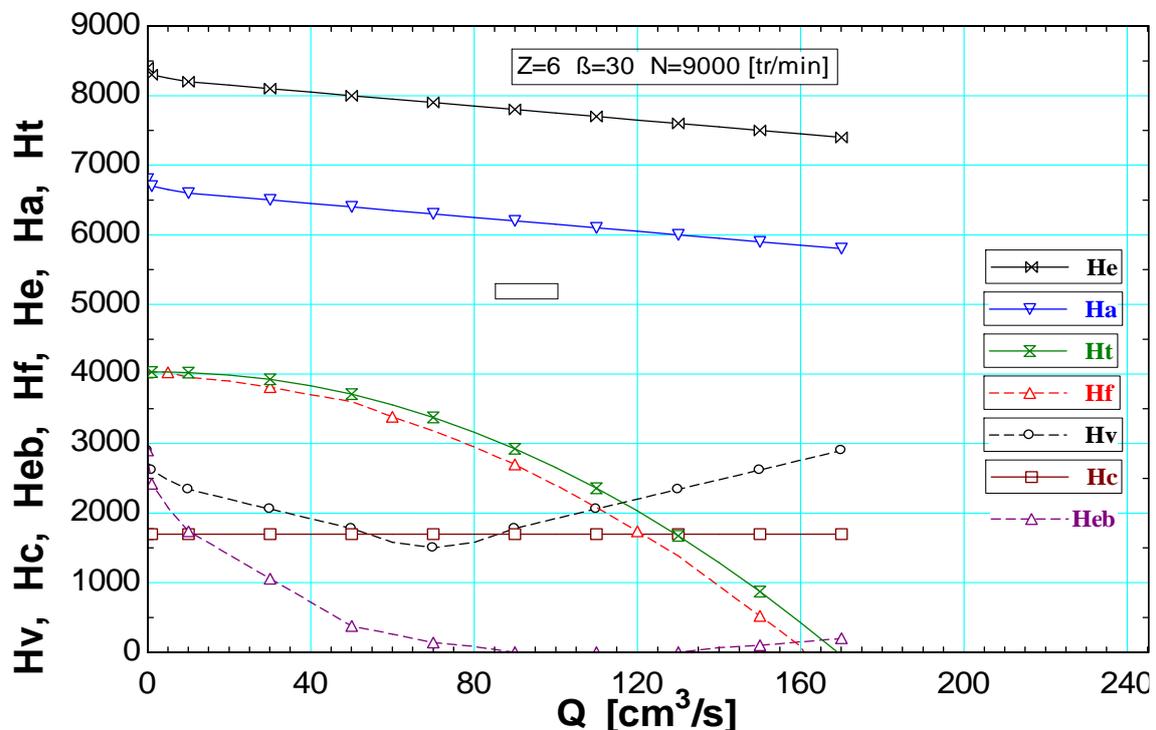


Figure 29: Différentes hauteurs en fonction de débit.

La figure 29 représente l'évolution de la hauteur manométrique totale H_t de la pompe avec l'effet des pertes partielles en fonction de débit volumique. Les pertes qui rendent la tête réelle (H_a) plus petite que la tête théorique (H_e) comprennent les pertes externes et les pertes internes. La hauteur (H_t) reste pratiquement constante dans l'intervalle de débit entre 0 et 20 [cm³/s] puis elle se diminue avec l'accroissement de débit volumique. Cela à cause de l'effet du couple, la roue devient plus lourde donc l'effort pour la faire tourner devient plus important. Les pertes par friction de disque (H_f) prennent en compte au cours de la force de frottement du fluide due à la distance entre la roue à aubes et le carter, la friction entre le disque de rotor et les surfaces de fluide, la vitesse de la roue, les propriétés du fluide, et le dégagement. Les pertes (H_v) à l'intérieur du carter de volute sont très importantes, du fait de la forte dissipation de la vitesse par frottement dans la volute.

On remarque que, la perte de charge de choc (H_{eb}) diminue progressivement avec l'augmentation du débit. Cette baisse est principalement due à l'inadéquation des angles fluide et métallique.

III-2- Les Puissances en fonction de débits

- Cas d'une pompe centrifuge P630 avec $Z = 6$ et $\beta = 30^\circ$:

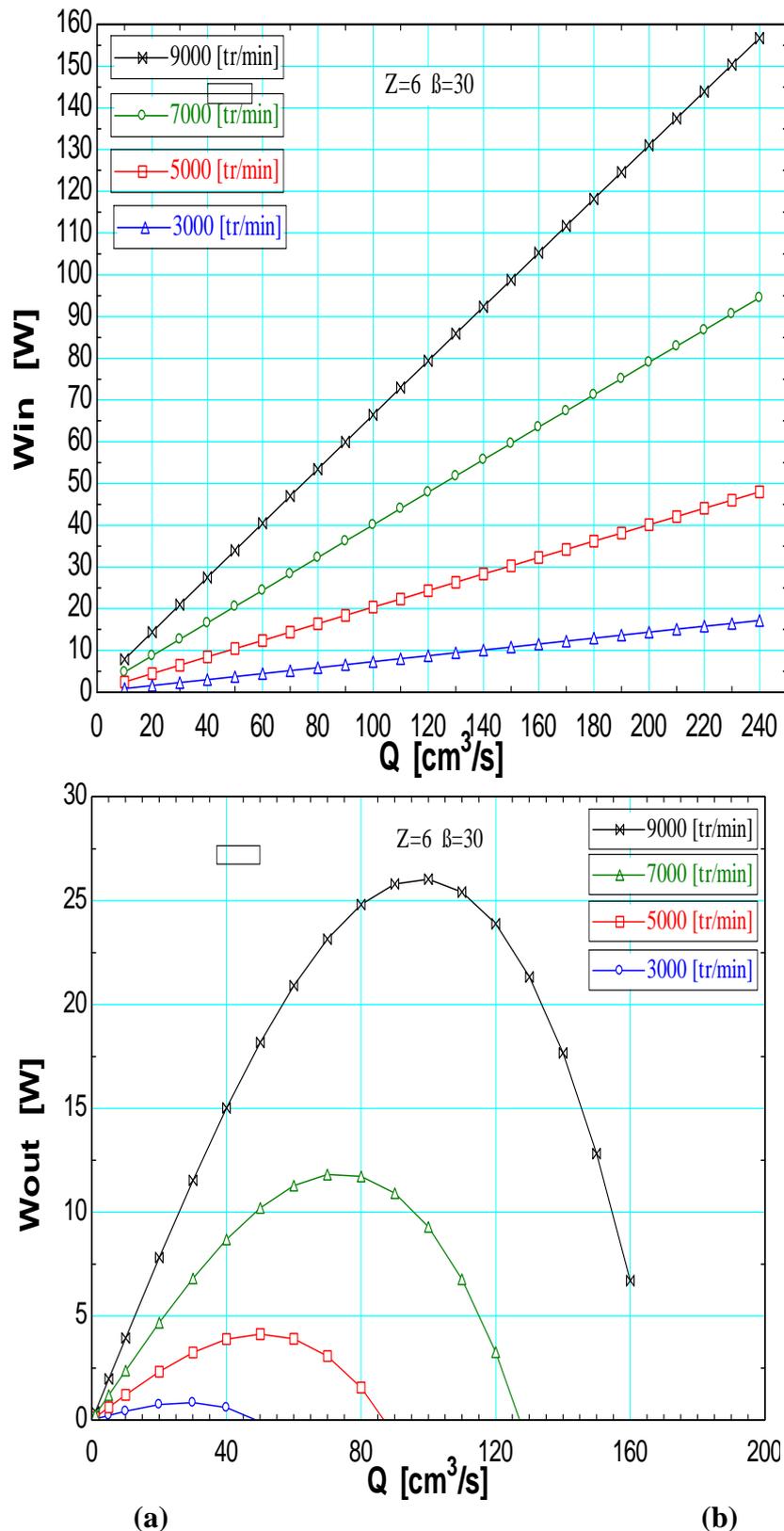


Figure 30: Puissances : (a) absorbée W_{in} , (b) délivrée W_{out} , en fonction de débit

La figure 30 (a/b) représente les courbes correspondantes à la puissance à l'entrée (ou puissance absorbée) et la puissance délivrée ou produit à la sortie de la pompe en fonction du débit volumique respectivement. On observe un accroissement linéaire de la puissance absorbée W_{in} en augmentant le débit volumique, La même évolution est observée avec tous les vitesses de rotation. Ceci est dû aussi au fait de l'augmentation des pertes de charge qui rend l'effort à transmettre pour la rotation de la roue plus important (couple plus important). La puissance utile W_{out} prend une forme parabolique, On obtient une relation entre le débit et la puissance qui augmente de manière cubique, et aussi augmente avec l'augmentation de la vitesse d'entraînement.

III-3- Rendement en fonction de débit pour différentes cas de la roue et des vitesses

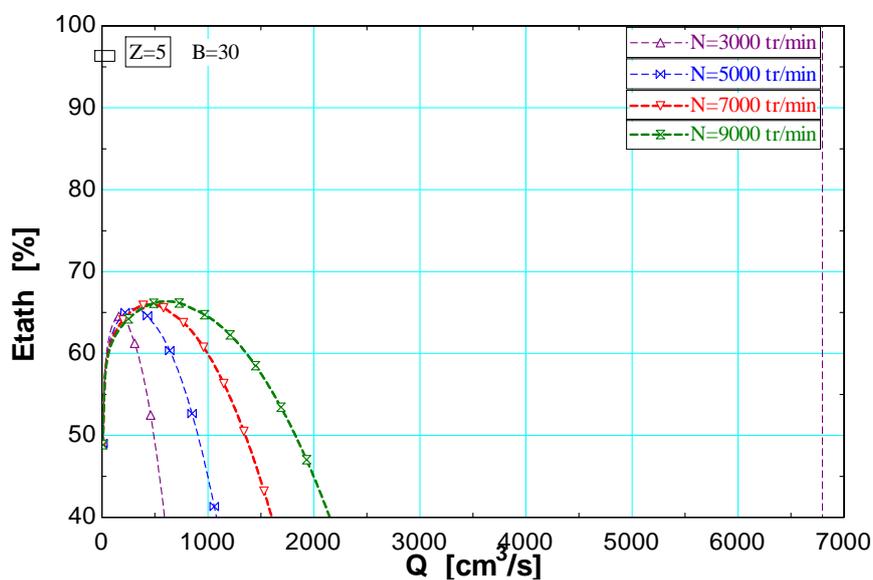


Figure 31: P530

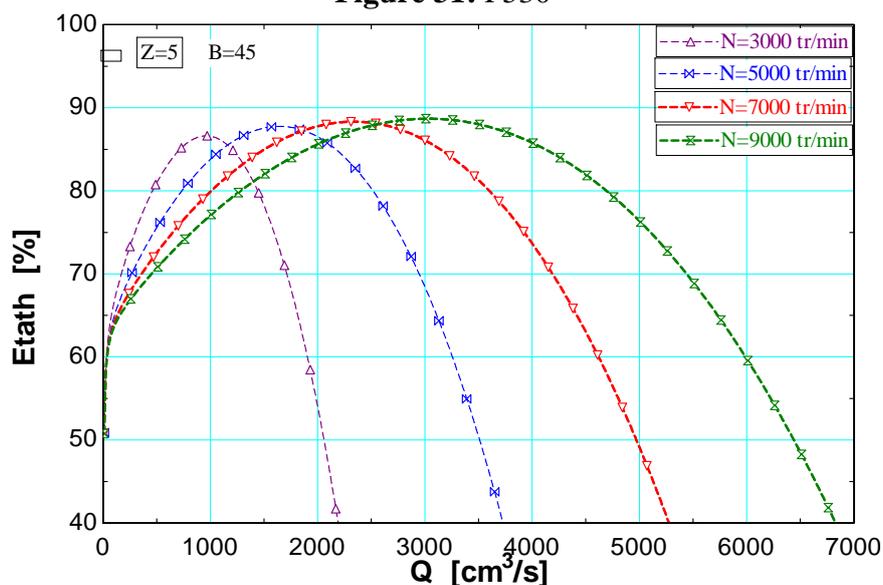


Figure 32: P545

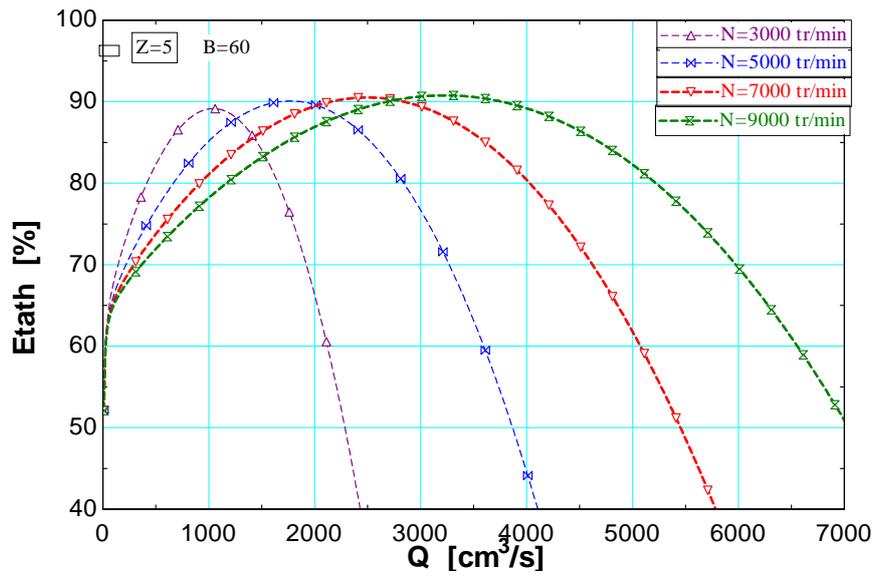


Figure 33: P560

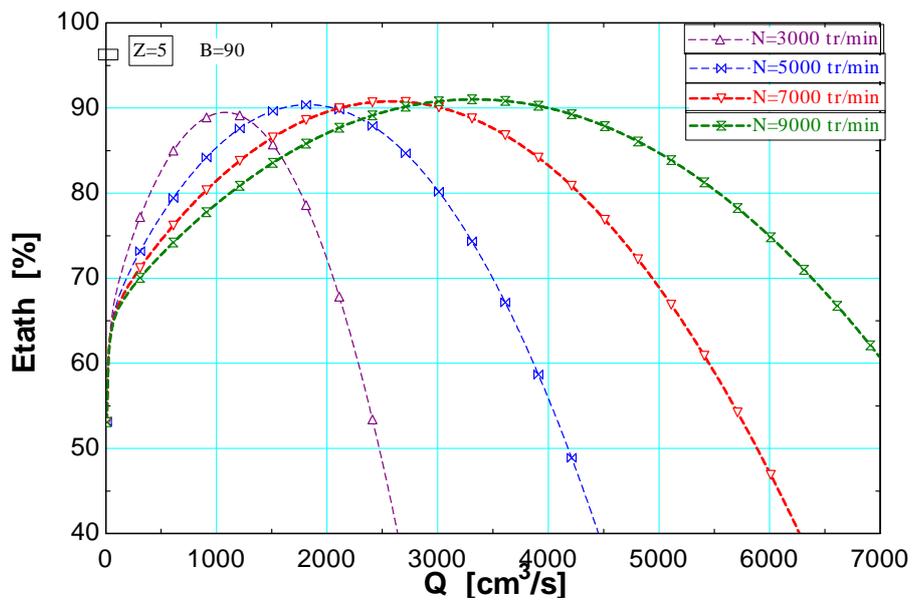


Figure 34: P590

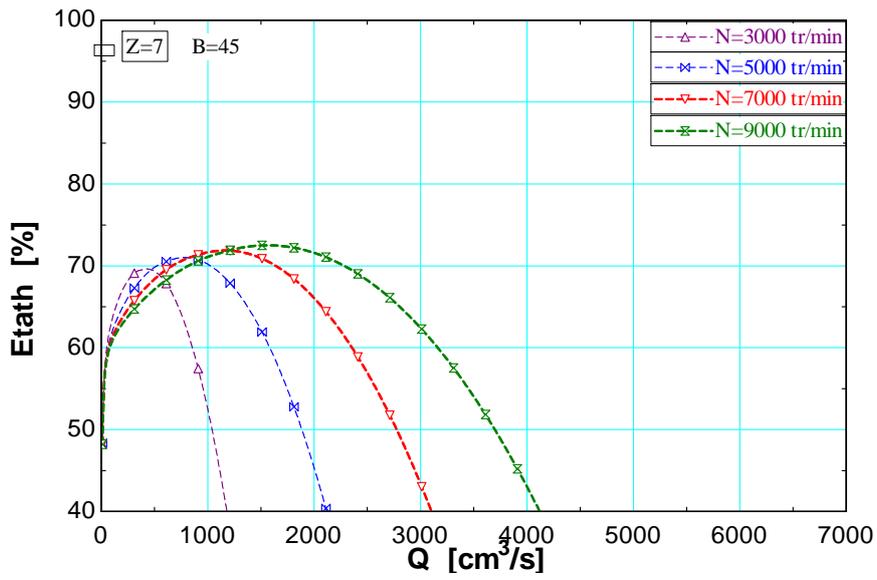


Figure 35: P745

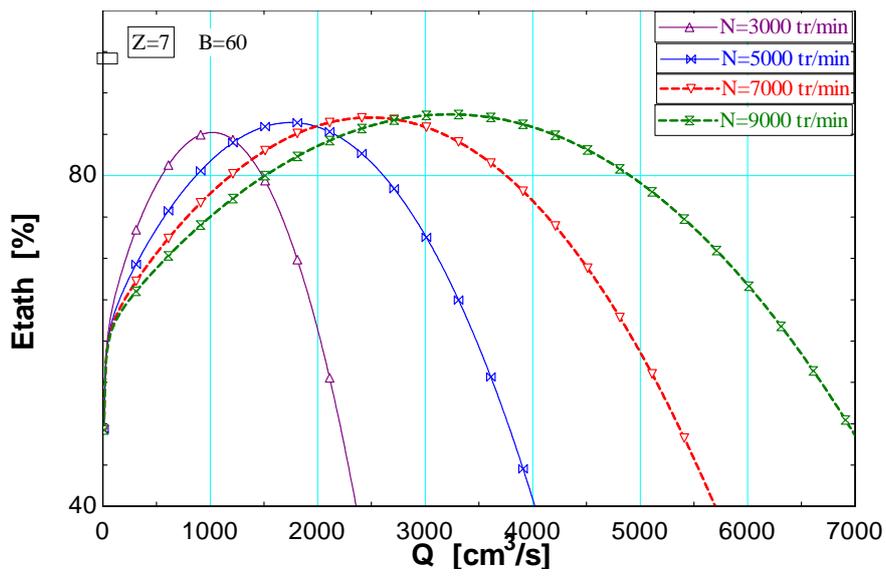


Figure 36: P760

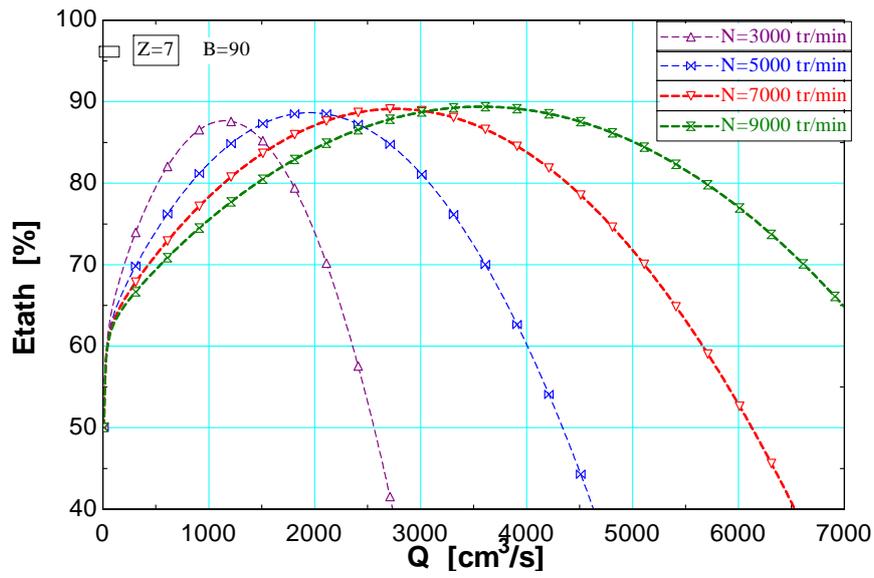


Figure 37: P790

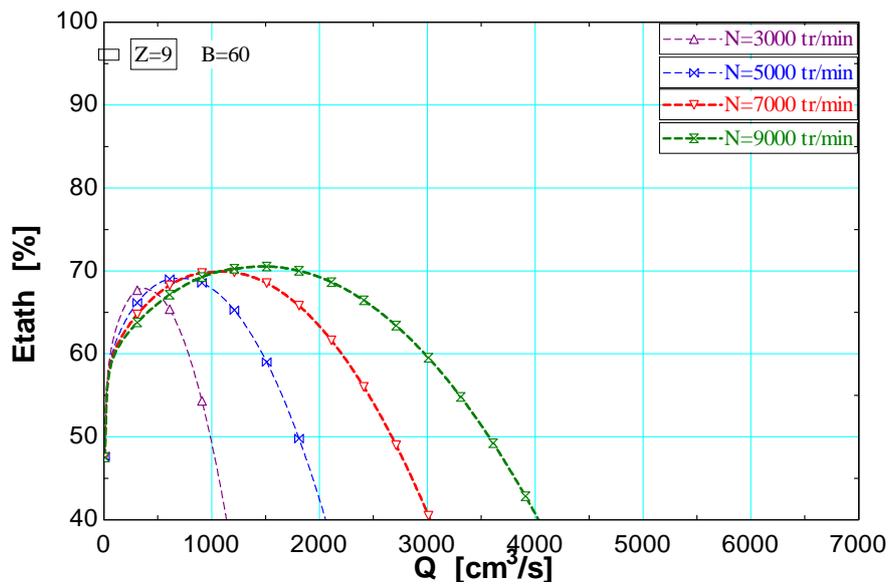


Figure 38: P960

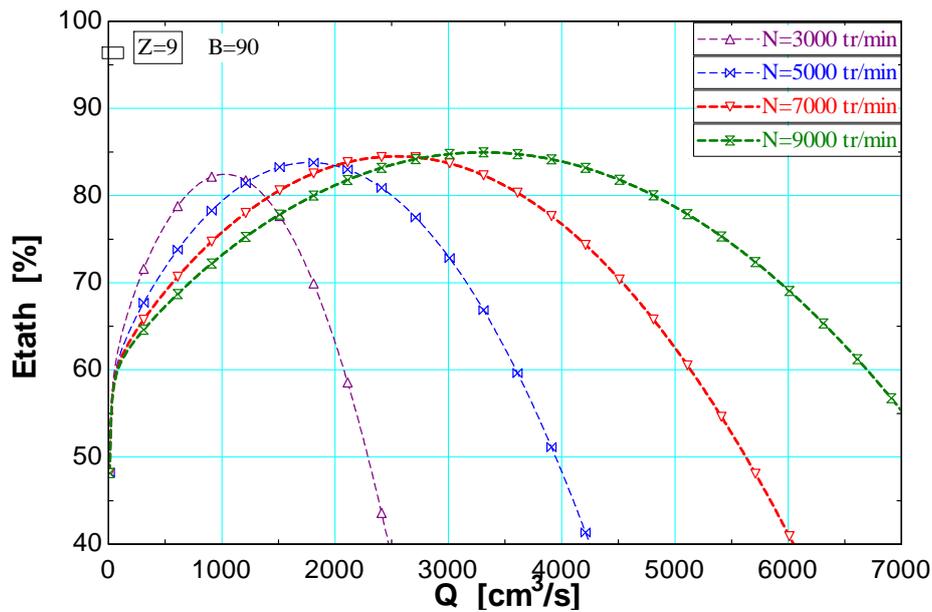


Figure 39: P990

Les courbes présentées sur les figures de 31 à 39, correspondent aux rendements en fonction de débit dans neuf (9) cas différents et pour différentes vitesses de rotation. Il ressort qu'à faible débit il n'y a pas de grand changement, par contre à débit élevé, le rendement augmente, il a été remarqué que le rendement d'une roue à 5 aubes est légèrement meilleur que celui d'une roue à 7 aubes. Les rendements les plus faibles se produisent avec 9 aubes.

Pour les quatre vitesses de rotation $N = [3000 ; 5000 ; 7000 ; 9000]$ (tr/min), l'effet de cette vitesse sur le rendement de la pompe pour le même nombre d'aube Z et le même angle β , est montré sur toutes les figures. Comme la vitesse de rotation augmente, la variation des courbes de rendement avec la vitesse de rotation devient plus élevée. Il existe un point d'écoulement particulier BEP « Best Efficiency Point » ou « point de pique », où les pertes hydrauliques sont minimales et le rendement est maximal. De plus, le rendement maximal augmente continuellement à mesure que la vitesse de rotation augmente, par exemple, pour une roue à cinq aubes $Z = 5$ et un angle de $\beta = 30^\circ$, le BEP passe de 64.57 (%) (avec un débit $Q = 170$ (cm³/s)) pour une vitesse de rotation de 3000 (tr/min) à 66.37 (%) (pour un débit $Q = 610$ (cm³/s)) pour une vitesse de rotation de 9000 (tr/min). On constate également que le rendement diminue lorsque la vitesse de la pompe diminue.

Tab point de design :

Tableau 4: La variation de rendement en fonction de débit pour N=3000[tr/min]

		N=3000[tr/min]					
Cas	Z	β°	$\eta\%$	Q	Q _{opt}	H _{opt}	η_{\max}
P530	5	30	64.57	170	1080	566.6	$\eta_{\max 1}=89.48\%$
P545	5	45	86.61	960			
P560	5	60	89.14	1050			
P590	5	90	89.48	1080			
P730	7	30	-	-	1150	610.8	$\eta_{\max 2}=87.65\%$
P745	7	45	69.61	420			
P760	7	60	85.21	1020			
P790	7	90	87.65	1150			
P930	9	30	-	-	1030	606.5	$\eta_{\max 3}=82.43\%$
P945	9	45	-	-			
P960	9	60	67.89	370			
P990	9	90	82.43	1030			

Tableau 5: La variation de rendement en fonction de débit pour N=5000[tr/min]

		N=5000[tr/min]					
Cas	Z	β°	$\eta\%$	Q	Q _{opt}	H _{opt}	η_{\max}
P530	5	30	65.48	300	1820	1588	$\eta_{\max 1}=90.38\%$
P545	5	45	87.75	1650			
P560	5	60	90.08	1770			
P590	5	90	90.38	1820			
P730	7	30	-	-	1950	1714	$\eta_{\max 2}=88.64\%$
P745	7	45	71.01	780			
P760	7	60	86.4	1750			
P790	7	90	88.64	1950			
P930	9	30	-	-	1770	1710	$\eta_{\max 3}=83.78\%$
P945	9	45	-	-			
P960	9	60	69.08	730			
P990	9	90	83.78	1770			

Tableau 6: La variation de rendement en fonction de débit pour N=7000[tr/min]

		N=7000[tr/min]					
Cas	Z	β°	$\eta\%$	Q	Q _{opt}	H _{opt}	η_{\max}
P530	5	30	66	450	2600	3125	$\eta_{\max 1}=90.78\%$
P545	5	45	88.32	2340			
P560	5	60	90.51	2500			
P590	5	90	90.78	2600			
P730	7	30	-	-	2750	3376	$\eta_{\max 2}=89.1\%$
P745	7	45	71.88	1160			
P760	7	60	87.01	2500			
P790	7	90	89.1	2750			
P930	9	30	-	-	2550	3379	$\eta_{\max 3}=84.49\%$
P945	9	45	-	-			
P960	9	60	69.92	1100			
P990	9	90	84.49	2550			

Tableau 7: La variation de rendement en fonction de débit pour N=9000[tr/min]

		N=9000[tr/min]					
Cas	Z	β°	$\eta\%$	Q	Q _{opt}	H _{opt}	η_{\max}
P530	5	30	66.37	610	3300	5178	$\eta_{\max 1}=91.01\%$
P545	5	45	88.67	3010			
P560	5	60	90.76	3220			
P590	5	90	91.01	3300			
P730	7	30	-	-	3550	5597	$\eta_{\max 2}=89.38\%$
P745	7	45	72.5	1550			
P760	7	60	87.4	3220			
P790	7	90	89.38	3550			
P930	9	30	-	-	3300	5615	$\eta_{\max 3}=84.95\%$
P945	9	45	-	-			
P960	9	60	70.54	1470			
P990	9	90	84.95	3300			

IV- Conclusion

La pompe P590 qui a les paramètres $Z=5$, $\beta = 90^\circ$ et $N=9000$ [tr/min] donne le rendement maximal $\eta=91.01\%$

Conclusion générale



De nos jours, il est bien établi qu'il y a une forte croissance sur la demande de l'énergie qui se présente dans tous les secteurs industriels. Il est également bien établi que les pompes consomment une part très importante de cette énergie. Parmi les pompes les plus utilisées, on peut citer les pompes centrifuges. Ces dernières sont largement sollicitées à cause de la simplicité de leur fonctionnement.

L'objectif principal de cette étude est l'étude paramétrique pour améliorer les performances c.-à-d. comment faire un bon choix d'une pompe à partir des données suivantes : la vitesse de rotation du rotor de la roue, la hauteur utile d'élévation, le débit utile. Et aussi d'étudier les effets de la variation du nombre des aubes de la roue et de l'angle de sortie avec des différentes vitesses.

En fin, ce projet est d'une grande importance car il donne une vision sur le choix, le dimensionnement et la conception d'une pompe (quel que soit sa nature) pour avoir le meilleur choix pour des utilisations bien précises.

Références bibliographiques



- [1] **A. KARA OMAR** , thèse En vue de l'obtention du Diplôme de Doctorat, Etude de performance des pompes centrifuges transportant des fluides complexes ,2017/2018
- [2] **A. ALLALI**, thèse En vue de l'obtention du Diplôme de Doctorat en Sciences, Contribution à la conception d'une pompe centrifuge, 2015/2016
- [3] **Vasilio Grapsas, J. S. Anagnostopoulos and D. E. Papantonis**, Parametric study and design optimization of a radial flow pump impeller, *2nd International Conference From Scientific Computing to Computational Engineering*, Athens, 5-8 July, 2006.
- [4] **E. C. Bortoni, R. A. Almeida, A. N. C. Viana**, Optimization of parallel variable speed driven centrifugal pumps operation, *Energy Efficiency*, 1:167-173, 2008.
- [5] **D. Khoeini and Mohammad Reza Tavakoli**, The Optimum Position of Impeller Splitter Blades of a Centrifugal Pump Equipped with Vaned Diffuser, *FME Transactions*, Vol. 46, N° 2, 205-210, 2018.
- [6] **N. Sherstyuk, A. V. Trulev and T. A. Ermolaeva**, Determination of the exit angle of impeller blades of a submersible oil pump, *Chemical and Petroleum Engineering*, Vol. 38, N° 10, pp. 25-26, 2002.
- [7] **T. Gantar, M. Sekavcnik**, Operating regimes of an unconventional radial pump stage, *Forsch Ingenieurwes*, 71: 89-97, 2007.
- [8] **W. K. Chan, Y. W. Wong**, A review of leakage flow in centrifugal blood pumps, *Artificial Organs*, Vol.30,N°5, 354-359, 2006
- [9] **E. Khalifa**, Effect of Blade Exit Shape on Performance and Vibration of a Double Volute Centrifugal Pump, *International Journal of Materials, Mechanics and Manufacturing*, Vol. 2, No. 4, November 2014.
- [10] **S. Zhang, R. Zhang, S. Zhang, and J. Yang**, Effect of Impeller Inlet Geometry on Cavitation Performance of Centrifugal Pumps Based on Radial Basis Function, *International Journal of Rotating Machinery*, Volume 2016, Article ID 6048263, 9 pages.
- [11] **W. G. Li**, Effects of Flow Rate and Viscosity on Slip Factor of Centrifugal Pump Handling Viscous Oils, *International Journal of Rotating Machinery*, ID 317473, 2013.
- [12] **H. BADEREDDINE, A. DJEGHBALA**, Mémoire Pour obtenir le Diplôme de Master, Optimisation de la maintenance préventive d'une pompe centrifuge GA -1102, 2015/2016

- [13] **C. ABBAS**, Mémoire de Master *pour l'obtention du diplôme de Master en Hydraulique*, Installation et mise en marche d'un banc d'essai pour la construction des courbes caractéristiques de deux pompes identiques fonctionnant en parallèle, Mars 2017
- [14] **M. LIMAMI, N. BENHAMMAMI**, Mémoire de fin d'étude Master académique, étude de comparaison énergétique d'un groupement de pompes a fluide incompressible : en série et en parallèles, 2019
- [15] **A. HADJAB, Y. HADJAB**, Mémoire de fin d'étude En vue de l'obtention du diplôme de : Master En Génie Mécanique, Revêtement des ailettes d'une pompe centrifuge endommagée sous l'effet de la cavité, 2019 / 2020
- [16] **KH. SELLAMI**, Mémoire présente en vue de l'obtention du diplôme de Master intitulé, conception et calcul d'une pompe centrifuge, université Annaba, 2008
- [17] **B. BENLABIOD**, Mémoire de Master En vue de l'obtention du diplôme de Master en Hydraulique, Etude comparative 'Equation d'Euler' Dimensionnelle Et Expérimentale. Cas d'une pompe centrifuge radiale de POVAL, Juin 2014
- [18] www.univ-oeb.dz
- [19] **H. ABDALLAH BENKHATTOU**, Mémoire de Master en génie mécanique option : maintenance industrielle, Analyse et diagnostic des pompes industrielles (Etude de cas au niveau de HENKEL Ain Temouchent), 2011/2012
- [20] **A. MEFTAH**, Mémoire de fin d'étude pour l'obtention du Diplôme de Master, Etude de la cavitation dans une pompe centrifuge, 2013/2014
- [21] **Y. BAGUIGUI**, Mémoire présenté en vue de l'obtention Du diplôme de Magistère en : Hydraulique, Amélioration des Performances des Pompes Centrifuges Connaissant les Caractéristiques Géométriques, 2017
- [22] <http://www.fchart.com>, Copyright 1992-98 par S.A. Klein et F.L. Alvarado
- [23] **ECOLE POLYTECHNIQUE MONTRÉAL**, EES Engineering Equation Solver Notions de base, septembre 2018