

République Algérienne Démocratique et populaire
Ministère de l'enseignement Supérieur
et de la Recherche Scientifique

UNIVERSITE ABOUBEKR BELKAID TLEMCEM

Faculté de Technologie

Département d'Hydraulique

Mémoire de projet de fin d'étude pour l'obtention du diplôme
De master en Hydraulique

Option : Eau, Sol et Aménagement.

Etude d'un écoulement dans une conduite
d'aspiration d'une pompe centrifuge

Soutenu le : 23/10/2013

Par : **Mr. DALI Rachid**

Devant les membres du Jury :

M^r. CHERIF Z.	MAA	Président
M^r. SEDDINI A.	Pr	Encadreur
M^r. DEBBAL M. Z.	MAA	Encadreur
M^r. BOUCHELKIA H.	MCB	Examineur
M^r. TERKI HASSAINE.T.A	MAA	Examineur

ANNEE UNIVERSITAIRE 2012– 2013



Dédicace

Je dédie ce modeste travail à :

- ✚ A toute ma famille et surtout à mes parents qui m'ont aidé à surmonter plusieurs épreuves.
- ✚ A mes frères, ma sœur et mes cousins.
- ✚ A mes professeurs du département d'hydraulique.
- ✚ A tout mes collègues de la promotion, et mes ami(e)s.

DALI Rachid

REMERCIEMENTS

Au terme de ce travail, je tiens à exprimer ma profonde reconnaissance et mes remerciements les plus vifs à tous les enseignants du département d'hydraulique.

Je remercie **Mr. A.SEDDINI** et **Mr. M.Z.DEBBAL** mes encadreurs, pour leurs précieux conseils, leurs disponibilités, leurs gentillesse et surtout pour avoir cru en moi.

Je remercie:

-**Mr.Z.A. CHERIF**, pour l'honneur qu'il ma fait pour présider le jury, qu'il trouve ici l'expression de mon profond respect.

- **Mr. H.BOUCHELKIA** et **Mr. T.A.TERKI HASSAINE**, pour l'honneur qu'ils m'ont fait en acceptant d'examiner et de juger ce travail.

Résumé

- L'écoulement dans les conduites d'aspiration peut provoquer des nuisances pour la pompe dans le cas d'un montage en aspiration, si la hauteur de l'installation est mal étudiée ou si les pertes de charge dans la conduite augmentent.
- Notre travail expérimental comporte sur l'étude d'un écoulement dans une conduite d'aspiration d'une pompe centrifuge existante au laboratoire des pompes et station de pompages du département d'hydraulique de la faculté de technologie.
- Au cours des mesures, nous avons relevé les différents résultats des hauteurs, des puissances et des rendements, en fonction des débits, et la variation de l'ouverture de la vanne de la conduite d'aspiration afin de mettre l'influence des caractéristiques de la conduite d'aspiration sur les performances de la pompe. Les résultats obtenus donnent une bonne concordance entre les allures des courbes théoriques et expérimentales.

Abstract

- The flow in the suction can cause disturbances to the pump in the case of a suction mount, if the height of the system is poorly designed or if the losses in the line increase.
- Our experimental work involves the study of flow in a suction centrifugal pump in an existing laboratory pumps and pumping station of the water department of the faculty of technology driven.
- During the measurements, we found different results heights, power and performance, according to the flows in function or change the installation height and openings of the suction valve to turn the influence of the pressure drop characteristics of the suction line. results give a good agreement between the shapes of the theoretical and experimental curves.

ملخص

- جريان الماء في أنابيب الامتصاص للمضخات النابذة يمكن أن يسبب إزعاجات للمضخة في حالة تركيب امتصاص غير مدروس.
- يحتوي هذا العمل التجريبي على دراسة تدفق الماء في أنبوب امتصاص لمضخة نابذة موجودة بمخبر المضخات و محطات الضخ بقسم الري بكلية التكنولوجيا.
- من خلال القياسات قمنا بتسجيل مختلف النتائج (الارتفاع ، الاستطاعة ، و المرود) حسب التدفق و حسب تغيرات ارتفاع الامتصاص و فتحة صمام الامتصاص. النتائج المحصل عليها تبين تناسق بين المنحنيات النظرية و التجريبية.

Listes des tables

Tableau N°5.1 : Valeurs du coefficient K_{ar}	37
Tableau N°5.2 : Valeurs du coefficient K_v	38
Tableau N°5.3 : Valeurs du coefficient K_r	38
Tableau N°5.4 : Valeurs du coefficient K_{cg}	39
Tableau N°5.5 : Valeurs du coefficient C_{HW} en fonction de la rugosité	40
Tableau N°5.6 : Valeur de L ; M et N pour l'écoulement d'eau en fonction de la rugosité absolue	40

Liste des figures

Figure.1.1 : pompe centrifuge	3
Figure.1.2 : Pompe-hélice	4
Figure.1.3 : Pompe hélico-centrifuge	4
Figure.1.4 : Représentation schématique d'une pompe centrifuge	5
Figure.1.5 : Les types des roues des pompes	6
Figure.1.6 : Pompes multicellulaires à arbre horizontal	8
Figure.1.7 : Les différents branchements possibles d'une pompe	12
Figure.1.8 : Caractéristiques d'une pompe	13
Figure.1.9 : Installation d'une pompe centrifuge sur un réseau hydraulique	14
Figure.1.10 : Courbe caractéristique de la conduite	16
Figure.1.11 : Point de fonctionnement ensemble circuit-pompe	16
Figure.2.1 : Triangle des vitesses pour deux pompes semblables	19
Figure.2.2 : Rognage d'une pompe centrifuge	22
Figure.2.3 : Coupure d'une roue : transformation d'un triangle des vitesses	23
Figure.2.4 : Déplacement d'un point de la courbe caractéristique d'une pompe centrifuge par rognage de la roue	24
Figure.2.5 : Influence du rognage de la roue sur la caractéristique de la puissance absorbé par la pompe	25
Figure.2.6 : Caractéristique de cavitation d'une pompe	27
Figure.2.7 : schémas d'installation d'une pompe centrifuge	28
Figure.2.8 : Cavitation d'une pompe centrifuge	28
Figure.2.9 : N.P.S.H _{disp} et N.P.S.H _{req}	30
Figure.3.1 : Coude arrondi	38
Figure.3.2 : Vanne de sectionnement	39
Figure.3.3 : Robinet	39
Figure.3.4 : Clapet de retenue avec grille	40
Figure.4.1 : Banc d'essai d'une pompe centrifuge	46
Figure.4.2 : Bac de lancement	47
Figure.4.3 : Pompe et moteur	47
Figure.4.4 : Rotamètre et manomètres	48
Figure.4.5 : Armoire de commande	49

Symboles et abréviations

Symboles	Unités	Désignations
b	m	Largeur de la roue
C	m/s	Vitesse absolue d'écoulement
C_r	m/s	Composante radiale de la Vitesse absolue
C_u	m/s	Composante circumférentielle de la Vitesse absolue
D	m	Diamètre de la roue
D_s		Diamètre spécifique de la pompe
H.M.T	m	Hauteur manométrique totale
$H_{th\infty}$	m	Hauteur d'élévation a nombre d'aubes infini
H_{thZ}	m	Hauteur d'élévation a nombre d'aubes fini
h'_1	m	Les pertes de charge à l'aspiration
h'_2	m	Les pertes de charge au refoulement
g	m/s^2	Accélération de la pesanteur
m.C.E		Mètre colonne d'eau
N	tr/mn	La vitesse de rotation
N_s		La vitesse spécifique de la pompe
N.P.S.H	m	La charge nette a l'aspiration
P amont	bar	Pression relative d'aspiration de la pompe
P aval	bar	Pression relative de refoulement de la pompe
P atm	bar	Pression atmosphérique
P vap	bar	Pression de vapeur
P_{ab}	w	Puissance absorbée
P_F	w	Puissance fournie
P_M	w	Puissance mécanique
Q	m^3/s	Le débit
U	m/s	Vitesse tangentielle de la roue
V	m/s	Vitesse moyenne d'écoulement
W	m/s	Vitesse relative d'écoulement
ρ	Kg/ m^3	Masse volumique de l'eau
η_G	%	Rendement global
η_M	%	Rendement mécanique

$\Sigma h'$	m	Les pertes de charge totales
Z		Nombre d'aubes
μ		Coefficient d'influence du nombre d'aubes
λ		Coefficient de perte de charge linéaire
ζ		Coefficient de perte de charge singulière

Sommaire :

Introduction générale :.....	1
Chapitre 1 : Généralités sur les pompes centrifuges.	3
1.1 Généralités:.....	3
1.2 Définition des pompes centrifuge :.....	4
1.3 Composants d'une pompe centrifuge :.....	5
1.3.1 Roue (turbine, rotor) :	5
1.3.2 Distributeur :	6
1.3.3 Diffuseur (l'aube):	6
1.3.4 Volute :.....	7
1.3.5 Divergent (sortie) :.....	7
1.4 Principe de fonctionnement :.....	7
1.5 Classification des pompes centrifuges :.....	7
1.5.1 Quant à la forme de la roue :	7
1.5.2 Quant à la forme du corps de pompe :.....	7
1.5.3 En ce qui concerne le nombre de roues :	8
1.5.4 Quant à la position de l'axe :	8
1.6 Caractéristiques générales des pompes centrifuges :	9
1.7 Représentation graphique :	10
1.8 Installation d'une pompe centrifuge sur un réseau hydraulique :.....	13
1.8.1 Calcul des paramètres de la pompe :	14
1.8.2 Calcul des paramètres de la conduite d'aspiration :.....	15
1.8.3 Calcul des paramètres de la conduite de refoulement:.....	15
1.8.4 Point de fonctionnement :.....	16
Chapitre 2 : Similitude, rognage et cavitation dans les pompes centrifuges :	18
2.1 Similitude dans les pompes :	18
2.1.1 Introduction :	18
2.1.2 Lois de similitude applicables aux pompes centrifuges:.....	18
2.1.3 Vitesse spécifique N_s :.....	21
2.1.4 Diamètre spécifique D_s :	21
2.2 Rognage des roues centrifuges:	22
2.2.1 Introduction :	22

2.3	La cavitation dans les pompes:	25
2.3.1	Introduction:	25
2.3.2	Description du phénomène :	26
2.3.3	Importance du rôle de la cavitation dans l'utilisation des pompes:	26
2.3.4	N. P.S.H:	27
2.3.4.1	N.P.S.H. disponible:	27
2.3.4.2	N.P.S.H. requis:	29
2.3.5	Condition de non cavitation:	31
Chapitre 3 : Installation des pompes centrifuges et calculs des pertes de charge :		31
3.1.1	Hauteur limite d'aspiration:	31
3.1.2	Amorçage :	31
3.1.3	Emplacement des groupes moto-pompes, scellement et alignement, raccordement des canalisations :	31
3.2	Les équipements en amont et en aval des pompes :	32
3.2.1	Equipements en amont : aspiration:	32
3.2.2	Equipements en aval : refoulement:	33
3.3	Calculs des pertes de charge :	35
3.3.1	Types des résistances hydrauliques:	35
3.3.2	Formules générales pour déterminer les pertes de charge:	35
3.3.3	Conduite hydrauliquement lisse et rugueuses :	36
3.3.4	Régimes d'écoulement:	37
3.3.4.1	Régime laminaire:	37
3.3.4.2	Régime turbulent:	37
3.3.5	Pertes de charge locale:	38
3.3.5.1	Résistances locales utilisée et leurs coefficients:	38
3.3.6	Pertes de charge linéaire:	40
Chapitre 4 : Etude expérimentale		44
4.1	Méthodes et moyens de mesures sur les bancs d'essai des pompes :	44
4.1.1	Grandeurs caractéristique :	44
4.1.1.1	Mesurage des pressions :	44
4.1.1.2	Mesurage du débit:	44
4.1.1.3	Mesurage de la vitesse de rotation :	45
4.1.1.4	Mesurage de la puissance absorbée:	46
4.1.1.5	Mesurage du couple:	46

4.1.1.6	Mesurage de la puissance électrique (moteur):	46
4.1.2	Amorçage des pompes centrifuges :	46
4.2	Description générale du banc d'essai :	47
4.2.1	Introduction :	47
4.2.2	Présentation du banc d'essai :	47
4.2.3	Instrumentation :	49
4.2.4	Armoire de commande :	50
4.2.5	Mode opératoire :	51
4.2.5.1	Introduction :	51
4.2.5.2	Mise en fonctionnement du procédé :	51
4.2.5.3	Etat des vannes :	51
4.2.5.4	Rôle des vannes :	52
4.2.5.5	Arrêt du procédé:	52
4.2.6	Mesures expérimentales :	52
4.2.7	Calculs expérimentaux :	56
4.2.7.1	Calcul de la hauteur manométrique totale (mCE) :	56
4.2.7.2	Calcul de la charge nette à l'aspiration :	56
4.2.7.3	Calcul du couple :	56
4.2.7.4	Calcul de la puissance en bout d'arbre:	57
4.2.7.5	Calcul du rendement mécanique :	57
4.2.7.6	Calcul de la puissance fournie :	58
4.2.7.7	Calcul du rendement global :	58
Chapitre 5 : Exploitation et interprétation des résultats		59
5.1.1	Traces des graphiques :	63
4.1.2	Tendances des courbes expérimentales :	79
4.1.3	Synthèses et interprétation des résultats :	80
Conclusion générale:		83
Références bibliographiques :		84

Introduction

INTRODUCTION GENERALE :

Dés la plus haute antiquité jusqu'à l'époque moderne, l'homme n'a jamais cessé de voir en eau une de ses préoccupations fondamentale. Elément de base à toute vie qu'elle soit végétale ou animale, ce liquide fait l'objet d'un intérêt majeur, tels que le développement des techniques de son exploitation ont évolué dans le temps.

Au fur et a mesure du développement de la science, les machines hydraulique sont devenus une branche si développée de la technique qu'il n'appartient plus guère au domaine de l'hydraulique classique. Pour répondre aux exigences des utilisateurs des pompes, les constructeurs essayent de fabriquer des produits plus performants et rentables en minimisant les nuisances qui peuvent apparaître dans les pompes.

Dans ce présent projet, nous nous intéressons aux pompes centrifuges monocellulaires qui ont pour fonction d'élever un débit Q à une hauteur H . Le liquide, pour lequel il est question, est l'eau.

Nous avons divisé le présent travail en deux parties:

La première partie du travail, constituée, de trois chapitres, traite un rappel de base des mécanismes des pompes.

Dans le chapitre I, nous rappelons les notions fondamentales des pompes. Une présentation des différents éléments constitutif de la pompe, roues mobiles et fixes, volute, divergents et leurs rôles, est donnée. Finalement, on termine ce chapitre par une analyse de fonctionnement et de l'installation d'une pompe sur un réseau et la détermination des paramètres de la pompe.

Dans le chapitre II, nous sommes intéressés par le problème du changement des régimes de fonctionnement d'une pompe. Pour cela, nous présentons la similitude dans les pompes qui concernent à faire des essais sur de modèles réduits aux laboratoires et les résultats obtenus seront transposés à la pompe réelle, à l'aide des formules de la similitude. L'opération du rognage d'une pompe qui permet l'ajustement des paramètres demandés de fonctionnement d'une pompe fait l'objet de la deuxième partie de ce chapitre. Enfin, nous terminons par l'étude d'un phénomène d'une grande importance qui est la cavitation de la pompe concernant l'installation et les pertes de charge dans la conduite d'aspiration.

Dans le chapitre III, nous sommes intéressés par le calcul des pertes de charge en utilisant les différentes formules de calcul de pertes de charge dans des conduites sous pression qui reste jusqu'à présent une préoccupation essentielle aussi bien pour le projecteur qu'au niveau de chercheur.

La deuxième partie du travail concerne l'expérimentation réalisée sur un banc d'essai d'une pompe centrifuge au laboratoire de pompes et stations de pompage du département d'hydraulique (Université de TLEMCEM).

Le chapitre IV, traite un rappel de base de méthodes et moyens de mesures sur les bancs d'essai des pompes notamment la mesure des pressions, des débits, des vitesses de rotation et des puissances absorbées par les pompes. Ainsi la description du banc d'essai de la pompe utilisé, l'instrumentation de mesure, le mode opératoire, la présentation des valeurs des différents paramètres mesurés sont donnés à la fin du chapitre.

Dans le chapitre V, nous présentons l'exploitation et l'interprétation des résultats expérimentaux notamment les hauteurs, les puissances et les rendements en fonction des débits pour différentes hauteur d'aspiration et ouverture de la vanne d'aspiration. Les allures des graphes des différentes caractéristiques expérimentales sont en bonne concordance avec les caractéristiques théoriques.

Chapitre 1

Généralités sur les pompes centrifuges

1.1. Généralités :

Les pompes sont des appareils permettant un transfert d'énergie entre le fluide et un dispositif mécanique convenable. Suivant les conditions d'utilisation, ces machines communiquent au fluide soit principalement de l'énergie potentielle par accroissement de la pression en aval, soit principalement de l'énergie cinétique par la mise en mouvement du fluide.

L'énergie requise pour faire fonctionner ces machines dépend donc de nombreux facteurs rencontrés dans l'étude des écoulements dont:

- a) les propriétés du fluide : masse volumique, viscosité, compressibilité.
- b) les caractéristiques de l'installation : longueur, diamètre, rugosité, singularités etc.
- c) les caractéristiques de l'écoulement: vitesse, débit, hauteur d'élévation, pression etc.

Devant la grande diversité de situations possibles, on trouve un grand nombre de machines que l'on peut classer en deux grands groupes :

Les pompes volumétriques comprenant les pompes alternatives (à piston, à diaphragme, ...) et les pompes rotatives (à vis, à engrenage, à palettes, hélicoïdales, péristaltiques ...).

Les turbopompes sont toutes rotatives ; elles regroupent les pompes centrifuges, à hélice et hélico-centrifuges. (Figure .1.1, 1.2.1.3)

Dans le domaine de pompage de l'eau (alimentation en eau potable, traitement et évacuation des eaux usées). Les pompes les plus fréquemment utilisées sont les pompes centrifuges [1].

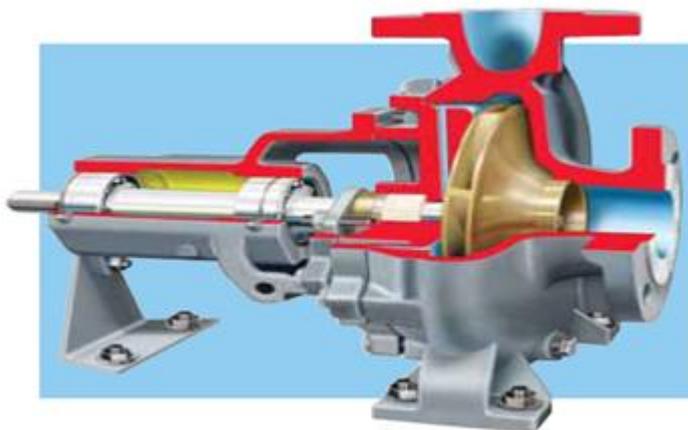


Figure.1.1. Pompe centrifuge [2].

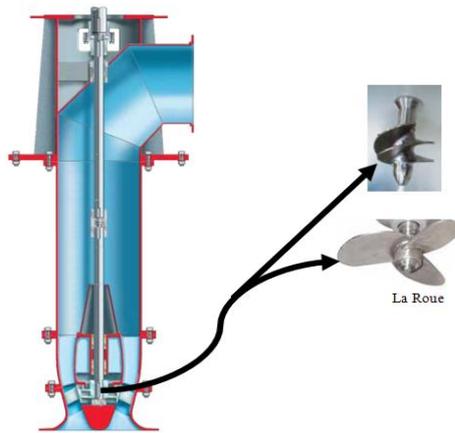


Figure.1.2. Pompe-hélice [2].

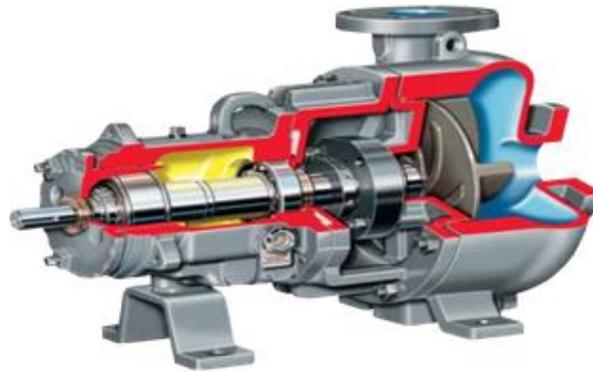


Figure.1.3. Pompe hélico-centrifuge [2].

1.2. Définition des pompes centrifuge :

Les pompes centrifuges sont les plus utilisées dans des systèmes de tuyauterie. Les concepts de construction de base et les principaux fonctionnements de ces pompes sont nombreux. La figure 1.4 représente les différents éléments constituant une pompe centrifuge.

Comme toute turbomachine, la pompe centrifuge est constituée de deux parties décrites comme suit :

- Une partie mobile.
- Une partie fixe.

Toute machine qui communique de l'énergie mécanique à un liquide peut être regroupée sous l'appellation de pompe. Cette énergie se manifeste essentiellement sous deux formes:

*Cinétique pour le débit.

*potentielle pour la pression.

Une pompe n'est finalement qu'un ascenseur de l'énergie. Le liquide qui rentre par la bride d'aspiration ou de gavage avec un certain niveau d'énergie en ressort avec un niveau plus élevé [2].

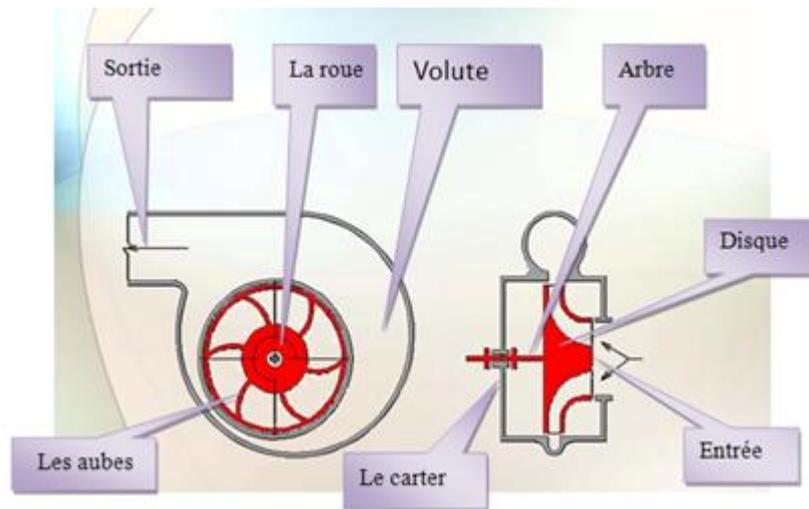


Figure.1.4 : Représentation schématique d'une pompe centrifuge [2].

1.3. Composants d'une pompe centrifuge :

1.3.1. Roue (turbine, rotor) :

Les roues des pompes centrifuges sont les pièces maitresses qui déterminent leurs caractéristiques.

La figure 1.5 représente plusieurs types de roue. Le rapport de la section de sortie de l'aube à celle de l'entrée joue un rôle décisif sur les caractéristiques des pompes centrifuges. Les schémas **A** et **B** de la figure 1.5 représentent des rotors ouverts. Tandis que les schémas **C** et **D** représentent des rotors couverts ou fermés. Les premiers ont un rendement inférieur aux seconds puisqu'ils donnent lieu plus facilement à des pertes par retour d'eau. Cependant ces rotors sont moins exposés au colmatage par la boue ou par les herbes. En revanche, les rotors fermés sont nettement plus robustes, ils risquent moins l'usure par les matières solides en suspension ou les autres corps étrangers entraînés par l'eau. Les rotors ouverts sont moins coûteux, ils sont donc généralement utilisés dans les pompes bon marché et de faible rendement.

De plus les schémas **A** et **C** de la figure 1.5 représentent des rotors de pompes à une roue à un simple effet. Tandis que les schémas **B** et **D** sont relatifs à une pompe à double effet à deux roues dans la quelle l'eau est aspirée symétriquement des deux cotés du rotor.

Le principal avantage de la disposition à double effet réside dans l'atténuation ou à la disparition de la poussée axiale qui s'exerce sur l'arbre de la pompe. Par contre, les pompes à doubles effet sont plus complexes et plus coûteuses. Elles sont par suite rarement employées dans les équipements de petite ou moyenne capacité. [3]

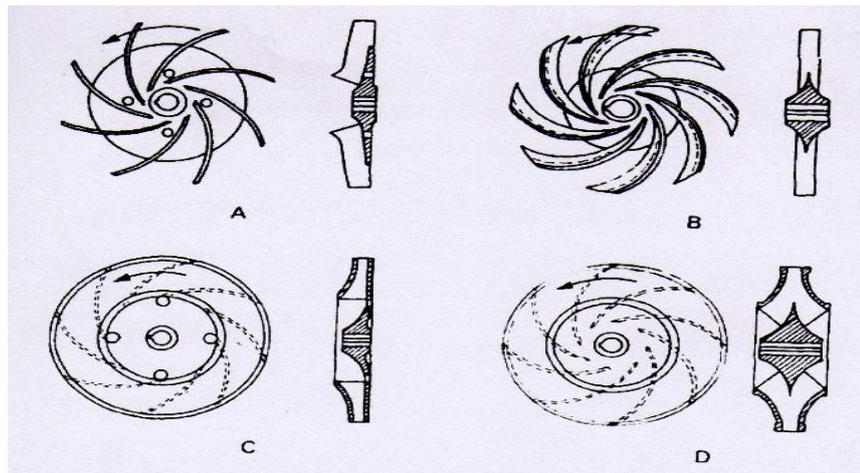


Figure 1.5. Les types des roues des pompes [3]

La forme des aubes de la roue ou du rotor joue également un rôle important. Certains facteurs tendent à adoucir la courbure de la caractéristique hauteur en fonction de débit $H(Q)$ pour une vitesse de rotation donnée. Tandis que d'autres facteurs tendent à augmenter la pente de cette courbure.

Bien que les caractéristiques les plus plates correspondent à des aubes de courbure concave, on constate que les aubes à courbure convexe permettent effectivement d'obtenir une hauteur manométrique maximale dans les conditions de fonctionnement nominales.

D'une manière générale, plus la caractéristique hauteur d'eau-débit est plate, plus le rendement est élevé, d'autre part la vitesse de rotation du rotor doit être d'autant plus importante que la hauteur de refoulement est élevée. Ainsi, pour une vitesse de rotation donnée, on a toujours tendance à utiliser les pompes à caractéristiques $H(Q)$ les moins aplatis pour les hauteurs de refoulement élevé. Ceci est bien entendu au prix d'une légère baisse du rendement de la pompe.

1.3.2. Distributeur :

Le rôle du distributeur, situé en amont de la roue, est de permettre une accélération et une meilleure orientation des filets fluides à l'entrée de la roue.

1.3.3. Diffuseur (l'aube) :

Avec ou sans aubages, cet organe permet de transformer une partie l'énergie cinétique due à la vitesse et d'orienter correctement le fluide à la sortie de la roue pour son entrée dans la volute ou dans le distributeur de l'étage suivant.

1.3.4. Volute :

Une volute est un entonnoir incurvé qui augmente dans la taille permet le ramaçage du liquide à la sortie de la roue et orientation vers la sortie. À mesure que sa taille augmente, elle contribue à transformer une partie de l'énergie cinétique en énergie de pression. [2]

Lorsque la volute ou colimaçon ne permettrait pas une transformation suffisante de l'énergie cinétique en énergie potentielle. On aura intérêt à prévoir entre la roue et la volute proprement dite un diffuseur à ailettes fixes, dont les espaces entre ailettes constituent des divergents élémentaires [4].

1.3.5. Divergent (sortie) :

Le diffuseur est un cône divergent, il permet de transformer une fraction de l'énergie cinétique du fluide en énergie potentielle et la liaison de la pompe à la conduite de refoulement.

1.4. Principe de fonctionnement :

Sous l'effet de la rotation de la roue, le liquide emmagasiné entre les aubes du rotor est projeté de la région axiale à la périphérie à cause de la force d'inertie centrifuge, de ce fait une dépression est créée à l'entrée de la pompe, provoquant l'aspiration du liquide, par suite, un écoulement continu de la veine liquide laquelle est recueillie par la volute ou par le diffuseur et dirigée dans la conduite de refoulement [5], Dans la volute, l'énergie cinétique est transformée en énergie potentielle et on dispose, ainsi à l'orifice de refoulement un débit sous une certaine pression qui se traduit par une hauteur manométrique de refoulement [4].

1.5. Classification des pompes centrifuges :

Les pompes centrifuges sont classées suivant la forme de la roue, la forme du corps de la pompe, le nombre des roues et la position de l'axe de la pompe.

1.5.1. Forme de la roue:

Il existe essentiellement trois types de pompes :

- a- Les pompes centrifuges proprement dite, ou a écoulement radial ;
- b - Pompes hélico centrifuges ;
- c - Pompes à écoulement axial.

1.5.2. Forme du corps de pompe:

Ils existent essentiellement les types de pompes suivants :

- a - Pompes à volute ou colimaçon :

Corps de pompe dessiné de façon à maintenir les vitesses égales autour de la roue et à réduire la vitesse de l'eau dans le passage à la section de sortie.

b - Pompes à diffuseur circulaire ou du type turbine :

Corps de pompe à section constante et concentrique à la roue, qui dans ce cas est entourée d'aubes fixes qui dirigent l'écoulement et réduisent la vitesse de l'eau, ainsi transformant l'énergie cinétique en énergie de pression.

1.5.3. Nombre de roues:

On peut diviser les pompes en deux catégories :

a- Pompes à un seul étage, (pompes monocellulaires) : (Figure1.1)

Quand la pompe ne comporte qu'une seule cellule, elle est dite monocellulaire. Elle se compose d'une roue et d'une volute ou corps de pompe, qui joue le rôle du diffuseur de la pompe. On peut atteindre des pressions de 1,5 à 8 bars (soit 15 à 80 m d'eau) [5]

b - Pompes multicellulaires :

Elles sont utilisées lorsque la pression exigée au refoulement est importante, donc il serait théoriquement possible d'utiliser une pompe équipée d'une roue de grand diamètre, mais il est en général très rentable d'utiliser des pompes multicellulaires (plusieurs étages) constituées de pompes monocellulaires montées en série sur un même arbre de commande. On peut atteindre des pressions très importantes de 8 à 30 bars (soit 80 à 300 m d'eau).



Figure.1.6. Pompes multicellulaires à arbre horizontal [2].

1.5.4. La position de l'axe :

Les pompes sont classées en pompes à axe horizontal, à axe vertical et à axe incliné.

a - Pompes à axe horizontal :(Figure.1.6)

Cette disposition est la plus classique, elle est adoptée généralement pour les pompes de surface. L'entretien et le démontage de la pompe sont simplifiés.

b - Pompes à axe vertical :

Ces pompes verticales sont submergées ou immergées, elles sont spécialement conçues pour l'équipement des puits profonds [6].

1.6. Caractéristiques générales des pompes centrifuges :

Une pompe centrifuge est une machine tournante destinée à communiquer au liquide pompé une énergie suffisante pour provoquer son déplacement dans un réseau hydraulique comportant en général une hauteur géométrique d'élévation de niveau (Z), une augmentation de pression (p) et toujours des pertes de charges [7],

Le calcul des pompes centrifuges s'effectue par l'analyse dimensionnelle et par le théorème d'Euler [8].

Débit :

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

Hauteur manométrique :

On appelle Hauteur manométrique (H_{MT}) 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 fluide à l'orifice d'aspiration et H_{TR} la charge totale du fluide à l'orifice de refoulement, la hauteur manométrique de la pompe est :

$$H_{MT} = H_{TR} \pm H_{TA} \quad (1.1)$$

La hauteur varie avec le débit et est représentée par la courbe caractéristique $H = f(Q)$ de la pompe considérée (Figure.1.8) : [9].

Le rendement :

Le rendement (η) d'une pompe est le rapport de la puissance utile P (puissance hydraulique) communiquée au liquide pompé à la puissance absorbée P_a par la pompe (en bout d'arbre) ou par le groupe (aux bornes du moteur). Si Q est le débit volume du fluide, ρ sa masse volumique et H_{MT} la hauteur manométrique de la pompe, la puissance P et le rendement η sont respectivement donnés par les équations (1.2) et (1.3) [9] :

$$P = \rho g H Q \quad (1.2)$$

$$\eta = \frac{\rho g H Q}{P_a} \quad (1.3)$$

Le rendement de la pompe varie avec le débit et passe par un maximum pour le débit nominal autour duquel la pompe doit être utilisée [1].

La limitation de la hauteur manométrique d'aspiration -*N.P.S.H.* :

La cavitation est la vaporisation du liquide contenu dans la pompe quand il est soumis à une pression inférieure à la tension de vapeur correspondant à sa température. Ce phénomène se produit à l'orifice d'aspiration de la pompe, des bulles apparaissent dans les zones où la pression est la plus faible (entrée des aubes de roue des pompes centrifuges). Elles sont transportées dans les zones de pressions plus fortes où se produit leur décondensation. Des implosions se produisent alors à des fréquences élevées et créent des surpressions locales très élevées (jusqu'à des centaines de bars) [1], Le *N.P.S.H.* est une caractéristique, donnée par le constructeur est qualifiée de « *NPSH requis* ». Elle tient compte en particulier de la chute de pression que subit le fluide lors de son accélération à l'entrée de la roue.

On appelle, par ailleurs, « *NPSH Disponible* » la différence entre la pression totale à l'entrée de la pompe au niveau de la bride en absolu et la pression de vapeur pour la température du fluide:

$$NPSH_{Disponible} = \frac{1}{\rho g} (P_{Bride\ abs} - P_v) \quad (1.4)$$

1.7. Représentation graphique :

Hauteur manométrique totale :

La hauteur manométrique totale d'élévation est la somme des termes suivants :

1-La hauteur géométrique d'élévation *Hg* entre le plan d'eau de pompage et le plan le plus haut à atteindre. Cette hauteur géométrique se décompose en deux [11]:

- *Hauteur géométrique d'aspiration, Ha*, qui, pour une pompe horizontale, est la distance entre le plan de pompage et l'axe de la pompe et, pour une pompe verticale, la distance entre le plan de pompage et le plan médian de la première roue, c'est-à-dire celle située à l'altitude la plus basse.
- *Hauteur géométrique de refoulement, Hr*, qui est la distance séparant le point le plus haut à atteindre, soit de l'axe horizontal, pour un groupe horizontal, soit du plan de la première roue pour un groupe vertical.

Ces termes s'ajoutent algébriquement et on a [11] :

$$\begin{aligned} H_g &= H_r + H_a && \text{pour une élévation avec aspiration.} \\ H_g &= H_r - H_a && \text{pour une élévation avec aspiration sous pression.} \end{aligned} \quad (1.5)$$

2- Les Pertes de charge totales H_f , tant à l'aspiration qu'au refoulement. Leur calcul ne présente aucune difficulté et les formules suivantes représentent les différents cas qu'on peut rencontrer (voir figure 1-7):

1^{er} cas :

$$HMT = H_h + H_{f_{asp}} + H_{f_{refou}} + P_r \quad (1.6a)$$

2^e cas:

$$HMT = H_h + H_{f_{asp}} + H_{f_{refou}} \quad (1.6b)$$

3^e cas :

$$HMT = H_h + H_{f_{asp}} + H_{f_{refou}} + (P_2 - P_1) \quad (1.6c)$$

(A condition que P_1 soit $>$ à la pression atmosphérique)

4^e cas:

$$HMT = H_h + H_{f_{asp}} + H_{f_{refou}} + P_r + (P_{atm} - P_1) \quad (1.6d)$$

(A condition que P_1 soit $<$ à la pression atmosphérique).

Avec :

H_h = Charge hydraulique en Pa avec H_h (en Pa) = $9,81.H_g.\rho$

ρ = masse volumique du liquide en kg/m³.

9.81 = Intensité moyenne de la pesanteur.

H_g = Hauteur géométrique (d'aspiration ou de refoulement ou les deux) en mètre d'eau, mCE. [15].

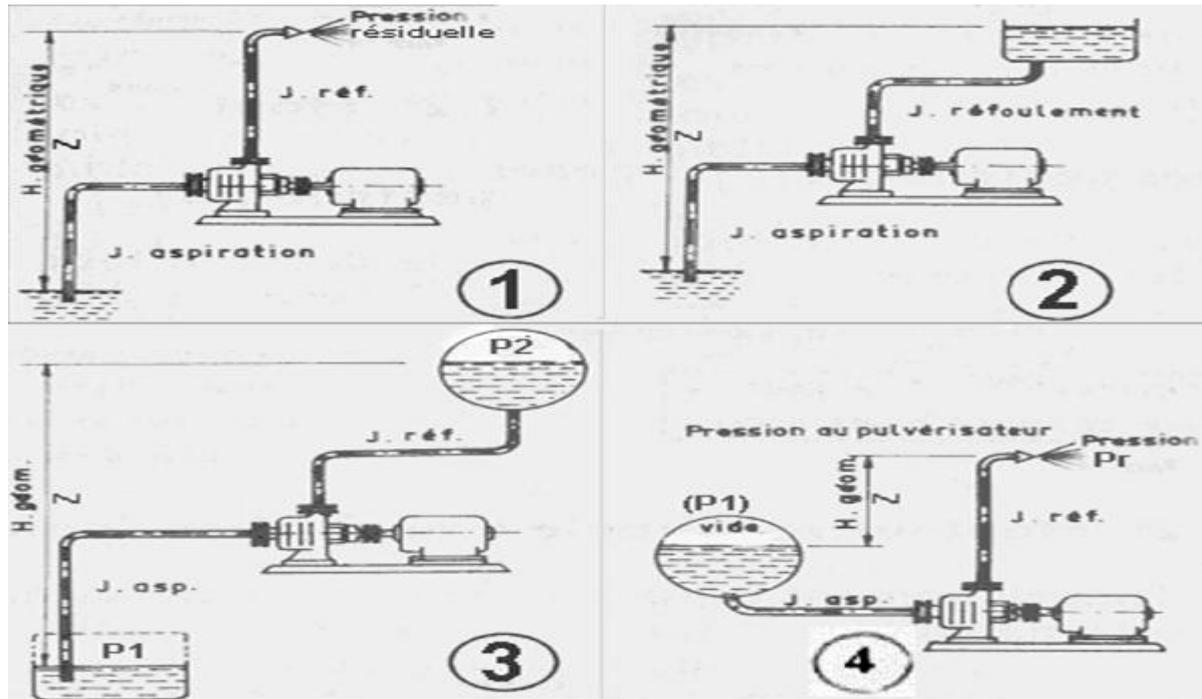


Figure 1-7 : les différents branchements possibles d'une pompe [9]

Remarque : La densité est un facteur important à considérer lors du dimensionnement d'une pompe. La densité d'un liquide peut affecter la pression de sortie d'une pompe. Sur une hauteur verticale identique, un liquide plus lourd que l'eau exige une plus grande force pour véhiculer le fluide [12].

$H_{f_{asp}}$ = Pertes de charge de la conduite d'aspiration en Pa ;

$H_{f_{refou}}$ = Pertes de charge de la conduite de refoulement en Pa ;

P_r = Pression résiduelle ou pression de service en Pa (P_r est une pression relative).

Courbes caractéristiques :

Les courbes principales qui caractérisent une pompe sont au nombre de trois [12] :

- La courbe débit-hauteur
- La courbe de puissance absorbée
- La courbe de rendement

Afin de caractériser une pompe, la hauteur manométrique, la puissance et le rendement sont tracés en fonction du débit.

Le point de fonctionnement (M) se situe à l'intersection de la caractéristique de la pompe et de celle du réseau (figure 1-8) [13] :

$$H_{pompe} = \Delta H_{réseau}(Q)$$

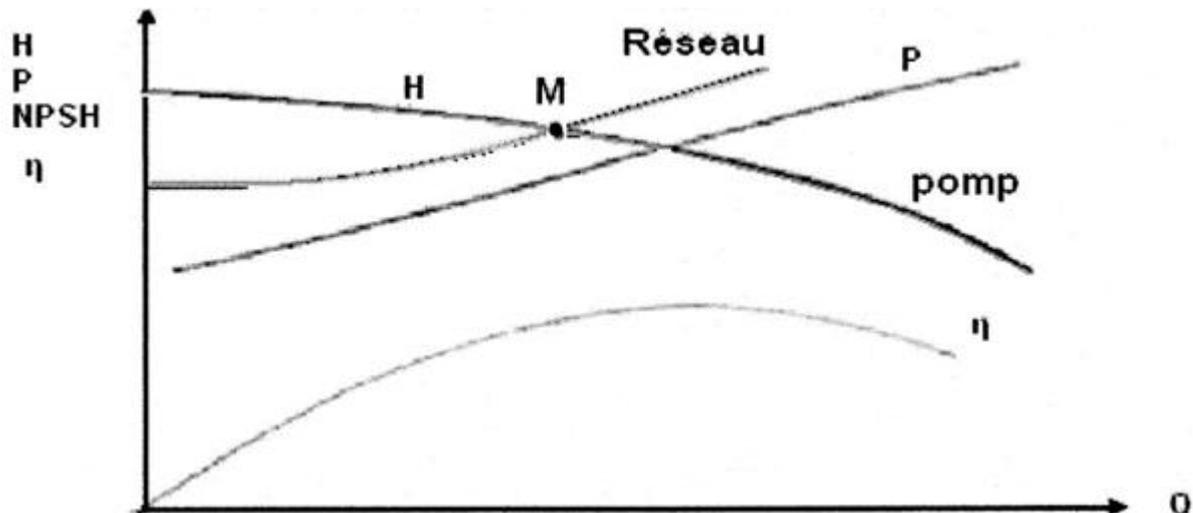


Figure 1-8 : Caractéristiques d'une pompe [13].

Idéalement, la caractéristique du circuit coupe la courbe de la pompe pour un débit qui correspond à son rendement maximal. Une dispersion de 25% autour de ce point est cependant acceptable [1]

Les pertes de charge représentent les pertes de pression dues aux différents obstacles s'opposant au déplacement du fluide pompé. On distingue les pertes de charge linéaires produites par le frottement du fluide sur les parois des conduites et les pertes de charge singulières produites par tout phénomène local tel que changement de section ou de direction dans la conduite, vanne, etc. [10]

Les pertes de charge linéaires sont données par la formule de Darcy-Weisbach:

$$\Delta H = \lambda \frac{L V^2}{D 2g} \quad (1.7)$$

Les pertes de charge singulières sont ramenées à une longueur de tuyauterie ayant une perte de charge équivalente. Ces pertes de charges étant de la forme :

$$\Delta H = \frac{KV^2}{2g} \quad (1.8)$$

Donc, la caractéristique du réseau est une parabole (Figure 1-8). [12]

$$H_{\text{réseau}} = H_{\text{géo}} + \alpha Q^2 \quad (1.9)$$

1.8. Installation d'une pompe centrifuge sur un réseau hydraulique :

Considérons une pompe aspirant dans un réservoir et refoulant dans un autre réservoir, à un niveau plus élevé que le premier, ainsi que cela est représenté sur la figure(1.9). La hauteur demandée par le circuit comprend deux termes :

- le premier terme correspond à la hauteur d'élévation géométrique du liquide H_g (en m) ;
- le second terme correspond aux pertes de charge dans les tuyauteries.

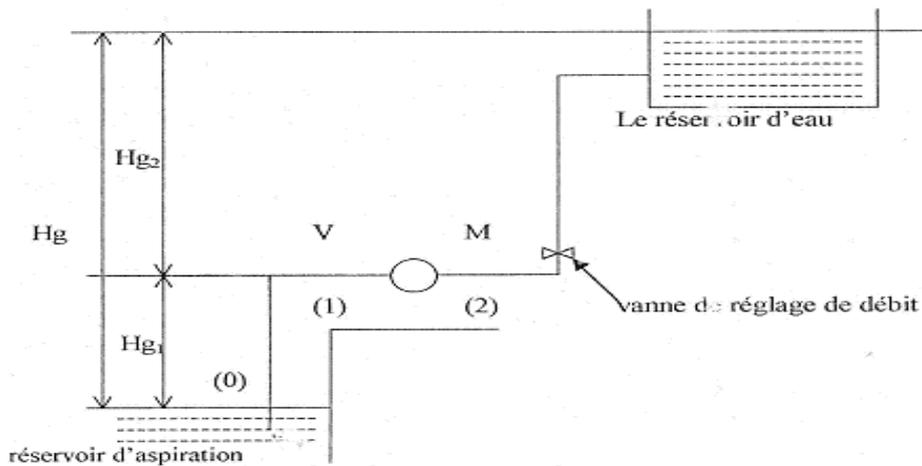


Fig.1.9: Installation d'une pompe centrifuge sur un réseau hydraulique.

H_g : hauteur géométrie d'élévation.

H_{g1} : hauteur géométrie à l'aspiration.

H_{g2} : hauteur géométrie au refoulement.

M : manomètre sert à mesurer la pression du liquide à la sortie de la pompe.

V : vacuomètre, sert à mesurer la pression du liquide à l'entrée de la pompe.

Lorsque une pompe alimente un réseau hydraulique, le débit qui la traverse est le même que celui qui entre dans le réseau et l'énergie fournie par la pompe (ou hauteur) d'eau est égale à celle consommée par le réseau.

1.8.1. Calcul des paramètres de la pompe :

a- débit : d'après les considérations précédentes, nous avons :

$$Q = Q_{cond} = Q_P \quad (1.10)$$

b- la hauteur manométrique de la pompe :

La hauteur créée par la pompe est obtenue par application de l'équation de Bernoulli entre l'entrée et la sortie, ce qui se traduit par :

$$H_p = HMT = \frac{P_M - P_V}{\rho \cdot g} \quad (1.11) \quad \text{avec :}$$

P_M : Pression à la sortie donnée par le manomètre

P_V : pression d'aspiration à l'entrée de la pompe mesurée par le vacuomètre.

1.8.2. Calcul des paramètres de la conduite d'aspiration :

L'équation de Bernoulli entre la surface libre du réservoir d'aspiration et l'entrée de la pompe donne :

$$H_1 = \frac{P_V}{\rho \cdot g} = Hg_1 + \frac{V_1^2}{2 \cdot g} + \sum h'_1 \quad (1.12)$$

H_1 : hauteur de charge de la conduite d'aspiration

P_V : pression d'aspiration à l'entrée de la pompe mesurée par le vacuomètre ;

V_1 : vitesse d'écoulement à l'entrée de la pompe ;

$\sum h'_1$: Somme des pertes de charge à l'aspiration.

Cette équation permet la détermination des paramètres de la Conduite d'aspiration qui sont la hauteur géométrique et la vitesse d'écoulement (Hg_1 et V_1).

1.8.3. Calcul des paramètres de la conduite de refoulement :

L'équation de Bernoulli appliquée à la sortie de la pompe et la surface libre du réservoir de refoulement aboutit à :

$$H_2 = \frac{P_M}{\rho \cdot g} = Hg_2 + \frac{V_2^2}{2 \cdot g} + \sum h'_2 \quad (1.13)$$

Avec : P_M : Pression à la sortie donnée par le manomètre ;

V_2 : la vitesse d'écoulement à la sortie de la pompe ;

$\sum h'_2$: Somme des pertes de charge au refoulement.

En combinant les expressions précédentes,

On obtient : $H_p = Hg + \sum h'$ (1.14)

Avec :

Hg : hauteur géométrique totale ;

$\sum h'$: Les pertes de charge totale ;

H_p : la hauteur de charge créée par la pompe.

$\sum h'$ Sont fonctions de la vitesse dans la conduite ou du débit

$$\sum h' = \left(\sum_{i=1}^n \xi_i + \lambda \cdot \frac{l}{D} \right) \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} = KQ^2 \quad (1.15)$$

Avec :

$\sum \xi_i$: Somme des coefficients des pertes de charge singulières de différentes singularités;

l : longueur de la conduite ;

λ : Coefficient des pertes de charge linéaires dans les conduites.

Dans le cas le plus habituel où l'écoulement dans les conduites est turbulent, la caractéristique résistante du circuit est représentée par : [14]

$$H_{cond} = H_g + KQ^2 \quad (1.16)$$

K : coefficient de la parabole caractéristique du circuit. En réalité, il n'est pas constant car en régime laminaire la perte de charge traduite en hauteur est linéaire en fonction de Q . En régime turbulent, il faudra estimer la rugosité des tubes du circuit et le nombre de Reynolds correspondant [4].

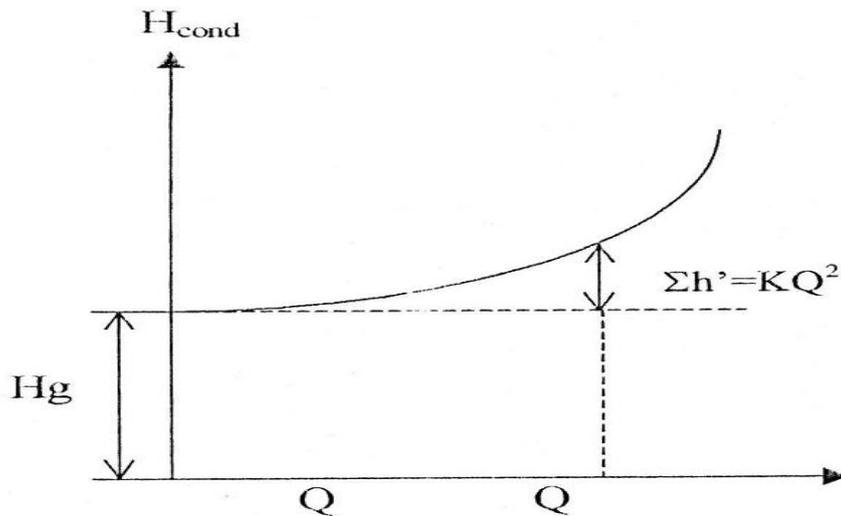


Fig.1.10 : Courbe caractéristique de la conduite [4].

1.8.4. Point de fonctionnement :

Le point de fonctionnement de l'ensemble Circuit-pompe se trouve à l'intersection de la caractéristique de la pompe.

$H_p = f(Q)$ et de la caractéristique du circuit.

$H_c = f(Q)$

C'est à dire au point M de la figure (1.9) [14] :

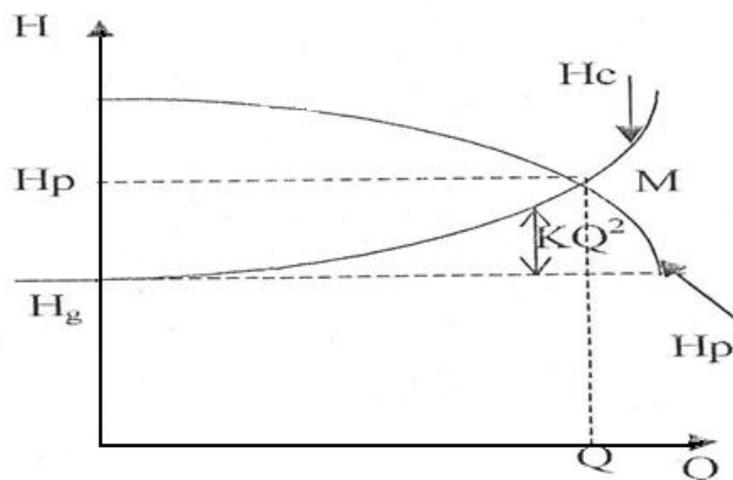


Fig 1.11 : Point de fonctionnement ensemble circuit-pompe [14]

Remarque :

Lorsque la caractéristique de la pompe est toujours descendante, il n'y a qu'un seul point de fonctionnement possible. Ce point d'intersection détermine le point de régime de fonctionnement de la pompe sur la conduite [14].

Pour changer le point de fonctionnement du réseau (pompe -conduite) il faut changer la caractéristique de la conduite en fermant la vanne de refoulement ou de réglage.

Chapitre 2

Similitude, rognage et cavitation dans les pompes centrifuges

2.1. Similitude dans les pompes :

2.1.1. Introduction :

On a recours, dans bien des domaines, aux modèles réduits pour l'étude du comportement des objets réels dans le milieu où ils seront appelés à évoluer.

Pour cela, la maquette d'étude est placée dans le même milieu et, pour que son comportement soit identique à celui, futur, de l'objet réel, il faut que ses dimensions obéissent à certaines règles, établies selon la théorie propre à chaque cas particulier examiné.

Pour obtenir les dimensions finales de l'objet, on multiplie les dimensions de la maquette par un facteur K d'homothétie : L'objet est dit semblable à sa maquette.

Ces principes s'appliquent aux pompes centrifuges, dont les dimensions principales :

- Diamètre de la roue,
- Largeur de la roue,
- Diamètres des orifices d'entrée et de sortie de l'eau, présentent entre elles un rapport K constant, les angles α et β étant, par ailleurs, conservés.

Les pompes ainsi obtenues sont dites semblables entre elles [5],

2.1.2. Lois de similitude applicables aux pompes centrifuges :

Considérons:

- Une première pompe, dont la roue, de diamètre extérieur D_2 et de largeur b_2 , tourne à une vitesse n_2 et présente un débit Q pour une hauteur nette hydraulique H , et une puissance absorbée P ;
- Une deuxième pompe, semblable à la première, où les valeurs, correspondantes sont D'_2 , b'_2 , n'_2 , Q' , H' , et P' [5]

La similitude géométrique des deux pompes permet d'écrire le rapport suivant:

$$\frac{D_2}{D'_2} = \frac{b_2}{b'_2} \quad (2.1)$$

$$(\alpha_2 = \alpha'_2; \beta_2 = \beta'_2) \quad (2.2)$$

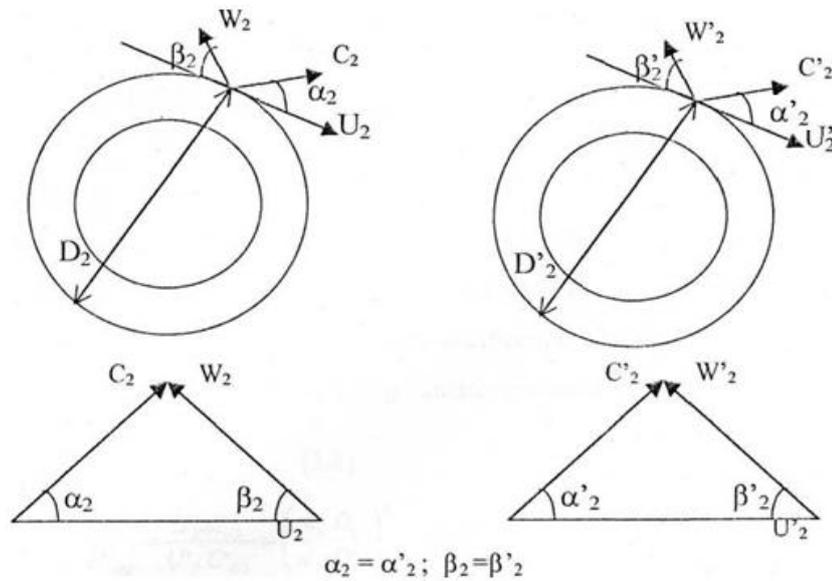


Fig.2.1 : Triangle des vitesses pour deux pompes semblables [5] :

Les vitesses circonférentielles des roues mobiles sont proportionnelles aux produits des vitesses de rotation n par les diamètres D de ces roues.

La condition de similitude cinématique à la sortie des roues peut être écrite sous la forme de proportions suivantes :

$$\frac{U_2}{U'_2} = \frac{n_2 \cdot D_2}{n'_2 \cdot D'_2} = \frac{C_2}{C'_2} = \frac{C_{U2}}{C'_{U2}} = \frac{C_{r2}}{C'_{r2}} = K \quad (2.3)$$

a- Le débit :

En effet, le débit qui sort de la roue est égal au produit de la section de sortie $\pi D_2 b_2$ par la vitesse radiale C_{r2} :

$$Q = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot C_{r2} \quad (2.4) \quad [5]$$

D'après les considérations ci-dessus, le rapport des débits sera :

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot C_{r2}}{\pi \cdot D'_2 \cdot b'_2 \cdot C'_{r2}} = \frac{D_2 \cdot b_2 \cdot C_{r2}}{D'_2 \cdot b'_2 \cdot C'_{r2}} \quad (2.5)$$

Mais comme $\frac{C_{r2}}{C'_{r2}} = \frac{n_2 \cdot D_2}{n'_2 \cdot D'_2}$ et $\frac{b_2}{b'_2} = \frac{D_2}{D'_2}$ (2.6) , nous obtenons:

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{n_2 \cdot D_2^3}{n'_2 \cdot D'^3_2} \quad (2.7) \quad \text{Soit } Q \approx n \cdot D^3$$

Remarque :

On voit que, les débits sont proportionnels aux vitesses de rotation et aux cubes de dimensions.

b-La hauteur :

Pour une pompe à nombre d'aubes finis, les hauteurs théoriques sont proportionnels aux produits des vitesses tangentielle et les composantes tangentielles de la vitesse absolue C et le coefficient d'influence, du nombre d'aubes μ . Ce coefficient reste le même pour des roues géométriquement semblables.

$$H_{thz} = \mu \cdot \frac{U_2 C_{U2}}{g} \quad (2.8)$$

$$\frac{H_{thz}}{H'_{thz}} = \frac{U_2 C_{U2}}{U'_2 C'_{U2}} = \left(\frac{n_2 \cdot D_2}{n'_2 \cdot D'_2} \right)^2 \quad (2.9)$$

$$H = \eta_h \cdot H_{thz} \quad (2.10) \quad \text{comme } \eta_h = \eta'_h$$

$$\frac{H}{H'} = \frac{H_{thz}}{H'_{thz}} = \left(\frac{n_2 \cdot D_2}{n'_2 \cdot D'_2} \right)^2 \quad (2.11) \quad \text{donc } H \approx (n_2 \cdot D_2)^2$$

Les hauteurs engendrées sont proportionnelles, aux carrées des vitesses de rotation et des dimensions.

c- La puissance :

La puissance théorique fournie par une pompe assurant un débit Q d'un liquide de masse spécifique ρ sous une hauteur H est [4] :

$$P = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q \quad (2.12)$$

On aura :

$$\frac{P}{P'} = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{\rho' \cdot g \cdot H' \cdot Q'} = \frac{\rho \cdot g}{\rho' \cdot g} \cdot \frac{n_2 \cdot D_2^3}{n'_2 \cdot D'^3_2} \cdot \frac{(n_2 \cdot D_2)^2}{(n'_2 \cdot D'_2)^2} \quad (2.13)$$

$$\frac{P}{P'} = \frac{\rho \cdot g}{\rho' \cdot g} \cdot \frac{n^3_2 \cdot D^5_2}{n'^3_2 \cdot D'^5_2} \quad (2.14)$$

$$\text{Donc } P \approx \rho (n^3_2 \cdot D^5_2)$$

La relation précédente montre que la puissance d'une pompe varie comme la puissance troisième des vitesses de rotation et la puissance cinquième de ses dimensions.

Remarque :

On note que la masse volumique du liquide n'intervient que dans le terme de puissance et ne modifie ni la hauteur ni le débit [14].

2.1.3. Vitesse spécifique N_s :

Pour illustrer commodément tout un groupe de pompes semblables entre elles, il est fait appel à la notion de vitesse spécifique, qui découle des considérations ci-dessus, et qui peut être définie comme suit :

La vitesse spécifique est le nombre de tours par minute auquel devrait tourner la roue d'une pompe centrifuge qui débiterait $1 \text{ m}^3/\text{s}$ à 1 mètre de hauteur [14],

Sa valeur résulte à partir des rapports des hauteurs et des débits, définis précédemment et donnée par :

$$\frac{n_2 \cdot Q^{1/2}}{H^{3/4}} = \frac{n'_2 \cdot Q'^{1/2}}{H'^{3/4}} = cste \quad (2.15)$$

Cette constante est appelée vitesse spécifique et est notée par :

$$N_s = \frac{n \cdot Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (2.16) \quad (in[5])$$

n : est exprimé en tr/mn ; Q en m^3/s ; H en m

Remarque :

La vitesse spécifique est utilisée pour caractériser le type de pompe; plus exactement l'aspect de la roue (radial, axial, mixte...).

2.1.4. Diamètre spécifique D_s :

C'est le diamètre de la pompe qui fournit une hauteur de 1m et délivre un débit de $1 \text{ m}^3/\text{s}$ [14].

En utilisant les rapports respectifs des hauteurs et des débits, on obtient:

$$\frac{H^{1/4} \cdot D_2}{Q^{1/2}} = \frac{H'^{1/4} \cdot D'_2}{Q'^{1/2}} = cste \quad (2.17)$$

Cette constante est appelée diamètre spécifique et est représentée par :

$$D_s = D \cdot \frac{H^{1/4}}{Q^{1/2}} \quad (2.18)$$

D : diamètre de la roue en m ; H en m ; Q en m^3/s

Conclusion :

Les expressions précédentes établissent, pour une famille de pompe donnée, caractérisée par des coefficients N_s et D_s , une relation directe entre, d'une part, la hauteur H et le débit Q demandés et, d'autre part, les grandeurs de dimensionnement que sont le diamètre D et la vitesse n .

2.2. Rognage des roues centrifuges :

2.2.1. Introduction :

Il peut arriver qu'une pompe centrifuge dont on dispose des caractéristiques un peu supérieures à celles qui sont nécessaires. Si l'on désire réduire ces caractéristiques (hauteur, débit), ne serait-ce que pour diminuer la puissance du moteur d'entraînement, il est possible de rogner la roue de la pompe, c'est à dire de réduire son diamètre.

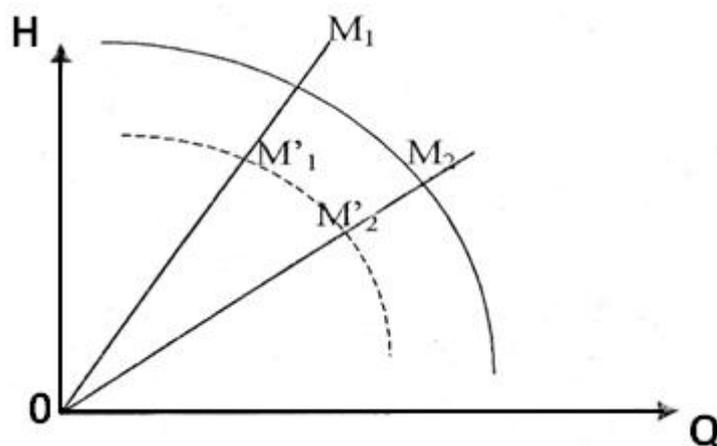


Fig.2.2:Rognage d'une pompe centrifuge [15].

Cette opération, facile à réaliser en atelier, est couramment effectuée par les constructeurs pour ajuster la pompe au voisinage des valeurs demandées par leurs clients.

Il peut donc être bon, à l'opposé, de savoir si une pompe dont on dispose est munie d'une roue rognée, ce que permettrait d'augmenter ses caractéristiques en changeant seulement la roue [15].

Considérons une roue dont la largeur de sortie est constante dans l'intervalle de coupure et dont l'angle de sortie ne change pas ou change peu avec la coupure [14]. Lorsqu'on coupe une roue, on obtient un triangle des vitesses semblables à celui d'origine (fig.2.2).

$$\alpha_2 = \alpha'_2 \quad \beta_2 = \beta'_2 \quad b_2 = b'_2$$

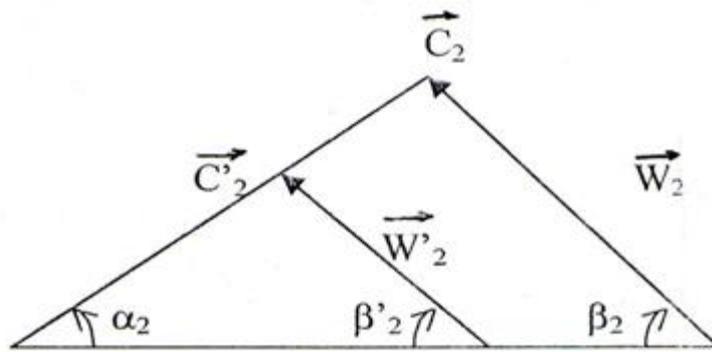


Fig.2.3: Coupure d'une roue : transformation d'un triangle des vitesses [14]

D'après la condition de rognage précédente, les triangles des vitesses de la roue au diamètre D_2 et D'_2 sont semblables.

Donc, on peut appliquer les lois de similitude sur les hauteurs et les débits avant et après rognage.

Il en résulte :

a- Pour le rapport des hauteurs :

$$\frac{H'}{H} = \frac{U'_2 \cdot C'_{u2}}{U_2 \cdot C_{u2}} \quad (2.19)$$

$$\frac{H'}{H} = \left(\frac{n \cdot D'_2}{n \cdot D_2} \right)^2 = \left(\frac{D'_2}{D_2} \right)^2 \quad (2.20)$$

La hauteur varie proportionnellement au carré du rapport des diamètres des roues.

b- Pour le rapport des débits :

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{\pi \cdot D'_2 \cdot b'_2 \cdot C'_{r2}}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot C_{r2}} \quad (2.21)$$

$$\frac{C'_{r2}}{C_{r2}} = \frac{n \cdot D'_2}{n \cdot D_2} = \frac{D'_2}{D_2} \quad (2.22)$$

b_2 étant la largeur de la roue à la sortie (comptée parallèlement à l'arbre) ; elle est pratiquement constante pour des rognages de 10 à 12 %.

Donc $b'_2/b_2 = 1$

Par conséquent
$$\frac{Q'}{Q} = \left(\frac{D'_2}{D_2} \right)^2 \quad (2.23)$$

Le débit varie également proportionnellement au carré de ce rapport.

Remarque : Le diamètre D_2 désigne les conditions d'origine et le diamètre D'_2 , celles après rognage. En combinant les relations précédentes, nous obtenons :

$$\frac{H'}{H} = \frac{Q'}{Q} = \left(\frac{D'_2}{D_2}\right)^2 \quad (2.24)$$

$$H' = A.H \quad , \quad Q' = A.Q$$

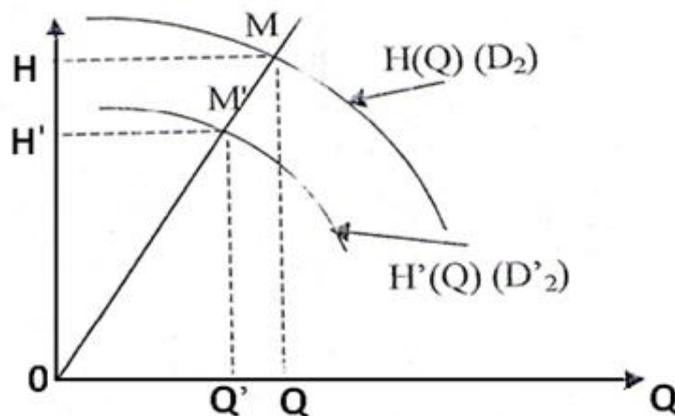


Fig.2.4: Déplacement d'un point de la courbe caractéristique d'une pompe centrifuge par rognage de la roue [14].

Pour réduire la courbe caractéristique après rognage d'une courbe de référence (fig.2.3), on procède en multipliant H et Q à chaque point par $(D'_2/D_2)^2$ [14].

Le point d'origine (M) et le point transposé (M') se trouvent sur une même droite passant par l'origine [14].

c- Pour le rapport des puissances :

En ce qui concerne la caractéristique de la puissance, on peut écrire au voisinage du rendement maximal, c'est-à-dire le fonctionnement de la pompe est considéré bon (rendement pratiquement constant) [14].

$$\frac{P'}{P} = \frac{H'.Q'}{H.Q} = \left(\frac{D'_2}{D_2}\right)^4 \quad (2.25) \quad \text{et} \quad \frac{Q'}{Q} = \left(\frac{D'_2}{D_2}\right)^2 \quad (2.26)$$

$$\text{Donc : (2.27) } \frac{P'}{P} = \left(\frac{Q'}{Q}\right)^2 \quad \text{OU} \quad \frac{P}{Q^2} = \frac{P'}{Q'^2} = a \Rightarrow P = a.Q^2 \quad \text{et} \quad P' = a.Q'^2$$

La puissance varie suivant la quatrième puissance du rapport des diamètres des roues. Au point M_1 de la caractéristique puissance $P(Q)$ de la roue de diamètre D_2 correspond le point

M'_1 de la caractéristique $P'(Q)$ de la roue de diamètre D'_2 , les Points M_1 et M'_1 étant situés sur la parabole $P=a.Q^2$ passant par M_1 ; l'abscisse Q' du point M'_1 est telle que $Q'/Q = D'_2/D_2$. De même pour les autres points M_0, M_1, \dots de la caractéristique $P(Q)$ (Fig.2.4) [16].

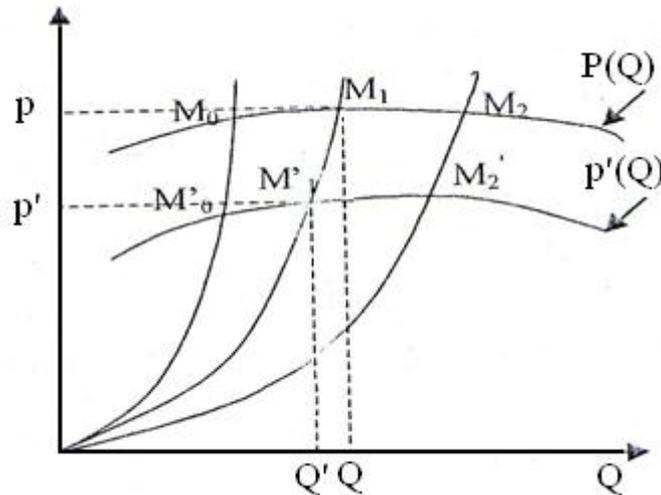


Fig.2.5: Influence du rognage de la roue sur la caractéristique de la puissance absorbée par la pompe [16].

Par conséquent les points homologues de la courbe caractéristique de la puissance se trouvent sur des paraboles ($P = a.Q^2$) qui passent par l'origine. Ces paraboles sont les courbes des équi-rendements des divers rognages des roues.

Remarque :

En toute rigueur, il conviendrait de tenir compte de la chute de rendement dans la prévision de hauteur d'une roue rognée.

Si l'on veut, limiter de rendement à 2% on devra limiter le niveau de coupure à 10 %.

$$(D'_2/D_2 = 0,9) [6].$$

2.3. La cavitation dans les pompes :

2.3.1. Introduction :

La cavitation reste, aujourd'hui encore, un sujet de préoccupation majeure pour qui s'intéresse aux pompes rotodynamiques, qu'il soit utilisateur, installateur ou bien entendu constructeur. L'évolution rapide de l'industrie des pompes, les récents progrès réalisés dans l'étude et la compréhension de nombreux mécanismes qui régissent le phénomène de cavitation, rendent nécessaire la mise à jour des connaissances sur le sujet [14].

2.3.2. Description du phénomène :

La cavitation est la vaporisation d'un fluide soumis à une pression inférieure à sa pression de vapeur. Ce phénomène se manifeste par la formation, au sein de l'écoulement, de bulles et cavités remplies de vapeur d'eau. Dans les pompes, les structures de vapeur apparaissent dans les zones de faible pression à l'entrée des aubes de roues et sont transportées dans les zones à plus haute pression où se produit leur recondensation [14]. Des implosions se produisent alors à des fréquences élevées et créent des surpressions locales très élevées (jusqu'à des centaines de bars).

Le phénomène de cavitation se produit préférentiellement à l'aspiration des pompes. La baisse de pression qui le produit peut être due : [15]

- A l'augmentation de la hauteur géométrique d'aspiration de la pompe ;
- Aux pertes de charge dans la tuyauterie d'aspiration ;
- 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 ; [15]

La cavitation est un phénomène à éviter absolument, car il entraîne de graves conséquences :

- Érosion du matériau pouvant aller jusqu'au perçage des aubes de turbine des pompes centrifuges;
- Augmentation du bruit et des vibrations générés par la pompe;
- chute des performances des pompes avec diminution importante de la hauteur manométrique totale, du débit et du rendement.

2.3.3. Importance du rôle de la cavitation dans l'utilisation des pompes :

Le choix du développement de la cavitation acceptable dans les pompes, pour leur assurer une marche faible sans les inconvénients mentionnés ci-dessus, réside dans l'économie d'un projet d'installation de pompe. Les données de départ à considérer sont :

- La définition des conditions d'exploitation et la plage hauteur / débit dans laquelle la pompe doit fonctionner.
- Les conditions du fluide à véhiculer : température, masse volumique, viscosité, tension de vapeur.

2.3.4. N. P.S.H :

Les essais de cavitation effectués par les constructeurs se traduisent par une pression ou charge nette absolue à l'aspiration qu'il faut assurer à l'entrée de la pompe pour éviter la cavitation ; cette quantité varie avec le débit pompé ; elle peut figurer sur la caractéristique débit hauteur de la pompe (fig.2.5) [15].

Elle est souvent désignée par l'abréviation anglo-saxonne N.P.S.H. (Net positive section head), c'est à dire la charge totale nette à l'aspiration au-dessus de la tension de vapeur et a les dimensions d'une hauteur. L'abréviation N.P.S.H.étant pratiquement la seule utilisée, nous garderons également cette dénomination universelle.

Par définition, le N.P.S.H. est donc égal à la pression totale régnant à la bride d'aspiration, diminuée de la tension de vapeur dans les conditions correspondantes :

$$N.P.S.H. = \frac{P_A}{\rho g} + \frac{V_A^2}{2g} - \frac{P_{vap}}{\rho g} \quad (2.28) \quad [15]$$

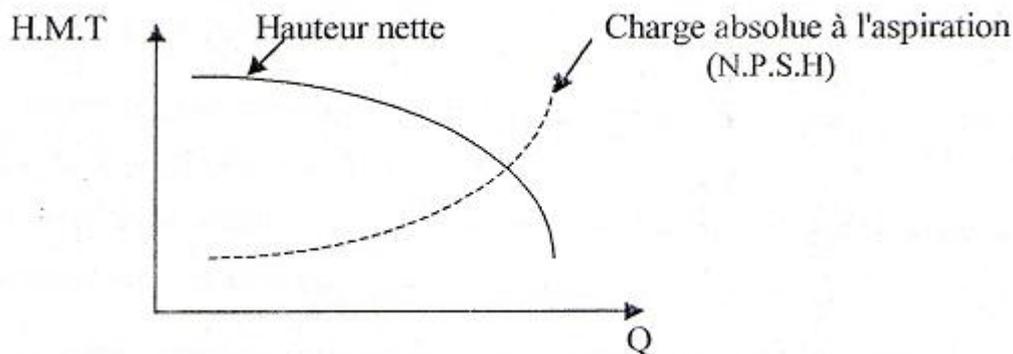


Fig.2.6:Caractéristique de cavitation d'une pompe [15]

On mettra en évidence deux façons d'exprimer le N.P.S.H. disponible et le N.P.S.H. requis [5].

2.3.4.1. N.P.S.H. disponible :

Si nous écrivons la relation de Bernoulli entre la surface libre du liquide (M) et l'orifice d'aspiration (A) et en prenant l'origine pour les hauteurs, la surface libre de la nappe liquide et en désignant par h'_{MA} les pertes de charge dans la canalisation d'aspiration, nous avons :

$$\frac{P_M}{\rho g} + \frac{V_M^2}{2g} + Z_M = \frac{P_A}{\rho g} + \frac{V_A^2}{2g} + Z_A + h'_{MA} \quad (2.29) \quad [4]$$

Or, $V_M=0$, donc :

$$\frac{P_A}{\rho g} = \frac{P_M}{\rho g} - \frac{V_A^2}{2g} + Z_M - Z_A - h'_{MA} \quad (2.30)$$

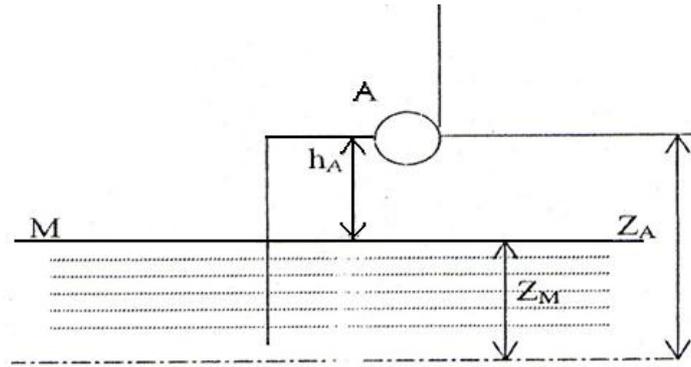


Fig.2.7: schémas d'installation d'une pompe centrifuge [15]

Et en considérant que :

$$\text{N. P. S. H.} = \frac{P_A}{\rho g} + \frac{V_A^2}{2g} - \frac{P_{vap}}{\rho g} \quad (2.28)$$

P_A : pression absolue à l'entrée de la roue au point A ;

V_A : la vitesse en ce point ;

h'_{MA} : perte de charge entre les points M et A ;

P_M : pression atmosphérique ou pression dans la bêche d'aspiration [16] ;

On remplace la valeur de $P_A/\rho g$ dans l'expression précédente, ou obtient :

$$\text{N. P. S. H.} = \frac{P_M}{\rho g} - h_A - h'_{MA} - \frac{P_{vap}}{\rho g} \quad (2.31)$$

Le N.P.S.H. ainsi défini apparaît donc comme ne dépendant que des conditions géométriques d'installation et du débit.

Exprimé sous cette forme, on le désignera sous le nom de N.P.S.H. disponible (sous entendu : sur l'installation).

$$(\text{N. P. S. H.})_{disp} = \frac{P_M}{\rho g} - \frac{P_{vap}}{\rho g} - h_A - h'_{MA} \quad (2.32) [4]$$

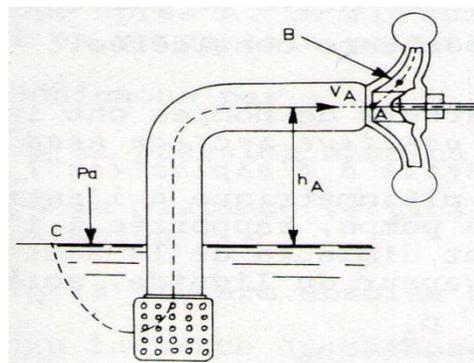


Fig.2.8: Cavitation d'une pompe centrifuge [16]

2.3.4.2. N.P.S.H. requis :

La pression minimale n'est pas atteinte au point A à l'entrée de la pompe mais plus loin à l'intérieur de la pompe, qu'on considère au point B. Equation de Bernoulli entre le point A et B permet d'écrire.

$$\frac{P_A}{\rho g} + \frac{V_A^2}{2g} + Z_A = \frac{P_B}{\rho g} + \frac{V_B^2}{2g} + Z_B + h'_{AB} \quad (2.33)$$

P_B : pression absolue en B.

Z_B : distance verticale de B à la surface libre à l'aspiration ;

V_B : vitesse absolue en B (on a évidemment $V_B > V_A$) ;

H'_{AB} : perte de charge de A en B ;

Faisons l'approximation $Z_A \approx Z_B$ et supposons que la pression en B atteigne la pression de vapeur, c'est à dire $P_B/\rho g = h_V$ avec $h_V = P_{vap}/\rho g$ la hauteur représentative de la tension de vapeur du liquide pompé à la température considérée.

La pression en A prend alors la valeur particulière P'_A et l'équation de Bernoulli s'écrit [16]:

$$\frac{P'_A}{\rho g} = h_V + \frac{V_B^2 - V_A^2}{2g} + h'_{AB} \quad (2.34) \quad \text{on peut poser :}$$

$$\frac{V_A^2}{2g} = K_1 Q^2 ; \frac{V_B^2}{2g} = K_2 Q^2 \quad (2.35)$$

Donc :

$$\frac{P'_A}{\rho g} = h_V + (K_2 - K_1 + K_3) Q^2 \quad (2.36)$$

Ou :

$$\frac{P'_A}{\rho g} = h_V + k' Q^2 \quad (2.37)$$

Avec : $k' = K_2 - K_1 + K_3 > 0$

La courbe $\frac{P'_A}{\rho g} = f(Q)$ est la parabole P_2 qui coupe P_1 en point M (fig.2.7).

Par définition, le N.P.S.H requis est :

$$(\text{N. P. S. H})_r = \frac{P'_A}{\rho g} - h_V \quad (2.38)$$

Il est donc représenté par la distance verticale BC de la parabole P_2 à l'horizontale d'ordonnée h_v .

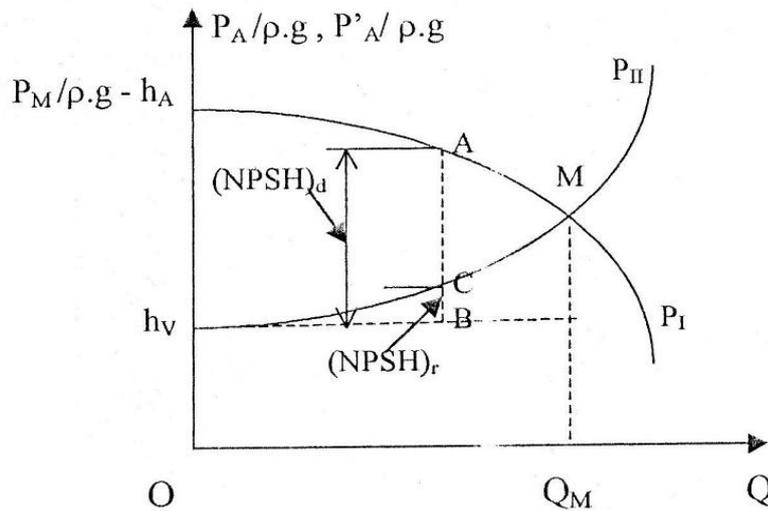


Fig.2.9 : $N.P.S.H_{disp}$ et $N.P.S.H_{req}$ [16].

Remarque :

Le N.P.S.H. requis est indépendant de l'installation de la pompe (hauteur d'aspiration) mais il dépend uniquement de ce qui se passe entre A et B c'est à dire de la pompe elle-même ; c'est donc une donnée fournie par le constructeur de la pompe.

2.3.5. Condition de non cavitation :

En définitive, pour éviter le phénomène de cavitation, il faut que le NPSH disponible soit toujours supérieur au NPSH requis [16].

$$(N.P.S.H)_{disp} > (N.P.S.H)_r$$

Chapitre 3

Installation des pompes centrifuges
et calcul des pertes de charge

3.1. Installation des pompes centrifuges :

L'installation d'une pompe est une opération qui peut se révéler relativement complexe. Elle dépend de telles conditions à respecter et nécessite des équipements hydrauliques plus au moins importants, à savoir le type d'installation (en charge, en aspiration et en siphon), et le type de la pompe [17].

3.1.1. Hauteur limite d'aspiration :

Pour chaque type de pompe, il y a une charge nette d'aspiration pratique à prendre en considération quelque soit le type d'installation (en charge ou en aspiration) dans le but d'éviter tous risque de cavitation, parce qu'il existait, pour une pompe donnée fonctionnant à une vitesse déterminée, une hauteur-limite d'aspiration qu'il faut respecter.

Cependant il faut que le NPSH disponible doive être toujours supérieur au NPSH requis. C'est à dire, il faut déterminer la côte exacte de l'axe de la pompe, d'où on doit déterminer la hauteur d'aspiration admissible.

3.1.2. Amorçage :

Lorsqu'une pompe centrifuge n'est pas en charge à l'aspiration, un amorçage de la pompe doit être prévu avant la mise en marche du groupe.

Pour les petites pompes dont l'aspiration est munie d'un clapet de pied, il suffit parfois de prévoir manuellement le remplissage de l'aspiration par l'eau déversée dans un entonnoir disposé sur la volute ou par l'eau provenant d'un réservoir ou d'une conduite d'eau sous pression qui peut être d'ailleurs la conduite de refoulement de la pompe elle-même.

Pour les installations plus importantes ou plus élaborées, l'amorçage sera assuré avant la mise en marche, puis entretenu pendant le fonctionnement de la pompe.

3.1.3. Emplacement des groupes moto-pompes, scellement et alignement, raccordement des canalisations :

Les pompes doivent être placées le plus près possible du puisard d'aspiration pour réduire la longueur de canalisation d'aspiration.

Les groupes moto-pompes seront scellés sur des massifs de maçonnerie construits selon les règles de l'art et dont le niveau supérieur sera légèrement plus élevé que le sol du local.

Il est recommandé de ne pas placer le groupe moto-pompe immédiatement au dessus du point d'eau, pour éviter les risques de pollution par les égouttages (huile, eau de lavage, etc.).

Si la pompe et le moteur sont livrés séparément, il faut apporter le plus grand soin au scellement de ces deux machines sur le massif afin d'obtenir un alignement parfait des axes dans le cas très fréquent où la pompe est accouplée directement au moteur.

Si on craint des vibrations, on utilise les dispositifs classiques en pareil cas (massif de scellement indépendant isolé du reste des fondations, montage du groupe sur chevilles caoutchouc, etc.).

Les canalisations d'aspiration et de refoulement ne devront absolument pas exercer d'efforts sur les brides de la pompe [17].

3.2. Les équipements en amont et en aval des pompes :

Les équipements hydrauliques d'une station de pompage en dehors des pompes elles-mêmes sont : [17]

3.2.1. Equipements en amont : aspiration

L'aspiration des pompes d'une station peut se faire soit dans une bêche d'aspiration, soit dans une conduite.

a- Aspiration en bêche :

L'eau à élever est stockée dans une bêche ou réservoir en communication avec l'atmosphère, et l'aspiration des pompes se fait alors directement dans la bêche.

➤ Grilles :

Ces dispositifs ne sont utilisés que pour les pompages d'eau brute, afin d'éviter l'entrée des corps solides dans les pompes.

➤ Tulipe :

La nécessité de la tulipe dépend essentiellement de la vitesse d'entrée de l'eau dans la conduite d'aspiration.

Pour des valeurs ne dépassant pas 0.8m/s, il est possible de ne pas prévoir de tulipe.

➤ Crépine :

Tout comme la grille, la crépine évite l'entrée de corps solides dans la pompe. Elle doit être entièrement immergée pour éviter les rentrées d'air (une marge suffisante doit être prévue pour le vortex) et éloignée d'environ 0.5m du fond du puisard.

➤ Clapet d'aspiration, clapet à crépine :

Un clapet anti-retour placé sur la canalisation d'aspiration évite à l'arrêt de la pompe le retour d'eau. Si de son côté le clapet anti-retour normalement placé au refoulement ferme mal. De plus, ce clapet permet de maintenir la colonne d'eau dans la conduite d'aspiration et le corps de la pompe, évitant de recommencer chaque fois l'amorçage. Ce clapet peut être combiné avec la crépine d'aspiration pour former un clapet à crépine.

b- Aspiration sur conduite :

L'eau à élever arrive à la station par une conduite que l'on relie directement au collecteur d'aspiration de l'usine d'où partent les aspirations des pompes, il n'existe aucune bache à la station.

➤ **Conduite ou collecteur d'aspiration :**

Sur la conduite, on évite toute formation de poches d'air. Les parties horizontales comporteront une légère pente montant en direction de la pompe ; Ceci permettra l'évacuation permanente des bulles d'air qui pourront être libérées dans l'eau. L'équipement du collecteur comprendra tous les dispositifs nécessaires à son ventousage et à sa vidange.

Pour le raccordement sur les appareillages, on utilise les joints à brides [17].

****Organes communs aux deux cas d'aspiration :**

➤ **Coude :**

Les coudes seront le moins nombreux possible, à grand rayon de courbure ; on évite de monter un coude juste en amont de la bride d'aspiration.

➤ **Vanne d'aspiration :**

Une vanne montée à l'aspiration de la pompe permet d'isoler la pompe pour les travaux d'entretien ou démontage.

Les vannes utilisées peuvent être soit des vannes à opercule avec presse-étoupe hydraulique, soit des vannes papillon.

➤ **Convergent d'aspiration :**

Afin de limiter les pertes de charges à l'aspiration des pompes, la conduite d'aspiration a fréquemment un diamètre élevé donnant une vitesse de circulation inférieure à la vitesse à l'entrée de la bride de la pompe. La conduite est alors raccordée à la pompe par un convergent, ce qui permet d'avoir une accélération progressive de l'écoulement, favorisant la bonne répartition des vitesses juste à l'amont de la pompe [17].

3.2.2. Equipements en aval : refoulement :

➤ **Joint de raccordement :**

La conduite de refoulement sera raccordée à la pompe de manière à ne transmettre aucun effort sur la pompe. Pour ça on peut utiliser un joint genre GIBault ou similaire.

➤ **Divergent :**

A la sortie de la pompe, la vitesse de l'eau peut être de 3 à 7m/s. Dans les conduites de refoulement, il est nécessaire de ralentir cette vitesse pour la maintenir dans une plage de 1.2 à 1.5 m/s. Le divergent à interposer à la sortie de la pompe pourra être un cône droit.

➤ **Clapet de refoulement :**

Le clapet pourra être placé à la sortie de la pompe dont le rôle est d'empêcher l'inversion du débit d'eau lors de l'arrêt de la pompe.

Les clapets les plus utilisés sont les clapets à battant. Ils sont installés sur des conduites horizontales.

➤ **Vanne de refoulement :**

La vanne de refoulement se place après la pompe et le clapet anti-retour, elle peut avoir plusieurs rôles. Cette vanne permettra tout d'abord d'isoler la pompe lors des entretiens et des démontages.

La vanne peut intervenir également lors de la mise en marche et de l'arrêt de la pompe dans le cas des pompes centrifuges. Pour celle-ci, en effet, la courbe de puissance absorbée montre que la puissance est minimale lorsque la vanne de refoulement est fermée. Il sera donc intéressant, dans le cas de grosses puissances sont en jeu, de démarrer la pompe avec une vanne fermée pour limiter la durée du démarrage.

La manœuvre progressive de la vanne de refoulement permettra par ailleurs, lors du démarrage et de l'arrêt du groupe, de limiter les coups de bélier dus aux variations brusques de la vitesse de l'eau dans la conduite de refoulement.

Ainsi aura-t-on intérêt :

– Lors de la mise en marche du groupe, à démarrer “en barbotage”, puis à ouvrir lentement la vanne de refoulement.

– Lors de l'arrêt du groupe, à fermer lentement la vanne de refoulement puis à couper l'alimentation du moteur.

La vanne de refoulement peut avoir éventuellement un rôle de réglage de débit. La perte d'énergie résultante rend cette méthode de réglage de débit tout à fait primaire.

Les vannes pourront être soit des vannes à opercules, soit des vannes papillon. Leur commande pourra se faire :

- Soit manuellement ;
- Soit par motorisation (électrique, pneumatique, hydraulique) ;

➤ **Conduite ou collecteur de refoulement :**

La conduite ou le collecteur de refoulement doit comporter les dispositifs pour le ventousage, la vidange.

Si le long de cette conduite ou collecteur on trouve les dérivations ou piquages pour le raccordement du refoulement des pompes, ces piquages seront de préférence en oblique. La conduite de refoulement doit être protégée contre le phénomène du coup de bélier, pour ça la conduite doit être équipée d'un réservoir anti-bélier [17].

3.3. Calcul des pertes de charge :

Les pertes de charges linéaires et singulières représentent une importance essentielle pour le choix et le dimensionnement des pompes. Le calcul de ces pertes de charges dans les circuits hydrauliques demeure inévitable. Pour cela plusieurs formules dites empiriques ont été élaborées au cours des 19^{ème} et 20^{ème} siècle.

3.3.1. Types des résistances hydrauliques :

Lorsqu'un liquide se déplace dans les conduites, les canaux, les cannettes, les fleuves et dans d'autres voies, on observe les dépenses énergétiques du courant pour vaincre la résistance au mouvement « perte de charge ». Ces pertes ou ces résistances en mouvement du liquide peuvent être divisées en deux types :

1- les résistances le long du courant qui sont observées sur toute la longueur du courant, sont proportionnelles à la longueur du tronçon des conduites « lits » et sont engendrées par forces de frottement.

2- les résistances locales sont dues aux différents éléments de construction et aux obstacles locaux dans le courant « virages du courant, coude, divergent, Té, rétrécissement ou élargissement, robinets, vannes,... »

$$h_p = \sum h_L + \sum h_{SIN}$$

Avec : h_p : est la somme des pertes de charge totale.

$\sum h_L$: est la somme des pertes de charge linéaires.

$\sum h_{SIN}$: est la somme des pertes de charge singulières.

3.3.2. Formules générales pour déterminer les pertes de charge :

Toutes les pertes de charge (linéaires et locales) sont exprimées sous la formule générale par de WEISBACH :

$$h_c = K \frac{V^2}{2g} \quad (3.1)$$

On détermine les pertes de charge locales par la formule : $h_c = K_{loc} \frac{V^2}{2g}$

Ou k_{loc} : est le coefficient de résistance pour une résistance locale donnée.

Les formules définitives pour les pertes de charge linéaires sont :

$$h_L = \frac{\lambda L}{4R} \frac{V^2}{2g} \quad (3.2)$$

Avec :

λ : Coefficient de perte par frottement en longueur « coefficient de darcy »

L : longueur du tronçon examiné « m ».

R : le rayon hydraulique « m ».

V : vitesse moyenne « m/s »

Et pour les conduites circulaires :

$$h_L = \frac{\lambda L}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (3.3)$$

Avec :

D : diamètre de la conduite « m ».

3.3.3. Conduite hydrauliquement lisse et rugueuses :

Les pertes de charge le long du courant peuvent dépendre notablement des caractéristiques de la rugosité des parois des conduites ou du lit où le mouvement se fait. La surface des parois limitant le courant diffère toujours de la surface parfaitement lisse par la présence des aspérités et des rugosités. Les dimensions et la forme de ces aspérités sont fonction :

- Du matériau de la paroi.
- De son usinage.
- Des conditions d'exploitation.

Si la hauteur des aspérités « Δ » est inférieure à l'épaisseur du film laminaire « δ » ; toutes les irrégularités sont immergées dans le film laminaire, et les liquides s'écoulent d'une façon laminaire autour des aspérités dans les limites de ce film, en ce cas la rugosité des parois n'influe pas sur le caractère de l'écoulement et les pertes de charge ne dépendent pas de la rugosité.

—————> **Ces parois sont appelées hydrauliquement lisse.**

Lorsque la hauteur des aspérités dépasse l'épaisseur du film laminaire ($\Delta > \delta$), l'irrégularité des parois pénètrent dans les limites du noyau turbulent, le courant s'écoule autour des aspérités avec décrochage suivi d'un échange intense des particules, en ce cas les pertes de charge dépendent de la rugosité.

—————> **Ces conduites ou parois s'appellent hydrauliquement rugueuses.**

3.3.4. Régimes d'écoulement :

Nous avons vu précédemment que dans la formule générale de calcul des pertes de charge interviennent un coefficient sans dimension appelé coefficient de frottement. Il dépend essentiellement de deux paramètres [18] :

- Le régime d'écoulement à l'intérieur de la canalisation.
- Le coefficient de rugosité des parois.

3.3.4.1. Régime laminaire :

Dans lequel la vitesse d'écoulement est suffisamment lente pour que les filets d'eau suivent des trajectoires parallèles à la surface du tube.

3.3.4.2. Régime turbulent :

Dans lequel les filets d'eau se déplacent en forme de tourbillons et de remous, de manière tout à fait désordonnées.

Entre ces deux régimes, existe un régime transitoire dans lequel l'état d'écoulement est instable. Ces régimes d'écoulement sont essentiellement liés à l'évolution de trois paramètres.

- la vitesse du fluide dans la canalisation.
- Le diamètre de la canalisation.
- La viscosité du fluide véhiculé dans la canalisation.

3.3.5. Pertes de charge locale :

La formule utilisée pour le calcul des pertes de charge locale est : $h_L = K \frac{v^2}{2g}$ (3.4)

Avec :

K : coefficient de résistance locale.

V : vitesse d'écoulement des veines liquides.

g : accélération de pesanteur.

3.3.5.1. Résistances locales utilisées et leurs coefficients :

a – coude arrondi :

Dans ce cas, le coefficient de pertes k_{ar} dépend de l'angle α et du rapport du rayon de la conduite r_0 et du rayon du coude R_{ar} (voire fig.3.1).

Tableau 5.1: valeur du coefficient K_{ar} « angle de coude $\alpha = 90^\circ$ »

r_0/R_{ar}	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
K_{ar}	0,131	0,138	0,158	0,206	0,294	0,440	0,661	0,977	1,408	1,978

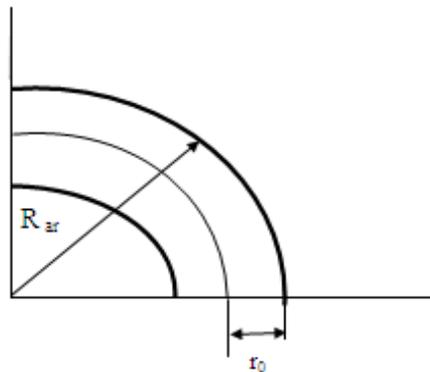


Fig 3.1. Coude arrondi [18]

Si l'angle du coude α n'est pas égale à 90° , on doit multiplier les données du tableau précédent par le rapport $\alpha/90^\circ$.

b – vanne :

Pour une vanne simple qui recouvre la conduite à section rectangulaire, le coefficient de pertes k_v dépend du degré de fermeture de la vanne caractérisé par le rapport a/d qui est choisi du tableau suivant [18] :(voire fig.3.2)

Tableau 5.2: Valeurs du coefficient k_v .

a/d	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
K_v	0,09	0,39	0,95	2,08	4,02	8,12	17,8	44,5	193

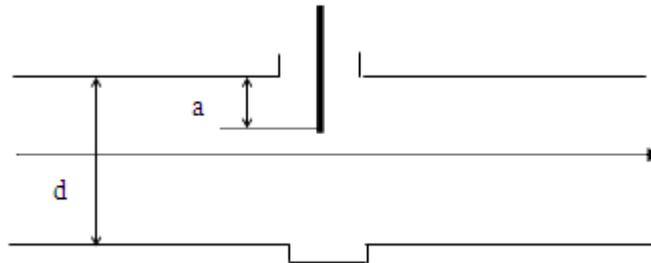


Fig 3.2. Vanne de sectionnement [18]

c- robinet :

Pour un robinet représenté ci-dessous en figure3.3, le coefficient de pertes k_r dépend du degré de fermeture du robinet « angle α ».

Tableau 5.3: valeurs du coefficient k_r .

α°	5	10	20	30	40	50	60	65	82,5
K_r	0,05	0,29	1,56	5,47	17,3	52,6	206	486	∞

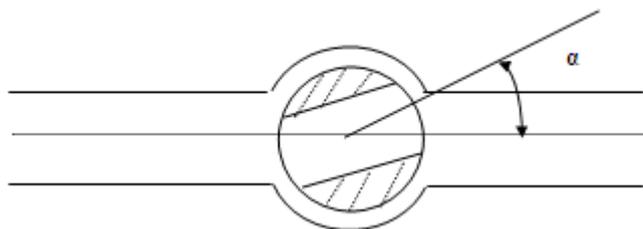


Fig 3.3. Robinet [18]

d. clapet de retenue avec grille :

Le coefficient de pertes $k_{c.g}$ dépend du diamètre des conduites d'aspiration des pompes (voire fig.3.4).

Tableau 5.4: valeurs du coefficient de pertes $k_{c.g.}$.

d(mm)	40	50	75	100	125	150	200	250	300	400	500	750
$K_{c.g.}$	12	10	8	7	6.5	6	5.2	4.5	3.7	3	3.5	1.6

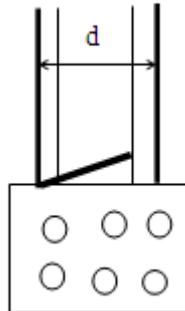


Fig 3.4. Clapet de retenue avec grille [18]

3.3.6. Pertes de charge linéaire :

Divers formules utilisées à l'heure actuelle pour le calcul des pertes de charge linéaire dans les conduites sous pressions:

a – Formule de HAZEN-WILLIAMS:

Les deux physiciens américains WILLIAM et HAZEN ont élaboré une formule avec un coefficient qui varie en fonction de la conduite en service.

La formule générale est la suivante [18] :

$$J = L \frac{Q^M}{C_{HW} \cdot D^N} \quad (3.5)$$

Avec :

J : perte de charge linéaire en m/ml.

L, M, N : coefficients numérique

« L= 10,67 ; M= 1,852 ; N= 4.87 »

C_{HW} : coefficient de hazen-williams.

Q : débit en m^3/s

D : diamètre de la conduite en m

Tableau 5.5: valeurs des coefficients C_{HW} en fonction de la rugosité.

ζ (mm)	2,0	1,0	0,5	0,25	0,1	0,05	0,025	0
C_{HW}	95	106	116	130	136	141	145	—

b- formule de LECHAPT- CALMON :

C'est une approximation de la formule de COLEBROOK avec une erreur relative inférieure à 3% pour les vitesses moyennes comprises entre (0,4 – 2) m/s [18] :

$$J = L \frac{Q^M}{D^N} \quad (3.6)$$

Avec :

J : perte de charge linéaire en m/ml.

L, M, N : coefficients numérique

$$L= 1,863 \quad ; \quad M= 2 \quad ; \quad N= 5,33$$

Q : débit en m^3/s

D : diamètre de la conduite en m.

Tableau 5.6: valeur de L ; M et N pour l'écoulement d'eau en fonction de la rugosité absolue.

ζ (mm)	L	M	N
2	1,863	2	5,33
1	1,601	1,975	5,25
0,5	1,400	1,96	5,19
0,25	1,160	1,93	5,11
0,1	1,100	1,89	5,01
0,05	1,049	1,86	4,93
0,025	1,010	1,84	4,88
0	0,916	1,78	4,78
0	0,971	1,81	4,81

c- formule de FLAMANT :

La formule de FLAMANT est donnée par la relation suivante[18] :

$$J = L \frac{V^M}{D^N} \quad (3.7)$$

Avec :

J : perte de charge linéaire en m/ml.

L, M, N : coefficients numérique, L= 0,00092 ; M=1,75 ; N= 1,25

V : vitesse d'écoulement en m/s

D : diamètre de la conduite en m.

Chapitre 4

Etude expérimentale

4.1. Méthodes et moyens de mesures sur les bancs d'essai des pompes :

4.1.1. Grandeurs caractéristique :

Nous rongeons parmi les grandeurs caractéristiques relatives à l'écoulement d'un liquide dans une pompe :

- La pression d'aspiration P_{amont}
- La pression de refoulement P_{aval}
- Le débit Q
- La vitesse de rotation N
- La puissance absorbée par la pompe P_{ab}

La mesure de ces grandeurs permet de calculer le débit réel Q , la hauteur manométrique totale (HMT) et le rendement global η de la pompe.

4.1.1.1. Mesure de pression :

La mesure de pression s'effectue au moyen de manomètres cités ci- dessous :

- Manomètre à cadran, (à tube de bourdon);
- Manomètre à membrane;
- Manomètre de vacuomètres à déformation de solide;
- Manomètre à colonne de liquide.

Le prélèvement de la pression doit se faire dans des sections situées à proximité des tubulures d'aspiration et de refoulement.

Les tuyaux de raccordement des manomètres doivent être remplis de liquide pompé.

4.1.1.2. Mesure du débit :

Le mode de mesure du débit varie suivant que la pompe se trouve en circuit ouvert ou fermé.

a - Mesure de débit des installations à circuit ouvert:

- Dans les installations à circuit ouvert, la mesure du débit s'effectue indirectement au moyen des méthodes pondérales ou volumétriques, ou directement à l'aide de débitmètres ouverts (le plus souvent de déversoirs de mesure).

Le mesure pondéral du volume d'un liquide de poids spécifique connu consiste dans la pesée de la quantité de liquide ayant afflué dans le réservoir en un temps donné.

Ce procédé est employé dans le cas de faibles débits ($Q < 20\text{m}^3/\text{h}$) de liquides dont la température est connue.

Dans les installations à circuit ouvert, le débit est le plus souvent déterminé en mesurant le volume V de liquide écoulé en un temps donné dans un réservoir jaugé. C'est la méthode de mesure la plus commode et la plus précise, à condition que le récipient de mesure soit convenablement étalonné.

b- Mesure du débit des installations à circuit fermé:

Dans les circuits fermés, le débit est mesuré au moyen de débitmètres à étranglement.

Parmi ces débitmètres, on citera :

- Diaphragme
- Tuyères de mesure
- Venturi
- Rota mètre : utilisé pour un débit faible.

Les variations du débit s'obtiennent par la manœuvre de la vanne placée sur le refoulement.

Pour de très grand débit, on emploie en outre des méthodes indirectes qui consistent dans la mesure des vitesses locales d'écoulement à l'aide d'appareils de moulinet hydrométriques ou de Pitot.

4.1.1.3. Mesure de la vitesse de rotation:

La vitesse de rotation doit être mesurée en comptant le nombre de tours pendant un intervalle de temps connu, au moyen d'un tachymètre à lecture directe ou dans le cas d'une pompe entraînée par un moteur à courant alternatif, d'après les observations de fréquence moyenne et des données de glissement du moteur, soit mesurées directement à l'aide d'un stroboscope.

Recommandation pour la mesure de la vitesse de rotation :

Rappelons que, dans les turbomachines hydrauliques, la hauteur d'élévation varie proportionnellement au carré de la vitesse de rotation, tandis que la puissance varie avec son cube.

C'est pourquoi il importe tant de maintenir constante la vitesse de rotation de l'arbre pendant les mesures et de veiller à leur précision poussée.

4.1.1.4. Mesure de la puissance absorbée :

La puissance absorbée par la pompe doit être déduite de La mesure de la vitesse de rotation et de couple, ou être déterminée d'après les mesures de la puissance électrique fournie à un moteur électrique de rendement connu, directement accouplé à la pompe.

4.1.1.5. Mesure du couple :

Le couple doit être mesuré au moyen d'un dynamomètre.

Le couple nécessaire à l'entraînement de la pompe pour une vitesse de rotation donnée s'exprime par la formule : $M = G \cdot L$ (4.1) où :

G est le poids agissant sur le bras L du dispositif de freinage.

4.1.1.6. Mesure de la puissance électrique (moteur) :

Le procédé de mesure dépend du genre du moteur électrique.

Dans le cas d'un moteur triphasé, dont la caractéristique est connue, on emploie la méthode des deux wattmètres. La puissance sur l'arbre de la pompe est :

$$P_{ab} = \eta_M \cdot P_M \quad (4.2)$$

P_M : est la puissance du moteur électrique;

η_M : est le rendement du moteur électrique.

Dans le cas d'un moteur monophasé, la puissance fournie au moteur est mesurée au moyen d'un wattmètre.

Dans le cas d'un moteur à courant continu, la puissance est mesurée à l'aide d'un volt ampèremètre [20].

4.1.2. Amorçage des pompes centrifuges :

Lorsqu'une pompe est située à une cote inférieure au niveau d'aspiration de l'eau, elle se trouve normalement alimentée même à l'arrêt.

Mais dans le cas contraire, il faut prendre des dispositions pour que la pompe soit remplie d'eau avant son démarrage, pour permettre son fonctionnement. C'est ce qu'on appelle réalisé l'amorçage de la pompe [15].

Pour les petites pompes dont l'aspiration est munie d'un clapet anti-retour, il suffit parfois de prévoir manuellement le remplissage de l'aspiration par de l'eau déversée dans un entonnoir disposé sur la volute ou par de l'eau provenant d'un réservoir ou d'une conduite d'eau sous pression qui peut être d'ailleurs la conduite de refoulement de la pompe elle même.

Pour les installations plus importantes ou plus élaborées, L'amorçage sera assuré avant la mise en marche puis entretenu pendant le fonctionnement de la pompe en raccordant les points hauts de l'aspiration à une pompe à vide commune aux différents groupes [16].

Pour notre banc d'essai, la pompe doit être amorcée avec de l'eau propre.

Le procédé d'amorçage s'effectue, en enlevant la vis-bouchon, située sur la partie supérieure de la pompe et remplir l'unité avec de l'eau ; puis remettre la vis-bouchon à sa place.

Il est recommandé de ne jamais faire fonctionner la pompe à sec, car de sérieux dommages peuvent se produire si elle n'est pas amorcée avant la mise en marche.

4.2. Description générale du banc d'essai :

4.2.1. Introduction :

Notre expérimentation a été réalisée sur un banc d'essai d'une pompe centrifuge disponible au niveau du laboratoire de pompes et stations de pompage du département d'hydraulique de l'université de Tlemcen.

4.2.2. Présentation du banc d'essai :

L'ensemble est monté sur un châssis support à roulettes permettant de déplacer facilement le banc, même lorsque le réservoir est plein et qui comprend les équipements suivants :



Fig.4.1: Banc d'essai d'une pompe centrifuge [21].

Bac de lancement (réservoir d'aspiration) fabriqué en matériau polyéthylène translucide de haute densité, disposant d'un volume utile de 170 litres.



Fig.4.2: Bac de lancement [21].

Il est équipé de :

Une vanne de vidange

Une alarme de niveau bas ;

Un tranquiliseur.

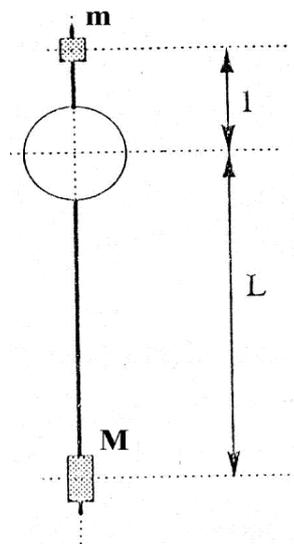
Une pompe centrifuge de corps inox, qui est entraînée par un moteur électrique monté sur une plate-forme.



Fig.4.3:Pompe et moteur [21].

Le moteur dispose de deux masses flottantes montées sur le levier. La masse « m » permet d'équilibrer le moteur et annule les erreurs commise par l'appareillage.

La masse « M » permet de limiter la rotation du moteur.



Une conduite d'aspiration en PVC (chlorure de polyvinyle rigide) de haute pression, composée de :

Un clapet -crépine ;

Une tubulure de prise de pression ;

Une vanne $\frac{1}{4}$ tour ;

Une conduite de refoulement en PVC de haute pression composée de :

Une tubulure de prise de pression ;

Une vanne à membrane.

4.2.3. Instrumentation :

L'ensemble des instruments utilisés sont :

Un mano-vacuomètre à TUBE DE BOURDON, gradué en bar, est installé sur le panneau avant du banc. Il est utilisé pour des mesures de pression positives ou négatives.



Fig.4.4:Rotamètre et manomètres [21].

Construction et fonctionnement :

Le tube de bourdon est vissé avec le support de tube qui forme généralement une pièce complète avec le raccord.

Par l'intermédiaire d'un trou dans le raccord, le fluide à mesurer passe par l'intérieur du tube.

La partie mobile finale du tube se déplace lors de changement de pression (effet BOURDON). Ce mouvement qui est proportionnel à la pression à mesurer est transmis par l'intermédiaire du mouvement à l'aiguille et affiché sur le cadran en tant que valeur de pression. Le système de mesure, le cadran et l'aiguille sont montés dans un boîtier.

Ce mano-vacuomètre donne des pressions à l'aspiration comprises entre -1/ +3bar.

Un manomètre au refoulement donnant des pressions comprises entre 0/4 bar.

Une alarme de niveau bas sur le bac de lancement ;

Un variateur électronique de vitesse (potentiomètre) dont le rôle est de faire tourner l'arbre du moteur à une vitesse comprise entre 0-2900 tr/mn.

Un **wattmètre** qui donne une lecture directe de la puissance absorbée totale par la Pompe.

Un **débitmètre à flotteur ou rotamètre** muni des graduations permettant de lire directement la valeur du débit comprise entre 200-3000l/h.

Un **afficheur de vitesse** donnant une lecture directe de la vitesse de rotation.



Fig.4.5: Armoire de commande [21].

4.2.4. Armoire de commande :

L'armoire de commande du banc d'essai de la pompe est muni de :

Un interrupteur général ;

Des portes fusibles ;

Boutons marche/ arrêt ;

Matériel d'interfaçage de l'instrumentation spécifique au pilote.

4.2.5. Mode opératoire :

4.2.5.1. Introduction :

L'objectif des différentes manipulations réalisées sur le banc d'essai est d'observer les variations des paramètres suivants :

La pression dans la conduite d'aspiration désignée par P_{amont}

La pression dans la conduite de refoulement désignée par P_{aval}

Le couple

La puissance absorbée.

Ces paramètres sont tous fonction du débit et de la vitesse de rotation du moteur de la pompe et par suite effectuer différents calculs à partir de ces mesures.

4.2.5.2. Mise en fonctionnement du procédé :

Tout d'abord, remplir le bac d'eau de façon à ce que le détecteur de niveau soit entièrement immergé.

Ensuite, brancher la prise d'alimentation générale puis mettre sous tension le procédé en appuyant sur le bouton vert. La pompe se met en marche grâce au bouton tournant à la position marche/ arrêt.

4.2.5.3. Etat des vannes :

Avant la mise en marche de la pompe, on doit vérifier l'état des vannes procédé comme suit :

V_1	V_2	V_3	V_4
O			F

O : Ouverte;

F : Fermée;

 : Variable.

4.2.5.4. Rôle des vannes :

V_1 : Vanne d'aspiration ;

V_2 : Vanne liée au rotamètre;

V_3 : Vanne de refoulement;

V_4 : Vanne de vidange.

Après avoir positionné les vannes, mettre en marche la pompe et faire tourner le moteur à plein régime. Agir sur le potentiomètre de réglage de la vitesse du moteur afin d'obtenir une vitesse de rotation stable. Ensuite, relever les valeurs :

- De la vitesse de rotation du moteur sur l'afficheur;
- Du débit sur le rotamètre;
- Des pressions amont et aval sur les manomètres;
- De la puissance absorbée sur le wattmètre ;
- Du déplacement X sur la règle pour le calcul du couple.

Relever différentes mesures en faisant varier le débit à l'aide de la vanne de refoulement (V_3) et en diminuant à chaque fois le débit de 200 l / h.

Augmenter les pertes de charge en agissant sur la vanne d'aspiration.

4.2.5.5. Arrêt du procédé :

L'arrêt du procédé se fait par la diminution progressive de la vitesse de rotation du moteur puis mettre la pompe en arrêt grâce au bouton tournant vers la position arrêt.

Fermer toutes les vannes et mettre hors tension l'armoire électrique en appuyant sur le bouton rouge.

Pour un arrêt prolongé, il est conseillé de vidanger complètement le bac et les canalisations du banc d'essai.

4.2.6. Mesures expérimentales:

Les grandeurs à mesurer expérimentalement sont définies comme suit :

X : déplacement du bras de levier (voir mesure du couple).

Q_v : Débit volumique.

P_{amont} : pression relative d'aspiration de la pompe.

P_{aval} : Pression relative de refoulement de la pompe.

P_{abs} : puissance absorbée par la pompe.

Les différentes mesures effectuées sur le banc d'essai sont résumées dans les tableaux ci dessous :

Tableau 4.1: les résultats pour $h = 0.25\text{m}$; $\alpha = 0$.

hauteur d'aspiration $h = 0.25\text{m}$; $\alpha = 0$ (la vanne ouverte)			
Q_v (L/h)	Pamant (bar)	Paval (bar)	Puissance ab (W)
2650	-0.13	0.38	220
2500	-0.13	0.4	220
2300	-0.12	0.42	218
2100	-0.11	0.52	217
1900	-0.1	0.59	215
1700	-0.9	0.62	214
1500	-0.8	0.72	212
1300	-0.7	0.8	210
1100	-0.6	0.88	209
900	-0.6	0.98	208
700	-0.6	1.03	207
500	-0.5	1.18	206
300	-0.5	1.23	204
200	-0.5	1.32	203
0	0	1.63	202

Tableau 4.2: les résultats pour $h = 0.25\text{m}$; $\alpha = 20^\circ$.

hauteur d'aspiration $h = 0.25\text{m}$; $\alpha = 20^\circ$			
Q_v (L/h)	Pamant (bar)	Paval (bar)	Puissance ab (W)
2550	-0.17	0.3	220
2500	-0.16	0.34	219
2300	-0.15	0.4	218
2100	-0.13	0.45	216
1900	-0.12	0.53	214
1700	-0.11	0.61	212
1500	-0.09	0.68	211
1300	-0.08	0.77	210
1100	-0.08	0.93	208
900	-0.07	0.97	207
700	-0.07	1.01	206
500	-0.06	1.13	203
300	-0.05	1.22	202
200	-0.05	1.28	202
0	0	1.62	201

Tableau 4.3: les résultats pour $h = 0.25\text{m}$; $\alpha = 40$.

hauteur d'aspiration $h = 0.25\text{m}$; $\alpha = 40^\circ$			
Q_v (L/h)	Pamant (bar)	Paval (bar)	Puissance ab (W)
2050	-0.25	0.33	216
1900	-0.23	0.4	215
1700	-0.2	0.5	214
1500	-0.17	0.6	212
1300	-0.14	0.71	211
1100	-0.13	0.81	210
900	-0.11	0.91	210
700	-0.1	1.1	208
500	-0.08	1.13	207
300	-0.07	1.22	206
200	-0.06	1.17	205
0	0	1.62	203

Tableau 4.4: les résultats pour $h = 0.25\text{m}$; $\alpha = 60$.

hauteur d'aspiration $h = 0.25\text{m}$; $\alpha = 60^\circ$			
Q_v (L/h)	Pamant (bar)	Paval (bar)	Puissance ab (W)
900	-0.77	0.28	208
800	-0.62	0.41	207
700	-0.55	0.56	207
600	-0.41	0.69	206
500	-0.37	0.83	205
400	-0.28	0.98	204
300	-0.2	1.09	203
200	-0.18	1.2	202
100	-0.16	1.28	202
0	0	1.62	202

Tableau 4.5: les résultats pour $h = 0.56\text{m}$; $\alpha = 0$.

hauteur d'aspiration $h = 0.56\text{m}$; $\alpha = 0$ (la vanne ouverte)			
Q_v (L/h)	Pamant (bar)	Paval (bar)	Puissance ab (W)
2600	-0.17	0.36	222
2500	-0.17	0.39	221
2300	-0.15	0.42	220
2100	-0.14	0.49	218
1900	-0.12	0.55	217
1700	-0.11	0.62	216
1500	-0.1	0.68	215
1300	-0.09	0.78	212
1100	-0.09	0.84	212
900	-0.08	0.94	210
700	-0.07	1.02	209
500	-0.06	1.13	208
300	-0.06	1.24	206
200	-0.06	1.3	205
0	0	1.62	203

Tableau 4.6: les résultats pour $h = 0.56\text{m}$; $\alpha = 20$.

hauteur d'aspiration $h = 0.56\text{m}$; $\alpha = 20^\circ$			
Q_v (L/h)	Pamant (bar)	Paval (bar)	Puissance ab (W)
2500	-0.19	0.34	222
2300	-0.18	0.39	220
2100	-0.17	0.44	219
1900	-0.15	0.51	217
1700	-0.14	0.59	216
1500	-0.12	0.68	215
1300	-0.11	0.77	213
1100	-0.1	0.83	212
900	-0.09	0.94	211
700	-0.09	1.02	208
500	-0.08	1.13	207
300	-0.08	1.23	206
200	-0.07	1.29	206
0	0	1.62	204

Tableau 4.7: les résultats pour $h = 0.56\text{m}$; $\alpha = 40$.

hauteur d'aspiration $h = 0.56\text{m}$; $\alpha = 40^\circ$			
Q_v (L/h)	Pamant (bar)	Paval (bar)	Puissance ab (W)
2000	-0.35	0.29	215
1900	-0.32	0.34	214
1700	-0.27	0.44	214
1500	-0.23	0.57	213
1300	-0.2	0.66	212
1100	-0.19	0.77	211
900	-0.17	0.86	210
700	-0.15	0.99	209
500	-0.13	1.09	208
300	-0.12	1.23	206
200	-0.09	1.28	205
0	0	1.61	203

Tableau 4.8: les résultats pour $h = 0.56\text{m}$; $\alpha = 60$.

hauteur d'aspiration $h = 0.56\text{m}$; $\alpha = 60^\circ$			
Q_v (L/h)	Pamant (bar)	Paval (bar)	Puissance ab (W)
700	-0.8	0.12	209
650	-0.74	0.21	208
600	-0.64	0.48	207
550	-0.59	0.6	207
500	-0.53	0.69	206
450	-0.44	0.78	206
400	-0.4	0.84	205
350	-0.38	0.96	205
300	-0.3	1.03	204
250	-0.26	1.08	203
200	-0.24	1.16	203
100	-0.19	1.25	202
0	0	1.64	201

4.2.7. Calculs expérimentaux :

D'après les mesures expérimentales obtenues, nous procédons aux calculs des différents paramètres ci-dessous.

4.2.7.1. Calcul de la hauteur manométrique totale H M.T (mCE).

La hauteur manométrique est obtenue à partir des mesures des pressions amont et aval de la pompe et qui est donnée par la relation suivante :

$$HMT = \frac{(P_{\text{aval}} - P_{\text{amont}}) \cdot 101300}{9,81 \cdot \rho} \quad (4.3)$$

4.2.7.2. Calcul de la charge nette à l'aspiration N.P.S.H (m CE):**a-(N.P.S.H)d :**

Comme nous avons montré dans la partie théorique, le (N.P.S.H)d est donné par l'expression suivante :

$$(N.P.S.H)d = \frac{P_A}{\rho \cdot g} - \frac{P_v}{\rho \cdot g} \quad (4.4)$$

avec :

P_A : pression totale régnant à la bride d'aspiration, dans notre cas, elle est désignée par P_{amont} .

P_{vap} : pression de vapeur en (Pa),

$$P_{\text{vap}} = 0,02339 \text{ bar} \quad \text{à} \quad T = 25^\circ\text{C}$$

b-(N.P.S.H)r :

$$(N.P.S.H)_r = \frac{V_B^2 - V_A^2}{2g} + h'_{AB} \quad (4.5)$$

$$(N.P.S.H)_r = \frac{Q^2}{2g \cdot \pi^2 \cdot D_B^2 \cdot b_B^2} - \frac{Q^2}{2g \cdot \pi^2 \cdot D_A^2 \cdot b_A^2} = 93436,17 \cdot Q^2 \quad (4.6)$$

4.2.7.3. Calcul du couple (m.Kg) :

Pour calculer le couple, il suffit de mesurer la distance « X ». Puis, calculer θ par la tangente ($\tan \theta = X / Y$).

Quand θ est déterminé, le couple se calcule par la formule suivante :

$$C = M.L. \sin \theta \quad (4.7)$$

θ : Angle de rotation du bras le levier [θ (rd)];

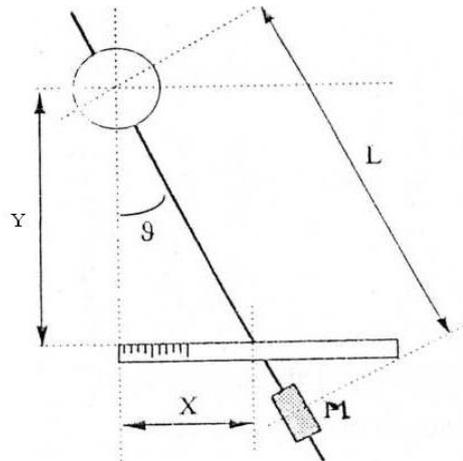
X : En mètre ;

Y: En mètre ($Y = 0,525$ m) ;

M : En kilogramme ($M = 0.340$ Kg) masse fixée au bras de levier;

L : En mètre ($L = 0,645$ m) longueur axe - masse ;

C : En mètre - kilogramme (couple exercé sur l'arbre du moteur).



Remarque :

Les données utilisées sont fournies par le constructeur.

4.2.7.4. Calcul de la puissance en bout d'arbre (Puissance mécanique (w)) : P_M

Une fois le couple est calculé, on trouve la puissance mécanique par la formule suivante :

$$P_M = 2.\pi. C. N \quad (4.8)$$

P_M en (W)

C en (N.M) ; N : vitesse de rotation du moteur (tr/s)

4.2.7.5. Calcul du rendement mécanique (η_m %) :

Le rendement mécanique ou du moteur est donné par :

$$\eta_m = P_M/P_{ab} \quad (4.9)$$

P_M : Puissance en bout d'arbre en (W) ;

P_{ab} : Puissance absorbée en (W) ;

η_m : rendement mécanique exprimé en pourcentage.

4.2.7.6. Calcul de la puissance fournie P_F (W):

La puissance fournie ou utile de la pompe dépend des caractéristiques de la pompe (HMT,Q) et donnée par :

$$P_F = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q \quad (4.10)$$

H : hauteur manométrique (mCE) ;

Q: débit volumique (m^3/s).

4.2.7.7. Calcul du rendement global η de l'ensemble motopompe:

Le rendement global s'exprime par le rapport de la puissance fournie et la puissance absorbée et donnée par :

$$\eta_G = P_F/P_A \quad (4.11)$$

P_F : Puissance fournie en (W);

P_A : Puissance absorbée en (W) lue sur le wattmètre.

Chapitre 5

Exploitation et interprétation des résultats

5.1. Résultats et interprétation :

Les calculs des différents paramètres sont résumés dans les tableaux ci-dessous:

Tableau 5.1 : résultats et calculs pour $h = 0.25\text{m}$; $\alpha = 0$.

H.M.T (mcE)	P_F (W)	η_G (%)	(N.P.S.H)d (mcE)	(N.P.S.H)r (mcE)
5.26	38.02	17.28	8.74	0.050
5.47	37.28	16.94	8.74	0.045
5.57	34.94	16.03	8.84	0.038
6.50	37.22	17.15	8.94	0.031
7.12	36.89	17.15	9.05	0.026
7.33	33.96	15.87	9.15	0.020
8.26	33.76	15.92	9.25	0.016
8.98	31.82	15.15	9.36	0.012
9.70	29.09	13.92	9.46	0.008
10.73	26.33	12.66	9.46	0.005
11.25	21.46	10.37	9.46	0.003
12.70	17.30	8.40	9.56	0.001
13.21	10.80	5.29	9.56	0.0006
14.14	7.71	3.79	9.56	0.0002
16.83	0	0	0	0

Tableau 5.2 : résultats et calculs pour $h = 0.25\text{m}$; $\alpha = 20$.

H.M.T (mcE)	P_F (W)	η_G (%)	(N.P.S.H)d (mcE)	(N.P.S.H)r (mcE)
4.85	33.72	15.32	8.32	0.046
5.16	35.17	16.06	8.43	0.045
5.67	35.59	16.32	8.53	0.038
5.98	34.27	15.86	8.74	0.031
6.71	34.75	16.23	8.84	0.026
7.43	34.44	16.24	8.94	0.020
7.95	32.50	15.40	9.15	0.016
8.77	31.09	14.80	9.25	0.012
10.42	31.26	15.02	9.25	0.008
10.73	26.33	12.72	9.36	0.005
11.15	21.27	10.32	9.36	0.003
12.28	16.74	8.24	9.46	0.001
13.11	10.72	5.30	9.56	0.0006
13.73	7.48	3.70	9.56	0.0002
16.72	0	0	0	0

Tableau 5.3 : résultats et calculs pour $h = 0.25\text{m}$; $\alpha = 40$.

H.M.T (mcE)	P_F (W)	η_G (%)	(N.P.S.H)d (mcE)	(N.P.S.H)r (mcE)
5.98	33.45	15.48	7.50	0.030
6.50	33.68	15.66	7.70	0.026
7.22	33.48	15.64	8.01	0.020
7.95	32.50	15.33	8.32	0.016
8.77	31.09	14.73	8.63	0.012
9.70	29.09	13.85	8.74	0.008
10.53	25.83	12.30	8.94	0.005
12.39	23.63	11.36	9.05	0.003
12.49	17.02	8.22	9.25	0.001
13.32	10.88	5.28	9.36	0.0006
12.70	6.92	3.37	9.46	0.0002
16.72	0	0	0	0

Tableau 5.4 : résultats et calculs pour $h = 0.25\text{m}$; $\alpha = 60$.

H.M.T (mcE)	P_F (W)	η_G (%)	(N.P.S.H)d (mcE)	(N.P.S.H)r (mcE)
10.84	26.59	12.78	2.13	0.005
10.63	23.18	11.20	3.68	0.004
11.46	21.86	10.56	4.40	0.003
11.35	18.57	9.01	5.85	0.002
12.39	16.88	8.23	6.26	0.001
13.01	14.18	6.95	7.19	0.001
13.32	10.88	5.36	8.01	0.0006
14.25	7.76	3.84	8.22	0.0002
14.86	4.05	2.00	8.43	0.00007
16.72	0	0	0	0

Tableau 5.5 : résultats et calculs pour $h = 0.56\text{m}$; $\alpha = 0$.

H.M.T (mcE)	P_F (W)	η_G (%)	(N.P.S.H)d (mcE)	(N.P.S.H)r (mcE)
5.47	38.77	17.46	8.32	0.048
5.78	39.39	17.82	8.32	0.045
5.88	36.89	16.76	8.53	0.038
6.50	37.22	17.07	8.63	0.031
6.91	35.82	16.50	8.84	0.026
7.53	34.92	16.16	8.94	0.020
8.05	32.92	15.31	9.05	0.016
8.98	31.82	15.01	9.15	0.012
9.60	28.78	13.57	9.15	0.008
10.53	25.83	12.30	9.25	0.005
11.25	21.46	10.27	9.36	0.003
12.28	16.74	8.04	9.46	0.001
13.42	10.97	5.32	9.46	0.0006
14.04	7.65	3.73	9.46	0.0002
16.72	0	0	10.08	0

Tableau 5.6 : résultats et calculs pour $h = 0.56\text{m}$; $\alpha = 20$.

H.M.T (mcE)	P_F (W)	η_G (%)	(N.P.S.H)d (mcE)	(N.P.S.H)r (mcE)
5.47	37.28	16.79	8.12	0.045
5.88	36.89	16.76	8.22	0.038
6.29	36.04	16.45	8.22	0.031
6.81	35.28	16.26	8.32	0.026
7.53	34.92	16.16	8.53	0.020
8.26	33.76	15.70	8.63	0.016
9.08	32.19	15.11	8.84	0.012
9.60	28.78	13.57	8.94	0.008
10.63	26.08	12.36	9.05	0.005
11.46	21.86	10.51	9.15	0.003
12.49	17.02	8.22	9.25	0.001
13.52	11.05	5.36	9.25	0.0006
14.04	7.65	3.71	9.36	0.0002
16.72	0	0	10.08	0

Tableau 5.7 : résultats et calculs pour $h = 0.56\text{m}$; $\alpha = 40$.

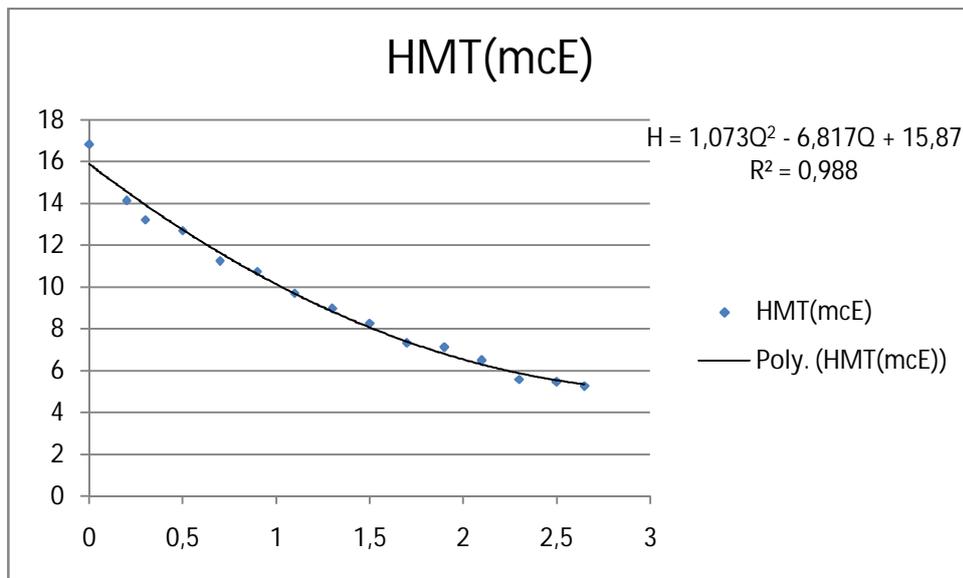
H.M.T (mcE)	P_F (W)	η_G (%)	(N.P.S.H) _d (mcE)	(N.P.S.H) _r (mcE)
6.60	36.01	16.75	6.47	0.028
6.81	35.28	16.48	6.78	0.026
7.33	33.96	15.87	7.29	0.020
8.26	33.76	15.85	7.70	0.016
8.88	31.45	14.83	8.01	0.012
9.91	29.71	14.08	8.12	0.008
10.63	26.08	12.42	8.32	0.005
11.77	22.45	10.74	8.53	0.003
12.59	17.16	8.25	8.74	0.001
13.94	11.39	5.53	8.84	0.0006
14.14	7.71	3.76	9.15	0.0002
16.62	0	0	10.08	0

Tableau 5.8 : résultats et calculs pour $h = 0.56\text{m}$; $\alpha = 60$.

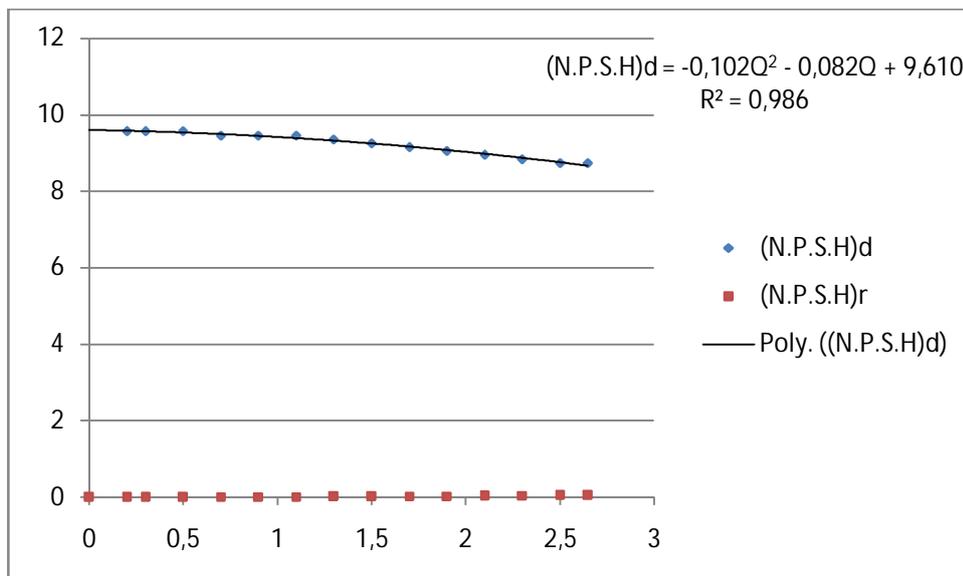
H.M.T (mcE)	P_F (W)	η_G (%)	(N.P.S.H) _d (mcE)	(N.P.S.H) _r (mcE)
9.50	18.12	8.67	1.82	0.003
9.80	17.37	8.35	2.44	0.003
11.56	18.90	9.13	3.47	0.002
12.28	18.41	8.89	3.99	0.002
12.59	17.16	8.33	4.61	0.001
12.59	15.44	7.49	5.54	0.001
12.80	13.95	6.80	5.95	0.001
13.83	13.19	6.43	6.16	0.0008
13.73	11.22	5.50	6.98	0.0006
13.83	9.42	4.64	7.39	0.0004
14.45	7.87	3.88	7.60	0.0002
14.45	5.90	2.92	8.01	0.0001
14.86	4.02	2.00	8.12	0.00007
16.93	0	0	10.08	0

5.1.1 Traces des graphiques :

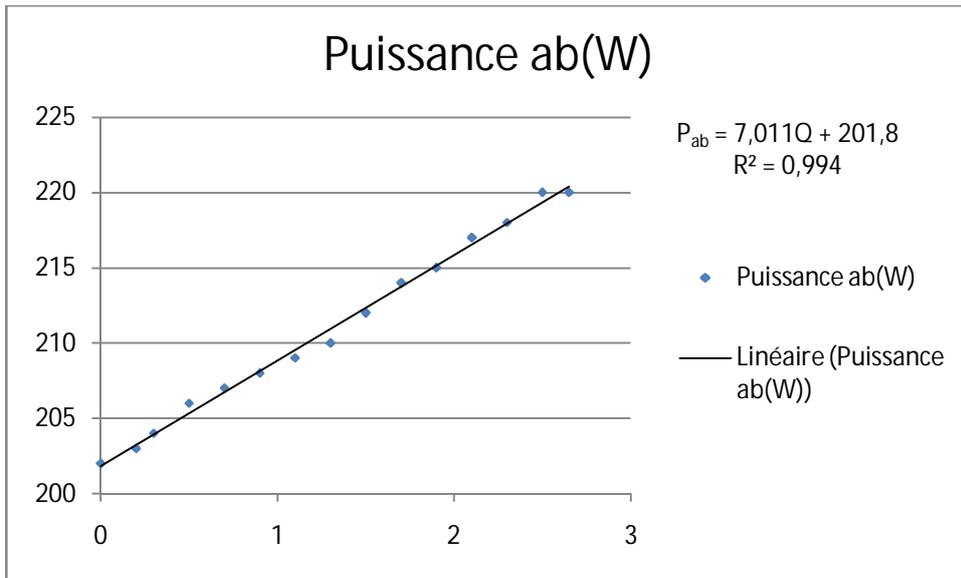
Les courbes caractéristiques de la pompe, pour chaque hauteur d'aspiration et chaque angle α d'ouverture de la vanne d'aspiration sont représentées dans les figures:



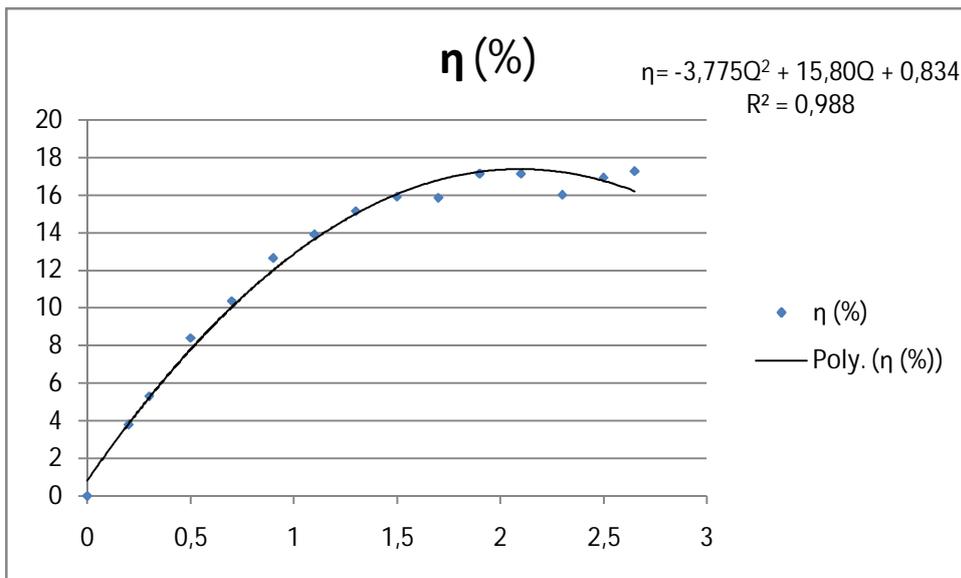
- **Courbe caractéristique : $HMT = f(Q)$ pour $h=0,25m$; $\alpha=0$**



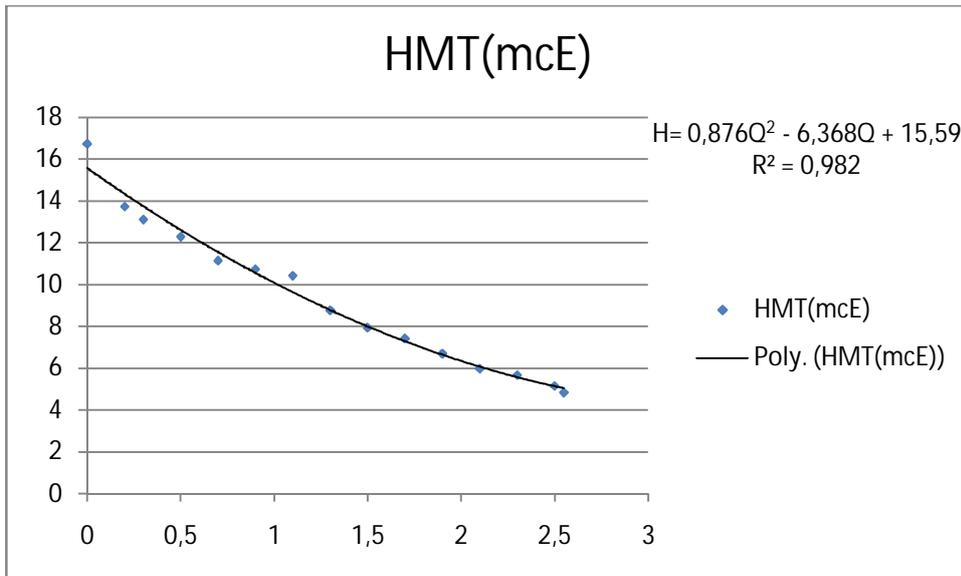
- **Courbe caractéristique : $N.P.S.H = f(Q)$ pour $h=0,25m$; $\alpha=0$**



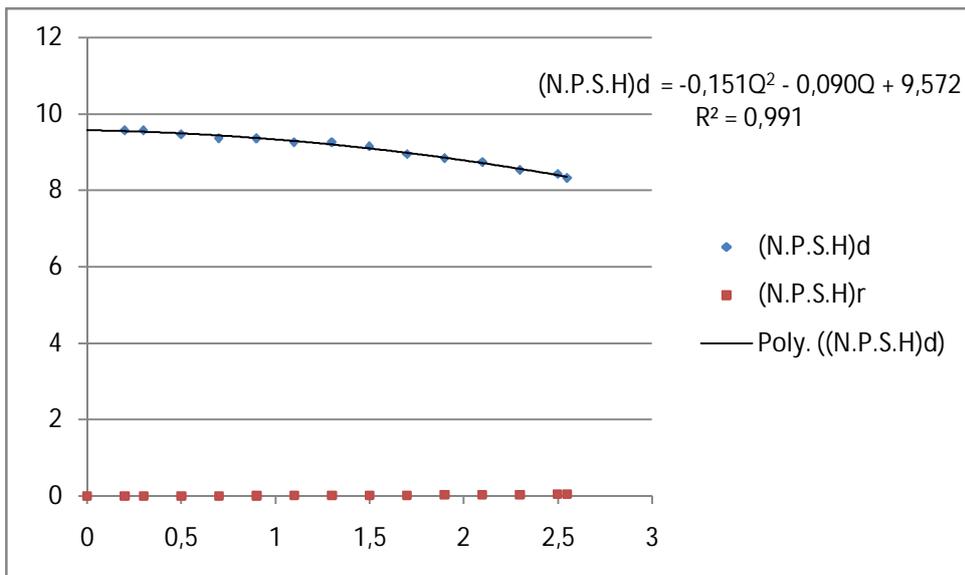
- **Courbe caractéristique : $P_{ab}=f(Q)$ pour $h=0,25m$; $\alpha=0$**



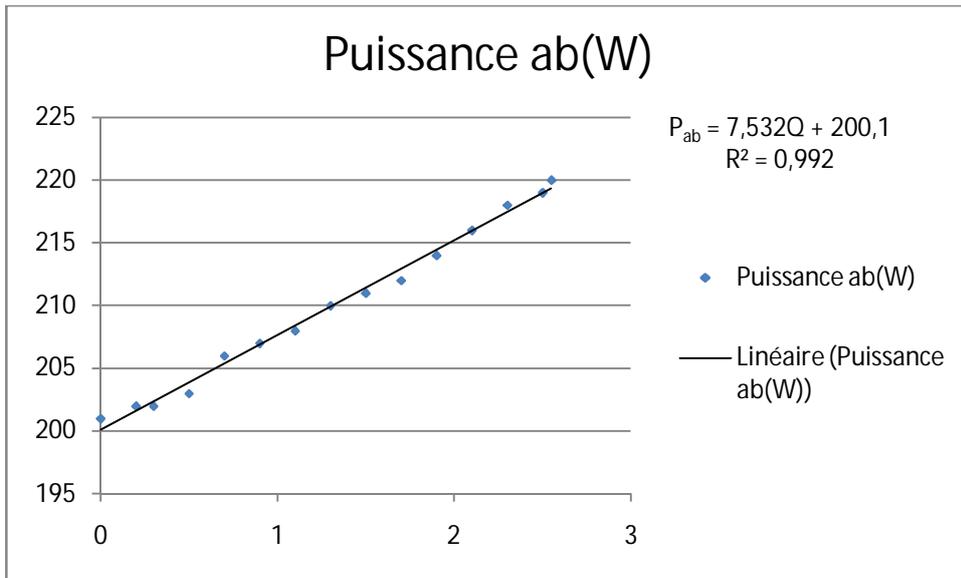
- **Courbe caractéristique : $\eta=f(Q)$ pour $h=0,25m$; $\alpha=0$**



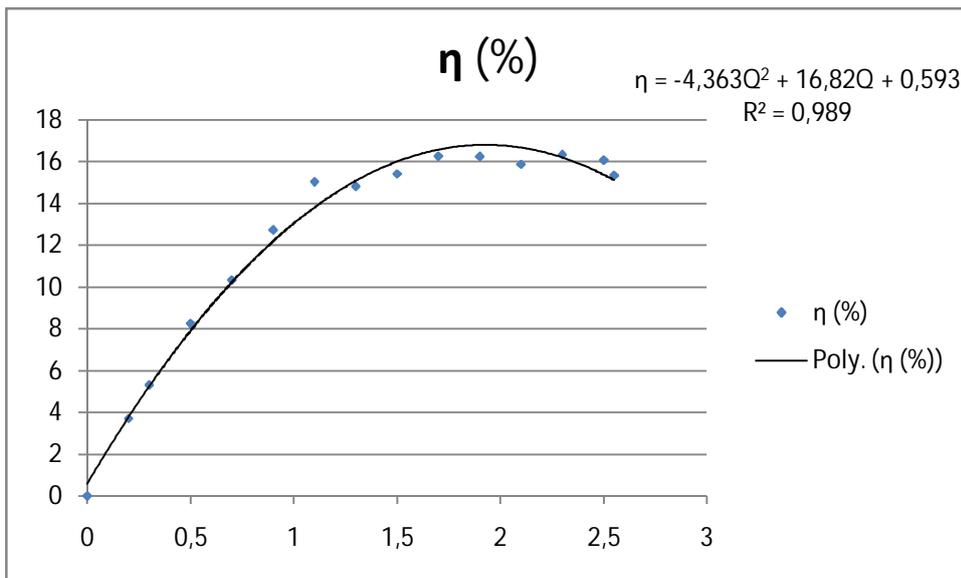
- **Courbe caractéristique: $HMT = f(Q)$ pour $h=0,25m$; $\alpha=20^\circ$**



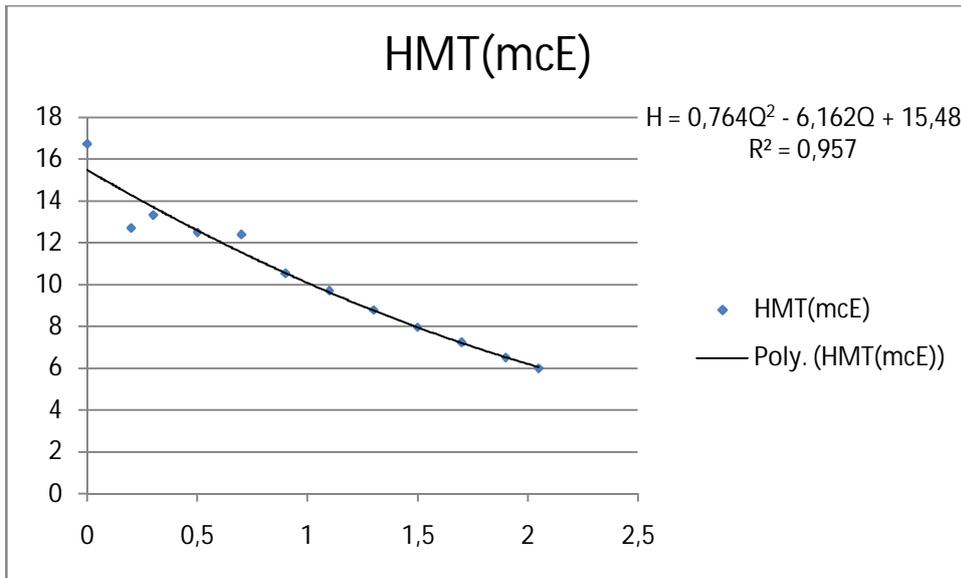
- **Courbe caractéristique : $N.P.S.H = f(Q)$ pour $h=0,25m$; $\alpha=20^\circ$**



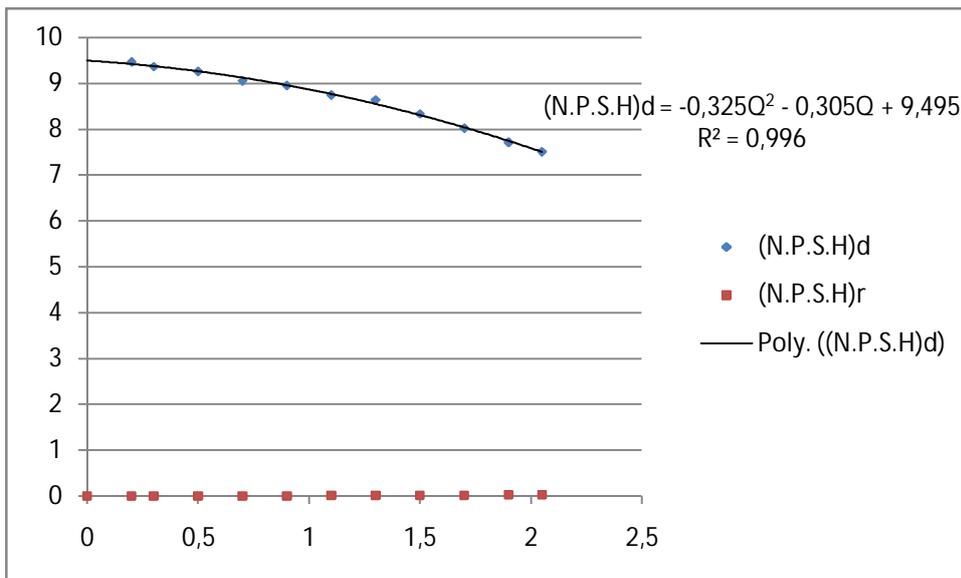
- **Courbe caractéristique : $P_{ab} = f(Q)$ pour $h=0,25m$; $\alpha=20^\circ$**



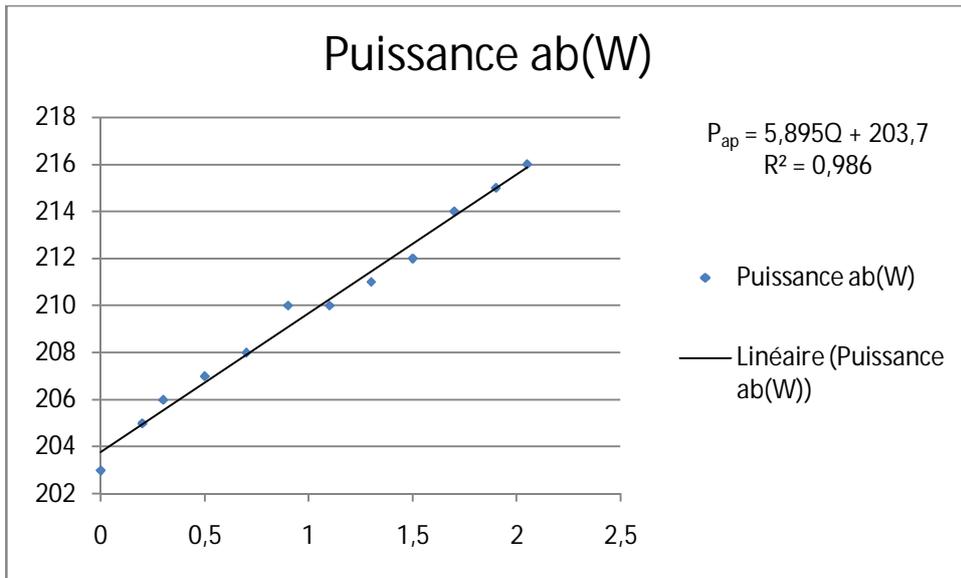
- **Courbe caractéristique: $\eta = f(Q)$ pour $h=0,25m$; $\alpha=20^\circ$**



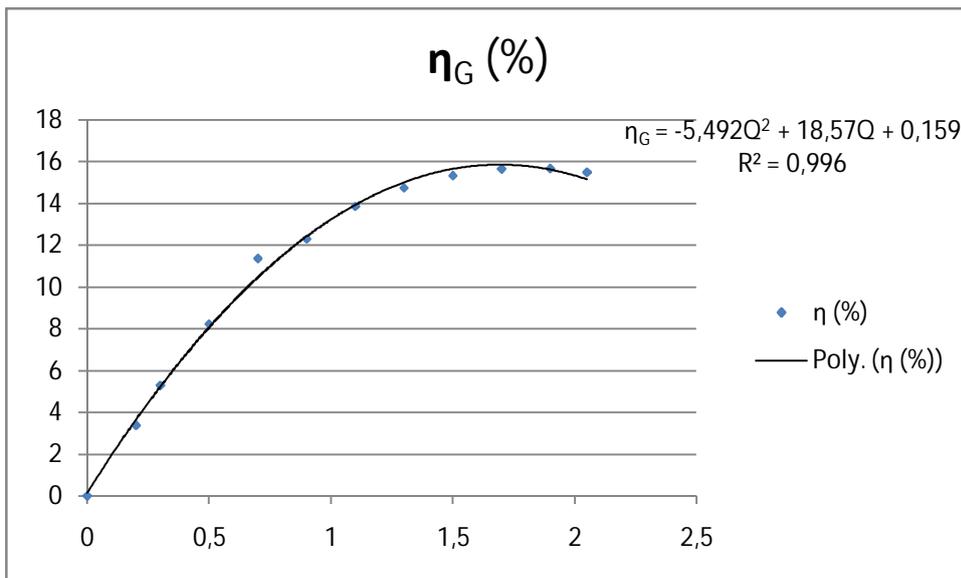
- **Courbe caractéristique: $HMT = f(Q)$ pour $h=0,25m$; $\alpha=40^\circ$**



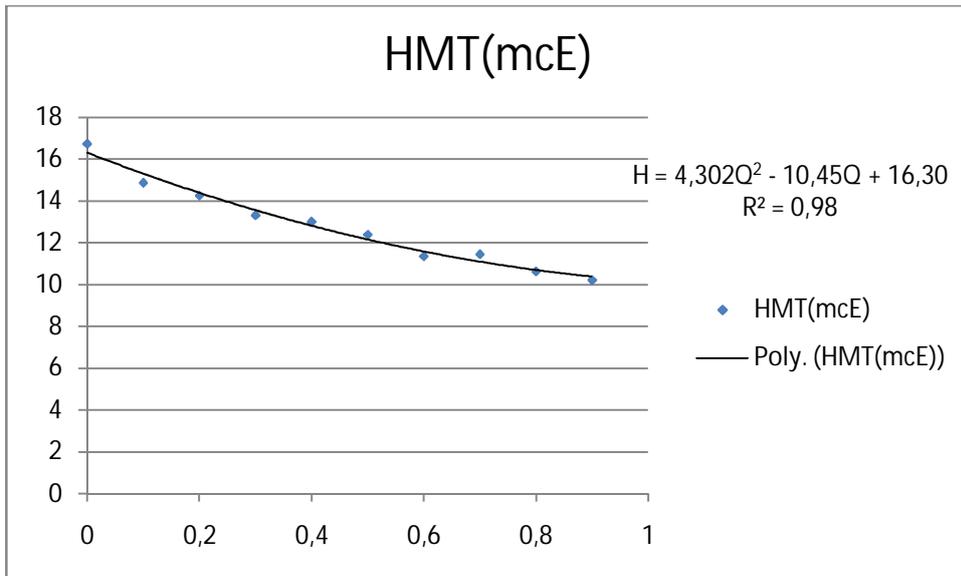
- **Courbe caractéristique : $N.P.S.H = f(Q)$ pour $h=0,25m$; $\alpha=40^\circ$**



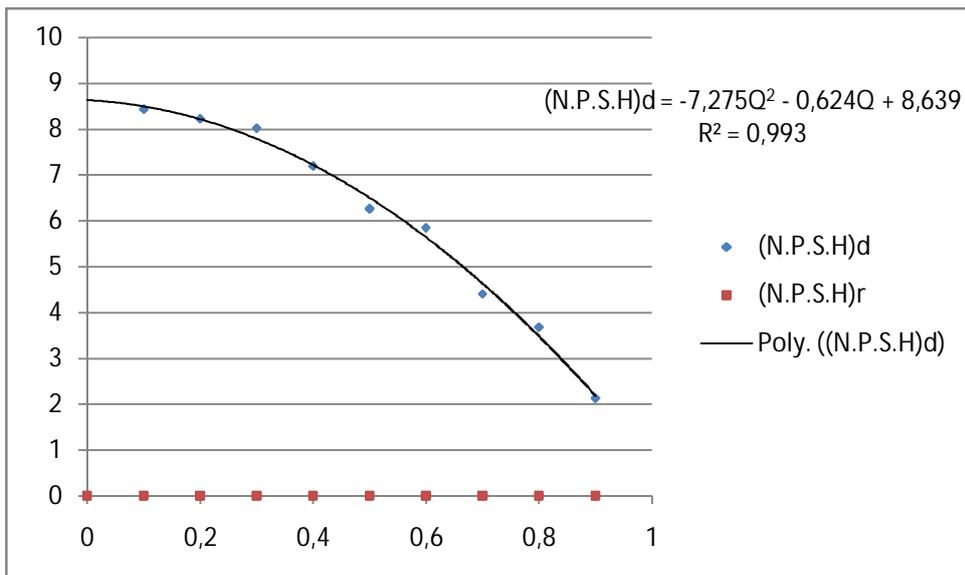
- **Courbe caractéristique : $P_{ab} = f(Q)$ pour $h=0,25m$; $\alpha=40^\circ$**



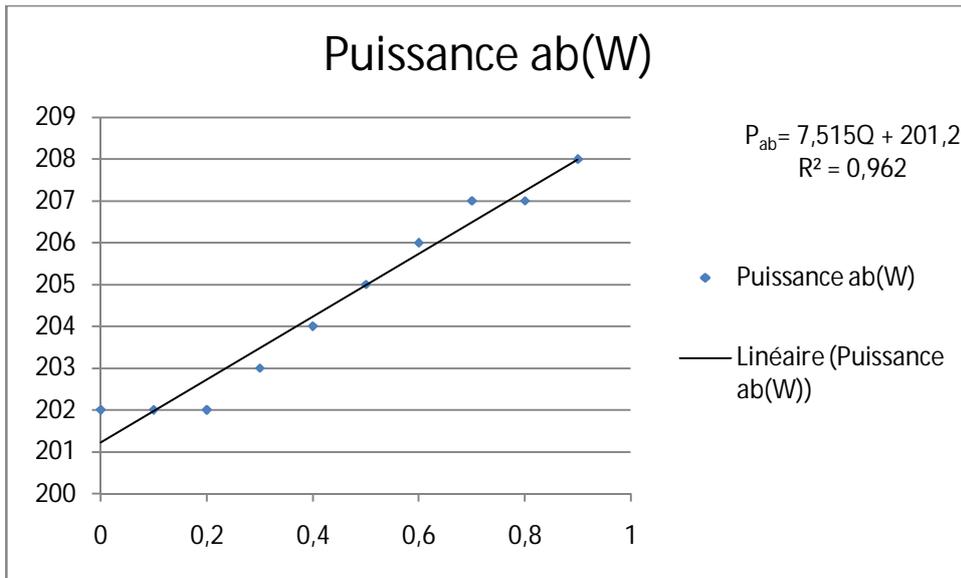
- **Courbe caractéristique : $\eta = f(Q)$ pour $h=0,25m$; $\alpha=40^\circ$**



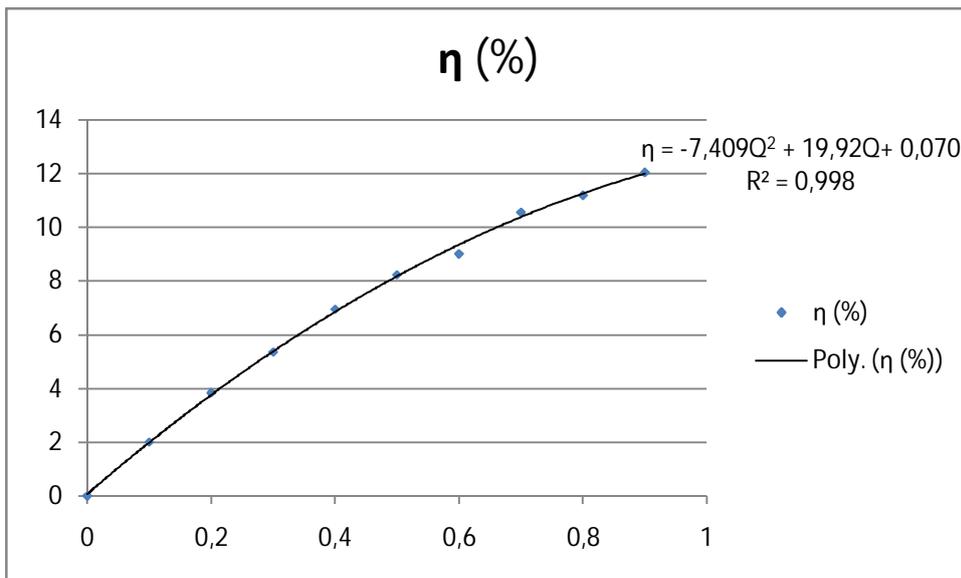
- **Courbe caractéristique: HMT = f(Q) pour h=0,25m ; α=60°**



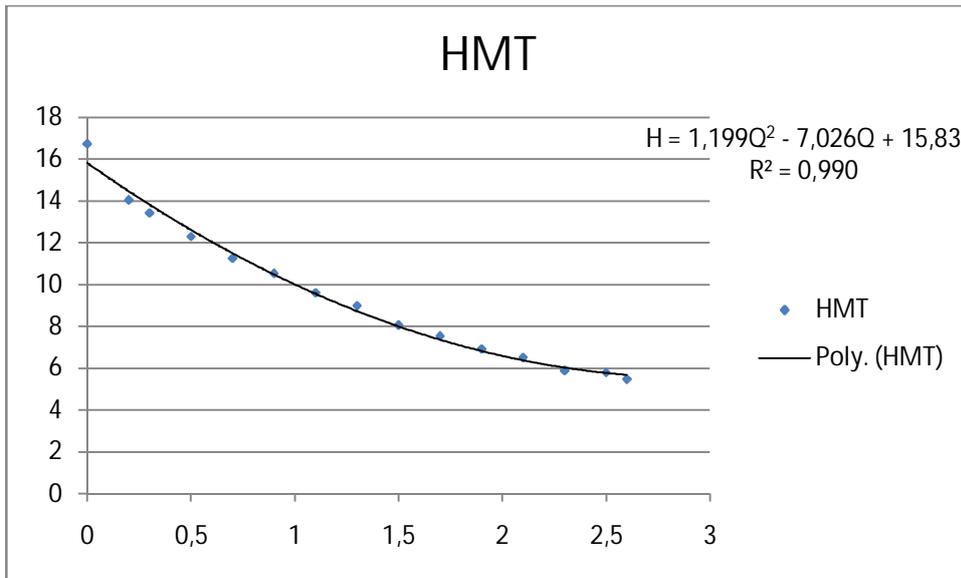
- **Courbe caractéristique: N.P.S.H = f(Q) pour h=0,25m ; α=60°**



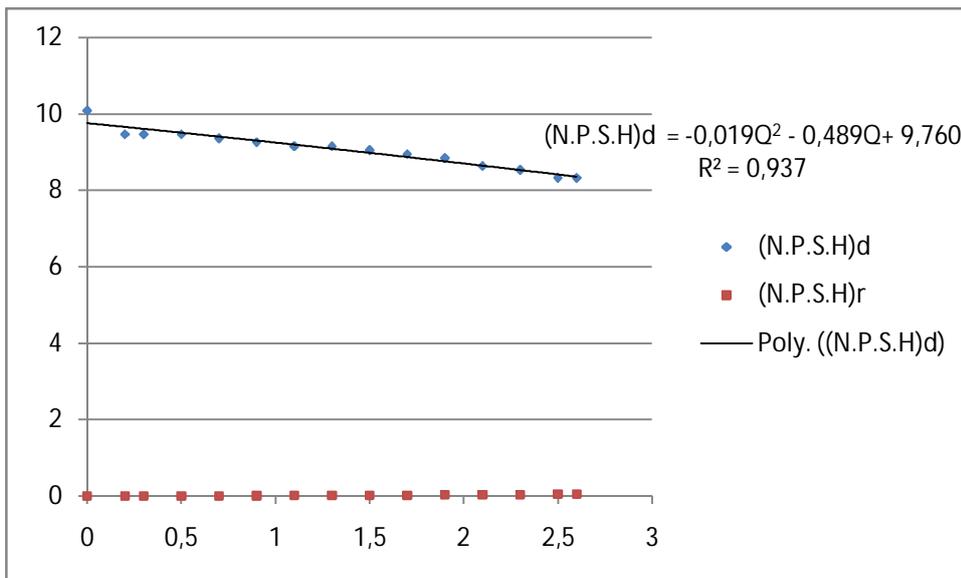
- **Courbe caractéristique : $P_{ab} = f(Q)$ pour $h=0,25m$; $\alpha=60^\circ$**



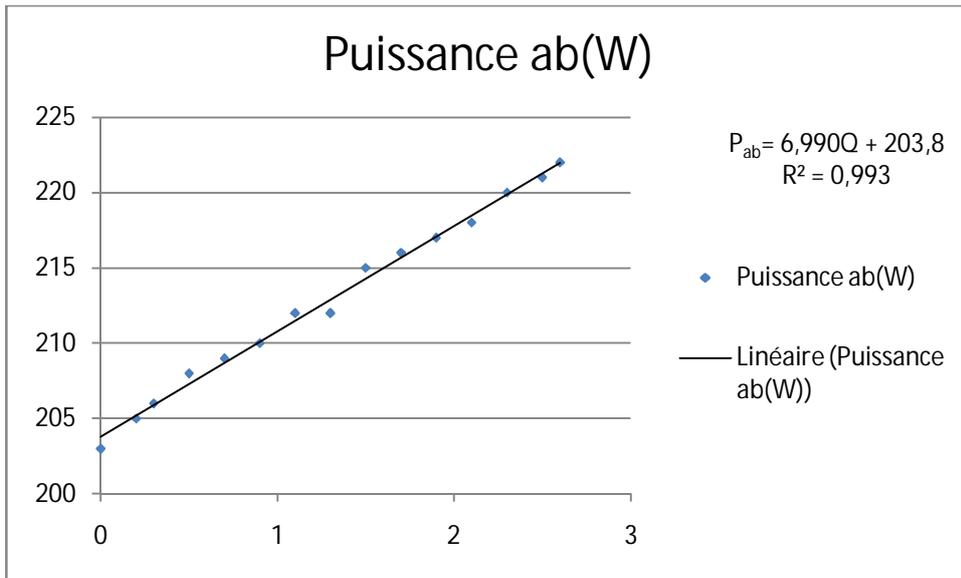
- **Courbe caractéristique: $\eta = f(Q)$ pour $h=0,25m$; $\alpha=60^\circ$**



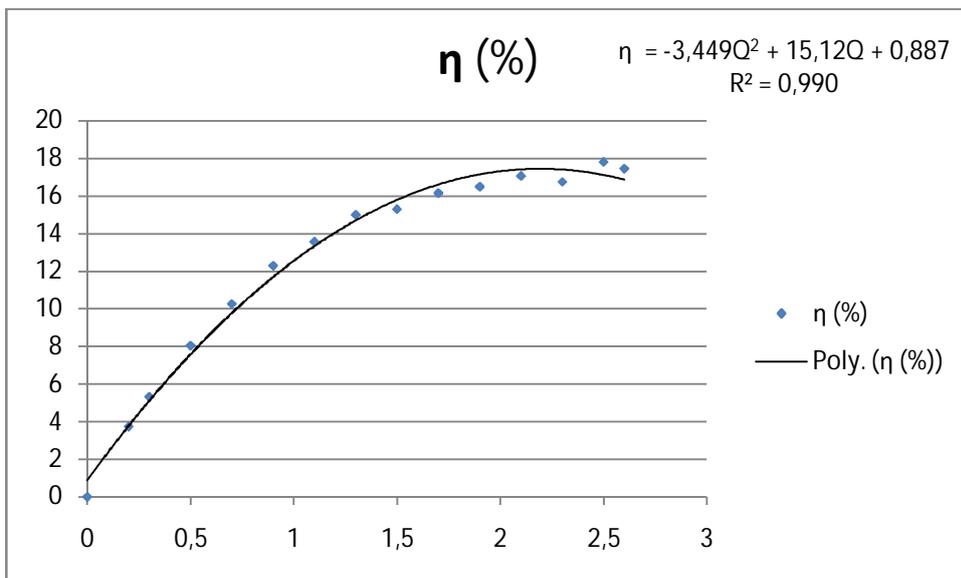
- **Courbe caractéristique: HMT = f(Q) pour h=0,56m ; α=0**



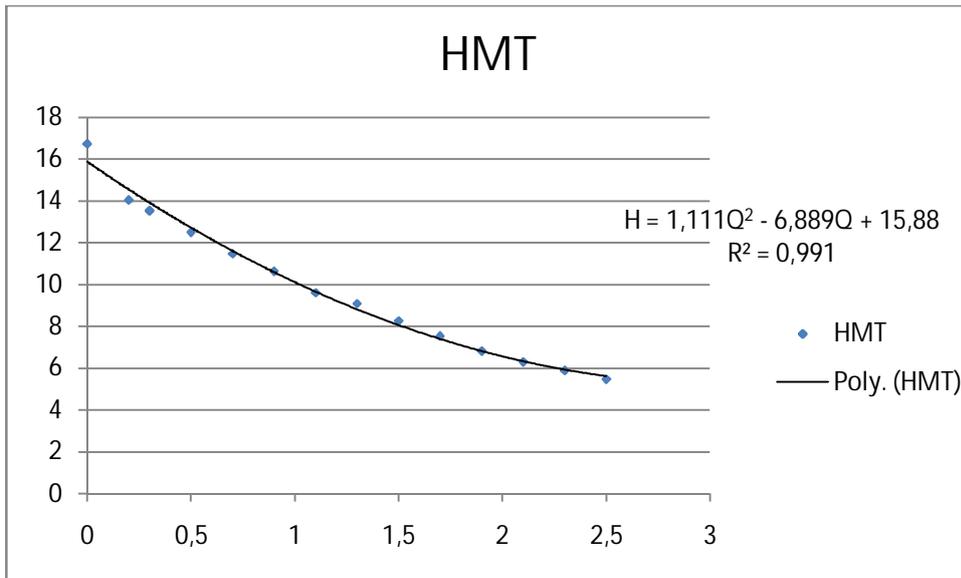
- **Courbe caractéristique: N.P.S.H = f(Q) pour h=0,56m ; α=0**



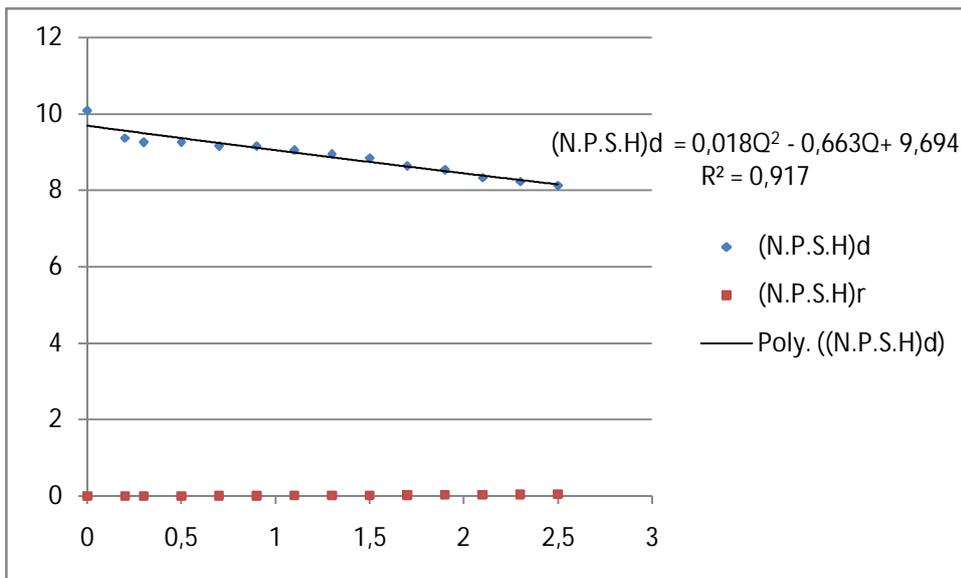
- **Courbe caractéristique: $P_{ab} = f(Q)$ pour $h=0,56m$; $\alpha=0$**



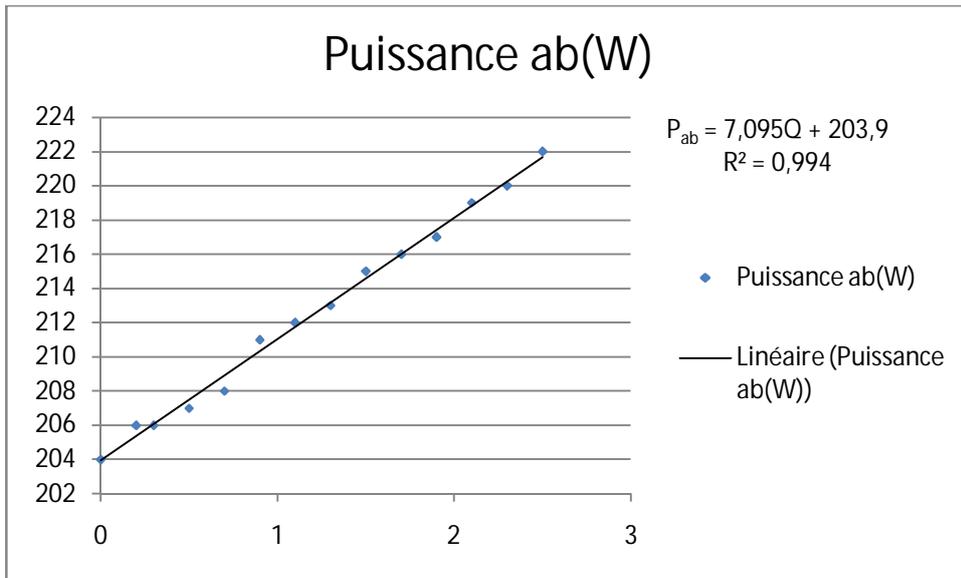
- **Courbe caractéristique: $\eta = f(Q)$ pour $h=0,56m$; $\alpha=0$**



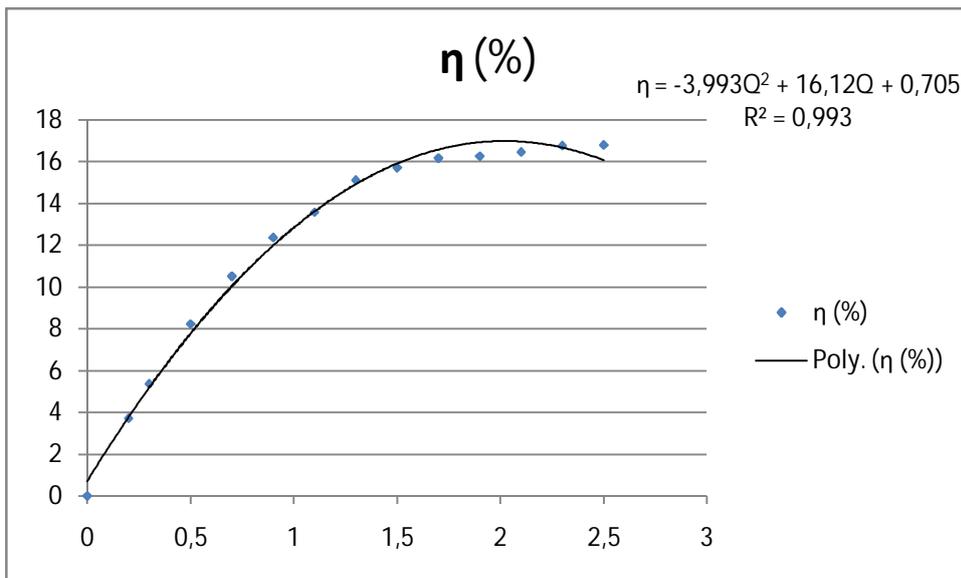
- **Courbe caractéristique: HMT = f(Q) pour h=0,56m ; α=20°**



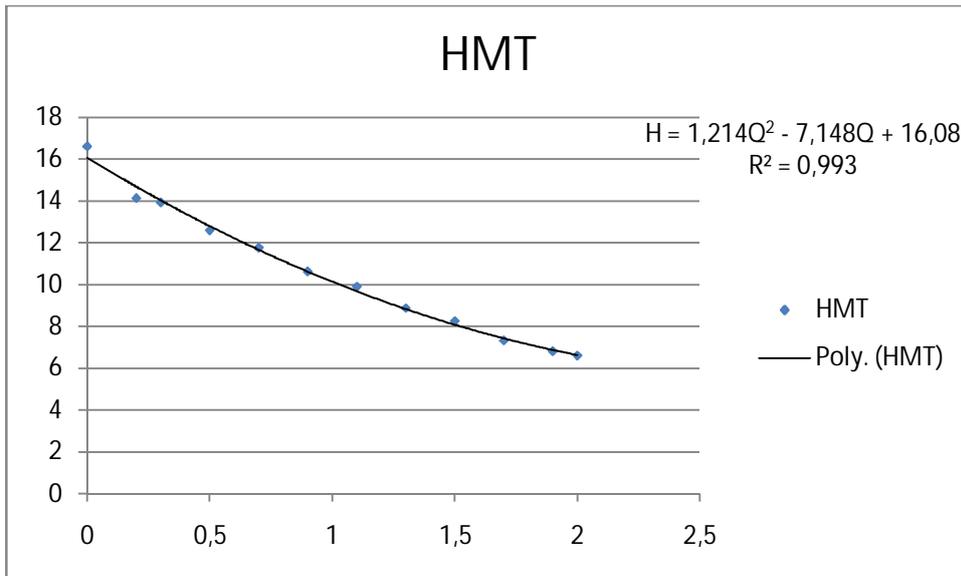
- **Courbe caractéristique: N.P.S.H = f(Q) pour h=0,56m ; α=20°**



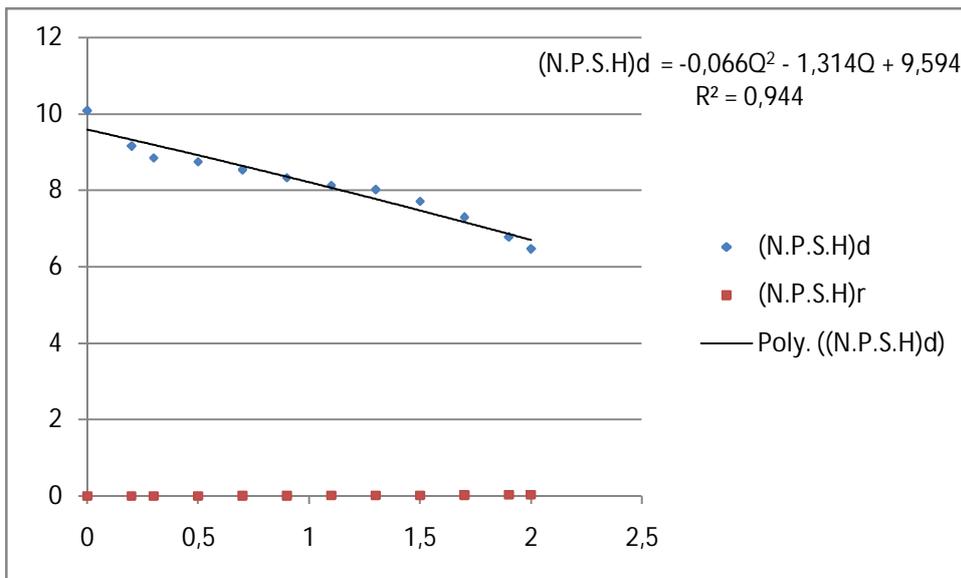
- **Courbe caractéristique: $P_{ab} = f(Q)$ pour $h=0,56m$; $\alpha=20^\circ$**



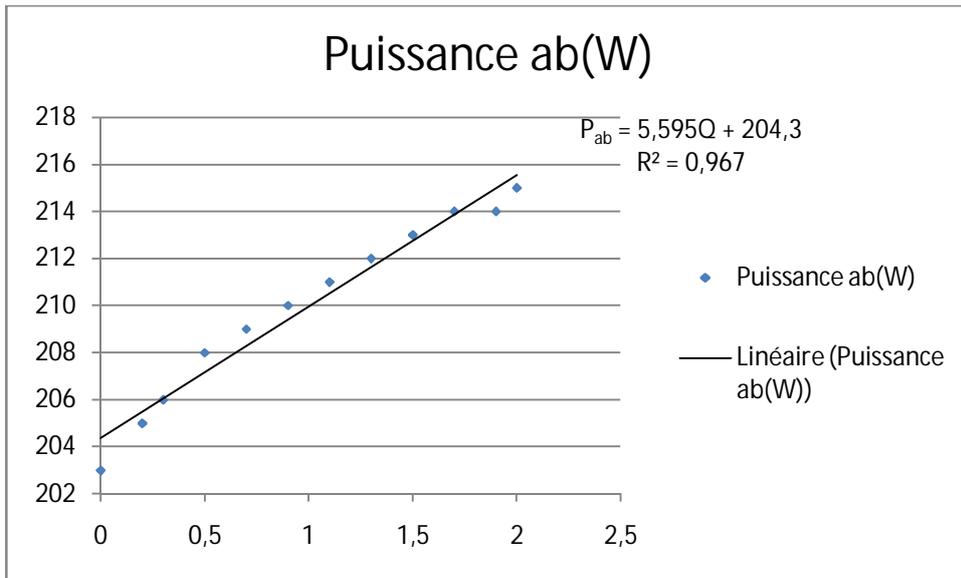
- **Courbe caractéristique: $\eta = f(Q)$ pour $h=0,56m$; $\alpha=20^\circ$**



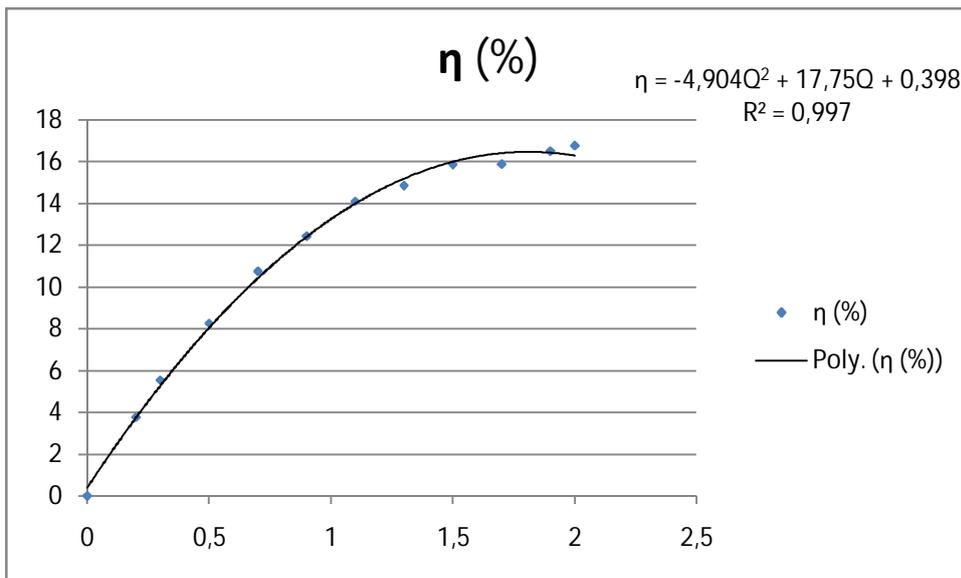
- **Courbe caractéristique: $HMT = f(Q)$ pour $h=0,56m$; $\alpha=40^\circ$**



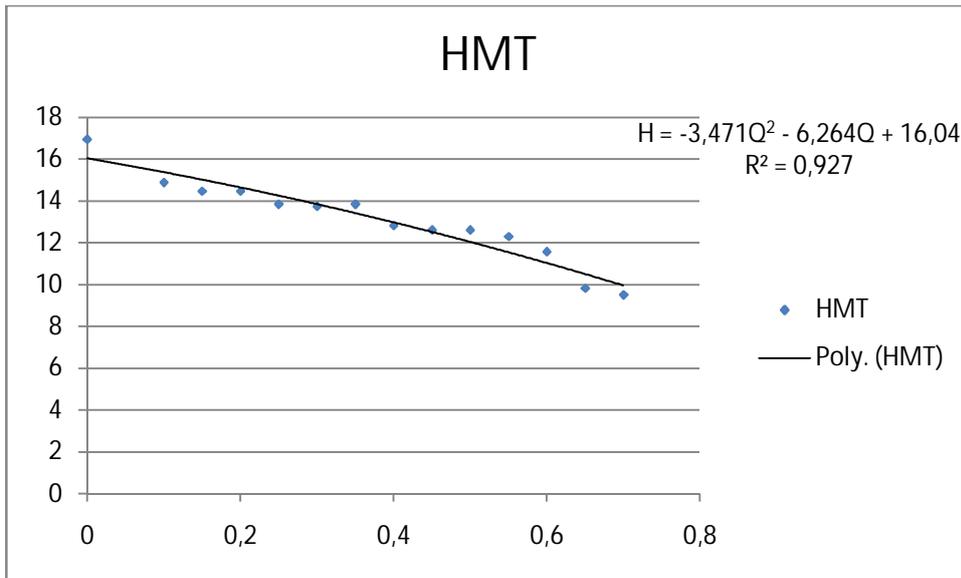
- **Courbe caractéristique: $N.P.S.H = f(Q)$ pour $h=0,56m$; $\alpha=40^\circ$**



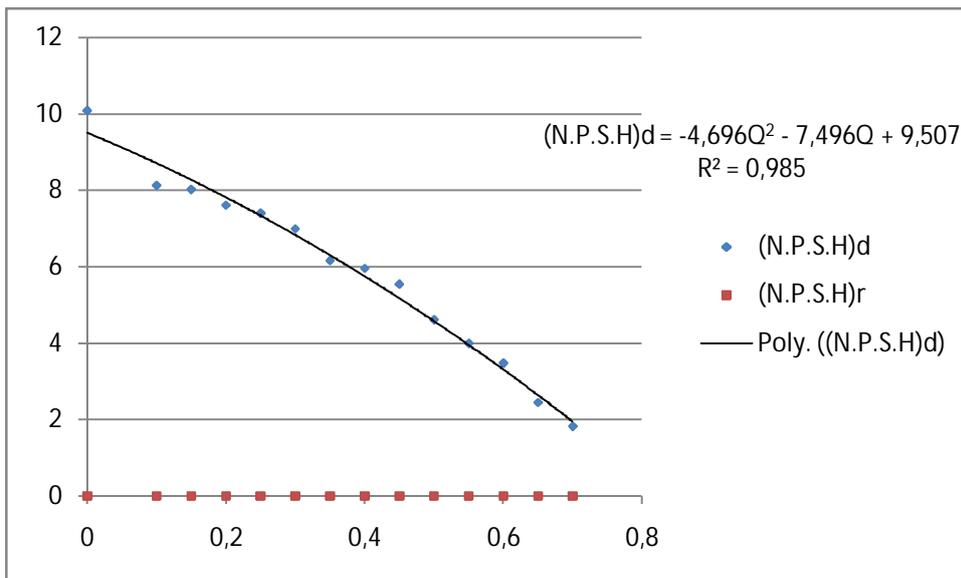
- **Courbe caractéristique: $P_{ab} = f(Q)$ pour $h=0,56m$; $\alpha=40^\circ$**



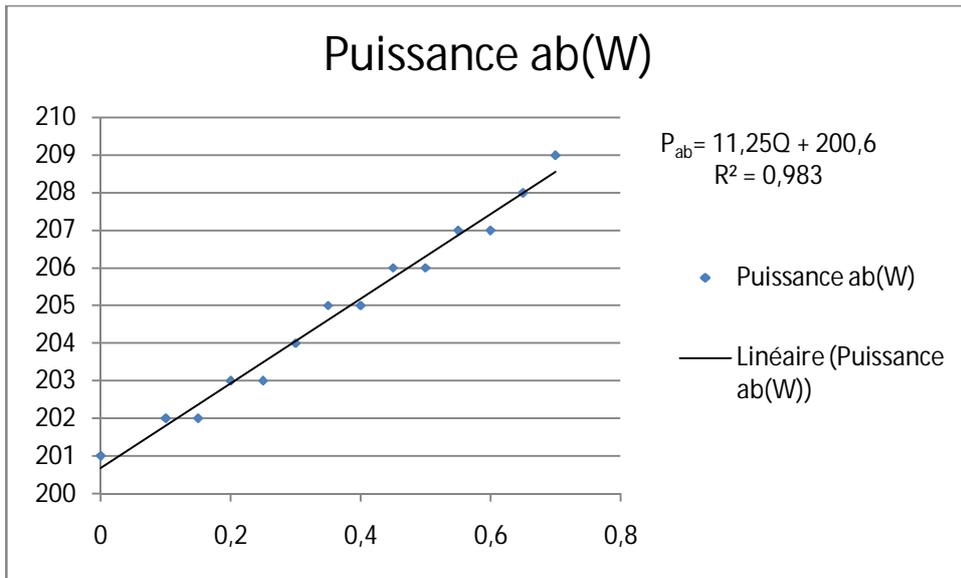
- **Courbe caractéristique: $\eta = f(Q)$ pour $h=0,56m$; $\alpha=40^\circ$**



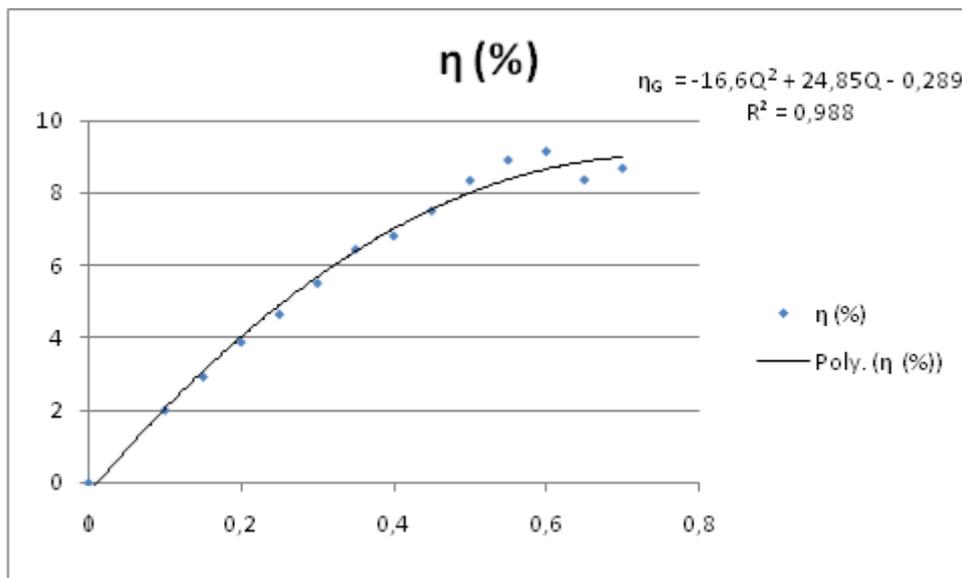
- **Courbe caractéristique: HMT = f(Q) pour h=0,56m ; α=60°**



- **Courbe caractéristique: N.P.S.H = f(Q) pour h=0,56m ; α=60°**



- **Courbe caractéristique: $P_{ab} = f(Q)$ pour $h=0,56m$; $\alpha=60^\circ$**



- **Courbe caractéristique: $\eta = f(Q)$ pour $h=0,56m$; $\alpha=60^\circ$**

5.1.2. Tendances des courbes expérimentales :

Les résultats des tableaux précédents permettent de visualiser l'ensemble des courbes caractéristiques obtenues expérimentalement.

Pour avoir le modèle représentant la variation des caractéristiques de la pompe en fonction du débit, il est nécessaire de déterminer les tendances des courbes expérimentales représentées par des nuages de points.

Après plusieurs essais, toutes les courbes des caractéristiques suivantes :

- La charge nette à l'aspiration en fonction du débit :

$$\text{N.P.S.H} = f(Q_v);$$

- La hauteur manométrique totale en fonction du débit volumique :

$$\text{HMT} = f(Q_v);$$

- Le rendement global : $\eta_G = f(Q_v)$;

Ont une tendance du type polynomial dont l'équation est de la forme suivante :

$$Y = A + B_1 X + B_2 X^2 \quad (5.1) \text{ avec}$$

Y: Caractéristique à étudier.

X : Variable de la caractéristique correspondante au débit.

Les constantes A, B₁, B₂ sont obtenues à partir des résultats expérimentaux.

Chaque courbe de tendance a un coefficient de corrélation R.

Par contre : la puissance absorbée par la pompe en fonction de débit :

$$P_{ab} = f(Q_v);$$

Et, après plusieurs essais, nous avons remarqué que cette courbe a aussi une régression du type linéaire dont l'équation est de la forme :

$$Y = A + B X \quad (5.2)$$

Cette tendance a un coefficient de corrélation R.

En prenant l'exemple de la première manipulation correspondant à la hauteur d'aspiration $h=0.25\text{m}$ et la vanne ouverte, les courbes de tendance de type polynomial sont données comme suit :

- N.P.S.H = $f(Q_v)$: $\text{N.P.S.H} = 9.610 - 0.082 Q - 0.102 Q^2$; $R = 0.986$.

- H.M.T = $f(Q_v)$ dont l'équation de la régression est :

$$H = 15.87 - 6.817 Q + 1.073 Q^2 ; R = 0.988.$$

- $\eta_G = f(Q_v) : \eta_G = 0.834 + 15.80Q - 3.775 Q^2 ; R=0.988.$

Et celles de type linéaire sont donnée par :

- $P_{ab} = f(Q_v) : P_{ab} = 201.8 + 7.011Q ; R = 0.994.$

Les autres tendances avec leurs corrélations correspondant aux différentes hauteurs H et différents angles, sont données avec les courbes caractéristiques expérimentales.

5.1.3. Synthèses et interprétation des résultats :

A partir des résultats expérimentaux obtenus et graphes établis, nous pouvons dégager les observations et conclusions suivantes :

Les courbes principales qui caractérisent une pompe centrifuge et qui expriment ses performances, sont, pour une vitesse de rotation donnée, au nombre de trois :

- **La courbe hauteur - débit**, ou courbe $H = f(Q)$ traduit les variations de la hauteur totale d'élévation (H.M.T) en fonction du débit ainsi que de la vitesse de rotation de l'arbre - moteur de la pompe.

La courbe de la caractéristique $H = f(Q)$ coupe l'axe des hauteurs en un point correspondant à débit nul ou " hauteur de barbotage " et à une allure générale tombante qui s'adapte à une régression du type polynomial dont le coefficient de corrélation R allant de 0.927 à 0.993.

Conclusion :

En effet, on constate que la hauteur manométrique totale (H.M.T) est d'autant plus importante que le débit est faible, en augmentant le débit, la hauteur manométrique diminue jusqu'à une valeur H_{min} pour un débit Q_{max} (robinet vanne complètement ouvert).

- **La courbe des puissances absorbées pour les différents débits :**

Représentent l'évolution de la consommation de la puissance par la pompe en fonction du débit. On constate que pour un débit nul la puissance absorbée est égale à une certaine valeur P_{abs} ($P_{abs} \neq 0$) ; en augmentant le débit, la puissance absorbée augmente jusqu'à qu'elle atteigne une valeur maximale pour un Q_{max} .

On doit noter que la courbe de puissance consommée en fonction du débit est généralement croissante pour une pompe centrifuge.

L'allure des courbes de puissance s'adapte à une régression du type linéaire dont le coefficient de corrélation varie de 0.962 à 0.994.

Conclusion :

On constate en effet expérimentalement que la puissance absorbée à débit nul n'est pas nulle, mais garde une valeur finie. Pour un débit donné, elle permet de connaître le coût de fonctionnement de la pompe.

•La courbe du rendement global pour les différents débits

Représente l'évolution du rendement de la pompe en fonction du débit. On constate que pour un débit nul le rendement est nul ; en augmentant le débit le rendement augmente jusqu'à qu'il atteint une valeur maximale (η_{\max}) pour un Q nom, puis la valeur baisse jusqu'à une valeur η pour un Q max.

Cette courbe présente un maximum pour une certaine valeur du débit. Elle passe par l'origine, puisque pour un débit nul ($Q = 0$), le rendement est nul.

On remarque que le rendement est maximal en un point généralement différent de celui de la puissance absorbée maximale.

La tendance du rendement étant du type polynomial dont le coefficient de corrélation varie de 0.988 à 0.998.

Conclusion :

En effet, on constate que le rendement global η , est maximal, pour une valeur du débit correspondant à la plage de fonctionnement optimal.

On constate que les valeurs du rendement sont très faibles à cause des faibles débits prélevés par le rotamètre.

En plus des caractéristiques principales, nous nous sommes intéressés à déterminer d'autres types de caractéristiques complémentaires obtenues à partir des résultats des essais et qui sont données comme suit :

• La courbe de N.P.S.H en fonction du débit :

On observe sur les courbes représentatives des mesures réalisées que la charge nette à l'aspiration (N.P.S.H)_d varie en fonction du débit ainsi que de la hauteur d'aspiration et l'angle d'ouverture de la vanne d'aspiration.

Dans tous les cas pour obtenir un fonctionnement correct de la pompe, on doit avoir $(N.P.S.H)_d > (N.P.S.H)_r$.

Les marges de sécurité les plus répandues sont $N.P.S.H_d - N.P.S.H_r = 0.5$ m ou 1 m.

La tendance de cette caractéristique s'adapte à une régression du type polynomial dont le coefficient de corrélation varie de 0.917 à 0.996.

Conclusion :

En effet, on constate que la charge nette à l'aspiration est d'autant plus importante que le débit est élevé, ainsi que de la hauteur d'aspiration et l'angle d'ouverture de la vanne d'aspiration sont grands.

Conclusion

CONCLUSION GENERALE :

Dans ce présent travail, nous avons étudié les caractéristiques d'écoulement dans une pompe centrifuge du point de vue théorique et pratique.

Dans la première partie, nous nous sommes intéressés à la théorie des pompes centrifuges qui est basée sur l'équation fondamentale des turbopompes (équation d'EULER) d'où découlent les lois de la similitude et du rognage.

En ce qui concerne la partie expérimentale, elle a été réalisée sur le banc d'une pompe centrifuge installé au laboratoire des pompes et stations de pompage du département d'hydraulique de la faculté de technologie.

Les résultats des essais effectués ont permis de dégager les remarques et conclusions dont les plus importantes sont :

Les performances d'une pompe centrifuge sont décrites par trois courbes caractéristiques en fonction du débit volumique; qui sont la hauteur manométrique totale (HMT), la puissance absorbée et le rendement global.

- La hauteur manométrique totale (HMT) est d'autant plus importante que le débit est faible et que la vitesse de rotation est élevée.
- La puissance absorbée diminue en fonction de la diminution du débit. On constate aussi qu'au débit nul, la puissance absorbée garde une valeur finie.
- Le rendement global est maximal pour une valeur de débits correspondant à la plage de fonctionnement optimal.

D'autre part, les courbes de la hauteur manométrique totale, de la puissance fournie, du rendement global et de la charge nette à l'aspiration s'adaptent à une régression polynomiale dont le coefficient de corrélation (R) est égal à 0.99.

- Dans le cas de l'étude de la similitude, les rapports des débits, des hauteurs et des puissances sont proportionnels aux rapports de différentes vitesses de rotation considérées avec des exposants correspondants.
- Pour un taux de rognage de 9.6 %, nous avons constaté une légère différence entre les différents rapports des hauteurs et des puissances ; cette différence est due essentiellement aux incertitudes des mesures lors des essais.
- Les courbes obtenues (HMT, NPSH) ont la même allure que celles données par le constructeur.

Enfin, nous pouvons dire que ce présent travail nous a été très avantageux sur les deux côtés (théorique et expérimental) et nous offre une vision exhaustive sur la recherche expérimentale.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES :

[1] DUPONT .A, 1969 « Hydraulique urbaine, Ouvrages de transport-élévation et distribution des eaux », tome II, Ed. Eyrolles, Paris.

[2] JEAN LAPRAY .F, 2002 « Technique de l'ingénieur », machine hydraulique et thermique. Edition PYC. France.

[3] CARLIER.M, GARNIER.B, 1982 « les stations de pompage d'eau » Ed. Eyrolles. Paris.

[4] LE LEC.P, 1966 « Transport des fluides pompes», Université de Nancy .36p.

[5] DUPONT, A., 1988 « Hydraulique urbaine ». tome2: Ouvrages de transport - Elévation et distribution des eaux 6^{ed}. Ed .Eyrolles. Paris 477p.

[6] LENCASTRE, A, 1996 « hydraulique générale ». Ed. EYROLLES. Paris.

[7] LEBLOND.A, Décembre 1966 : « Hydraulique Notions simples sur les pertes de charge ». Ecole nationale supérieur du pétrole et des moteurs. Paris.

[8] Econologie, 2005, « Pompe centrifuge »,

<<http://www.econologie.info/share/partager3/1316772563esXgEb.pdf>>.

Consulté le (19/11/2012).

[9] WARD .D, 2002, « Pompes et amorceurs », Centre de Secours de Divonne-les Bains.Ed.Eyrolles.Paris.

[10] ALOUI .F, 2001, « Cours & TP en Ligne ». Université de Nantes [en ligne], Nantes France, < http://www.sciences.univ-nantes.fr/sites/fethi_aloui/>.

Consulté le (19/11/2012).

[11] LAUNAY .J, et PERROTIN .G, « Stations de pompage, Liquides à pression moyenne », Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique. Edition PYC. France.

[12] THERMEXCEL, 2004, « Dimensionnement pompes »,

<http://www.thermexcel.com/french/ressourc/mot_pump.htm>. Consulté le (19/11/2012).

[13] TERRIEZ. JM, « Cours de mécanique de fluide » [en ligne], Grenoble France, <http://iut-tice.uif-grenoble.fr/tice-espaces/gmp/fp/Cours/FL_CH6.pdf>

consulté le [19/11/2012).

[14] POULAIN, J.; LAPRAY, J-F., 2000 « techniques de l'ingénieur », traité génie mécanique. B4 300-1 à 11 ; B4 302 -1 à 24; B4 304-1 à 23; B4 306-1 à 10; B4 308-1 à 16; B4 313-1 à 16.Edition PYC. France.

[15] BONNIN, J., 1977 « hydrauliques urbaines appliquées aux agglomérations de petite et moyenne importance ». Ed. EYROLLES. Paris 219p.

[16] AGHTM, 1991 « Les stations de pompages d'eau ». 4^eed. Ed. LAVOISIER -TEC& DOC. Paris 453p.

[17] : STEPANOFF,A-J,1961, « pompe centrifuges et pompes hélices ». Edition PYC. France.

[18]: LENCASTRE .A. 1999« hydraulique générale », .ED Eyrolles. Paris.

[19] : GHERNAOUT.R 2000 « Contribution à l'étude des pertes de pression dans les conduites en charge ». (MDF ENSH .France).

[20] VALIBOUSE, B. ,1991, Hydrauliques - Conduites et pompes. (Circuits hydrauliques) - L'essentiel, Ed EIER,.France. 106p.

Résumé

- L'écoulement dans les conduites d'aspiration peut provoquer des nuisances pour la pompe dans le cas d'un montage en aspiration, si la hauteur de l'installation est mal étudiée ou si les pertes de charge dans la conduite augmentent.
- Notre travail expérimental comporte sur l'étude d'un écoulement dans une conduite d'aspiration d'une pompe centrifuge existante au laboratoire des pompes et station de pompes du département d'hydraulique de la faculté de technologie.
- Au cours des mesures, nous avons relevé les différents résultats des hauteurs, des puissances et des rendements, en fonction des débits, en fonction ou la variation de la hauteur d'installation et des ouvertures de la vanne d'aspiration afin de mettre l'influence de la perte de charge sur les caractéristiques de la conduite d'aspiration. les résultats obtenus donnent une bonne concordance entre les allures des courbes théoriques et expérimentales.

Abstract

The flow in the suction can cause disturbances to the pump in the case of a suction mount, if the height of the system is poorly designed or if the losses in the line increase.

Our experimental work involves the study of flow in a suction centrifugal pump in an existing laboratory pumps and pumping station of the water department of the faculty of technology driven.

During the measurements, we found different results heights, power and performance, according to the flows in function or change the installation height and openings of the suction valve to turn the influence of the pressure drop characteristics of the suction line. results give a good agreement between the shapes of the theoretical and experimental curves.

ملخص

- جريان الماء في أنابيب الامتصاص للمضخات النابذة يمكن أن يسبب إزعاجات للمضخة في حالة تركيب امتصاص غير مدروس.
- يحتوي هذا العمل التجريبي على دراسة تدفق الماء في أنبوب امتصاص لمضخة نابذة موجودة بمخبر المضخات و محطات الضخ بقسم الري بكلية التكنولوجيا.
- من خلال القياسات قمنا بتسجيل مختلف النتائج (الارتفاع ، الاستطاعة ، و المردود) حسب التدفق و حسب تغيرات ارتفاع الامتصاص و فتحة صمام الامتصاص. النتائج المحصل عليها تبين تناسق بين المنحنيات النظرية و التجريبية.