

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT  
SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE  
SCIENTIFIQUE



**Université Dr. MOULAY Tahar- Saida**



Faculté de la Technologie

Département de Génie Civil & Hydraulique

Filière : Hydraulique

## **Pompe de surface à axe horizontal**

POLYCOPIE ETABLI PAR :

YLES FOUAD

DOCTEUR EN HYDRAULIQUE

ANNEE UNIVERSITAIRE 2015/2016

## ***PREAMBULE***

Ce manuel que je mets gracieusement à la disposition des étudiants désirant faire carrière en hydraulique, constitue le fondement des cours dispensés dans le département d'hydraulique (université de Saida) et ce depuis plus de 27 années d'enseignement. Ces cours ont permis d'orienter puis de former des générations d'ingénieurs dont certains exercent aujourd'hui dans le secteur de l'hydraulique, (direction d'hydraulique, agences des ressources en eau...etc) et à des postes de responsabilité divers.

Le manuel que je présente apporte un enseignement précieux, puisque il ne néglige aucun aspect de ce vaste sujet qu'est le pompage de surface. On trouvera tout d'abord une description des éléments constituant les pompes centrifuges à axe horizontal, puis en second lieu le domaine de fonctionnement des pompes dans un circuit hydraulique.

Ce polycopie qui se caractérise par son caractère pédagogique et son aspect pratique, s'adresse à tous les usagers et utilisateurs des pompes et station de pompage, qui nous l'espérons, trouveront en ce manuel un guide pratique et un outil qui les accompagnent le long de leur carrière professionnelle.

Enfin, je tiens à remercier mes collègues enseignants du conseil scientifique du département d'hydraulique et de la faculté de technologie de l'université de Saida, pour avoir accepté sans hésitation et malgré leurs lourdes charges, de juger ce travail.

# SOMMAIRE

I.	Introduction.....	1
II.	Historique des pompes centrifuges.....	1
III.	Définition et classification des pompes.....	2
III.1	Description des pompes centrifuges.....	2
III.1.1	Pompes centrifuges.....	3
III.1.2	Pompes à hélices ou hélicoïde.....	3
III.1.3	Pompes hélico-centrifuges.....	3
III.2	Mode de fonctionnement.....	4
III.3	Classification des pompes centrifuges.....	4
III.4	Domaines d'utilisations.....	4
IV.	Théorie des pompes centrifuges.....	5
IV.1	Caractéristiques d'une pompe centrifuge.....	5
IV.1.1	Courbe hauteur-débit.....	5
IV.1.2	Courbe puissance-débit.....	5
IV.1.3	Courbe rendement-débit.....	6
V.	Diagramme des vitesses dans une pompe centrifuge.....	6
V.1	Choix des pompes principales.....	8
V.2	Détermination de la hauteur manométrique totale.....	8
V.3	Expression de la puissance absorbée par une pompe.....	10
V.4	Conditions nécessaires pour le choix des pompes principales.....	10
V.5	Détermination du point de fonctionnement d'une pompe en service sur un réseau hydraulique.....	10
V.6	Sens physique du point de fonctionnement.....	12
VI.	Méthodes de réglage de débit.....	12
VI.1	Vannage sur le refoulement.....	12
VI.2	Rognage des roues.....	12
VI.3	Changement de la vitesse de rotation.....	12
VI.4	By-pass.....	12
VII.	Lois de similitudes.....	13
VII.1	Modifications susceptibles d'être apportées à une pompe centrifuge.....	13
VII.2	Influence de la vitesse de rotation sur les conditions de fonctionnement d'une pompe.....	14
VIII.	Etude de la cavitation des pompes.....	15
VIII.1	Aspiration des pompes à aubes.....	15

VIII.1.1	Aspiration en dépression.....	15
VIII.2	Cavitation des pompes.....	16
VIII.2.1	Définition.....	16
VIII.2.2	Effets de la cavitation.....	16
VIII.2.3	Types de cavitation.....	16
VIII.2.3.1	Cavitation à bulles séparées.....	16
VIII.2.3.2	Cavitation à poches.....	16
VIII.2.3.3	Cavitation de mélange.....	16
VIII.2.4	Aspect physique de la cavitation.....	16
VIII.2.4.1	N.P.S.H <sub>disponible</sub> .....	17
	a) Aspiration en dépression.....	17
	b) Aspiration en charge .....	18
VIII.2.4.2	N.P.S.H <sub>requis</sub> .....	19
VIII.2.5	Vitesse spécifique d'une pompe centrifuge.....	19
VIII.2.6	Relation entre vitesse spécifique et le N.P.S.H <sub>requis</sub> .....	19
VIII.3	Interprétation graphique du N.P.S.H.....	20
IX.	Régulation du fonctionnement d'une station de pompage automatisé.....	21
IX.1	Régulation par détection de la côte du plan d'eau à surface libre.....	21
IX.2	Détermination des caractéristiques du réservoir.....	21
IX.3	Régulation par détection de la pression.....	22
	Exercices d'applications.....	25
	Références bibliographiques.....	28

## I. Introduction

L'eau a eu toujours de l'importance dans la vie (...est fait de l'eau toute chose vivante... « verset 30 Al-anbiya »), elle a incité l'homme à réaliser des machines qui permettaient son extraction, sa transformation et son transfert.

L'Algérie possède de grandes ressources hydrauliques (oueds, nappes phréatiques, mer,...) qui offrent de multiples possibilités d'utilisation (industrie, hydroélectricité, irrigation, eau potable, tourisme, loisir,...). Elle doit également faire face à une consommation d'eau annuelle croissante, pour ses différents besoins. L'exploitation de ces ressources nécessite aujourd'hui des installations de grande taille, pour l'extraction, la transformation et le transfert des eaux de différent point.

## II. Historique des pompes centrifuges

Les pompes centrifuges à aubes font partie des machines complexes jamais construites, dont le développement est accéléré durant les 60 dernière années. Le premier dispositif censé avoir fonctionné comme une roue centrifuge a été découvert à San Domingos au Portugal. C'est une roue avec 10 aubes en bois à double courbure, elle date approximativement du cinquième siècle (Engeda 1998). Au 16ème siècle, des ventilateurs centrifuges avaient été utilisés pour la ventilation des mines. Il est admis que l'origine de la roue à aubes centrifuges est attribuée au physicien et inventeur français Denis Papin en 1689. Sa contribution se situe dans la compréhension du concept de créer, à l'aide d'un aubage, un vortex dans une enveloppe circulaire ou spirale. Le mathématicien Leonhard Euler a présenté dans une mémoire en 1754 une application théorique de la loi de Newton dans le cas de la roue centrifuge à aubes. Cette application théorique est à l'origine de ce qui est maintenant universelle connu comme équation d'Euler. La publication de son équation a stimulé le développement des turbines hydrauliques au 18<sup>ème</sup> siècle. Juste avant la publication d'Euler, John Smeaton a présenté en 1752 l'utilisation des modèles dans l'étude de turbomachine. La commercialisation en 1818 de pompe centrifuge par un fabricant de pompes du Massachussets aux Etats-Unis représenté un tournant dans l'histoire des roues centrifuges. La pompe du Massachussets conçue selon la théorie de Papin, avait une roue ouverte avec des aubes tangentielles droites tournant dans une enveloppe de section rectangulaire loin de ressembler aux volutes actuelles. Après la théorie de Papin, Combos a présenté en 1838 un travail traitant les aubes incurvée et l'effet de la courbure, qui s'est plus tard avéré être un facteur important dans le développement de roue centrifuge. En 1839 W. Andrews a présente l'enveloppe volute appropriée et en 1846, il a utilisé une roue à aubes entièrement enveloppée. James Thomson, en 1850, a suggéré l'utilisation d'une chambre de tourbillon, qui a permis à la pompe centrifuge en un seul étage d'être utilisée économiquement pour des hauteurs

d'aspiration plus élevées. La première étude complète de l'écoulement dans une roue aubée est celle de K.Fischer et D.Thoma, 1932.

### III. Définition et classification des pompes

Les pompes sont des appareils hydrauliques qui servent à transformer l'énergie mécanique en énergie d'un fluide, à l'aide d'un mouvement de rotation continue. Il existe un très grand nombre de type de pompes. Ces différents types se divisent en trois grandes catégories : pompes centrifuges, pompe à hélices ou hélicoïde et les pompes hélico-centrifuge [1].

#### III.1 Description des pompes centrifuges.

Les organes essentiels d'une pompe centrifuge sont représentés dans la figure 1.

- Le distributeur A, tuyau étanche acheminant l'eau depuis le lieu de puisage, jusqu'à l'entrée dans la roue O appelé « Ouie ».
- Une roue mobile R ou rotor, clavetté sur l'arbre de rotation et munie d'aubes sur son pourtour.
- Le diffuseur, c'est une roue fixe munie d'aubes dont les courbures sont inverses à celles du rotor.
- La volute ou le corps de la pompe, c'est un corps en forme de spirale, il enveloppe tous les organes de la pompe

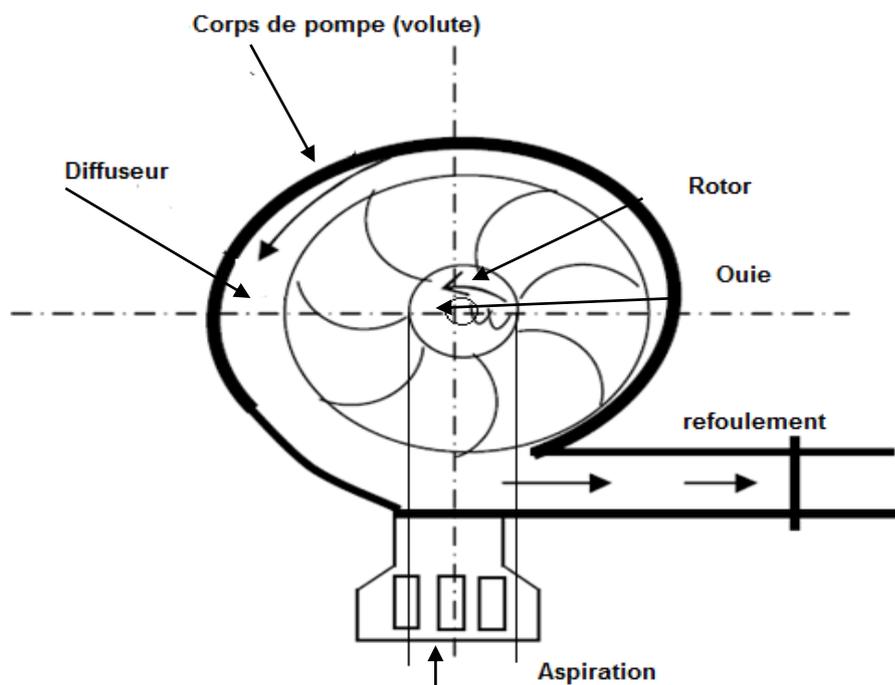


Figure 1. Schéma d'une pompe centrifuge

Le rotor communique au liquide un mouvement de rotation par l'intermédiaire d'aubes ou d'ailettes et qui est fixé sur un arbre supporté par des paliers et couplé au moteur au moyen d'un dispositif

rigide ou flexible. Le corps de pompe dont le rôle est de diriger le liquide en lui donnant un accroissement de pression, comprenant des orifices d'aspiration et de refoulement et il supporte des paliers et sert d'habitacle pour l'équipage mobile [2]. Ces définitions sont communes pour trois grandes classes de pompes.

### III.1.1 Pompes centrifuges

Le rotor entraîne dans son mouvement un liquide qui est rejeté à la périphérie par la force centrifuge. Une particule du liquide prise isolément suit une trajectoire constamment située dans un plan perpendiculaire à l'axe de rotation. Dans ce cas la vitesse de sortie de l'eau est perpendiculaire à l'axe de la pompe.

### III.1.2 Pompes à hélices ou hélicoïde

Le liquide est entraîné dans un mouvement de rotation par l'équipage mobile est rejeté axialement, la trajectoire d'une particule de liquide est entièrement située sur un cylindre de révolution. La vitesse de l'eau devient parallèle à l'axe.

### III.1.3 Pompes hélico-centrifuges

Ce type est intermédiaire entre les deux précédents. Le flux résulte de la composition des flux axial et radial, la trajectoire d'une particule de liquide est une courbe tracée sur un cône de révolution. La vitesse de l'eau à la sortie des aubes est inclinée par rapport à l'axe [3].

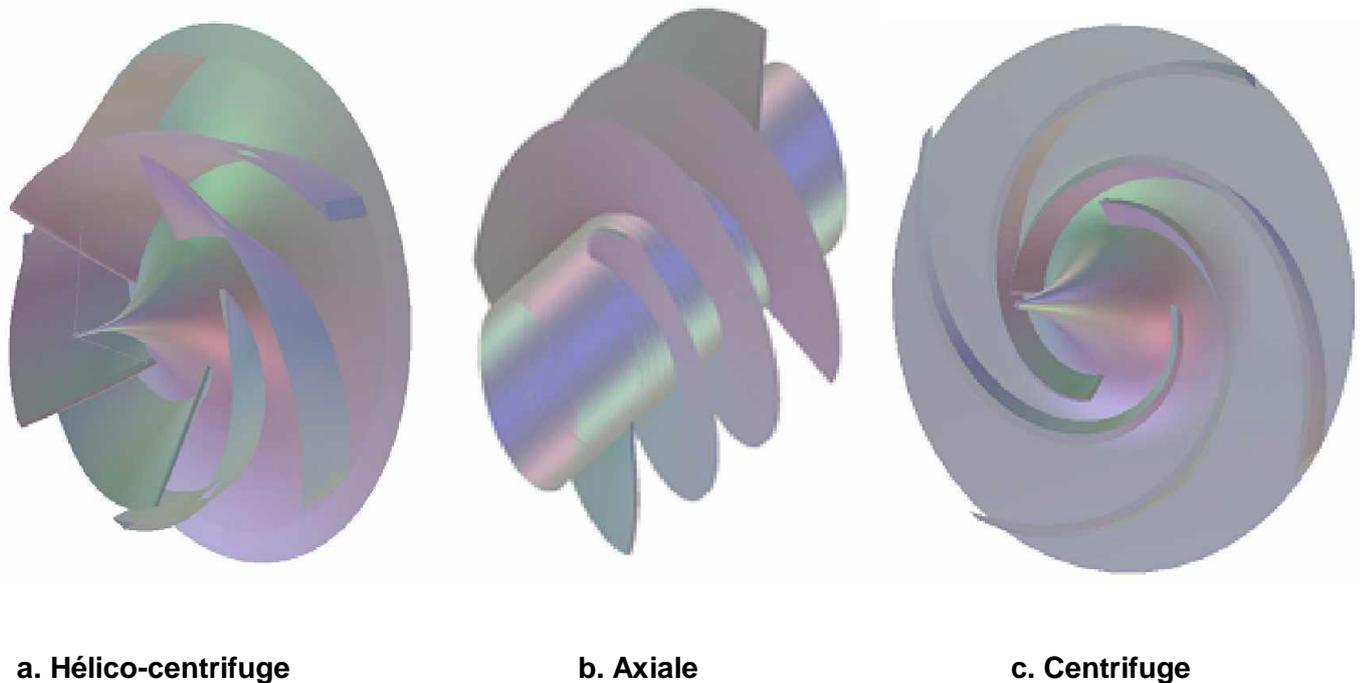


Figure 2. Différentes formes des aubes de la roue de pompe centrifuge



- Industrie hydrocarbure (production du pétrole)
- Transport des hydrocarbures liquides
- Industrie de traitement des hydrocarbures.

## IV. Théorie des pompes centrifuges

Les pompes centrifuges font partie des machines hydrauliques qui transforment l'énergie mécanique fournie par le moteur d'entraînement, en énergie de fluide ou hydraulique.

### IV.1 Caractéristiques d'une pompe centrifuge.

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

#### IV.1.1 Courbe hauteur-débit.

La courbe Q-H, exprime les variations de différentes hauteurs de relèvement en fonction du débit. la courbe résultante Q-H sera donc une parabole. Le point A, de rencontre de la courbe Q-H avec l'axe des ordonnées est le point à débit nul, on l'appelle le point de barbotage (figure 4).

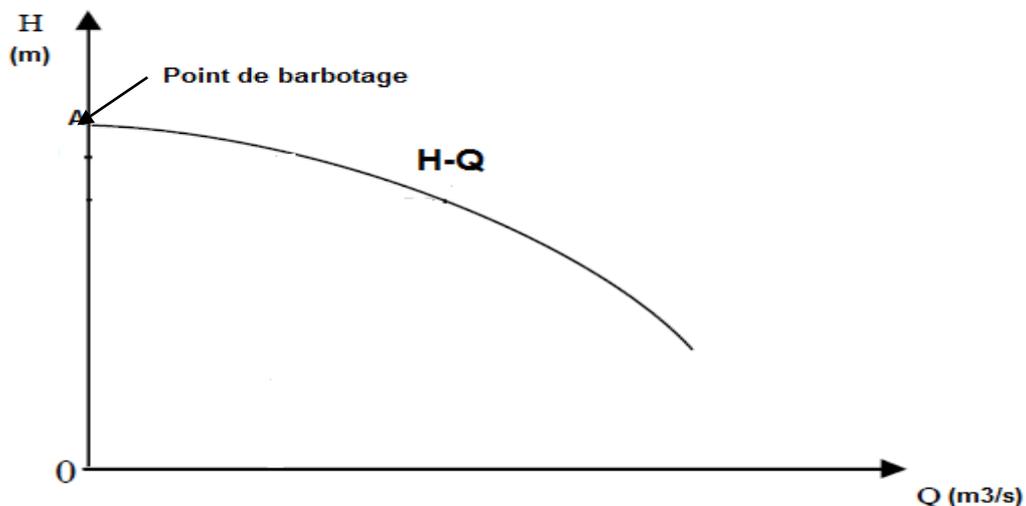


Figure 4. Courbe des hauteurs en fonction du débit

**N.B** Le barbotage est un point caractéristique de la pompe il correspond à une hauteur max et un débit  $Q = 0$

#### IV.1.2 Courbe puissance-débit.

Les puissances absorbées pour les différents débits, est une branche de parabole, dont la concavité de la courbe est tournée vers le haut (figure 5).

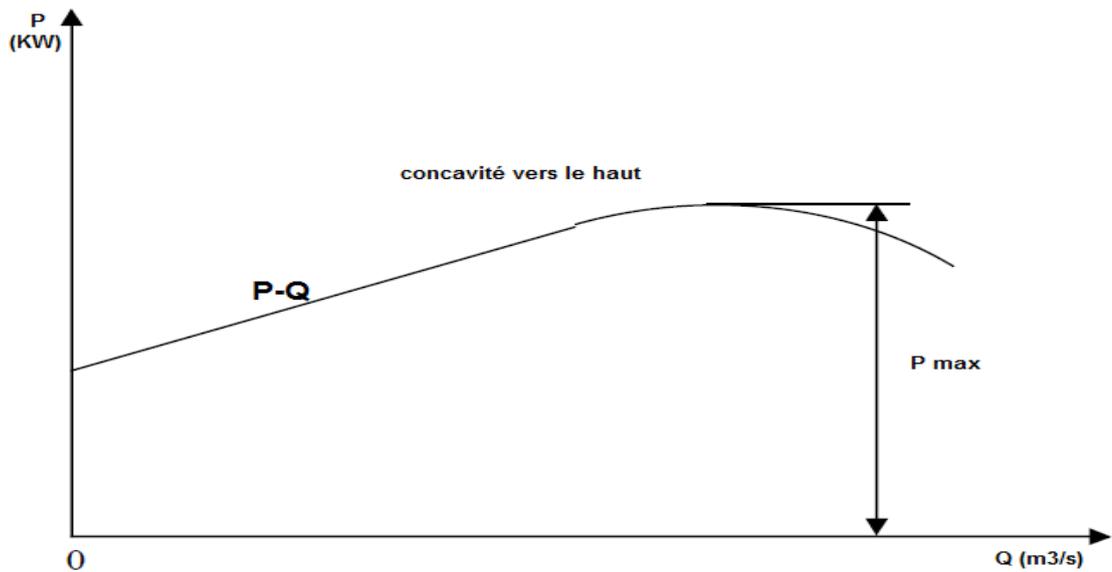


Figure 5. Courbe des puissances en fonction des débits

#### IV.1.3 Courbe rendement-débit.

Pour différents débits, cette caractéristique présente un maximum, pour une certaine valeur de débit, elle passe par l'origine, puisque pour un débit  $Q=0$ , le rendement  $\eta = 0$ , (figure 6)

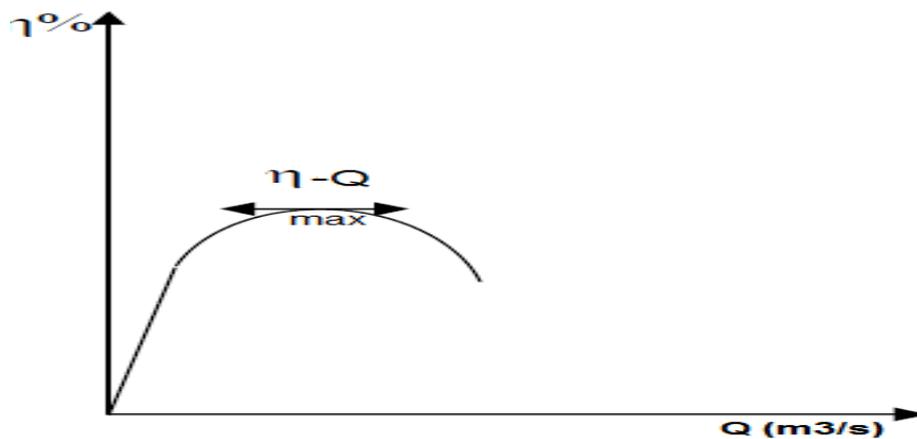
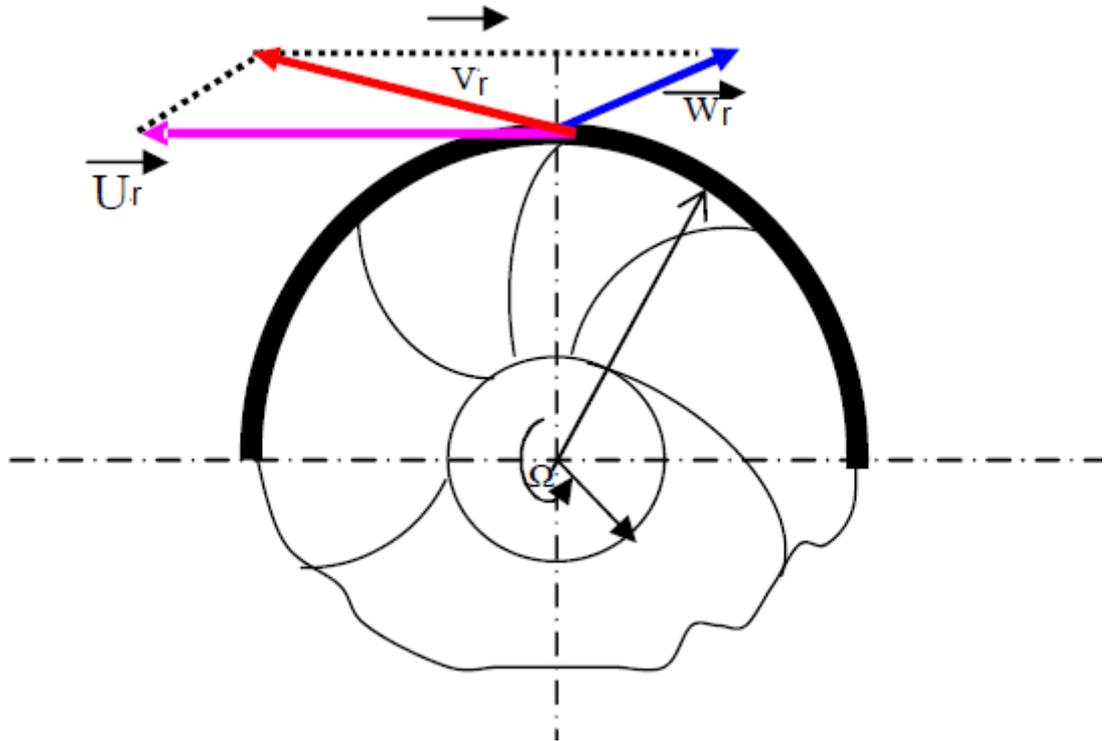


Figure 6. Courbe des rendements en fonction des débits

### V. Diagramme des vitesses dans une pompe centrifuge

Considérons les phénomènes d'écoulement dans le canal entre deux aubes consécutives d'une roue tournant à une vitesse angulaire constante  $W$ . L'écoulement absolu dans la roue est un mouvement périodiquement variable, tandis l'écoulement rapporté à la roue est un mouvement à symétrie de révolution par rapport à l'axe [5].



**Figure 7. Diagramme des vitesses pour une roue de pompe centrifuge.**

Pour une position  $r$  d'une particule fluide (Figure 7), on définit :

$\vec{V}_r$  : Le vecteur vitesse absolue

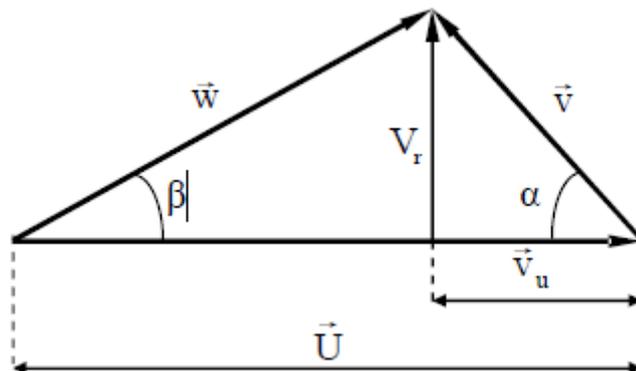
$\vec{U}_r$  : Le vecteur vitesse tangentielle

$\vec{W}_r$  : Le vecteur vitesse relative

D'après la figure 7, on peut écrire la relation vectorielle suivante :

$$\vec{V} = \vec{U} + \vec{W} \quad (1)$$

D'où l'on peut constituer le triangle de vitesse (Figure 8).



**Figure 8. Triangle des vitesses**

On définit :

A partir du triangle de vitesse (Figure 8), on peut écrire les relations :

$$V_r = V \sin \alpha = W \sin \beta = V_u \operatorname{tg} \alpha = (U - V_u) \operatorname{tg} \beta \quad (2)$$

$V_r$  = Vitesse débitante ou méridienne qui est radiale ici (cas d'une roue radiale)

$$V_u = V \cos \alpha = U - W \cos \beta = V r / \operatorname{tg} \alpha \quad (3)$$

$V_u$  : composante tangentielle de la vitesse absolue.

$\alpha$  : Angle de vitesse absolue.

$\beta$  : Angle de vitesse relative.

### V.1 Choix des pompes principales

On choisit les pompes principales, seulement après avoir calculé la hauteur manométrique totale et le débit.

### V.2 Détermination de la hauteur manométrique totale.

Pour déterminer la hauteur manométrique totale, on utilise l'équation de Bernoulli entre les différentes sections.

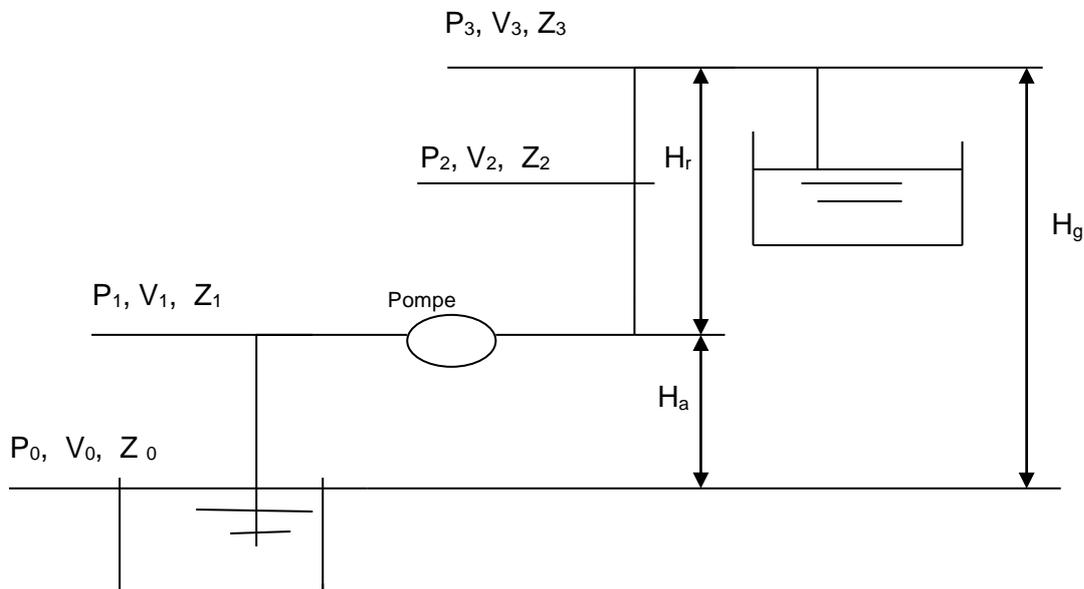


Figure 9. Schéma de calcul de la hauteur manométrique totale

$H_a$  : hauteur d'aspiration

$H_r$  : hauteur de refoulement

$H_g$  : hauteur géodésique

Considérons la section (0-0 et 1-1)

$$Z_0 + \frac{P_0}{W} + \frac{V_0^2}{2g} = Z_1 + \frac{P_1}{W} + \frac{V_1^2}{2g} + \Delta ha \quad (4)$$

Considérons la section (1-1 et 2-2)

$$Z_1 + \frac{P_1}{W} + \frac{V_1^2}{2g} + H = Z_2 + \frac{P_2}{W} + \frac{V_2^2}{2g} + \Delta hr \quad (5)$$

$\Delta hr$ ,  $\Delta ha$  : représente les pertes de charges à l'aspiration et au refoulement

Additionnons membre à membre les équations (4) et (5)

$$Z_0 + \frac{P_0}{W} + \frac{V_0^2}{2g} + H = Z_2 + \frac{P_2}{W} + \frac{V_2^2}{2g} + \Delta ha + \Delta hr$$

$$H = (Z_2 - Z_0) + \frac{P_2 - P_0}{W} + \frac{V_2^2 - V_0^2}{2g} + \Delta ha + \Delta hr \quad (6)$$

Considérons maintenant le plan (2-2) et (3-3)

$$Z_2 + \frac{P_2}{W} + \frac{V_2^2}{2g} = Z_3 + \frac{P_3}{W} + \frac{V_3^2}{2g} + \Delta hr$$

$$Z_3 - Z_2 + \frac{P_3 - P_2}{W} + \frac{V_3^2 - V_2^2}{2g} + \Delta hr = 0 \quad (7)$$

On additionne (6) et (7)

$$(Z_3 - Z_2) + (Z_2 - Z_0) + \frac{P_3 - P_2}{W} + \frac{P_2 - P_0}{W} + \frac{V_3^2 - V_2^2}{2g} + \frac{V_2^2 - V_0^2}{2g} + \Delta hr + \Delta ha - H = 0 \quad (8)$$

$$Z_3 - Z_0 + \frac{P_3 - P_0}{W} + \frac{V_3^2 - V_0^2}{2g} + \Delta hr + \Delta ha = H$$

$$P_3 = P_0 = P_{atm}$$

$$V_3 = V_0 = 0$$

$Z_3 - Z_0$  : Hauteur géodésique

$V_3$  et  $V_0$  : représentent les vitesses à l'arrivée et au départ

$\Delta ht$  : représente les pertes de charges à l'aspiration et au refoulement

$$H = H_g + \Delta h_t$$

### V.3 Expression de la puissance absorbée par une pompe.

La puissance absorbée par une pompe, c'est-à-dire la puissance nécessaire pour son entraînement mécanique. Elle s'exprime par la relation suivante [6].

$$P = \frac{9.81 \cdot Q \cdot H}{\eta}$$

P : Puissance absorbée exprimée en (Kw)

Q : Débit exprimé en (m<sup>3</sup>/s)

H : Hauteur manométrique totale (m)

$\eta$  : Rendement de la pompe (%)

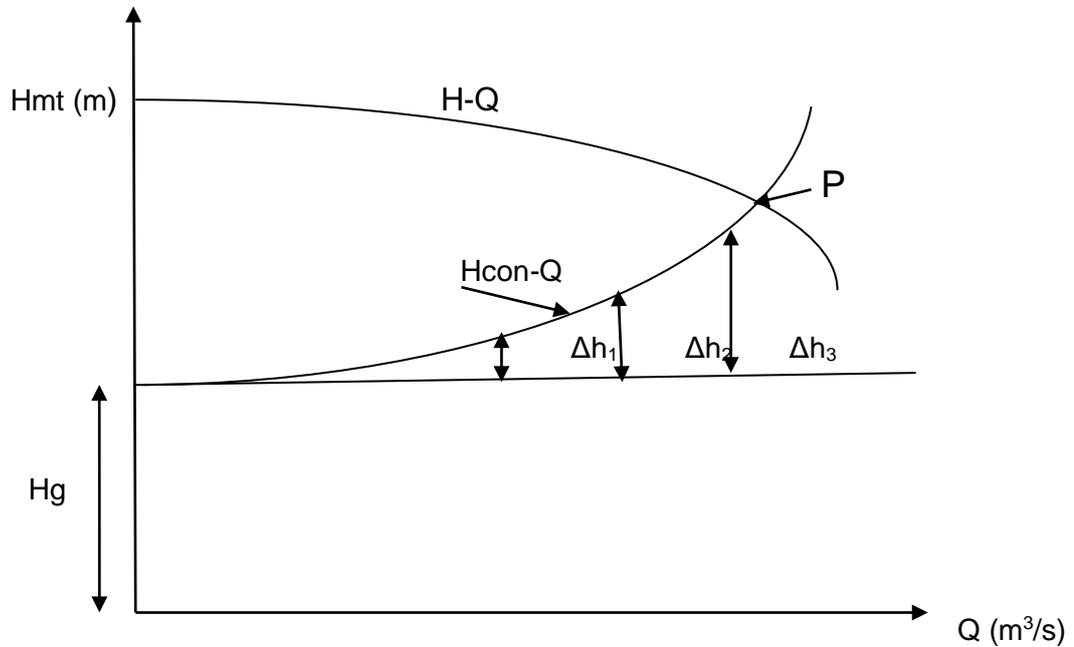
### V.4 Conditions nécessaires pour le choix des pompes principales.

On choisit les pompes principales, seulement après avoir calculé Hmt et le débit [7]. Les pompes choisies devront satisfaire les conditions suivantes :

- Satisfaire Hmt et le débit Q.
- Assuré le rendement maximal ( $\eta$  max).
- Encombrement et poids faible.
- Forte capacité d'aspiration.
- Vitesse de rotation, la plus grande possible.

### V.5 Détermination du point de fonctionnement d'une pompe en service sur un réseau hydraulique.

Jusqu'à présent, nous avons considéré les pompes indépendamment de la canalisation de refoulement. Pour déterminer le point de fonctionnement d'une pompe sur un réseau, on a besoin d'établir la courbe caractéristique de la canalisation de refoulement Hcon-Q.



**Figure 10. Détermination du point de fonctionnement d'une pompe**

P : Point de fonctionnement de la pompe

Hcond-Q : Courbe caractéristique de la canalisation de refoulement.

L'équation de cette courbe est donnée par la relation suivante :

$$\mathbf{Hcond-Q = Hg + \Delta h}$$

$\Delta h$  : Perte de charge totale.

$$\Delta h = \frac{\lambda L V^2}{2.g.D} = \frac{\lambda.L.Q^2}{S^2.2.g.D} = \frac{\lambda.L.Q^2}{\frac{\pi^2.D^4}{16}.2g.D} = \frac{8.\lambda.L.Q^2}{\pi.D^5.g}$$

$$\text{On pose } A = \frac{8.\lambda}{\pi.D^5.g} \quad \Longrightarrow \quad \Delta h = A.L.Q^2$$

A et L sont des constantes, les débits sont variables.

Pour tracer la courbe caractéristique Hcond-Q, on doit des valeurs de Q, pour déterminer la perte de charge totale (tableau 1).

**Tableau 1. Variation du débit en fonction des pertes de charges**

Q (m³/s)	0	0,5	0,6	0,8	1,0
$\Delta h$ (m)	-	-	-	-	-

## **V.6 Sens physique du point de fonctionnement.**

Le sens physique du point de fonctionnement d'une pompe centrifuge, représente donc l'absorption total de l'énergie fournit par la pompe est totalement absorbé par la conduite [8]. Ce point correspond au rendement maximal.

## **VI. Méthodes de réglage de débit.**

Dont la plupart des cas, on ne trouve pas sur le marché la pompe qui convient à notre hauteur et noter débit. Pour cela on doit procéder à un réglage de la pompe. En général il existe quatre méthodes de réglage de débit.

### **VI.1 Vannage sur le refoulement.**

Ce genre de réglage consiste en moyennant la vanne de refoulement. On fermant la vanne donc, on introduit les pertes de charges dû à la fermeture partielle de la vanne [9]. Dans ce cas il y'a gaspillage d'énergie électrique, la pompe devient bruyante et le rendement chute. Ce genre de réglage n'est pas économique, mais est très simple à réaliser.

### **VI.2 Rognage des roues**

Le rognage consiste à réduire le diamètre de la roue de la pompe. Ce changement sur le rotor de la pompe influe directement sur les caractéristiques de la pompe, tel que la hauteur manométrique totale (Hmt), le débit et la puissance. Ce type de réglage n'est valable que pour des pourcentages de rognage ne dépassant pas 20%.

### **VI.3 Changement de la vitesse de rotation**

Ce mode de réglage est très économique, aucune perte d'énergie, mais il est très difficile à réaliser. Il faut des dispositifs spéciaux tels que les réducteurs de vitesse, placés entre le moteur et la pompe.

### **VI.4 By-pass**

On peut effectuer le réglage de débit en déviant une partie de la canalisation de refoulement vers celle d'aspiration, l'inconvénient de ce système est la grande perte en énergie. Ce réglage n'est pas très recommandé.

## VII. Lois de similitudes

### VII.1 Modifications susceptibles d'être apportées à une pompe centrifuge

Des modifications dans le fonctionnement d'une pompe peuvent être apportées en vue d'adapter la pompe à des conditions de marche données. A cet effet, il suffit de concevoir une pompe semblable à elle-même dont la largeur resterait inchangée [10].

L'application des lois de similitudes aux pompes semblables donne :

$$\frac{Q}{q} = \left(\frac{D}{d}\right)^2 \cdot \frac{N}{n}$$

Q : Débit de la pompe initial avant rognage

q : Débit de la pompe final après rognage

D : Diamètre du rotor de la pompe avant rognage

d : Diamètre du rotor de la pompe après rognage

N : Vitesse de rotation avant rognage

n : Vitesse de rotation après rognage.

**NB.** Les débits varient dans le rapport des vitesses.

$$\frac{H}{h} = \left(\frac{D}{d}\right)^2 \cdot \left(\frac{N}{n}\right)^2$$

H : Hauteur manométrique totale avant rognage

h : Hauteur manométrique après rognage

**NB.** Les hauteurs varient dans le rapport des carrées des vitesses

$$\frac{P}{P_1} = \left(\frac{D}{d}\right)^2 \cdot \left(\frac{N}{n}\right)^3$$

P : Puissance de la pompe avant rognage

P<sub>1</sub> : Puissance de la pompe après rognage

**NB.** Les puissances varient dans le rapport des cubes des vitesses.

## VII.2 Influence de la vitesse de rotation sur les conditions de fonctionnement d'une pompe.

On connaît les caractéristiques  $H=f(Q)$  d'une pompe, pour une vitesse de rotation  $N$ . On se propose de calculer la vitesse  $n$  à laquelle doit tourner cette pompe pour fournir un débit  $q$  sous une charge  $h$ . Le point  $(q,h)$  n'étant pas sur la caractéristique  $H=f(Q)$ , pour cela nous considérons la figure 11.

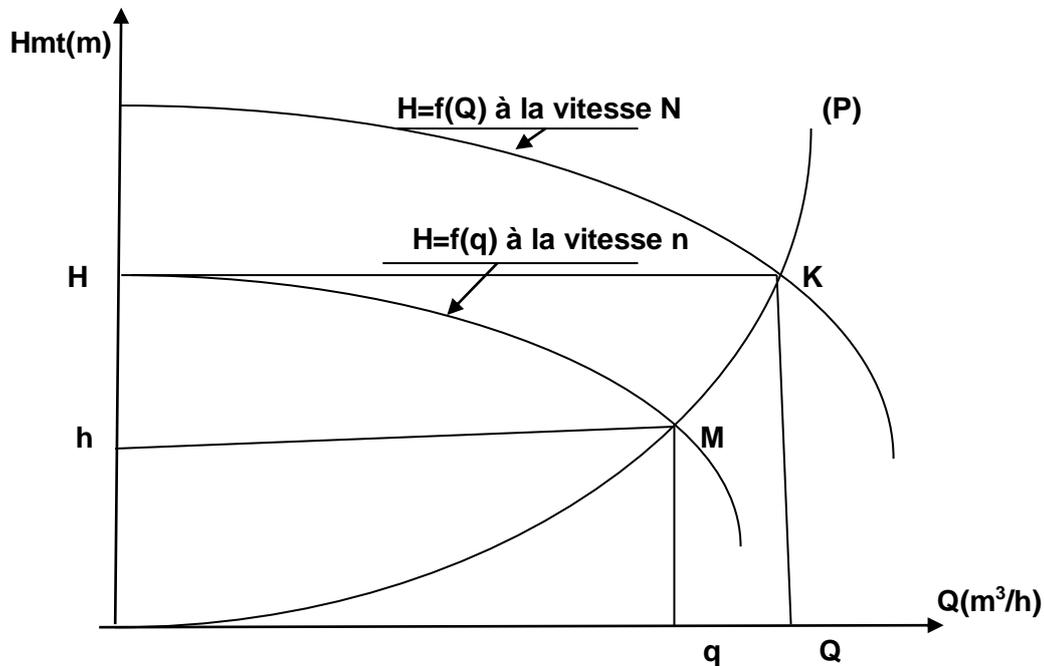


Figure 12. Influence de la vitesse de rotation sur les paramètres de la pompe

A partir de la courbe  $H=f(Q)$ , On doit trouver la relation entre  $Q$  et  $H$ . Pour cela on pose la condition suivante :

$$\frac{Q}{q} = a = \text{constante} \quad \text{et} \quad \frac{H}{N^2} = b = \text{constante}$$

$$N = \frac{Q}{a} \quad \text{et} \quad N^2 = \frac{H}{b} \Rightarrow N = \sqrt{\frac{H}{b}}$$

$$\frac{Q}{a} = \sqrt{\frac{H}{b}} \Rightarrow \frac{Q^2}{a^2} = \frac{H}{b} \Rightarrow H = \frac{Q^2}{a^2} b \Rightarrow H = \frac{b}{a^2} \cdot Q^2$$

Pour la courbe  $h=f(q)$  et par analogie on obtient :

$$h = \frac{b}{a^2} q^2 \quad \text{ou} \quad \frac{b}{a^2} = \frac{h}{q^2}$$

L'équation de la parabole (p) passant par le point M est :

$$H = \frac{b}{a^2} \cdot Q^2$$

$$\text{Donc le rapport : } \frac{H}{h} = \frac{\frac{b}{a^2} Q^2}{\frac{b}{a^2} q^2} \Rightarrow H = \frac{h \cdot Q^2}{q^2}$$

Cette parabole coupe la caractéristique  $H=f(Q)$  au point K, de coordonnées h,q qui est l'homologue de M. D'après les lois de similitudes, on peut écrire :

$$\frac{n}{N} = \frac{q}{Q} \Rightarrow n = \frac{q}{Q} \cdot N$$

On aurait de même pour :

$$\left(\frac{n}{N}\right)^2 = \frac{h}{H} \Rightarrow n = N \cdot \sqrt{\frac{h}{H}}$$

## VIII. ETUDE DE LA CAVITATION DES POMPES.

### VIII.1 Aspiration des pompes à aubes

#### VIII.1.1 Aspiration en dépression.

Physiquement, il est impossible de faire monter l'eau dans un tube dans lequel on a fait le vide [11]. A une hauteur supérieure à celle qui fait équilibre à la pression atmosphérique, pour l'altitude considérée. En conséquence, la dépression à créer par rapport à la pression atmosphérique pour faire arriver l'eau jusqu'à la pompe devra être toujours inférieur au vide théorique. Elle comportera la somme des termes suivants :

- a) Hauteur d'aspiration ( $h_a$ )
- b) Pertes de charges à l'aspiration ( $\Delta h_a$ )
- c) Tension de vapeur d'eau ( $h_v$ )

A l'altitude zéro, cette hauteur est de 10,33m. En altitude  $h'$  elle devient égale à :

$$10,33 - 0,0012 h'$$

**Exemple** : Si on désire installer une station de pompage à Saida, le 10,33 devient égale à

$$10,33 - 0,0012 (1100) = 9,01\text{m}$$

## **VIII.2 Cavitation des pompes.**

### **VIII.2.1 Définition.**

La cavitation est le phénomène de vaporisation des liquides sous l'effet de dépressions, généralement dû à des grandes vitesses d'écoulement. Elle se produit dans la plupart des machines tournantes et hydrauliques tel que les pompes [12].

### **VIII.2.2 Effets de la cavitation.**

La cavitation est souvent accompagnée par des effets suivants :

- 1) Génération de bruits intenses au niveau de la pompe
- 2) Destructions des surfaces et les organes d'étanchéité, suite aux vibrations
- 3) Pertes des performances et le rendement chute considérablement.
- 4) Chute du débit

### **VIII.2.3 Types de cavitation.**

La cavitation apparaît sous des formes très variées, qui ont fait l'objet de classifications.

#### **VIII.2.3.1 Cavitation à bulles séparées.**

C'est la cavitation typique, elle se produit sous forme de bulles sphériques où hémisphérique. Lorsque le nombre de bulles augmente, le bruit s'intensifié

#### **VIII.2.3.2 Cavitation à poches.**

C'est une transformation des bulles où progression des bulles qui se convertissent en poches. La cavitation à poche est liée à un décollement laminaire.

#### **VIII.2.3.3 Cavitation de mélange.**

La cavitation dite de mélange, apparaît dans les couches des jets liquides. Elle se crée dans un écoulement de turbulences très importantes qui se traduisent par la formation des structures tourbillonnaires.

En rencontre généralement cette configuration dans les vannes, les dissipateurs d'énergie (saut de ski de barrage etc.) [13], [14].

### **VIII.2.4 Aspect physique de la cavitation.**

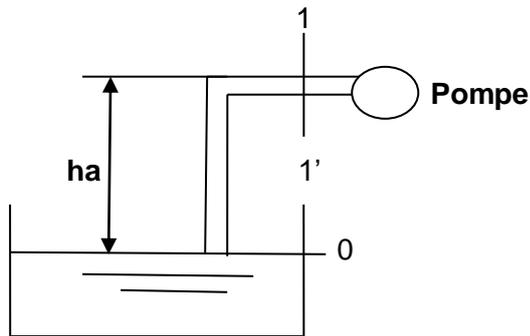
La cavitation se produit, plus particulièrement dans les stations de pompage de type vacuomètre-manomètre (aspiration en dépression). Pour étudier cet aspect, nous introduisons la notion de N.P.S.H. Il existe deux notions, le N.P.S.H disponible et le N.P.S.H requis.

### VIII.2.4.1 N.P.S.H disponible

N.P.S.H disponible : représente en un terme toutes les données de l'installation qui ont une influence sur la hauteur d'aspiration de la pompe. Et sera par définition, la valeur de la pression absolue diminuée de la tension de vapeur d'eau [15].

$$N.P.S.H \text{ disp} = \frac{P_1}{\varpi} - h_v$$

#### a) Aspiration en dépression :



Appliquons l'équation de Bernoulli entre 0-0 et 1-1

$$Z_0 + \frac{P_0}{\varpi} + \frac{V_0^2}{2g} = Z_1 + \frac{P_1}{\varpi} + \frac{V_1^2}{2g} + \Delta ha$$

$$V_0 = V_1 = 0$$

$$Z_0 + \frac{P_0}{\varpi} = Z_1 + \frac{P_1}{\varpi} + \Delta ha$$

$$\frac{P_1}{\varpi} = \frac{P_0}{\varpi} + (Z_0 - Z_1) - \Delta ha \quad \text{avec} \quad (Z_0 - Z_1) = ha < 0$$

On sait que par définition que le  $N.P.S.H \text{ disp} = \frac{P_1}{\varpi} - h_v$

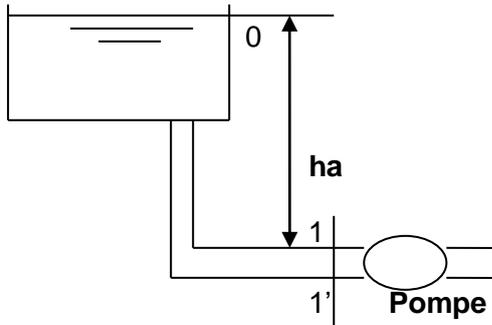
$$N.P.S.H \text{ disp} = \frac{P_0}{\varpi} + (Z_0 - Z_1) - h_v - \Delta ha$$

$$\frac{P_0}{\varpi} - ha - \Delta ha - h_v \quad \text{On pose} \quad \frac{P_0}{\varpi} - h_v = 10$$

$$N.P.S.H \text{ disp} = 10 - ha - \Delta ha$$

$$\mathbf{N.P.S.H}_{\text{req}} = 10 - (\mathbf{ha} + \Delta\mathbf{ha})$$

**b) Aspiration en charge :**



Appliquons Bernoulli entre le plan 0-0 et 1-1'

$$Z_0 + \frac{P_0}{\varpi} + \frac{V_0^2}{2g} = Z_1 + \frac{P_1}{\varpi} + \frac{V_1^2}{2g} + \Delta\mathbf{ha}$$

$$V_0 = V_1 = 0$$

$$Z_0 + \frac{P_0}{\varpi} = Z_1 + \frac{P_1}{\varpi} + \Delta\mathbf{ha}$$

$$\frac{P_1}{\varpi} = \frac{P_0}{\varpi} + (Z_0 - Z_1) - \Delta\mathbf{ha} \quad \text{avec } (Z_0 - Z_1) = \mathbf{ha} > 0$$

$$\mathbf{N.P.S.H}_{\text{disp}} = \frac{P_0}{\varpi} + (Z_0 - Z_1) - h_v - \Delta\mathbf{ha}$$

$$\mathbf{N.P.S.H}_{\text{req}} = 10 + (\mathbf{ha} - \Delta\mathbf{ha})$$

Pour vérifier la condition de non apparition de cavitation il faut que le N.P.S.H<sub>disp</sub> soit supérieur au N.P.S.H<sub>requis</sub>

$$\mathbf{N.P.S.H}_{\text{disp}} > \mathbf{N.P.S.H}_{\text{requis}}$$

**N.B :** Cette condition est très importante dans l'étude de la cavitation des pompes centrifuges à axe horizontale.

### VIII.2.4.2 N.P.S.H<sub>requis</sub>

Le N.P.S.H<sub>requis</sub> se calcul en tenant compte de la vitesse spécifique de la pompe et de sa hauteur manométrique totale.

### VIII.2.5 Vitesse spécifique d'une pompe centrifuge

La vitesse spécifique d'une pompe est défini, comme étant le nombre de tours par minute auquel devrait tourner la roue d'une pompe qui débiterait 1m<sup>3</sup>/s à 1m de hauteur [16]. Elle est calculée pour le rendement maximal.

$$n_s = \frac{N \cdot Q^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}}$$

ns : Vitesse spécifique sans unité

N : Vitesse de rotation de la pompe en (tr/min)

Q : Débit exprimé en m<sup>3</sup>/s

H : Hauteur manométrique totale (m)

### VIII.2.6 Relation entre vitesse spécifique et le N.P.S.H<sub>requis</sub>

Quelque soit la vitesse de rotation de la pompe, il existe un rapport constant entre le N.P.S.H<sub>requis</sub> et la hauteur d'élévation Hmt. On exprime, en générale cette relation par la formule suivante.

$$\sigma = \frac{N.P.S.H_{requis}}{H} \quad (1)$$

$\sigma$  : Constante de cavitation ou constante de THOMA.

Plus tard, STEPANOFF donne la loi approximative de variation au point de rendement maximal et montre que cette constante varie avec la vitesse spécifique ns, [17].

$$\sigma = 1.21 \cdot ns^{\frac{4}{3}} \cdot 10^{-3} \quad (2)$$

En égalisant (1) et (2) on aura :

$$\frac{N.P.S.H_{requis}}{H} = 1.21 \cdot ns^{\frac{4}{3}} \cdot 10^{-3}$$
$$N.P.S.H_{requis} = 1.21 \cdot ns^{\frac{4}{3}} \cdot 10^{-3} \cdot H$$

La condition de non-apparition de cavitation :

$$N.P.S.H_{disp} > N.P.S.H_{requis}$$

Pour le cas d'une aspiration en dépression on aura :

$$10 - (H_a - \Delta h_a) > 1.21 \text{ ns}^{\frac{4}{3}} \cdot 10^{-3} \cdot H$$

### VIII.3. Interprétation graphique du N.P.S.H

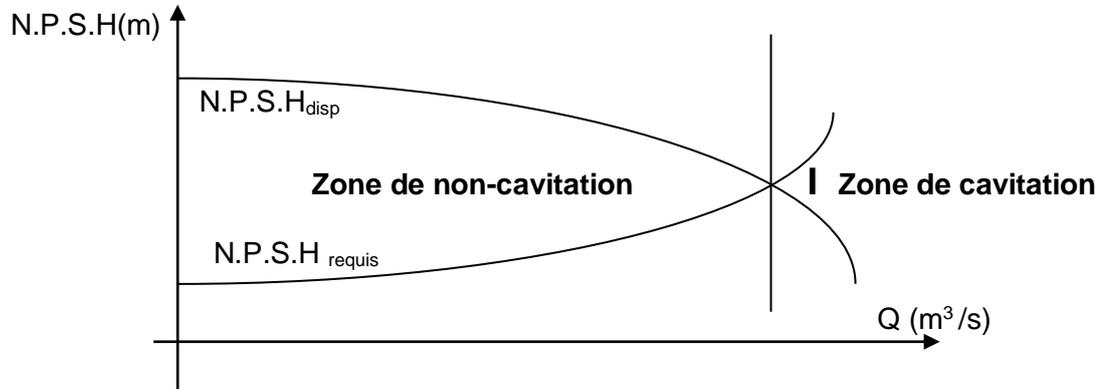


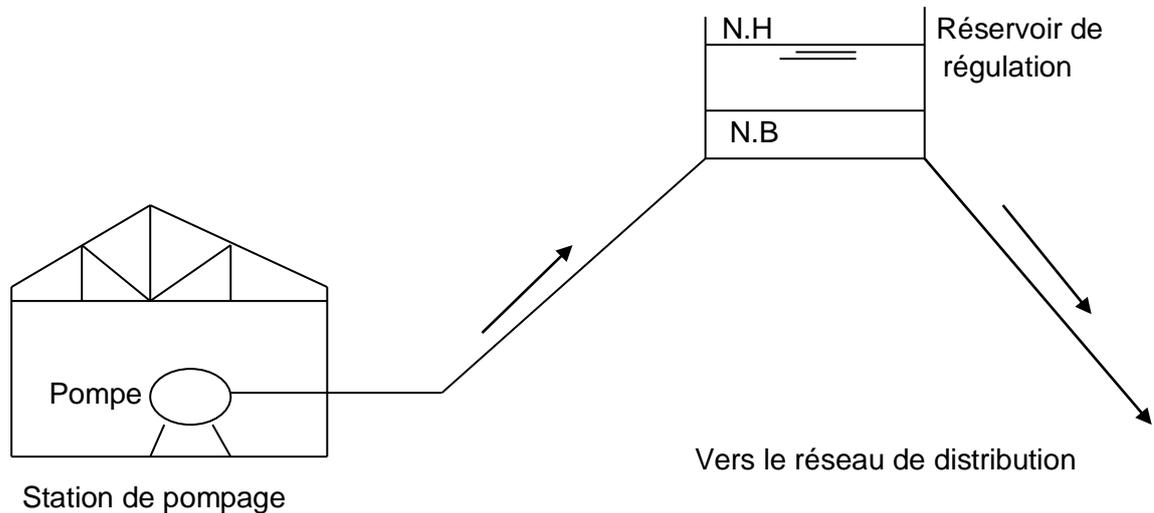
Figure 13. Représentation graphique des zones de cavitation

I : Représente le point d'intersection entre la courbe du N.P.S.H<sub>disp</sub> et le N.P.S.H<sub>requis</sub>.

## IX. REGULATION DU FONCTIONNEMENT D'UNE STATION DE POMPAGE AUTOMATISEE.

### IX.1 Régulation par détection de la côte du plan d'eau à surface libre.

La régulation par contrôle de niveau d'eau dans un réservoir peut se faire, par un réservoir surélevé intercalé entre le réseau et la station de pompage. Ce système est le plus utilisé actuellement [18].



N.H : Niveau haut    N.B : Niveau bas

**Figure 14. Schéma de fonctionnement d'une station automatisée**

Le fonctionnement de la station est asservi aux niveaux d'eau dans le réservoir (démarrage, niveau- bas et arrêt niveau- haut). C'est la solution la plus courante utilisée en A.E.P.

### IX.2 Détermination des caractéristiques du réservoir

Si le réservoir est implanté à proximité de la station de pompage, il doit être calé à la côte qui correspond à la hauteur manométrique totale [19].

Le volume servant de base de la régulation est calculé de façon que le démarrage et l'arrêt des groupes de pompes ne dépassant pas une périodicité déterminée. En effet, si le réservoir est petit les pompes démarrent et s'arrêtent fréquemment, ce qui nuit à la bonne tenue des pompes [20]. Le volume de régulation se calcule d'après la relation suivante.

$$V = \frac{Q \cdot T}{4}$$

T : durée d'un cycle (s) durée d'une vidange et d'un remplissage du réservoir.

Q : débit de la pompe (l/s)

Par suite de l'énergie des pompes au démarrage, il s'écoule un certain temps entre le démarrage et le moment où la pompe fonctionne à plein débit. On prévoit en conséquence une tranche d'eau supplémentaire qui sera calculée comme suit :

$$V = Q \cdot T'$$

$T'$  : temps de démarrage d'une pompe en générale on prend  $T' = 30s$

Donc le volume total de régulation est égal :

$$V_t = \frac{T \cdot Q}{4} + \Sigma Q \cdot T'$$

### Exemple :

Une station de pompage comporte 3 pompes centrifuges dont 2 de 500l/s et 1 de 200l/s (sont groupées en //). La durée d'un cycle est de 40mn. Déterminez le volume de régulation total.

1°) Le volume de régulation :

$$V = \frac{Q \cdot T}{4} \longrightarrow V = 500 \cdot 40 \cdot 60 / 4 = 300000 \text{ l} = 300\text{m}^3$$

2°) Calcul du volume de la tranche supplémentaire.

$$V' = Q \cdot T' \longrightarrow V' = (0,500 \cdot 30 \cdot 2) + (0,20 \cdot 30) = 30,06 \text{ m}^3$$

Le volume total de régulation sera :

$$V_t = V + V' \longrightarrow V_t = 300 + 30,06 = 330,06 \text{ m}^3$$

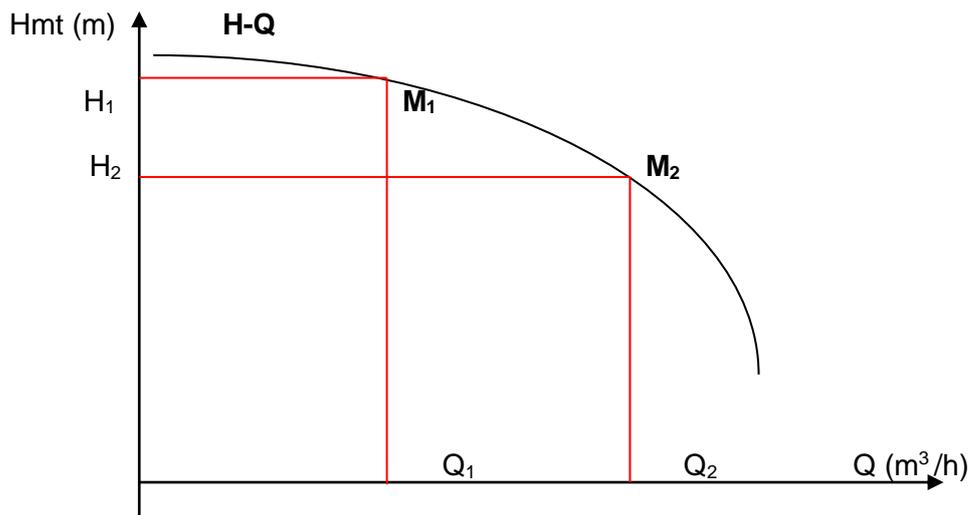
### IX.3 Régulation par détection de la pression.

Ce mode de régulation est celui qui convient le mieux, aux petites stations. La station de pompage est à l'arrêt dès que la pression tombe en dessous d'un seuil déterminé [21].

Une première pompe se met en marche assurant un certain volume d'eau supplémentaire. Le volume de régulation se calcule comme suit :

On trace la caractéristique de la pompe H-Q (voir cours sur les courbes caractéristiques). Sur cette courbe on choisit 2 points sur la partie concave et seront désignés par  $M_1$  et  $M_2$  on aura alors :

$M_1 (H_1, Q_1)$  et  $M_2 (H_2, Q_2)$  (figure 15).



**Figure 15. Schéma de fonctionnement de la régulation par détection de pression**

$\Delta h = H_1 - H_2$  : fourchette de régulation

Le débit moyen fournit par la pompe entre le point  $M_1$  et  $M_2$  :

$$Q_{moy} = \frac{2}{3} \left( \frac{Q_1^2 + Q_1 \cdot Q_2 + Q_2^2}{Q_1 + Q_2} \right)$$

Le volume du réservoir serait alors :

$$V_r = \frac{Q_{moy} \cdot T}{4} \left( \frac{H_2 + h}{H_1 - H_2} \right)$$

$T$  : durée de cycle (durée d'un vidange partielle et d'un remplissage partiel du réservoir,  $\approx 10$  min)

$h$  : pression atmosphérique  $\approx 10,33$  m

**Exemple :**

Soit une pompe fonctionnant sur sa partie médiane  $M_1$ ,  $M_2$  de sa caractéristique H-Q, avec les paramètres suivants.  $M_1$  ( $H_1 = 59,6$ m,  $Q_1 = 60$  m<sup>3</sup>/h) et  $M_2$  ( $H_2 = 46,5$ m,  $Q_2 = 120$  m<sup>3</sup>/h), le temps  $t = 10$  mn = 0,166h.

1°) Calcul du débit moyen :

$$Q_{moy} = 2/3 \cdot (120^2 + 120 \cdot 60 + 60^2) / (120 + 60) = 93,3 \text{ m}^3/\text{h}$$

2°) Calcul du volume de régulation Vr

$$V_r = \frac{Q_{\text{moy}} \cdot T}{4} \left( \frac{H_2 + h}{H_1 - H_2} \right) \longrightarrow V_r = 93,3 \cdot 0,166/4 (46,5 + 10/59,6 - 46,5) = 20,6 \text{ m}^3$$

## EXERCICES D'APPLICATIONS

### Exercice 1:

- On considère le circuit de transport d'eau d'un barrage à un réservoir de stockage (voir figure ci-dessous).

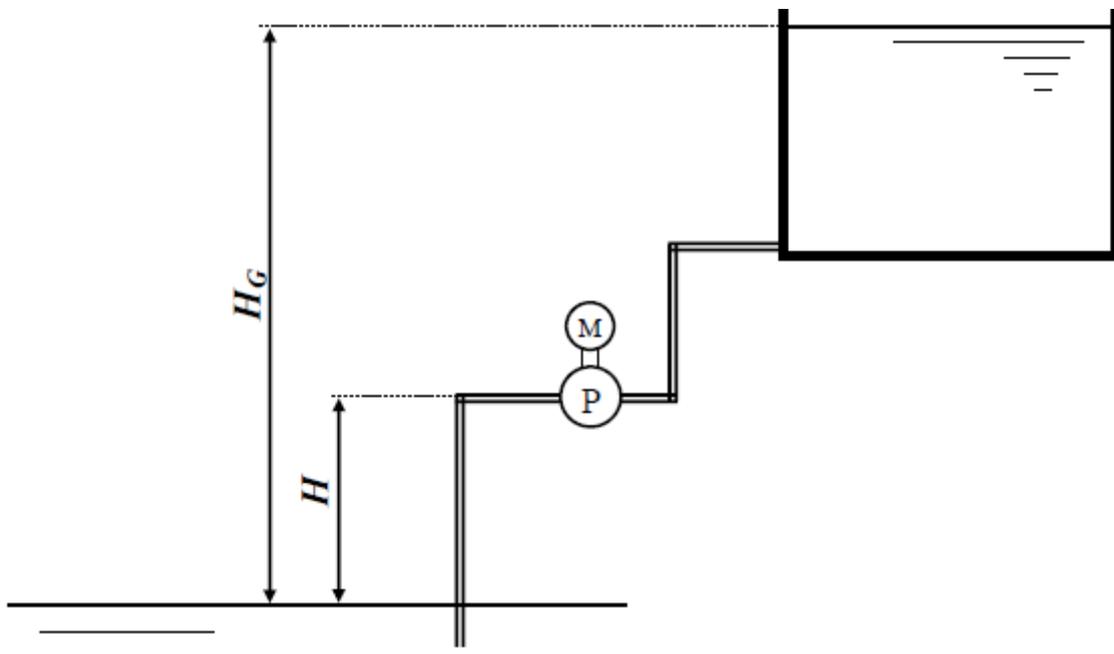
- La pompe doit assurer un débit  $Q_v \geq 22.5$  l/s.

- On dispose de deux diamètres de conduite  $d_1 = 120$ mm et  $d_2 = 130$ mm.

On supposera :

- Les diamètres à l'aspiration et au refoulement identiques.

- Les coefficients de perte de charge indépendants des diamètres des conduites.



### On donne :

- La longueur des conduites : à l'aspiration  $l_a = 40$ m, au refoulement  $l_r = 190$ m.

- Le coefficient de perte de charge linéaire  $\lambda = 0.025$ .

- Les coefficients de perte de charge singulière sont donnés par :

A l'aspiration :  $K_a = 3.6$

Au refoulement :  $K_r = 5$

- La pression de vapeur à la température considérée  $p_v = 0.025$ bar NPSHR<sub>éc</sub> = 2mCE

-  $\rho = 1000$  kg/m<sup>3</sup>;  $g = 10$  m/s<sup>2</sup>;  $H = 6.75$ m et  $H_G = 24$ m.

1. Montrer que la hauteur manométrique totale du circuit peut s'écrire sous la forme :

$H_{mt} = H_G + \Delta H$  avec  $\Delta H = A \cdot Q^2$  : (perte de charge).

2. Calculer les paramètres de perte de charge  $A_1$  et  $A_2$  respectivement pour  $d_1$  et  $d_2$ .

3. Les caractéristiques de la pompe sont données dans le tableau ci-dessous.

a. Le choix de cette pompe est-il correct ? (Justifiez).

b. Déterminer les points de fonctionnement des deux conduites.

4. Quel diamètre faut-il choisir ? (Justifiez).

5. Déterminer la puissance électrique consommée par cette pompe sachant que le rendement du moteur électrique est  $\eta_m = 0,9$ .

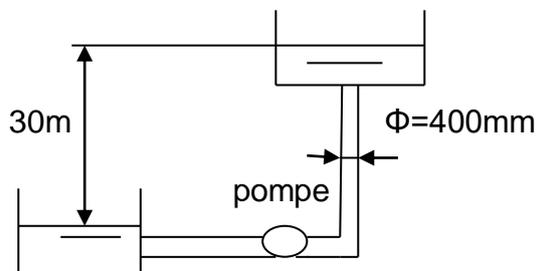
Q(l/s)	0	5	10	15	20	25	30	35	40
H <sub>m</sub> (mCE)	40	41.7	43	42.7	40.8	37	31.3	24.3	16
P <sub>mec</sub> (kW)	5	6.6	8.5	10.2	12	13.8	15.6	17.4	19.4

### Exercice 2

Une pompe dont les caractéristiques, hauteur-débit est donnée sur le graphe ci-joint (annexe), refoule vers un réservoir à niveau constant à 30m au dessus du plan d'eau d'aspiration par l'intermédiaire d'une conduite créant 15 m de perte de charge, pour un débit de 200l/s. On donne  $\Delta h = RQ^2$ .

1°) Choisir le type de pompe qui convient pour cette installation.

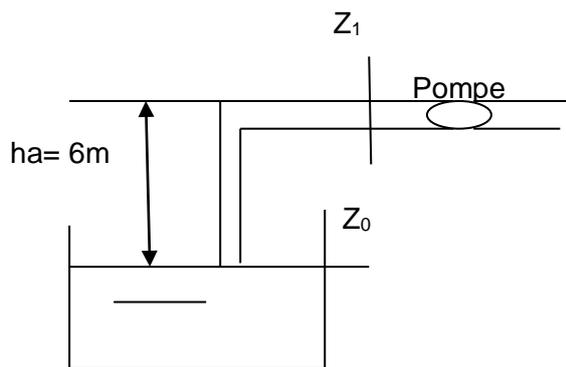
2°) Si, la pompe choisit nécessite un réglage de débit, quelles sont les solutions proposées ?



### Exercice 3

1°) Déterminer la pression  $P_1$ , dans la conduite d'aspiration d'une pompe centrifuge monocellulaire, le diamètre de la conduite d'aspiration  $D_{asp} = 200\text{mm}$ , le débit prélevé par la pompe vaut  $Q=72 \text{ m}^3/\text{h}$ . On néglige les pertes de charges à l'aspiration et la pression atmosphérique  $P_{atm} = 0$ . On prendra la masse volumique de l'eau  $\rho = 1000\text{Kg/s}$  et  $g=10\text{m/s}^2$ . On donne  $w = \rho.g$

2°) Est-ce que le rognage à une influence sur le  $NPSH_{requis}$ ?



### Exercice 4.

Le point de fonctionnement d'une pompe monocellulaire à axe horizontal est donnée par le couple de valeur  $Q = 0,30 \text{ m}^3/\text{s}$  et  $H = 47,5 \text{ m}$ , qui sont aussi celle du point de rendement maximale (on néglige les pertes de charges). La station de pompage est située à  $1000\text{m}$  d'altitude.

1-Trouver la vitesse spécifique  $n_s$  pour une vitesse de rotation de  $980 \text{ t /min}$

2-A quelle distance du plan d'eau à l'aspiration devra t'-on placer la pompe, pour qu'elle ne Cavite pas ?

## Références bibliographiques

- [1] **Lemasson G.**, (1982). Les machines transformatrices d'énergie, Tome 2, Delagrave.
- [2] **Adamt T.**,(1976). Les Turbopompes, Eyrolles, Paris,
- [3] **Gilbert R.**, (1992). Technique de l'ingénieur : mécanique et chaleur, B4-B 470.
- [4] **Meiczylaw S.**,(1985). Pompy Edition Warszawa,
- [5] **Enganda A.**, (1998) Eray historical development of the centrifugal impeller. International Gas et Turbine. Jun 2-5 Stockholm Sweden,
- [6] **Comlet R.**, (1982) Mécanique expérimentale des fluide, Tome1, Masson.
- [7] **Wu C.H.**, (1952) A general theory of three dimensional flow in subsonic and supersonic turbomachine in radial, axial and mixed flow types," NACA TN 2604.
- [8] **Lewis R. I.**, (1996). Turbo machine Performance Analysis, ARNOLD, Great Britain.
- [9] **Luu T.S., Viney L.B.**, (1992). Inverse problem using S2-S1 approach for th of turbomachines with splitter blades, Revue Française de Mécanique, France.
- [10] **Lewis R. I.**,(1995).“Developments of actuator disc theory for compressible flow through turbomachines,” International Journal of Mech. Sci., Vol. 37, N° 10.
- [11] **Wislicenus G. F.**, (1965) Fluid Mechanics of Turbomachinery, Dover, New York.
- [12] **Noguera R.**, (1987). Contribution à la maîtrise du dimensionnement des turbomachines axiales. Etude des débits partiels et de la cavitation, Th. d'Etat. Paris-VI
- [13] **Belamri T.**, (1998) Analyse aube à aube de l'écoulement instationnaire multigrille par la méthode des singularités - Application aux turbomachines à fluide incompressible. Th. Méc., ENSAM – Paris.
- [14] **Katsanis T.**, (1968). Computing program for calculating velocities and streamlines on a blade - to-blade surface of a turbomachine, NASA, Technical note, TN-4525.
- [15] **Scholz N.**, (1965) Aerodynamik der Schaufelgitter, Band I, Vrelag G. Braun, Karlsruhe (traduit par A. Klein, AGARDovgraph No. AG 220
- [16] **Gostelow J.P.**, (1984). Turbomachines with splitter blades, Revue Française de Mécanique, n°.3, France.

**[17] Versteeg H., Malalaskara W., (1995)** An introduction to Computational fluid dynamics. The finite volume method Longman Scientific and Technical New York.

**[18] Abidat M., Chen H., Baines N. C and Firth M.R., (1992)** Design of a Highly Loaded Mixed Flow Turbine Proc, Mechanic Journal Power and Energy, Vol 206.

**[19] Viollet P L., (1965).** Histoire de l'énergie hydraulique: Moulins, pompes, roues et Turbines de l'Antiquité au XXe siècle.

**[20] Pernes P., (1985).** Hydraulique unidimensionnelle Partie 2: Coups de bélier et phénomène d'oscillation en masse.

**[21] Manon J., (2002).** Les pompes manuelles de sélection, application à la vitesse variable. (Coll. Technique, réf. MD1 POMPES), 260p.