



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique Et Populaire
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
جامعة العربي التبسي - تبسة
Université Larbi Tebessi – Tébessa
معهد المناجم
Institut des Mines
قسم الإلكتروميكانيك
Département Electromécanique



MEMOIRE

Présenté en vue de l'obtention d'un diplôme de Master

Filière : Electromécanique

Option : Electromécanique

Calcul de l'installation de ravitaillement d'une agglomération en eau potable

Par

CHERAYET Azzeddine et LIFA Islam

Devant le jury:

M. MELKIA Chaouki	MAA	Président	Université Larbi TebessiTébessa
M. BOUZENADA Laid	MCA	Encadreur	Université Larbi TebessiTébessa
M. KARA Mohamed	PROF	Examineur	Université Larbi TebessiTébessa

Promotion 2020-2021

Remerciements

*Nous remercions tout d'abord **Allah** tout puissant de nous avoir donné le courage, la force et la patience d'achever ce modeste travail.*

*Nous tenons à remercier d'abord notre encadreur monsieur **BOUZENADA Laid**, pour sa patience, ses encouragements et son soutien tout au long de l'année, nous lui remercions aussi pour son sérieux et son abnégation envers ses étudiants, respect monsieur.*

Nos remerciements s'adressent également aux membres de jurys pour avoir accepté d'évaluer ce travail, avec l'espoir d'être à la hauteur de leur attente.

Nous remercions aussi tous ceux qui, tout au long de ces années d'études, nous ont encadrés, observés, aidés, conseillés et même supportés.

Au terme de ce modeste travail, nous tenons à remercier chaleureusement et respectivement tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce modeste projet de fin d'étude.

Dédicace

En préambule à ce mémoire J'exprime toute ma gratitude à

Mes chers parents, pour tous leurs sacrifices, leur amour, leur tendresse, leur soutien et leurs prières tout au long de mes études,

Mes chers frères, Khaled, Saif Eddine et ma sœur Khawla pour leur appui et leur encouragement,

Toute ma famille et mes ami(e)s qui, grâce à leurs encouragements et leur soutien, m'ont aidé à surmonter tous les obstacles.

Merci d'être toujours là pour moi

Azzeddine CHERAYETT

Dédicace

En préambule à ce mémoire J'exprime toute ma gratitude à

Mes chers parents, pour tous leurs sacrifices, leur amour, leur tendresse, leur soutien et leurs prières tout au long de mes études,

Mes chers frères et sœurs pour leur appui et leur encouragement,

Toute ma famille et mes ami(e)s qui, grâce à leurs encouragements et leur soutien, m'ont aidé à surmonter tous les obstacles.

Merci d'être toujours là pour moi

LIFA Islam

Table des matières

Liste des figures

Introduction générale.....	1
CHAPITRE I : Caractères généraux des installations de distribution d'eau et d'assainissement. 4	4
I.1. Préambule.....	5
I.2. Cycle artificiel de l'eau.....	5
I.3.Fonctions des installations	5
I.3.1. Captage.....	6
I.3.2. Traitement des eaux	6
I.3.3. Adduction.....	7
I.3.4. Accumulation	7
I.3.5.Distribution	7
I.3.6. Réseau d'assainissement.....	7
I.3.7. Epuration.....	7
I.3.8. Rejet	7
I.3.9. Pompage.....	8
I.4. Caractères des réseaux de canalisations	8
I.4.1. Séparation des fonctions	8
I.4.2. Pression dans le réseau.....	9
I.4.3.Topologie des réseaux.....	10
I.5. Schéma générale de la station de pompage.....	13
CHAPITRE II : Generalite sur les pompes	14
II.1. Généralités sur les pompes	15
II.2. Classification des pompes.....	15
II.3. Pompes hydrauliques	15
II.3.1. Les pompes volumétriques	16
II.3.1.2. Les pompes volumétriques alternatives	19
II.3.1.3. Avantages et inconvénients des pompes volumétriques	20
II.3.2. Les turbopompes.....	21

II.3.2.1 Classification des turbopompes	22
II.3.2.2. Avantage et inconvénient d'une pompe centrifuge.....	27
Conclusion.....	27
Chapitre III : Généralité sur les pompes centrifuges	28
III.1. Introduction	29
III.2. Domaine d'application	29
III.3. Classification des pompes centrifuges.....	30
III.4. Description d'une pompe centrifuge :	31
III.5. Principe de fonctionnement.....	33
III.6. Caractéristiques et performances.....	34
III.6.1. Hauteur théorique	34
III. 6. 2. Hauteur réelle : <i>Hmt – Débit</i>	36
II. 6.3. Caractéristique : Rendement, Puissance – Débit	38
III.7. Couplage des pompes (montage).....	39
III.7.1. Couplage des pompes en série.....	39
III.7.2. Couplage des pompes en parallèle :	41
III.8. Cavitation	44
III.8.1. Définition et causes	44
III.8.2. Effets de la cavitation sur les pompes	44
III.8.3. Eviter la cavitation.....	45
III.9. Point de fonctionnement.....	47
III.10. Phénomène du coup de bélier.....	48
III.10.1. Définition.....	48
III.10.2. Causes du coup de bélier	48
III.10.3. Risques dus aux coups de belier	49
III.10.4. Moyens de prévention	50
III.11. Avantages et inconvénients des pompes centrifuges.....	51
III.11.1. Avantages	51
III.11.2. Inconvénients.....	51

Chapitre IV : Manipulation expérimentale	52
IV.1. Introduction	53
IV.2. les caractéristiques du moteur et de la pompe	53
IV.3. Procédure.....	53
IV.3.1. La hauteur manométrique.....	55
IV.3.2. La puissance utile de la pompe	57
IV.3.3. La puissance absorbée par la pompe	57
IV.3.4. Le rendement de la pompe	58
IV.4. Synthèses et interprétation des résultats	59
IV.4.1. La courbe hauteur – débit, ou courbe $H=f(Q_v)$	59
IV.4.2. La courbe de la puissance absorbée pour les différents débits	59
IV.4.3. La puissance utile pour les différents débits	60
IV.4.4. La courbe du rendement global pour les différents débits	60
IV.5. Conclusion.....	60
Chapitre V : Calcul d’installation dans l’hydraulique urbaine	62
Conclusion generale	67
Bibliographie.....	69

Liste des figures

Figure 1. 1. Fonctions des installations de distribution et d'assainissement.	6
Figure 1. 2. Réseau ramifié	11
Figure 1. 3. Réseau maillé	11
Figure 1. 4. Réseau perpendiculaire.	12
Figure 1. 5. Schéma de l'installation.....	13
Figure 2. 1. Classification des pompes	15
Figure 2. 2. Montage d'une pompe en aspiration et en charge.	16
Figure 2. 3. Pompes à vis	17
Figure 2. 4. Principe d'une pompe à engrenage.....	17
Figure 2. 5. Pompe a engrenage intérieur.....	18
Figure 2. 6. Pompes à palettes libres	18
Figure 2. 7. Pompes à lobe	19
Figure 2. 8. Pompes à piston	20
Figure 2. 9. Pompe à membrane.....	20
Figure 2. 10. Représentation des domaines respectifs des trois types de pompes rotodynamiques.	22
Figure 2. 11. Domaines d'utilisation des pompes industrielles roto-dynamiques.....	23
Figure 2. 12. Roue motrice axiales.....	23
Figure 2. 13. Roue motrice hélico centrifuges	24
Figure 2. 14. Principale composantes Schéma de la pompe centrifuge.....	25
Figure 2. 15. Types de rotors.....	27
Figure 3. 1. Schéma d'une pompe centrifuge	32
Figure 3. 2. Différents organes d'une pompe centrifuge.	33
Figure 3. 3. Répartition de la vitesse et de la pression dans une pompe centrifuge.	34
Figure 3. 4. Hauteur théorique en fonction de débit selon le signe de β_2	36
Figure 3. 5. Hauteur réelle d'une pompe centrifuge.....	37
Figure 3. 6. Courbe caractéristique hauteur en fonction du débit.....	37
Figure 3. 7. Courbes caractéristiques: Hauteur, rendement et puissance absorbée en fonction de débit.....	39
Figure 3. 8. Schémas d'un couplage des deux pompes en série.	39
Figure 3. 9. Courbe hauteur en fonction du débit des deux pompes en série	40
Figure 3. 10. Schémas d'un couplage des deux pompes en parallèle.....	42
Figure 3. 11. Courbe caractéristique de la hauteur en fonction du débit des deux pompes en parallèle.....	43
Figure 3. 12. NPSH	47
Figure 3. 13. Le point de fonctionnement d'une pompe.	47
Figure 4. 1. Courbe de la hauteur manométrique	56
Figure 4. 2. Courbe de la puissance utile.....	57
Figure 4. 3. Courbe de la puissance absorbée par la pompe.....	58
Figure 4. 4. Courbe du rendement	59

INTRODUCTION GÉNÉRALE

L'histoire des pompes hydrauliques a commencé au 1er siècle en Chine. Et au XVIIe siècle les pompes modernes ont été développées. De nos jours, l'utilisation des pompes diesel et électriques peuvent avoir des débits très élevés et des pressions très élevées plus de 400 bars suivant les besoins de l'utilisateur.

Le principe de la pompe est apparu lorsque le besoin en eau nécessaire à la survie de l'homme l'obligea à trouver un système de transport de cette eau, du puits ou de la rivière à son habitat. L'homme utilisa d'abord l'énergie musculaire pour le transport de cette eau. Plus la distance et la quantité en eau augmentaient, il avait besoin de beaucoup d'énergie. Les techniques de pompage ont dépassé les limites initiales de leur domaine d'application. Les pompes sont passées du simple transport de l'eau et des divers fluides liquides à la transmission de la puissance mécanique. Leurs caractéristiques principales sont entre autres le débit et la pression.

Dans ce travail, nous avons pour objectif de faire une étude Dans le premier chapitre Caractères généraux des installations de distribution d'eau et d'assainissement

Dans le deuxième chapitre Différents types de pompes hydrauliques

Dans le troisième chapitre L'étude de la pompe centrifuge notamment pour ses nombreuses utilisations dans les secteurs (agriculture, industrie, distribution et évacuation d'eau potable).

Étudiez ses caractéristiques importantes montage série et un montage parallèle de deux pompes hydrauliques. La pompe facilite le souvent qu'une seule pompe ne soit pas en mesure de fournir, dans certaines conditions, il existe un autre phénomène apparemment voisin et beaucoup moins connu. En effet, lorsqu'un liquide est soumis à une brusque chute de pression, il peut apparaître des bulles de vapeur répétée des milliers de fois, peut causer des dommages importants et irrémédiables à certains matériels : c'est le phénomène de la cavitation.

Dans le quatrième chapitre est d'effectuer des différentes manipulations réalisées sur le banc d'essai est d'observer les variations des paramètres suivants :

- La pression dans la conduite d'aspiration.
- La pression dans la conduite de refoulement.
- La hauteur manométrique.

- La puissance absorbée.
- La puissance utile.
- Le rendement.

Dans le dernier chapitre calcul d'une installation dans l'hydraulique urbaine

CHAPITRE I

CARACTÈRES GÉNÉRAUX DES INSTALLATIONS DE DISTRIBUTION D'EAU ET D'ASSAINISSEMENT

I.1. Préambule

L'Hydraulique urbaine traite de tous les problèmes posés par l'alimentation des cités en eaux et par le rejet de ces eaux jusqu'à un exutoire naturel. En effet, bien que l'on emploie couramment le mot de "consommation" lorsque l'on parle des eaux urbaines, l'eau qui est fournie à la clientèle privée ou industrielle n'est pas au sens strict consommée, mais seulement utilisée, et elle est rendue ensuite, en quantité pratiquement égale à chaque instant, ayant seulement perdu ses propriétés de pureté et de salubrité, et servant ainsi de vecteur à des impuretés physiques, chimiques et biologiques. Dès lors, il est logique de ne pas séparer dans cette étude ce qui précède l'utilisation de l'eau de ce qui la suit.

I.2. Cycle artificiel de l'eau

Par opposition au cycle naturel de l'eau, bien connu, qui la conduit, depuis l'évaporation à la surface des océans, à la précipitation des nuages ainsi formés et au ruissellement direct ou indirect vers les océans, nous considérerons dans tout ce qui suit les éléments d'un cycle artificiel de l'eau : ce cycle comporte, en dérivation sur le précédent, les trajets dus à l'intervention de l'homme, depuis l'endroit où il prélève les eaux naturelles pour son usage, jusqu'au point où il les renvoie après utilisation, restituant souvent de surcroît les eaux météoriques qu'il a captées contre son gré. L'hydraulique urbaine ne considère, de ce cycle artificiel, que les éléments qui correspondent à la consommation des cités, à l'exclusion des autres types d'utilisation, tels que l'irrigation et le drainage qui sont du domaine de l'hydraulique agricole, la production d'énergie (hydro-électricité) ou la réfrigération des centrales thermiques.

I.3. Fonctions des installations

Le schéma ci-après (fig. 1.1) représente les diverses fonctions que doit remplir un cycle d'hydraulique urbaine. En suivant logiquement l'eau du point où elle quitte le cycle naturel jusqu'à celui où elle le retrouve, il nous

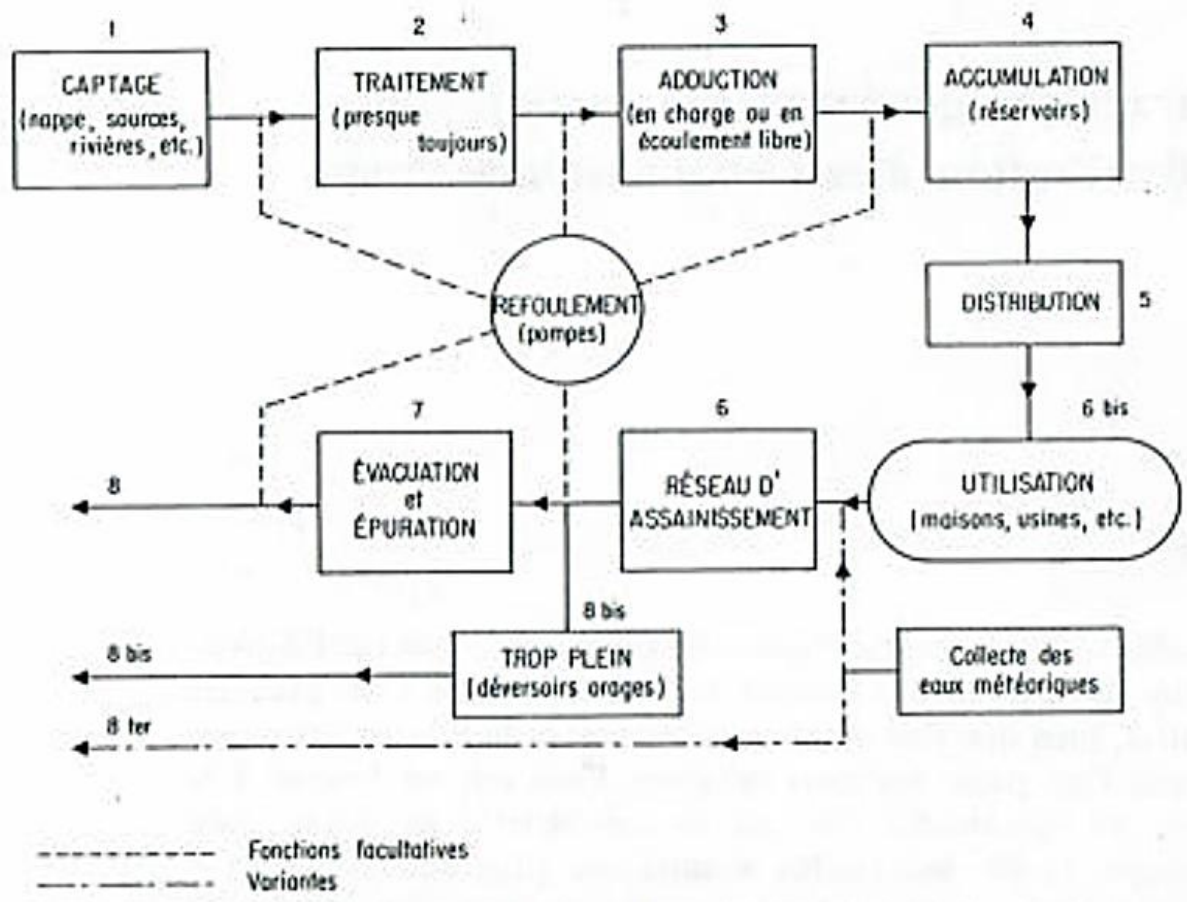


Figure 1. 1. Fonctions des installations de distribution et d'assainissement.

Fournit ainsi un plan d'étude pour le présent ouvrage. Les références des différentes fonctions correspondent à la nomenclature suivante :

I.3.1. Captage

Le captage concerne soit des eaux souterraines (sources, nappes aquifères) soit des eaux superficielles (rivières, lacs ou même mer), soit (exceptionnellement) des eaux météoriques directement.

I.3.2. Traitement des eaux

Le traitement est presque toujours nécessaire pour obtenir une eau hygiénique, donc propre à n'importe quel mode de consommation, y compris l'ingestion directe. Exceptionnellement, pour certains modes de consommation beaucoup moins exigeants sous l'aspect de la qualité (lavage des rues, certaines utilisations industrielle), un traitement beaucoup plus rudimentaire peut suffire, mais il faut alors, comme à Paris, installer deux réseaux de distribution distincts, ce qui est rarement une solution économique. Lorsque l'eau

est prélevée en mer, un traitement particulièrement onéreux est nécessaire pour la débarrasser de ses sels.

I.3.3. Adduction

C'est le transport de l'eau depuis le lieu de prélèvement jusqu'au voisinage de la zone. Cette fonction peut également se placer avant la précédente.

I.3.4. Accumulation

L'accumulation consiste à remplir des réservoirs pour assurer d'une part une plus grande régularité du débit capté, traité et amené, et d'autre part la sûreté et la santé d'alimentation lors d'une indisponibilité momentanée des ouvrages précédents ; il y a donc lieu de placer l'accumulation le plus près possible des utilisateurs.

I.3.5. Distribution

La distribution consiste à fournir à chaque instant aux utilisateurs les débits dont ils ont besoin ; elle nécessite donc un réseau de canalisations dimensionnées pour le débit maximal susceptible de passer en chaque point.

I.3.6. Réseau d'assainissement

Après utilisation, les eaux dites "usées" sont rejetées à un réseau qui doit pouvoir évacuer à chaque instant un débit sensiblement égal au débit consommé, sans aucun risque de reflux vers l'un quelconque des utilisateurs.

6 bis - Collette des eaux météoriques.

Parallèlement à la fonction précédente des eaux météoriques (pluies) sont collectées et renvoyées dans la nature, soit directement (et le réseau d'assainissement sera alors dit séparatif) soit conjointement avec les eaux usées (réseau dit unitaire).

I.3.7. Epuration

Les eaux usées doivent normalement être épurées avant d'être rejetées dans la nature, afin d'éviter à celle-ci une pollution dégradante. Trop peu répandue encore aujourd'hui, cette fonction est appelée à se développer, sous l'effet d'une réglementation intelligente.

I.3.8. Rejet

Les eaux normalement épurées sont rejetées dans la nature (le plus souvent en rivière). Facultativement, les débits très importants (dus essentiellement aux fortes averses et aux orages) peuvent être éliminés du circuit d'épuration, sans que cela entraîne une pollution inadmissible (il s'agit en effet, pendant de courtes durées, d'apports abondants propres qui diluent beaucoup les eaux usées impures).

I.3.9. Pompage

Le plus souvent, les niveaux rencontrés dans le circuit nécessitent des apports d'énergie par pompage pour relever l'eau. Les pompes se rencontrent principalement au voisinage des fonctions "traitement" et "accumulation", mais elles peuvent être nécessaires aussi comme on le verra au captage, et dans le réseau d'assainissement évacuant les eaux usées.

I.4. Caractères des réseaux de canalisations

Les réseaux de canalisations urbaines, qui servent à distribuer l'eau aux utilisateurs ou à évacuer celle qu'ils ont usée, ont entre eux bien des points communs, mais diffèrent essentiellement sous trois aspects principaux, que nous allons examiner ci-après, et qui sont :

- La séparation ou la confusion des fonctions,
- Le niveau de pression dans le réseau, et ses conséquences,
- La topologie de ces réseaux.

I.4.1. Séparation des fonctions

Pour la distribution comme pour l'assainissement, les réseaux peuvent être appelés à remplir plusieurs fonctions. Comme nous l'avons vu plus haut, on peut éventuellement distribuer deux eaux de qualités différentes, ce qui conduit à disposer parallèlement deux réseaux distincts ; mais, le plus souvent, les fonctions sont confondues et un seul réseau distribue la meilleure qualité d'eau, employée alors pour les différents usages. Les rares exceptions sont d'une part la ville de Paris, d'autre part les distributions à usage strictement Industrie ! pour lesquelles la desserte est alors différente de celle des eaux potables.

Le même problème se pose pour l'assainissement, qui doit évacuer et éventuellement traiter des eaux de provenances et par suite de qualités très différentes. Les eaux pluviales ne sont polluées que par le sol sur lequel elles ruissèlent, et il plus souvent leur épuration est inutile.

Deux raisons peuvent donc militer en faveur de la séparation des réseaux : la forte abondance relative des débits dus aux fortes pluies, qui dépend essentiellement de la densité de population et de la consommation spécifique des habitants; et la topographie locale, qui peut imposer au réseau d'eaux usées un trajet relativement complexe pour atteindre un point unique d'épuration, alors que les eaux dont réputation n'est pas nécessaire peuvent être rejetés en plusieurs points différents, de manière à réduire le coût de l'assainissement. De tels réseaux sont appelés séparatifs; on les rencontre systématiquement dans les agglomérations disposées.

Au contraire, si la ville desservie est très dense, et ne présente pas de relief compliqué, on peut avoir intérêt à installer un seul réseau d'égouts, dit réseau unitaire, car les eaux de pluies y atteignent alors un débit maximal qui est moins disproportionné avec le débit de pointe des eaux usées.

Un cas intermédiaire est constitué par les réseaux dits *pseudo-séparatifs* qui collectent avec les eaux usées une petite partie des eaux de pluies, pouvant être polluée sur les toitures et dans les cours.

I.4.2. Pression dans le réseau

La pression de l'eau à la partie supérieure de l'écoulement peut être soit la pression atmosphérique, soit une pression nettement supérieure. Dans le premier cas, l'écoulement n'atteint pas, très généralement, la partie supérieure du conduit; il est alors appelé écoulement à surface libre [5], bien que dans tous les ouvrages d'hydraulique urbaine le conduit soit, pour des raisons d'hygiène, fermé à la partie supérieure. Au contraire, les écoulements où la pression est supérieure ne laissent pas dans le conduit la place pour une couche d'air, et ils sont entièrement limités par la surface de la canalisation ; on les appelle écoulements en charge.[15]

a) écoulements à surface libre

On réalise obligatoirement des écoulements à surface libre pour les réseaux d'assainissement, car c'est le seul moyen d'empêcher en toutes circonstances les remontées d'eaux usées vers les utilisateurs en cas de forte augmentation du débit, même momentanée. Les collecteurs de ces égouts sont eux-mêmes le plus souvent le siège d'un écoulement à surface libre. Certains collecteurs ou émissaires à grande distance (plusieurs kilomètres, parfois plusieurs dizaines de kilomètres) sont toutefois en charge. Les déversoirs d'orage sont

eux aussi systématiquement à surface libre, ce qui assure ainsi leur mise en service dès que le niveau dans le système d'égouts atteint un certain seuil, matérialise par un déversoir.

De même, les adduction de gros débits à grandes distances sont souvent réalisées à surface libre, ce qui permet alors une économie sur les canalisations, qui n'ont plus à résister à la pression, en particulier lors des variations rapides de débit.

Les canalisations pour écoulements à surface libre, très généralement tracées avec une faible pente vers l'aval, sont ainsi tributaires du relief, puisqu'elles suivent un trace peu éloigné d'une ligne de niveau, si l'on veut éviter de les enterrer trop profondément.

b) écoulements en charge.

Le réseau de distribution a pour fonction non seulement d'amener l'eau à proximité des points d'utilisation (comme l'avaient fait les Etrusques, puis les Romains[19]) mais aussi maintenant de la fournir avec une pression suffisante pour atteindre dans les immeubles les étages de hauteur courante, et y alimenter les divers appareils modernes. Pour cette raison, ce réseau est toujours le siège d'un écoulement en charge.

On rencontrera aussi des écoulements en charge pour certaines adductions à distance, et dans certains cas pour des collecteurs d'eaux usées, en particulier pour ceux qui sont alimentés par une pompe de relèvement.

Le tracé d'une conduite en charge est libéré des sujétions du relief. Mais les variations rapides de débit dans une telle conduite (dus essentiellement à la fermeture d'une vanne ou à l'arrêt d'une pompe) peuvent y provoquer des variations de pression très importantes, contre lesquelles il est indispensable de se prémunir comme nous le verrons au chapitre VI.

I.4.3. Topologie des réseaux

a) Réseaux ramifiés et réseaux maillés.

Nous venons de voir que les écoulements à surface libre nécessitent une légère pente du canal dans le sens de l'écoulement, ce qui en impose pratiquement le sens dans un réseau existant. Par suite la collecte des eaux usées vers un point unique de traitement ou de rejet ne peut être effectuée que par un réseau confluent tel que celui représenté par la figure 1.2, ne laissant à chaque débit qu'un seul trajet possible. Un tel réseau est appelé réseau ramifié, car il a topologiquement une structure d'arbre. Une conséquence immédiate de cette structure est que la mise hors service d'une branche du réseau oblige d'isoler tout ce qui se trouve en amont

de Pavane. Une telle disposition de principe peut bien entendu être utilisée pour tracer un réseau de distribution, siège d'un écoulement en charge. Sur la figure 1.3 on a représenté en flèches pointillées le sens de l'écoulement pour l'assainissement, en flèches pleines celui que l'on aurait pour l'alimentation.

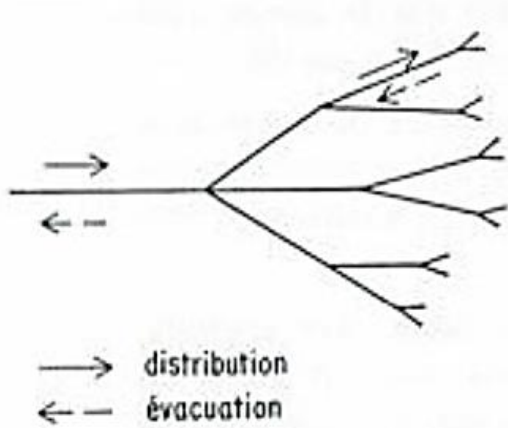


Figure 1. 2. Réseau ramifié

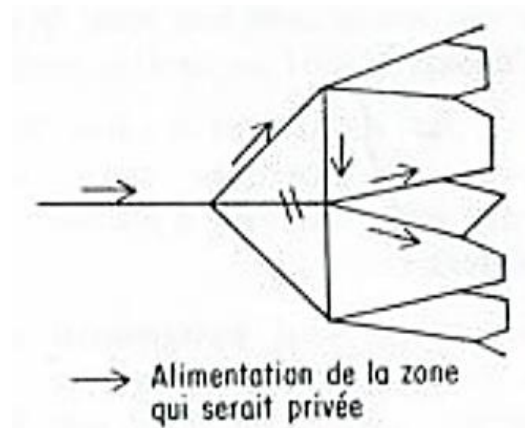


Figure 1. 3. Réseau maillé

Mais, en cas d'avarie, l'inconvénient signalé ci-dessus peut, pour des écoulements en charge, trouver un remède facile. En effet, il est préférable de profiler de la proximité quasi-générale des utilisateurs, groupés le long des rues, pour interconnecter les branches du réseau précédemment ramifié. On trouve alors sur ce réseau (figure 1.3) un certain nombre de circuits fermés ou boucles, appelés aussi mailles, donnant à la nouvelle disposition obtenue le nom de réseau maillé. Ici les connexions supplémentaires peuvent permettre d'assurer le fonctionnement du réseau en cas d'avarie localisée. Dans la mesure où la topologie de la cité à desservir est constituée par un maillage de rues ne présentant pas de tronçons habités, le maillage complet du réseau est peu coûteux, nécessitant seulement quelques connexions de course longue et le grossissement du diamètre de certains tronçons.

Dans les petites agglomérations rurales, le réseau de distribution a souvent une structure intermédiaire, le centre étant fortement maillé et la périphérie purement ramifiée.

b) Disposition des réseaux d'évacuation.

Les réseaux d'évacuation sont donc, d'après ce que nous venons de voir, essentiellement à surface libre, ramifiés, et fortement tributaires du relief, si l'on ne veut pas approfondir à l'excès les tranchées où ils sont posés. Leur tracé en plan va donc dépendre de ce relief.

Le plus souvent, l'agglomération que l'on veut assainir est située à proximité d'une rivière ou d'un talweg qui permet d'assurer l'évacuation finale, après traitement éventuel, et qui indique l'allure générale des reliefs commandant l'orientation des égouts.

a) réseau du type perpendiculaire (figure 1.4)

Ce type de tracé consiste à amener perpendiculairement à la rivière un certain nombre de collecteurs recevant à leur tour les eaux des égouts

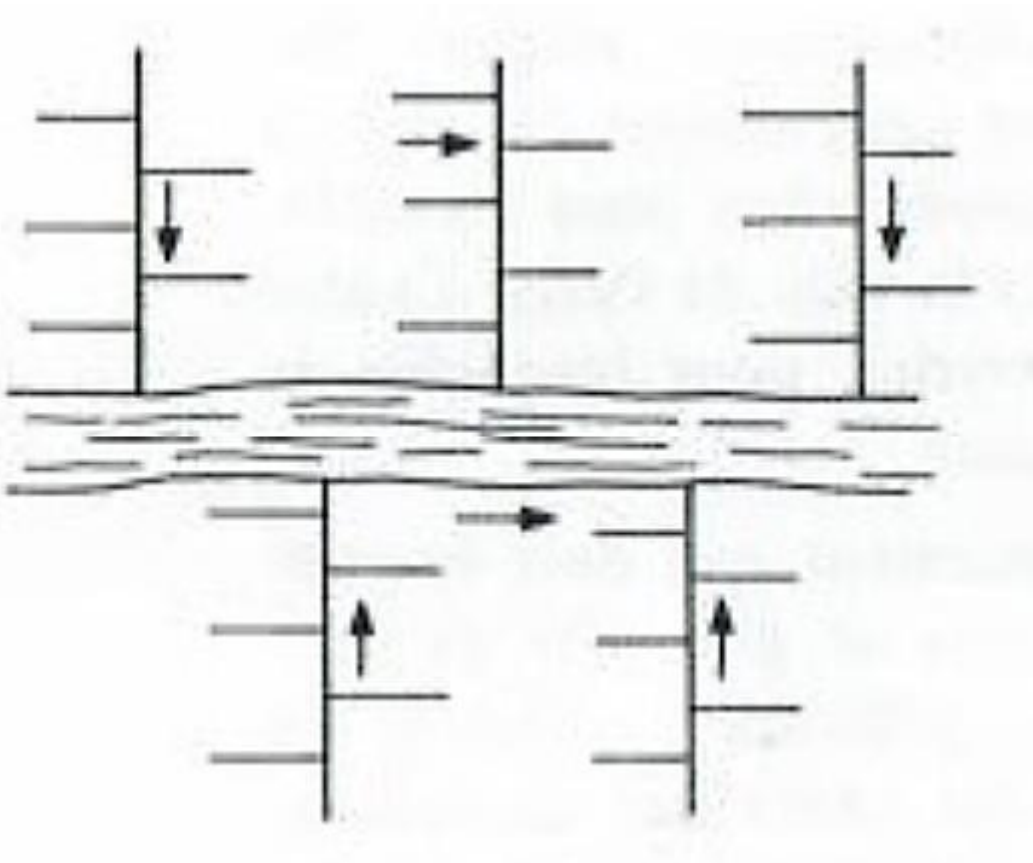


Figure 1. 4. Réseau perpendiculaire.

Primaires. Il ne permet donc pas la concentration des eaux vers un point unique d'épuration, et donc interdit pratiquement celle-ci. Il convient donc lorsque l'épuration n'est pas jugée nécessaire, et en particulier pour les réseaux d'eaux pluviales. C'est la trace la plus économique, surtout si la pente du terrain vers la rivière est faible.

I.5. Schéma générale de la station de pompage

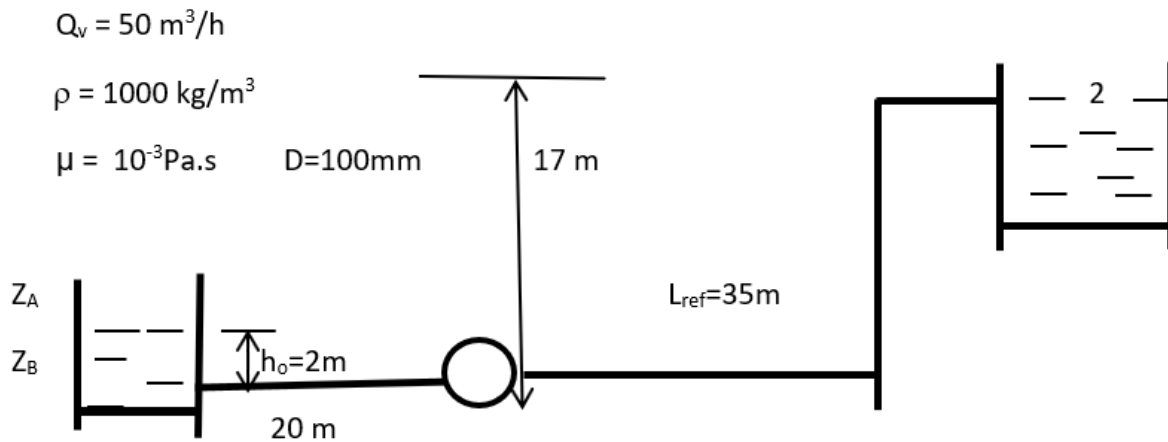


Figure 1. 5. Schéma de l'installation

- Fonctions des installations dans l'hydraulique urbaine

Le captage s'effectue à partir d'une nappe aquifère souterraine refoulée par la pompe centrifuge jusqu'à une hauteur de 17 m où se trouve le réservoir de stockage (château d'eau) à partir duquel s'effectue par gravité la distribution de l'eau potable aux habitants de l'agglomération.

Après son utilisation, les eaux usées sont rejetées à un réseau d'assainissement et doivent être épurées afin d'éviter tout risque de pollution de l'environnement.

- Schéma de l'installation de refoulement vers le réservoir de stockage d'eau

Pour alimenter une agglomération en eau potable, on doit utiliser une pompe centrifuge qui débite $50 \text{ m}^3/\text{h}$ qui va servir au remplissage d'un réservoir à travers une conduite horizontale rectiligne de 20 m dont le diamètre est égal à 100 mm, en acier inoxydable de rugosité $\varepsilon = 0.02 \text{ mm}$. Cette conduite montée à l'amont de la pompe est branchée directement en paroi sur le bac d'alimentation et comprend un clapet de retenue de coefficient de perte de charge $k_1 = 0.5$.

En aval de la pompe, est montée une conduite identique de 35 m de long, comprenant 2 coudes de coefficient chacun $k_2 = 0.25$. Le liquide sort en jet horizontal à 17 m au-dessus du niveau dans le bac d'alimentation, situé lui-même à 2 m au-dessus de l'axe de la pompe. Sachant que NPSH requis est de 0.4 bars et les caractéristiques du liquide pompé sont : $\rho = 950 \text{ kg/m}^3$, $\nu = 1.2 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, $p_{vs} = 5500 \text{ Pa}$. Pression atmosphérique: 10^5 Pa .

CHAPITRE II

GÉNÉRALITE SUR LES POMPES

II.1. Généralités sur les pompes

On appelle pompe du nom italien « pompa » toute machine hydraulique qui sert à déplacer les liquides d’une région de basse pression vers une région à haute pression. Son fonctionnement consiste à produire une différence de pression entre la région d’aspiration et la région de refoulement au moyen de l’organe actif (piston, roue,...etc.) de la pompe. Du point de vue physique, la pompe transforme l’énergie mécanique en énergie hydraulique. Les pompes en tant que machines, constituent l’épine dorsale des unités de pétrole de gaz. Leurs défaillances implique de la dégradation de la productivité de ces derniers à cet effet leurs choix et leurs installation doivent faire l’objet d’un soin tout particulier de la part des services d’études, de même leur entretien requiert une des spécialistes très qualifiées, afin qu’elles puissent assurer dans les meilleurs conditions un service continu pendant une longue durée.

II.2. Classification des pompes

Pour répondre à toutes les applications industrielles, plusieurs types de pompes ont été mis au point. On regroupe toutes ces pompes sous deux grandes familles :

- les pompes hydrauliques volumétriques.
- Les pompes hydrauliques non volumétriques (roto-dynamique).—

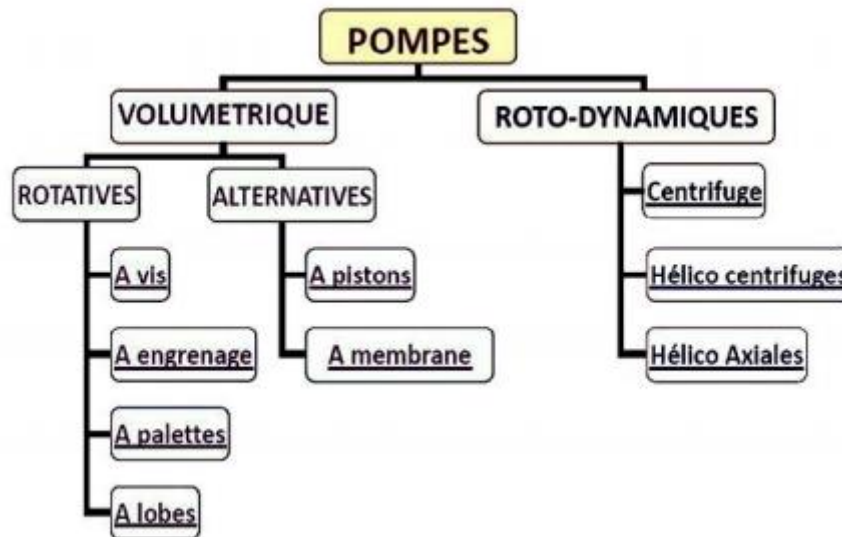


Figure 2. 1. Classification des pompes

II.3. Pompes hydrauliques

Dans un circuit hydraulique, les pompes jouent un rôle tout aussi important, lequel s’apparente à celui joué par le cœur chez l’être humain. En effet, la pompe permet de faire

circuler, par l'intermédiaire de canalisations, un fluide hydraulique qui déplacera des charges grâce à des vérins ou à des moteurs hydrauliques. La pompe joue un rôle de premier plan, car c'est elle qui fournit l'énergie dans un circuit hydraulique.

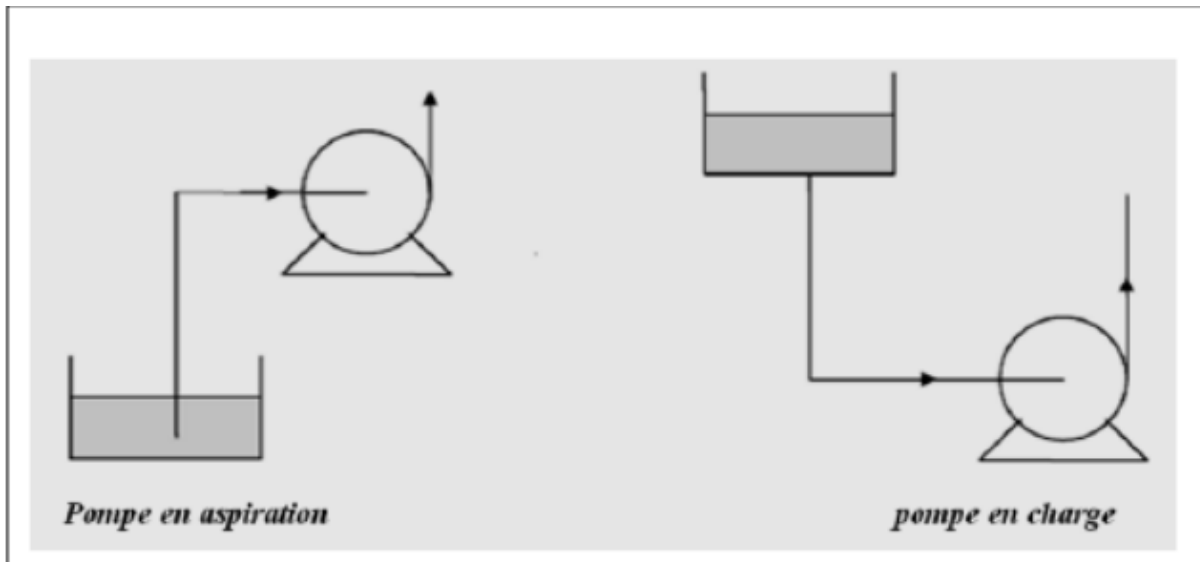


Figure 2. 2. Montage d'une pompe en aspiration et en charge.

II.3.1. Les pompes volumétriques

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

Exécution d'un mouvement cyclique

Pendant un cycle, un volume déterminé de liquide pénètre dans un compartiment avant d'être refoulé à la fin,

Ce mouvement permet le déplacement du liquide entre l'orifice d'aspiration et l'orifice de refoulement, elles se décomposent en deux familles :

II.3.1.1. Les pompes volumétriques rotatives

Ces pompes sont constituées par une pièce mobile animée d'un mouvement de rotation autour d'un axe, qui tourne dans le corps de pompe et crée le mouvement du liquide pompé par déplacement d'un volume depuis l'aspiration jusqu'au refoulement, on trouve plusieurs types :

a) Pompes à vis

Elles sont formées de deux ou trois vis suivant les modèles :

- Dans le cas d'une pompe à trois vis la centrale seule motrice, les deux autres sont entraînées par la première.
- Dans le cas d'une pompe à deux vis, celles-ci sont souvent toutes les deux entraînées par un jeu de pignons extérieurs.



Figure 2. 3. Pompes à vis

b) Pompes à engrenages**- Pompes à engrenages extérieurs**

Elle est constituée par deux engrenages tournant à l'intérieur du corps de pompe. Le principe consiste à aspirer le liquide dans l'espace compris entre deux dents consécutives et à le faire passer vers la section de refoulement.

Les pompes à engrenages peuvent avoir une denture droite, hélicoïdale, ou encore à chevrons, cette dernière solution présente l'avantage de rendre le mouvement plus uniforme.



Figure 2. 4. Principe d'une pompe à engrenage

- Pompes à engrenages intérieurs

Le principe général consiste à placer un des engrenages à l'intérieur de l'autre. Cette disposition nécessite l'utilisation d'une pièce supplémentaire en forme de croissant qui permet l'étanchéité entre les deux trains d'engrenages.

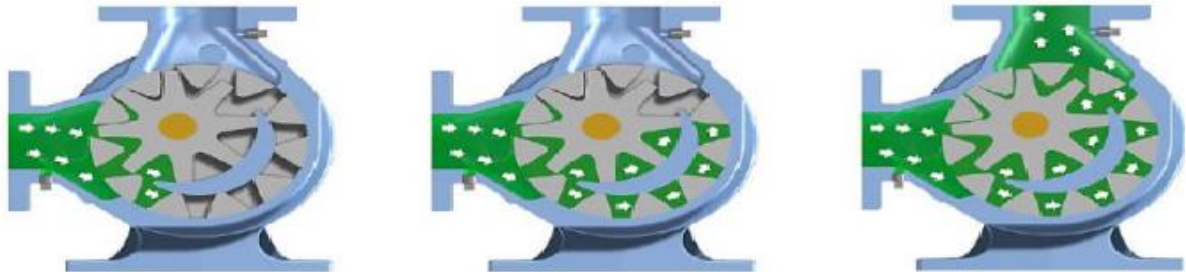


Figure 2. 5. Pompe a engrenage intérieur

c) Pompes à palettes

Quand les palettes passent devant le lamage d'aspiration, le volume entre palettes augmente, c'est la phase aspiration de la pompe.

Les palettes continuent leur rotation, elles sont repoussées dans leur logement sous l'effet de l'excentration « e ». Le volume entre palettes est en diminution, c'est la phase de refoulement de la pompe.

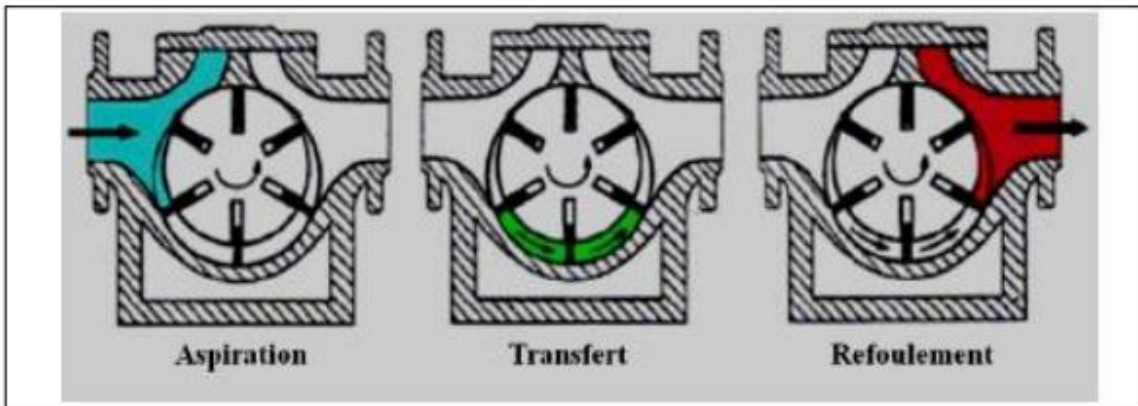


Figure 2. 6. Pompes à palettes libres

d) Pompes à lobes

La rotation régulière des couples de lobes crée un vide au niveau du côté aspiration déterminé par le sens de rotation de l'entraînement. Ce vide attire le liquide dans le compartiment de pompe. Lorsque la rotation se poursuit, le liquide pompé est refoulé par les lobes, longe la paroi de la pompe et arrive dans la zone de refoulement.



Figure 2. 7. Pompes à lobe

II.3.1.2. Les pompes volumétriques alternatives

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

a) Pompes à piston

Son principe est d'utiliser les variations de volume occasionné par le déplacement d'un piston dans un cylindre. Ces déplacements alternativement dans un sens ou dans l'autre produisent des phases d'aspiration et de refoulement. Quand le piston se déplace dans un sens, le liquide est comprimé : il y a fermeture du clapet d'admission et ouverture du clapet de refoulement. Le fonctionnement est inverse lors de l'aspiration du liquide dans la pompe.

Elles peuvent être à simple effet et, dans ce cas le piston n'a qu'une seule phase active (premier temps : aspiration ,deuxième temps : le refoulement) Elles peuvent être à double effet et, dans ce cas, le piston est actif dans les deux phases celles-ci étant à la fois phase d'aspiration et phase de refoulement. [3]

Elles sont souvent utilisées comme pompes doseuses.

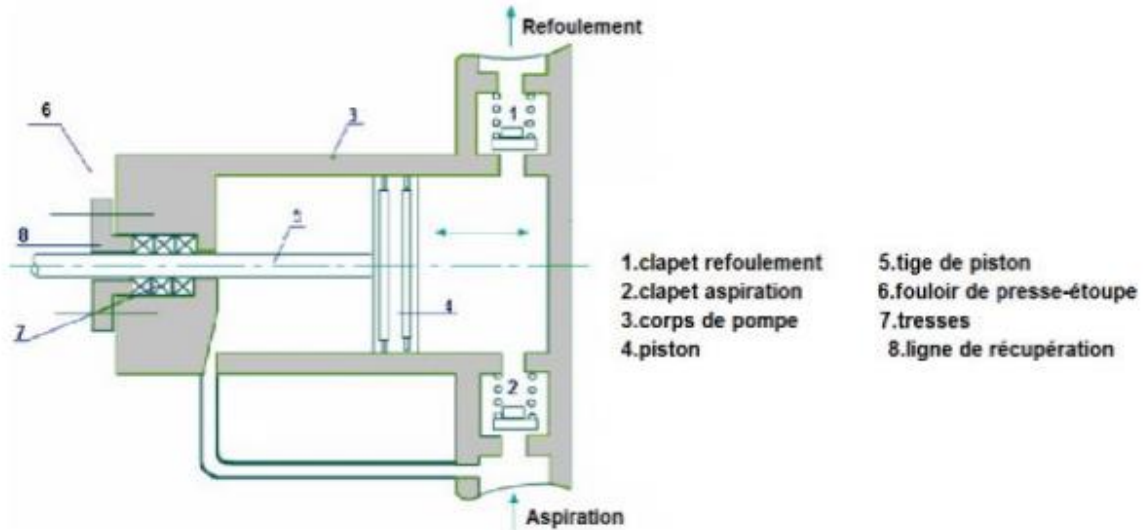


Figure 2. 8. Pompes à piston

b) Pompes à membrane

Elles sont essentiellement à piston et (ou) à membrane. L'introduction d'un débit bien déterminé de liquides est rendu possible grâce à un dispositif précis de réglage de la course du piston et de sa fréquence.

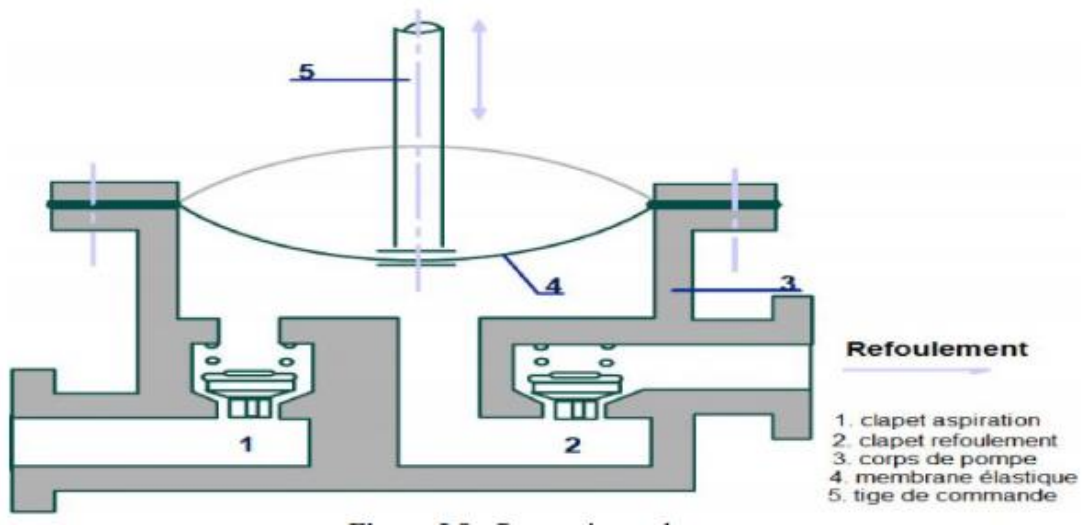


Figure 2. 9. Pompe à membrane.

II.3.1.3. Avantages et inconvénients des pompes volumétriques

a) Avantage

Le débit refoulement ne dépend pas de la hauteur de refoulement, donc elles sont bien placées comme pompe de dosage et d'injection.

Pompage possible de liquide très visqueux

Elles ont une très bonne puissance d'aspiration.

Le débit de refoulement ajustable de manière exacte.

b) Inconvénients

- Appareils plus lourds et plus encombrants, elles sont pas bien adaptées à des grandes vitesses de rotation.

-Débit pulsé ce qui nécessite l'installation d'appareils spéciaux pour avoir un débit continu. Impossibilité d'obtenir de gros débits sous faible pression-

- Danger de surpression dans le circuit de refoulement d'où la présence indispensable de• sécurités (by-pass et soupape de sûreté)

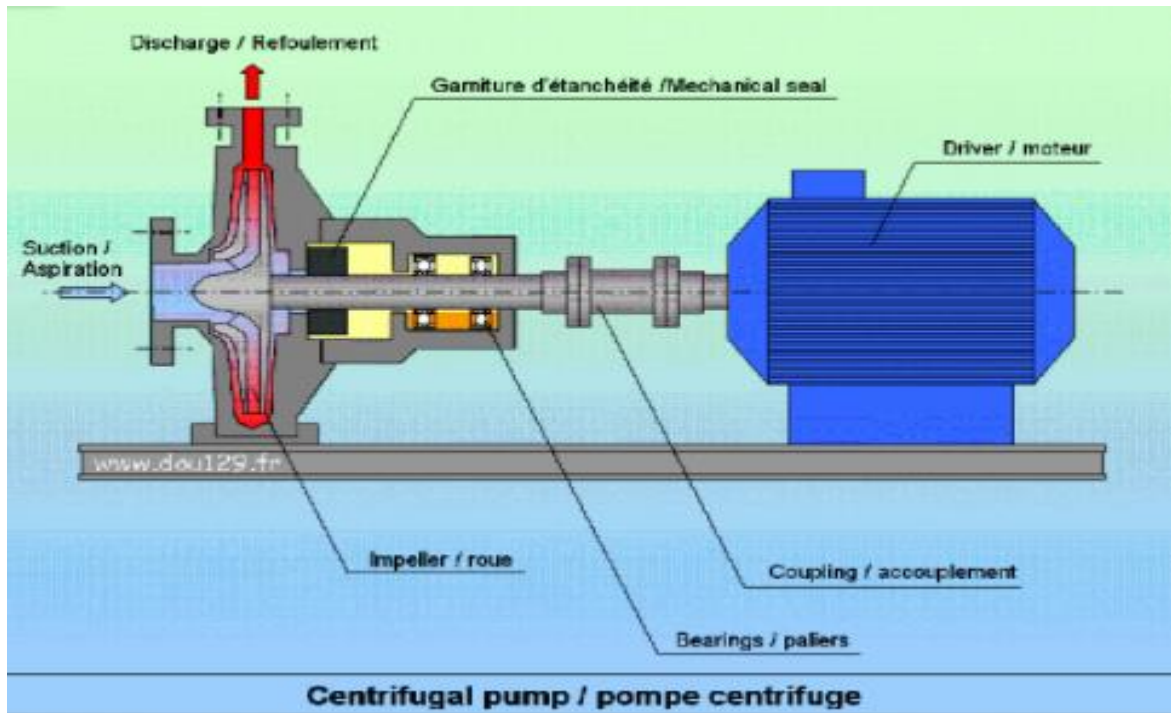
- Impossibilité en général de pomper des liquides chargés

- On ne peut pas limiter la pression de refoulement, et pour cela une soupape de sécurité• est obligatoire.

II.3.2. Les turbopompes

On appelle turbomachine un ensemble mécanique de révolution comportant une ou plusieurs roues (rotors) mobiles munies d'aubes (aubages, ailettes) qui ménagent entre elles des canaux à travers lesquels le fluide s'écoule. Les aubes sont des obstacles profilés, plongés dans l'écoulement

Dans un ensemble mécanique, la transformation de l'énergie du fluide en énergie mécanique et réciproquement, se fait à l'aide d'un mouvement de rotation continu.



II.3.2.1 Classification des turbopompes

Dans la famille turbopompe, on classe les pompes selon la trajectoire du fluide (trajectoire de l'écoulement) :

- Les pompes centrifuges.
- Les pompes hélico-centrifuges.
- Les pompes axiales ou à hélices

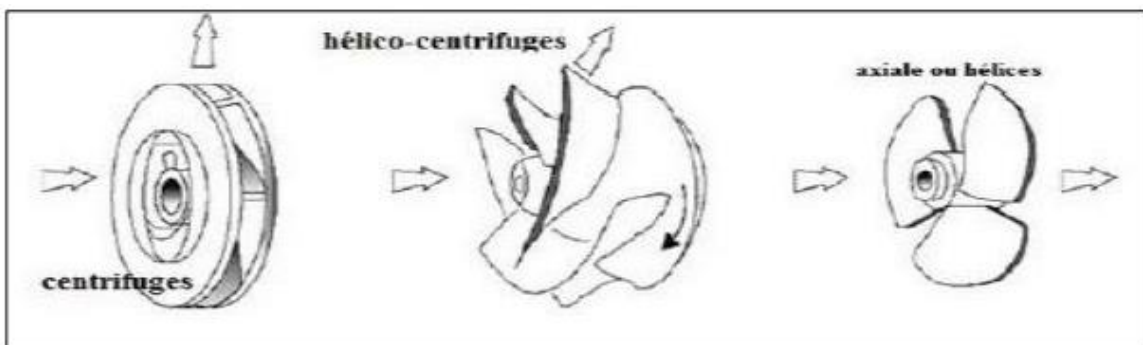


Figure 2. 10. Représentation des domaines respectifs des trois types de pompes rotodynamiques.

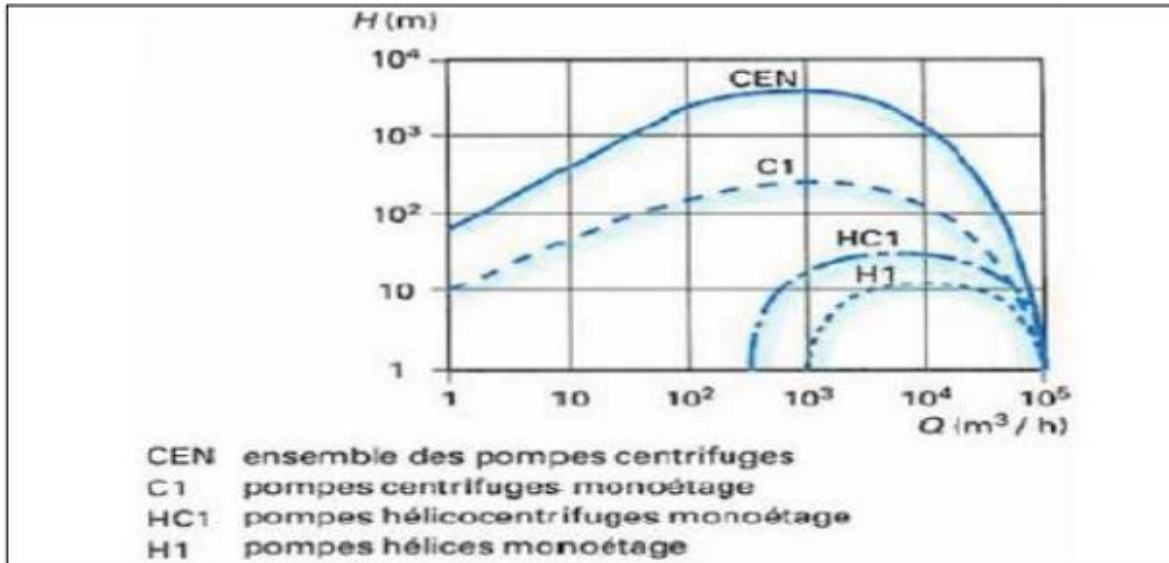


Figure 2. 11. Domaines d'utilisation des pompes industrielles roto-dynamiques.

a) Les pompes à hélices (axiales)

Elles sont destinées à générer un fort débit et une faible variation de pression, le liquide reste à une distance constant de l'axe de la pompe, elles sont utilisées généralement dans l'irrigation.

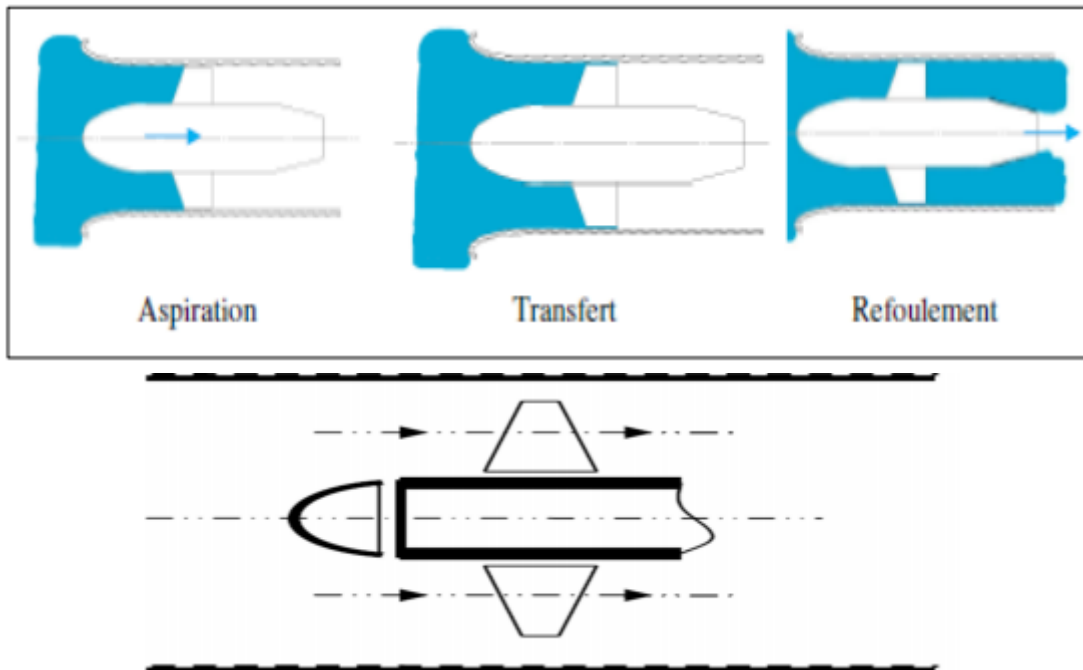


Figure 2. 12. Roue motrice axiales

b) Les pompes hélico centrifuges

Elles sont adaptées à toutes les applications de pompages d'eau ou une pression à fournir et à des débits modérés avec les hauteurs totales d'élévation moyennes ; le liquide s'éloigne de l'axe mais progresse axialement et parallèlement.

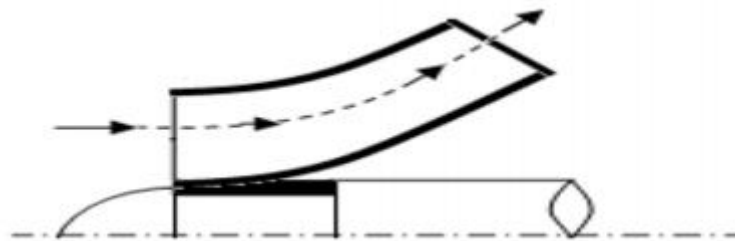
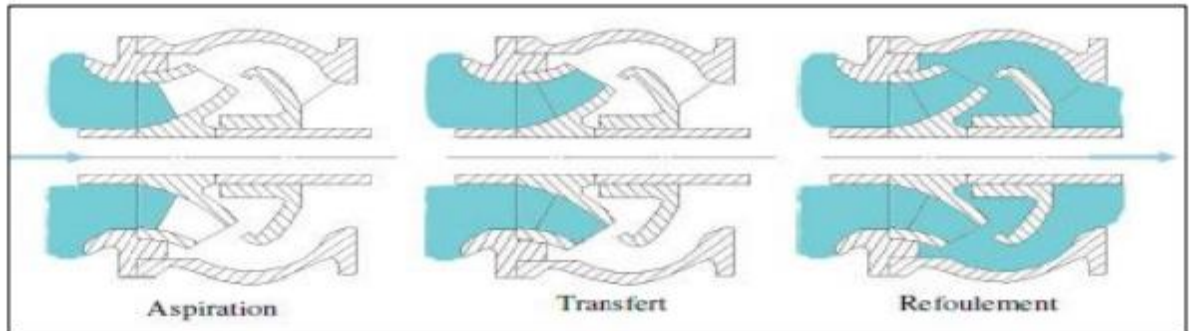


Figure 2. 13. Roue motrice hélico centrifuges

c) Les pompes centrifuges

Les pompes centrifuges sont composées d'une roue à aubes qui tourne autour de son axe, d'un stator constitué au centre d'un distributeur qui dirige le fluide de manière adéquate à l'entrée de la roue, et d'un collecteur en forme de spirale disposé en sortie de la roue appelé volute.

Le fluide arrivant par l'ouïe est dirigé vers la roue en rotation qui sous l'effet de la force centrifuge lui communique de l'énergie cinétique. Cette énergie cinétique est transformée en énergie de pression dans la volute. Un diffuseur à la périphérie de la roue permet d'optimiser le flux sortant est ainsi de limiter les pertes d'énergie (Figure II-1). [18]

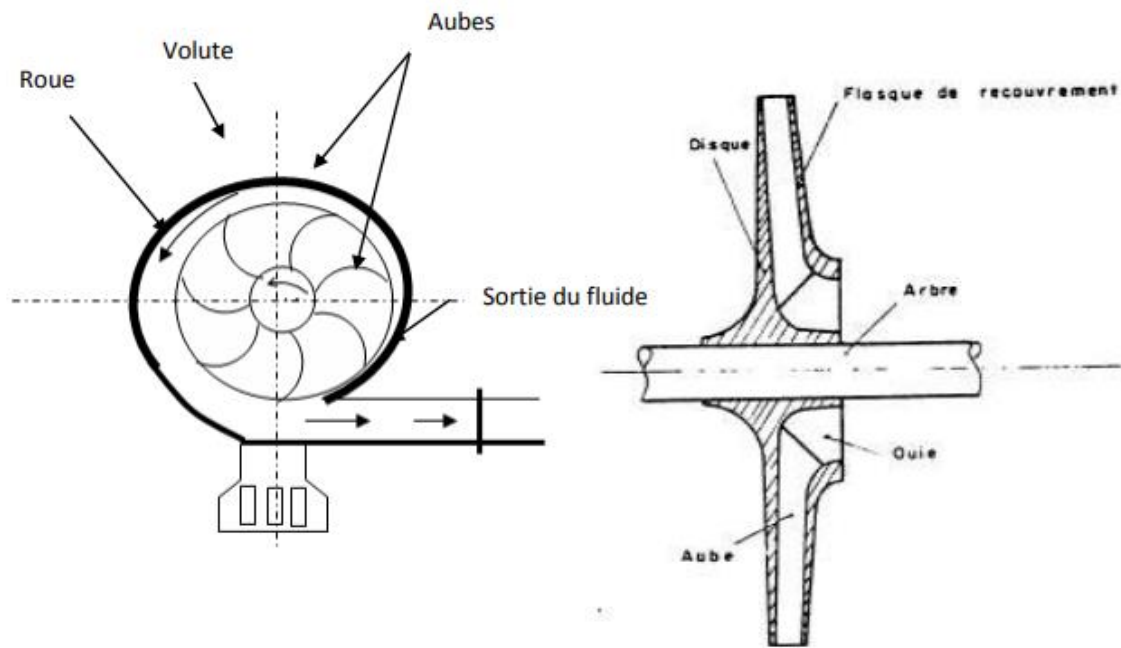
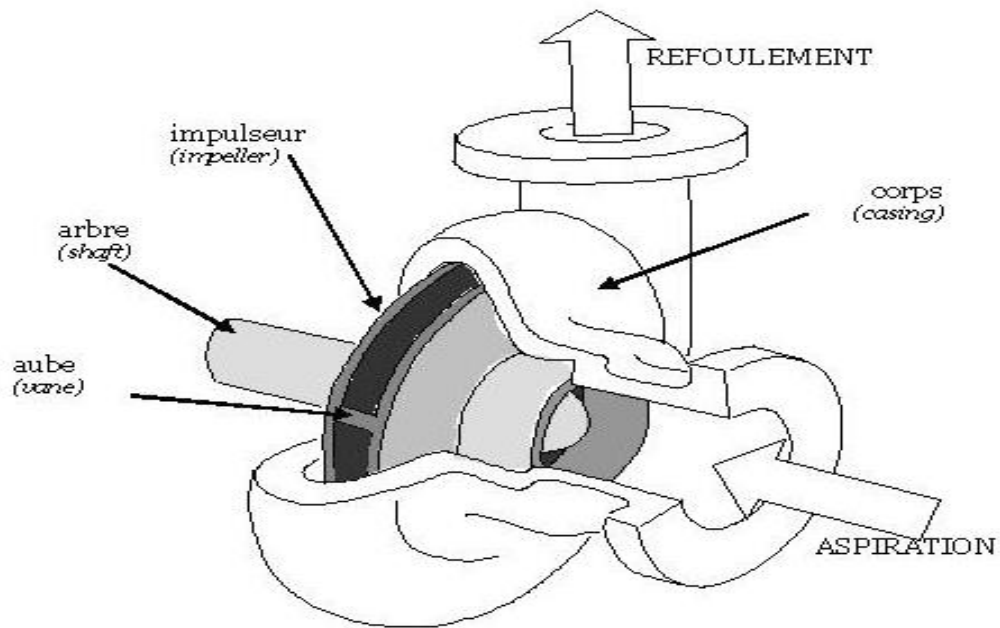


Figure 2. 14. Principales composantes Schéma de la pompe centrifuge



La pièce rotative appelée roue, rotor ou impulseur, est constitué par un moyeu muni d'aubes plus ou moins incurvées, le plus souvent au nombre de 6 à 12, bien qu'il puisse n'y avoir que 2 à 3 dans les appareils destinés au pompage des boues. Le rotor est monté sur un arbre moteur.

Le liquide à l'intérieur de la pompe glisse le long des aubes du rotor vers sa périphérie, donc dans la direction de son rayon ; c'est pourquoi on l'appelle par fois « pompe à écoulement radial ».

On distingue deux types de corps de pompe ou stator dans lequel tourne le rotor, soit le corps de pompe à volute et celui à diffuseur.

le corps de pompe à volute, en forme de colimaçon, qui s'élargit vers la sortie tangentielle. La pompe est alors dite POMPE CENTRIFUGE A VOLUTE. C'est la plus fréquemment utilisé.

le corps de pompe à diffuseur, la forme circulaire, qui comporte des lames directrices fixes. La sortie est alors radiale plutôt que tangentielle. Ce type de pompe est appelé pompe centrifuge à diffuseur. On trouve aussi des pompes à volute munies d'un diffuseur. Le diffuseur est surtout utilisé dans les pompes multicellulaires.

L'entrée, appelée ouïe ou œillard, est située sur l'une des faces du rotor, en son centre. Certaines pompes sont munies d'un rotor à deux œillards, soit un à chaque face; ce sont LES POMPES A DOUBLE ASPIRATION OU POMPES BILATERALES. L'œillard est généralement précédé d'un secteur convergent. La sortie est à la périphérie du corps de pompe, tangentielle dans le cas d'une volute. Elle est normalement suivie d'un secteur divergent.

Il existe trois types de rotors :

- les rotors ouverts, dont les aubes sont fixées au moyeu central ;
- les rotors semi-ouverts, dont les aubes sont fixées au moyeu et à un disque, ou flasque, d'un côté seulement
- les rotors fermés, dont les aubes sont retenues entre deux flasques.

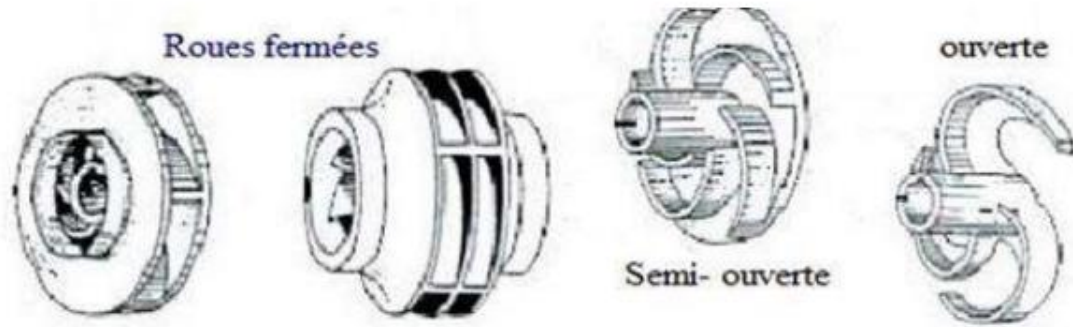


Figure 2. 15. Types de rotors.

II.3.2.2. Avantage et inconvénient d'une pompe centrifuge

a) Avantage

- Leur rendement est souvent meilleur que celui des « volumétriques ».
- Le fonctionnement est silencieux.
- Elles sont adaptées à une très large gamme de liquide

b) Inconvénient

- Elles ne sont pas adaptées pour pomper des liquides trop visqueux
- Elles ne sont pas auto-amorçages
- Production d'une pression différentielle peu élevée

Conclusion

Nous avons présenté dans ce chapitre, un bref rappel sur les pompes, on a donné une classification très réponde avec des définitions de chaque type, ainsi les grandeurs qui caractérisent une pompe centrifuge seront exposées dans le prochain chapitre.

CHAPITRE III

GÉNÉRALITÉ SUR LES POMPES CENTRIFUGES

III.1. Introduction

C'est le type que nous allons étudier dans cet mémoire, les pompes centrifuges sont composées d'une roue à aubes qui tourne autour de son axe, d'un stator constitué au centre d'un distributeur qui dirige le fluide de manière adéquate à l'entrée de la roue, et d'un collecteur en forme de spirale disposé en sortie de la roue appelé volute. A la sortie et à l'aide d'un divergent, une grande partie de l'énergie cinétique se transforme en pression motrice.

III.2. Domaine d'application

Les pompes centrifuges sont les plus utilisées dans le domaine industriel à cause de la large gamme d'utilisation qu'elles peuvent couvrir, de leur simplicité et de leur faible coût.

Leur utilisation est infiniment diversifiée, on ne s'intéresse donc ici qu'aux principales d'entre elles. Les grands domaines d'utilisations peuvent être cités comme suit :

- Hydro-électricité (barrage).
- Agriculture (irrigation des surfaces cultivées).
- Alimentation urbaine (réseau d'alimentation d'eau urbaine).
- Château d'eau.
- Industrie hydrocarbure (production du pétrole).
- Transport des hydrocarbures liquides.
- Industrie de traitement des hydrocarbures.

Néanmoins, il existe des applications pour lesquelles elles ne conviennent pas, comme :

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

Ces types d'application nécessitent l'utilisation de pompes volumétriques. Par contre à la plupart des pompes volumétriques, les pompes centrifuges admettent les suspensions chargées de solides.

III.3. Classification des pompes centrifuges

Les pompes peuvent se classer selon les critères suivants :

- **Nombre de roues :**
 - Monocellulaire. (Pompe centrifuge à une roue).]
 - Biétage. (Pompe centrifuge à deux roues).]
 - Multicellulaire. (Pompe centrifuge à plusieurs roues).]
- **Importance de la pression engendrée :**
 - Basse pression.
 - Moyenne pression.
 - Haute pression.
- **Disposition de l'axe :**
 - Horizontal.
 - Vertical.
 - Incliné.
- **Forme de la roue:**
 - Roue à simple aspiration.
 - Roue à double aspiration.]
- **Moyens d'entraînement :**
 - Entraînement par courroie.
 - Entraînement par engrenage.
 - Entraînement par accouplement.

- **Force motrice utilisée :**
 - Moteur électrique.
 - Moteur diesel ou essence.
 - Turbine à vapeur, turbine à gaz.
- **Destination :**
 - Usage ordinaire.
 - Liquide chargé.
 - Acide.
- **Matériaux de construction :**
 - Acier spécial ou bronze. (Selon le liquide pompé).

III.4. Description d'une pompe centrifuge :

Les pompes centrifuges comprennent les éléments suivants

- **Un conduit d'aspiration** du fluide vers la roue (impulseur) de la pompe.
- **Une roue:** qui est l'élément essentiel de la pompe. La totalité de l'énergie est apportée au fluide sous deux formes distinctes:
 - d'une part, directement, sous la forme d'un accroissement de pression statique.
 - d'autre part, sous la forme d'un accroissement d'énergie cinétique, qui est lui-même transformé en pression dans les organes situés en aval de la roue
- **une volute:** qui a le rôle de recueillir le fluide sortant à grande vitesse de la roue, de le canaliser, puis de le ralentir, transformant ainsi en pression une part importante de son énergie cinétique.

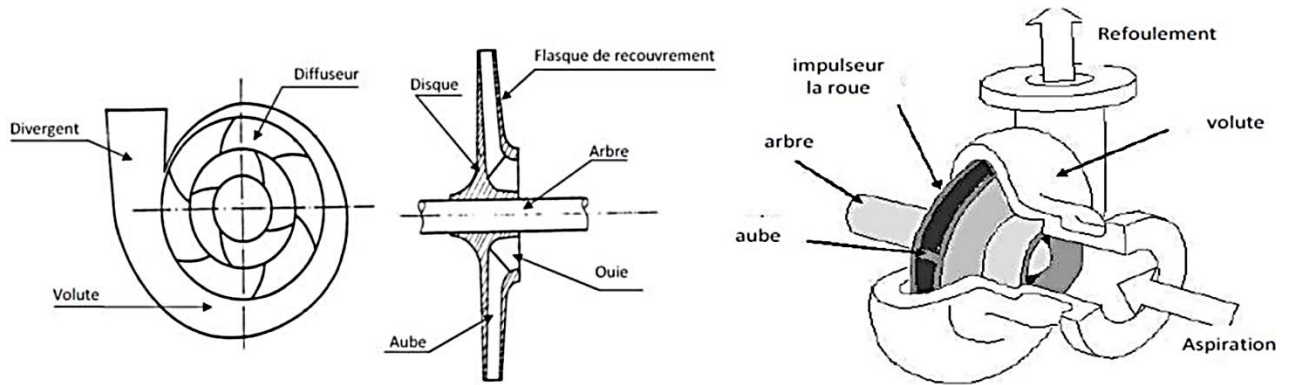


Figure 3. 1. Schéma d'une pompe centrifuge

- **Des dispositifs d'étanchéité internes:** sont destinés à limiter le retour vers l'aspiration et à réduire les débits de fuite internes.
- **Un arbre:** a pour fonction de porter la roue, d'assurer son centrage dynamique et de transmettre la puissance.
- **Un système d'étanchéité vers l'extérieur:** a pour fonction d'empêcher une fuite externe → ou tout au moins, d'en limiter l'importance. L'étanchéité externe peut aussi être assurée par une garniture mécanique.
- **Bagues d'usure de l'impulseur:** Ces bagues sont fournies seulement si demandées, elles sont installées sur l'impulseur à chaud et sont bloquées par des grains.
- **Carter des paliers:** Il est maintenant nécessaire d'avoir une pièce qui supporte l'arbre et empêche la roue de toucher dans sa rotation.
- **Chemises de l'arbre:** la chemise est fixée sur l'arbre en interposant une garniture et est maintenue en position au moyen de l'impulseur est insérée dans un logement de chemise et l'empêche de tourner sur l'arbre.

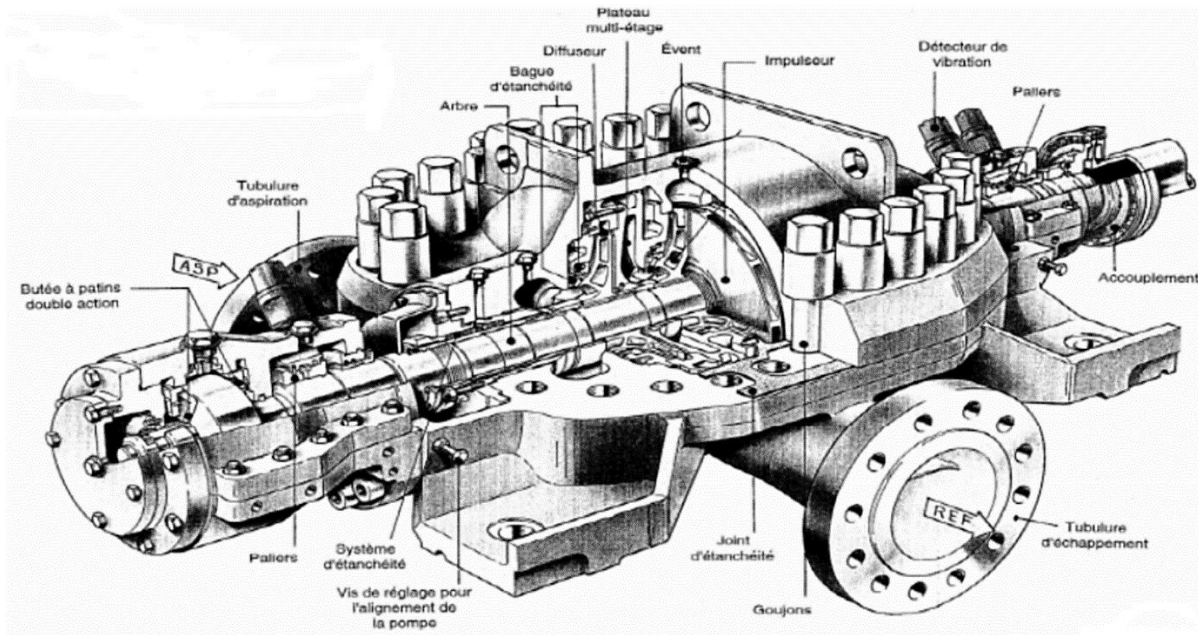


Figure 3. 2. Différents organes d'une pompe centrifuge.

III.5. Principe de fonctionnement

L'écoulement à l'intérieur d'une pompe est toujours d'une grande complexité. Il est instationnaire et tridimensionnel, c'est-à-dire qu'il dépend du temps et des trois variables d'espace (t, x, y, z). Sans une simplification préalable, il ne peut être ni analysé par des moyens de calcul simples, ni même décrit ou expliqué par les moyens ordinaires de la communication.

On est donc amené à représenter l'écoulement par des grandeurs fictives. En un point donné, la pression et les trois composantes du vecteur vitesse que l'on considère, sont des valeurs moyennes dans le temps.

On peut décomposer le fonctionnement en deux étapes :

- **L'aspiration:** Le liquide est aspiré au centre du rotor par une ouverture appelée distributeur dont le rôle est de conduire le fluide depuis la conduite d'aspiration jusqu'à la section d'entrée du rotor. La pompe étant amorcée, c'est à dire pleine de liquide.

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, la vitesse du fluide qui entre dans la roue augmente et par conséquent la

pression dans l'ouïe diminue et engendre ainsi une aspiration , c'est à dire une dépression est créée à l'entrée de la pompe, alors, le maintien de l'amorçage.

- L'accélération:** Le rotor transforme l'énergie mécanique appliquée à l'arbre de la machine en énergie cinétique. A la sortie du rotor, le fluide se trouve projeté dans la volute dont le but est de collecter le fluide et de le ramener dans la section de sortie. La section offerte au liquide étant de plus en plus grande, son énergie cinétique se transforme en énergie de pression.
- Le refoulement:** Dans l'élargissement en sortie, qui se comporte comme un divergent, le liquide perd de la vitesse au profit de l'accroissement de pression : l'énergie cinétique est convertie en énergie de pression au niveau de diffuseur.

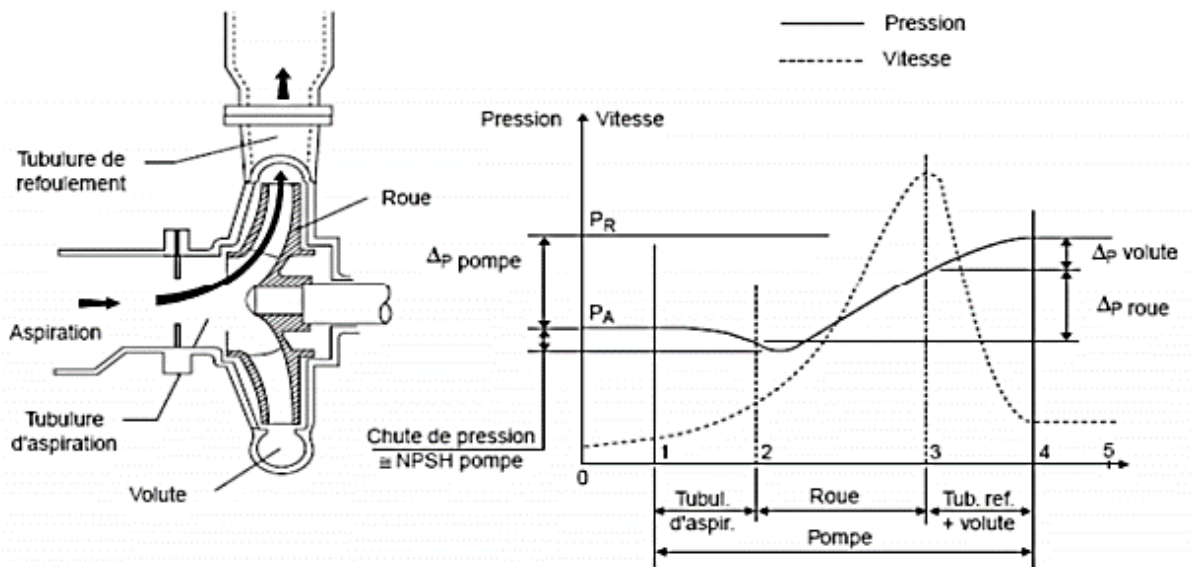


Figure 3. 3. Répartition de la vitesse et de la pression dans une pompe centrifuge.

III.6. Caractéristiques et performances

III.6.1. Hauteur théorique

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

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

La courbe représentant la variation de hauteur en fonction du débit s'appelle la caractéristique "**hauteur d'élévation**" $H(Q_v)$ de la pompe. Elle a été établie par un essai de la pompe sur un banc d'essai. L'application du théorème de quantité de mouvement sous forme de moment par rapport à l'axe de la roue, permet d'écrire le couple des forces « \mathbf{M} » exercées par la roue sur le liquide sous la forme suivante :

$$M = \rho \cdot Q_v [R_2 \cdot C_{u2} - R_1 \cdot C_{u1}]$$

Par définition la puissance est donnée par la formule :

$$P_{Hyd} = \omega \cdot M$$

Et puisque $U = \omega \cdot R$, donc :

$$P_{Hyd} = \rho \cdot Q_v [U_2 \cdot C_{u2} - U_1 \cdot C_{u1}]$$

Donc la hauteur théorique (d'Euler) sera :

$$H_{Euler} = \frac{P_{hyd}}{\rho \cdot g \cdot Q_v} = \frac{1}{g} [U_2 \cdot C_{u2} - U_1 \cdot C_{u1}]$$

Et dans la majorité des cas l'angle $\alpha = 0$ (le fluide rentre dans la roue axialement donc $C_{u1} = 0$,

$$H_{Euler} = \frac{U_2 \cdot C_{u2}}{g}$$

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

$$Q_v = (2\pi \cdot R_2 \cdot b_2) \times C_{r2}$$

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

$$H_{Euler} = \frac{U_2^2}{g} + \frac{U_2}{(2\pi \cdot g \cdot R_2 \cdot b_2 \cdot \tan \beta_2)}$$

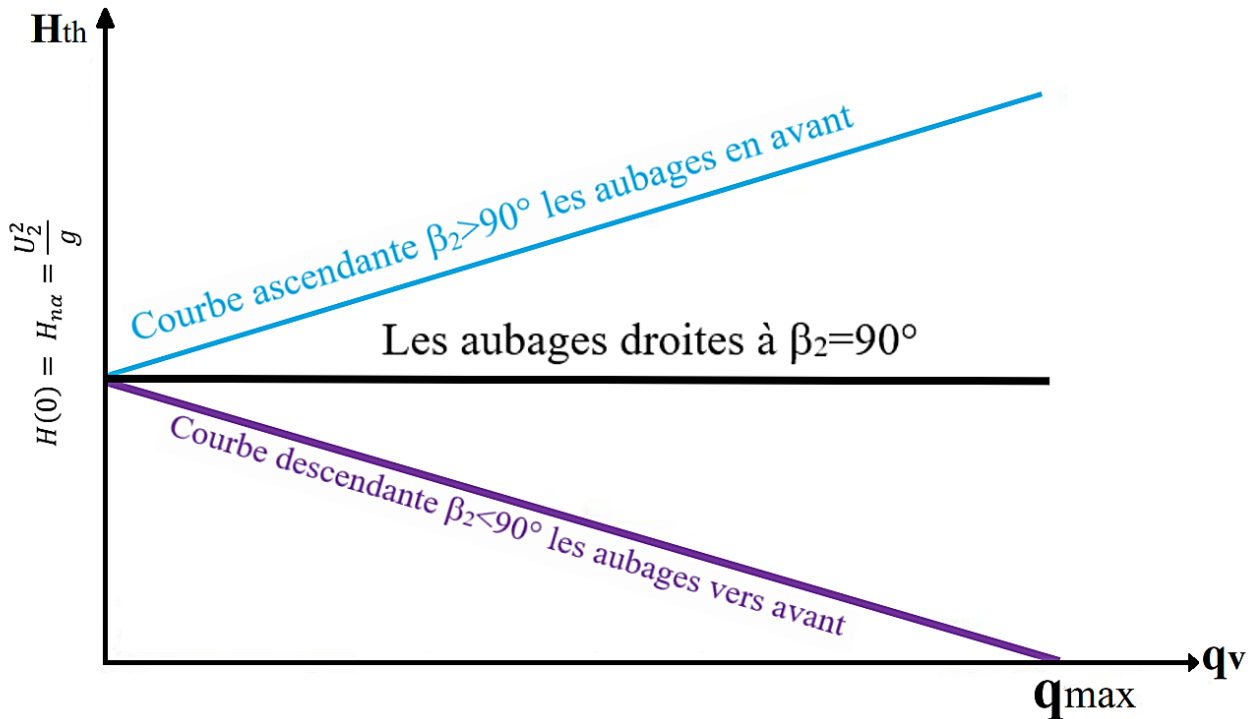


Figure 3. 4. Hauteur théorique en fonction de débit selon le signe de β_2 .

III. 6. 2. Hauteur réelle : H_{mt} – Débit

A partir de la droite d'Euler, $[H_{Euler} = f(Q_v)]$ et à l'aide du coefficient du glissement vase déduire, et puis en soustrayant les pertes hydraulique totales (choc + frottement) point par point nous aboutissons à la **hauteur réelle** " $H_{réelle}$ " (**Hauteur manométrique totale** « **H_{mt}** ») générée à la sortie de la roue de la pompe appelée industriellement **impulseur** (impeller).

Pour chaque pompe, une courbe est fournie par le constructeur.

Cette caractéristique est obtenue en retranchant les pertes hydrauliques totales (pertes par choc + pertes par frottement) de la hauteur théorique H_{Euler} .

$$H_{mt} = H_{réelle} = H_{Euler} - (\Delta H_{choc} + \Delta H_{frott})$$

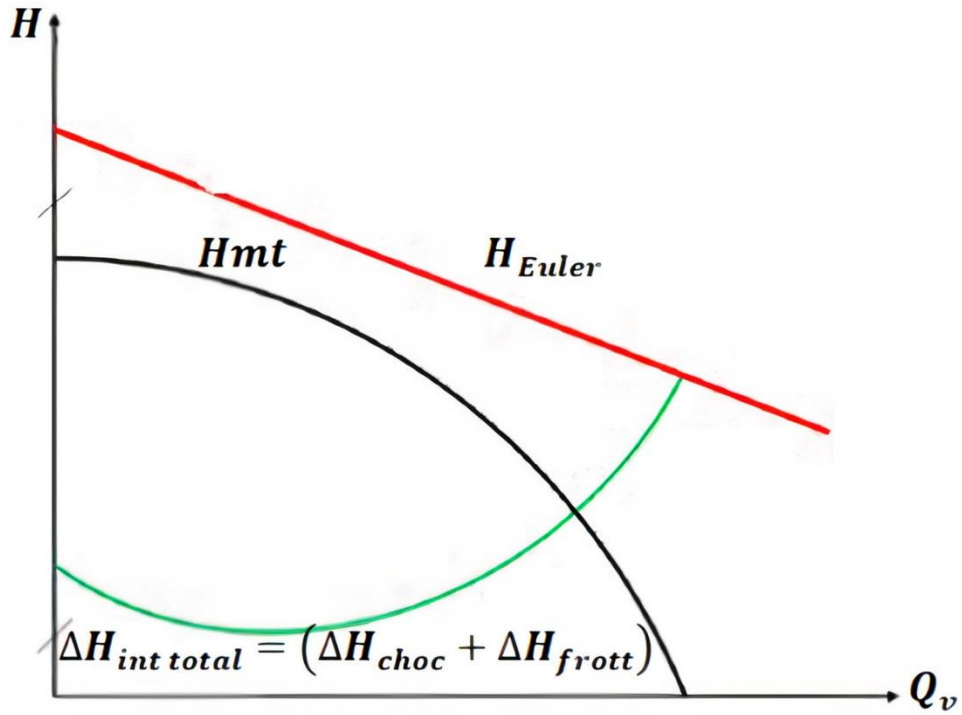


Figure 3. 5. Hauteur réelle d’une pompe centrifuge.

Cette courbe présente les variations de la hauteur manométrique totale d’élévation susceptible d’être fournie par la pompe en fonction du débit Q . Ce sont sensiblement des paraboles.

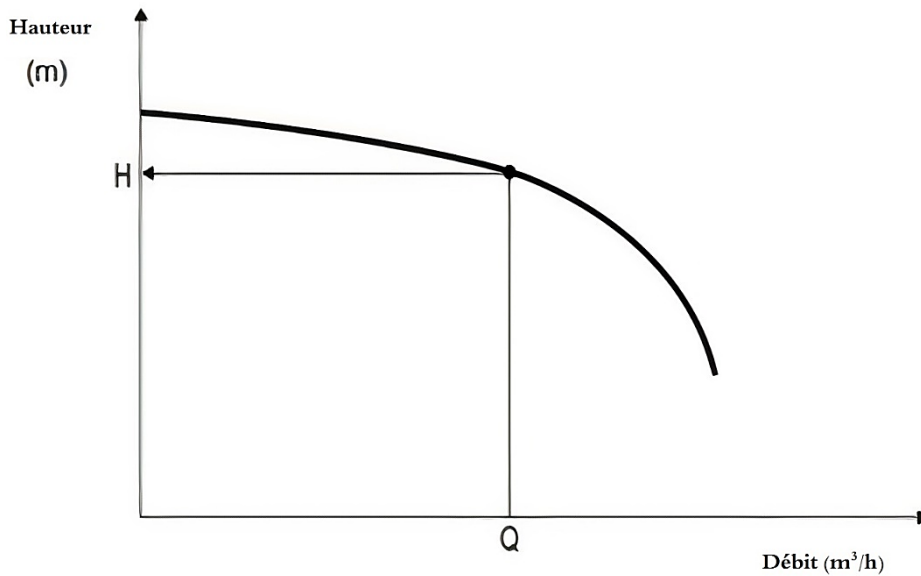


Figure 3. 6. Courbe caractéristique hauteur en fonction du débit.

II. 6.3. Caractéristique : Rendement, Puissance – Débit

Le rendement de la pompe est le rapport entre la puissance hydraulique (reçue par le liquide) et la puissance mécanique fournie à la pompe. Ce rendement varie en fonction du débit. Il est représenté par une courbe fournie par le constructeur de la pompe. Le rendement permet de déterminer la puissance absorbée sur l'arbre connaissant la puissance hydraulique.

La puissance sur l'arbre est une caractéristique de la pompe permettant de déterminer le moteur d'entraînement.

La puissance du moteur nécessaire pour entraîner la partie hydraulique est toujours supérieure à la puissance absorbée par l'arbre, compte tenu des pertes diverses dues à la transmission, d'erreurs de calculs, des pertes de charges produites au niveau de la pompe et du couple de démarrage.

Le meilleur rendement de la pompe détermine le débit nominal pour lequel correspondent la hauteur nominale et la puissance nominale.

Le rendement de la pompe est :

$$\eta_{globale} = \frac{\text{Puissance fournie}}{\text{Puissance absorbée}}$$

Avec l'intégration de la puissance fournie par la pompe ($P_{fournie} = \rho \cdot g \cdot Q_v \cdot H_{mt}$) on obtient,

$$\eta_{globale} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q_v \cdot H_{mt}}{P_{abs}}$$

En définitive, en regroupant toutes les pertes dans la pompe

$$\eta_{globale} = \eta_{volumétrique} \times \eta_{Hydraulique} \times \eta_{mécanique}$$

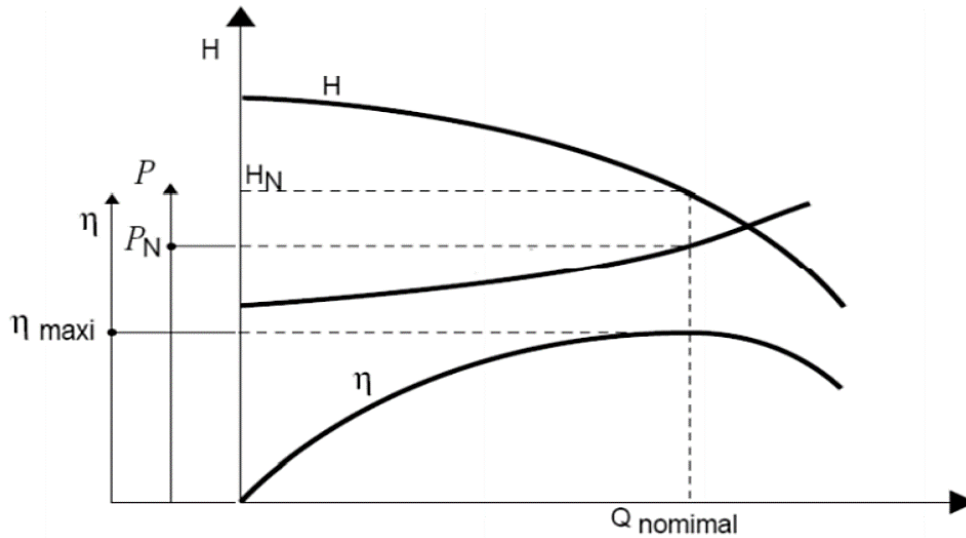


Figure 3. 7. Courbes caractéristiques: Hauteur, rendement et puissance absorbée en fonction de débit.

III.7. Couplage des pompes (montage)

III.7.1. Couplage des pompes en série

Le refoulement de la première pompe débouche dans la seconde. Le même débit traverse les pompes et les hauteurs d'élevation produites par chaque groupe s'ajoutent. Dans tous les cas, la hauteur résultant du couplage est inférieure à la somme des hauteurs créées pour chaque pompe fonctionnant seule sur la même canalisation.

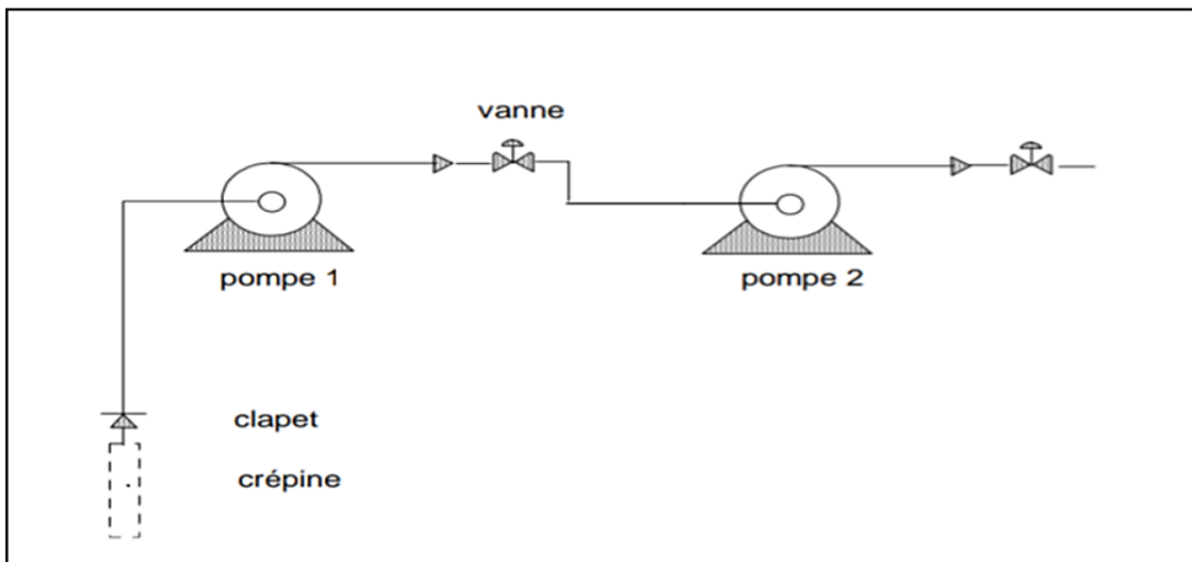


Figure 3. 8. Schémas d'un couplage des deux pompes en série.

III.7.1.1. La caractéristique d'un couplage de deux pompes en série :

• **Pratiquement :**

Soient deux pompes de caractéristiques $H_{m1}=f(Q)$ et $H_{m2}=f(Q)$.

La caractéristique de celles-ci en fonctionnement s'obtiendra en suivant les deux conditions suivantes :

- Le débit circulant dans les deux pompes est identique ($q_v = q_{v1} = q_{v2}$)
- La hauteur manométrique totale est la somme hauteurs manométriques de chaque pompe ($H_{mtotale} = H_{m1} + H_{m2}$).

• **Théoriquement :**

Construction :

- Pour un débit donné, on relève la hauteur manométrique de la 1^{ère} pompe, que l'on rajoute à la hauteur manométrique de la 2^{ème} pompe (cela pour le même débit) ,
- Ainsi, et pour plusieurs débits fixés, on construit cette courbe d'évolution.

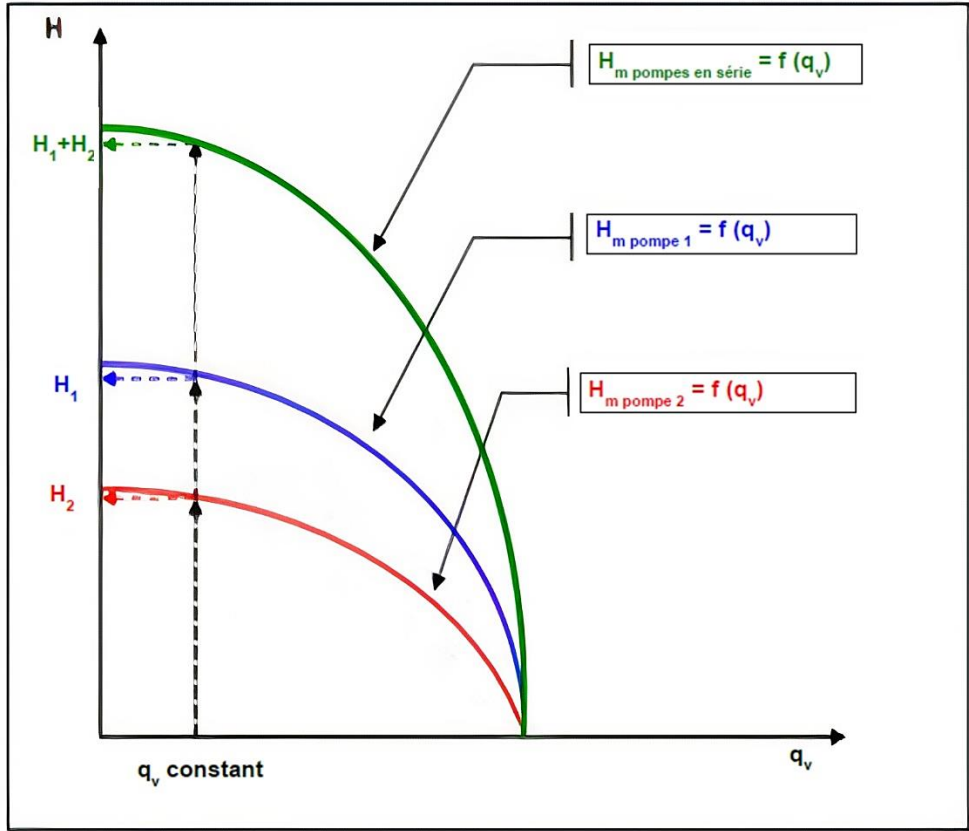


Figure 3. 9. Courbe hauteur en fonction du débit des deux pompes en série

Utilisation :

On utilisera deux pompes en série, ou plus, lorsque l'on cherchera à augmenter la hauteur manométrique. Ce couplage est adapté au circuit ouvert ou forte mentrésistant.

III.7.1.2. Avantages

- Le couplage série des pompes permet d'augmenter ou mieux de doubler la hauteur manométrique totale. Ceci veut dire que deux pompes placées en série sont capables d'aspirer le fluide d'un point plus bas ou d'emmener le fluide vers un point plus élevé.
- Ce couplage n'a pas besoin d'une augmentation de la section de tuyauterie.
- Pompes en série font naturellement varier à la fois la hauteur manométrique totale et le débit. La seconde pompe étant alimentée sous pression présente un meilleur rendement. Ceci peut relativement influencer la vitesse de rotation de la roue et, par conséquent, la vitesse du fluide. Afin de ne faire varier que la HMT en la doublant, il faut garder constant le débit d'une seule pompe à l'aide d'une vanne.

III.7.1.3. Inconvénients

- Un mauvais vannage peut endommager précocement la pompe.
- Un allongement conséquent de la tuyauterie est éventuellement nécessaire dans un couplage série. Le non-respect de la distance entre les pompes peut avoir des conséquences néfastes sur le fonctionnement du montage. Autrement dit, pour deux pompes identiques montées en série, il faut s'assurer que la pression résultante est admissible par la dernière pompe. Si cela n'est pas le cas on peut toutefois la réduire à une valeur acceptable en augmentant les pertes de charges.
- La surconsommation d'énergie due à la multiplication des moteurs devant entraîner les deux pompes.

III.7.2. Couplage des pompes en parallèle :

Chaque pompe est équipée de sa propre tuyauterie de refoulement. Le débit de collecteur commun sera composé de la somme des débits de chaque pompe. La caractéristique

de l'ensemble des groupes sera obtenue en sommant pour une même ordonnée H les débit sabscesses de chaque groupe.

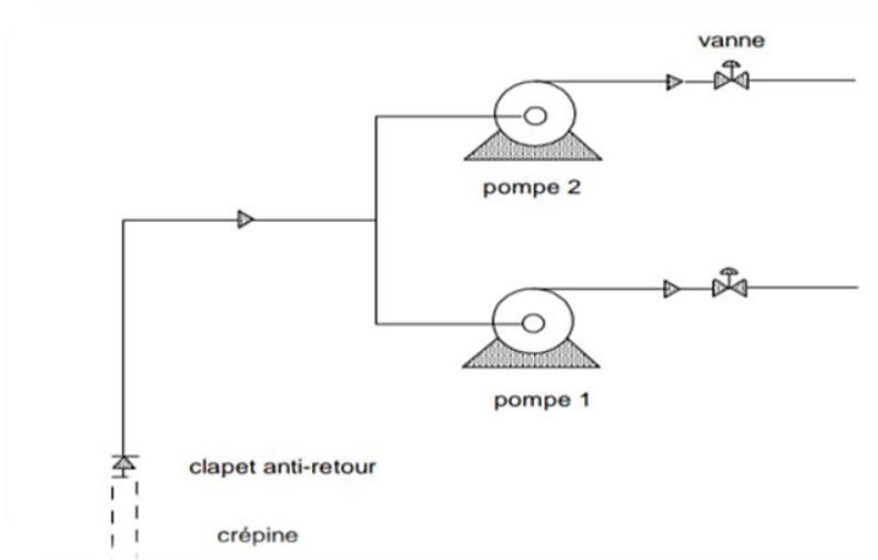


Figure 3. 10. Schémas d'un couplage des deux pompes en parallèle

III.7.2.1. Caractéristique du couplage de deux pompes en parallèle

- **Pratiquement :**

Soient deux pompes de caractéristiques $H_{m1} = f_1(q_v)$ et $H_{m2} = f_2(q_v)$.

La caractéristique du couplage en parallèle de celles-ci en fonctionnement s'obtiendra ensuivant les deux conditions suivantes :

- Le débit total est la somme des débits circulants dans chaque pompe

$$q_{v.total} = q_{v2} + q_{v1}$$

- La hauteur manométrique est la même pour chaque pompe $H_m = H_{m1} = H_{m2}$.

- **Théoriquement :**

- **Construction :**

- Pour une hauteur manométrique donnée, on relève le débit de la 1^{ère}, que l'on rajoute au débit de la 2^{nde} (cela pour la même hauteur manométrique).

- On fait de même pour plusieurs hauteurs manométriques pour construire la courbe.

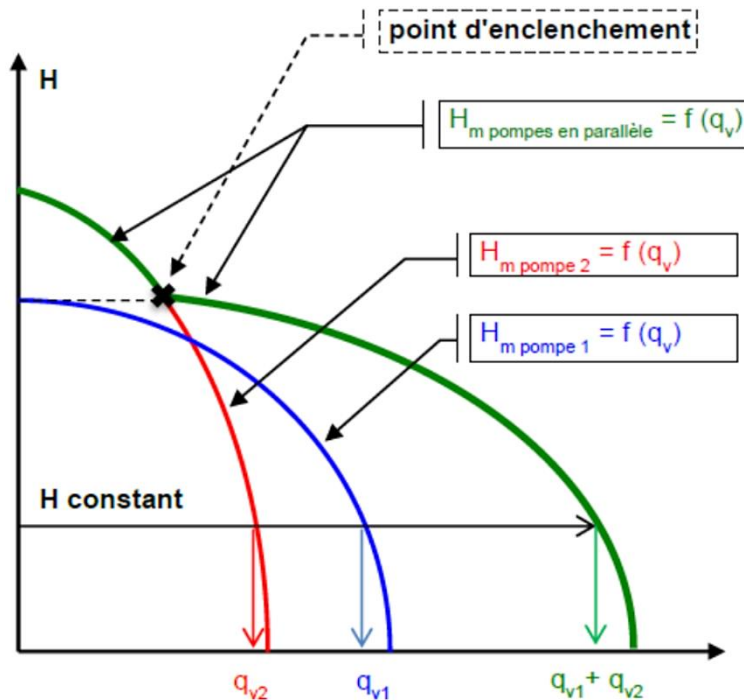


Figure 3. 11. Courbe caractéristique de la hauteur en fonction du débit des deux pompes en parallèle

III.7.2.2. Avantages

Deux pompes sont mises en parallèles afin de modifier le débit. Ce dernier est en effet augmenté sans être doublé suite aux pertes linéaires et singulières. Ceci est possible à condition d'adapter la tuyauterie d'aspiration et de refoulement. Ce couplage permet de gagner en temps dans le cas d'un vidage ou d'un remplissage. Le montage en parallèle de deux pompes centrifuges est indiqué pour des circuits ayant des faibles pertes de charge. Le débit se trouve sensiblement augmenté avec une pression proche de la celle d'une pompe.

III.7.2.3. Inconvénients

- La hauteur manométrique d'un couplage parallèle tend à baisser.
- Ce couplage nécessite une modification de la tuyauterie tant à l'aspiration qu'au refoulement. Le débit ayant augmenté, les deux pompes doivent aspirer et refouler une plus grande quantité du fluide pour un même intervalle de temps. Il faut nécessairement que l'on augmente la section des tuyaux.
- La panne d'une pompe provoque rapidement des dommages sur l'autre suite à la surpression au refoulement et la sous-pression à l'admission.
- Un mauvais vannage peut diminuer le rendement.

- La surconsommation d'énergie due à la multiplication de moteurs devant entrainer les deux pompes.

III.8. Cavitation

III.8.1. Définition et causes

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

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

- A l'augmentation de la hauteur géométrique d'aspiration de la pompe ;
- Aux pertes de charge dans la tuyauterie d'aspiration;
- A l'énergie cinétique de l'eau mise en mouvement, particulièrement importante dans la roue de la pompe ;
- A l'augmentation de la température du liquide pompé ;

L'eau peut bouillir à la suite d'une chute de pression locale. Cette chute de pression est liée à la conception de la roue de la pompe. L'eau bout à 100 °C lorsque la pression atmosphérique est normale. Lorsque la pression descend en dessous de la pression atmosphérique normale, l'eau commence à bouillir à une température inférieure. Par exemple, si la pression chute à 0.1 bar, l'eau commence à bouillir à 45 °C.

III.8.2. Effets de la cavitation sur les pompes

On reconnaît la cavitation par un bruit fort et des vibrations. Les bulles de vapeur dans l'eau implosent bruyamment et cela est suivi par un impact mécanique lourd qui peut détruire la pompe si le phénomène persiste. La cavitation provoque des piqûres de corrosion sur la roue et le corps de pompe. Cela peut fortement dégrader la performance de la pompe.



III.8.3. Eviter la cavitation

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

En cas de risque de cavitation, il existe plusieurs approches pratiques pour l'éviter :

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

III.8.4. NPSH

La hauteur générée par la pompe chute alors, ainsi que la puissance absorbée, les vibrations et le bruit augmentent, et on peut constater une érosion, principalement dans la roue, sous forme de cratères caractéristiques. Un maintien de la pompe dans ces conditions de fonctionnement peut entraîner sa destruction.

a) NPSH requis ou NPSHr:

Pour éviter ce phénomène de cavitation, il faut que la pression totale du liquide à l'entrée de la pompe soit telle qu'aucune vaporisation ne puisse se produire. Cette valeur minimum, dépendante de la conception de la pompe, est appelée NPSHr.

NPSH est l'abréviation de l'expression anglaise «Net-Positive-Suction-Head», encore appelée «hauteur d'aspiration nette positive». «Pour chaque type de pompe et pour une vitesse de rotation déterminée, une courbe donnant la valeur du NPSH requis en fonction du débit de la pompe considérée. De plus il est toujours positif.

b) NPSH disponible:

Le NPSH disponible (le NPSH de l'installation) est, par définition, la valeur de la pression absolue mesurée sur l'axe de la bride d'aspiration de la pompe, compte tenu des dispositions prises à l'aspiration (diamètre du conduit, présence coudes...). Afin que les conditions d'aspiration définies par l'utilisateur (NPSH disponible) soient toujours satisfaites par la pompe, il faudra que le NPSH disponible soit toujours supérieur au NPSH requis (de quelques décimètres).

c) Calcul du NPSH disponible:

1 .Cas d'une pompe en aspiration, située au-dessus du niveau du liquide pompé, on dit alors que le pompage se fait en dépression. L'équation du NPSH disponible s'écrit:

$$\text{NPSH}_{\text{disponible}} = 10 - h_a - \Delta H_{\text{ta}}$$

2 .Fonctionnement en charge, pompe située en dessous du niveau du liquide pompé, on dit dans ce cas que le pompage se fait en surpression. L'équation du NPSH disponible s'écrit :

$$\text{NPSH}_{\text{disponible}} = 10 - h_a - \Delta H_{\text{ta}}$$

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

Alors :

$\text{NPSH}_{\text{disp}} > \text{NPSH}_{\text{req}} \rightarrow$ Sans cavitation

$\text{NPSH}_{\text{disp}} < \text{NPSH}_{\text{req}} \rightarrow$ Sans cavitation

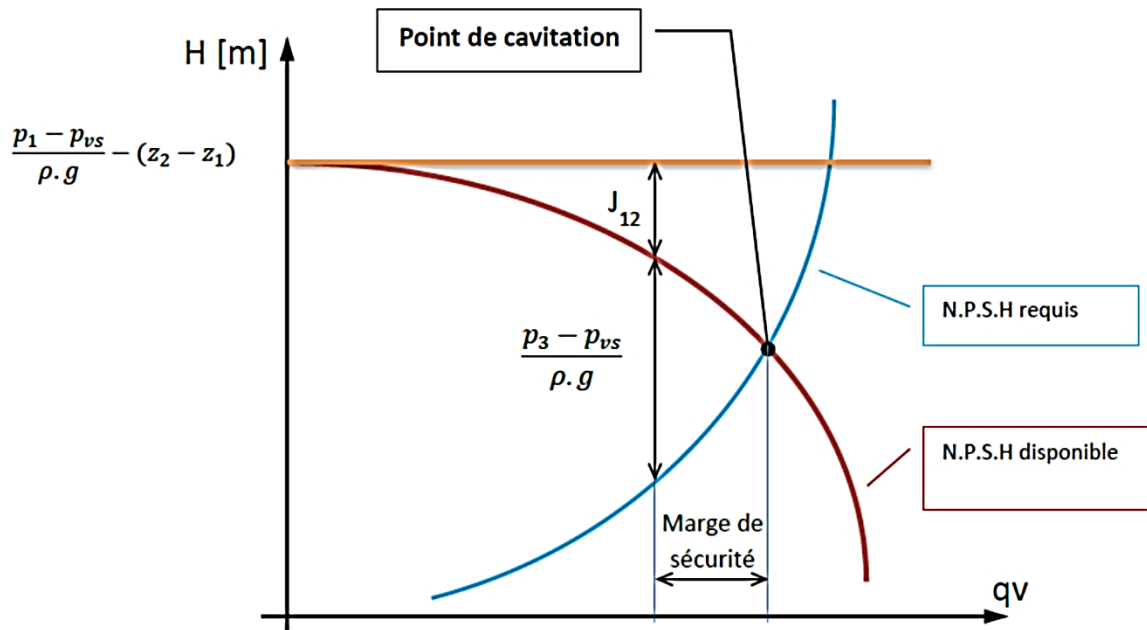


Figure 3. 12. NPSH

III.9. Point de fonctionnement

Le point de fonctionnement d’une pompe centrifuge est le point d’intersection de la courbe débit-hauteur de la pompe et de la courbe caractéristique de réseau par lequel le débit (Q_v) et la hauteur manométrique de la pompe (H_{mt}) sont déterminés. Le point de fonctionnement ne peut être modifié que par la modification de la courbe caractéristique de réseau ou par celle de la courbe débit-hauteur de la pompe.

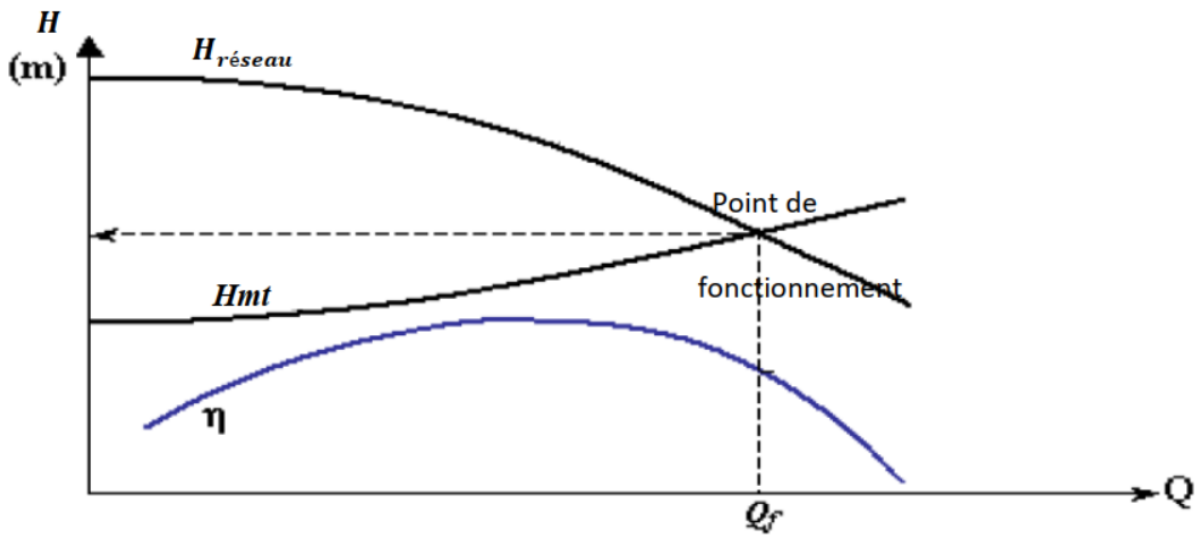


Figure 3. 13. Le point de fonctionnement d’une pompe.

Remarque:

- La courbe du réseau est le tracé des pertes de charge et variations de pression et d'élévation en fonction du débit volumique, elle a l'allure d'une courbe parabolique ascendante.
- Les effets de ces mesures sur la modification de la courbe caractéristique ne peuvent être prévus que pour un fonctionnement sans cavitation.

III.10. Phénomène du coup de bélier**III.10.1. Définition**

Le coup de bélier étant un cas particulier du régime transitoire, est un phénomène oscillatoire qui se manifeste dans les conduites en charge à écoulement gravitaire ou par refoulement. On entend aussi sous le terme « coup de bélier » un écoulement non permanent du liquide accompagné des variations pratiquement sensibles de la pression qui peuvent devenir dangereuses pour la tuyauterie. Ces variations résultent d'une perturbation des conditions permanentes d'écoulement.

C'est le nom que l'on donne à une onde de choc hydraulique, lorsqu'un liquide non compressible comme l'eau, est stoppé net dans une canalisation. Autrement dit, c'est l'arrêt brutal de la circulation de l'eau lorsqu'un robinet (ou tout autre appareil) se ferme. Parmi les auteurs, savants et ingénieurs qui ont contribué à l'étude de ce phénomène très complexe, on peut citer : MM. Boussinesq, Korteweg, Resal, Joukowski, Rateau, MM. Allievi, de Sparre, M. Jouguet, M. Boulanger, C. Camichel, D. Eydoux, M. Gariel, L. Bergeron, Escande, Dubin, Marey, M. Michaud, Streeter, Chaudy, Vichnievsky, ... etc

III.10.2. Causes du coup de bélier

Le coup de bélier est un phénomène oscillatoire dont les causes les plus fréquentes sont les suivantes :

L'ouverture ou la fermeture des vannes dans les conduites en charge à écoulement

- Gravitaire. La mise en marche ou l'arrêt des pompes dans les conduites en charge par refoulement.
- Le remplissage ou la vidange d'un système d'AEP.
- Modification de la vitesse d'une pompe.
- Une variation du niveau d'un réservoir à une extrémité du réseau.

- La disparition de l'alimentation électrique dans une station de pompage qui est la cause
- La plus répandue du coup de bélier.
- La mise en marche ou la modification de l'opération d'une turbine.
- Une modification de position de vanne.

III.10.3. Risques dus aux coups de belier

Les conséquences du coup de bélier peuvent être néfastes elles deviennent de plus en plus dangereuses à mesure que les paramètres modificateurs deviennent importants (variation de pressions et de débits dans le temps)

Ces phénomènes se produisant dans une conduite en charge, peuvent provoquer des risques à la suite d'une dépression ou surpression engendrée par les manœuvres brusques.

- a. **Cas de surpression** C'est une conséquence du coup de bélier engendrée par une pression importante se produisant à la suite d'une fermeture instantanée ou rapide d'une vanne de sectionnement ou bien à la suite d'une dépression causée par l'arrêt brusque d'une pompe. Si la pression totale c'est-à-dire la pression en régime permanent majorée de la valeur de surpression due au coup de bélier dépasse la pression maximale admissible des tuyaux il y a risques de rupture de ces derniers et déboîtement des joints (les anneaux d'étanchéité seront délogés).
- b. **Cas de dépression** C'est une conséquence du coup de bélier engendrée par l'apparition d'une pression relative négative, à la suite d'un arrêt brusque d'une pompe ou d'une ouverture instantanée d'une vanne de sectionnement. Si cette pression devient inférieure à 10m CE il se produit une poche de cavitation. Si le profil en long de la canalisation est déformable la canalisation peut être aplatie par implosion et les joints peuvent être aspirés. Le phénomène de cavitation une fois apparu peut provoquer la détérioration de la couche d'enduit intérieur du tuyau.
- c. **Fatigue de la canalisation** En régime transitoire les alternances des surpressions et dépressions qui sont une conséquence inévitable du phénomène provoquent la fatigue pour le matériau de la canalisation même si leur amplitude est faible.

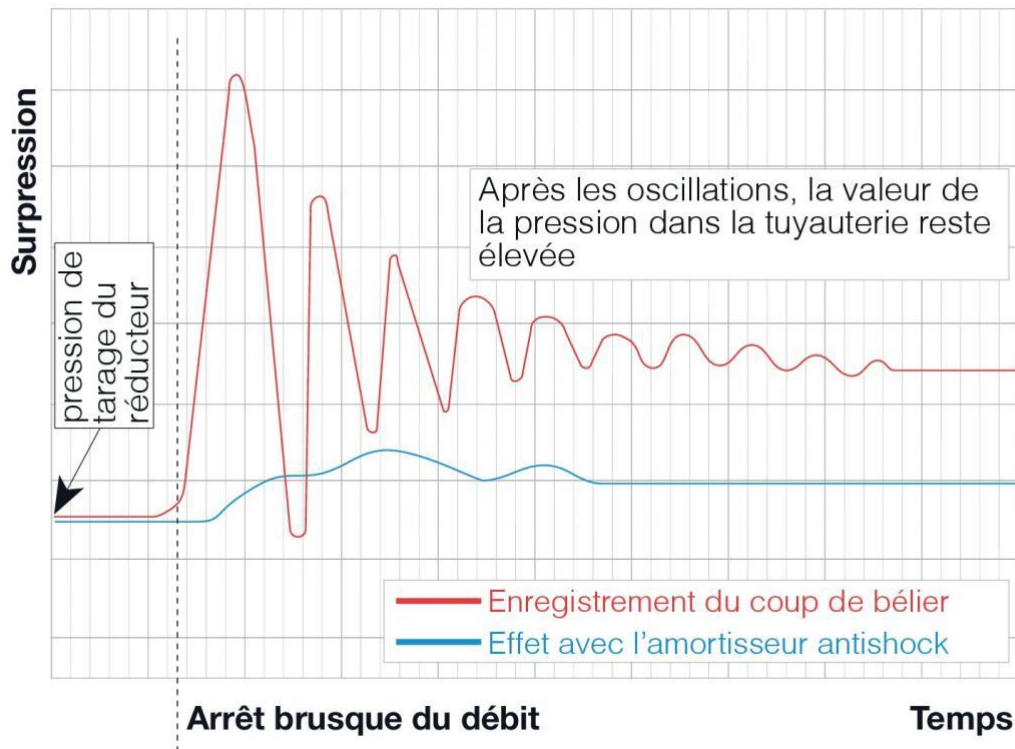


Figure : courbe des coups de bélier en station de pompage

III.10.4. Moyens de prévention

Les coups de bélier peuvent être à l'origine d'accidents, mais le plus souvent, cela se limite à une rupture de tuyauteries ou du matériel qui y est raccordé. Les lignes transportant des fluides dangereux bénéficient d'une attention toute particulière lors de la conception, de la construction et de l'exploitation.

Les éléments suivants permettent de diminuer ou supprimer les coups de bélier:

- Réduire la pression de l'alimentation en eau, par l'installation d'un régulateur de pression.
- Réduire la vitesse du fluide dans la tuyauterie. Afin de réduire l'importance du coup de bélier, certains guides de dimensionnement recommandent une vitesse égale ou inférieure à 1,5 m/s.
- Installer des robinets avec une vitesse de fermeture lente.
- Utiliser des procédures d'ouverture et de fermeture sur une installation.
- L'installation d'une bouteille anti-coup de bélier, également appelée bouteille anti-pulsatoire ou antibélier.

- Mettre en place une chambre d'équilibre.
- Réduire les longueurs de tuyauterie droite par des coudes ou des lyres de dilatation, les coudes réduisant l'influence des ondes de pression.
- Employer des éléments de tuyauterie conçus pour des pressions élevées (solution coûteuse).
- Installer un volant d'inertie sur la pompe.
- Installer un bypass de la pomperie.
- Utiliser une vanne automatique de pompage pour les pompes.

III.11. Avantages et inconvénients des pompes centrifuges

III.11.1. Avantages

- Faible encombrement.
- Simple construction.
- Moins de bruits.
- Régularité du débit.
- Aptitude de fonctionnement à grande vitesse.
- Aptitude de refoulement à grande hauteur.

III.11.2. Inconvénients

- Diminution de rendement à faible débit ou à grande hauteur.
- Apparition du phénomène de cavitation en cas d'insuffisance de pression à l'aspiration.
- Diminution de la hauteur de refoulement en cas de fuite dans la conduite.

CHAPITRE IV

MANIPULATION EXPÉRIMENTALE

IV.1. Introduction

L'objectif visé dans ce chapitre est d'effectuer des différentes manipulations réalisées sur le banc d'essai est d'observer les variations des paramètres suivants :

- La pression dans la conduite d'aspiration.
- La pression dans la conduite de refoulement.
- La hauteur manométrique.
- La puissance absorbée.
- La puissance utile
- Le rendement.

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

IV.2. les caractéristiques du moteur et de la pompe

Pompe	
Le débit maximal de la pompe	$Q_{v,max}$ 40l/min
La hauteur maximale	H max 40m
Moteur	
Tension nominal	220v
Fréquence	50Hz ~
Puissance nominal	0.37 Kw
Vitesse nominale	2800tr/min
Courant nominale	2.3 A
Indice de protection	IP44
Capacité du moteur	10 μ F 450 v

IV.3. Procédure

Pour définir la pompe nous avons besoin de connaître les courbes suivantes : $H=f(Q_v)$, $P_u=f(Q_v)$, $\eta = f(Q_v)$. Et pour cela nous avons effectué les expériences suivantes.

Les instruments utilisés pour les différentes grandeurs :

- Deux manomètres pour mesurer la pression en aval et en amont.
- Un compteur d'eau pour mesurer le débit volumique de la pompe.
- Un multimètre pour mesurer la tension et le courant du moteur.

- Un stroboscope pour mesurer la vitesse de rotation de la pompe.

Expérience :

Premièrement nous avons mesuré la tension et le courant du moteur pour déduire la puissance absorbé du moteur à vide $P_0 = U \cdot I \cdot \cos \alpha$ tel que :

$$U=220v, I=1.51A, \cos \alpha = 0.75$$

$$P_0=250 W$$

Nous avons mesuré la vitesse de rotation de la pompe N1 (2800tr/min) avec la vanne complètement ouvert.

Pendant l’essai la vanne est fermée progressivement jusqu’au prochaine point de mesure, à chaque valeur de débit atteinte, on note les différentes mesures : le débit, les pressions P1, P2, et la puissance électrique effectuées dans les tableaux suivants :

$Q_v \cdot 10^{-3}$ (m ³ /s)	0	0.023	0.07	0.1	0.184	0.219	0.252	0.288	0.337	0.352	0.371	0.377
P1 (bar)	///	///	///	///	///	///	///	///	///	///	///	///
P2 (bar)	4	3.8	3.6	3	2.2	2	1.8	1.5	1.1	0.9	0.7	0.5
P _e (w)	412.5	397.6	387	381	361.3	359.7	358	356.4	354.7	353.1	351.4	349.8

Remarque : La pression à l’entrée de la pompe est inférieure à la pression atmosphérique, pour la mesurer il faut un dépressomètre mais malheureusement il ne se trouve pas sur le marché.

Nous la déterminons par le calcul :

$$\text{Pour : } Q_v = 0,377 \cdot 10^{-3} (m^3/s) \text{ et } S_1 = \frac{\pi D_1^2}{4} = \pi \frac{(2 \cdot 10^{-2})^2}{4} = 3.14 \cdot 10^{-4}$$

$$\text{Donc : } V_1 = \frac{Q_v}{S_1} = 1.2 (m/s)$$

$$\text{A } 20^\circ c, \text{ on a : } \nu = 1.01 \cdot 10^{-6} (m^2/s) \text{ et } \rho = 1000 (kg/m^3)$$

Donc: $R_e = \frac{V_1 * D_1}{\nu} \rightarrow R_e = 23762.37 > 2000$ donc le régime est turbulent.

Avec : $\lambda = 0.3164 * (R_e)^{-0.25} \rightarrow \lambda = 0.025$

Calcul des pertes de charges linéaires :

Avec :

$$\Delta H_r = \frac{\lambda L V_1^2}{2 D g} \rightarrow \Delta H_r = 0.092 \text{ (m)}$$

Donc:

$$\Delta H_s = 0.19 \text{ m}$$

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_0}{\rho g} + \frac{V_0^2}{2g} + Z_0 - (\Delta H_r + \Delta H_s)$$

$$P_1 = P_0 - \frac{\rho V_1^2}{2} - \rho g (Z_1 - Z_0) - (\Delta P_r + \Delta P_s) \rightarrow P_1 = 90769,77 \text{ Pa} = 0.907 \text{ atm}$$

R_e : Le nombre Reynolds.

K_s : Le coefficient des pertes de charge singulières (pour un coude).

λ : Coefficient des pertes de charges linéaires.

ν : La viscosité cinématique de l'eau à 20°C (m²/s).

ρ : C'est la masse volumique (kg/m³).

α : Angle de coude en rad.

IV.3.1. La hauteur manométrique

$$H_{mn} = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} \text{ Avec: } V = \frac{Q_v}{S} = \frac{4 \cdot Q_v}{\pi D^2}$$

Exemple :

Pour $Q_v = 0,377 * 10^{-3} (m^3/s)$

Nous avons pour :

$$D_1 = 20mm \rightarrow V_1 = 1.2 (m/s).$$

$$D_2 = 15mm \rightarrow V_2 = 2.13 (m/s).$$

$$D'où: H_{mn} = \frac{0.5 \cdot 10^5}{10000} + \frac{2,13^2 - 1.2^2}{2 \cdot 9.81} = 5.15 m$$

Les résultats de différentes valeurs dans le tableau suivant :

$Q_v \cdot 10^{-3}$ (m ³ /s)	0	0.023	0.07	0.1	0.184	0.219	0.252	0.288	0.337	0.352	0.371	0.377
H_{man} (m)	40	38	36	30.01	22.03	20.05	18.07	15.09	11.13	9.13	7.15	5.15

A partir de ce tableau on trace la courbe caractéristique de $H_{man} = f(Q_v)$:

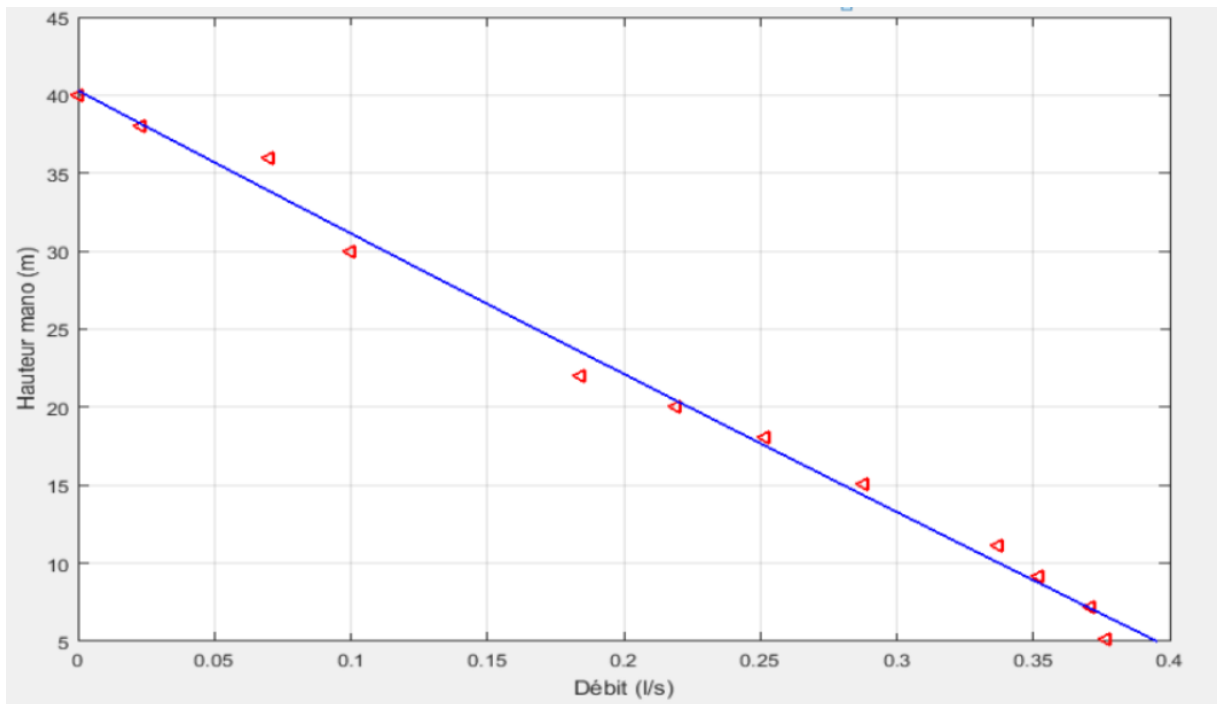


Figure 4. 1. Courbe de la hauteur manométrique

I.V.3.2. La puissance utile de la pompe

$$P_u = \rho g H m n Q_v$$

Les résultats de différentes valeurs sont illustrés dans le tableau suivant :

$Q_v * 10^{-3}$ (m ³ /s)	0	0.023	0.07	0.1	0.184	0.219	0.252	0.288	0.337	0.352	0.371	0.377
P_u (w)	0	8.74	25.2	30.01	40.53	43.91	45.54	43.46	37.51	32.14	26.53	19.42

A partir de ce tableau on trace la courbe caractéristique : $P_u = f(Q_v)$.

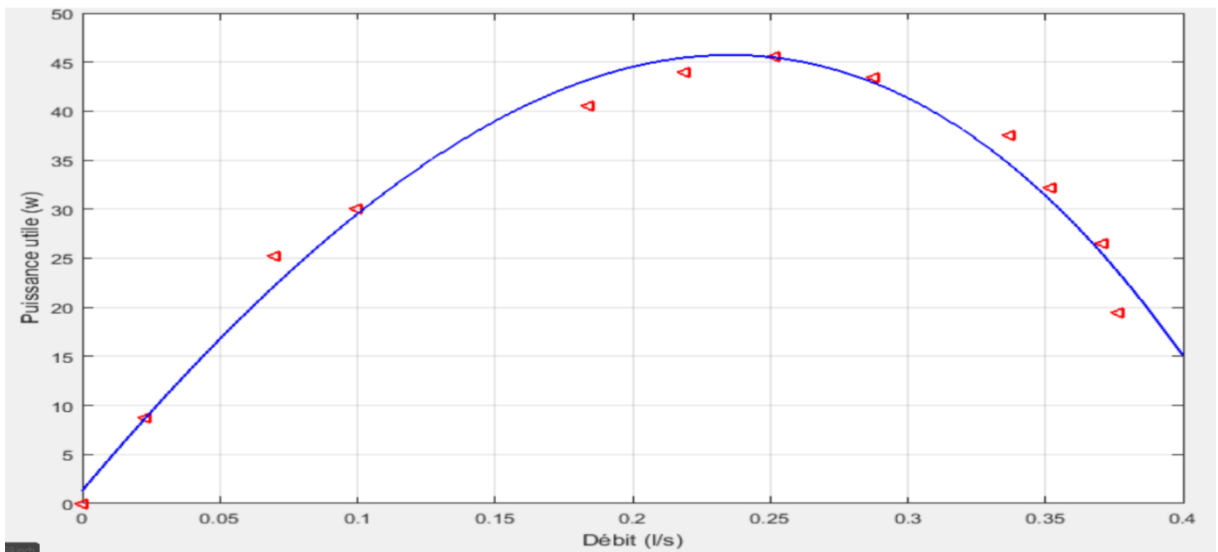


Figure 4. 2. Courbe de la puissance utile.

IV.3.3. La puissance absorbée par la pompe

$$P_{a\text{pompe}} = P_e - P_0$$

Exemple :

Pour $Q_v = 0.023 * 10^{-3} \left(\frac{m^3}{s}\right), P_e = 397.6 \text{ w}, P_0 = 250 \text{ w}$
 Donc : $P_{a\text{pompe}} = 397.6 - 250 = 147.6 \text{ w}$

Les résultats des différentes valeurs dans le tableau suivant :

$Q_v * 10^{-3}$ (m ³ /s)	0	0.023	0.07	0.1	0.184	0.219	0.252	0.288	0.337	0.352	0.371	0.377
$P_{a\text{pompe}}$ (w)	162.5	147.6	137	131	111.3	109.7	108	106.4	104.7	103.1	101.4	99.8

A partir des résultats de tableau on trace la courbe caractéristique de $P_{apompe} = f(Q_v)$:

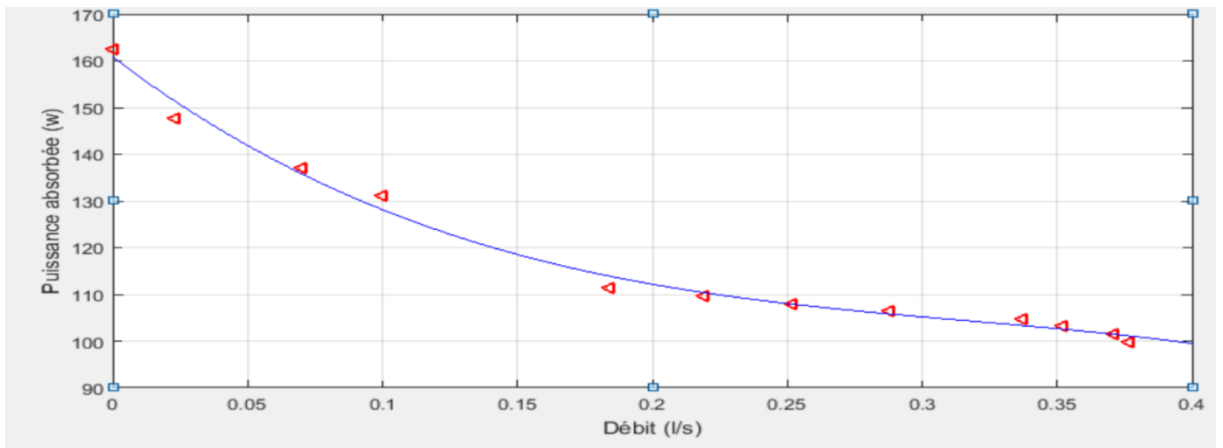


Figure 4. 3. Courbe de la puissance absorbée par la pompe.

IV.3.4. Le rendement de la pompe

$$\eta = \frac{P_u}{P_{apompe}}$$

Pour : $P_u = 8.74 w$ et $P_{apompe} = 147.6 w$

$$\eta = \frac{8.74}{147.6} = 0.06 \text{ D'où : } \eta = 6 \%$$

Les différents résultats dans le tableau suivant :

$Q_v \cdot 10^{-3}$ (m^3/s)	0	0.023	0.07	0.1	0.184	0.219	0.252	0.288	0.337	0.352	0.371	0.377
η (%)	0	6	18.4	23	36.41	40	42.16	40.8	37.82	31.17	26.16	19.45

A partir des résultats de tableau on trace la courbe caractéristique : $\eta = f(Q_v)$

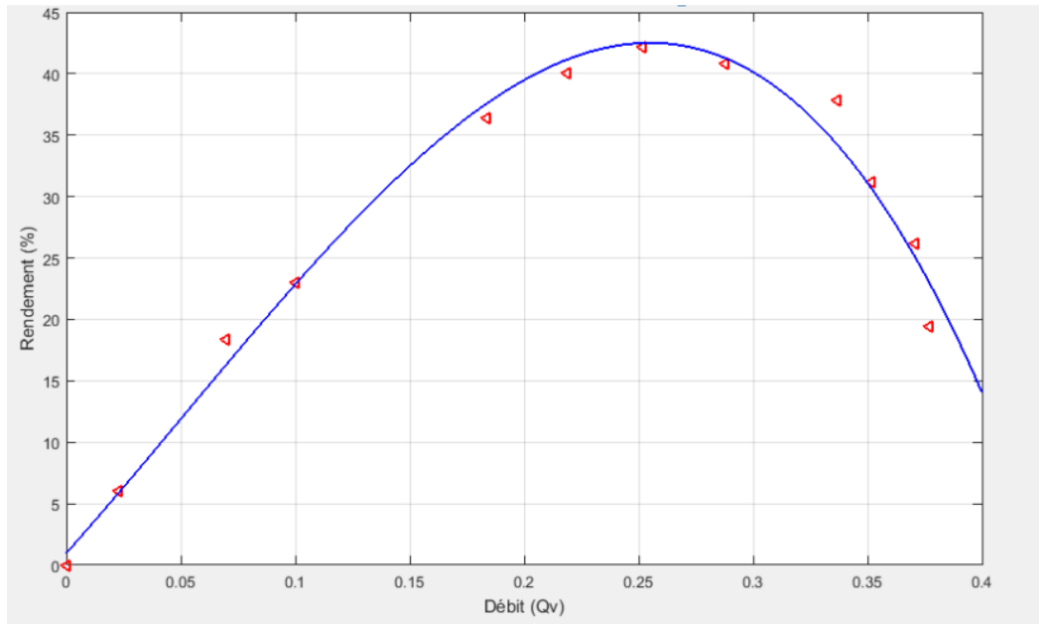


Figure 4. 4. Courbe du rendement.

IV.4. Synthèses et interprétation des résultats

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

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

V.4.1. La courbe hauteur – débit, ou courbe $H=f(Q_v)$

Traduit les variations de la hauteur totale d'élévation(H.M.T) en fonction du débit. La courbe de la caractéristique $H=f(Q_v)$ coupe l'axe des hauteurs en un point correspondant à débit nul ou " hauteur de barbotage " et à une allure générale tombante jusqu'à une valeur H_{min}

pour un débit $Q_{v_{max}}$.

IV.4.2. La courbe de la puissance absorbée 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 $P_{max} = 162,5$ (vanne fermée); en augmentant le débit, la puissance absorbée diminue jusqu'à elle atteint une valeur maximale pour un Q_{max} ce qui correspond à une pression ($P_{abs} \neq 0$)

IV.4.3. La puissance utile pour les différents débits

Représente l'évolution de la puissance transmet par la pompe au liquide en fonction de débit (la pompe ne fournie aucune énergie au liquide), en augmentant le débit, la puissance utile augmente jusqu'à une valeur maximal, puis elle diminue jusqu'à une valeur minimal qui correspond à un débit maximal.

IV.4.4. 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_{vmax} .

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.

IV.5. Conclusion

Cette manipulations nous a permis de caractériser la pompe centrifuge. En modifiant l'ouverture de la vanne (variation du débit), nous avons pu, dans un premier temps de retrouver la courbe caractéristique de la pompe $H_{\text{mn}}=f(Q)$; ce qui nous permis de déduire la courbe de la puissance utile, puis on a calculé et tracé les courbes caractéristiques de la puissance absorbée et le rendement.

- 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_{vmax} (vanne complètement ouverte).
- On constate en effet expérimentalement que la puissance absorbée à débit nul (vanne fermée) est maximale, pour un débit maximal (vanne ouverte) la puissance est faible.

- 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 débitmètre.

CHAPITRE V

CALCUL D'INSTALLATION DANS L'HYDRAULIQUE URBAINE

Une pompe centrifuge qui débite $50 \text{ m}^3/\text{h}$ sert au remplissage d'un réservoir à travers une conduite horizontale rectiligne de 20 m dont le diamètre est égal à 100 mm , en acier inoxydable de rugosité $\epsilon = 0.02 \text{ mm}$. Cette conduite montée à l'amont de la pompe est branchée directement en paroi sur le bac d'alimentation et comprend un clapet de retenue de coefficient de perte de charge $k_1 = 0.5$.

En aval de la pompe, est montée une conduite identique de 35 m de long, comprenant 2 coudes de coefficient chacun $k_2 = 0.25$. Le liquide sort en jet horizontal à 17 m au-dessus du niveau dans le bac d'alimentation, situé lui-même à 2 m au-dessus de l'axe de la pompe. Sachant que NPSH requis est de 0.4 bars et les caractéristiques du liquide pompé sont : $\rho = 950 \text{ kg/m}^3$, $\nu = 1.2 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, $p_{vs} = 5500 \text{ Pa}$. Pression atmosphérique: 10^5 Pa

1. Etablir un schéma de l'installation
2. Calculer le NPSH disponible et vérifier le bon fonctionnement de la pompe.
3. Etablir l'équation de la caractéristique résistante externe du réseau.
4. Déterminer la puissance du moteur d'entraînement sachant que son rendement est de 62% .

Solution

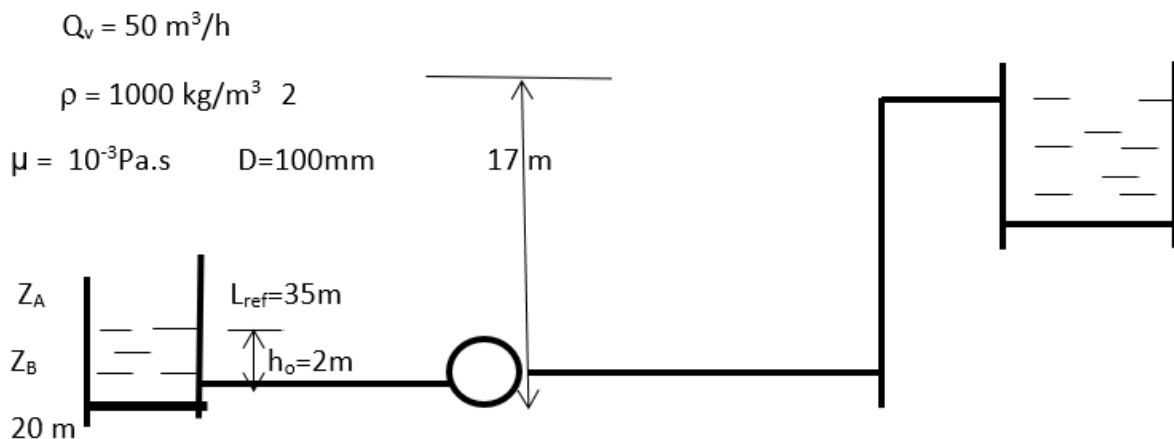


Schéma de l'installation

1°) Calcul du NPSH disponible

On applique la relation :

$$\text{NPSH disponible} = p_{\text{atm}} + \rho g (Z_A - Z_B) - \Delta p_c - p_{\text{vs}}$$

Il est nécessaire de déterminer les paramètres suivants:

$$V = 4 q_v / \pi D^2 R_e = VD / v \varepsilon / D$$

f L/D $\Sigma K_j \Delta p_c$ et NPSH disponible. Si l'installation est fonctionnelle, on calcule ensuite Δp_p , puis P_m .

Application numérique :

$$Q_v = 50 \text{ m}^3/\text{h} = 50/3600 = 0.0139 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$S = \pi D^2 / 4 = (3.14 \times 0.12) / 4 = 0.00785 \text{ m}^2$$

$$V_2 = v = 0.0139 / 0.00785 = 1.77 \text{ m/s}$$

$$R_e = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{10^3 \times 1.77 \times 0.1}{10^{-3}} = 177000$$

$$\varepsilon / D = 0.02 / 100 = 0.0002 \text{ (1 point)}$$

Le diagramme de Moody donne $f = 0.0185$ et $f L/D = 3.7$

$$\Sigma K_j = 0.5 + 0.5 = 1 \text{ (sortie du réservoir + clapet)}$$

$$\Delta p_c = 1/2 \times 950 \times 1.768^2 (3.7 + 1) = 6978 \text{ Pa}$$

$$\text{NPSH disponible} = 10^5 + (950 \times 9.81 \times 2) - 6978 - 5500 = 106161 \text{ Pa} = 1.06 \text{ bar}$$

$$\text{NPSH disponible} = 1.06 \text{ bar} > \text{NPSH requis} = 0.4 \text{ bar}$$

Le NPSH disponible étant supérieure au NPSH requis, la pompe fonctionnera correctement.

2°) Détermination de la caractéristique résistante externe du réseau:

L'équation donnée pour la pompe est :

$$\Delta p_p = \rho g (Z_B - Z_A) + \frac{\rho v_B^2}{2} + \Delta p_c = \Delta p_c + \Delta p_v + \Delta p_{ct}$$

Longueur totale de la conduite :

$$L_t = L_{\text{asp}} + L_{\text{ref}} = 20 \text{ m} + 35 \text{ m} = 55 \text{ m}$$

$$\frac{fL_t}{D} = \frac{0.0185 \times 55}{0.1} = 10.175$$

$$\Sigma K_j = (0.5 + 0.5) + (2 \times 0.25) = 1.5$$

Calculons la perte de charge totale Δp_{ct} :

$$\Delta p_{ct} = \frac{\rho v^2}{2} \left(\frac{fL_t}{D} + k_j \right) = \frac{950 \times 1.768^2}{2} (10.175 + 1.5) = 17\,333 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_p = \rho g L_{ref} + \frac{\rho v^2}{2} + \Delta p_{ct}$$

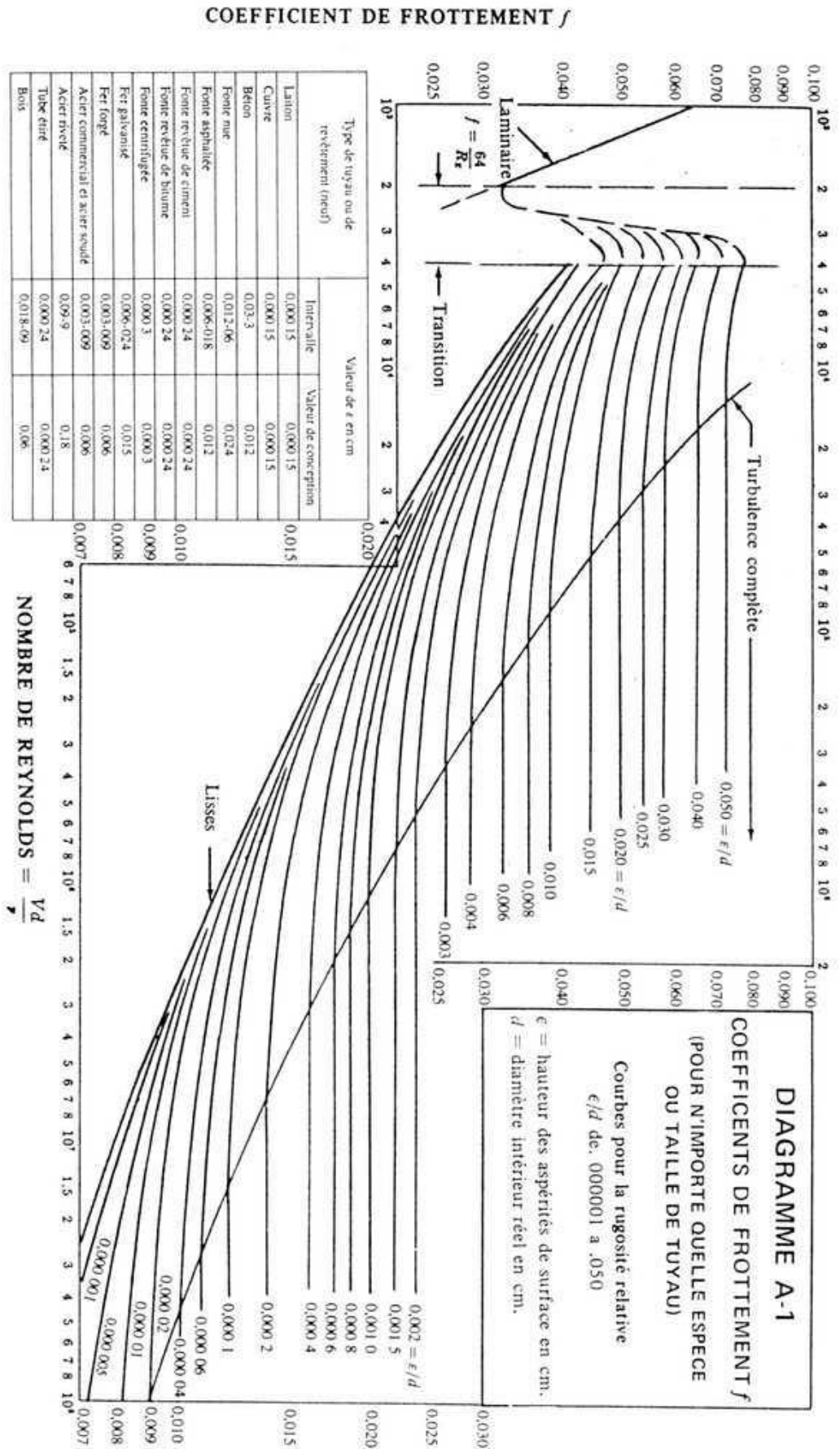
D'où :

$$\Delta p_p = (950 \times 9.81 \times 17) + (950/2 \times 1 \times 1.768^2) + 17333 = 17\,7250 \text{ Pa}$$

$$H_{MT} = A + B Q_v^2 = 17 + 177\,250 Q_v^2$$

4°) La puissance du moteur d'entraînement est :

$$P_m = \frac{\Delta p_p \times Q_v}{\eta} = \frac{177250 \times 0.0139}{0.62} = 3973.83 \text{ w} \approx 4 \text{ Kw}$$



CONCLUSION

GÉNÉRALE

CONCLUSION GENERALE

Les stations de pompage ,regroupant généralement plusieurs pompes , ont pour but soit le captage soit le refoulement à plus ou moins grandes distances des eaux d'alimentation (dans notre cas à partir d'un forage) . Le schéma de l'installation est effectué selon la topologie du terrain. Il s'agit des calculer les pertes de charge au niveau de la conduite d'aspiration pour déterminer surtout le diamètre de la conduite et la protection de pompe contre la cavitation qui est un phénomène destructeur. Il en est de même de la conduite de refoulement qui doit résister contre la surpression dues aux phénomènes transitoires (coup de bélier). Les pertes de charges singulières des conduites d'aspiration et de refoulement (réseau) nous permettent de tracer la caractéristique interne résistance du réseau .

L'intersection de cette courbe résistance avec la caractéristique extérieure du réseau fourni par le constructeur de la pompe nous permettent l'obtention du débit nominal et la pression nominale de fonctionnement de la station de pompage dans le cas des circuits hydrauliques (alimentation en eau potable des agglomérations) ou station d'exhaure dans le cas de l'évacuation des eaux souterraines des mines. L'objet de notre étude est justement le choix de la pompe centrifuge qui sera utilisée ainsi que son moteur électrique.

Comme recommandations , une étude sur la maitrise dans les stations de pompage ou des installations d'exhaure des mines des processus transitoires dans les conduites forcées et leur protection contre les oscillations à grande amplitude de la pression avec l'inclusion de la protection contre la cavitation est plus que nécessaire. Ceci permet l'obtention de la fiabilité de fonctionnement, l'augmentation du seuil de sécurité et facilite l'automatisation à grande puissance de fonctionnement de ce type d' installations.

La conception d'un programme informatique est donc nécessaire pour l'analyse des éléments composant les stations de pompage qui sont tous non linéaires et trouvent leurs résolutions uniquement par les méthodes numériques.

Il est nécessaire d'introduire dans le programme informatique les moyens de protection contre les surpressions les plus efficaces.

L'analyse des modes et des moyens de protection contre le coup de bélier dans les conduites de refoulement des stations de pompage nous montre que l'utilisation de l'accumulateur pneumatique est très efficace et mérite son introduction dans le programme informatique dans lequel nous pouvons visualiser son emploi.

BIBLIOGRAPHIE

BIBLIOGRAPHIE

- 1- ABBAS Celia, **Installation et mise en marche d'un banc d'essai pour la construction des courbes caractéristiques de deux pompes identiques fonctionnant en parallèle**, Mémoire de master, Département Hydraulique Urbaine, Ecole Nationale Supérieure d'Hydraulique ARBAOUI Abdellah (ENSH), 2017.

- 2- FANTAZI Bahi Eddine, Harkat Ibn Sinâa, **Etude de la cavitation dans les pompes centrifuges**, Mémoire de master, Département mécanique, Université Mohamed BOUDIAF, M'sila, 2016/2017.

- 3- KEDJOUH Ismail, KHATTAB Redouane, **Etude, Conception et simulation d'une pompe centrifuge**, Mémoire de master professionnel en mécanique, Département de forage et de mécanique des chantiers pétroliers, Université de KASDI Merbah, Biskra, 2018/2019.

- 4- LIMAM Mansouria, BENHAMMAMI Nadia, **Etude de comparaison énergétique d'un groupement de pompes a fluide incompressible : en série et en parallèles**, Mémoire de master académique en Energétique, Département Génie Mécanique, Université Abdel Hamid Ben Badis, Mostaganem, 2018/2019.

- 5- MEFTAH Ali, **Etude de de la cavitation dans une pompe centrifuge**, Mémoire de master en Génie mécanique, Département de Mécanique, Université Saad DAHLAB, BLIDA, 2013/2014.

- 6- ZIANE Takieddine, **Etude de la formation des poches d'air dans la cavitation**, Mémoire de master, Département Hydraulique Urbaine, Ecole Nationale Supérieure d'Hydraulique ARBAOUI Abdellah (ENSH), 2014.