



REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE
ET POPULAIRE
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET
DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE DE BOUIRA



FACULTE DES SCIENCES ET DES SCIENCES APPLIQUEES
DEPARTEMENT DE GENIE CIVIL

MEMOIRE PREPARE POUR L'OBTENTION DU DIPLOME
DE MASTER 2 EN RESSOURCE HYDRAULIQUE

OPTION

Ressources Hydrauliques

THEME

**Diagnostic de la station de pompage d'eau de
Draa El Khmis (wilaya de Bouira)**

Présenté par :

M. Selmane Tahar

M. Ouramdane Younes

Soutenu le 28/06/2018

Devant les jurys :

Président :

Mr. Ghernaout Redouane

Rapporteur :

Mr. Metaiche Mehdi

Co encadreur :

Mr. Laouari Azzedine

Examineurs :

Mr. Abed Morade

Mr. Djafer khodja Hakim

Année universitaire 2017/2018

Remerciements

Le travail présenté dans ce mémoire a été effectué au département de Génie Civil de l'université Aklé Mohand Oulhadj de Bouira.

Mes remerciements vont tout d'abord à Dieu tout puissant pour la volonté, la santé et la patience, qu'il nous a donnée durant toutes ces longues années.

Ainsi, nous tenons également à exprimer nos vifs remerciements à notre encadreur Monsieur Metaïche Mahdi pour avoir d'abord proposé ce thème, pour le suivi continué tout le long de la réalisation de cette thèse et qui n'a pas cessé de nous donner ses conseils et remarques.

Nos sincères remerciements aux messieurs les membres du jury pour l'honneur qu'ils me font en participant au jugement de ce travail.

Nous tenons à remercier vivement toutes personnes qui nous ont aidé à élaborer et réaliser ce mémoire, ainsi à tous ceux qui

qui nous ont aidés de près ou de loin à accomplir ce travail.

Dédicaces

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

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

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

A ma très chère mère et mon cher père.

A mes frères et sœurs.

A toute ma famille "SELMANE"

A mon binôme "OURAMMDANE" ;

A tous mes amis de l'université Bouïra et surtout le groupe **RH**.

Selmane Tahar et Ouramdane Younes

الملخص:

في هذا العمل قمنا بدراسة تشخيصية لمحطة ضخ المياه الصالحة للشرب بذراع الخميس، بعد ان عرضنا جميع المعدات الموجودة وحالتها الميكانيكية، وتطرقنا إلى مختلف الحسابات التقنية (الهيدروليكية) والاقتصادية، يركز هذا العمل على أربع عناصر أساسية تتمثل في حالة تشغيل النظام وظاهرة التجويف وأيضا نظام الحماية والحسابات الاقتصادية ثم مقارنتها مع المعطيات الموجودة على ارض الواقع. وفي الأخير اختتمنا مذكرتنا بتوصيات وخلاصة عامة.

Abstract:

In this work, we did a diagnostic study of the potable water pumping station in Draa Elkhemis, the wilaya of Bouira, after we exhibit the whole equipment existed and its mechanical state. We touched on various technical calculations (hydraulic) and economic, this work is based on four basic elements: operating system state, the cavitations phenomenon, and the security system against the water hammer and economic calculations and we tried to compare with the actual data.

Finally, we finish our memory with recommendations and a general conclusion.

Résumé :

Ce travail est consacré à l'étude diagnostic d'une station de pompage de Draa Elkhemis où : nous avons cités tous les équipements disponible et leurs états mécaniques, nous avons effectués les calculs techniques (hydrauliques) et économiques. Ce travail est basé sur quatre piliers principaux : l'état de fonctionnement, la confirmation technique du phénomène de cavitation, la vérification de l'efficacité du système de protection et les couts et les prix de pompage avec des calculs technico-économique. Les résultats obtenus ont été comparé avec les données réelles existantes sur le terrain. Nous avons terminé notre mémoire avec des recommandations et une conclusion générale.

Table des matières

Introduction générale.....	1
----------------------------	---

Chapitre I: Généralités sur les pompes et les stations de pompage

I.1- Introduction :	2
I.2- Définition d'une pompe :	2
I.3- Les différents types des pompes :	2
I.4- Les pompes volumétriques :	3
I.4.1- Pompes volumétriques rotatives :	3
I.4.2- Pompes volumétriques alternatives :	6
I.5- Les pompes centrifuges :	7
I.5.1- Définition :	7
I.5.2- Constitution d'une pompe centrifuge :	7
I.5.3- Les différents types des pompes centrifuges :	8
I.5.4- Caractéristiques d'une pompe :	10
I.5.4.1 Débit refoulé de la pompe :	10
I.5.4.2 Hauteur manométrique totale, et pression de refoulement de la pompe :	10
I.5.4.3- Vitesse de rotation :	11
I.5.4.4 Point de fonctionnement	11
I.5.4.5 Rendement η , et puissance absorbée P, au niveau de l'arbre de pompe :	12
I.5.5- Critères de choix d'une pompe centrifuge.....	12
I.5.6- Avantages et inconvénients des pompes centrifuges :	12
I.6- Généralité sur les moteurs :	13
I.6.1- Les sources d'énergie :	13
I.6.2- Moteurs électriques :	13
I.6.2.1- Choix du type de courant en fonction de la puissance des moteurs :	13
I.6.2.2- Les différents types de moteurs à courant alternatif :	14
I.6.2.3- Les moteurs synchrones :	14
I.6.2.4.1- les machines asynchrones :	14
I.6.2.4.2- Principe de fonctionnement d'une machine asynchrone :	16
I.7.3- Conclusion :	16

Chapitre II: Description générale de la station de pompage étudiée

II.1- Introduction :	17
----------------------------	----

II.2- Présentation de l’ADE.....	17
II.3- Localisation géographique de la station de pompage.....	17
II.4- Constitutions de la station :	17
II.4.1.a- chambre des pompes et de régularisation :	18
II.4.1.b- Les différents équipements disponibles au niveau de la salle des pompes :	19
II.4.1.b.1- aspiration :	19
II.4.1.b.2- Refoulement :	19
II.4.1.b.3- Collecteur :	19
II.4.2- la bache de reprise :	20
II.4.2.1-Vidange :	20
II.4.2.2- Trop-plein :	21
II.4.3- Chambre d’alimentation électrique :	21
II.4.4- anti –bélier :	22
II.5- Conclusion :	22

Chapitre III: Diagnostique du bon fonctionnement de la station (performances et cavitation)

III.1- Introduction :	23
III.2- Définition de perte de charge :	23
III.3- Les pertes de charge linéaire :	23
III.3.1- Formules de DARCY :	23
III.3.2- Les différents régimes d’écoulement :	24
III.4- Les pertes de charge singulière :	25
III.4.1- Les coefficients de perte de charge de différents accessoires :	25
III.5- Calcul des pertes de charges :	27
III.5.1- les pertes de charge à l’aspiration :	27
III.5.1.1- Les pertes de charge singulière :	27
III.5.1.2- Les pertes de charges linéaires :	28
III.5.2- Les pertes de charge au refoulement :	29
III.5.2.1- Les pertes de charges linéaires :	29
III.5.2.2- Les pertes de charges singulières :	30
III.5.2.3- Perte de charge singulière au niveau de réservoir :	31
III.6- La hauteur manométrique totale :	33
III.7-présentation graphique de points de fonctionnement de pompe :	34
III.8-Remarque :	37

III.9- Le phénomène de cavitation :	37
III.9.1- Définition :	37
III.9.1- NPSH - Net Positive Suction Head :	38
III.10.2- NPSH requis.....	38
III.10.3- NPSH disponible :	39
III.10.3.1- Calcule Le $NPSH_d$:	39
III.10.3.2-La représentation graphique de $NPSH_d$:	40
III.11- Conclusion :	41

Chapitre IV Diagnostique technico économique

IV.1- Introduction :	42
IV.2- Calcul économique de l'installation de pompage :	42
IV.2.1- Amortissement des couts d'investissement :	42
IV.2.2- Couts d'exploitation :	43
IV.2.2.1-l'énergie :	43
IV.2.2.2- Entretien :	44
IV.3- couts du projet :	44
IV. 3.1- Couts d'investissement actualisés :	45
IV. 3.2- Cout total actualisé du projet :	45
IV.4- Prix de revient du m^3 d'eau pompée :	45
IV.5- Conclusion :	45

Chapitre V: Diagnostique de la protection de la station contre le coupe de bélier

V.1- Introduction :	46
V.2. Définition :	46
V.3- Causes du coup de bélier :	46
V.4- Risques dus aux coups de bélier :	46
V.5- Protection de la conduite gravitaire contre le coup de bélier	47
V.6- Protection de la conduite de refoulement contre le coup de bélier	48
V.7- Calcul des réservoirs d'air.....	49
V.8- Dimensionnement des réservoirs d'air	49
V.8.1. Calcul de la célérité d'onde C	49
V.8.2. Application des étapes du calcul normal d'un réservoir d'air :	50
V.9- Installation du réservoir d'air	55

V.10- Conclusion :	55
--------------------------	----

Chapitre VI: Régulation du des pompes centrifuges

VI.1- Introduction.....	56
VI.2- Point de fonctionnement :	56
VI.3- Régulation de débit par laminage :	56
VI.3.1- Avantage et inconvénient de Régulation par laminage :	57
VI.4- Régulation de débit avec un by-pass :	58
VI.4.1- Avantage et inconvénient de Régulation par by-pass :.....	58
VI.5- Régulation de débit par cascade de pompes :	59
VI.5.1- Avantage :.....	60
VI.5.2- Inconvénient :	60
VI.6- Régulation du débit par variation de la vitesse de rotation :.....	60
VI.7- Fonctionnement en série de pompes centrifuges :.....	60
VI.8- Affûtage des aubes de roue.....	61
VI.9- Fonctionnement en parallèle de pompes centrifuges :.....	61
VI.10- Régulation du débit par prérotation :.....	62
VI.11- Régulation du débit par réglage des pales :	62
VI.12- Rognage des roues :.....	63
Conclusion générale	64

Annexes

Annexe I.....	65
Annexe II.....	67
Annexe III	68
Annexe IV	69

Listes des figures

Figure I.1 – Pompe à palettes libres	3
Figure I.2 – Pompe à palettes flexibles (doc. Jabsco)	4
Figure I.3– Pompe à engrenages extérieurs.....	4
Figure I.4– Pompe à pistons circonférentiels	5
Figure I.5 – Pompe à vis (cas à trois vis).....	5
Figure I.6 – Pompe à membranes (doc. Mouvex)	6
Figure I.7 – Pompe à pistons rotative (doc. Guinard-Groupe KSB)	7
Figure I.8 schéma d'une pompe centrifuge	8
Figure I.9 : Types des roues	8
Figure I.10 : classification des pompes	9
Figure I.11 : types des Pompes centrifuges	10
Figure. I.12 – Point de fonctionnement.....	11
Figure I.13 : Les éléments de constitution d'une machine asynchrone	15
Figure I.14 : stator d'une machine asynchrone	15
Figure I. 15 : Type de rotor	16
Figure II.1 : photo aérien de la position de la station.....	17
Figure II.2 : Photo de Salle des pompes	18
Figure II.3 photo de la salle de vidange	21
Figure II.4 photo d'un réservoir d'air.....	22
Figure III.1 régime d'écoulement.....	24
Figure III.2 : coude arrondi	26
Figure III.3 Tés.....	27
Figure III.4 : Vannes tournantes ou papillons	27
Figure III.5 : Clapets à battant.....	28
Figure III.6 : schéma explicatif de HmT	35
Figure III.7 : schéma de Description des principes installations réelle de station.....	36
Figure III-7 : la courbe de point de fonctionnement	37
Figure III-8 : la courbe de rendement.....	37
Figure III-9 : les courbes de couplage de deux pompes	38
Figure III-10 : le graphe de l'assemblage de toutes les courbes	39
Figure III-11 : Schéma explicatif de NPSH	40
Figure III-12 : Influence du diamètre de la roue sur le NPSHr.....	41
Figure III-13 : les graphes de NPSH	43
Figure V.1 : Principe de la construction de l'épure de BERGERON	53

Figure V.2 : L'eau du réservoir se dirige vers la conduite.....	55
Figure V.3 : L'eau de la conduite revient dans le réservoir	56
Figure V.5 : Schéma d'installation du réservoir d'air.....	58
Figure VI.1 : Courbes caractéristiques pompe	60
Figure VI.2 : Schéma avec vanne de laminage	60
Figure VI.3 : Schéma d'une régulation par by-pass	61
Figure VI.4 : Courbes caractéristiques pompe	61
Figure VI.5 : Schéma d'une régulation de débit par cascade de pompes.....	62
Figure VI.6 : Courbes caractéristiques pompe	63
Figure VI.7 : Aubes de roue affûtées	64
Figure VI.8 : Courbes caractéristiques pompe	65
Figure VI.9 : Grille de sélection d'une pompe axiale avec réglage des pales, $nq \approx 200$	66

Introduction générale

Le transfert des liquides d'une zone vers autre nécessite souvent des stations de pompage en particulier si le point d'arrivée est plus élevé que le point de départ et aussi s'il y a des grandes pertes de charge. Dans le domaine d'hydraulique, ce cas est fréquent dans l'adduction des eaux potables et le transfert entre les barrages et aussi dans les stations d'épuration et de traitement.

Les stations de pompage se diffèrent en fonction du type de fluide pompé et les caractéristiques de la zone d'installation.

Notre travail est consacré à faire un diagnostic d'une station de pompage d'eau, pour assurer le bon fonctionnement de la station, et pour atteindre cet objectif on a tracé un plan de travail suivant :

Dans le contenu de ce travail, nous trouvons six chapitres, le premier chapitre est consacré pour faire un rappel théorique et généralité sur les pompes et les moteurs. Dans ce type d'étude nous devons identifier la localisation géographique et les composants de base et secondaires de la station pour mieux comprendre le cas, et cela est mentionné dans Le deuxième chapitre, Nous avons commencé à travailler en pratique dans le troisième chapitre on a basé sur d'équations et des données réalistes pour faire les calculs hydraulique. Nous avons discuté la problématique des systèmes de protection et leur dimensionnement dans le Quatrième chapitre. Nous avons traité dans le Cinquième chapitre les méthodes de régulation des systèmes de pompage Afin d'atteindre le rendement maximale de la station. Pour estimer les coûts d'installation et d'exploitation et d'entretien on a consacré le sixième chapitre pour traiter le cotée économique.

Enfin, notre travail se termine par une conclusion générale et des perspectives.

Chapitre I Généralités sur les pompes et les stations de pompage

I.1- Introduction :

Dans le domaine de pompage de l'eau (pompage d'eau brute, d'eau potable, évacuation des eaux usées et le pompage des eaux pluviales), on utilise beaucoup des machines et équipements pour l'extraction, la transformation et le transport des eaux à différents points.

Chaque équipement et chaque machine jouent un rôle important dans une installation de pompage.

La pompe hydraulique qui représente le cœur d'une installation de pompage ne peut pas fonctionner seulement, elle est entraînée par un moteur électrique et renforcée par des autres équipements installés en amont et en aval de la pompe.

I.2- Définition d'une pompe :

Une pompe est une machine hydraulique qui aspire et refoule un liquide (l'eau, l'huile, l'essence, les liquides alimentaires etc...) d'un point à un endroit voulu. La pompe est destinée à élever la charge du liquide pompé.

La charge ou l'énergie est la somme de trois catégories d'énergie :

- Energie cinétique $\frac{v^2}{2g}$.
- Energie potentielle H ou Z.
- Energie de pression $\frac{p}{\rho g}$.

Alors la pompe est un appareil qui génère une différence de pression ΔP entre l'entrée et la sortie de la machine, l'énergie requise pour faire fonctionner une pompe dépend :

- Des propriétés du fluide : la masse volumique ρ , la viscosité dynamique μ .
- Des caractéristiques de l'écoulement : la pression, la vitesse V, le débit Q, la hauteur H.
- Des caractéristiques de l'installation : la longueur des conduites L, le diamètre D, et la rugosité absolue ε [1].

I.3- Les différents types des pompes :

Il existe deux grandes familles des pompes :

- Les pompes volumétriques.
- Les pompes centrifuges [2].

Chapitre I Généralités sur les pompes et les stations de pompage

I.4- Les pompes volumétriques :

I.4.1- Pompes volumétriques rotatives :

Ces pompes sont constituées par une pièce mobile animée d'un mouvement de rotation circulaire autour d'un axe, qui tourne dans une enveloppe (le corps) et crée le mouvement du fluide pompé par déplacement d'un volume depuis l'aspiration jusqu'au refoulement.

Les principaux types de pompes sont les suivants : à palettes, engrenages, lobes, vis, etc.

■ Pompes à palettes libres :

Un corps cylindrique fixe communique avec les orifices d'aspiration et de refoulement. À l'intérieur se trouve un cylindre plein, le rotor, tangent intérieurement au corps de la pompe et dont l'axe est excentré par rapport à celui du corps. Le rotor est muni de 2 à 8 fentes diamétralement opposées deux à deux, dans lesquelles glissent des palettes que des ressorts appuient sur la paroi. Les capacités comprises entre les cylindres et les palettes en créent ainsi une aspiration du liquide d'un côté et un refoulement de l'autre.

Ce sont des pompes caractérisées par des débits allant jusqu'à $100 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ et des pressions au refoulement de 4 à 8 bars. Elles conviennent aux liquides peu visqueux [3].

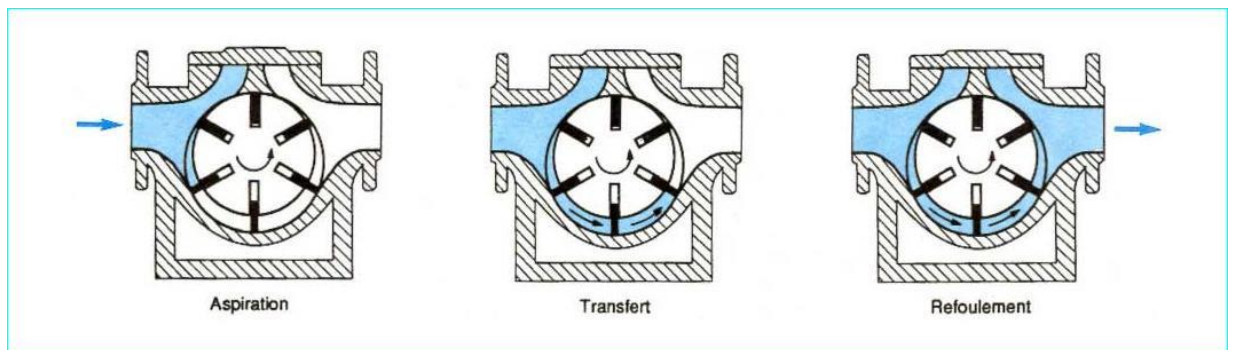


Figure I.1 : Pompe à palettes libres[3].

■ Pompes à palettes flexibles :

L'ensemble rotor-palettes est en élastomère. Il entraîne le liquide jusqu'au refoulement où les palettes sont fléchies par la plaque de compression et permettent l'expulsion du liquide.

Comme toutes les pompes à palettes, ces pompes n'entraînent ni brassage, ni laminage, ni émulsion du produit. Elles peuvent également pomper des particules solides. Les

Chapitre I Généralités sur les pompes et les stations de pompage

caractéristiques, débit, vitesse, pression sont sensiblement identiques aux précédentes [3].



Figure I.2 : Pompe à palettes flexibles (doc. Jabsco) [3].

■ Pompes à engrenages extérieurs :

Ce type de pompe comporte un grand nombre de variantes qui diffèrent entre elles soit par la disposition, soit par la forme des engrenages. Dans tous les cas, 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.

Ces pompes peuvent tourner vite (2 000 à 3 000 tr/min), elles sont relativement silencieuses et permettent d'atteindre des pressions moyennes au refoulement de l'ordre de 20 à 50 bars. Par contre, elles nécessitent d'avoir quatre coussinets, et deux ou quatre boîtiers d'étanchéité suivant le principe d'entraînement des engrenages.

Enfin, elles n'admettent pas le passage de particules solides sous peine de destruction totale [3].

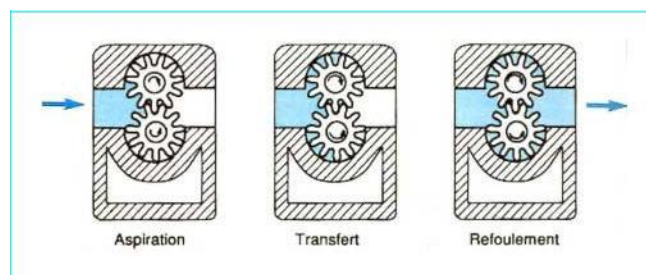


Figure I.3 : Pompe à engrenages extérieurs [3].

Chapitre I Généralités sur les pompes et les stations de pompage

■ Pompes à pistons circonférentiels :

Comme pour les pompes à lobes, le principe est celui d'une pompe à engrenages, dont les dents (pistons) ont un profil particulier, lequel permet d'assurer l'étanchéité lors du transfert du liquide vers la section de refoulement. Ces pompes ont également, par leur forme, l'avantage de fournir un débit régulier, malgré le petit nombre de dents.

Du fait de l'absence de contacts, ces pompes peuvent fonctionner à sec sans problème. Elles ont un pouvoir d'aspiration médiocre. Comme les pompes à lobes, elles se nettoient facilement, ce qui les fait particulièrement apprécier dans le domaine alimentaire. Par contre, elles nécessitent deux engrenages externes pour piloter les dents, donc deux boîtiers d'étanchéité, et elles sont faiblement auto-amorçantes [3].

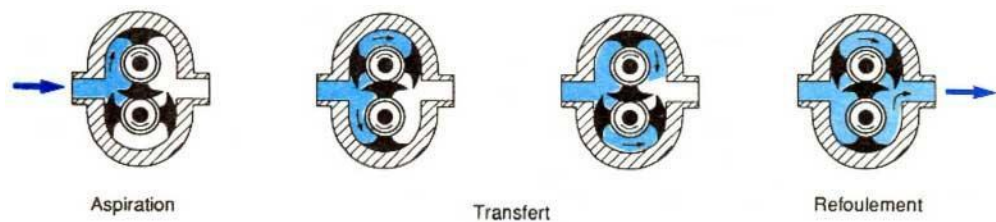


Figure I.4 : Pompe à pistons circonférentiels [3].

■ Pompes à vis :

Elles sont formées de deux ou trois vis suivant les modèles. Dans le cas d'une pompe à trois vis, la vis centrale seule est motrice, les deux autres sont entraînées par la première. Dans le cas d'une pompe à deux vis, celles-ci sont souvent toutes deux entraînées par un jeu de pignons extérieurs. Ces pompes peuvent tourner vite (3000 tr/min). Elles sont silencieuses et permettent d'atteindre des pressions assez élevées (100 bar). Par contre, elles n'admettent pas de particules solides [3].

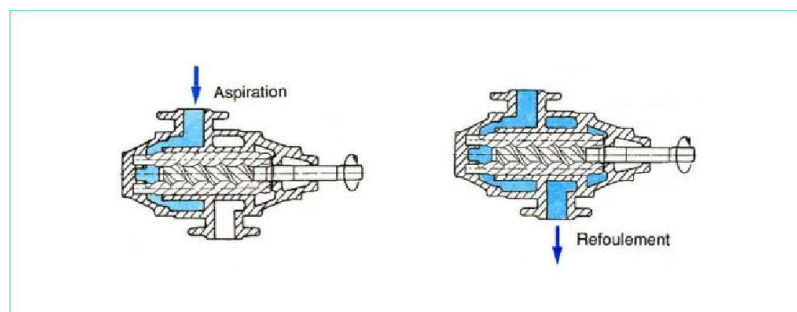


Figure 1.5 : Pompe à vis (cas à trois vis) [3].

Chapitre I Généralités sur les pompes et les stations de pompage

I.4.2- Pompes volumétriques alternatives :

Ces pompes sont caractérisées par le fait que la pièce mobile est animée d'un mouvement alternatif.

Les principaux types des pompes sont les suivants : à membrane ou à piston.

■ Pompes à membranes, ou à soufflets :

Le déplacement du piston est remplacé par les déformations alternatives d'une membrane en matériau élastique (caoutchouc, élastomère, *Néoprène*, *Viton*, etc.). Ces déformations produisent les phases d'aspiration et de refoulement que l'on retrouve dans toute pompe alternative.

Actuellement, les pompes à membranes sont constituées de deux membranes, ce qui permet d'avoir des pompes à double effet. Elles ont l'avantage de pouvoir pomper à peu près n'importe quel liquide : chargé, abrasif, acide, visqueux ou non. Cependant, elles ne conviennent que pour des débits moyens de l'ordre de 80 m³/h, pour des températures inférieures à 150 ° et des viscosités faibles [3].

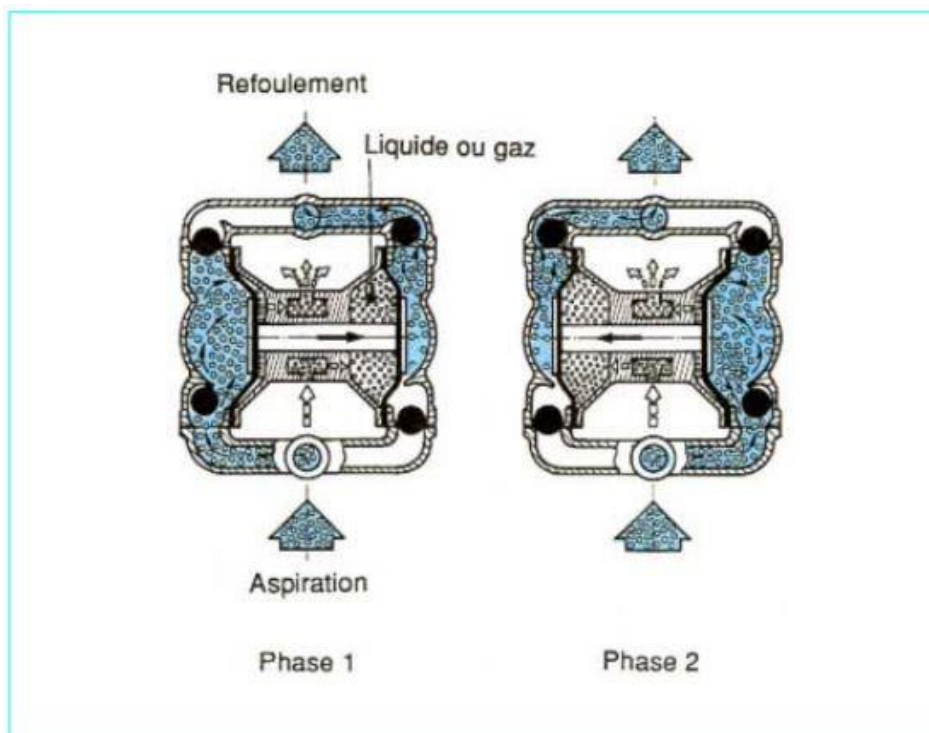


Figure I.6 : Pompe à membranes (doc. Mouvex) [3].

Chapitre I Généralités sur les pompes et les stations de pompage

■ Pompes à pistons rotatives :

Les variations de volume sont réalisées par un certain nombre de pistons se déplaçant dans des cylindres et fonctionnant en parallèle. Les cylindres sont solidaires d'une couronne animée d'une grande vitesse de rotation. La conception de ces pompes conduit à un équilibrage des masses tournantes et à la suppression de tout effet centrifuge. Cela permet d'atteindre des vitesses relativement élevées (2500 à 3000 tr/min) [3].

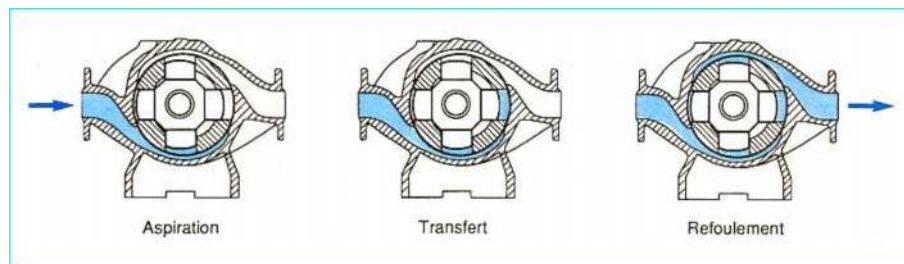


Figure I.7 : Pompe à pistons rotative (doc. Guinard-Groupe KSB).

I.5-Les pompes centrifuges :

I.5.1-Définition :

Dans les pompes centrifuges l'augmentation de pression résulte du recours à la force centrifuge imprimée au fluide par une roue ou propulseur qui se meut à l'intérieur d'un corps de pompe, qui oriente le fluide, de l'entrée à la sortie [4].

I.5.2- Constitution d'une pompe centrifuge :

Les pompes centrifuges sont composées d'une roue à aubes qui tourne 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 et 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 [5].

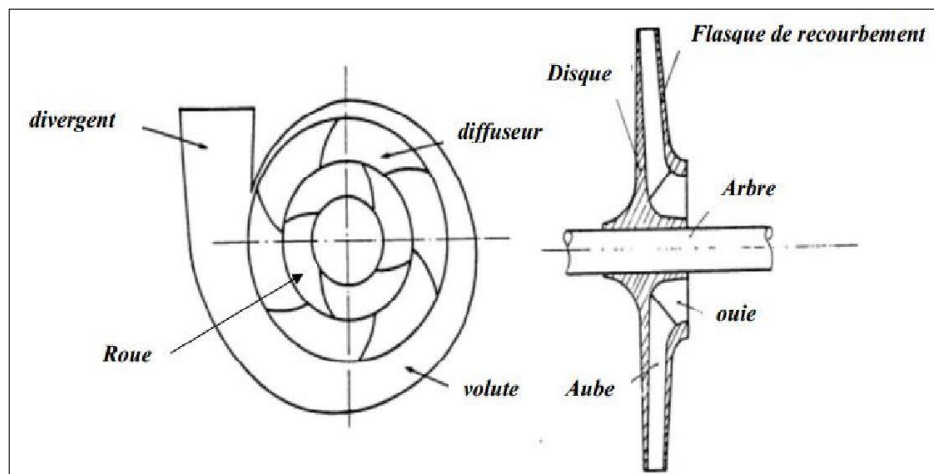


Figure I.8 : schéma d'une pompe centrifuge [5].

Types des roues :

Il existe de nombreux types de roues qui peuvent être ouvertes ou fermées. Les roues dans la majorité des pompes actuelles ont une conception en 3D qui associe les avantages d'une roue axiale à ceux d'une roue radiale [6].

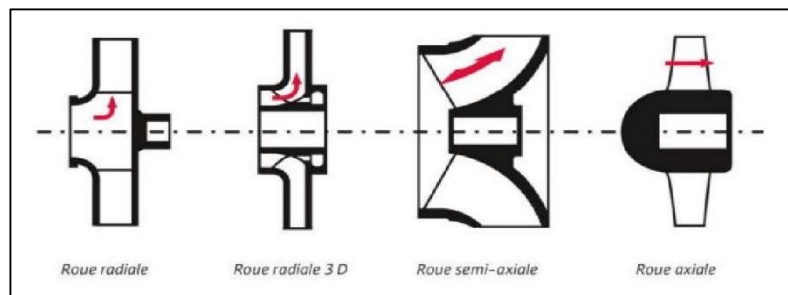


Figure I.9 : Types des roues [5].

I.5.3- Les différents types des pompes centrifuges :

Les turbopompes sont actuellement parmi les plus employées. Les principales raisons de ce choix sont les suivantes : ces appareils étant rotatifs et ne comportant aucune liaison articulée, leur entraînement, par un moteur électrique ou à combustion interne, ne présente aucune difficulté. D'autre part, l'encombrement de la turbopompe est environ huit fois moindre que celui des pompes volumétriques, et peut être encore réduit en adoptant une disposition à axe vertical. Ce moindre encombrement et aussi un poids plus faible permettent de réaliser d'appréciables

Chapitre I Généralités sur les pompes et les stations de pompage

économies sur les bâtiments abritant les installations.

De plus, les frais d'entretien d'une turbopompe sont peu élevés. Suivant le type de rotor et son mode d'action il faut distinguer dans la catégorie des turbopompes :

- les pompes centrifuges.
- les pompes hélices.
- les pompes hélico-centrifuges.

Cette classification est basée sur la forme de la trajectoire à l'intérieur du rotor de la pompe. Voir à cet effet les figures a, b, c [6].

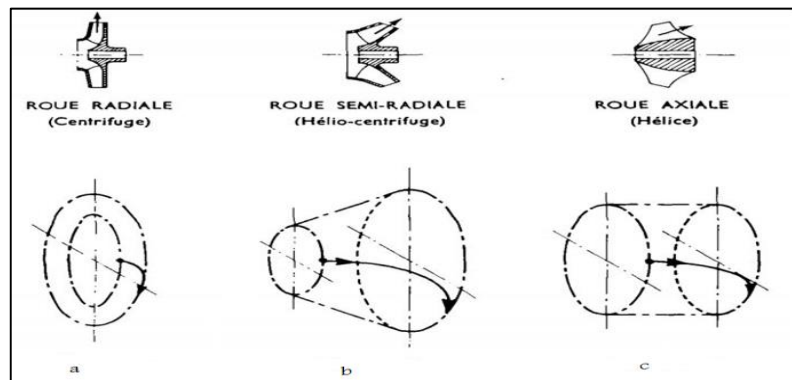


Figure I.10 : classification des pompes.

A titre indicatif il faut signaler qu'il existe un certain nombre d'autres Classifications des turbopompes, reposant sur les critères suivants :

- disposition de l'axe (horizontal, vertical, incliné).
- nombre de rotors (monocellulaire, multicellulaire).
- importance de la pression produite (basse, moyenne, haute).
- utilisation (irrigation, eaux chargées, forages). D'un point de vue qualitatif.
- les pompes centrifuges sont utilisées pour des hauteurs d'élévation importantes (plusieurs dizaines de mètres).
- les pompes hélices sont utilisées pour élever des débits importants (plusieurs centaines de l/s) à des hauteurs faibles (quelques mètres) [6].

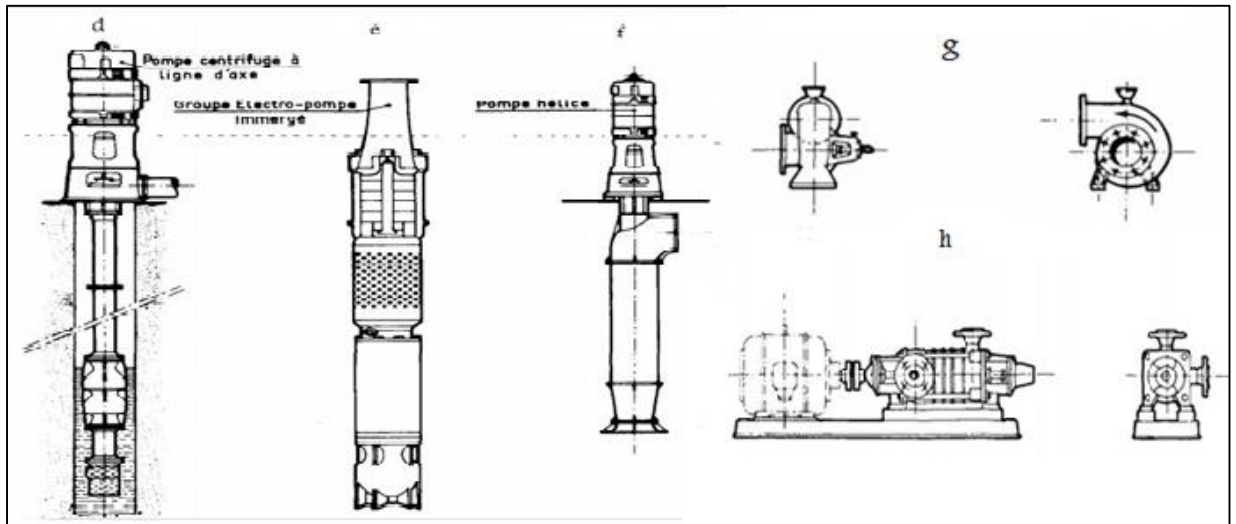


Figure I.11 : types des Pompes centrifuges.

I.5.4- Caractéristiques d'une pompe :

I.5.4.1 Débit refoulé de la pompe :

Le débit refoulé Q ; est le volume utile débité au refoulement de la pompe par unité de temps en m^3/s (unités également utilisées : l/s et m^3/h). Il est proportionnel à la vitesse de rotation de la pompe. Le débit de fuite ainsi que les écoulements dans les jeux ne sont pas compris dans le débit refoulé [7].

I.5.4.2 Hauteur manométrique totale, et la pression de refoulement de la pompe :

La pression de refoulement de la pompe est le travail mécanique utile en Nm fourni au fluide refoulé par unité de poids en N du fluide refoulé. Elle est exprimée en $Nm/N = m$ (également appelée colonne de fluide m).

La hauteur manométrique totale est proportionnelle au carré de la vitesse de rotation de la roue et indépendante de la masse volumique ρ du fluide refoulé, c.-à-d. une pompe centrifuge donnée élevée à la même hauteur manométrique différents fluides (de même viscosité cinématique ν) indépendamment de leur masse volumique ρ . Cette caractéristique s'applique à toutes les pompes centrifuges.

La hauteur manométrique totale H_{mT} d'une pompe se compose, selon le théorème de Bernoulli :

$$\Delta p = \rho \cdot g [H - Z_{s,d} - (V_d^2 - V_s^2)/2g]$$

Avec :

Chapitre I Généralités sur les pompes et les stations de pompage

ρ : Masse volumique du fluide refoulé en kg/m^3 .

g : accélération de la pesanteur : $9,81 \text{ m/s}^2$.

H : hauteur manométrique totale de la pompe en m.

$Z_{s,d}$: cote géodésique entre les brides de refoulement et d'aspiration de la pompe en m.

v_d : vitesse d'écoulement au niveau de la bride de refoulement = $4 Q/\pi d_d^2$ en m/s.

v_s : vitesse d'écoulement au niveau de la bride d'aspiration = $4 Q/\pi d_s^2$ en m/s.

Q : débit de la pompe à la bride considérée en m^3/s .

d : diamètre intérieur de la bride considérée en m.

Δp : pression de refoulement en N/m^2 (conversion en bar : $1 \text{ bar} = 100\,000 \text{ N/m}^2$) [7].

I.5.4.3- Vitesse de rotation :

Si la vitesse de rotation d'une pompe centrifuge passe de n_1 à n_2 tours par minute, le débit Q et la hauteur manométrique H_mT et la puissance absorbée P varient dans les rapports suivants :

$$Q_2 = \left(\frac{n_2}{n_1}\right) \times Q_1$$

$$H_2 = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 \times H_1$$

$$P_2 = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 \times P_1$$

Les formules ci-dessus sont valables pour autant que la variation du Nombre de tours ne soit pas très grande.

I.5.4.4 Point de fonctionnement

Le point de fonctionnement F se trouve à l'intersection de la courbe de caractéristique du circuit $C (q_v)$ et la courbe de la charge nette de la pompe $H_n (q_v)$ (figure I.12). Ce point de fonctionnement fournit le débit de fonctionnement q_{fonct} et le rendement de fonctionnement η_{fonct} [8].

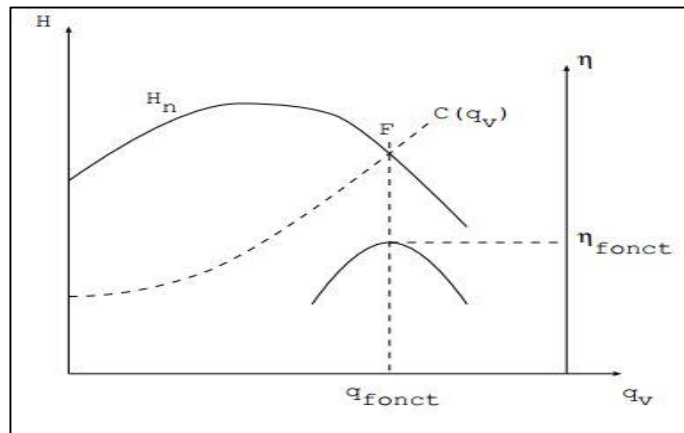


Figure. I.12 : Point de fonctionnement.

I.5.4.5 Rendement η , et puissance absorbée P , au niveau de l'arbre de pompe :

La puissance absorbée P d'une pompe est la puissance mécanique absorbée en kW ou en W au niveau de l'arbre ou de l'accouplement de la pompe. Elle est proportionnelle au cube de la vitesse de rotation et est déterminée à l'aide de la formule suivante :

$$P_u = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{\eta}$$

Le rendement de la pompe η est indiqué sur les courbes des caractéristiques [7].

I.5.5- Critères de choix d'une pompe centrifuge :

Une pompe centrifuge doit être choisie selon les caractéristiques réelles de l'installation. Les données nécessaires pour un dimensionnement correctes sont :

- Le débit désiré.
- La hauteur géométrique à l'aspiration.
- La hauteur géométrique au refoulement.
- NPSH [9].

Chapitre I Généralités sur les pompes et les stations de pompage

I.5.6- Avantages et inconvénients des pompes centrifuges :

Avantage :

- Faible encombrement.
- Bruit négligeable.
- Simplicité de construction.
- Régularité dans le fonctionnement.
- Aptitude au fonctionnement à grande vitesse, donc l'accouplement peut se faire directement avec des moteurs électriques ou des moteurs diesels.

Inconvénients :

- A faible débit et aux grandes hauteurs de refoulement, le rendement diminue.
- Phénomène de cavitation en cas de fuite d'air dans la conduite d'aspiration.
- Diminution de la hauteur de refoulement en cas de fuite d'air dans la conduite d'aspiration [9].

I.6- Généralité sur les moteurs :

I.6.1- Les sources d'énergie :

Les sources d'énergie les plus fréquentes et les plus disponibles ont conduit aux motopompes suivantes :

- **Motopompes à essence** : Elles conviennent lorsque la puissance requise est inférieure 25 CV. Elles sont transportables et peuvent être utilisées dans des endroits éloignés.
- **Motopompes diesel** : généralement plus économiques que les motopompes à essence. Certaines peuvent être d'un usage prolongé et très utiles.
- **Groupe électropompes électriques** : Elles sont souvent les plus économiques lorsqu'on peut les trouver, coûtent peu à l'entretien et durent longtemps.
- **Le propane et le gaz naturel** : peuvent également être des sources d'énergie à très bon marché [10].

Chapitre I Généralités sur les pompes et les stations de pompage

I.6.2- Moteurs électriques :

I.6.2.1- Choix du type de courant en fonction de la puissance des moteurs :

Le tableau ci-après résume en fonction de la nature du courant et des différentes tensions possibles et les limites des puissances admissibles.

Tableau (I.1) : la nature du courant et différentes tensions

Nature du courant	Tension en V	Puissance minimum en CV	Puissance maximum en CV
Continu BT (Basse tension) . . .	110	Néant	30
	220	Néant	500
	440	1	Pratiquement illimitée
Alternatif-monophasé BT	110	Néant	1
	220	Néant	15
	115	Néant	15
Alternatif-triphasé BT	200	Néant	200
	380	1	1 000
Alternatif moyenne tension	3 000 à 6 600	200 à 300	Pratiquement illimitée

Il convient cependant de faire remarquer que :

- Le courant continu devra être le plus souvent produit par une Dynamo entraînée elle-même par un moteur. Il va sans dire que le rendement d'une telle installation sera extrêmement faible.

Ce type de courant devra donc être rejeté dans le cas de l'alimentation d'une seule station de faible puissance, malgré l'avantage certain pour la régulation des débits (variation du débit par variation de la vitesse de rotation de la pompe).

- L'usage du courant monophasé est limité aux petites puissances.
- La courante alternative moyenne tension n'est utilisable que pour des puissances importantes. Pour des puissances de quelques centaines de CV, le courant alternatif triphasé lui sera souvent préféré [6].

I.6.2.2- Les différents types de moteurs à courant alternatif :

En laissant de côté les motrices moyennes tensions (3000 à 6600V) utilisés pour des puissances très importantes, et les moteurs à courant continu peu utilisés, les types de moteurs

Chapitre I Généralités sur les pompes et les stations de pompage

qui se prêtent le mieux à l'entraînement des pompes sont les moteurs asynchrones et synchrones [6].

I.6.2.3- Les moteurs synchrones :

Les moteurs synchrones sont une vitesse qui est rigoureusement constante et proportionnelle à la fréquence du réseau. Ils fournissent un couple moteur pour cette vitesse. En dehors de cette vitesse, ils «décrochent» et le couple s'annule. Ces moteurs sont rarement utilisés pour les installations de pompage importantes ils démarrent à faible charge [6].

I.6.2.4.1- les machines asynchrones :

Les moteurs asynchrones sont par contre d'un emploi général, leur vitesse en charge est différente de leur vitesse de synchronisme. Parmi les moteurs asynchrones, les moteurs à cage et les moteurs à rotor bobinés sont pratiquement les seuls à être utilisés dans les stations de pompage [6].

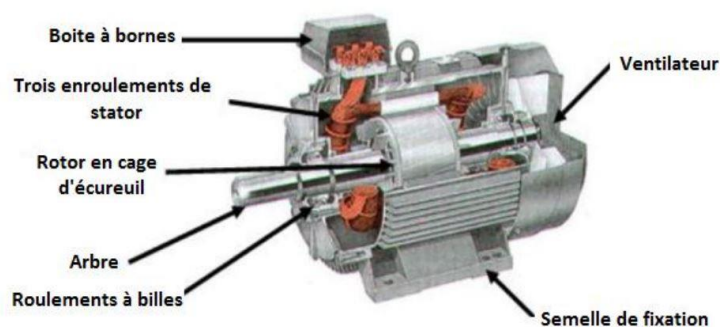


Figure I.13 : Les éléments de constitution d'une machine asynchrone [9].

➤ **L'inducteur ou stator :** C'est un élément du circuit magnétique immobile sur lequel un enroulement est bobiné afin de produire un champ magnétique [2].

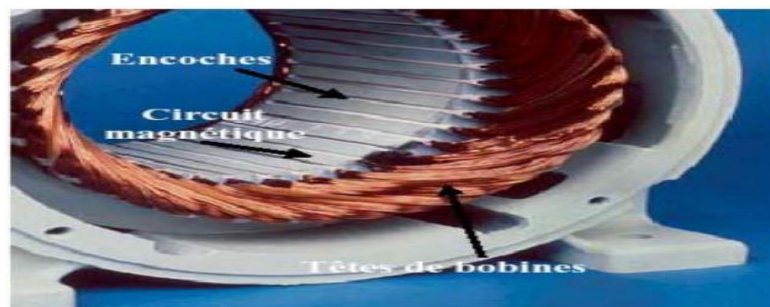


Figure I.14 : stator d'une machine asynchrone [9].

Chapitre I Généralités sur les pompes et les stations de pompage

- **Le rotor** : Le circuit magnétique du rotor est constitué d'un assemblage de tôles ferromagnétiques rainurées. Dans les petits moteurs, les tôles sont découpées dans une seule pièce et assemblées sur un arbre.

Dans les plus gros moteurs, chaque laminassions est constituée de plusieurs sections montées sur un noyau. On trouve deux types de rotor : bobiné ou à cage d'écureuil [9].



Figure I. 15 : Type de rotor [9].

I.6.2.4.2- Principe de fonctionnement d'une machine asynchrone :

Le fonctionnement d'une machine asynchrone est basé sur le principe de l'interaction électromagnétique du champ tournant créé par le courant triphasé fourni à l'enroulement statorique par le réseau, et des courants induits dans l'enroulement rotorique lorsque les conducteurs de ce dernier sont coupés par le champ tournant [9].

I.7.3- Conclusion :

Dans ce chapitre on est arrivé à une explication générale de quelques notions théoriques des différents composants d'une installation de pompage d'eau. Cette explication peut ne pas aider pour mieux comprendre les caractéristiques et le principe de fonctionnement de notre station.

II.1- Introduction :

Ce chapitre est consacré à donner une présentation générale de la station de pompage et ces différents équipements utilisés, et leur état de fonctionnement.

II.2- Présentation de l'ADE :

L'algérienne des eaux (ADE) est un établissement public nationale à caractère industriel et commercial doté de la personnalité morale et d'une autonomie financier .Il a été créé par le décret exécutif n°01-101 du 21 avril 2001.l'établissement est placée sous la tutelle du ministre chargé des ressource en eau.

II.3- Localisation géographique de la station de pompage :

La station de pompage étudiée est située au nord de willaya de Bouira à côté de la route nationale n : 05. Elle est installé sur une surface de 700 m² ; cette station est charger de refouler de l'eau potable qui vient de barrage (Telsddit) qui situe à 55 km de la station au réservoir d'eau de capacité de 2500 m³ qui alimente gravitairement le chef-lieu de willaya de Bouira.



Figure II.1 : localisation de station de draa elkhmis.

II.4- Constitutions de la station :

Cette station est constituée de quatre grandes sections :

- 1-la chambre des pompes et de régularisation.
- 2- la bâche de reprise de la capacité 500 m³.
- 3-Chambre d'alimentation électrique.
- 4- anti -bélier

II.4.1.a- chambre des pompes et de régularisation :

Ce composé de trois pompes identique (la marque : FLOWSERVE) de caractéristiques suivants (Annexe II) [19] :

Tableau (II.1) : Les caractéristiques des pompes.

Type de la pompe	Les conditions de service	Les caractéristiques de la pompe	moteur
Pompe centrifuge monocellulaire ME 250-400	-Liquide : eau claire, non agressive, non corrosive -température de liquide : 16°C -densité : 1000kg/m ³ -débit : 221 l/s HMT : 50m	-Vitesse de rotation : 1450tr/min -rendement : 83.5% -puissance absorbée : 130kw -puissance de moteur : 185kw -N.P.S.H.requis :5.7m -pression de service max : 8 bars	-Puissance/vitesse : 185kw/04 pôles -fréquence : 50 HZ -Tension : 400 v -raccordement : boîte a bornes standard



FigureII.2 : Photo de la Salle des pompes [19].

II.4.1.b- Les différents équipements disponible au niveau de la salle des pompes :**II.4.1.b.1-Dans la partie aspiration :**

Tableau (II.2) : les équipements existant à l'aspiration.

Equipement	Caractéristiques	Quantité	Etat
Vanne papillon	DN400 PN10	3	Bon état
Joint élastomère	DN400 PN10	3	Bon état
Bride	PN10Qt	3	Bon état
Manomètre	/	4	Bon état

II.4.1.b.2- Refoulement :

Tableau (II.3) : les équipements existant au Refoulement.

Equipement	Caractéristiques	Quantité	Etat
Vanne	DN400 PN 25	3	Bon état
Joint compensation	DN400 PN 25	3	Bon état
Clapet anti-retour	DN400 PN40 (double battant)	3	Bon état
Bride	PN25	3	Bon état

II.4.1.b.3- Collecteur :

Tableau (II.4) : les équipements existant au niveau de collecteur.

Equipement	Caractéristiques	Quantité	Etat
Vanne Opercule	PN 25	1	Bon état
Conduite	DN700PN25		Bon état
Vanne	DN700 PN 25	1	Bon état
Débitmètre : Ultrason	DN25 PN69	1	Bon état
Vanne anti-bélier : Opercule	PN 25	1	Bon état
Clapet perforé	PN 25	1	Bon état

II.4.2- la bâche de reprise :

Tableau (II.5) : constitution de la bâche de reprise.

L'ouvrage	Les équipements a la arrivée de le ouvrage	Etat	Qt	Les équipements au départ	Etat	Qt
Bâche de reprise V=500 m ³	Conduite : DN 500 PN 10	Bon état	4	- Conduite : DN500 PN10	Bon état	
	-Jointe de démontage (Viking Johnson) : DN 500 PN 10	Bon état	3	-Embouchure : 1200/500	Bon état	2
	- Vanne papillon : DN500 PN 10	Bon état		- Jointe de démontage (Viking Johnson) : DN 500 PN 10	Bon état	2
	-Débitmètre : (électromagnétique) DN 500 PN 10	Bon état	1	- Vanne papillon : DN500 PN 10	Bon état	
				- Té : 90°/500	Bon état	2
	- Té : 90°/500		1			
	- Coude : 90 :		3			
	- Obturateur à disque auto-centreur : DN 500/315		2	- Bride :	Bon état	4
				- Raccord droit L=15 m	Bon état	
	- Bride :		8			
	- Cône de réduction : 800/500		1			
	- Raccord droit : l= 22m					

II.4.2.1-Vidange :

Tableau (II.6) : constitution de Vidange de fond.

L'équipement	Les caractéristiques	La quantité	L'état d'équipement
Conduite	DN300 PN10	/	Bon état
Jointe de démontage	DN 300 PN 10	2	Bon état
Vanne Opercule	DN 300 PN 10	2	Bon état
Té	90°/300	1	Bon état
Coude	90°	2	Bon état
Bride	/	4	Bon état
Raccord droit	/	L=13m	Bon état



Figure II.3 : Photo de la salle de vidange [19].

II.4.2.2- Trop-plein :

Tableau (II.7) : constitution de Trop-plein.

Equipement	caractéristique	quantité	état
Conduite	DN300/400 PN10	/	Bon état
Embouchure	900/300	2	Bon état
Coude	90°	4	Bon état
Divergent	300/400	1	Bon état
Té	90°/300	1	Bon état
Raccord droit	/	L=15m	Bon état
Té	90°/400/300	2	Bon état
Raccord droit	/	L=3m	Bon état

II.4.3- Chambre d'alimentation électrique :

Ce composé de deux transformateurs électriques de caractéristique technique suivant [19] :

Tableau (II.8) : Les caractéristiques des pompes.

Marque	Merlin Gerin	Type	Minera	N° série	409707-02
U primaire	30000V	I primaire	4,8 A	Couplage	Dyn11
U secondaire	410 V	I secondaire	352 A	Puissance	250 KVA
Ucc	4,5 %	Imax Abs		fréquence	50 Hz
Huile	BOREK 22	POIDSdiélec	0,264 T	Refroidissement	ONAN
Dimensions		Poids total	1,085 T	Cabine ou sur poteau	Cabine

II.4.4- Anti –bélier :

Représenter par un réservoir d'air installé horizontalement de volume 3000 L, chargé à protéger les pompes et le réseau d'adduction contre le coup de bélier [19].



Figure II.4 : photo d'un réservoir d'air [19].

II.5- Conclusion :

L'état et la disponibilité des équipements influent sur le fonctionnement des stations de pompage ; le système de pompage reviendra difficile à contrôler et à évaluer leur rendement lorsque les équipements ne fonctionnent pas bien.

Généralement les équipements de notre station fonctionnent bien sauf les manomètres et le débitmètre au refoulement.

III.1- Introduction :

Les systèmes de pompage de toutes sortes rencontrent de nombreux obstacles néfastes sur leur fonctionnement, qui entravent leur travail et les empêchent de l'atteindre le rendement souhaitée, y compris la perte de charge et la cavitation, c'est que nous allons aborder dans ce chapitre.

III.2- Définition de perte de charge :

Lorsqu'on considère un fluide réel les pertes d'énergies spécifiques appelées pertes de charge dépendent de la forme des dimensions et de la rugosité de la canalisation aussi de la vitesse d'écoulement et la viscosité du liquide.

Le problème du calcul de ces pertes de charge met en présence les principales grandeurs suivantes :

- Un fluide caractérisé par : sa masse volumique et sa viscosité cinématique.
- Un tuyau caractérisé par : sa section (forme et dimension) en générale circulaire, sa longueur L et sa rugosité.

Ces éléments sont liés par des trois grandeurs : la vitesse moyenne d'écoulement ou le débit volumique et le nombre de Reynold qui joue un primordial dans le calcul des pertes de charge [1].

III.3- Les pertes de charge linéaire :

La circulation de l'eau dans une conduite provoque des pertes d'énergie dues à l'état de la conduite (frottement de l'eau entre les parois) et aussi à des changements de direction [11].

III.3.1- Formules de DARCY-Weisbach :

la formule de Darcy-Weisbach, c'est la formule fondamentale qui définit la perte de charge d'une canalisation [12].

$$j = \lambda \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2g}$$

V = vitesse de l'écoulement (m/s).

g = accélération de la pesanteur.

L= la longueur de conduite.

D = diamètre de la conduite.

λ = coefficient de perte de charge [11].

III.3.2- Les différents régimes d'écoulement :

Le débit et la vitesse sont les deux paramètres qui affectent sur l'écoulement, cette affectation forme trois types d'écoulement.

- Écoulement laminaire.
- Écoulement transitoire.
- Écoulement turbulent.

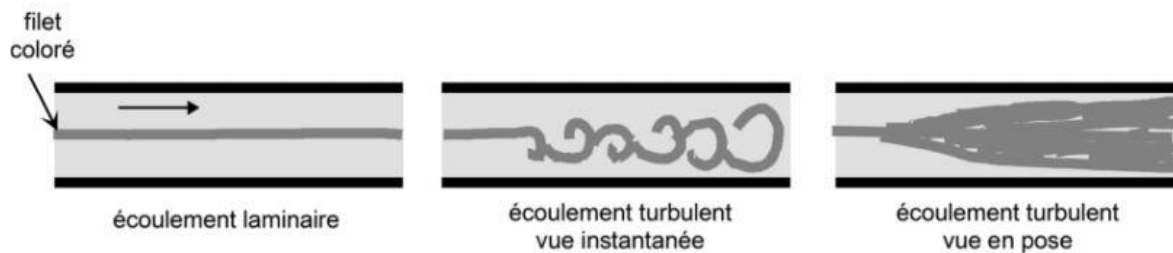


Figure III.1 : régime d'écoulement.

Cas de l'écoulement laminaire ($Re \leq 2000$) :

Dans ce cas le coefficient λ se calcule par la formule :

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

Avec : $Re = \frac{vD}{\nu}$

Cas de l'écoulement transitoire :

Si le nombre de Reynolds est tel que $2000 < Re < 3000$ on déduit que l'écoulement est transitoire on calcule λ en utilisant la formule de Blasius.

$$\lambda = 0,316 \cdot Re^{-0,25}$$

Cas de l'écoulement turbulent :

Si $Re > 3000$ le régime est turbulent et $\lambda = f(Re \cdot \frac{\epsilon}{D})$ avec ϵ la rugosité absolue et D diamètre en mm.

La formule de Colebrook est actuellement considérée comme celle qui traduit mieux les phénomènes d'écoulement en régime turbulent. Elle est présentée sous la forme suivante [1] :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left(\frac{\epsilon}{3.7D} + \frac{2.51}{Re \sqrt{\lambda}} \right)$$

Et on calcule λ en utilisant la formule de Halland [12].

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -1.8 \times \log \left(\frac{6.9}{Re} + \left(\frac{\varepsilon}{3.7 \times D} \right)^{1.11} \right)$$

III.4- Les pertes de charge singulière :

Les pertes de charge ΔH_S dans la robinetterie et les raccords de tuyauterie sont de forme :

$$\Delta H_S = K \times \frac{V^2}{2g}$$

Avec :

K = coefficient de perte de charge.

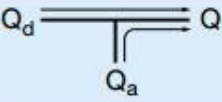
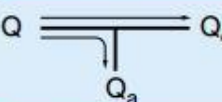
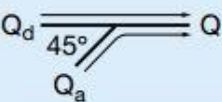

V= vitesses d'écoulement dans une section caractéristique pour les pertes de charge.

g = accélération de la pesanteur : 9,81 m/s² [7].

III.4.1- Les coefficients de perte charge des différents accessoires :

Les coefficients de perte de charge ζ_a pour le débit dérivé Q_a ou ζ_d pour le débit d'écoulement $Q_d = Q - Q_a$ se réfèrent à la vitesse du débit total Q dans la bride. Cette définition permet des valeurs négatives pour les coefficients ζ_a et ζ_d , elles signifient gain de charge au lieu de perte de charge. À ne pas confondre avec les variations de charge réversibles selon l'équation de Bernoulli [7].

Tableau (III.1) : coefficients de perte charge singulière dans les collecteurs [7].

$Q_a/Q =$	0,2	0,4	0,6	0,8	1
	$\zeta_a \approx -0,4$ $\zeta_d \approx 0,17$	0,08 0,30	0,47 0,41	0,72 0,51	0,91 -
	$\zeta_a \approx 0,88$ $\zeta_d \approx -0,08$	0,89 -0,05	0,95 0,07	1,10 0,21	1,28 -
	$\zeta_a \approx -0,38$ $\zeta_d \approx 0,17$	0 0,19	0,22 0,09	0,37 -0,17	0,37 -
	$\zeta_a \approx 0,68$ $\zeta_d \approx -0,06$	0,50 -0,04	0,38 0,07	0,35 0,20	0,48 -

➤ **Coude arrondi :**

$$K = \left(0,131 + 1,847 \left(\frac{D}{2R_0} \right)^{3,5} \right) \frac{\theta}{90^\circ} \quad [1].$$

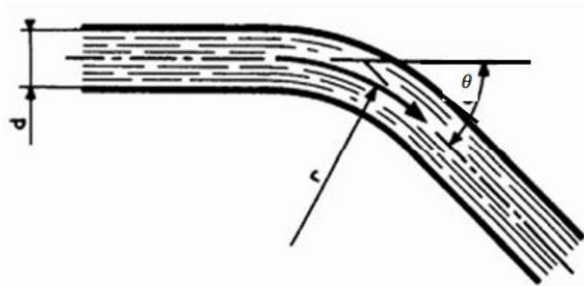


Figure III.2 : coude arrondi [1].

Tableau (III.2) : coefficients de perte charge singulière des coudes arrondi.

r/d	1	1,5	2	2,5	3
θ					
11,25	0,037	0,021	0,018	0,017	0,017
22,5	0,074	0,043	0,036	0,034	0,034
30	0,098	0,057	0,048	0,046	0,045
45	0,147	0,085	0,073	0,069	0,067
60	0,196	0,114	0,097	0,092	0,09
90	0,294	0,17	0,145	0,138	0,134
180	0,589	0,341	0,291	0,275	0,269

➤ **Pièces en T :**

On suppose que :

- Les branchements ont le même diamètre que le tuyau principal.
- Les raccords sont à angles vifs [12].

Branchement de départ

$$\Delta H_s = K \times \frac{V^2}{2g}$$

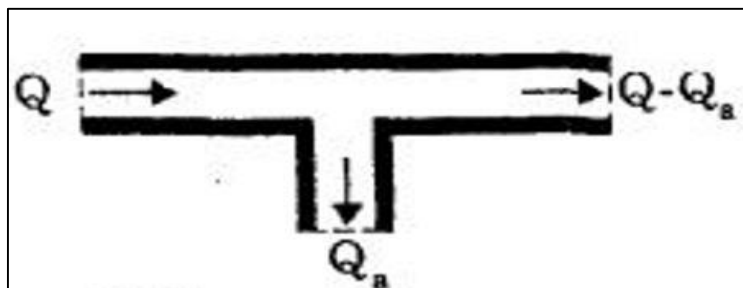


Figure III.3 Tés [12].

Tableau (III.3) : coefficients de perte charge singulière des Tés.

Qa/Q	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
Kb	1	1	1,01	1,03	1,05	1,09	1,15	1,22	1,32	1,38	1,45
Kr	0	0,004	0,02	0,04	0,06	0,1	0,15	0,2	0,26	0,32	0,4

➤ **Vannes tournantes ou papillons :**

Le coefficient de perte de charge suivant le degré d'ouverture de la vanne dépend du profil hydrodynamique du papillon : le tableau ci-après donne à titre indicatif quelques valeurs usuelles mais il est bon de se reporter aux tables des fabricants pour plus de précision [12].

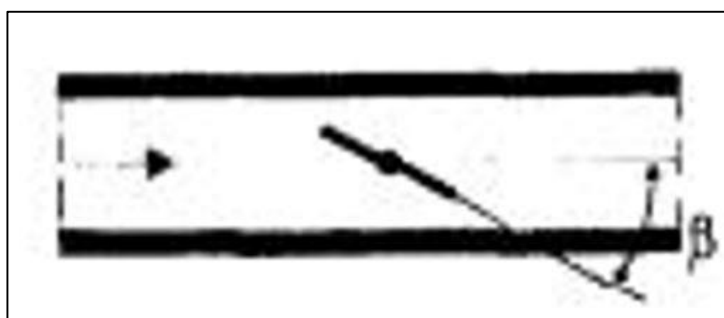


Figure III.4 : Vannes tournantes ou papillons [12].

Tableau (III.4) : coefficients de perte charge singulière des vannes tournantes ou papillons.

β	0° à 5°	10°	20°	30°	40°	45°	50°	60°	70°
K	0,25 à 0,3	0,52	1,54	3,91	10,8	18,7	32,6	118	571

➤ **Clapets à battant :**

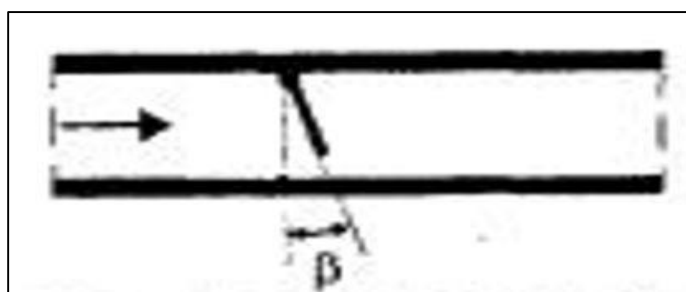


Figure III.5 : Clapets à battant [12].

Tableau (III.5) : coefficients de perte charge singulière des Clapets à battant.

β	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°	50°	60°	70°
K	90	62	42	30	20	14	9,5	6,6	3,2	1,7

III.5- Calcule des pertes de charges :

III.5.1- les pertes de charge à l'aspiration :

III.5.1.1- Les pertes de charge singulière :

Ce type de perte manifeste au niveau des pièces de raccordement et le changement de direction. Ces pertes évaluées par des équations bien développées.

❖ Tés :

Le débit réel de la pompe est : $Q=0.283 \text{ m}^3/\text{s}$.

$$\Delta H_S = K \times \frac{V^2}{2g}$$

D'après l'abaque au-dessus Tableau (III.1) $K = 1.19$.

$$V = \frac{Q}{S} = \frac{4 \times Q}{D^2 \times \pi} = \frac{4 \times 0.283}{0.5^2 \times \pi} = 1.44 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_S = 1.19 \times \frac{1.44^2}{2 \times 9.81} = 0.126 \text{ m}$$

❖ Coude arrondés :

Il est caractérisé par un angle de 90° et diamètre 500 mm.

$$\Delta H_S = K \times \frac{V^2}{2g}$$

D'après l'abaque au-dessus Tableau (III.1) $K = 0.134$ et la vitesse d'écoulement $V= 1.14 \text{ m/s}$.

$$\Delta H_S = 0.134 \times \frac{1.14^2}{2 \times 9.81} = 0.014 \text{ m}$$

❖ Vanne papillon :

Pour le cas d'angle d'ouverture (0° - 5°) et de diamètre $D=500 \text{ mm}$.

$$\Delta H_S = K \times \frac{V^2}{2g}$$

D'après l'abaque au-dessus Tableau (III.1) $K = 0.3$ et la vitesse d'écoulement $V= 1.14 \text{ m/s}$.

$$\Delta H_S = 0.3 \times \frac{1.14^2}{2 \times 9.81} = 0.032 \text{ m}$$

III.5.1.2- Les pertes de charges linéaires :

Les pertes de charge linéaire manifeste au long de la tuyauterie.

$$Q = 0.283 \text{ m}^3/\text{s} \quad L = 15 \text{ m} \quad D = 0.5 \text{ m}$$

$$\Delta H_L = \lambda \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2g}$$

Calcule la vitesse d'écoulement.

$$V = \frac{Q}{S} = \frac{4 \times Q}{D^2 \times \pi}$$

$$V = \frac{4 \times 0.283}{0.5^2 \times 3.14} = 1.44 \text{ m/s}$$

Calcule le nombre de Reynold.

$$Re = \frac{v \times D \times \rho}{\mu} = \frac{1000 \times 0.5 \times 1.44}{10^{-3}} = 720000$$

Le calcul de coefficient de la perte de charge linéaire λ par la formule de Halland avec la rugosité de conduite en fonte ductile $\varepsilon = 3.173 \text{ mm}$ (Annexe I).

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -1.8 \times \log \left(\frac{6.9}{Re} + \left(\frac{\varepsilon}{3.7 \times D} \right)^{1.11} \right)$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -1.8 \times \log \left(\frac{6.9}{720000} + \left(\frac{3,173 \times 10^{-3}}{3.7 \times 0,5} \right)^{1.11} \right)$$

$$\lambda = 0,033$$

La perte de charge linéaire est :

$$\Delta H_L = \lambda \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2g}$$

$$\Delta H_L = 0.033 \times \frac{15}{0.5} \times \frac{1.14^2}{2g} = 0.066 \text{ m}$$

Tableau (III.6) : les pertes de charge à l'aspiration.

Les équipements	Le coefficient K	Les pertes de charges (m)	Quantité
Tés	1.19	0.126	2
Coude arondes 90°	0.134	0.014	1
Vanne papillon	0.3	0.032	3
Perte de charge linéaire	$\lambda=0,033$	0.066	/

III.5.2- Les pertes de charge au refoulement :

III.5.2.1- Les pertes de charges linéaires :

A partir les données suivant on calcul les pertes de charge linéaires :

$$Q_T = 0.283 \text{ m}^3/\text{s} \quad L = 1371 \text{ m} \quad D = 0.7 \text{ m}$$

$$\Delta H_L = \lambda \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2g}$$

Calcul de la vitesse.

$$V = \frac{Q}{S} = \frac{4 \times Q}{D^2 \times \pi}$$

$$V = \frac{4 \times 0.283}{0.7^2 \times 3.14} = 0.74 \text{ m/s}$$

- calcule le nombre de Reynold.

$$Re = \frac{v \times D \times \rho}{\mu} = \frac{1000 \times 0.7 \times 0.74}{10^{-3}} = 515114.75$$

Nous concluons que Le régime d'écoulement est turbulent.

On déduire le coefficient de perte de charge linéaire λ d'après la formule de Halland.

La rugosité de conduite en fonte ductile $\varepsilon = 0.589 \text{ mm}$ (Annexe I).

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -1.8 \times \log \left(\frac{6.9}{Re} + \left(\frac{\varepsilon}{3.7 \times D} \right)^{1.11} \right)$$
$$\lambda = 0,0224$$

La perte de charge linéaire égale à :

$$\Delta H_L = 0,0224 \times \frac{1371}{0,7} \times \frac{0,74^2}{2 \times 9,81} = 1.225 \text{ m}$$

III.5.2.2- Les pertes de charge singulières :

- ❖ **Coude 90°** : D=400 mm

$$\Delta H_S = K \times \frac{V^2}{2g}$$

D'après l'abaque au-dessus Tableau (III.1) $K = 0.294$

$$V = \frac{Q}{S} = \frac{4 \times Q}{D^2 \times \pi} = \frac{4 \times 0.283}{0.4^2 \times \pi} = 2.25 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_S = 0.294 \times \frac{2.25^2}{2 \times 9.81} = 0.076 \text{ m}$$

- ❖ **Vanne papillon :**

Pour angle d'ouverture (0° - 5°), et diamètre D=700 mm

$$\Delta H_S = K \times \frac{V^2}{2g}$$

D'après l'abaque au-dessus Tableau (III.1) $K = 0.3$ Et $V = 0.74 \text{ m/s}$

$$\Delta H_S = 0.3 \times \frac{0.74^2}{2 \times 9.81} = 0.0084 \text{ m}$$

- ❖ **Vanne papillon :**

Pour angle (0° - 5°), et diamètre D=400 mm

$$\Delta H_S = K \times \frac{V^2}{2g}$$

D'après l'abaque au-dessus Tableau (III.1) $K = 0.3$ et $V = 2.25 \text{ m/s}$.

$$\Delta H_S = 0.3 \times \frac{2.25^2}{2 \times 9.81} = 0.077m$$

❖ **Clapet :**

Ces caractéristique est : angle d'ouverture 70° et D=400 mm.

$$\Delta H_S = K \times \frac{V^2}{2g}$$

D'après l'abaque au-dessus Tableau (III.1) $K = 1.7$ et $V=2.25$ m/s.

$$\Delta H_S = 1.7 \times \frac{2.25^2}{2 \times 9.81} = 0.44m$$

❖ **Tés à angle 45° :**

$$\Delta H_S = K \times \frac{V^2}{2g}$$

$K = 0.31$ et $V=0.74$ m/s

$$\Delta H_S = 0.31 \times \frac{0.74^2}{2 \times 9.81} = 0.0087 m$$

❖ **Vanne de vidange et ventouse :**

$$\Delta H_S = K \times \frac{V^2}{2g}$$

$K = 1.5$ et $V=0.74$ m/s

$$\Delta H_S = 1.5 \times \frac{0.74^2}{2 \times 9.81} = 0.042 m$$

Tableau (III.7) : Les pertes de charge au refoulement.

Les équipements	Le coefficient K	Les pertes de charges (m)	quantité
Coude 90°	0.294	0.076	3
Vanne papillon D=700	0.3	0.0084	1
Vanne papillon D=400	0.3	0.077	3
Clapet	1.7	0.44	1
Tés	0.31	0.0087	3
Vanne de vidange	1.5	0.042	1
ventouse	1.5	0.042	1
Perte de charge linéaire	$\lambda=0,0224$	1.225	/

III.5.2.3- Perte de charge singulière au niveau de réservoir :

❖ Rétrécissement D700/D500 :

$$\Delta H_s = K \times \frac{V^2}{2g}$$

d/D=0.7 donc $K = 0.05$ et $V=0.74$ m/s

$$\Delta H_s = 0.05 \times \frac{0.74^2}{2 \times 9.81} = 0.0014 \text{ m}$$

❖ Tés : de diamètre 300 mm/300 mm

$$\Delta H_s = K \times \frac{V^2}{2g}$$

D'après l'abaque au-dessus Tableau (III.1) $K = 1.19$

Calcul de la vitesse :

$$V = \frac{Q}{S} = \frac{4 \times Q}{D^2 \times \pi} = \frac{4 \times 0.283}{0.5^2 \times \pi} = 1.44 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_s = 1.19 \times \frac{1.44^2}{2 \times 9.81} = 0.13 \text{ m}$$

❖ Vanne papillon :

D'après l'abaque au-dessus Tableau (III.1) et Pour angle d'ouverture (0° - 5°), D=500 mm on déduit que $K = 0.3$ et $V= 1,44$ m/s.

$$\Delta H_s = K \times \frac{V^2}{2g}$$

$$\Delta H_s = 0.3 \times \frac{1.44^2}{2 \times 9.81} = 0.032 \text{ m}$$

❖ Vanne papillon :

D'après l'abaque au-dessus Tableau (III.1) et Pour angle d'ouverture (0° - 5°), D= 300 mm on déduit que $K = 0.3$.

$$\Delta H_s = K \times \frac{V^2}{2g}$$

Calcul de la vitesse :

$$V = \frac{Q}{S} = \frac{4 \times Q}{D^2 \times \pi} = \frac{4 \times 0.1415}{0.3^2 \times \pi} = 2 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_s = 0.3 \times \frac{2^2}{2 \times 9.81} = 0.06 \text{ m}$$

❖ **Coude 90° :**

D=300 mm

$$\Delta H_S = K \times \frac{V^2}{2g}$$

D'après l'abaque au-dessus Tableau (III.1) $K = 0.294$ et $V = 2$ m/s.

$$\Delta H_S = 0.294 \times \frac{2^2}{2 \times 9.81} = 0.06 \text{ m}$$

Tableau (III.8) : Perte de charge singulière au niveau de réservoir.

Les équipements	Le coefficient K	Les pertes de charges (m)	quantité
Rétrécissement	0.05	0.0014	1
Tés	1.19	0.13	1
Vanne papillon D=500	0.3	0.032	1
Vanne papillon D=300	0.3	0.06	2
Coude 90°	0.294	0.06	5

❖ Les pertes de charge totale :

$$\Delta H_T = \Delta H_{asp} + \Delta H_{ref} + \Delta H_{rés}$$

$$\Delta H_T = 0,58 + 1,92 + 0,43 = 2,93m$$

III.6- La hauteur manométrique totale :

Pour un régime permanent on applique Bernoulli entre A et B :

$$z_A + \frac{P_A}{\rho g} + \frac{V_A^2}{2g} = z_B + \frac{P_B}{\rho g} + \frac{V_B^2}{2g} + \Delta H_{AB}$$

$$\frac{P_B}{\rho g} + \frac{V_B^2}{2g} = H_{asp} - \Delta H_{AB} \quad (1)$$

$$z_B + \frac{P_B}{\rho g} + \frac{V_B^2}{2g} = z_C + \frac{P_C}{\rho g} + \frac{V_C^2}{2g} + \Delta H_{BC}$$

$$\frac{P_B}{\rho g} + \frac{V_B^2}{2g} = H_{ref} + \Delta H_{BC} \quad (2)$$

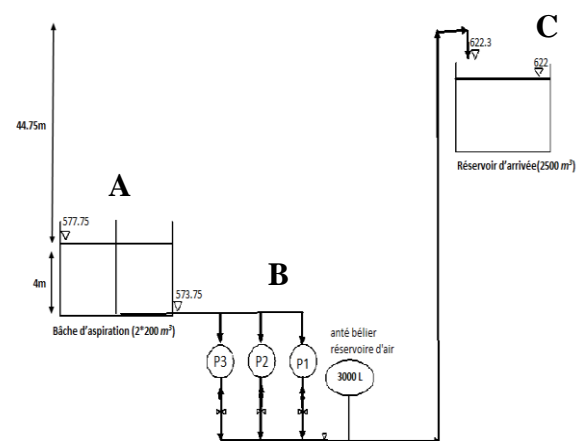


Figure III.6 : schéma de Description de la station

D'après (1) et (2) :

$$\frac{P_B}{\rho g} + \frac{V_B^2}{2g} = H_{ref} + \Delta H_{BC} = H_{asp} - \Delta H_{AB}$$

On déduit :

$$HmT = H_{ref} - H_{asp} + \Delta H_{BC} + \Delta H_{AB}$$

$$HmT = H_{gio} + \Delta H_T$$

$$HmT = 44,75 + 2,93 = 47.68 \text{ m}$$

III.7- Détermination de points de fonctionnement de pompe :

➤ La courbe caractéristique de conduite est déterminée par la fonction suivante :

$$\Delta H_T = \Delta H_S + \Delta H_L$$

$$\Delta H_T = \left(K \times \frac{V^2}{2g} \right) + \left(\lambda \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2g} \right)$$

$$\Delta H_T = \left(K \times \frac{Q^2}{2gS^2} \right) + \left(\lambda \times \frac{L}{D} \times \frac{Q^2}{2gS^2} \right)$$

$$\Delta H_T = \left(\left(\frac{8K}{g\pi^2 D_{asp}^4} + \frac{8\lambda L}{g\pi^2 D_{asp}^5} \right) + \left(\frac{8K}{g\pi^2 D_{ref}^4} + \frac{8\lambda L}{g\pi^2 D_{ref}^5} \right) \right) Q^2$$

Avec :

$$\sum K_{asp} = 0.3 + 0.3 + 1.19 \times 2 + 0.134 + 0.3 = 3.414$$

$$\lambda_{asp} = 0.033$$

$$\sum K_{ref} = 1.5 + 0.31 + 1.7 + 1.19 + 0.05 + 1.5 + (0.3 \times 5) + (0.294 \times 6) = 9.514$$

$$\lambda_{ref} = 0.0224$$

Donc :

$$\Delta H_T = \left(\frac{8 \times 3.41}{g\pi^2 0.5^4} + \frac{8 \times 0.033 \times 15}{g\pi^2 0.5^5} + \frac{8 \times 9.51}{g\pi^2 0.7^4} + \frac{8 \times 0.0224 \times 1371}{g\pi^2 0.7^5} \right) Q^2$$

$$H_T = H_{gio} + (30,5 \times Q^2)$$

Tableau (III.9) : caractéristique de conduite et la pompe.

Q(m ³ /s)	0	0,02	0,04	0,06	0,08	0,12	0,16	0,2	0,24	0,28	0,32	0,4	0,48	0,56	0,64
C.P 1(m)	61	61	61	60,7	60,25	59,5	57,5	54	49	41	32	/	/	/	/
C.C (m)	44,75	44,76	44,79	44,85	44,94	45,18	45,53	45,97	46,5	47,14	47,87	49,63	51,77	54,31	57,24

Les caractéristiques de la pompe sont données par le constructeur (Annexe III) [19].

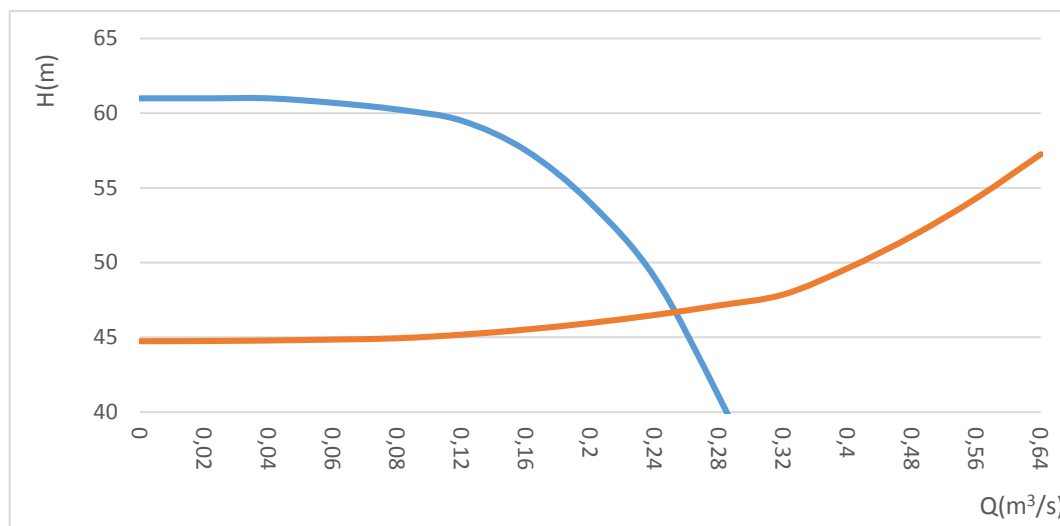


Figure III-7 : la courbe de point de fonctionnement.

Le graphe représente la variation de la hauteur manométrique H_mT en fonction de débit de deux courbes, la courbe de caractéristique de conduite et la courbe de la pompe. Le point de fonctionnement de la pompe c'est le point d'intersection de deux courbes.

➤ Retracement le rendement

Tableau (III.10) : le rendement [19].

Q(m ³ /s)	0	0,02	0,04	0,06	0,08	0,12	0,16	0,2	0,24	0,28	0,32	0,4	0,48	0,56	0,64
Rendement %	0	20	36	48	58	72	80	84	82	68	50	/	/	/	/

Le graphe de rendement est donné par le constructeur (Annexe III).

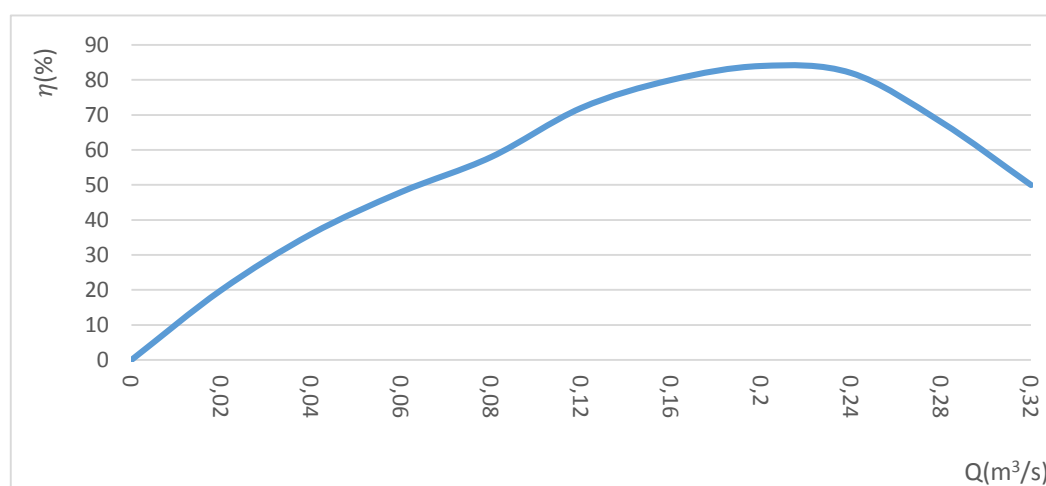


Figure III-8 : la courbe de rendement [19].

Chapitre III Diagnostique du bon fonctionnement de la station (performances et cavitation)

Le graphe représente la variation de rendement de la pompe en fonction du débit de fonctionnement, d'après ce graphe le rendement augmente jusque a une valeur de 84% correspondant un débit de 0,04 m³/s le rendement commencer à diminuer.

➤ Le couplage de deux pompes en parallèles

Tableau (III.11) : Le couplage de deux pompes.

Q(m ³ /s)	0	0,02	0,04	0,06	0,08	0,12	0,16	0,2	0,24	0,28	0,32	0,4	0,48	0,56	0,64
C.P (m)	61	61	61	60,7	60,25	59,5	57,5	54	49	41	32	/	/	/	/
C.C(m)	44,75	44,76	44,79	44,85	44,94	45,18	45,53	45,97	46,5	47,14	47,87	49,63	51,77	54,31	57,24
C.couplage(m)	61	61	61	60,9	60,75	60,5	60,25	60,2	59,7	59	57,5	54	49	41	32

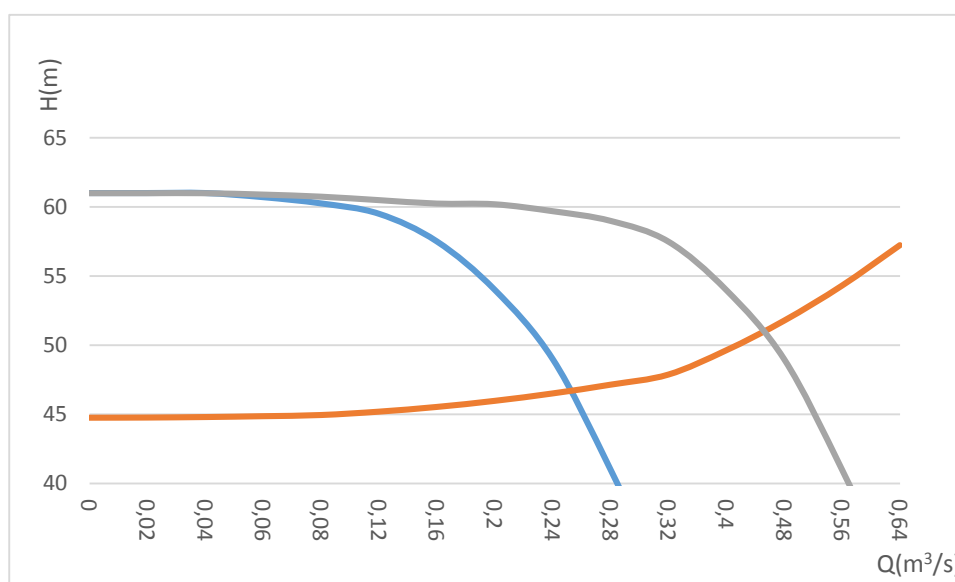


Figure III-9 : les courbes de couplage de deux pompes.

Ce graphe représente le couplage de deux courbes ; Courbe des caractéristiques des pompes (identiques) et la courbe de caractéristique de la conduite afin de déterminer le débit total de fonctionnement du système et la hauteur manométrique totale correspondant au débit voulu.

- L'assemblage des courbes de pompe et conduite avec le rendement

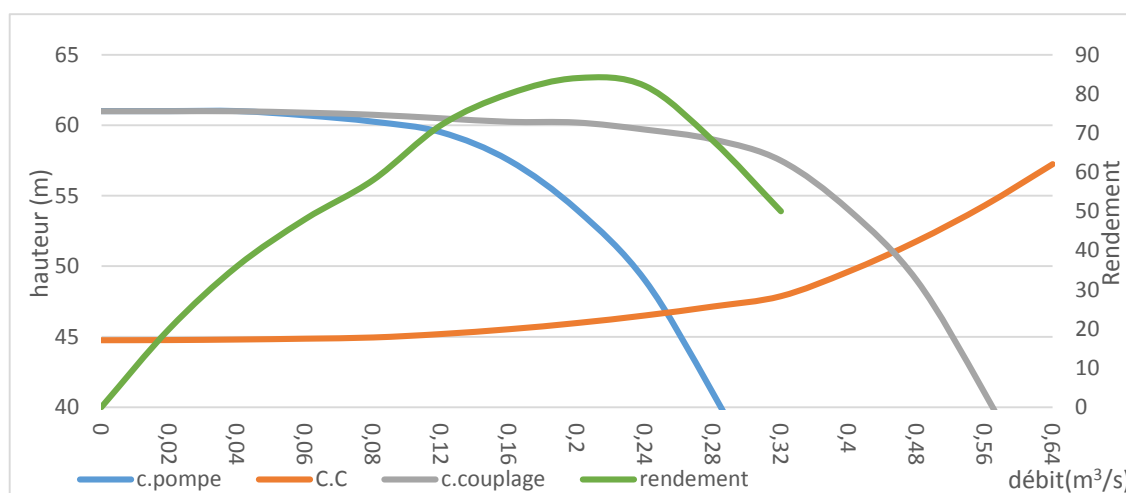


Figure III-10 : le graphe de l'assemblage de toutes les courbes.

Ce graphe représente l'assemblage des différentes courbes caractéristiques du système et la courbe de rendement, afin de déterminer le rendement correspondant au point de fonctionnement qui égale $\eta = 79\%$

III.8- Remarque :

Dans cette partie de calcul nous concluons que les pertes de charge affectent proportionnellement tous les paramètres hydraulique et mécanique qui caractérisent le système de pompage. L'estimation de ces pertes devient possible, grâce des équations bien définie.

III.9- Le phénomène de cavitation :

III.9.1- Définition :

Mécaniquement ; on peut définir la cavitation par la rupture du milieu continu de liquide sous l'effet de contraintes excessives. Physiquement ; la cavitation est la vaporisation d'un fluide soumis à une pression inférieure à sa pression de vapeur . Ce phénomène se manifeste par la formation au sein de l'écoulement, de bulles, de poches, de tourbillons ou de torches de vapeur. Dans les pompes ces structures de vapeur apparaissent dans les zones de faible pression à l'entrée des aubes de roue, et sont transportées dans les zones à plus haute pression. Sous l'action du gradient de pression, Elles implosent dès que la pression locale dans l'écoulement redevient supérieure à la pression de vapeur. Ces implosions produisent des micro-jets et des surpressions (onde de choc) [17].



Figure III-11 : influences de cavitation [1].

III.9.1- NPSH (Net Positive Suction Head) :

NPSH est l'abréviation anglo-saxonne de «Net Positive Suction Head», ce qui se traduit en français par : «Charge Totale Nette à l'Aspiration».

D'une manière plus concrète, cela représente la pression qui existera à l'aspiration de la pompe, uniquement du fait du réseau et du liquide pompé (quel que soit la pompe utilisée) l'NPSH C'est la pression totale en [m] de colonne liquide pompée déterminée à la bride d'aspiration de la pompe, moins la P_v du liquide à la température de fonctionnement [17].

Pour un régime permanent on applique

Bernoulli entre A et B :

$$z_A + \frac{P_A}{\rho g} + \frac{V_A^2}{2g} = z_B + \frac{P_B}{\rho g} + \frac{V_B^2}{2g} + \Delta H_{AB}$$

$$H_{g\ asp} + \frac{P_A}{\rho g} = \frac{P_B}{\rho g} + \frac{V_B^2}{2g} + \Delta H_{AB}$$

Pour éviter la cavitation $\frac{P_B}{\rho g} > \frac{P_v}{\rho g}$

$$H_{g\ asp} + \frac{P_A}{\rho g} - \frac{V_B^2}{2g} - \Delta H_{AB} = \frac{P_B}{\rho g}$$

Avec $\Delta H_{AB} = \Delta H_{asp} + \Delta H_B$

$$NPSH = H_{g\ asp} + \frac{P_A}{\rho g} - \frac{V_B^2}{2g} - \Delta H_{AB} - \Delta H_B - \frac{P_v}{\rho g}$$

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

Le NPSH_d (disponible).

Le NPSH_r (requis).

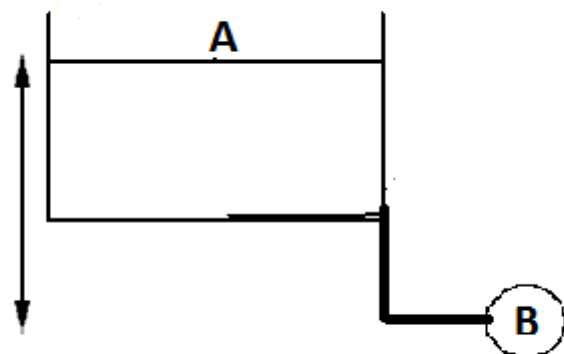


Figure III-12 : Schéma explicatif.

III.10.2- NPSH requis :

NPSH_r requis, C'est la valeur minimale de NPSH à partir de laquelle la pompe fonctionne sans cavitation, cette valeur sera donnée par le constructeur.

Expérimentalement ; comme elle montre la Figure (III-12): le NPSH requis augmente avec le débit Q_v. Le constructeur des pompes donnent la courbe caractéristique du (NPSH_r=f(Q)) correspondant au diamètre nominal de la roue. Si la roue est rognée le NPSH_r est modifié. Sa nouvelle valeur peut être approchée graphiquement, comme l'indique la figure suivante [2].

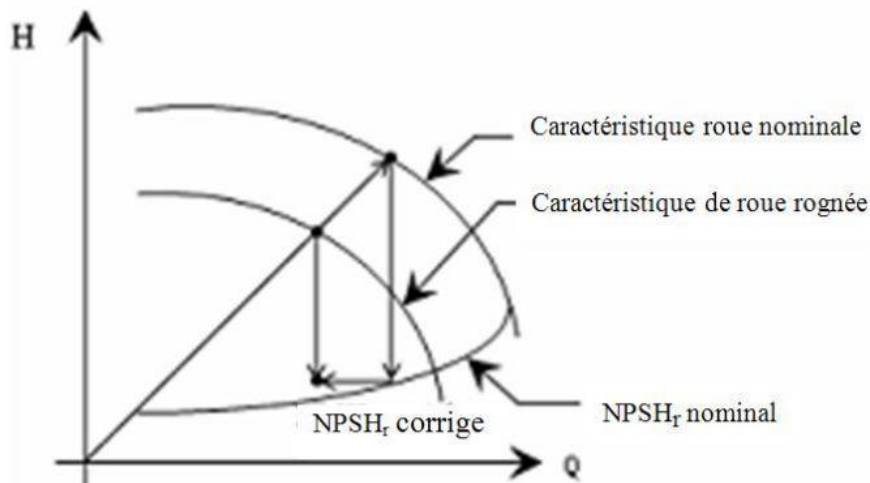


Figure III-13 : Influence du diamètre de la roue sur le NPSH_r [2].

III.10.3- NPSH disponible :

Suivant la configuration de montage et du produit véhiculé, il y a une pression P_a à l'aspiration de la pompe. En conséquence seule la quantité de pression supérieure à P_v sera utile (si cette pression arrive à la P_v on aura du gaz à l'entrée de la pompe).

NPSH disponible ou d'installation Il s'agit de la pression à l'aspiration régnant effectivement à l'entrée d'une pompe, et que l'utilisateur doit définir pour choisir correctement sa pompe. Il est donc défini dans ce cas [2].

$$NPSH_d = \frac{P_A}{\rho g} + H_{g\ asp} - \Delta H_{AB} - \frac{P_v}{\rho g}$$

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

On a donc :

NPSH disponible > NPSH requis → sans cavitation.

NPSH disponible ≤ NPSH requis → avec cavitation.

III.10.3.1- Calcule Le NPSH_d :

$$NPSH_d = \frac{P_A}{\rho g} + H_{g\ asp} - \Delta H_{AB} - \frac{P_v}{\rho g}$$

Les pertes de charge totale à l'aspiration est $\Delta H_{asp} = 0.43\ m$.

La hauteur géométrique d'aspiration $H_{g\ asp} = 4\ m$.

La tension de vapeur ΔH_v .

La température moyenne de l'eau au niveau de la station de pompage est 20°.

Après l'équation d'Antoine (pour l'eau) $\log p_v\ (mmHg) = A - \frac{B}{C+T(c^\circ)}$

Tableau (III.12) : Les coefficients pour détermine la tension de vapeur.

	A	B	C	Tmin(c°)	Tmax(c°)
Eau	8.07131	1730.63	233.426	1	99
Eau	8.14019	1810.94	244.485	100	374

La pression de vapeur est $P_v = 17.38\ (mmHg)$

1 mmHg= 133.32 pa

17,38mmHg= P_v \longrightarrow P_v= 2317.1016 pa = 0.023171016 bar = 0.2317 m

$$\Delta H_v = 0,2317\ m$$

On calcule le NPSH_d :

$$NPSH_d = \frac{P_A}{\rho g} + H_{g\ asp} - \Delta H_{AB} - \frac{P_v}{\rho g}$$

$$NPSH_d = 10.33 + 4 - 0.43 - 0.2337 = 13.663\ m$$

$$NPSH_d = 13.663 > NPSH_r = 5.7$$

Donc la station de pompage est fonctionnée hors cavitation.

III.10.3.2- La représentation graphique de NPSH_d :

Le terrassement de NPSH_d est détermine comme suivant :

$$NPSH_d = \frac{P_A}{\rho g} + H_{g\ asp} - \Delta H_{asp} - \frac{P_v}{\rho g}$$

$$\Delta H_{asp} = \left(K \times \frac{Q^2}{2gS^2} \right) + \left(\lambda \times \frac{L}{D} \times \frac{Q^2}{2gS^2} \right)$$

$$\Delta H_{asp} = \left(\frac{8K}{g\pi^2 D_{asp}^2} + \frac{8\lambda L}{g\pi^2 D_{asp}^3} \right) \times Q^2$$

$$NPSH_d = \frac{P_A}{\rho g} + H_{g\ asp} - \frac{P_v}{\rho g} - \left(\frac{8K}{g\pi^2 D_{asp}^2} + \frac{8\lambda L}{g\pi^2 D_{asp}^3} \right) \times Q^2$$

$$NPSH_d = ((10,33 + 4) - 0,2337) - ((0,33 + 1,13) \times Q^2)$$

Tableau (III.13) : NPSH en fonction de débit.

Q(m ³ /s)	0	0,02	0,04	0,06	0,08	0,12	0,16	0,2	0,24	0,28	0,32	0,4	0,48	0,56	0,64
NPSH _d (m)	14,10	14,10	14,09	14,09	14,09	14,08	14,06	14,04	14,01	13,98	13,95	13,86	13,76	13,64	13,50
NPSH _r (m)	/	/	/	/	3,7	3,9	4,2	4,9	5,1	5,3	3,7	/	/	/	/

Le NPSH_r est donné par le constructeur (Annexe III) [19].

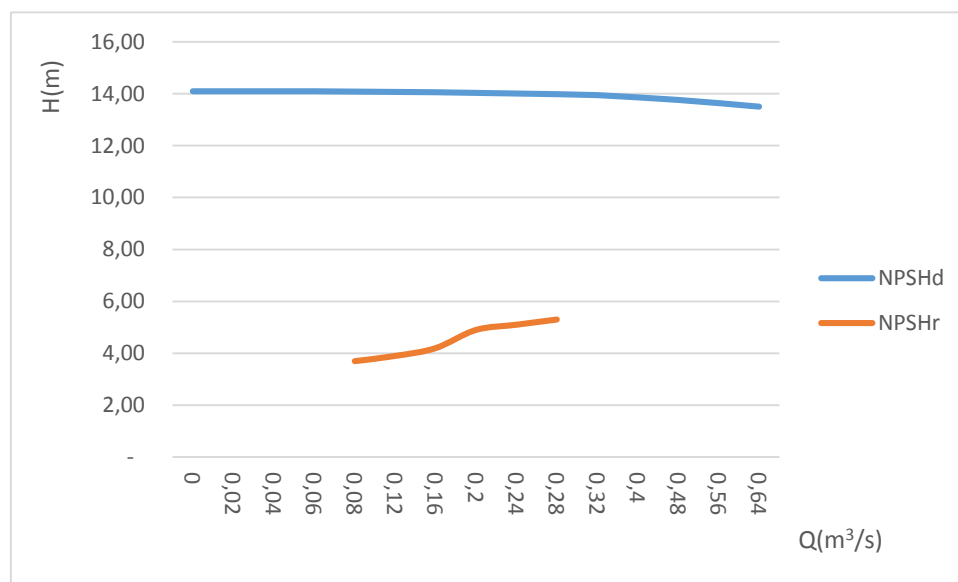


Figure III-14 : les graphes de NPSH.

Le graphe représente deux courbes ; courbe de NPSH_d et courbe de NPSH_r. D'après ce graphe on observe que le NPSH_d > NPSH_r, donc le système fonctionne hors cavitation.

III.11- Conclusion :

Notre station fonctionne dans de bonnes conditions et hors de cavitation à cause du bon choix des pompes. La seule réserve est concernée la hauteur manométrique calculée était inférieure à la hauteur donnée par le constructeur.

IV.1- Introduction :

Dans ce chapitre on a étudié le coté économique et la consommation énergétique de la station de pompage pour prendre une vue générale sur les coûts de construction et d'exploitation, et l'estimation de prix de l'eau pompé.

IV.2- Calcul économique de l'installation de pompage :**IV.2.1- Amortissement des coûts d'investissement :**

a- Durée de vie des moteurs ;

Tableau (IV.1) : Durée de vie des moteurs.

moteurs électriques	30000 h	
moteurs diesel	4000 h	pour 10 a 20 CV
	5000 h	Pour 28/31 a 42/46 CV
	10000 h	pour 50 a 95 CV
	12000 h	pour > 100 CV
moteurs à essence	8000 h	
groupes électrogènes	15000 h	
béliers hydrauliques	45000 h	
pompes à piston	25000 h	
turbopompes	30000 h	

b- Durée de vie du génie civil (massifs, bâtiment...) ; On admet forfaitairement une durée de vie de 30000 h.

c- Détermination l'annuité :

On connaît l'amortissement horaire du Génie Civil et du matériel. En considérant la durée annuelle de fonctionnement réelle, on détermine la durée de vie en année.

L'annuité est donnée par la formule [12] :

$$a = \frac{i}{1 - (1 + i)^{-n}} \cdot V_a$$

Avec :

i : taux d'intérêt : i=0.08.

n : durée de vie : n= 30 ans.

V_a : coûts d'investissement (réalisation, achat) : V_a=32750000.00 DA.

$$a = \frac{0,08}{1 - (1 + 0,08)^{-30}} \times 32750000.00$$

$$a = 2909098.443 \text{ DA}$$

IV.2.2- Coûts d'exploitation :

IV.2.2.1- Energie :

- ❖ La puissance utile de la pompe est calculée comme suivant :

$$P_u = \rho \times g \times Q \times HmT = 1000 \times 9,81 \times 0,25 \times 47,68$$

$$P_u = 116,9 \text{ kw}$$

- ❖ La puissance absorbée de la pompe est calculée comme suivant :

$$\eta = \frac{P_u}{P_a} = \frac{\rho \times g \times Q \times HmT}{P_a}$$

$$P_a = \frac{\rho \times g \times Q \times HmT}{\eta}$$

Le rendement à partir les projections des graphes est 79% .

$$P_a = \frac{116,9}{0,79} = 148,01 \text{ Kw}$$

- ❖ La puissance fournie par le moteur est calculée comme suivant :

On majore la puissance absorbé de la pompe par 30 %

$$P_f = P_a + 0,3P_a$$

$$P_f = 148,01 + (0,3 \times 148,01) = 192,41 \text{ Kw}$$

Les frais d'exploitation sont définis par la formule suivante :

$$F_{ex} = E \cdot e$$

Avec :

E : c'est l'énergie consommés par la pompe.

e : Prix unitaire d'un KWh imposé par SONELGAZ.

Tableau (IV.2) : Le prix unitaire d'un KWh imposé par SONELGAZ.

	heures	Prix unitaire d'un KWh
Heures creuse (nuit)	De 22h30 à 06h00	1.024 DA
Heures pointes	De 17h00 à 21h00	8.7202 DA
Heures pleines	De 06h00 à 17h00 Et de 21h00 à 22h30	1.9276 DA

- Calcul de l'énergie et les frais de consommation pour 16 heures.

Tableau (IV.2) : frais de consommation.

	Heures creuse (nuit)	Heures pointes	Heures pleines
Heures	5	2,66	8,33
Energie consommée (KWh)	740,05	393,71	1232,92
Frais de consommation (DA)	757,81	3433,23	2376,58
Totale de frais de consommation journalière (DA)	6567,62 DA		

- Exemple de calcul (heures creuses (nuit)) :

$$E = 148,01 \times 5 = 740,05 \text{ KW/h}$$

$$F_{exp} = 740,05 \times 1.024 = 757,81 \text{ DA}$$

- Calcul des frais mensuels consommés par les pompes :

$$F_{exp} = 6567,62 \times 30 = 197028,64 \text{ DA}$$

La consommation énergétique dans la facture de SONELGAZ par mois est de : 81596 KWh, lorsque on compare cette valeur avec la valeur d'énergie théorique calculer 71000,4 KWh. On observe que cette dernier est inferieur que la valeur mentionnée dans la facture cette différence revienne que la station contient plusieurs équipements électrique.

IV.2.2.2- Entretien :

Le coût de l'entretien est très difficile à évaluer dans le temps. L'approche la plus raisonnable est basée sur une expérience vécue sur le terrain pour en calculer un coût moyen annuel, donnerait un ordre de grandeur acceptable [20].

- ✓ Frais d'entretien des moteurs :
 - moteurs thermiques : une révision équivalente à 8% de la valeur d'achat tous les 1000 heures de fonctionnement.
 - moteurs électrique : une révision équivalente à 1% de la valeur d'achat toutes les 1000 heures de fonctionnement.
- ✓ Les dépenses d'entretien de la station de la station de pompage se décomposent en :
 - Frais d'entretien des pompes 10 % de la valeur d'achat annuellement.
 - Frais d'entretien des GC, conduites et appareils hydraulique 1% de la valeur d'achat annuellement.

- Frais de surveillance (main d'œuvre) : Les frais sont négligeables pour les installations de pompage à moteur électrique. Pour les moteurs à combustion interne il faut en assurer la surveillance constante [7].

IV.3- coûts du projet :

Les coûts du projet comprennent :

IV. 3.1- Coûts d'investissement actualisés :

$$I_a = I_0 + \sum \frac{I_K}{(1+a)^K}$$

I_0 : investissement de départ $I_0=2909098.443$ DA.

I_K : investissement de l'année K : $I_K=0$ DA.

a : taux d'actualisation : $a=0$ %.

$$I_a = 2909098.443 + \sum \frac{0}{(1+0)^{2017}}$$

$$I_a = 2909098.443 \text{ DA}$$

IV. 3.2- Coûts total actualisé du projet :

$$CT = I_a + \sum \frac{C_K}{(1+a)^K}$$

$$CT = 2909098.443 + \sum \frac{3576600,00}{(1+0)^{2017}}$$

$$CT = 6485698,443 \text{ DA/an}$$

C_K : montant total des coûts d'exploitation de l'année K : $C_k = 3576600,00$ DA.

IV.4- Prix de revient du m³ d'eau pompée :

Par une simple relation suivant :

$$P = \frac{CT}{V_K}$$

V_K : volume pompé a l'année K : $V_K=5739000$ m³.

CT : Coûts total actualisé du projet.

$$P = \frac{6485698,443}{5739000} = 1,2044 \text{ DA}$$

Le prix de pompage est 1.13 DA

IV.5- Conclusion :

D'après les calculs économiques et les couts d'exploitation, on conclut que le prix de pompage d'un mètre cube d'eau est donné approximativement à cause des difficultés de l'estimation des coûts d'exploitation.

V.1- Introduction :

Dans ce chapitre on va étudier d'une manière bien précise le phénomène de coup de bélier et les risques qui se manifestent au cours du fonctionnement de système et les moyens de protections contre ces phénomènes. Cela va s'appliquer à l'ensemble de notre réseau d'adduction (refoulement-gravitaire).

V.2. Définition :

Le coup de bélier étant un cas particulier du régime transitoire, est un phénomène oscillatoire qui se manifeste dans les conduites en charge.

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 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 [13].

V.3- Causes du coup de bélier :

Les causes les plus fréquentes sont les suivantes :

- L'ouverture ou la fermeture brutale des vannes.
- Le démarrage ou l'arrêt des pompes.
- 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.
- Coupure de l'électricité dans une station de pompage qui est la cause la plus répandue du coup de bélier [13].

V.4- Risques dus aux coups de bélier :

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 [13].

a. Cas de surpression :

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) [13].

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. Dans ce cas une poche de cavitation peut se produire. 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 [13].

c) Inversion de l'écoulement :

L'inversion du sens d'écoulement conduit à un fonctionnement en dévirage de la pompe, si cette dernière est démunie de clapet de retenue (comme c'est le cas de certaines grandes stations de pompage), causant ainsi des dégâts au groupe motopompe. Notons aussi que cette situation de fonctionnement entraînerait la vidange des réservoirs de stockage et d'accumulation [13].

d) Mouvements et vibration des conduites :

A pour conséquence la surcharge et sollicitation dynamique des supports d'ancrage et butées conduisant par conséquent à la rupture de ces derniers et de la conduite elle-même. Ce phénomène se manifeste généralement quand la conduite entre en état de résonance [14].

V.5- Protection de la conduite gravitaire contre le coup de bélier :

La protection de la conduite gravitaire contre le coup de bélier est basée sur la fermeture de la dernière vanne sur cette conduite.

Les ondes de surpression et de dépression sont caractérisées par une vitesse de propagation donnée par la formule d'ALLIEVI :

$$C = \frac{9900}{\sqrt{48,3 + k \frac{D}{e}}}$$

C : célérité d'onde (m/s).

D : diamètre de la conduite (mm).

e : épaisseur de la conduite (mm).

K=1 : coefficient dépendant du matériau constituant la canalisation [15].

V.6- Protection de la conduite de refoulement contre le coup de bélier :

Il existe différents moyens de protection des installations contre le coup de bélier :

a) Réservoirs d'air :

L'alimentation continue de la veine liquide après disjonction du groupe peut être effectuée à l'aide d'une réserve d'eau accumulée sous pression dans une capacité métallique disposée à la station immédiatement à l'aval du clapet. Cette capacité contient de l'eau et de l'air.

Ce dispositif est le plus simple et protégera les installations aussi bien contre les surpressions que contre les dépressions [15].

b) Cheminée d'équilibre :

A la place d'un réservoir d'air sous pression, il peut être établi, à la station de pompage, un réservoir à l'air libre appelé cheminée d'équilibre. Cette cheminée jouera le même rôle que ce premier mais, dans le cas de hauteur de refoulement même moyenne, on arrive rapidement à des ouvrages d'art de hauteurs importantes [15].

c) Soupape de décharge :

C'est appareils font intervenir un organe mécanique, un ressort à boudin ordinairement, qui, par sa compression, obture, en exploitation normale, un orifice placé sur la conduite au point à protéger, c'est-à-dire où la surpression à craindre est maximale et libre, le cas échéant, le débit de retour de conduite correspondant à la valeur de la surpression admissible. Il y a lieu de prévoir l'évacuation vers l'extérieur, de l'eau ainsi libérée [15].

d) Volant d'inertie :

Calé sur l'arbre du groupe, il constitue un moyen assurant l'alimentation de veine liquide, malgré l'arrêt du moteur actionnant la pompe grâce à l'énergie qu'il accumule pendant la marche normale. Le volant la restitue au moment de la disjonction et permet ainsi d'allonger le temps d'arrêt de l'ensemble, donc de diminuer l'intensité du coup de bélier. Au démarrage, le groupe électropompe, avec le volant d'inertie, consomme plus d'énergie [15].

V.7- Calcul des réservoirs d'air :

Le calcul du réservoir d'air permet de déterminer les valeurs de la surpression et de la dépression maximales dans les conduites de refoulement et le volume du réservoir d'air.

Comme méthode de calcul, on distingue [15] :

a) Méthode de VIBERT :

La méthode de VIBERT donne de bons résultats pour les petites installations et risque de donner des volumes de réservoirs d'air, important dans le cas de grandes installations.

b) Méthode de BERGERON :

La méthode de BERGERON est la plus répandue, elle donne de bons résultats que ça soit pour les petites ou pour les grandes installations [15].

V.8- Dimensionnement des réservoirs d'air :

La célérité de l'onde élastique C est fonction du fluide écoulé (ici de l'eau) et des caractéristiques de la conduite (diamètre et épaisseur).

Dans le cas d'une conduite indéformable, C correspond à la vitesse de propagation du son dans l'eau (1400 m/s). Mais lorsque l'on prend en compte la déformation de la conduite, cette vitesse de propagation diminue [15].

Les caractéristiques de l'adduction de refoulement sont représentées dans le tableau suivant :

Tableau (V.1) : caractéristiques de tronçon de l'adduction de refoulement.

paramètre	Type de matériau	k	e (mm)	D (mm)	S (m ²)	V (m/S)	L (m)	Hg (m)
SP	Fonte ductile	1	0,006	700	0,385	1,24	1371	44,75

V.8.1. Calcul de la célérité d'onde C :

$$C = \frac{9900}{\sqrt{48,3 + k \frac{D}{e}}}$$

$$C = \frac{9900}{\sqrt{48,3 + 1 \frac{0,7}{0,006}}} = 770,8 \text{ m/s}$$

V.8.2. Application des étapes du calcul normal d'un réservoir d'air :

Après l'arrêt brusque du groupe, la masse d'eau continue de monter vers le réservoir d'eau avec une vitesse décroissante. Celle-ci s'annule à un moment donné, et par suite, toute la masse d'eau descend vers le réservoir d'air avec une vitesse de sens contraire (négative), qui augmente d'abord en valeur absolue puis diminue pour devenir nulle. Le phénomène se poursuit en s'amortissant. En se fixant un volume initial du réservoir d'air au départ et une valeur choisie de la vitesse finale V_f de l'eau légèrement inférieure à la vitesse V_0 de l'écoulement initial, on calcule à la fin de chaque intervalle :

- La pression dans le réservoir d'air.
- La pression en aval de l'étranglement et celle en aval du point fictif correspondant à la concentration des pertes de charge de la conduite.
- Une fois la pression dans la conduite déterminée (trouvée), on vérifie alors, en menant une horizontale passant par la valeur de cette pression finale, que cette droite coupe la droite de pente a/g au droit de la vitesse choisie au début (V_f), sinon les calculs seront refaits avec une autre valeur de V_f (Figure (V.1)) [18].

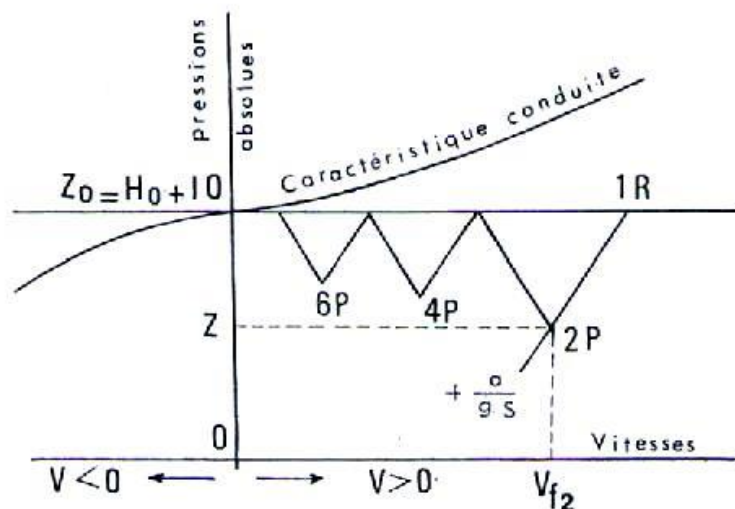


Figure V.1 : Principe de la construction de l'épure de BERGERON [18].

Les principales étapes de calculs seront alors comme suit :

- 1) Les temps se suivent selon des valeurs $T=2L/a$.
- 2) L'accroissement ΔU du volume d'air du réservoir quand l'eau passe dans la conduite, ou sa diminution quand l'eau entrée dans le réservoir, est donné par le volume d'eau que ce réservoir d'air verse dans la conduite ou reçoit de la conduite au cours du régime transitoire. Autrement dit, c'est le volume d'eau qui est transité dans la conduite de refoulement de section S pendant le temps T avec une vitesse moyenne V_m qui sera supposée égale à la moyenne arithmétique des vitesses au début et à la fin de T .

$$\Delta U = S. V_m. T$$

Pour le premier intervalle T , on aura

$$V_{m1} = (V_o + V_{f1})/2$$

Où :

V_o : Vitesse de régime normal avant la disjonction (Ecoulement initial).

V_{f1} : Vitesse finale choisie (à la fin du temps T).

Au cours des calculs, V_m sera donc la moyenne arithmétique entre la vitesse finale (définitive) de l'intervalle précédent et la nouvelle vitesse finale qui sera choisie pour l'intervalle considéré

$$V_{mi} = (V_{i-1} + V_i)/2$$

- 3) Le volume d'air U du réservoir sera égal, à la fin du premier intervalle T , au volume d'air choisi arbitrairement U_o au départ, augmenté de la quantité trouvée à la colonne précédente U .
- 4) La nouvelle pression dans le réservoir d'air est donnée par la loi de POISSON, telle que :

$$(Z_o + \delta_o) U_o^{1.4} = Z U^{1.4}$$

δ_o : Perte de charge dans la conduite en régime de fonctionnement normal.

Z_o : Pression absolue.

U_o : Volume d'air initial.

U : Nouveau volume d'air.

Z : Pression dans le réservoir d'air.

Donc :

$$Z = (Z_o + \delta_o) U_o^{1.4} / U^{1.4}$$

- 5) Cette étape se rapporte à l'organe d'étranglement ; on choisit par exemple une tuyère. On calculera, à la montée de l'eau, la vitesse V_1 de l'eau dans la tuyère en fonction de la vitesse finale

V_f de l'eau dans la conduite pour l'intervalle de temps considéré. On calculera aussi la vitesse V_2 dans la tuyère à la descente de l'eau.

a)- Cas de la montée de l'eau :

Dans ce cas, la tuyère joue le rôle d'un ajutage sortant (Figure (V.2)) et son coefficient de débit est de l'ordre de 0.92, avec :

$$V_1/V_f = \Phi^2 / d'^2 = \Phi^2 / (0.92 d)^2 = K$$

V_1 : Vitesse dans la tuyère.

V_f : Vitesse finale choisie.

Φ : Diamètre de la conduite.

d' : Diamètre de la veine contractée ($d' = 0.92 d$).

d : Diamètre de la tuyère.

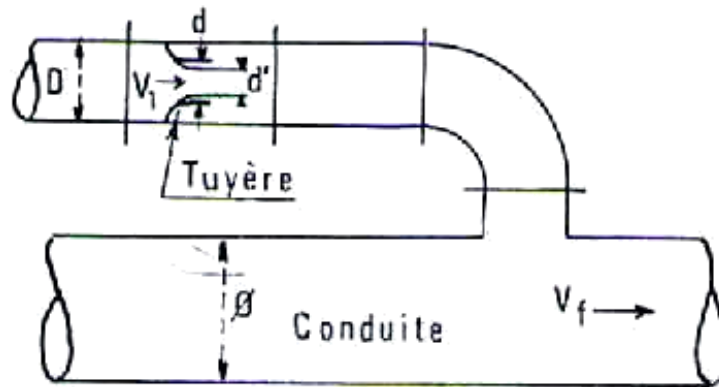


Figure V.2 : L'eau du réservoir se dirige vers la conduite [18].

Remarque : d' sera choisi pour une valeur de K comprise en 15 et 20. La perte de charge h_1 à la montée de l'eau est donnée par :

$$h_1 = c V_1^2 / 2g$$

c : Coefficient de perte de charge.

Le coefficient de perte de charge c se détermine à partir de l'abaque donné par (Annexe IV) Il s'écrit en fonction du rapport m , tel que :

$$m = d'^2 / D^2 = (0.92 d)^2 / D^2$$

D : Diamètre de la tubulure.

b)- Cas de la descente de l'eau :

Dans ce cas, la tuyère agit comme un ajutage rentrant de BORDA (Figure (V.3)), avec un coefficient de contraction de 0.5. On a alors :

$$V_2 / V_f = 2 \Phi^2 / d^2 = K'$$

Où :

V_2 : Vitesse de l'eau dans la tuyère.

V_f : Vitesse de l'eau dans la conduite.

Φ : Diamètre de la conduite.

d : Diamètre de la tuyère.

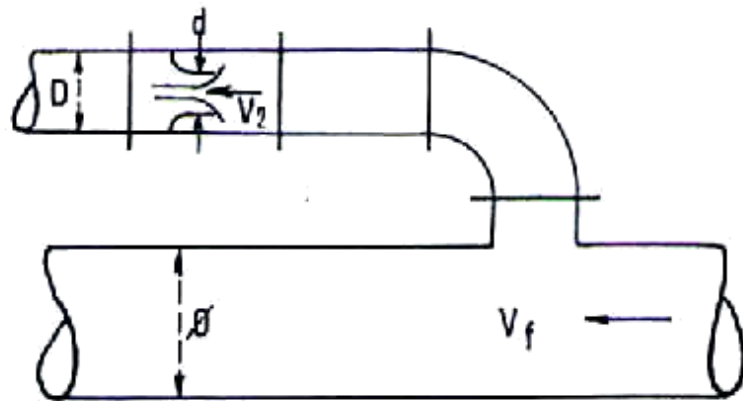


Figure V.3 : L'eau de la conduite revient dans le réservoir.

La perte de charge h_2 à la descente de l'eau est donnée par :

$$h_2 = c' V_2^2 / 2g$$

c' : Coefficient de perte de charge.

Le coefficient de perte de charge c' se détermine à partir de l'abaque donné par (Annexe IV) Il s'écrit en fonction du rapport m , tel que :

$$m = 1/2 (d/D)^2$$

D : Diamètre de la tubulure.

6) A partir des calculs ci-dessus, la pression absolue se déduit comme suit :

- En faisant la différence $Z - h_1$ quand l'eau monte.
- En faisant la somme $Z + h_2$ quand l'eau descend.

La pression manométrique exprimée en mètres d'eau, s'obtient en déduisant 10 m des valeurs ainsi trouvées.

7) On cherche, sur la parabole des pertes de charge dans la conduite, la valeur δ pour la vitesse finale

V_f considérée.

8) La pression finale absolue dans la conduite, en aval du point fictif des pertes de charge s’obtient :

- En faisant $Z - h_1 - \delta$ quand l’eau monte.
- En faisant $Z + h_2 + \delta$ quand l’eau descend.

9) C’est par cette valeur de la pression finale absolue que sera menée l’horizontale qui recoupera la droite (+ a/g) en un point et qui devra correspondre à la vitesse V_f fixée au départ [18].

❖ Les donnée qui utilisée dans les calculs :

Le débit d’écoulement $Q = 0,477 \text{ m}^3/\text{s}$.

La longueur de conduite $L=1371 \text{ m}$.

La célérité d’onde $a= 770,8 \text{ m/s}$.

La section de conduite $s= 0,38 \text{ m}^2$.

La Vitesse de régime normal avant la disjonction $V_o =1,24 \text{ m/s}$.

La Vitesse finale choisie $V_{f1} =1,2 \text{ m/s}$.

Le volume initiale choisie $U_0= 3 \text{ m}^3$ et $Z_0= H_g+10=54,75 \text{ m}$.

Le diamètre de conduite $\Phi= 700 \text{ mm}$.

Le Diamètre de la tubulure $D= 350 \text{ mm}$.

Pour $k=15$ on déduire que $d'=180,7 \text{ mm}$ et le Diamètre de la tuyère $d= 196,4 \text{ mm}$.

Tableau (V.1) : le résumé de différent calcule.

Intervalles de temps T(s)	Variation du volume d’air (m ³) $\Delta U=S.V_m.T$	Volume d’air U(m ³)	Pression dans le réservoir d’air (m) $Z = (Z_o + \delta_o) U_o^{1.4} / U^{1.4}$	Vitesse dans la tubulure de branchement :		Perte de charge dans la tuyère		Pression dans la conduite avec pertes de charge :		Perte de charge refoulement : δ	Pression dans la conduite sans pertes de charge :	
				$V_1(\text{m/s})$	$V_2(\text{m/s})$	$\Delta h_{M(\text{m})}$	$\Delta h_{D(\text{m})}$	$H_M(\text{m})$	$H_D(\text{m})$		$H_{Mf(\text{m})}$	$H_{Df(\text{m})}$
3,56	1,67	4,67	31,04	18	30,48	9,08	33,6	21,96	64,65	2,93	19,03	67,58

D’après les calculs par la méthode de BERGERON on résulte que: la surpression maximales est 67,58m et la dépression maximales 19,03m .

V.9- Installation du réservoir d'air :

Vu les dimensions du réservoir d'air, ce dernier sera installé à l'extérieur du bâtiment de la station de pompage afin de réduire l'encombrement à l'intérieur de la salle des machines et de gagner sur son génie civil [15].

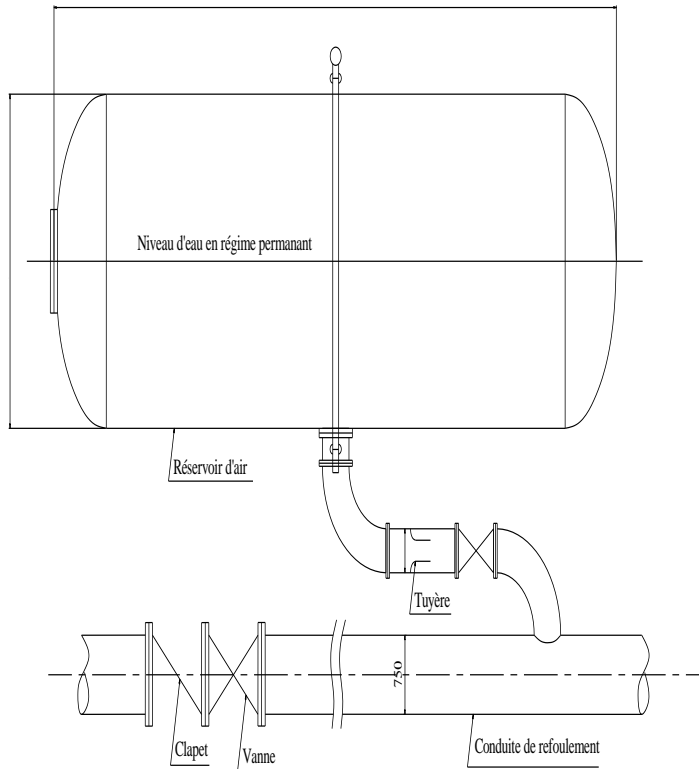


Figure V.5 : Schéma d'installation du réservoir d'air [15].

V.10- Conclusion :

Pour éviter ou limiter les conséquences néfastes du phénomène de coup de bélier on est obligé d'installer un anti bélier bien choisie et bien dimensionné. En cas d'un réservoir d'air le dimensionnement se fait par rapport une valeur de surpression et de dépression maximale de coup de bélier.

VI.1- Introduction :

Tous les systèmes de pompage nécessitent des modifications sur les points de fonctionnement, pour améliorer le rendement de système par plusieurs techniques de régulation. Ce chapitre est consacré a abordé quelques méthodes de régulation.

VI.2- 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 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.

Une courbe caractéristique de réseau ne peut être modifiée dans le cas du refoulement de l'eau que par :

- la modification des résistances à l'écoulement (par exemple, le réglage d'un organe d'étranglement, le montage d'un diaphragme ou d'un bypass, mais aussi par des transformations ou des incrustations des tuyauteries) d'une part.
- la modification de la composante statique de la hauteur manométrique (par exemple la modification du niveau d'eau ou de la pression du réservoir).

Une courbe débit-hauteur peut être modifiée par :

- la variation de la vitesse de rotation.
- la mise en route ou l'arrêt d'une pompe fonctionnant en parallèle ou en série.
- dans le cas des pompes à roues radiales ; par la modification du diamètre extérieur.
- dans le cas des pompes à roues semi-axiales ; par le montage en amont ou le réglage d'un régulateur de pré rotation.
- dans le cas des pompes à hélice ; par le réglage de l'angle de réglage des pales d'hélice.

Remarque : Les effets de ces mesures sur la modification de la courbe caractéristique ne peuvent être prévus que pour un fonctionnement sans cavitation [7].

VI.3- Régulation de débit par laminage :

Grâce à l'augmentation des pertes de charges dans la vanne de régulation la courbe caractéristique se redresse avec une pompe à vitesse fixe, le point de fonctionnement remonte sur la courbe caractéristique vers le débit nul.

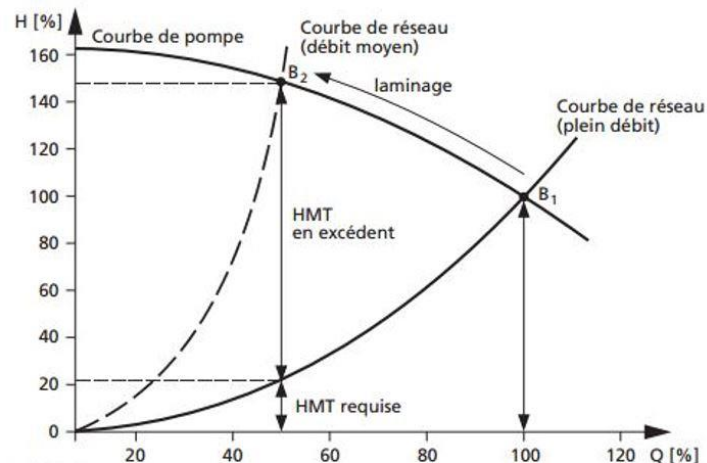


Figure VI.1 : Courbes caractéristiques pompe.

La pompe délivre alors une hauteur manométrique plus élevée que celle qui est nécessaire au fonctionnement de l'installation. La hauteur supplémentaire ainsi créée est absorbée par la vanne de laminage.

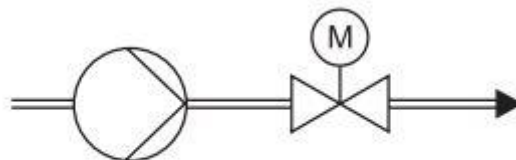


Figure VI.2 : Schéma avec vanne de laminage.

VI.3.1- Avantage et inconvénient de Régulation par laminage :

Avantage :

- Technique de régulation simple.
- bien adapté aux installations exploitées la plupart du temps à plein débit.
- bien adapté aux applications à durée de fonctionnement faible.
- bien adapté aux pompes à courbes plates.

Inconvénient :

- mal adapté aux pompes à courbe pentue (pression trop élevée).
- mauvais rendement aux faibles débits.
- économies d'énergie faibles en charge partielle.
- comportement de régulation défavorable quand l'excès de HmT est important.
- nécessité d'installer une vanne de laminage.
- sollicitation mécanique des vannes de régulation.
- des bruits hydrauliques peuvent se produire quand la vanne est proche de la fermeture (par exemple. au niveau des robinets thermostatiques [16]).

VI.4- Régulation de débit avec un by-pass :

La tuyauterie de by-pass est installée parallèlement à la pompe. Le débit fourni par la pompe se partage entre le débit qui va dans l'installation et le débit qui passe par le by-pass. Ce dernier revient directement ou indirectement à l'aspiration de la pompe. En modifiant le débit du by-pass ou la courbe caractéristique de la tuyauterie de by-pass à l'aide de la vanne de régulation, on peut modifier le débit envoyé dans l'installation.

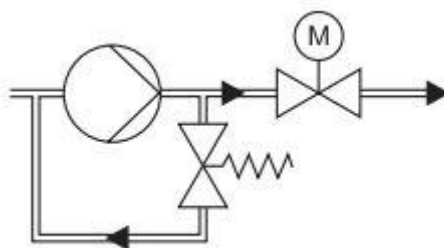


Figure VI.3 : Schéma d'une régulation par by-pass.

La pompe quant à elle travaille en permanence à proximité du même point de fonctionnement ; c'est à dire le point de fonctionnement de l'installation au débit nominal.

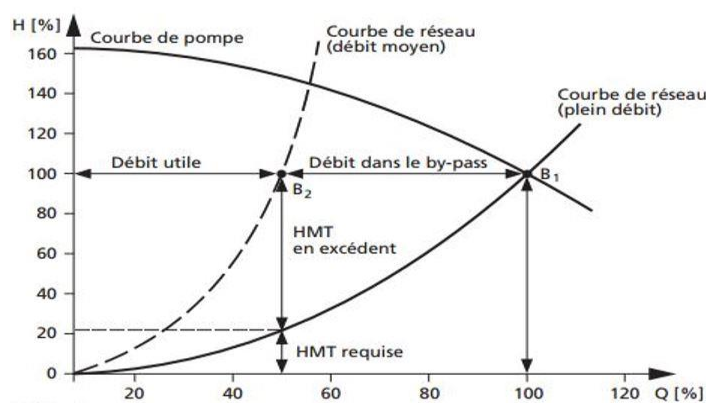


Figure VI.4 : Courbes caractéristiques pompe.

VI.4.1- Avantage et inconvénient de Régulation par by-pass :**Avantage :**

- pas d'augmentation de la pression pour des débits moyens.
- contrairement au laminage, la pression reste constante quel que soit le débit.
- bien adapté aux faibles hauteurs manométriques et débits élevés.
- à utiliser de préférence aux débits élevés.

Inconvénient :

- coûts d'installation plus élevés (tuyauterie de by-pass).
- pas de diminution d'énergie absorbée aux faibles débits.
- excès de pression à débit partiel.
- bilan énergétique défavorable [16].
-

VI.5- Régulation de débit par cascade de pompes :

Si des pompes fonctionnent en parallèle comme indiqué dans la figure, leurs débits s'additionnent. Pour déterminer graphiquement les courbes caractéristiques du fonctionnement en parallèle, on ajoute les débits fournis par les pompes en fonctionnement à différentes hauteurs manométriques (entre la HmT à débit nul et la HmT au point d'enclenchement).

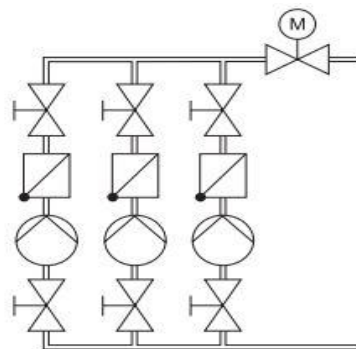


Figure VI.5 : Schéma d'une régulation de débit par cascade de pompes.

La courbe caractéristique du fonctionnement en parallèle s'obtient en ajoutant les débits pour la même hauteur manométrique. Dans la pratique il faut tenir compte du fait que les pertes de charges dans l'installation vont augmenter en même temps que le débit. Le point de fonctionnement réel se situera alors à un niveau de HmT supérieur.

Ce qui veut dire que chaque nouvelle pompe mise en service apportera moins de débit que la pompe précédente mise en service.

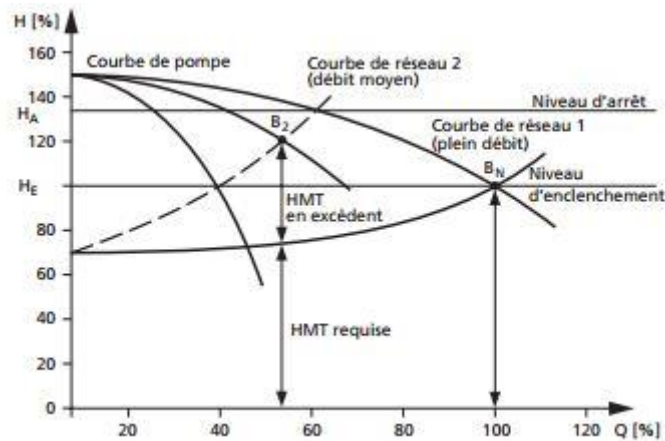


Figure VI.6 : Courbes caractéristiques pompe.

VI.5.1- Avantage :

- Intéressant pour des courbes de réseau plates avec une HMT statique importante.
- bien adapté pour les débits moyens.
- rendement élevé de l'installation.
- faible niveau d'automatisation si la cascade est pilotée par la pression.
- meilleure sécurité de fonctionnement (plusieurs pompes).

VI.5.2- Inconvénient :

- coûts d'installation plus élevés (tuyauterie, robinetterie, pompes, espace requis).
- risque de battement si les pompes sont mal dimensionnées.
- si les pompes ont des courbes plates il faut prévoir une cascade pilotée par le débit.
- mal adapté aux variations importantes de pression à l'aspiration [16].

VI.6- Régulation du débit par variation de la vitesse de rotation :

Les courbes caractéristiques d'une même pompe varient avec les vitesses de rotation N selon la loi de similitude (loi d'affinité). Si les courbes caractéristiques H et P en fonction de Q sont connues à la vitesse N_1 tous les points des courbes caractéristiques à la vitesse N_2 peuvent être calculés à partir des équations suivantes :

$$Q_2 = Q_1 \times \frac{N_2}{N_1} \quad (1)$$

$$H_2 = H_1 \times \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2 \quad (2)$$

$$P_2 = P_1 \times \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^3 \quad (3)$$

L'équation (1) ne s'applique que dans la mesure où le rendement η ne diminue pas si la vitesse de rotation N diminue. Le point de fonctionnement se déplace également sur la courbe lorsque la vitesse de rotation varie [7].

VI.7- Fonctionnement en série de pompes centrifuges :

Dans le cas d'un fonctionnement en série, les pompes sont montées les unes derrière les autres de sorte que les hauteurs manométriques des pompes en fonctionnement à un même débit s'ajoutent. Il faut noter que la pression de sortie de la première pompe est aussi la pression d'entrée de la pompe suivante. Ceci doit être pris en compte lors du choix de l'étanchéité d'arbre et de la résistance du corps de pompe. En général, un tel besoin est couvert (non pour le transport hydraulique de matières solides) par des pompes multicellulaires pour lesquelles le problème d'étanchéité d'arbre mentionnée ci-dessus ne se pose pas [7].

VI.8- Affûtage des aubes de roue :

Une légère augmentation permanente de la hauteur manométrique de la pompe au point de rendement maximum (jusqu'à 4 – 6%) peut être obtenue, dans le cas de roues radiales par l'affûtage des aubes recourbées en arrière ; c'est-à-dire par l'affûtage de la sortie sur le côté concave, la hauteur manométrique à $Q = 0$ reste constante. Cette méthode est adaptée pour les dernières petites améliorations à effectuer [7].

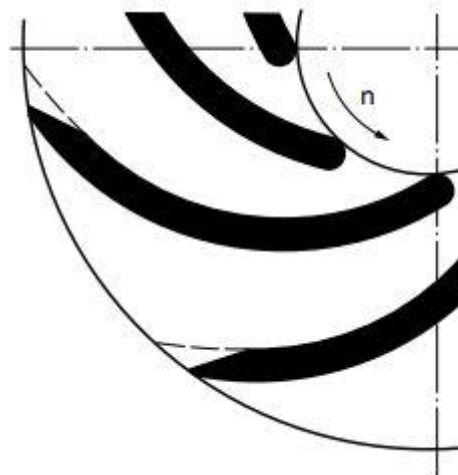


Figure VI.7 : Aubes de roue affûtées [7].

VI.9- Fonctionnement en parallèle de pompes centrifuges :

Lorsque le débit Q nécessaire ne peut être atteint au point de fonctionnement avec une seule pompe, il est possible de coupler deux ou plusieurs pompes en parallèle, chacune refoulant le fluide à travers

un organe anti-retour dans la conduite de refoulement commune (figure VI.8). Le mode de fonctionnement de pompes montées en parallèle est plus simple si leurs hauteurs manométriques à débit nul H_0 sont équivalentes condition toujours remplie si les pompes sont identiques. Si par contre les hauteurs à débit nul ne sont pas identiques, le débit minimum admissible Q_{\min} est déterminé sur la courbe débit-hauteur globale par la plus faible hauteur à débit nul, jusqu'à ce qu'un fonctionnement en parallèle ne soit plus possible. En effet, dans cette plage de fonctionnement, l'organe anti-retour de la pompe avec la plus faible H_0 est fermé par la hauteur à débit nul de l'autre pompe [7].

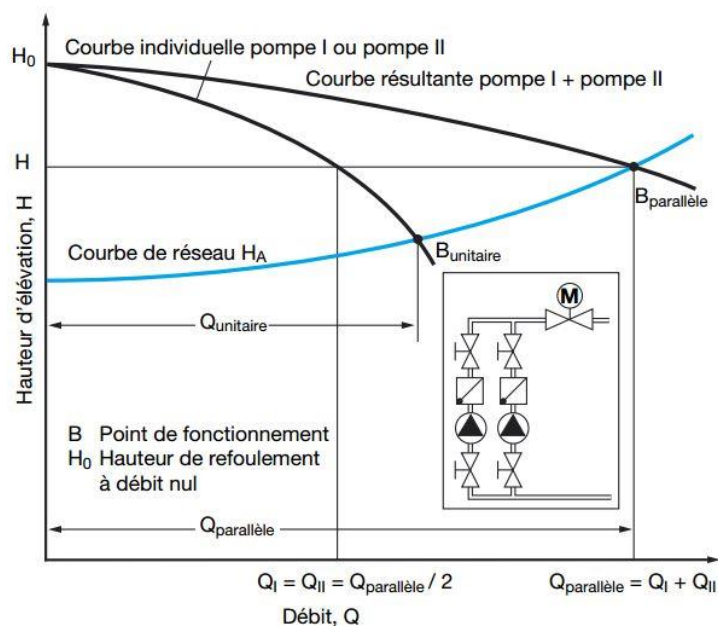


Figure VI.8 : Courbes caractéristiques pompe.

VI.10- Régulation du débit par pré rotation :

Dans le cas de pompes à corps tubulaire droit avec roues semi axiales, on peut influencer la courbe caractéristique en modifiant le pré rotation dans l'entrée de roue. Des régulateurs de pré rotation de ce type sont souvent employés comme éléments de régulation du débit. Les différentes courbes caractéristiques sont alors reportées dans les courbiers avec l'indication de la régulation [7].

VI.11- Régulation du débit par réglage des pales :

Les courbes caractéristiques des pompes à hélice peuvent être modifiées par le réglage des pales d'hélice. Ce réglage peut être fixé par vis ou permettre la régulation du débit au moyen d'un mécanisme à réglage continu. Les angles de réglage sont reportés dans les courbiers pour les différentes courbes caractéristiques [7].

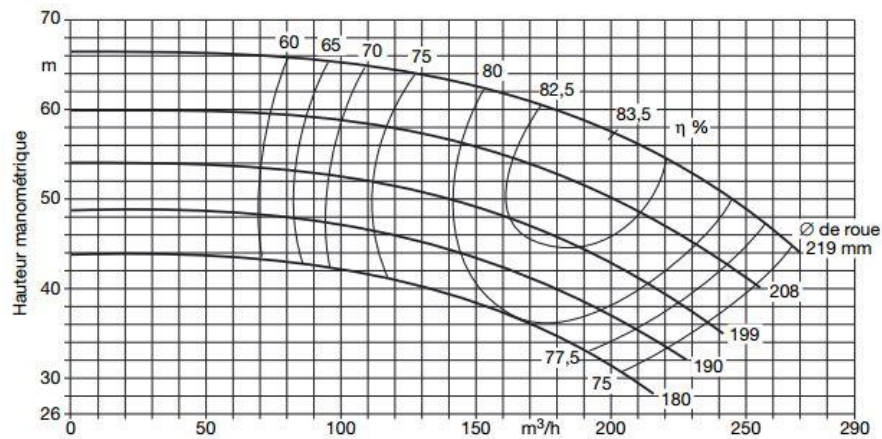


Figure VI.9 : Grille de sélection d'une pompe axiale avec réglage des pales, $nq \approx 200$ [7].

VI.12- Rognage des roues :

C'est la modification (diminution) du diamètre extérieur (diamètre de la sortie) de la roue l'objectif est de diminuer la puissance utile d'une pompe, donc la diminution de la pression de pompe. Certains matériaux ne permettent pas le rognage.

Pour une pompe multicellulaire, on peut démonter la roue d'une cellule, et laisser cette cellule vide

Pour un rognage léger, on admet que :

$$\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \approx \frac{Q_2}{Q_1} \approx \frac{H_2}{H_1}$$

Pour une valeur de la vitesse de rotation spécifique $nq < 79$ et jusqu'à une réduction de diamètre $< 5\%$ (l'angle d'aube et la largeur de la roue restent constants), la méthode selon la norme ISO 9906 stipule que (avec plus de précision).

$$\frac{D_2^2 - D_0^2}{D_1^2 - D_0^2} = \frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2$$

Avec D_0 diamètre (moyen) du bord d'attaque de l'aube.

Conclusion générale

Conclusion générale

Les installations de pompage d'eau sont considérées comme un anneau principal dans la chaîne des circuits hydrauliques. Elles ont un rôle important dans l'extraction, la transformation et le transfert des eaux de différents points.

L'objectif de notre travail été l'étude de diagnostic de la station de pompage d'eau Situé à Draa Elkhmis a Bouira. C'est la détermination des points faible du fonctionnement de la station de point des vue hydraulique et technique, et proposé des solutions pour améliorer le rendement du système de pompage.

Des recommandations techniques ont été faites pour optimiser la station de pompage par plusieurs méthodes de régulation des systèmes de pompage. Afin de transporter l'eau d'une zone vers une autre zone à moindre coût.

Dans notre cas, la station fonctionne dans de bonne Condition. Mais nous avons une réserve concernant le nombre de pompes utilisées dans cette station ; qui contient trois pompes mais souvent on utilise une seule pompe pour remplir le réservoir de stockage il est fortement recommander.

Enfin, nous espérons que ce travail contribuera à clarifier certains points essentiels du fonctionnement de la station étudié.

Annexes

Annexe I : les abaques de la rugosité des conduite en fonte ductile

Q (l/s)	DN 600			DN 700			DN 800		
	j (m/km) *		V (m/s)	j (m/km) *		V (m/s)	j (m/km) *		V (m/s)
	k = 0,03 mm	k = 0,10 mm		k = 0,03 mm	k = 0,10 mm		k = 0,03 mm	k = 0,10 mm	
160,00	0,417	0,443	0,57						
170,00	0,466	0,496	0,60						
180,00	0,517	0,552	0,64						
190,00	0,571	0,611	0,67						
200,00	0,628	0,673	0,71	0,296	0,313	0,52			
210,00	0,687	0,737	0,74	0,324	0,343	0,55			
220,00	0,748	0,805	0,78	0,353	0,375	0,57			
230,00	0,817	0,875	0,81	0,383	0,407	0,60			
240,00	0,878	0,949	0,85	0,414	0,441	0,62			
250,00	0,947	1,025	0,88	0,446	0,476	0,65			
260,00	1,018	1,104	0,92	0,480	0,512	0,68	0,251	0,265	0,52
270,00	1,092	1,186	0,95	0,514	0,550	0,70	0,269	0,284	0,54
280,00	1,168	1,271	0,99	0,550	0,589	0,73	0,287	0,304	0,56
290,00	1,247	1,358	1,03	0,587	0,629	0,75	0,306	0,325	0,58
300,00	1,327	1,449	1,06	0,625	0,671	0,78	0,326	0,346	0,60
310,00	1,411	1,542	1,10	0,664	0,714	0,81	0,346	0,368	0,62
320,00	1,496	1,638	1,13	0,704	0,758	0,83	0,367	0,390	0,64
330,00	1,584	1,737	1,17	0,745	0,804	0,86	0,388	0,414	0,66
340,00	1,675	1,839	1,20	0,787	0,850	0,88	0,410	0,438	0,68
350,00	1,768	1,943	1,24	0,830	0,898	0,91	0,433	0,462	0,70
360,00	1,863	2,051	1,27	0,875	0,947	0,94	0,456	0,487	0,72
370,00	1,960	2,161	1,31	0,921	0,998	0,96	0,479	0,513	0,74
380,00	2,060	2,274	1,34	0,967	1,050	0,99	0,504	0,540	0,76
390,00	2,163	2,390	1,38	1,015	1,103	1,01	0,528	0,567	0,78
400,00	2,267	2,509	1,41	1,064	1,157	1,04	0,554	0,594	0,80
420,00	2,483	2,755	1,49	1,165	1,270	1,09	0,606	0,652	0,84
440,00	2,709	3,013	1,56	1,270	1,388	1,14	0,660	0,712	0,88
460,00	2,944	3,281	1,63	1,379	1,510	1,20	0,717	0,724	0,92
480,00	3,189	3,561	1,70	1,493	1,638	1,25	0,776	0,839	0,95
500,00	3,442	3,853	1,77	1,611	1,771	1,30	0,837	0,907	0,99
520,00	3,705	4,155	1,84	1,733	1,909	1,35	0,900	0,977	1,03
540,00	3,977	4,469	1,91	1,860	2,053	1,40	0,965	1,050	1,07
560,00	4,259	4,794	1,98	1,990	2,201	1,46	1,033	1,125	1,11
580,00	4,550	5,131	2,05	2,125	2,354	1,51	1,102	1,203	1,15
600,00	4,850	5,478	2,12	2,265	2,513	1,56	1,124	1,284	1,19
620,00	5,159	5,837	2,19	2,408	2,676	1,61	1,248	1,367	1,23
640,00	5,477	6,208	2,26	2,556	2,845	1,66	1,324	1,452	1,27
660,00	5,805	6,589	2,33	2,707	3,018	1,71	1,403	1,540	1,31
680,00	6,142	6,982	2,41	2,863	3,197	1,77	1,483	1,631	1,35
700,00	6,488	7,386	2,48	3,024	3,381	1,82	1,566	1,724	1,39
720,00	6,843	7,801	2,55	3,188	3,569	1,87	1,650	1,820	1,43
740,00	7,207	8,228	2,62	3,357	3,763	1,92	1,737	1,918	1,47
760,00	7,581	8,666	2,69	3,529	3,962	1,97	1,826	2,019	1,51
780,00	7,963	9,115	2,76	3,706	4,166	2,03	1,917	2,122	1,55
800,00	8,355	9,575	2,83	3,887	4,375	2,08	2,010	2,228	1,59
850,00				4,358	4,920	2,21	2,252	2,503	1,69
900,00				4,855	5,497	2,34	2,507	2,795	1,79
950,00				5,377	6,105	2,47	2,775	3,102	1,89
1 000,00				5,925	6,744	2,60	3,056	3,425	1,99
1 050,00				6,500	7,415	2,73	3,351	3,764	2,09
1 100,00				7,099	8,118	2,86	3,658	4,119	2,19
1 150,00				7,725	8,853	2,99	3,978	4,490	2,29
1 200,00							4,312	4,876	2,39
1 250,00							4,658	5,276	2,49
1 300,00							5,017	5,696	2,59
1 350,00							5,389	6,130	2,69
1 400,00							5,774	6,570	2,79
1 450,00							6,172	7,045	2,88

Valeurs directement utilisables pour l'eau à 10°C

* Il s'agit de mètres de hauteur du fluide tel qu'il circule dans la conduite par kilomètre courant de celle-ci

Annexes


Q Q/s	DN 400			DN 450			DN 500		
	j (m/km) *		V (m/s)	j (m/km) *		V (m/s)	j (m/km) *		V (m/s)
	k = 0,03 mm	k = 0,10 mm		k = 0,03 mm	k = 0,10 mm		k = 0,03 mm	k = 0,10 mm	
65,00	0,575	0,612	0,52						
70,00	0,659	0,702	0,56						
75,00	0,747	0,799	0,60						
80,00	0,841	0,902	0,64	0,474	0,503	0,50			
85,00	0,940	1,010	0,68	0,530	0,564	0,53			
90,00	1,044	1,125	0,72	0,588	0,627	0,57			
95,00	1,153	1,245	0,76	0,650	0,694	0,60			
100,00	1,267	1,371	0,80	0,713	0,764	0,63	0,428	0,453	0,51
105,00	1,385	1,504	0,84	0,780	0,837	0,66	0,467	0,496	0,53
110,00	1,509	1,642	0,88	0,850	0,913	0,69	0,509	0,542	0,56
115,00	1,638	1,786	0,92	0,922	0,993	0,72	0,552	0,588	0,59
120,00	1,772	1,935	0,95	0,997	1,075	0,75	0,597	0,637	0,61
125,00	1,911	2,091	0,99	1,075	1,161	0,79	0,643	0,688	0,64
130,00	2,055	2,253	1,03	1,155	1,251	0,82	0,691	0,740	0,66
135,00	2,204	2,420	1,07	1,239	1,343	0,85	0,741	0,795	0,69
140,00	2,357	2,594	1,11	1,324	1,438	0,88	0,792	0,851	0,71
145,00	2,516	2,773	1,15	1,413	1,537	0,91	0,845	0,909	0,74
150,00	2,679	2,958	1,19	1,504	1,639	0,94	0,899	0,969	0,76
155,00	2,847	3,149	1,23	1,598	1,744	0,97	0,955	1,031	0,79
160,00	3,020	3,345	1,27	1,695	1,852	1,01	1,013	1,094	0,81
165,00	3,198	3,548	1,31	1,794	1,964	1,04	1,072	1,160	0,84
170,00	3,380	3,756	1,35	1,896	2,079	1,07	1,132	1,227	0,87
175,00	3,568	3,971	1,39	2,001	2,196	1,10	1,195	1,296	0,89
180,00	3,760	4,191	1,43	2,108	2,317	1,13	1,259	1,368	0,92
185,00	3,957	4,417	1,47	2,218	2,442	1,16	1,324	1,440	0,94
190,00	4,159	4,648	1,51	2,331	2,569	1,19	1,391	1,515	0,97
195,00	4,366	4,886	1,55	2,446	2,699	1,23	1,459	1,592	0,99
200,00	4,577	5,129	1,59	2,564	2,833	1,26	1,529	1,670	1,02
210,00	5,014	5,634	1,67	2,807	3,110	1,32	1,674	1,832	1,07
220,00	5,471	6,161	1,75	3,061	3,399	1,38	1,825	2,002	1,12
230,00	5,946	6,712	1,83	3,326	3,701	1,45	1,982	2,179	1,17
240,00	6,440	7,286	1,91	3,601	4,016	1,51	2,145	2,363	1,22
250,00	6,953	7,883	1,99	3,886	4,344	1,57	2,314	2,555	1,27
260,00	7,485	8,504	2,07	4,182	4,684	1,63	2,489	2,753	1,32
270,00	8,035	9,148	2,15	4,480	5,036	1,70	2,671	2,960	1,38
280,00	8,605	9,815	2,23	4,804	5,401	1,76	2,858	3,173	1,43
290,00	9,193	10,506	2,31	5,131	5,779	1,82	3,051	3,394	1,48
300,00	9,800	11,219	2,39	5,468	6,170	1,89	3,251	3,622	1,53
310,00	10,426	11,956	2,47	5,815	6,573	1,95	3,456	3,857	1,58
320,00	11,071	12,716	2,55	6,173	6,988	2,01	3,668	4,100	1,63
330,00	11,734	13,499	2,63	6,541	7,417	2,07	3,885	4,350	1,68
340,00	12,416	14,306	2,71	6,919	7,857	2,14	4,109	4,607	1,73
350,00	13,117	15,136	2,79	7,307	8,311	2,20	4,338	4,872	1,78
360,00	13,836	15,989	2,86	7,705	8,777	2,26	4,574	5,144	1,83
370,00	14,574	16,865	2,94	8,114	9,255	2,33	4,815	5,423	1,88
380,00				8,533	9,747	2,39	5,062	5,709	1,94
390,00				8,962	10,250	2,45	5,316	6,003	1,99
400,00				9,401	10,767	2,52	5,575	6,304	2,04
420,00				10,310	11,837	2,64	6,111	6,928	2,14
440,00				11,239	12,938	2,77	6,671	7,581	2,24
460,00				12,249	14,129	2,89	7,255	8,263	2,34
480,00							7,862	8,974	2,44
500,00							8,493	9,714	2,55
520,00							9,147	10,483	2,65
540,00							9,825	11,282	2,75
560,00							10,526	12,109	2,85
580,00							11,251	12,965	2,95

Valeurs directement utilisables pour l'eau à 10°C

* Il s'agit de mètres de hauteur du fluide tel qu'il circule dans la conduite par kilomètre courant de celle-ci

Annexe II : fiche technique des caractéristiques des pompes

SP 6

	<h2>ME</h2> <h3>POMPE CENTRIFUGE MONOCELLULAIRE</h3>	Date Item Devis N°	11/04/05 Item 8 D1585/03
---	--	--------------------------	---

- Pompe bout d'arbre nu
- Groupe comprenant la pompe, le socle, l'accouplement et le protège-accouplement
- Groupe comprenant la pompe, le socle, l'accouplement, le protège-accouplement et le moteur électrique

CONDITIONS DE SERVICE	
Liquide	: Eau claire, non agressive, non corrosive
Température du liquide	: 16 °C
Densité	: 1000 kg/m ³
Débit	: 221 l/s
Hauteur manométrique totale	: 50 m

SELECTION	
Type de Pompe	: ME 250-400

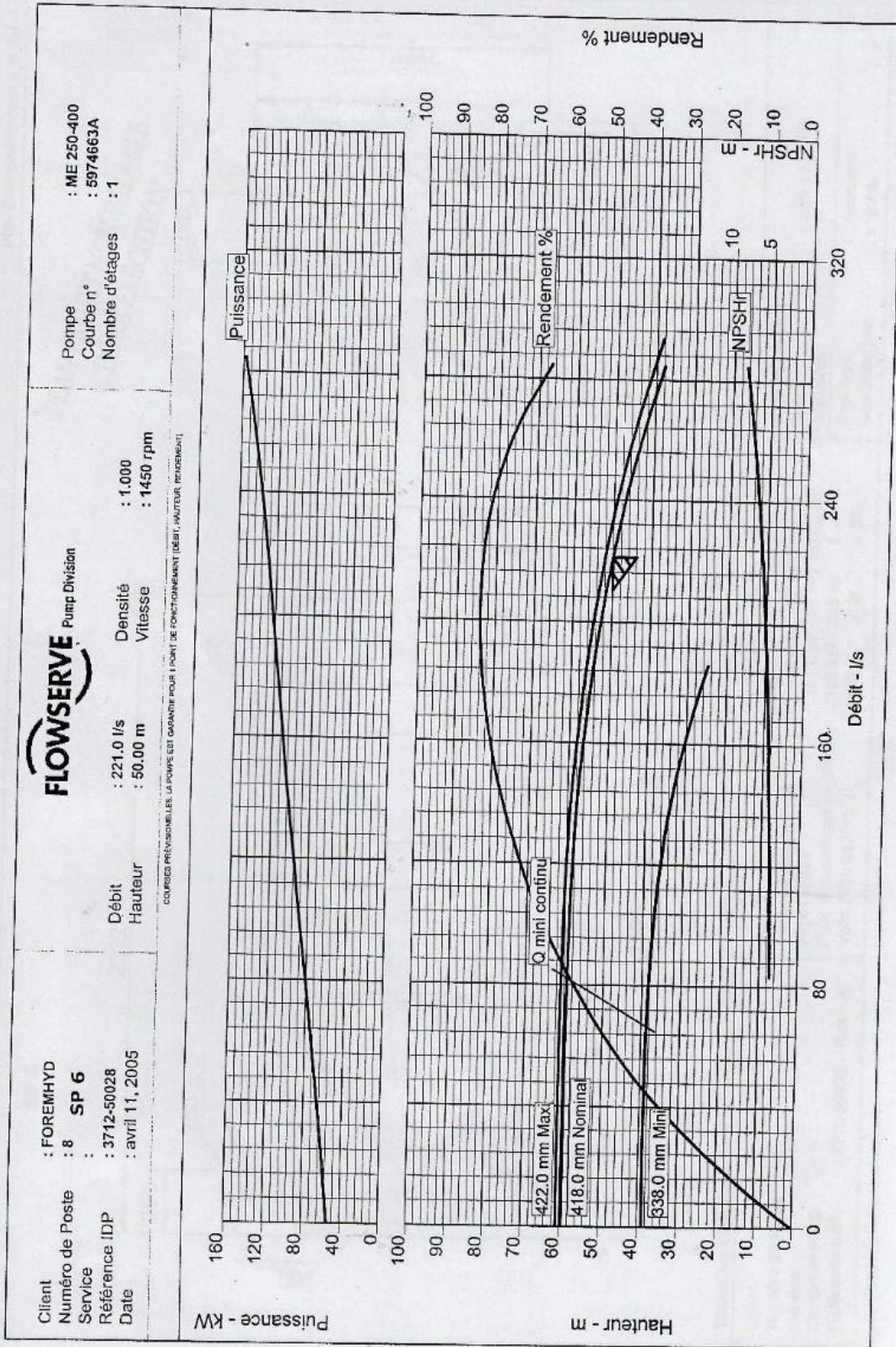
CARACTERISTIQUES DE LA POMPE	
Vitesse de rotation	: 1450 tr/mn
Rendement	: 83.5 %
Puissance absorbée	: 130 kW
Puissance recommandée du moteur	: 185 kW
N.P.S.H. requis	: 5.7 m
Pression de service maxi	: 8 bars
Courbe de Performance No.	: 5974663B
Caractéristiques selon	: <input checked="" type="checkbox"/> ISO 9906 Niv.2 (Ex ISO 2548)

MATERIAUX	STANDARD	EN OPTION
Corps de pompe / fond	: <input checked="" type="checkbox"/> Fonte EN-GJL-250	<input type="checkbox"/> Fonte EN-GJS-400-15
Corps de palier	: <input checked="" type="checkbox"/> Fonte EN-GJL-250	
Bagues d'usure de corps	: <input checked="" type="checkbox"/> Non	<input type="checkbox"/> Bronze
Roue	: <input checked="" type="checkbox"/> Fonte EN-GJL-250	<input type="checkbox"/> Bronze
Arbre	: <input checked="" type="checkbox"/> Acier au carbone	<input type="checkbox"/> Acier à 13% de chrome
Chemise d'arbre	: <input checked="" type="checkbox"/> Acier à 13% de chrome	
Étanchéité	: <input checked="" type="checkbox"/> Garniture à tresse Graphite/PTFE Max. 105 °C	<input type="checkbox"/> Garniture mécanique normalisée Graphite/Céramique/Viton Max. 80 °C
Ø Nominal Aspiration / Refoulement	: DN 350 / DN 300	
Perçage des brides Asp. / Ref.	: ISO PN 10 Face surélevée / ISO PN 10 Face surélevée	
Accouplement	: <input type="checkbox"/> Non <input checked="" type="checkbox"/> Semi-élastique standard avec capot de protection	
Socle	: <input type="checkbox"/> Non <input checked="" type="checkbox"/> Acier mécano-soudé	

MOTEUR	STANDARD	EN OPTION
Environnement	: Température ambiante [-16°C +40°C] - altitude < 1000 m	
Puissance / Vitesse	: 185 kW 04 pôles	
Position	: <input checked="" type="checkbox"/> IM B3 / IM 1011	
Phases / Tension / Fréquence	: <input checked="" type="checkbox"/> 3 / 400 V ± 10% / 50 Hz	
Protection / Classe d'isolation	: <input checked="" type="checkbox"/> IP 23 / F	<input type="checkbox"/> IP 55 / F
Sonde de température	: <input type="checkbox"/> Non	<input checked="" type="checkbox"/>
Raccordements	: <input checked="" type="checkbox"/> Boîte à bornes standard	<input type="checkbox"/> Presse-étoupe

ME006C français

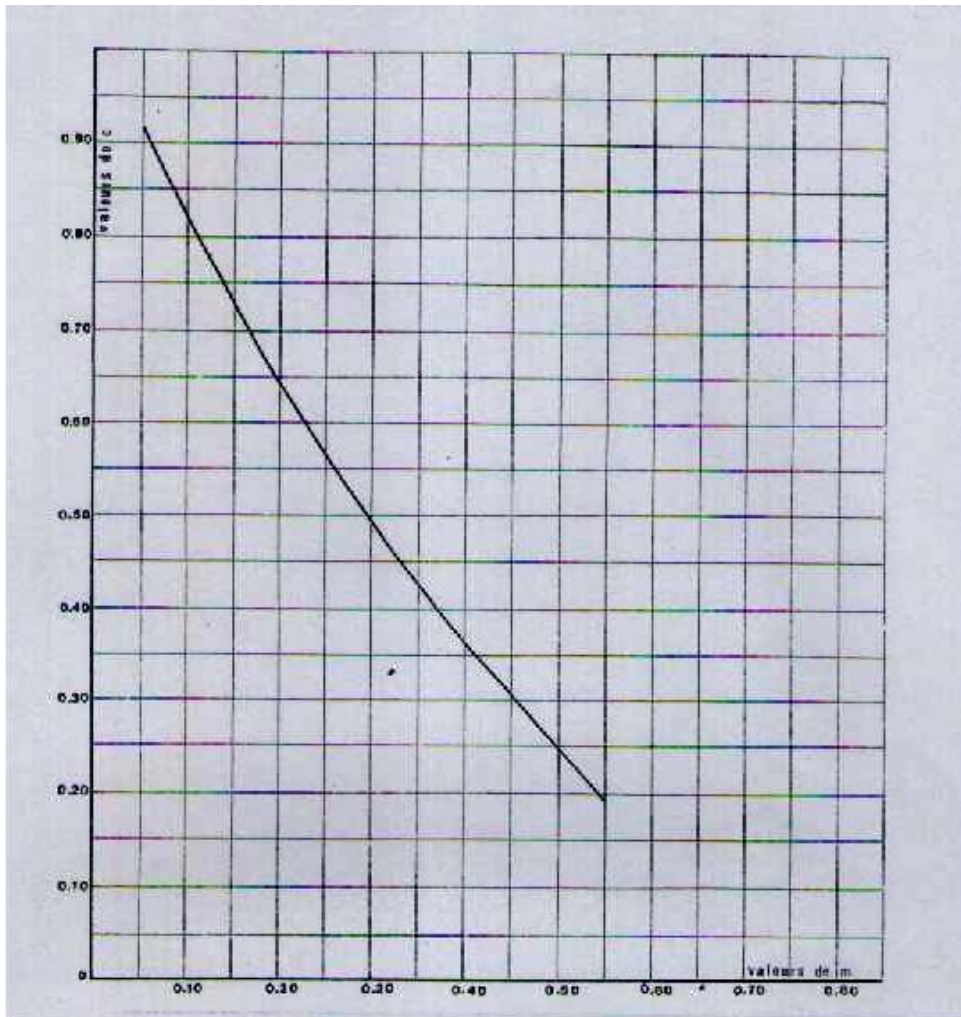
Annexe III : Les courbes des pompes



MNFRC8-V3.1.3

Annexes

Annexe IV : Les coefficients de perte de charge c et c' dans une tuyère



Références bibliographiques

Références bibliographiques

- [1] Joël. M. Zinsalo, «pompes et station de pompage», notions de cours, université d'Abomey Calavi, Benin.
- [2] BELGUELIL Nadjat, «Etude Comparative Du Point De Vue Fonctionnement Et Maintenance Des Installation De Pompage », Mémoire de Master, Université Mohamed Boudiaf- M'sila, 2015.
- [3] KOUILED Slimane et SAYAH Laid, «Investigation expérimentale du phénomène de cavitation dans les pompes», Master en Génie Mécanique, Université Kasdi Merbah–Ouargla, 2011.
- [4] Armando Lencastre, «Hydraulique générale», Edition Saint-Germain, 1991.
- [5] Otmani Abdeslam, «Contribution à l'étude de rénovation de la station de pompage d'eau de mer Alzinc-Ghazaouet», mémoire de master, université de Tlemcen, 2014.
- [6] Ministère de la coopération (République Française), «Les pompes et les petites stations de pompage» Société Grenobloise d'Etudes et d'Applications Hydrauliques SOGREAH, 1978.
- [7] KSB, «Détermination des pompes centrifuges».
- [8] Mathieu Jenny «Turbomachines - Applications aux énergies hydraulique et éolienne» université lorraine ,2017 - 2018
- [9] KADI Mohammed et GANA Djamal Eddine «étude et amélioration FMD d'une motopompe centrifuge» Mémoire Master, Université Ouargla, 2014
- [10] L'irrigation par pompage Guide-Plan No. 3, Aménagement des Eaux : Projet de Synthèse, PNABG597
- [11] Ecole inter-états d'ingénieurs de l'équipement rural, Burkina Faso, guide de conception-des stations de pompage
- [12] Ecole inter-états d'ingénieurs de l'équipement rural, Burkina Faso, memento-stations-de-pompage
- [13] Selmane Tahar et Ouramdane Younes « Revue bibliographique et applications numériques sur le phénomène du coup de bélier» mémoire de licence en hydraulique, université de Bouira, 2016
- [14] Amara Lyes, Modélisation et simulation numérique des écoulements transitoires en charge par la méthode des volumes finis, mémoire de magistère. Université de Biskra, 2013.

Références bibliographiques

- [15] GUERROUMI ADEL «étude de raccordement en eau potable des communes de Zemmouri et Boumerdes. (W.Boumerdes) » Ingénieur d'Etat en Hydraulique, ENSH-ARBAOUI Abdellah, 2012
- [16] KSB Régulation de pompes / Automatisation de pompes, Aktiengesellschaft, 2009
- [17] KOUILED Slimane et SAYAH Laid, Investigation expérimentale du phénomène de cavitation dans les pompes, mémoire de Master en Génie Mécanique, Université Kasdi Merbah–Ouargla, 2011
- [18] Ali BERREKSI « cours module : Hydraulique 3 Troisième Année (L3) Spécialité : Hydraulique Option : Hydraulique Urbaine » Université Abderrahmane Mira de Bejaia
- [19] Ministère des ressources en eaux, Algérienne des eaux, Zone de Tizi-Ouzou, Unité de production de Tilesdit/ Bouira, Document interne.
- [20] B. Bouzidi et A. Malek, Analyse Micro Economique des Systèmes Energétiques - Station de Pompage, Centre de Développement des Energies Renouvelables, Algérie, 2003.

Chapitre I.
Généralités sur les
pompes et les
stations de
pompage

Chapitre III.
Diagnostic
de bon

fonctionnemen
t de la station

(performances
et cavitation)

Chapitre IV

Diagnostic

technico-

économique

Chapitre V :

Diagnostic de la

protection de station

contre le coupe

de bélier

Chapitre VI.

Régulation du

des pompes

centrifuges

Chapitre II :

La description

générale de la

station de

pompage étudié