N° ordre : …….
N° serie : …….

Université Kasdi Merbah Ouargla
Faculté des hydrocarbures énergies renouvelables et science de la terre et de l'univers

Département de forage et MCP

MEMOIRE
Pour obtenir le Diplôme de master
Filière : Hydrocarbures
Spécialité : Mécanique des chantiers pétroliers

Thème

Etude de l'installation d'aspiration de pompe centrifuge 10X18BF

Présente par :

- **Kemassi Hamza**
- **Boukhezza Mohammed Lamari**
- **Hamdi Ala Eddine**

Devant le jury :

Nom et Prénoms:	Qualité :
Merabet Houcine	Présidente
Bouchireb Abdleouhab	Examinateur
Rezaiguia Yamina	Encadreur

Année Universitaire : 2020/2021

Remerciements

Au premier temps, nous tenons à remercier le bon Dieu, qui

Nous a donné la force et le courage pour effectuer ce mémoire de fin d'études.

Nous adressons nos vifs remerciements à Mme. Rezaiguia Yamina notre

Encadreur qui nous a orientés durant l'élaboration de ce travail. Nous adressons également nos remercîments aux examinateurs pour

Avoir accepté de juger notre travail, que soient remerciés

tousnos enseignants durant toutes nos années d'études.

Enfin, nous n'oublions pas à remercier le personnel du

départementde forage et MCP et tous ceux qui nous ont aidé à

L'élaboration de ce modeste travail.

Dédicase

Je dédie ce modeste travail à :

A toute ma famille et surtout à mes parents qui m'ont aidé à sur monter plusieurs épreuves.

A toute la famille Kemassi, Hamdi, Boukhezza.

A mes frères, ma sœur et mes cousins.

A mes professeurs du département hydrocarbure.

A toute mes collègues de la promotion, et mes ami(e)s.

ملخص

تعتبر المضخات ، مثلها مثل الآلات من الأجزاء الرئيسية التي تعطي الحياة لوحدات النفط والغاز ؛ يجب أن يخضع اختيارهم وتركيبهم لعناية خاصة من جانب خدمات الدراسة.

عندما يتم امتصاص سائل في أنبوب ،يحدث انخفاض في الضغط ، يودي هذا الانخفاض في الضغط إلى انخفاض ضغط السائل إلى ما دون ضغط البخار المشبع ، يؤدي الى انتاج البخار ، وهذا ما يسمى بظاهرة التكهف.

لتجنب هذه المشكلة وتحسين نطاقات استخدام المضخات يمكننا التصرف بعدة طرق، مثل:

تحسين NPSH من المضخات.

انخفاض في شفط المضخة وزيادة في ضغط الشفط.

انخفاض ضياعات الطاقة داخل انبوب الشفط.

الكلمات المفتاحية : مضخة الضغط المركزي, شبكة الشفط ,شرط التشغيل السليم.

Résumé

Les pompes autant que machines, sont les pièces maitresses qui activent les unités de pétrole ; leurs choix et leurs installations doivent être effectués avec soins, tout en particulier par les servies d'études, de même leurs entretiens requièrent des spécialistes très qualifiées, afin qu'elles Puissent fonctionner dans les meilleurs conditions.

Lorsque l'on aspire un liquide dans une conduite on crée une dépression, si cette baisse de pression fait descendre la pression du liquide au-dessous de sa pression de vapeur saturante, le liquide se met en ébullition (production de vapeur), dit la cavitation.

Pour éviter ce problème et améliorer les plages d'utilisation des pompes on peut agir de plusieurs façons, telles que :

L'Amélioration du NPSH des pompes.

La diminution de l'aspiration de la pompe et l'augmentation de pression d'aspiration.

La réduction de la perte de charge dans la tuyauterie d'aspiration.

Mots clés : pompe centrifuge ; installation, condition de bon fonctionnement.

Abstract

Pumps as well as machines are the main parts that activate the oil units; their choice and installation must be carried out with care, especially by the design departments, and their maintenance requires highly qualified specialists, so that they can work in the best conditions.

When a liquid is sucked into a pipe, a vacuum is created. If this pressure drop causes the pressure of the liquid to fall below its saturation vapour pressure, the liquid boils (produces vapor), known as cavitation.

To avoid this problem and to improve the operating ranges of the pumps, several actions can be taken, such as

Improving the NPSH of pumps.

Decreasing pump suction and increasing suction pressure.

Reduction of pressure drop in the suction pipe.

Key words: centrifugal pump; installation, operating condition.

Sommaire

Remerciements

Résumé

Liste des figures

Liste des tableaux

Nomenclatures

Introduction général ……. …… …….. (1)

Chapitre 1 : Généralités sur les pompes

I-1-Introduction…….……...(2)

I -2-les pompes volumétrique ……..……(3)

I -3- Les turbo-pompe ……..……(3)

I-4-Les pompes centrifuges …….....…(4)

I-4-1 Description d'une pompe centrifuge…….(5)

I-4-2 principe de fonctionnement……...(6)

I-4-3 Utilisation …….…(6)

I-4-4 Les équipements d'installation des pompe centrifuge…….….(7)

I-4-1- Les équipements d'aspiration de conduit…….(7)

I-4-2- Les équipements de refoulement de conduit (aval)…….…(9)

I-5-Caractéristiques des pompes……..(9)

I-5-1 Puissance de la pompe centrifuge ……..……..(9)

I-5-2 Rendement de pompe centrifuge ……...….(10)

I-5-3 vitesse spécifique ……...….(11)

I-5-4 pertes de charge ……..(12)

I-5-4-1 Pertes de charges régulières ……..…..(12)

I-5-4-2 Pertes de charge singulière…….…..(13)

I-5-5 Équation de Bernoulli …….(14)

I-5-6 La Hauteur manométrique totale de la pompe ……..….(14)

I-5-7 Le NPSH…….(15)

I-5-7-1 Le NPSH $_{requis}$ ……..……(15)

I-5-7-2 Le NPSH $_{Disponible}$ …….……(15)

I-5-8 Courbes caractéristiques des pompes centrifuges……...……(16)

I-5-8-1 La courbe Hauteur-Débit ……...….(16)

I-5-8-2 La courbe de puissance–Débit ……...….(16)

I-5-8-3 La courbe Rendement-Débit ……...(17)

I-5-8-4 Le NPSH……..(17)

I-6 Le point de fonction…….…(18)

I-7 Problème de cavitation……(18)

I-7-1 Définition de la Cavitation…….…(18)

I-7-2 Effets de la cavitation…….(19)

Chapitre II : Présentation de station SP1 Bis Djamaa

II-1 Introduction…….……(20)

II-2 Présentation de la station SP1 Bis Djamaa…….……(21)

II -3 Les pompes en sujet (10X18 BF) …….(23)

II-3-1 Description générale de la pompe 10X18 BF……..(23)

II-3-1-1 Corps de la pompe…….(23)

II-3-1-2 Arbre……..…(24)

II-3-1-3 Roues……..(24)

II-3-1-4 Anneaux d'usures des roue…….(24)

II-3-1-5 Anneaux d'usures du corps de la pompe, doussinets étranglements et obstruction... ……...……(25)

II-3-1-6 Chemise de l'arbre……...(25)

II-3-1-7 Manchons d'étanchéités…….....……(25)

II-3-1-8 Presse- garniture……..…….....……(26)

II-3-1-9 Paliers…….(26)

II-3-1-10 Plaque d'appui……...(26)

II-3-2 Caractéristique de la pompe 10X18 BF……...……(26)

II-4 La line d'aspiration et de refoulement de station SP1 bis ……...(28)

II-5 Conclusion……...(31)

Chapitre III : Les résultats et l'interprétation

III-1 Introduction……(32)

III-2 les caractéristiques de l'installation d'aspiration SP1 Bis……...(33)

III-2-1 les données de station…….(33)

III-3 Les lois relatives à l'installation d'aspiration (A → B)…….....(34)

III-3-1 Les pertes des charge totale ($\Delta H_{A.B}$)……...(34)

III-3-2 La hauteur manométrique de réseau……...(35)

III-3-3 Le $NPSH_{disp}$……..…(35)

III-3-4 La puissance hydraulique(utile)……..(35)

III-3-5 La puissance absorbée (mécanique)……...(35)

III-3-6 Le rendement……..(35)

III-4 Calcule d’après le point de fonctionnent……(40)

III-5 Les résultats et interprétation ……(40)

III-6 Conclusion…… ……...(41)

Conclusion général ……. …… …..... (42)

Bibliographie

Annexe

Liste de figure

Chapitre I

Figure I.1 : *Les différents classes des pompes……(2)*

Figure I.2 : *Pompe centrifuge avec sa roue……(3)*

Figure I.3 : *Pompe hélico- centrifuge avec sa roue……(4)*

Figure I.4 : *pompe axiale avec sa roue……(4)*

Figure I.5 : *pompe centrifuge monocellulaire ……(5)*

Figure I.6 *Schéma d'une pompe centrifuge……(5)*

Figure I.7 *évolution de la vitesse et de la pression dans la pompe……(6)*

Figure I.8 : *Simple Collecteur d'aspiration……(7)*

Figure I.9 : *Les joints et coude……(7)*

Figure I.11 : *Vanne manuelle……(8)*

Figure I.12 : *Exemple un Convergent……(8)*

Figure I-13 : *Equipement en aspiration et en refoulement d'une pompe……(9)*

Figure I.14 : *Schéma d'une pompe en charge……(14)*

Figure I.15: *La courbe Hauteur-Débit* [H_{mt} = f (Q_v)] ……(16)

Figure I.16: *La courbe de puissance* [P = f (Q_v)] ……(17)

Figure I.17: *La courbe de rendement* [Ƞ = f (Q_v)]……(17)

Figure.I.18 *Variation de NPSH requis et NPSH disponible avec le débit circulé par la pompe……(18)*

Figure I.19: *détermination de point de fonctionnement ……(18)*

Chapitre II

Figure II-1 *Carte de réseau de transport RTC Bejaïa. ……..…(21)*

Figure II-2 *Schéma de transit de pétrole brut à SP1 bis Djamaa……..……(22)*

Figure II-3 *la pompe principale de station SP1 (24/05/2016) ……..……(23)*

Figure II-4 *la pompe principale après ouverture. ……(24)*

Figure II-5 *le manchon……..…(25)*

Figure II-6 *les courbes de constructeur. ……(28)*

Figure II-7 *le premier point d'aspiration de station SP1……..…(29)*

Figure II-8 *vanne de la pompe 01A……..…(29)*

Figure II-9 *les 03 filtres d'aspiration……..…(30)*

Figure II-10*bac de stockage de brut……(31)*

Chapitre III

Figure III.1 *conduite d'aspiration de pompe 10X18 BF……..……(32)*

Figure III.2 *l'évolution de la hauteur manométrique en fonction de débit* $[H_{mt} = f(Q_v)]$*.(36)*

Figure III.3 *l'évolution charge nette absolue à l'aspiration en fonction de débit ……(37)*

Figure III.4 : *Courbe de puissance absorbée en fonction de débit* $[\ P_{abs} = f(\ Q_V)]$*……(38)*

Figure III.5 *Courbe de Rendement en fonction de Débit* $[\eta\ = f(\ Q_V)]$*…… …….(39)*

Liste des tableaux

Chapitre III

Tableau III.1 : Les valeurs des pression mésure (bar)…….…….(34)

Tableau III.2 : les valeurs de H_{mt} (m) …….……..(36)

Tableau III.3 : les valeurs de NPSH. ……..…….(37)

Tableau III.4 : les de la puissance absorbée (KW) ……...……...(38)

Tableau III.5 : les valeurs de rendement η (%).…….……..…...…(39)

Tableau III-6 : résultats des calcules au point de fonctionnement……...……(40)

Nomenclature

Symboles	*Désignations*	*Unités*
ρ	*Masse volumique*	kg/m^3
ν	*Viscosité cinématique*	m^2/s
μ	*Viscosité dynamique*	Pa.s
Re	*Nombre de Reynolds*	--
D	*Diamètre*	m
m	$Masse$	kg
V	$Volume$	m^3
P_u	*Puissance utile*	KW
P_a ou P_{abs}	*Puissance absorbée*	KW
P_{hyd}	*Puissance hydraulique*	KW
Q_V	*Débit volumique*	m^3/h
η_g	*Rendement globale*	%
n_s	*Vitesse spécifique*	tr/min
λ	*Coefficient de perte de charge linéaire*	--
ΔH_r	*Perte de charge régulières*	m or bar
ΔH_s	*Perte de charge singulière*	m or bar
L	*Longueur*	m
Z	*Hauteur*	m
H_{mt}	*Hauteur manométrique*	m
V_m	*Vitesse moyen*	m/s
T_V	*Tension de vapeur*	bar
P_R / P_A	*Pression a (l'aspiration et refoulement)*	bar
K	*Coefficient de perte de charge locale*	--
P_A(Houde)	*Pression de rouflement (Houde El Hamra)*	bar
P_B(SP1)	*Pression de rouflement (SP1 Bis Djamaa)*	bar
P_{asp}(SP1)	*Pression d'aspiration (SP1 Bis Djamaa)*	bar
NPSH	*Net Positive Succion Head*	m
D	*Diamètre*	m

S	*Section*	m
C	*Le couple*	N.m
n	*Nombre de tour*	tr/min
w	*Vitesse de rotation*	rad/s

Introduction générale

La durée de vie des pompes dans une station de pompage dépend de plusieurs facteurs, dont certains sont liés directement aux conditions de pompage et d'alimentation.

Une mauvaise exploitation de ces stations peut causer un fonctionnement anormal aux pompes et qui par suite, entrainera l'apparition de certaines anomalies provoquant la détérioration des constituants de la pompe (roue, palier,……etc.).

Ces dégradations influent sur leur durée de vie, notamment celles, utilisées dans l'industrie et l'agriculture.

Pour vérifier ces conditions nous avons étudié l'installation d'aspiration de **SP1 Bis** Djamaa pour la construction des courbes de réseau et des courbes caractéristiques de la pompe **10X18BF**

Le présent travail s'intéresse donc à l'étude des caractéristiques de débit et de pression de cette pompe, en déterminant sa courbe de fonctionnement, puis la comparer avec la courbe du réseau, ce qui permet de trouver le point de fonctionnement du système pompe- réseau.

L'objectif de cette étude est de trouver le débit nécessaire pour le fonctionnement de la pompe dans les meilleures conditions et sans cavitation.

Pour accomplir le but de ce travail, ce mémoire est organisé de la manière suivante.

Le premier chapitre présente les généralités, et le deuxième chapitre est consacré à la présentation de la problématique étudiée. Finalement, les résultats et l'interprétation ont lieu dans le troisième chapitre.

Chapitre I :

Généralités sur les pompes centrifuges

I -1- Introduction

On appelle pompe du nom italien « POMPA » toutes machines hydrauliques qui a pour fonction de déplacer un liquide d'un point vers un autre et transformer se liquide d'une basse pression vers à haute pression. Son fonctionnement consiste à produire une différence de pression entre l'aspiration et le refoulement à l'aide des organes actif (piston, roue, palettes...etc.) de la pompe. Du point de vue physique, la pompe transforme l'énergie mécanique en énergie hydraulique. [1]

Il existe un très grand nombre de types de pompes et classes à forme deux grandes types :

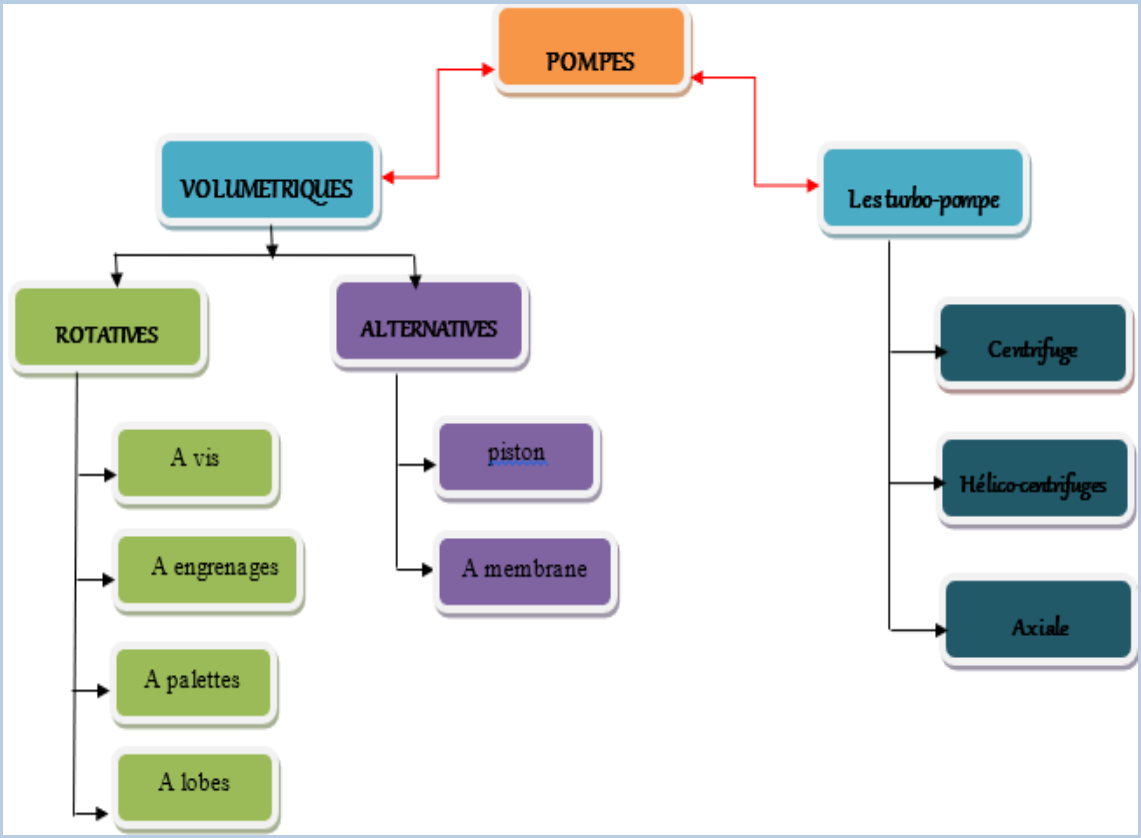


Figure I-1 : *Les différents classes des pompes* [1]

I -2-les pompes volumétrique

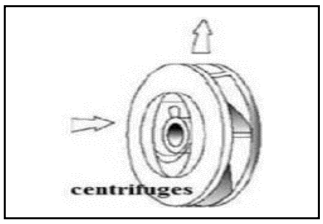
Une pompe volumétrique est une pompe dans laquelle une certaine quantité de fluide « Emprisonnée » est forcée à se déplacer jusqu'à l'orifice de sortie et il comprenant les pompes alternatives (à piston, à diaphragme, ...) et les pompes rotatives (à vis, à engrenage, à palettes, hélicoïdales, péristaltiques ...).[1]

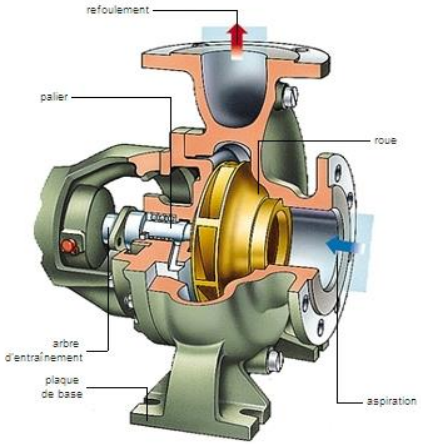
I -3- Les turbo-pompes

Le principe de fonctionnement d'une turbo-pompe consiste à augmenter le moment cinétique, par la circulation du liquide au moyen d'une roue (impulseur) fixée sur un arbre tournant, mais d'une manière invariable suivant la rotation du rotor.[1]

a) Les pompes centrifuges :

Le fluide pompé est aspiré axialement dans la pompe, puis refoulé radialement. Ce type de pompes est utilisé pour le cas d'une hauteur d'élévation importante (plusieurs dizaines de mètres).





.

Figure I.2 : *Pompe centrifuge avec sa roue* [1]

b) Pompes à hélices (axial) :

Le fluide pompé est aspiré et refoulé axialement. Ces pompes refoulent à des hauteurs réduites (quelques mètres) de très hauts débits (plusieurs centaines de litres à la seconde).

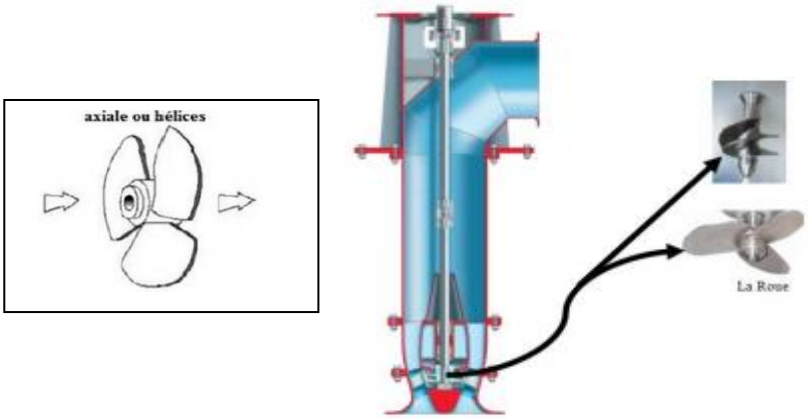


Figure I.4 : *pompe axiale avec sa roue* [1]

c) <u>Hélico-centrifuges :</u>

Ce type est intermédiaire entre les deux précédents. Le flux résulte de la composition des flux axial et radial.

Figure I.3 : *Pompe hélico- centrifuge avec sa roue* [1]

I -4- Les pompes centrifuges

Une pompe centrifuge est une machine rotative qui sert a véhiculé un liquide d'un point à un autre, d'une basse pression a une haute pression, le mouvement du liquide résulte de l'accroissement d'énergie qui lui est communiqué par la force centrifuge.[3]

$$P_A \text{ (Aspiration)} < P_B \text{ (Refoulement)}$$

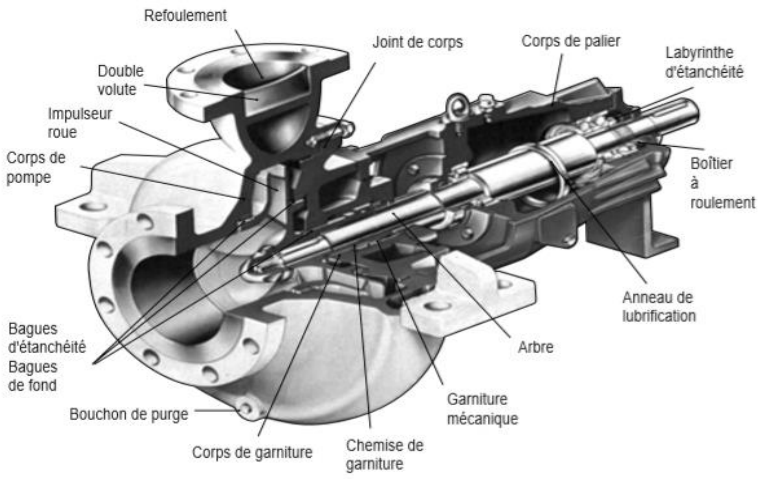


Figure I.5 : *pompe centrifuge monocellulaire* [3]

I-4-1 Description d'une pompe centrifuge

Dans le cas le plus général la pompe centrifuge comprend :

I-4-1-1 une roue : une roue garnie d'un certain nombre d'aubes ou ailes ; son rôle est de transmettre à chaque masse de fluide de 1Kg, qui traverse, le travail utile W_A ;

I-4-1-2 un diffuseur : un diffuseur garni lui aussi d'ailettes. Le diffuseur fait partie du bâti ou stator de la machine. Nous verrons que son rôle consiste à réduire la vitesse du fluide après sa sortie de la roue ;

I-4-1-3 une volute : une volute qui canalise le fluide sortant du diffuseur vers la tubulure de sortie.

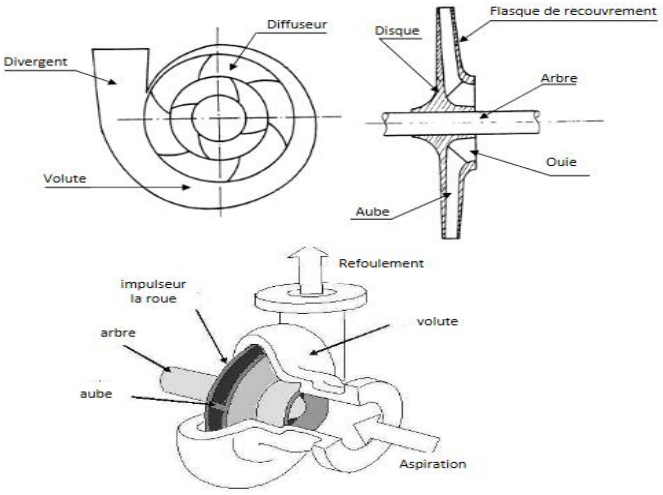


Figure I.6 *Schéma d'une pompe centrifuge.*[3]

I-4-2 principe de fonctionnement

On peut décomposer le fonctionnement en deux étapes :

L'aspiration : Le liquide est aspiré au centre de la roue par une ouverture appelée distributeur dont le rôle est de conduire le fluide depuis la conduite d'aspiration jusqu'à la section d'entrée de la roue.

La pompe étant amorcée, c'est à dire pleine de liquide, la vitesse du fluide qui entre dans la roue augmente et par conséquent la pression dans l'ouïe diminue et engendre ainsi une aspiration et maintient l'amorçage.

Le refoulement : La roue transforme l'énergie mécanique appliquée à l'arbre de la machine en énergie cinétique.

A la sortie de la roue, le fluide se trouve projeté dans la volute dont le but est de collecter le fluide et de le ramener dans la section de sortie.

La section offerte au liquide étant de plus en plus grande, son énergie cinétique se transforme en énergie de pression.[1]

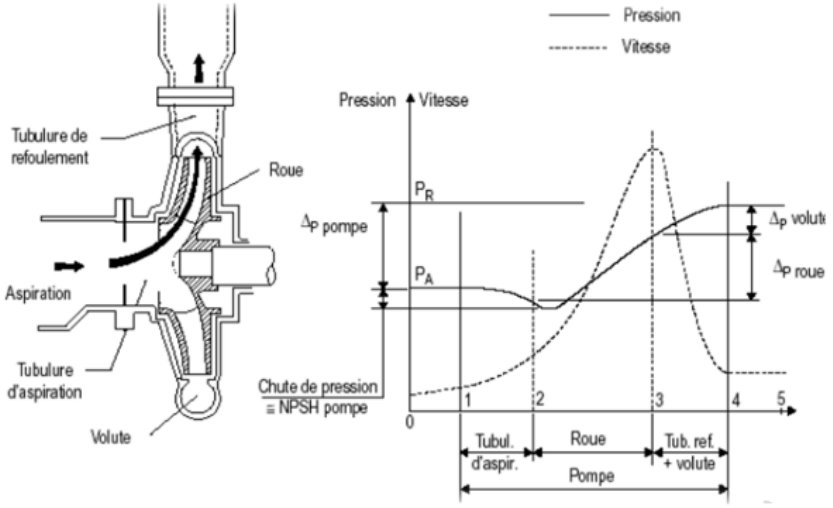


Figure I.7 *évolution de la vitesse et de la pression dans la pompe* [3]

I-4-3 Utilisation

La pompe centrifuge est au centre de toute installation hydraulique. Utilisée dans le domaine environnemental, elle sert à des projets de grande envergure : approvisionnement en eau potable, irrigation et transfert d'eau, captage et dessalement d'eau maritime. Dans le secteur industriel, elle permet efficacement de résoudre les problèmes de captage, de refroidissements et de lavage. Dans le domaine de l'énergie elle permet d'assurer le bon fonctionnement du système anti-incendie.[1]

I-4-4 Les équipements d'installation des pompe centrifuge

I-4-4-1 Les équipements d'aspiration de conduit (amont) :

L'eau à élever arrive à la station par une conduite que l'on relie directement au collecteur d'aspiration de l'usine d'où partent les aspirations des pompes, il n'existe aucune bâche à la station. [4]

a) Collecteur d'aspiration :

Figure I.8 : *Simple Collecteur d'aspiration* [4]

b) Joints et coudes :

Si la conduite d'aspiration est en dépression**,** les joints pour supprimer toute possibilité d'entrée d'air et éventuellement d'entrée d'agent polluant.

D'autre part les coudes il permet de changements de direction du conduit.

Figure I.9 : *Les joints et coudes* [4]

c) Vanne d'aspiration :

Une vanne montée à l'aspiration de la pompe permet d'isoler la pompe pour les travaux d'entretien ou démontage. Les vannes utilisées peuvent être soit des vannes à opercule avec presse-étoupe hydraulique, soit des vannes papillon.

Figure I.11 : *Vanne manuelle* [4]

d) Convergent d'aspiration :

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

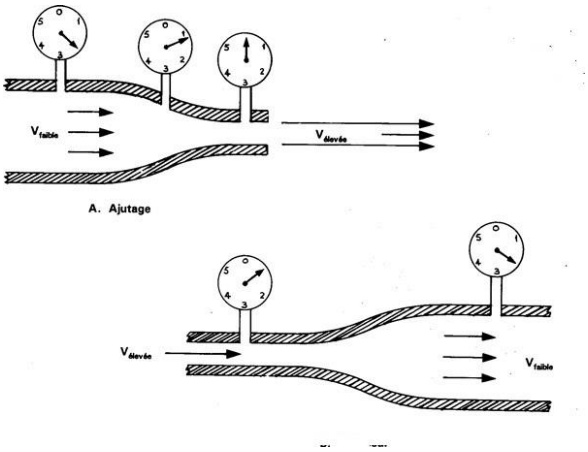


Figure I.12 : *Exemple un Convergent* [4]

e) Débitmètres :

Il permet la mesure du débit de fluide

f) Manomètres :

Il permet la mesure de la pression

I-4-4-2 Les équipements de refoulement de conduit (aval)

a. Joint de raccordement
b. Divergent
c. Clapet de refoulement
d. Vanne de refoulement
e. Conduite ou collecteur de refoulement
f. Débitmètres
g. Manomètres

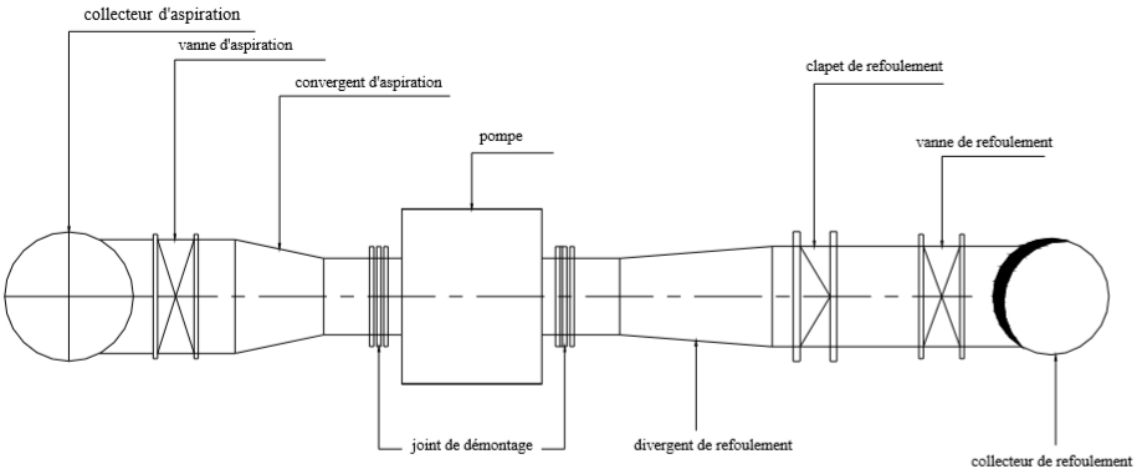


Figure I-13 : *Equipement en aspiration et en refoulement d'une pompe* [4]

I-5 Caractéristiques des pompes Centrifuges

I-5-1 Puissance de la pompe centrifuge :

La puissance disponible au niveau de l'arbre d'entérinement de la roue de la pompe est la puissance absorbée P_a de cette pompe. [2]

- Puissance absorbée (Puissance mécanique d'entrée)

$$P_a = C.\omega = C.\frac{n\pi}{30} \quad \text{(I-1)}$$

La puissance transmise au fluide et ce du part de la pompe est appelée puissance hydraulique utile P_u

- Puissance hydraulique (puissance utile)

$$P_u = \rho \cdot g \cdot Qv \cdot HMT \quad \text{(I-2)}$$

I-5-2 Rendement de pompe centrifuge :

Le rendement de la pompe est le rapport entre la puissance hydraulique (reçue par le liquide) et la puissance mécanique fournie à la pompe. Ce rendement varie en fonction du débit. Il est représenté par une courbe fournie par le constructeur de la pompe. Le rendement permet de déterminer la puissance sur l'arbre connaissant la puissance hydraulique.[5]

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

Les rendements maximaux sont de l'ordre de :
-70 % pour les pompes procédant à 3000 tr/min
- 80 % pour les pompes procédant à 1500 tr/min
- 80 % pour les pompes de forte puissance
- 50 à 60 % pour les petites pompes.

Rendement globale **:** $$\eta_g = \frac{P_u}{P_a} \quad \text{(I-3)}$$

P_u : Puissance utile

P_a : Puissance totale absorbée

Rendement mécanique : $$\eta_{méc} = \frac{P_i}{P_a} \quad \text{(I-4)}$$

P_i : Puissance interne

Rendement par frottement interne : $$\eta_{fi} = \frac{P_i - P_{fi}}{P_i} \quad \text{(I-5)}$$

P_{fi} : Puissance par frottement sur disques et sur cylindres.

Rendement volumétrique $$\eta_V = \frac{Q}{Q_i} \quad \text{(I-6)}$$

Q_i : Débit interne traversant la roue = $Q + q_{g0} + q_p$

q_{gO} et q_p : Respectivement débit dans les garnitures d'ouïe et le piston

Rendement hydraulique : $\eta_h = \frac{P_{ur}}{P_r}$ (I-7)

P_{ur} : Puissance utile transmise au fluide par la roue = $Q_i \,.\, \rho .\, h$

P_r : Puissance brute transmise au fluide par la roue = $P_i - P_{fi}$

Rendement global : il est égal aux produits des rendements partiels cités précédemment : $\eta_g = \eta_{méc} \,.\, \eta_{fi} .\, \eta_V \,.\, \eta_h$ (I-8)

I-5-3 vitesse spécifique :

La vitesse spécifique d'une pompe est définie comme la vitesse d'une pompe géométriquement similaire qui fournirait une quantité unitaire (un mètre cube de liquide par seconde) contre une tête unitaire (un mètre). Il est noté Ns. La vitesse spécifique est une caractéristique des pompes qui peut être utilisée comme base pour comparer les performances de différentes pompes.[5]

$$n_s = n \frac{\sqrt{Q_V}}{H^{3/4}} \quad \text{(I-9)}$$

Si $20 < n_s < 100$ tr/min c'est une pompe centrifuge.

La vitesse spécifique nous permet de :

- faire la classification hydraulique des pompes.
- comparer les différents types des roues.
- d'étudier des grandes pompes, en utilisant les modèles réduits.
- le choix de la pompe la plus adapte pour la condition bien déterminée.

I-5-4 pertes de charge :

- Les pertes de charge sont des chutes de pression dues à la résistance que rencontrent les fluides en écoulement : les actions de cisaillement occasionnent en effet des pertes énergétiques.[4]
- Les pertes de charge peuvent être :

  - ✓ Linéiques ou régulières : elles correspondent alors à l'écoulement le long des conduites.

- ✓ Singulières : elles se manifestent sur les pièces spéciales qui modifient la direction ou la section de passage du fluide (raccord, T, vannes, soupapes, etc.).[4]

I-5-4-1 : Pertes de charges régulières : ΔH_r

Soit un écoulement permanent d'un liquide dans une conduite de diamètre D. La perte décharge entre deux points séparés d'une longueur (L) est de la forme :

$$\Delta H_r = \lambda . L . \frac{V_m^2}{D . 2g} \qquad \textit{En fonction de hauteur (m)} \qquad \text{(I-10)}$$

$$\Delta H_r = \lambda . L . \rho . \frac{V_m^2}{D . 2} \qquad \textit{En fonction de pression (pascal)} \qquad \text{(I-11)}$$

Pour déterminer le coefficient de perte de charge régulière λ, on fait souvent appel à des formules empiriques tel que :

$$R_e = \frac{VD}{\nu} = \frac{\rho VD}{\mu} = \frac{4Q\rho}{D\pi\eta} \qquad \text{(I-12)}$$

Si Re< 2400 le régime est laminaire

Si 2400 <Re< 3200 le régime est transitoire

Si Re> 3200 le régime est turbulent

- ✓ Si l'écoulement est laminaire, nous avons la loi de (Poiseuille) :

$$\lambda = \frac{64}{R_e} \qquad \text{(I-13)}$$

- ✓ Si l'écoulement est turbulent, on a deux cas :

Conduites lisses : Re<10^5:on a la loi de (BLASIUS) :

$$\lambda = 0.316\ Re^{\frac{-1}{4}} \qquad \text{(I-14)}$$

Re>10^5 : on a la loi de (Karman-Nikuradze)

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2\ln\left(R_e\sqrt{\lambda}\right) - 0.8 \qquad \text{(I-15)}$$

Conduites rugueuses :

λ est fonction de Re et de la rugosité relative $\frac{\varepsilon}{D}$. Pour des rugosités très importantes, λ est même essentiellement fonction de la rugosité.

Le diagramme de Moody est un abaque permettant de regrouper l'ensemble des régimes d'écoulement : les variables utilisées sont λ, Re et $\frac{\varepsilon}{D}$. [4]

I-5-4-2 : Pertes de charge singulière : ΔH_s

Les pertes de charge sont à peu près proportionnelles au carré de la vitesse. Donc nous allons utiliser la forme suivante d'expression :

$$\Delta H_s = K.\frac{V_m^2}{\rho g} \quad \text{(en fonction de hauteur (m))} \qquad \text{(I-16)}$$

$$\Delta H_s = K.\frac{V_m^2.\rho}{2} \quad \text{(en fonction de pression (bar))} \qquad \text{(I-17)}$$

Ces sont des pertes de charges provoquées par un changement de direction, un changement de diamètre et accessoire, (vanne, raccord, coude, robinet, valve, filtre …etc.)

Avec K : coefficient dépendant de la nature de la résistance locale (module de perte de charge). [4]

Exemple :

$K_{robinet}$ = 2,0 / K_{vanne} = 1,0 / K_{coude} = 1,5 / K_{valve} = 6

L'avantage est de relativiser directement l'importance des pertes de charge singulières par rapport aux pertes de charge régulières et de faciliter le calcul du circuit lorsque les conduites sont toutes de même diamètre :

$$\Delta H = \Delta H_s + \Delta H_r \qquad \text{(I-18)}$$

I-5-5 Équation de Bernoulli :

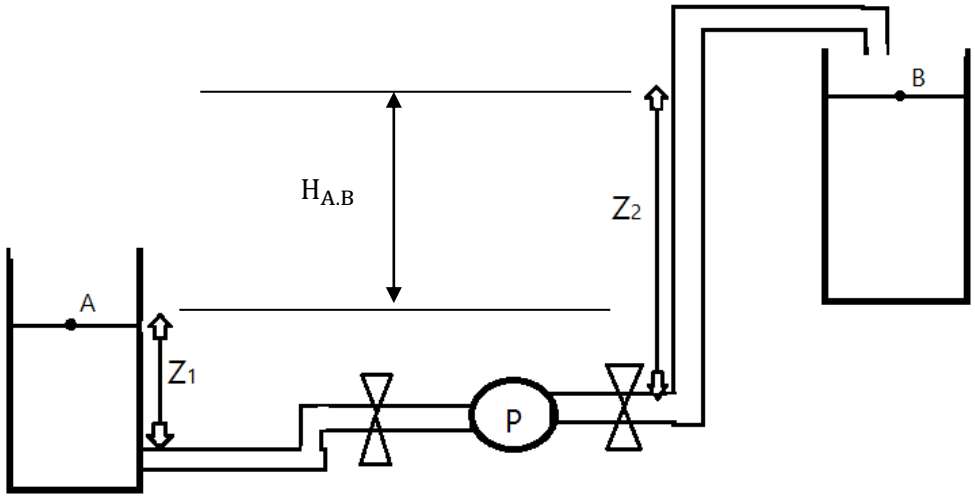


Figure I.14: *Schéma d'une pompe en charge* [2]

$$Z_1 + \frac{V_A^2}{2g} + \frac{P_A}{\rho.g} = Z_2 + \frac{V_B^2}{2g} + \frac{P_B}{\rho.g} + \Delta H_{A,B} \qquad \text{(I-19)}$$

$\Delta H_{A,B}$ **:** c'est l'ensemble des pertes de charge entre (1) et (2) exprimé en hauteur,

Les pertes de charge peuvent être exprimées en pression ($\Delta H_{A,B} = \rho.g.\ H_{A,B}$). [1]

I-5-6 La Hauteur manométrique totale de la pompe :

La HMT est la pression totale que doit fournir une pompe, Cette hauteur est la différence entre la hauteur totale du liquide au refoulement H_R et la hauteur totale à l'aspiration H_A.[1]

$$H_{mt} = H_B - H_A \qquad \text{(I-20)}$$

$$H_B = Z_B + \frac{P_B}{\rho.g} + \frac{V_B^2}{2g} \quad \text{et} \quad H_A = Z_A + \frac{P_A}{\rho.g} + \frac{V_A^2}{2g} \qquad \text{(I-21)}$$

Avec

$$\frac{V_A^2}{2g} = 0\ ,\ \ P_A = 1\ \text{atm},\ \ P_B = 1\text{atm}$$

Alors

$$H_{mt} = \frac{V_B^2}{2g} + H_0 \qquad \text{(I-22)}$$

$$H_0 = Z_B - Z_A \quad \text{(I-23)}$$

I-5-7 NPSH (Net Positive Succion Head):

On définit le NPSH par Net Positive Succion Head (charge nette absolue à l'aspiration) Ceci dit que le liquide qui aborde l'impulseur de la pompe centrifuge, doit être animé par une vitesse spécifique suffisante pour pénétrer la roue, et sa pression à l'entrée de pompe doit être supérieure à la tension de vapeur Tv pour une température donnée.

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

- De la pompe NPSH requis.
- De l'installation NPSH disponible. [6]

I-5-7-1 Le NPSH $_{requis}$:

NPSH requis est la valeur minimale de NPSH à partir de laquelle la pompe fonctionne sans cavitation, cette valeur sera donnée par le constructeur. Le NPSH $_{requis}$ augmente avec le débit Q_v. [6]

I-5-7-2 Le NPSH $_{Disponible}$:

La valeur $NPSH_{disp}$ représente la différence de pression disponible entre la pression totale au milieu de la bride d'entrée de la pompe et la tension de vapeur, Tv (également appelée hauteur de saturation), mesurée comme hauteur manométrique en m. Cette valeur est en quelque sorte une mesure du risque d'évaporation à cet endroit et n'est définie que par les caractéristiques de l'installation et du fluide transporté.[6]

Soit pour une installation en charge :

$$NPSH_{disp} = \frac{P_A - T_V}{\rho g} - (H_{asp} + \Delta H_{asp}) \quad \text{(I-24)}$$

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

$NPSH_{disp} \leq NPSH_{requis}$ → avec cavitation.

$NPSH_{disp} > NPSH_{requis}$ → sans cavitation.

I-5-8 Courbes caractéristiques d'une pompe centrifuge

Pour une vitesse de rotation donnée (N tour/min) une pompe est fournie par le constructeur avec les courbes caractéristiques suivantes : [7]

I-5-8-1- La courbe Hauteur-Débit :

On trace cette courbe réelle à partir de la courbe théorique par soustraction des pertes d'énergie. Cette courbe montre la variation de la pression ou hauteur en fonction du débit, ce qui permet aux exploitants d'obtenir la pression désirée par une simple manœuvre de la vanne de refoulement, ce qui change le débit. On note que cette courbe est valable pour une vitesse constante.

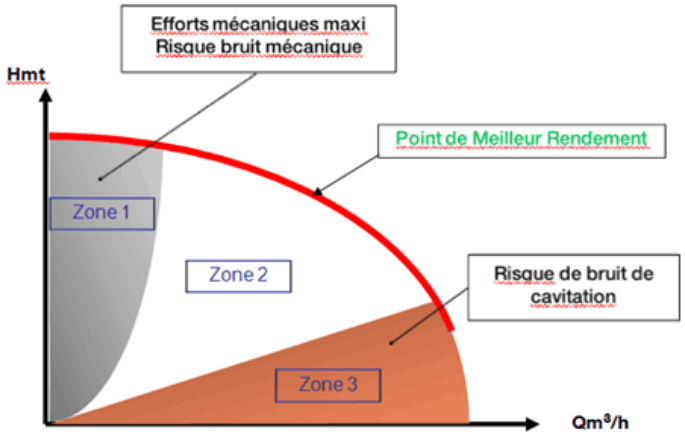


Figure I.15: *La courbe Hauteur-Débit* [$\mathbf{H_{mt}}$ = f ($\mathbf{Q_v}$)] [7]

I-5-8-2 La courbe puissance–débit :

Elle représente la puissance absorbée par l'arbre de la pompe. Ce qui permet de faire le choix du moteur qui convient. Elle démarre avec une puissance minimale qui s'explique par la caractéristique des moteurs qui développent leur puissance progressivement.

Figure I.16: *La courbe puissance-débit* [P = f (Q_v)] [7]

I-5-8-3 La courbe Rendement-Débit :

Elle montre l'efficacité de la pompe. Elle se définit comme étant le rapport entre la puissance utile et la puissance absorbé par l'arbre.

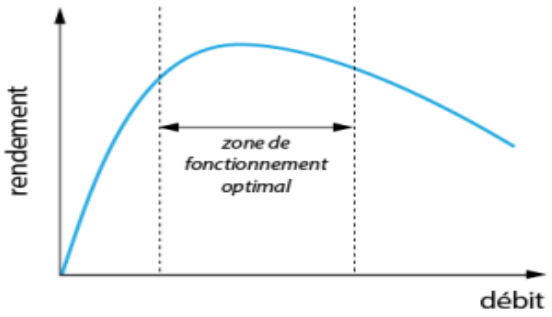


Figure I.17: *La courbe rendement-débit* [Ƞ] = f (**Q_v**] [7]

I.5.8.4 NPSH **(Net Positive Succion Head):**

Une pompe fonctionne dans des conditions d'aspiration d'autant meilleures que la différence $NPSH_d$ - $NPSH_r$ est grande **(*Figure. I.18*).** On estime nécessaire de se réserver une marge de sécurité de 0,5 m et donc d'avoir : $NPSH_d > NPSH_{requi} + 0.5$

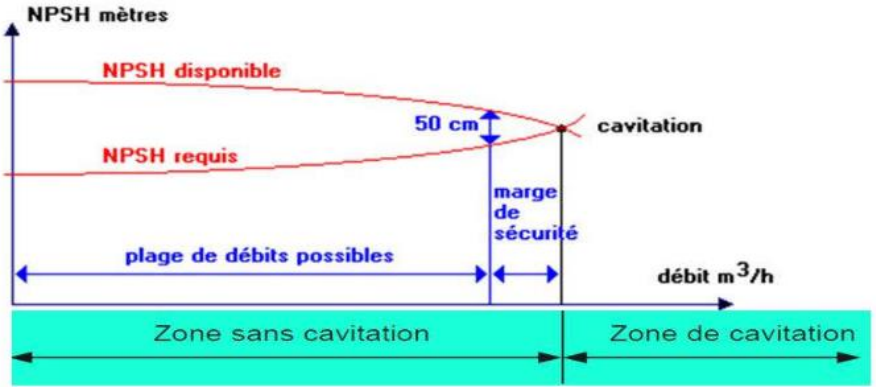


Figure. I.18 *Variation de NPSH requis et NPSH disponible en fonction de débit* [7]

I-6 Le point de fonctionnement

On définit le point de fonctionnement de la pompe par la méthode graphique, elle consiste à tracer sur le même graphe les deux courbes courbe de la pompe fournie par le constructeur, et la courbe de réseau, le point d'intersection F des deux courbes donne la hauteur fournie par la pompe HMT et le débit Q que l'on peut évacuer.

comme l'indique la figure suivante.[7]

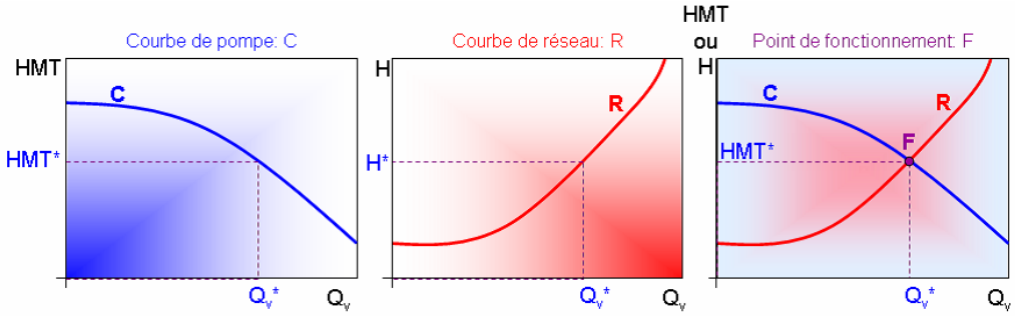


Figure I.19: *détermination de point de fonctionnement* [7]

I-7 Problème de Cavitation [6]

I-7-1 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 liquide 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.

En d'autres termes, C'est la formation de bulles de vapeur au sein d'un milieu liquidien initialement homogène lors d'une baisse brutale de la pression, à température constante.[6]

I-7-2 Effets de la cavitation

a) **Bruit de cavitation :** La toute première manifestation de la cavitation est l'apparition d'un bruit, plus ou moins fort selon son développement.
b) **Pertes de performances :** Pour des poches de vapeur encore plus développées, les pompes subissent des chutes de leurs performances (hauteur totale d'élévation, rendement, puissance) qui les rend inutilisables.
c) **Vibration :** Des vibrations entraînant une usure prématurée des paliers et de la butée et, à la limite, une rupture de l'arbre due au balourd hydraulique créé par un remplissage inégal en liquide de chaque canal de la roue.
d) **Erosion :** L'érosion de cavitation se caractérise par un aspect rugueux de la surface attaquée. Elle est en fait le résultat d'un martèlement répété provoqué par des ondes de chocs issus de l'implosion de cavités de vapeur. Cette charge répétée du matériau va provoquer des microfissures.[6]

Chapitre II :

Présentation de station SP1 Bis Djamaa

II-1 Introduction

Les métiers de base de Sonatrach portent sur toute a chaîne des hydrocarbures, en commençant par la recherche et l'exploration, jusqu'à la transformation des hydrocarbures et leur commercialisation aux consommateurs finaux.

Il est possible de regrouper ces métiers en quatre activités globales :

- L’amont pétrolier.
- L’aval pétrolier.
- Le transport par canalisation.
- La commercialisation des hydrocarbures et des produits pétroliers.

Lieu des 04 Stations de Pompage :

1. SP 1bis Djamaa Wilaya d'El Oued.
2. SP 2 El Outaya Wilaya de Biskra.
3. SP3 Chef Lieu Wilaya de Msila.
4. SBM Béni Mansour Wilaya de Bejaia.

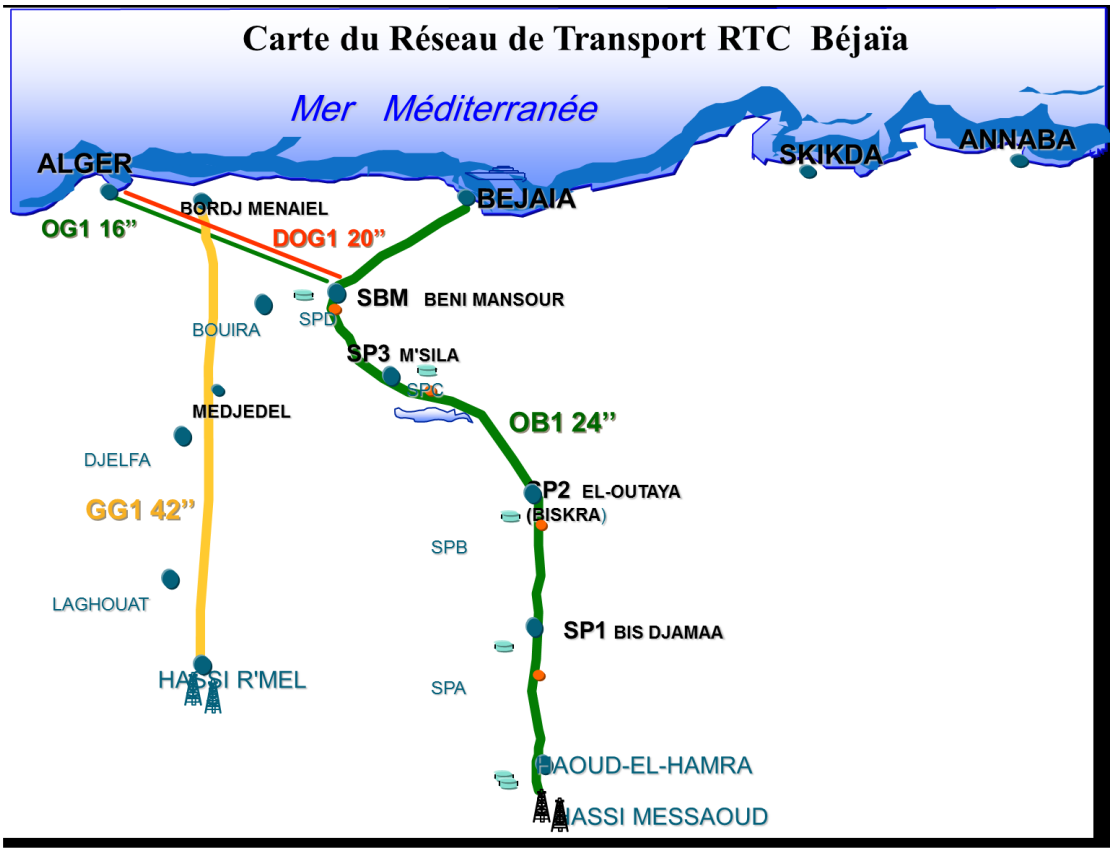


Figure II-1 *Carte de réseau de transport RTC Bejaïa* [9]

II-2 Présentation de la station SP1 bis Djamaa

La station SP1 Bis (Djamaa) est comme les autres stations, leur but est de pomper le pétrole brut, arrivé de HEH (Haoud El Hamra) et le diriger vers SP2 (Biskra).

Pour ce but, la station doit être équipé par un groupe des équipements nécessaires, ce sont les pompes.

Ces pompes absorbent une grande puissance pour mise en service, ce point fait l'appel à un autre équipement : la turbine. (Les turbines installées dans le milieu sud sont généralement des turbines à gaz, grâce à la disponibilité de ce dernier dans le milieu sud). La turbine peut génère une puissance suffisante pour alimenter la pompe précédente.

Après la détermination de la machine génératrice de l'énergie (la turbine). Le problème maintenant est d'alimenter la turbine par le carburant, et pour ça la station sp1 bis a un skid gaz (le gaz est utilisé pour le démarrage de la turbine et pour leur fonctionnement normal après l'allumage).

Dans un site industriel l'énergie électrique est indispensable pour l'éclairage, alimentation des automates et les micro-ordinateurs, alimentation des compresseurs et pompes, garantie du bon

fonctionnement des systèmes auxiliaires... 02 sources d'énergie électrique pour la station sp1 bis sont disponibles : le premier choix est l'obtention de cette énergie de la société national Sonelgaz par un réseau de transport spécial, le deuxième choix et la production immédiate sur site grâce à 02 turbo-alternateurs (c'est le cas normal de service).

En cas d'absence des 02 précédentes options, 02 groupes électrogènes sont installé dans la station, le premier est pour alimenter la base de vie et l'autre pour les auxiliaires de turbo-alternateur.

La commande des vannes régulatrices ou les vannes d'isolement, le système d'auto-nettoyage des filtres des turbines ainsi l'utilisation domestique de l'air (soufflage...) s'effectué par l'air, donc on a besoin à un pression et débit d'air dans un réseau spécial. La station sp1 bis a 03 compresseurs pour cette tâche.

Le système de lutte contre l'incendie contient un réseau des tubes, un bac d'eau et 04 pompes (l'une électrique et l'autre diesel avec 02 pompes jockey).

Il y a 02 bacs dans la station : bac de détente et bac d'eau, le bac de détente est pour récupérer le pétrole brut en cas de surcharge dans le pipe ou le pétrole qui récupérer du surcuit de drainage, le bac d'eau est un réservoir d'eau pour l'utilise lorsque on a besoin d'eau (un feu, un exercice …).[8]

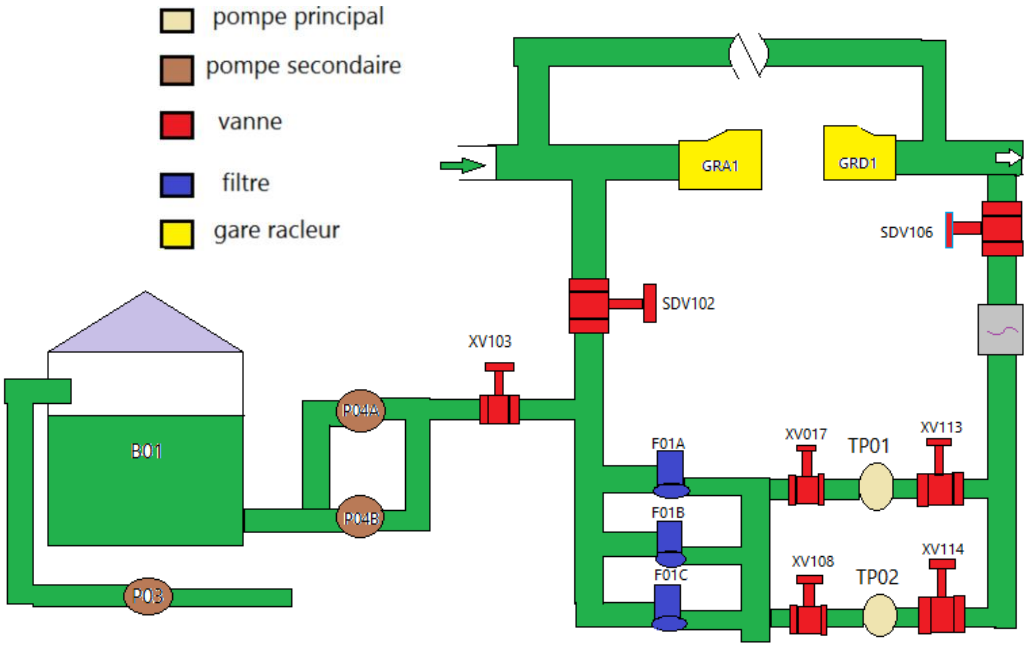


Figure II-2 *Schéma de transit de pétrole brut à SP1 bis Djamaa* [8]

II -3 Les pompes en sujet (10X18 BF)

C'est une Pompe centrifuge type 10X18 BF du compagnie Nuovo Pignone basée à Florence (Italie). Son travail pour pomper du pétrole et de gaz.[9]

Figure II-3 *la pompe principale de station SP1 (24/05/2016)* [9]

II-3-1 Description générale de la pompe 10X18 BF :

Les pompes du type BF sont horizontales, à corps de pompe en doux pièces, à aspiration unique, unités centrifuges à plusieurs étages. Là où la continuité de service jointe avec la haute efficacité, sont d'importance extrême. Ces pompes sont particulièrement applicables aux canalisations, à l'alimentation des chaudières, aux raffineries …etc. [9]

II-3-1-1 Corps de la pompe :

Le corps de la pompe est conçu avec des sections épaisses qui supportent de hautes pressions de travail et d'épreuve actives et hydrostatiques. Les brides du corps de la pompe, à la division horizontale, sont exceptionnellement lourdes et le verrouillage est arrangé de manière à prévenir les dérivations entre les étages. Les tuyères d'aspiration et de refoulement

se trouvent dans la partie plus basse mi corps de la pompe, afin de permettre le désassemblage de la pompe sans troubler la tuyauterie.

II-3-1-2 Arbre :

L'arbre est fait du meilleur acier traité usiné et fondu aux dimensions requises. L'arbre s'étend tout droit de manière standard.

II-3-1-3 Roues :

Les roues personnifient les développements les plus récents dans l'hydraulique, et sont opposées, afin de fournir un équilibre axial sur toute la gamme entière de fonctionnement. La roue du premier étage peut être fournie en vue d'assurer les requêtes basses de NPSH et de réduire la possibilité de cavitation.

Figure II-4 la pompe principale après ouverture [9]

II-3-1-4 Anneaux d'usures des roues

Les anneaux d'usure des roues sont montés sur la roue avec un mince ajustage serré par retrait et sont épinglées dans leurs positions.

II-3-1-5 Anneaux d'usures du corps de la pompe, coussinets étranglement et obstruction

Les anneaux du corps de la pompe et les coussinets étranglements ont des languettes et sont placés, rangés avec les rainures dans le corps de la pompe. Une épingle horizontale (insérée dans la bague du corps de la pompe et placée en correspondance avec la division du corps de la pompe) empêche la rotation des anneaux du corps de la pompe, l'obturation de la douille et les étranglements du coussinet.

II-3-1-6 Chemise de l'arbre

Les chemises de l'arbre sont filetées contre la rotation et sont verrouillées contre la rotation opposée avec une vis de réglage, localisée à la partie finale externe de la chemise, et enfilés dans l'arbre.

II-3-1-7 Manchons d'étanchéités

Un manchon d'étanchéité est fourni entre les deux parties du corps de la pompe, supérieures et inférieures.

Figure II-5 *le manchon* [9]

II-3-1-8 Presse-garniture

Le presse-garniture est fondu intégralement avec le corps de la pompe. Sa dimension d'alésage est adaptée pour monter l'étanchéité mécanique, d'après les exigences API 610 requises.

II-3-1-9 Paliers

Les pompes sont équipées avec le palier porteur de glissement et le palier de butée à roulements. A un coût supplémentaire, le palier de butée Kinksbury (à alimentation de lubrification forcée) est disponible.

II-3-1-10 Plaque d'appui :

La plaque d'appui est faite en acier forgé et peut être étendue sous la pompe et le moteur. Sauf spécification contraire, les plaques d'appui sont fournies avec un passage pour l'écoulement.

II-3-2 Caractéristique de la pompe 10X18 BF

Applicable : commande

Modèle : 10X18 BFD/2 Série N° : P-17942

Nb° de turbine : 01

Fluide

- Température : max 45° min 5°
- Tension de vapeur : min 0,49 Kg/cm² max 0,63 Kg/cm²
- Le brut est filtré en ligne : 500µm

Condition opératoire

- Débit normale : 1700 - 2200 m^3/ h
- Pression de refoulement max : 84,3 bar
- Pression d'aspiration min : 6 bar
- La hauteur différentielle : 1152 m

- Npsh disponible max : 65 m
- Fonction continue : 8000h/an

Condition de site

- Température : max 52° min -5°
- Humidité relative : max 40%
- Vente de sable fréquents : max 180 km/h

Performance

- Vitesse max : 3970tr/mn
- Rendement : 82%
- Puissance max : 5833 kW
- Débit min continu : 950 m^3/ h
- Couple : 12500 N.m [9]

Les courbes de constructeur

1. Npsh
2. Rendement
3. Hauteur manométrique
4. Hauteur manométrique
5. Puissance

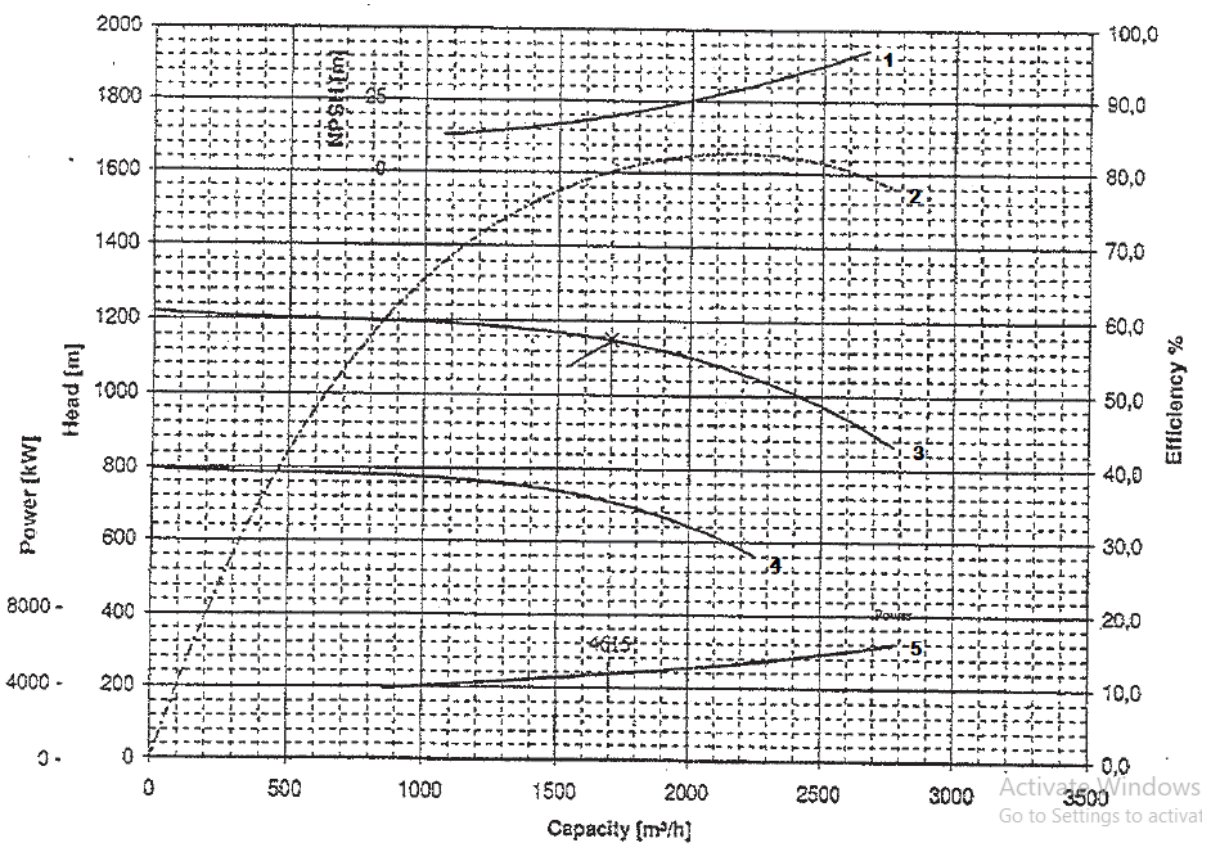


Figure II-6 *les courbes de constructeur* [9]

II-4 La line d'aspiration de station SP1 Bis

La conduite d'aspiration se compose de plusieurs composants principaux (pompe, vanne d'aspiration, clapet, pipe) et mineurs (les manomètres, les Débitmètre, …)

1. L'huile atteint la station à une pression d'environ 10 bars, et c'est après avoir subi une perte de charge sur le chemin du Haoud el Hamra.

2. Tout d'abord, l'huile passe par la conduite "by-pass" et le vanne d'aspiration est fermé. Nous ouvrons la conduite "by-pass" par un vanne secondaire manuellement et lentement. Lorsque la pression est égale avant et après la vanne t d'aspiration, nous l'ouvrons par ordre de la salle de contrôle.[9]

Figure II-7 *le premier point d'aspiration de station SP1* [9]

La line de by-pass : c'est petite pipe Il est à l'extérieur du tube principal et parallèle au vanne d'aspiration, et il est pour Sa mission est de protéger les composants d'aspiration d'une pression de arrive au début du processus de pompage.[9]

Figure II-8 *vanne de la pompe 01A* [9]

3. Le pétrole passe par deux filtres et la troisième est de secours et chaque filtre a son propre 02 vannes

Figure II-9 *les 03 filtres d'aspiration* [9]

4. L'huile va maintenant à la pompe, lorsqu'il sort, il passe par autre ligne « By-pass » qui renvoie l'huile à la pompe pour qu'elle puisse gagner la vitesse requise, et l'huile passe par un circuit fermé. Si la pompe a la vitesse requise, nous ouvrons la vanne de refoulement et fermons la vanne de circuit fermée.[9]

- Le bac de stockage (1 000 m^3) :

Nous utilisons le bac dans le cas où nous remarquons une pression excessive sur l'un des éléments importants de l'aspiration ou de refoulement de conduite, et nous les utilisons dans le cas où la pompe gaspille de la brute au niveau de la presse- étoupe.[9]

Figure II-11 *bac de stockage de brut* [9]

II-5 Conclusion

Le type de pompe est déterminé pour effectuer l'opération de pompage de brut en fonction des conditions disponibles dans la région. Les facteurs les plus importants à prendre en compte sont le facteur météo et le facteur de hauteur entre les régions de réception et d'émission. Et nous choisissons le type de pompe en condition de constructeur. Les coûts des pompes des stations de pompage sont importants et comportent des facteurs de risque, alors des systèmes d'exploitation et des systèmes de protection doivent être fournis pour protéger les composants et le personnel.

Bien que le constructeur ait posé les techniques d'utilisation de la pompe, nous devons calculer les paramètres relatifs aux conduites de pompe, en particulier la ligne d'aspiration, car cela affecte grandement les performances de la pompe.

Les paramètres importants sont : Hauteur manométrique, NPSH, La Puissance, …etc.

Chapitre III :

Les résultats et l’interprétation

III-1 Introduction

Les pompes centrifuges sont généralement conçues pour fonctionner dans certaines conditions, Tels que la vitesse de rotation et le rendement, s'il est nécessaire pour connaître le comportement de la pompe dans différentes conditions, c'est ce qui est représenté graphiquement sous forme des courbes caractéristiques. Le but de notre étude est la construction des courbes caractéristiques de réseau (l'installation d'aspiration de station pompage SP1 Bis), pour comparer avec les courbes de constructeur (courbes caractéristiques de la pompe), et la détermination du débit nominal qui correspond au rendement optimal, en suite nous déterminons la plage de bon fonctionnement de cette pompe.

Notre travail consiste à construire et interpréter les courbes de [H_{mt} = f (Q_v), Ŋ = f (Q_v)

P = f (Q_v), NPSH= f (Q_v)] de l'installation d'aspiration de pompe 10X18 BF de station SP1 Bis Djamaa.

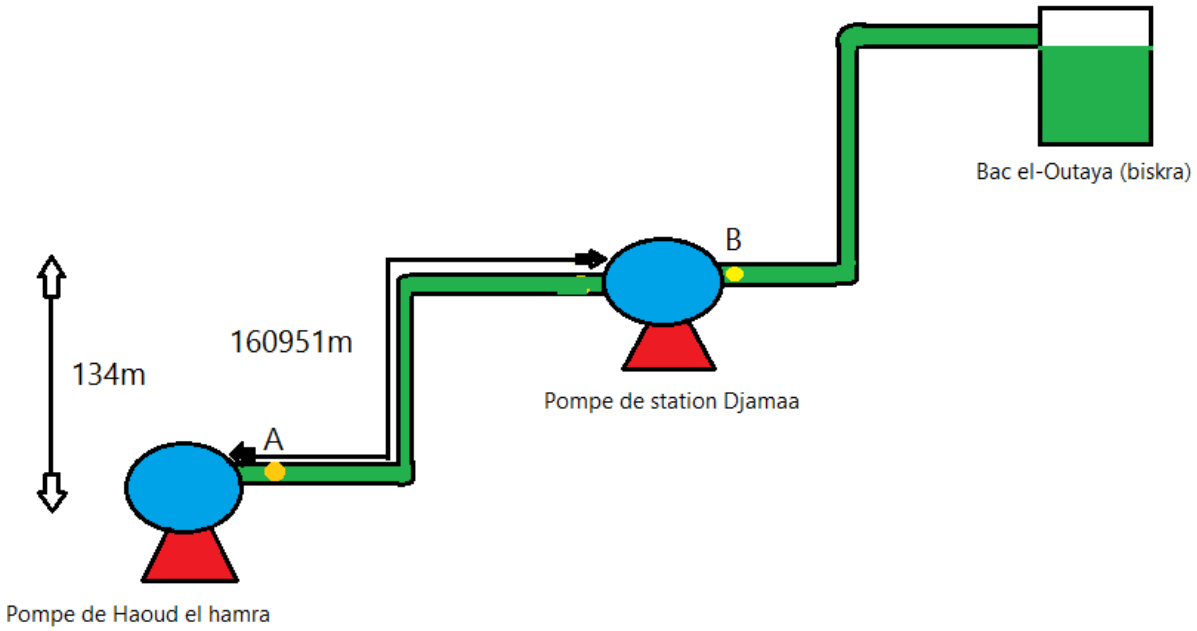


Figure III.1 *conduite d'aspiration de pompe 10X18 BF* [9]

III-2 les caractéristiques de l'installation d'aspiration SP1 Bis

On trouve à l'installation d'aspiration de la pompe :

1. Le pipe lisse qu'utilisé (D=0,595 m).
2. Coude 120°.
3. Perte de charge singulière est 1% à 2% perte de charge linière (donnée par la station).
4. Les équipements entre les deux points c'est (les vannes, les filtres, les clapets, les débitmètres, les divergent**,** les manomètres…)
5. Coefficient de perte de charge (λ = 0,0126), Densité(d=0.7958).
6. Débit max (Q_V max= 0,507 m³/s), Viscosité cinématique (ν = 3*10^{-6} (m^2/s)).

Le reste des caractéristiques dans le deuxième chapitre lié de pompe principal. [9]

III-2-1 les données de station

Les valeurs de pression et de débit sont affectées par plusieurs facteurs dont le plus important est la température, l'apparition de problèmes au niveau de la pompe ou les interventions du programme d'entretien de toutes sortes.

Alors nous avons choisi des débits qui ils aident à étudier et tracer des courbes caractéristique sens logique.[9]

Tableau III.1 : Les valeurs de pression mésure.

Heures	T (C°)	$Q_v(m^3/h)$	$Q_v(m^3/s)$	P_A(Houd) (bar)	P_{asp}(SP1) (bar)	P_B(SP1) (bar)
00H00	13	1752	0,486667	63	11,1	61,4
01H00	12	1757	0,488056	63	11,1	61,3
02H00	12	1759	0,488611	63	11	61,3
03H00	12	1757	0,488056	63	10,8	61,4
04H00	11	1759	0,488611	63	10,8	61,4
05H00	11	1757	0,488056	63	10,8	61,3
06H00	10	1759	0,488611	63	10,9	61,4
07H00	10	1757	0,488056	63	10,9	61,4
08H00	11	1769	0,491389	63	10,8	61,4
09H00	11	1754	0,487222	63	10,7	61,5
10H00	11	1750	0,486111	63	10,7	61,3
11H00	14	1770	0,491667	63	10,6	61,3
12H00	16	1758	0,488333	63	10,6	61,3
13H00	17	1786	0,496111	63	10,4	61,4
14H00	17	1760	0,488889	63	10,4	61,3
15H00	18	1762	0,489444	63	10,2	61,5
16H00	18	1759	0,488611	63	10,1	61,3
17H00	18	1756	0,487778	63	9,9	61,3
18H00	16	1764	0,49	63	9,8	61,3
19H00	15	1781	0,494722	63	10,1	61,5
20H00	13	1773	0,4925	63	10,1	61,6
21H00	12	1775	0,493056	63	10	61,7
22H00	12	1775	0,493056	63	10	61,6
23H00	12	1773	0,4925	63	9	61,6

III-3 Les lois relatives à l'installation d'aspiration (A → B)

III-3-1 Les pertes des charge totale ($\Delta H_{A.B}$)

$\Delta H_r = \lambda . L . \frac{V^2}{D . 2g}$ et on sait que le $Q_V = VS$ **(**III-1**)**

Alors $\Delta H_r = \frac{0.083\, \lambda\, Q_V^2\, L}{D^5} = 2256{,}092 Q_V^2$ (III-2)

$\Delta H_s = 0{,}02 . \Delta H_r$ (III-3)

$\Delta H_{A.B} = \Delta H_r + \Delta H_s = 2301{,}214 Q_V^2$ (m) (III-4**)**

III-3-2 La hauteur manométrique de réseau

$$H_{mt} = H_B - H_A + \Delta H_{A,B} \quad \text{(III-5)}$$

$$H_B = Z_B + \frac{P_B}{\rho.g} + \frac{V_B^2}{2g} + \Delta H_{A,B} \quad \text{et} \quad H_A = Z_A + \frac{P_A}{\rho.g} + \frac{V_A^2}{2g} \quad \text{(III-6)}$$

$$H_{mt} = \frac{P_B - P_A}{\rho.g} + \frac{V_B^2 - V_A^2}{2g} + (Z_B - Z_A) + \Delta H_{A,B}$$

$$\frac{V_B^2 - V_A^2}{2g} = 0 \quad \text{(Le même diamètre)}$$

$$H_{mt} = \frac{P_B - P_A}{\rho.g} + (Z_B - Z_A) + \Delta H_{A,B} \quad \text{et} \quad Z_B - Z_A = H_0 \quad \text{(III-7)}$$

$$H_{mt} = \frac{P_B - P_A}{\rho.g} + H_0 + 2301{,}214 Q_V^2 \quad \text{(III-8)}$$

III-3-3 Le NPSH$_{disp}$

$$NPSH_{disp} = \frac{P_A - T_V}{\rho g} - (H_{A.B} + \Delta H_{A.B}) \quad \text{(m)} \quad \text{(III-9)}$$

$$NPSH_{disp} = \frac{P_A - T_V}{\rho g} - (H_{asp} + 2301{,}214 Q_V^2) \quad \text{(III-10)}$$

On a $H_{A.B} = H_{asp}$

III-3-4 La puissance hydraulique(utile)

$$P_{hyd} = \rho \cdot g \cdot Q_V \cdot H_{mt} \quad \text{(w)} \quad \text{(III-11)}$$

III-3-5 La puissance absorbée (mécanique)

$$P_{abs} = C.\omega = C.\frac{n\pi}{30} \quad \text{(w)} \quad \text{(III-12)}$$

III-3-6 Le rendement

$$\eta_g = \frac{P_{hyd}}{P_{abs}} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q_V \cdot H_{mt}}{P_{abs}} \quad \text{(III-13)}$$

Tableau III.2 : les valeurs de H_{mt} (m)

$Q_v(m^3/h)$	H_{mt} (Réseau)	H_{mt} (Pompe)
1752	658,5348	677,76
1757	660,3692	672,16
1759	661,6178	669,92
1757	661,6501	672,16
1759	662,8987	669,92
1757	660,3692	672,16
1759	662,8987	669,92
1757	661,6501	672,16
1769	669,1631	658,72
1754	661,0608	675,52
1750	656,0102	680
1770	668,5106	657,6
1758	660,9933	671,04
1786	679,8941	639,68
1760	662,2426	668,8
1762	666,0552	666,56
1759	661,6178	669,92
1756	659,7454	673,28
1764	664,7455	664,32
1781	678,0082	645,28
1773	674,2407	654,24
1775	676,7816	652
1775	675,5007	652
1773	674,2407	654,24

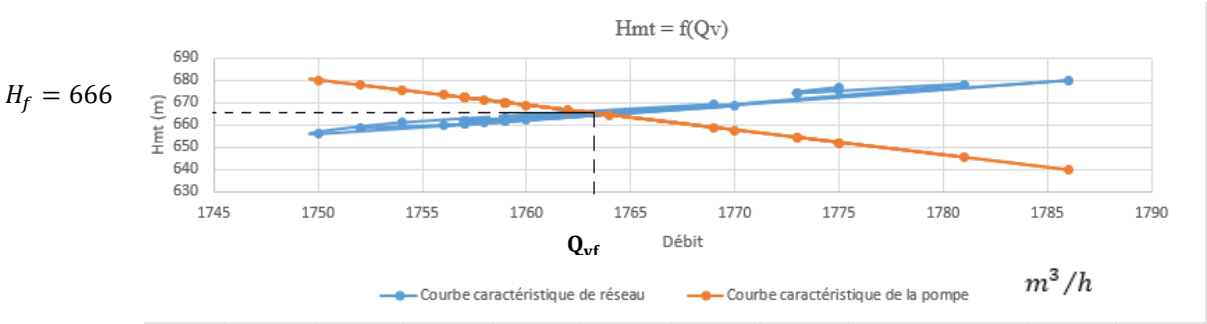


Figure III.2 : *l'évolution de la hauteur manométrique en fonction de débit* $[H_{mt} = f(Q_v)]$

Tableau III.3 : les valeurs de NPSH

$Q_v(m^3/h)$	$NPSH_{disp}(m)$	$NPSH_{requis}(m)$
1752	121,6827	20,04
1757	118,5674	20,14
1759	117,3187	20,18
1757	118,5674	20,14
1759	117,3187	20,18
1757	118,5674	20,14
1759	117,3187	20,18
1757	118,5674	20,14
1769	111,0543	20,38
1754	120,4376	20,08
1750	122,9263	20
1770	110,4259	20,4
1758	117,9432	20,16
1786	100,3233	20,72
1760	116,6939	20,2
1762	115,4431	20,24
1759	117,3187	20,18
1756	119,1911	20,12
1764	114,191	20,28
1781	103,4901	20,62
1773	108,5386	20,46
1775	107,2786	20,5
1775	107,2786	20,5
1773	108,5386	20,46

$NPSH_{disp} = 115$

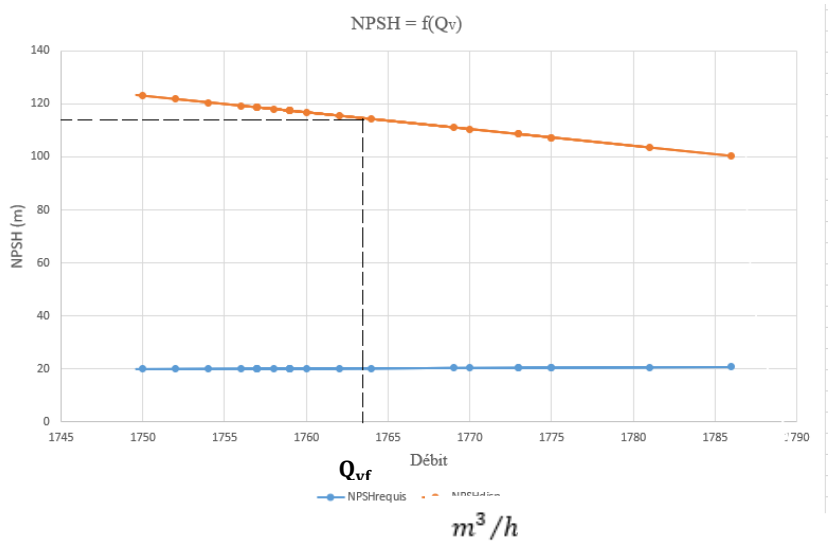


Figure III.3 : *l'évolution charge nette absolue à l'aspiration en fonction de débit*

Tableau III.4 : les de la puissance absorbée (KW)

$Q_v(m^3/h)$	$n(tr/min)$	P_{abs}(Reseau)	P_{abs}(La pompe)
1752	3069,5	4015,929	4800
1757	3069	4015,275	4805
1759	3070	4016,583	4810
1757	3079	4028,358	4805
1759	3078,5	4027,704	4810
1757	3078,5	4027,704	4805
1759	3078,5	4027,704	4810
1757	3079	4028,358	4805
1769	3078	4027,05	4830
1754	3078,5	4027,704	4803
1750	3080	4029,667	4800
1770	3082,5	4032,938	4850
1758	3081,5	4031,629	4807
1786	3088	4040,133	4900
1760	3088,5	4040,788	4815
1762	3091,5	4044,713	4820
1759	3096	4050,6	4810
1756	3099	4054,525	4806
1764	3105	4062,375	4820
1781	3105,5	4063,029	4880
1773	3105	4062,375	4855
1775	3105	4062,375	4860
1775	3105	4062,375	4860
1773	3104,5	4061,721	4855

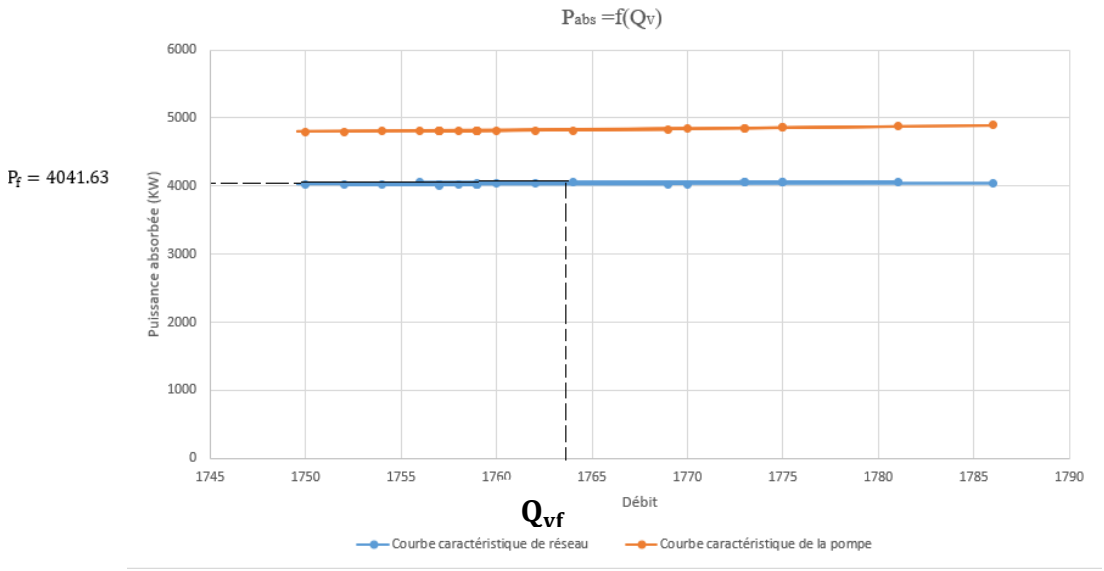


Figure III.4 : *Courbe de puissance absorbée en fonction de débit* [$P_{abs} = f(Q_V)$]

Tableau III.5 : les valeurs de rendement η (%)

$Q_v(m^3/h)$	$n(tr/min)$	P_{abs}(KW)	P_{hyd}(KW)	η (Calculée)	η (la pompe)
1752	3069,5	4015,929	2501,977	64,24028	80
1757	3069	4015,275	2516,107	64,72974	80,1
1759	3070	4016,583	2523,734	64,90088	80,1
1757	3079	4028,358	2520,988	64,51951	80,1
1759	3078,5	4027,704	2528,62	64,72168	80,11
1757	3078,5	4027,704	2516,107	64,52999	80,1
1759	3078,5	4027,704	2528,62	64,72168	80,11
1757	3079	4028,358	2520,988	64,51951	80,1
1769	3078	4027,05	2567,027	65,69695	80,7
1754	3078,5	4027,704	2514,442	64,24317	80,15
1750	3080	4029,667	2489,54	63,83106	79,5
1770	3082,5	4032,938	2565,973	65,69794	80,7
1758	3081,5	4031,629	2519,918	64,56286	80,15
1786	3088	4040,133	2633,257	67,14221	81,5
1760	3088,5	4040,788	2527,553	64,60783	80,4
1762	3091,5	4044,713	2544,994	64,73662	80,41
1759	3096	4050,6	2523,734	64,35585	80,3
1756	3099	4054,525	2512,3	64,00804	80,1
1764	3105	4062,375	2542,872	64,64622	80,5
1781	3105,5	4063,029	2618,602	66,27592	81
1773	3105	4062,375	2592,354	65,51104	80,75
1775	3105	4062,375	2605,058	65,70432	80,8
1775	3105	4062,375	2600,128	65,70432	80,8
1773	3104,5	4061,721	2592,354	65,52159	80,75

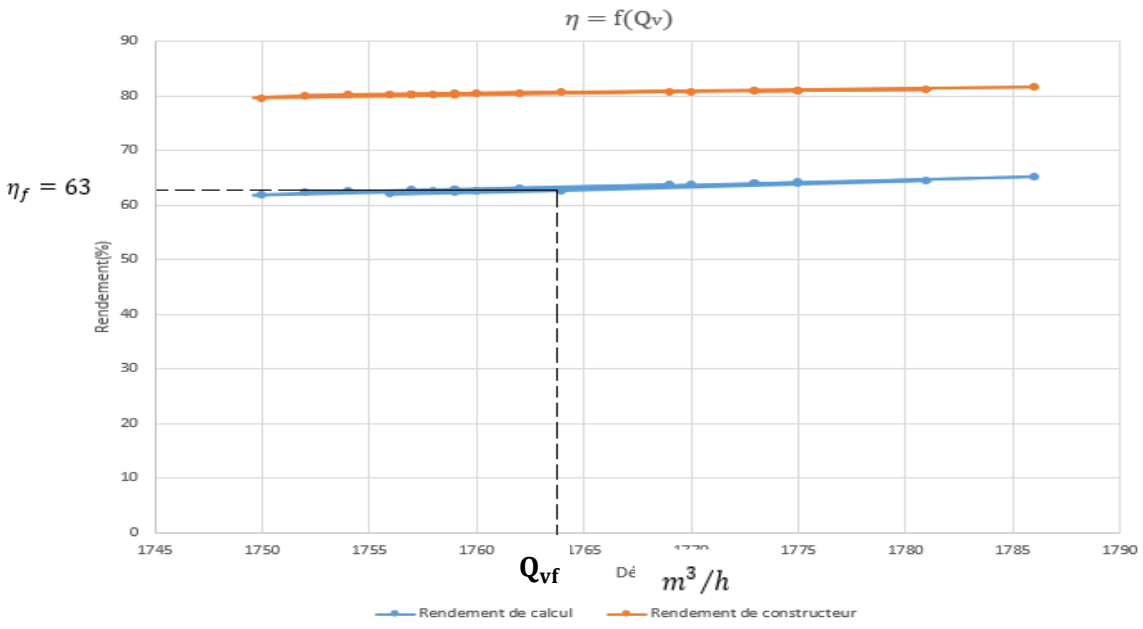


Figure III.5 : *Courbe de rendement en fonction de débit* $[\eta = f(Q_V)]$

Commentaire :

III-4 Calcule d'après le point de fonctionnent

Q_{vf} = (1763 m³/h) et $H_f = 666(m)$

Tableau III-6 : résultats des calcules au point de fonctionnement

	Caractéristique de la pompe	Caractéristique de réseau
$NPSH_{disp}(m)$	----------	115
$NPSH_{requis}(m)$	20.26	----------
P_{fourni} (KW)	3888	2546.23
P_{abs}(KW)	4800	4041.63
$\eta(\%)$	81	63

III-5 Les résultats et interprétation

- La **figure (III.2)** représente l'évolution de la hauteur manométrique en fonction de débit. On remarque la courbe rouge qui caractérise la pompe croise la courbe de réseau bleu au point de fonctionnement de (Q_{vf}=1763 m³/h) **;** c 'est le débit qui équilibre la pression fournie par la pompe et la pression nécessaire au fonctionnement du réseau a ce débit.

  Cette point indique le débit capable de fournir la hauteur manométrique (H_f =666 m) donnée.
- La **figure (III.3)** représente l'évolution charge nette absolue à l'aspiration en fonction de débit [$NPSH = f(Q_v)$]. On Remarque que les deux courbes, rouge et bleu ont l'allure de convergence vers un point lointain de l'intersection (Q_{vf} =1763 m³/h) illustrée dans la figure III.2.

  Ce qui explique que Q_f est plus petites de Q_{cav}. La présentation graphique indique que : $NPSH_{disp} \gg NPSH_{requis}$ $\eta_f = 63$

  La satisfaction de cette condition implique que la pompe fonctionne dans un intervalle de sécurité
- La **figure (III.4)** Nous remarquons que les deux courbes sont superposables, et il existe une grande différence entre notre courbe de puissance résultante et la courbe de puissance de constructeur, mais dans les deux cas, les valeurs de puissance augmentent avec l'augmentation du débit dans le conduit.

- La **figure (III.5)** représente variation le rendement en fonction de débit, on remarque si le débit augmente, le rendement est augmenté à l'intervalle laquelle nous avons étudiée.

  On trouve une légère différence entre la courbe de rendement à l'expérience de constructeur et le rendement calculée.
  Cette diminution est due à plusieurs raisons, notamment : L'efficacité de la machine diminue avec le temps, contrairement à l'état neuf (l'usure, les pertes de charge…)
  Le rendement max de constructeur Q_v (1786 m³/h) = η (81,5%), le rendement max de courbe de l'étude Q_v (1786 m³/h) = η (67.14%).

III-6 Conclusion

Le rendement de la pompe diminue avec le vieillit, et avec des conditions auxquelles elle est confrontée.

Un débit approprié doit être fourni dans l'installation d'aspiration pour bon puissance hydraulique, bon rendement et loin sur le point de cavitation.

Les résultats des caractéristiques de la pompe différent selon l'installation quelle utilisée à l'étude, l'efficacité de la pompe peut ètre déterminée si nous étions proches de la courbe du constructeur en termes de puissance et de rendement.

Conclusion générale

Ce travail a été effectué pour donner une idée sur la construction des courbes caractéristiques d'une pompe centrifuge, ainsi pour distinguer les performances de la pompe, en ce qui concerne le point de fonctionnement, débit nominal, hauteur nominal, le NPSH disponible et rendement optimal.

La connaissance de la plage de bon fonctionnement, des caractéristiques des pompes, et de la hauteur d'aspiration admissible conduit à une bonne installation, afin d'éviter les problèmes non souhaitables sur les pompes centrifuge, tel que le phénomène de la cavitation.

Pour vérifier ces conditions nous avons étudié l'installation d'aspiration de **SP1 Bis** Djamaa pour la construction des courbes de réseau et caractéristique pompe **10X18BF.**

D'après les résultats, nous constatons :

- Le rendement optimal égale $\eta_f = 63\%$ et la hauteur nominale égale $\mathrm{H_f} = 666$ (m)
- La plage de bon fonctionnement entre le débit (1750 et 1800 m^3/h)
- $\mathrm{NPSH_{disp}} \gg \mathrm{NPSH_{requis}}$, La satisfaction de cette condition implique que la pompe fonctionne dans la plage de sécurité

Bibliographie

[1] M. Mokri « Maintenance des pompes HP » Séminaire Maintenance des pompes HP IAP du 17 au 22 Aout 2018.

[2] Jean-Jacques CRASARD. « La pompe centrifuge dans tous ses états »

[3] G. Lemasson « Les Machines transformatrices d'énergie » (TOME II) turbo-machines—Machins alternatives 1982

[4] : CARLIER, M. (1968). Machines hydrauliques. France : ENGRFE.P 25, 32,48.

[5] Mohamed Debbi « FORMATION POMPES CENTRIFUGES) ». Activité Aval Division Raffinage Raffinerie d'Arzew, 2013

[6] Formation TOTAL : MAINTENANCE MECANIQUE LES POMPES Manuel de formation EXP-MN-SE090-FR Dernière révision : 26/11/2008

[7] M. Berrak Borhan Eddine (Projet professionnel de fin de formation) « ETUDE ET ANALYSE DES PROBLEMES DE MISE EN SERVICE ET DE FONCTIONNEMENT DES POMPES CENTRIFUGES PROCESS 100-PM-113A/B/C », Novembre 2013

[8] Rapport de Stage de station de pompage de pétrole brut (Djamaa SP1 bis)

[9] Document de constructeur de compagnie Nuovo Pignone pour la pompe 10x18 BFD

ANNEX

Annexe 1 : les noms des éléments et les matériaux de la pompe par le constructeur

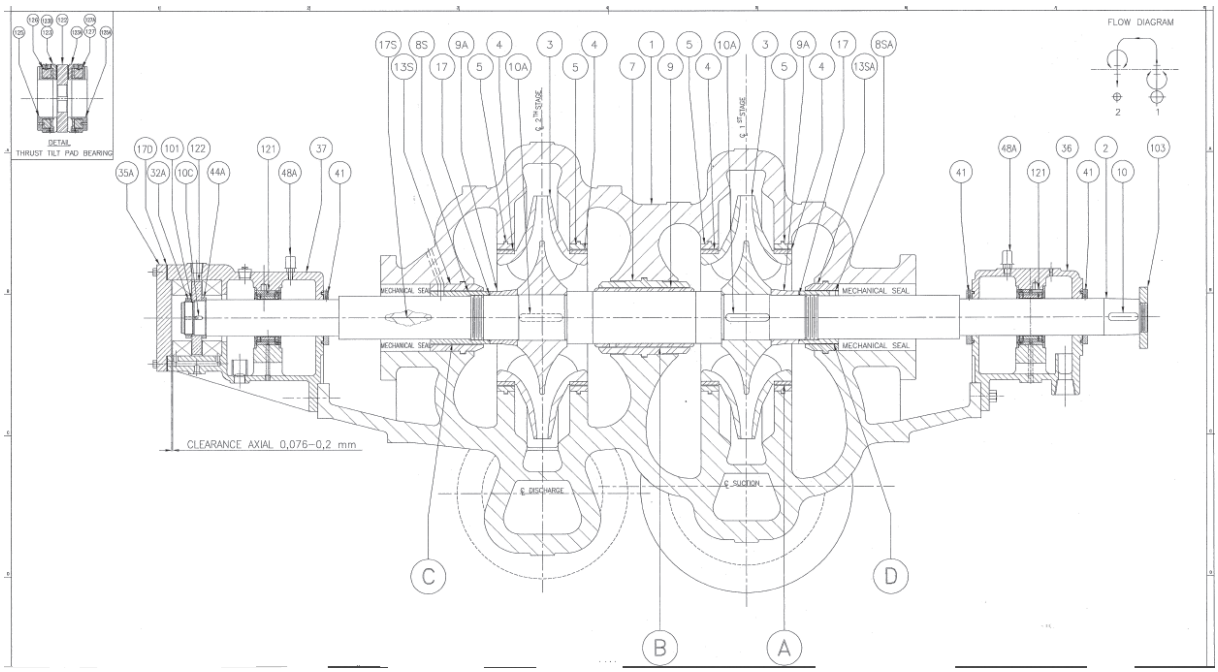


Figure II-1 *coupe longitudinale de la pompe* [9]

Tableau II-1 : les noms des éléments de la pompe par le constructeur [9]

N°	Nom d'élément	N°	Nom d'élément
1-	Corps de pompe	17d-	Couvercle de roulement de joint
2-	Arbre		Contre –écroue
3-	Impulser	32a-	Couvercle de palier
4-	Anneau d'usure de roue	35a-	Support de roulement
5-	Bague d'usure de corps	36-	Support de butée
7-	Bague de séparation du boîture	37-	Bouclier de roulement
8 S-sa	Joint de manchon d'arbre	41-	Bague d'épaule de roulement
9-9a	Intermédiaire manchon d'arbre	44a-	Filtre à air
10-	Clé-accouplement		Rondelle
10a-	Clé-impulser	48a-	écroue de couplage
10c-	Clé-collier	101-	
13 s-sa	Joint d'accélérateur	103-	
17-	Manchon de joint d'arbre		

Tableau II-2 : Matériaux de construction de pompe [9]

Matériaux	**Nombre d'élément**
ASTM A276 TP420	4 - 5 - 7 - 8S - 8SA - 9 - 9A - 13S 10A - 13SA
ASTM A216 WCB	1 - 36 - 37
ASTM A322 GR.4140	2
ASTM A743 CA6NM	3
Acier carbon	10 - 10C - 32A - 35A - 44A - 101 103
Aluminum	17
Fiber mineral	17D - 17S -

Annexe 2 : Les courbes caractéristiques par le constructeur :

Les courbes caractéristiques par le constructeur :

Une pompe est toujours fournie par le constructeur avec une série de courbes caractéristiques pour une vitesse de rotation donnée. On cite :

a) Caractéristique : Hauteur - Débit.

b) Caractéristique : Rendement, Puissance - Débit.

c) Caractéristique : NPSH - Débit.

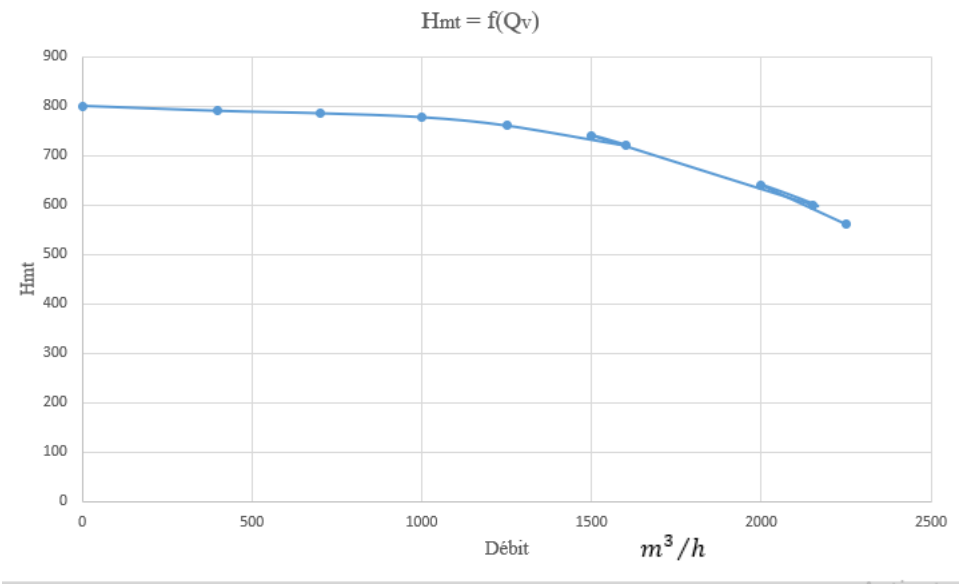


Figure II-2 *Courbe de hauteur manométrique en fonction de débit*[9]

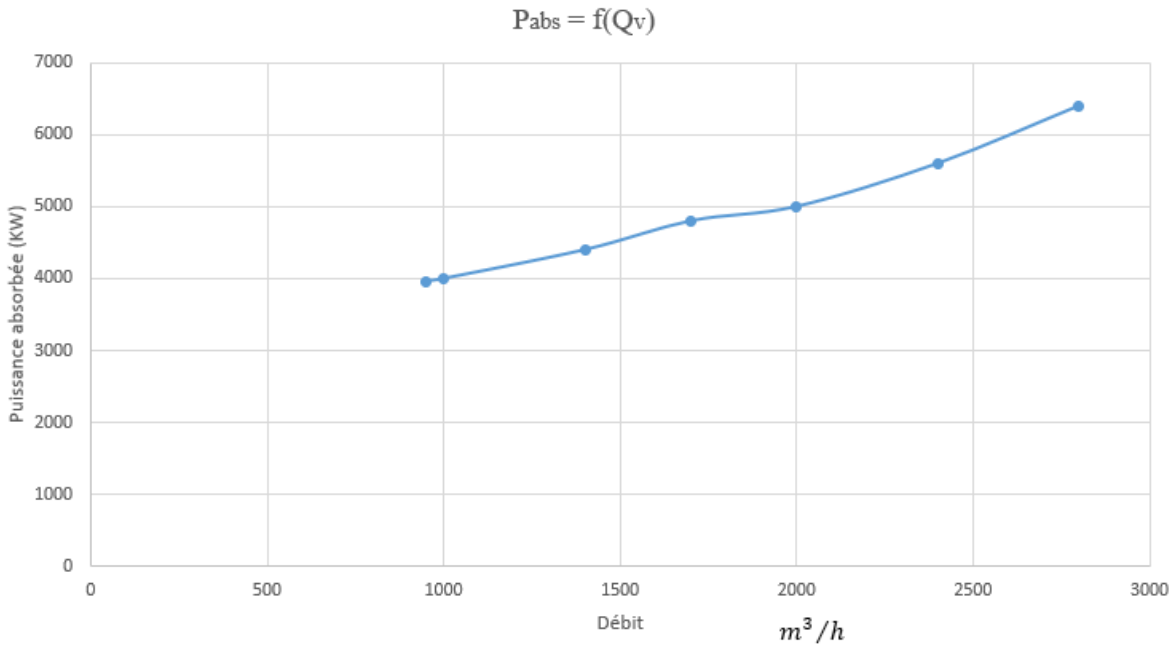


Figure II-3 *Courbe de Puissance absorbée en fonction de débit* [9]

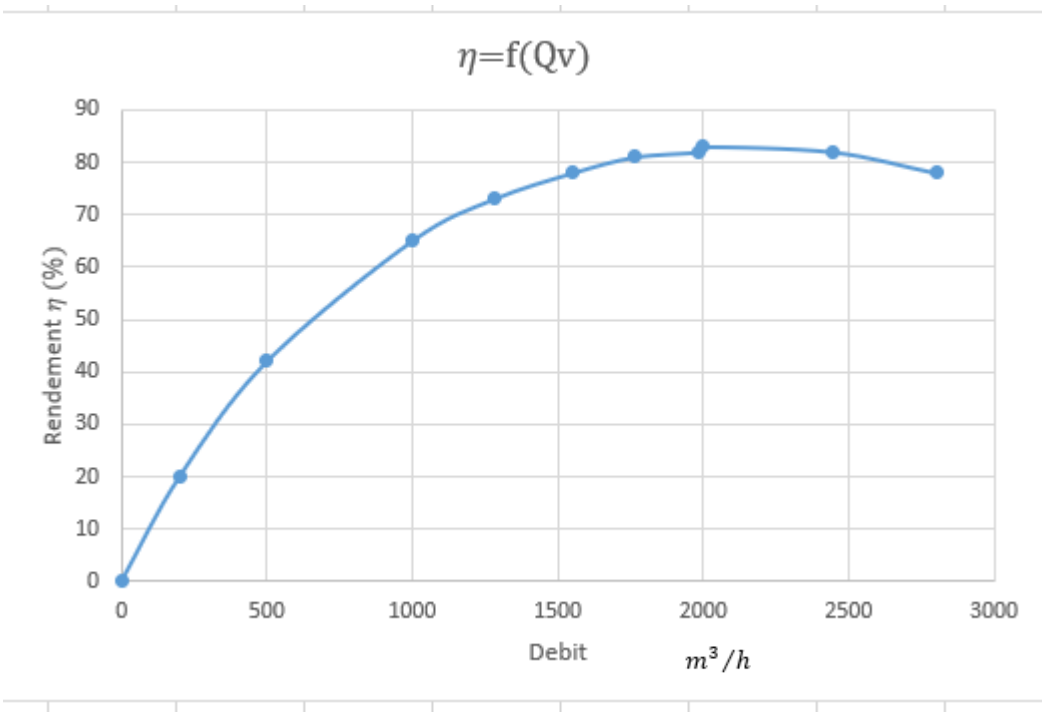


Figure II-4 *Courbe de rendement en fonction de débit* [9]

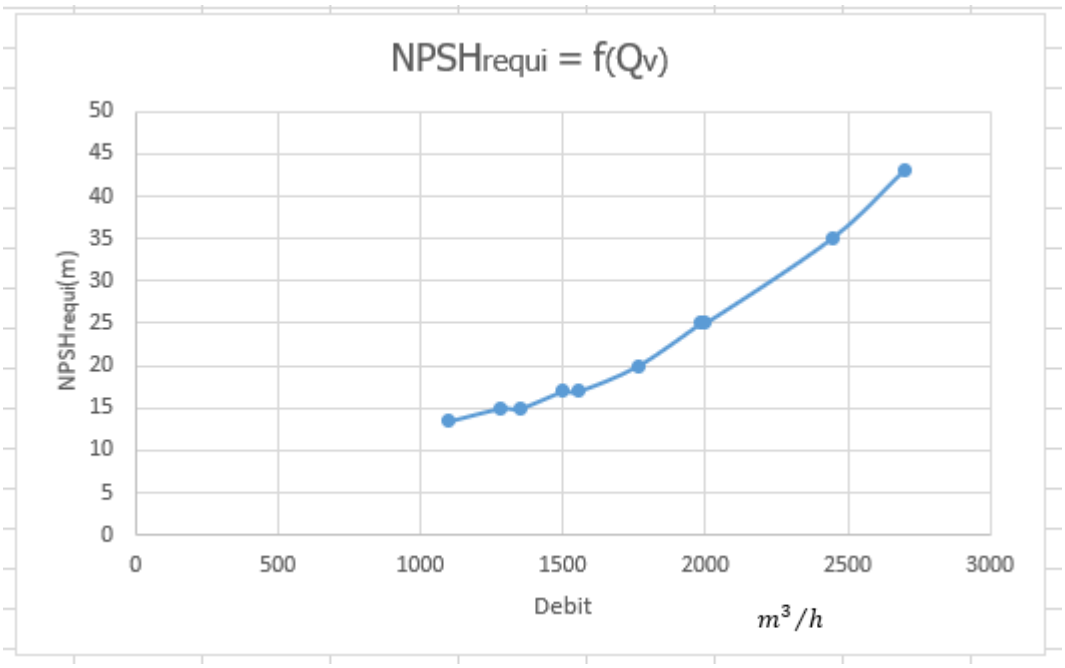


Figure II-3 *Courbe de* $NPSH_{requis}$ *en fonction de débit* [9]