



REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE
ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET
DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



UNIVERSITE AKLI MOHAND OULHADJ-BOUIRA

FACULTE DES SCIENCES ET SCIENCES APPLIQUEES
DEPARTEMENT DE GENIE CIVIL

Mémoire de projet de fin d'étude

Présenté par :

Mr. Bouzeroura Mustapha
Mr. Dahache Idir

En vue de l'obtention du diplôme de Master 02 en Hydraulique

OPTION :

Ressources Hydrauliques

THEME

***Etude diagnostic de la station de pompage du pétrole
de Béni Mansour(W.BOUIRA)***

Soutenu le 28/06/2018

Devant les membres du Jury :

Mr. Ghernaout.R	UAMOB	président
Dr. Metaiche.M	UAMOB	Encadreur
Mr. Laouari.A	UAMOB	Co-encadreur
Mr. Abed.M	UAMOB	Examineur
Mr. Djaafar khoudja.H	UAMOB	Examineur

Année Universitaire 2017/2018

Remerciement

Nous remercions, avant tout, Dieu le Tout-Puissant de nous avoir donné patience, santé et volonté tout au long de nos études.

Nous remercions particulièrement nos parents d'avoir mis à notre disposition les conditions requises afin d'effectuer et terminer nos études sereinement.

De surcroît, nous remercions tous ceux et toutes celles qui ont contribué de prêt ou de loin à la réussite de notre parcours scolaire.

Nous remercions, également, notre promoteur Mr.METAICHE.M pour ses précieux conseils, patience et suivi durant l'élaboration de ce projet.

*Nos remerciements s'adressent aussi à toutes les personnes qui ont collaboré à la réalisation de ce projet avec une mention spéciale à :
Mr. BEKKOU. N et à toute l'équipe de SBM.*

Nous exprimons toute notre reconnaissance à tous les enseignants de l'Université de Bouira et particulièrement ceux du Département Génie Civile spécialité Hydraulique qui nous ont assuré une formation de qualité.

Nous remercions, aussi, les membres de jury pour l'effort qu'ils feront pour examiner ce modeste travail.

Bouzeroura.M

Dahache.I

Dédicaces

Nous dédions ce modeste travail en signe de reconnaissance et de respect :

A nos très chères mères et nos chers pères.

A nos frères, à nos sœurs.

A toute la famille Dahache.

A toute la famille Bouzeroura.

A nos ami(e)s.

A nos profs sans exception.

A toute la famille de l'Université de Bouira.

Idir, Mustatapha

Résumé

Le pompage est une opération primordiale pour toute action de production, transport ou évacuation des fluides.

Dans la quasi-totalité de cas des projets de transfert, il est nécessaire d'installer des stations de pompage pour pouvoir répondre aux besoins relatifs aux débits et aux pressions.

Avant la réalisation des projets, la conception d'une station de pompage joue un rôle prépondérant sur le plan technique (réalisation des objectifs dressés, bon fonctionnement) et économique (réduction des coûts d'investissement et de fonctionnement).

Après la réalisation des projets, le diagnostic des stations de pompage vise à évaluer les états et les performances des différents éléments des stations au fur et à mesure de vieillissement des équipements. Il est clair que l'état et les performances d'une station se dégradent avec le temps.

L'objectif de ce travail est l'étude de diagnostic de la station de pompage d'hydrocarbures de Béni Mansour.

ملخص

الضخ هو عملية أساسية لأي عملية إنتاج أو نقل. في معظم حالات مشاريع النقل تجدر الإشارة إلى أنه من الضروري تركيب محطات الضخ لتكون قادرة على تلبية الاحتياجات المتعلقة بالتدفقات والضغوط. قبل تنفيذ المشاريع، تصميم محطة الضخ يلعب دورًا مهمًا للغاية على المستوى الفني (تحقيق الأهداف المحددة، التشغيل السلس) والاقتصادي (تقليل تكاليف الاستثمار والتشغيل). بعد الانتهاء من المشاريع، يهدف تشخيص محطات الضخ إلى تقييم حالات وأداء العناصر المختلفة للمحطات مع انتهاء وقت التشغيل. من الواضح أن حالة وأداء المحطة تتحلل بمرور الوقت. الهدف من هذا العمل هو الدراسة التشخيصية لمحطة ضخ الهيدروكربون لبني منصور.

Abstract

Pumping is an essential process for any production, transport or evacuation operation.

In the majority of transfer projects'cases, it is worth noting that it is necessary to install pumping stations to be able to answer the needs related to flows and pressures.

Before the realization of the projects, the design of a pumping station plays a very important role at the technical level (achievement of the objectives set, smooth operation) and economic one (reduction of investment and operating costs).

After the completion of the projects, the diagnosis of the pumping stations aims at evaluating the states and the performances of the different elements of the stations as the running time runs out. It is clear that the state and performance of a station degrade over time.

The objective of this work is the diagnostic study of a hydrocarbon pumping station of Béni mansour

Sommaire.

Résumé.

Liste des figures.

Liste des tableaux.

Introduction générale.

Chapitre I : Généralités sur les pompes.

I. Définition.....	17
II. Classification des pompes.....	17
II.1.Famille I : Pompes volumétriques à rotor tournant (rotatives).....	17
II.1.1.Pompe à Vis.....	18
II.1.2.Pompes à engrenages.....	18
II.1.2.1 Pompes à engrenages extérieurs.....	18
II.1.2.2.Pompes à engrenages intérieurs.....	19
II.1.3.Pompes à aubes appelées (communément rotors).....	19
II.1.4 Pompes à palettes.....	20
II.1.4.1.Pompes à palettes libres.....	20
II.1.4.2.Pompes à palettes flexibles.....	20
II.2.Famille II : Pompes volumétriques alternatives (à pistons).....	20
II.2.1.Pompes à membranes, ou à soufflets.....	21
II.2.2.Pompes à piston.....	21
II.3.Famille III : Pompes roto-dynamiques.....	22
II.3.1. Classification des pompes roto-dynamiques.....	22
II.3. 2. Avantages et inconvénients des pompes roto-dynamiques.....	23
II.3.3. Pompe centrifuge.....	24
II.3.3.1. Description d'une pompe centrifuge.....	24
II.3.3.2.Fonctionnement.....	24
II.4. Caractéristiques d'une pompe centrifuge.....	25
II.4.1. Les courbes rassemblées par le constructeur.....	25
II.4.2. Principales caractéristiques d'une pompe.....	25
II.4.3. Point de fonctionnement.....	26
II.4.4. Les facteurs de dysfonctionnement des pompes centrifuges.....	26
II.4.5. Avantages et inconvénients des pompes centrifuges.....	26
II.5.Le Dispositif D'entraînement.....	27

II.5.1.Entraînement par un moteur électrique.....	27
III. Choix du type de pompe.....	27
IV. Choix du nombre de pompes.....	28

Chapitre II : Description de la zone d'étude.

I. Introduction.....	30
II. Présentation générale de SONATRACH.....	30
II.1.SONATRACH.....	30
II.2.Présentation de TRC (Transport par Canalisation).....	30
II.3.Présentation de la RTC (Région transport centre).....	31
III. Présentation de la station de béni Mansour.....	31
III.1.L'organisation de la station de Béni-Mansour.....	32
III.2. Objectif de la station de Béni-Mansour.....	32
III.3. Constitution de la station de Béni-Mansour.....	32
IV. Les différents équipements de la station SBM.....	33
IV.1. Les canalisations.....	33
IV.2. Entrée de la station.....	33
IV.3. La filtration.....	34
IV.4. Le stockage.....	35
IV.5. Le pompage.....	36
IV.5.1. Pompages boosting.....	36
IV.5.2. Pomperies principales.....	37
IV.5.3. Le moteur.....	38
IV.5.4.Le coupleur hydrodynamique.....	38
IV.6. Expédition.....	39
IV.7. Réseau de drainage.....	40
IV.8. Gare racleur.....	40
IV.9. Les cuves de purges.....	41
IV.10. Déshuileur.....	41
IV.11. Les Vannes.....	41
IV.12. Électricité.....	42
V. Liste générale des principaux équipements et leurs états.....	43
VI. Conclusion.....	43

Chapitre III : Approche théorique.

I. Caractéristiques du produit transporté.....	45
I.1. La densité.....	45
I.2. La viscosité.....	45
I.3. La tension de vapeur.....	45
II. Les formule du calcule hydraulique.....	46
II.1. Pertes de charges.....	46
II.1.1. Définition.....	46
II.1.2. Pertes de charges singulières.....	46
II.1.3. Pertes de charges linéaires.....	47
II.1.4. Les pertes de charge totales.....	47
II.2. Régimes d'écoulement - nombre de REYNOLDS.....	48
II.2.1. Régime laminaire.....	48
II.2.2. Régime turbulent.....	48
II.2.3. Résultats empiriques à titre indicatif.....	49
II.3. La détermination de coefficient de perte de charge λ	49
II.3.1. Régime d'écoulement laminaire.....	49
II.3.2. Régime d'écoulement turbulent.....	49
III. Détermination des paramètres principaux dans les pompes.....	52
III.1. Hauteur manométrique totale HMT.....	52
III.2. La puissance utile de la pompe.....	52
III.3. La puissance absorbée par la pompe (Pa).....	52
III.4. Rendement global de la pompe.....	53
III.5. Vitesse spécifique (ns).....	53
IV. Le NPSH et le phénomène de cavitation dans les pompes.....	54
IV.1. La cavitation.....	54
IV.1.1. Causes de cavitation.....	54
IV.1.2. Utilisation de la cavitation.....	54
IV.2. Conditions de bon fonctionnement.....	55
IV.3. Le NPSH (Net Positive Suction Head).....	55
IV.3.1. NPSH requis.....	56
IV.4.2.NPSH disponible.....	56

Chapitre IV : Diagnostic des performances de la station.

I. Introduction.....	59
II. Diagnostic relatif au bon fonctionnement (performance).....	59
II.1. Calcul des pertes de charge à l'aspiration.....	59
II.1.1. Calcul de la vitesse d'écoulement.....	59
II.1.2. Calcul du nombre de Reynolds.....	59
II.1.3. Calcul du coefficient de frottement λ	60
II.1.4. Calcul de la perte de charge linéaire.....	60
II.1.5. Calcul de la perte de charge singulière.....	61
II.1.6. Calcul des pertes de charges totale à l'aspiration.....	61
II.2. Calcul des pertes de charge au refoulement.....	61
II.2.1. Calcul de la vitesse d'écoulement au refoulement.....	61
II.2.2. Calcul du nombre de Reynolds.....	62
II.2.3. Calcul du coefficient de frottement λ	62
II.2.4. Calcul de la perte de charge linéaire.....	63
II.2.5. Calcul de la perte de charge singulière.....	63
II.2.6. Calcul de la perte de charge totale au refoulement.....	63
II.3. Calcul de la hauteur manométrique totale (HMT).....	64
II.4. Calcul de la pression de refoulement.....	64
III. Diagnostic relatif au bon fonctionnement et la cavitation.....	64
III.1. Calcul et vérification de NPSH.....	64
III.2. Les courbes caractéristiques de la pompe.....	65
III.2.1. Équation caractéristique de la pompe.....	65
III.2.2. La courbe de rendement de la pompe.....	67
III.2.3. La courbe de NPSHr.....	67
III.2.4. Courbe caractéristique de puissance.....	68
III.3. Courbe caractéristique de réseau.....	69
III.3.1. Équation caractéristique du réseau.....	69
III.3.2. Point de fonctionnement.....	70
III.4. Calculs des Principaux caractéristiques d'une pompe.....	70
III.4.1. Calcul de la puissance utile de la pompe.....	70
III.4.2. Calcul de la puissance absorbée par la pompe.....	71
III.4.2.1. Calcul de la puissance absorbée par les deux pompes.....	71

III.4.3. Calcul de la vitesse spécifique (Ns).....	71
IV. Diagnostic techno-économique.....	72
IV.1. Economie d'une installation de pompage.....	72
IV.1.1. Coûts d'investissement.....	72
IV.1.2. Coûts d'exploitation.....	72
IV.1.2.1. Calcul d'énergie mensuelle consommée par les pompes.....	72
IV.1.2.2. Frais d'exploitation.....	73
IV.1.2.3. Calcul de l'énergie et les frais de consommation journalière.....	73
IV.1.2.4. Calcul des frais mensuels consommés par les pompes.....	74
IV.1.2.5. Calcul des frais annuels consommés par les pompes.....	74
IV.1.3. Entretien.....	74
IV.1.3.1. Frais d'entretien.....	74
IV.1.3.2. Frais de surveillance.....	74
IV.1.4. Amortissements.....	74
IV.1.4.1. Durée de vie des moteurs.....	74
IV.1.4.2. Durée de vie du Génie Civil.....	75
IV.1.4.3. Détermination annuité de renouvellement.....	75
IV.1.4.4. calcul de coût total annuelle.....	76
IV.1.4.5. Prix de revient d'un mètre cube du pétrole pompé.....	76
V. interprétation des résultats.....	76
VI. Conclusion.....	77

Chapitre V : Diagnostic de la protection de la station.

I. Introduction.....	79
II. Les principaux phénomènes dangereux dans les stations d'hydrocarbure.....	79
II.1. Le coup de bélier.....	79
II.1.1. Définition.....	79
II.1.2. Les causes les plus fréquentes de coup de bélier.....	79
II.1.3. Pourquoi les coups de bélier sont-ils dangereux ?.....	79
II.1.3.1. Risque de forte pression.....	80
II.1.3.2. Risque de pression négative.....	80
II.1.3.3. Fatigue du tuyau.....	80
II.1.4. Les dispositifs de protection contre le coup de bélier.....	80
II.1.4.1. Cheminée d'équilibre.....	80

II.1.4.2. Réservoir d'air comprimé.....	80
II.1.4.3. Soupape de décharge.....	81
II.1.4.3.1. Les fonctions qu'assure une soupape de décharge anti-bélier.....	81
II.1.4.3.2. ce qu'il faut préciser pour commander une soupape de décharge....	81
II.1.5. Les dispositifs de protection contre le coup de bélier dans SBM.....	81
III. L'incendie.....	82
III.1. Définition de l'incendie.....	82
III.2. Description du réseau anti-incendie de SBM.....	82
III.2.1. Réseau eau anti incendie.....	82
III.2.2. Réserve d'eau anti-incendie.....	82
III.2.3. Pomperie principale anti incendie.....	82
III.2.4. Unité de stockage et dosage Emulseur.....	83
III.2.5. Colonnes de pré mélange.....	83
III.2.6. Couronnes de refroidissement.....	83
IV. Les systèmes de détecteur de la pomperie.....	83
V. Conclusion.....	84

Chapitre VI : Régulation des pompes.

I. Fonctionnement et régulation des pompes centrifuges.....	86
I.1. Point de fonctionnement.....	86
I.2. Régulation de débit par laminage.....	86
I.3. Régulation de débit avec un by-pass.....	87
I.4. Régulation de débit par variation de la vitesse de rotation.....	88
I.5. Fonctionnement en parallèle des pompes centrifuges.....	89
I.6. Fonctionnement en série des pompes centrifuges.....	90
I.7. Affûtage des aubes de roue.....	90
I.8. Régulation du débit par pré-rotation.....	91
I.9. Régulation du débit par réglage des pales.....	91
I.10. Rognage des roues.....	91

Conclusion générale.

Recherche bibliographique.

Annexes.

Liste des figures :

Chapitre I : Généralités sur les pompes.

Figure I.1 : Classification des pompes.....	17
Figure I.2 : Pompes volumétriques.....	18
Figure I.3 : Pompe à vis.....	18
Figure I.4 : Pompe à engrenage extérieur.....	19
Figure I.5 : Pompe à engrenage intérieur.....	19
Figure I.6 : Pompes à lobes.....	19
Figure I.7 : Pompe à palette libre.....	20
Figure I.8 : Pompe à palette flexible.....	20
Figure I.9 : Pompe à membranes.....	21
Figure I.10 : Pompes à piston.....	21
Figure I.11 : Les domaines respectifs des trois types de pompes roto-dynamiques.....	22
Figure I.12 : Pompe centrifuge monocellulaire en porte à faux.....	23
Figure I.13 : Pompe multicellulaire.....	23
Figure I.14 : Représentation schématique d'une pompe centrifuge.....	24
Figure I.15 : Types de roue.....	25
Figure I.17 : Point de fonctionnement d'une pompe.....	26
Figure I.18 : Entraînement par moteur.....	27

Chapitre II : Description de la zone d'étude.

Figure II.1 : Canalisation de SONATRACH et la situation géographique du SBM.....	31
Figure II.2 : Vue synoptique de la station SBM.....	33
Figure II.3 : la canalisation dans la station SBM.....	33
Figure II.4 : les filtres.....	34
Figure II.5 : Les bacs de stockage (R651 et R562) réseau principal.....	35
Figure II.6 : Pompes boosting.....	37
Figure II.7 : Les pompes principales.....	38
Figure II.8 : La sortie de la station (expédition).....	39
Figure II.9 : Réseau de drainage.....	40
Figure II.10 : La gare racleur.....	40
Figure II.11 : Les deux cuves de purges.....	41
Figure II.12 : Déshuileur.....	41
Figure II.13 : Vanne.....	42

Liste des figures

Figure II.14 : Les quatre transformateurs.....	42
Figure II.15 : Le groupe électrogène.....	42
Chapitre III : Approche théorique.	
Figure III.1 : Représentation d'un régime laminaire.....	49
Figure III.2 : Représentation d'un régime turbulent.....	49
Figure III.3 : Roue soumise à cavitation.....	56
Figure III.4 : Effet de la cavitation sur la roue d'une pompe centrifuge.....	56
Figure III.5 : Le NPSH requis et disponible d'une pompe.....	57
Chapitre IV : Diagnostic des performances de la station.	
Figure IV.1 : Courbe caractéristique de la pompe.....	67
Figure IV.2 : Courbe caractéristique de deux pompes en parallèle.....	68
Figure IV.3 : La courbe de rendement d'une pompe.....	68
Figure IV.4 : La courbe de NPSH _r	69
Figure IV.5 : La courbe de la puissance.....	69
Figure IV.6 : La courbe caractéristique de réseau.....	70
Figure IV.7 : Le point de fonctionnement des deux pompes et le rendement.....	71
Chapitre V : Diagnostic de protection de la station.	
Figure V.1 : Les soupapes de sécurité.....	83
Figure V.2 : Système de refroidissement des bacs de stockage.....	84
Chapitre VI : Régulation des pompes.	
Figure VI.1 : Schéma avec vanne de laminage.....	87
Figure VI.2 : Schéma d'une régulation par by-pass.....	88
Figure VI.3 : Fonctionnement d'une pompe à vitesse de rotation variable.....	90
Figure VI.4 : Couplage en parallèle des pompes centrifuges.....	90
Figure VI.5 : Couplage en série des pompes centrifuges.....	91
Figure VI.6 : Aubes de roue affûtées.....	91
Figure VI.7 : Rognage d'une pompe centrifuge.....	92
Figure VI.8 : Courbes caractéristiques de la pompe pour plusieurs diamètres de rognage	93

Liste des tableaux :

Chapitre I : Généralités sur les pompes.

Tableau I.1 : Avantages et inconvénients des pompes roto-dynamiques..... 23
Tableau I.2 : Avantages et inconvénients des pompes centrifuges..... 26

Chapitre II : Description de la zone d'étude.

Tableau II.1 : Caractéristique des bacs de stockage..... 35
Tableau II.2 : Les paramètres de sortie des pompes de gavage..... 36
Tableau II.3 : Les caractéristique des pompes booster..... 36
Tableau II.4 : Pomperie principales..... 37
Tableau II.5 : Caractéristique de la pompe principale..... 37
Tableau II.6 : Caractéristique du moteur d'entraînement..... 38
Tableau II.7 : Caractéristique du coupleur hydraulique..... 39
Tableau II.8 : Liste des principaux équipements de la station SBM et leurs états..... 43

Chapitre III : Approche théorique.

Tableau III.1 : Tension de vapeur de quelques pétroles bruts..... 47
Tableau III.2 : Classification des pompes selon la vitesse spécifique..... 54

Chapitre IV : Diagnostic des performances de la station

Tableau IV.1 : La variation de la HMT d'une pompe par rapport au débit..... 66
Tableau IV.2 : La variation de la HMT de deux pompes par rapport au débit..... 67
Tableau IV.3 : La variation du rendement de la pompe par rapport au débit..... 68
Tableau IV.4 : la variation de $NPSH_r$ par rapport au débit..... 69
Tableau IV.5 : La variation de la puissance par rapport au débit..... 69
Tableau IV.6 : Variation de HMT de réseau par rapport au débit..... 70
Tableau IV.7 : Les prix unitaire d'un KWh selon les déférentes heures..... 74
Tableau IV.8 : Les frais de consommation journalière des pompes..... 74
Tableau IV.9 : Durée de vie des moteurs..... 76

Chapitre VI : Régulation des pompes.

Tableau VI.1 : Avantages et inconvénients du Régulation de débit par laminage..... 88
Tableau VI.2 : Avantages et inconvénients du Régulation de débit par by-pass..... 88
Tableau VI.3 : Avantages et inconvénients du Régulation de débit par variation de la vitesse de rotation 89

Introduction générale

Introduction générale

L'industrie pétrolière est un secteur clé peut être considérée comme le seul pilier pouvant supporter l'économie et le développement de notre pays qui possède d'importantes réserves en pétrole et gaz.

Le transport par canalisation est une activité importante dans la chaîne pétrolière de point de vue opérationnel. Aujourd'hui, le transport par canalisation est le moyen le plus utilisé en transport des hydrocarbures car c'est le moyen le plus sûr et le plus économique. Actuellement, des moyens de modernisation et de gestion des réseaux ont été mis en place afin d'assurer l'acheminement des hydrocarbures dans des conditions économiques, sécuritaires et environnementales exigées par les normes internationales. Des stations intermédiaires sont installées sur les réseaux de transport et équipées par des moyens technologiques pour assurer l'arrivée du produit transporté dans les conditions recommandées aux terminaux finales. En Algérie c'est la SONATRACH qui est en charge de la gestion et la valorisation des ressources nationales d'hydrocarbures.

Le diagnostic est l'ensemble de mesures, de contrôles faits pour déterminer ou vérifier les caractéristiques techniques d'un système à des fins de maintenance ou d'amélioration.

L'objectif général de notre travail consiste à faire une étude de diagnostic de la station de pompage d'hydrocarbure de Béni Mansour (SBM) dans la wilaya de Brouira.

Pour ce faire, nous allons présenter un mémoire comportant six chapitres également réparti sur les présentations théoriques et pratiques de notre travail.

Le premier chapitre est consacré pour les généralités sur les pompes, la classification de différents types de pompes ainsi que leurs principes de fonctionnement et la théorie des pompes centrifuges.

Ensuite, le deuxième chapitre vise à décrire le site de Sonatrach de Béni Mansour, ainsi que le matériel et les différents équipements sur lesquels se base l'entreprise.

Le troisième chapitre est réservé pour l'approche théorique.

Le quatrième chapitre est consacré à l'étude de diagnostic (performance, cavitation et techno-économique) de la station SBM.

Le cinquième chapitre abordera le diagnostic de protection de la station SBM.

Le dernier chapitre est réservé pour la régulation des pompes.

Enfin, nous terminons notre travail par une conclusion générale.

Chapitre I: **Généralités sur les pompes**

I. Définition :

On appelle pompe du nom italien « pompa » toutes machines hydrauliques qui servent à déplacer les liquides d'une région de basse pression vers une région à grande pression. Son fonctionnement consiste à produire une différence de pression entre la région d'aspiration et la région de refoulement au moyen de l'organe actif (piston, roue,...etc.) de la pompe. Du point de vue physique, la pompe transforme l'énergie mécanique en énergie hydraulique.

II. Classification des pompes :

Les pompes en général se partagent en trois grandes familles :

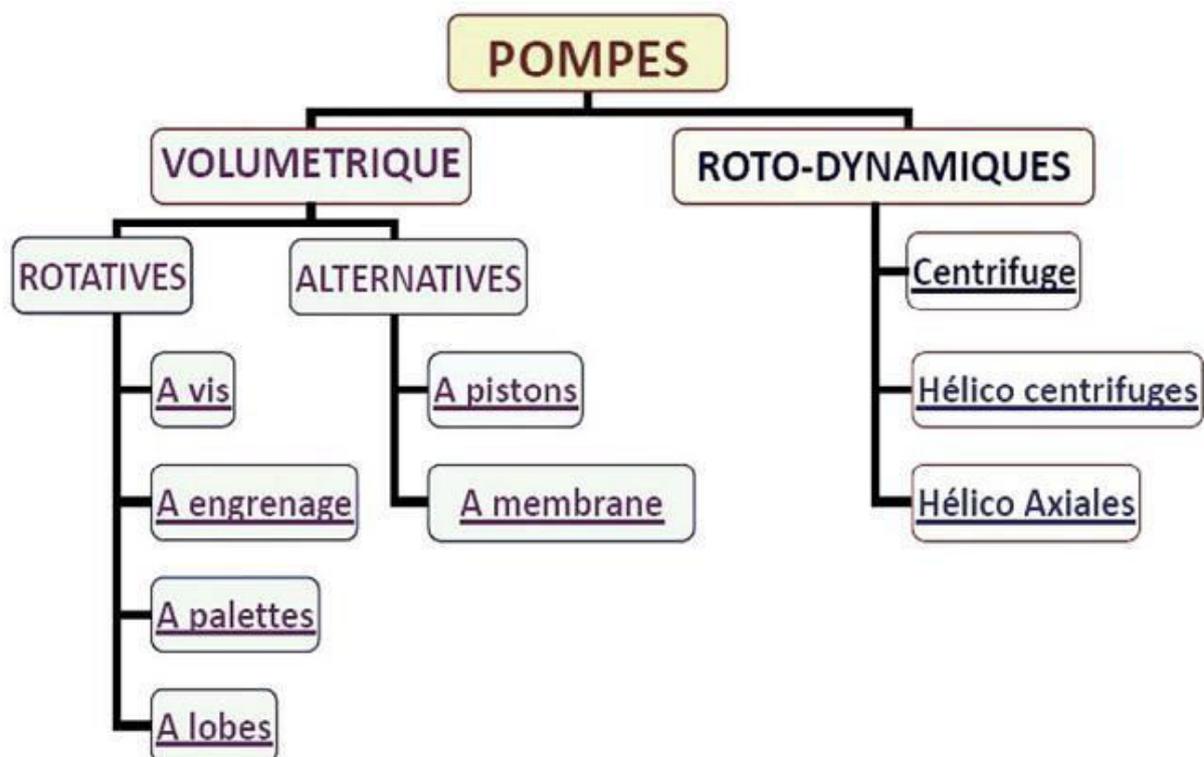


Figure I.1 : Classification des pompes [2].

II.1.Famille I : pompes volumétriques à rotor tournant (rotatives) :

Le fluide se trouve enfermé dans un volume clos, mais mobile, qui va le transférer d'un état de pression 1 à un état de pression 2, avec modification du volume circulant entre le circuit d'aller et celui de retour. Les modes de réalisation sont très variés : pompes à engrenages, pompes à engrenages hélicoïdaux intérieurs, pompes à lobes, pompes péristaltiques, pompes à palettes, pompes à vis hélicoïdales,...etc. [1].



Pompe à engrenage



pompe à palette

Figure I.2 : Pompes volumétriques.

II.1.1.Pompe à Vis :

Une vis centrale motrice entraînant deux vis satellites. Elles ont un fonctionnement silencieux et un écoulement stable, et engendrent des pressions élevées [1].

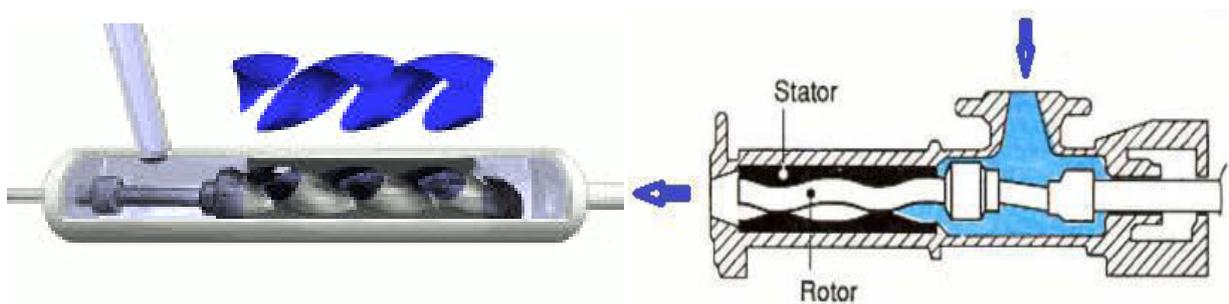


Figure I.3 : Pompe à vis.

II.1.2.Pompes à engrenages :

II.1.2.1 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 [1].

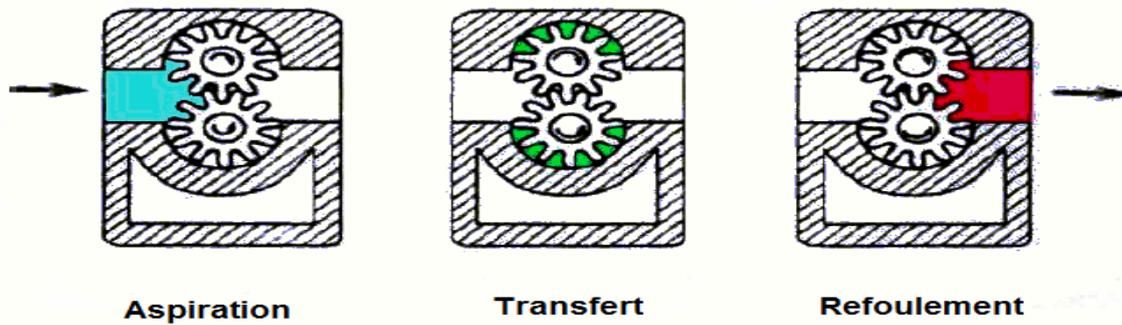


Figure I.4 : Pompe à engrenage extérieur.

II.1.2.2. Pompes à engrenages intérieurs:

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

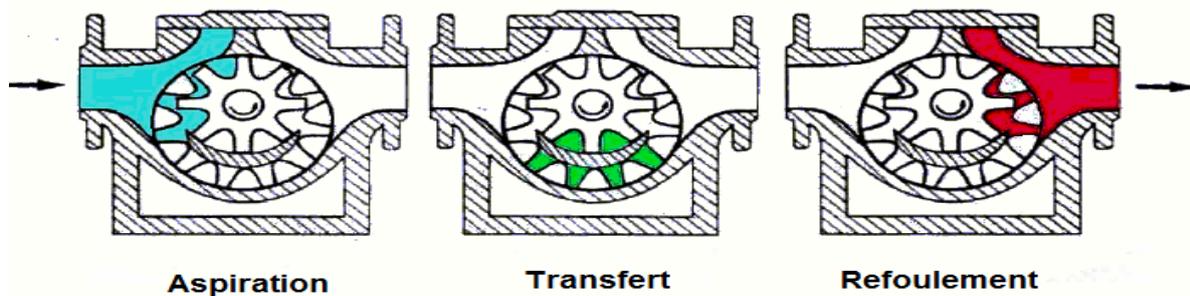


Figure I.5 : Pompe à engrenage intérieur.

II.1.3. Pompes à aubes appelées (communément rotors) :

Le principe reste le même que celui d'une pompe à engrenages externes classique à ceci près que les dents ont une forme bien spécifique et qu'il n'y a que deux ou trois dents (aubes) par engrenage. Les rotors ne sont jamais en contact et, pour ce faire, sont entraînés par des engrenages externes. De ce fait, le pouvoir d'aspiration reste faible.



Figure I.6 : Pompes à lobes.

II.1.4 Pompes à palettes :

II.1.4.1. Pompes à palettes libres:

Un corps cylindrique fixe communique avec les orifices d'aspiration et de refoulement. A 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 capacités comprises entre les cylindres et les palettes en créant ainsi une aspiration du liquide d'un côté et un refoulement de l'autre.

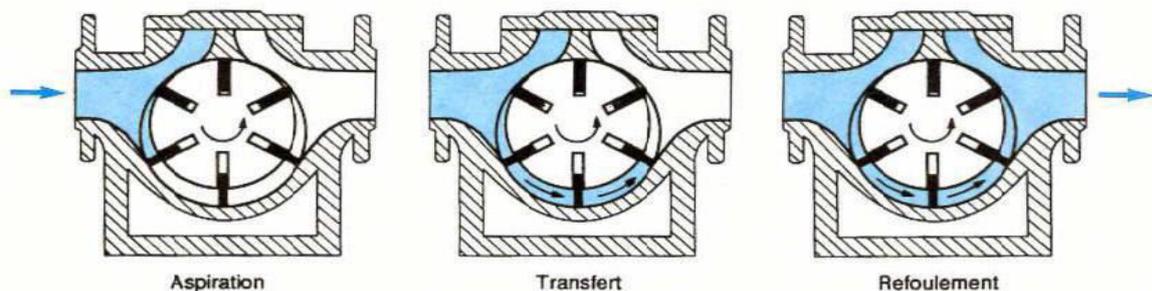


Figure I.7 : Pompe à palette libre.

II.1.4.2. 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 caractéristiques, débit, vitesse, pression sont sensiblement identiques aux précédentes [1].



Figure I.8 : Pompe à palette flexible.

II.2. Famille II : pompes volumétriques alternatives (à pistons) :

Une pompe volumétrique alternative se compose aussi d'un corps de pompe parfaitement clos, à l'intérieur duquel se déplace un élément mobile rigoureusement ajusté ; mais la pièce mobile

est animée d'un mouvement alternatif. Elles conviennent particulièrement bien pour des pressions élevées, et des débits faibles, généralement inférieurs à $100 \text{ m}^3/\text{h}$, mais pouvant atteindre $200 \text{ m}^3/\text{h}$.

II.2.1. Pompes à membranes, ou à soufflets:

Le déplacement du piston est remplacé par les déformations alternatives d'une membrane en matériau élastique. Ces déformations produisent les phases d'aspiration et de refoulement que l'on retrouve dans toute pompe alternative.

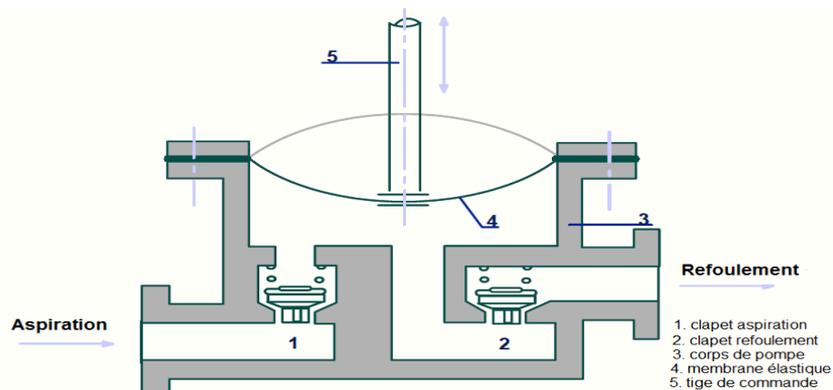


Figure I.9 : Pompe à membranes.

II.2.2. Pompes à piston:

Son principe est d'utiliser les variations de volume occasionné par le déplacement d'un piston dans un cylindre. Ces déplacements alternativement dans un sens ou dans l'autre produisent des phases d'aspiration et de refoulement. Quand le piston se déplace dans un sens le liquide est comprimé: il y a fermeture du clapet d'admission et ouverture du clapet de refoulement. Le fonctionnement est inverse lors de l'aspiration du liquide dans la pompe [1].

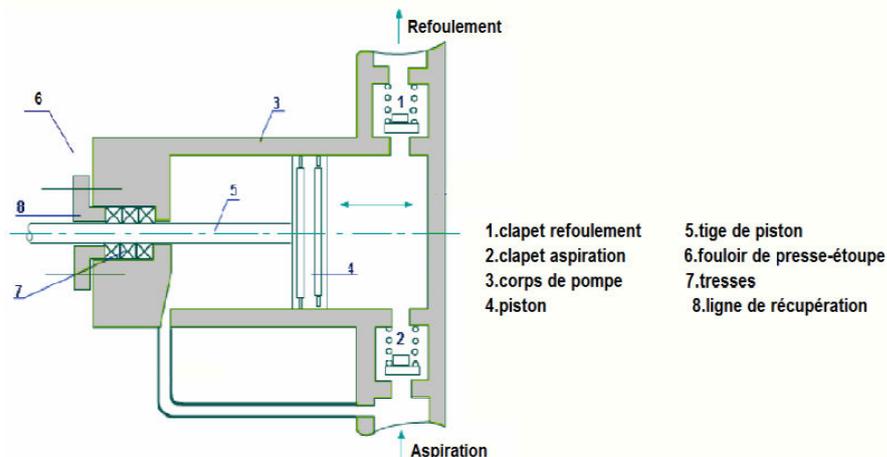


Figure .I.10 : Pompes à piston [3].

II.3.Famille III : pompes roto-dynamiques :

Cette famille peut être caractérisée par le fait que la pression y est générée soit par l'action des forces centrifuges, soit par la conversion en pression de l'énergie cinétique communiquée au fluide (en le ralentissant). Les pompes roto-dynamiques constituent un système ouvert et en équilibre, où le fluide n'est jamais enfermé dans un volume totalement clos. Cette famille de pompes est capable d'atteindre des débits (Q) très élevés.

II.3.1. Classification des pompes roto-dynamiques :

Dans la famille roto dynamiques, on classe les pompes :

- Selon la trajectoire du fluide (trajectoire de l'écoulement) :
 - Les pompes centrifuges (à écoulement radial).
 - Les pompes hélico-centrifuges (à écoulement diagonal)
 - Les pompes axiales ou à hélices (à écoulement axiales).

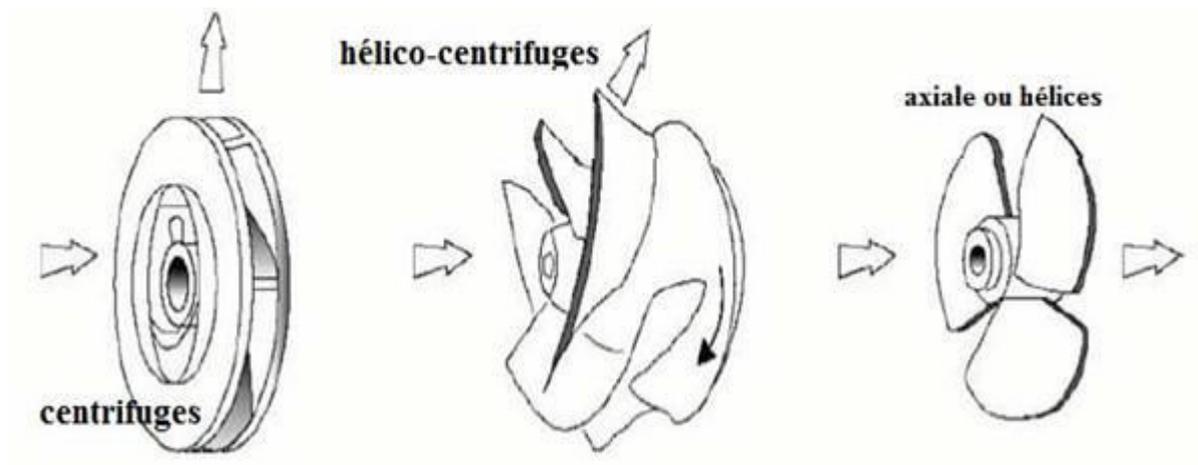


Figure I.11 : Les trois types des pompes roto-dynamiques [1].

- Selon le nombre d'étages :
 - Monocellulaire : avec une seule roue (impulseur) sur l'arbre.
 - Multicellulaire : avec plusieurs impulseurs sur l'arbre disposé en série.
- Selon la disposition de l'axe de la pompe :
 - Pompe vertical.
 - Pompe horizontal.

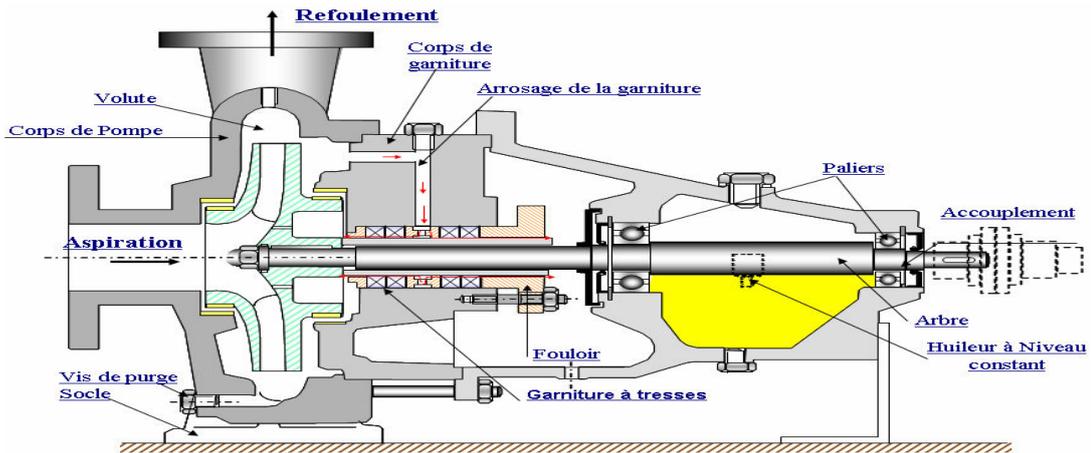


Figure I.12 : Pompe centrifuge monocellulaire en porte à faux [1].

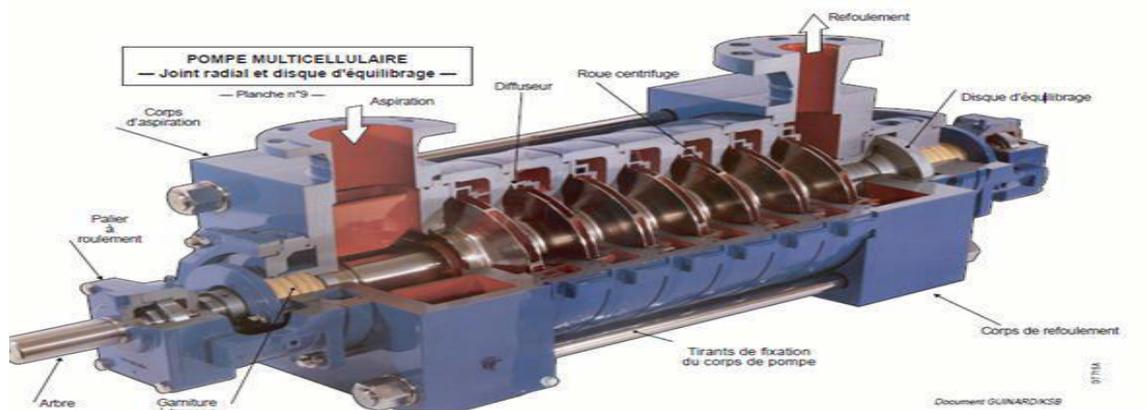


Figure I.13 : Pompe multicellulaire [1].

II.3. 2. Avantages et inconvénients des pompes roto-dynamiques:

Tableau I.1 : Avantages et inconvénients des pompes roto-dynamiques.

Avantages	inconvénients
ce sont des machines de construction simple, sans clapet ou soupape, d'utilisation facile et peu coûteuses.	Impossibilité de pomper des liquides trop visqueux.
Leur rendement est souvent meilleur que celui des « volumétriques ».	Production d'une pression différentielle peu élevée (de 0,5 à 10 bar).
Elles sont adaptées à une très large gamme de liquide.	Elles ne sont pas auto-amorçages
Leur débit est régulier et le fonctionnement est silencieux.	à l'arrêt, ces pompes ne s'opposent pas à l'écoulement du liquide par gravité.

II.3.3. Pompe centrifuge :

II.3.3.1. Description d'une pompe centrifuge :

Les pompes centrifuges sont destinées à véhiculer les liquides à un débit de refoulement important avec une faible pression comparativement aux pompes volumétriques.

Les principales composantes des pompes centrifuges sont les suivant :

1) Distributeur : c'est un organe fixe ayant pour rôle la conduite du liquide depuis la section d'entrée de la pompe jusqu'à l'entrée de l'impulser, il se réduit à une simple tuyauterie pour les pompes monocellulaire.

2) L'impulseurs (rotor) : c'est l'âme de la pompe centrifuge, il comporte des aubes ou ailettes, qui grâce à leur interaction avec le liquide véhiculé transforme l'énergie mécanique en énergie de pression dans le récupérateur. L'impulser se compose de le moyeu, bagues d'étanchéité (d'usure), et les flasques.

3) Le récupérateur (l'enveloppe) : c'est un organe fixe qui collecte le liquide à la sortie du rotor et la canalisé vers la section de sortie de la pompe avec la vitesse désirée. Le récupérateur se compose en général de deux (2) parties :

- Le diffuseur : a pour rôle de transformer l'énergie cinétique en énergie de pression, et ainsi limiter la vitesse du liquide pour éviter les pertes de charges exagérées.
- La volute : c'est le collecteur du liquide venant du diffuseur, elle assure la transformation d'énergie cinétique en pression et canalise le liquide vers la section de sortie de la pompe.

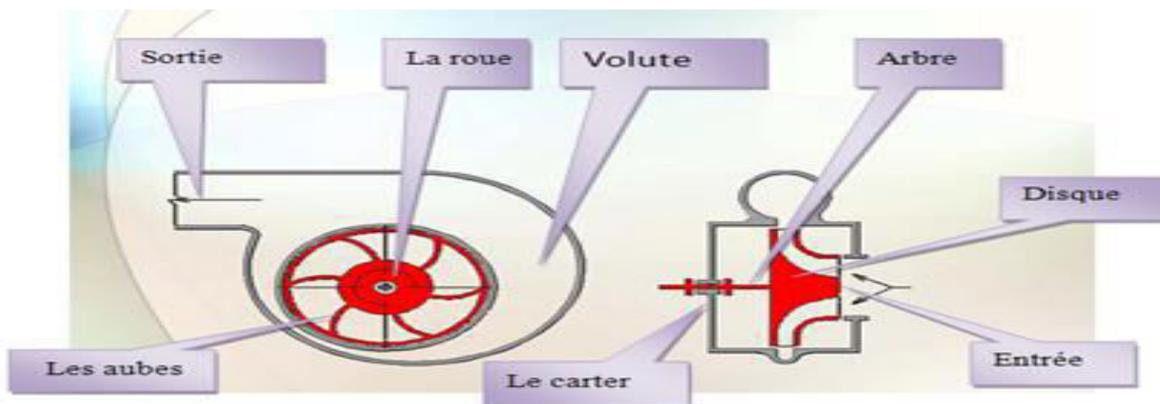


Figure I.14 : Représentation schématique d'une pompe centrifuge [6].

II.3.3.2. Fonctionnement :

Une pompe centrifuge dans sa forme la plus simple est constituée d'une roue munie d'ailettes radiales et tournantes à l'intérieur d'une enveloppe corps de pompe. son principe de

fonctionnement est d'utiliser la force centrifuge créée par la rotation de la roue pour transmettre au liquide pompé l'énergie. Le liquide à l'aspiration de la pompe se dirige vers le centre de l'impulseur (rotor) en rotation d'où il sera propulsé radicalement vers l'extérieur par la force centrifuge. Cette vitesse est ensuite convertie en pression au niveau de diffuseur [4].

Les roues des pompes centrifuges sont très souvent fermées, constituées de deux flasques entretoisées par les aubes ; ces aubes peuvent être semi-ouvertes avec un seul flasque arrière ou encore ouvertes, sans flasque toutes ces roues centrifuges sont alimentées axialement par le liquide, après circulation dans les canaux, le liquide sort radialement par rapport à l'axe de rotation.

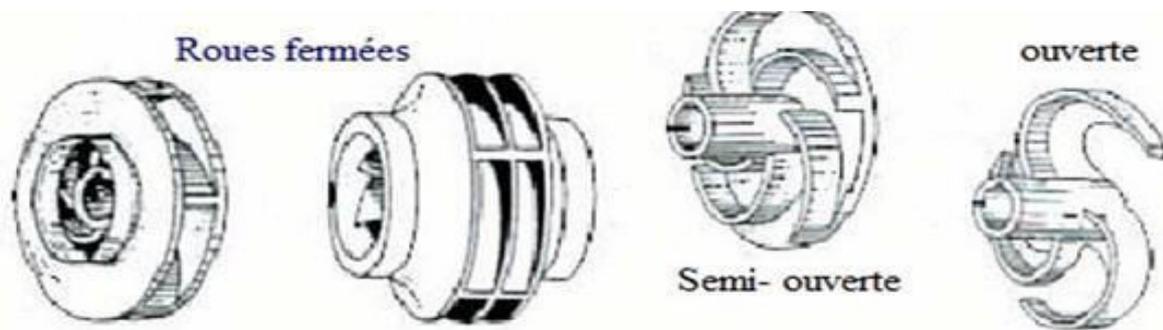


Figure I.15 : Types de roue [2].

II.4. Caractéristiques d'une pompe centrifuge :

II.4.1. Les courbes rassemblées par le constructeur:

Les constructeurs vendent leurs pompes avec un catalogue, dans lequel on trouve les courbes caractéristiques de la pompe; dans le même graphe on trouve les courbes suivant [5] :

$[\eta = f(Q_v); H = f(Q_v); P = f(Q_v); NPSH_{requis} = f(Q_v)]$.

H : hauteur manométrique d'une pompe.

η_g : rendement globale de la pompe.

P : puissance absorbée de la pompe.

Q_v : débit volumique de la pompe.

NPSH_r : charge nette absolue à l'aspiration.

II.4.2. Principales caractéristiques d'une pompe :

- ❖ La Puissance.
- ❖ Le Rendement (η).
- ❖ NPSH requis.

Chapitre I : Généralités sur les pompes

- ❖ La Hauteur manométrique ou hauteur d'élévation d'une pompe (HMT).
- ❖ Nombre de tours spécifiques n_s : Si $20 < n_s < 100$ tr/min c'est une pompe centrifuge.

II.4.3. Point de fonctionnement :

On obtient le point de fonctionnement de la pompe par intersection de la courbe caractéristique de l'installation hydraulique avec la courbe des HMT en fonction des débits de la pompe [5].

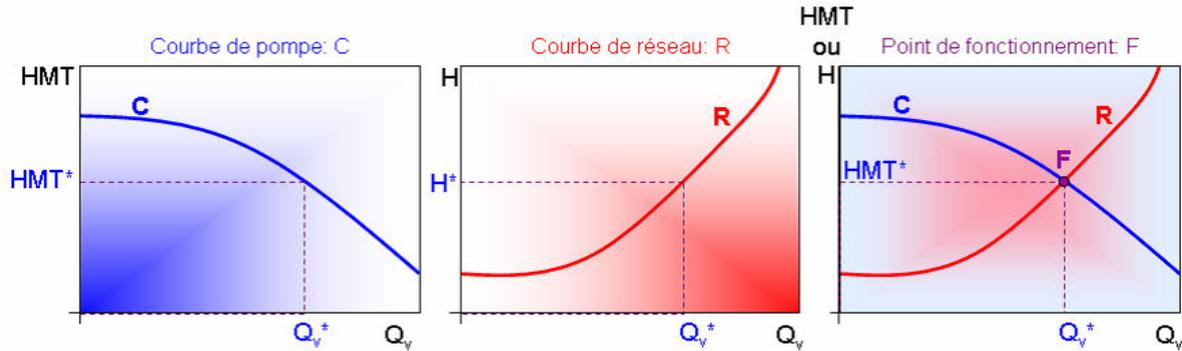


Figure I.17 : Point de fonctionnement d'une pompe. [4]

II.4.4. Les facteurs de dysfonctionnement des pompes centrifuges :

Les ruptures du fonctionnement d'une pompe peut être causée par plusieurs facteurs ; à savoir : (Surcharge, Mauvais graissage, Fluide inadapté, Fonctionnement à vide, Mauvais alignement, Fuite, Corps étranger, Contraintes des tuyauteries et Cavitation).

II.4.5. Avantages et inconvénients des pompes centrifuges :

Tableau I.2 : Avantages et inconvénients des pompes centrifuges.

Avantages	inconvénients
Faible encombrement et bruit négligeable.	A faible débit où à grande hauteur de refoulement, le rendement diminue.
Simplicité de construction et régularité dans le fonctionnement	Phénomène de cavitation en cas de pression insuffisante à l'aspiration.
Absence variation de débit et de pression et aptitude du fonctionnement à grande vitesse	Diminution de la hauteur de refoulement en cas de mauvaise étanchéité de la conduite d'aspiration

II.5. Le dispositif d'entraînement :

- Entraînement par un moteur électrique.
- Entraînement par un moteur à combustion interne.

II.5.1. Entraînement par un moteur électrique :

Le moteur électrique entraîne dans ce cas la pompe à haute vitesse, par l'intermédiaire d'un multiplicateur. Dans certaines applications, le multiplicateur est intégré à la pompe. Dans le cas de moteur à vitesse fixe, il est nécessaire de prévoir un système supplémentaire de réglage du débit.

De plus en plus fréquemment les pompes centrifuges sont entraînées par des moteurs électriques à vitesse variable permettant ainsi de réguler le débit économiquement.

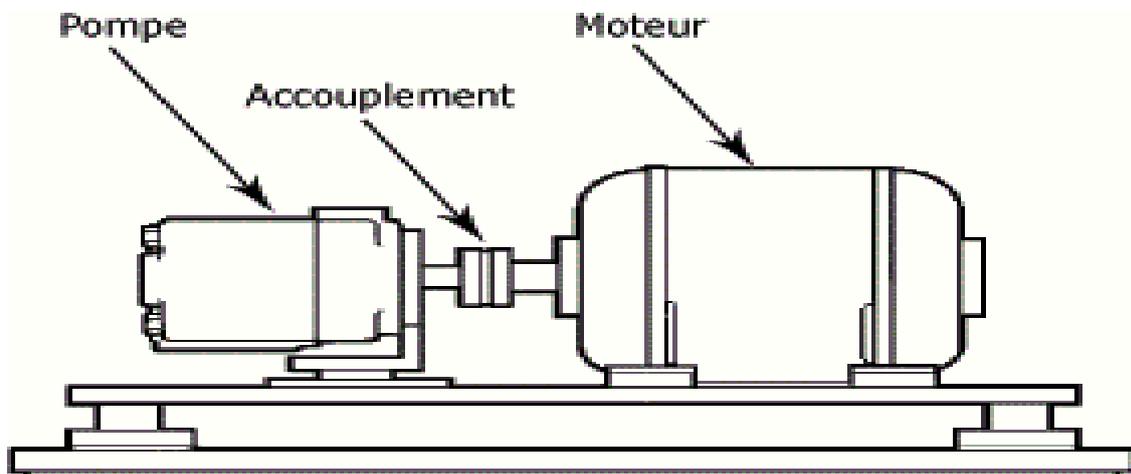


Figure I.18 : Entraînement par moteur [2].

III. Choix du type de pompe :

La pompe choisie doit répondre aux conditions suivantes [10] :

- ✓ Assurer le débit et la charge demandée.
- ✓ Meilleur rendement.
- ✓ Vérifier la condition de non cavitation.
- ✓ Encombrement et poids les plus faibles.
- ✓ Vitesse de rotation la plus élevée.
- ✓ Puissance absorbée minimale.
- ✓ Être fabriquée en série.

IV. Choix du nombre de pompes :

Le choix du nombre de pompes doit répondre aux critères suivants [11] :

- ✓ Le nombre doit être le plus minimal possible.
- ✓ Meilleur rendement.
- ✓ NPSHr minimal.
- ✓ Puissance absorbée minimale.
- ✓ Nombre d'étage minimal.

Chapitre II:
Présentation de la station d'étude

I. Introduction :

Dans ce chapitre on donne une présentation générale de SONATRACH et on parlera de différentes constitutions de la station de Béni Mansour et de l'objectif, ou la tâche assurée. Après on donnera un aperçu sur les équipements utilisés.

II. Présentation générale de SONATRACH :

II.1.SONATRACH :

SONATRACH est une Société nationale Algérienne de recherche, d'exploitation, de transport par canalisation, de transformation et de commercialisation des hydrocarbures ainsi que ces dérivées. Elle a pour missions de valoriser de façon optimale les ressources nationales des hydrocarbures et de créer des richesses au service du développement économique et social du pays [9].

II.2.Présentation de TRC (Transport par Canalisation) :

L'Activité de Transport par Canalisations est un maillon important dans la chaîne de production des hydrocarbures et ce, d'un point de vue opérationnel, stratégique et historique.

Après la création de SONATRACH en 1966, elle a débuté avec l'activité de transport par canalisation, lorsqu'elle s'est lancée en 1966 dans la construction du premier oléoduc algérien, l'OZ1, d'une longueur de 805 KM, reliant Haoud El Hamra à Arzew.

Depuis, le réseau de transport par canalisations n'a cessé de se développer en réponse à la grande demande d'activité Amont et Aval, qui ont connus des essors dans le besoin pétrolier et gazier, au niveau national et en international.

La longueur du réseau de transport des hydrocarbures aujourd'hui dépasse une longueur de 19000 Km pour un nombre de 37 pipelines dont Trois gazoducs transcontinentaux assurent l'exportation de gaz vers l'Europe à travers les pays du Maghreb [9].

La division TRC comprend 05 régions :

- **Région Transport Est RTE.**
- **Région Transport Centre RTC.**
- **Région Transport Ouest RTO.**
- **Région Transport de HAOUD EL HAMRA RTH.**
- **Région Transport IN AMINAS RTI.**

II.3. Présentation de la RTC (Région transport centre) :

La région transport centre est chargée du Transport par canalisation, du Stockage et de la livraison des hydrocarbures liquides et gazeux. Ces hydrocarbures sont [9] :

- Le Pétrole brut.
- Le Gaz Naturel.

III. Présentation de la station de Béni Mansour :

La station de pompage de Béni Mansour (SBM) se situe dans la commune de Ath Mansour, daïra de M'chedallah, à environ 50 km à l'est de la wilaya de Bouira et environ de 107 Km au sud-ouest de la wilaya de Bejaia, le site s'étend sur la superficie de 71525 m² dont 53625 m² pour la station de pompage.

La SBM est alimentée par un nouveau piquage sur le pipeline OB1 véhiculant du pétrole brut de site Haoud El hamra vers le terminal pétrolier de Bejaia. Cette déviation sur OB1 permet via la station de pompage de Béni-Mansour d'alimenter la raffinerie de Sidi-Arcine située au voisinage d'Alger par le nouveau pipeline 20'D.OG1.

La station de pompage de Béni-Mansour doit assurée un débit pouvant atteindre 650m³/h pour une pression de 68 bars [7].

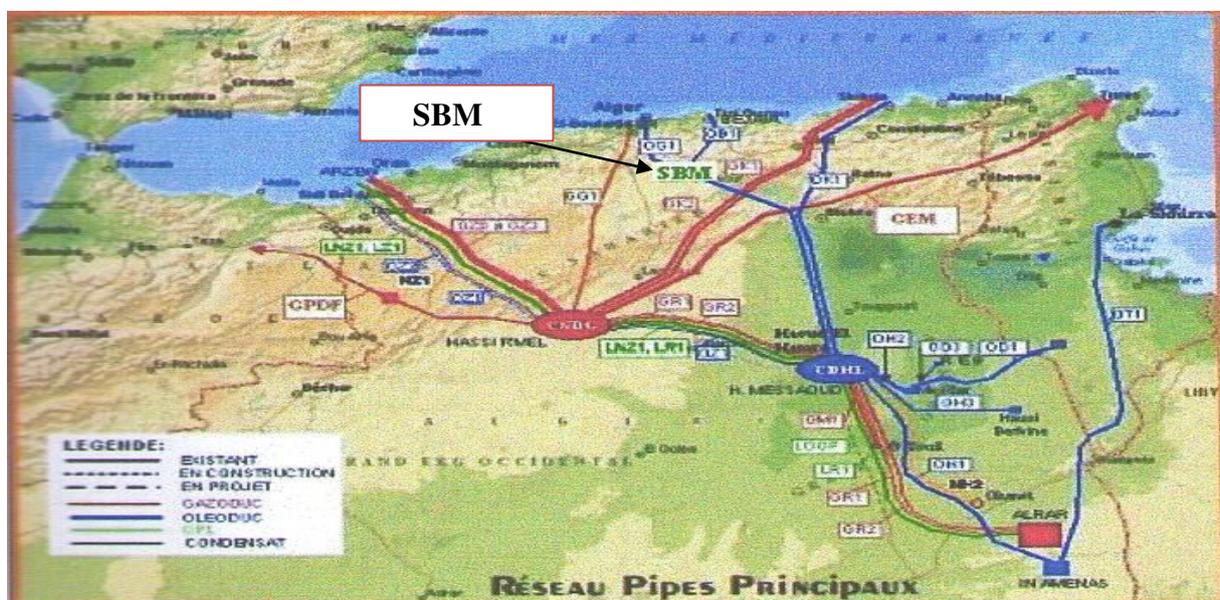


Figure II.1 : Canalisation de SONATRACH et la situation géographique du SBM.

III.1.L'organisation de la station de Béni-Mansour :

La station de Béni-Mansour est gérée par un responsable du site dit le Chef de Groupe de la station et sous sa coup six sections qui sont :

- Exploitation (exploitation des équipements).
- La maintenance (la réparation et le maintien des équipements en bon état de marche).
- HSE (la sécurité des équipements, du personnel et la préservation de l'environnement).
- Travaux (la réparation des fuites sur manifold, à l'intérieur de la station et le nettoyage des lieux contaminé).
- Gestion (la gestion du personnel et du matériel).
- Moyens généraux (la gestion du restaurant et de l'hôtel) [8].

III.2. Objectif de la station de Béni-Mansour :

L'objectif de la station est :

- Le pompage de brut vers la raffinerie d'Alger (Sidi-Arcine). Pour cela, elle doit assurer un débit suffisant pour répondre aux besoins de cette unité. Pour réaliser cet objectif, les groupes électropompes de la station sont dimensionnés pour développer une pression afin de vaincre le point culminant.
- Assurer un débit continu avec une pression bien déterminée selon la demande des terminaux ou bien exigence de la station.
- Contrôle du passage du brut vers le terminal pétrolier de Bejaia [8].

III.3. Constitution de la station de Béni-Mansour :

- Un piquage constitue essentiellement d'une vanne régulatrice de débit elle contrôle le débit rentrant à la station pour différents modes de fonctionnement.
- Une zone dédiée aux bureaux administratifs et locaux sociaux.
- Une base de vie utilisée par le personnel travaillant dans la station ; permanent et temporaire.
- Une ancienne station (à l'arrêt).
- Une nouvelle station.

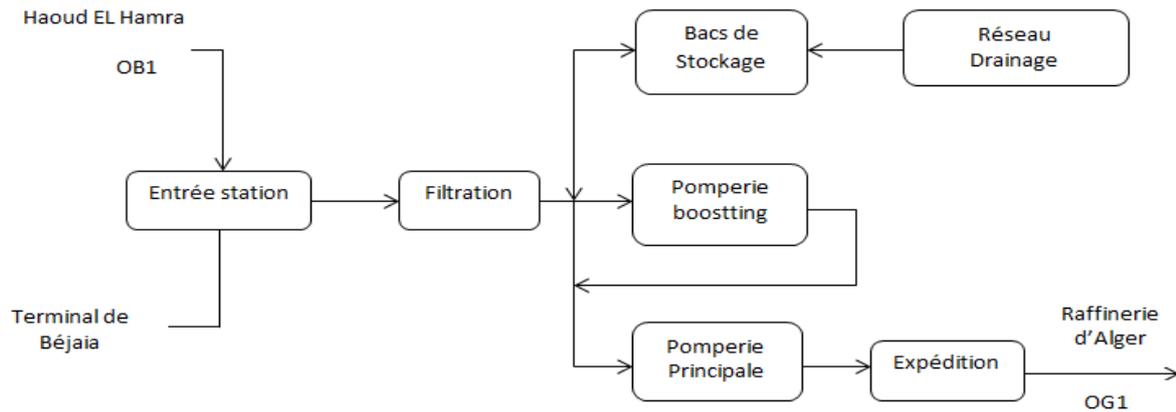


Figure II.2 : Vue synoptique de la station SBM. [9]

IV. Les différents équipements de la station SBM :

Pour le bon fonctionnement dans la station de Béni Mansour (SBM) les moyens matériels qui sont mis à la disposition sont les suivants :

IV.1. Les canalisations :

Caractérisée par des diamètres différents sur la station avec la tuyauterie de 20'' celle qui est reliée à la SBM à Alger.



Figure II.3 : La canalisation dans la station SBM.

IV.2. Entrée de la station :

Une vanne motorisée (MOV01), installée sur la ligne d'entrée, permet l'isolement de la station. Cette vanne est commandée directement par l'opérateur soit par le DCS (Distributed Control System), soit localement.

La vanne MOV01 peut être en deux positions (A ou B) :

A- La MOV01 est en position ouverte lors des actions suivantes :

Chapitre II : Présentation de la station d'étude

- Alimentation de la pompe principale depuis le pipe OB1.
- Remplissage des bacs de stockage (R561 et R562).
- Les deux actions en même temps (alimentation de la pomperie principale depuis OB1 et remplissage des bacs de stockage).

B- La MOV01 est en position fermée lors des actions suivantes :

- Arrêt total de la station.
- Alimentation de la pomperie principale par les bacs de stockage via la pomperie boosting.

IV.3. La filtration :

Une station de filtration est installée à l'entrée de la station. Elle est composée de deux unités de filtration, une en marche et l'autre en réserve d'une capacité de traitement de 1400 m³/h chacune.

Chaque unités de filtration se compose de :

- 1 vanne motorisée d'entrée.
- 1 transmetteur de pression différentielle.
- 1 vanne motorisée de sortie.

La gestion de basculement des filtres se réalise soit automatiquement (mode secours), soit manuellement (mode normal).

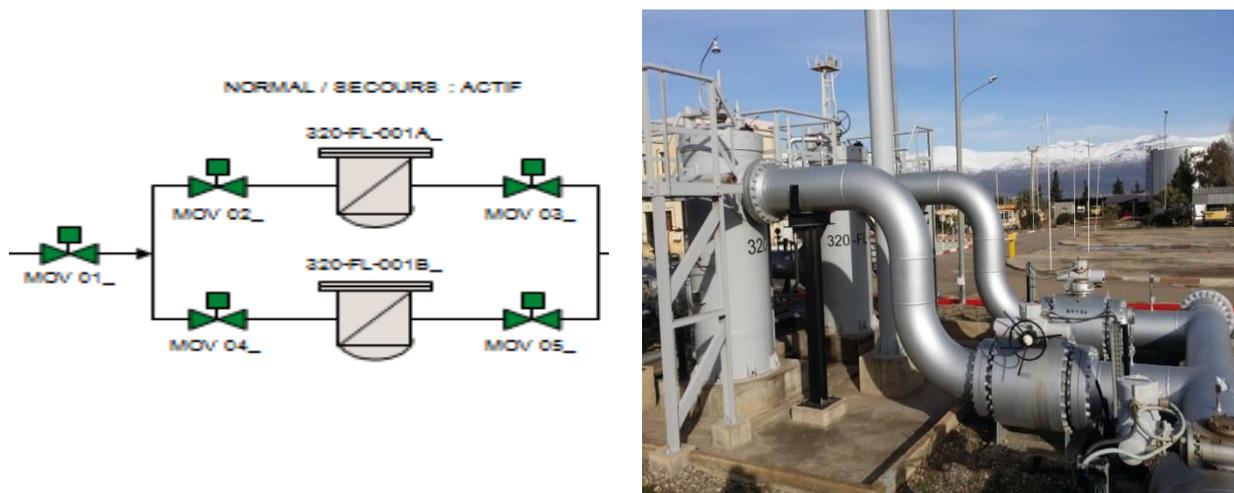


Figure II.4 : Les filtres (320-fl-001A_ et 320-fl-001B).

IV.4. Le stockage :

La section de stockage se compose de deux bacs à toit flottant d'une capacité de 12000 m³ chacun. Ces bacs de stockage servent de tampons de réserve à la station de pompage. Chaque bac de stockage se compose de :

- 1 vanne motorisée d'entrée sur le réseau de drain et purge.
- 1 vanne motorisée d'entrée /sortie sur le réseau d'arrivée du brut.
- 1 transmetteur de niveau.
- 1 Switch de détection de niveau haut.
- 1 Switch de détection de niveau bas.

Le remplissage de ces bacs de stockage est réalisé soit depuis le réseau d'arrivée du brut (Réseau principal), soit depuis le réseau de drain et purge (réseau secondaire). Les bacs ne peuvent être vidés que par le réseau principal.

Tableau II.1 : Caractéristique des bacs de stockage [7].

Nom	R561 (1969)/ R562 (1988)
Hauteur	18 m
Hauteur de remplissage	16 m
Diamètre	30.480 m
Volume	13 345 m ³
Volume de remplissage	12000 m ³
Epaisseur a la base	16.32 mm
Epaisseur au sommet	6.32 mm

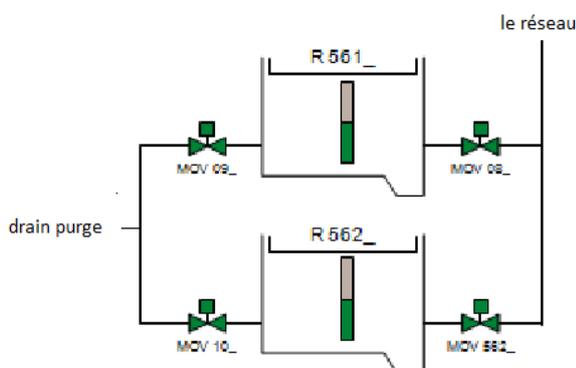


Figure II.5 : Les bacs de stockage (R651 et R562) réseau principal.

IV.5. Le pompage :

IV.5.1. Pompages boosting :

La pomperie boosting se compose de trois (03) pompes de gavage. Ces pompes sont utilisées dans le cas où l'alimentation de la station depuis OB1 est rendue indisponible ou insuffisante et que la pomperie principale est alimentée par les bacs de stockage.

Ces pompes assurent une pression d'aspiration suffisamment élevée pour le fonctionnement des pompes principale, et ce lors de l'aspiration depuis les bacs de stockage et elles développent une pression différentielle d'environ 14 bar.

Le fonctionnement des pompes de gavage est prévu en mode 2/3, ce qui signifie deux (02) pompes en service et une pompe en réserve.

Les paramètres de sortie des pompes de gavage sont les suivants :

Tableau II.2 : Les paramètres de sortie des pompes de gavage [7].

Nombre de pompe en service	Débit (m ³ /h)	Pression (bars)
1	290	14
2	580	14

Chaque ligne de gavage se compose de :

- 1 vanne motorisée d'aspiration.
- 1 Switch de débit aspiration très bas.
- 1 pompe de gavage.
- 1 Switch de haute pression refoulement.
- 1 mesure de débit de refoulement.
- 1 ligne de recirculation.
- 1 vanne motorisée de refoulement.

La pompe de gavage peut être commandée par l'opérateur soit depuis le DCS soit localement.

Tableau II.3 : Les caractéristique des pompes booster [7].

Type	SMk 3 étage
Hauteur manométrique (HMT)	169 mce
Pression nécessaire a l'aspiration des pompes	0.04 bar
Débit	290 m ³ /h
Vitesse de rotation	2960 tr/min

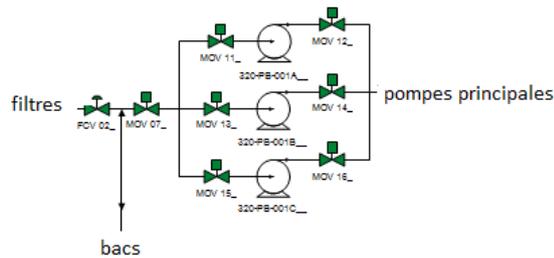


Figure II.6 : Pompes boosting.

IV.5.2. Pomperies principales :

Se compose de quatre pompes d'expédition montées en parallèle alimentées soit par la déviation du pipe OB1 soit par la pomperie boosting.

Le fonctionnement des pompes d'expédition est prévu en mode 2 sur 4 ou en mode 3 sur 4. Cela signifie que deux pompes d'expédition sont en service avec deux pompes en réserve pour le mode 2 sur 4 et que trois pompes sont en service avec une pompe en réserve pour le mode 3 sur 4.

Les paramètres de sortie des pompes d'expédition sont les suivants :

Tableau II.4 : Pomperie principales [7].

Nombre de pompe en service	Régime de fonctionnement (débit globale)	Débit nominal (pour une pompe)	Pression de refoulement	Vitesse de rotation (pour une pompe)
2	430 m ³ /h	215 m ³ /h	59 bars	2698 tr/min
3	580 m ³ /h	193 m ³ /h	63 bars	2762 tr/min
3	650 m ³ /h	217 m ³ /h	68 bars	2867 tr/min

Les caractéristiques de la pompe principale :

Tableau II.5 : Caractéristique de la pompe principale [7].

Constructeur	Guinard pumps Textron
Type	DVMX
Dimension de la pompe	7 ST
Débit	239 m ³ /h
Hauteur	735 m
Vitesse de rotation	2930 tr/min
Palier radial (C A)	2*7216
Palier buté (C O A)	2*7315
Lubrification de palier	TISKA 46
Pression d'épreuve hydraulique	150 bars
Température de services	50 C°

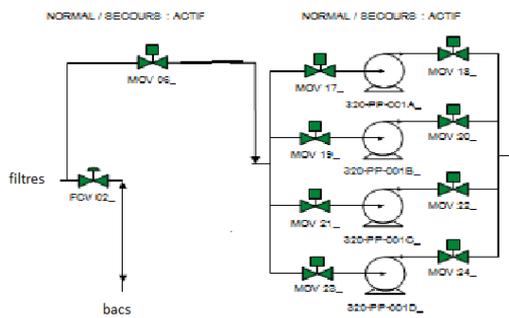


Figure II.7 : Les pompes principales.

IV.5.3. Le moteur :

Les pompes principales sont entraînées par un moteur électrique asynchrone, les caractéristiques de ce moteur se trouvent dans le tableau suivant :

Tableau II.6 : Caractéristique du moteur d'entraînement [7].

Marque	LOHER
Type de moteur	Moteur asynchrone triphasé
Puissance	540 Kw
Tension	5500 V
Fréquence	50 Hz
Vitesse de rotation	2984 tr/min
Sens de rotation	Droite
Température de service	-20 à 45 c
Masse	3900 Kg
Démarrage	Direct
Degré de protection	IP 65

IV.5.4. Le coupleur hydrodynamique :

Le coupleur hydrodynamique utilisé dans la station SBM est de marque GUINARD à vitesse réglable avec un taux de glissement égale 1.6 %, pour assurer la bonne transmission de l'énergie du moteur à la pompe, le coupleur est équipé par un réservoir d'huile d'un volume égale à 250 litres, pour refroidir l'huile lors de fonctionnement le coupleur est munie de deux refroidisseurs.

Les caractéristiques du coupleur hydraulique sont les suivantes :

Tableau II.7 : Caractéristique du coupleur hydraulique [7].

Sens de rotation en direction du flux de force course d'écope (H)	Vers la gauche 120 mm
Puissance nécessaire de la machine entraînée	$P_a = 493$ KW
Vitesse du moteur	$n_e = 2980$ tr/min
Glissement à pleine charge	$S = 1,6$ %
Vitesse de sortie max	$N_{a,max} = 2932$ tr/min
Plage de réglage	4 : 1 en diminution
Remplissage du réservoir de 'huile	250 L
Viscosité d'huile exigée	ISO VG 46
Poids (sans huile et pièces à rapporter)	800 Kg
Emission de bruit : <ul style="list-style-type: none"> Niveau de la puissance acoustique N.P.A de la surface de mesure 	$L_{WA} = 81,5$ DB $L_{PA} = 96$ DB
Echangeur de chaleur	Huil-air
Température d'huile de travail	< 100 C° (212F)
Débit d'huile de travail	180 L/min
Pression d'huile de lubrification	> 2 bar

IV.6. Expédition :

Sur la ligne d'expédition, se trouve un banc de comptage indépendant qui est à la disposition du DCS (Distributed Control System) qui transmet certains signaux à la salle de contrôle, et ces signaux concernent :

- Le débit d'expédition.
- La pression d'expédition.
- La température d'expédition.

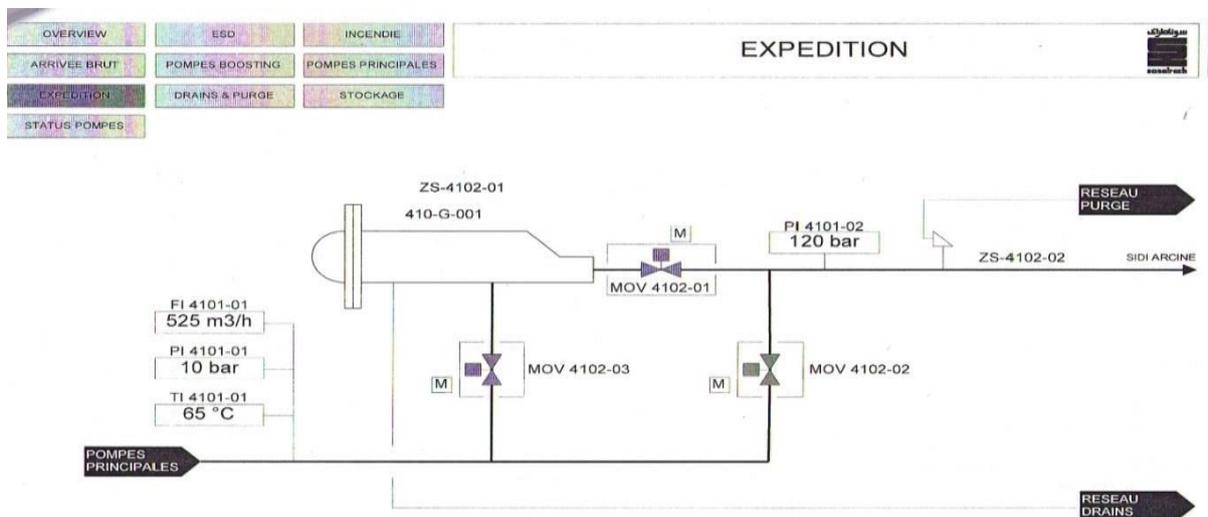


Figure II.8 : La sortie de la station (expédition) [9].

IV.7. Réseau de drainage :

Son rôle est de purger les équipements de la station s'il y a une formation d'une cavitation d'air. Il permet de collecter les drains du site par un réseau secondaire.

Ce pétrole est stocké dans une cuve contenant :

- 1 transmetteur de niveau.
- 1 pompe verticale.



Figure II.9 : Réseau de drainage.

IV.8. Gare racleur :

Une gare racleur départ est installée sur la ligne d'expédition de brut de Beni Mansour vers Sidi Arsine (en aval des pompes principales sur l'oléoduc OG1 20"), éventuellement pour raclage.

Elle se compose de :

- 1 vanne motorisée entrée gare racleur.
- 1 vanne motorisée sortie gare racleur.
- 1 vanne motorisée by-pass gare racleur.
- 1 contact de présence racleur dans la gare.
- 1 contact de direction de passage racleur.



Figure II.10 : La gare racleur.

IV.9. cuves de purges :

Les cuves de purges sont vidangées vers les bacs R561 et R562 à l'aide de deux pompes de transfert. Elles doivent être maintenues constamment vides lors du fonctionnement des pompes.



Figure II.11 : Les deux cuves de purges.

IV.10. Déshuileur :

Le déshuileur est un bac de décantation du brut venant des différents circuits de drainages des fuites; il sépare les eaux huileuses des eaux de pluies; après séparation par différence de densité le pétrole est envoyé par une pompe vers les bacs de stockage.



Figure II.12 : Déshuileur.

IV.11. Les Vannes :

Elles sont l'un des éléments essentiels et capital dans le transport par canalisation, leur disfonctionnement peut rendre le réseau totalement faux et hors de contrôle.

Chaque ligne d'expédition se compose de :

- Vanne motorisée d'aspiration.
- Switch de débit aspiration très bas.
- Switch de pression aspiration basse.

- Pompe d'expédition avec variateur de vitesse.
- Mesure de débit de refoulement.
- Ligne de recirculation.
- Vanne motorisée de refoulement.
- Switch de pression très haute refoulement.



Figure II.13 : Vanne.

IV.12. Électricité :

Quatre transformateurs assurent l'alimentation des pompes principales en 5,5 KV à partir du réseau à 30 KV.

La sous-station électrique est située au rez-de-chaussée du bâtiment de la salle de contrôle. Un groupe électrogène de 400 KVA et sa cuve de gasoil sur cuvette de rétention démarre automatiquement en secours.



Figure II.14 : Les quatre transformateurs



Figure II.15 : Le groupe électrogène.

V. Liste générale des principaux équipements et leurs états :

Tableau II.8 : Liste des principaux équipements de la station SBM et leurs états.

Equipement	Etat
La gare racleur départ en sortie station.	Bon état
Les deux filtres à panier en parallèle en amont des groupes électropompes.	Bon état
Les quatre groupes électropompes.	Bon état
Les deux bacs de stockage (R561 et R 562).	Bon état
Les trois électropompes Booster aspirant des bacs de stockage et alimentant les groupes principaux.	Bon état
Les deux cuves de purges horizontales (340R001A et 340R001B).	Bon état
Quatre transformateurs électriques 30/5,5 Kv	Bon état
Un groupe électrogène 400 KVA avec sa cuve de gasoil.	Bon état
Une caisse de purge, enterrée double enveloppe de capacité de 7 m ³ , équipée d'une pompe de transfert vers les bacs de stockage.	Bon état
Une caisse de purge, enterrée simple enveloppe de capacité de 5 m ³ de l'ancienne station (à l'arrêt) mais utilisée en complément du bac de la nouvelle station lors des opérations de maintenance.	Bon état
Une salle de contrôle, un séparateur d'huile avec pompe intégrée.	Bon état
L'unité de traitement d'eau d'une capacité de 40 m ³ /j pour la production d'eau potable.	Bon état
La pompière des eaux incendie avec les stockages d'émulseur.	Bon état
Un bac de stockage d'eau incendie de 1500m ³	Bon état
Un bassin d'eau incendie de 600m ³ .	Bon état

VI. Conclusion :

Dans ce chapitre, on a découvert les différents équipements de la station SBM, ainsi leur fonctionnement. Cela va nous aider à faire le lien entre la théorie et la pratique, on a découvert aussi le rôle stratégique de la station SBM dans le secteur du transport, en assurant l'alimentation de la raffinerie d'Alger par le brut pour les différentes utilisations (transformation et commercialisation).

Chapitre III:
Approche théorique

I. Caractéristiques du produit transporté :

Vu le grand nombre des constituants d'un produit chimique, il est très difficile d'établir une loi qui gère son comportement (hydrodynamique, thermodynamique...etc), alors il est indispensable d'étudier les propriétés physico-chimiques de ce produit tel que la densité, la viscosité, la tension de vapeur...etc.

I.1. La densité :

La densité d'un liquide est définie comme le rapport de la masse volumique du produit sur celle de l'eau à 15°C et une atmosphère, la densité du pétrole brute varie entre 0,7 et 0,9 [12].

$$d = \frac{\rho_{\text{liquide}}}{\rho_{\text{eau}}} \quad (\text{III.1})$$

d : Densité de produit.

ρ_{liquide} : Masse volumique de produit en kg/m³.

ρ_{eau} : Masse volumique de l'eau a 15°C (1000 kg/m³).

I.2. La viscosité :

La viscosité d'un fluide est due aux forces de frottement qui s'opposent au glissement des couches de fluide les unes sur les autres, les phénomènes dus à la viscosité de fluide ne se produisent que lorsque ce fluide est en mouvement. On distingue deux types de viscosités :

- La viscosité dynamique ou absolue(μ) en kg/m.s.
- La viscosité cinématique (ν) en m²/s, la relation entre la viscosité cinématique et la viscosité dynamique est donnée par la formule ci-dessous [12] :

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (\text{III.2})$$

ν : Viscosité cinématique en m²/s.

μ : Viscosité dynamique en kg/m s.

ρ : Masse volumique du produit en kg/m³.

I.3. la tension de vapeur :

La tension de vapeur ou la pression de vapeur saturante est la pression à laquelle la phase gazeuse d'une substance est en équilibre avec sa phase liquide ou solide à une température donnée dans un système fermé. L'expression tension de vapeur est parfois utilisée pour désigner la pression de vapeur saturante [13].

Le tableau suivant représente la tension de vapeur du pétrole brut venant de différents pays :

Tableau III.1 : Tension de vapeur de quelques pétroles bruts [13].

Nom du brut	Pays d'origine	TVR (bar)
Hassi Messaoud	Algérie	0.75
Nigérian	Nigéria	0.26
Kirkuk	Irak	0.29
Qatar	Qatar	0.50
Kuwait	Kuwait	0.51
Bachaquero	Venezuela	0.06

II. Les formules du calcul hydraulique :

Dans cette partie on va donner les formules principales pour étudier l'écoulement dans les conduites ainsi que l'évaluation des paramètres qui leurs caractérisent.

II.1. Pertes de charges :

II.1.1. Définition :

En hydraulique, la perte de charge correspond à l'énergie dissipée par le frottement du liquide, cette énergie doit être compensée afin de permettre au liquide de se déplacer.

On l'exprime couramment sous la forme d'une pression, bien qu'elle soit en fait représentative d'une dissipation d'énergie et qu'elle apparaisse dans l'équation de Bernoulli comme une hauteur de colonne d'eau.

II.1.2. Pertes de charge singulières

Quand la conduite subit de brusque variation de section ou de direction, il se produit des pertes de charges dites singulières, elles sont généralement mesurables et font partie des caractéristiques de l'installation. Elle est déterminée à l'aide de la formule suivante :

$$\Delta H_s = k \times \frac{V^2}{2g} \quad (\text{III.4.a})$$

Avec :

K = coefficient de perte de charge.

V= vitesses d'écoulement dans une section caractéristique pour les pertes de charge en (m/s).

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

Les pertes de charge singulière sont estimées à 10% des pertes de charges linéaire pour le transport des hydrocarbures par canalisation est donnée par la formule suivante [14] :

$$\Delta H_s = 10\% \Delta H_L \quad (\text{III.4.b})$$

II.1.3. Pertes de charges linéaires :

Les pertes de charges linéaires, sont des pertes de charge réparties régulièrement le long des conduites. En chaque point d'un écoulement permanent, les caractéristiques de l'écoulement sont bien définies et ne dépendent pas du temps.

Les pertes de charge linéaires sont proportionnelles à la longueur de la canalisation, inversement proportionnelles à son diamètre d , proportionnelle au carré de la vitesse débitante du fluide. Elle est déterminée à l'aide de la formule suivante :

$$\Delta H_L = \frac{\lambda L V^2}{D 2g} \quad (\text{III.5})$$

Avec :

V : vitesse moyenne d'écoulement dans la conduite (m/s)

L : longueur de la conduite (m)

d : diamètre de la conduite (m)

λ : coefficient de perte de charge linéaire qui dépend du régime d'écoulement et notamment du nombre de Reynolds Re .

II.1.4. Les pertes de charge totales :

Elles sont définies comme suit :

$$\Delta H_t = \Delta H_s + \Delta H_L \quad (\text{III.6.a})$$

$$\Delta H_t = 1.1 \Delta H_L \quad (\text{III.6.b})$$

ΔH_T : perte de charge totale (ΔH_{asp} et ΔH_{ref}) en (m).

ΔH_L : perte de charge linéaire en (m).

ΔH_s : perte de charge singulière en (m).

II.2. Régimes d'écoulement - nombre du REYNOLDS :

Les expériences réalisées par Reynolds en 1883 lors de l'écoulement d'un liquide dans une conduite cylindrique rectiligne dans laquelle arrive également un filet de liquide coloré, ont montré l'existence de deux régimes d'écoulement :

- Régime laminaire.
- Régime turbulent.

II.2.1. Régime laminaire :

Les filets fluides sont des lignes régulières, sensiblement parallèles entre elles.



Figure III.1 : Représentation d'un régime laminaire [15].

II.2.2. Régime turbulent :

Les filets fluides s'enchevêtrent, s'enroulent sur eux-mêmes.

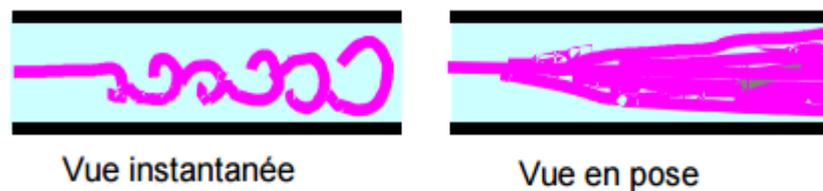


Figure III.2 : Représentation d'un régime turbulent [15].

Des études plus fines ont montré qu'il existe encore une subdivision entre :

- Les écoulements turbulents lisses.
- Les écoulements turbulents rugueux.

En utilisant divers fluides à viscosités différentes, en faisant varier le débit et le diamètre de la canalisation, Reynolds a montré que le paramètre qui permettait de déterminer si l'écoulement est laminaire ou turbulent est un nombre sans dimension appelé nombre de Reynolds donné par l'expression suivante :

$$Re = \frac{V \times d}{\nu} \quad (\text{III.7})$$

Avec :

V : Vitesse moyenne d'écoulement à travers la section considérée en (m/s)

d : Diamètre de la conduite (m).

ν : Viscosité cinématique du fluide (m² /s).

II.2.3. Résultats empiriques à titre indicatif :

- Si $Re < 2000$ l'écoulement est laminaire.
- Si $2000 < Re < 4000$ l'écoulement est transitoire.
- Si $Re > 4000$ l'écoulement est turbulent.

Remarque : La plupart des oléoducs fonctionnent en régime turbulent, le nombre de Reynolds est supérieur à 4000.

II.3. La détermination du coefficient de perte de charge λ :

II.3.1. Régime d'écoulement laminaire :

➤ Formule de HAGEN- POISEUILLE :

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (\text{III.8})$$

Avec :

λ : coefficient de perte de charge (sans dimension).

Re : nombre de Reynolds (sans dimension).

II.3.2. Régime d'écoulement turbulent :

➤ Formule de COLEBROOK :

COLEBROOK propose pour le régime turbulent la relation empirique suivante :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left[\frac{2.51}{Re\sqrt{\lambda}} + \frac{\varepsilon}{3.7 \times d} \right] \quad (\text{III.9.a})$$

Avec :

λ : coefficient de perte de charge (sans dimension).

Re : nombre de Reynolds (sans dimension).

Chapitre III : Approche théorique

ε : rugosité absolue du pipe en (mm).

d : diamètre intérieur du pipe en (mm).

On constate que cette formule est sous forme implicite, par conséquent la recherche de λ ne peut se faire que par approche successive (calcul itératif).

➤ **Formule de Haaland :**

Haaland Propose pour le régime turbulent la relation empirique suivante :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -1.8 \log \left(\frac{6.9}{Re} + \left(\frac{\varepsilon}{3.7 \times d} \right)^{1.11} \right) \quad (\text{III.9.b})$$

Avec :

λ : coefficient de perte de charge (sans dimension).

Re : nombre de Reynolds (sans dimension).

ε : rugosité absolue du pipe en (mm).

d : diamètre intérieur du pipe en (mm).

➤ **Formule d'ALTCHOUL :**

λ est donnée par la formule suivante :

$$\lambda = 0.11 \left[\frac{68}{Re} + \frac{\varepsilon}{d} \right]^{0.25} \quad (\text{III.9.c})$$

Avec :

λ : coefficient de perte de charge (sans dimension).

Re : nombre de Reynolds (sans dimension).

ε : rugosité absolue du pipe en (mm).

d : diamètre intérieur du pipe en (mm).

➤ **Formule de J-NACKAB :**

Pour transformer le calcul par itérations de la formule empirique de COLEBROOK en calcul directe ; J- NACKAB propose de trouver la valeur λ_0 qui est introduite dans le deuxième membre conduirait à une valeur de λ aussi voisine que possible de la valeur donnée par la formule précédente. Cette valeur est donnée par :

Chapitre III : Approche théorique

$$\lambda = 0.4Re^{-0.3} + 0.053 = f(Re) \quad (\text{III.9.d})$$

La formule empirique de COLEBROOK devient alors :

$$\lambda = \left[-2 \log \left(\frac{2.51}{Re\sqrt{0.053+0.4Re^{-0.3}}} + \frac{\varepsilon}{3.7 \times d} \right) \right]^{-2} \quad (\text{III.9.e})$$

Avec :

λ : coefficient de perte de charge (sans dimension).

Re : nombre de Reynolds (sans dimension).

ε : rugosité absolue du pipe en (mm).

d : diamètre intérieur du pipe en (mm).

➤ **Formule de CHEN :**

Cette formule donne des valeurs pleinement satisfaisantes sur les valeurs du nombre de Reynolds et de la rugosité relative.

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -4 \log \left[\frac{\varepsilon}{3.7d} + \frac{5.0452}{Re} \log A4 \right] \quad (\text{III.9.f.1})$$

Avec :

$$A4 = -4 \log \left[\frac{\left(\frac{\varepsilon}{d}\right)^{1.096}}{2.8257} + \left(\frac{7.149}{Re}\right)^{0.8981} \right] \quad (\text{III.9.f.2})$$

Avec :

λ : coefficient de perte de charge (sans dimension).

Re : nombre de Reynolds (sans dimension).

ε : rugosité absolue du pipe en (mm).

d : diamètre intérieur du pipe en (mm).

Le diamètre intérieur du pipe est déterminé par la formule suivante [12] :

$$d_{\text{int}} = d_{\text{ext}} - 2.e \quad (\text{III.10})$$

Avec :

D_{ext} : Diamètre extérieur de la conduite en (m).

e : Epaisseur de la conduite en (m).

III. Détermination des paramètres principaux dans les pompes :

III.1. Hauteur manométrique totale HMT :

La hauteur manométrique totale d'une pompe est la différence de pression de colonne de liquide entre les orifices d'aspiration et de refoulement. Lors du pompage d'un liquide, la pompe ne doit pas seulement fournir une pression équivalente à la hauteur géométrique d'élévation totale H_g , mais également la pression nécessaire pour vaincre les pertes de charge dans les conduites d'aspiration et de refoulement (respectivement ΔH_{asp} et ΔH_{ref}).

Elle est déterminée par la formule suivante :

$$HMT = H_g + \Delta H_t \quad (III.11)$$

Avec :

HMT : Hauteur manométrique total en (m).

H_g : Différence des hauteurs (altitudes) en (m).

ΔH_t : Perte de charge totale (ΔH_{asp} et ΔH_{ref}) en (m).

III.2. La puissance utile de la pompe :

C'est la puissance hydraulique communiquée au liquide lors de son passage à travers la pompe exprimée en Watts. Elle est bien donnée par la formule suivante :

$$P_u = \rho \times g \times Q \times HMT \quad (III.12)$$

Avec :

ρ : masse volumique de fluide en (kg/m^3).

g : accélération de la pesanteur 9.81 m/s^2 .

Q : débit de la pompe en (m^3/s).

HMT : hauteur manométrique totale de refoulement en (m).

III.3. La puissance absorbée par la pompe (Pa) :

La puissance absorbée « Pa » par la pompe est donnée par l'expression suivante [7] :

$$Pa = \frac{P_u}{\eta_g} \quad (III.13)$$

Avec :

P_a : la puissance absorbé par la pompe en (KWatt).

P_u : la puissance utile ou la puissance hydraulique de la pompe en (KWatt).

η_g : Rendement global de la pompe pris généralement égal à 75% environ.

III.4. Rendement global de la pompe :

Le rendement global s'exprime par le rapport de la puissance utile (hydraulique) et la puissance absorbée et donnée par :

P_u : la puissance utile ou la puissance hydraulique de la pompe en (KWatt).

η_g : Rendement global de la pompe pris généralement égal à 75% environ.

$$\eta_g = \frac{P_u}{P_a} \quad (\text{III.14})$$

Avec :

p_a : la puissance absorbé par la pompe en (KWatt).

III.5. Vitesse spécifique (ns) :

La vitesse spécifique est un paramètre qui caractérise les pompes centrifuges. La vitesse spécifique est la vitesse de rotation de l'impulseur de la pompe qui est semblable à la pompe considérée et qui crée un régime de fonctionnement semblable. Elle est utilisée pour caractériser la forme et le type du rotor à cet effet. On peut classifier les pompes selon la valeur de la vitesse spécifique (voir la table ci-dessous).

Tableau III.2 : Classification des pompes selon la vitesse spécifique [12].

Vitesse spécifique	Type de pompe
<80 tr /min	Pompes centrifuges à vitesses faibles
80 à 150 tr / min	Pompes centrifuges à vitesses moyennes
150 à 300 tr /min	Pompes centrifuges à vitesses rapides
300 à 600 tr / min	Pompes hélico-centrifuges
600 à 1200 tr / min	Pompes axiales

Elle est déterminée par la formule suivante [16] :

$$n_s = 3.65. N. \frac{\sqrt{Q}}{\left(\frac{HMT}{i}\right)^{\frac{3}{4}}} \quad (III.15)$$

Avec:

N : Vitesse de rotation en (tr/min).

Q : Débit volumétrique de la pompe en (m³/s).

HMT : Hauteur manométrique totale en (m).

i : Nombre d'étages.

IV. Le NPSH et le phénomène de cavitation dans les pompes :

IV.1. La cavitation :

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].

IV.1.1. Causes de cavitation :

Les principales causes à l'origine de l'apparition de la cavitation sont :

- la dépression due à une survitesse locale de l'écoulement provoquée par exemple par des réductions géométriques.
- les fluctuations turbulentes de la pression, le cisaillement élevé et les vortex provoquées par des instabilités de l'écoulement.
- la rugosité de paroi et la présence de germes de cavitation [17].

IV.1.2. Utilisation de la cavitation :

La cavitation trouve des applications dans certains procédés industriels qui nécessitent la concentration d'énergie sur de petits domaines afin de produire localement des pics de pression élevés. La cavitation est ainsi utilisée dans plusieurs applications :

- Limitation de débit de liquide.
- Aide forage pétrolier.
- Générateur de microbulles.

- Catalyseur de réaction chimique.
- Le nettoyage des surfaces par ultrasons ou par jets cavitants.
- La production d'émulsion.
- Le massage thérapeutique.
- Le dégazage des liquides.
- Création de jets d'encre.

Notons aussi que la cavitation est utilisée en marine (hélices marines, pompes de fusée, petites turbines) [17].



Figure III.3 : Roue soumise à cavitation.
[19]



Figure III.4 : Effet de la cavitation sur la roue d'une pompe centrifuge [19].

IV.2. Conditions du bon fonctionnement :

Suite à toutes les incertitudes énoncées précédemment, le problème se pose dans le choix de la marge de sécurité qui doit être entre le $NPSH_{disponible}$ et le $NPSH_{requis}$ par la Pompe pour garantir un fonctionnement sans vibrations et sans dégradation. Cette sécurité est de la responsabilité du constructeur. Elle est exprimée par la condition :

$NPSH_{disponible} - NPSH_{requis} > 0,5$ mètre.

Cette marge peut se révéler insuffisante pour certains liquides et matériaux ainsi que dans le cas de puissances importantes.

IV.3. Le NPSH (Net Positive Suction Head) :

Le NPSH est l'abréviation anglo-saxonne de Net Positive Suction Head, ce qui se traduit en français par Charge Totale Nette d'Aspiration, c'est le critère qui sert à définir la pression nécessaire à l'aspiration pour obtenir un bon fonctionnement de la pompe, c'est à dire pour maintenir en tout point du fluide une pression supérieure à la pression de vapeur saturante,

dans l'étude des systèmes avec pompe, on définit deux types de NPSH, le NPSH disponible et le NPSH requis [18].

IV.3.1. NPSH requis : Pour chaque pompe, il y a un NPSH minimal au-dessous duquel la cavitation apparaît, c'est ce qu'on appelle le NPSH requis, cette caractéristique est donnée par le constructeur de la machine sous forme d'une courbe en fonction du débit.

IV.4.2. NPSH disponible : Pour un débit donné la pression excédentaire par rapport à la tension de vapeur est appelée NPSH disponible donc il représente la marge entre les conditions de pompage et les conditions d'ébullition de liquide, il doit être toujours supérieur à le NPSH requis comme le montre le schéma suivant :

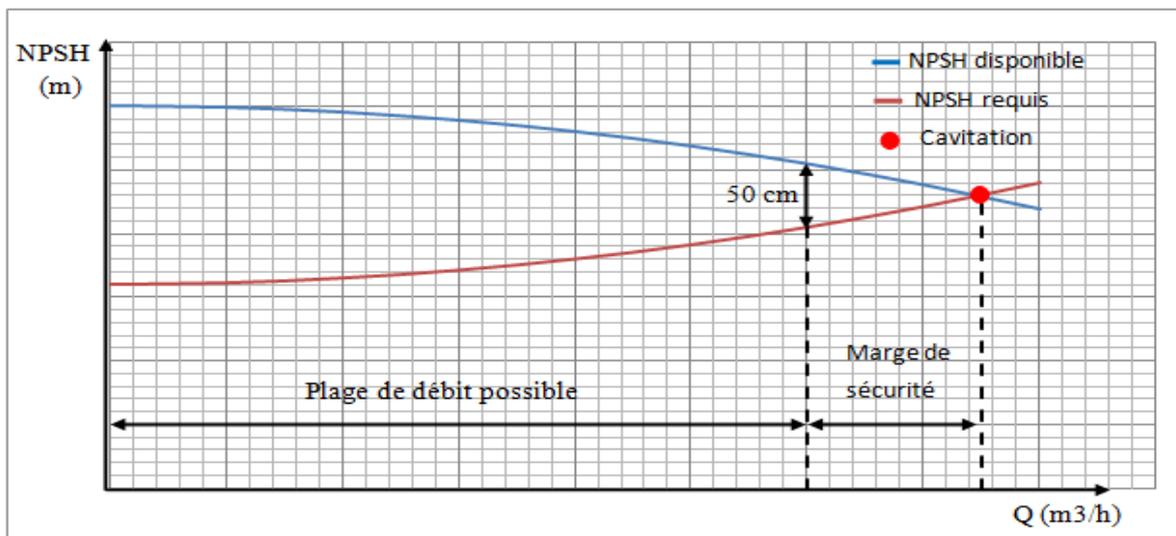


Figure III.5 : Le NPSH requis et disponible d'une pompe [12].

NPSH_{disponible} donnée par la formule suivante :

➤ Pompe fonctionnant en aspiration :

$$NPSH_{dis} = \frac{p_{as} - p_v}{\rho g} - H_{géo-asp} - \Delta H_{asp} \quad (III.17.a)$$

Avec :

P_{as} : pression d'aspiration à l'entrée de la pompe en (pascal).

P_v : pression de vapeur saturante en (pascal).

$H_{géo-asp}$: hauteur géométrique de l'aspiration (différence de cote entre axe de la pompe et le niveau de l'liquide dans le réservoir) en (m).

Chapitre III : Approche théorique

ΔH_{asp} : pertes de charge dans la conduite d'aspiration en (m).

➤ Pompe fonctionnant en charge :

$$NPSH_{dis} = \frac{p_{as} - p_v}{\rho g} + H_{géo-asp} - \Delta H_{asp} \quad (\text{III.17.b})$$

Avec :

P_{as} : pression d'aspiration à l'entrée de la pompe en (pascal).

P_v : pression de vapeur saturante en (pascal).

$H_{géo-asp}$: hauteur géométrique de l'aspiration (différence de cote entre axe de la pompe et le niveau de l'liquide dans le réservoir) en (m).

ΔH_{asp} : pertes de charge dans la conduite d'aspiration en (m).

Chapitre IV:
Diagnostic des performances de la station

I. Introduction :

Dans ce chapitre on va faire les différents calculs hydrauliques et techno-économiques pour le mode (2/4) de la station de pompage de Béni Mansour.

II. Diagnostic relatif au bon fonctionnement (performance) :

II.1. Calculs des pertes de charge à l'aspiration :

II.1.1. Calcul de la vitesse d'écoulement :

La vitesse d'écoulement est calculée par la formule suivante :

$$V = \frac{Q}{S} = \frac{4Q}{\pi D_{\text{int}}^2}$$

Données :

$$Q = 430 \text{ m}^3/\text{h} = 0,12 \text{ m}^3/\text{s}.$$

$$e = 0,00874 \text{ m}.$$

$$D_{\text{ext}} = 0.20 \text{ m}.$$

$$D_{\text{int}} = D_{\text{ext}} - 2 * e = 0,19 \text{ m}$$

Donc :

$$V = \frac{4 * 0,12}{\pi * 0,19^2} = 2.22 \text{ m/s}$$

II.1.2. Calcul du nombre de Reynolds :

On calcule des Reynolds critiques en utilisant la formule suivante :

$$Re = \frac{V * D_{\text{int}}}{\nu}$$

Données :

$$V = 2.22 \text{ m/s}.$$

$$D_{\text{int}} = 0.19 \text{ m}.$$

$$\nu = 2.52 * 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}.$$

Donc :

$$Re = \frac{0.63 * 0.49}{2.52 * 10^{-6}} = 164069.69$$

On a $Re > 4000$.

Donc le régime d'écoulement est turbulent mixte on utilise la formule de Halland pour déterminer le coefficient de frottement λ .

II.1.3. Calcul du coefficient de frottement λ :

En régime turbulent, λ est donné par la formule suivante:

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

$$\lambda = \left(\frac{1}{1.8 \log\left(\frac{6.9}{Re} + \left(\frac{\varepsilon}{3.7D}\right)^{1.11}\right)}\right)^2$$

Données :

$Re = 164069.69$.

$\varepsilon = 4.57 * 10^{-5}$ m.

$D_{int} = 0.19$ m.

Donc :

$$\lambda = \left(\frac{1}{-1.8 \log\left(\frac{6.9}{164069.69} + \left(\frac{4.57 * 10^{-5}}{3.7 * 0.19}\right)^{1.11}\right)}\right)^2 = 0.0175$$

II.1.4. Calcul de la perte de charge linéaire :

On calcule la perte de charge linéaire par la formule suivante:

$$\Delta H_{lasp} = \lambda \frac{V^2}{2gD_{int}} * L$$

Données :

$\lambda = 0.0175$.

$$V = 2.22 \text{ m/s.}$$

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2.$$

$$D_{\text{int}} = 0.19 \text{ m.}$$

$$L = 9 \text{ m.}$$

Donc :

$$\Delta h_{\text{Lasp}} = 0.0175 * \frac{2.22^2}{2 * 9.81 * 0.19} * 9 = 0.19 \text{ m}$$

II.1.5. Calcul de la perte de charge singulière :

On les estime à 10% de la perte de charge linéaire.

Donc:

$$\Delta h_{\text{Sasp}} = 0.1 * 0.19 = 0.019 \text{ m}$$

II.1.6. Calcul des pertes de charges totale à l'aspiration :

$$\Delta h_{\text{Tasp}} = \Delta h_{\text{Lasp}} + \Delta h_{\text{Sasp}} = 0.21 \text{ m}$$

II.2. Calcul des pertes de charge au refoulement :

II.2.1. Calcul de la vitesse d'écoulement au refoulement :

La vitesse d'écoulement de refoulement est calculée par la formule suivante :

$$V = \frac{Q}{S} = \frac{4Q}{\pi D_{\text{int}}^2}$$

Données :

$$Q = 430 \text{ m}^3/\text{h} = 0,12 \text{ m}^3/\text{s.}$$

$$e = 0,00874 \text{ m.}$$

$$D_{\text{ext}} = 0.51 \text{ m.}$$

$$D_{\text{int}} = D_{\text{ext}} - 2 * e = 0,49 \text{ m}$$

Donc :

$$V = \frac{4 * 0,12}{\pi * 0,49^2} = 0,63 \text{ m/s}$$

II.2.2. Calcul du nombre de Reynolds :

On calcule des Reynolds critiques en utilisant la formule suivante :

$$Re = \frac{V * D_{int}}{\nu}$$

Données :

$$V = 0.63 \text{ m/s.}$$

$$D_{int} = 0.49 \text{ m.}$$

$$\nu = 2.52 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s.}$$

Donc:

$$Re = \frac{0.63 * 0.49}{2.52 * 10^{-6}} = 123094.61$$

On a $Re > 4000$.

Donc le régime d'écoulement est turbulent.

II.2.3. Calcul du coefficient de frottement :

Donc le régime d'écoulement est turbulent on utilise la formule de Halland pour déterminer le coefficient de frottement λ .

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

$$\lambda = \left(\frac{1}{1.8 \log\left(\frac{6.9}{Re} + \left(\frac{\varepsilon}{3.7D}\right)^{1.11}\right)} \right)^2$$

Données :

$$Re = 123094.61 .$$

$$\varepsilon = 0,00004572 \text{ m.}$$

$$D_{int} = 0.49 \text{ m.}$$

Donc :

$$\lambda = \left(\frac{1}{-1.8 \log \left(\frac{6.9}{123094.61} + \left(\frac{0.00004572}{3.7 * 0.49} \right)^{1.11} \right)} \right)^2 = 0.0175$$

II.2.4. Calcul de la perte de charge linéaire :

On calcule la perte de charge linéaire par la formule suivante :

$$\Delta H_{l_{ref}} = \lambda \frac{V^2}{2gD_{int}} * L$$

Données :

$$\lambda = 0.0175.$$

$$V = 0.63 \text{ m/s.}$$

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2.$$

$$D_{int} = 0.49 \text{ m.}$$

$$L = 112846 \text{ m.}$$

Donc :

$$\Delta H_{l_{ref}} = 0.0175 \frac{0.63^2}{2 * 9.81 * 0.49} * 112846 = 82.26 \text{ m}$$

$$\Delta H_{l_{ref}} = 82.26 \text{ m}$$

II.2.5. Calcul de la perte de charge singulière :

On les estime à 10% de la perte de charge linéaire.

Donc :

$$\Delta H_{S_{ref}} = 0.1 * 82.26 = 8.22 \text{ m}$$

II.2.6. Calcul de la perte de charge totale au refoulement :

$$\Delta H_{T_{ref}} = \Delta hL + \Delta hS = 90.49 \text{ m}$$

II.3. Calcul de la hauteur manométrique totale (HMT) :

$$HMT = H_g + \Delta H_{t_{asp}} + \Delta H_{t_{ref}}$$

Données :

$$\Delta h_{t_{asp}} = 0.21 \text{ m.}$$

$$\Delta h_{t_{ref}} = 90.94 \text{ m.}$$

$$H_g = 662.78 \text{ m.}$$

Donc :

$$HMT = 662.78 + 90.49 + 0.21 = 753.48 \text{ m}$$

II.4. Calcul de la pression de refoulement :

$$P_{ref} = \rho \times g \times HMT \quad (IV.18)$$

$$P_{ref} = 795 \times 9.81 \times 753.48 = 58.76 \text{ bar}$$

Remarque : la pression de refoulement détectée dans la station est de 60.3 bars et cela revient à l'eau stagnée dans la ligne.

III. Diagnostic relatif au point de fonctionnement et la cavitation :

III.1. Calcul et vérification de NPSH :

Dans notre cas les pompes fonctionnent en aspiration donc on utilise la formule suivante :

$$NPSH_{dis} = \frac{p_{as} - p_v}{\rho g} - H_{géo-asp} - \Delta H_{asp}$$

Données :

$$P_a : 16 \text{ bar.}$$

$$P_v : 0.75 \text{ bar.}$$

$$\rho : 795 \text{ kg/m}^3.$$

$$H_{géo-asp} : 2.4 \text{ m.}$$

$\Delta h_{asp} : 0.21 \text{ m.}$

$$NPSH_{dis} = \frac{(16 - 0.75) \times 10^5}{795 \times 9.81} - 2.4 - 0.21 = 192.92 \text{ m}$$

$NPSH_r = 4.39 \text{ m}$ (donné par le constructeur).

III.2. Les courbes caractéristiques de la pompe :

III.2.1. Équation caractéristique de la pompe :

On exprime la forme générale de la caractéristique de la pompe par la relation :

$$H_p = a - b * Q^2$$

Avec H_p est la hauteur manométrique totale (HMT) créée par la pompe ; (a) et (b) sont des coefficients caractérisant la pompe et le régime de fonctionnement [12].

De la fiche technique de la pompe on tire pour $N = 2830 \text{ tr/min}$:

$$\begin{aligned} Q = 0 \text{ m}^3/\text{s} &\Rightarrow H_p = 790 \text{ m.} \\ Q = 0.06 \text{ m}^3/\text{s} &\Rightarrow H_p = 719 \text{ m.} \end{aligned}$$

Donc :

$$\begin{aligned} 790 &= a - b(0)^2 \longrightarrow a = 790 \\ 719 &= 790 - b(0.06)^2 \longrightarrow b = 1.97 * 10^4 \end{aligned}$$

D'où l'équation caractéristique de la pompe :

$$HP_1 = 790 - 1.97 * 10^4 (Q)^2$$

Avec : H_p (m) ; Q (m^3/s).

Tableau IV.1. La variation de la HMT d'une pompe par rapport au débit.

Q (m^3/s)	0.00	0.02	0.04	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.18
HP1(m)	790	782.11	758.44	719	663.78	592.77	506	403	285.11	151

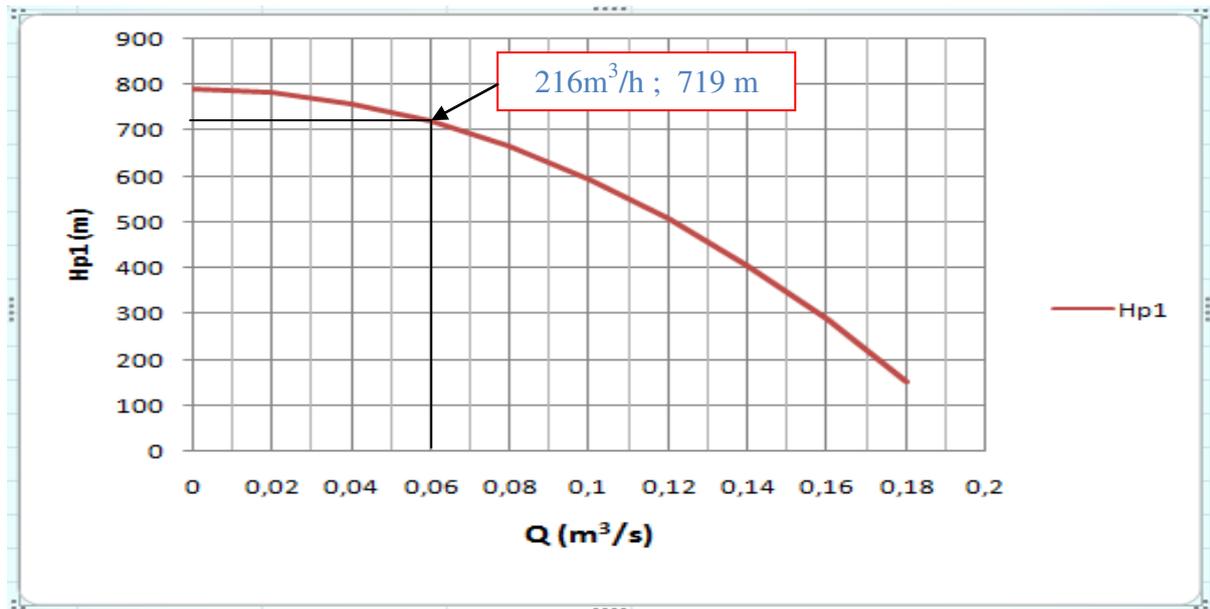


Figure IV.1 : Courbe caractéristique de la pompe.

pour deux pompes en paralele on sommant les débits et on obtiens les données suivants :

$$Q = 0 \text{ m}^3/\text{s} \Rightarrow Hp = 790 \text{ m.}$$

$$Q = 0.120 \text{ m}^3/\text{s} \Rightarrow Hp = 719 \text{ m.}$$

Donc :

$$790 = a - b(0)^2 \longrightarrow a = 790$$

$$719 = 790 - b(0.120)^2 \longrightarrow b = 4.93 \cdot 10^3$$

D'où l'équation caractéristique de la pompe :

$$HP_2 = 790 - 4.93 \cdot 10^3(Q)^2$$

Avec : Hp (m) ; Q (m³/s).

Tableau IV.2 : La variation de la HMT de deux pompes par rapport au débit.

Q(m3/s)	0.00	0.02	0.04	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.18
Hp ₂ (m)	790	788.03	782.11	772.25	758.44	740.69	719	693.36	663.77	630.25

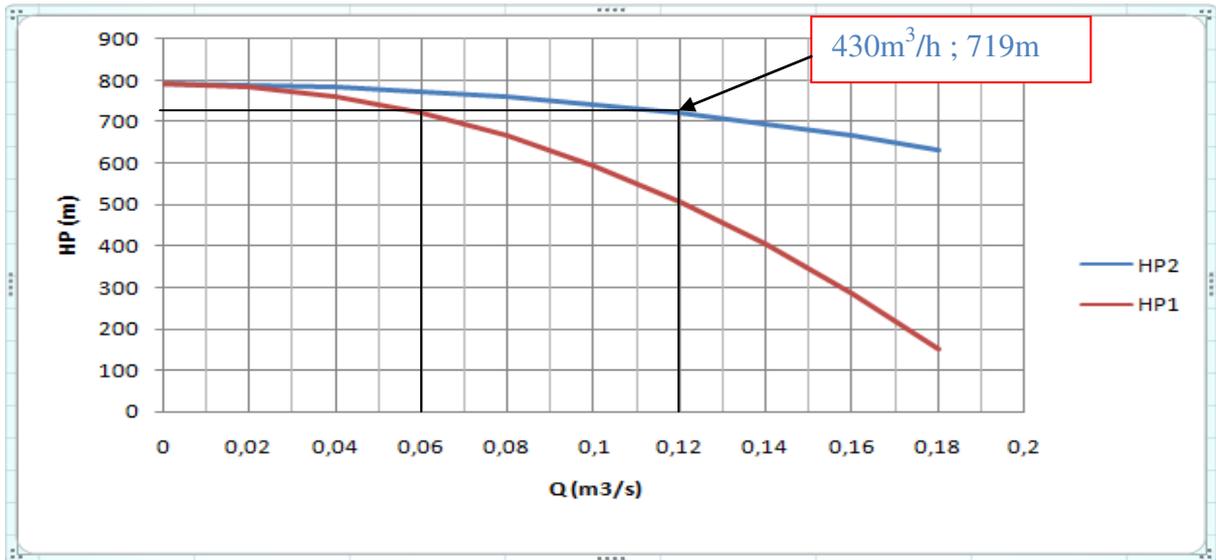


Figure IV.2 : Courbe caractéristique de deux pompes en parallèle.

III.2.2. La courbe de rendement de la pompe :

On tire de la fiche technique (PV d'essai) les valeurs suivantes :

Tableau IV.3 : La variation du rendement de la pompe par rapport au débit

Q m ³ /s	0	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08
η (%)	0	42.5	61.43	69.71	73.22	74.97	77.01	75.73	73.03

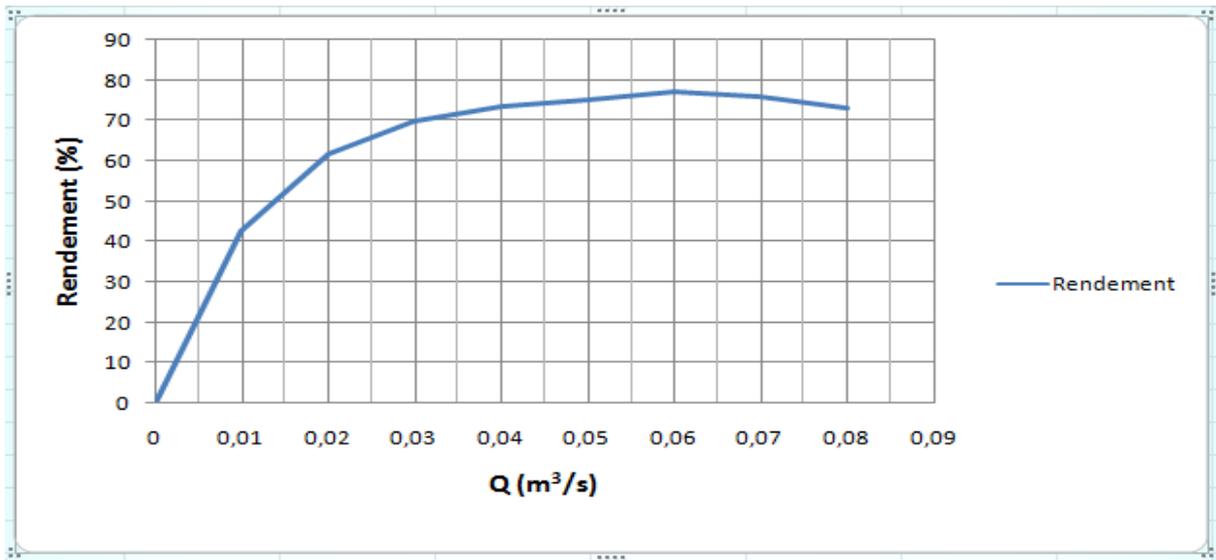


Figure IV.3 : La courbe de rendement d'une pompe.

III.2.3. La courbe de NPSHr :

On tire de la fiche technique (PV d'essai) les valeurs suivantes :

Chapitre IV : Diagnostic des performances de la station

Tableau IV.4 : la variation de $NPSH_r$ par rapport au débit.

Q (m ³ /s)	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09
NPSHr(m)	1	1.52	1.85	2.2	2.57	3.2	4	4.9	6

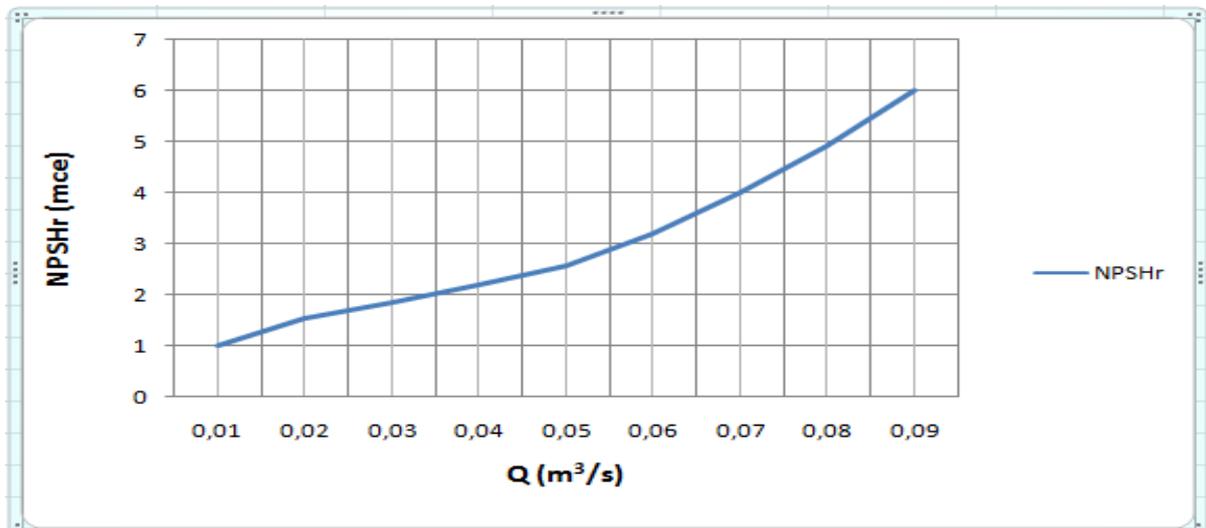


Figure IV.4 : La courbe de $NPSH_r$.

III.2.4. Courbe caractéristique de puissance :

On tire de la fiche technique (PV d'essai) les valeurs suivantes :

Tableau IV.5 : La variation de la puissance par rapport au débit.

Q m ³ /s	0	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09
P (Kw)	282.5	295	323	349.1	380	423.2	460	499.8	531	575.7

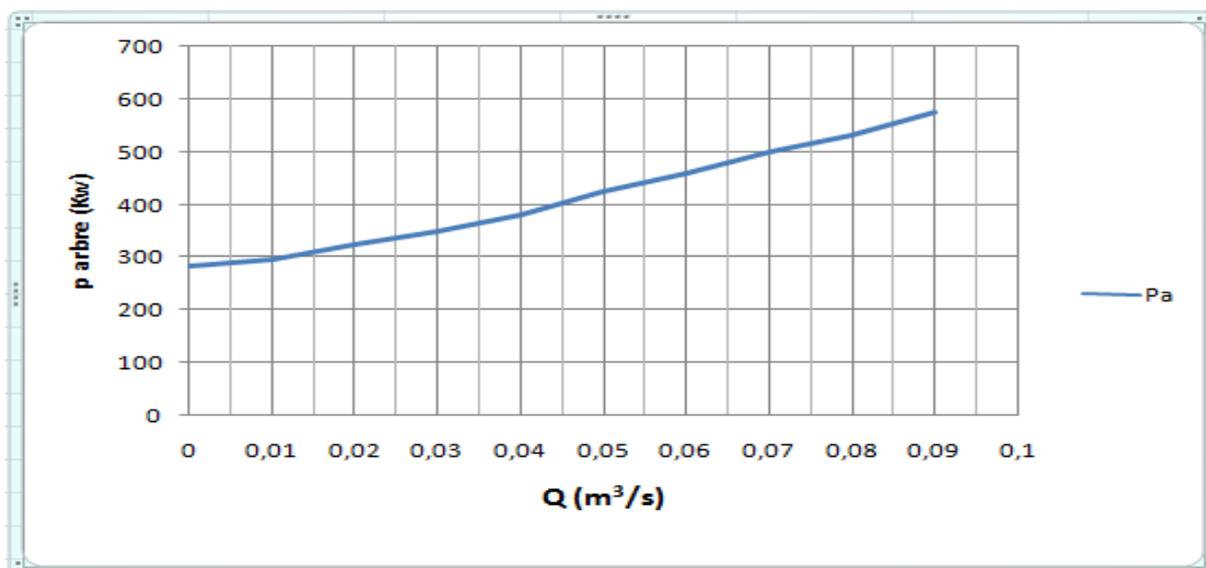


Figure IV.5 : La courbe de la puissance.

III.3. Courbe caractéristique du réseau :

III.3.1.Équation caractéristique du réseau :

La caractéristique du réseau est une parabole :

$$HMT = Hg + \Delta H_t$$

La forme générale de la caractéristique du réseau est exprimée par la relation suivante [12] :

$$HMT_r = c + d * Q^2$$

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

$$\Delta H_T = \left(\left(\lambda \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2g} \right) + 0.1 \times \left(\lambda \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2g} \right) \right)_{asp} + \left(\left(\lambda \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2g} \right) + 0.1 \times \left(\lambda \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2g} \right) \right)_{ref}$$

$$\Delta H_t = \left(\left(\frac{8\lambda \times L}{g \times \pi^2 \times D^5} + 0.1 \times \frac{8\lambda \times L}{g \times \pi^2 \times D^5} \right)_{asp} + \left(\frac{8\lambda \times L}{g \times \pi^2 \times D^5} + 0.1 \times \frac{8\lambda \times L}{g \times \pi^2 \times D^5} \right)_{ref} \right) \times Q^2$$

$$HMT_r = Hg + 6418.47 * Q^2$$

Tableau IV.6 : Variation de HMT de réseau par rapport au débit.

Q (m ³ /s)	0.00	0.02	0.04	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.18	0.20
HMT _r (m)	662.7	665.3	673.0	685.8	703.8	726.9	755.2	788.5	827.0	870.7	919.5

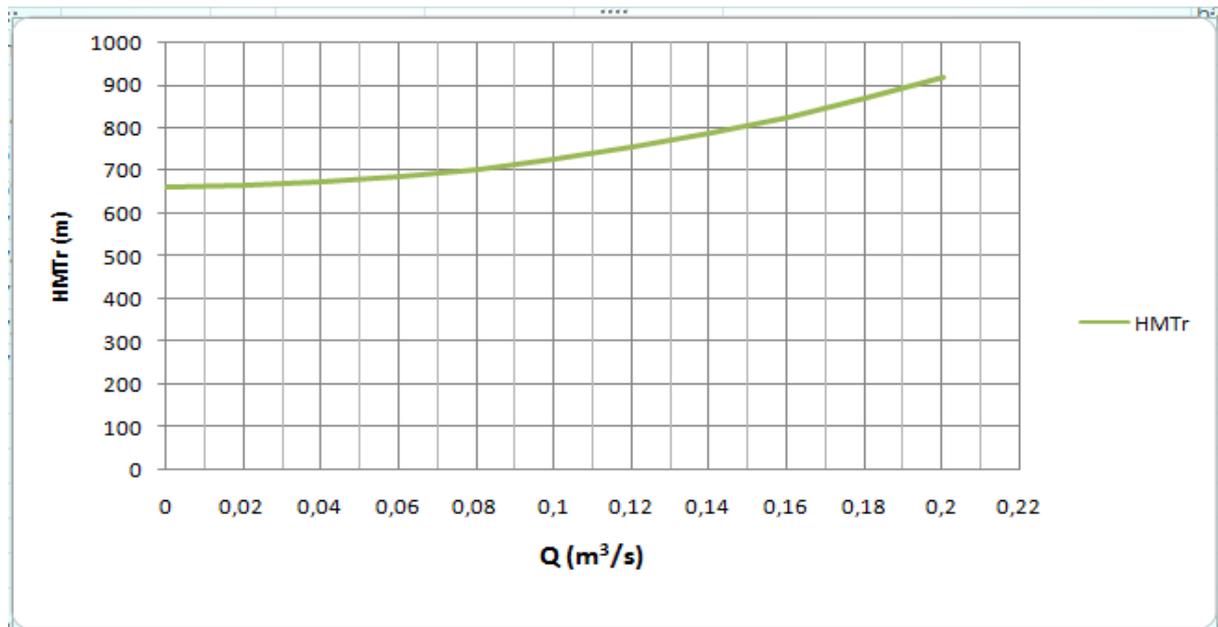


Figure IV.6 : La courbe caractéristique de réseau.

III.3.2. Point de fonctionnement :

Le point de fonctionnement se situe à l'intersection de la courbe caractéristique de la pompe et de celle du réseau $H_{pompe} = H_{MTréseau}$. Idéalement, la caractéristique du circuit coupe la courbe de la pompe pour un débit qui correspond à son rendement maximal.

Le fonctionnement des pompes d'expédition à la station SBM est prévu en mode 2/4 ou en mode 3/4. Lorsque l'on met deux pompes en parallèle, les débits s'ajoutent. Ainsi, on peut reconstruire la caractéristique de l'ensemble des deux pompes en sommant les débits pour une hauteur manométrique donnée.

Notre étude est sur le mode 2/4 :

On a deux pompes identiques sont mises en parallèles. Les caractéristiques pour une pompe, puis deux pompes en parallèle sont tracées (voir figure. IV.7). Il est à noter que le rendement ne change pas.

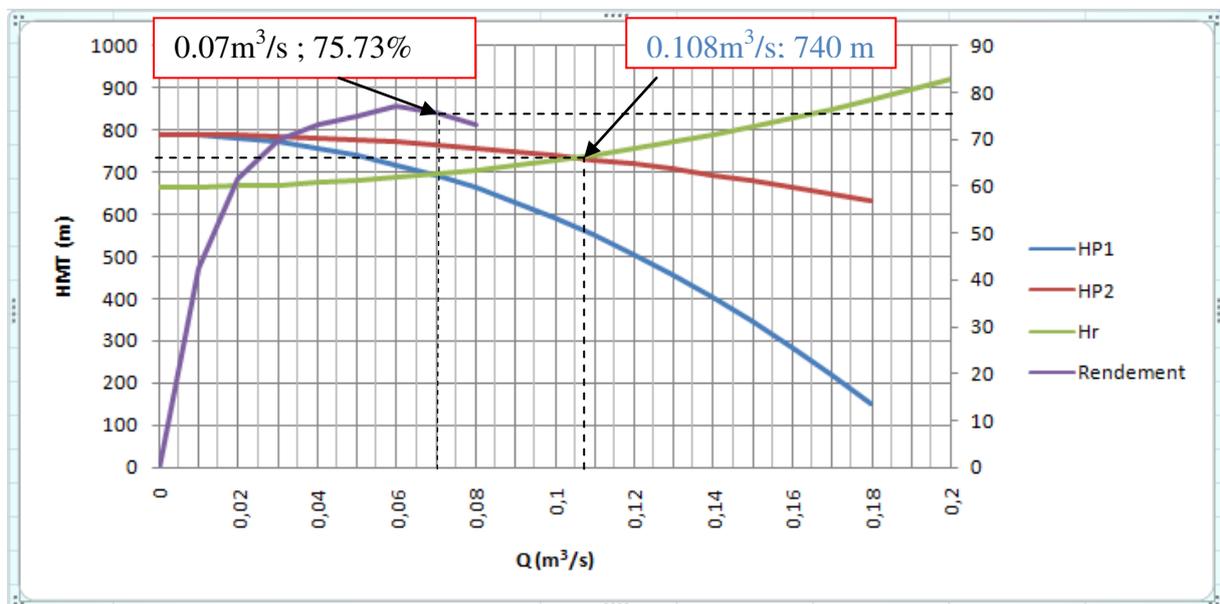


Figure IV.7 : Le point de fonctionnement des deux pompes et le rendement.

Le point de fonctionnement de système est :

$$Pf_s = \begin{cases} Q = 0,108 \text{ m}^3/\text{s} \\ HMT = 740 \text{ m} \end{cases} \quad Pf_{1 \text{ pompe}} \begin{cases} Q = 0,07 \text{ m}^3/\text{s} \\ \eta = 75,73\% \end{cases}$$

III.4. Calculs des Principales caractéristiques d'une pompe :

III.4.1. Calcul de la puissance utile de la pompe :

$$P_u = \rho \times g \times Q \times HMT$$

Données :

$$\rho : 795 \text{ Kg/m}^3.$$

$$g : 9.81 \text{ m/s}^2.$$

$$Q : 6.03 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}.$$

$$HMT : 685.8 \text{ m}.$$

$$P_u = 795 \times 9.81 \times 685.8 \times 6.03 \times 10^{-2} = 322396.89 \text{ Watt}$$

$$P_u = 322.4 \text{ KWatt}$$

III.4.2. Calcul de la puissance absorbée par la pompe :

$$P_a = \frac{P_u}{\eta_g}$$

Données :

$$P_u = 322.4 \text{ Kwatt}.$$

$$\eta_g = 75.73 \% \text{ (à partir de graphe).}$$

Donc :

$$P_a = \frac{322.56}{75.73}$$

$$P_a = 425.72 \text{ KWatt}.$$

III.4.2.1. Calcul de la puissance absorbée par les deux pompes :

$$P_{a_{\text{pompe}}} = 425.72 \times 2 = 851.43 \text{ KWatt}$$

D'après l'interface de relevages des valeurs des groupes électropompe (SEPAM) les deux pompes principales absorbent une puissance de 870 KWatt et cela revient à la perte d'énergie.

III.4.3. Calcul de la vitesse spécifique (Ns) :

La vitesse spécifique d'une pompe est déterminée par la formule suivante :

$$N_s = 3.65. n. \frac{\sqrt{Q}}{\left(\frac{HMT}{i}\right)^{\frac{3}{4}}}$$

Avec :

$n = 2930$ tr/min

$Q = 6.63 \times 10^{-2}$ m³/s

HMT = 735 m

$i = 7$ étage.

Donc

$$N_s = 3.65.2930. \frac{\sqrt{6.63 \times 10^{-2}}}{\left(\frac{735}{7}\right)^{\frac{3}{4}}} = 84 \text{ tr/min}$$

IV. Diagnostic techno-économique :

IV.1. Economie d'une installation de pompage :

L'économie d'une installation de pompage comprend les coûts d'investissement, les coûts d'exploitation et les coûts d'amortissements [20].

IV.1.1. Coûts d'investissement :

Il s'agit de toutes les dépenses initiales au titre des fournitures et des travaux nécessaires pour la réalisation de la station de pompage [20].

IV.1.2. Coûts d'exploitation :

IV.1.2.1. Calcul d'énergie mensuelle consommée par les pompes :

L'énergie mensuelle consommée par les deux pompes on considérant que le régime est continu (24h/24h) est calculée par la formule suivante [21] :

$$E = Pa \times Tp \times 30 \quad (\text{IV.19})$$

Donnée :

Pa : 870 KWatt.

Tp : 24 h (régime continu).

AN :

Chapitre IV : Diagnostic des performances de la station

$$E = 870 \times 24 \times 30 = 626400 \text{ KWh}$$

IV.1.2.2. Frais d'exploitation :

Les frais d'exploitation sont définis par la formule suivante [21] :

$$F_{\text{ex}} = E \cdot e \quad (\text{IV.20})$$

Avec :

E : l'énergie consommés par la pompe.

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

Le prix unitaire d'un KWh imposé par SONELGAZ est de :

Tableau IV.7 : Les prix unitaire d'un KWh selon les déférentes heures [22].

	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

IV.1.2.3. Calcule de l'énergie et les frais de consommation journalière :

Tableau IV.8 : Les frais de consommation journalière des pompes.

	Heures creuse (nuit)	Heures pointes	Heures pleines
Heures	7.5	4	12.5
Energie consommée (KWh)	6525	3480	10875
Frais de consommation (DA)	6681.6	30346.296	20962.65
Totales des frais de consommation journalière (DA)	57990.546 DA		

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

$$E = 870 \times 7.5 = 6525 \text{ KW/h}$$

$$F_{\text{exp}} = 6525 \times 1.024 = 6681.6 \text{ DA}$$

IV.1.2.4. Calcul des frais mensuels consommés par les pompes :

$$F_{\text{exp}} = 57990.546 \times 30 = 1739716.38 \text{ DA}$$

Note :

D'après la facture d'électricité délivrée par Sonelgaz pour le mois d'avril 2018 la station de Béni Mansour consomme des frais de 2724517.23 DA.

IV.1.2.5. Calcul des frais annuels consommés par les pompes :

$$F_{\text{exp}_{\text{ans}}} = 1739716.38 \times 12 = 20876596.6 \text{ DA}$$

IV.1.3. Entretien :

IV.1.3.1. Frais d'entretien :

Les dépenses de réparation et d'entretien normal pour les moteurs peuvent se déduire par les formules empiriques suivantes, à partir du prix d'achat. [20]

- 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 :

- ✓ entretien des pompes : 10% de la valeur d'achat par an.
- ✓ Génie civil conduites et appareillage hydraulique: 1% de la valeur d'achat par an.

IV.1.3.2. Frais de surveillance :

Se détermine selon la grille de salaire, le nombre et la catégorie des employés [20].

IV.1.4. Amortissements :

IV.1.4.1. Durée de vie des moteurs :

Le tableau(IV.9) suivant représente les durées de vie des différents moteurs [20].

Tableau IV.9 : Durée de vie des moteurs [20].

Moteurs	Durée de vie (h)	
Moteurs électriques	30 000h	
Moteurs diesel	4 000h	Pour 10 à 20 CV
	5 000h	Pour 28/31 à 2/46 CV
	10 000h	Pour 50 à 95 CV
	12 000h	Pour > 100 CV
Moteurs à essence	8 000h	
Groupes électrogènes	15 000h	
Béliers hydrauliques	45 000h	
Pompes à piston	25 000h	
Turbopompes	30 000h	

IV.1.4.2. Durée de vie du Génie Civil :

Le Génie Civil comprend des massifs, des bâtiments et la tuyauterie (toute nature). On admet forfaitairement une durée de vie de 25ans [20].

IV.1.4.3. Détermination annuité de renouvellement :

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 [20].

L'annuité de renouvellement est donnée par la formule suivante :

$$a = \frac{i}{1-(1+i)^{-n}} \times V_a \quad (\text{IV.21})$$

Avec :

i= taux d'intérêt.

n= durée de vie.

Va = Valeur d'achat ou coût de réalisation.

AN :

Données :

i = 0.08.

n = 25ans.

Va = 826028063DA.

$$a = \frac{0.08}{1 - (1 + 0.08)^{-25}} \times 826028063 = 77381300.4\text{DA}$$

IV.1.4.4. calcul d coût total annuel :

Est donnée par la formule suivante :

$$\text{Cout}_{\text{tot(ans)}} = a + F_{\text{exp}_{\text{ans}}} \quad (\text{IV.22})$$

AN :

$$\text{Cout}_{\text{tot(ans)}} = 77381300.4 + 2076596.6 = 79457897\text{DA.}$$

IV. 1.4.5. Prix de revient d'un mètre cube du pétrole pompé :

Prix de revient du mètre cube du pétrole pompé donnée par la formule suivante :

$$p = \frac{\text{cout}_{\text{tot(ans)}}}{\Sigma_{\text{ans}}^{\text{m}^3}} \quad (\text{IV.23})$$

AN :

$$p = \frac{79457897}{3766800} = 21.09 \text{ Da}$$

VI. Interprétation des résultats :

On remarque que :

- Le $\text{NPSH}_d > \text{NPSH}_r + 0.5$ ce qui nous confirme que les pompes sont hors cavitation.
- Le rendement par rapport au point de fonctionnement de la pompe est inférieure au rendement maximal de la pompe.
- La puissance absorbée relevée du SEPAM est supérieure à la puissance calculée est cela revient aux pertes de joules (perte de cuivre, mécanique).
- La vitesse spécifique de la pompe est > 80 tr/min donc sont des pompes à vitesse moyen.
- Les frais mensuels consommés par les pompes est inférieur au frais consommés dans la station et cela revient à la consommation des différents équipements auxiliaires tels que les électropompes de gavage les pompes de drainage et les électropompes d'incendie, la climatisation, l'éclairage, le restaurant, hôtel et la base de vie des vigiles.

IV. Conclusion :

Nous avons fait une étude globale sur le mode actuel (2/4) de la station de pompage de Béni Mansour ce qui nous a permis de conclure que la station fonctionne dans des bonnes conditions sauf :

- Une augmentation légère de la pression de refoulement revenu a la stagnation de l'eau sur la ligne d'expédition.
- Un cout de pénalisation augmenté à cause de la surconsommation d'énergie.

Chapitre V:
Diagnostic de la protection de la station

I. Introduction :

Comme toute fonction organique de l'entreprise, la sécurité industrielle a pour mission d'assurer la sécurité et sauvegarder le patrimoine humain et matériel de la station.

Il s'agit alors de concilier les exigences de rentabilité à court terme, avec les exigences de sécurité visant à réduire les risques, sur le plan environnemental, social, économique, générés par l'activité de l'entreprise sur un plus long terme.

II. Les principaux phénomènes dangereux dans les stations d'hydrocarbure

II.1. Le coup de bélier :

II.1.1. Définition :

Le coup de bélier est une onde de pression, positive ou négative, provoquée par une variation du régime hydraulique, et se propageant dans le milieu constitué par l'eau et la conduite qui la contient. Cette onde est caractérisée par une vitesse de propagation ou célérité, qui ne dépend pas en première approximation de l'amplitude de l'onde lorsque celle-ci est faible. Elle se réfléchit sur les obstacles, et en particulier sur les extrémités de la conduite, en changeant de signe ou non suivant les conditions physiques qui y sont rencontrées [25].

II.1.2. Les causes les plus fréquentes de coup de bélier :

- L'ouverture ou la fermeture des vannes dans les conduites en charge à écoulement gravitaire.
- La mise en marche ou l'arrêt des pompes dans les conduites en charge par refoulement.
- Le remplissage ou la vidange d'un système d'AEP.
- Modification de la vitesse d'une pompe.
- Variation d'un plan de liquide.
- La disparition de l'alimentation électrique dans une station de pompage qui est la cause la plus répandue du coup de bélier.

II.1.3. Pourquoi les coups de bélier sont-ils dangereux ?

Les risques dus aux coups de bélier sont de plusieurs ordres :

II.1.3.1. Risque de forte pression :

Les coups de bélier provoquent des surpressions qui s'ajoutent à la pression initiale. Si la somme (pression initiale) plus (surpression) est supérieure à la pression maximale admissible des tuyaux, il y a des risques de rupture des tuyaux et de déboîtement des joints.

II.1.3.2. Risque de pression négative :

Une autre conséquence des coups de bélier peut être l'apparition d'une pression relative négative. Si cette pression devient inférieure à -10mCE , il se produit une poche de cavitation. Si le profil en long de la canalisation est défavorable, c'est à dire si la poche de vapeur peut se former sur une grande distance, la canalisation peut être aplatie par implosion et les joints peuvent être aspirés.

II.1.3.3. Fatigue du tuyau :

Comme autre conséquence des coups de bélier, on peut citer la fatigue qu'entraîne pour le matériau une alternance rapide de fortes et de faibles pressions même si chaque onde de surpression n'est pas suffisante en elle-même pour créer la rupture.

II.1.4. Les dispositifs de protection contre le coup de bélier :

Il est impossible de supprimer complètement les effets du coup de bélier mais du moins on peut limiter ses conséquences, en cherchant à limiter sa valeur à une valeur compatible avec la résistance des installations.

Les dispositifs de protection contre ce phénomène sont les suivants :

II.1.4.1. Cheminée d'équilibre :

C'est un réservoir débouchant à l'air libre, permettant de protéger la conduite contre la surpression et la dépression à la fois. Ce dispositif est envisageable dans le cas où les conditions topographiques et les hauteurs géométriques le permettent [26].

II.1.4.2. Réservoir d'air comprimé :

Un réservoir à air comprimé est appelé aussi réservoir anti-bélier, a pour but d'assurer une alimentation continue de la veine liquide après la disjonction de la pompe, une réserve d'eau accumulée sous pression dans le réservoir métallique disposée à la station de pompage et raccordée au refoulement, immédiatement à l'aval du clapet.

Chapitre V : Diagnostic de la protection de la station

Ce dispositif contient de l'eau et de l'air ; en marche normale, la pression de cet air équilibre la pression dans la conduite au point considéré [26].

II.1.4.3. Soupape de décharge :

C'est un appareil font intervenir un organe mécanique, un ressort à boudin ordinairement, qui par 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 maximal et libre, le cas échéant, le débit de routeur de la conduite correspondant à la valeur de la surpression admissible [26].

II.1.4. 3.1.les fonctions qu'assure une soupape de décharge anti-bélier :

Ecrête les coups de bélier et protège la conduite sur laquelle elle est installée contre les surpressions accidentelles.

II.1.4.3.2. ce qu'il faut préciser pour commander une soupape de décharge :

- Le DN souhaité.
- La section du ressort.
- La pression de tarage du ressort.
- Le débit maxi à évacuer.
- Le cône de raccordement.
- La vanne de garde permettant d'isoler la soupape.

II.1.5. Les dispositifs de protection contre le coup de bélier dans SBM :

La station de Béni Masnour est protégée contre le coup de bélier par quatre (4) soupapes de sécurité :

- 2 soupapes de sécurité tarées à 32 bars, sont installées à l'entrée de la station et en amont des filtres pour la protection de l'OB1.
- 2 soupapes de sécurité tarées à 75 bar, sont installées en aval de la gare racleur départ pour la protection OG1 20".

Un clapet anti retour a la sortie de la station (expédition), et quatre autre clapets sont placés on avale de chaque pompe.

L'élévation de pression provoque l'ouverture des soupapes et le produit est dirigé vers les 2 cuves de purges de 100 m³ chacune afin de faire chuter la pression et limiter les risques d'éclatement.



Figure V.1 : Les soupapes de sécurité.

III. L'incendie :

III.1. Définition de l'incendie :

L'incendie est une réaction de combustion non maîtrisée dans le temps et l'espace. La prise en compte du risque d'incendie a conduit à créer des corps de lutte contre l'incendie [27].

III.2. Description du réseau anti-incendie de SBM :

III.2.1. Réseau eau anti incendie :

La station est dotée d'un nouveau réseau anti-incendie relié à l'ancien réseau bouclé et maillé équipé de 35 vannes de sectionnement et de 26 bouches d'incendie.

III.2.2. Réserve d'eau anti-incendie :

- Bac de 1500 m³.
- Bassin de 600 m³.

III.2.3. Pomperie principale anti incendie :

- Une électropompe anti incendie caractérisée par un débit de 275 m³/h et une pression de refoulement de 14 bars
- Une motopompe anti incendie de 275 m³/h.
- Deux surpresseurs de 15 m³ chacun.
- Motopompe tractable de 300 m³/h.
- Motopompe tractable de 60 m³/h.

III.2.4. Unité de stockage et dosage Emulseur :

La station dotée de 3 réservoirs de 1500 l pour alimenter la pomperie, 2 réservoirs de 1500 l pour alimenter les bacs de stockage et un réservoir de 8 m³ sur camion.

III.2.5. Colonnes de pré mélange :

Chaque réservoir est muni de deux colonnes Ø 4'' alimentant chacune 03 générateurs déversoirs de mousse.

III.2.6. Couronnes de refroidissement :

Chaque réservoir est équipé d'une rampe de refroidissement, reliée au réseau anti incendie

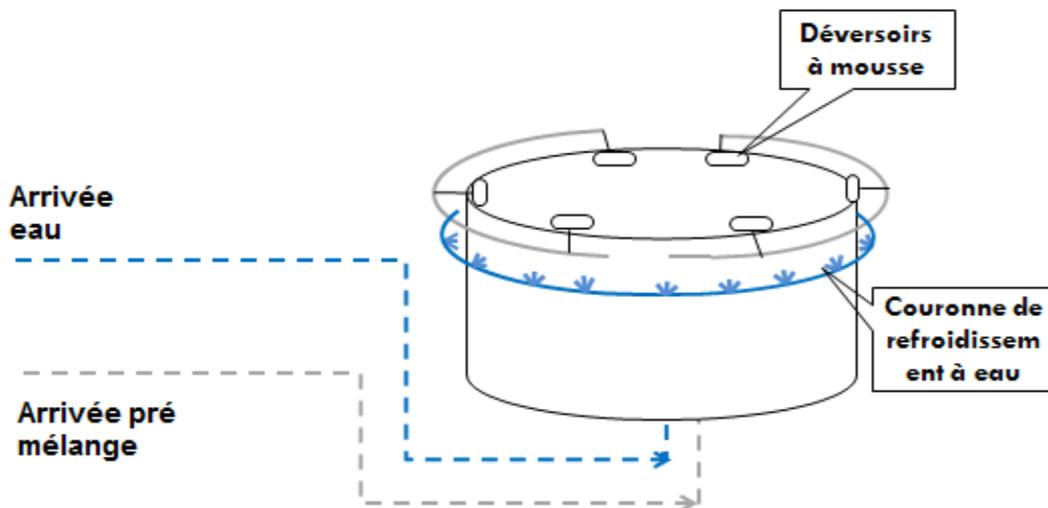


Figure V.2 : Système de refroidissement des bacs de stockage.

IV. Les systèmes de détecteur de la pomperie :

- Détecteurs de vibrations.
- Détecteurs de vitesses : Tachymètres.
- Détecteurs de fuites : magnétoles.
- Détecteur de pression : pressostat.
- Détecteur de température.
- Détecteurs de niveau.
- Détecteurs de chaleur.
- Détecteur de flammes.
- Détecteur mesure du débit (débitmètre ultrason).
- Détecteurs de bas niveau.

V. Conclusion :

Après le constat du coté sécuritaire de la station on a déduit que :

- La station est bien protéger contre le coup de bélier.
- La protection contre l'incendie à quelque détérioration au niveau du l'ancien réseau et un manque de détecteur de gaz sur les bacs de stockage.

Chapitre VI: Régulation des pompes

I. Fonctionnement et régulation des pompes centrifuges :

I.1. Point de fonctionnement :

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 [24] :

- ✓ la modification des résistances à l'écoulement (ex. par le réglage d'un organe d'étranglement, le montage d'un diaphragme ou d'un by-pass, mais aussi par des transformations ou des incrustations des tuyauteries) d'une part,
- ✓ la modification de la composante statique de la hauteur manométrique (p. ex. par 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.

I.2. 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. 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 [23].

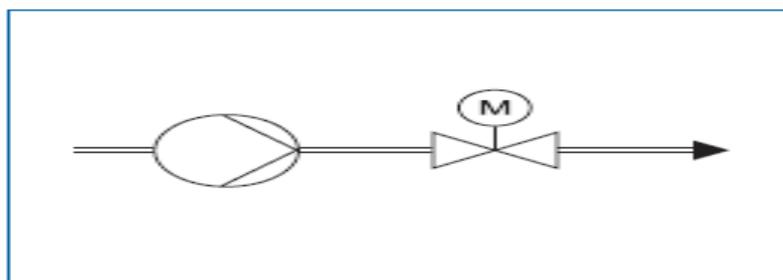


Figure VI.1 : Schéma avec vanne de laminage.

Tableau VI.1 : Avantages et inconvénients du Régulation de débit par laminage.

Avantages	Inconvénients
Technique de régulation simple	mal adapté aux pompes à courbe pentue (pression trop élevée)
bien adapté aux installations exploitées la plupart du temps à plein débit	mauvais rendement aux faibles débits
bien adapté aux applications à durée de fonctionnement faible	économies d'énergie faibles en charge partielle
bien adapté aux pompes à courbes plates	comportement de régulation défavorable quand l'excès de HMT est important

I.3. 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. 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 [23].

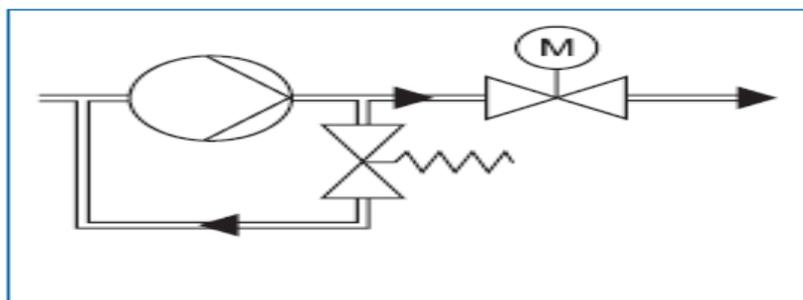


Figure VI.2 : Schéma d'une régulation par by-pass.

Tableau VI.2 : Avantages et inconvénients du Régulation de débit par by-pass.

Avantages	Inconvénients
pas d'augmentation de la pression pour des débits moyens	coûts d'installation plus élevés (tuyauterie de by-pass)
contrairement au laminage, la pression reste constante quel que soit le débit	pas de diminution d'énergie absorbée aux faibles débits
bien adapté aux faibles hauteurs manométriques et débits élevés	excès de pression à débit partiel
à utiliser de préférence aux débits élevés	bilan énergétique défavorable

I.4. Régulation de débit par variation de la vitesse de rotation :

- Loi hydraulique pour le fonctionnement des pompes centrifuges à vitesse variable :

Contrairement aux régulations de débits décrites précédemment, la variation de vitesse permet d’adapter en permanence la puissance de la pompe aux besoins de l’installation.

Lorsque le débit augmente de façon linéaire, les pertes de charges de l’installation dans le carré du débit augmentent. Les pompes centrifuges ont un comportement similaire: lorsque le débit et la vitesse augmentent de façon linéaire, la hauteur manométrique augmente avec le carré de la vitesse.

En raison de ces lois hydrauliques, une faible variation de vitesse permet de couvrir une plage de fonctionnement importante. Les lois de similitudes permettent de déduire les formules suivantes pour les pompes centrifuges.

Les courbes caractéristique d’une pompes $H=f(Q)$ et $p=f(Q)$: varient avec les vitesses de rotation, selon la loi de similitude (loi d’affinité) pour un rendement inchangé :

Débit :
$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_2}{N_1} \Rightarrow Q_2 = Q_1 \times \frac{N_2}{N_1} \quad (VI.24)$$

Hauteur :
$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2 \Rightarrow H_2 = H_1 \times \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2 \quad (VI.25)$$

Puissance :
$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^3 \Rightarrow P_2 = P_1 \times \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^3 \quad (VI.26)$$

- Installations réelles :

Dans la pratique, il existe de nombreuses installations où le débit est régulé à l’aide de vannes de laminage ou de mélange. Le rôle d’une pompe à vitesse variable consiste à répondre aux besoins de l’installation avec la vitesse de rotation la plus faible (et donc un coût énergétique minimal) [23].

Tableau VI.3 : Avantages et inconvénients du Régulation de débit par variation de la vitesse de rotation.

Avantages	Inconvénients
démarrage progressif de la pompe raccordée au variateur	coûts plus élevés de la régulation
usure moindre des composants mécaniques	
économies d’énergie	
réduction des coûts du cycle de vie	

I.6. Fonctionnement en série des 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. Le schéma suivant montre un montage en série des pompes centrifuge [12] :

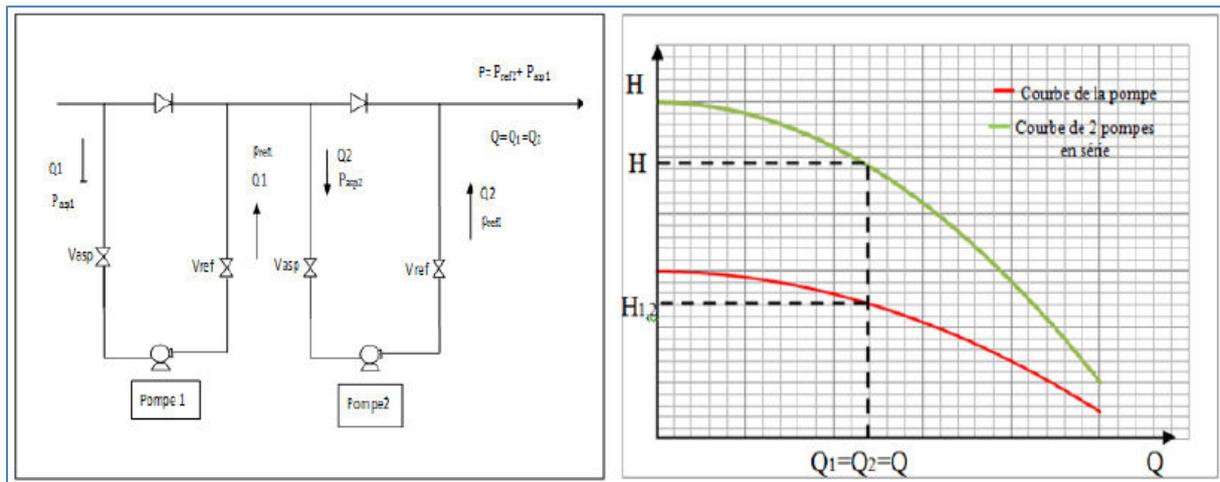


Figure VI.5 : Couplage en série des pompes centrifuges.

I.7. 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 [24].

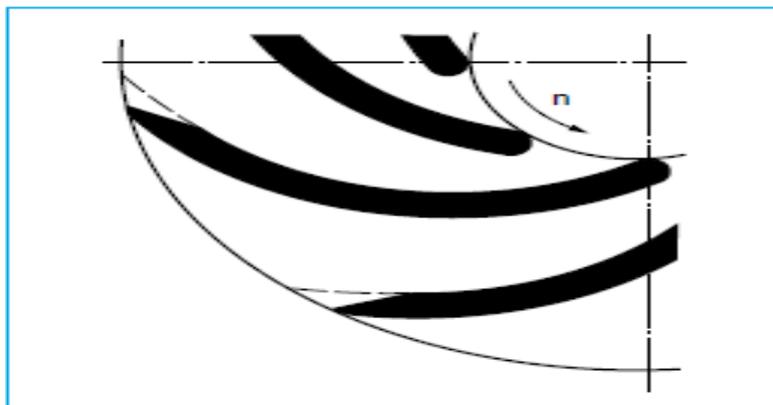


Figure VI.6 : Aubes de roue affûtées.

I.8. 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 la 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 [24].

I.9. 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 [24].

I.10. Rognage des roues :

Il peut arriver qu'une pompe centrifuge dont on dispose des caractéristiques un peu supérieures à celles qui sont nécessaires. Si l'on désire réduire ces caractéristiques (hauteur, débit), ne serait-ce que pour diminuer la puissance du moteur d'entraînement, il est possible de rogner la roue de la pompe, c'est à dire de réduire son diamètre [25].

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

Pour réduire, une fois pour toutes, la puissance utile d'une pompe centrifuge radiale ou semi-axiale, à vitesse de rotation constante, il faut réduire le diamètre extérieur, D , de la roue.

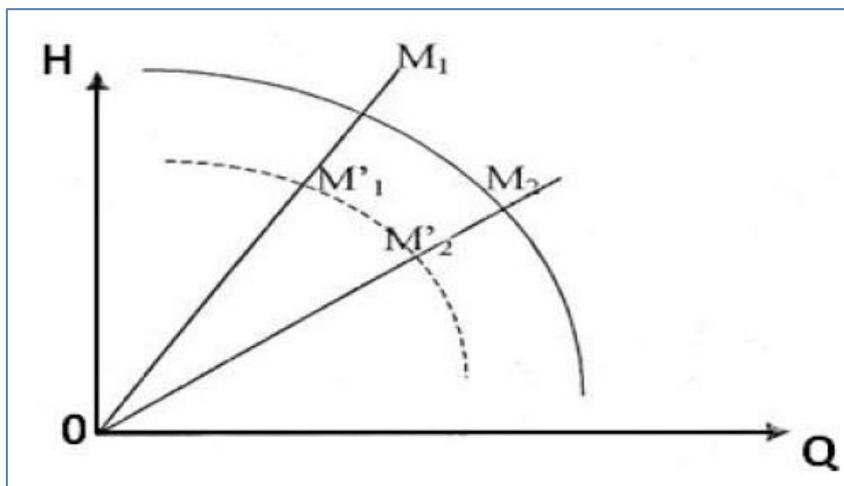


Figure VI.7 : Rognage d'une pompe centrifuge [25].

Chapitre VI : Régulation des pompes

La diminution maximale du diamètre est limitée par le fait que les aubes doivent toujours se couvrir dans une vue radiale. Les courbiers présentent en règle générale les courbes caractéristiques de la pompe pour plusieurs diamètres de rognage, D (en mm) [24].

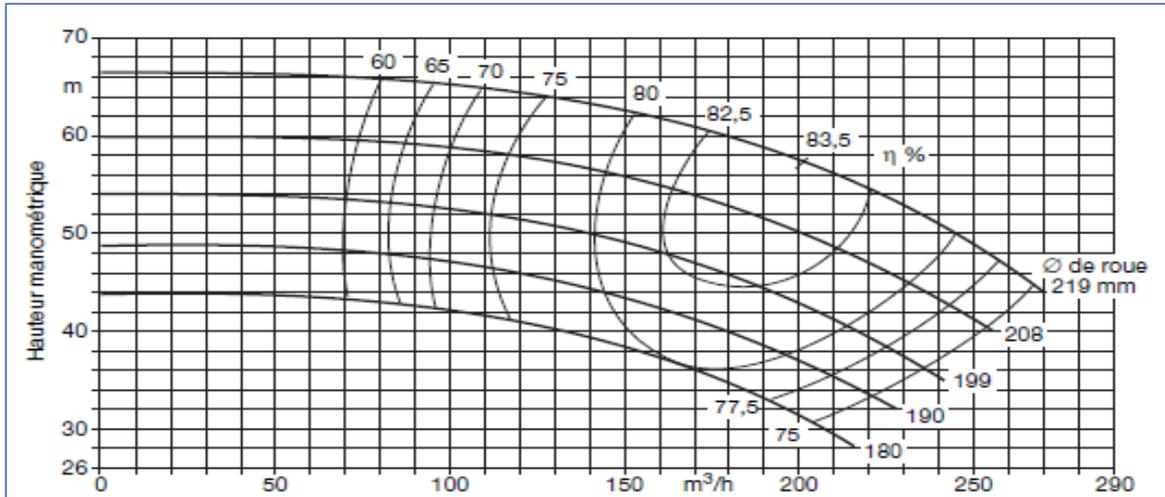


Figure VI.8 : Courbes caractéristiques de la pompe pour plusieurs diamètres de rognage [24].

Pour un rognage léger, on admet que :

$$\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \approx \frac{Q_2}{Q_1} \approx \frac{H_2}{H_1} \quad (\text{VI.27})$$

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) :

Avec :

$$\frac{D_2^2 - D_0^2}{D_1^2 - D_0^2} = \frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \quad (\text{VI.28})$$

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

Conclusion générale

Conclusion générale

Au cours de ce travail mené sur le terrain, nous avons découvert et décrit les différents équipements de la station SBM, ainsi que leur fonctionnement et son rôle stratégique dans le secteur du transport, en assurant l'alimentation de la raffinerie d'Alger par le brut pour les différentes utilisations.

L'étude de diagnostic qu'on a fait du point de vue Hydraulique (le point de fonctionnement et la cavitation) nous a mené à déduire que le fonctionnement de la station est généralement bon hormis une augmentation légère de la pression de refoulement. Sur le côté économique, on remarque que les frais mensuel consommés par les pompes représentent 63.85% de la consommation de la station.

Relativement au côté sécuritaire de notre étude, et après le constat que nous avons fait sur le même endroit d'étude, nous déduisons que les soupapes de décharge placées et tarées 32 bars à l'entrée et 75 bars à la sortie mène à la bonne protection de la station contre le coup de bélier, qui est un phénomène signifiant dans les stations de pompage. Et nous sommes arrivés à tirer quelques remarques concernant la protection contre l'incendie, comme la dégradation de l'état de l'ancien réseau, manque de béton sur les cuves de rétention ce qui conduit à la pollution des nappes, absence des détecteurs de gaz sur les bacs et l'utilisation des pompes diesel en mode automatique au lieu des électropompes.

Dans l'optique de remédier à cette situation, nous avons proposé d'entretenir la ligne par le racleur pour la diminution de la pression de refoulement, le renouvellement de l'ancien réseau d'incendie, le bétonnage des cuves de rétention, l'installation des détecteurs de gaz sur les bacs de stockage et la mise en place des électropompes en mode automatique au lieu des pompes diesel.

références bibliographiques

Références bibliographiques :

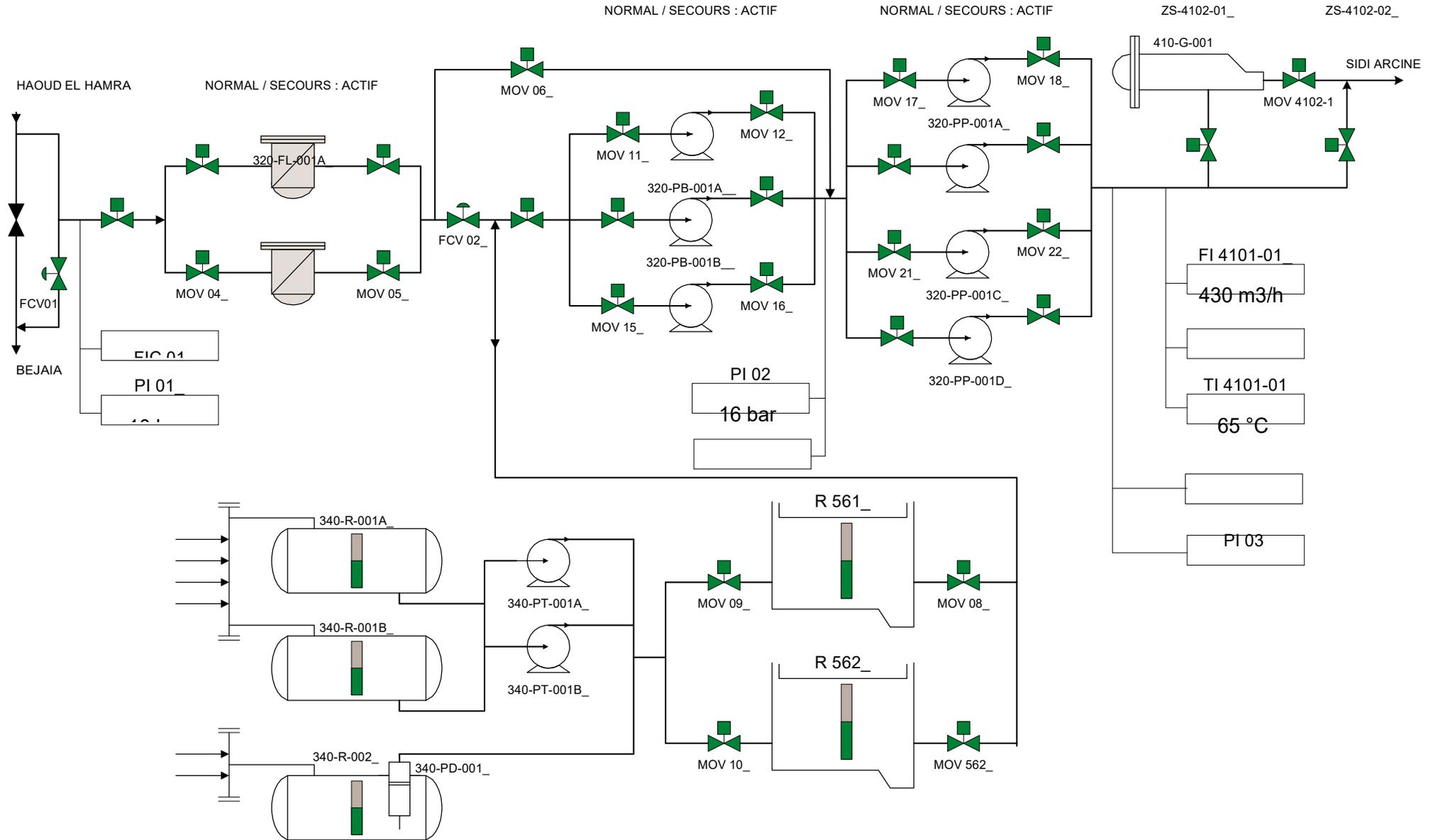
- [1] TOTAL, MAINTENANCE MECANIQUE DES POMPES Manuel de formation EXP-MN-SE090-FR Dernière révision: 26/11/2008.
- [2] Document sans auteur : "Machines hydrauliques classification et définition" ([http : //www.almohandiss.com/](http://www.almohandiss.com/)).
- [3] Zidi.S, mémoire master2: Etude de défaillance d'une pompe à eau centrifuge de type GUINARD HP, Université KASDI MERBAH OUARGLA. juin 2016.
- [4] TOTAL Manuel de Formation : "Les Pompes", EXP-PR-EQ070 Révision 0.1, Dernière Révision : 13/04/2007.
- [5] KOUILED. S et SAYAH. L, mémoire master2 : "Investigation expérimentale du phénomène de cavitation dans les pompes". Université Kasdi Merbah–Ouargla – 2011.
- [6] JEAN LAPRAY .F, "machine hydraulique et thermique" : Technique de l'ingénieur Edition PYC. France 2002.
- [7] Document interne de Sonatrach, Manuel opératoire de la station SBM (SONATRACH).
- [8] MEKIDECHE .Y et AKKAL .M : rapport de stage. "Étude technologique d'une électropompe principale de pompage de la station de Béni Mansour", juin 2017.
- [9] Documentation de Sonatrach, Manuel d'exploitation de la SBM, Document internes de la station SBM.
- [10] KAHLA.M, et FOUGHALYA.L : Étude du réseau d'AEP des villages Ain Beida Heriche, Sedari et Sebikhia, Wilaya de Mila, Mémoire de Fin d'Etudes, Université de Bejaia, Juin 2015.
- [11] SLAMNI. F, Mémoire de fin d'études : Étude d'exécution du renforcement de l'AEP des 17 communes a partir du réservoir 30'000 m3 hai-mouaz kolea Wilaya de Tipaza, , Ingénieur d'état, École nationale supérieure de l'hydraulique de Blida, Juin 2014.
- [12] NEKAA. M, Mémoire de fin de formation : Étude du régime de fonctionnement de la station de SBM après l'extension de la raffinerie d'Alger de 75%., IAP, janvier 2017.
- [13] J.P.WAUQUIER. Raffinage du pétrole. Tome 1. Pétrole brut. Produits pétroliers. Schémas de fabrication. Editions Technip, 1998.
- [14] YUCEF. S. Mémoire master : Détermination de nombre de stations de pompages ainsi leurs emplacements dans un Oléoduc quelconque via un outil développé, école national polytechnique, juin 2014.
- [15] Malki. M .Chapitre 3 : dynamique des fluides réels.

Références bibliographiques

- [16] Dorochenko .V, “ Pompes et installations de pompes” Université des sciences et de la technologie d’Oran. 1988.
- [17] YVES.LECOFFRE, la cavitation traqueuse de bulles, durand-28600 luisant paris 1994.
- [18] Hermetic-pumpen (www.hermetic-pumpen.com).
- [19] http://www.azprocede.fr/Cours_GC/pompe_cavitation.html.
- [20] DJOUKAM .J : “Guide de conception- des stations de pompage”, école inter-états d’ingénieur de “l’équipement rural”BURKINA FASO.Juin 1999.
- [21] GHERNAIA .F, Mémoire fin d’études “ Etude du diagnostic et du renforcement de la première chaine d’adduction de la commune d’AIT R’ZINE”, Université A-MIRA Bejaia, Promotion 2000/2001.
- [22] Documentation de Sonelgaz.
- [23] Savoir faire KSB, “Régulation de pompes / Automatisation de pompes”, janvier 2009.
- [24] KSB “détermination des pompes centrifuge” 5e édition révisée et étendue 2005.
- [25] BONNIN. J : “hydraulique Urbaine Appliquée aux agglomérations de petite et moyenne Importance”, édition Eyrolles, 1977.
- [26] DUPONT.A : ” Hydraulique Urbaine : Ouvrages de transport, Elévation et distribution des eaux”, TOME II, édition Eyrolles 1979.
- [27] <http://prevtekprevention.unblog.fr/2013/07/11/incendie/>

annexes

SYNOPTIQUE GENERAL DE LA STATION DE BENI-MANSOUR



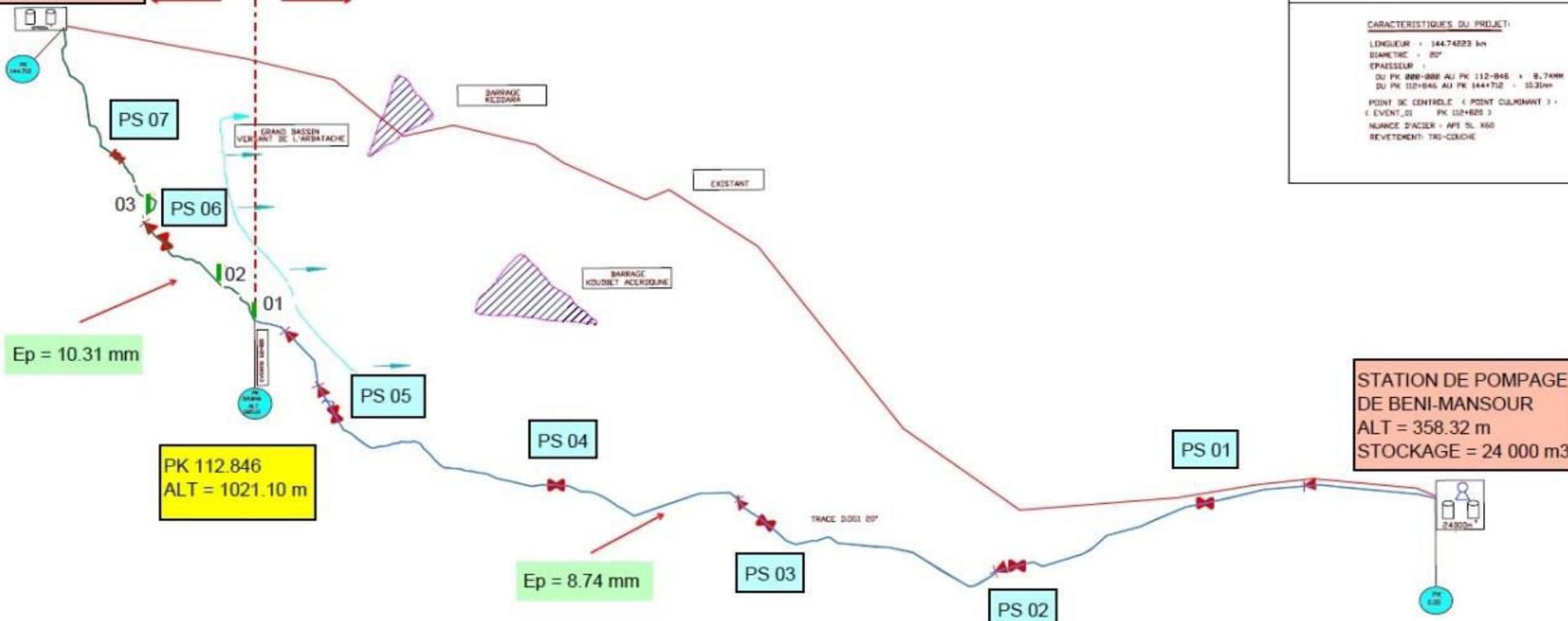


CARTE GENERALE TRACE OLEODUC D.OG1 Ø20"



RAFFINERIE DE
SIDI ARCINE
ALT = 19,42 m
STOCKAGE = 107 000 m³

Écoulement
Gravitaire Forcé



STATION DE POMPAGE
DE BENI-MANSOUR
ALT = 358.32 m
STOCKAGE = 24 000 m³

LEGENDE

- POINT KILOMETRIQUE
- POSTE DE SECTIONNEMENT
- CLAPET ANTI-RETOUR
- EVENT
- TRACE DU PIPE Ø20 Ø20"
- TRACE DU PIPE Ø20 Ø20" EXISTANT
- BARRAGE
- DUEB ISSER
- BASSIN VERSANT DE L'ARBITAGE

CARACTERISTIQUES DU PROJET

- LONGUEUR : 144.7422 km
- DIAMETRE : Ø20"
- EPAISSEUR :
 - DU PK 000+000 AU PK 112+846 : 8.74mm
 - DU PK 112+846 AU PK 144+742 : 10.31mm
- POINT DE CONTRÔLE : POINT CULMINANT :
- EVENT_01 : PK 112+846
- NUANCE D'ACIER : API 5L X60
- RELEVEMENT: TRU-COUCHE