

République algérienne démocratique et populaire
Ministère de l'enseignement supérieur et de la
recherche scientifique
Université Mohamed Boudiaf M'sila
Faculté de technologie

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

جامعة محمد بوضياف المسيلة
كلية التكنولوجيا



جامعة محمد بوضياف - المسيلة
Université Mohamed Boudiaf - M'sila

Département de Génie Mécanique
MEMOIRE DE FIN D'ETUDES
En vue d'obtention du
Diplôme de Master en génie mécanique
Spécialité : Energétique



جامعة محمد بوضياف - المسيلة
Université Mohamed Boudiaf - M'sila

Thème :

Etude hydraulique de la pompe DVMX 6*8*11

Présenté par :

- BELARCHAOUI Mostafa

Encadré par :

- BENJAIMA Taieb

N° d'ordre : GM/.....2016

Année universitaire : 2015 / 2016.

Remerciements

Je remercie Dieu tout puissant de nous avoir beaucoup aidés pour élaborer ce travail.

Toutes nos infinies gratitudees à notre promoteur, Monsieur Benjaima Taiab pour son encadrement et ses aides précieuses.

Nous tenons aussi à remercier tous les enseignants qui n'ont préservés aucun effort à fin de transmettre leur savoir et leurs expériences aux étudiants.

Nous tenons à remercier nos amis qui nous ont toujours soutenus et qui sans eux ce mémoire n'aura pas eu lieu

Nous tenons à remercier tout le personnel de la station de pompage N° 03 de M'sila .

Mostafa



Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à :

*Mes très chers parents que m'ont orienté vers le bon
chemin, qui ont toujours prié dieu pour moi*

Mon cher frère

Mes chères sœurs

Mes oncles, mes tantes et tous ceux qui portent le nom

Belarchaoui et Zidani

Tous mes amis et le personnel de SP3 de M'sila

Tout le groupe G-mécanique/Energétique 2016.

Mostafa



Liste des figures

Liste des figures

Fig. I.1 Unité de production	02
Fig. I.2) Opération de forage	02
Fig. I.3) Complex GNL Arzew	03
Fig. I.4) Complex GNL Skikda	03
Fig. I.5) Le réseau de transport par canalisation	04
Fig. I.6) L'altitude et les points kilométriques de l'OB1	06
Fig. I.7) L'épaisseur et les points kilométriques de l'OB1	06
Fig. I.8) Organigramme administratif de la SP3	07
Fig. II.1) Pompes à palettes	15
Fig. II.2) Pompes à engrenages extérieurs.	16
Fig. II.3) Pompes péristaltiques.	17
Fig. II.4) Pompes à vis (cas à 2 vis).	17
Fig. II.5) Pompes à lobes.	18
Fig. II.6) Pompe à piston.	18
Fig. II.7) Pompe à membranes.	19
Fig. II.8) Pompe centrifuge multi-étages.	22
Fig. II.9) schéma d'une pompe centrifuge mono-étage.	22
Fig. II.10) Différents organes d'une pompe centrifuge.	24
Fig. II-11) Schéma représentatif des directions des vitesses.	29
Fig. II-12) Triangles des vitesses.	29
Fig. II-13) Schéma d'installation	32
Fig. II-14) Point de fonctionnement	35
Fig. II.15) Apparition de bulles de cavitation sur les pales de l'hélice	40
Fig. II.16) Illustration de cavitation par poches	40
Fig. II.17) Illustration de cavitation de tourbillon	41
Fig. II.18) Illustration de la super cavitation	41
Fig. II.19) Aspect caractéristique d'une trace de cavitation sur les	42
Fig. II-20) Evolution de la hauteur énergétique et du rendement en fonction du débit pour des pompes en régimes cavitant et non cavitant.	43

Liste des figures

Fig. II.21) Les conditions d'aspiration sont d'autant meilleur es que la différence entre les deux est grande.	44
Fig.III.1) Schéma d'un groupe électropompe (GEP)	47
Fig. III.2) Garniture mécanique.	50
Fig. III.3) L'arbre de la pompe	51
Fig. III.4) La volute supérieure	51
Fig. III.5) L'emplacement de l'arbre	51
Fig. III.6) Corps de la pompe	51
Fig. III-7) Caractéristiques de la pompe DVMX [Hmt(Q)] en fonction du nombre d'étages	52
Fig. III.8) Courbes de fonctionnement de la pompe DVMX	53
Fig. III-9) Hauteur manométrique en fonction du débit	54
Fig. III-10) Rendement en fonction du débit.	54
Fig. III-11) Puissance en fonction du débit	55
Fig. III.12) Schéma d'un impulseur	56
Fig. III.13) Triangle des vitesses à l'entrée de la roue	63

Liste des tableaux

Liste des tableaux

Tableau I.1) Caractéristique de GEP	09
Tableau I.2) Caractéristique de la pompe booster	10
Tableau II.1) Classification des pompes	14
Tableau III.1) Résultats d'essai de la pompe GUINARD par le constructeur.	51
Tableau III.2) Données du constructeur	54
Tableau III.3) Catégories de pompes centrifuges	55
Tableau III.4) Paramètres de la pompe.	66

Nomenclatureur

<i>Symbole</i>	<i>Unité</i>	<i>Désignation</i>
N_s	tr/min	Vitesse spécifique
n	tr/min	Vitesse de rotation
H	m	Hauteur manométrique
D_{r1}	m	Diamètre ramené à l'entrée
η_h	%	Rendement hydraulique
η_v	%	Rendement volumétrique
η_m	%	Rendement mécanique
η_g	%	Rendement globale
P_A	Bar	Pression d'aspiration
P_R	Bar	Pression de refoulement
P_{abs}	Kw	Puissance absorbé
P_m	Kw	Puissance de moteur
ω	Rd	Vitesse angulaire
$[t]$	N/m^2	la contrainte limite de résistance à la torsion
C_t	N/m	étant le couple de torsion
d_a	m	Diamètre de l'arbre
d_m	m	Diamètre de moyeu de la roue
Q_c	m^3/h	Débit de circulation
D_1	m	Diamètre maximale de l'arrête d'entrée
V_0	m/s	Vitesse absolue à l'entrée
D_0	m	Diamètre de moyeu de l'arrête d'entrée
V'_{1m}	m/s	Composant radiale de la vitesse absolue du liquide à l'entrée
b_1	m	Largeur de la fente à l'entrée de la roue
V_{1m}	m/s	Vitesse absolue du liquide à l'entrée de la roue
U_1	m/s	Vitesse circumférentielle à l'entrée de la roue
β_1	°	L'angle de l'aube à l'entrée
H_{th}	m	Charge théorique en tenant compte du nombre d'aube
U_2	m/s	Vitesse circumférentielle à la sortie
D_2	m	Diamètre de la roue à la sortie
β_2	°	L'angle de l'aube à la sortie de la roue

V'_{2m}	m/s	Composant méridienne à la sortie
Z	/	Nombre d'aube
μ	/	Coefficient de correction
b_2	m	Largeur de la fente à la sortie
k_1/k_2	/	Coefficient de rétrécissement
Q	m^3/h	Débit volumétrique
K_0	/	Coefficient d'aspiration

OPEP	Organisation des Pays d'Exportateurs de Pétrole
GPL	Gaz Pétrolier Liquéfiée
GNL	Gaz Naturel Liquéfiée
TRC	Transport Par Canalisation
TRA	Terminal Raffinerie d'Alger
TMB	Terminal Marin de Béjaia
SBM	Station de Beni Mansour
SP3	Station de pompage 03
OB1	Oléoduc Béjaia 01
V V F	Variateur de Vitesse par Fréquence
GEP	Groupe Électro Pompe
DCS	Distribution Control System
ESD	Emergency Shut Down
FG	Fire Gas
HT	Haute Tension
MT	Moyen Tension
BT	Basse Tension
PCV	Pressur Control Valve
PK	Point Kilométrique

Sommaire

Liste des figures

Liste des tableaux

Nomenclatureur

Introduction générale

Chapitre I : Présentation du site SP3

I.1. Introduction	01
I.2. Historique	01
I.3. Les activités de l'entreprise	01
I.3.1 Amont	01
I.3.2. Aval	02
I.3.3. Transport par canalisations	03
I.3.4. Commercialisation	05
I.4. Description de la ligne OB1	05
I.5. Description de la station de pompage N°3	07
I.5.1. Position géographique	07
I.5.2. Organigramme administratif de SP3	07
I.6.2.1. Section d'exploitation	08
I.6.2.2. Section maintenance	08
I.6.2.6. Section hygiène, sécurité et environnement (HSE)	09
I.5.3 Description de la SP3	09
I.6. Mode de fonctionnement de SP3	12
I.7. Conclusion	12

Chapitre II : Généralité sur les pompes

II.1. Introduction	13
II.2. Historique	13
II.3. Généralités sur les pompes	14
II.4. Classification des pompes	14
II.4.1. Pompes volumétriques	15
II.4.2. Les turbo pompes	19
II .5. Avantages et inconvénients des pompes roto-dynamique	21
II .6. Description d'une pompe centrifuge	21
II .6.1. Définition	21
II. 6.2. Constitutions d'une pompe centrifuge	22
II .7. Principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge	24
II .8. Domaine d'application	24
II. 9. Caractéristiques des pompes centrifuges	25

Sommaire

II .10. Evolution du fluide à l'intérieure de la roue	27
II .11. Equations fondamentales des pompes centrifuges	29
II.11.1. Équation de Bernoulli	33
II.11.2. La hauteur manométrique totale de la pompe	34
II.12. Les facteurs de dysfonctionnement des pompes centrifuges	35
II.13. Surveillance des paramètres de la pompe en exploitation	36
II .14. Choix d'une pompe	37
II .15. Le phénomène de cavitation dans la pompe et le NPSH	38
II .15.1. Définition	38
II .15.2. Types de cavitation	39
II .15.3. Effets de la cavitation	42
II .16. Le NPSH	44
II. 17. Conclusion	45

Chapitre III : Calcul et vérification

III.1. Description de la pompe DVMX 6*8*11	46
III.2. Nomenclature	46
III.3. Conception	47
III.4. Corps de la pompe	47
III.5. Mobile de la pompe	47
III.6. Les courbes caractéristiques de la pompe	50
III.7. Paramètres d'essai de la pompe	51
III.7.1. La hauteur manométrique en fonction de débit	52
III.7.2. Le rendement en fonction de débit	53
III.7.3. La puissance en fonction de débit	53
III.8. Calcul hydraulique	54
III.8.1. Détermination des paramètres principaux	55
III.8.2. Calcul du diamètre de l'arbre et de moyeu	58
III.8.3. Détermination des paramètres du rotor à l'entrée	59
III.8.4. Détermination des paramètres du rotor à la sortie de la roue	62
III.9. Solutions des problèmes d'une pompe centrifuge	67
III.9.1. Solutions pour problèmes de cavitation	67
III.9.2. Equilibrage de la poussée axiale	67
III.10. Conclusion	67

Conclusion générale

Annexe

Bibliographies

Introduction générale

Introduction générale

Les hydrocarbures considéré comme une source d'énergie dans le monde sans oublier ces drivées et économie de certaine paye comme notre paye. L'Algérie essayi de développer ce domaine et pour cela, elle crée plusieurs unités de production avec association qui produire et trouver meilleur solution pour amélioré la qualité et d'augmenter la quantité dans le but garder une place dans le marché mondial.

L'exploitation de cette source il s'agit tenir des équipements puissants. Parmi les équipements, la pompe centrifuge, qui jeu un grand rôle dans le domaine des hydrocarbures tels que l'injection de l'eau dans les puits pour extraction le pétrole et le transport des hydrocarbures liquides a travers des centaines de kilomètres. La pluparts des industries choisir ce type de pompe a cause de son bon fonctionnement et leur grande durée de vie.

Notre objectif est de faire une étude hydraulique sur la pompe GUINARD DVMX 6*8*11 et connaître ces caractéristique au niveau de la station de pompage N°03 activité TRC SONATRACH.

Nous organisons notre mémoire de la manière suivante:

Premier chapitre : on a présenté la société SONATRACH et ces activités (amont, aval, transport par canalisation et la commercialisation). On peu voir aussi une présentation sur la SP3 et les équipements qui le contient.

Deuxième chapitre : est consacré à quelques généralités sur les pompes, et ces classifications suivant son principe de fonctionnement et puis on a fait une explication sur le phénomène de cavitation et ces effets sur les pompes.

Troisième chapitre : nous faisons un calcul hydraulique sur la pompe DVMX 6*8*11 pour connaître leur comportement sur le site.

En fin nous terminons par une conclusion générale

CHAPITRE 01

Présentation du site SP3

I.1. Introduction:

SONATRACH est la compagnie nationale algérienne de recherche, d'exploitation, de transport par canalisations, de transformation et de commercialisation des hydrocarbures et de leurs dérivées. Elle a pour missions de valoriser de façon optimale les ressources nationales d'hydrocarbures et de créer des richesses au service du développement économique et social du pays. Compagnie pétrolière intégrée, SONATRACH est un acteur majeur dans le domaine du pétrole et du gaz. Ce qui la place, aujourd'hui, première compagnie d'hydrocarbures en Afrique et en Méditerranée. Elle exerce ses activités dans quatre principaux domaines l'Amont, l'Aval, le Transport par Canalisations et la Commercialisation. [1]

I.2. Historique :

Créée le 31 décembre 1963, SONATRACH doit répondre au souci de mobiliser les ressources de la rente pétrolière perçue très tôt comme un élément moteur dans le développement de l'Algérie. Au fil des années, elle devient un puissant élément d'intégration nationale, de stabilité et de développement économique et social.

Durant la première partie de l'année 2010, la compagnie est entachée par une affaire de corruption impliquant de hauts dirigeants. Le scandale provoque le renvoi du ministre de l'énergie, dont la proposition de créer une OPEP pour le gaz avait également alarmé la communauté internationale.

En 2014 SONATRACH est la première entreprise à se lancer dans la production de gaz de schiste sur le sol algérien, à la suite de l'accord donné par le gouvernement le 21 mai 2014 concernant l'exploitation des hydrocarbures non conventionnels.[2]

I.3. Les activités de l'entreprise :

Les activités sont : [1]

I.3.1. Amont :

SONATRACH opère dans des gisements géants, dans différentes régions du Sahara algérien, tels que Hassi Messaoud, Hassi R'Mel, Hassi Berkine, Ourhoud, Tin Fouyé Tabankort, Rhourde Nouss, In Salah et In Amenas, en effort propre ou en partenariat avec des compagnies pétrolières étrangères. (Voir Fig. I.2)

Les bassins sédimentaires algériens couvrent plus de 1,5 million de kilomètres carrés. Leur épaisseur dépasse les 3000 mètres dans la plupart des cas, avec une

densité moyenne de forage d'exploration de 15 puits/10000 km², le domaine minier algérien reste inégalement et nettement sous exploré.

L'intensification de l'effort de recherche ces dernières années a permis à SONATRACH de dépasser le seuil de 100 puits terminés en 2014.



Fig. I.1) Unité de production



Fig. I.2) Opération de forage

I.3.2. Aval :

SONATRACH détient quatre (4) complexes de GNL d'une capacité totale de production de 56 millions de m³/an, dont:

- 1 méga train a Skikda (GL1K) mis en service en 2013 d'une capacité de 10 millions m³/GNL/an (**voir Fig. I.4**)
- méga train a Arzew (GL3Z), mis en service en 2014, d'une capacité de 10,5 millions m³/GNL/an. (**voir Fig. I.3**)
- SONATRACH détient également deux (02) complexes de GPL à Arzew, d'une capacité totale de séparation de 10,4 millions de tonnes /an

Cinq (05) raffineries de brut et une (1) raffinerie de condensat :

- La raffinerie d'Alger avec une capacité de traitement de pétrole brut de 2,7 millions de tonnes /an.
- La raffinerie de Skikda avec une capacité de traitement de pétrole brut de 16,5 millions de tonnes/ an.
- La raffinerie d' Arzew avec une capacité de traitement de pétrole brut de 3,75 millions de tonnes/ an.
- La raffinerie de Hassi Messaoud avec une capacité de traitement de pétrole brut de 1,1 millions de tonnes/an.

- La raffinerie d' Adrar avec une capacité de traitement de pétrole brut de 600000 Tonnes/an.
- Une raffinerie de condensat à Skikda d'une capacité de traitement de 5 millions de Tonnes/an.

En partenariat, SONATRACH détient deux (02) unités d'extraction d'hélium: respectivement (Arzew) et (Skikda).



Fig. I.3) Complex GNL Arzew



Fig. I.4) Complex GNL Skikda

I.3.3. Transport par canalisations:

Le transport par canalisations assure l'acheminement des hydrocarbures (pétrole brut, condensat, GNL, GPL). les centres de dispatching des hydrocarbures liquides et gaziers comptent parmi les installations névralgiques de l'Activité. **(Voir Fig. I.5)**

- Le Centre de Dispatching d'Hydrocarbures Liquides, le CDHL, se trouve à Hassi Messaoud (Haoud El Hamra).
- Le Centre National de Dispatching Gaz, le CNDG, se situe à Hassi R'mel.

SONATRACH dispose de 22 systèmes de transport par canalisations (STC) : (21 en exploitation, 1 en cours de réalisation, le GR5).

SONATRACH dispose de 82 stations de pompage et de compression dont 39 stations de pompage destinées au brut. La longueur du réseau de canalisation est passé de 19275km en 2013 à 19644 en 2014, soit une augmentation de 369km suite à l'expansion du STC GPL/DLR1, Le réseau de canalisation a transporté un volume de 360 millions de Tep à fin 2014.

- Gazoduc Pedro Duran Farell (GPDF) :Gazoduc reliant l'Algérie à l'Espagne via le Maroc.
Mise en service : 1996
Capacité: 11,6 Milliards de m³/an
Longueur: 521 km
- Gazoduc Enrico Mattei (GEM):Gazoduc reliant l'Algérie à l'Italie via la Tunisie.
Mise en service : 1982
Longueur : 1647 km
Capacité : 33,15 Milliards de m³/an
- Gazoduc MEDGAZ : Gazoduc reliant l'Algérie à l'Espagne.
Mise en service : 2011
Longueur : 210 Km
Capacité : 8 Milliards de m³/an

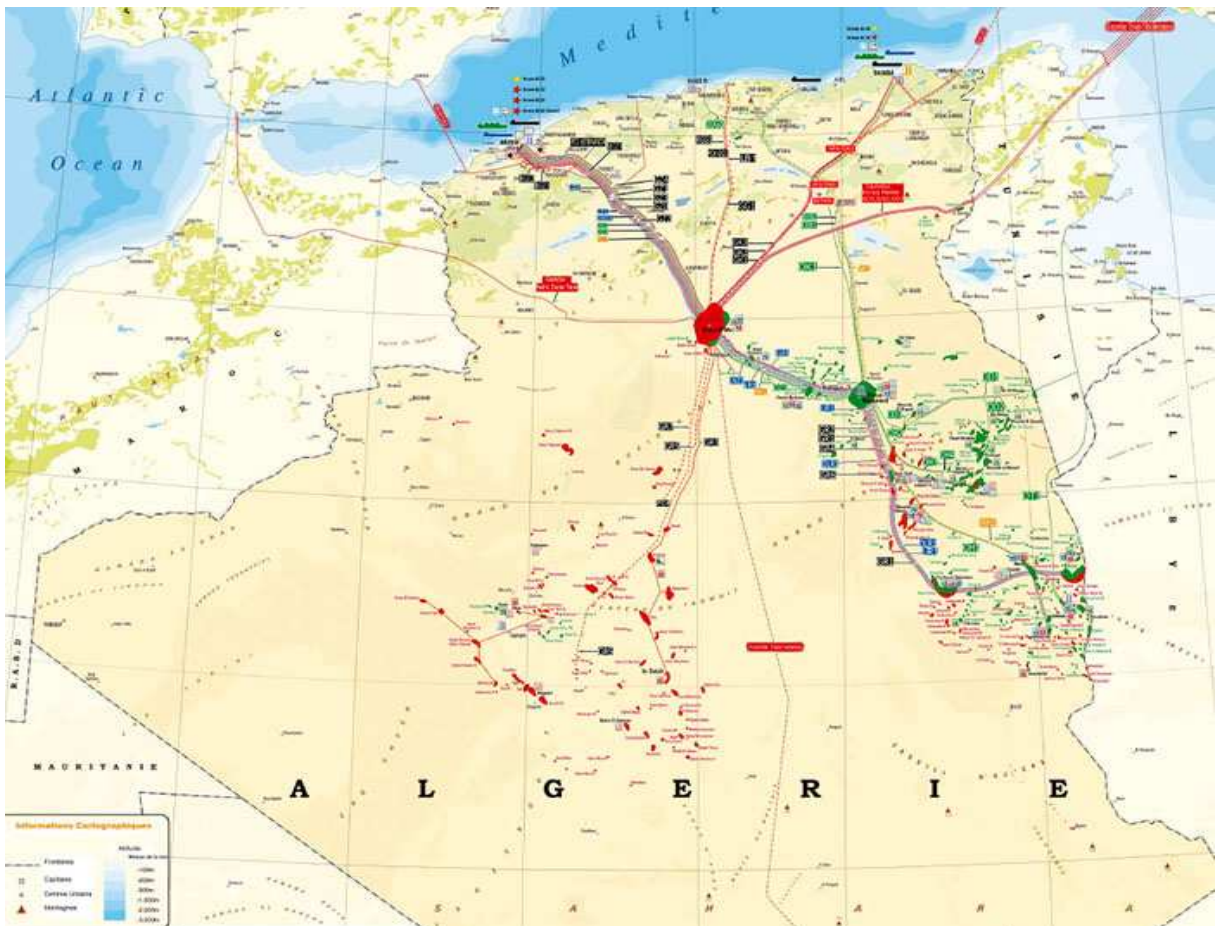


Fig. I.5) Le réseau de transport par canalisation

I.3.4. Commercialisation :

SONATRACH a commercialisé, durant l'année 2014* 98,4 millions de TEP d'hydrocarbures sur le marché international, réparties par produit comme suit:

- Pétrole brut : 23,6 millions Tonnes
- Condensat : 4,8 millions Tonnes
- GPL : 7,2 millions Tonnes
- Produit raffiné : 16,7 millions Tonnes
- Gaz naturel : 27,4 milliard de m³
- GNL : 28,5 millions m³ GNL

Sur le marché national, les ventes de SONATRACH aux tiers ont atteint 44,2 millions Tep en 2014*, principalement pour les clients SONELGAZ pour le gaz naturel et NAFTAL pour les produits pétroliers.

SONATRACH possède (21) navires de transport (10 de GPL), (09 de GNL) et (2 Pétroliers) et se positionne comme un acteur majeur dans l'exportation du GPL et du GNL dans le bassin euro-méditerranéen.

I.4. Description de la ligne OB1 :

Cet oléoduc fut le premier pipe - line installer en ALGERIE par SOPEG, qui a été fondée le 12 mars 1957 par la compagnie FRANCAISE du pétrole CFP et la SNREPAL.

Il rentre dans sa première phase d'exploitation en 1959 avec une longueur de 660,72 Km reliant un centre de stockage HAUD EL HAMRA avec le terminal marin BEJAIA .Au départ l'altitude est de 150 m au PK 0, commence par décroître pour atteindre 45 m au PK 320 Km, ensuite elle étendue progressivement pour se hisser au point culminant le sommet le plus haut de la ligne qu'on l'appelle « point de contrôle » qui est caractériser par une hauteur de 1033 m au PK 533 Km et situé sur le col de SELATNA c'est de laquelle décroîtra une deuxième fois pour atteindre le niveau bas, TM BEJAIA. [2]

Le diamètre de la pipe -line varie sur deux tronçons à savoir :

- Le premier tronçon étant de HEH au col SELATNA d'une conduite de 24"de diamètre
- De col SELATNA au TM BEJAIA une conduite de 22" de diamètre

L'épaisseur du tube varie entre 6,32 mm et 9,5 mm suivant les conditions des pression sur la ligne, à la sortie des station l'épaisseur égale a 12,7 mm, la nuance d'acier des tube est le X52 - X42.

La ligne est constituée de huit stations de pompage dont quatre stations principale : SP1 BIS –SP2-SP3 –TM BEJAIA et quatre stations intermédiaire : SPA-SPB-SPC-SPD.

Il existe un piquage sur la ligne a BENI MANSOUR au PK 573 un oléoduc de 20 '' de diamètre et d'une longueur de 131 Km qui alimente la raffinerie d'ALGER est constituée d'une station départ SBM et une station arrivée TRA.

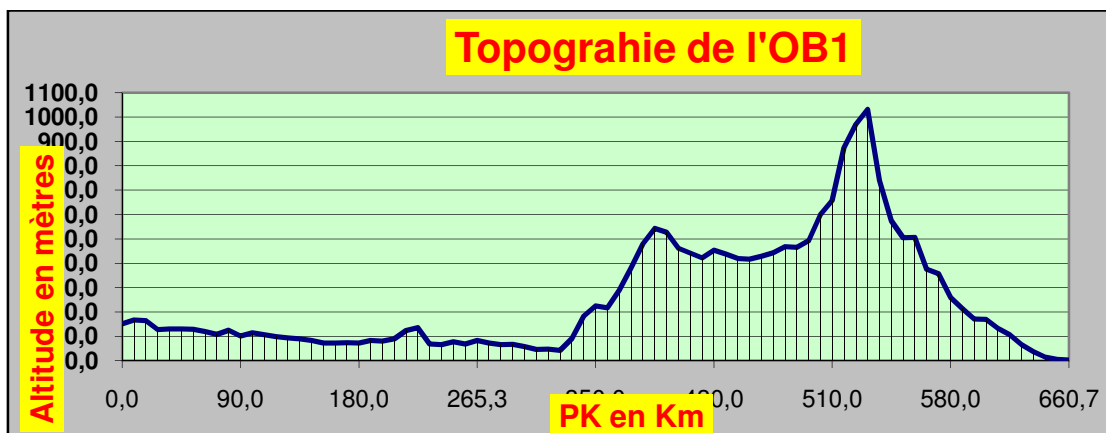


Fig. I.6) L'altitude et les points kilométriques de l'OB1

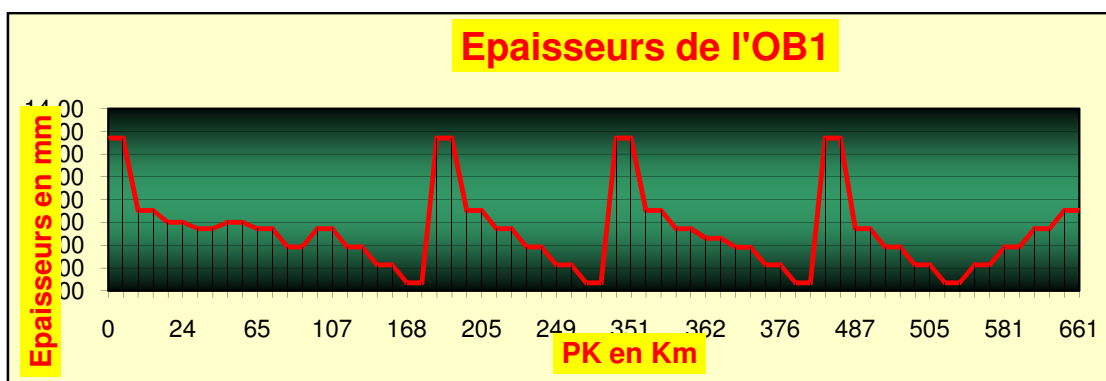


Fig. I.7) L'épaisseur et les points kilométriques de l'OB1

I.5. Description de la station de pompage N°3 :

I.5.1. Position géographique :

La station est située à la sortie de la zone industrielle du chef-lieu de la wilaya de M'SILA, au PK 493 et à une altitude de 465 m et se situe à 248km de la capitale ALGER.

Les voies d'accès principales sont :

Route nationale n°40 et 45

Aérogare d'ALGER, BEJAIA, CONSTANTINE

Port d'ALGER, JIJEL, SKIKDA.

La station a pour but d'assurer le transport du pétrole brut et du condensat vers le terminal marin BEJAIA et l'oléoduc de BENI MANSOUR à partir de la vanne 10 avec une capacité de 12 à 15 million de tonnes par an. [2]

I.5.2. Organigramme administratif de la SP3

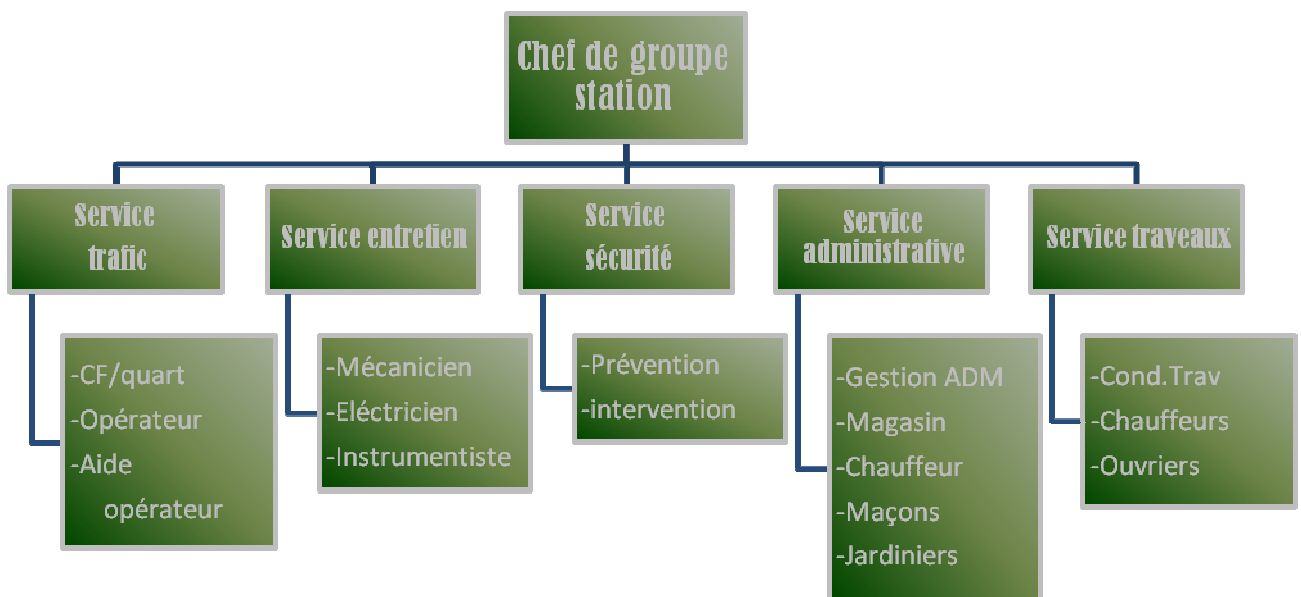


Fig. I.8) Organigramme administratif de la SP3

I.5.2.1. Section exploitation :

- a) Ingénieur d'exploitation
- b) Effectif de quart :
 - b.1) Chefs de quart
 - b.2) Opérateurs

a) Ingénieur d'exploitation :

Le rôle de L'ingénieur d'exploitation est de Cordonner entre les chefs de quart, élaborer des consignes et procédures d'exploitation.

b) Effectif de quart :

Pour le fonctionnement et le contrôle des groupes électropompes il y a quatre équipes qui travaillent en alternance. Le travail de l'équipes de quart se consiste à assurer le travail de permanence, relever les paramètres de fonctionnement, exploitation des différents ouvrages (groupes électropompes, disjoncteurs, VVF et transformateurs. Etablir les messages d'exploitation Analyse des anomalies Analyse des paramètres des groupes pompes Consignation et déconsignation.

I.5.2.2. Section maintenance :

La section maintenance assure la maintenance systématique conditionnelle et curative des équipements. La section assure toutes les opérations de maintenance dans le domaine électrique, mécanique, instrumentation et climatisation .elle comporte trois sections :

a) Section instrumentation :

Le rôle de cette section est le contrôle et intervention sur les instruments groupes GEP :(Température. Pression, Débit, niveau. Régulation et contrôle sur les systèmes automates (DCS ESD FG) mesure et contrôle des vibrations Etalonnage et calibrage des différents instruments (pression, débit, niveau et température)

b) Section électricité :

Le rôle de cette section est la maintenance préventive et curative des équipements électrique moteurs électriques Eclairage- transformateurs- disjoncteurs- Relais de protection, maintenance des installations de climatisation

c) Section mécanique :

La section mécanique est chargé d'animer de coordonner et de contrôler la préparation de la maintenance mécanique mener des modifications et rénovation a la partie mécanique des équipements superviser les travaux d'interventions Préparer le matériel pour travaux préparation des inspections gérer pour chaque pièce mécanique dossier matériel et historique des interventions

I.5.2.3. Section hygiène sécurité et environnement (HSE) :

La fonction du service sécurité au niveau de la station SP3 est de garantir en premier lieu la sécurité du personnel, en suite du matériel dont dispose la station pour bien organiser la sécurité au sein de cette station.

I.5.3. Description de la SP3 :

La station est composée de :

A) Cinq groupes électropompes GEP connectés en parallèle qui possèdent les caractéristiques suivant:

MACHINE	CONSTRUCTEUR	TYPE	CARACTERISTIQUE
MOTEUR Electrique	ASIROBICON	ET63012	P=1600 KW U=3300 V I=325 A F=59,7 Hz N=3500 tr/mn
POMPE Centrifuge	GUINARD	DVMX 6*8*11	Q=800 m3/h 5 étages

Tableau I.1) Caractéristique de GEP

- B) Trois électropompes boosters: pompes centrifuge à deux étages immergées entraînées par des moteurs électriques qui possèdent les caractéristiques suivant

MACHINE	CONSTRUCTEUR	TYPE	CARACTERISTIQUE
MOTEUR Electrique	ASIROBICON	CADV355C4	P=220 KW U=5500 V I=28,6 A F=50 Hz N=1486 tr/mn
POMPE Centrifuge	GUINARD	VBLX 1150*25*3	Q=1155 m ³ /h Pmax = 8 bars 3 étages

Tableau I.2) Caractéristique de la pompe booster

- C) Deux bacs tampon de stockage à toit flottant 3A1-3A2 d'une capacité de 20 000 m³ de chaqu'un. C'est deux bacs tampon joue un rôle très important pour le bon fonctionnement de la station ainsi que de la ligne.
- D) Un bac de détente 3Y1 à toit fixe d'une capacité de 2900 m³ Cet bac sert pour récupérer tout le liquide soit à travers col de signe en cas de déclenchement des soupapes de décharge soit à travers le circuit de purge par la pompe MP 304 ou le cas de vidange des collecteurs et équipements par la pompe MP305
- E) Trois filtres connectés en parallèles assurent la protection de pompes contre les particules solides, deux en service et un de réserve
- F) Quatre soupape de décharges installé à l'entrée station, assure la protection contre la surpression tarée a 12bars deux en service et deux en réserve, plus une soupape de décharge installé à la sortie station tarée à 74,5 bars.
- G) Un bâtiment d'énergie alimenté par une ligne électrique haute tension de 60 kV composé de :

Deux transformateurs HT –MT 60 KV/5,5 KV l'un en service l'autre secours en stand baye

Cinque transformateurs MT (5,5KV/ 3,3 KV) pour les variateurs de vitesse VVF des moteurs électrique.

Cinque blocs de variateurs de vitesse avec une commande locale ou à distance.

Deux transformateurs électrique MT/BT 5,5 KV/230-400 V qui alimentes les auxiliaires station tel que :

- 1) Pompe de transfert MP 303
- 2) Pompe de reprise purge MP 304
- 3) Pompe MP 305 caisse de purge
- 4) Pompe MP 306 vidange bac 3Y1
- 5) Pompe MP 307 vidange livraison GUETERIN
- 6) Eclairage station
- 7) Réseaux anti-incendie

H) Un groupe de secours qui alimente la barre préférentielle lors de la disjonction coupure énergie SONELGAZ et qui possède les caractéristiques suivantes :

- a. Marque: PERKINS,
- b. Puissance = 630 KVA,
- c. Tension = 400 V
- d. Vitesse =1500 tr/mn

I) Centrale anti-incendie :

- 1) 02- pompe jockey de 25 m³/h avec une vitesse 2930 tr/min
- 2) 02- pompes principale de150 m³/h avec une vitesse 2960 tr/min
- 3) motopompe CUMMINS de 300m³/h avec une vitesse 2100tr/min)
- 4) pompes doseuses fir dos
- 5) citerne de stockage d'émulseur 10m
- 6) bac à toit fixe d'une capacité de 2900 m³ gardé tjrs pleine en eau

J) Protection cathodique :

Une protection cathodique contre la corrosion est constituée par un revêtement d'enrobage qui est composé de carbolac, toile de verre et du brai, aussi une protection cathodique sur toute la ligne assurée par un courant fournit par des redresseurs installée le long du parcours et dont l'alimentation est assuré par la SONELGAZ soit par des générateurs électrique.

les installations aériennes de la station sont protégées par une protection passive (couche de peinture).

Les installations enterrées de la station sont protégé par une protection cathodique.

I.6. Modes de fonctionnement de la station :

La station fonction en mode R T A (Relais tampon automatique) Il permet de remplir ou résorber les bacs de stockage en commandant le débit entrée-sortie, on peut même les égaliser tout en fonction de la demande du trafic de Bejaia.

En cas de haute pression à l'entrée de la station (débit supérieur au débit à la sortie), la PCV-301 envoie le débit en excès aux réservoirs. La PCV-301 ne peut envoyer aux réservoirs plus de 495 m³/h (avec une pression à l'entrée de 4 kg/cm²g).

Dans le cas contraire (débit à la sortie supérieur au débit à l'entrée) la station prélève le débit nécessaire des réservoirs. Ça se vérifie lorsque la pression dans la conduite aspiration des pompes boosters devient inférieure à celle produite par la charge hydrostatique du pétrole dans les réservoirs (0,8 kg/cm² avec un niveau dans le réservoir de 10 m). [3]

I.7. Conclusion :

Dans ce chapitre, on a présenté un peu d'historique sur la SONATRACH, ainsi on a cité les différents activités de cette société, l'un des ces activités, c'est le TRC, l'OB1 jeu un rôle important dans le transport des hydrocarbures. Notre lieu de stage situé sur l'un des stations de pompage de l'OB1, c'est la SP3, dans la dernière partie de ce chapitre, on a discuté sur les différents équipements de la SP3.

CHAPITRE 02

Généralité sur les pompes

II.1. Introduction :

L'existence de l'eau et sa non disponibilité ont toujours conduit l'homme à chercher des moyens de mettre ce liquide précieux à leur portée et pour une meilleure utilisation.

Après une recherche, l'homme trouve une solution, c'est la pompe, les pompes qui constituent aujourd'hui des éléments essentiels dans les domaines d'élévation ou le transport des fluides sont utilisées notamment dans le domaine de l'industrie, elles jouent un rôle incontournable dans l'exploitation aussi bien industrielle que domestique de l'eau. Très efficaces par leur fonction, leur maîtrise est indispensable pour une bonne conduite, mais aussi pour une utilisation optimale de ces outils à consommation d'énergie relativement élevée.

II.2. Historique:

L'historique des pompes en général remonte à la fin des 15 siècles où LEONARD DE VINCI, s'occupe avec beaucoup d'ardeur aux travaux hydrotechniques sur le mouvement de l'eau et les installations fluviales.

Après cela TORRECELLI a établi la loi de l'écoulement libre des liquides à travers les orifices, et vers 1750 PASCAL a établi la loi de transmission de la pression dans les liquides cependant, les lois de ces précurseurs ont été systématisées et ordonnées, par les savants : BERNOULLI et EULER, au milieu 18 siècle, pour donner naissance à des bases théoriques de la mécanique des fluides, et de l'hydrodynamique en tant que science.

En 1738, BERNOULLI expose une des lois fondamentales du mouvement du liquide sous forme d'une équation reliant entre elle ; la pression (p) la vitesse (v) et la cote dynamique du courant liquide (H).

De son côté EULER, a établi l'équation fondamentale de toutes les machines hydrauliques à aubes. Parmi ces machines se distingue la pompe centrifuge.

II.3. Généralités sur les pompes :

Les pompes sont des machines servant à élever les liquides ou les mélanges de liquides d'un niveau inférieur à un niveau supérieur, ou refouler les liquides d'une région à faible pression vers une région à haute pression

Le fonctionnement d'une pompe 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 de son moteur d'entraînement en énergie hydraulique.

II.4. Classification des pompes :

Elles peuvent se classer en deux grandes catégories : **[4]**

les pompes volumétriques

les pompes centrifuges

Catégories	Type	Structure
Centrifuge	Mono étage	- à volute - à diffuseur - verticale
	Multi étages	- héléco -centrifuge - axiale
Volumétrique	Rotatives	- à engrenages - à vis - à palettes
	Alternatives	- à piston - à membrane

Tableau II.1) Classification des pompes

II.4.1. LES POMPES VOLUMETRIQUES :

Une pompe volumétrique se compose d'un corps de pompe parfaitement clos à l'intérieur dans laquelle se déplace un élément mobile rigoureusement ajusté, leur fonctionnement repose sur le principe suivant :

L'exécution d'un mouvement cyclique.

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

Ce mouvement permet le déplacement du liquide entre l'orifice d'aspiration et celui de refoulement. En distingue généralement :

a) Les pompes volumétriques rotatives :

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

a.1) Pompes à palettes :

Pompe volumétrique rotatif dans laquelle les volumes sont engendrés par le déplacement des palettes qui glissent dans un rotor excentré tournant dans un corps. (Voir Fig. II.1)

Ces pompes sont caractérisées par des débits allant jusqu'à 100 m³/h, et des pressions de 4 à 8 bars. Elles conviennent aux liquides peu visqueux.



Fig. II.1) Pompes à palettes.

a.2) Pompes à engrenages :

Pompe volumétrique rotative dans laquelle les volumes sont engendrés par les dentures de plusieurs engrenages en rotation dans un corps.

Ce sont des pompes qui peuvent atteindre des pressions ou refoulement de l'ordre 5 à 30 bars. Les débits peuvent atteindre 300 m³/h. (**Voir Fig. II.2**)

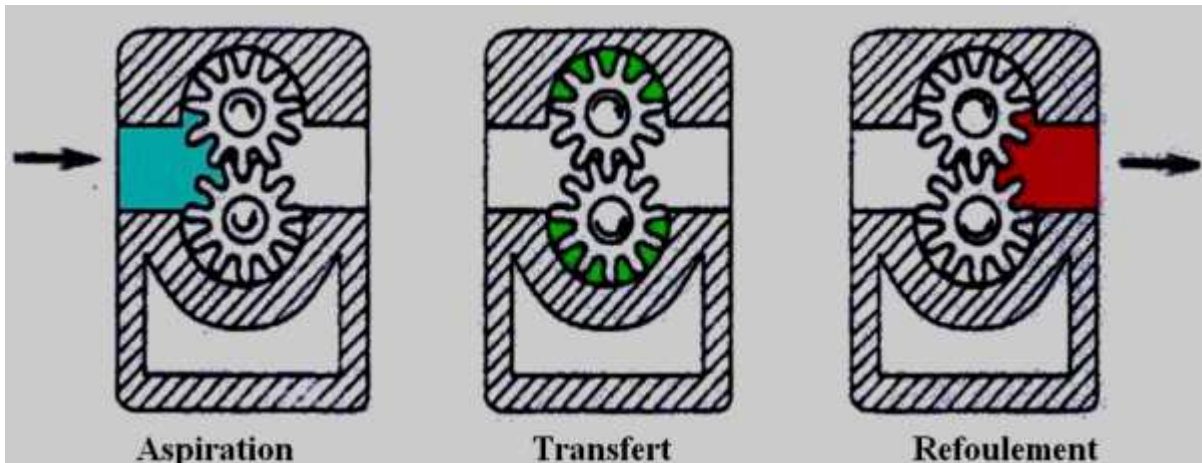


Fig. II.2) Pompes à engrenages extérieurs.

a.3) Pompes péristaltiques :

L'effet de pompage est obtenu par la compression d'un tube par des galets fixes sur le rotor. Les galets, en se déplaçant, entraînent le liquide jusqu'au refoulement. (**Voir Fig. II.3**)

Elles permettent de pomper des liquides très abrasifs et chargés à un débit pouvant aller à 50 m³/ h. La pression au refoulement est de 15 bars. La hauteur manométrique maximale est de 160m. elles sont utilisées pour les produits chimiques et alimentaires.

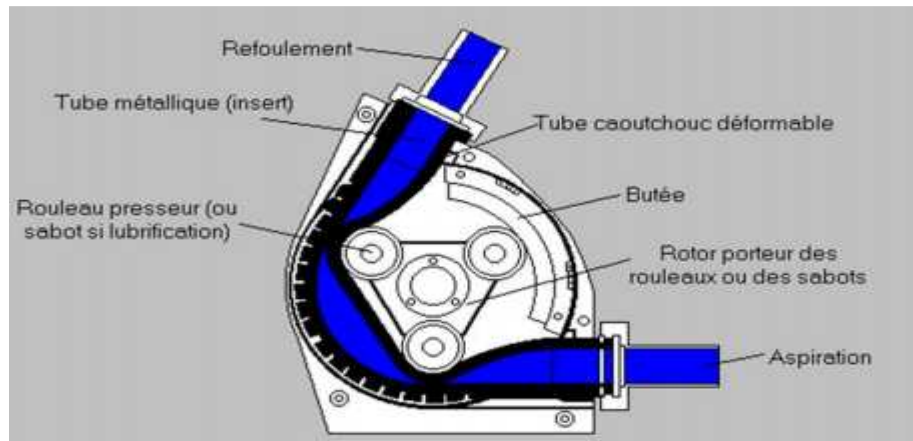


Fig. II.3) Pompes péristaltiques.

a.4) Pompes à vis :

Elles sont formées de deux ou trois vis suivant les modèles dans les quelles le liquide remplit les cavités qui existent entre vis et corps.

Pendant la rotation de la vis, les capacités se déplacent, transférant ainsi du liquide de la zone d'aspiration vers la zone de refoulement. **(Voir Fig. II.4)**

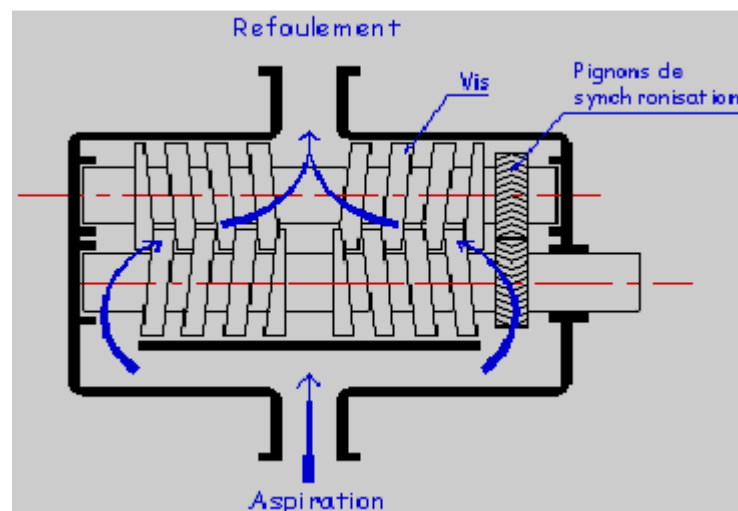


Fig. II.4) Pompes à vis (cas à 2 vis).

a.5) Pompes à lobes :

Le principe reste le même que celui d'une pompe à engrenage, la différence est que les dents ont une forme bien spécifique et qu'il n'y a que deux ou trois dents (lobes). **(Voir Fig. II.5)**



Fig. II.5) Pompes à lobes.

b) Pompes volumétriques alternatives :

Pompe volumétrique dans laquelle la variation de volume des chambres est obtenue par un mouvement alternatif d'un organe d'impulsion. Il existe 02 types :

b.1) Pompes à pistons :

Pompe volumétrique alternative avec organe d'impulsion (Piston) animé d'un mouvement linéaire. (Voir Fig. II.6)

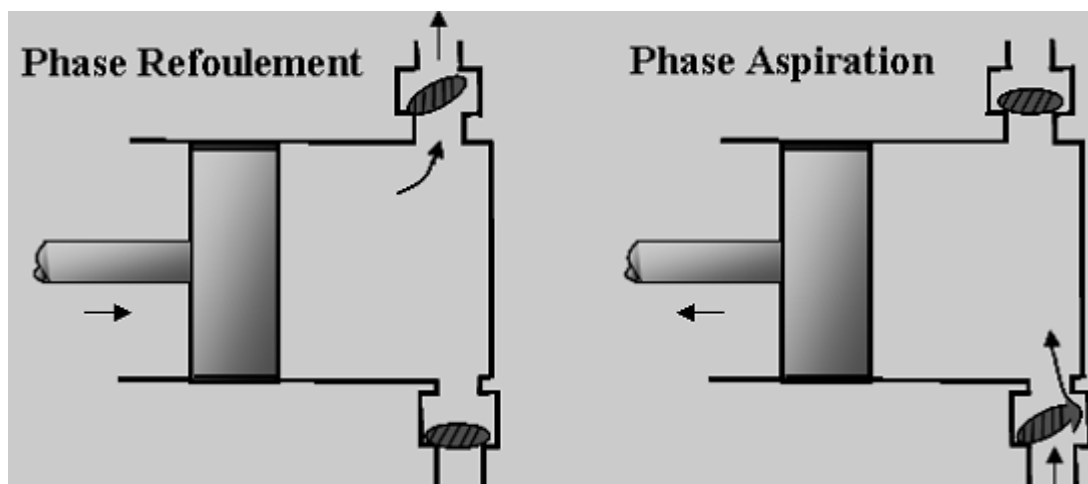


Fig. II.6) Pompe à piston.

b.2) Pompe à membranes:

Pompe volumétrique alternative, munie d'une membrane dont la déformation provoque la variation de volume des chambres. **(Voir Fig. II.7)**

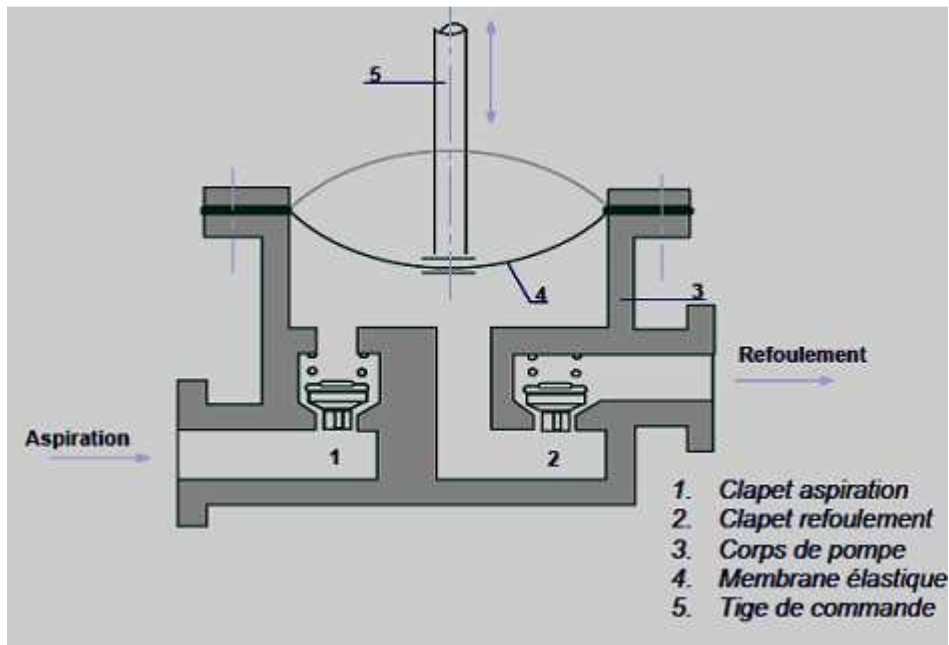


Fig. II.7) Pompe à membranes.

II.4.2. Les turbo pompes :

a) Définition :

Une turbo pompe est une machine comprend une roue avec Certain nombre d'aubes ou d'ailettes tournant dans un corps, ces aubes transmettent de l'énergie au liquide au moyen de la force centrifuge.

Une turbo pompe est constituée d'une partie tournante et d'une autre partie fixe :

- La partie tournante comprend l'arbre avec l'impulseur.
- La partie fixe comprend le corps avec les supports de palier.

b) Critères de classification des pompes centrifuges :

Les pompes peuvent se classer selon les critères suivants :

- **Nombre de roues :**
 - Monocellulaire. (Pompe centrifuge à une roue).
 - Biétage. (Pompe centrifuge à deux roues).
 - Multicellulaire. (Pompe centrifuge à plusieurs roues).
- **Importance de la pression engendrée :**
 - Base pression.
 - Moyenne pression.
 - Haute pression.
- **Disposition de l'axe :**
 - Horizontal.
 - Vertical.
 - Incliné.
- **Forme de la roue:**
 - Roue à simple aspiration.
 - Roue à double aspiration.
- **Moyens d'entraînement :**
 - Entraînement par courroie.
 - Entraînement par engrenage.
 - Entraînement par accouplement.
- **Force motrice utilisée :**
 - Moteur électrique.
 - Moteur diesel ou essence.
 - Turbine à vapeur, turbine à gaz.
- **Destination :**
 - Usage ordinaire.
 - Liquide chargé.
 - Acide.

- **Matériaux de construction :**

Acier spécial ou bronze. (Selon le liquide pompé).

II.5. Avantages et inconvénients des pompes centrifuges :

a) Avantages:

Faible encombrement.

Simple construction.

Moins de bruits.

Régularité du débit.

Aptitude de fonctionnement à grande vitesse.

Aptitude de refoulement à grande hauteur.

b) Inconvénients:

Diminution de rendement à faible débit ou à grand hauteur.

Apparition du phénomène de cavitation en cas d'insuffisance de pression à l'aspiration.

Diminution de la hauteur de refoulement en cas de fuite dans la conduite.

II.6. Description d'une pompe centrifuge :

II.6.1. Définition :

Une pompe centrifuge est un système ouvert, en quelque sorte un trou ou encore un conduit, dans lequel est mis en place un champ de forces centrifuges. Elle n'est pas basée sur le transport du fluide dans un godet ou sur la variation dans le temps d'un volume d'emprisonnement, le fluide n'est plus poussé par une paroi matérielle, mais mis en mouvement et équilibré par un champ de forces. Et on peut voir deux types.

Pompes centrifuges multi-étages. **(Voir Fig. II.8)**

Pompes centrifuges mono-étage. **(Voir Fig. II.9)**



Fig. II.8) Pompe centrifuge multi-étages.

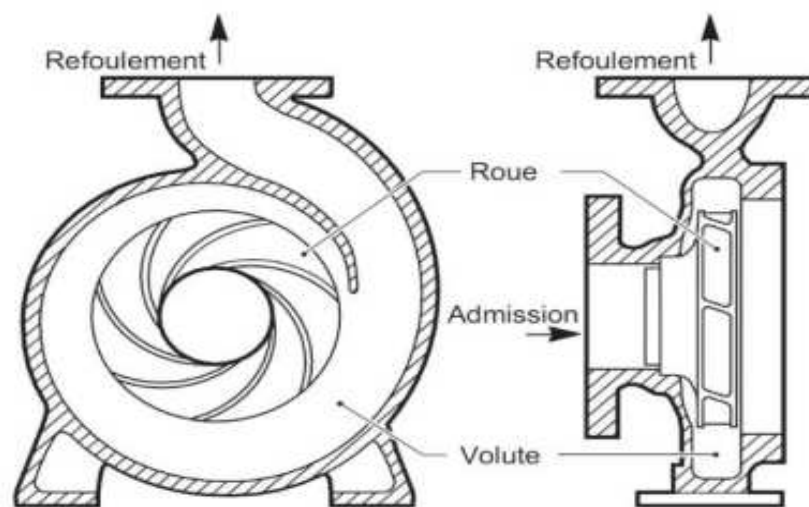


Fig. II.9) schéma d'une pompe centrifuge mono-étage.

II.6.2. Constitutions d'une pompe centrifuge :

Les pompes centrifuges comprennent. Les éléments suivants : [5]

Un conduit d'aspiration du fluide vers la roue (impulseur) de la pompe.

Une roue, qui est l'élément essentiel de la pompe. La totalité de l'énergie est apportée au fluide sous deux formes distinctes:

- d'une part, directement, sous la forme d'un accroissement de pression statique.

- d'autre part, sous la forme d'un accroissement d'énergie cinétique, qui est lui-même transformé en pression dans les organes situés en aval de la roue.

La roue est munie d'aubes, qui sont décalées angulairement de façon régulière. Elles sont en nombre variable, elles sont inclinées en arrière. En d'autres termes le bord de fuite des aubes est en retard dans la rotation par rapport au bord d'attaque.

une volute qui a le rôle de recueillir le fluide sortant à grande vitesse de la roue, de le canaliser, puis de le ralentir, transformant ainsi en pression une part importante de son énergie cinétique.

Des dispositifs d'étanchéité internes sont destinés à limiter le retour vers l'aspiration et à réduire les débits de fuite internes.

Un arbre a pour fonction de porter la roue, d'assurer son centrage dynamique et de transmettre la puissance.

Un système d'étanchéité vers l'extérieur a pour fonction d'empêcher une fuite externe ou tout au moins, d'en limiter l'importance. L'étanchéité externe peut aussi être assurée par une garniture mécanique.

Bagues d'usure de l'impulseur : Ces bagues sont fournies seulement si demandées, elles sont installées sur l'impulseur à chaud et sont bloquées par des grains.

Chemises de l'arbre : la chemise est fixée sur l'arbre en interposant une garniture et est maintenue en position au moyen de l'impulseur est insérée dans un logement de chemise et l'empêche de tourner sur l'arbre.

Carter des paliers : Il est maintenant nécessaire d'avoir une pièce qui supporte l'arbre et empêche la roue de toucher dans sa rotation.

(Voir Fig. II.10)

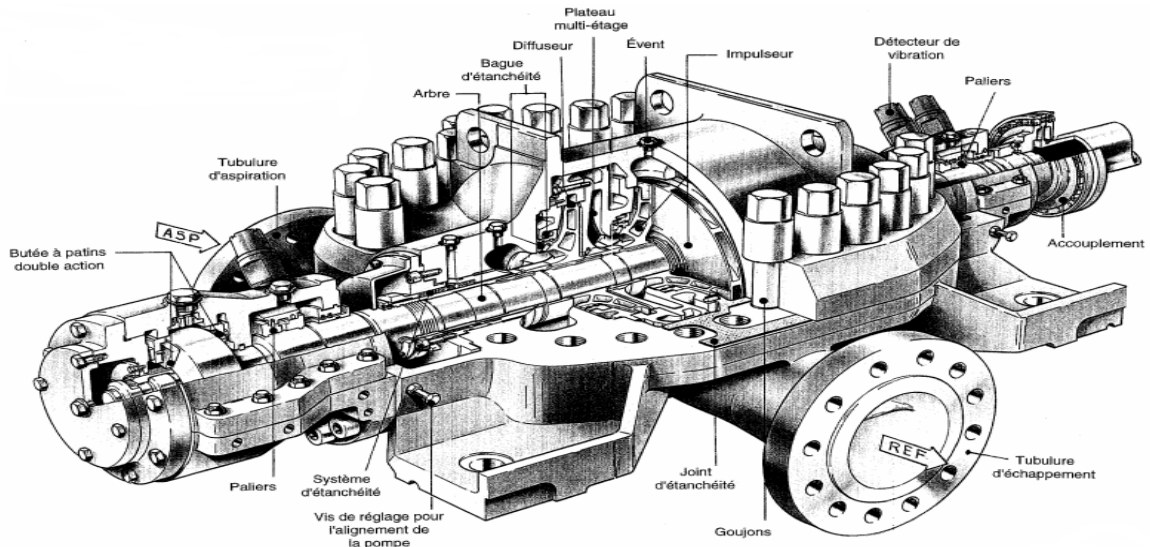


Fig. II.10) Différents organes d'une pompe centrifuge.

II.7. Principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge :

Sous l'effet de la rotation de la roue, le liquide emmagasiné entre les aubes du rotor est projeté de la région axiale à la périphérie à cause de la force d'inertie centrifuge, de ce fait une dépression est créée à l'entrée de la pompe, provoquant l'aspiration du liquide, par suite, un écoulement continu de la veine liquide laquelle est recueillie par la volute ou par le diffuseur et dirigée dans la conduite de refoulement, Dans la volute, l'énergie cinétique est transformée en énergie potentielle et on dispose, ainsi à l'orifice de refoulement un débit sous une certaine pression qui se traduit par une hauteur manométrique de refoulement.

II.8. Domaine d'application:

Les pompes centrifuges sont les plus utilisées dans le domaine industriel à cause de la large gamme d'utilisation qu'elles peuvent couvrir, de leur simplicité et de leur faible coût. Néanmoins, il existe des applications pour lesquelles elles ne conviennent pas, comme :

- Utilisation de liquides visqueux, la pompe centrifuge nécessaire serait énorme par rapport aux débits possibles.

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

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

II.9. Caractéristiques des pompes centrifuges :

Les critères les plus importants sont : [6]

La vitesse de rotation n [tr/min] : c'est le nombre de tours qu'effectue la pompe par unité de temps.

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} [rd/sec] \quad (II.1)$$

Le débit Q [m³/s] : c'est le volume qu'une pompe peut ou doit fournir par unités de temps.

La hauteur H [m] produite par la pompe : cette hauteur est la différence entre la hauteur totale du liquide au refoulement (H_R) et la hauteur totale à l'aspiration (H_A)

La puissance utile est absorbée : la puissance disponible au niveau de l'arbre d'entraînement de la roue de la pompe est la puissance absorbée P_a de cette pompe.

La puissance transmise au fluide est appelée puissance hydraulique utile Le rapport de la puissance utile P_u et la puissance absorbée P_a est le rendement global de la pompe η_g .

Le rendement :

- **Rendement mécanique**

$$\eta_{\text{mec}} = \frac{1}{\left[1 + \left(\frac{820}{N_s^2} \right) \right]} \quad (\text{II.2})$$

- **Rendement volumétrique :**

$$\eta_v = \frac{1}{\left[1 + 0.68(N_s)^{\frac{-2}{3}} \right]} \quad (\text{II.3})$$

- **Rendement hydraulique :**

$$\eta_h = 1 - \left[\frac{0.42}{(\text{Log } D_{r1} - 0.172)^2} \right] \quad (\text{II.4})$$

- **Rendement global :** il est égal aux produits des rendements partiels cités précédemment:

$$\eta_g = \eta_{fi} \cdot \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_{\text{mec}} \quad (\text{II.5})$$

La puissance :

La puissance sur l'arbre est une caractéristique de la pompe permettant de déterminer le moteur d'entraînement pour un débit, cette puissance se calcule à partir de la connaissance des données de la puissance, du rendement globale.

$$P_{\text{abs}} = P_{\text{util}} / \eta_g \quad (\text{II.6})$$

D'autre part :

La puissance est proportionnelle à la densité du liquide véhiculé. Le constructeur trace éventuellement. La courbe de puissance pour de l'eau ($d = 1$) et la calcule pour une autre valeur. La puissance sur l'arbre est pour les pompes centrifuges pratiquement toujours croissantes avec le débit.

Lorsque le débit est nul c'est-à-dire lorsque la vanne de refoulement est fermée, la puissance est comprise entre 40 et 60 % de la puissance nominale.

La hauteur théorique :

On appelle hauteur théorique h_t la hauteur de fluide qui serait fournie par la pompe s'il n'y avait pas de pertes hydrauliques ou si le rendement hydraulique η_h était égal à 1. La hauteur utile h fournie par la pompe n'est qu'une fonction de cette valeur.

$$h = h_t \cdot \eta_h \quad \longrightarrow \quad h_t = h / \eta_h \quad (\text{II.7})$$

On remarque que la hauteur théorique représente aussi l'énergie absorbée par la roue par unité de masse du fluide ou la puissance par unité de débit.

II.10. Evolution du fluide à l'intérieur de la roue:

Le liquide arrive à la roue de la pompe parallèlement à son axe de rotation et se dirige vers les canaux formés par les aubes. Après avoir parcouru ces canaux, le liquide sort de la roue. A l'intérieur de la roue le liquide est soumis à des mouvements : **[6]**

- Mouvement d'entraînement (mouvement de rotation avec le rotor de la pompe).
- Mouvement relatif (déplacement de liquide par rapport à la surface intérieure de la roue).

Le mouvement de la particule est caractérisé par :

\mathbf{a}_1 : la vitesse d'entraînement $\bar{\mathbf{u}}$

\mathbf{b}_1 : la vitesse relative $\bar{\mathbf{w}}$

La vitesse absolue $\bar{\mathbf{v}}$ qui est la somme de ces deux vitesses.

$$\bar{\mathbf{v}} = \bar{\mathbf{u}} + \bar{\mathbf{w}} \quad (\text{II-8})$$

$$\mathbf{U} = \boldsymbol{\omega} \cdot \mathbf{r} \quad \text{ou} \quad \boldsymbol{\omega} = \frac{2\pi n}{60} [\text{rd/sec}] \quad (\text{II.9})$$

Avec \mathbf{r} le rayon du point considéré en (m).

Grâce à ces trois vitesses on peut construire les triangles des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue mobile tout en supposant que la vitesse relative est tangente à la surface d'aubes, tandis que la vitesse d'entraînement est tangente à la circonférence de la roue. On désigne par l'indice (1) toutes les grandeurs qui se rapportent à l'entrée de la roue, et par l'indice (2) les grandeurs qui se rapportent à la sortie de la roue.

Soit :

- \mathbf{r}_1 et \mathbf{r}_2 les rayons de la roue, donc nous aurons : $\mathbf{u}_1 = \boldsymbol{\omega} \cdot \mathbf{r}_1$, $\mathbf{u}_2 = \boldsymbol{\omega} \cdot \mathbf{r}_2$

Avec $\mathbf{u}_2 > \mathbf{u}_1$

- \mathbf{V}_{m1} et \mathbf{V}_{m2} : sont respectivement les composantes radiales absolues à l'entrée et à la sortie des particules dans la roue.
- α_1 et α_2 : angles des vitesses absolues à l'entrée et à la sortie de la roue.
- β_1 et β_2 : angles des vitesses relatives à l'entrée et à la sortie de la roue ou angle d'inclinaison des aubes.

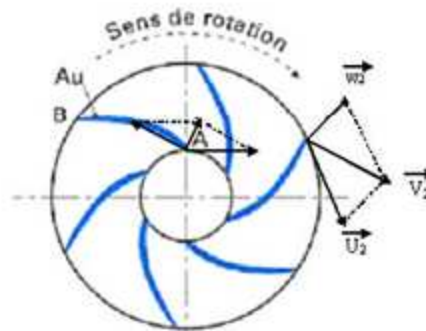


Fig. II-11) Schéma représentatif des directions des vitesses.

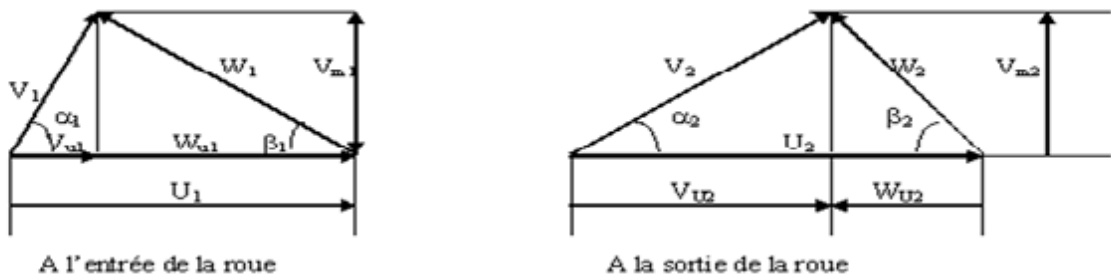


Fig. II-12) Triangles des vitesses.

II.11. Equations fondamentales des pompes centrifuges :

Dans le but d'établir l'équation fondamentale des pompes centrifuges, on admettra que : [8]

- La roue possède un nombre infini d'aubes ($Z=\infty$). par conséquent, l'épaisseur de ces aubes est nulle.
- La puissance mécanique transmise par le moteur d'entraînement à la pompe est complètement transformée en puissance hydraulique. On suppose donc que le rendement de cette pompe est égal à l'unité $\eta_g=1$

Considérons une masse d_m du fluide liquide en mouvement entre deux aubes consécutifs et appliquant au mouvement supposé parfait le théorème des moments des quantités de mouvement par unité de temps.

$$C = \rho \cdot Q (V_2 \cdot r_2 \cdot \cos \alpha_2 - V_1 \cdot r_1 \cdot \cos \alpha_1) \quad (II.10)$$

C: étant le couple de torsion sur l'arbre de la pompe, et qui peut être égal à :

$C = P_{ab} / \omega$ comme nous avons supposé $\eta_g = 1 \Rightarrow P_{ab} = P_u$ donc on aura :

$$C = (P_{ab} / \omega) / \eta_g = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_{th} / \omega$$

On déduit donc l'expression de :

$$H_{th\infty} = \omega / g \cdot (V_2 \cdot r_2 \cdot \cos \alpha_2 - V_1 \cdot r_1 \cdot \cos \alpha_1) \quad (II.11)$$

Cette équation est l'équation fondamentale des pompes centrifuges. Comme le liquide pénètre radialement dans cette roue, donc nous aurons. $\alpha_1 = 90^\circ$

D'où $(V_1 \cdot r_1 \cdot \cos \alpha_1) \longrightarrow 0$ donc nous aurons :

$$H_{th\infty} = \omega / g \cdot (V_2 \cdot r_2 \cdot \cos \alpha_2) = u_2 \cdot v_{u2} / g \quad (II.12)$$

Avec : $V_2 \cdot \cos \alpha_2 = v_{u2}$

v_{u2} : étant la projection de V_2 sur la direction de u_2

u_2 : étant la vitesse d'entraînement à la sortie de la roue

Du triangle de vitesses, on peut écrire :

$$v_{u2} = u_2 - v_{m2} \cdot \cos \beta_2 \quad (II.13)$$

On suppose que l'épaisseur des aubes est négligeable, la largeur d'écoulement du liquide à la sortie de la roue b_2 est et que la vitesse est perpendiculaire à la surface alors :

$S_2 = 2\pi \cdot r_2 \cdot b_2$ on peut écrire donc: $v_{m2} = Q/2\pi \cdot r_2 \cdot b_2$

$$v_{u2} = u_2 - Q \cdot \cos\beta_2 / 2\pi \cdot r_2 \cdot b_2 \quad (\text{II.14})$$

On substituant l'expression de v_{u2} dans $H_{th\infty}$ on obtient :

$$H_{th\infty} = (u_2/g) \cdot [u_2 - (Q \cdot \cos\beta_2 / 2\pi \cdot r_2 \cdot b_2)]$$

Du triangle des vitesses on peut écrire :

$$W_2^2 = V_2^2 + U_2^2 - 2 \cdot V_2 \cdot U_2 \cos\beta_2 \quad \text{d'où} \quad 2 \cdot V_2 \cdot U_2 \cos\beta_2 = (V_2^2 + U_2^2 - W_2^2) / 2 \quad (\text{II.15})$$

D'après cette équation et [$H_{th\infty} = (u_2 \cdot v_{u2} / g)$] on peut écrire :

$$H_{th\infty} = (V_2^2 + U_2^2 - W_2^2) / 2g = ((V_2^2 - V_1^2) / 2g) + ((V_2^2 + U_2^2 - W_2^2) / 2g) \quad (\text{II.16})$$

Le terme $(V_2^2 - V_1^2) / 2g$ correspondent à l'augmentation de l'énergie cinétique par suite de l'augmentation de la vitesse absolue du liquide.

Le terme $(V_2^2 + U_2^2 - W_2^2) / 2g$ on peut démontrer qu'il représente un accroissement de la pression ; de l'équation de Bernoulli nous avons :

$$(P_1 / \rho g + v_1^2 / 2g) = (P_2 / \rho g + v_2^2 / 2g) - H_{th\infty} \quad (\text{II.17})$$

$$\text{Donc il vient :} \quad H_{th\infty} = (P_2 - P_1 / \rho g) + (v_2^2 - v_1^2) / 2g \quad (\text{II.18})$$

$$\text{On voit bien donc :} \quad (P_2 - P_1 / \rho g) = V_2^2 + U_2^2 - W_2^2 / 2g \quad (\text{II.19})$$

On remarque que l'accroissement de la pression $P_2 - P_1$ est utilisable au niveau même de la roue ; il n'en sera pas de même pour l'augmentation de l'énergie cinétique.

Un diffuseur est comme une couronne d'aubages fixes placées au périphérique du rotor.

à l'entrée on a P_2 : représente la pression et v_2 la vitesse à la sortie le liquide sera soumis a une pression P_3 et une vitesse v_3 .

$$(P_2/\rho g + v_2^2/2g) = (P_3/\rho g + v_3^2/2g) \longrightarrow (P_3 - P_2)/\rho g + v_2^2 - v_3^2/2g \quad (II.20)$$

Dans le cas généra $v_3 = v_1$

On remarque qu'une partie de l'énergie cinétique se transforme en pression ce qui donne : $H_{th\infty} = (P_3 - P_1)/\rho g$ (II.21)

Posant la pression à l'aspiration $P_a = P_1$ et celle au refoulement $P_r = P_2$

On aura : $H_{th\infty} = (P_r - P_a)/\rho g$ (II.22)

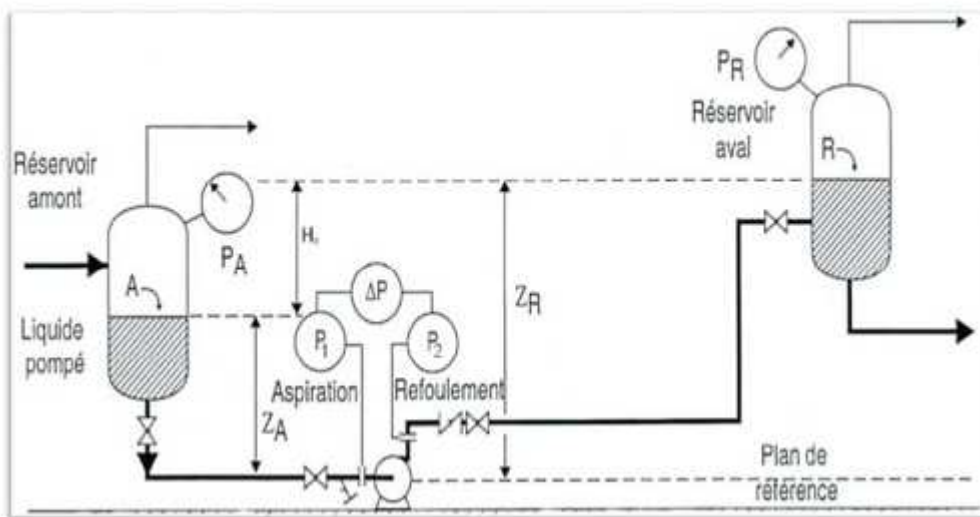


Fig. II-13) Schéma d'installation

II.11.1. Équation de Bernoulli : [7]

$$P + \rho \cdot g \cdot Z + 1/2 \rho \cdot v^2 = P_t \quad (\text{II.23})$$

$P + \rho \cdot g \cdot Z$: pression dynamique.

$1/2 \rho \cdot v^2$: Pression cinématique.

P_t : Pression total.

(1)  (pompe)  (2)

$$P_1 + \rho \cdot g \cdot Z_1 + 1/2 \rho \cdot v_1^2 + E/g = P_2 + \rho \cdot g \cdot Z_2 + 1/2 \rho \cdot v_2^2 + h_p$$

(1)  (turbine)  (2)

$$h_p + P_1 + \rho \cdot g \cdot Z_1 + 1/2 \rho \cdot v_1^2 = P_2 + \rho \cdot g \cdot Z_2 + 1/2 \rho \cdot v_2^2 + E/g$$

$$P_h = E \cdot q_m$$

P_h : La puissance hydraulique fournie au fluide. [W]

E : Energie massique [j/kg]

q_m : Débit massique [kg/s]

Par définition la charge totale est: $Z + P / \rho g + v^2 / 2g = H \quad (\text{II.24})$

Si on note par :

ΔH_{A1} : Pertes de charge totales [par frottements (régulière) et singulière] dans le circuit d'aspiration

ΔH_{2R} : Pertes de charge totales [par frottements (régulière) et singulière] dans le circuit de refoulement,

$$H = \Delta H_{A1} + \Delta H_{2R} \quad (\text{II.25})$$

H : Pertes de charge totales (par frottements et singulière dans l'installation).

$Z_R - Z_A$: représente la dénivellation entre les niveaux des réservoirs, appelée aussi

$$\text{Hauteur manométrique: } H_0 = Z_R - Z_A \quad (\text{II.26})$$

$$H_{mt} = H_2 - H_1 = \Delta P / \rho \cdot g \quad (\text{pour un même diamètre de conduite.})$$

II.11.2. La hauteur manométrique totale de la pompe :

Elle représente l'énergie fournie par la pompe au fluide. Le bilan d'énergie appliqué entre les sections A et R (surfaces libres dans les 2 réservoirs d'aspiration et de refoulement) peut s'écrire en deux étapes : [6]

- 1) Tronçon de conduite amont : du point A au point 1 (entrée de la pompe)

$$H_A = H_1 + \Delta H_{A1} \quad (\text{II.27})$$

- 2) Tronçon de conduite aval : du point 2 (sortie de la pompe)

$$H_2 = H_R + \Delta H_{2R} \quad (\text{II.28})$$

$$(H_2 - H_1) = (Z_R - Z_A) + (P_R - P_A) / \rho g + (v_R^2 - v_A^2) / 2g + \Delta H_{A1} + \Delta H_{2R} \quad (\text{II.29})$$

Avec: $(v_R^2 - v_A^2) / 2g$ Négligeable

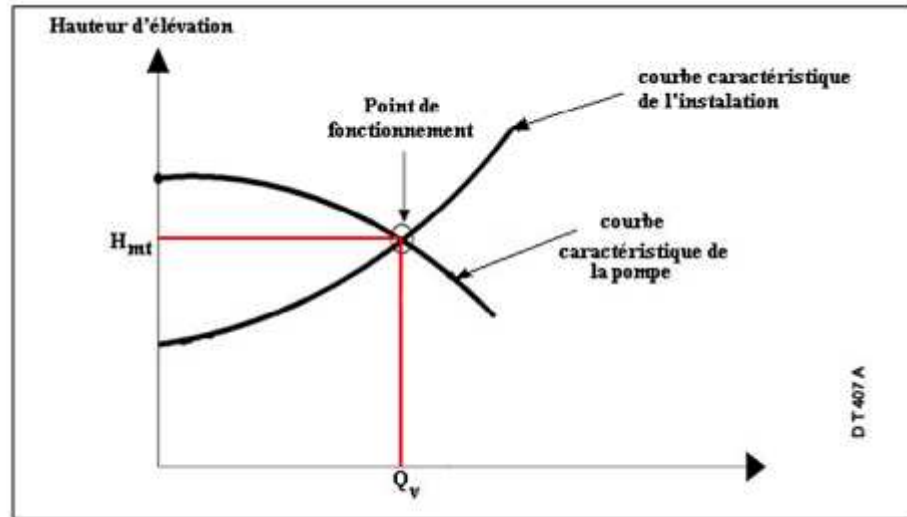


Fig. II-14) Point de fonctionnement

II.12. Les facteurs de dysfonctionnement des pompes centrifuges :

La rupture du fonctionnement d'une pompe peut être causée par plusieurs facteurs, à savoir : [7]

- Surcharge
- Mauvais graissage
- Fluide inadapté
- Fonctionnement à vide
- Mauvais alignement
- Fuite
- Corps étranger
- Contraintes des tuyauteries
- Cavitation

II.13. Surveillance des paramètres de la pompe en exploitation :**a) Températures :**

- Température de la sortie de fluide de refroidissement.
- Température de l'huile des paliers.
- Température du corps de pompe lui même qui doit être à la température du fluide.

b) Niveaux :

- Niveau d'huile, faire l'appoint si nécessaire.
- Niveau du liquide de barrage pour certaines garnitures.
- Niveau dans la capacité d'aspiration.

c) Pressions :

- Pression de refoulement : Certaines variations peuvent être normales en fonction du procès.
- Niveau d'aspiration ou de refoulement qui fluctue.
- Liquide pompé dont la densité varie

d) Divers autres points à surveiller :

- Huile : Couleur, Pression de l'huile.
- Fuites ou entrées d'air : aux brides, corps de pompe et de garniture
- Bruits anormaux.

e) Moteur électrique :

- Température.
- Ventilation.

II.14. Choix d'une pompe:

Une pompe centrifuge doit être choisie selon les caractéristiques réelles de l'installation dans laquelle on doit l'installer.

Les données nécessaires pour un dimensionnement correct sont les suivantes: [9]

a) Débit Q :

Quantité de liquide débitée par la pompe dans l'unité de temps, normalement exprimée en m^3/h

b) Hauteur manométrique totale Hmt :

C'est la somme de la hauteur géométrique dans les niveaux du liquide et les pertes de charge causées par de frottements intérieurs qui se forment au passage du liquide dans les tuyaux, dans la pompe et les accessoires hydrauliques.

L'expression à l'identifier est la suivante :

$$Hmt = H_g + \Delta p_c \text{ m colonne de liquide}$$

H_g = hauteur géométrique à l'aspiration (H_{ga}) + hauteur géométrique au refoulement (H_{gp})

Δp_c = somme des pertes de charge dans l'installation calculée selon les éléments suivants :

Diamètre, Longueur et matériel composant les tuyaux d'aspiration et de refoulement.

Quantité et type des coudes dans la tuyauterie et accessoires hydrauliques comme clapet de pied avec crépine, vannes, clapet de non-retour, filtres éventuels.

Nature du liquide (si différent de l'eau), température, viscosité et densité.

Il faut faire attention à la hauteur manométrique en aspiration $H_{ga} + \Delta p_{c_{asp}}$, qui doit être comparée avec la capacité d'aspiration de la pompe.

Cette capacité d'aspiration ou NPSHr est définie comme hauteur de charge nette absolue demandée à l'aspiration, laquelle valeur est fournie par une courbe en fonction du débit.

II.15. Le phénomène de cavitation:

I.15.1. Définition :

La cavitation est la vaporisation du liquide contenu dans la pompe quand il est soumis à une pression inférieure à la tension de vapeur correspondant à sa température.

Ce phénomène se produit à l'orifice d'aspiration de la pompe. Des bulles apparaissent dans les zones où la pression est la plus faible (entrée des aubes de roue des pompes centrifuge) : elles sont transportées dans les zones de pressions plus fortes où se produit leur recondensation. Des implosions se produisent alors à des fréquences élevées et créent des surpressions locales très élevées jusqu'à des centaines de bars (dans le cas de fluide inflammable comme le pétrole, condensat, essence,....etc.) La cavitation est un phénomène à éviter absolument, car il entraîne de graves conséquences: **[10]**

II.15.2. Types de cavitation :

On rencontre donc une quantité de type de cavitation, dont certains particulièrement importants, ont fait l'objet de classification plus ou moins admises par la communauté spécialisée.

Parmi les sous-classifications pouvant présenter un certain intérêt, consiste à considérer qui se produisent au sein du liquide et celles qui sont provoqués près des parois. Toutes les cavitations obtenues au sien d'un liquide impliquent la présence de tourbillons permanents ou non. Elles sont particulièrement sensibles au nombre de Reynolds:

Cavitation à haut nombre de Reynolds: l'inertie du liquide (sa mise en mouvement) ralentit l'expansion de la partie vapeur.

Cavitation à faible nombre de Reynolds: la viscosité du liquide limite la vitesse d'expansion.

Cavitation élastique : la résistance élastique du milieu et la tension de surface limitent la dilatation de la phase gazeuse.

Un autre sous classification possible, il convient de considérer deux grandes familles d'écoulements cavitants, la cavitation à structures séparées, qui nécessite la présence de germes pour se développer, et la cavitation quasi permanent, la cavitation à poches, par exemple, qui après avoir été initiée, s'auto-entretient par vaporisation du liquide environnant au travers d'une interface assez bien définie.

Nous présentons sommairement dans ce qui suit les types de cavitation les plus couramment admis et leurs formes dégradées éventuelles. [11]

a) **La cavitation par bulles isolées**

Qui sont issues de germes microscopiques contenus dans le liquide. Ces bulles vont exploser dans les régions de basse pression et imploser lorsqu'elles vont rencontrer un gradient de pression adverse.

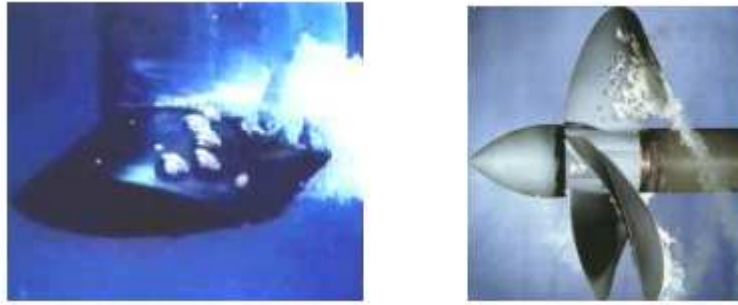


Fig. II.15) Apparition de bulles de cavitation sur les pales de l'hélice

b) La cavitation par poches (ou par cavités)

Accrochées aux parois, spécialement à l'extrados des aubages de machines ou des plans porteurs de l'hydroptère.

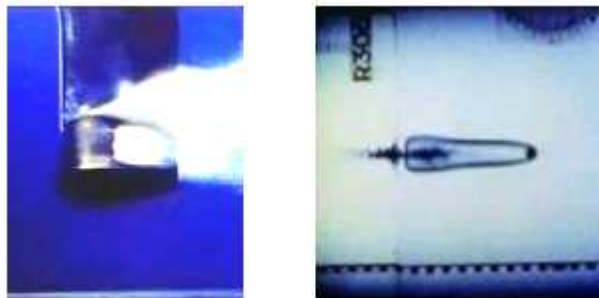


Fig. II.16) Illustration de cavitation par poches

c) La cavitation de tourbillons

Le fluide, en plus de son mouvement d'ensemble, est animé d'un mouvement de rotation autour d'un axe ou d'une ligne courbe, la vitesse de rotation diminuant dès que l'on s'éloigne de l'axe. L'axe du tourbillon est le siège d'une dépression qui, lorsqu'elle est suffisante, provoque la vaporisation du fluide et la formation de tourbillons cavitants. Elle se rencontre avec les hélices et les pompes et turbines hydrauliques.



Fig. II.17) Illustration de cavitation de tourbillon

d) La super cavitation

Ce phénomène se rencontre dans la cavitation par poche lorsque la poche de cavitation s'étend au delà du bord de fuite. On évite ainsi l'érosion rapide puisque la portion arrière de la poche, très active au point de vue érosion, se trouve reportée en dehors du profil.



Fig. II.18) Illustration de la super cavitation

II.15.3. Effets de la cavitation :

- a) **Effet mécanique** : Les implosions sont très destructrices pour les pièces métalliques qui sont à proximité et tout spécialement pour la roue. Un arrachement caractéristique du métal conduit, quelquefois très rapidement à une dégradation de l'impulseur (perçage des aubes en particulier) qui rend la pompe inutilisable.



Fig. II.19) Aspect caractéristique d'une trace de cavitation sur les aubages.

Une présence irrégulière de bulles dans les canaux de la roue déséquilibre la répartition du liquide et produit une vibration de balourd (balourd hydraulique). Ce balourd représente une force qui va surcharger l'arbre et les roulements et donc, réduire leur durée de vie. La garniture mécanique est également sensible aux vibrations, aux fléchissements de l'arbre.

Les vibrations peuvent avoir en plus des conséquences mécaniques telles que :

Le desserrage de l'écrou qui tient l'impulseur. Sans serrage, la roue est alors poussée hydrauliquement vers l'avant jusqu'au contact avec le corps de pompe provoquant ainsi sa destruction.

la fatigue du métal dans la zone fragile située à l'épaule de l'arbre servant à appuyer l'impulseur. Cette fatigue, dans certains cas, peut

entraîner la rupture de l'arbre, conséquences inévitables des efforts anormaux.

b) Effets hydrauliques :

La performance de la pompe est diminuée par la présence des bulles de vapeur. La cavitation apparaît à partir d'un certain débit pour lequel les pertes de charge dans la ligne d'aspiration et le NPSH sont suffisantes pour que l'on vaporise. Si l'on essaie de dépasser ce débit on ne fait qu'augmenter la vaporisation ce qui diminue la hauteur d'élévation sans augmenter le débit.

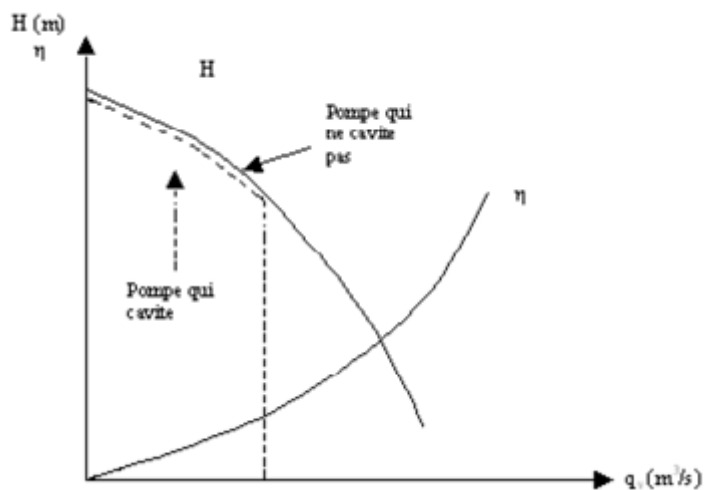


Fig. II-20) Evolution de la hauteur énergétique et du rendement en fonction du débit pour des pompes en régimes cavitant et non cavitant.

II.16. Le NPSH : [10]

Le critère qui sert à définir la pression nécessaire à l'aspiration pour obtenir un bon fonctionnement de la pompe, c.-à-d. pour maintenir en tout point du fluide une pression supérieure à la pression de vapeur saturante, est le « NPSH » (L'abréviation anglo-saxonne de « Net Positive Suction Head » over vapeur pressure).

Cette caractéristique, donnée par le constructeur est qualifiée de « NPSH requis ». Elle tient compte en particulier de la chute de pression que subit le fluide lors de son accélération à l'entrée de la roue.

La pompe ne fonctionnera correctement que si la pression totale à l'entrée P_A est supérieure à la somme $p^\circ + \text{NPSH}_{\text{requis}}$. On appelle « NPSH disponible » la différence entre la pression totale à l'entrée et la pression de vapeur saturante :

$$\text{NPSH}_{\text{disponible}} = P_A - P^\circ$$

Pour qu'une pompe fonctionne normalement (sans cavitation), il faut que le NPSH disponible (calculé) soit supérieur au NPSH requis (indiqué par le constructeur).

$$\text{NPSH}_{\text{disponible}} > \text{NPSH}_{\text{requis}}$$

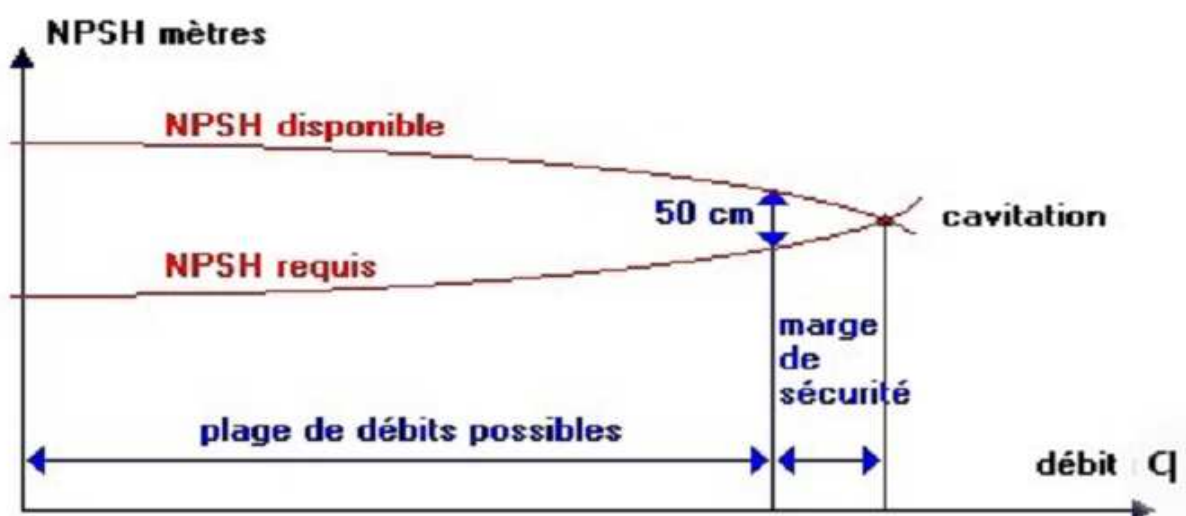


Fig. II.21) Les conditions d'aspiration sont d'autant meilleures que la différence entre les deux est grande.

II.17. Conclusion :

Dans ce chapitre on a parlé en générale sur les pompes, après on a classé les pompes selon le principe de fonctionnement, nous avons cité quelques avantages et inconvénients des pompes centrifuges, ensuite, le développement mathématique et physique liée aux pompes a été présenter. Finalement, on a expliqué le phénomène de cavitation ainsi le NPSH.

CHAPITRE 03

La pompe centrifuge

DVMX 6*8*11

Calcul hydraulique

III.1. Description de la pompe DVMX 6*8*11:

La pompe **GUINARD** de type **6×8×11** est une pompe centrifuge multicellulaire a Cinq étages avec Cinq impulseurs. C'est une parmi les équipements essentiels au niveau de la station de pompage numéro 3 utilisée pour le transport du pétrole brut.

Elle est entraînée par un moteur électrique asynchrone d'une puissance de 1600kw, ce dernier est alimenté par un variateur de vitesse par fréquence (VVF) qui donne plus d'avantage au bon fonctionnement de la pompe.

III.2. Nomenclature D VM X 6 * 8 * 11 :

DV	—————>	Double Volute
MX	—————>	Multi étages
6	—————>	Diamètre de la conduite de refoulement
8	—————>	Diamètre de l'impulseur
11	—————>	Diamètre de la conduite d'aspiration

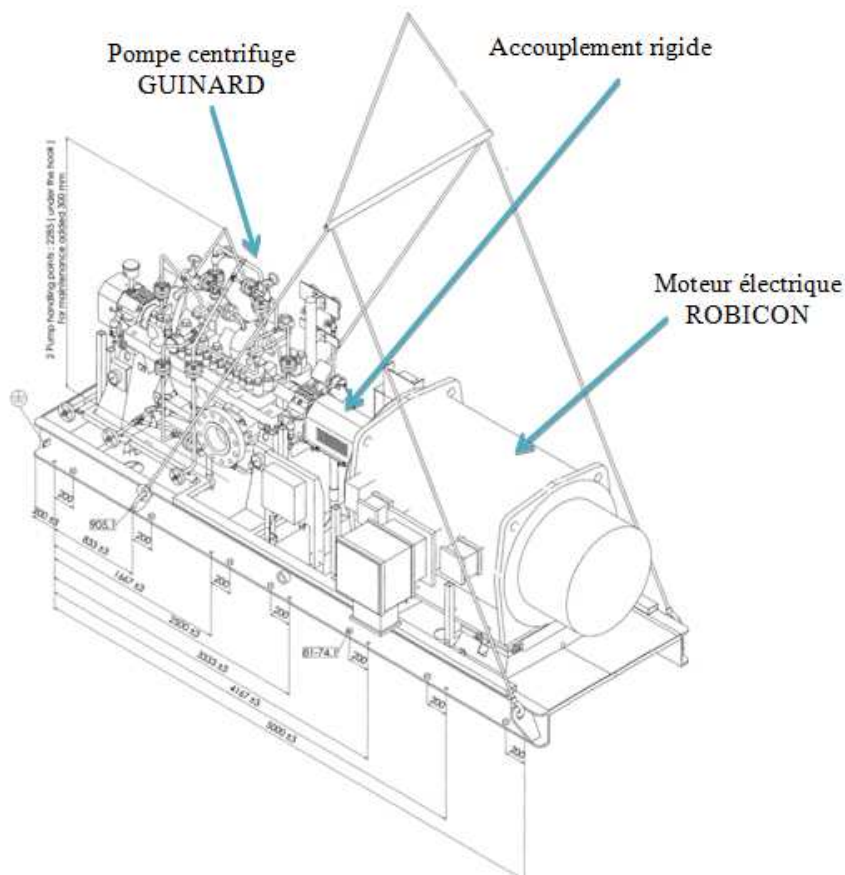


Fig. III.1) Schéma d'un groupe électropompe (GEP)

III.3. Conception :

Pompe horizontale multi-étagée à plan de joint axial, à double volute, avec roue double aspiration et à double œillard. **(Voir Fig. III.1)**

Ces roues sont montées en opposition assurant ainsi l'équilibrage hydraulique, minimisant la poussée axiale.

III.4. Corps de la pompe :

Le corps de la pompe centrifuge multi-étagée est composé de deux demi-corps en fonte (A216 gr WCB) à plan de joint horizontal dans l'axe, ils sont assemblés par des goujons.

a) Le demi-corps inférieur :

- Les tubulures d'aspiration et de refoulement avec bossages taraudés pour prise de pression et le raccordement aux tuyauteries extérieures. Les tubulures d'aspiration et de refoulement sont terminées par des brides.
- Des canaux de liaison inter-étages.
- De purge taraudée pour vidange

b) le demi-corps supérieur :

- Des canaux de liaison inter-étages.
- Des événements taraudés pour purge d'air.
- Des œilletons pour levage.
- Une tuyauterie de by-pass pour l'équilibrage des garnitures.

III.5. Mobile de la pompe :

a-Roue :

La pompe comporte cinq roues clavetées sur l'arbre. Une à double œillard qui est appelée impulseurs d'aspiration. Les quatre autres sont à simple œillard, chaque une montées en opposition (trois de chaque côté) pour assurer l'équilibrage hydraulique.

b-Arbre :

L'arbre de la pompe est en acier faiblement allié de nuance 42Cr Mo4, il est supporté et guidé par des paliers. **(Voir Fig. III.3)**

c- Paliers :

La partie mobile de la pompe est supporté aux extrémités par des paliers prévus avec chambre de refroidissement. Un du coté accouplement et l'autre du coté bute, avec roulements à billes a contact oblique

Le graissage des paliers est prévu à l'huile avec anneau de graissage et un graisseur à niveau visible sur chaque palier, qui maintient constant le niveau d'huile.

d-Garnitures mécaniques :**d.1) Définition :**

L'étanchéité dans la pompe est assurée par deux garnitures mécaniques tandem à double effets, une du coté accouplement et l'autre du coté butée. Chacune est composée de deux sous-ensembles, un statique et l'autre tournant

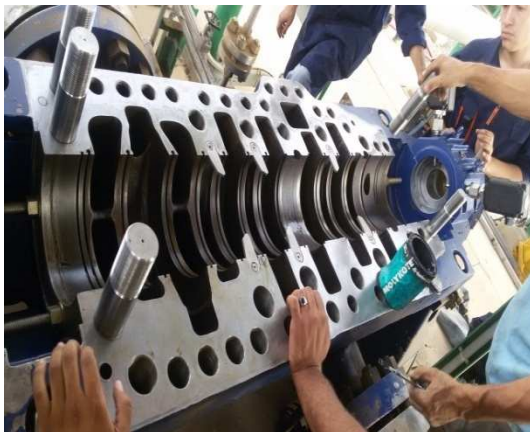
Suivent les conditions de service les garnitures mécanique peuvent résister à des fortes pressions atteignant 70 bars et à des températures comprises entre 0°C et 250°C si la pompe est en marche il y aura un mouvement relatif entre les deux bagues. **(Voir Fig. III.2)**



Fig. III.2) Garniture mécanique.

d.2) Le système de refroidissement :

Notre garniture est refroidie par le système **by-pass** ou bien à l'aide d'une conduite de dérivation. C'est une conduite entre le refoulement de la pompe et la boîte de la garniture, elle permet l'entrée du fluide de refroidissement à l'intérieur de la boîte. La sortie du liquide se fera de nouveau vers l'enveloppe. Le fluide de refroidissement est donc le brut (le même que celui est pompé par la pompe) utilisé pour ne pas endommager la surface de contact entre les deux bagues d'étanchéité.

**Fig. III.3)** L'arbre de la pompe**Fig. III.4)** La volute supérieure**Fig. III.5)** L'emplacement de l'arbre**Fig. III.6)** Corps de la pompe

III.6. Les courbes caractéristiques de la pompe :

Les pompes centrifuges en général peu supporter certaine gamme comme le débit de refoulement, la vitesse de rotation et le rendement. Donc l'utilisateur, il faut bien connaître son équipement sous différentes conditions, et c'est ce qui est représenté graphiquement sous forme de courbes nommées (Courbes Caractéristiques). La courbe caractéristique la plus importante est celle en fonction du débit. La figure ci dessous représente la performance de la pompe pour une vitesse de rotation constante égale 3550 tr/min. **(Voir Fig. III.7)**

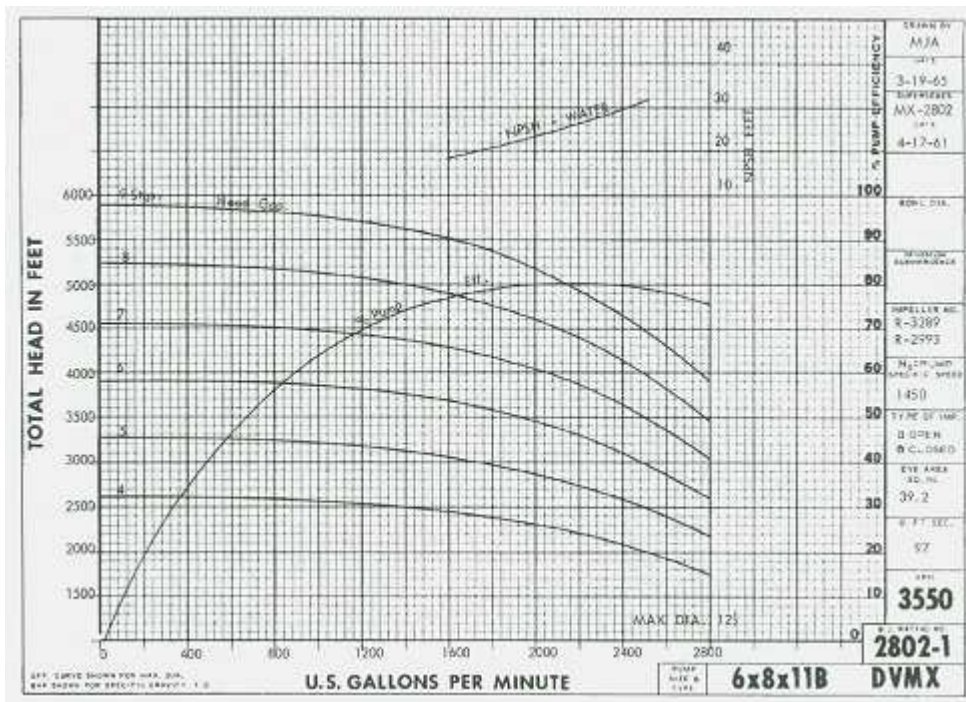


Fig. III-7) Caractéristiques de la pompe DVMX [Hmt(Q)] en fonction du nombre d'étages.

DVMX 6x8x11 E - 5 St

Capacity	=	600	m ³ /h	Speed	=	3560	rpm	Visco	=	3	Cst
TDH	=	838	m	NPSH	=	9.72	m	d	=	0.8	
Eff %	=	79.7		Power (*)	=	1375.00	kw				

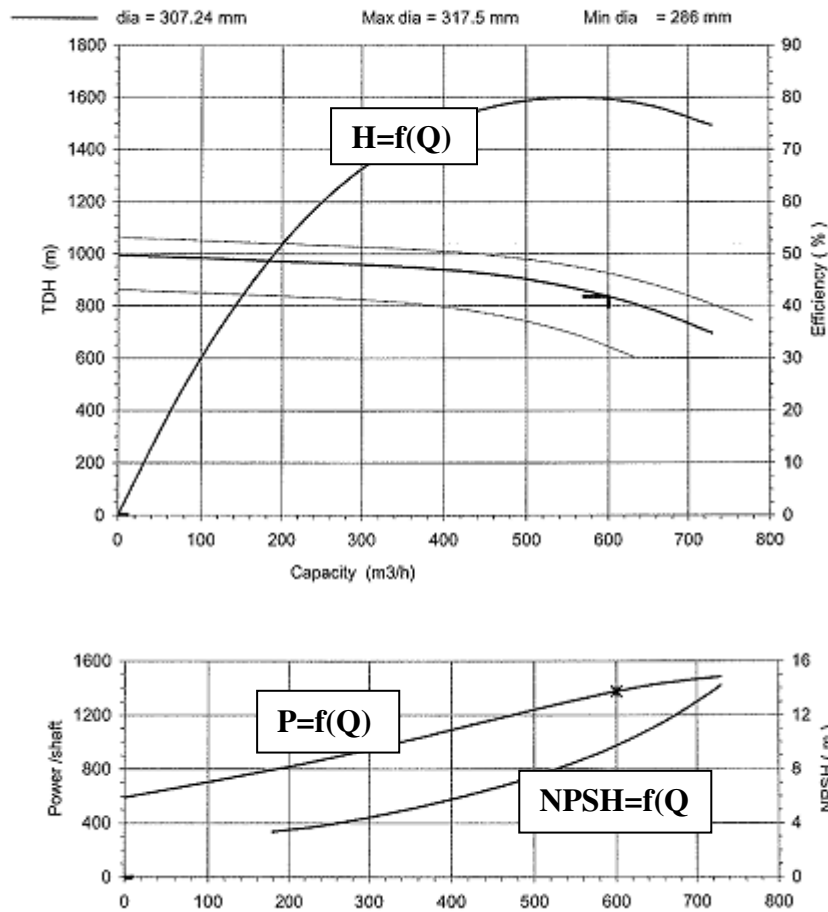


Fig. III.8) Courbes de fonctionnement de la pompe DVMX

III.7. Paramètres d'essai de la pompe :

Selon le constructeur, les résultats des essais de la pompe GUINARD DVMX 6*8*11 sur les sites SP3 M'sila.

Débit (m ³ /h)	H M T (m)	P/Arbre (kw)	Rendement (%)
704,621	747,007	1841,273	77,85
597,499	831,016	1696,587	79,702
567,553	854,952	1652,337	79,974
397,274	940,399	1376,288	73,925
202,07	979,693	1039,863	51,846
20,214	987,983	850,112	6,398

Tableau III.1) Résultats d'essai de la pompe GUINARD par le constructeur.

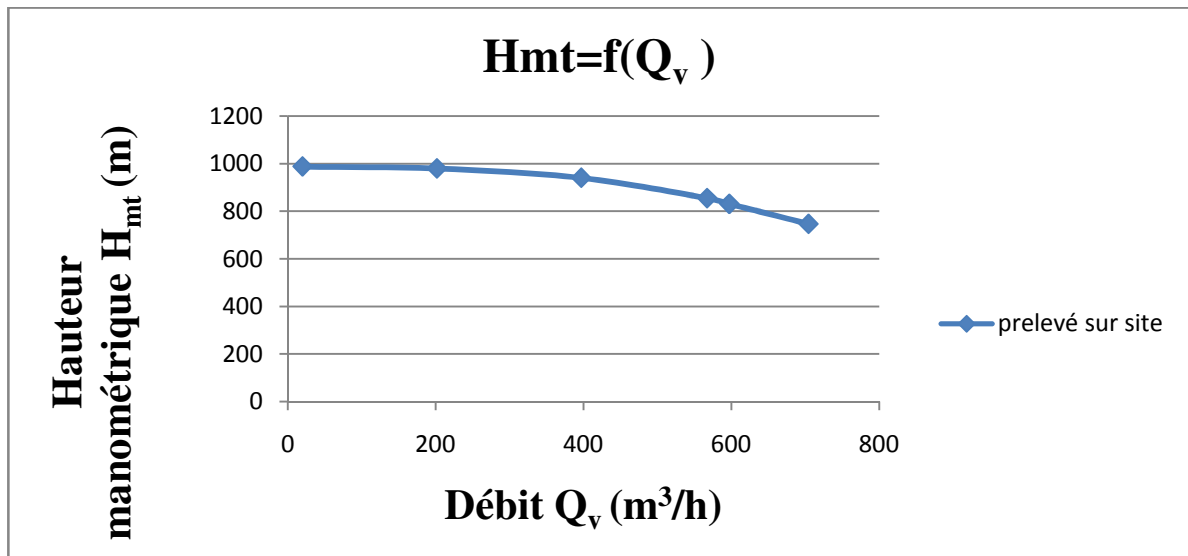


Fig. III-9) Hauteur manométrique en fonction du débit.

III.7.1. La hauteur manométrique en fonction de débit :

La relation entre la hauteur manométrique et le débit est une relation inverse, c'est une courbe parabolique, pour un certain débit, la hauteur manométrique diminue très légèrement avec le débit.

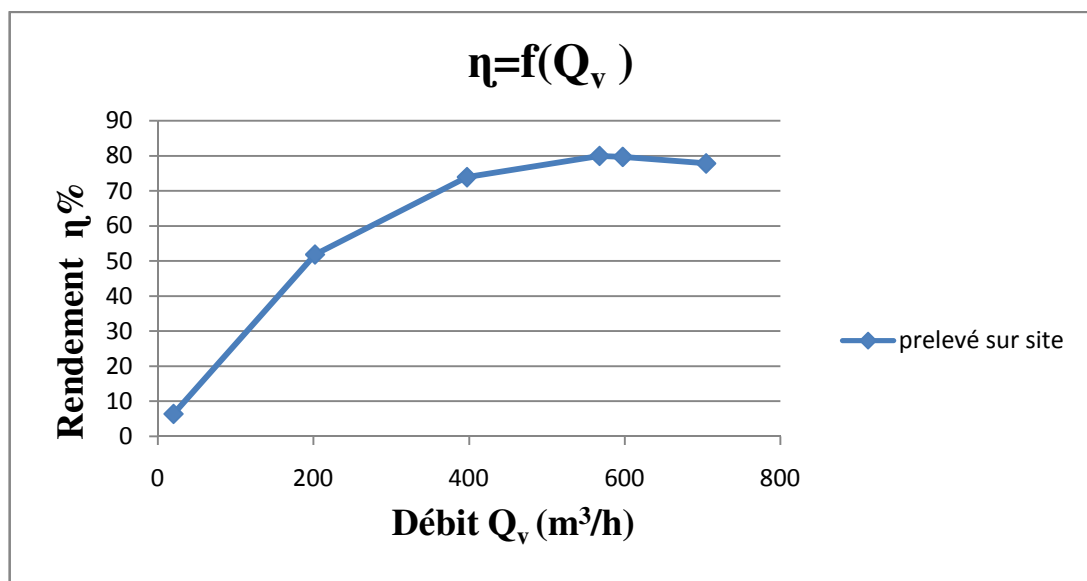


Fig. III-10) Rendement en fonction du débit.

III.7.2. Le rendement en fonction de débit :

La relation est une courbe parabolique tel que le montre la courbe, on voit que pour une certaine vitesse de rotation et un certain débit le rendement atteint sa valeur maximale, si le débit augmente ou bien diminue, le rendement diminue.

On peut dire que pour obtenir un rendement maximum, la pompe doit avoir une vitesse de rotation égale à 3560 tr/min

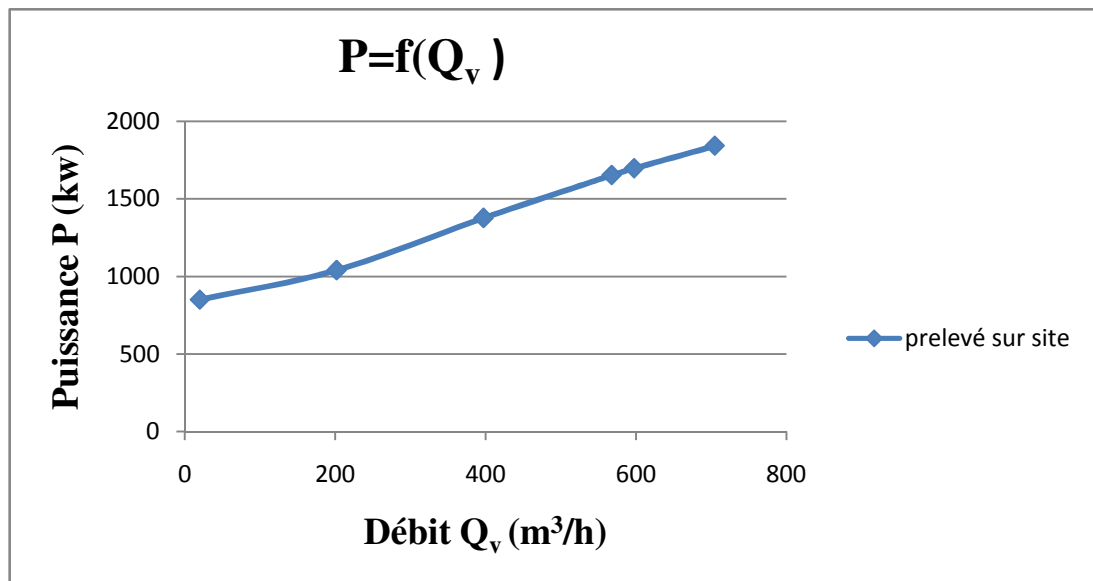


Fig. III-11) Puissance en fonction du débit.

III.7.3. La puissance absorbée en fonction de débit :

Pour augmenter le débit d'une pompe, on doit augmenter la puissance nécessaire qui se stabilise à une valeur maximale tandis que le débit continue à augmenter.

III.8. Calcul hydraulique:

Pour préciser les paramètres l'exploitation réelle, on fait appel un calcul hydraulique qui consiste à définir les dimensions principales de l'impulseur

Paramètres	Désignation	Valeurs	Unités
Vitesse de rotation	N	3560	tr/mn
Hauteur manométrique	H	838	M
Débit volumique	Q	600	m ³ /s
Pression d'aspiration	P_{Asp}	4.1 .10 ⁵	N/m ²
Pression de refoulement	P_{Ref}	70.9 .10 ⁵	N/m ²
Nombre d'étages	Z	5	
Puissance absorbée	P	1375	kW
Densité du brut pompé	d	800	kg/m ³
Température de service	T	293	K
Rendement	η	79,7	%

Tableau III.2) Données du constructeur

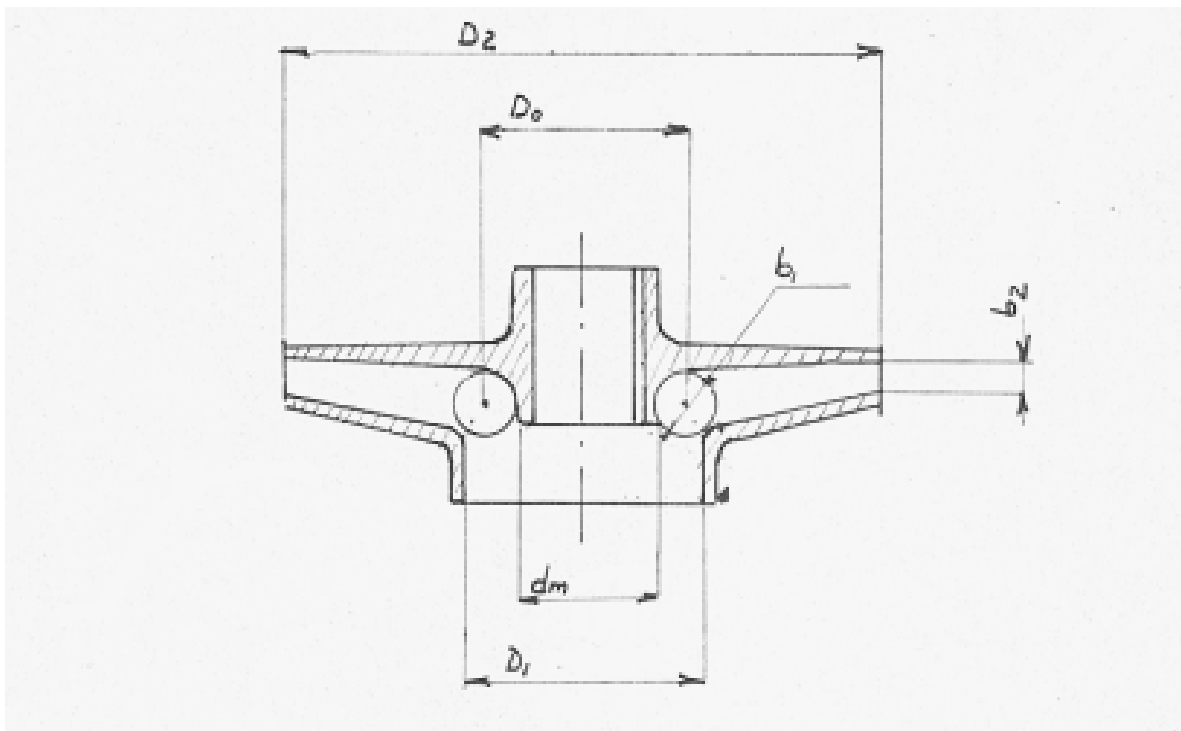


Fig. III.12) Schéma d'un impulseur

III.8.1. Détermination des paramètres principaux :

a) Calcul de la vitesse spécifique (Ns) :

Le calcul de cette vitesse nous permet de classer la pompe dans la catégorie des vitesses

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

Tableau III.3) Catégories de pompes centrifuges.

En peut exprimer par la relation de similitude suivante :

$$N_s = 3.65 \cdot n \frac{\sqrt{Q}}{\left(\frac{H}{Z}\right)^{3/4}}$$

n : vitesse de rotation de la pompe (tr/mn)

Q : débit volumétrique de service (m³/h)

H : Hauteur manométrique de refoulement (m)

Z : nombres d'étages

$$N_s = 3.65 \cdot 3560 \frac{\sqrt{600/3600}}{\left(\frac{838}{5}\right)^{0,75}} = 113.81 \text{ tr/min}$$

Par approximation :

$$N_s = 114 \text{ tr/mn}$$

On remarque que : $80 \leq N_s \leq 150$

D'après la classification des pompes centrifuges, notre pompe est une pompe centrifuge à vitesse moyenne

b) Diamètre de l'arrête d'entrée ramené «Dr₁»

Le diamètre ramené, est un diamètre de surface égale à la section d'entrée, c'est-à-dire :

$$D_{r1} = D_1 - d_m^2$$

D₁ : Diamètre maximale de l'arrête d'entrée.

dm : Diamètre moyen de la roue.

Ce diamètre est en fonction de débit et de la vitesse de rotation tel que :

$$D_{r1} = k_0 \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}$$

K_0 : Coefficient d'aspiration qui dépend de la construction et la destination de la pompe. Selon le constructeur la valeur de K_0 varie entre 3,6 et 5, pour notre cas on prend la condition de bonne aspiration $K_0=4$

$$Dr_1 = 4 \cdot \sqrt[3]{\frac{600/3600}{3560}} = 0,144 \text{ m}$$

$$Dr_1 = 0,144 \text{ m}$$

K_0 : coefficient de calcul. Avec $K_0 = 4,2 \pm 4,5$

n : vitesse de rotation en [tr /min].

Q : Débit réel de la pompe en [m^3/s].

c) Rendement Hydraulique :

On détermine la valeur du rendement hydraulique en utilisant la formule empirique du LOMAKIN :

$$\eta_h = 1 - \left[\frac{0,42}{(\text{Log } Dr_1 - 0,172)^2} \right]$$

Donc

$$\eta_h = 1 - \left[\frac{0,42}{(\text{Log } 144 - 0,172)^2} \right] = 0,893 = 89,3\%$$

$$\eta_h = 89,3\%$$

d) Rendement volumétrique :

Il est déterminé par la formule suivante

$$\eta_v = \frac{1}{\left[1 + 0,68(Ns)^{\frac{-2}{3}} \right]}$$

Donc

$$\eta_v = \frac{1}{\left[1 + 0,68(114)^{-0,66} \right]} = 0,957 = 95,7\%$$

$$\eta_v = 95,7\%$$

e) Rendement mécanique :

Le rendement mécanique est calculé par la formule suivante :

$$\eta_{\text{mec}} = \frac{1}{\left[1 + \left(\frac{820}{N_s^2}\right)\right]}$$

Donc

$$\eta_m = \frac{1}{\left[1 + \left(\frac{820}{(114)^2}\right)\right]} = 0,94 = 94\%$$

$$\eta_m = 94\%$$

f) Rendement global :

Il est calculé par la formule suivante:

$$\eta_g = \eta_m \cdot \eta_v \cdot \eta_h$$

Donc :

$$\eta_g = 0,94 * 0,957 * 0,893 = 0,803 = 80.3\%$$

$$\eta_g = 80.3\%$$

g) Puissance absorbée par la pompe (P_{abs}):

$$P_{\text{abs}} = \frac{P_{\text{utile}}}{\eta_g} = \frac{\rho * g * Q * H}{\eta_g} = \frac{800 * 9,81 * 0,16 * 838}{0,803} = 1310410,759 \text{ Watt}$$

Avec: g accélérations de l'apesanteur $g=9,81\text{m/s}$

$$P_{\text{abs}} = 1310.41 \text{ kW}$$

h) Puissance du moteur P_m :

$$P_m = K_r \cdot P_{\text{abs}}$$

D'où : K_r : coefficient de réserve.

Document SONATRACH

Pour $P_{\text{abs}} > 1000 \text{ KW}$ on prend $K_r = 1,2$

Donc :

$$P_m = 1572 \text{ kW}$$

$$P_m = 1,2. 1310 = 1572$$

Donc le moteur est suffisamment puissant pour entrainer la pompe

III.8.2. Calcul du diamètre de l'arbre et du moyeu :

a) Diamètre de l'arbre : [4]

L'arbre de la pompe en fonctionnement est soumis à l'action d'une série de forces extérieures dont la principale qui permet de dimensionner l'arbre est due au couple de torsion. Le couple de torsion agissant sur l'arbre à section circulaire est donné par la formule suivante :

$$C_t = [t].W_t$$

Avec :

[t] : la contrainte limite de résistance à la torsion.

W_t: le module de résistance à la torsion de la section.

C_t : étant le couple de torsion.

$$W_t = \frac{\pi.d_a^3}{16}$$

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3.14 \cdot 3560}{30} = 372.61 \text{ rd}$$

$$C_t = \frac{P_m}{\omega} = \frac{1572000}{372.61} = 4218.88 \text{ N/m}$$

$$d_a = \sqrt[3]{16C_t/\pi[t]}$$

Nous aurons :

Re : la limite d'élasticité de l'acier constructif de l'arbre (acier faiblement allié 42CrMo4),

$$Re = 850. 10^6 \text{ N/m}^2$$

n : coefficient de sécurité, **n** = 5

$$\tau = \frac{850.10^6}{5} = 170. 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$d_a = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 4218,88}{3,14 \cdot 170 \cdot 10^6}} = 0.051 \text{ m}$$

$$d_a = 0,051 \text{ m}$$

b) Diamètre moyeu de la roue (dm) :

La forme du moyeu dépend principalement du mode d'accouplement de la roue avec l'arbre. On admet généralement dans le cas d'un clavetage libre un dm :

$$dm = (1,2 \pm 1,25) da$$

En prend le diamètre normalisé de l'arbre $d_m = 0,042 \text{ m}$

D'où : $d_m = (1,25 \cdot 0,042) = 0,0525 \text{ m}$

$$d_m = 0,0525 \text{ m}$$

III.8.3. Détermination des paramètres du rotor à l'entrée :

a. Débit de circulation dans la pompe :

$$Q_C = \frac{Qv}{\eta v} = \frac{600}{0,957} = 626,95 \text{ m}^3 / \text{h} = 0,174 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$Q_C = 0,174 \text{ m}^3 / \text{s}$$

b. Diamètre maximal de l'arrête d'entrée (D₁) :

L'objectif de ce calcul, set de déterminer le diamètre maximale de l'arrête d'entrée, afin de déterminer la section de l'anneau de la roue, que d_m est connu :

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_C}{\pi \cdot V_0} + d_m^2}$$

V_0 : vitesse absolue a l'entrée

$$V_0 = (0,06 \pm 0,08) \cdot \sqrt[3]{Q_C \cdot N^2}$$

$$V_0 = 0,06 \pm 0,08 \cdot \sqrt[3]{0,174 \cdot (3560)^2}$$

$$V_0 = (0,06 \pm 0,08) \cdot 123,976$$

$$V_0 = 7,438 \pm 9,918 \text{ m/s}$$

Alors

$$D_1' = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,174}{3,14 \cdot 7,438} + (0,0525)^2} = 0,180 \text{ m}$$

$$D_1'' = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,174}{3,14 \cdot 9,918} + (0,0525)^2} = 0,158 \text{ m}$$

Le diamètre moyen sera :

$$D_1 = \frac{D_1' + D_1''}{2} = \frac{0,180 + 0,158}{2} = 0,169 \text{ m}$$

$$D_1 = 0,169 \text{ m}$$

D'où la vitesse absolue à l'entrée de la roue est :

$$V_0 = \frac{4Q_c}{\pi(D_1^2 - d_m^2)} = \frac{4 \cdot 0,174}{3,14 \cdot (0,169^2 - 0,0525^2)} = 8,59 \text{ m/s}$$

$$V_0 = 8,59 \text{ m/s}$$

c. Diamètre moyen de l'arête d'entrée D_0 :

C'est un diamètre point moyen de l'extrémité d'entrée de l'aube.

On prend en général :

$$D_0 = (0,7 \div 0,9) D_1$$

Pour notre cas : on choisit

$$D_0 = 0,8 \cdot D_1 = 0,8 \cdot 0,169 = 0,135 \text{ m}$$

$$D_0 = 0,135 \text{ m}$$

d. Largeur de la fonte à l'entre de la roue b_1 :

Sans tenir compte de l'épaisseur de l'aube

$$b_1 = \frac{Q_c}{\pi \cdot D_0 \cdot V_{1m}}$$

V_{1m} : composante radiale de la vitesse absolue du liquide à l'entrée de la roue dans le cas où l'entrée est parfaitement radiale : $\alpha = \pi/2$

Donc :

$$V'_{1m} = V_0 = 8,59 \text{ m/s}$$

$$b_1 = \frac{0,174}{3,14 \cdot 0,135 \cdot 8,59} = 0,047 \text{ m}$$

$$b_1 = 0,047 \text{ m}$$

e. L'angle d'aube β_1 a l'entrée

A cause de l'épaisseur des aubages, la section du courant du liquide a l'entrée des aubes diminue, donc la vitesse du liquide augmente, et pour tenir compte de cette augmentation, la vitesse absolue a l'entrée est multipliée par un coefficient k_1 tel que $k_1 = 1,1 \div 1,5$.

k_1 : coefficient de rétrécissement.

Donc la composante méridienne a l'entrée des aubes est :

$$V_{1m} = K_1 \cdot V_0$$

V_{1m} : vitesse absolue du liquide a l'entrée de la roue :

Pour notre cas on prend $K_1 = 1,15$

Alors : $V_{1m} = 1,15 \cdot 8,59 = 9,878 \text{ m/s}$

$$V_{1m} = 9,878 \text{ m/s}$$

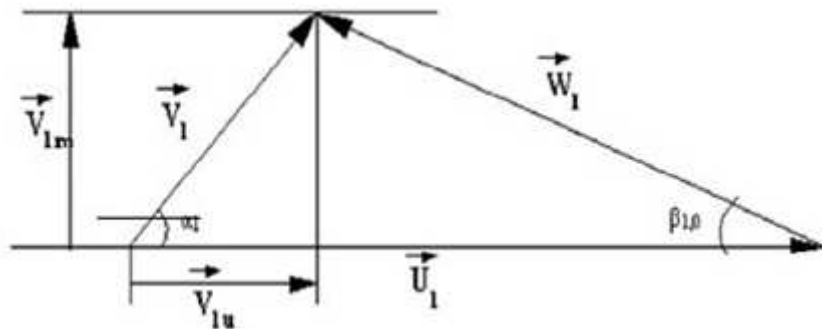


Fig. III.13) Triangle des vitesses à l'entrée de la roue

D'après le triangle des vitesses nous avons:

$$\operatorname{tg} \beta_{1,0} = \frac{V_{1m}}{U_1}$$

Ou U_1 est la vitesse circumférentielle

$$U_1 = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot \frac{D_0}{2} = \frac{3,14 \cdot 3560}{30} \cdot \frac{0,135}{2} = 25,15 \text{ m/s}$$

$$\text{donc : } \operatorname{tg} \beta_{1,0} = \frac{9,878}{25,15} = 0,39 \Rightarrow \beta_{1,0} = 24.45^\circ$$

L'angle d'aube a l'entrée $\beta_1 = \beta_{1,0} + \delta$

Ou δ est l'angle d'attaque, pour le calcul $\delta = (3^\circ \div 8^\circ)$ [1]

Dans notre cas on choisi $\delta = 3$ donc

$$\beta_1 = 24.45^\circ$$

Cette valeur est bonne car l'analyse du fonctionnement des pompes a montré que le rendement hydraulique est maximal dans le cas ou $\beta_1 = 20 \div 25^\circ$

III.8.4. Détermination des paramètres du rotor à la sortie de la roue :

a) Charge théorique en tenant compte du nombre d'aubes :

$$H_{th} = \frac{H/z}{\eta_h} = \frac{838/5}{0,893} = 187,68 \text{ m}$$

$$H_{th} = 187,68 \text{ m}$$

b) Vitesse circonférentielle a la sortie du rotor.

On peut déterminer la vitesse U_2 en première approximation de la formule suivante :

$$U_2 = \sqrt{2 \cdot g \cdot H_t}$$

$$U_2 = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 187,68} = 60,68 \text{ m/s}$$

$$U_2 = 60,68 \text{ m/s}$$

c) Diamètre de la roue à la sortie D_2 :

$$U_2 = \frac{\pi \cdot n \cdot D_2}{60} \Rightarrow D_2 = \frac{60 \cdot U_2}{\pi n}$$

$$D_2 = \frac{60 \cdot 60,68}{3,14 \cdot 3560} = 0,31 \text{ m}$$

$$D_2 = 0,31 \text{ m}$$

d) Angle de l'aube à la sortie de la roue :

$$\sin\beta_2 = \sin\beta_1 \cdot \frac{W_1}{W_2} \cdot \frac{K_1}{K_2} \cdot \frac{V'_{2m}}{V'_{1m}}$$

Ou V'_{2m} : composante méridienne a la sortie

$$V'_{2m} = 0,8 \cdot V'_{1m} = 0,8 \cdot 8,59 = 6,872 \text{ m/s}$$

k_1, k_2 : coefficients de rétrécissement a l'entrée et a la sortie $k_1=1,15$ et $k_2=1,1$

W_1, W_2 : vitesses relatives a l'entrée et la sortie de la roue , pour minimiser les pertes

On prend $W_1/W_2 = 1,1$ [1]

$$\sin\beta_2 = 0,413 \cdot 1,1 \cdot 0,45 \cdot 0,8 = 0,38$$

$$\beta_2 = 22^\circ$$

e) Nombre d'aube :

$$Z = 6,5 \cdot \frac{D_1+D_2}{D_2-D_1} \sin \frac{\beta_1+\beta_2}{2}$$

$$Z = 6,5 \cdot \frac{169+310}{310-169} \sin \frac{24,45+22}{2} = 8,7$$

Donc :

$$Z = 9 \text{ aubes}$$

f) Précision des valeurs calculées :

$$\mu = \frac{2\Psi}{Z} \cdot \frac{1}{1-\left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2}$$

μ : Coefficient de correction.

$$\Psi = (0,55 \div 0,65) + 0,6 \sin \beta_2$$

$$\Psi = 0,65 + 0,6 \sin 22 = 0,884$$

$$\Psi = 0,884$$

$$\mu = \frac{2 \cdot 0,884}{9} \cdot \frac{1}{1-\left(\frac{169}{310}\right)^2} = 0,28$$

$$\mu = 0,28$$

Puis on précise la valeur d' U_2 :

$$U_2 = \frac{V_{2m}}{2 \tan \beta_2} + \sqrt{\left(\left(\frac{V_{2m}}{2 \tan \beta_2} \right)^2 + gH_\infty \right)}$$

$$V_{2m} = k_2 \cdot V'_{2m}$$

$$V_{2m} = 1,1 \cdot 6,872 = 7,55 \text{ m/s}$$

$$H_\infty = (1 + \mu)H_{th}$$

$$H_\infty = (1 + 0,28)187,6 = 240,12 \text{ m}$$

$$U_2 = \frac{7,55}{2,0,39} + \sqrt{\left(\left(\frac{6,872}{2,0,39} \right)^2 + 9,81 \cdot 240,12 \right)} = 59 \text{ m/s}$$

$$U_2 = 59 \text{ m/s}$$

g) Précision de la valeur r_2 :

$$r_2 = \frac{U_2}{\omega} = \frac{U_2}{\left(\frac{\pi \cdot n}{30} \right)} = \frac{59}{\left(\frac{3,14 \cdot 3560}{30} \right)} = 0,158 \text{ m}$$

Donc :

$$D_2 = 0,316 \text{ m}$$

h) Largeur de la fente a la sortie b_2 :

On peut l'obtenir d'après la formule suivante :

$$b_2 = \frac{Q_c}{\pi \cdot D_2 \cdot V'_{2m}}$$

$$b_2 = \frac{0,174}{3,14 \cdot 0,316 \cdot 6,872} = 0,022 \text{ m}$$

$$b_2 = 0,025 \text{ m}$$

i) Vérification des coefficients de rétrécissement k_1 et k_2 :

On les vérifie selon la formule :

$$k_1 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot e}{\pi \cdot D_1 \cdot \sin(\beta_1)}} \quad \text{et} \quad k_2 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot e}{\pi \cdot D_2 \cdot \sin(\beta_2)}}$$

e : l'épaisseur de l'aube en mm

$$e = 3 \text{ mm}$$

Alors :

$$k_1 = \frac{1}{1 - \frac{9 \cdot 3}{3,14 \cdot 169 \cdot \sin 24,45}} = 1,13 \quad \text{et} \quad k_2 = \frac{1}{1 - \frac{9 \cdot 3}{3,14 \cdot 310 \cdot \sin(22)}} = 1,08$$

Les valeurs de k_1 et k_2 calculées sont proches de celles utilisées dans les formules précédentes, donc les paramètres calculés sont proches de la réalité.

j) Calcul des vitesses relatives a la sortie de la roue :

$$W_1 = k_1 \cdot \frac{V_1 m}{\sin \beta_1}$$

$$W_1 = 1,15 \cdot \frac{8,59}{\sin 24,45} = 23,91 \text{ m/s}$$

$$W_1 = 23,91 \text{ m/s}$$

$$W_2 = k_2 \cdot \frac{V_2 m}{\sin 22}$$

$$W_2 = 1,1 \cdot \frac{6,872}{\sin 22} = 20,21 \text{ m/s}$$

$$W_2 = 20,21 \text{ m/s}$$

Parameters	Valeurs
N_s	113.81 tr/min
D_{r1}	0.144 m
η_h	89.3%
η_v	95.7%
η_m	94%
η_g	80.3%
P_{abs}	1310 kw
P_m	1572 kw
C_t	4218.88 N/m
[t]	$170 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$
Da	0.051 m
Dm	0.0525 m
Q_C	$626.95 \text{ m}^3/\text{h}$
D_1	0.169 m
V_0	8.59 m/s
D_0	0.135 m
b_1	0.047 m
β_1	24.45°
V_{1m}	9.878 m/s
V'_{1m}	8.59 m/s
U_1	25.15 m/s
U_2	60.68 m/s
H_{th}	187.68 m
D_2	0.31 m
β_2	22°
V'_{2m}	6.872 m/s
Z	9 Aube
μ	0.28
V_{2m}	7.55 m/s
U_2 (recalcule)	59 m/s
D_2 (recalcule)	0.316 m
b_2	0.025 m
k_1	1.13
k_2	1.08
W_1	23.91 m/s
W_2	20.21 m/s

ω	372.61 rd
----------	-----------

Tableau III.4) Paramètres de la pompe.

III.9. Solutions des problèmes d'une pompe centrifuge :

III.9.1. Solutions pour problèmes de cavitation :

- Pour éviter la cavitation de la pompe il faut $L NPSH_{disp} > NPSH_{requis}$.
- Diminuer les pertes de charge.
- Augmenter la pression d'aspiration.
- Limiter le débit et la vitesse de rotation pour limiter les pertes de charge.
- Démarrer la pompe avec vanne de refoulement ferme.
- Arrêt d'urgence de la pompe si la pression d'aspiration est insuffisante.
- Amélioration du NPSH des pompes.
- Réduction du bruit et des vibrations.

III.9.1. Equilibrage de la poussée axiale

La pompe GUINARD DVMX 6*8*11 caractérisé par un équilibrage hydraulique pour éviter la poussé axiale, les roues sont montée on opposition. Le pétrole se déplace d'un premier étage vers le deuxième étage en suit vers le troisième étage. Et puis vers le cinquième étage, après le pétrole retour à quatrième étage. La volute c'est lui qui dirige le pétrole d'un étage à l'autre, c'est un système d'équilibrage qui s'appel « équilibrage roue par roue ».

III.10. Conclusion:

Dans ce chapitre, la description et les caractéristiques de la pompe DVMX 6*8*11 a été présenter. Après, le calcul hydraulique est effectué pour déterminer les caractéristiques dimensionnelles des différents composants de la pompe, ensuit on a proposé des solutions pour le problème de cavitation et de poussé axiale.

Conclusion générale

Conclusion générale

Le stage qu'on a effectué au sein de la station de pompage de M'sila, a été d'une grande utilité sur le plan de la mise en application de nos connaissances théoriques acquises, notamment sur les pompes centrifuges.

Les pompes sont parmi les machines hydrauliques les plus utilisées dans l'industrie. Elles sont menacées des pannes occasionnées surtout par le phénomène de cavitation. Une étude a été élaborée sur la pompe centrifuge DVMX 6*8*11 à Cinq étages en exploitation dans le site de SP3 M'sila, un calcul hydraulique a été effectué pour déterminer les caractéristiques dimensionnelles de cette pompe, à partir des paramètres de fonctionnement prélevés sur le site.

Et aussi, on a vu quelques opérations de révision générale de cette pompe. Ces opérations sont exécutées par l'équipe de maintenance de la direction régionale de Béjaia. Elles permettent d'avoir les différents organes de la pompe tels que l'arbre, les aubes, les goudrons de serrage, les garnitures mécaniques, la butée, l'alignement de l'arbre, les détecteurs de fuite, de vibration, l'accouplement et les pièces de rechange etc.

Ce mémoire, s'est basé sur un calcul hydraulique pour préciser des valeurs de la pompe GUINARD DVMX 6*8*11 à savoir, la hauteur manométrique, le rendement, la puissance et le débit. Ce calcul permet de renforcer notre connaissance apprise dans l'université.

En suite on a posé des problèmes qui concernent les pompes centrifuges comme le phénomène de cavitation, la poussée axiale et on a essayé de trouver des solutions apportées de ces problèmes.

D'après l'étude que nous avons effectuée sur la pompe principale, nous avons permis de connaître son performance, les différents éléments de construction, avec leur fonctionnement, différents circuits, de refroidissement et de purge.

Bibliographique

[1] **SONATRACH une compagnie Pétrolière & Gazière** L'histoire du SONATRACH.

[2] **OB1 (24'' 22'')** **Description de la ligne** Documentation de la Station de pompage SP3 M'sila.

[3] **Manuel opérateur** document de société italien BENTINI

[4] **MASSINISSA DJERROUD** « Identification numérique des paramètres d'amélioration des performances d'une pompe centrifuge: roue, roue-volute et roue-diffuseur » mémoire présenté à l'université du QUEBEC A CHICOUTIMI comme exigence partielle de la maîtrise en ingénierie JUIN 2011.

[5] **Mr. DALI Rachid** « Etude d'un écoulement dans une conduite d'aspiration d'une pompe centrifuge » Mémoire de projet de fin d'étude pour l'obtention du diplôme De Master en Hydraulique Option : Eau, Sol et Aménagement. UNIVERSITE ABOUBEKR BELKAID TLEMCEN

[6] **Mr. HADJADJ-AOUL Mohammed et Mr. KEBIR Mohamed Djebbar.** « Etat des lieux de la station de pompage pour alimentation des pipe-lines région HAOUUD BERKAOUI (HASSI MESSAOUD) Mémoire Pour l'obtention d'un diplôme De Master en GTER»

[7] **OURAGH Youcef** « Ecoulements forcés en hydraulique 1^{ere} partie et 2^{eme} partie».

Bibliographique

[8] Jeau Héng : l'usine nouvelle Série : gestion industrielle Pratique de la maintenance préventive.



Dunod, Paris, 2002 ISBN 210065610.

[9] Calpeda « comment choisir une pompe centrifuge » Fichier PDF.

[10] Document MDF Fourni par la direction régional de Béjaia

[11] KOUILED Slimane et SAYAH Laid « Investigation expérimentale du phénomène de cavitation dans les pompes » En vue de l'obtention du diplôme de Master en Génie Mécanique Option: Maintenance Industrielle

Fiche technique de GEP

 		CLIENT : SONATRACH ACTIVITE TRANSPORT PAR CANALISATIONS DIVISION ETUDES ET DEVELOPPEMENT DIRECTION DES PROJETS	AFF: BC2046 DOC: DS-SP3-05-001 M/R Feuille 1 de 3 REV. 1
POMPES CENTRIFUGES FEUILLES DES DONNEES		PROJET: STATION DE POMPAGE SP3 - M'SILA SITE: M'SILA	
1	APPLICABLE A <input checked="" type="radio"/> OFFRE <input type="radio"/> COMMANDE <input type="radio"/> AS BUILT		REPERE P-301 A/B/C/D/E
2	SERVICE POMPE PRINCIPALE		N° POMPES REQUISES 5
3	CONSTRUCTEUR DAVID BROWN GUINARD PUMPS		EN OPERATION 4
4	TYPE: <input checked="" type="radio"/> HORIZONTAL <input type="radio"/> VERTICAL <input type="radio"/> AUTRE		EN RESERVE 1
5	MODELE ET TAILLE DV17X-6.8.11		OPERATION EN PARALLEL
6	N° DE SERIE N° ETAGES 5		ASPIRATION <input type="checkbox"/> SINGULIER <input checked="" type="checkbox"/> DOUBLE
7	INFORMATION A COMPLETER PAR: <input type="checkbox"/> ACHETEUR <input type="checkbox"/> CONSTRUCTEUR <input checked="" type="checkbox"/> ACHETEUR ET CONSTRUCTEUR		
8	<input checked="" type="radio"/> MOTRICE A MOTEUR <input type="radio"/> MOTRICE A TURBINE <input type="radio"/> AUTRE MOTRICE		
9	REPERE MOTEUR N° MP-301A-E (1)		REPERE TURBINE N°
10	MOTEUR FOURNI PAR		TURBINE FOURNIE PAR
11	MOTEUR ASSEMBLE PAR		TURBINE ASSEMBLEE PAR
12	<input checked="" type="radio"/> LIQUIDE <input type="radio"/> PETROLE BRUT (2)		
13	CONDITIONS OPERATIONNELLES		
14	TEMP. POMPAGE 20 °C		CAPACITE NORMALE 600 m³/h
15	MAX 70 MIN. -5 °C		CAPACITE NOMINALE 550 m³/h
16	DENSITE @ 20 °C 800 kg/m³		CAPACITE MINIMALE m³/h
17	PRESS VAPEUR @ 20 °C 0,75 kg/cm²		PRESSION DE REFOUL. 70,9 kg/cm² g
18	VISCOSITE @ 20 °C 2,15 cP		PRESSION ASP. NORM. kg/cm² g
19	CORROSION / EROSION CAUSEE DE:		MAX. NOMINALE 4,1 kg/cm² g
20	NOTES:		PRESSION DIFFERENTIELLE 66,8 kg/cm² g
21	HAUTEUR MANOMETRIQUE 838 m		NPSH DISPONIBLE > 7 m
22	PUISSANCE HYDRAULIQUE 1100 (3) KW		PRESS. DE PROJET 106,5 kg/cm² g
23	TEMP. DE PROJET 90 °C		CLASSIFICATION DE L'AIRE
24	<input type="checkbox"/> PERFORMANCES		
25	COURBE CARACT. No. P301-a		FLUX MINIMAL CONTINU
26	VITESSE 3560 rpm		THERM. STABLE 210 m³/h
27	EFFICACITE 79,7 %		HAUTEUR MAX 1000 m
28	PUISSANCE NOM. 1375 KW		PUISSANCE MAX 1560 KW
29	Niveau sonore		
30	<input checked="" type="checkbox"/> CONSTRUCTION		
31	TUBULURE	TAILLE	SERIE
32	ASPIRATION	8"	900#
33	REPOULEMENT	8"	900#
34	FACE	LOCATION	CONNEX.
35	RF	Horizontal	DRENAGE
36	RF	Horizontal	EVENT
37	AUTRE		AUTRE
38	<input type="checkbox"/> PRESS. MAX. OPERATIONNELLE @ 30 °C 108,5 Bar(g)		
39	<input type="checkbox"/> ESSAIS HYDRAULIQUE > 163 Bar(g)		
40	TYPE SUPPORT:		
41	<input type="checkbox"/> AXE <input type="checkbox"/> PIEDS		
42	<input checked="" type="checkbox"/> PRES AXES <input type="checkbox"/> PATTE		
43	<input type="checkbox"/> VERTICAL <input type="checkbox"/> EN LIGNE		
44	<input type="checkbox"/> BARIL VERTICAL <input type="checkbox"/> CARTER		
45	PLAN DE JOINT: VOLUTE:		
46	<input checked="" type="checkbox"/> AXIAL <input type="checkbox"/> DIFFUSEUR		
47	<input type="checkbox"/> RADIAL <input type="checkbox"/> ASPIRATION UNIQUE No. BAGUES		
48	<input type="checkbox"/> BARIL <input type="checkbox"/> ASPIRATION DOUBLE		
49	MONTAGE ROUE:		
50	<input checked="" type="checkbox"/> ENTRE PALIERS <input type="checkbox"/> SAILLIE		
51	ROTATION (FACE A L'ACCOUPEMENT)		
52	<input type="checkbox"/> HORAIRE <input type="checkbox"/> ANTI HORAIRE		
53	ROUE: DIAMETER, mm:		
54	NOM. 3175 MAX. 286 MIN. 309		
55	TYPE FERME N° PALES		
56	NOTES: Voir à la page suivante		
57	<input type="checkbox"/> TYPE PALIERS: RADIAL LISSES BUTEE BILLES		
58	<input type="checkbox"/> N° PALIERS RADIAL BUTEE		
59	TYPE LUBRICATION: <input type="checkbox"/> API 614 <input type="checkbox"/> PRESSION <input type="checkbox"/> BARBOTAGE <input type="checkbox"/> BAG. HUILE		
60	<input checked="" type="checkbox"/> API 610 <input type="checkbox"/> GRAISSE <input type="checkbox"/> MEL. HUILE <input type="checkbox"/> IMMER.		
61	<input type="checkbox"/> TRESSSES:		
62	<input type="checkbox"/> CONSTRUCTEUR		
63	TYPE / DIM.		
64	<input type="checkbox"/> ACCOUPLEMENT:		
65	CONSTRUCTEUR		
66	TYPE T LRS		
67	MODEL		
68	ACC. PRES DE MOTEUR, INSTALLE PAR:		
69	<input type="checkbox"/> CONST. POMPE <input checked="" type="checkbox"/> CONST. MOTEUR		
70	<input type="checkbox"/> ACHETEUR		
71	MAT. ETANCHEITE		
72	CONN. <input type="checkbox"/> BALAYAGE <input type="checkbox"/> FLUX		
73	AUX. <input type="checkbox"/> DRENAGE <input type="checkbox"/> EVENT		
74	DATE		
75	EMISSIONS ET REVISIONS		
76	ETABLI	VERIFIE	APPR.

Nomenclature

Nomenclature / Bill of material :		F125192	Pompe / Pump :	DVMX 6.8.11E - 5 STAGES	Révision : 00	
Plan en coupe / Sectional dwg :		F125191	O.C. :	1600094	Date : 20/09/05	
			Projet :	P-296 & P-297	Page : 2 / 6	
Rep Item	Qté Qty	Désignation Description	Plan Drawing	Matière Material	Code article Codification	Rév Rev
105.1	1	1/2 CORPS INF. DVMX6.8.11E 5ET	BOTTOM 1/2 PUMP CASING	F115350D	A216gr.WCB	20016645
105.2	1	1/2 CORPS SUP. DVMX6.8.11E 5ET	TOP 1/2 PUMP CASING	F115350D	A216gr.WCB	20016646
13-18.1	3	FENDEUR A 82X 32X 6	ANTI-SWIRL	F103965	X2CrNiMo17-12-2	70036657
13-18.2	3	FENDEUR B 82X 32X 6	ANTI-SWIRL	F103966	X2CrNiMo17-12-2	70036658
18-2.2	3	PATTE-FIXATION M 8X 47	ANCHORING CLIP	6306548	X2CrNi18-9	70048365
210	1	ARBRE 96X2248 RUNOUT	SHAFT	F11523205	42CrMo4	20016581
212	1	ARBRE INTERMED. DIA42/L6 121	INTERMEDIATE SHAFT	F112793	X30Cr13	70045953
230.1	1	ROUE BAGUEE(IN)317.5X36-48(ASP) P296/7	IMPELLER WITH RING	F103496AP	A743gr.CA-6NM	20016535
230.2	1	ROUE 1 BAGUE IN317.5X36-48(ASP) P296/7	IMPELLER WITH 1 RING	F103496AP	A743gr.CA-6NM	20016547
230.3	1	ROUE BAGUEE(IN)317.5X36-48(REF) P296/7	IMPELLER WITH RING	F103497AP	A743gr.CA-6NM	20016549
230.4	1	ROUE 1 BAGUE IN317.5X36-48(REF) P296/7	IMPELLER WITH 1 RING	F103497AP	A743gr.CA-6NM	20016550
234	1	ROUE ASP BAGUEE 317.5X50-54 5A P-296/7	SUCTION IMPELLER WITH RINGS	F115356AP	A743gr.CA-6NM	20016529
320.3	2	ROUL 7312 60 130X 31	ROLL BEARING, ANGULAR CONTACT	P6A4001	Acier/Cage téle	79000011
350.1	1	CORPS PALIER BUTEE 105/ 370X 210	BEARING HOUSING	F105034N	A352gr.LCB	20016628
350.2	1	C. PALIER RADIAL 105/ 370X 210	BEARING HOUSING	F105035Q	A352gr.LCB	20016632
354	1	CORPS DE BUTEE 145/ 270X 160	THRUST BEARING HOUSING	F105804	A352gr.LCB	70048363
360.1	1	COUVERCL-PALIER 125/ 168X 24	BEARING COVER	F113967	Tu20MV6	70048359
360.2	2	COUVERCL-PALIER 125/ 168X 24	BEARING COVER	F113967	Tu20MV6	70048359
400.1	1	JOINT PLAT PREDEC. DVMX 6.8.11E 5ET	GASKET	F112967-5	SAM-NA603	70050968
400.2	8	JOINT PLAT 22 / 26 X2	FLAT GASKET	PGA2002	SAM-NA601	70012998
400.3	2	JOINT PLAT 27,5/ 32 X2	FLAT GASKET	PGA2002	SAM-NA601	70013156
411.35	1	BAGUE ETANCHEITE B.W. 95/ 125X 16	SEALING GASKET B.W. 95/ 125X 16	F113951J	Métallurgie sur plan	70049491
411.37	2	BAGUE ETANCHEITE B.W. 95/ 125X 16	SEALING GASKET B.W. 95/ 125X 16	F113951J	Métallurgie sur plan	70049491
411.39	1	BAGUE ETANCHEITE B.W. 42/ 100X 16	SEALING GASKET B.W. 42/ 100X 16	F113951A	Métallurgie sur plan	70048361
412.2	2	JOINT TORIQUE 88 X 3	O-RING	PGA2001	FFM (Viton)	70026543
412.7	3	JOINT TORIQUE 192,07X 2,62	O-RING	PGA2001	NBR (Nitrile)	70048511
433	2	GARNITURE MECAN. DVMX 3.43N/HH 6ET.	MECHANICAL SEAL	FGW0222	Métallurgie fournisseur	20016253

Nomenclature / Bill of material :		F125192	Pompe / Pump :	DVMX 6.8.11E - 5 STAGES	Révision : 00	
Plan en coupe / Sectional dwg :		F125191	O.C. :	1600094	Date : 20/09/05	
			Projet :	P-296 & P-297	Page : 3 / 6	
Rep Item	Qté Qty	Désignation Description	Plan Drawing	Matière Material	Code article Codification	Rév Rev
457.1	1	GRAIN DE FOND 115/ 226X 28	GLAND RING	F115200	X30Cr13	70050514
457.2	1	GRAIN DE FOND 115/ 226X 66	GLAND RING	F115201	A743gr.CA-6NM	70050513
501.1	5	BAGUE PLUS.PART. 90/ 101X 8	MULTIPLE RING	F103962	X30Cr13	70024658
502.1	6	BAGUE D'USURE 230/ 226X 25	CASING WEAR RING	F106494	X30Cr13	70030449
502.2	2	BAGUE D'USURE 140/ 226X 28	CASING WEAR RING	F106492	X30Cr13	70030465
503.1	4	BAGUE USURE ROUE 185/ 201X 25	IMPELLER WEAR RING	259920B	X30Cr13	70002531
503.2	2	BAGUE USURE ROUE 125/ 141X 28	IMPELLER WEAR RING	259919B	X30Cr13	70002530
503.3	2	BAGUE USURE ROUE 187/ 201X 25	IMPELLER WEAR RING	F115370B	X30Cr13	70050747
504.1	1	BAGUE-ENTRETOISE 60/ 70X 11	SPACER RING	F103397C	Tu20MV6	70036667
511	1	BAGUE-CENTRAGE 118/ 144X 68	CENTERING RING	F105755	Tu20MV6	70036551
521.1	5	CHEMISE D'ETAGE 96/ 104X 75	STAGE SLEEVE	F103960	X30Cr13	70024655
521.3	1	CHEMISE-ENTRETOI 96/ 104X 69	SPACER SLEEVE	F103961	X30Cr13	70024656
522.1	2	CHEMISE ETRANGL 95,2/ 114,2X 44	THROTTLE SLEEVE	F115202B	X30Cr13	70050512
522.2	1	CHEMISE ETRANGL 96/ 115X 48	THROTTLE SLEEVE	F103959	X30Cr13	70024636
529	1	CHEMISE-PALIER 96/ 139,7X 113	BEARING SLEEVE	F118521A	X30Cr13	20008158
542	1	DOUILLE ETRANGL 115/ 226X 74	THROTTLING BUSH	F106495	A743gr.CA-6NM	70030447
545.1	1	COUSSINET 140/ 226X 114	BEARING BUSH	F106500AP	X30Cr13	70050510
546	2	COUSSINET-ROTULE (DIAMETRE 90)	JOURNAL BEARING	F106398B	Métallurgie fournisseur	70031529
554.1	31	RONDELLE 1,5X41 / 60	WASHER	F103274K	X5CrNiMo17-12-2	70024691
554.10	4	RONDELLE PLATE ZB M 10 C	WASHER	PGA2513	Classe 6	70004406
554.11	1	RONDELLE 11/ 45X 6	WASHER	630904	CuAl9Ni5Fe4	70053874
554.12	3	RONDELLE PLATE ZB M 8 C	WASHER	PGA2513	Classe 6	70004404
554.2	14	RONDELLE 1,5X54 / 82	WASHER	F103274L	X5CrNiMo17-12-2	70021437
554.31	1	RONDELLE DENT DEC B Z-B	SERRATED LOCK WASHER	PGA2514	Acier inoxydable	70022548
554.7	2	RONDELLE PLATE ZB M 16 C	WASHER	PGA2513	Classe 6	70004411
554.9	8	RONDELLE PLATE ZB M 20 C	WASHER	PGA2513	Classe 6	70004415
560.1	2	GOUPIL.CONE.FIL 20X 160	TAPER PIN WITH EXT. THREAD, UNHAR	PGA1507	X29CrS13	70004171

Annexe

Nomenclature / Bill of material :		F125192	Pompe / Pump :	DVMX 6.8.11E - 5 STAGES	Révision : 00		
Plan en coupe / Sectional dwg :		F125191	O.C. :	1600094	Date : 20/09/05		
			Projet :	P-296 & P-297	Page : 4 / 6		
Rep Item	Qté Qty	Désignation Description		Plan Drawing	Matière Material	Code article Codification	Rév Rev
560.2	4	GOUPILLE CONE FIL 10X 65	TAPER PIN WITH EXT. THREAD, UNFIN.	P6A1507	X2CrNi18	70004164	
562.1	2	GOUPILLE CYLIND. B 12 X 26 H9	CYLINDRICAL PIN	P6A1504	X2CrNiMo17-12-2	70007477	
562.2	11	GOUPILLE CYLIND. B X 10	CYLINDRICAL PIN	P67721	X2CrNiMo27-12-2	70003148	
562.3	3	GOUPILLE CYLIND. B 4 X 12	CYLINDRICAL PIN	P6A1504	XC100	70020901	
562.4	2	GOUPILLE CYLIND. B 4 X 30	CYLINDRICAL PIN	P6A1504	XC100	70022817	
562.5	4	GOUPILLE CYLIND. B 6 X 14 H8	CYLINDRICAL PIN	P6A1504	XC100	70021476	
562.6	3	GOUPILLE CYLIND. B 6 X 14 H8	CYLINDRICAL PIN	P6A1504	XC100	70021476	
59-48	2	BRILLE DE PROTEC REF.30013 TRICO	GRAZING	F113670	ZINC	70045969	
603	1	PISTON D'EQUILIB. 96/138X117	BALANCING PISTON	F103880E	X10Cr13	70050187	
605	1	DOUILLE D'EQUILIB 138/ 226X 141	BALANCING BUSH	F106499E	A743gr CA-6NM	70050508	
628.1	4	INDICATEUR NEV.-JT 1 1/4" PD6 CYL	LEVEL INDICATOR	P6A3004	TECHNOPOLYMERE	70013323	
628.2	6	INDICATEUR NEV.-JT 3/4" PD6 CYL	LEVEL INDICATOR	P6A3004	TECHNOPOLYMERE	70047311	
638	2	GRAIS NEV.CONST TRICO(REF.30003)	CONSTANT-LEVEL OILER	F112985	Métallurgie fourmisseur	70045967	
644.1	1	BAGUE DE LUBRIF. 180/ 200X 16	LUBRICATION RING 180/ 200X 16	631744V	CuSn12	20017124	
644.2	1	BAGUE DE LUBRIF. 180/ 200X 16	LUBRICATION RING 180/ 200X 16	631744V	CuSn12	20017124	
644.3	1	BAGUE DE LUBRIF. 124/ 140X 13	LUBRICATION RING	631744T	CuSn12	70036666	
652	1	CHEMISE LUBRIF. 95/ 80X 35	LUBRICATING SLEEVE	630597	Tu20Mv6	70036669	
730.1.1	2	MAMELON CYL.ZB SCH80 1/4"NPT X 4"	LONG NIPPLE	P6A1031	A106gr.B	70031870	
730.1.2	2	MAMELON CYL.ZB SCH80 1/4"NPT X 70	LONG NIPPLE	P6A1031	A106gr.B	70053876	
731.11	2	TE 5.3000 1/4" NPT ZB	TEE	P6A1008	A105	70053875	
831	1	VENTILATEUR HELI 244/ 33X 41	FAN IMPELLER	F103894	NYLON	70011193	
832	1	CAPOT DE VENTIL T9 322X 197	FAN HOOD	F113926	Acier	70048364	
900.1	5	VIS TETE FRAISEE F-K M 8- 16/ 16	COUNTERSUNK HEAD SCREW	P6A1524	Classe A4-50	70049805	
901.2	3	VIS HEXAGO Z-B H M 8- 12/ 12	HEXAGON HEAD SCREW	P6A1502	Classe 6-8	70003174	
902.1	31	GOUJON FILETE M39X4 39X215	STUD	F103275M	SA193gr.B7	70024680	
902.2	8	GOUJON FILETE M52X3 52X241	STUD	F103275N	SA193gr.B7	70024681	
902.3	4	GOUJON FILETE M52X3 52X308	STUD	F103275P	SA193gr.B7	70024682	

Nomenclature / Bill of material :		F125192	Pompe / Pump :	DVMX 6.8.11E - 5 STAGES	Révision : 00		
Plan en coupe / Sectional dwg :		F125191	O.C. :	1600094	Date : 20/09/05		
			Projet :	P-296 & P-297	Page : 5 / 6		
Rep Item	Qté Qty	Désignation Description		Plan Drawing	Matière Material	Code article Codification	Rév Rev
902.4	1	GOUJON FILETE M52X3 52X333	STUD	F103275Q	SA193gr.B7	70024683	
902.5	1	GOUJON FILETE M52X3 52X445	STUD	F103275R	SA193gr.B7	70036595	
903.1	8	BOUCHON CHC ZB 1/2"6AZ	THREADED PLUG	P6A1019	Acier	70013159	
903.10	4	BOUCHON M. TH 1/4" NPT ZB	THREADED PLUG	P6A1007	A105	70053873	
903.2	2	BOUCHON CHC ZB 3/4"6AZ	THREADED PLUG	P6A1019	Acier	70013324	
904.19	6	VIS HC CUVETTE M 6- 6	HEXAGON SOCKET SET SCREW	P6A1528	Classe A4-50	70012994	
904.3	24	VIS HC CUVETTE M 6- 6	HEXAGON SOCKET SET SCREW	P6A1528	Classe A4-50	70012994	
904.5	2	VIS HC TETON L8 M 20- 75	HEXAGON SOCKET SET SCREW	P6A1528	Classe 6-8	70003341	
904.9	4	VIS HC CUVETTE M 8- 16 ZB	HEXAGON SOCKET SET SCREW	P6A1528	Classe 6-8	70003298	
914.1	10	VIS CHC ZB M 16- 50/ 50	SOCKET HEAD CAP SCREW	P6A1525	Classe 8-8	70016850	
914.3	1	VIS CHC M 8- 25/ 25	SOCKET HEAD CAP SCREW	P6A1525	CuAl9Ni5Fe4	70053872	
914.7	8	VIS CHC ZB M 10- 50/ 32	SOCKET HEAD CAP SCREW	P6A1525	Classe 8-8	70003322	
918	4	ANNEAU LEVAGE MALE 6.O.D B L= 15	LIFTING EYE-BOLT (MALE LARGE EYE)	P6A1017	Acier estampé	70013157	
919.1	8	TIGE FILETEE ZB M 20X 170	THREADED ROD	P6A1501	SA193gr.B7	70056636	
919.2	4	TIGE FILETEE ZB M 12X 150	THREADED ROD	P6A1501	SA193gr.B7	70036665	
920.1	31	ECROU BORGNE ZB M 39X4 58X84	CAP NUT	F103794D	SA194gr.2H	70002709	
920.10	2	ECROU HEXAGONAL HH M 16 ZB	HEXAGON NUT	P6A1503	SA194gr.2H	70002716	
920.11	8	ECROU HEXAGONAL HH M 20 ZB	HEXAGON NUT	P6A1503	SA194gr.2H	70002720	
920.12	4	ECROU HEXAGONAL H M 10 Z-B	HEXAGON NUT	P6A1503	Classe 8	70004263	
920.15	1	ECROU A ENCOCHES KM 11	CASTLE NUT	P6A1518	Acier	70002780	
920.16	4	ECROU HEXAGONAL HH M 12 ZB	HEXAGON NUT	P6A1503	Classe 8	70004268	
920.2	14	ECROU BORGNE ZB M 52X3 80X115	CAP NUT	F103794J	SA194gr.2H	70024695	
920.6	1	ECROU A ENCOCHES KM 15	CASTLE NUT	P6A1518	Acier	70002775	
931.1	1	RONDELLE FREIN MB 15	EXTERNAL TAB WASHER	P6A2511	C35E	70002859	
931.4	1	RONDELLE FREIN MB 11	EXTERNAL TAB WASHER	P6A2511	C35E	70002855	
940.1	1	CLAVETTE PARALL. A 22X14X122	KEY A 22X14X122	F103393E5	X6CrNiMoTi17-12	70028456	
940.2	4	CLAVETTE PARAL B 8X 7X 50	PARALLEL KEY	P6A2501	X6CrNiMoTi17-12	70004196	

Annexe

Nomenclature / Bill of material :		F125192	Pompe / Pump :	DVMX 6.8.11E - 5 STAGES	Révision : 00	
Plan en coupe / Sectional dwg :		F125191	O.C. :	1600094	Date : 20/09/05	
			Projet :	P-296 & P-297	Page : 6 / 6	
Rep Item	Qté Qty	Désignation Description	Plan Drawing	Matière Material	Code article Codification	Rév Rev
940.3	1	CLAVETTE PARAL. B 8X 7X 50	PARALLEL KEY P6A2501	X6CrNiMoTi17-12	70004196	
940.4	1	CLAVETTE PARAL. B 8X 7X 50	PARALLEL KEY P6A2501	X6CrNiMoTi17-12	70004196	
940.6	1	CLAVETTE PARAL. B 8X 7X 20	PARALLEL KEY P6A2501	X6CrNiMoTi17-12	70027080	
940.7	1	CLAVETTE PARAL. B 8X 7X 20	PARALLEL KEY P6A2501	X6CrNiMoTi17-12	70027080	
Fin de nomenclature / End of parts list						

CARACTÉRISTIQUES PRINCIPALES

POMPE

Client : SONATRACH
Site : M'SILA - ALGERIE
Repère : P 301 A/B/C/D/E
Service : Pompe principale SP3
N° série de la pompe : P 296 / 297
Type et taille de pompe : DVMX 6x8x11 E
Nombre d'étages : 5
Bride d'aspiration : 8" 900# RF
Bride de refoulement : 6" 900# RF
Produit pompé : pétrole brut
Température de pompage : 20°C
Hauteur différentielle (HMT) (m) : 838
Débit nominal (m³/h) : 600
Pression d'aspiration : 4,1 kg/cm² g
Pression de refoulement : 70,9 kg/cm² g
Densité : 0,800
Vitesse : 3560 t/mn

GARNITURES MECANIQUES

Marque : JOHN CRANE
Type : TSBOPFFSP-1050-F004
Code API : BSAFO/FN

ACCOUPLLEMENT

Marque : METASTREAM (JOHN CRANE)
Type : TLKS-0750-0637

ROTATION (vue de l'accouplement)

CCW

ENSEMBLE PALIERS

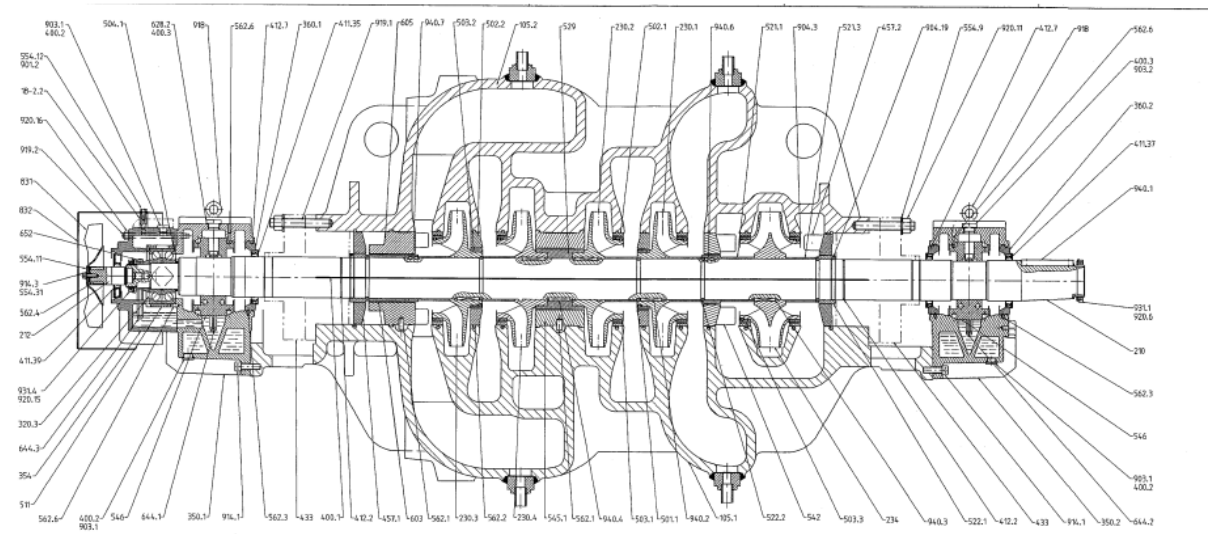
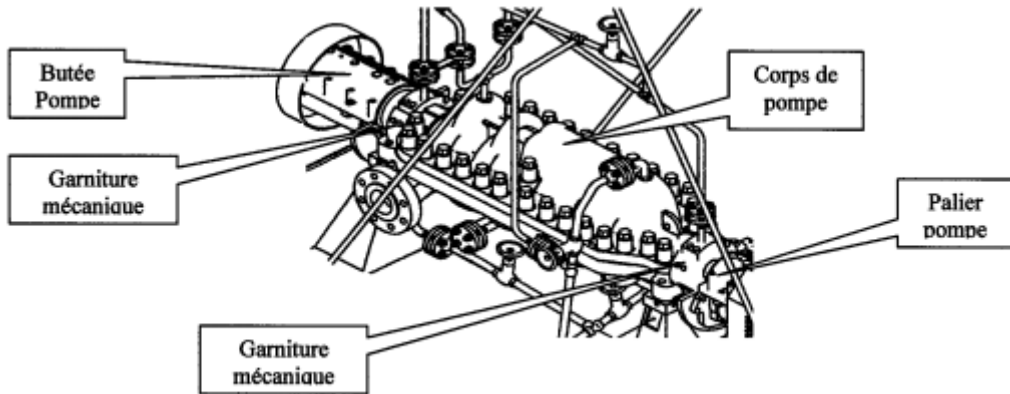
Coussinets lisses en 2 parties sur chaque palier,
2 roulements à contact oblique 7312 côté butée,
Lubrification par bagues de remontée d'huile.

MOTEUR

Fabricant : ASI Robicon (fourniture client)
Type : AD 501 BL
Caractéristiques nominales : 1600Kw – 3560 rpm

Annexe

Schéma descriptif de la pompe GUINARD DVMX 6*8*11



Résumé

تحتل المضخات مكانة هامة في مجال الصناعة وتعتبر من بين الأجهزة الأساسية, من اجل هذا قمنا بدراسة حول مضخة طرد مركزي من نوع DVMX 6*8*11 على مستوى محطة الضخ رقم 03 المسيلة / سونا طراك.

يحتوي هذا العمل على وصف عام و دراسة هيدروليكية على مضخة طرد مركزي تستعمل في نقل النفط الخام عبر الأنابيب, و في ضل الدراسة استطعنا أن نعرف تصرف هذه المضخة و التحصل على مختلف النتائج كالارتفاع والقدرة والمردود بدلالة التدفق.

Les pompes occupent une place très important dans le domaine industriel et parmi les équipements essentiels. Pour cela on a fait une étude sur une pompe centrifuge de type DVMX 6*8*11 au niveau de la station de pompage N°3 M'sila / SONATRACH.

Ce travail comporte une description générale et une étude hydraulique sur une pompe centrifuge qui utilisé pour le transport de pétrole brut par canalisation. Au cours d'étude, nous avons la possibilité de connaître le comportement de cette pompe et d'obtenue les différents résultats à savoir, la hauteur manométrique, la puissance, le rendement, en fonction de débit.

Mots clés :

Pompes, Machines tournants, Pompe GUINARD DVMX, Cavitation, Vaporisation, La poussé axiale.