

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET
POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA
RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE KASDI MERBAH – OUARGLA
FACULTE DES HYDROCARBURES & DES ENERGIES RENOUVELABLES &
DES SCIENCES DE LA TERRE & DE L'UNIVERS
DEPARTEMENT DE FORAGE & MECANIQUE CHANTIER PETROLIER



Mémoire

MASTER PROFESSIONNELLE

Filière : Forage

Présenté par :

Bala Abdesselam

Bezai Abdelhamid

Belfar Mohamed lamine

Thème

**ETUDE ET DIMENSIONNEMENT DE LA POMPE A
BOUE TRIPLEX BMPT-1600-ACR-7.5“X12“**

Devant le jury composé de :

			Président	UKM Ouargla
			Examineur	UKM Ouargla
M ^{me}	Y Rzaiguiya	MAA	Encadreur	UKM Ouargla

**Année Universitaire :
2015/2016**

Remerciements



Remerciements

Mes remerciements vont tout d'abord à Dieu le tout puissant pour la volonté, la santé et la patience qu'il m'a donné pour terminer mon travail.

Un grand merci à notre encadreur Y.RZAIGUIYA pour m'avoir suivi durant mon travail dans le cadre de ce mémoire, pour ses conseils précieux, pour sa disponibilité et la compétence de son encadrement.

Nous remercions tous les membres de jury président du jury avec notre profonde gratitude de l'intérêt qu'ils ont porté à ce travail et pour avoir accepté de le juger.

Mes remerciements s'adressent aussi à l'ensemble des employeurs de chantier Enafor 24.

Un grand merci à l'ensemble des enseignants de département de forage et mécanique de chantier pétrolier.

Un grand merci à tous les esprits ouverts qui ont contribué, de loin ou de près, à la réalisation de ce travail.

Liste Des Figures

Listes des figures

N° Figure	Titre	N° page
Figure (I-1)	Types des Pompes	2
Figure (I-2)	schéma d'une pompe centrifuge	3
Figure (II-1)	Pompe à boue	4
Figure (II-2)	Partie Mécanique	9
Figure (II-3)	Le Bâti	11
Figure (II-4)	couple d'engrenage	11
Figure (II-5)	Arbre grande vitesse	12
Figure (II-6)	Arbre petite vitesse	12
Figure (II-7)	Bielle manivelle.	13
Figure (II-8)	Crosse et sa rallonge	13
Figure (II-9)	Roulement des bielles	14
Figure (II-10)	Système d'entraînement	15
Figure (II-11)	Système de lubrification	15
Figure (II-12)	Le corps hydraulique.	16
Figure (II-13)	Chemise	16
Figure (II-14)	Clapets et leurs sièges	17
Figure (II-15)	Le piston et la tige de piston	17
Figure (II-16)	Système de refroidissement	19
Figure (II-17)	Systèmes de sécurité de la pompe	19
Figure (II-18)	Grue	19
Figure (III-19)	Principe de fonctionnement de la pompe a boue	20
Figure (III-1)	Mécanisme bielle- manivelle	34
Figure (III-2)	Variation de débit instantané de la pompe triplex à simple effet	36
Figure (III-3)	Amortisseur de pulsations	37
Figure (VI-1)	Types de maintenance	46
Figure(VI-2)	Organigramme de réparation de la pompe	58

Liste Des Tableaux

Liste des tableaux

N° Tableau	Titre	N° page
Tableau (II-1)	identification de la pompe	10
Tableau (II-2)	Spécification de la pompe	10
Tableau (III-1)	Données de départ	26
Tableau (III-2)	Calcul de perte de charge totale pour les trois phases de forages	30
Tableau (III-3)	Résultats de calcul des caractéristiques de la pompe	32
Tableau (VI-1)	Maintenance préventive de la pompe a boue	50
Tableau (VI-2)	Pannes de la pompe à boue et leurs remèdes	52

Sommaire

Remerciements	I
Listes des figures	II
Listes des tableaux.....	III
Nomenclatures	IV

Sommaire

<i>Introduction générale</i>	1
------------------------------------	---

Chapitre I : Généralités sur les pompes

I.1 Définitions sur les pompes	2
I.2 Rôle de la pompe	2
I.3 Classification de pompe	2
I.3.1. principe de fonctionnement des turbopompes.....	2
I.3.2. Pompes volumétriques	4
I.3.3. Principe de fonctionnement.....	5
I.3.3.1. pompes volumétriques rotatives	6
I.3.3.2. Pompes à engrenages extérieurs	7
I.3.3.3. Pompes volumétriques alternatives.....	8

Chapitre II : Etude technologique de la pompe à boue BMPT-1600-ACR-7.5“x12“;

II.1. Introduction	9
II.2. Description de la pompe à boue	9
II.2.1. Fiche Technique de la pompe BMPT-1600-ACR-7.5“x12“	10
II.2.2. construction de la pompe à boue BMPT-1600-ACR-7.5“x12“	11
II.2.2.1. Partie Mécanique	12
II.2.2.2. Partie hydraulique	16

II.3.	Annexes de la pompe à boue	18
II.4.	Principe de fonctionnement et débit instantané	19
II.5.	Particularités d'alimentation	21

Chapitre III: Calcul de la pompe à boue BMPT-1600-ACR-7.5"x12";

III.	Choix et vérification de la pompe	23
III.1	Choix de la pompe.....	23
III .2	Calcul des pertes de charge.....	24
III.3	Calcul de la puissance mécanique	30
III.4	Calcul de la puissance hydraulique pour chaque phase	31
III.5	Calcul de vérification de la pompe	32
III.5.1	Calcul hydraulique	32
III .5 .2	Calcul mécanique	38

Chapitre IV : Exploitation et maintenance de la pompe à boueBMPT-1600-ACR-7.5"x12";

IV.1	Introduction	45
IV.2	Définition de la maintenance.....	45
IV.3	But de la maintenance	45
IV.4.	Les différents types de maintenance	46
IV.5	Les opérations de la maintenance préventive	47
IV.6	L'exploitation de la pompe à boue BMPT-1600-ACR-7.5"x12";	47
IV.7	Opérations de réparation de la pompe à boueBMPT-1600-ACR-7.5"x12":.....	56
Conclusion	62

Références bibliographiques

Nomenclatures

Nomenclatures

Symbole	Désignation	Unité
A	aire totale des duses	[in ²]
B	coefficient correspond à la boue en circulation	
C	coefficient d'orifice	
C	course de piston	
D	diamètre intérieur garniture	[in]
Di	diamètre intérieur de la chemise	[m]
D₀	diamètre extérieur annulaire	[in]
d	Masse volumique de la boue	[kg/ l]
d_t	Diamètre de la tige.	[m]
F_p	Force du piston	[N]
F_f	Force de frottement du piston	[N]
K	Coefficient pour les pompes triplex	K= 25,4
L_p	Longueur du piston	[m]
N	nombre des coups par minute,	n =120 [coups/min]
P_{mec}	la puissance d'entrée des pompes	[KWH]
P_{max}	Pression maximal de service	[bars]
P_{hy}	puissance hydraulique	[P]
P_{ref}	la pression de refoulement	[KPa]
Q_i	débit de la boue de chaque phase	[m ³ /s]
Q_r	le débit réel mesuré	[L/min]
R	Rayon de la manivelle.	[m]
S	Section transversal du piston :	[m ²]
V	vitesse du piston	[m/s]
ω	La vitesse angulaire de la manivelle.	[tour/min]
λ	L'élongation de la tige	
η_m	rendement mécanique interne de la pompe	

Introduction

générale

Introduction générale :

Mondialement le pétrole et le gaz constituent la plus importante source d'énergie de notre époque. Le forage a trois paramètres essentiels (Poids sur l'outil, Rotation de l'outil, Injection d'un fluide) dont la boue est l'un de ces derniers; par conséquent la pompe est une pièce maîtresse dans l'opération de forage; d'où l'importance de notre sujet : Etude et dimensionnement d'une pompe à boue **BMPT-1600-ACR-7.5“x12“**.

Dans le domaine du forage pétrolier, où les risques sont majeurs et les capitaux sont énormes, le rôle de la pompe à boue est décisive. La circulation de boue nécessite un matériel robuste comme la pompe à boue (la pompe volumétrique) pour assurer la pression et le débit nécessaires.

Durant notre étude pratique sur chantier(ENF24), nous avons constaté une fréquence anormale de panne de pompe à boue qui monte à (4 pannes/mois) ce qui se répercute par une usure rapide de pièces vivantes et une perte de temps excessive, par conséquent une augmentation du coût de forage.

Pour solutionner ce problème on suggère le plan de travail suivant:

- ✓ **Chapitre I:** Généralités sur les pompes;
- ✓ **Chapitre II:** Etude technologique de la pompe à boue **BMPT-1600-ACR-7.5“x12“**;
- ✓ **Chapitre III :** Calcul de la pompe à boue **BMPT-1600-ACR-7.5“x12“**;
- ✓ **Chapitre IV :** Maintenance et exploitation de la pompe à boue **BMPT-1600-ACR-7.5“x12“**;

Chapitre I :

Généralités

sur les

Pompes

I.1. Définitions sur les pompes:

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

La pompe est destinée à élever la charge du liquide pompé. La charge ou l'énergie est la somme de trois catégories d'énergie :

- Energie cinétique ;
- Energie potentielle ;
- Energie de pression.

C'est donc un appareil qui génère une différence de pression Δp entre l'entrée et la sortie de la machine. L'énergie requise pour faire fonctionner une pompe dépend :

- des propriétés du fluide : la masse volumique, la viscosité dynamique ;
- des caractéristiques de l'écoulement : la pression, la vitesse, le débit Volume, la hauteur ;
- des caractéristiques de l'installation : la longueur des conduites, le diamètre et la rugosité absolue. [1]

I.2. Rôle de la pompe:

La pompe est une machine qui fournit de l'énergie à un liquide pour le déplacer d'un niveau à un autre, on peut l'utiliser pour:

- Transférer le liquide d'un réservoir situé à un certain niveau vers un réservoir situé à un niveau plus élevé ;
- Transférer le liquide d'un réservoir à une certaine pression vers un autre réservoir à une pression plus grande.

Augmenter la quantité de liquide qui traverse une conduite d'une autre manière, et de point de vue physique la pompe transforme l'énergie mécanique de son moteur d'entraînement en énergie hydraulique «de pression, potentiel, cinétique». [1]

I.3. Classification des pompes:

Les pompes se subdivisent en deux catégories principales, et chacune d'entre elles se subdivisent en d'autres types ou catégories secondaires. Selon le schéma suivant:

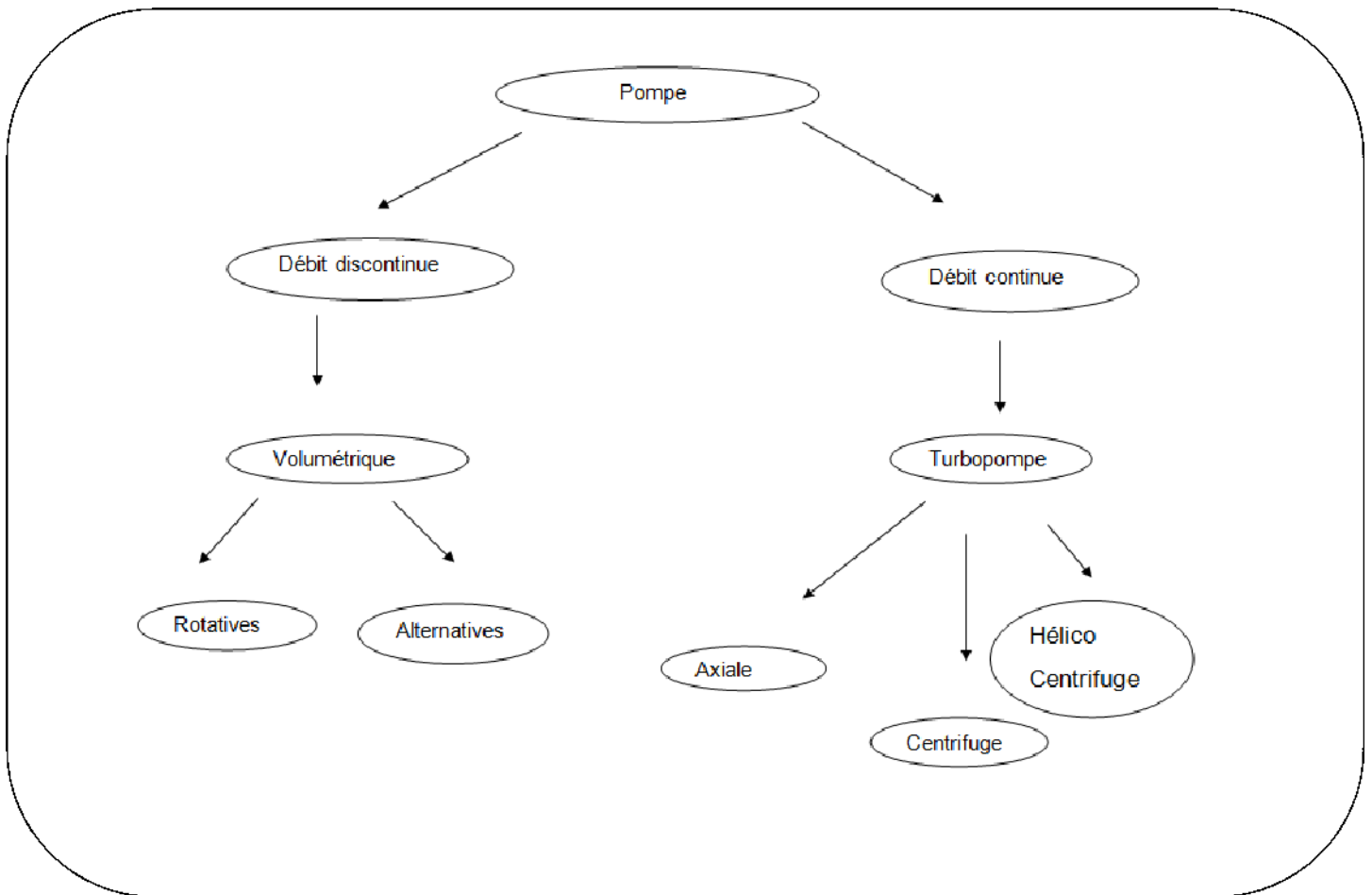


Figure (I.1): Types des Pompes

I.3.1. Principe de fonctionnement des turbopompes:[2]

Les turbopompes sont actuellement parmi les plus employées des pompes. Les Principales raisons de ce choix sont les suivantes :

Ces appareils étant rotatifs et ne comportant aucune liaison articulée, leur Entraînement par un moteur électrique ou à combustion interne, ne présente Aucune difficulté.

L'encombrement de la turbopompe est environ huit fois moindre que celui des Pompes volumétriques, et peut être encore réduit en adoptant une disposition à axe vertical.

Ce moindre encombrement et un poids plus faible permettent de réaliser d'appréciables économies sur les bâtiments abritant les installations.

De plus, les frais d'entretien d'une turbopompe sont peu élevés.

Suivant le type de rotor et son mode d'action, on distingue dans la catégorie des Turbopompes, les trois principaux types sont :

- Les pompes centrifuges ;
- Les pompes hélices ou radiales ;
- Les pompes hélico-centrifuges ou semi-axiales.

Les pompes centrifuges sont constituées fondamentalement de :

- Un distributeur ;
- Un rotor ou une roue.

Pratiquement, leur fonctionnement se résume en trois étapes :

- L'aspiration : assurée et facilitée par le distributeur ; la vitesse du fluide entrant augmente alors que la pression diminue ;
- L'accélération : assurée par le rotor ; la rotation de la roue augmente la vitesse du liquide et les forces centrifuges augmentent la pression ; et
- Le refoulement : assurée par le diffuseur ; la vitesse diminue et la pression augmente, l'énergie cinétique est donc convertie en énergie de pression.

I.3.2. Utilisation:

Ce sont les pompes 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:

- Utilisation des 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); et
- Utilisation comme pompe doseuse: la nécessité de réaliser des dosages précis instantanés risque d'entraîner la pompe en dehors de ses caractéristiques optimales.

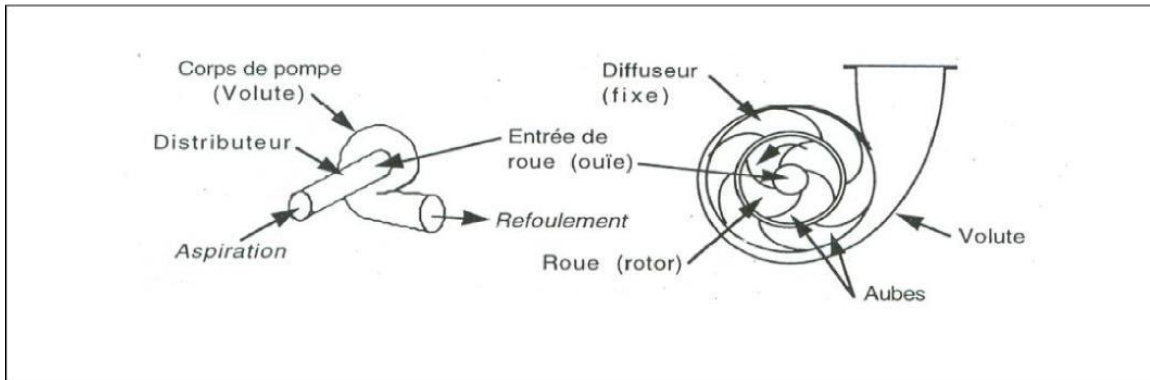


Figure.(I.2): schéma d'une pompe centrifuge [3]

I .3.3. Les pompes volumétriques : [4]

Ce sont des pompes à l'intérieur desquelles une transformation d'énergie mécanique en énergie de pression est assurée par un refoulement périodique du liquide. L'énergie de pression est assurée par un refoulement périodique du liquide de la chambre d'aspiration à celle du refoulement à l'aide d'un piston, vis; engrenage et palette.

On distingue deux catégories de pompes volumétriques :

- Les pompes rotatives ;
- Les pompes alternatives.

I.3.4.Principe de fonctionnement:[4]

Une pompe volumétrique se compose d'un corps de pompe parfaitement clos, à l'intérieur duquel se déplace un élément mobile rigoureusement ajusté. Leur fonctionnement repose sur l'exécution d'un mouvement cyclique, et pendant un cycle, un volume déterminé de liquide pénètre dans un compartiment avant d'être refoulé à la fin.

Ce mouvement permet le déplacement du liquide entre, l'orifice d'aspiration, et l'orifice de refoulement. On peut distinguer deux grandes classes correspondant à deux principes de fonctionnement : les pompes volumétriques rotatives ou alternatives.

Les pompes volumétriques sont généralement auto-amorçantes. Dès leur mise en route elles provoquent une diminution de pression en amont, qui permet l'aspiration du liquide. Il est nécessaire, néanmoins d'examiner la notice du fabricant. Les pompes volumétriques

permettent d'obtenir des hauteurs manométriques totales beaucoup plus élevées que les pompes centrifuges.

La pression au refoulement est, ainsi plus importante. Le débit est par contre généralement plus faible, mais il ne dépend pratiquement pas des caractéristiques du réseau. Le rendement est souvent voisin de 90%.

I.3.4.1. Pompes volumétriques rotatives:

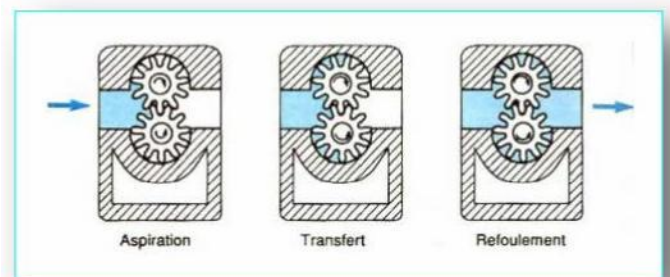
Ces pompes sont constituées par une pièce mobile animée d'un mouvement de rotation circulaire autour d'un axe, qui tourne dans une enveloppe (le corps) et crée le mouvement du fluide pompé par déplacement d'un volume depuis l'aspiration jusqu'au refoulement.

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

I.3.4.2 Pompes à engrenages extérieurs : [5]

Ce type de pompe comporte un grand nombre de variantes qui diffèrent entre elles soit par la disposition, soit par la forme des engrenages. Dans tous les cas, le principe consiste à aspirer le liquide dans l'espace compris entre deux dents consécutives et à le faire passer vers la section de refoulement. Les pompes à engrenages peuvent avoir une denture droite, hélicoïdale, ou à chevrons.

Cette dernière solution présente l'avantage de rendre le mouvement plus uniforme. Ces pompes peuvent tourner vite (2 000 à 3 000 tr/min), elles sont relativement silencieuses et permettent d'atteindre des pressions moyennes au refoulement de l'ordre de 20 à 50 bar. Par contre, elles nécessitent d'avoir quatre coussinets, et deux ou quatre boîtiers d'étanchéité suivant le principe d'entraînement des engrenages. Enfin, elles n'admettent pas le passage de particules solides sous peine de destruction totale.



I.3.4.3 Pompes volumétriques alternatives:[5]

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

I.3.4.3.1 Pompes à piston :

Elles peuvent être à simple effet et, dans ce cas, le piston n'a qu'une seule phase active (premier temps : aspiration, deuxième temps : refoulement) sur les deux que comporte le cycle.

Elles peuvent être à double effet et, dans ce cas, le piston est actif dans les deux phases, celles-ci étant à la fois phase d'aspiration et phase de refoulement. Cela permet un débit près de deux fois plus important et une régularité plus grande dans le refoulement.

On peut également associer plusieurs pompes à simple ou à double effet en les calant de manière à ce que leurs mouvements respectifs s'accordent harmonieusement. On arrive dans ce cas à augmenter nettement le débit et surtout sa régularité. Ces pompes ont généralement un fort pouvoir d'aspiration, et surtout permettent d'obtenir des pressions élevées.

I.4 .type de pompe pour différents liquides:[6]

I.4.1.Pompes pour liquide chauds:

Ce type de pompes est caractérisé par le fait que les clapets sont éloignés par rapport au cylindre. Le liquide chaud est aspiré et refoulé ici par les colonnes du même liquide qui est refroidi dans les conduites .le liquide chaud ne peut pas pénétrer dans le cylindre. Généralement, on utilise des clapets à billes dans ces pompes, elle est appelée aussi pompes à piston fluide.

I.4.2.Pompes pour les liquides abrasifs :

Dans ce cas, on tache aussi d'isoler les parties du liquide abrasif qui a les Inconvénients suivants :

- Usure rapide des parties mobiles du contacte avec les joints ;
- Forces des frottements élevées qui occasionnent les pertes mécaniques non négligeables.
- Les constructions de ces pompes sont les suivantes:
 - Pompe à boue ;
 - Pompe à diaphragme isolant ;
 - Pompe à débit dosable ;
 - Pompes noyées.

I.5. Les Avantages et inconvénients

1 .5 .1 les pompes centrifuges

Avantages et inconvénients	
Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> •Machine de construction simple nécessite peu d’entretien •Prix d’achat modéré, coût de maintenance faible •Bon rendement (70% à 80%) •Adaptées à toute sorte de liquide •Vitesse de rotation allant de 750 à 3000 tours/min, donc facilement entraîné par un moteur électrique. 	<ul style="list-style-type: none"> • Impossible de pomper des liquides trop visqueux (les roues tournent sans entraînés le fluide) • Production d’une pression différentielle faible (0,5 à 10 bars) • La pompe ne s’amorce pas d’elle-même

1.5.2 Les pompes volumétriques rotatives :

Avantages et inconvénients	
Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> • Débit régulier. • Possibilité d'adjoindre un by-pass. • Pompe réversible. Un seul boîtier d'étanchéité. Étanchéité par tresse ou garniture mécanique. Possibilité d'un enveloppe de réchauffage. Seulement deux pièces en mouvement. 	<ul style="list-style-type: none"> • Porte-à-faux du rotor sur l'arbre. • Surtout pas de particules solides. • Vitesseset durée de vie fortement diminuées avec les produits abrasifs. • Maintenance assez difficile.

1.5.3 Les pompes volumétriques alternatives:

Avantages et inconvénients	
Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> • Pas de pièces en rotation. • d'où simplification de l'étanchéité. • fonctionnement sec sans dommage. • bon rendement ($\geq 90\%$). 	<ul style="list-style-type: none"> • Débit saccadé à fortes pulsations. • Vitesses assez faibles. • Accepte des viscosités assez faibles.

Chapitre II :
Etude Technologique
de la Pompe à boue
BMPT-1600-ACR-
7.5“x12“

II.1. Introduction:

Dans le forage, la pompe à boue est l'élément principal du système de circulation, qui a pour rôle d'assurer la circulation de la boue de forage nécessaire avec un débit et pression de refoulement pour réaliser le forage des puits.

Les pompes de forage les plus utilisées dans les chantiers sont les pompes à piston triplex à simple effet.

Dans ce chapitre nous présentons la construction et le principe de fonctionnement de la pompe triplex à simple effet BMPT-1600-ACR-7.5“x12“.

II.2. Description de la pompe à boue : [7]

C'est une pompe volumétrique alternative à piston à mécanisme bielle-manivelle, de type triplex à simple effet, pour ce type les manivelles sont décalées à 120°, et le nombre de clapet est de 6 (3 à l'aspiration et 3 au le refoulement).

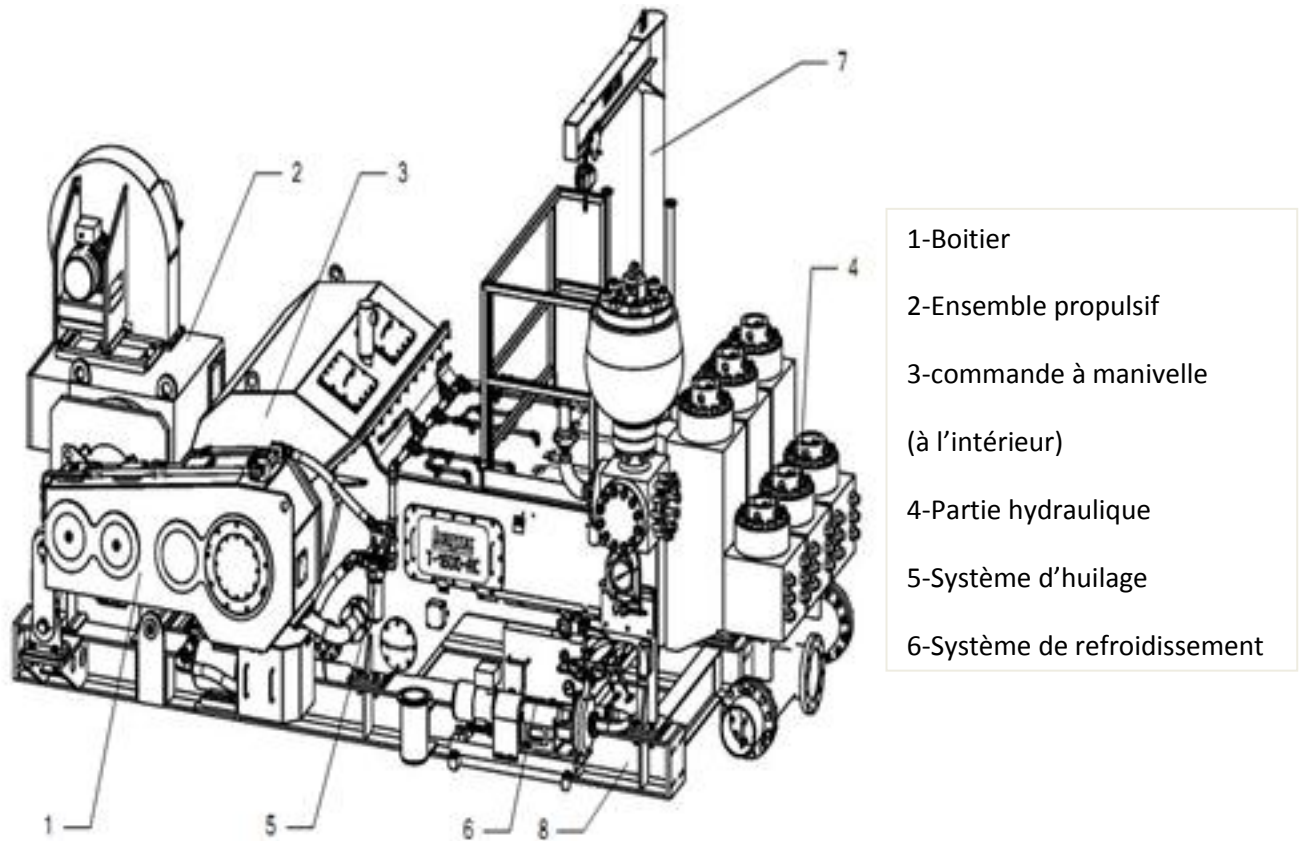


Figure (II-1) : Pompe à boue

II.2.1.Fiche Technique de la pompeBMPT-1600-ACR-7.5“x12“

Tableau (II-1) : Identification de la pompe

Désignation	Pompes à boue
Type	Pompe triplex simple effet
Modèle	F-1600L
N° de série	BZ13-087L
Date de la mise en service	14/03/2013
BMPT1600	1600 puissance en cheval
AC	courant alternative
R	Montage arrière
7.5“	Taille de piston maximale
12“	Longueur de course

Tableau (II-2) : Spécification de la pompe

Dimension de la pompe (Max. Chemise Inche Course)		7 1/2 X 12
Dimension des chemises	Inche	7,6³/₄,6¹/₂,6¹/₄,6,5³/₄,5¹/₂
Pression maximal	Mpa	35
puissance d'entrée nominale	Kw-HP	1160-1600
Capacité d'huile	Litre-gallon	379-100
Rapport de décharge, Cross	psi	5000
Action d'un piston	Coup/min	120
Poids net	kg	25892
Longueur, Largeur, Hauteur	mm	4876, 2413, 2038

II.2.2. Construction de la pompe a boue BMPT-1600-ACR-7.5“x12“: [8]

Comme toutes les pompes à piston triplex à simple effet, la pompe **BMPT-1600-ACR-7.5“x12“** est constituée de deux parties principales :

- La partie mécanique qui sert à transformer le mouvement de rotation au mouvement de translation alternatif communiqué au piston ;
- La partie hydraulique est l'ensemble de tous les éléments qui permettent la circulation du fluide de forage.

II.2.2.1. Partie Mécanique : [8]

La partie mécanique de la pompe à boue représente la partie la plus importante de la valeur d'achat, elle doit être robuste, et permettre une longue période de service sans entretiens importants en dehors de la lubrification, elle se compose des sous –ensembles suivants

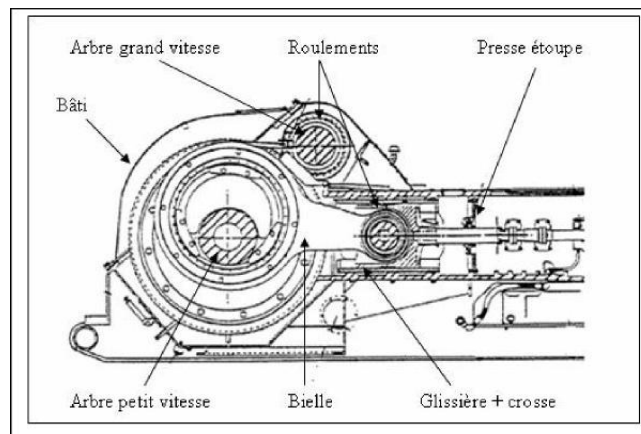
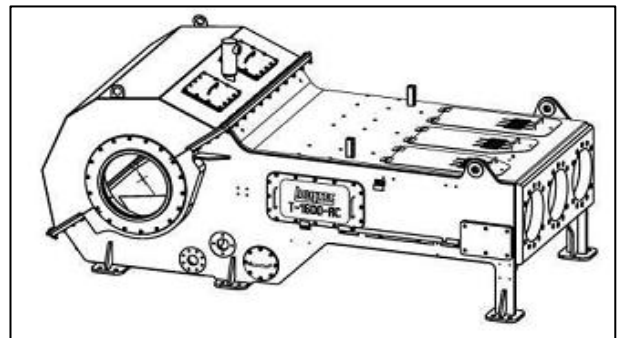


Figure (II.2) : Partie Mécanique

II.2.2.1. a. Le Bâti :

Le bâti d'engrenages est une construction à la soudure en modules en acier de haute résistance. Le skid et le bâti sont généralement intégrés. Le bâti sert de carter pour l'huile de graissage où la lubrification est réalisée par barbotage. Il doit, donc être étanche et permettre un contrôle rapide du niveau, et une vidange facile de l'huile. L'étanchéité, côté rallonge de crosse est assurée par un boîtier de presse-étoupe et son joint.



Figure(II.3) : Le Bâti

II.2.2.1. b. Couple d'engrenage :

- arbre grande vitesse (arbre d'attaque de la pompe) ;
- arbre petite vitesse (arbre manivelle).

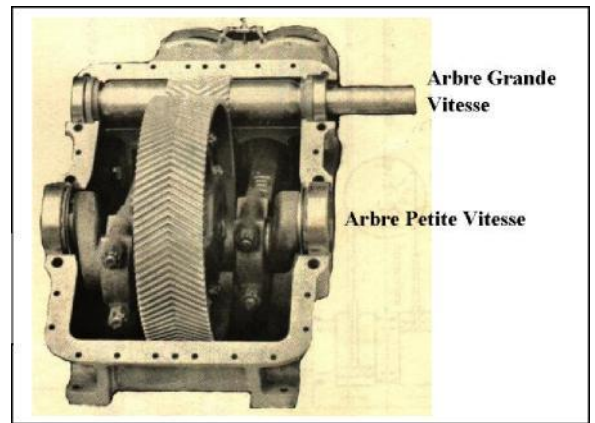


Figure (II.4): couple d'engrenage [3]

II.2.2.1. b.1. L'arbre grand vitesse :

C'est l'arbre d'entraînement de la pompe, celui sur lequel sont accouplés les moteurs d'entraînement.

Cet arbre est supporté par deux paliers à roulements et entraîne par l'intermédiaire du pignon à denture chevrons la roue dentée de l'arbre petite vitesse (vilebrequin).

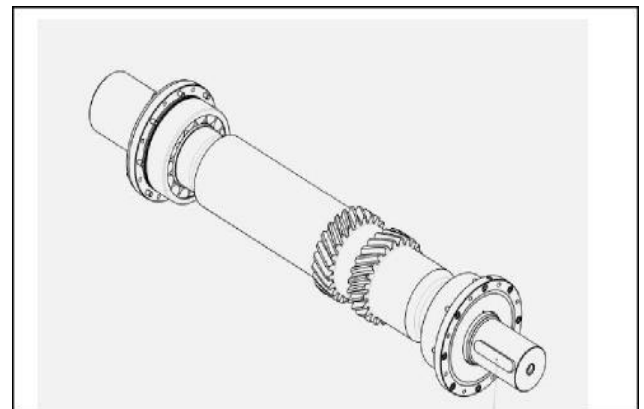


Figure (II.5) : Arbre grande vitesse [3]

II.2.2.1.b.2 Arbre petite vitesse :

Cet arbre a une forme coudée (excentrique)

Pour permettre le décalage des courses des pistons dans les chemises, de 120° pour les pompes triplex.

La structure rigide du vilebrequin garantit une marche tranquille et un bon engrènement au pignon d'arbre de cor

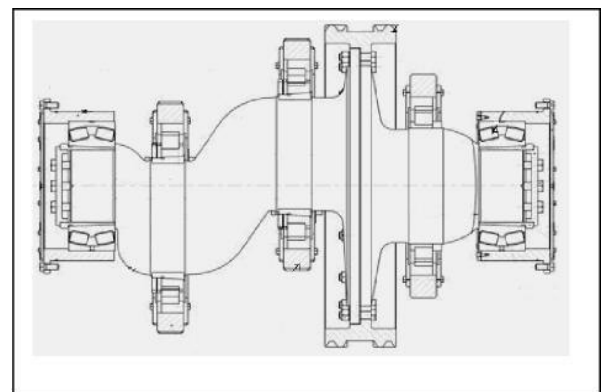
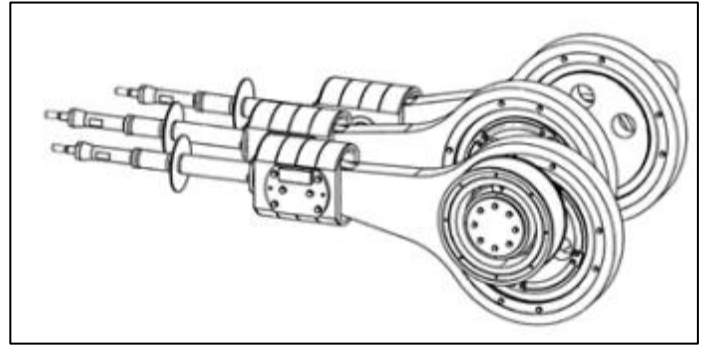


Figure (II-6) : Arbre petite vitesse [3]

II.2.2.1.c. Système bielle manivelle :

Il comprend généralement :

- les manetons ou excentriques, calés sur ;
- l'arbre manivelle à 120° ;
- les bielles qui relient les manetons aux crosses, et glissent entre deux coulisseaux en forme de tuile ;
- les crosses, qui sont les guides du mouvement rectiligne alternatif, reçoivent les rallonges de crosse sur lesquelles on fixera les tiges des pistons de la partie hydraulique ;
- La rallonge de crosse passera à travers un joint spi, qui a pour but d'éviter la sortie d'huile du carter, et l'entrée de la boue, ou d'eau à l'intérieur de ce carter ;
- Les frottements internes des organes mécaniques de la pompe absorbent une partie de la puissance transmise à la pompe. C'est pour cela que le rendement mécanique est d'environ 0,9.



Figure(II.7) : Bielle manivelle.

II.2.2.1.d La crosse et la rallonge de crosse :

La rallonge de crosse est vissée à la crosse et suit son mouvement. La rallonge de crosse a deux fonctions principales, Elle entraîne la tige de piston et forme l'étoupage de la chambre d'engrenages par rapport au bout liquide par la presse-étoupe de la rallonge de crosse qui grâce à ses joints spéciaux et canaux de retour d'huile, permet un étoupage parfait.

La rallonge de crosse est reliée à la tige de piston par un accouplement à raccord rapide formé de deux pièces.

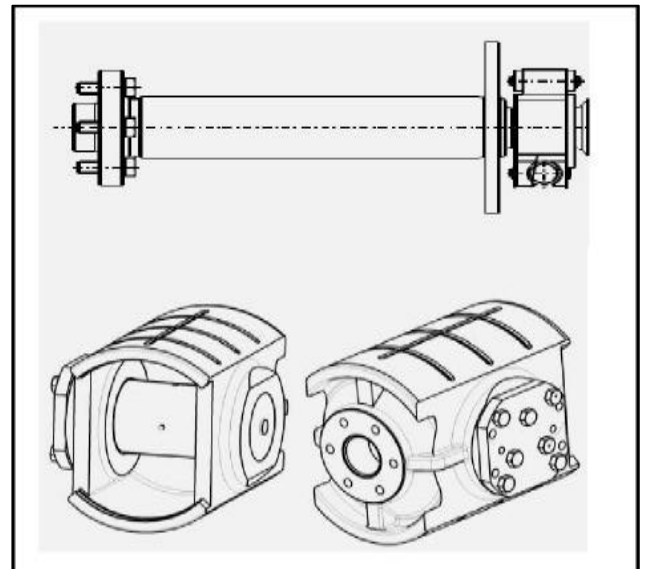


Figure (II.8) : Crosse et sa rallonge [3]

II.2.2.1. e. Les roulements :

II.2.2.1.e. 1. Les roulements des bielles :

Sont des roulements à rouleaux cylindriques jointifs, ils supportent des charges radiales, axiales élevées et importantes.

- fiabilité des fonctions accrue ;
- durée de service prolongée.



II.2.2.1.e.2 Les roulements des crosses :

Ils Sont des roulements à aiguilles, qui ont les avantages suivants :

- roulements de très faible section dotée d'une capacité de charge
- relativement élevée ;
- utilisation sans bagues intérieures ;
- assurent un montage optimal lorsqu'on peut tremper et rectifier les arbres ;
- ils sont peu encombrants radialement ; et
- ils supportent uniquement la charge radiale.

Figure (II.9): Roulement des bielles [9]

II.2.2.1.e.3 Les roulements de l'arbre grand vitesse :

Ils sont des roulements à rotule sur rouleaux, et possèdent les avantages suivants :

- fonctionnement à faible température, et à vitesse relativement élevée ;
- supporter des charges relativement importantes ;
- grande longévité.

II.2.2.1e. 3 Les roulements de l'arbre petit vitesse (vilebrequin) :

Les Roulements à rouleaux coniques, ils ont les avantages suivants :

- frottement largement réduit ;
- capacité de charge accrue.

II.2.2.1f. Système d'entraînement:

La pompe est entraînée par deux moteurs électriques, Chaque moteur transmet sa puissance via un système d'entraînement à chaînes multiples sur l'arbre de commande principal. Ce dernier, complet avec pignon, se trouve via un engrenage à denture chevronnée en engagement direct au vilebrequin, La denture chevronnée permet une haute charge des dents dans le train d'engrenages entre arbre de commande et vilebrequin.



Figure (II.10) : Système d'entraînement

[3]

II.2.2.1 .g. Système de lubrification :

La longévité d'une pompe dépend de son mode de graissage, et de la qualité de lubrifiant. La pompe à boue triplex **BMPT-1600-ACR-7.5“x12“** est munie d'une pompe à pignon à l'intérieur du carter. Cette pompe aspire l'huile de graissage (**TASSILIA 90**) du carter, et la refoule vers les organes à graisser (roulement, palier, glissière...etc.). La pompe de graissage est entraînée directement par la transmission de mouvement de rotation de la couronne, ainsi l'huile de graissage est acheminée dans la conduite à travers un filtre cartouche.

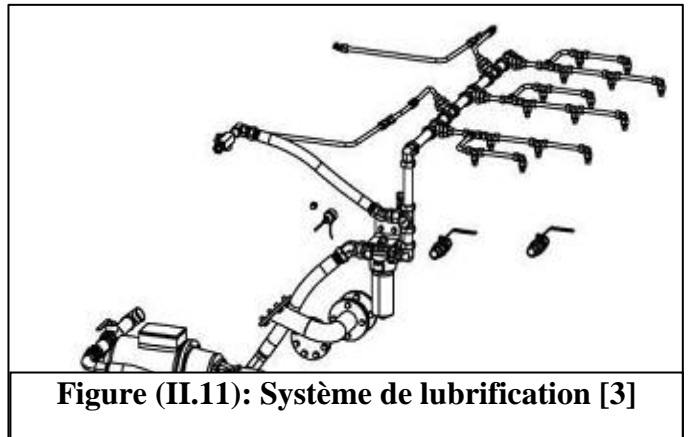


Figure (II.11): Système de lubrification [3]

La transmission nécessite aussi une intensité de lubrification suite au travail des chaînes, et des pignons. Sa lubrification se fait à partir d'une pompe à pignon entraînée par un moteur électrique.

Cette pompe aspire l'huile (**TASSILIA 140**) à partir des cages (carters) des chaînes, et la refoule au-dessus des pignons, et au-dessus de la partie supérieure des chaînes.

Le carter de chaînes est muni d'un orifice fermé par un bouchon permettant de contrôler le niveau d'huile (indicateur de niveau).

II.2.2.2. Partie hydraulique:[9]

Ces pompes comportent trois cylindres. Elles sont à simple effet (la boue est aspirée et refoulée par un seul côté du piston). Chaque cylindre est composé:

II.2.2.2. a. Le corps hydraulique :

Il est en acier moulé, fixé sur le skid et au carter de la partie mécanique de la pompe, il sert de logement, pour les pièces d'usure, la chemise, clapets et les tiges des pistons.

Le corps est obturé par des couvercles filetés et des portes des couvercles boulonnés à la partie supérieure où l'on trouve un collecteur de refoulement qui lie entre les sorties de refoulement, et ces couvercles qui maintiennent ou protègent les clapets, ils sont vissés ce qui augmente la rapidité de démontage et remontage.

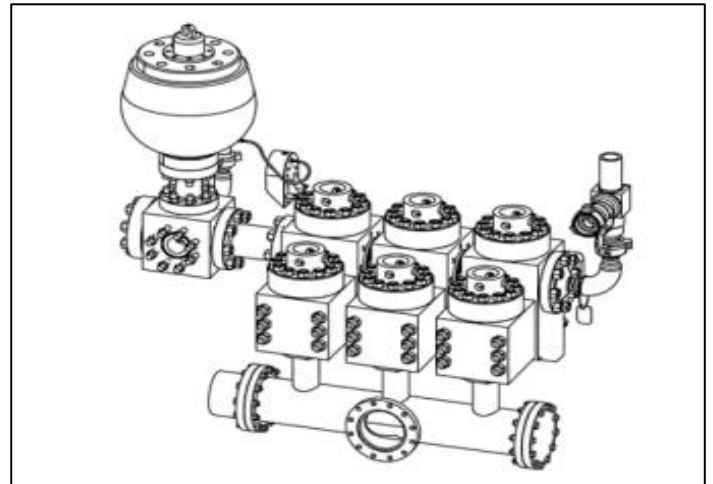


Figure (II.12):Le corps hydraulique.

II.2.2.2. b. Chemises :

Elles permettent l'utilisation d'une grande gamme de diamètres de pistons (diamètre intérieur de la chemise) afin d'obtenir les débits, et pressions exigés par le forage. La paroi intérieure de la chemise est traitée pour lui donner une grande dureté superficielle, et la résistance à l'usure désirée. Ces chemises sont enfilées dans le corps de pompe, et maintenues en place par des dispositifs, qui diffèrent légèrement suivant des constructeurs.

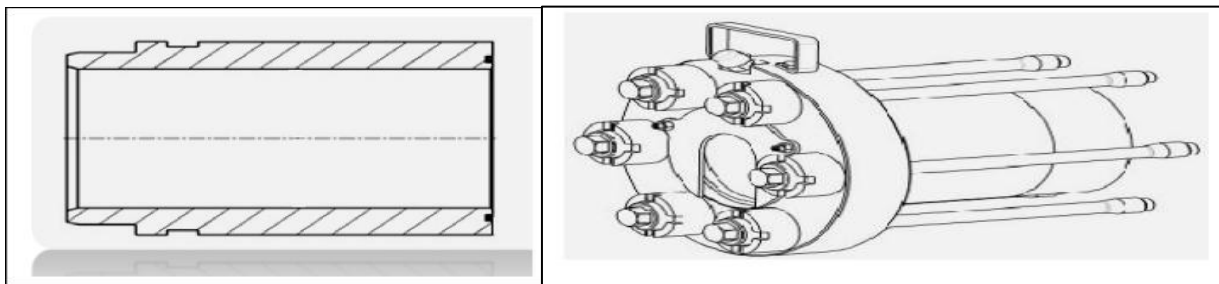


Figure (II-13) : chemise

II.2.2.2 .c. Le clapet et son siège :

L'ensemble comprend le siège, et le clapet composé du corps, de la garniture, et de son système de fixation, un ressort de rappel et deux guides, l'un en haut et l'autre en bas. Le guide inférieur du clapet est à une ou plusieurs branches, ou simplement cylindrique en fonction du type de siège.

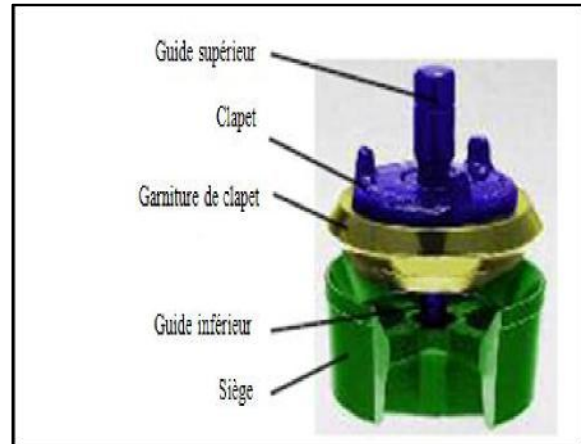


Figure. (II.14) : Clapets et leurs sièges

[9]

L'étanchéité est assurée par une portée conique rectifiée du clapet et du siège, une garniture en caoutchouc complète l'étanchéité. Cette garniture se trouve soit sur le clapet, soit sur le siège.

Le fonctionnement du clapet se fait par la différence de pression. Le ressort facilite le retour du clapet sur son siège.

II.2.2.2 d. Le piston et la tige de piston :

Dans les pompes triplex, le piston est monté avec une seule garniture (cycle simple effet), une coupelle et un circlips en assurant la fixation sur le corps. Très simple et sans traitement, le corps du piston a un alésage cylindrique qui permet un montage et surtout un démontage aisé. (Un simple joint torique assure l'étanchéité).

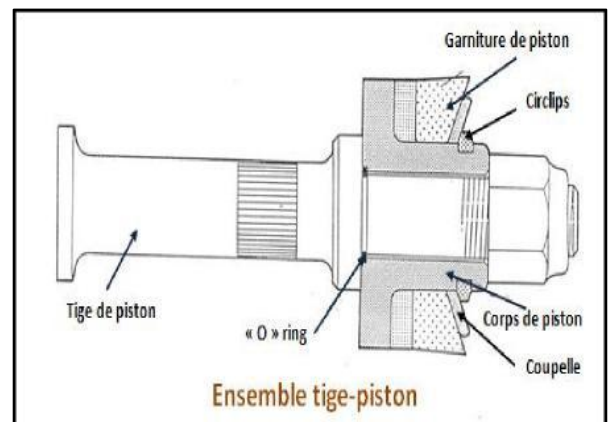


Figure. (II.15) : Le piston et la tige de piston [3]

La tige de piston classique est éliminée pour être remplacée par une tige courte et légère, dont les caractéristiques principales sont :

- L'absence de finition extérieure puisqu'il n'y a plus de presse-étoupe ;
- L'absence de filetage d'extrémité côté rallonge de crosse remplacé par un talon et un clamp de montage et démontage aisé ;
- Le poids et les dimensions faibles ;
- Une durée de vie très longue (absence de presse-étoupe); et

- Un remplacement très aisé de l'ensemble piston et tige de piston.

II.2.2.2. e. Système de refroidissement

La partie hydraulique (le couple chemise – piston) nécessite un refroidissement intense suite au frottement, et à la chaleur dissipée. Pour cela la pompe à boue **BMPT-1600-ACR-7.5“x12“** est munie d'une pompe centrifuge à eau. Cette pompe aspire l'eau à partir des bacs d'eau et la refoule sous forme des jets continus sur l'ensemble chemise-piston. Ensuite l'eau va s'écouler dans un bac au-dessus de la partie hydraulique.

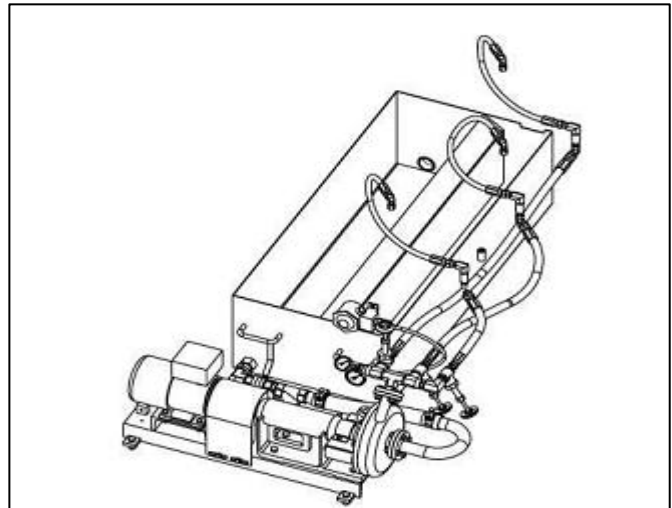


Figure II.16: Système de refroidissement

L'entraînement de la pompe se fait à l'aide d'un moteur électrique asynchrone. :

II.3. Annexes de la pompe a boue :[10]

II.3.1. Amortisseur de pulsation :

II.3.1. a. Amortisseur de pulsation sur le refoulement :

Le débit instantané d'une pompe étant irrégulier, surtout pour les pompes duplex, il y a des variations de pression importantes, qui provoquent des vibrations, et des chocs néfastes sur la pompe et surtout le circuit de refoulement. Pour réduire ces effets, on équipe la pompe de forage d'un amortisseur de pulsations sur le refoulement, pré charge à l'air, ou à l'azote à 25% de la pression maximale de service de la pompe.

Lorsque la pompe travaille, la boue pénètre sous la membrane et la comprime.

Le volume de l'azote diminue si la pression de refoulement augmente et augmente si elle diminue, régularisant ainsi le débit et les fluctuations de pression. La pression de pré chargé est contrôlée à l'aide d'un manomètre situé à sa partie supérieure.

II.3.1 b. Amortisseur de pulsation Sur l'aspiration:

Le mouvement des clapets d'aspiration crée une variation très rapide de la pression de la boue dans la conduite d'aspiration de la pompe triplex. On installe un amortisseur de pulsation sur l'aspiration, pour réduire ce phénomène. Cet amortisseur comprend une membrane

séparant la boue en dessous de l'air au-dessus comprimé à 40 PSI. En fonctionnant normalement, le dessus de la membrane apparaîtra dans l'axe du regard de contrôle.

II.3.2. Les soupapes de sécurité :

Placées sur la canalisation de refoulement au départ de la pompe, elles ont pour but déprotéger la pompe, et toute l'installation haute pression jusqu'au flexible d'injection, contrôles surpressions.

Il existe plusieurs types de ces soupapes, parmi lesquelles on distingue :

- soupapes de décharge à ressort. (**Figure. II.17a**)
- soupapes de décharge à clou. (**Figure. II.17b**)
- soupapes de décharge à diaphragme ou à membrane. (**Figure. II.17c**)

Leur principe de fonctionnement pour assurer la sécurité est:



(a) Amortisseur de pulsations [9]	(b) Soupape à Ressort [3]	(c) Soupape à Clou [3]
-----------------------------------	---------------------------	------------------------

Figure (II-17) : Systèmes de sécurité de la pompe

II.3.3.Grue :

La pompe à boue peut être équipée d'une grue. Cette grue à flèche est montée directement derrière les parties hydrauliques et a une capacité de charge maximale de 1 000 kg.

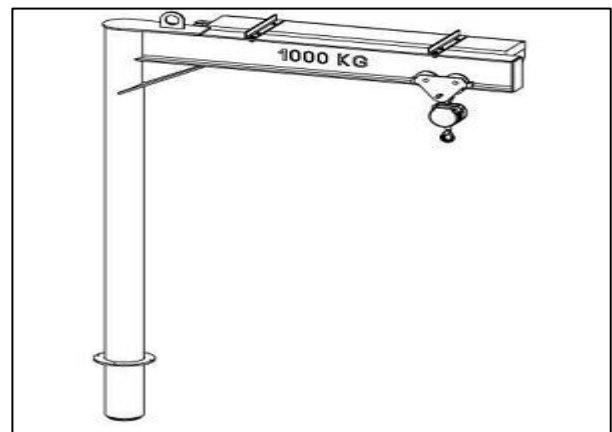


Figure II. 18: Grue

II.4. Principe de fonctionnement et débit instantané :[11]

II.4.1. Principe de fonctionnement :

Ce sont des pompes qui comportent trois cylindres dans lesquels coulisent trois pistons à simple effet, c'est-à-dire que chaque piston aspire et refoule d'un seul côté (figure III.17). Chaque cylindre comporte un clapet d'aspiration et un autre de refoulement à l'avant seulement.

Lorsque le piston se déplace vers l'arrière, le clapet d'aspiration s'ouvre et celui de refoulement se ferme, la chemise se remplit de boue.

Lorsque le piston arrive en fin de course et revient vers l'avant, le clapet d'aspiration se ferme et celui de refoulement s'ouvre, et la boue est ainsi refoulée dans la conduite de refoulement.

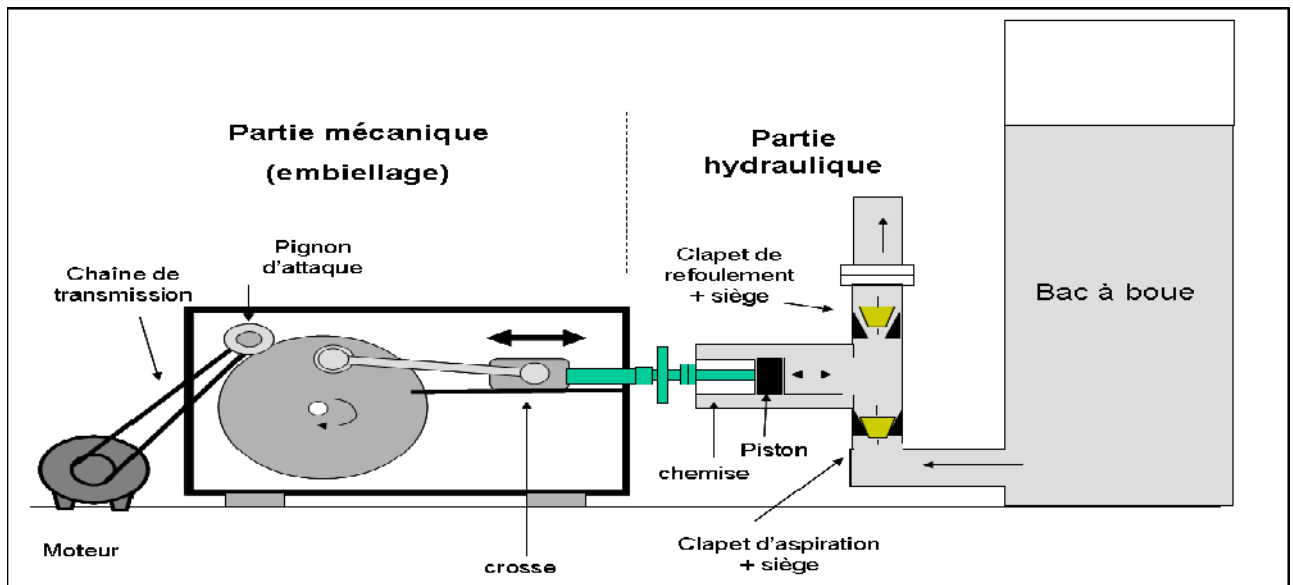


Figure. (II.19) : Principe de fonctionnement de la pompe à boue [3]

II.4.2 Débit instantané :

II.4.2.a Débit instantané refoulé par cylindre :

La vitesse instantanée du piston suit une évolution, qui a été étudiée pour les pompes triplex. Les pompes triplex sont des pompes à simple effet, donc le débit instantané par cylindre évolue comme la vitesse sur le trajet aller du piston, il est nul au retour.

Dans chaque cylindre, le piston démarre avec une vitesse nulle, passe par une vitesse maximale au qui suit la même évolution sinusoïdale.

II.4.2.b Débit instantané de la pompe :

Le débit instantané de la pompe est la somme des débits instantanés des cylindres, mais il dépend du mode de calage des pistons l'un par rapport à l'autre; Pour les pompes triplex, les pistons sont calés à 120° , c'est-à-dire $2/3$ de course sépare chaque piston l'un de l'autre (lors que le piston N°1 arrive en fin de course, le piston N°2 est au $1/3$ de sa course et le piston N°3 n'a pas encore terminé sa course retour, il en est en $2/3$).

Le principe simple effet et le calage régulier des pistons (3fois 120°) entraînent des fluctuations de débits relativement réguliers. L'aptitude de ces variations est par ailleurs faible. Elle impose malgré tout, l'utilisation d'amortisseur de pulsation sur le refoulement.

II.5. Particularité d'alimentation: [11]

Pour éviter les inconvénients liés aux forces d'inertie, on utilise de plus en plus à l'heure actuelle, la suralimentation des pompes à boue. Les pompes ne sont pas alimentées par aspiration directe dans les bacs, mais par l'intermédiaire d'une autre pompe (centrifuge à basse pression).

Dans ces conditions on obtient un remplissage presque parfait des cylindres et on supprime les cognements hydrauliques, le rendement se rapproche du rendement théorique, le débit obtenu est plus grand.

II.5.1 Les pompes de suralimentation :

Dans un cylindre, la vitesse du piston passe de la valeur nulle au début de sa course à la valeur maximale au milieu. Les forces d'inertie de ce mouvement irrégulier génèrent des pertes de charges supplémentaires, qui créent dans le liquide des cavités remplies d'air : c'est

la cavitation, qui provoque des coups de bélier, des cognements et des vibrations, ce qui entraîne l'usure rapide des pièces en contact avec le liquide.

L'utilisation des pompes centrifuges de basse pression de suralimentation par l'intermédiaire desquelles les pompes à boue aspirent des bacs permet d'obtenir un meilleur remplissage des cylindres, ce qui diminue les coups de bélier. Le débit obtenu est plus grand et le rendement volumétrique devient maximal.

II.6. Avantages et Inconvénients de la pompe triplex a simple effet : [8]

II.6.1 Les avantage :

Facilité d'entretien et de surveillance. Les chemises sont apparentes, toute fuite aux pistons est vite décelée;

- les interventions sur la pompe sont faciles et rapides du fait du faible poids des pièces d'usure, de l'absence du presse-étoupe, du joint de chemise plus simple ;
- faible poids et encombrement.
- souplesse dans l'utilisation qui permet :
 - des débits importants à des pressions non négligeables.
 - des débits faibles ou moyens à des pressions élevées.

II.6.2 Les inconvénients :

- Suralimentation nécessaire à cause du mauvais remplissage. Il est donc indispensable d'avoir une bonne pompe centrifuge de suralimentation ;
- Refroidissement et lubrification de la chemise, et de l'arrière des pistons, indispensable pour toutes les pompes simple effet.

Du fait de l'importance de ce refroidissement, il est recommandé de doubler le circuit, c'est-à-dire de le brancher sur le circuit d'eau générale de l'appareil, pour le cas de défaillance de la pompe à eau.

Chapitre III :

Partie Calcul

III. Choix et vérification de la pompe :

III.1. Choix de la pompe:

Le choix des pompes est d'une grande importance, pour assurer une circulation satisfaisante durant le forage des puits. Ce choix consiste à déterminer à partir du programme de forage les paramètres principaux nécessaires, pour la remontée des déblais, et permettre un bon avancement de l'outil pendant toute la durée de forage.

Et à partir de ces paramètres, on cherche la pompe correspondante parmi toutes les variétés des pompes existantes. Le choix de la pompe se fait suivant deux paramètres importants :

- Le débit max qu'elle peut atteindre;
- La puissance maximale qu'elle peut développer pour atteindre ce débit.

On calcule la puissance de pompage pour deux phases de forage. Puis on compare la puissance maximale de chaque phase avec la puissance de service des pompes en place.

III.1. a .La puissance mécanique : [12 , 13]

La puissance d'entrée des pompes de forage est déterminée par la formule suivante:

$$P_{mec} = \frac{P_{ref} \cdot Q_r}{\eta_m \cdot \eta_t \cdot 44750} \dots\dots\dots (III - 1)$$

III.1. b. Calcul de la puissance hydraulique pour chaque phase :

$$P_{hr} = \frac{P_{ref} \cdot Q_r}{.44750} = P_m \eta_m \eta_t \dots\dots\dots (III - 2)$$

Avec :

P_{mec} : la puissance d'entrée des pompes pour fournir P_{ref} et Q_r [HP] (Horse Power);

P_{hy} : puissance hydraulique [HP] ;

P_{ref} : la pression de refoulement en [KPa] ;

Q_r : le débit réel mesuré en [L/min] ;

η_m : rendement mécanique interne de la pompe ;

η_t : rendement mécanique interne de la transmission.

III.2. Calcul des pertes de charge: [12 , 13]

III.2 .1. Les équations de pertes de charge utilisées en forage :

Dans une conduite, tout fluide en mouvement perd une partie de son énergie par dissipation en forces de frottement :

- Frottement interne au fluide dû à sa viscosité ;
- Frottement externe dû à la rugosité des parois de la conduite.

Cette partie d'énergie est appelée perte de charge, et s'exprime par la différence de pression du fluide entre deux points de la conduite. Par exemple, la boue de forage en circulation possède au départ une énergie représentée par la pression à la sortie de la pompe. Cette énergie est entièrement perdue dans le circuit boue puisque, au retour dans les bassins, la pression de la boue est nulle. La pression à la sortie de la pompe exprime, dans ce cas, la somme des pertes de charge dans le circuit.

Ces pertes de charge se produisent :

- à l'intérieur des duses de l'outil:
 - dans le circuit de surface ;
 - à l'intérieur de la garniture ;
 - à l'intérieur des tiges de forage ;
 - à l'intérieur de masse-tige ;
 - à l'intérieur de tige lourde.
- à l'intérieur de l'espace annulaire :
 - tubage / tiges de forage ;
 - trou / tiges de forage ;
 - trou / masse-tige ; et
 - trou / tige lourde.

On prend en considération la perte de charge à l'intérieur de Tool-joint des tiges de forage, telle que la somme des longueurs des Tool-joint correspond à 5% de la somme des longueurs des tiges, ainsi que le diamètre intérieur du Tool-joint égale à (3").

On néglige la différence du diamètre entre les Tool-joint, et les tiges de forage dans le cas du calcul des pertes à l'intérieur de l'espace annulaire, c-à-d ont le même diamètre extérieur.

D'après le formulaire du foreur et en supposant que le fluide est un modèle de BINGHAM, nous sommes basés sur les équations suivantes :

III.2 .1. a. Les pertes de charge à l'intérieur de la garniture:

$$P_{\text{int-gar}} = \frac{Qr^{1,8} . L . B}{901,63 . D^{4,8}} \dots\dots\dots(III - 3)$$

Avec :

L : longueur en [m] ;

D : diamètre intérieur garniture [in] ;

B : coefficient correspond à la boue en circulation ;

III.2 .1. b. Les pertes de charge dans l'espace annulaire :

$$P_{\text{esp-an}} = \frac{Qr^{1,8} . L . B}{706,96 . (D_0 + D_i)^{1,8} . (D_0 - D_i)^3} \dots\dots\dots(III - 4)$$

Avec :

D₀ : diamètre extérieur annulaire [in] ;

D_i : diamètre intérieur annulaire (extérieur garniture) [in] ;

III.2 .1. c. Les pertes de charge dans les orifices de trépan :

$$P_i = \frac{d . Qr^2}{2959,41 . C^2 . A^2} \dots\dots\dots(III-5)$$

Avec :

Qr: le débit réel mesuré en [L/min] ;

A : aire totale des duses en [in²] ;

C : coefficient d'orifice :

C=0,80 pour les outils sans jet ;

C=0.95 pour les outils à jet;

III.2 .1. d. Les pertes de charge aux installations de surface :

Le fluide de forage est supposé être du modèle Bingham avec un écoulement turbulent donc d'après le formulaire du foreur, les pertes de charge sont de la forme suivante :

$$P = N_1.B \dots\dots\dots (III-6)$$

$$B = d^{0,8}.\mu^{0,2}$$

Avec :

B : Coefficient correspond à la boue en circulation ;

N₁ : Coefficient des pertes de charge ;

d : Masse volumique de la boue en [kg/ l] ;

μ : Viscosité dynamique en [cp] ;

III.2.2. Calcul des pertes de charge pour chaque phase de forage

Tableau (III-1) : Données de départ [11]

Trou fore	Diamètre (in)	phase 16 "	Phase 12 ¼"	phase 8 ½"
		Profondeur forée (m)	480	1738
Tubage	Diamètre extérieur (in)	13 ^{3/8}	9 ^{5/8}	7
	Poids linière (lb/ft)	68,00	47,00	29,00
	Diamètre inter (in)	12,415	8,681	6,184
	Longueur du tubage (m)	480	2218	682
Paramètre hydraulique de forage	Débit (l/min)	3700	3000	2270
	Masse volumique (kg/l)	1,06	1,19	1,09
	Viscosité (cp)	65	50	45
Tige de forage	Diamètre extérieur (in)	5	5	5
	Diamètre inter (in)	4,276	4,276	4,276
	Longueur (m)	222	1932	2615
Tige	Diamètre extérieur (in)	5	5	5

lourde	Diamètre inter (in)	3	3	3
	Longueur (m)	143	143	114
Masse tige	Diamètre extérieur (in)	8	8	6 ^{1/2}
	Diamètre intérieur (in)	2 ^{13/16}	2 ^{13/16}	2 ^{1/4}
	Longueur (m)	115	143	171
Trépan	Nombre et dimension des duses	3x18 + 1x16	8x14	7x12

III.2.2. a. 1^{ère} Phase: (16 ")

III.2.2. a.1. Intérieur de la garniture :

➤ **Tool-joint (TJ) :**

$$P_{TJ} = \frac{Q^{1.8} \cdot L_{TJ} \cdot B}{901,63 \cdot D^{4.8}} \dots\dots\dots(III - 7)$$

La longueur totale des Tool-joint égale à 5% de la longueur totale des tiges de forage pour chaque phase :

$$L_{TJ} = 0,05 \cdot 222 = 11,1 \text{ m et } D_{TJ} = 3 \frac{1}{4} = 3,25 \text{''}$$

$$P_{TJ} = \frac{11,1 \times 1,06^{0,8} \times 3700^{1,8} \times 65^{0,2}}{901,63 \times 3,25^{4,8}}$$

$$P_{TJ} = 274,69 \text{ kPa}$$

➤ **Tige de forage :**

$$P_{DP} = \frac{Q^{1.8} \cdot L_{DP} \cdot B}{901,63 \cdot D_{DP}^{4.8}} \dots\dots\dots(III - 8)$$

$$l_{DP} = 222 - 11,1 = 210,9 \text{ m}$$

$$P_{DP} = 1398,48 \text{ kP}$$

➤ *Tige lourde :*

$$P_{HW} = \frac{Q^{1,8} \cdot L_{HW} \cdot B}{901,63 \cdot D_{HW}^{4,8}} \dots\dots\dots(III-9)$$

$$P_{HW} = \frac{143 \times 1,06^{0,8} \times 3700^{1,8} \times 65^{0,2}}{901,63 \times 3^{4,8}}$$

$$P_{HW}=5196,56\text{kPa}$$

➤ *Masse tige :*

$$P_{DC} = \frac{Q^{1,8} \cdot L_{DC} \cdot B}{901,63 \cdot D_{DC}^{4,8}} \dots\dots\dots(III-10)$$

$$P_{DC} = \frac{115 \times 1,06^{0,8} \times 3700^{1,8} \times 65^{0,2}}{901,63 \times 2,8125^{4,8}}$$

$$P_{DC}=5696,60\text{kPa}$$

III.2.2. a. 2 Espace annulaire :

➤ *Trou / tige de forage :*

$$P_{DP} = \frac{Q^{1,8} \cdot L_{DP} \cdot B}{706,96 \cdot (D_0 + D_i)^{1,8} \cdot (D_0 - D_i)^3} \dots\dots\dots(III-11)$$

$$P_{DP} = \frac{222 \times 1,06^{0,8} \times 3700^{1,8} \times 65^{0,2}}{706,96 \times (16+5)^{1,8} \times (16-5)^3}$$

$$P_{DP}=6,28\text{kPa}$$

➤ **Trou / tige lourde :**

$$P_{HW} = \frac{Q^{1.8} \cdot L_{HW} \cdot B}{706,96 \cdot (D_0 + D_i)^{1.8} \cdot (D_0 - D_i)^3} \dots\dots\dots(III - 12)$$

$$P_{HW} = \frac{143 \times 1,06^{0.8} \times 3700^{1.8} \times 65^{0.2}}{706,96 \times (16+5)^{1.8} \times (16-5)^3}$$

$$P_{HW}=4,04\text{kPa}$$

➤ **Trou / masse tige :**

$$P_{DC} = \frac{Q^{1.8} \cdot L_{DC} \cdot B}{706,96 \cdot (D_0 + D_i)^{1.8} \cdot (D_0 - D_i)^3} \dots\dots\dots(III - 13)$$

$$P_{DC} = \frac{115 \times 1,06^{0.8} \times 3700^{1.8} \times 65^{0.2}}{706,96 \times (16+8)^{1.8} \times (16-8)^3}$$

$$P_{DC}=6,65\text{kPa}$$

➤ **Trépan :**

$$P_t = \frac{d \cdot Q^2}{2959,41 \cdot C^2 \cdot A^2} \dots\dots\dots(III - 14)$$

$$P_t = \frac{1,06 \times 3700^2}{2959,41(0,95)^2 \left(\frac{\pi}{4} \left(\frac{3(18)^2 + (16)^2}{32^2} \right) \right)^2}$$

$$P_t=6124, 63 \text{ kPa}$$

III.2.2. a. 3 Equipement de surface :

$$P_s = N_1 \times B \dots\dots\dots(III - 15)$$

$N_1=378$ (cas n°04) est déduite en fonction des équipements de surface dans le chantier qui correspond au cas n°04 d'après le formulaire du foreur.

$$p_S = 378.1.06^{0.8}.65^{0.2}$$

$$P_S=912,68 \text{ kPa}$$

III.2.2. a. 4 La perte de charge totale :

$$P_{\text{tot}} = 1398,48 + 274,69 + 5196,56 + 6,28 + 56966 + 4,04 + 6,65912,68 + 6124,63$$

$$P_{\text{tot}}=19620,61 \text{ kPa}$$

III.2.2. a. 5 résultats de calculs pour les 3 phases:

Tableau (III-2) : Calcul de perte de charge totale pour les trois phases de forages

Les pertes des charges (kPa)			
	1 ^{er} Phase	2 ^{eme}	3 ^{eme}
Tool-	274,69	1705,9	1275,86
Tige de forage	1398,48	8685,0	6495,55
Tige lourde	5196,56	3708,3	1632,52
Masse tige	5696,60	5054,9	9748,14
Tubage /tige de	/	44,35	1429,18
Trou / tige de	6,28	146,01	304,80
Trou / tige lourde	4,04	14,38	87,53
Trou / masse tige	6,65	53,49	682,07
Trépan	6124,63	2772,4	3518,23
Equipement de	912,68	650,93	369,33
La pression de	19620,61	22834,	25543,21

Nous constatons d'après les résultats obtenus, que la perte de charge augmente à chaque phase même si le débit réel diminue, cela est dû à certains facteurs.

En utilisant ces résultats, on peut calculer la puissance mécanique ainsi que la puissance hydraulique pour chaque phase en adoptant le rendement interne 0,9 et le rendement de la transmission (des chaînes) est de 0,95.

III.3. Calcul de la puissance mécanique :

➤ **Première phase :**

$$P_{m1} = \frac{P_{ref1} \cdot Q_{r1}}{\eta_m \cdot \eta_t \cdot 44750} \dots\dots\dots (III - 16)$$

$$P_{m1} = \frac{19620,63 \times 3700}{0,9 \times 0,95 \times 44750}$$

$$P_{m1} = 1897,38 \text{HP}$$

HP : Hors Power (puissance en chevaux) ;

1HP=1.013 chevaux vapeurs.

➤ **Deuxième phase :**

$$P_{m2} = \frac{P_{ref2} \cdot Q_{r2}}{\eta_m \cdot \eta_t \cdot 44750} \dots\dots\dots (III - 17)$$

$$P_{m2} = \frac{22834,75 \times 3000}{0,9 \times 0,95 \times 44750}$$

$$P_{m2} = 1782,69 \text{HP}$$

➤ **Troisième phase :**

$$P_{m3} = \frac{P_{ref3} \cdot Q_3}{\eta_m \cdot \eta_t \cdot 44750} \dots\dots\dots (III - 18)$$

$$P_{m3} = \frac{25543,21 \times 2270}{0,9 \times 0,95 \times 44750}$$

$$P_{m3} = 1515,50 \text{HP}$$

III.4. Calcul de la puissance hydraulique pour chaque phase :

$$P_{hr} = \frac{P_{ref} \cdot Q_r}{44750} = P_m \eta_m \eta_t \dots\dots\dots (III - 2)$$

➤ **Première phase :**

$$P_{hr1} = 1622,26\text{HP}$$

➤ **Deuxième phase :**

$$P_{hr2} = 1524,2\text{HP}$$

➤ **Troisième phase :**

$$P_{hr3} = 1295,76\text{HP}$$

Tableau (III-3) : Résultats de calcul des caractéristiques de la pompe

Phase	Debit [l/mn]	Puissance hydraulique		Puissance mécanique		Pression	
		[HP]	[kw]	[HP]	[kw]	[Psi]	[bar]
16"	3700	1622,26	1209.525	1897,38	1414.59	2845,73	196.2063
12"^{1/4}	3000	1524,2	1136.447	1782,69	1328.837	3297,40	227.3478
8"^{1/2}	2270	1295,76	965.6813	1515,50	1129.735	3704,87	255.4421

Conclusion :

La puissance hydraulique maximal est de 1622,26 HP et $1600 \leq 1622.26$ HP ce qui implique que le choix de la pompe, qui doit répondre aux paramètres exigés (puissance, débit, pression,) par le forage des deux phases est la pompe triplex du type **BMPT-1600-ACR-7.5“x12“** à simple effet .Avec l'utilisation d'un groupe des pompes, on pourra assurer une continuité de la circulation sans arrêt.

III.5. Calcul de vérification de la pompe :[12 ,13]

III.5.1. Calcul hydraulique :

Le calcul comprend :

- calcul du diamètre de chaque chemise ;
- calcul du débit instantané.

III.5.1.a. Calcul du diamètre de la chemise de chaque phase :

$$D_i = \sqrt{\frac{K \cdot Q_i}{\alpha \cdot C \cdot N}} \dots\dots\dots(III - 19)$$

Avec :

D_i : diamètre intérieur de la chemise [m] ;

K : coefficient pour les pompes triplex, K= 25,4 ;

Q_i : débit de la boue de chaque phase [m³/s] ;

N : nombre des coups par minute, n =120 coups/min (Nombre des coups maximal de la pompe) ;

C : course de piston, C = 0,3048 m ;

α : Coefficient du débit de la pompe, $\alpha = 0,90$.

➤ **Première phase :**

$$Q_1 = \frac{3700}{2} = 1850 \ell / mn \quad (\text{Débit de la boue pour une seule pompe})$$

$$D_1 = \sqrt{\frac{25,4 \times 1850 / 60 \times 1000}{0,9 \times 0,3048 \times 120}} = 0,154m$$

$$D_1 = 154,2mm$$

➤ **Deuxième phase :**

$$Q_2 = \frac{3000}{2} = 1500 \ell / \text{min} \quad (\text{Débit de la boue pour une seule pompe})$$

$$D_2 = \sqrt{\frac{25,4 \times 1500 / 60 \times 1000}{0,9 \times 0,3048 \times 120}} = 0,1389m$$

$$D_2 = 139,9mm$$

➤ **Troisième phase :**

$$Q_3 = \frac{2270}{2} = 1135 \ell / \text{min} \quad (\text{Débit de la boue pour une seule pompe})$$

$$D_3 = \sqrt{\frac{25,4 \times 1135 / 60 \times 1000}{0,9 \times 0,3048 \times 120}} = 0,120m$$

$$D_3 = 120,8mm$$

D'après la plage des diamètres normalisés, on choisit les chemises suivantes :

$$D_1 = 154,2 \text{ mm} \quad \longrightarrow \quad D_1 = 6''\frac{1}{4}$$

$$D_2 = 139,9 \text{ mm} \quad \longrightarrow \quad D_2 = 5''\frac{1}{2}$$

$$D_3 = 120,8 \text{ mm} \quad \longrightarrow \quad D_3 = 5''\frac{1}{2}$$

III .5 .1. b. calcul du débit instantané (Première phase) :

Le débit instantané est calculé en fonction de l'angle de rotation de l'arbre excentrique.

Le débit instantané du liquide par cylindre est :

$$Q_{inst} = V \times S \times \alpha \dots \dots \dots (III - 20)$$

Où :

Q_{inst} : Débit instantané ;

S : La section maximale de la chemise ;

α : Coefficient du débit, $\alpha = 0,90 \div 0,95$; On prend $\alpha = 0,9$.

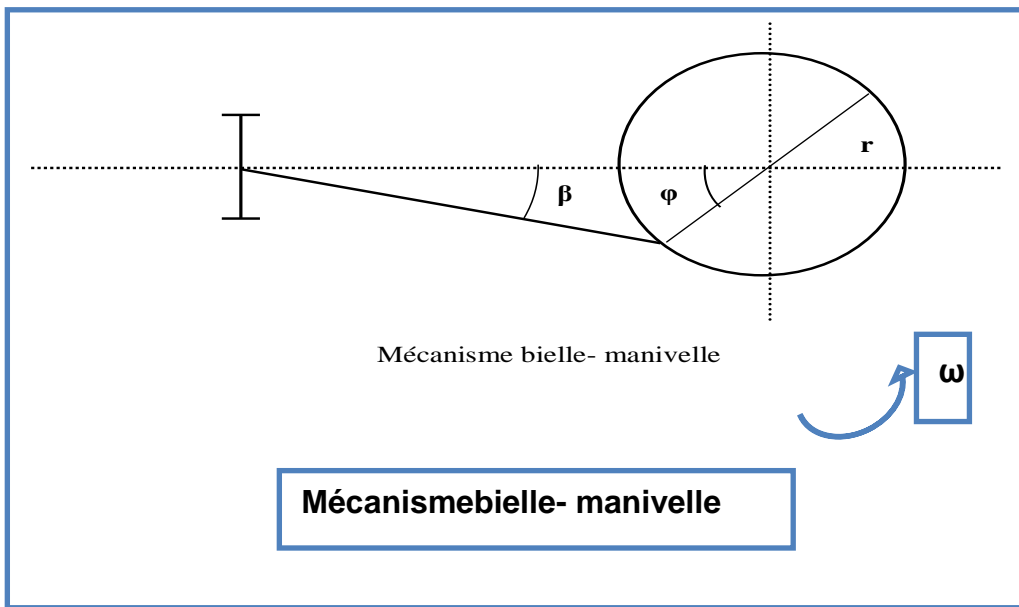


Figure (III.1) : Mécanisme bielle- manivelle

a. Calcul de la vitesse du piston:

$$V = \omega \times r \times \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta} \dots\dots\dots(III - 21)$$

$$\omega = 2\pi n / 60$$

$$r = c/2$$

Où :

V: vitesse du piston

ω : La vitesse angulaire de la manivelle.

r: Rayon de la manivelle.

C: La course, C= 304.8 mm.

b. Détermination de l'angle φ

Une relation entre φ et θ s'obtient en projetant sur ox le contour OABO

$$AB \sin \varphi + OB \sin \theta = L \sin \varphi + r \sin \theta = 0 \dots\dots\dots(III - 22)$$

$$\sin \varphi = -\frac{r}{L} \sin \theta$$

$$\lambda = \frac{r}{L}$$

donc

$$\sin \varphi = -\lambda \sin \theta$$

Donc:

$$\omega = \frac{2 \times 3,14 \times 120}{60} = 12,56(\text{rad/s})$$

$$\omega = 12,56(\text{rad/s})$$

$$r = \frac{c}{2} = \frac{0,305}{2} \Rightarrow r = 0,152m$$

$$r = 0,152m$$

$$\lambda = \frac{r}{L} \leq 0,2 \Rightarrow V = \omega \times r \times \sin \varphi$$

Par conséquent, si :

$$\Rightarrow V = 12,56 \times 0,1524 \sin \varphi$$

$$V = 1,914 \sin \varphi$$

c. Calcul de la section du piston:

$$S_{\max} = \frac{\pi}{4} D_{\max}^2 \quad D_{\max} = 154,2 \text{ mm}$$

$$S_{\max} = \frac{3,14}{4} \times (154,2 \cdot 10^{-3})^2 = 0,0186 \text{ m}^2$$

$$S_{\max} = 0,0186 \text{ m}^2$$

Finalement :

$$Q_{inst} = V \times S_{\max} \times \alpha$$

$$Q_{inst} = 32,04 \sin \varphi \left(\frac{\ell}{s} \right)$$

$$Q_{inst} = 1,914 \times 0,0186 \times 0,90 \sin \varphi$$

$$Q_{inst} = 0,03204 \sin \varphi \left(\text{m}^3 / \text{s} \right) = 32,04 \sin \varphi \left(\ell / \text{s} \right)$$

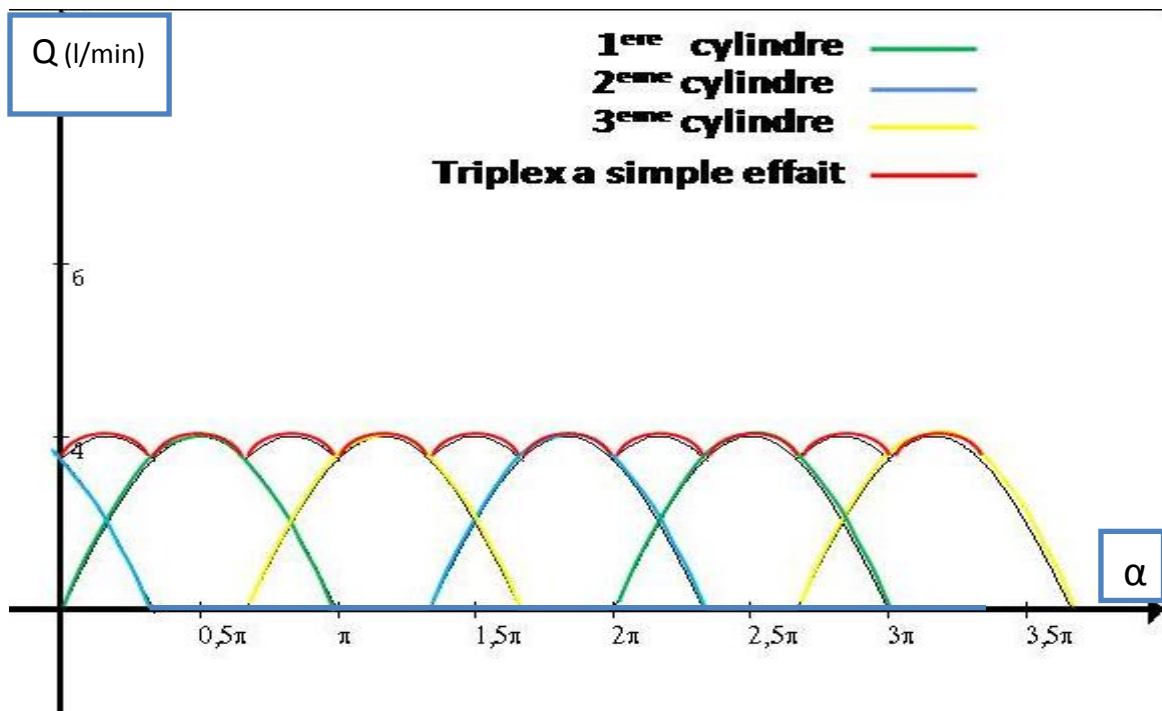
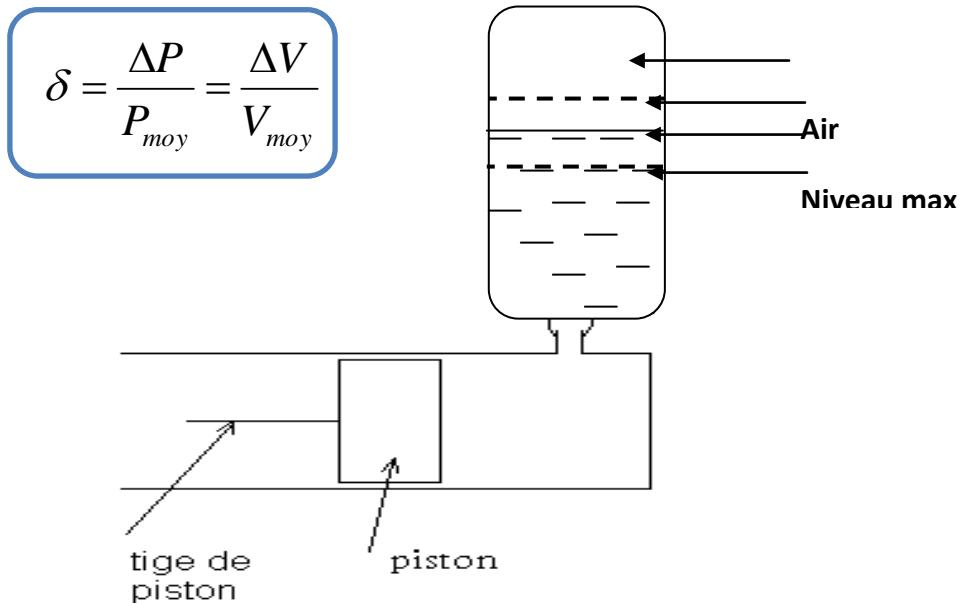


Figure (III.2) : Variation de débit instantané de la pompe triplex à simple effet

d. Calcul de l'amortisseur de pulsations :

Le calcul de l'amortisseur de pulsations est comme suit, le coefficient d'irrégularité de pression est défini par :



Figure(III.3) : Amortisseur de pulsations

Pour l'exploitation normale des pompes munies des amortisseurs de pulsations, il est nécessaire de déterminer le volume de l'amortisseur assurant la régularité exigée de pression $\delta \leq 15\%$, pour notre cas $\delta = (0,0095 \div 0,02)$, on prend $\delta = 0,011$.

$$V_{moy} = \frac{\Delta V}{\delta} \dots \dots \dots (III - 23)$$

L'excès du liquide dans la cloche est :

$$\Delta V = K \times S \times C$$

Où :

K : Coefficient de type de la pompe, pour les pompes triplex,

$K = 0,009$;

C : La course du piston, $C = 304.8 \text{ mm} = 0.305 \text{ m}$;

S : Section transversal du piston :

$$S = \frac{\pi \times D_p^2}{4}$$

($D_p = 154,2 \text{ mm} \stackrel{4}{=} 0,1542 \text{ m}$)

$$S = \frac{3,14 \times (0,1542)^2}{4} = 0,0186 \text{ m}^2$$

$$S = 0,0186 \text{ m}^2$$

$$\Delta V = 0,009 \times 0,0186 \times 0,305 = 0,000051057 \text{ m}^3$$

$$V_{moy} = \frac{\Delta V}{\delta}$$

$$V_{moy} = \frac{0,000051057}{0,011} = 0,0046 \text{ m}^3 \Rightarrow V_{moy} = 4,64L$$

$$V_{moy} = 4,64\ell$$

$$V_{réel} = \frac{3}{2} V_{moy} = \frac{3}{2} (4,64) = 6,96\ell$$

La loi réelle de compression du gaz dans l'amortisseur est poly tropique et compte tenue du remplissage de volume incomplet du volume un excès est nécessaire.

III.5.2.Calcul mécanique: [12, 13]

Le calcul mécanique de la pompe à boue consiste à la vérification des dimensions des chemises, des tiges, ainsi que la résistance de ces pièces travaillant dans des conditions critiques.

a. Calcul de la chemise à l'éclatement :

Le calcul de la chemise consiste à la détermination des dimensions de la chemise et sa vérification à l'éclatement. Le corps de la chemise est conçu en acier XC70,

Donc: $[\sigma] = 489,6 \text{ N/mm}^2$.

➤ Le diamètre extérieur de la chemise est calculé d'après la formule suivante :

$$D_{ext} \geq D_{int} \times \sqrt{\frac{[\sigma] + 0,4 \times P_{eh}}{[\sigma] - 1,3 \times P_{eh}}} \dots\dots\dots(III - 24)$$

Où :

D_{ext} : Diamètre extérieur de la chemise ; $D_{ext}= 185.2 \text{ mm}$.

D_{int} : Diamètre intérieur de la chemise ; $D_{int} = 154.2 \text{ mm}$.

P_{eh} : Pression d'essai hydraulique:

$$P_{eh} = K \times P_{max} \dots\dots\dots(III - 25)$$

Où :

P_{max} : Pression maximale de service en bars : $P_{max}=196.2 \text{ bars}$

K : Coefficient de proportionnalité $K= (1,2 \div 5)$, on prend $K = 3$.

Donc :

$$P_{eh} = 3 \times 196,2 = 588,6 \text{ bars}$$

$$P_{eh} = 58,86 \text{ N} / \text{mm}^2$$

On calcul D_{ext} :

$$D_{ext} = 154,2 \times \sqrt{\frac{489,6 + 0,4 \times 58,86}{489,6 - 1,3 \times 58,86}} = 171,86 \text{ mm}$$

$$D_{ext} = 171,86 \text{ mm}$$

on prend :
$$e_c = (D_{ext} - D_{int}) / 2$$

Ainsi on déduit l'épaisseur de calcule :

$$e_c = \frac{171,86 - 154,2}{2} = 8,83 \text{ mm}$$

$$e_c = 8,83 \text{ mm}$$

Si on prend les données réelles, on tire le déplacement entre les deux épaisseurs.

b. Calcul de l'épaisseur réelle :

$$e_r = (D_{extr} - D_{intr})/2$$

$$e_r = \frac{185,2 - 154,2}{2} = 15,5mm$$

$$e_r = 15,5mm$$

$$e_c < e_r$$

: On peut interpréter que notre chemise résiste bien à l'éclatement

c. Calcul de la tige de piston :

Pendant le fonctionnement de la pompe de forage, la tige de piston est soumise à différents efforts à savoir :

- ❖ Effort de compression ;
- ❖ Effort de Flambage de la tige.

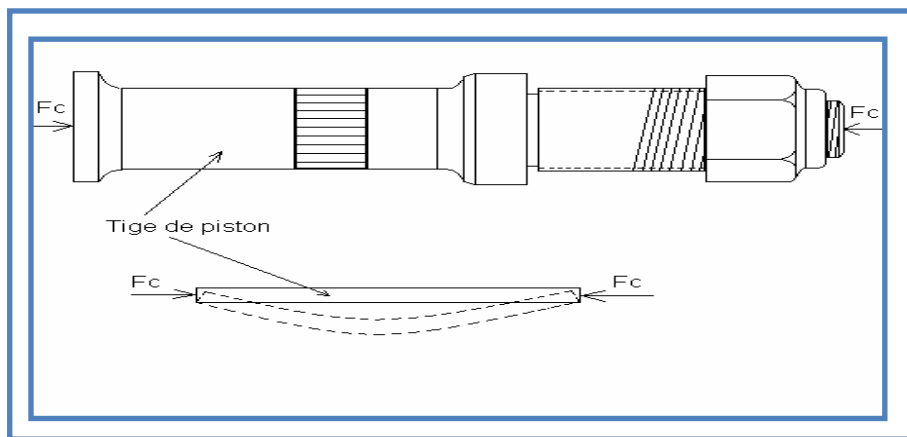


Figure III.4: tige de piston

d. Effort de compression :

$$F_c = F_p + F_f \dots\dots\dots(II - 26)$$

Où

F_p : Force du piston ;

F_f : Force de frottement du piston.

$$F_p = P \times \pi \times \frac{D_p^2}{4} (N) \dots \dots \dots (III - 26a)$$

D'où : La force du piston pour chaque phase est :

$$F_{p_1} = 366401,83N \quad F_{p_2} = 344424,32N \quad F_{p_3} = 292714,77N$$

Et :

$$F_f = P_{\max} \times (\pi \times D_p \times L_p \times f_1) \dots \dots \dots (III - 26b)$$

D_p : Diamètre du piston ;

L_p : Longueur du piston ; $L_p = 105 \text{ mm}$

f_1 : Coefficient de frottement entre la chemise et le piston

$f_1 = (0,06 \div 0,3)$, On prend $f_1 = 0,2$

Donc : La force de frottement du piston pour chaque phase est :

$$F_{f_1} = 199596,33N \quad F_{f_2} = 208291,16N \quad F_{f_3} = 203543,38N$$

Par conséquent :

$$F_{comp_1} = 565998,16N$$

$$F_{comp_2} = 552915,48N$$

$$F_{comp} = F_{comp_1} = 565998,16N$$

$$F_{comp_3} = 496258,15N$$

Pendant le refoulement, la partie qui subit la compression est l'extrémité filetée des boulons de la tige sur la crosse, donc la section dangereuse au niveau de ce tronçon est calculée à la contrainte de compression.

$$\sigma_{comp} = \frac{F_{comp}}{S_t} \dots \dots \dots (III - 27)$$

Où :

S_t : Section de la tige ;

$D_t = 81 \text{ mm}$.

$$S_t = \frac{\pi \times D_t^2}{4} = \frac{3,14 \times (81)^2}{4}$$

$$S_t = 5150,385 \text{ mm}^2$$

Donc:

$$\sigma_{comp} = \frac{565998,16}{5150,385}$$

$$\sigma_{comp} = 109,89 \text{ N/mm}^2$$

Pour la vérification de la résistance de la tige du piston à la compression, on compare la contrainte de compression réelle avec la contrainte admissible :

$$K_S = \frac{[\sigma]_{comp}}{\sigma_r} [\sigma]_{comp} = K_S \times \sigma_r \dots \dots (III - 28)$$

K_S : coefficient de sécurité.

La tige du piston est de nuance 42CD₄.

$$\sigma_r = 1230 \text{ N/mm}^2 \quad [\sigma]_{comp} = 0,36 \times 1230$$

$$[\sigma]_{comp} = 442,8 \text{ N/mm}^2$$

$\sigma_{comp} < [\sigma]_{comp}$: la tige résiste bien à la compression.

e. Effort de flambage :

Le calcul consiste à déterminer l'élongation de la tige " λ " et la vérification des contraintes à celles admissibles.

$$\lambda = \frac{L}{r}$$

Où :

L : Longueur de la tige ($L= 520 \text{ mm}$) ;

λ : L'élongation de la tige ;

r : Rayon de giration qui est déterminé par la formule suivante :

$$r = \sqrt{\frac{I}{S_t}} \quad I = \frac{\pi \times d_t^4}{64}$$

D'où :

I : Moment d'inertie ;

d_t : Diamètre de la tige.

$$I = \frac{3,14 \times (81 \times 10^{-3})^4}{64} = 2,11 \times 10^{-6} m^4$$

$$I = 2,11 \times 10^{-6} m^4$$

$$S_t = \frac{\pi \times D_t^2}{4}$$

$$S_t = \frac{3,14 \times (81)^2}{4}$$

$$S_t = 5,15 \cdot 10^{-3} m^2$$

Donc :

$$r = \sqrt{\frac{2,11 \times 10^{-6}}{5,15 \times 10^{-3}}} \quad r = 0,002 m$$

➤ Détermination de l'élongation " λ " :

$$\lambda = \frac{L}{r} = \frac{520 \times 10^{-3}}{0,02} = 26$$

$$\lambda = 26$$

En comparant λ avec (λ_{limite}) où ($\lambda_{\text{limite}} = 105$) nous trouvons que ($\lambda < \lambda_{\text{limite}}$).

Dans ce cas, on calcule la charge critique (σ_{cr}) sous laquelle la tige perd sa stabilité.

$$\Rightarrow \sigma_{cr} = 3350 - (6,2 \times 26) = 3188,8 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{cr} = 3350 - 6,2\lambda$$

$$\sigma_{cr} = 3188,8 \text{ N/mm}^2$$

Par comparaison entre (σ_{comp} et $\sigma_{cr} \Rightarrow \sigma_{comp} < \sigma_{cr}$)

➤ Donc on peut conclure que la tige ne subit aucun phénomène de flambage.

D'après les résultats de calcul mécanique, on peut dire que les pièces de la partie hydraulique de la pompe à boue **BMPT-1600-ACR-7.5“x12“**, résistent aux forces agissantes sur elle, ce qui élimine tout risque de perturbation des caractéristiques et des performances de fonctionnement de notre pompe.

Chapitre VI :
Maintenance et
Exploitation de la
Pompe à boue
BMPT-1600-ACR-
7.5"x12"

IV.1. Introduction :

De nos jours le problème de production dans les entreprises est en relation directe avec la maintenance.

La préoccupation principale de toute entreprise doit viser à réduire les coûts de production en minimisant les périodes d'immobilisations des installations.

L'existence d'un service maintenance se justifie par la nécessité d'assurer la disponibilité permanente des équipements pour que le service puisse accomplir sa tâche en obtenant le rendement optimal, son coût constitue une partie de plus en plus grande du coût total de fabrication à tel point que le service de maintenance est devenu un organe capital dans les entreprises.

IV.2. Définition de la maintenance : [14]

Les normes **NF X 60-010 et 60 011** définissent la maintenance comme l'ensemble des actions permettant de maintenir, ou de rétablir un bien dans un état spécifié, ou en mesure d'assurer un service déterminé.

Maintenir veut dire effectuer les opérations : Dépannage, visites, graissage, réparation, modernisation,...etc, afin de conserver l'état de marche du matériel, et la qualité de la production.

IV. 3. But de la maintenance :

La maintenance a pour but :

- d'éviter les consommations anormales d'énergie, de pièces de rechange, de lubrifiant...etc ;
- de diminuer les budgets de la maintenance ;
- de supprimer les causes des accidents graves ;
- d'améliorer les conditions de travail du personnel de production (ambiance de maintenance) ;
- de maintenir l'équipement en bon état de fonctionnement ;
- d'assurer une organisation correcte des travaux de répartition selon un planning déterminé pour réduire le temps de répartition et avoir une bonne qualité ;
- d'assurer en permanence la production avec les coûts de fonctionnement et d'entretien minimums ; et
- d'assurer une meilleure gestion de stock de pièces de rechange.

IV .4 . Les différents types de maintenance [14]

Les types de maintenance sont présentés à la figure (IV-1)

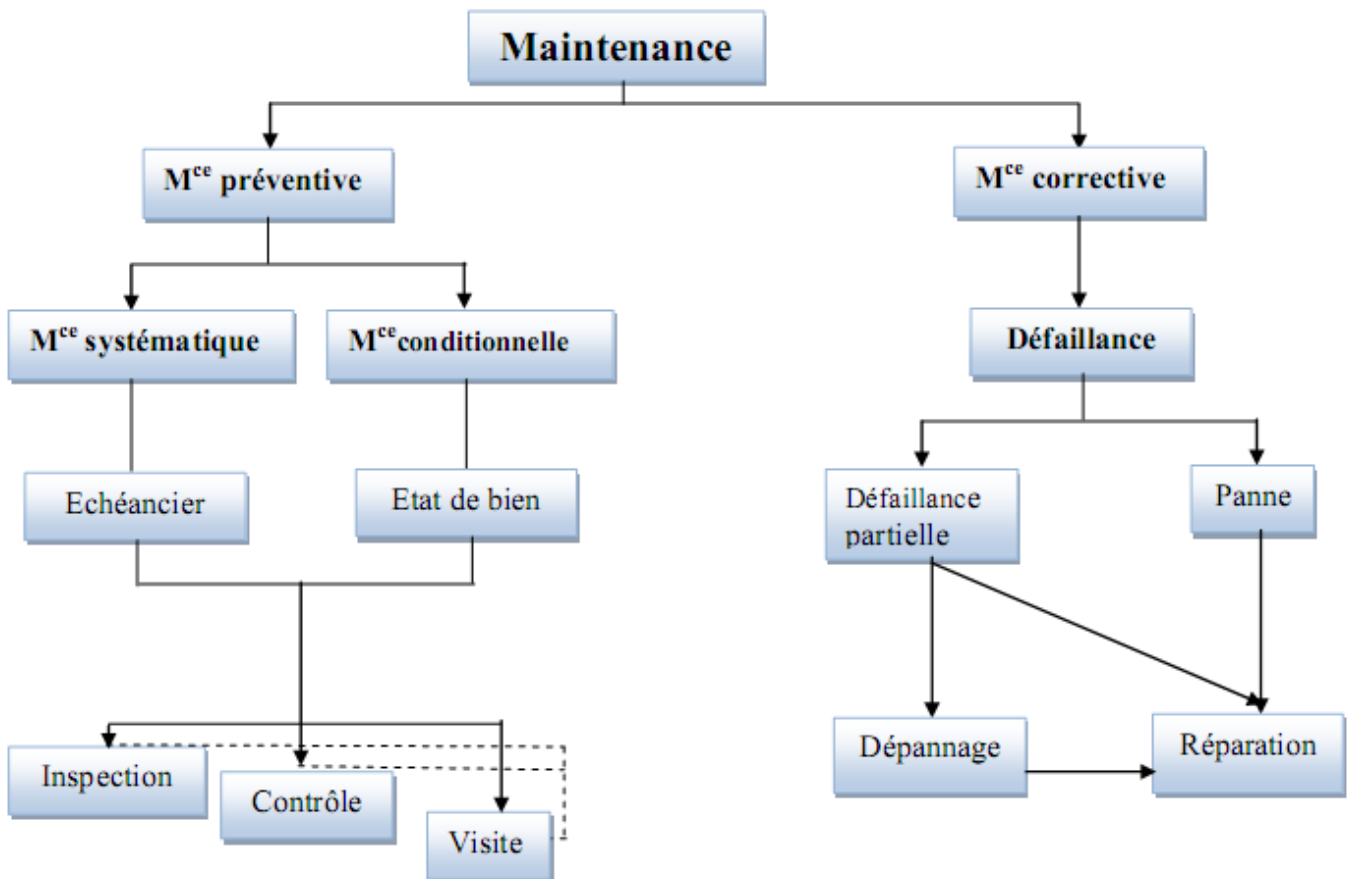


Figure (IV-1) : Types de maintenance

IV.5. La méthode de maintenance : [15]

Le choix entre les méthodes de maintenance se fait avec l'accord de la direction de l'entreprise dans le cadre de la politique de maintenance adaptée.

IV.6. L'exploitation de la pompe à boue BMPT-1600-ACR-7.5“x12“: [15]

IV.6.a. Régime d'exploitation :

C'est d'utiliser à fond toutes les possibilités techniques de la pompe. A cet effet, il faut avoir un jeu de chemises, et de pistons de diamètre nécessaires pour obtenir des débits voulus.

Au fur et à mesure de l'approfondissement du puits, il convient de remplacer à temps les chemises des pompes. L'indice du bon état de la pompe est sa capacité de fonctionner pendant une longue durée à pleine puissance.

Afin d'obtenir des vitesses mécaniques élevées, on s'efforce souvent à surcharger la pompe en puissance.

A cet effet, on augmente le nombre de courses de la pompe, ou on dépasse la pression admissible, cette pratique diminue la durée de service de la pompe et augmente le nombre de réparation.

L'emploi des pompes de suralimentation est assez utile au cours du forage, car celles-ci contribuent à l'augmentation du coefficient de remplissage de la pompe.

IV.6.b. Conditions de fonctionnement de la pompe à boue BMPT-1600-ACR-7.5“x12“:

Les pompes de forage, fonctionnent dans des conditions rudes. La boue de forage contient des particules de terrain découpées, qui provoquent une usure par abrasion des pièces en contact direct avec le liquide; (les pièces vivant), car la dureté des particules est proche de celle des pièces en acier trempé de la pompe.

Le sable et la rouille sur le siège de la soupape peuvent provoquer la détérioration de la soupape. Une très petite fuite peut entraîner de grandes pertes de boue, et la pompe se détériorait avant que la fuite ne soit réparée.

La dégradation de la bague d'étanchéité en caoutchouc amène la fuite du liquide à travers la soupape. La diminution du diamètre extérieur des chemises finit par le refoulement du matériau d'étanchéité dans l'espace libre et enfin engendre une dégradation graduelle de cette étanchéité.

Lorsque le traitement chimique n'est pas satisfaisant, la viscosité de la boue alourdie, augmente, ce qui altère le fonctionnement des dispositifs d'épuration de la boue de forage.

Les pompes à boue doivent être adaptées au fonctionnement dans ces conditions difficiles, leur fonctionnement doit être sûr, et la durée de service longue, elles doivent permettre d'effectuer facilement les opérations de visite, et de remplacement des pièces à usure rapide.

IV.6.c. Maintenance de la pompe à boue BMPT-1600-ACR-7.5“x12“: [16]

IV.6.c.1.Maintenance préventive :

Dans le chantier on utilise deux pompes en parallèles, pour assurer la sécurité et la continuité de fonctionnement, et pour vaincre la pression et le débit nécessaire pour le forage d'un puits. La maintenance préventive systématique, ou conditionnelle n'est pas utilisée pendant l'exploitation de la pompe, cependant périodiquement on assure les inspections suivantes :

Tableau (VI-1) : Maintenance préventive de la pompe a boue

Fréquence	Opérations
<p>Chaque Jour</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Inspection visuelle des fuites de fluide et d'eau de refroidissement de la pompe • Inspection visuelle des traces de corrosion sur les surfaces extérieures • Inspection visuelle de la propreté de la pompe • Inspection visuelle du niveau d'huile dans la pompe • Inspection visuelle des fuites d'huile sur la pompe • Inspection visuelle des dommages mécaniques de la pompe • Inspection visuelle des raccords desserrés sur la pompe • Inspection des bruits de fonctionnement anormaux des roulements de transmission • Inspection des bruits de fonctionnement anormaux de la commande à manivelle • Contrôler l'affichage d'encrassement optique sur le filtre à huile avec la pompe à huile de graissage en marche • Inspection visuelle du contrôleur de débit sur l'engrenage • Contrôler les dommages et le fonctionnement des manomètres • Contrôler les bruits de fonctionnement anormaux et les températures de la pompe à huile de graissage • Contrôler les bruits de fonctionnement anormaux et les températures des moteurs électriques • Contrôler l'étanchéité des pistons et douilles de vérin • Contrôler les bruits de fonctionnement anormaux des vannes • Contrôler l'encrassement et le niveau de remplissage suffisant du réservoir d'eau du refroidissement des douilles de vérin • Contrôler le filtre gros du refroidissement des douilles de vérin et éventuellement le nettoyer. • Contrôler les dommages sur le tuyau du refroidissement des douilles de vérin • Contrôler les bruits de fonctionnement anormaux et les températures de la pompe à eau de refroidissement

<p>Chaque Semaine</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Contrôler la précontrainte correcte des boulons des rotas du serrage de la douille de vérin • Contrôler le filtre gros du système d'huile de graissage et le nettoyer éventuellement
<p>Chaque Mois</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Contrôler le sécheur à ventilation, le remplacer si nécessaire • Contrôler la précontrainte de vis de la partie hydraulique d'aspiration et de pression • Nettoyage des tamis de rinçage • Nettoyage du piège à encrassement du réservoir d'eau de refroidissement • Nettoyer les reniflards (carter des pignons et carters des chaînes de transmission). • Contrôler l'entraînement des pompes de graissage (pompe de graissage des chaînes et pompe de graissage des pignons).
<p>Chaque 6 mois</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Effectuer les opérations de la fréquence précédente (chaque mois). Contrôler la tension des chaînes de transmission. • Vidanger l'huile de graissage du " carter des pignons " et remplir de nouveau la quantité préconisée d'huile TASSILIA 140. • Vidanger l'huile des " carter des chaînes " et remplir de nouveau la quantité préconisée d'huile TASSILIA 90. • Contrôler les jeux de roulement des crosses. • Contrôler le jeu entre crosses et glissières. • Contrôler la denture du couple d'engrenage. • Serrage au couple des boulons des paliers de l'excentrique. • Contrôler l'état de surface des glissières. • Vérifier l'état des garnitures d'étanchéité des rallonges de crosse. • Vérifier l'état des 2 pompes de graissage (pompe de graissage des chaînes et • pompe de graissage des pignons). • Vérifier l'état des roulements des moteurs électriques. • Inspecter les accouplements et remplacer au besoin. • Vérifier l'état des pignons et des roulements des pompes de graissage et • remplacer au besoin.

Chaque Année	<ul style="list-style-type: none">• Vérification des raccordements de câbles à la recherche de fils électriques lâches ou brisés• Contrôler le jeu des crosses,• Renouveler le joint de tige des crosses• Contrôler la grue pivotante sur colonne• Contrôle MPI des cordons de soudure sur les supports de couple de rotation
Chaque 5 ans	<ul style="list-style-type: none">• Remplacement des paliers à rouleau de transmission• Inspection des fissures de l'arbre de manivelle et de la bielle• Inspection des fissures sur le boîtier• Inspection du jeu des paliers

IV.6. c.2.Maintenance corrective :

C'est une opération de maintenance effectuée après défaillance. Elle est effectuée dans le but de maintenir le matériel dans l'état de ses performances initiales.

Il existe deux types d'intervention de la maintenance corrective, qui sont :

- Les dépannages, c'est-à-dire une remise en état de fonctionnement effectuée sur place, cette pratique est très fréquente en cours de fin de vie du matériel, elle possède un caractère provisoire ;
- Les réparations, faites sur place, ou en atelier central, parfois après dépannage, ont un caractère définitif.

Tableau (IV-2) : Pannes de la pompe à boue et leurs remèdes [15]

INCIDENTS	CAUSE	REMEDE
<p>a) Baisse de pression de refoulement</p>	<p>1) Usure de l'ensemble du clapet ; 2) Clapet totalement couvert ; 3) Mauvais remplissage ; 4) Fuite de fluide ; 5) Manomètre défectueux</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Remplacer celui-ci ; • Eliminer le corps qui provoque l'ouverture de la conduite ; • Déboucher la conduite d'aspiration • Augmenter le niveau dans le bac d'aspiration ; • Amorcer les chambres hydrauliques ; • Remplacer les pistons et les chemises. • Diminuer la vitesse de la pompe ; • Le remplacer ;
<p>b) Baisse de Pression d'aspiration</p>	<p>1) Bas niveau d'aspiration ; 2) Capacité insuffisante de la pompe de suralimentation ; 3) Ecoulement lent de fluide de forage ; 4) Manomètre défectueux ;</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Augmenter le niveau dans le bac d'aspiration ; • Eliminer les anomalies éventuelles de la pompe de suralimentation ; • Eliminer les restrictions dans la conduite d'aspiration ; • Le remplacer.

<p>C) Chocs Hydrauliques</p>	<p>1) Aspiration défectueuse ; 2) (existence d'air dans la conduite d'aspiration) ; 3) Présence d'air ou de gaz dans la</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Eliminer l'air de la conduite ; • Ajuster l'amortisseur d'aspiration.
<p>D) Vibration de la conduite de refoulement</p>	<p>1) Anomalie au niveau de 2) l'amortisseur de 3) Boulons desserrés ; 4) Manque de support sous 5) conduite.</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Réparer ou recharger • remplacer ; • Il faut resserrer les • boulons ; • La munir d'un support.
<p>E) Cognement dans la partie Mécanique</p>	<p>1) Rotation incorrecte de la 2) pompe à boue ; 3) Piston-tige desserré ; 4) Rallonge de crosse desserrée ; 5) Roulements principaux usés ; 6) Axe de crosse usé.</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Vérifie le • du mécanisme ; • Vérifier et • Il faut les resserrer • Changer ; • Régler les guides ou les remplacer.
<p>F) haute température d'huile</p>	<p>1) Mauvais réglage de la crosse ; 2) Roulement mal ajusté ; 3) Diminution de la 4) refoulement de la pompe à l'huile.</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Vérifier et ajuster les jeux ; • Ajuster bien les bagues • roulement ; • Réparer la pompe ou la remplacer.

<p>G) Basse pression d'huile</p>	<p>1) Diminution de niveau d'huile ; 2) Lubrification contaminée ; 3) Fuite dans le circuit d'huile ; 4) Pompe à huile défectueuse; 5) Crépine d'aspiration colmatée ; 6) Manomètre défectueux.</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Vérifier et ajouter l'huile si nécessaire ; • Changer l'huile ; • Eliminer toutes les fuites ; • Réparer ou remplacer celle-ci ; • Le nettoyer et changer l'huile ; • Remplacer.
<p>H) Haute pression d'huile</p>	<p>1) Huile contaminée ; 2) Colmatage des conduites ; 3) Manomètre défectueux ; 4) Filtres à l'huile bouchés.</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Changer l'huile ; • Changer le cartouche d'huile ; • Le remplacer ; • Les nettoyer.
<p>I) Chemises et garniture de pistons Rayés</p>	<p>1) Excès de sable ou de matériaux étrangers dans la boue ; 2) Course de piston dérégulée.</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Dessabler, • vérifier souvent • Régler la course ; • Réparer le système d'arrosage.
<p>J) Chemise piquée</p>	<p>1) Corrosion excessive.</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Les nettoyer.
<p>K) Usure décentrée de la chemise ou du piston chemise coup ou Faussée</p>	<p>1) Manque d'alignement. 2) Le sur blocage peut avoir faussé la chemise.</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Vérifier l'usure de la crosse, le blocage de la tige de piston, de cylindre ; • Ne serrer les vis qu'en dernier lieu.

<p>L) Rayure de l'alésage d'une chemise</p>	<p>1) Piston usé ou abîmé ; 2) Des pistons endommagés peuvent provoquer de telles rayures.</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Monter un nouveau piston et une chemise neuve.
<p>M) Portée de</p>	<p>1) la portée de cylindre peut être usée ;</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Sortir les vis de serrage avant de bloquer la portée

IV.7. Opérations de réparation de la pompe à boue BMPT-1600-ACR-7.5“x12“: [16]

IV.7. 1. Définition :

La réparation est un ensemble d'opérations ayant pour but le rétablissement du bon état, de l'aptitude au travail, et les ressources de l'équipement. Elle comprend :

- les réparations menues ;
- les réparations moyennes ; et
- les réparations complètes.

IV.7.2 .Réparations apportées à la pompe à boue :

En fonction de la durée de vie, de l'utilisation des mécanismes et pièces de la pompe d'une part, et le volume des travaux à réaliser par la pompe d'autre part ; ainsi que, selon la planification et l'organisation des opérations de réparations, on effectue sur les pompes à boue les travaux de réparation suivants :(menue, moyenne, générale)

IV.7.3.Méthode de lancement des travaux de réparation de la pompe à boue:

IV.7 .3.f.1. Sur chantier :

En cas d'apparition des pannes imprévues, le mécanicien et le chef mécanicien vérifient l'état de la pompe afin de prendre les décisions de réparation sur atelier, ou sur chantier. Selon un planning, le chef mécanicien transmet au mécanicien de chantier les programmes de révision et réparation périodique à effectuer. Le mécanicien après avoir reçu les messages exécute les ordres en réalisant toutes les opérations nécessaires telles que la vérification de niveau d'huile, de température, et de pression.

Par la suite, il établit son rapport de vérification en exprimant l'état général de la pompe à boue.

IV.7. 3.f.2. Sur atelier :

Le chef de chantier signe un ordre de mission, et bon de sortie de la pompe afin de pouvoir la transmettre à l'atelier, et pendant la réception de la pompe, on mentionne sur la fiche de suivi la date d'entrée et l'état de la pompe.

Les mécaniciens dans l'atelier procèdent donc au nettoyage extérieur et au démontage de la pompe. Toutes les pièces sont bien nettoyées, et contrôlées soigneusement, afin de juger celles à rebouter, ou à remplacer par d'autres neuves, ou bien à réparer.

Toutes les pièces d'usure de la partie hydraulique sont remplacées par d'autres neuves (garniture d'étanchéité, clapets, tiges, chemises, etc....), ces pièces sont fournies par le magasin des pièces de rechange, après la prise d'accord du chef d'atelier par un bon de réquisition des matériels. Après le remontage et avant la livraison de la pompe vers le chantier le chef d'atelier, doit mentionner toutes les réparations réalisées, les pièces rechangées, les coûts de réparations réalisées et la date de sortie de la pompe sur la fiche technique de suivi de la pompe à boue. L'organigramme de réparation de la pompe est le suivant.

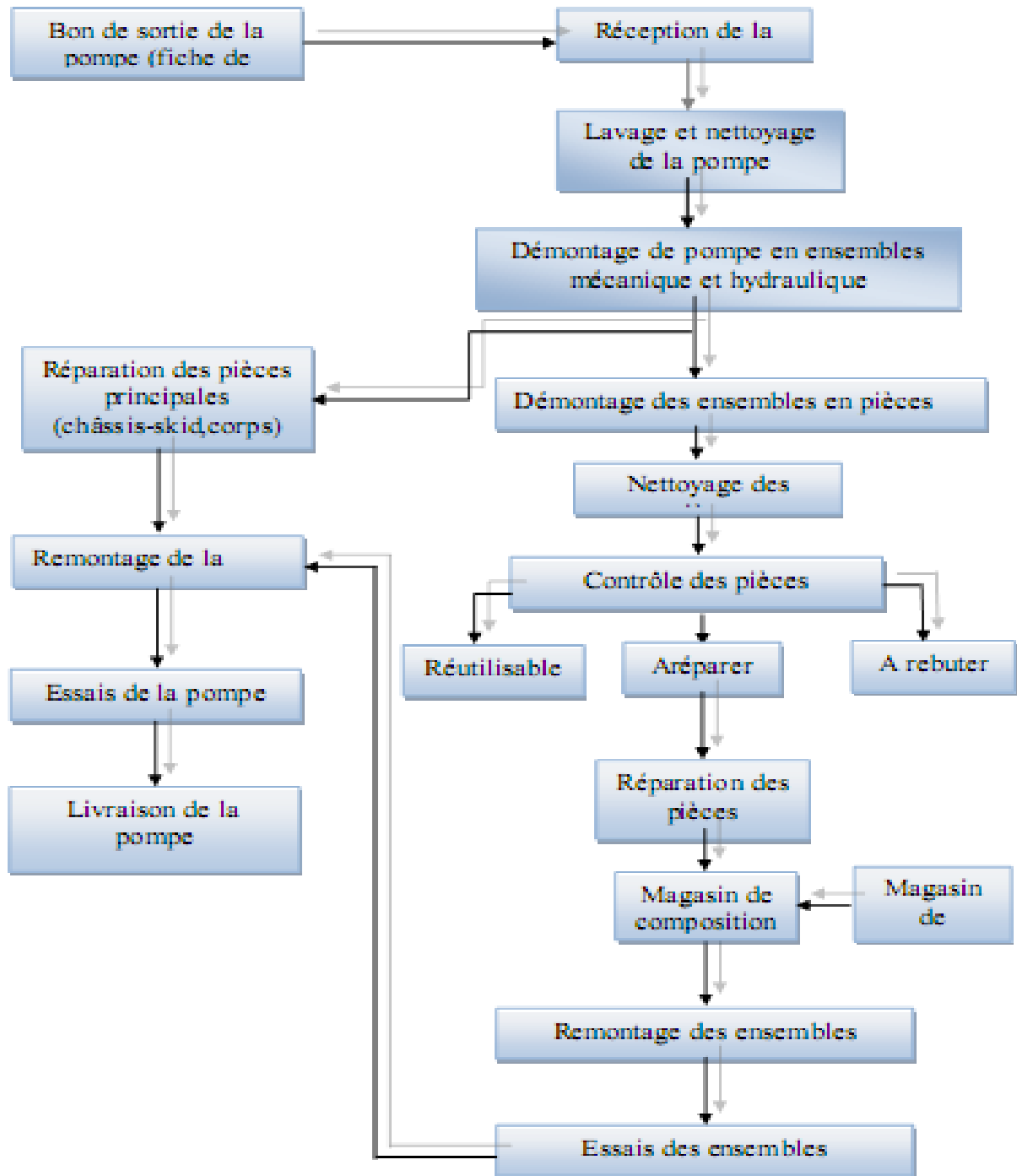


Figure (IV.2). Organigramme de réparation de la pompe : [13]

IV.7. 4 .Montage et démontage de la pompe à boue :

Les opérations de démontage et remontage sont des opérations très importantes, elles nécessitent une exécution bien correcte et soignée. Le personnel, qui exécute ces opérations doit être qualifié, et connaître bien la pompe à boue parce qu'une simple erreur peut engendrer la détérioration des pièces, qui sont très coûteuses.

IV.7. 4.1 Démontage de la pompe à boue :

Le démontage de la pompe s'effectue comme suit :

IV.7. 4.1.1. Démontage de la partie hydraulique :

- ouvrir les portières des clapets d'aspiration et de refoulement ;
- enlever les sièges des clapets ;
- démonter le système d'arrosage de l'arrière piston ;
- démonter les portes des cylindres ;
- dévisser les couvercles de chemise ;
- extraire les chemises ;
- démonter les pistons et les tiges de pistons ;
- démonter l'amortisseur de pulsation.

IV.7. 4.1.2. Démontage de la partie mécanique :

- vidange de l'huile du carter de la pompe ;
- démontage du bâti supérieur de la pompe ;
- démonter la chaîne de transmission ;
- enlever les pieds des bielles en retirant les boulons de fixation de l'axe de crosse ;
- démonter le pignon d'attaque ;
- démonter le système de guidage (crosse glissière) ;
- démonter les palières (roulements coniques) de l'excentrique sous pression de l'huile ;
- extraire les cages des palières ;
- enlever l'ensemble bielles excentrique à l'aide d'un élévateur ;
- démonter les bielles en enlevant les boulons de fixation sur l'excentrique ;
- démonter la roue dentée ;
- nettoyer et faire le diagnostic de tous les organes démontés.

IV.7. 4.2. Remontage de la pompe à boue :

Le remontage est une opération très difficile, et il lui faut un mécanicien qualifié, il se fait dans le sens contraire du démontage, mais avec une grande précaution de façon à présenter :

- le bon déplacement des pièces ;
- l’alignement soigné du système de guidage avec la tige et la partie hydraulique ;
- le bon serrage des boulons;
- l’ordre de montage de la pompe se fait à l'aide des documents techniques de la pompe ;
- Avant chaque intervention sur la pompe il faut s’assurer qu’elle est isolée électriquement ;
- Les pompes à boue doivent être équipées de soupape de sécurité, ces dispositifs doivent être installés et entretenus conformément aux recommandations du constructeur. Aucune mesure ne doit être prise pour éliminer ou diminuer le fonctionnement de ces dispositifs ;
- Toutes les mesures de protection doivent être munies de chaînes de sécurité ;
- Les conduites de décharge doivent être bien placées et fixées solidement ;
- Les pressions des amortisseurs de pulsation doivent être vérifiées régulièrement ;
- Les procédures de contamination doivent être appliquées lors des entretiens, et réparations des équipements.

Conclusion

Conclusion

L'étude d'une installation d'une pompe à boue lors de notre stage à ENAFOR(ENF 24) nous a permis de connaître les différents éléments d'une pompe à boue, avec leurs fonctionnement et construction et les différents circuits de graissage, refroidissement et sécurité.

L'étude de la maintenance nous a justifié la conformité de l'équipement étudié par rapport aux spécifications désignées. Il est à noter que le bon déroulement des opérations de maintenance et la disponibilité des pièces de rechange, se traduit par une bonne politique de maintenance.

Le calcul des pertes des charges réalisé, conformément au programme de forage du puits donné, montre que le choix de la pompe triplex à simple effet **BMPT-1600-ACR-7.5“x12“** est satisfaisant, elle s'adapte convenablement aux conditions de ce forage. Le choix de la chemise unique de diamètre 6 “ pour le forage des deux phases est plus avantageux par rapport au changement de chemise par phase car il permet de gérer un nombre de chemises réduit, un gain de temps et d'argent important ce qui réduira considérablement le prix de revient du mètre foré, on note que le changement de pression de chaque phase se fait par un changement de la puissance mécanique ; Le calcul de vérification réalisé pour certaines pièces montre que celles-ci travaillent dans de bonnes conditions .

Pour mieux préserver notre pompe et suite à plusieurs constatations pratiques nous recommandons les suggestions suivantes ;

- ✓ Le bon traitement physique et mécanique (dessablage, déssiltage, dégazage,..) de la boue fait augmenter la durée de vie de la pompe;
- ✓ De prévoir une bonne préparation de la boue avant l'aspiration de la pompe pour retenir les matériaux en suspension de faible diamètre;
- ✓ De prévoir des chemises lors des commandes qui résistent plus aux cristaux solides;
- ✓ D'exiger au fournisseur de la pompe; des traitements thermiques adéquats, pour améliorer et augmenter la résistance des pièces à la fatigue et à l'usure;
- ✓ D'utiliser une boue de bonne qualité pendant le forage, et de prévoir des analyses périodiques durant l'opération de forage.

Références

Bibliographiques

Références bibliographiques

- [1] M, Zinsalo Joël . Pompes et station de pompage . école polytechnique d'Abomey Calavi.1999
- [2] Earl, Logan, Turbomachinery basic theory and applications ,Maecel Dekker INC, 1993
- [3] Ri Lewis ,Turbomachinery, performance, analysis ,British librery cataloging, 1996
- [4] Ghiti. nadjibe « Technique de pompes» Ecole Skikda IAP juillet 2009.
- [5] Hafsi .takieddine. et somaa. ismail. « Appareil de forage» université kasdiMerbah Ouargla 2011
- [6] P, Trambouz, Raffinage du pétrole , Matériels et Equipements , Edition technip ,1999
- [7] IAP (Institut Algérien du Pétrole) «les fonctions levage- rotation- pompage et circulation», Cours de forage.
- [8] ENAFOR ,Document sur la pompe à boue sur chantier ENF 24
- [9] P.MOTARD « Forage rotary; les circuits hydrauliques », Editions Technip, juin 1974.
- [10] Bernard chargères , Pompes volumétriques pour liquide , Technique d'ingénieur, Technique d'ingénieur , B4320
- [11] Documents Sonatrach BA_BMPT-T-1600-AC R-7 1-2x12_0051-0052_FR_REV00
- [12] Slimani a. et m Dadou . Forage Module: M1, M2.
- [13] GABOLDE Gilles, NGUYEN Jean-Paul, « formulaire du foreur », publications de l'institut français du pétrole, édition 1989.
- [14] Andris Biarciatto, Guide de maintenance industrielle, Delegrave , 2008
- [15] BENZAADA S. et FELIACHI M : «La maintenance industrielle». Office des publications universitaires. Alger, juillet 2002.
- [16] DRIDI SAMIR et YAKOBI OMAR. «Etude et maintenance d'une pompe à boue (1400 PT)» université Mohammad bougera Boumerdes 2005.

Résumé:

L'installation de forage est un complexe d'équipements comprenant des machines et des mécanismes liés entre eux pour accomplir une fonction bien déterminée. Parmi ces équipements on s'intéresse aux pompes à boue de type triplex à simple effet car elles jouent un rôle important dans l'installation de forage, elles permettent la circulation de la boue lors d'un forage à haute pression et débit de travail. Ce travail présente une étude théorique de choix et de vérification des paramètres de fonctionnement de la pompe BMPT-1600-ACR-7.5“x12“ par le calcul de débit, puissance et des pertes de charge liés aux phases de forage. Les résultats de vérification de performance de la pompe par le calcul hydraulique et mécanique montrent que les pièces (chemise et tige) de la partie hydraulique résistent aux forces de compression et de phénomène de flambage. En plus l'étude de maintenance et les opérations de visite et de remplacement des pièces à usure rapide sont nécessaires pour augmenter la longévité et la fiabilité de la pompe pour assurer une longue durée de service durant l'opération de forage.

Mots clés : pompe à boue triplex , choix et vérification, calcul mécanique, calcul hydraulique, maintenance

Abstract:

The drilling is a complex of equipment containing machines and mechanisms linked together to accomplish a clearly defined function. Among these equipments we are interested in triplex mud pumps single acting because they play an important role in the drilling installation, They allow the flow of mud at a high pressure drilling and flow, this work presents a theoretical study of choice and verification of operating parameters of the BMPT-1600-ACR-pump 7.5 "x12 by the determination of flow, power and of pressure drop related to drilling phase. The performance verification results of the pump by the hydraulic and mechanical calculations show that the parts (liner and stem) of the hydraulic part resist compressive forces and buckling phenomena .In addition to the study of maintenance and visiting operations and replacement of rapid-wear parts are needed to increase the durability and reliability of the pump and to ensure a long service life during the drilling operation.

Keywords: triplex mud pump, selection, verification, mechanical calculation, hydraulic calculation, Maintenance

