

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE
L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



Université M'Hamed Bougara Boumerdes
Faculté des Hydrocarbures et de la Chimie



Département de Transport et Equipement des Hydrocarbures

Mémoire de fin d'études
En vue de l'obtention du diplôme de Master

Domaine : Sciences et Technologies

Filière : Hydrocarbures

Option : Génie mécanique : Mécanique des chantiers pétroliers (MACP-17)

THEME

**CONCEPTION, CALCULS ET EXPLOITATION DE LA
POMPE A BOUE DE FORAGE DE TYPE
TPK 7 1/2" X 14" / 2200 CL**

Réalisé par :

HAFAYED RAFIK

HASSANI BOUSSAIRI

Jury d'évaluation

Noms et Prénoms		Grades	Université/Affiliation
Examineur	M. GACEB	Professeur	UMBB
Examineur	B. BLOUL	MC/A	UMBB
Examineur	M. ARBAOUI	MC/A	UMBB
Promoteur :	GUEBLI Abdelhamid	MC/B	UMBB

Boumerdès : 2021/2022

REMERCIEMENTS

En premier lieu, Nous tenons à remercier notre DIEU, notre

Créateur pour nous avoir donné la force pour

Accomplir ce travail.

Nous tenons à remercier aussi très chaleureusement notre
encadreur, Mr. GUEBLI ABDELHAMID pour avoir accepté de
diriger notre travail, pour son esprit d'ouverture et sa disponibilité,
pour son aide et ses prodigieux conseils pour développer le présent
mémoire avec succès.

Merci Professeur pour votre volonté, votre conscience
professionnelle et votre sérieux.

Nous remercions toutes les personnes qui nous ont aidées de près
ou de loin à la finalisation de ce travail, nous tenons à leur
Exprimer notre vive gratitude.

Enfin, nos remerciements à l'ensemble des Enseignants du
Département de transport et équipements
des hydrocarbures

Dédicace

Je tiens à dédier ce mémoire :

A ma très chère **Mère** et à la mémoire de mon **Père**, en témoignage et en gratitude de leurs dévouements, de leurs soutien permanent durant toutes mes années d'études, leurs sacrifices illimités, leurs réconforts moraux, eux qui ont consenti tant d'effort pour mon éducation, mon instruction et pour me voir atteindre ce but, pour tout cela et pour ce qui ne peut être dit, mes affectations sans limite.

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

A Frère, mes Chères Frères. A toute ma famille.

A mes Voisins et à mes Amis (es) surtout ceux qui ont supporté mes sauts d'humeur.

A ceux qui ont cru en moi,

A ceux qui croient en moi,

Et à ceux qui croiront toujours en moi.

A vous tous un grand merci

HAFAYED RAFIK.

Dédicace

Je tiens à dédier ce mémoire :

A ma très chère **Mère** et à mon cher **Père**, en témoignage et en gratitude de leurs dévouements, de leurs soutien permanent durant toutes mes années d'études, leurs sacrifices illimités, leurs réconforts moraux, eux qui ont consenti tant d'effort pour mon éducation, mon instruction et pour me voir atteindre ce but, pour tout cela et pour ce qui ne peut être dit, mes affectations sans limite.

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

A la mémoire de mon frère « Mohamed Saïd », mes chers frères et sœurs.
A toute ma famille.

A mes Voisins et à mes Amis (es) surtout ceux qui ont supporté mes sauts d'humeur.

A ceux qui ont cru en moi,

A ceux qui croient en moi,

Et à ceux qui croiront toujours en moi.

A vous tous un grand merci

HASSANI BOUSSAIRI.

Abréviations

<i>Dimension</i>	<i>Unité</i>	<i>Signification</i>
<i>A</i>	<i>in²</i>	Surface totale des duses d'outil.
<i>d</i>	<i>kg/ l</i>	Masse volumique du fluide.
<i>D</i>	<i>In</i>	Diamètre intérieur garniture.
<i>D₀</i>	<i>in</i>	Diamètre extérieur annulaire.
<i>D_i</i>	<i>in</i>	Diamètre intérieur annulaire (extérieur garniture).
<i>L</i>	<i>m</i>	Longueur.
<i>P</i>	<i>kPa</i>	Pertes de charges, pression.
<i>Q</i>	<i>l /mn</i>	Débit de fluide.
<i>μ</i>	<i>cp</i>	Viscosité de fluide.
<i>B</i>		Coefficient correspond à la boue en circulation
<i>N1</i>		Coefficient des pertes de charge
<i>P_{TJ}</i>	<i>KPA</i>	Les pertes de charge a l'intérieur de Tool-joint
<i>L_{TJ}</i>	<i>m</i>	La longueur de Tool-joint
<i>D_{TJ}</i>	<i>in</i>	Diamètre intérieur de Tool-joint
<i>P_{DP}</i>	<i>KPA</i>	Les pertes de charge à l'intérieur des tiges
<i>L_{DP}</i>	<i>m</i>	La longueur des tiges

D_{DP}	in	Le diamètre intérieur des tiges
P_{HW}	KPA	Les pertes de charge à l'intérieur des tiges lourdes
L_{HW}	m	La longueur des tiges lourdes
D_{HW}	in	Diamètre intérieur des tiges lourdes
P_{DC}	KPA	Les pertes de charges à l'intérieur des masses tiges
L_{DC}	m	La longueur des masses tiges
D_{DC}	in	Diamètre intérieur des masses tiges
P_t	KPA	Les pertes de charge dans le trépan
P_s	KPA	Les pertes de charge aux équipements de surface
P_{tot}	KPA	Les pertes de charge total
P_m	HP	La puissance mécanique
P_{hr}	HP	La puissance hydraulique
N	Coup.mn	Nombre de coups
P_{ref}	KPA	La pression de refoulement
$Q_{unitaire}$	Coup/min	Le débit unitaire
η_m		Rendement mécanique
η_t		Rendement de transmission
η_v		Rendement volumique
η_h		Rendement hydraulique

Liste des Figures

N°	Titre	Page
Fig. 1.1	L'emplacement des puits voisin de HTF35	3
Fig. 1.2	Log stratigraphique synthétique de puits HTF35	5
Fig. 1.3	Estimation du temps HTF-35	7
Fig. 1.4	Paramètres de l'outil de forage (SB415C-Nouveau)	8
Fig. 1.5	Paramètres de l'outil de forage (DD5560)	8
Fig. 1.6	Paramètres de l'outil de forage (HC606S)	9
Fig. 1.7	Paramètres de l'outil de forage (DSF713M)	9
Fig. 2.1	Pompe a boue TPK 7 1/2" x 14" / 2200 CL 7500 PSI	13
Fig. 2.2	Vues générales de la pompe	15
Fig. 2.3	Système d'entraînement (à courroies)	26
Fig. 2.4	Système d'entraînement (à chaines)	26
Fig. 2.5	Train d'engrenage	28
Fig. 2.6	Corps de pompe	30
Fig. 2.7	Amortisseur d'aspiration	30
Fig. 2.8	L'extenseur de goujons	31
Fig. 2.9	L'extenseur hydraulique	32
Fig. 2.10	Raccordement - chemises	32
Fig. 2.11	Raccordement - vérins et tiges de piston	33
Fig. 2.12	Distributeur de pression	34
Fig. 2.13	Pièces du système de lubrification	35
Fig. 2.14	Les indicateurs de flux	36
Fig. 2.15	Lubrification avec verre-regard de flux ou interrupteur à pression	37
Fig. 2.16	Le clapet de charge et l'accumulateur	39
Fig. 3.1	Phase première de forage	43
Fig. 3.2	Phase deuxième de forage	46
Fig. 3.3	Phase troisième de forage	49
Fig. 3.4	Phase quatrième de forage	52
Fig. 3.5	Comparaison entre les pertes de charge théorique et réelle dans chaque phase	61

Liste des tableaux

N°	Titre	Page
Tableau 1.1	L'emplacement des puits voisin de HTF35	2
Tableau 1.2	Fiche technique de puits HTF35	4
Tableau 1.3	Programme d'enregistrement de boue	6
Tableau 1.4	Caractéristiques de l'appareil de forage et ses équipements	10
Tableau 2.1	Caractéristiques générales (Poids total / dimensions générales) de la pompe	17
Tableau 2.2	Tableau des performances	18
Tableau 3.1	Données de départ	42
Tableau 3.2	Tableau récapitulatif des résultats de calculs	58
Tableau 3.3	Tableau récapitulatif du nombre de coups par minute pour chaque phase	59
Tableau 3.4	Comparaison entre les pertes de charge totales théoriques et les pertes de charge réelles dans chaque phase	61

Sommaire

INTRODUCTION GENERALE.....	1
CHAPITRE I : PRÉSENTATION DU Puits fore HTF35 ET DE L'APPAREIL DE FORAGE TP TP199	2
I.1. Présentation du puits fore HTF35	2
I.2. Présentation de l'appareil de forage TP199	10
CHAPITRE II : ETUDE TECHNIQUE DE LA POMPE À BOUE DE FORAGE TPK 7 1/2"X14" / 2200 CL	12
II.1 Présentation de la pompe à boue et du groupe de pompage	12
II.1.1 Informations générales	12
II.1.2 Groupe de la pompe	15
II.1.3 Système d'entraînement.....	15
II.1.4 Corps hydrauliques / clapets	15
II.1.5 Distributeurs de refoulement et Distributeurs d'aspiration	16
II.1.6 Lubrification de la pompe	16
1. Lubrification des chaînes	16
2. Lubrification de l'engrenage	16
II.1.7 Refroidissement des chemises	16
II.1.8 Pompe de suralimentation	17
II.2 Caractéristiques techniques de la pompe	17
A. Caractéristiques générales : Poids total / dimensions générales	17
B. Puissance et autres caractéristiques	17
C. Gamme d'opération	19
D. Système d'entraînement principal	19
E. Lubrification - engrenage / chaînes	19

F. Lubrification - chaînes	20
G. Refroidissement des chemises	21
H. Contrôle de la course	22
II.3 Description et instructions d'exploitation de la pompe	23
II.3.1 Informations générales du constructeurs	23
II.3.2 Instructions de sécurité	23
II.3.3 Mise en service de la pompe	24
II.3.4 Description et fonctionnement des organes de la pompe	25
1. Système d'entraînement	25
2. Train d'engrenage	27
3. Corps de pompe	29
4. Ensemble hydraulique pour l'extension de goujons	31
5. Raccordement – chemises	32
6. Raccordement - vérins et tiges de piston	33
7. Distributeur de pression (conduite de refoulement)	33
8. Système de lubrification	34
9. Suralimentation	37
10. Chargement des amortisseurs de pulsations	38
CHAPITRE III : CALCULS HYDRAULIQUE DE LA POMPE À BOUE DE FORAGE	40
III.1. Calcul des pertes de charge	40
III.2. Les équations (relations de calcul) de perte de charge utilisées en forage	41
III.3. Calcul des pertes de charge pour chaque phase de forage	42
III.4. Calcul de la puissance hydraulique pour chaque phase	55
III.5. Calcul de la puissance mécanique exigée à l'entrée des pompes	55
III.6. Calcul de la puissance mécanique des moteurs d'entraînement	57

III.7. Nombre de pompe dans chaque phase	58
III.8. Calcul du diamètre de la chemise de chaque phase	59
III.9. Calcul du débit instantané	62
III.10. Calcul de la vitesse du piston	62
III.11. Calcul de la section du piston	62
CHAPITRE IV : CALCULS MECANIQUE DE LA POMPE À BOUE DE FORAGE.....	63
IV-1 Méthode de calculs mécanique de la pompe à boue de forage	63
IV-1.1 Calculs à la résistance des éléments de la partie hydraulique de la pompe de forage	63
IV-1-1.1 Calcul de la boîte hydraulique et clapets, cylindre et collecteur de sortie	63
IV-1.1.2 Calcul de la chemise à l'éclatement	65
IV-1.1.3 Calcul des tiges de la pompe	66
IV-1.1.4 Application relative au calcul de la tige de piston	70
IV-2 Application de calculs mécaniques à la pompe à boue de forage étudiée	72
IV-2-1 Calcul de la chemise à l'éclatement	72
IV-2-2 Calcul de la tige de piston	73
CHAPITRE V : MAINTENANCE DE LA POMPE A BOUE DE FORAGE	76
V.1. Généralités sur la maintenance des pompes à boue de forage.....	76
V.1.1 Généralités sur la maintenance preventive des pompes à boue de forage	77
V.1.2 Généralités sur la maintenance corrective des pompes à boue de forage	78
V.2. Détails d'entretien technique de la pompe à boue de forage TPK 7 1/2"X12" / 2200 CL	80
V.2.1. Entretien technique preventif de la partie hydraulique	80
V.2.2. Entretien technique preventif de la parie mécanique	80
CONCLUSIONS GENERALES	81
BIBLIOGRAPHIE	82

INTRODUCTION GENERALE

Le pétrole et le gaz jouent un rôle fondamental dans l'économie nationale, ils constituent la source la plus importante d'énergie qui a une valeur inappréciable. Pour exploiter ces richesses souterraines, on procède au forage qui est une opération très délicate et la plus coûteuse du processus d'exploitation de cette énergie. La pratique montre que les fonds engagés dans les travaux de forage comprennent plus de 30% des tous les investissements concentrés dans l'industrie du pétrole et de gaz de notre pays.

L'objectif prioritaire des foreurs est la réalisation d'un puits, conformément au programme qui leur a été fourni, au meilleur coût possible dans les meilleures conditions techniques. Les travaux de forage de puits de pétrole et de gaz sont le plus difficiles dans l'industrie pétrolière et exigent beaucoup de main d'œuvre, différents matériaux et nécessitent de grand investissement.

Dans l'installation de forage de puits pétroliers on trouve toujours le système de circulation d'un liquide de forage, qui est généralement la boue de différentes natures destinée à l'absorption de la chaleur dégagée lors du frottement de l'outil de forage avec les roches et à faire monter les déblais des roches forées vers la surface par circulation en recyclage. Cette circulation nécessite l'utilisation de pompes à boue de forage, qui sont des pompes volumétriques à pistons assurant de grands débits et supportant de grandes pressions de refoulement.

Tenant compte de l'importance considérable des pompes à boue de forage dans le processus de forage des puits pétroliers, l'étude de ces pompes est très importante pour les spécialistes en mécanique des chantiers pétroliers pour justifier leur choix, assurer leur exploitation rationnelle et contrôler leur sûreté de fonctionnement. C'est dans ce cadre que s'inscrit le présent mémoire de fin d'étude, qui a pour thème : Etude de la conception, calculs et exploitation de la pompe à boue de forage de type TPK 7 1/2"X14" / 2200 CL.

Ce mémoire est en premier lieu consacré à la présentation du puits pétrolier à forer HTF35 par l'ENTP grâce à l'appareil de forage TP 199, qui est équipé par la pompe à boue de forage étudiée de marque WILLS et de type TPK 7 1/2"X14" / 2200 CL.

Ce mémoire est en deuxième lieu consacré à l'étude de la pompe à boue de forage de type TPK 7 1/2"X14" / 2200 CL. De point de vue conception et exploitation, et ceci pour bien faire connaissance avec cette pompe.

Ce mémoire est en troisième lieu consacré à des calculs hydrauliques et mécaniques pour vérifier le bon choix de cette pompe à boue dans les conditions imposées par le forage du puits cité.

Enfin ce mémoire traite d'une manière sommaire de maintenance de la pompe étudiée.

Ce mémoire est entamé par une introduction générale, développé à travers 5 chapitres et enfin terminé par des conclusions générales suivies par les références.

CHAPITRE I : PRESENTATION DU Puits FORÉ HTF35 ET DE L'APPAREIL DE FORAGE TP TP199

INTRODUCTION AU CHAPITRE 1

Dans ce chapitre nous allons considérer la présentation du puits foré HTF35 et de l'appareil de forage TP TP199, équipé par la pompe à boue de forage étudiée de marque WILLS et de type TPK 7 1/2"X14" / 2200 CL.

L'appareil de forage TP199 appartient à L'ENTP, qui est une entreprise pétrolière bien connue.

I.1 PRESENTATION DU Puits FORÉ HTF35 :

Le puits foré HTF35 est un puits vertical à forer dans le champ Hassi Tarfa situé dans sa partie nord. Il est destiné à l'exploitation du réservoir Quartzites El Hamra.

Le puits HTF35 a plusieurs objectifs qui sont :

- Forer à une profondeur finale de 3445 m (04 m dans les schistes d'El Gassi, WOC @ 3450), dans les délais prévus.
- Cible : Ordovicien (Quartzite El Hamra).
- Pression du réservoir attendue : 380 kg/cm
- Ne pas dépasser le NPT global < 5%.
- Atteindre les objectifs d'acquisition d'exploitation forestière.
- Effectuer toutes les opérations en se référant aux normes SONATRACH HSE.

L'emplacement des puits voisin de HTF35 est donné par le tableau 1.1 et la figure 1.1 suivants.

Tableau 1.1 : L'emplacement des puits voisin de HTF35

Puits	X coor	Y coor	Distance (km)
HTF35	822 440,85	86 007,89	-
HTF20	821 225,23	86 499,36	1,31
HTF29	820 882,13	87 225,48	1,98
HTF19	820 470,67	85 333,62	2,08
HTF21	822 106,05	88 155,01	2,17
HTF10	820 773,94	87 782,91	2,44
HTF31	822 022,45	88 850,32	2,87

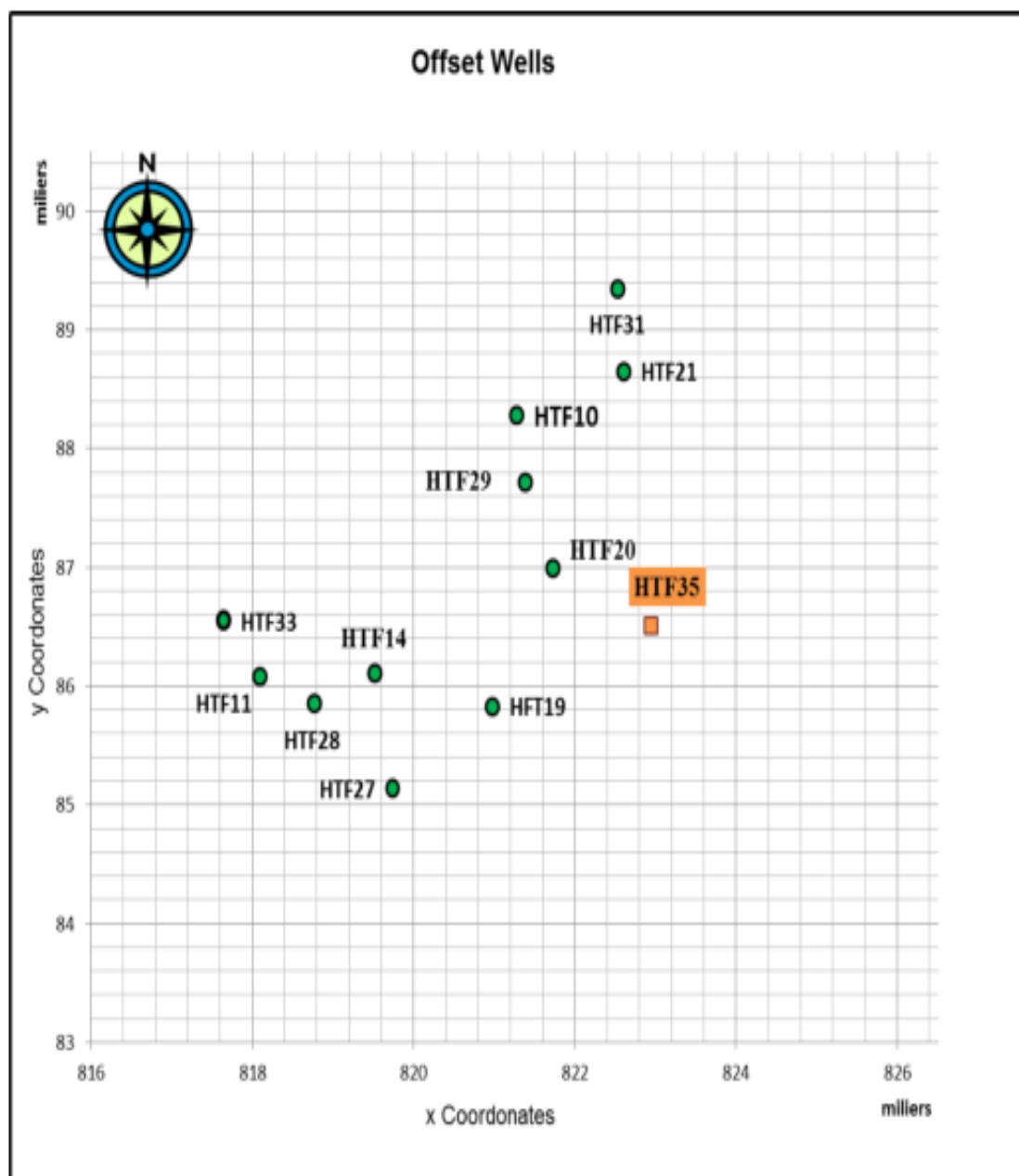


Fig.1.1 : L'emplacement des puits voisin de HTF35

Le puits HTF35 peut être présenté à travers la fiche, les documents et informations suivants :

Tableau 1.2 : Fiche technique de puits HTF35

Nom du Puits	HTF 35	
Champ	HASSI TARFA	
Bloc	427	
Classification des Puits	Développement	
Opérateur	SONATRACH	
Entrepreneur en Forage	ENTP	
Plate-Forme de Forage	TP-199	
Emplacement de Surface	LSA	X=822440,845 Y =86007,901
	Altitude	31° 19' 18.71385 " N
	Longitude	06°05' 09.47422 " E
	Zone UTM 31	X = 793 686
		Y = 3 469 121
Bien Situé dans le système de coordonnées	Zone UTM 31 sur le Sahara Nord, Clarke 80 (Ce système sera utilisé comme référence dans tous les documents)	
Altitude	Niveau du Sol	156m Au-Dessus du Niveau Moyen de la Mer (AMSL)
	Élévation de la Table Rotative	10 m Au-Dessus du Niveau du Sol (AGL)
	Élévation de la Table Rotative	166,64 m Au-Dessus du Niveau Moyen de la Mer (AMSL)
Puits TD	3444 m TVD	-3277 m TVDS

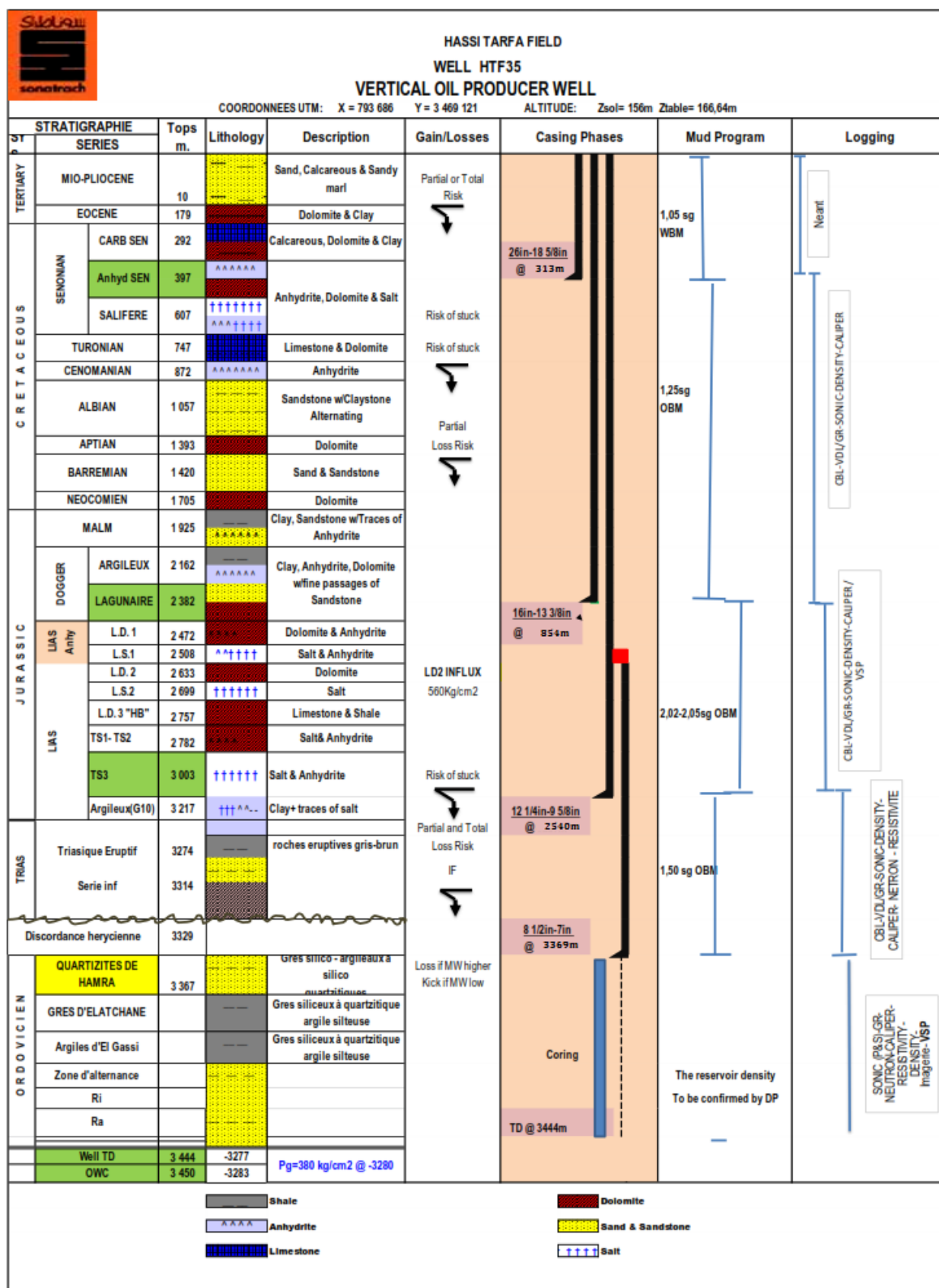


Fig.1.2 : Log stratigraphique synthétique de puits HTF35

PROGRAMME D'ÉCHANTILLONNAGE

Les échantillons ne doivent être prélevés que pour l'analyse et la description du géologue du site de puits.

PROGRAMME D'ENREGISTREMENT DE BOUE

Une unité de données en ligne basée sur l'installation de forage sera en vigueur depuis la sortie de la rampe jusqu'à la libération de l'installation de forage sur ce puits. L'unité fournira surveillance des volumes de fluides de forage et des gaz. Le personnel fournira des tâches de capture et de lavage des échantillons et fournir un résumé de fin de puits de diagraphie de boue. Les boutures seront capturées et collectées selon l'échantillonnage Programme.

PROGRAMME D'ENREGISTREMENT

Tableau 1.3 : Fiche technique de puits HTF35

Taille de Trou		Logs prévus
26"		NA
16"	1-	GR + Sonic (P&S) + Density + Caliper (GR to surface)
12" 1/4	1- 2-	GR + Sonic (P&S) + Density + Caliper CBL + VDL (18"5/8 & 13 3/8" casing)
8 VP	1- 2-	GR + Sonic (P&S) + Caliper + Density + Neutron CBL + VDL (9 W casing)
6"	1- 2- 3- 4-	GR Spectral + Sonic (P&C) + Caliper GR + Density + Neutron Resistivity + (VSP) CBL + VDL (7" casing) & Liner 4 1/2"

Estimation du temps HTF-35

	Jours	CumJours	Profondeur
PRE-SPUD			
Plate-forme de déplacement / dérapage et plate-forme	12,00 jours	12,00 jours	0m
Total Pré-Spud	12,00 jours		

FORAGE

	0,00 jours	0,00 jours	0m
Percez un trou de 26" à TD.	3,79 jours	3,79 jours	437m
InterPhase 26" - 16"	3,73 jours	7,52 jours	437m
Percez un trou de 16" à TD	7,50 jours	15,02 jours	2422m
InterPhase 16" - 12 1/4"	7,50 jours	22,52 jours	2422m
Percez un trou de 12 1/4" à TD	5,50 jours	28,02 jours	3227m
Phase intermédiaire 12 1/4" - 8 1/2"	6,00 jours	34,02 jours	3227m
Percez un trou de 8 1/2"	5,81 jours	39,83 jours	3369m
Interphase 8 1/2" - 6"	5,81 jours	45,64 jours	3369m
Perçage d'un trou de 6" jusqu'au point de carottage	1,62 jours	47,26 jours	3372m
Carottage 6" à TD	6,87 jours	54,13 jours	3444m
Temps total		54,13 jours	

JOURNALISATION ET ACHÈVEMENT

Logging final, DST, doublure 4 1/2" et achèvement	23,00 jours	77,13 jours	3444 m
Forage Total et Achèvement		77,13 jours	

TOTAL DES PUIITS :

PRÉ-SPUD:	12,00 jours
FORAGE:	54,13 jours
Doublure et FINITION finales E-logs 4,5" :	23,00 jours
	89,13 jours

Fig. 1.3 : Estimation du temps HTF-35

LES PARAMETRES DE L'OUTIL DE FORAGE :

26" BIT		
Type de Bit	SB415C-Nouveau	
BHA Type	Bourré	
Intervalle	00 - 437m	
Formation	Mio-Pliocène, Éocène, Carbonate de Sénonien, Sénonien anhydritique.	
Débit	1000-2000Ipm 3200Ipm	
Buse	3 x 16 + 1 x 16 Jet central	
IADC	415	
WOB	5-25 tons	
RPM	60-120	
ROP moyen	Max 6 - 10 m/h - Corde contrôlée	

Fig. 1.4 : Paramètres de l'outil de forage (SB415C-Nouveau)

Bit	DD5560	
Type de BHA	Rotary BHA	
Intervalle	3369m-3372m TD / TVD	
Formation	Quartzites de Hamra	
Débit (Lpm)	800 - 1000	
Buse	Fixe	
TFA (pouces)	1.20	
WOB	2 – 6 Tons	
RPM	Moteur	

Fig.1.5 : Paramètres de l'outil de forage (DD5560)

12" 1/4 BIT		
Type de Bit	HC606S	
BHA Type	Trou Emballé	
Intervalle	2422 - 3227m	
Formation	Dogger Lagunaie, Lias LD1/S1/LD2/S2, Lias horizon B. TS1 +TS2 + TS3, Trias Argileux G10	
Débit	2600lpm	
Buse	8 * 18/32	
IADC	M432	
WOB	5 - 20 Tons	
RPM	100 - 180	
ROP moyen	25m/hr	

Fig.1.6 : Paramètres de l'outil de forage (HC606S)

Bit	DSF713M	
Intervalle	9 5/8" csg shoe to 2m into Quartzite Hamra	
Formation	Trias Argileux G10, Triasique éruptif, haut de gamme Quartzite Hamra.	
Débit	1800-2000lpm	
sBuse	8*12	
IADC	M432	
WOB	2 - 15 Tons	
RPM	80 – 170 Tr/min	
ROP moyen	7.40 m/h	

Fig.1.7 : Paramètres de l'outil de forage (DSF713M)

I. 2 PRESENTATION DE L'APPAREIL DE FORAGE TP 199 :

L'appareil de forage du puits pétrolier HTF35 est un appareil de forage lourd. Les principaux équipements de cet appareil et leurs caractéristiques sont donnés au tableau 1.4.

Tableau 1.4 : Caractéristiques de l'appareil de forage et ses équipements

1-Mât	15- Structure
Constructeur : NATIONAL OIL WELL - DRECO Hauteur Total : 136 FT Type Modèle : M-14225-1000	Retrait nominal max du conduite Cap : 500.000 LBS Rotatif statique nominal max, Cap 700.000 LBS
2-Treuil	16- Moufle fixe
Puissance : 1250 HP Constructeur : N/OIL WELL Modèle : D1500UE 10 LINES (1096000LBS)	Constructeur : N/OIL WELL
3-Crochet	17-Pivot
Constructeur : N/OIL WELL Capacité nominale : 660,000 lbs.	Type : P400 Constructeur : N/. OIL WELL Capacité : 400 TONES, 6-5/8 REG
4-Câble de forage	18- Table de rotation
Diamètre 1-3/8, Le grade : IWRC	TYPE D-375 Constructeur : N/OIL WELL
5-Pompe à boue (02)	19- Tamis vibrants (02)
Type: 09-P-100 Fabriquant : N/OIL WELL Puissance d'entrée nominale :1000 HP	Constructeur : DRECO Modèle : 2/48 – 90F – 3TA
6- Bac à boue	20-Nettoyeur de boue
Bac à boue N#1 PILL Bac : Cap :10M ³ , 45 L/CM ASP : 2 COMPS, Cap :31 M ³ , 126 L/CM Bac à boue N#2,2 COMP, DEC :25 M ³ , 108 L/CM SABLIERE ,25M ³ , 108 L/CM Bac à boue N # (3,4 ,5) RESERVE CHAQUE COMP EN 2 COMPS, 36.5M ³ ,149 L/CM	Constructeur : TRI – FLO
7-SCR HOUSE TRILLER	20-Agitateurs de boue
Type :5580A0077 N/Série : PT-54-23-23-D-02	Fabriquant : BRANDT, Quantité : 09 Type : MA-15

8- Moteurs	22- Urgence
Type :3512 Fabriquant : CATERPILLAR Quantité : 03 W/KATO GENERATOR ACF /3512 Type : AA27107005	Quantité :1 Fabriquant : CATERPILLAR, Type :3406 N/ Série : 237-7193 W KATO GENERATOR Quantité : 1, N/ Série : 235-1203
9-CLE ROUGNECK	23- Levage
Type : IR3080A8803	Capacité : 1000 POUND OR 3 PERSONNE Constructeur : CHAMPION, Modèle : N° US -100FP
10- Unité de KOOMEY	24- Block d'obturateurs
N/ Série : 1100-2149 Constructeur : CAD	N/ Série : W2782 Constructeur : W.O.N, (BOP A RAMIS DOUBLE UNIT)
11-Manifold de duse	25- Conduite d'injection
Fabriquant : CAMERON	HCR 2-1/16 7500 PSI Manuel :2-1/16 7500 PSI
12-Duse manuel	26- Conduite de Duse
Vanne Manuelle 3-1/8 7500 PSI, Quantité : 11 Vanne Manuelle 4-1/8 7500 PSI Quantité : 4 Vanne Manuelle 2-1/16 7500 PSI, Quantité : 3	HCR : 3-1/8 7500 PSI Manuel : 3/18 7500 PSI
13-Manipuulation de tube	27- Système d'alimentation en trailer
SIZE 2-3/8 -20" ET 7,62TO 14,63 M Charge max :3T	Fabriquant : ROSS – HILL. SCR... SYSTEM MODE 1400 2 AIR COMPRESSOR GA45-175 03 CAT 3512 W/TRAILER, Capacité : 150 KVA
14- Système de boue	28-Cat house Trailer
TOTAL Capacité :350 TRIP Bassin : 1 Nbre DE BACS : 5 Tamis vibrants : DERRICK FLOW Modèle 48 Nettoyeur de boue : TRI FLOW 16-4 Dégazeur : BRANDT DG-10	Constructeur : N/OIL WELL Type :5580A0077

CHAPITRE II : ETUDE DE LA CONSTRUCTION DE LA POMPE A BOUE DE FORAGE TPK 7 1/2"x14" / 2200 CL

INTRODUCTION AU CHAPITRE 2

Dans ce chapitre nous allons d'abord traiter de la présentation de la pompe à boue de forage de type TPK 7 1/2"x14" / 2200 CL et de son groupe, puis nous allons donner les caractéristiques de cette pompe et de ses organes et accessoires, et enfin nous allons considérer la description des différents organes de cette pompe et leur exploitation, en se basant surtout sur la documentation du constructeur.

II.1 PRESENTATION DE LA POMPE A BOUE ET DU GROUPE DE POMPAGE

II.1.1 Informations générales

Selon la documentation nous disposons des informations générales suivantes :

- Les pompes à pistons triplex de WIRTH (TPK) sont des pompes à simple effet ;
- Elles sont pourvues d'ensembles hydrauliques bien prouvés et brevetés de la WIRTH ;
- En plus d'une haute disponibilité et sécurité d'opération ces ensembles permettent le montage et démontage vite et facile des pièces d'usure ;
- La construction des pompes triplex – surtout celle des corps hydrauliques – tient compte d'une accessibilité la plus aisée et possibilité de contrôle excellente ;
- Chaque pompe était sujet d'une marche d'essai dans les ateliers du fabricant et peut directement opérer sous pleine charge sur la plate-forme ;
- Pour une description détaillée de la pompe et les instructions de montage et d'entretien veuillez-vous référer aux instructions respectives.

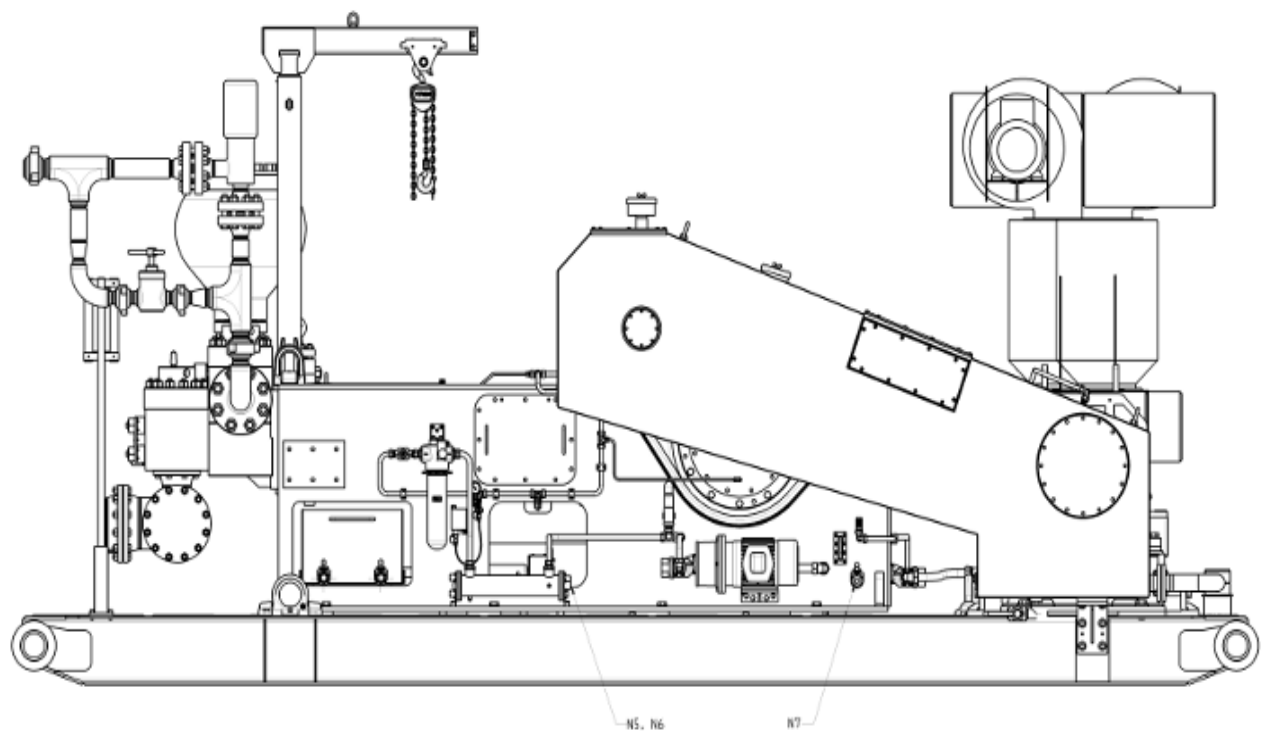
Une vue générale de la pompe à boue HP TPK 7 1/2" x14" /2200 CL 7500 PSI est donnée sur la figure suivante (fig.2.1).



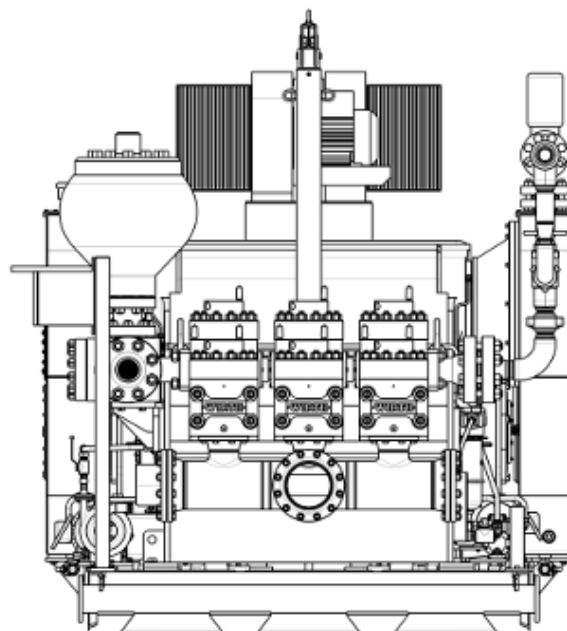
Client: EDRA	
Projet: ENTP	
No. de contrat: 1031 / 04/ AR	
WIRTH projet no.: P.000187 / -	
Plate-forme no.: ... TP 198	Plate-forme no.: ... TP 199
- No. de série: 63	- No. de série: 65
Code: 198 MP 16001	Code: 199 MP 16001
- No. de série: 64	- No. de série: 66
Code: 198 MP 16002	Code: 199 MP 16002

Fig.2.1 : Pompe a boue TPK 7 1/2" x 14" / 2200 CL 7500 PSI

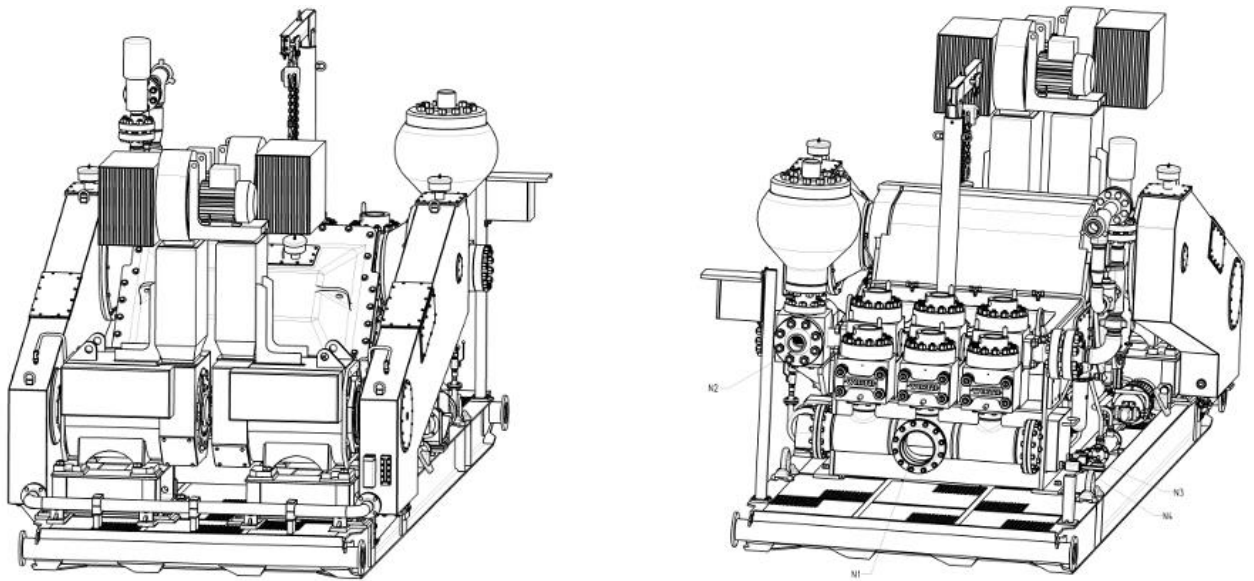
Les vues générales de face et de côté de cette pompe sont données sur la figure 2.2.



a) Vue de face



b) Vue de côté (coté partie hydraulique)



c) Vues en perspective

Fig.2.2 : Vues générales de la pompe

II.1.2. Groupe de la pompe

La pompe complète, avec ses 1 ou 2 moteurs d'entraînement principaux et tous les équipements secondaires, est montée sur un bâti commun.

II.1.3 Système d'entraînement

La pompe est entraînée par 1 ou 2 moteurs électriques (CA / CC) montés en haut, arrière. Leurs ventilateurs effectuent une circulation d'air permanente à travers le moteur, indépendamment de son nombre de tours.

Chaque moteur transmet sa puissance via un système d'entraînement à chaînes multiples sur l'arbre de commande principal.

Cet arbre de commande principal complet, avec pignon, se trouve - via un engrenage à denture chevronnée- en engagement direct au vilebrequin.

À part d'une opération très tranquille, la denture chevronnée permet une haute charge des dents dans le train d'engrenages entre arbre de commande et vilebrequin.

II.1.4 Corps hydrauliques / clapets

La pompe a trois corps hydrauliques identiques en construction d'acier à haute résistance (carters de clapets d'aspiration / refoulement). Chaque corps de pompe est approvisionné en liquide par son propre piston.

Les chambres de clapets sont conçues tels qu'elles remplissent les exigences d'une installation de clapets d'après les normes API.

Les clapets d'aspiration et de refoulement sont commandés par ressort déterminent automatiquement la voie du liquide requise.

Les couvercles des clapets d'aspiration et de refoulement et tous leurs composants sont identiques en construction et peuvent, ainsi, être interchangeables. Les couvercles de clapets sont équipés d'un ensemble extenseur de goujons hydraulique qui permet le serrage / desserrage vite et sûr des raccords à bride.

II.1.5 Distributeurs de refoulement et Distributeurs d'aspiration

Distributeur de pression / amortisseur de pulsations

Le distributeur de pression (bloc de décharge) peut être vissé du côté droit ou gauche à l'orifice d'extrémité du carter de clapet de refoulement. À travers les trois raccords de décharge 5000 /7500 PSI du distributeur de pression, le liquide passe sous haute pression et l'amortisseur de pulsations est alimenté. Le raccord de décharge hors usage est obturé d'une fausse bride. L'amortisseur de pulsations réduit la pulsation dans la tuyauterie.

Distributeur d'aspiration

Les trois carters de clapet d'aspiration sont raccordés au distributeur d'aspiration. En règle générale le distributeur d'aspiration est pourvu d'un amortisseur d'aspiration. L'entrepreneur ne doit que prévoir une conduite entre la pompe de chargement et l'entrée centrale du distributeur d'aspiration.

II.1.6 Lubrification de la pompe

1) Lubrification des chaînes

Les chaînes d'entraînement sont alimentées par système de lubrification sous pression. L'huile de lubrification est dirigée par pompe entraînée électriquement vers les chaînes.

Pour surveiller le circuit de lubrification on peut monter des capteurs / indicateurs mécaniques ou électriques, selon l'étendue de commande.

2) Lubrification de l'engrenage

Tous les roulements et guides de crosses sont alimentés par système de lubrification sous pression. L'huile de lubrification est dirigée par pompe entraînée électriquement vers toutes les surfaces de roulement. Le système de lubrification inclut un filtre à pression.

Pour surveiller le circuit de lubrification on peut monter des capteurs / indicateurs mécaniques ou électriques, selon l'étendue de commande.

II.1.7 Refroidissement des chemises

Les chemises sont alimentées par un système à eau réfrigérante autonome. L'eau réfrigérante est dirigée par une pompe centrifuge électrique à partir d'un réservoir aux chemises.

II.1.8 Pompe de suralimentation

Pour transporter le liquide vers la conduite d'aspiration il faut utiliser une pompe de suralimentation ayant un débit et une pression qui suffisent pour complètement remplir les vérins sous toutes les conditions opératrices. La pression minimum pour cette opération est de 1,5 bars, mais la pression de pré-chargement pour les travaux habituels est de 3 bars.

Cette pompe de chargement ne fait pas partie de l'étendue de fourniture de WIRTH.

L'utilisation d'une pompe a les avantages suivants :

- Augmentation de la pression effective pour garantir le remplissage complet des chemises et une marche plus tranquille de la pompe. Ceci est plus critique aux hauts taux de pompage.
- Augmentation du rendement volumétrique.
- Évitement de la production de vapeur au pompage des liquides très chauds.
- Durée de vie élevée des pièces d'usure de la pompe.

II.2. CARACTERISTIQUES TECHNIQUES DE LA POMPE

A. Caractéristiques générales : Poids total / dimensions générales

Elles sont données sur le tableau 2.1.

B. PUISSANCE ET AUTRES CARACTERISTIQUES

Elles sont données sur le tableau 2.2

Tableau 2.1 : Caractéristiques générales (Poids total / dimensions générales) de la pompe

Pro/E prt/asm		000029551		Pro/E drw		000029552		11041294													
Matériel :				Non																	
				Status		A approuvé		WZG		000											
Masse :		37994.6 kg						Dokart		Teildok											
échelle :		7:100		01		TREUDE		09.12.2005													
				Revision		Name		Date		Gepr. Name		Gepr. Date									
						Date		Name		Désignation : Pompe TPK-2200-CL											
				édition		16.09.2005		STRATEN_S													
tolérance générale ISO 2768-mK				Gepr.																	
De		0.5		6		30		120		400		1000		2000		avis de protection ISO 16016 Note		Designation: Pompe TPK-2200-CL			
à		6		30		120		400		1000		2000		4000							
mm		±0.1		±0.2		±0.3		±0.5		±0.8		±1.2		±2		Zg.-Nr.: B0025119				feuille 1 1_BL	
toutes les bords brisées sans dimension 0.3		Rugosité Rz selon WN-2500				WIRTH		Origine :				*		Ers. f.:							
ISO 128																					

Tableau 2.2 : Tableau des performances

POMPE À BOUE HP TPK 2200 - TABLEAU DES PERFORMANCES

TPK 7 1/2" x 14" / 2200 – 7500 PSI - Course 14" (356mm)

Dimension des chemises	Pouce	7 ½	7	6 ½	6	5 ½	5
	Millimètre	190,5	177,8	165,1	152,4	139,7	127,0
Pression de décharge maximale	Psi	3836	4403	5107	5993	7133	7500
	Bar	265	304	352	413	492	517
Volume par coup	Gallons Américains	8	7,01	6,04	5,15	4,33	3,57
	Litre	30,44	26,52	22,86	19,48	16,37	13,53
Vitesse de la pompe SPM	La puissance d'entrée maximale		Débit de décharge US Gallons / min.				
	kW	HP	Débit de décharge Litre / min.				
110	1640	2200	885	771	664	566	476
			3348	2917	2515	2143	1801
100	1491	2000	804	701	604	515	433
			3044	2652	2286	1948	1637
90	1342	1800	724	631	544	463	389
			2740	2387	2058	1753	1473
80	1193	1600	643	560	483	412	346
			2435	2121	1829	1559	1310
70	1044	1400	563	490	423	360	303
			2131	1856	1600	1364	1146
60	895	1200	483	420	362	309	260
			1826	1591	1372	1169	982
50	746	1000	402	350	302	257	216
			1522	1326	1143	974	819
40	596	800	322	280	242	206	173
			1218	1061	915	779	655
30	447	600	241	210	181	154	130
			913	796	686	584	491
20	298	400	161	140	121	103	87
			609	530	457	390	327

Basé sur le rendement volumétrique

100%

HP = Horse Power (1HP=0,746kW)

Charge du piston 754 en kN

Rendement mécanique

90%

SPM = Coups / min.

Course en mm 356

C. Gamme d'opération

Température d'emploi - 18°C / + 55°C

D. Système d'entraînement principal

1. Moteur d'entraînement

Type AFI 400 M623
Fabriquant Breuer
Puissance de moteur 850 KW (1140 HP)
Voltage..... 600 V
Nombre de tours..... 0-1000 min⁻¹

2. Ventilateur de refroidissement

Fabriquant Witt
Puissance de moteur 11 / 13 KW
Voltage / fréquence 400 / 460 V / 50 / 60 Hz
Classe de protection IP 56

3. Chauffage du moteur

Puissance..... 3 x 100 W
Voltage / fréquence..... 230 V / 50 / 60 Hz

E. Lubrification - engrenage

1. Moteur d'entraînement

Type 1LA 6133
Fabriquant Siemens
Puissance de moteur 4,0 / 4,6 KW
Voltage / fréquence 400 / 460 V / 50 / 60 Hz
Nombre de tours..... 1000 min⁻¹
Classe de protection IP 56

2. Pompe

Type KF 63 RF1
Fabriquant Kracht
Volume de décharge 60 l/min.
Pression de système..... max. 16 bar

3. Chauffage du moteur

Puissance..... 100 W
Voltage..... 230 V

4. Échangeur de chaleur

Type CM-824-6-4-F
Fabriquant..... Universel Hydraulic
Côté eau
Pression d'eau min./max..... 3 / 15 bars
Débit d'eau max..... 60 l/min
Température d'entrée d'eau max..... 36°C
Côté huile
Pression d'huile max..... 20 bars
Débit d'huile max. 34 l/min

5. Élément chauffant à cartouche

Type93/F57-Ex-20
Fabriquant Schniewindt
Puissance nominale..... 2000 W
Tension230V
Température max..... + 80°C
Protection IP 56

6. Transmetteur de température

Type..... GA 2510-A991
Fabriquant..... Labom
Tension de fonctionnement 10,5 – 30 Vcc
Signal de sortie 4-20mA
Protection IP 66

F. Lubrification - chaînes

1. Moteur d'entraînement

Type 1LA 6133
Fabriquant Siemens
Puissance de moteur 4,0 / 4,6 KW
Voltage / fréquence 400 / 460 V / 50 / 60 Hz
Nombre de tours..... 1000 min⁻¹
Classe de protection IP 56

2. Pompe

Type KF 63 RF1
Fabriquant Kracht
Volume de décharge 60 l/min.
Pression de système..... max. 16 bar

3. Chauffage du moteur

Puissance..... 100 W

Voltage..... 230 V

4. Échangeur de chaleur

Type CM-824-6-4-F

Fabriquant..... Universel Hydraulic

Côté eau

Pression d'eau min./max..... 3 / 15 bars

Débit d'eau max..... 60 l/min

Température d'entrée d'eau max..... 36°C

Côté huile

Pression d'huile max..... 20 bars

Débit d'huile max. 34 l/min

5. Élément chauffant à cartouche

Type93/F57-Ex-20

FabriquantSchniewindt

Puissance nominale.....890 W

Tension230V

Température max..... + 80°C

ProtectionIP 56

6. Transmetteur de température

Type..... GA 2510-A991

Fabriquant..... Labom

Tension de fonctionnement 10,5 – 30 Vcc

Signal de sortie 4-20mA

ProtectionIP 67

G. Refroidissement des chemises

1. Moteur d'entraînement

Type 1LA 6107

Fabriquant Siemens

Puissance de moteur 3,0 / 3,45 KW

Voltage / fréquence 400 / 460 V / 50 / 60 Hz

Nombre de tours..... 1800 min⁻¹

Classe de protection IP 56

2. Pompe centrifuge

Type 1"x1 1/2" C-11
Fabriquant National Oilwell
Volume de décharge 300 l/min.
Pression d'opération 2 bars

3. Chauffage du moteur

Puissance..... 100 W
Voltage..... 230 V

4. Capture du commutateur de débit

Type..... SF 5200
Fabriquant..... IFM
Plage de réglage 3 - 300 cm/s
La plus grande sensibilité 3 - 60 cm/s
protection..... IP 67

5. Unité de contrôle du commutateur de débit

Type..... SR0150
Fabriquant..... IFM
Tension 24 V CC
Boîtier de protection..... IP 20, III

H. Contrôle de course

1. Détecteur de proximité

Taper.....5849
Fabricant..... IFM
Distance de fonctionnement max. 8,1 mm
Protection IP 67

II.3 DESCRIPTION ET INSTRUCTIONS D'EXPLOITATION DE LA POMPE

II.3.1 INFORMATIONS GENERALES DU CONSTRUCTEUR

Les informations données par le constructeur à ce sujet sont les suivantes :

- Les pompes à boue ne doivent être utilisées que pour le but indiqué dans l'offre et la commande ;
- Toute autre utilisation est considérée comme utilisation détournée ;
- Le fabricant n'assume aucune responsabilité pour les dommages qui sont provoqués par une utilisation non conforme aux buts prévus ;
- Les garanties données par WIRTH sont spécifiées dans les conditions de fourniture ;
- Des droits de garantie sont seulement justifiés au cas où malgré l'observation des instructions d'opération les pompes à boue ont des défauts qui sont à attribuer à la WIRTH ;
- Les droits de garantie sont à réclamer au fabricant immédiatement après la découverte du défaut. Dans un tel cas indiquez le numéro de pompe et le N° de commande ; si ces défauts sont éliminés par le client ou un tiers sans l'accord de WIRTH, WIRTH n'est pas obligé d'accepter les demandes à indemnité.
- Les pompes à boue ne doivent être exploitées qu'avec les pièces qui ont été fournies par WIRTH. Nous n'assumons aucune garantie pour les produits des autres fournisseurs ;
- Pour les réparations nous recommandons de charger les techniciens du WIRTH Service de les exécuter. De plus, nous recommandons une inspection régulière par nos techniciens.
- WIRTH garantit pour le fonctionnement correct des pompes à boue à condition que les instructions données dans notre documentation soient observées à l'opération, au service et aux travaux d'entretien : Caractéristiques techniques ; Description d'opération et de fonctionnement ; Instructions d'entretien ; Conservation & entreposage ; Instructions de levage & d'installation.
- Les valeurs limites indiquées dans la documentation de la pompe à boue ne doivent pas être dépassées.
- Tous les branchements de courant venant de l'extérieur à la pompe à boue sont à réaliser d'après les schémas de branchement des bornes établis par la WIRTH.
- WIRTH n'est pas responsable pour les dommages à la pompe à boue ou aux autres parts de l'équipement qui ont été causés par la non-observance des instructions précitées à l'opération des pompes à boue.

II.3.2 Instructions de sécurité

Les pompes à boue ont été fabriquées d'après l'état de technique actuel. Elles sont sûres. Néanmoins, elles peuvent être dangereuses, si les instructions de sécurité ci-après ne sont pas observées.

- Pour tous les travaux aux pompes à boue nous avons tenu compte des éditions actuelles des lois de prévention d'accidents. Cela s'applique également aux directives de sécurité internes et administratives.
- Les pompes à boue ne doivent être montées, opérées, soignées ou réparées que par le personnel entraîné et instruit, les personnes qui ont le pouvoir d'effectuer ces travaux.
- Les travaux au système de courant ne doivent être effectués que par le personnel compétent et qualifié.
- Le personnel compétent doit lire, comprendre et observer les instructions d'opération. Cela s'applique surtout aux instructions de sécurité.
- Les instructions d'opération doivent toujours être à la disposition du personnel d'opération.
- L'opérateur est tenu de faire marcher les pompes à boue seulement en état parfait.
- Évitez toute opération réduisant la sûreté des pompes.
- Les modifications ou changes aux pompes sans notre approbation sont interdits.
- L'opérateur est tenu de promptement indiquer les changes restreignant la sûreté des pompes à boue.
- Les réparations sont à effectuer immédiatement après avoir constaté un défaut.
- Les instructions pour les procédés en cas des événements extraordinaires (feu, passages de fuites, etc.) sont établies par l'entrepreneur. Elles doivent être faites connues au personnel d'opération.
- Les accès aux interrupteurs d'arrêt de secours et les passages de fuite doivent toujours être libres.

II.3.3 Mise en service de la pompe

Commande des moteurs

La commande des pompes à boue ainsi que tous les indicateurs et contrôles dans la cabine du maître-foreur et les consoles locales avec tous les équipements de protection et de commande des moteurs pour les systèmes d'entraînement primaires et secondaires doivent être considérés lors de la configuration globale de l'installation de forage.

Il faut garantir que la lubrification des engrenages, le refroidissement des chemises ainsi que la pression de précharge dans la conduite d'aspiration soient disponibles avant de démarrer les moteurs principaux.

Inspection visuelle générale

Avant la mise en service journalière il faut faire une inspection visuelle soigneuse de la pompe.

La pompe ne doit être mise en service qu'en état technique parfait.

- Contrôlez les couvertures et revêtements de protection pour des dommages et/ou des vis lâches ou perdues.
- Contrôlez les lampes témoins et indicateurs pour leur fonctionnement / des défauts.
- Contrôlez le système hydraulique pour des raccords-unions lâches, conduites défectueuses, accumulations d'huile et fuites d'huile.

- Contrôlez le moteur d'entraînement pour son état parfait. Contrôlez les vis de fixation du Moteur pour leur fixation solide.
- Contrôlez l'équipement pour des pièces défectueuses ou perdues.

Contrôles avant démarrage de la pompe

Avant leur expédition, les pompes à boue ont été testées par WIRTH pour leur fonctionnement.

Pendant l'installation, il faut très soigneusement veiller à ce qu'aucunes particules n'entrent par un des orifices de tuyau ouvert dans la pompe ou les groupes secondaires. Si, pour raison quelconque, une des couvertures d'inspection est enlevée, remontez celle-ci immédiatement après avoir fini ce travail.

Avant de commencer le pompage, rincez les conduites d'aspiration et de refoulement. Si besoin, installez un tamis dans la conduite d'aspiration.

Après un arrêt plus long, démarrez la pompe à piston triplex environ 5 minutes à bas rendement, pour que tous les roulements et glissières soient alimentés en huile.

Le démarrage de la pompe de lubrification aux basses températures d'huile et conséquemment hautes viscosités d'huile peut entraîner une pression plus élevée dans le système de lubrification. Aux températures extrêmement basses, il est davantage de laisser marcher la pompe de lubrification de la pompe à boue aussi pendant les arrêts, pour que l'huile soit tenue en circulation.

Contrôles des niveaux d'huile et d'eau

Avant que la pompe quitte l'usine, l'huile est déchargée du carter d'engrenages et des carters à chaînes (dépend du type d'entraînement). La tuyauterie pour le refroidissement des chemises est drainée.

Avant de le remplir de l'huile, contrôlez l'engrenage pour netteté.

II.3.4 Description et fonctionnement des organes de la pompe :

1. Système d'entraînement

La pompe peut être équipée d'un système d'entraînement à courroies ou d'un système d'entraînement à chaînes. Ce qui dépend de la commande.

La pompe à boue, complètement avec ses moteurs d'entraînement principal et tous les équipements secondaires est montée sur un bâti en forme de traîneau.

La pompe est entraînée par deux moteurs électriques montés en haut / arrière à arbre simple. Chaque moteur a son ventilateur autonome, entraîné électriquement ainsi qu'un chauffage.

Système d'entraînement (à courroies) :

Les moteurs transmettent leur puissance via deux systèmes d'entraînement à courroies de force **(19)** sur l'arbre de commande principal.

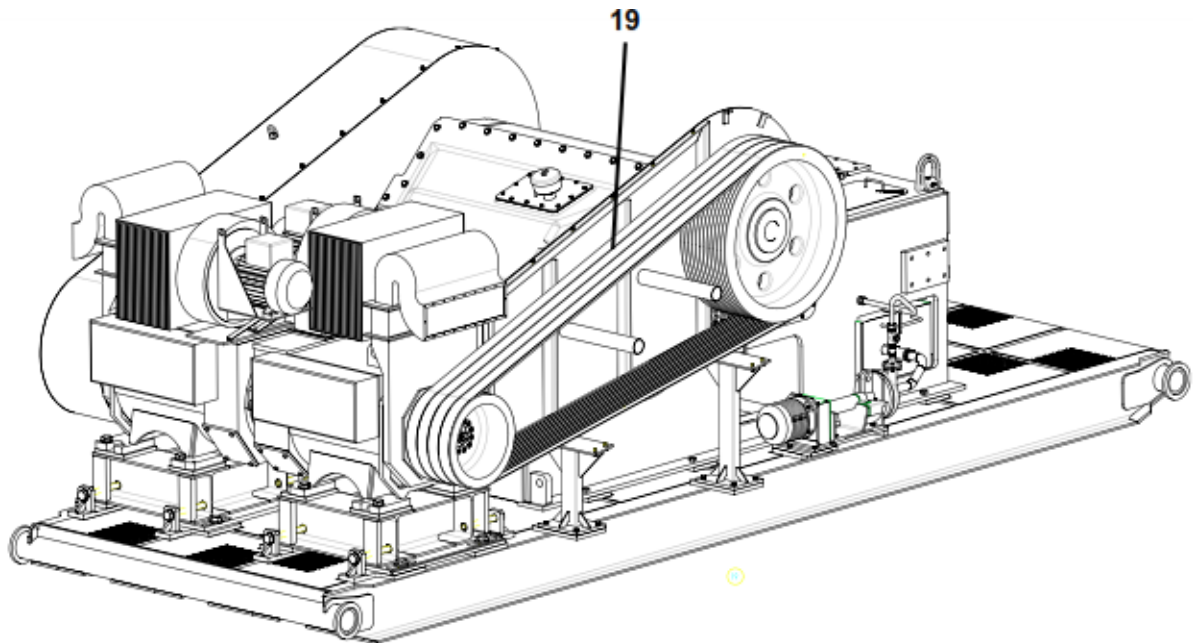


Fig.2.3 : Système d'entraînement (à courroies)

Ce type d'entraînement garantit une opération exempte d'entretien et au bruit réduit.

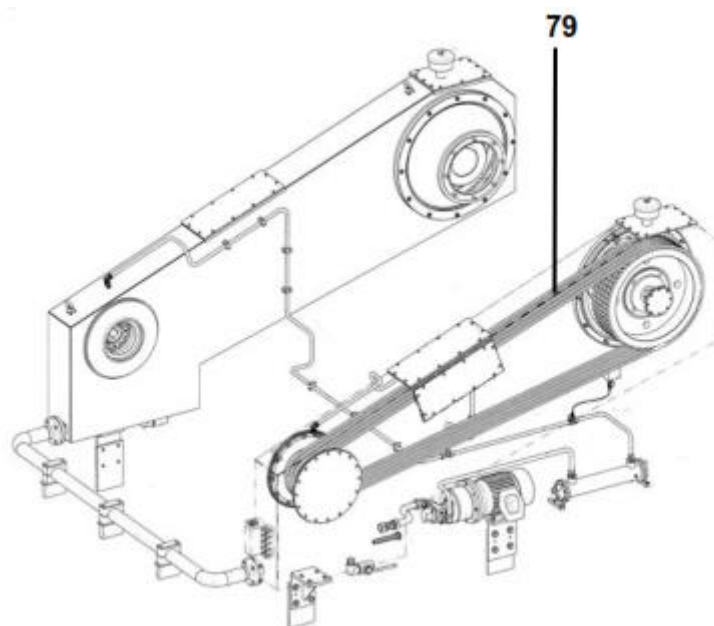


Fig.2.4 : Système d'entraînement (à chaînes)

Système d'entraînement (à chaînes) :

Les moteurs transmettent leur puissance via deux systèmes d'entraînement à chaînes à rouleaux multiples (79) sur l'arbre de commande principal.

Ce type d'entraînement garantit une opération exempte d'entretien et au bruit réduit.

Le système d'entraînement à chaînes est pourvu d'une lubrification sous pression, par pompe entraînée électriquement. La partie inférieure du carter à chaînes fonctionne comme

réservoir d'huile. L'huile est conduite à travers une tuyauterie et sort aux têtes de pulvérisation qui diffusent l'huile directement sur la chaîne au point-là où elle touche la roue à chaîne de l'arbre de commande principal.

- **Échangeur de température**

Un échangeur de température rempli de l'eau douce (on peut aussi bien prendre l'eau de mer) peut être utilisé pour refroidir l'huile d'engrenages.

L'expérience pratique ou l'indicateur de température déterminent, si l'échangeur de température (refroidisseur) doit être mis en marche. Lorsqu'il n'est pas en usage, l'orifice d'entrée de l'eau de refroidissement doit être obturé.

Au démarrage du système de lubrification aux températures extérieures froides, l'orifice d'apport de l'eau de refroidissement doit être obturé.

- **Système de lubrification avec verre-regard du flux et interrupteur à pression**

Dans la conduite de refoulement, un interrupteur à pression et / ou un verre-regard peuvent être installés. Une hélice rotative au verre-regard indique qu'un flux de volume existe et que la chaîne est approvisionnée en huile lubrifiante.

2. Train d'engrenage

Le bâti d'engrenages **(02)** est une construction à la soudure en modules en acier de haute résistance.

L'arbre de commande principale **(05)**, complet avec pignon est en engrenement direct avec le vilebrequin **(04)** (denture chevronnée). La structure rigide du vilebrequin garantit une marche tranquille et un bon engrenement au pignon d'arbre de commande.

La denture chevronnée dans l'engrenage entre arbre de commande et vilebrequin permet une haute charge de la denture, à part d'une marche très tranquille.

Les bielles ont été fabriquées en monobloc ce qui garantit une construction à haute résistance. Chaque bielle est reliée au vilebrequin par roulement à rouleaux cylindriques.

L'autre bout de la bielle pousse la crosse par un roulement à 4 rouleaux en parallèle. La crosse **(07)** est faite de fonte d'acier résistant à l'usure et trempée. Les glissières échangeables **(06)** en fonte de fer sont fixées aux guidages de crosse qui font parties intégrales du bâti de pompe. Cette combinaison de matériaux atteint une résistance à la friction faible au contact des surfaces de roulement.

La tige de crosse **(09)** est vissée aux crosses et suit son mouvement. La tige 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 le presse-étoupe de tige de crosse **(08)**, qui, grâce à ses joints spéciaux et canaux de retour d'huile, permet un étoupage parfait. La tige de crosse est reliée à la tige de piston par un accouplement à raccord rapide formé de deux pièces.

Les centrages des pièces individuelles assurent un alignement parfait des tiges.

Tous les éléments mobiles du mécanisme d'engrenages et vilebrequin sont alimentés en huile filtré par lubrification à circulation sous pression.

La commande du système de lubrification est à concevoir tellement qu'au démarrage de

la pompe un volume d'huile de barbotage soit disponible. La lubrification de la roue dentée se fait par immersion.

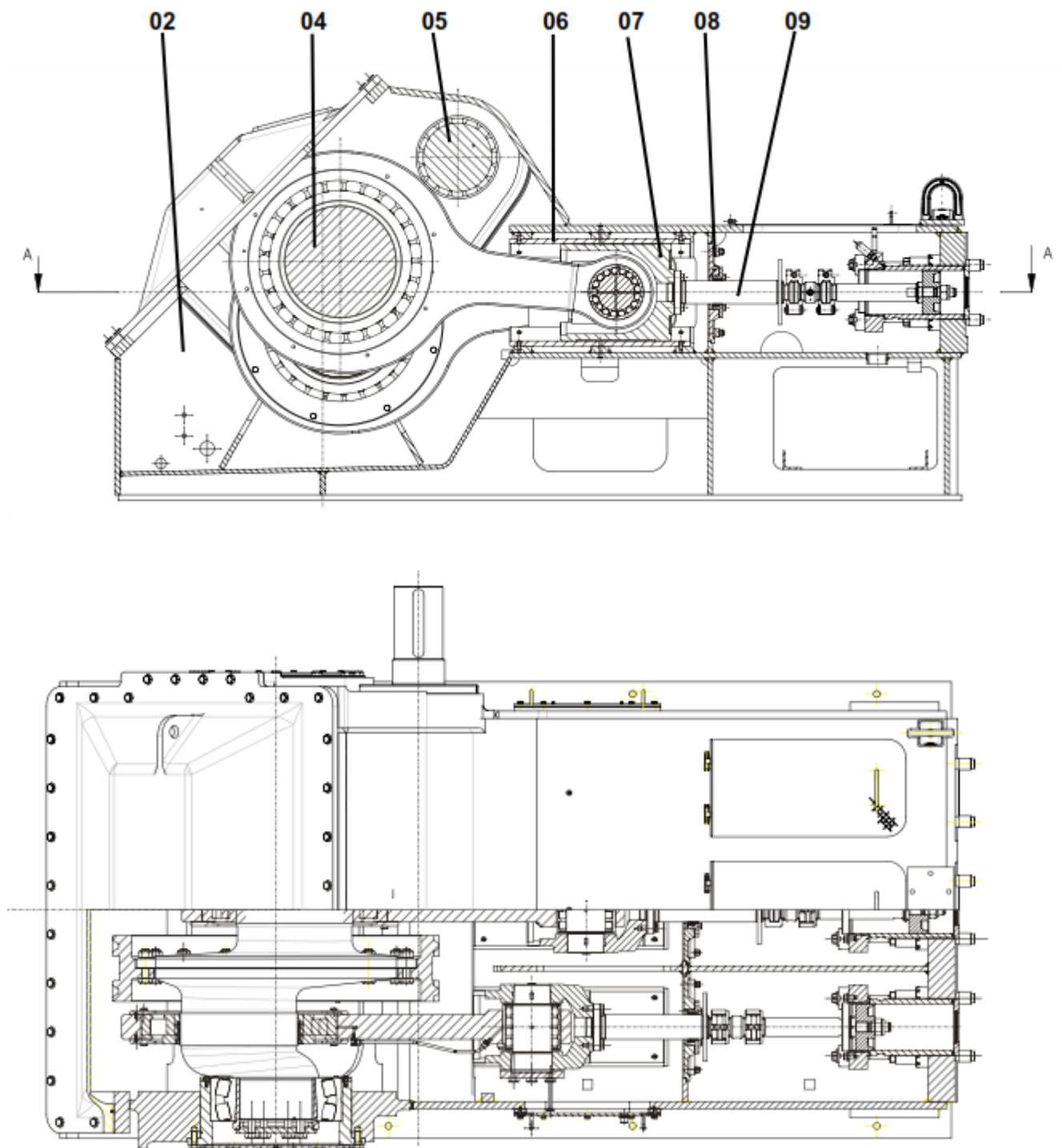


Fig.2.5 : Train d'engrenage

3. Corps de pompe

La pompe a trois corps de pompe identiques.

Un piston à simple effet travaille dans chaque corps de pompe.

Le fluide est transporté par le piston qui, en alternance, attire le fluide dans la chemise à la course d'aspiration et le refoule à la course de refoulement. La pression de décharge est déterminée par la résistance qui est développée pendant le processus contre quoi la pompe travaille. La pompe produit la pression constamment pour atteindre la résistance du système jusqu'à la pression maximum admise par la vanne de sûreté. Si la pompe est opérée de manière sûre dans les limites de pression déterminées, la pression déclenchant la vanne de sûreté ne devrait jamais être atteinte.

Chaque corps de pompe comprend un carter à clapet de refoulement **(03)** et un carter à clapet d'aspiration **(02)**. Le carter à clapet de refoulement est directement vissé au bâti de la pompe. Le carter à clapet d'aspiration est vissé au carter à clapet de refoulement. Le serrage hydraulique des divers carters de clapet se fait simultanément par quatre extenseurs de goujons, garantissant ainsi une charge absolument régulière du raccord vissé **(13 - 16)**.

En état monté il y a une voie de fluide directe à partir du vérin, à travers le carter à clapet de refoulement au carter à clapet d'aspiration. Les clapets commandés par ressort déterminent automatiquement la voie de flux requise. Pendant la course d'aspiration le clapet d'aspiration est ouvert et le clapet de refoulement est fermée. Ainsi, la pompe peut attirer le fluide hors de la conduite d'aspiration à basse pression. Pendant la course de refoulement, le clapet de refoulement est ouvert et le clapet d'aspiration est fermée. De cette manière la pompe peut transporter le fluide à la conduite de refoulement. Les clapets d'aspiration et de refoulement s'ouvrent et ferment automatiquement, parce que la pression du fluide supporte le ressort de clapet ou travaille contre lui.

Les carters à clapet d'aspiration et de refoulement sont fabriqués d'acier à haute résistance, aux passages machinés soigneusement pour créer de bonnes caractéristiques de fluage et réduire les charges au matériel aux points critiques. Les chambres de clapets ont été conçues tellement qu'elles correspondent aux exigences pour l'installation de clapet d'après API.

Les couvercles des clapets d'entrée et de sortie **(04)** et tous les composants sont identiques en construction et peuvent être inter- changés les uns les autres. Les couvercles de clapet sont également pourvus d'un extenseur de goujons hydraulique permettant le serrage / desserrage vite et sûr des raccords à bride.

Le raccordement des carters à clapet de refoulement entre eux et leur étoupage se fait par raccord télescopique **(20)**. Une bride à raccord mâle est fixée à un bout du carter à clapet de refoulement. Une bride à raccord femelle est fixée à l'autre bout. Le raccordement se fait tout simplement par poussant les deux pièces télescopiques l'une dans l'autre. De cette manière les blocs peuvent être montés en série ainsi formant des arrangements multiples. Des joints identiques sont utilisés à l'interface du bloc à bride et dans le raccordement télescopique. Les joints peuvent aisément être échangés parce que les raccords à bride télescopiques peuvent facilement être démontés en paire sans de démonter les blocs de clapet.

Le distributeur de pression qui peut être vissé à chaque des deux sorties du corps de pompe a plusieurs sorties. Le distributeur de pression peut être pourvu d'un tamis. Les trois

raccords de décharge API 5000 / 7500 PSI du distributeur de pression sont la décharge haute pression, l'amenée à l'amortisseur de pulsations et une fausse bride. La dernière sortie au corps de pompe est couverte d'un bloc où le raccord du clapet de surpression est installé.

La pompe est fournie avec un distributeur d'aspiration (09). Chaque carter à clapet d'aspiration est raccordé au distributeur d'aspiration qui a une entrée à chaque bout et une entrée centrale. Ainsi, on réalise la flexibilité du raccord choisi à la conduite d'aspiration. L'entrepreneur ne doit que poser une seule conduite d'aspiration entre la pompe de chargement et le distributeur d'aspiration. Le distributeur d'aspiration (09) est équipé d'un amortisseur d'aspiration.

L'amortisseur d'aspiration comprend une vessie cylindrique sur la demi-longueur du distributeur, un clapet de remplissage et un manomètre. La vessie cylindrique est remplie préalablement de nitrogène par le clapet de remplissage à une pression de 50 % ($\approx 1,5$ bars) de la pression de décharge maximum de la pompe de charge.

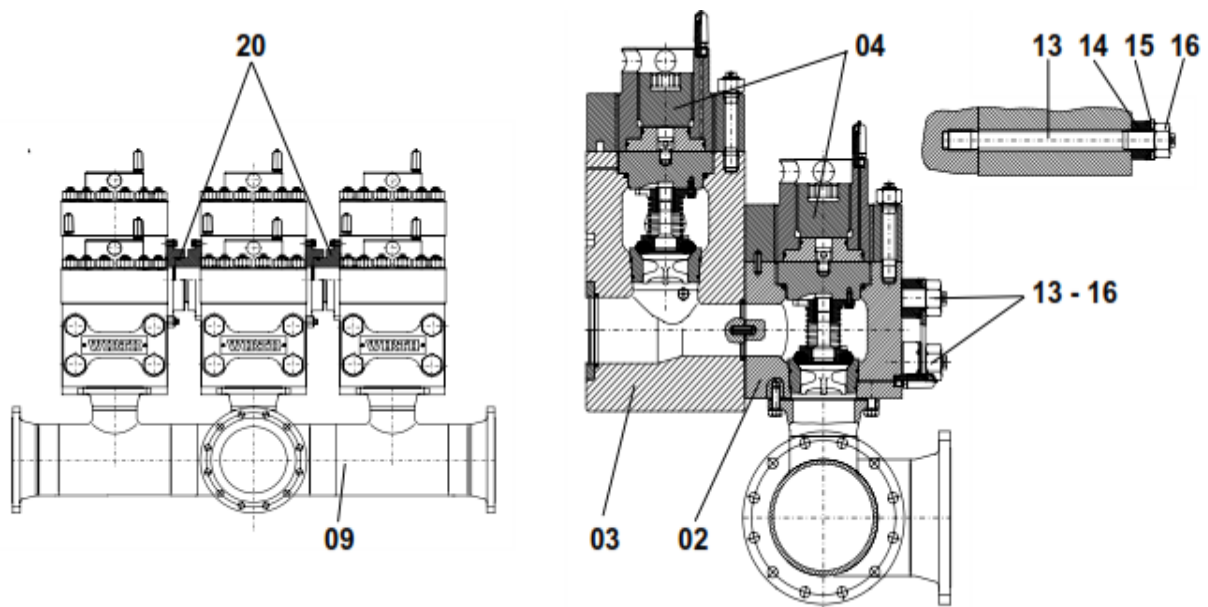


Fig.2.6 : Corps de pompe

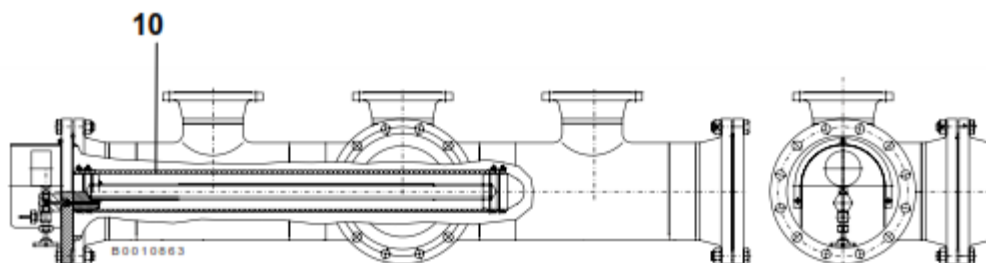


Fig.2.7 : Amortisseur d'aspiration

4. Ensemble hydraulique pour l'extension de goujons

Le système extenseur de goujons de WIRTH – breveté – est utilisé pour établir les raccords vissés aux joints haute pression critiques.

La construction en détail est différente, adaptée à sa gamme d'application. Cependant, le principe d'opération est de faire les raccords aux boulons légèrement serrés déjà et d'utiliser ensuite l'extenseur hydraulique pour allonger les boulons à une valeur donnée. Pendant que les boulons sont allongés, les écrous sont serrés. À la décharge de la pression qui maintient les boulons en état allongé les caractéristiques élastiques des boulons essayeront de rétablir la longueur originelle. Comme les boulons sont retenus par les écrous en allongation, une tension résiduelle reste dans les boulons. Cette tension résiduelle contracte les deux surfaces de raccord. La pression nécessaire à tendre le boulon est produit par une pompe à main hydraulique.

L'extenseur hydraulique qui est utilisé pour les couvercles de clapet et à la tension de la chemise est installé dans l'équipement et ne doit qu'être mis sous pression par la pompe à main hydraulique. La pompe à main est raccordée moyennant des accouplements hydrauliques qui restent toujours à l'équipement.

L'extenseur hydraulique qui relie le carter et le clapet de refoulement au bâti de pompe et le carter à clapet d'aspiration au carter à clapet de refoulement comprend quatre écrous de serrage qui sont tournés sur les boulons et mis sous pression moyennant la pompe à main hydraulique. La pompe à main est raccordée aux quatre écrous serrant tous les 4 écrous ensemble.

L'extenseur hydraulique offre un haut degré de sûreté et garantit une distribution de force égale et correcte.

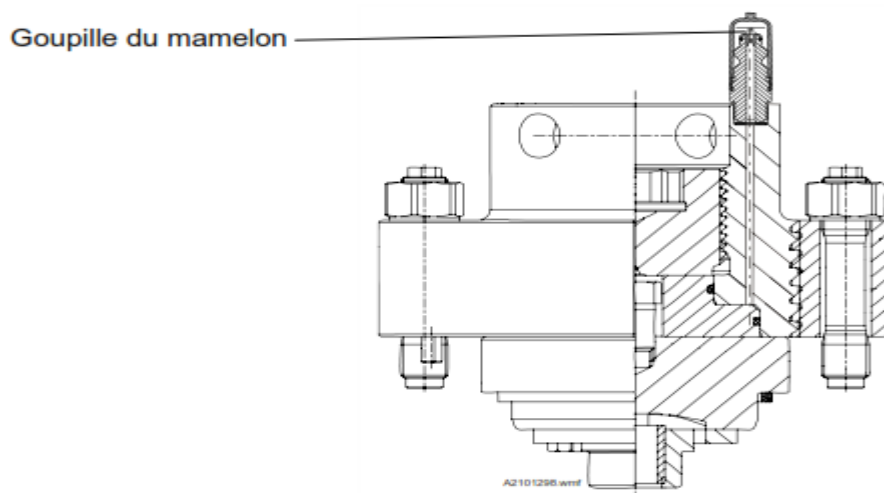


Fig.2.8 : L'extenseur de goujons

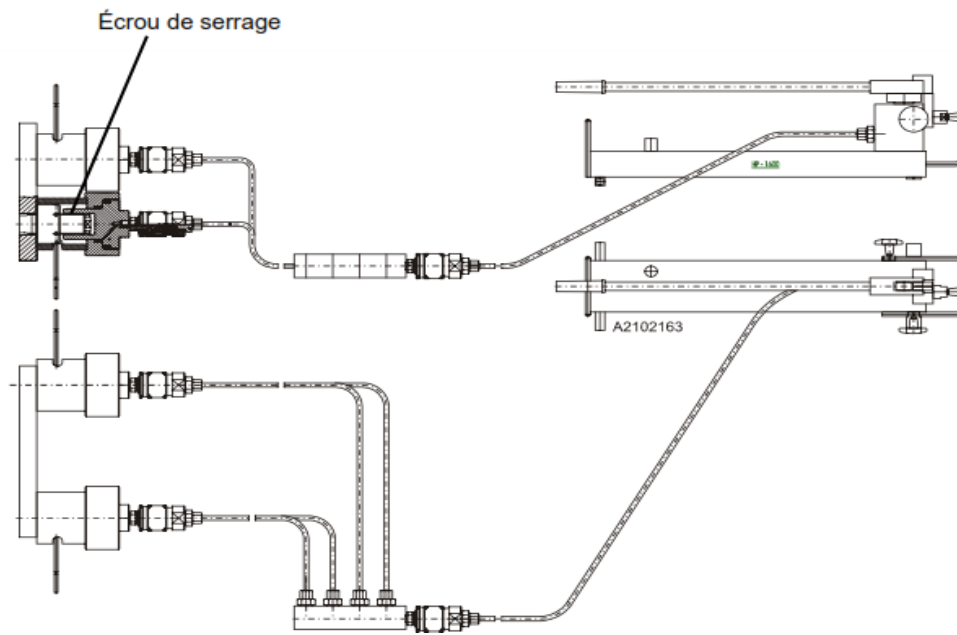


Fig.2.9 : L'extenseur hydraulique

5. Raccordement - chemises

Les chemises sont tenues en position par la bride de serrage **(02)**, sont serrées contre la bague d'usure **(12)** et fixées par les contre-écrous **(04)**. Cela se fait par 4 boulons **(08)**, qui sont raccordées aux écrous à chapeau **(09)** qui à leur tour font partie de la fixation du carter de refoulement. Le carter de refoulement est directement lié au bâti de pompe et fixé par les boulons **(11)** et écrous **(10)** utilisant l'extenseur de goujons hydraulique pour cela.

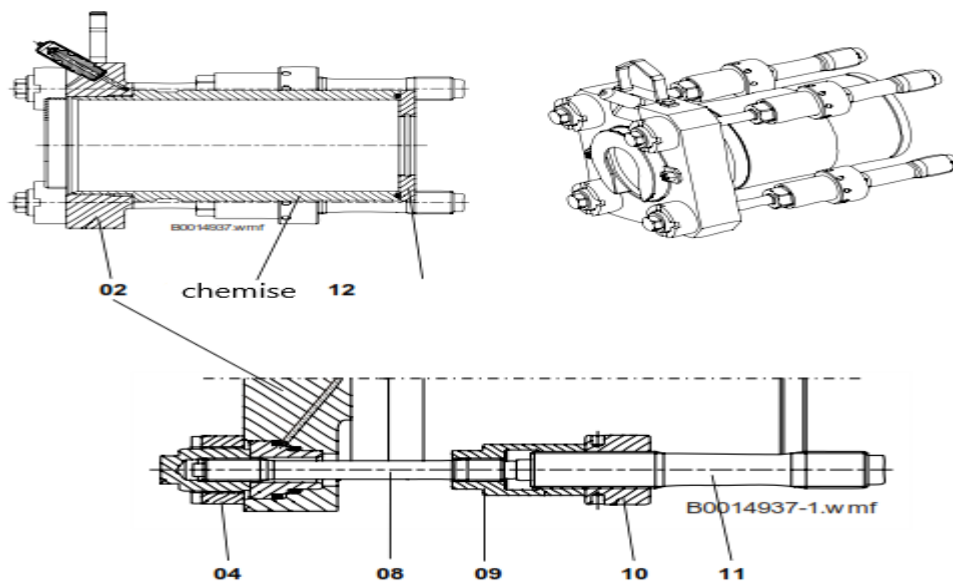


Fig.2.10 : Raccordement – chemises

6. Raccordement - vérins et tiges de piston

La tige de piston (02) et la tige de crosse (03) sont reliées l'une à l'autre par un raccordement solide (04) et deux accouplements divisés et identiques en construction (05). La forme des accouplements garantit l'alignement correct des deux arbres.

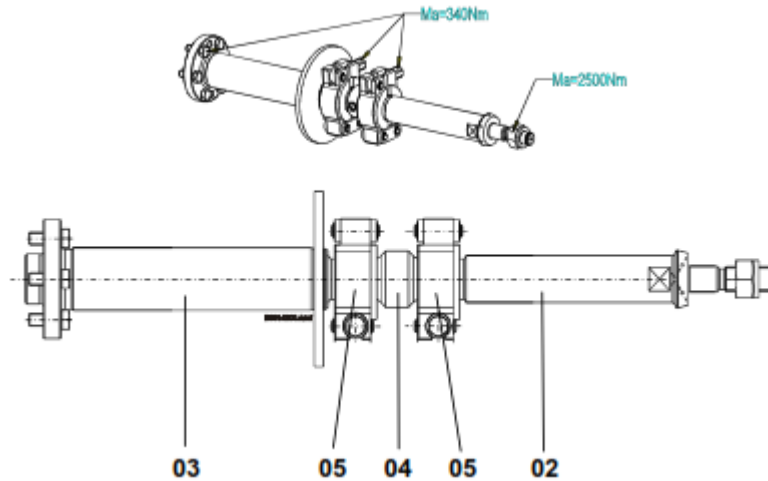


Fig.2.11 : Raccordement - vérins et tiges de piston

7. Distributeur de pression (conduite de refoulement)

Le distributeur de pression est monté au raccord de refoulement du corps de pompe. Il peut être monté tant du côté de pompe droit que du côté gauche. Entre le bâti d'engrenages de la pompe et le distributeur de pression un support (15) est fixé qui soutient le poids de l'amortisseur de pulsations monté.

Le distributeur de pression a trois raccords de décharge haute pression selon API – 5000 et/ou 7500 PSI. Le raccord supérieur est prévu pour l'amortisseur de pulsations, un des deux latéraux pour la conduite de refoulement. Le manomètre est monté au troisième raccord libre.

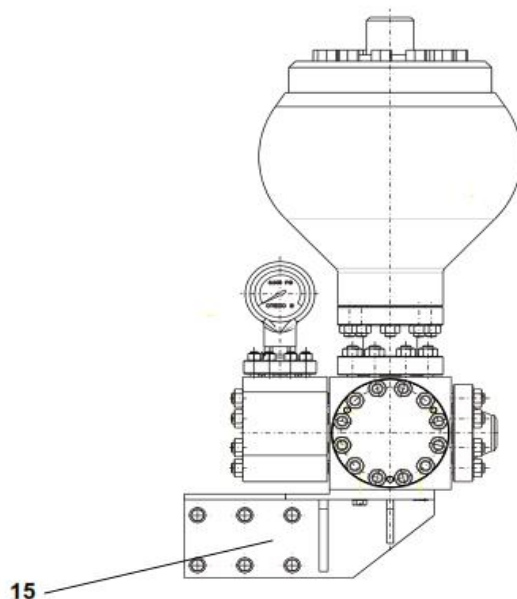


Fig.2.12 : Distributeur de pression

8. Système de lubrification

Le réservoir d'huile se trouve en bas, dans le carter d'engrenages. La roue dentée principale est lubrifiée par immersion. La lubrification des roulements et guidages de crosse se fait par lubrification par circulation sous pression moyennant une pompe entraînée électriquement avec filtrage de pression.

La lubrification sous pression inclut un filtre d'huile avec indicateur d'usure. Si le filtre est pollué, un indicateur visuel (goupille rouge visible) indique à la tête de filtre **(23)** qu'il faut échanger l'élément filtrant **(88)**. Un manomètre **(32)** est installé derrière le filtre d'huile.

La conduite de refoulement de la pompe d'huile est pourvue d'un clapet de surpression limitant la pression de décharge à 16 bars.

Lorsque l'huile a atteint la température de service, la pression de décharge de la pompe ne doit pas excéder 16 bars. Dans la phase de chauffage la pression peut excéder cette valeur un peu. Dans tout cas, le clapet de surpression de la pompe est réglé à 16 bars, la valeur maximum admissible du système.

La vidange de l'huile d'engrenages dépend largement de la résistance au vieillissement de l'huile utilisée. L'eau de condensation agressive réduit fortement le pouvoir lubrifiant prématurément.

Le flux d'huile aux points de lubrification est décrit comme suit :

L'huile coule aux glissières supérieures et inférieures des crosses par les glissières aux rainures longitudinales dans les crosses lubrifiant ainsi les surfaces de contact. Ensuite l'huile coule à travers la crosse au roulement à rouleaux de la crosse. Puis l'huile est conduite à partir du roulement de crosse par un tuyau à l'extérieur de la bielle au roulement qui raccorde le bout de la bielle avec le bouton de vilebrequin.

- Chaque roulement de l'arbre de commande principal est séparément alimenté en huile.
- Chaque roulement final du vilebrequin est séparément alimenté en huile.
- Chacune des trois presse-étoupes est séparément alimentée en huile.

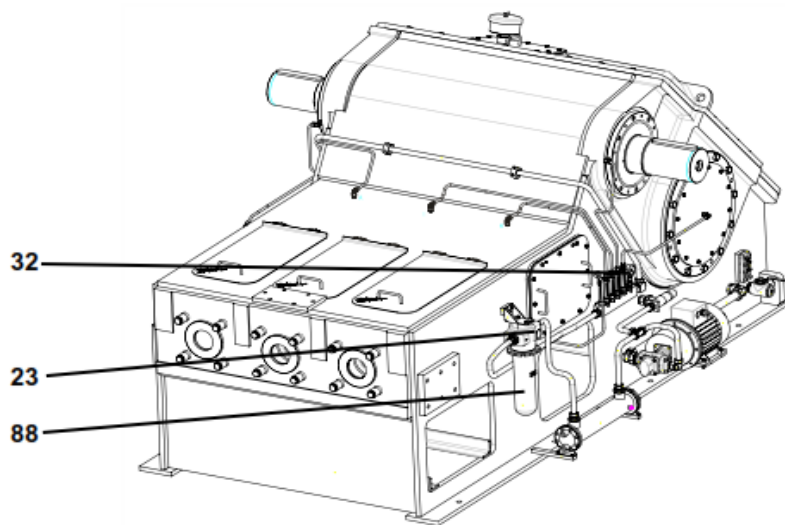


Fig.2.13 : Pièces du système de lubrification

• Échangeur de température

Un échangeur de température rempli de l'eau douce (on peut aussi bien prendre l'eau de mer) peut être utilisé pour refroidir l'huile d'engrenages.

L'expérience pratique ou l'indicateur de température déterminent, si l'échangeur de température (refroidisseur) doit être mis en marche. Lorsqu'il n'est pas en usage, l'orifice d'entrée de l'eau de refroidissement doit être obturé.

Au démarrage du système de lubrification aux températures extérieures froides l'orifice d'apport de l'eau de refroidissement doit être obturé.

• Système de lubrification avec indicateur de flux

Les indicateurs de flux réglables sont installés dans la conduite d'alimentation à chaque point de lubrification. Les indicateurs de flux sont pourvus d'une bille qui flotte quand le flux d'huile fonctionne.

Ceci indique distinctement que les roulements sont suffisamment alimentés en huile.

Si, en opération normale, la pression de décharge de la pompe dépasse 16 bars, il faut contrôler la compensation de pression du système. D'abord contrôlez, si les vis d'étranglement à tous les indicateurs de flux sont réglées correctement. Les indicateurs de flux sont pourvus d'une vis d'étranglement réglant le flux à chaque point de lubrification. À réglage correct la bille flotte librement dans la fenêtre indicatrice sans de toucher le sol. Le réglage d'un indicateur de flux a effet sur les autres si bien que la compensation du système complet est atteinte par un procédé d'essai et de recherches de défauts.

Le flux d'huile aux points de lubrification se fait par les indicateurs de flux suivants :

- Glissières de crosse supérieures (**A, H, I**)
- Glissières de crosse inférieures (**E, F, G**)
- Glissières roulements finaux du vilebrequin (**C, K**)
- Presse-étoupes 3x (**D**)

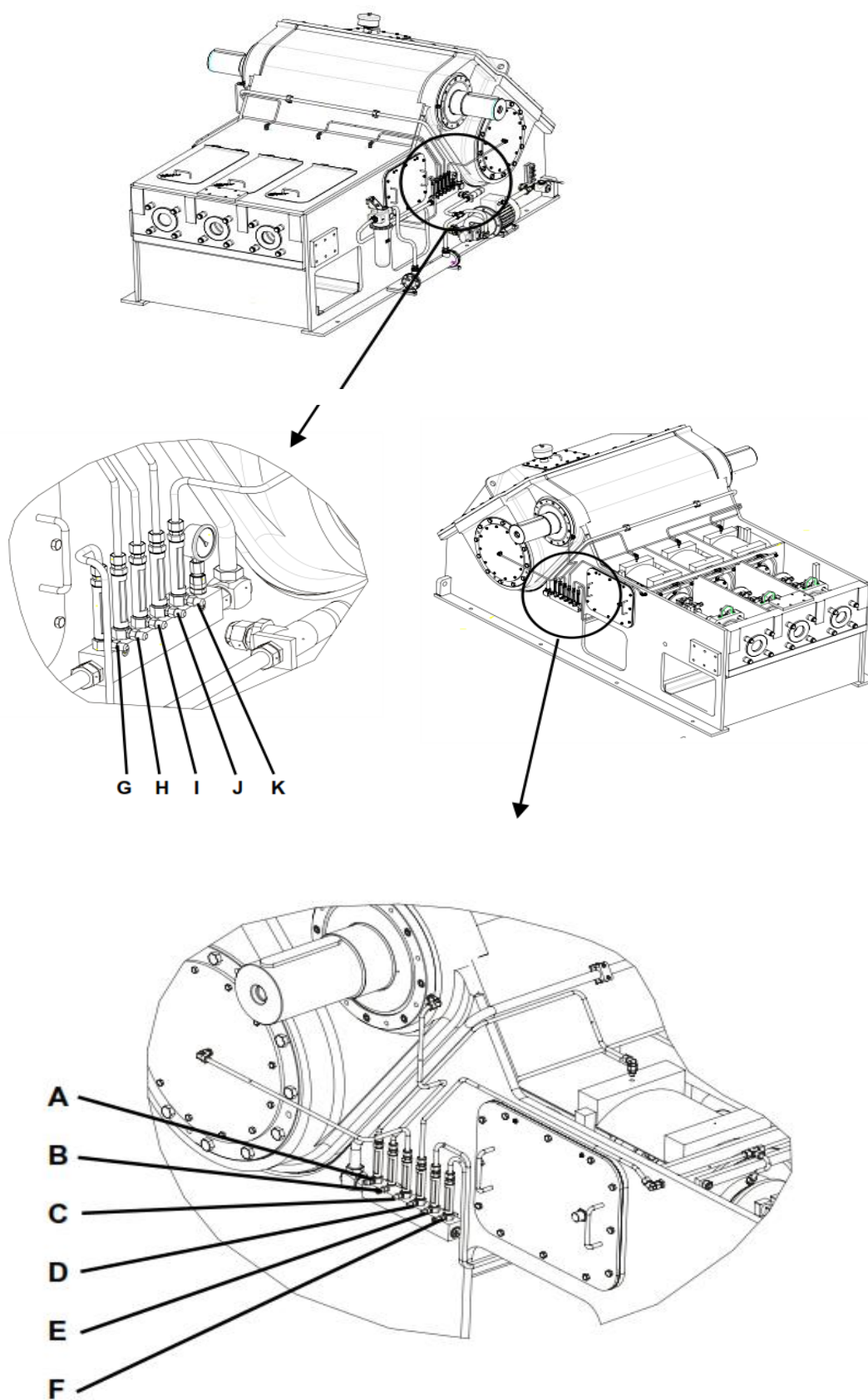


Fig.2.14 : Les indicateurs de flux

- **Système de lubrification avec verre-regard de flux**

Un verre-regard (66) est installé dans la conduite de refoulement devant le filtre de pression. Une hélice rotative indique qu'un flux de volume existe pour alimenter les roulements et glissières de crosse en huile de lubrification.

- **Système de lubrification avec interrupteur à pression**

Un interrupteur à pression (69) est installé dans la conduite de refoulement en arrière du filtre de pression.

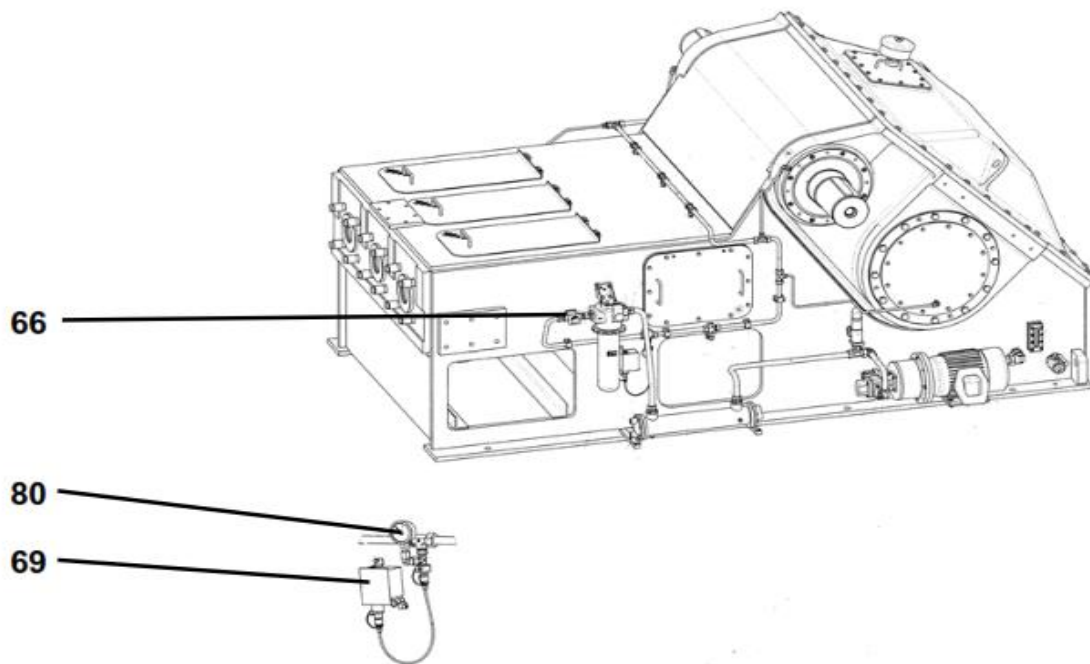


Fig.2.15 : Lubrification avec verre-regard de flux ou interrupteur à pression

9. Suralimentation

Une pompe de suralimentation est à utiliser pour transporter le fluide à la conduite d'aspiration de la pompe à boue au débit et à la pression suffisante pour garantir que les cylindres (chemises) soient complètement remplis dans toutes les conditions d'opération. La pression de suralimentation minimale pour accomplir ces critères est de 1,5 bar, cependant, la pression de suralimentation recommandée pour une opération normale est de 3 bars.

La pompe de suralimentation ne fait pas partie de l'étendue de fourniture WIRTH (dépend de l'étendue de commande).

L'utilisation d'une pompe de suralimentation a les avantages suivants :

- Augmentation de la pression effective pour garantir le remplissage complet des cylindres (chemises) et un fonctionnement plus tranquille de la pompe. Ceci est plus critique aux hauts rendements de pompage ;

- Augmentation de la puissance volumétrique ;
- Au pompage des liquides chauds elle évite la production de vapeurs ;
- Durée de vie élevée des pièces de rechange de la pompe.

10. Chargement des amortisseurs de pulsations :

Les amortisseurs de pulsations sont pré-chargés de nitrogène.

Pré-chargement des amortisseurs de pulsations hautes pression

L'accumulateur est expédié sans précharge de nitrogène pour la sûreté.

Les pressions de précharge du gaz doivent être mesurées, quand la pression d'opération est à zéro.

Un pré-chargement correct est essentiel pour une puissance et efficacité maximum. La pression de précharge se base en général sur la pression d'opération minimum du système, mais peut également être influencée par d'autres paramètres du système.

Le chargement se fait comme suit :

- Séparez la pompe à boue du courant.
- Déchargez la pression dans la conduite de décharge.
- Le clapet de charge (Fig. 2.16a) et le manomètre se trouvent au-dessous du protecteur du clapet. Ils sont découverts en soulevant le protecteur de clapet. Avant de précharger l'accumulateur, il doit être sûr que tous les écrous des vis de couvercle soient fixés uniformément et que la pompe ne soit pas mise sous pression. Les écrous d'étanchéité du clapet de remplissage et du manomètre doivent être solidement assis sur l'accumulateur. Le bouchon protecteur contre les poussières est soulevé du clapet de chargement.

- L'un bout du flexible est raccordé à un cylindre de nitrogène habituel et l'autre bout est raccordé au clapet de chargement qui se trouve en haut sur l'accumulateur (Fig. 2.16b).
- Le pré-chargement se fait moyennant un cylindre de nitrogène habituel de 224 pieds cube 2200 psis (les valeurs plus hautes sont acceptables), qui est pourvu d'un régulateur de pression. Le clapet de réglage est ouvert lentement jusqu'à ce que la pression de précharge recommandée soit indiquée sur le compteur du clapet de réglage.
- Le clapet de chargement sur l'accumulateur est ouvert lentement. La pression doit pouvoir accroître dans l'accumulateur jusqu'à ce que la pression de précharge déterminée soit indiquée sur le compteur. Les compteurs de l'accumulateur et du clapet de réglage doivent indiquer la même valeur qui doit être égale à la pression de précharge.
- Le clapet de chargement est obturé, ensuite le clapet de réglage est raccordé au cylindre de nitrogène. Au clapet de charge, on peut entendre le son du gaz échappant jusqu'à ce que le clapet de réglage soit obturée.
- Raccordez la pompe à boue et le système de courant.

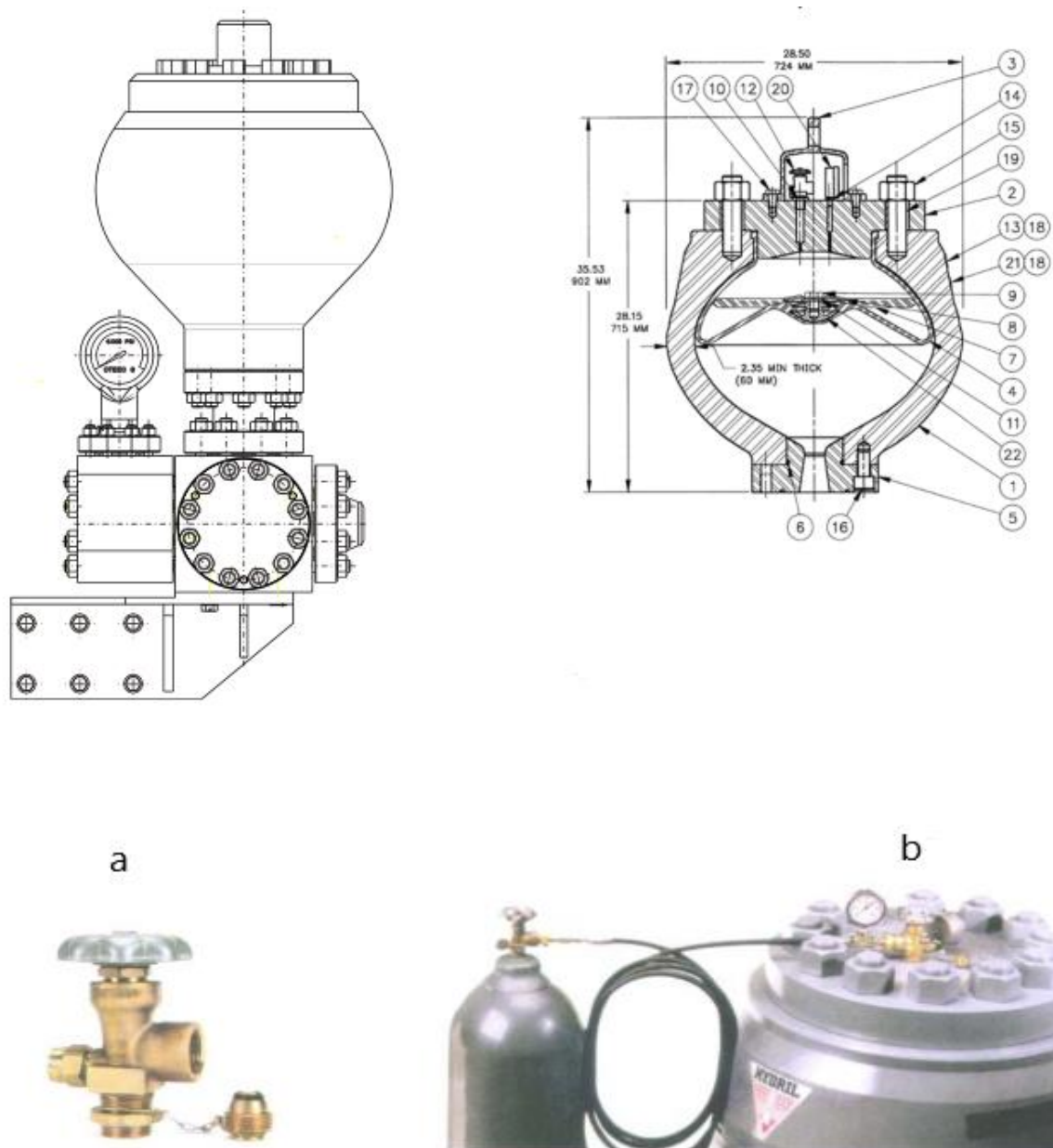


Fig.2.16 : Le clapet de charge et l'accumulateur

CHAPITRE III : CALCULS HYDRAULIQUE DE LA POMPE A BOUE DE FORAGE

III.1 CALCUL DES PERTES DE CHARGE

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 tiges lourdes
- À l'intérieur de l'espace annulaire :
 - Tubage / tiges de forage
 - Trou / tiges de forage
 - Trou / masse-tige
 - Trou / tige lourde

On prend en considération la perte de charge à l'intérieur de Tool-joint des tiges de forage, tel que la somme des longueurs des Tool-joint correspond 5% la somme des longueurs des tiges, ainsi que le diamètre intérieur du Tool-joint égale à (3" ¼).

On néglige la différence du diamètre entre les Tool-joints 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 LES EQUATIONS (RELATIONS DE CALCUL) DE PERTE DE CHARGE UTILISEES EN FORAGE

- Les pertes de charge dans les équipements de surface :

$$P = N1. B \quad \dots\dots (1)$$

Avec

P : pertes de charge

B : Coefficient correspond à la boue en circulation

N1 : Coefficient des pertes de charge

$$B = d^{0.8} . \mu^{0.2} \quad \dots\dots (2)$$

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

μ : Viscosité en [cp]

- Les pertes de charge dans les orifices de trépan :

$$P = \frac{d . Q^2}{2959,41 . C^2 . A^2} \quad \dots\dots (3)$$

Avec :

Q : 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

- Les pertes de charge à l'intérieur de la garniture :

$$P = \frac{Q^{1.8} . L . B}{901,63 . D^{4.8}} \quad \dots\dots (4)$$

Avec :

L : longueur en [m]

D : diamètre intérieur garniture [in]

- Les pertes de charge dans l'espace annulaire :

$$P = \frac{Q^{1.8} . L . B}{706,96 . (D_0 + D_i)^{1.8} . (D_0 - D_i)^3} \quad \dots\dots (5)$$

Avec :

D_o : diamètre extérieur annulaire [in]

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

III.3 CALCUL DES PERTES DE CHARGE POUR CHAQUE PHASE DE FORAGE

Les données de départ nécessaires au calcul des pertes de charge sont fournies au tableau suivant.

Tableau 3.1 : Données de départ

✓Données de départ :

Trou foré	Diamètre (in)	Phase 26 "	phase 16 "	Phase 12 1/4"	phase 8 1/2"
	Profondeur forée (m)	313	854	2540	3445
Tubage	Diamètre extérieur (in)	18 5/8	13 3/8	9 5/8	7
	Poids linière (lb/ft)	85,5	68,00	47,00	29,00
	Diamètre inter (in)	17,755	12,415	8,681	6,184
	Longueur du tubage (m)	312	852,5	2539	3421
Paramètre hydraulique de forage	Débit (l /min)	3700	3300	3061	2270
	Masse volumique (kg/ l)	1,05	1,3	1,3	2,03
	Viscosité (cp)	77	53	64	69
Tige de forage	Diamètre extérieur (in)	5	5	5	5
	Diamètre inter (in)	4,276	4,276	4,276	4,276
	Longueur (m)	75	603	2308	3903
Tige lourde	Diamètre extérieur (in)	5	5	5	5
	Diamètre inter (in)	3	3	3	3
	Longueur (m)	106	106	106	106
Masse tige	Diamètre extérieur (in)	8	8	8	6 1/2
	Diamètre intérieur (in)	2,81	2,81	2,81	2 13/16
	Longueur (m)	124	143	124	244
Trépan	TFA (in ²)	1,052	0,994	1,037	0,902

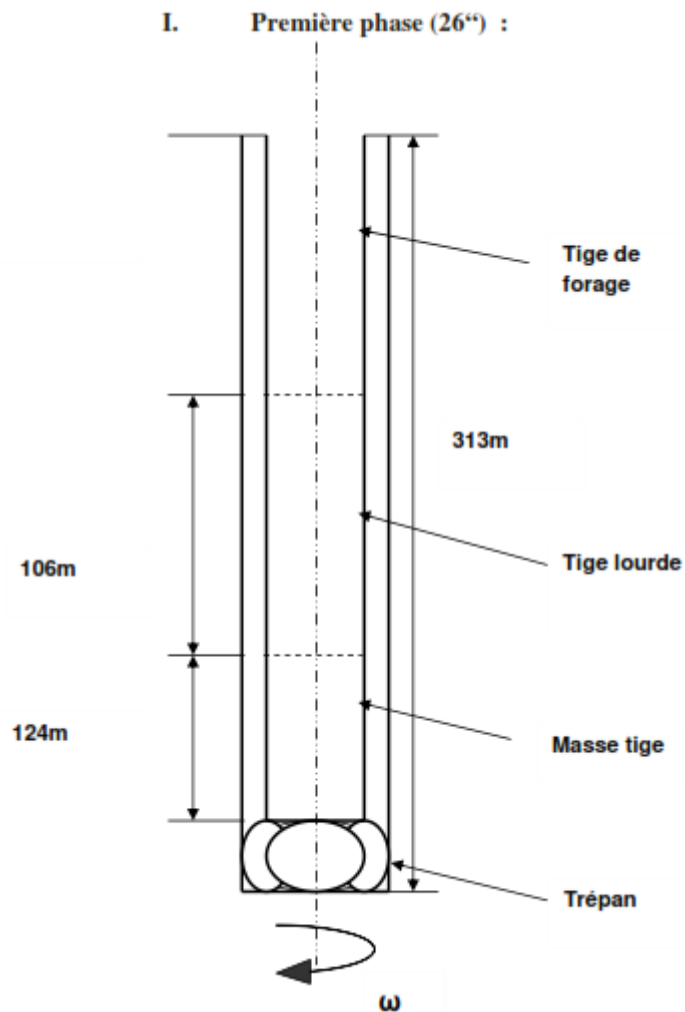


Fig.3.1 : Phase première de forage

A. Intérieur de la garniture :

1) Tool-joint :

$$P_{TJ} = \frac{Q^{1.8} \cdot L_{TJ} \cdot B}{901,63 \cdot D_{TJ}^{4.8}}$$

La longueur totale de tous les Tool-joint égale à 5% de la longueur totale des tiges de forage pour chaque phase : $L_{TJ} = 0,05 \cdot 75 = 3.75$ m et $D_{TJ} = 3" \frac{1}{4} = 3,25"$

$$P_{TJ} = \frac{1.05^{0.8} \cdot 3700^{1.8} \cdot 77^{0.2} \cdot 3.75}{901.63 \cdot 3.25^{4.8}} = 95.27 \text{ KPA}$$

2) Tige de forage :

$$P_{DP} = \frac{Q^{1.8} \cdot L_{DP} \cdot B}{901,63 \cdot D_{DP}^{4.8}}$$

$$P_{DP} = \frac{1.05^{0.8} \cdot 3700^{1.8} \cdot 77^{0.2} \cdot 75}{901,63 \cdot 4.276^{4.8}} = 510,58 \text{ KPA}$$

3) Tige lourde :

$$P_{HW} = \frac{Q^{1.8} \cdot L_{HW} \cdot B}{901,63 \cdot D_{HW}^{4.8}}$$

$$P_{HW} = \frac{1.05^{0.8} \cdot 3700^{1.8} \cdot 77^{0.2} \cdot 106}{901,63 \cdot 3^{4.8}} = 3965,65 \text{ KPA}$$

4) Masse tige :

$$P_{DC} = \frac{Q^{1.8} \cdot L_{DC} \cdot B}{901,63 \cdot D_{DC}^{4.8}}$$

$$P_{DC} = \frac{1.05^{0.8} \cdot 3700^{1.8} \cdot 77^{0.2} \cdot 124}{901,63 \cdot 2,81^{4.8}} = 6333,09 \text{ KPA}$$

5) Espace annulaire :

a) Trou / tige de forage :

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

$$P_{DP} = \frac{1.05^{0.8} \cdot 3700^{1.8} \cdot 77^{0.2} \cdot 75}{706,96 \cdot (26+5)^{1.8} \cdot (26-5)^3} = 0,16 \text{ KPA}$$

b) Trou / tige lourde :

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

$$P_{HW} = \frac{1.05^{0.8} * 3700^{1.8} * 77^{0.2} * 106}{706,96 * (26+5)^{1.8} * (26-5)^3} = 0,22 \text{ KPA}$$

c) Trou / masse tige :

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

$$P_{DC} = \frac{1.05^{0.8} * 3700^{1.8} * 77^{0.2} * 124}{706,96 * (26+8)^{1.8} * (26-8)^3} = 0,35 \text{ KPA}$$

6) Trépan :

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

$$P_t = \frac{3700^2 * 1.06}{2959,41 * (0.95)^2 * (1.052)^2} = 4909,37 \text{ KPA}$$

B. Equipement de surface :

$$P_s = N1 \cdot B$$

$N1 = 378$ (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.

$$P_s = 378 * 1,05^{0.8} * 77^{0.2} = 937 \text{ KPA}$$

➤ Les pertes de charge totales :

$$P_{tot} = P_{TJ} + P_{DP} + P_{HW} + P_{DC} + P_{DP} + P_{HW} + P_{DC} + P_t + P_s$$

$$P_{tot} = 95,27 + 510,58 + 3965,65 + 6333,09 + 0,16 + 0,22 + 0,35 + 4909,37 + 937$$

$$P_{tot} = 16751.69 \text{ KPA}$$

II. Deuxième phase (16''):

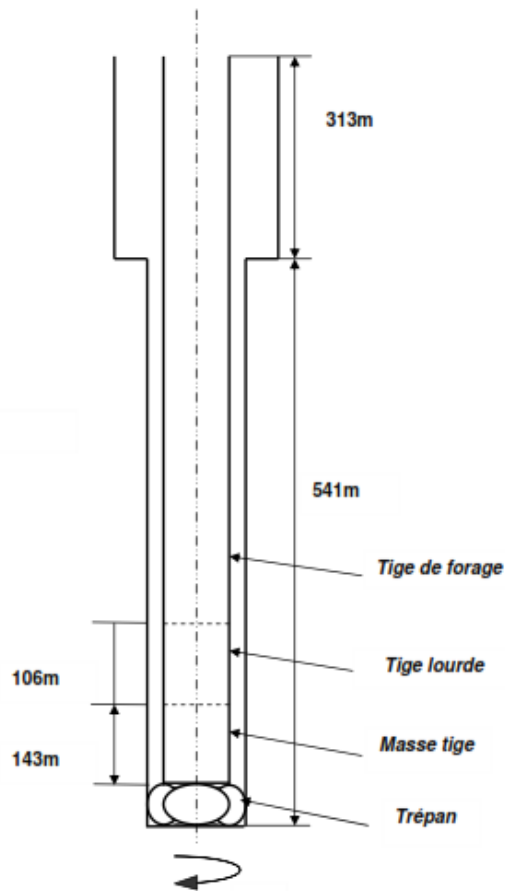


Fig.3.2 : Phase deuxième de forage

A. Intérieur de la garniture :

1) Tool-joint :

$$P = \frac{Q^{1.8} \cdot L_{TJ} \cdot B}{901,63 \cdot D_{TJ}^{4.8}}$$

$L_{TJ} = 0,05 \cdot 603 \approx 30$ m et $D_{TJ} = 3'' \frac{1}{4} = 3,25''$

$$P_{TJ} = \frac{1.3^{0.8} \cdot 3300^{1.8} \cdot 53^{0.2} \cdot 30}{901,63 \cdot 3.25^{4.8}} = 682.95 \text{ KPA}$$

2) Tige de forage :

$$P_{DP} = \frac{Q^{1.8} \cdot L_{DP} \cdot B}{901,63 \cdot D_{DP}^{4.8}}$$

$$P_{DP} = \frac{1.3^{0.8} \cdot 3300^{1.8} \cdot 53^{0.2} \cdot 603}{901,63 \cdot 4.276^{4.8}} = 3678.26 \text{ KPA}$$

3) Tige lourde :

$$P_{HW} = \frac{Q^{1.8} \cdot L_{HW} \cdot B}{901,63 \cdot D_{HW}^{4.8}}$$

$$P_{HW} = \frac{1.3^{0.8} \cdot 3300^{1.8} \cdot 53^{0.2} \cdot 106}{901,63 \cdot 3^{4.8}} = 3543.48 \text{ KPA}$$

4) Masse tige :

$$P_{DC} = \frac{Q^{1.8} \cdot L_{DC} \cdot B}{901,63 \cdot D_{DC}^{4.8}}$$

$$P_{DC} = \frac{1.3^{0.8} \cdot 3300^{1.8} \cdot 53^{0.2} \cdot 143}{901,63 \cdot 2,81^{4.8}} \quad P_{DC} = 6544.13 \text{ KPA}$$

5) Espace annulaire :

a) Tubage / tige de forage :

$$P_{DP} = \frac{Q^{1.8} \cdot L_{DP} \cdot B}{706,96 \cdot (D_{tub1} + D_i)^{1.8} \cdot (D_{tub1} - D_i)^3}$$

$$P_{DP} = \frac{1.3^{0.8} \cdot 3300^{1.8} \cdot 53^{0.2} \cdot 313}{706,96 \cdot (18,625 + 5)^{1.8} \cdot (18,625 - 5)^3} = 3.47 \text{ KPA}$$

b) Trou / tige de forage :

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

$$P_{DP} = \frac{1.3^{0.8} \cdot 3300^{1.8} \cdot 53^{0.2} \cdot 291}{706,96 \cdot (16 + 5)^{1.8} \cdot (16 - 5)^3} = 7.58 \text{ KPA}$$

c) Trou / tige lourde :

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

$$P_{HW} = \frac{1.3^{0.8} \cdot 3300^{1.8} \cdot 53^{0.2} \cdot 106}{706,96 \cdot (16+5)^{1.8} \cdot (16-5)^3} = 2.76 \text{ KPA}$$

d) Trou / masse tige :

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

$$P_{DC} = \frac{1.3^{0.8} \cdot 3300^{1.8} \cdot 53^{0.2} \cdot 143}{706,96 \cdot (16+8)^{1.8} \cdot (16-8)^3} = 7.61 \text{ KPA}$$

6) Trépan :

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

$$P_t = \frac{3300^2 \cdot 1.3}{2959,41 \cdot (0.95)^2 \cdot (0.994)^2} = 5364.71 \text{ KPA}$$

B. Equipement de surface :

$$P_s = N1 \cdot B$$

$N1 = 259$ (cas n°04) d'après le formulaire du foreur.

$$P_s = 259 \cdot 1,3^{0.8} \cdot 53^{0.2} = 706.82 \text{ KPA}$$

➤ Les pertes de charge totales :

$$P_{tot} = P_{TJ} + P_{DP} + P_{HW} + P_{DC} + P_{DP} + P_{DP} + P_{HW} + P_{DC} + P_t + P_s$$

$$P_{tot} = 682.95 + 3678.26 + 3543.48 + 6544.13 + 3.47 + 7.58 + 2.76 + 7.61 + 5364.71 + 706.82$$

$$P_{tot} = 20541.77 \text{ KPA}$$

III. Troisième phase (12¼") :

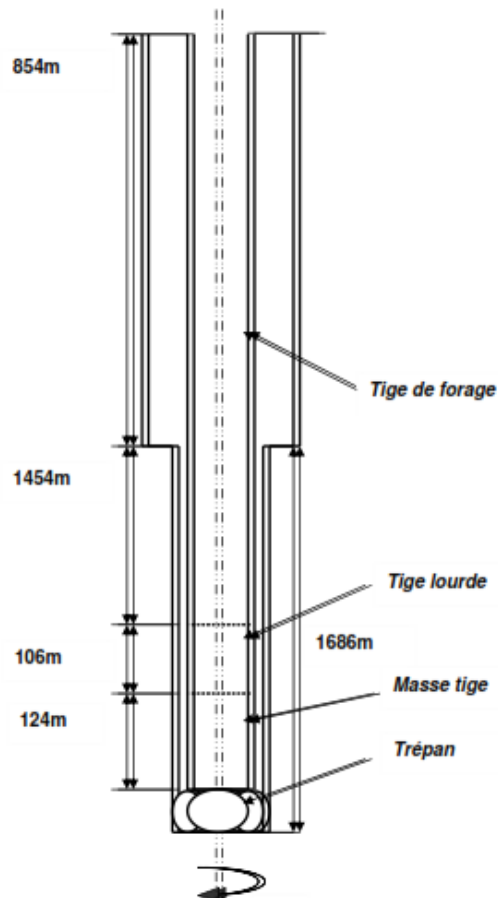


Fig.3.3 : Phase troisième de forage

A. Intérieur de la garniture :

1) Tool-joint :

$$P = \frac{Q^{1.8} \cdot L_{TJ} \cdot B}{901,63 \cdot D_{TJ}^{4.8}}$$

$L_{TJ} = 0,05 \cdot 2308 = 115 \text{ m}$ et $D_{TJ} = 3 \frac{1}{4} = 3,25 \text{''}$

$$P_{TJ} = \frac{1.3^{0.8} \cdot 3061^{1.8} \cdot 64^{0.2} \cdot 115}{901,63 \cdot 3.25^{4.8}} = 2347.51 \text{ KPA}$$

2) Tige de forage :

$$P_{DP} = \frac{Q^{1.8} \cdot L_{DP} \cdot B}{901,63 \cdot D_{DP}^{4.8}}$$

$$P_{DP} = \frac{1.3^{0.8} \cdot 3061^{1.8} \cdot 64^{0.2} \cdot 2308}{901,63 \cdot 4.276^{4.8}} = 12769.42 \text{ KPA}$$

3) Tige lourde :

$$P_{HW} = \frac{Q^{1.8} \cdot L_{HW} \cdot B}{901,63 \cdot D_{HW}^{4.8}}$$

$$P_{HW} = \frac{1.3^{0.8} \cdot 3061^{1.8} \cdot 64^{0.2} \cdot 106}{901,63 \cdot 3^{4.8}} = 3213.96 \text{ KPA}$$

4) Masse tige :

$$P_{DC} = \frac{Q^{1.8} \cdot L_{DC} \cdot B}{901,63 \cdot D_{DC}^{4.8}}$$

$$P_{DC} = \frac{1.3^{0.8} \cdot 3061^{1.8} \cdot 64^{0.2} \cdot 124}{901,63 \cdot 2,81^{4.8}} = 5146.92 \text{ KPA}$$

5) Espace annulaire :

a) Tubage / tige de forage :

$$P_{DP} = \frac{Q^{1.8} \cdot L_{DP} \cdot B}{706,96 \cdot (D_{tub2} + D_i)^{1.8} \cdot (D_{tub2} - D_i)^3}$$

$$P_{DP} = \frac{1.3^{0.8} \cdot 3061^{1.8} \cdot 64^{0.2} \cdot 854}{706,96 \cdot (13.375 + 5)^{1.8} \cdot (13.375 - 5)^3} = 58.14 \text{ KPA}$$

b) Trou / tige de forage :

$$P_{DP} = \frac{Q^{1.8} \cdot L_{hw} \cdot B}{706,96 \cdot (D_0 + D_i)^{1.8} \cdot (D_0 - D_i)^3}$$

$$P_{DP} = \frac{1.3^{0.8} \cdot 3061^{1.8} \cdot 64^{0.2} \cdot 1454}{706,96 \cdot (12.25 + 5)^{1.8} \cdot (12.25 - 5)^3} = 170.95 \text{ KPA}$$

c) Trou / tige lourde :

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

$$P_{HW} = \frac{1.3^{0.8} * 3061^{1.8} * 64^{0.2} * 106}{706,96 * (12.25+8)^{1.8} * (12.25-8)^3} = 46.36 \text{ KPA}$$

d) Trou / masse tige :

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

$$P_{DC} = \frac{1.3^{0.8} * 3061^{1.8} * 64^{0.2} * 124}{706,96 * (12.25+6.5)^{1.8} * (12.25-6.5)^3} = 25.15 \text{ KPA}$$

6) Trépan :

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

$$P_t = \frac{3061^2 * 1.3}{2959,41 * (0.95)^2 * (1.037)^2} = 4240.92 \text{ KPA}$$

B. Equipement de surface :

$$P_s = N1 \cdot B$$

$N1 = 161$ (cas n°04) d'après le formulaire du foreur :

$$P_s = 161 * 1,3^{0.8} * 64^{0.2} = 456.26 \text{ KPA}$$

➤ Les pertes de charge totales :

$$P_{tot} = P_{TJ} + P_{DP} + P_{HW} + P_{DC} + P_{DP} + P_{DP} + P_{HW} + P_{DC} + P_t + P_s$$

$$P_{tot} = 2374.51 + 12769.42 + 3213.96 + 5146.92 + 48.14 + 170.95 + 46.36 + 25.15 + 4240.92 + 456.26$$

$$P_{tot} = 28492.86 \text{ KPA}$$

IV. Quatrième phase (8½'') :

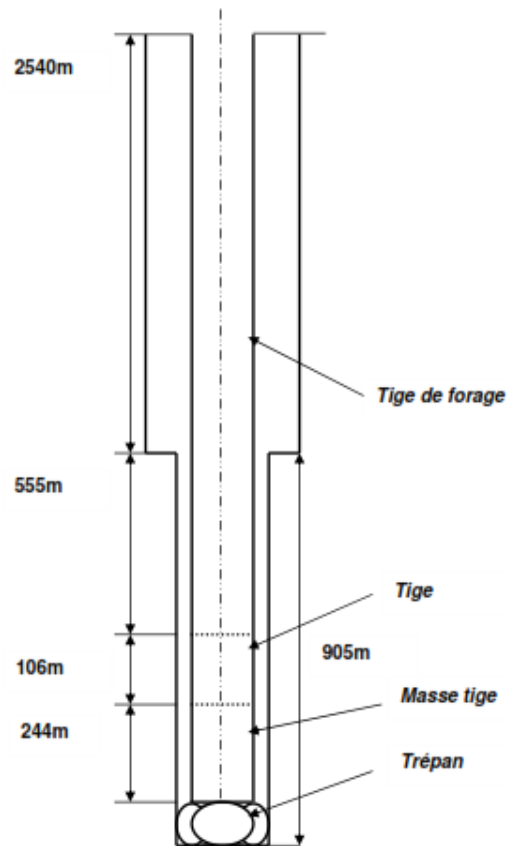


Fig.3.4 : Phase quatrième de forage

A. Intérieur de la garniture

1) Tool-joint :

$$P = \frac{Q^{1.8} \cdot L_{TJ} \cdot B}{901,63 \cdot D_{TJ}^{4.8}}$$

$L_{TJ} = 0,05 \cdot 3903 = 195$ m et $D_{TJ} = 3'' \frac{1}{4} = 3,25''$

$$P_{TJ} = \frac{2.03^{0.8} \cdot 2270^{1.8} \cdot 69^{0.2} \cdot 195}{901,63 \cdot 3.25^{4.8}} = 3408.63 \text{ KPA}$$

2) Tige de forage :

$$P_{DP} = \frac{Q^{1.8} \cdot L_{DP} \cdot B}{901,63 \cdot D_{DP}^{4.8}}$$

$$P_{DP} = \frac{2.03^{0.8} \cdot 2270^{1.8} \cdot 69^{0.2} \cdot 3903}{901,63 \cdot 4.276^{4.8}} = 18281.11 \text{ KPA}$$

3) Tige lourde :

$$P_{HW} = \frac{Q^{1.8} \cdot L_{HW} \cdot B}{901,63 \cdot D_{HW}^{4.8}}$$

$$P_{HW} = \frac{2.03^{0.8} \cdot 2270^{1.8} \cdot 69^{0.2} \cdot 106}{901,63 \cdot 3^{4.8}} = 2720.88 \text{ KPA}$$

4) Masse tige :

$$P_{DC} = \frac{Q^{1.8} \cdot L_{DC} \cdot B}{901,63 \cdot D_{DC}^{4.8}}$$

$$P_{DC} = \frac{2.03^{0.8} \cdot 2270^{1.8} \cdot 69^{0.2} \cdot 244}{901,63 \cdot 2,81^{4.8}} = 8574.02 \text{ KPA}$$

5) Espace annulaire :

a) Tubage / tige de forage :

$$P_{DP} = \frac{Q^{1.8} \cdot L_{DP} \cdot B}{706,96 \cdot (D_{tub2} + D_i)^{1.8} \cdot (D_{tub2} - D_i)^3}$$

$$P_{DP} = \frac{2.03^{0.8} \cdot 2270^{1.8} \cdot 69^{0.2} \cdot 2540}{706,96 \cdot (7+5)^{1.8} \cdot (7-5)^3} = 23143.86 \text{ KPA}$$

b) Trou / tige de forage :

$$P_{DP} = \frac{Q^{1.8} \cdot L_{hw} \cdot B}{706,96 \cdot (D_0 + D_i)^{1.8} \cdot (D_0 - D_i)^3}$$

$$P_{DP} = \frac{2.03^{0.8} \cdot 2270^{1.8} \cdot 69^{0.2} \cdot 555}{706,96 \cdot (8.5+5)^{1.8} \cdot (8.5-5)^3} = 763.32 \text{ KPA}$$

c) Trou / tige lourde :

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

$$P_{HW} = \frac{2.03^{0.8} * 2270^{1.8} * 69^{0.2} * 106}{706,96 * (8.5+5)^{1.8} * (8.5-5)^3} = 145.79 \text{ KPA}$$

c) Trou / masse tige :

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

$$P_{DC} = \frac{2.03^{0.8} * 2270^{1.8} * 69^{0.2} * 244}{706,96 * (8.5+6.5)^{1.8} * (8.5-6.5)^3} = 1487.83 \text{ KPA}$$

6) Trépan :

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

$$P_t = \frac{2270^2 * 2.03}{2959,41 * (0.95)^2 * (0.902)^2} = 4813.74 \text{ KPA}$$

B. Equipement de surface :

$$P_s = N1 \cdot B$$

$N1 = 161$ (cas n°04) d'après le formulaire du foreur :

$$P_s = 161 * 2.03^{0.8} * 69^{0.2} = 661.60 \text{ KPA}$$

➤ Les pertes de charge totales :

$$P_{tot} = P_{TJ} + P_{DP} + P_{HW} + P_{DC} + P_{DP} + P_{DP} + P_{HW} + P_{DC} + P_t + P_s$$

$$P_{tot} = 3408.63 + 18281.11 + 272.88 + 5874.02 + 23143.86 + 763.32 + 145.78 + 1487.83 + 4813.74 + 661.6$$

$$P_{tot} = 58852.77 \text{ KPA}$$

Récapitulons les pertes de charge dans chaque phase de forage :

- 1^{ère} phase : $P_{tot} = 16751.69 \text{ KPA}$
- 2^{ème} phase : $p_{tot} = 20541.77 \text{ KPA}$
- 3^{ème} phase : $p_{tot} = 28492.86 \text{ KPA}$
- 4^{ème} phase : $p_{tot} = 58852.77 \text{ KPA}$

Ce qui nous fait apparaître que la perte de charge augmente à chaque phase même que le débit réel diminue, à cause de certains facteurs traités après.

III.4 Calcul de la puissance hydraulique pour chaque phase

$$P_{hr} = \frac{P_{ref} * Q_r}{44750}$$

HP : Horse Power (puissance en chevaux) ; 1 HP = 0,746 KW.

a. Première phase :

$$P_{hr1} = \frac{P_{ref1} * Q_{r1}}{44750}$$

$$P_{hr} = \frac{16751.69 * 3700}{44750} ; P_{hr1} = 1385.06 HP$$

Deuxième phase :

$$P_{hr2} = \frac{P_{ref2} * Q_{r2}}{44750}$$

$$P_{hr2} = \frac{20541.77 * 3300}{44750} ; P_{hr2} = 1514.81 HP$$

b. Troisième phase :

$$P_{hr3} = \frac{P_{ref3} * Q_{r3}}{44750}$$

$$P_{hr3} = \frac{28492.86 * 3061}{44750} ; P_{hr3} = 1948.98 HP$$

c. Quatrième phase :

$$P_{hr4} = \frac{P_{ref4} * Q_{r4}}{44750}$$

$$P_{hr4} = \frac{58852.77 * 2270}{44750} ; P_{hr4} = 2985.38 HP$$

III.5 Calcul de la puissance mécanique exigée à l'entrée des pompes :

$$P_p = \frac{P_{ref} * Q_r}{\eta_p * 44750}$$

A. Première phase :

$$P_{p1} = \frac{P_{ref1} * Q_{r1}}{\eta_p * 44750}$$

Où $\eta_p = \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_m$.

η_v : rendement volumique ; $\eta_v = 0,95$ à $0,99 \approx 0,97$

η_h : rendement hydraulique ; $\eta_h = 0,97$ à $0,98 \approx 0,97$

η_m : rendement mécanique de la pompe ; $\eta_m = \eta_{m1} \cdot \eta_{m2} \cdot \eta_{m3} \cdot \eta_{m4} \cdot \eta_{m5}$

Où : η_{m1} : rendement de l'arbre de transmission aux paliers de roulement, égal à 0.99 à 0.992 ;

η_{m2} : rendement de la transmission par engrenage fermée, égal à 0.992 ;

η_{m3} : rendement de l'arbre coudé monté sur des paliers de roulement, égal à 0.992 - 0.993 ;

η_{m4} : rendement de la crosse et du mécanisme bielle manivelle, égal à 0.994 à 0.996 ;

η_{m5} : rendement de l'étanchéité de la tige et du piston, égal à 0.992 à 0.993.

Le rendement mécanique de la pompe pendant le travail à pleine puissance

$\eta_m = 0,8$ à $0,87 \approx 0,85$, et dans le cas de travail à puissance incomplète il diminue jusqu'à 0.6 à 0.7.

Pour les calculs, on prend : $\eta_v = 0,97$; $\eta_h = 0,97$; $\eta_m = 0,85$

Donc : $\eta_p = \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_m = 0,97 \cdot 0,97 \cdot 0,85 \approx 0,80$

$$P_{p1} = \frac{16751.69 \cdot 3700}{0.8 \cdot 44750} = 1731.32 \text{ HP}$$

B. deuxième phase :

$$P_{p2} = \frac{P_{\text{ref2}} \cdot Q_{r2}}{\eta_p \cdot 44750}$$

$$P_{p2} = \frac{20541.77 \cdot 3300}{0.8 \cdot 44750} = 2123.03 \text{ HP}$$

C. Troisième phase :

$$P_{p3} = \frac{P_{\text{ref3}} \cdot Q_{r3}}{\eta_p \cdot 44750}$$

$$P_{p3} = \frac{28492.86 \cdot 3061}{0.8 \cdot 44750} = 2944.79 \text{ HP}$$

D. Quatrième phase :

$$P_{p4} = \frac{P_{\text{ref4}} \cdot Q_{r4}}{\eta_p \cdot 44750}$$

$$P_{p4} = \frac{58852.77 * 2270}{0.8 * 44750} = 6082.55 \text{ HP}$$

III.6 Calcul de la puissance mécanique des moteurs d'entraînement

$$P_m = \frac{P_p}{\eta_t}$$

A. Première phase :

$$P_{m1} = \frac{P_{p1}}{\eta_t}$$

Ou η_t : est le rendement de la transmission :

$$\eta_t = 0.90$$

$$P_{m1} = \frac{1731.32}{0.90} = 1923.69 \text{ HP}$$

B. deuxième phase :

$$P_{m2} = \frac{P_{p2}}{\eta_t}$$

$$P_{m2} = \frac{2123.03}{0.90} = 1778.10 \text{ HP}$$

C. Troisième phase :

$$P_{m3} = \frac{P_{p3}}{\eta_t}$$

$$P_{m3} = \frac{2944.79}{0.90} = 3272 \text{ HP}$$

D. Quatrième phase :

$$P_{m4} = \frac{P_{p4}}{\eta_t}$$

$$P_{m4} = \frac{6082.55}{0.90} = 6758.39 \text{ HP}$$

D'après le calcul des pertes de charges théorique dans chaque phase, on a déterminé les puissances mécanique et hydraulique de la pompe. Dans les dernières phases on cherche une grande pression pour maintenir les fluides de formation a haut pression alors le chemisage de la pompe doit être convenable pour assurer cette pression.

Tableau 3.2 : Tableau récapitulatif des résultats de calculs

Phase	Débit	Puissance hydraulique	Puissance mécanique exigée (à l'entrée)	Puissance mécanique (des moteurs d'entraînement)	Pression
	[L/min]	[HP]	[HP]	[HP]	[KPA]
26 "	3700	1385.06	1731.32	1923.69	16751.69
16 "	3300	1514.81	2123.03	2358.92	20541.77
12 " 1/4	3061	1948.98	2944.79	3272	28492.86
8 " 1/2	2270	2985.38	6082.55	6758.39	58852.77

- Le choix de la pompe, qui doit répondre aux paramètres exigés (puissance, débit, pression,) par le forage est la pompe triplex du type TPK 7 1/2"x14" 2200 CL à simple effet. Avec l'utilisation d'un groupe des pompes, on pourra assurer une continuité de la circulation sans arrêt.

III.7 Nombre de pompe dans chaque phase

A. Détermination de nombre de coups par minute pour chaque phase :

Dans le chantier (TP 199), la pompe travaille avec un seul chemisage (6") pour toutes les phases, ce qui entraîne la variation du nombre de coups par minute de la pompe.

$$N = \frac{Q}{Q_{\text{unitaire}}}$$

Première phase :

1coup $\longrightarrow$ 16.68 L (volume /course)

$$N_1 = \frac{Q_1}{Q_{\text{unitaire}}} = \frac{3700}{16.68} = 222 \text{ coups/min}$$

Deuxième phase :

$$N_2 = \frac{Q_2}{Q_{\text{unitaire}}} = \frac{3300}{16.68} = 198 \text{ coups/min}$$

Troisième phase :

$$N_3 = \frac{Q_3}{Q_{\text{unitaire}}} = \frac{3061}{16.68} = 184 \text{ coups/min}$$

D. Quatrième phase :

$$N_4 = \frac{Q_4}{Q_{\text{unitaire}}} = \frac{2270}{16.68} = 136 \text{ coups/min}$$

Tableau 3.3: Tableau récapitulatif du nombre de coups par minute pour chaque phase

Phase	26"	16"	12" ^{1/4}	8" ^{1/2}
(Coups/mn)	222	198	184	136

La vitesse maximale de la pompe est 110 coups/mn ; donc il faut diviser le nombre de coups de chaque phase par l'utilisation de deux pompes installées en parallèle pour assurer le débit requis.

III.8 Calcul du diamètre de la chemise de chaque phase

$$D_i = \sqrt{\frac{K * Q_i}{a * c * N}}$$

D_i : Diamètre intérieur de la chemise [m] ;

K : Coefficient pour les pompes triplex, K = 25,4

Q_i : Débit de la boue pour une seule pompe de chaque phase (m³/s) ;

N : Nombre des coups par minute, N = 110 coups/mn. (Nombre des coups Max de la pompe)

C : Course de piston C = 0,356 m ;

a : Coefficient du débit de la pompe, **a** = 0,90

A. Première phase :

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

$$D_1 = \sqrt{\frac{25.4 * \frac{1850}{60 * 1000}}{0.9 * 0.356 * 110}} = 0.1490 \text{ m} \quad D_1 = 149 \text{ mm}$$

B. Deuxième phase :

$$Q_2 = \frac{3300}{2} = 1650 \text{ l/min (Débit de la boue pour une seule pompe)}$$

$$D_2 = \sqrt{\frac{25.4 * \frac{1650}{60 * 1000}}{0.9 * 0.356 * 110}} = 0.14077 \text{ m} \quad D_2 = 140.7 \text{ mm}$$

C. Troisième phase :

$$Q_3 = \frac{3061}{2} = 1530.5 \text{ l/min (Débit de la boue pour une seule pompe)}$$

$$D_3 = \sqrt{\frac{25.4 * \frac{1530.5}{60 * 1000}}{0.9 * 0.356 * 110}} = 0.13558 \text{ m} \quad D_3 = 135.58 \text{ mm}$$

D. Quatrième phase :

$$Q_4 = \frac{2270}{2} = 1135 \text{ l/min (Débit de la boue pour une seule pompe)}$$

$$D_4 = \sqrt{\frac{25.4 * \frac{1135}{60 * 1000}}{0.9 * 0.356 * 110 * 120}} = 0.11676 \text{ m} \quad D_4 = 116.76 \text{ mm}$$

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

$$D_1 = 149 \text{ mm} \quad \longrightarrow \quad D_1 = 6''\frac{1}{4}$$

$$D_2 = 140.7 \text{ mm} \quad \longrightarrow \quad D_2 = 5''\frac{1}{2}$$

$$D_3 = 135.58 \text{ mm} \quad \longrightarrow \quad D_3 = 5''\frac{1}{4}$$

$$D_4 = 116.76 \text{ mm} \quad \longrightarrow \quad D_4 = 4''\frac{1}{2}$$

Tableau 3.4 : Tableau de comparaison entre les pertes de charge totales théoriques et les pertes de charge réelles dans chaque phase :

P tot Les Phases	Les pertes de charge totale théorique (KPA)	Les pertes de charge totale réel (KPA)
Phase 26''	16751.69	14502
Phase 16''	20541.77	18348
Phase 12''^{1/4}	28492.86	24161
Phase 8''^{1/2}	58852.77	57610

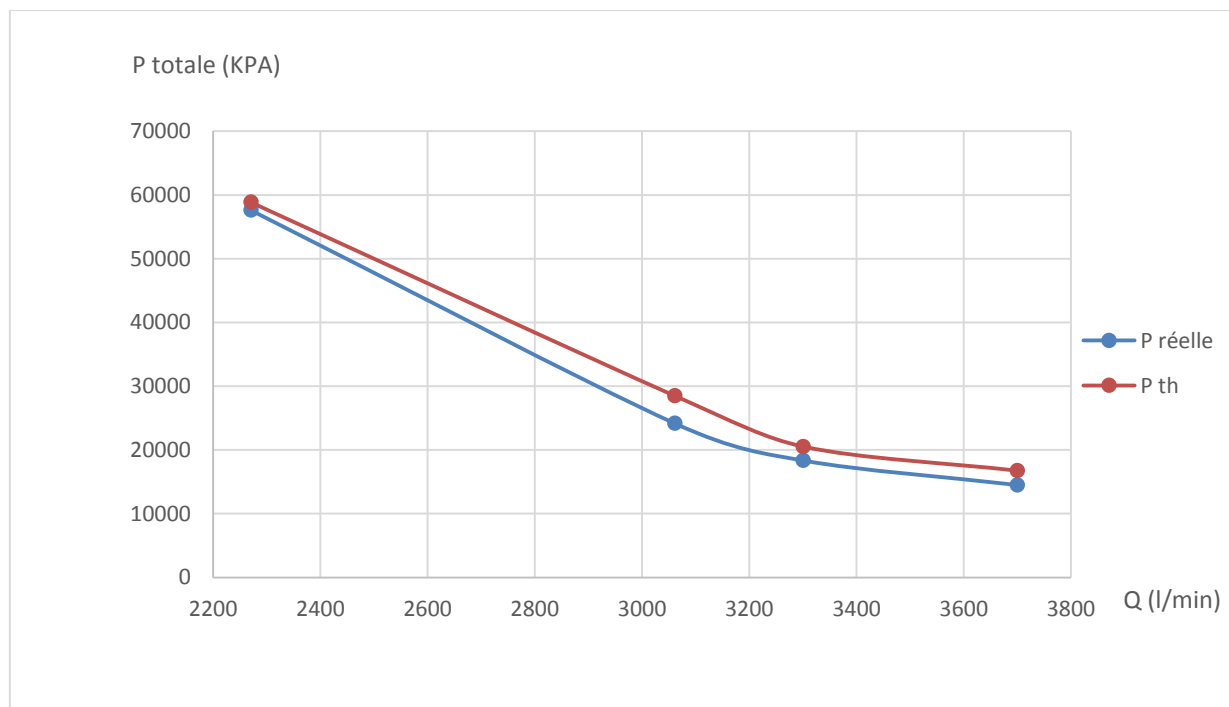


Figure 3.5 : Comparaison entre les pertes de charge théorique et réelle dans chaque phase.

On remarque qu'il y a une différence de 10 à 13 % à cause de la différence entre le diamètre calculé et le diamètre normalisé de la chemise.

III.9 Calcul du débit instantané

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

Le débit instantané du liquide par cylindre est calculé par la formule suivant :

$$Q_{inst} = V * S * \alpha$$

Où :

Q_{inst} : Débit instantané ;

S : La section maximale de la chemise ;

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

III.10 Calcul de la vitesse du piston

Pour calculer la vitesse du piston on utilise la relation suivante :

$$V = \omega * r * \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$$

Où V : vitesse du piston ; ω : La vitesse angulaire de la manivelle ; r : Rayon de la manivelle.

Trouvons ω et r :

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2 * 3.14 * 110}{60} = 11,51 \text{ (rad/s)}$$

$$r = \frac{C}{2} = \frac{0.356}{2} = 0.178 \text{ m}$$

C : La course, $C = 356 \text{ mm}$

$$\beta \text{ est très petit implique que : } \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta} = \sin \varphi$$

$$V = \omega * r * \sin \varphi$$

$$V = 2.048 * \sin \varphi$$

III.11 Calcul de la section du piston

$$S_{max} = \frac{\pi}{4} D_{max}^2 ; \quad S_{max} = \frac{3.14}{4} (0,1478)^2 = 0,0171 \text{ m}^2$$

$$S_{max} = 0.0171 \text{ m}^2$$

Finalement :

$$Q_{inst} = V * S_{max} * \alpha ; \quad Q_{inst} = 2.048 * 0,0171 * 0.90 \sin \varphi \quad m^3/s$$

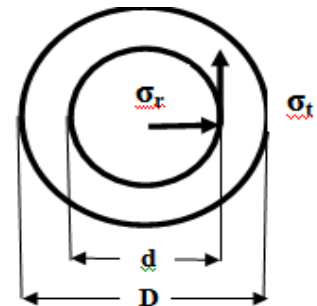
$$Q_{inst} = 31,52. \sin \varphi \quad l/s$$

CHAPITRE IV : CALCULS MECANIQUE DE LA POMPE À BOUE DE FORAGE

IV-1 Méthodes de calcul mécanique de la pompe à boue de forage

IV-1.1 Calculs à la résistance des éléments de la partie hydraulique de la pompe de forage :

On détermine les principales dimensions de la partie hydraulique et on calcule à la résistance et l'endurance les éléments se trouvant sous pression – les boîtes hydraulique et à clapets, les cylindres, le collecteur de sortie, les tiges, les fixations du piston, les presses étoupes, les clapets, les sièges, les ressorts, les chapeaux, les couvercles, leurs fixations et autres.



Les éléments sont calculés à la résistance statique selon les efforts, qui apparaissent dans ces éléments sous l'action de pression d'essai, prise 1.5 fois plus grande que la pression de travail, qui apparaît pendant le fonctionnement de la pompe avec le diamètre minimal de piston. Des calculs à l'endurance sont menés selon les contraintes variables dans le temps, qui agissent en cycle asymétrique ou pulsatoire.

IV-1-1.1 Calcul de la boîte hydraulique et clapets, cylindre et collecteur de sortie :

On détermine les contraintes dans ces éléments par les formules de calcul des récipients cylindriques à paroi épaisse, conformément à la théorie des contraintes tangentielles maximales :

$$\sigma_{eq} = \sigma_t + \nu \sigma_r \quad (IV.1)$$

Où : σ_{eq} : la contrainte équivalente (Pa) ;

σ_t : contrainte dans la section transversale de la paroi (Pa) ;

σ_r : contrainte due à la pression du liquide ($\sigma_r = p_{ci}$) (en Pa) ; avec p_{ci} - pression probable calculée de la pompe (Pa) ;

Pour les calculs à la résistance statique : $p_{ci} = p_p * K_r$, où $K_r = 1.65 \div 1.70$: coefficient, tenant compte la probabilité de déplacement de la pression au dessus de la pression de travail maximale (p_p) ;

Et pour le calcul de l'endurance $p_{ci} = p_{ce} = p_p * k_e$, où $k_e = 1.3 \text{ à } 1.35$.

ν : rapport de la limite d'écoulement du matériau de la traction à la limite d'écoulement lors de la compression, $\nu = \sigma_{Tt} / \sigma_{Tc}$. Pour les aciers à faible pourcentage de carbone : $\sigma_{Tt} = \sigma_{Tc}$ et

$\nu = 1$; Pour les aciers alliés à pourcentage de carbone moyen avec traitement thermique :

$$\sigma_{Tt} \neq \sigma_{Tc} \quad \text{et} \quad \nu = \sigma_{Tt} / \sigma_{Tc}$$

On détermine les contraintes seulement sur les fibres intérieures des parois, puisque sur les fibres extérieures des parois, elles sont plus faibles.

$$\sigma_{Tc} = \frac{1+k^2}{1-k^2} p \quad (IV.2)$$

Où $k = \frac{r}{R} = \frac{d}{D}$ -rapport du rayon intérieur au rayon extérieur de la section calculée de la boîte hydraulique, de la chemise ou autre élément.

Alors de (IV.1) la contrainte équivalente pour la pression calculée :

$$\sigma_{eq} = p_{ci} \left(\frac{1+k^2}{1-k^2} + \nu \right) \quad (IV.3)$$

Le coefficient de sécurité statique $n = \sigma_T / \sigma_{eq}$ ne doit pas être moins que 1.65 ($n \geq 1.6$).

Dans la formule (IV.3) lors de la détermination de la contrainte équivalente lors des calculs à la résistance on utilise P_{cr} , et lors des calculs à l'endurance P_{ce} .

- Le coefficient de sécurité à la résistance à la fatigue (à l'endurance) :

$$n_a = \frac{\sigma_{-1N}}{\sigma_a K_{\sigma D + \Psi_{\sigma}} \sigma_m} \quad (IV.4)$$

Où :

σ_{-1N} - limite d'endurance bornée de l'élément calculé, travaillent dans le milieu agressif (Pa) ;

S'il n'y a pas de données précisées, alors pour les aciers forgés à faible pourcentage de carbone on peut prendre $\sigma_{-1N} = 0.35\sigma_R$, et pour les aciers moulés $\sigma_{-1N} = 0.28\sigma_R$ (avec σ_R limite de rupture, en Pa) ;

σ_a - amplitude moyenne du cycle $(\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2$;

σ_m - contrainte moyenne du cycle $(\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2$;

$\sigma_{\max}$ -contrainte maximale du cycle ; $\sigma_{\min}$ - contrainte minimale du cycle , $\sigma_{\min} = f. \sigma_{\max}$;

Où : f-coefficient d'intégrité de la pression de la pompe, qui dépend de la caractéristique du compensateur et du degré de l'irrégularité du débit, $f = 0.8-0.9$;

$K_{\sigma D}$ - coefficient tenant compte de l'influence de tous les facteurs sur la limite d'endurance.

$$K_{\sigma D} = 2 \div 5 ;$$

Ψ_{σ} - coefficient caractérisant l'influence de l'asymétrie de cycle sur son amplitude limite ;

Pour les pompes : $\Psi_{\sigma} = 0.05 \div 0.2$.

Le coefficient de sécurité à l'endurance n_a doit être pas moins que 1.3 ($n_a \geq 1.3$), puisque la boîte hydraulique travaille dans un milieu agressif, vieillit et sa résistance diminue avec le temps.

Les divers éléments de partie hydraulique des pompes travaillent sous différent chargement cyclique, ainsi, la boîte de clapets les cylindres et le collecteur de sortie travail sous un cycle asymétrique, mais les chemises et les parois des boîtes hydrauliques, dans lesquelles elles se langent dans les pompes à double effet, travaillent sous un cycle pulsatoire.

Les chemises à parois minces et les conduites se calculent comme des récipients cylindriques à parois épaisses.

- La contrainte équivalente :

$$\sigma_{eq} = p_{ci} \frac{r}{\delta - c} \quad (IV.5)$$

Où r - rayon intérieur de la chemise (m) ;

δ - épaisseur de la paroi (m) ;

c - usure maximale admissible d'usure de la chemise, mm (< 3).

Les autres désignations et la marche à suivre de calcul sont analogues à ceux exposés plus haut. Cependant les chemises ne se calculent pas à l'endurance, puisque la chemise s'use suivant le diamètre intérieur sensiblement plus vite, que peut arriver à sa destruction par fatigue.

La création de méthode de calcul des boîtes hydrauliques plus précis (comme, des cors hydraulique) rencontre de grandes difficultés. Pour obtenir l'image de distribution réelle des contraintes dans ces éléments lors de l'essai hydraulique ou pendant le travail de la pompe on utilise le tensiomètre, dont on utilise les résultats pour corriger les dimensions et les formes constructives.

Lors de la construction des éléments des boîtes hydrauliques S'ensuit d'éviter des passages brusque des diamètres, de prendre des parois plus épaisses, ce qui peut conduire à l'apparition des poches. Les passages doivent d'avoir des rayons d'arrondi pas moins que l'épaisseur des parois. On moule les corps des boîtes à partir d'aciers de marque 30Ω, 36Ω (**A30M.A36M**) ou à partir d'aciers allié.

Si on exécute ces corps à partir d'élément forgés ou soudés ; alors on utilise les aciers de nuance XC32 ,38CGM.

IV-1.1.2 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, traité thermiquement, ayant la contrainte admissible à la traction : $[\sigma_e] = 979.2 \text{ N/mm}^2$;

Et le coefficient de sécurité : $n = 2$

- Le diamètre extérieur de la chemise est calculé, en mm, d'après la formule suivante :

$$D_{ext} \geq D_{int} * \sqrt{\frac{[\sigma] + 0.4 * p_{eh}}{[\sigma] - 1.3 * p_{eh}}}$$

Où :

D_{ext} : Diamètre extérieur de la chemise ; $D_{ext} = 190.2 \text{ mm}$

D_{int} : Diamètre intérieur de la chemise ; $D_{int} = 147.8 \text{ mm}$

p_{eh} : Pression d'essai hydraulique :

$$p_{eh} = K * p_{max}$$

Où : p_{max} : Pression maximale de service en bars : $p_{max} = 588.52 \text{ bars}$

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

Ainsi on déduit l'épaisseur de calcule :

$$e_c = \frac{(D_{ext c} - D_{int c})}{2}$$

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

Calcul de l'épaisseur réelle :

$$e_r = \frac{(D_{ext r} - D_{int r})}{2}$$

IV-1.1.3 Calcul des tiges de la pompe

Les tiges des simples effets sont calculées à la compression et la stabilité transversale, et celle des pompes à double effet sont calculé à cette même pollicitation en plus de la traction.

a) Calcul des tiges à la compression et traction :

- La contrainte maximale de traction ou compression σ (en Pa) dans la section minimale de la tige :

$$\sigma = \frac{P_{max}}{A} \quad (IV.6)$$

$P_{\max}$ - charge maximale sur la tige, (en N).

A- l'aire minimale de la section de la tige, (m²).

La charge, agissant sur la tige de la pompe à double effet se compose de la pression de fluide sur le piston, au frottement sur son étanchéité avec les parois de la chemise et le frottement de la tige dans le presse-étoupe.

- La force comprimant la tige P_{tc} (en N), sans tenir compte des forces d'inertie.

$$P_{tc} = \pi p_{ci} \left(\frac{D^2}{4} + D l_1 f + k m d l_2 f \right) \quad (IV.7)$$

Dans les pompes à joint auto étanche les forces de frottement dans le presse-étoupe peuvent ne pas être prises en compte, puisque lors de la compression de la tige dans la chambre de la tige, se produit l'aspiration et la pression est faible.

- La force P_{tt} (en N) traction de la tige de la pompe à double effet :

$$P_{tt} = \pi p_{ci} \left(\frac{D^2 - d^2}{4} + D l_1 f + k m d l_2 f \right) \quad (IV.8)$$

Où d, D- diamètre de la tige et du piston, m, L_1 et L_2 - longueurs des longueurs respectivement du piston et de la presse étoupe, m, f- coefficient de frottement du caoutchouc et du métal des étanchéités du piston et de la tige=0.1÷0.2 ; k_m - coefficient de la pression de l'étanchéité sur la tige, k_m =0.15÷0.2.

Ayant trouvé, les forces agissant sur la tige, on détermine les contraintes dans ses sections et les coefficients de sécuritaire résistance.

Les contraintes maximales de compression $\sigma_{\max}$ (en Pa) sont trouvées par les formules (IV.6) :

$$\sigma_{\max} = \frac{P_{tc}}{A}$$

Où : $A = \frac{\pi d^2}{4}$ - aire de la section transversale de la tige.

- Le coefficient de sécurité selon la limite d'écoulement :

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{cmax}}$$

Où σ_T - la limite d'écoulement du matériau de la tige (Pa). Le coefficient doit être dans les limites 2÷5 ($n_T = 2 \div 5$).

La section lisse de la tige ne se calcule pas à la traction, puisque $P_{tc} > P_{tt}$. Dans les pompes à double effet les sections se calculent à la traction selon le diamètre minimale du filetage de la tige en tenant compte de la force de traction T (en N), créé lors du serrage de l'écrou : $T = k_s (1-x) P_{tt}$, où k_s - coefficient de serrage ; pour une charge variable on prend $k_s = 2$; x - coefficient de la charge ($x = 0.25$).

- La force de traction dans la section du filetage de la tige (en N) :

$$P_{ft} = T + x \cdot P_{tt}$$

Le moment de torsion, dû à la force de serrage de l'écrou, M_e (en N.m) :

$$M_e = \xi d_o T$$

Où ξ - coefficient, tenant compte du frottement dans le filetage ($\xi = 0.1 \div 0.15$).

- La contrainte de traction dans la section de filetage de la tige σ_{ft} (en Pa) :

$$\sigma_{ft} = \frac{4P_{ft}}{\pi d_o^2}$$

Où d_o - diamètre intérieur de filetage de la tige (m).

- La contrainte de torsion dans la section de filetage de la tige τ_f (en Pa) :

$$\tau_f = \frac{M_e}{0.2 d_o^3} \quad \tau_f^2$$

- La contrainte équivalente lors de la traction σ_{eq} (en Pa).

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{tt}^2 + 3\tau_f^2}$$

- Le coefficient de sécurité de résistance selon l'écoulement dans la section de filetage :

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{eq}}$$

Lors de calcul des parties lisses des tiges de pompes à double effet à l'endurance on considère que les forces agissantes selon le cycle asymétrique, puisque $P_{tc} > P_{tt}$ et la tige travaille dans un milieu agressif.

- La contrainte moyenne du cycle σ_m (en Pa) :

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{cmax} - \sigma_{tmax}}{2}$$

- L'amplitude du cycle σ_a (en Pa) :

$$\sigma_a = \sigma_{cmax} - \sigma_m$$

- La contrainte de traction maximale σ_{tmax} (Pa) se détermine de la formule (IV.6) et (IV.8) :

$$\sigma_{tmax} = \frac{P_{tt}}{A}$$

- Le coefficient de sécurité d'endurance dans toutes les sections dangereuses de la tige :

$$n_a = \frac{\sigma_{-1N}}{\sigma_a K_\sigma + D + \Psi_\sigma + \sigma_m} \quad (IV.9)$$

Où σ_{-1N} -limite d'endurance bornée à la compression lors du cycle symétrique (en Pa). S'il ya pas de donnée précise, alors on détermine sa valeur approximativement : $\sigma_{-1N} = 0.8 \sigma_{-1c}$,
Où σ_{-1c} - limite d'endurance à la compression dans l'air lors du cycle symétrique.

De la même manière se calcule la section de la tige à l'endurance suivant le filetage, mais lors de la détermination de la contrainte σ_{fmax} on prend P_{ft} , tenant compte du moment de torsion dû au serrage de l'écrou. On choisit les valeurs des coefficients K_σ et Ψ_σ selon les formulaires.

Dans les pompes à simple effet les tiges se chargent par des forces compressives variables, agissantes suivant un cycle pulsatoire. La contrainte de compression moyenne du cycle :

$$\sigma_m = \sigma_a = \frac{\sigma_{max}}{2}$$

- Le coefficient de sécurité d'endurance :

$$n_a = \frac{2\sigma_0}{\sigma_{cmax} (K_{\sigma D} + \Psi_\sigma)} \quad (IV.10)$$

Habituellement on prend $n_a \geq 1.2$.

b) Calcul des tiges à la stabilité transversale :

Pour l'élancement de la tige $\lambda = \frac{l_t}{i_{min}} \leq 105$ ou fait le calcul par la formule d'Euler et on considère que les bouts de la tige sont fixés par des charnières.

- Le rayon d'inertie minimale de la tige i_{min} (en m) se détermine de l'expression :

$$i_{min} = \sqrt{\frac{I_{min}}{A}} \quad (IV.11)$$

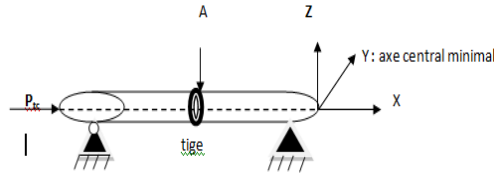
Où : $I_{min} = \frac{\pi d^4}{64}$ - Moment d'inertie axial minimal : $I_{min} = I_y$;

L_t : longueur de la tige de piston, (m)

- La charge critique de compression de la tige :

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI_{min}}{l_t^2} ;$$

Où E-module d'élasticité du matériau de la tige (Pa).



- Le coefficient de sécurité "de stabilité" :

$$n = \frac{P_{cr}}{P_{tc}} = \frac{\pi^2 E I_{min}}{P_{tc} l_t^2} ; \quad (IV.12)$$

Pour l'élancement $\lambda = L_t / r_{imin} < 105$ le coefficient de sécurité «de stabilité» se détermine de l'expression :

$$n = \frac{\sigma_{cr}}{\sigma_{cmax}} ;$$

Où : σ_{cr} - contrainte critique de compression (en MPa), $\sigma_{cr} = 335 - 0.6 \lambda$ pour les aciers au carbone ; et $\sigma_{cr} = 470 - 2.3 \lambda$ pour les aciers contenant 5% de nickel.

Le coefficient de sécurité «de stabilité» se trouve généralement dans les limites 2 à 4.

Les tiges composées se calculent par voie d'ajout à la longueur de la tige de piston une longueur équivalente de la tige de la glissière : $L_{eq} = L_{tg} \left(\frac{d}{d_1} \right)^2$;

Où L_{tg} - longueur de la tige de glissière ; d_1 – son diamètre ;

- La longueur calculée de la tige composée :

$$L_c = L_t + L_{eq}$$

Lors de calcul de la durée de service des pièces d'usure de la pompe (exemple : les pistons, tiges de pistons des pompes à double effet) on leur attribue l'action de $(5 \text{ à } 10)10^5$ cycles de charge, ce qui correspond à la durée de leur service, qui est de (50 à 100) fois plus faible que la durée de service calculée de la pompe.

IV-1.1.4 Application relative au 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.

➤ **Effort de compression :**

$$F_c = F_p + F_f$$

Où : F_p : Force de pression sur le piston

$$F_p = p\pi \frac{D_p^2}{4} N$$

Avec : p : pression sur le piston ;

D_p : Diamètre du piston ; $D_p = 147.8$

$$F_f = P_{max}\pi D_p L_p f N$$

F_f : Force de frottement du piston, déterminée par le coefficient de frottement entre la chemise et le piston f : Coefficient de frottement entre la chemise et le piston :

$f = (0,06 \div 0,3)$, prenons $f = 0,2$; L_p : Longueur du piston ; $L_p = 105 \text{ mm}$

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 :

$$\sigma_{comp} = \frac{F_c}{S_t}$$

Où S_t : Section de la tige

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

Où $D_t = 81 \text{ mm}$

➤ **Effort de flambage :**

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

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

Où λ : L'élongation de la tige ; L_t : Longueur de la tige ($L_t = 520$ mm) ;

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

Où
$$r = \sqrt{\frac{I_{min}}{S_t}}$$

Où : S_t : la section de la tige

D_t : le diamètre de la tige ; $D_t = 81$ mm

- On compare λ avec (λ limite)
- On calcule la charge critique (σ_{cr}) : $\sigma_{cr} = 3350 - 6.2 * \lambda$
- On compare : σ_{comp} **et** σ_{cr}

IV-2 Application de calculs mécaniques à la pompe à boue de forage étudiée

IV-2-1 Calcul de la chemise à l'éclatement :

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

$$D_{ext} \geq D_{int} * \sqrt{\frac{[\sigma] + 0.4 * P_{eh}}{[\sigma] - 1.3 * P_{eh}}} \text{ [mm]}$$

- La contrainte admissible à la traction :

$$[\sigma] = \frac{[\sigma_e]}{n}$$

$$[\sigma] = \frac{979.2}{2} = 489.6 \text{ N/mm}^2$$

- La Pression d'essai hydraulique :

$$P_{eh} = K * P_{max}$$

$$P_{eh} = 2 * 588.52 = 1177 \text{ bar}$$

$$P_{eh} = 117.7 \text{ N/mm}^2$$

- On calcule **Dext** :

$$D_{\text{ext}} = 147.8 * \sqrt{\frac{489.6 + 0.4 * 117.7}{489.6 - 1.3 * 117.7}} = 186.63 \text{ mm}$$

➤ Ainsi on déduit l'épaisseur de calcul :

$$e_c = \frac{(D_{\text{ext } c} - D_{\text{int } c})}{2}$$

$$e_c = \frac{(186.63 - 147.8)}{2} = 19.41 \text{ mm}$$

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

➤ Calcul de l'épaisseur réelle :

$$e_r = \frac{(D_{\text{ext } r} - D_{\text{int } r})}{2}$$

$$e_r = \frac{(190.2 - 147.8)}{2} = 21.2 \text{ mm}$$

On voit que : $e_r > e_c$, on peut conclure que cette chemise résiste bien à l'éclatement

IV-2-2 Calcul de la tige de piston :

a) Effort de compression :

$$F_c = F_p + F_f$$

$$F_p = P * \pi * \frac{D_p^2}{4} (N)$$

$$F_{p1} = P_1 * \pi * \frac{D_p^2}{4} (N) ; \quad F_{p1} = 16751690 * \pi * \frac{0.1478^2}{4} (N)$$

$$F_{p2} = P_2 * \pi * \frac{D_p^2}{4} (N) ; \quad F_{p2} = 20541770 * \pi * \frac{0.1478^2}{4} (N)$$

$$F_{p3} = P_3 * \pi * \frac{D_p^2}{4} (N) ; \quad F_{p3} = 28492860 * \pi * \frac{0.1478^2}{4} (N)$$

$$F_{p4} = P_4 * \pi * \frac{D_p^2}{4} (N) ; \quad F_{p4} = 58852770 * \pi * \frac{0.1478^2}{4} (N)$$

Alors la force du piston pour chaque phase est :

$$F_{p1} = 287261.32 \text{ N} \quad F_{p2} = 352254.37 \text{ N}$$

$$F_{p3} = 488601.24 \text{ N} \quad F_{p4} = 1009219.04 \text{ N}$$

$$F_f = p_{max} \pi D_p L_p f N$$

$$F_{f1} = P_{max} * \pi * D_p * L_p * f(N) ; F_{f1} = 16751690 * \pi * 0.1478 * 105 * 0.2$$

$$F_{f2} = P_{max} * \pi * D_p * L_p * f(N) ; F_{f2} = 20541770 * \pi * 0.1478 * 105 * 0.2$$

$$F_{f3} = P_{max} * \pi * D_p * L_p * f(N) ; F_{f3} = 28492860 * \pi * 0.1478 * 105 * 0.2$$

$$F_{f4} = P_{max} * \pi * D_p * L_p * f(N) ; F_{f4} = 58852000 * \pi * 0.1478 * 105 * 0.2$$

$$F_{f1} = 163260 \text{ N} ; F_{f2} = 200199 \text{ N} ; F_{f3} = 277689 \text{ N} ; F_{f4} = 573567 \text{ N}$$

Et par conséquent :

$$F_{c1} = 450521 \text{ N} ; F_{c2} = 552453 \text{ N} ; F_{c3} = 766290 \text{ N} ; F_{c4} = 1582786 \text{ N}$$

Donc :

$$F_{cmax} = F_{c4} = 1582786 \text{ N}$$

➤ Calcul de la contrainte de compression :

$$\sigma_{comp} = \frac{F_{max}}{S_t}$$

$$S_t = \frac{\pi * D_t^2}{4} = \frac{3.14\pi * (81)^2}{4} = 5150.385 \text{ mm}^2$$

$$\text{Donc : } \sigma_{comp} = \frac{1582786}{5150.385}$$

$$\sigma_{comp} = 307 \text{ N/mm}^2$$

La condition de résistance statique de la tige du piston à la compression peut être écrite :

$$n_T \geq [n_T]$$

Où n_T : Le coefficient de sécurité réel selon la limite d'écoulement ;

$[n_T]$: Le coefficient de sécurité admissible selon la limite d'écoulement, qui doit être dans les limites 2÷5.

Le coefficient de sécurité réel selon la limite d'écoulement, peut être calculé par la relation :

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{cmax}}$$

Où σ_T : la limite d'écoulement du matériau de la tige.

La tige du piston est de nuance 42CD4, traité thermiquement, alors $\sigma_T = 1030 \text{ N/mm}^2$

Alors on aura :

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{cmax}} = \frac{1030}{307} \approx 3,35$$

On constate que $n_T > [n_T]$, alors nous pouvons conclure que la condition de résistance statique de la tige du piston à la compression est satisfaite.

b) Effort de flambage :

➤ Détermination de l'élongation de la tige " λ " :

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

$$\text{Où : } r = \sqrt{\frac{I_{min}}{S_t}}$$

Donc :

$$r = \sqrt{\frac{2.11 \cdot 10^{-6}}{5.15 \cdot 10^{-3}}} = 0.002 \text{ m}$$

Alors :

$$\lambda = \frac{L}{r} = \frac{520 \cdot 10^{-3}}{0.02}$$

$$\lambda = 26$$

En comparant λ avec (λ_{limite}) où ($\lambda_{limite} = 105$) nous trouvons que $\lambda < \lambda_{limite}$. Dans ce cas, on calcule la charge critique (σ_{cr}) sous laquelle la tige perd sa stabilité.

$$\sigma_{cr} = 3350 - 6.2 * \lambda$$

$$\sigma_{cr} = 3350 - 6.2 * 26 = 3188.8 \text{ N/mm}^2$$

De la comparaison des valeurs de σ_{comp} et σ_{cr} , on voit que : $\sigma_{comp} \ll \sigma_{cr}$

➤ 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 TPK 7 1/2"x14" 2200 CL, résistent aux forces agissantes sur elle, ce qui élimine tout risque de perturbation des caractéristiques et des performances de fonctionnement de notre pompe.

CHAPITRE V : MAINTENANCE DE LA POMPE A BOUE DE FORAGE

V.1. GENERALITES SUR LA MAINTENANCE DES POMPES A BOUE DE FORAGE

V.1.1 GENERALITES SUR LA MAINTENANCE PREVENTIVE DES POMPES A BOUE DE FORAGE

Dans le tableau suivant sont données les fréquences et les opérations de maintenance préventive types des pompes à boue de forage

Fréquence	Opérations
Chaque jour	➤ 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 sur 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 ➤ Du refroidissement des douilles de vérin ➤ Contrôler les bruits de fonctionnement anormaux et les températures de la pompe à eau de refroidissement
Chaque semaine	➤ 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
Chaque mois	➤ 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 ➤ Nettoyage les reniflards (carter des pignons et carters des chaines de transmission) ➤ Contrôler l'entraînement des pompes de graissage (pompe de graissage des chaines et pompe de graissage des pignons)
Chaque 6 mois	➤ Effectuer les opérations de la fréquence précédente (chaque mois) ➤ Contrôler la tension des chaines de transmission ➤ Vidanger l'huile de graissage du « carter des pignons » et remplir de nouveau la quantité préconisée TASSILIA 140 ➤ Vidanger l'huile des « carter des chaines » 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 ➤ Vérifier l'état des pignons et des roulements des pompes de graissage et remplacer au besoin
Chaque année	➤ Vérification des raccordements de câble à la recherche de fils électrique lâches ou brisés ➤ Contrôler le jeu des crosses ➤ Renouveler le joint de tige des crosses ➤ Contrôler la grue pivotante sur colonne ➤ Contrôle MP1 des cordons de soudure sur les supports de couple de rotation
Chaque 5 ans	➤ 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

Les pompes à boue de forage subissent une opération de révision générale périodiquement (8 ans de service), cette révision se fait au niveau de l'atelier mécanique dans la base opérationnelle.

V.1.2 GENERALITES SUR LA MAINTENANCE CORRECTIVE DES POMPES A BOUE DE FORAGE

Dans le tableau suivant représente un tableau de diagnostic des pannes types des pompes à boue de forage et leurs remèdes

INCIDENTS	CAUSES	REMEDES
a) Baisse de Pression de Refoulement	1) Usure de l'ensemble du clapet 2) Clapet totalement couvert 3) Mauvais remplissage	✓ Remplacer celui-ci ✓ Eliminer le corps qui provoque l'ouverture de la conduite ✓ Déboucher la conduite d'aspiration ✓ Le remplacer ✓ Augmenter le niveau dans le bac d'aspiration ✓ Diminuer la vitesse de la pompe
b) Baisse de pression d'aspiration	1) Bas niveau d'aspiration 2) Capacité insuffisante de la pompe de suralimentation 3) Ecoulement lent de fluide de forage ; 4) Manomètre défectueux	✓ 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.
c) Chocs Hydraulique	1) Aspiration défectueuse (existence d'air dans la conduite d'aspiration) 2) Présence d'air ou des gaz dans la boue.	✓ Eliminer l'air de la conduite ; ✓ Ajuster l'amortisseur d'aspiration.
d) Vibration de la Conduite de refoulement	1) Anomalie au niveau de l'amortisseur de pulsation 2) Boulons desserrés 3) Manque de support sous la conduite.	✓ Réparer ou recharger ou le remplacer ; ✓ Il faut resserrer les boulons ; ✓ La munir d'un support.

e) Cognement Dans la partie mécanique	1) Rotation incorrecte de la pompe à boue 2) Piston-tige desserré 3) Rallonge de crosse desserrée	✓ Vérifier le fonctionnement Du mécanisme ✓ Vérifier et serrer ✓ Il faut les resserrer
f) haute Température D'huile	1) Mauvais réglage de la crosse 2) Roulement mal ajusté 3) Diminution de la pression de refoulement de la pompe à l'huile.	✓ Vérifier et ajuster les jeux ; ✓ Ajuster bien les bagues de roulement ✓ Réparer la pompe ou la remplacer.
g) Basse pression D'huile	1) Diminution de niveau d'huile 2) Lubrification contaminée 3) Fuite dans le circuit d'huile	✓ Vérifier et ajouter l'huile si nécessaire ✓ Changer l'huile ✓ Eliminer toutes les fuites
h) Haute pression D'huile	1) Huile contaminé 2) Colmatage des conduites 3) Manomètre défectueux 4) Filtres à l'huile bouchés.	✓ Changer l'huile ✓ Changer le cartouche d'huile ✓ Le remplacer ✓ Les nettoyer.
i) Chemises et Garniture de pistons rayés	1) Excès de sable ou de matériaux étrangers dans la boue 2) Course de piston déréglé.	✓ Dessabler, vérifier souvent ✓ Régler la course ✓ Réparer le système d'arrosage.
j) Chemise piquée	1) Corrosion excessive.	✓ Les nettoyer.
k) Usure décentrée de la chemise ou du piston	1) Manque d'alignement.	✓ Vérifier l'usure de la crosse, le blocage de la tige de piston.

V.2. DETAILS D'ENTRETIEN TECHNIQUE DE LA POMPE A BOUE DE FORAGE TPK 7 1/2"X14" / 2200 CL (selon la documentation du constructeur)

V.2.1. Entretien technique préventif de la partie hydraulique :

Le bon état technique de la partie hydraulique de la pompe dépend de son entretien tant pendant le fonctionnement qu'au stockage.

Les tiges couvertes de graisse doivent être nettoyées du sable pénétré dans la couche de graisse et éviter les déformations des pièces en caoutchouc. Ces dernières doivent être protégées contre l'action d'une température dépassant 70°C.

Un serrage de la presse étoupe peut entraîner leur détérioration, car une grande pression du dispositif d'étanchéité sur la tige peut conduire à la formation de rayures (sillons) lorsque des parties abrasives tombent sur cette dernière.

V.2.2. Entretien technique préventif de la partie mécanique :

Le graissage est important pour la partie d'entraînement.

L'huile pure est versée le carter de la pompe jusqu'à 1/3 du diamètre du bac.

La fuite du liquide de forage à la partie hydraulique n'est pas tolérée, car des particules abrasives arrivent au piston malgré la présence d'un déflecteur protecteur.

La pénétration de la boue dans l'huile conduit à l'usure rapide des paliers, des dents de pignons et des guides de crosse, pour cela toutes les pièces encrassées doivent être changées suite à l'usure, car le fonctionnement des assemblages, roulements, roues avec des jeux provoquent des chocs et des vibrations auxquelles il faut apporter remèdes.

CONCLUSIONS GENERALES

L'étude de la Pompe à boue de forage de type TPK 7 1/2"x 14" / 2200 CL nous a permis de connaître les particularités de construction de cette pompe à boue, de ses différents éléments et circuits de graissage, refroidissement et sécurité.

Cette étude nous a permis aussi de faire connaissance avec les instructions et les conseils du constructeur relatifs à l'utilisation de cette pompe à boue et ses différents composants.

Les méthodes de calcul mécanique des principaux éléments d'une pompe à boue de forage ont été considérées et appliquées à la pompe étudiée.

Les calculs effectués ont été concluants. En effet :

- Le calcul hydraulique a permis de vérifier le bon choix du nombre des pompes et d'autres caractéristiques de la partie hydraulique pour les conditions de service demandées.
- Le calcul mécanique a permis de vérifier la résistance statique des pièces les plus sollicitées de la partie hydraulique de la pompe, en l'occurrence la chemise et la tige de piston, aux charges maximales qu'elles subissent dans les conditions de service demandées, ce qui élimine tout risque de perturbation des caractéristiques et des performances de fonctionnement de la pompe considérées.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] **Le forage** » ; J.P. NGUYEN ; Institut Français de Pétrole (1993).
- [2] **Machines mécanismes et installations de forage** ». - A. ILSKI, V. KASSIANOV, V. POROCHINE, Edition Moscow.
- [3] **Formulaire du foreur** », Gilles GABOLDE, Jean-Paul NGUYEN, publications de l'institut français du pétrole, édition 1989.
- [4] **Documentation technique de la pompe à boue de forage de type TPK 7 1/2" x 14" / 2200 CL** - constructeur WILLS.
- [5] **Cours de construction et calcul des équipements de forage** - par A. GUEBLI – FHC – Université de Boumerdes – 2022
- [6] **Etude de la conception, calculs et exploitation de la pompe à boue de forage de type TPK 7 1/2" x 12" / 1600 CL – MFE de MASTER** , par AMMOUR Mounsif zakarya et ABERKANE abdelbassat, 2021.