

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

UNIVERSITÉ HASSIBA BENBOUALIDE CHLEF

Faculté de technologie

Département GENIE MECANIQUE



Mémoire de fin d'étude pour l'obtention de diplôme Master en
Génie mécanique option *Maintenance Industrielle*

THEME

Etude et Maintenance de treuil de forage OIL WELL 840E



Réalisé par :

➤ CHERIFI MAHFOUDH

Suivi par :

➤ Pr. Tahar Abbès

Promotion 2012

Remerciements

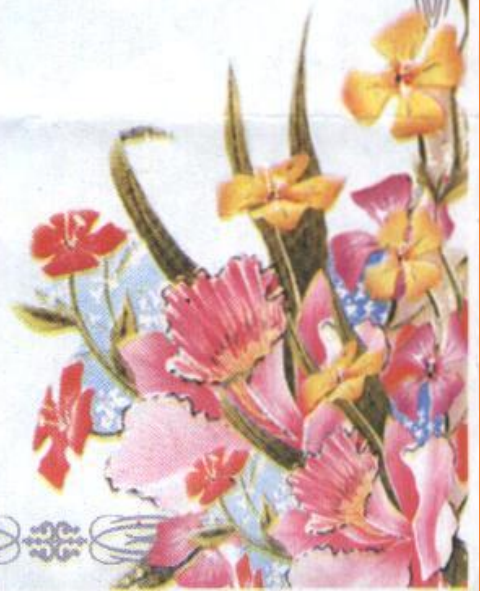
En premier lieu, nous tenons à remercier Dieu, notre créateur pour nous avoir donné la force pour accomplir ce travail.

Nous tenons à remercier **Pr. TAHAR ABBES** notre promoteur pour son grand soutien et ses conseils considérables.

Nous remercions également tous les professeurs du département **T**ransport et **E**quipements des **H**ydrocarbures.

Il est également très agréable de remercier tous les membres de chantier TP158.

Que toute personne ayant participé de près ou de loin à la réalisation de ce travail accepte nos grands et sincères remerciements.





DEDICACE

Je dédie ce mémoire:

-A ma très chère mère

-A mon cher père

Qui ont beaucoup sacrifié pour moi

-A mes frères et Ames très chères sœurs

-A toute ma famille

-A mes camarades sur tout:

Pour conclut, je le dédie à:

Tous les amis de MI et tous les enseignants du La faculte technologie.

Chérifi mahfoudh



SOMMAIRE

Introduction	1
--------------------	---

CHAPITRE I : L'Entreprise Nationale des Travaux au Puits ENTP

I- Présentation de l'entreprise	2
I.1- Introduction	2
I.2-Historique de l'ENTP	2
I.3-Normes de l'ENTP.....	3
I.4-La politique QHSE affichée de l'ENTP	3
I.5-Infrastructures	3
I.5.1- Les moyens de l'entreprise ENTP	4
I.5.2- Moyens humains	5
I.6-Organigramme de l'ENTP	6

CHAPITRE II : Description et fonctionnement de L'appareil de forage

II.1- DESCRIPTION DE L'APPAREIL DE FORAGE	7
II.2-Classification.....	7
II.3-FONCTIONS D'UN APPAREIL DE FORAGE	7
II.3.1-Fonction rotation	8
II.3.2-Fonction levage.....	9
II.3.3-Fonction pompage	15
II.3.4-Fonction motrice et transmission.....	18
II.3.5-Fonction de sécurité.....	18
II.4-REPARTITION DES EQUIPEMENTS DE L'APPAREIL DE FORAGE .	19
II.4.1-Les équipements de fond	19
II.4.2- Les Equipements de surface.....	19

CHAPITRE III : Description du treuil OILWELL 840-E

III.1. Introduction.....	22
III.1.1.-Spécifications techniques	23
III- 2. Ensembles du treuil 840-E	23
III-3. Détails sur les ensembles du treuil OILWELL 840E.....	24
III-4. Fonctionnement du treuil OILWELL 840E.....	39

CHAPITER IV : Exploitation et Maintenance du treuil

IV-1. Installation du treuil OILWELL 840E.....	40
IV-2. Exploitation des treuils.....	41
IV-3. Généralités sur la maintenance des machines industrielles.....	42
IV-4. Maintenance du treuil OILWELL 840-E.....	47
IV-5. Réparation et révision générale.....	50
a-Entretien général des freins	53
b-Entretien de frein auxiliaire.....	54
c-Entretien de CABESTANS.....	55
d-Entretien de moteur électrique EMD D79GB.....	55
IV-6. Pannes et remèdes.....	56

CHAPITRE V : Calculs de vérification

V-1. CALCUL DE L'ARBRE-TAMBOUR.....	59
V-1-1/ Choix du type de câble de forage.....	59
V-1-2/ Choix du tambour.....	62
V-1-3/ Calcul cinématique.....	65
V-1-4/ Calcul du rendement global et la puissance disponible au tambour	66
V-1-5/ Calcul des couples transmis et les efforts de traction.....	68
V-1-6/ Calcul de l'arbre-tambour.....	68
 V-2- CALCUL DU FREIN PRINCIPAL	83
V-2-1/ Calcul du couple de freinage.....	83
V-2-2/ Transformation de l'énergie.....	83
V-2-3/ Calcul des tensions sur la bande de frein.....	84
V-2-4/ Vérification des boulons des patins au cisaillement.....	85
V-2-5/ Variation de la pression de contact.....	86
 V-3- CALCUL DE LA CHAÎNE DE TRANSMISSION.....	88
V-3-1/ Choix de la chaîne.....	88
V-3-2/ Longueur de la chaîne en nombre de maillons.....	90
V-3-3/ Entraxe définitif.....	91
V-3-4/ Vitesse linéaire de la chaîne.....	91
V-3-5/ Sollicitations dans les brins de la chaîne.....	91
V-3-6/ Coefficient de sécurité.....	92
V-3-7/ Elongation de la chaîne.....	92
V-3-8/ Contraintes dans les maillons.....	93
V-3-9/ Calcul de la chaîne à l'endurance.....	96
V-3-10/ Principales dimensions des roues dentées.....	98
 CONCLUSION.....	103

Liste des tableaux

Tableau I.1 : Les bases del'ENTP.....	3
Tableau I.2 : Les sites occupés par l'ENTP.....	4
Tableau .I.3 Etat du parc appareil de l'entreprise ENTP à fin 2011.....	4
Tableau .I.4 Matériel de transport de l'entreprise ENTP.....	5
Tableau .I.5 Moyens humains 2006-2011.....	5
Tableau III.1- Dimensions des arbres de transmission	30

Liste des figures

Figure II.1- Table de rotation.....	8
Figure II.2-Fonction levage.....	10
Figure II.3-Le Treuil de forage.....	11
Figure II.4-Type de torons.....	13
Figure II.5- Le crochet de levage.....	15
Figure II.6-La pompe a boue.....	16
Figure II.7-Fonction pompage.....	16
Figure II.8-Tête d'injection.....	17
Figure III.a-Le treuil (Draw work).....	22
Figure III.b-Arbre tambour.....	25
Figure III.c-Frein à bandes de friction.....	26
Figure III.d-frein electromagnetique.....	27
Figure III.e- L'arbre d'entrée.....	29
Figure III.f-L'arbre de sortie.....	29
Figure III.g-Les chaines de transmission.....	31
Figure III.h-Embrayage pneumatique.....	32
Figure III.i-Arbre cabeston (secondaire).....	34
Figure III.j-Twin-stop Bear Cat.....	36
Figure III.j.1-Circuit d'air de Twin-Stop.....	36
Figure III.k-Circuit de refroidissement.....	38
Figure IV.1.Type de maintenance.....	45
Figure IV.2- Schéma technologique de réparation d'un treuil.....	49
Figure V.1- Dimensions du Tambour.....	63

Liste des figures

Figure V.2- Diametre d'enroulement du cable sur le tambour.....	63
Figure V.3-Angle de déflexion.....	64
Figure V.4- schéma de calcul de l'arbre-tambour.....	70
Figure V.5-L'effort agissant sur l'arbre-tambour.....	74
Figure V.6-Moments fléchissants.....	79
Figure V.7- Tensions sur la bande de frein.....	84
Figure V.8-Patin de frein.....	86
Figure V.9- Efforts sur un élément de bande.....	87
Figure V.10- distribution de pression de contact.....	88
Figure V.11- schéma d'une transmission par chaîne.....	91
Figure V.12- Répartition des contraintes de traction sur les plaques.....	94
Figure. V.13 - contraintes de cisaillement sur l'axe et les plaques.....	96
Figure V.14-Roue dentée.....	99
Figure 3.g- coefficient du nombre de rangs K_3	101
Figure. 3.h : dimensions de la chaîne ANSI 160-3.....	101
Fig. 3.i : abaque des puissances transmissibles et chaînes correspondantes.....	102

Introduction

Dans l'industrie pétrolière les travaux de forage des puits de pétrole et de gaz sont les plus difficiles et exigeant beaucoup de main d'œuvre et nécessitent de grands investissements des capitaux.

La technologie de forage des puits de pétrole et de gaz demande l'emploi d'un matériel complexe et des outils modernes, ainsi q'une grande quantité de matériaux, tubes, ciments, réactifs chimiques, etc....

Avec l'augmentation de la profondeur de forage le volume des travaux de forage et la consommation des pièces d'équipement, d'outils et de matériaux croiss considérablement.

Le treuil étant l'un des principaux équipements utilisés dans le forage des puits il est considéré comme le cœur d'un appareil de forage, puisque c'est la capacité du treuil qui caractérise la classe de profondeur des forages que l'on pourra effectuer.

Ce mémoire portant sur l'étude d'un treuil de type OilWell 840E, est divisé en cinq chapitres:

Le chapitre un concerne la présentation de l'Entreprise Nationale des Travaux aux Puits.

Le chapitre deux se rapporte à une description et fonctionnement de l'appareil de forage .

Le chapitre trois est consacré à la description du treuil OILWELL 840E.

Le chapitre quatre on s'y intéresse à la maintenance du treuil en général.

Enfin, le cinquième chapitre, ou partie calcul, dans laquelle on aborde successivement un calcul de vérification du tambour, du frein principal et la chaîne de transmission.

I- Présentation de l'entreprise :

I.1- Introduction :

- **ENTP** signifie entreprise nationale des travaux aux puits. créée en 1981 suite a la restructuration de la SH ; DTP (direction des travaux pétroliers)
- **Sigle** : Carte de l'Algérie avec en son centre un appareil de forage constituée par les premières lettres en arabe de l'ENTP ; deux couleurs orange et noire
- **Slogan** : ***ENTP un partenaire de choix a la hauteur de vos exigences***
- **Vision** : Demeurer leader régional en matière de forage et de work over
- **Raison ou mission** : forer des puits d'hydrocarbures et des nappes d'eau et opérer aux travaux de work over

I.2-Historique de l'ENTP :

Le forage algérien est un produit de SONATRACH depuis l'année 1968. « Keskassa 1 » étant le premier puits foré, et la structure opérationnelle s'appelait « Direction des Services Pétroliers (DSP) » et disposait d'un parc de quatre appareils de forage.

En Juillet 1972 : DSP prend le nom de : Direction des Travaux Pétroliers (DTP).

1^{er} Août 1981 : la Restructuration de SONATRACH au début des années 80, émergeait **ENTP** (Entreprise Nationale des Travaux aux Puits) héritière de la DTP pour les activités de forage et de Work – Over (entretien des puits) Créée par décret n° 81-171, ENTP est devenue opérationnelle le premier janvier 1983.

Juin 1989 : transformation du statut juridique de l'ENTP en société par actions.

30 Mars 1998: ENTP fait partie du Groupe Services Hydrocarbures (GSH) Sonatrach. Ses actionnaires sont :

- Sonatrach : Holding SPP 51%
 - Société de gestion des participations des travaux énergétiques «TRAVEN» 49%.

04 Avril 2003 : ENTP a obtenu avec brio la certification ISO 9001 : 2000 pour l'ensemble de ses activités.

01 janvier 2005 : transfert des actions détenus par la Société de gestion des participations TRAVEN dissoute, vers la Société de Gestion des participations dénommée "INDJAB"

28 décembre 2005 : cession à titre gratuit des actions détenues par la SGP INDJAB (49%) en faveur du Holding Sonatrach "SPP Spa". ENTP devient 100% Sonatrach.

Le siège social est situé à HASSI MESSAOUD, wilaya de OUARGLA, au Sud- Est d'Alger environ de 900 km.

26 mai 2008 : création de IDIS contracteur de forage et de work over avec services intégrés,

Association en partenariat avec waetherford possédant jusqu'à aujourd'hui 5 appareils de forage et 5 de work over.

I.3-Normes de l'ENTP : elle est triplement certifiée en QHSE

➤ Norme ISO9001V 2000 :

- 1) Démontrer son aptitude à fournir régulièrement un produit conforme aux exigences réglementaires.
- 2) Accroître la satisfaction de ses clients par l'application efficace du système, y compris les processus pour l'amélioration

➤ Norme ISO14001V 2004 :

- 1) Elle s'applique aux aspects environnementaux que l'organisme (ENTP) a identifiée comme étant ceux qu'il a les moyens de maîtriser et ceux sur les quelles il a les moyens d'avoir une influence
- 2) Donner l'assurance aux parties intéressées (clients, partenaires, société civile, etc....) qu'un système approprié de management environnemental est mis en place dans le respect des exigences légales applicables.

➤ OHSAS 18001V2007 : Prévenir, voir éliminer les conditions et facteurs qui affectent l'hygiène, la santé et la sécurité du personnel, des travailleurs temporaires, du personnel de fournisseurs, des visiteurs et toute autre personne présente sur le lieu de travail dans le respect des exigences légales.

I.4-La politique QHSE affichée de l'ENTP :

L'entreprise gère ses activités selon les principes du système intégré QHSE et s'engage à :

- Respecter la réglementation actuelle et à venir ;
- S'améliorer continuellement en matière de QHSE ;
- Appliquer et maintenir rigoureusement son système QHSE ;
- Assurer une communication efficace avec les parties intéressées ;
- Faire respecter et faire appliquer strictement la politique QHSE de l'ENTP par ses sous traitants ;
- Améliorer son organisation et ses processus par une politique de prévention des non conformités et de résolution des dysfonctionnements.

I.5-Infrastructures :

L'ENTP dispose de plusieurs bases et ateliers à Hassi Messaoud et dispose de bases régionales à Hassi R'mel, In Aménas et Tin Fouyé Tabankort, immobilisées actuellement.

Bases	Superficies	Fonctions
Base 20/8/55	594 930 m ²	Siège social et dépendances administratives Ateliers et parc matériel de logistique
Base 11/12/60	349 520 m ²	Hébergement capacité principale
Base T 32	37 000 m ²	Hébergement capacité complémentaire
Base 17/2/60	148 957 m ²	Parcs matériels
Unité Tubulaire	2170 m ²	Réparation stockages matériels tubulaires
Centre FP	1 2000 m ²	Bloc pédagogique de 17 classes (150 places) Laboratoire de langues Salle de conférences (50 places)

Tableau I.1 : Les bases de l'ENTP

Sites	Ateliers	Fonctions
Base 20/8/55	9 (12 530 m ²)	Maintenance du parc véhicules et engins
	14 (9 750 m ²)	Maintenance des équipements de forage
	49 800 m ²	Zone de stockage à l'air libre
Base 17/2/ 60	148 957 m ²	Logistique work over
Unité Tubulaire	2170 m ²	Traitement des équipements tubulaires

Tableau I.2 : Les sites occupés par l'ENTP**I.5.1- Les moyens de l'entreprise ENTP :**

L'ENTP dispose d'un parc de 43 appareils dont 24 destinés pour le forage et 19 pour le Work-over. Certains de ces appareils sont dotés d'équipements modernes : SCR, Top Drive, Wireless Net Work Communication.

Marque et Type	Sigle	Puissance	Nombre
National 110 UE	TP 127-128-129-130	1500 HP	04
National 1320 UE	TP 137-139-194-202-203-130	2000 HP	06
Oil Well 2000 E	TP 169	2000 HP	01
Wirth 2000	TP 198-199	2000 HP	02
Wirth 1200	TP 200-201	1200 HP	02
NOW (Dreco) 1250 E	TP 196-197	1200 HP	02
OW.840 E	TP 158-160-161-162-180-181- 182-183-184-185	1500 HP	10
National 80 UE	TP 195	1000HP	01
National 840 E	TP 181 NEW	1500HP	01
NOV Idéal Rig	TP 204-205	1200HP	02
Cabot 1200	TP179-186-187-188-189-190-192	1200HP	07
Cabot 750	TP 170-172-173-178	750HP	04
Cabot 500	TP 175-176-177	500HP	03
TOTAL			45

Tableau .I.3 Etat du parc appareil de l'entreprise ENTP à fin 2011

Comme elle dispose d'un matériel de transport comme suit :

Véhicule et engin	Capacité	Nombre
Tracteur Kenworth 953	40T	70
Tracteur Mercedess 3836 DTM	30T	27
S R Elder + leddel	- - - -	48
Porte engin	- - - -	09
Chariots élévateurs	14T	50
Chariots élévateurs	< 14 T	40
Grues	20_30T	16
Grues	35_40T	24
Renault ME 160	- - - -	25
Mercedes frigo	- - - -	11

Tableau .I.4 Matériel de transport de l'entreprise ENTP

I.5.2- Moyens humains :

Avec 6657 agents, l'effectif de l'ENTP est en croissance suite au recrutement de plusieurs ingénieurs, notamment en maintenance et forage.

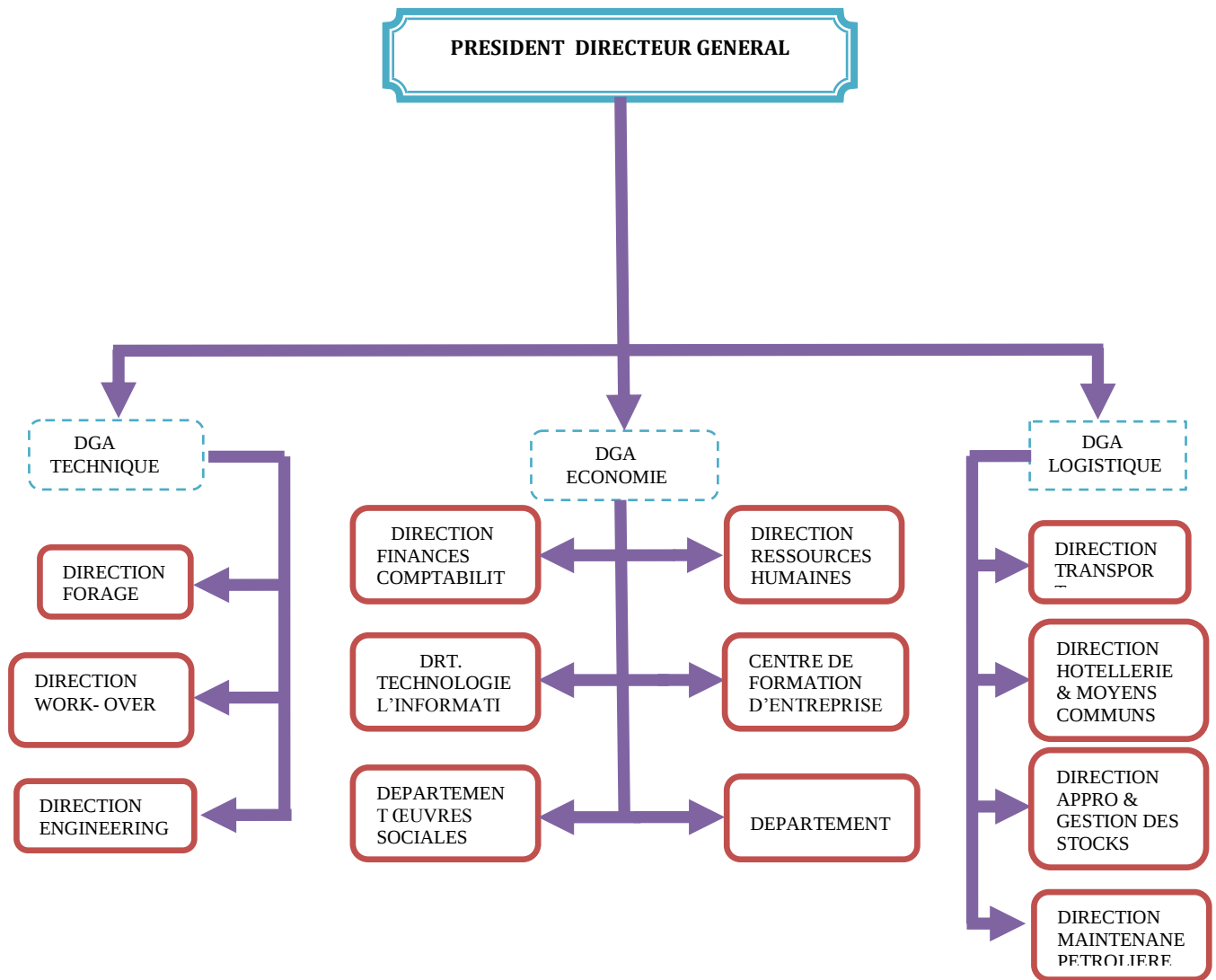
Les agents de statut permanent sont au nombre de 3477. L'encadrement représente une fraction de $\frac{2}{3}$ des permanents.

Le forage et Work-over occupent à eux deux plus de 50% de l'effectif global.

Structures de l'effectif	2006	2007	2008	2009	2010	2011
Cadres dirigeants	21	12	14	14	19	22
Cadres supérieurs	93	94	101	98	89	95
Cadres moyens	1 440	1 400	1510	1 629	1 991	2 234
Agents de maîtrise	2 055	1 912	1970	2 012	1 904	2 060
Agents d'exécution	2 334	2 140	2109	2 274	2 336	2 246
Total	5 943	5 558	5 704	6 027	6 339	6 657

Tableau .I.5 Moyens humains 2006-2011.

I.6-Organigramme de l'ENTP :



II.1- DESCRIPTION DE L'APPAREIL DE FORAGE :

Un appareil de forage doit accomplir dans les meilleures conditions techniques et de sécurité, la réalisation d'un puits reliant un gisement à la surface.

II.2-Classification :

Deux caractéristiques relativement liées interviennent dans la classification d'un appareil de forage :

- **La capacité de profondeur de forage maximale**
- **La puissance au treuil**

La règle du pouce donne d'une manière pragmatique :

« Pour 100 foot de forage, il faut 10 HP de puissance au treuil »

D'ou :

Appareil léger	4921 foot– 6561 foot	1500m – 2000m	650 HP
Appareil moyen	11482 ft	3500m	1300 HP
Appareil lourd	19685 ft	6000m	2000 HP
Appareil super lourd	26246 ft– 32805 ft	8000m – 10000m	3000 HP

II.3-FONCTIONS D'UN APPAREIL DE FORAGE :

Les installations de forage employées pour le forage rotary des puits profonds représentent un ensemble de différentes machines, mécanismes et bâtiments (figure II.1).

Au cours de forage rotary d'un puits profond, à l'aide d'une installation de forage, on réalise les opérations suivantes :

- Descente de la colonne de tige de forage dans le puits.
- Rotation d'un outil de forage.
- Injection du liquide de forage dans le puits afin de remonter les déblais de terrain découpés, refroidir le trépan et consolider les parois du puits.
- Rallongement de la colonne de tiges de forage par la mesure de l'augmentation de la profondeur du puits.
- Montée de la colonne des tiges pour remplacer un outil de forage usé.
- Evacuation de déblais du terrain par le liquide de forage et préparation d'un nouveau liquide.
- Descente des colonnes de tubage.

L'ensemble de tous ces équipements qui travaillent au-dessus de la surface permettent d'assurer trois fonctions principales :

II.3.1-Fonction rotation :

Pour faire tourner l'outil, on visse au sommet des tiges, de forme cylindrique, une autre tige de section carrée ou hexagonale, appelée tige d'entraînement [kelly], et on l'introduit dans un moyeu appelé table de rotation [rotary table].

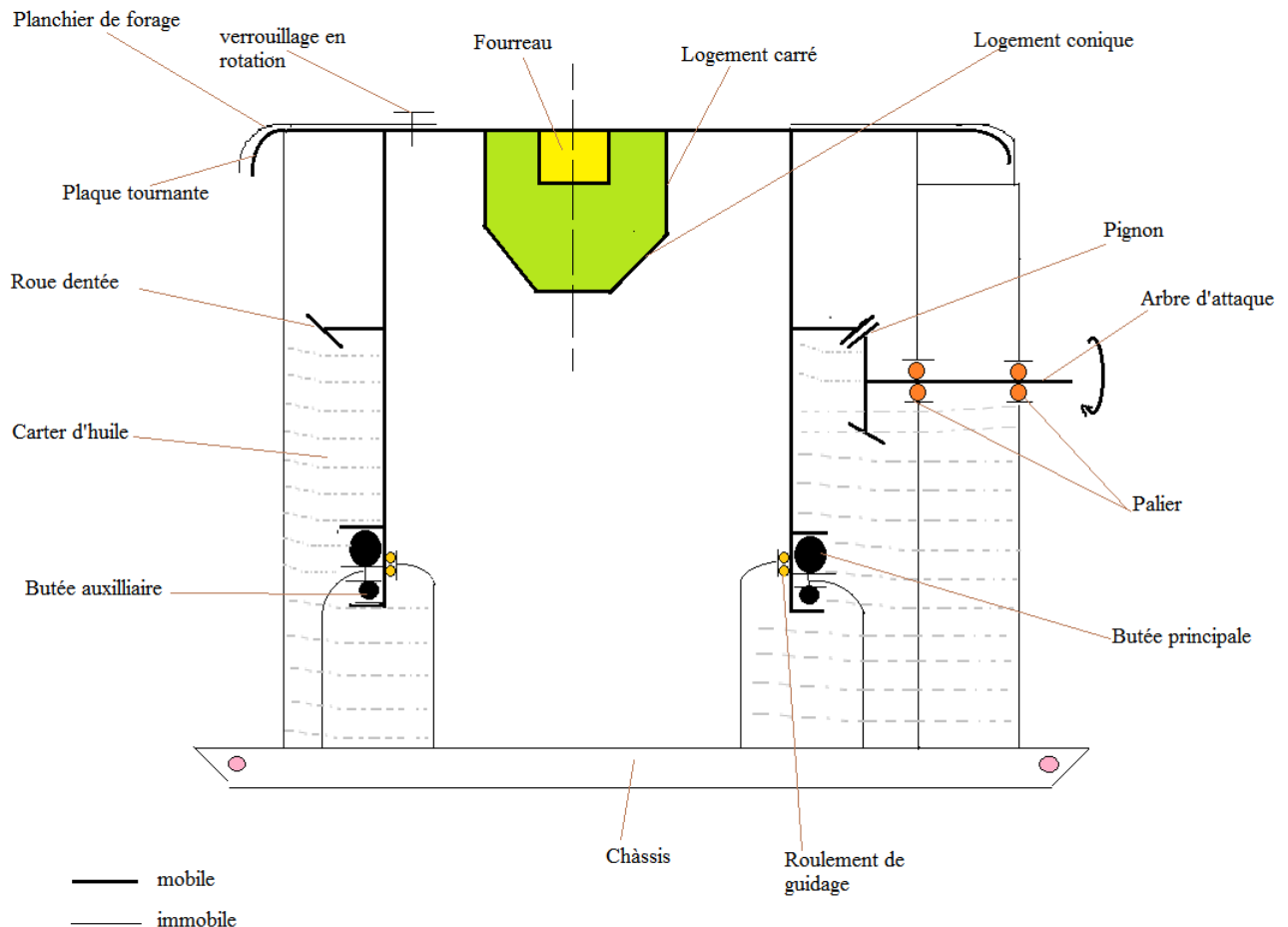


Figure II.1. Table de rotation

a-CARACTERISTIQUES DE LA TABLE DE ROTATION:

- Les Tables de Rotation tournent à des vitesses 40 à 500 tr/min.
 - La Table de Rotation ne consomme pas beaucoup de puissance.
 - Elles sont caractérisées par le diamètre de passage : 27''_{1/2} ; 20''_{1/2} ; 17''_{1/2} et 12''_{1/2} .
 - La capacité de la table est définie par la capacité de la butée principale.
 - La puissance de la table sera ; $P_u = (L/30 + 10) N/100 P_d/D$
- L ; Profondeur de puits (m).
- N ; Vitesse de rotation (Tr/min).
- P_d ; Poids sur l'outil (tonnes).

D ; Diamètre du puits (pouces).

P_u ; Puissance de la table (chevaux).

Sur cette table est placé un carré d'entraînement, qui comporte des rouleaux épousant la forme de la tige d'entraînement. Ce carré est entraîné par la table de rotation par l'intermédiaire d'une fourrure d'entraînement. Il permet de transmettre le mouvement de rotation de la table à la tige d'entraînement, ainsi que sa translation sans risquer de se frotter sur les côtés et de s'user.

Cette table de rotation peut aussi supporter le train de sonde grâce aux coins de retenue lorsqu'on ajoute une tige au cours de la manœuvre.

II.3.2-Fonction levage :

Pour soulever la garniture de forage (ensemble tiges - tiges lourdes – masse-tiges), il faut utiliser une grue de grande capacité, car la garniture de forage peut atteindre un poids supérieur à 150 tonnes ou plus. Cette grue est constituée :

- d'un mât,
- d'un treuil,
- d'un palan comprenant les moufles fixe et mobile et le câble.

II.3.2.1-Le mât de forage :

C'est le « trépied » qui supporte le palan. Il a remplacé la tour pour la rapidité de son montage et démontage.

A son sommet est placé le moufle fixe. Une passerelle d'accrochage est placée à son milieu ; elle sert de lieu de travail pour l'accrocheur, qui accroche ou décroche les « longueurs » de tiges lors de la remontée ou la descente de l'outil dans le puits. Une autre passerelle de hauteur ajustable, placée plus bas, sert à guider le tubage pour le visser et le descendre dans le puits.

Un plancher de travail est aménagé aux pieds du mât. Il sert d'aire de travail pour l'équipe. Une cabine [dog house] est aménagée sur ce plancher pour permettre aux ouvriers de se reposer.

Le plancher est surélevé de quelques mètres au-dessus du sol, pour permettre l'introduction des éléments de la tête de puits et des obturateurs.

Les toutes reposent sur une substructure robuste, formée de caissons en treillis de fer soudés.

Un plan incliné est conçu pour faire remonter les tiges sur le plancher pour les descendre dans le puits. L'ensemble est posé sur une plate-forme en béton armé, préalablement aménagée sur le sol.

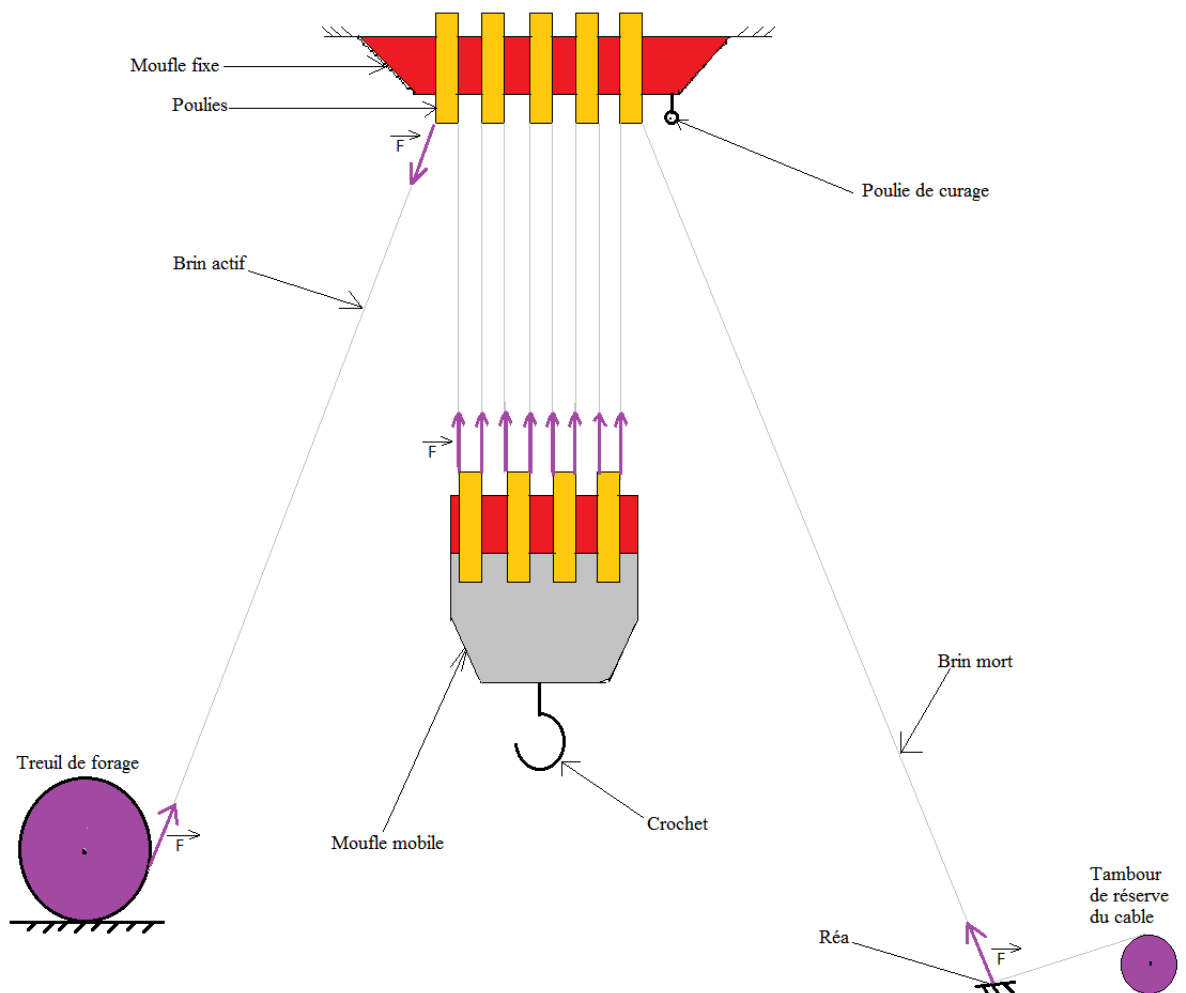
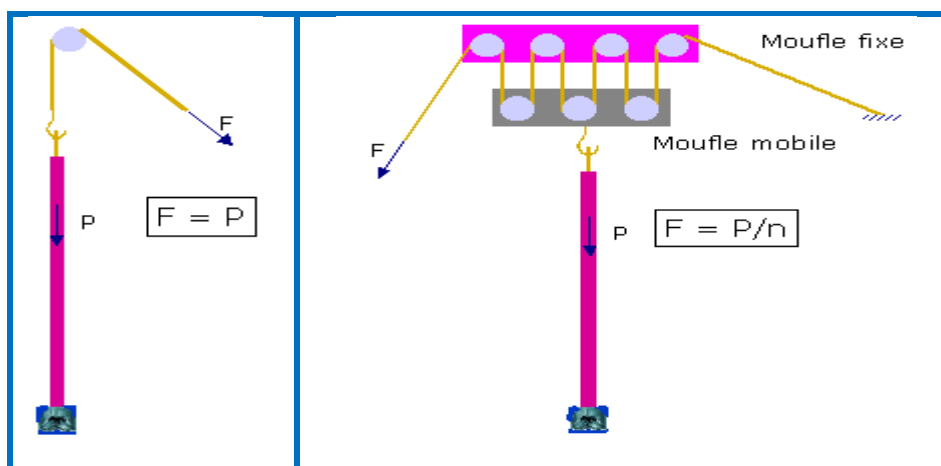


Fig. II.2-Fonction levage

II.3.2.2-Le mouflage : le mouflage est l'enroulement du câble de forage entre les poulies des moufles fixe et mobile en plusieurs brins (jusqu'à 14 brins). Le mouflage permet de démultiplier le poids de la garniture de forage et diminuer la vitesse de son déplacement.

En négligeant les frottements, la charge au crochet est divisée par le nombre de brin.



II.3.2.3-Le moufle fixe [crown block] : formé d'un certain nombre de poulies et placé au sommet du mât, il possède une poulie de plus que le moufle mobile.

II.3.2.4-Le moufle mobile [travelling block] : formé également d'un certain nombre de poulies par lesquelles passe le câble de forage, il se déplace sur une certaine hauteur entre le plancher de travail et le moufle fixe.

Il comporte à sa partie inférieure un crochet [hook] qui sert à la suspension de la garniture pendant le forage. Des bras sont accrochés de part et d'autre de ce crochet servent à supporter l'élévateur, utilisé pour la manœuvre de la garniture.

II.3.2.5-Le treuil [Draw works]: Le treuil de forage est l'organe principal de la sonde; par sa capacité il caractérise le rig (sonde de forage) en indiquant la profondeur de forage que peut atteindre l'appareil de forage .

Le treuil regroupe un ensemble d'éléments mécaniques et assure plusieurs fonctions :

- Les manœuvres de remontée et de descente (levage) du train de sonde à des vitesses rapides et en toute sécurité, ce qui constitue sa principale utilisation.
- L'entraînement de la table de rotation quand celle-ci n'est pas entraînée par un moteur indépendant.
- les vissages et dévissages du train de sonde ainsi que les opérations de curage.

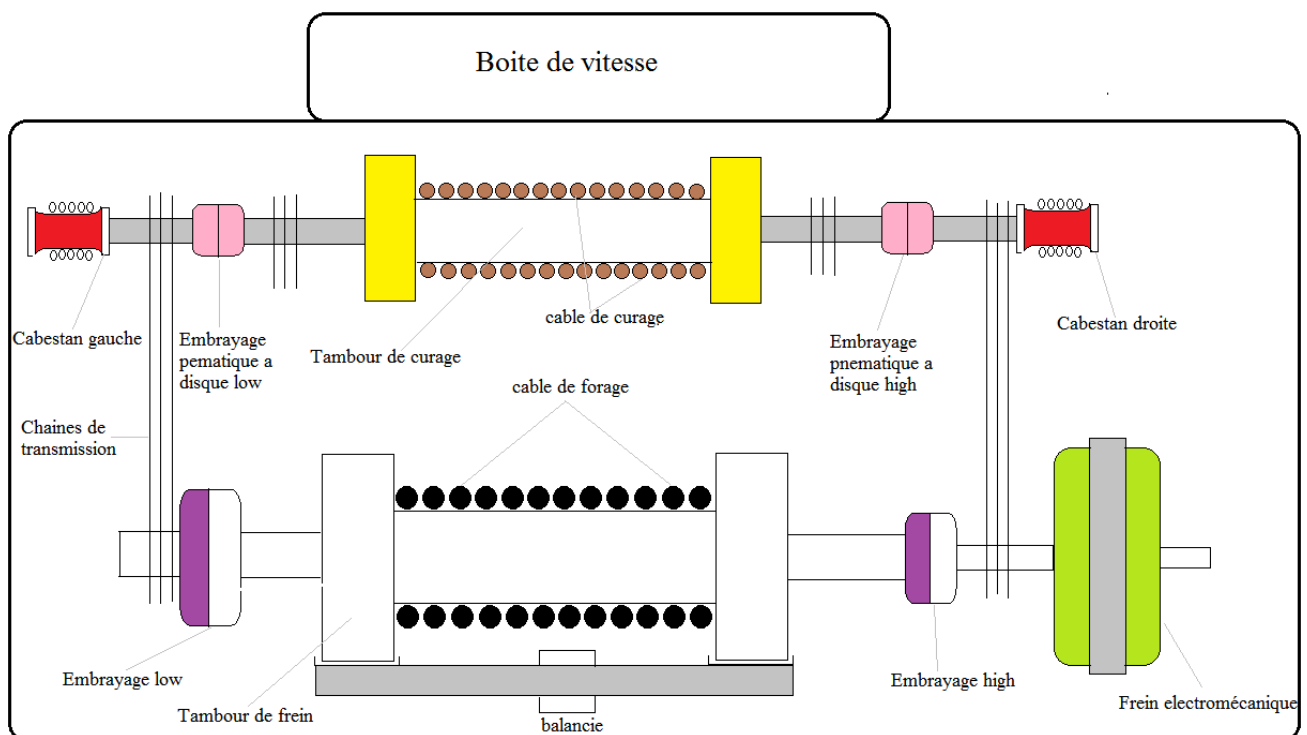


Fig.II.3-LE TREUIL (DRAW WORK)

Différentes parties mécaniques :

Le tambour de manœuvre : monté sur l'arbre principal de treuil, le tambour de manœuvre permet l'enroulement et le déroulement du câble de forage suivant que l'on remonte ou descende le train de sonde. Il peut être lisse mais plus généralement cannelé, ce qui permet un enroulement correct et réduit le risque d'écrasement du câble. Des deux côtés du tambour figurent des rouleaux qui évitent l'usure par frottement du câble sur les joues du tambour

Le frein principal : Il est mécanique à bandes de type auto-serreur.

Description : Il est constitué de deux bandes métalliques circulaires équipées de garnitures (patins) reliées aux bandes par des boulons à têtes fraisées.

Ces bandes sont reliées par une barre d'équilibrage qui répartit les forces entre les deux bandes et réduit ainsi l'usure des patins.

Chaque bande enveloppe une jante de grand diamètre rivetée sur la joue du tambour.

La surface de ces jantes est généralement cimentée afin de résister à l'usure.

Une circulation d'eau à l'intérieur des jantes dissipe la chaleur dégagée.

II.3.2.6-Le câble de forage :**II-3.2.6.a/ Constitution :**

Un câble est constitué de plusieurs torons disposés en spirale autour d'une âme, chaque toron est lui-même constitué de plusieurs fils calibrés, également disposés en hélice sur plusieurs couches.

a-1/ L'âme du câble : L'âme support du câble peut être en textile (chanvre, sisal, jute), métallique ou mixte (métal et textile). L'âme textile ne joue aucun rôle dans la charge de rupture du câble mais, par contre, retient bien la graisse et donne au câble une bonne élasticité longitudinale. L'âme métallique, elle, participe à la charge de rupture du câble et lui permet de mieux résister à la déformation après passage sur des poulies de faible diamètre. Par contre, elle est moins souple que l'âme textile.

a-2/ Les torons :

Les deux types de torons les plus utilisés dans la fabrication des câbles de forage sont :

a-2-1/ Seal Lay :

Dans ce type de toron, les deux couches extérieures ont le même nombre de fils et sont toronnées au même pas. Les fils n'ont pas le même diamètre pour pouvoir être jointifs.

a-2-2/ Filler :

Appelé aussi Seal Lay à fils de remplissage ou Seal Lay-filler. Il est constitué (lorsque l'utilisation réclame) un nombre de fils plus important par toron. Le toronnage dans les différentes couches se fait au même pas.

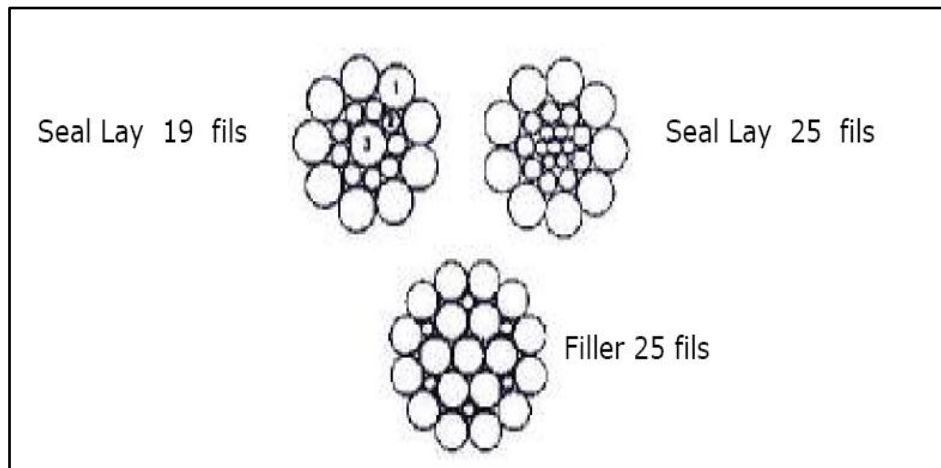


Figure II.4 ; Type de torons

II-3.2.6-b/ Diamètres des câbles :

- *diamètre théorique* : qui correspond au diamètre nominal du câble,
- *diamètre pratique* : c'est le diamètre réel mesurable obtenu à la fabrication. Il est généralement supérieur au diamètre théorique dans la limite d'une tolérance maximale.

II-2-3-c/ Résistance à la traction :

L'API a standardisé trois qualités d'acier :

- *plowsteel* : acier de haute qualité (PS),
- *improved plowsteel* : acier traité de haute qualité (IPS),
- *extra improved plowsteel* : acier traité de très haute qualité (EI.PS).

Pour chacune des qualités, l'API donne les charges de rupture minimales et maximales qui varient suivant le diamètre des fils.

II-2-3-d/ Coefficients de sécurité :

$$\text{Coefficient de sécurité} = \frac{\text{Charge de rupture}}{\text{Traction exercée sur le câble}}$$

Pour un câble de forage, la traction est considérée au niveau du brin actif qui supporte l'effort le plus important.

Les coefficients de sécurité minimaux API sont les suivants :

- */ forage, carottage et manoeuvre de la garniture de forage : 3
- */ descente de tubage et instrumentations : 2

II-2-3-e/ Travail effectué par un câble :

Le câble de forage qui relie le treuil au moufle mobile, est l'organe de transmission du travail qui permet aux charges d'être déplacées à la verticale dans les deux sens.

Outre que le câble s'use en fonction des points particuliers d'usure, il s'use également proportionnellement au travail qu'il effectue. Il est donc nécessaire de contrôler la durée de vie d'un câble en fonction du travail qu'il effectue, de façon à pouvoir établir un programme de son utilisation.

En considérant que :

- les frottements de la garniture de forage contre les parois du trou sont les mêmes à la remontée qu'à la descente,
- il y a des tiges sur toute la hauteur du trou, sorties ou introduites "longueur" par "longueur",
- le supplément de poids dû aux masse – tiges et à l'outil est rassemblé à la base de la garniture au niveau de l'outil.

II-2-3-f/ Facteurs affectant la vie des câbles :

Dans un mouflage conventionnel, les principaux facteurs affectant la durée de vie des câbles sont les suivants :

- la fatigue,
- l'usure et l'accrochage des fils,
- l'augmentation de la fragilité des fils par échauffement.

En fonction de nombreuses expériences de chantier, L'API a préconisé un programme de filage et de coupe du câble basé sur l'hypothèse que sa fatigue est proportionnelle à son travail.

II.3.2.7-Le crochet de forage :

Se trouve suspendu directement au moufle mobile. Un système de roulement à billes permet la rotation du crochet autour de son axe sans entrainer celle du moufle mobile. Cette rotation est néanmoins limitée en partie par un système de verrouillage. Un ressort puissant permet à chaque opération de dévissage des éléments de train de sonde un dégagement vers le haut de la partie supérieure, ce qui évite la détérioration de filetage.

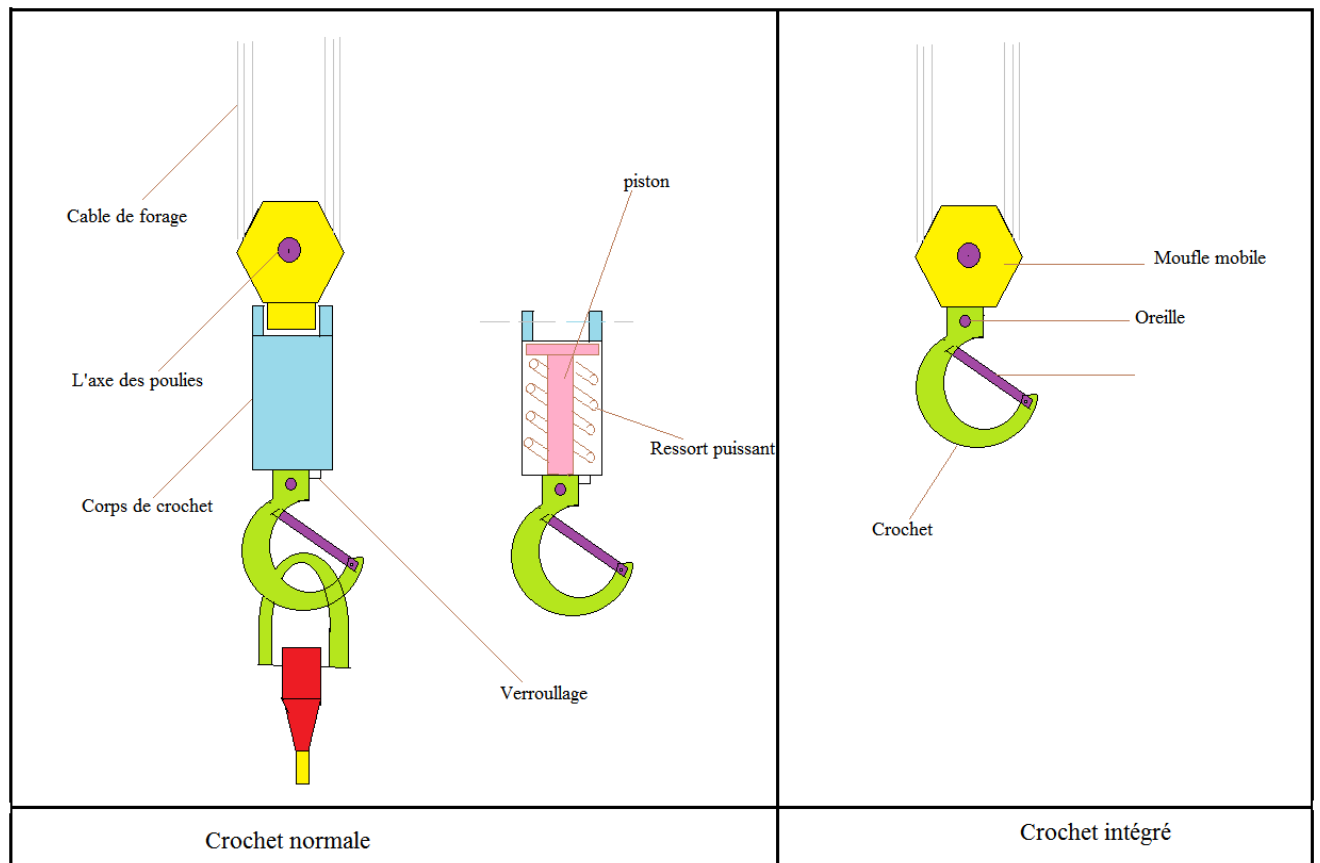


Figure II.5. Le crochet de levage

II.3.3-Fonction pompage :

La fonction pompage assure l'acheminement du fluide de forage depuis l'aspiration de la pompe jusqu'au retour aux bassins.

La boue [mud] est fabriquée dans des bassins de grande capacité. Elle est ensuite aspirée par des pompes [mud pumps] et refoulée dans les tiges creuses. Elle descend le long de la garniture de forage [drilling string], sort par les orifices de l'outil, remonte dans l'espace annulaire entre la garniture de forage et le puits jusqu'en surface. Là, elle est recueillie dans un tube vertical (tube fontaine), puis acheminée par un autre horizontal (goulotte) vers des tamis vibrants, pour être débarrassée des déblais [cuttings], avant d'être réinjectée dans le puits [well].

TECHNOLOGIE DE LA POMPE NATIONAL-OIL WELL 12-P-160:

Les pompes de **NATIONAL-OIL WELL** sont fabriquées par Oil Well

Le numéro de série qui est assigné à chaque pompe est estampillé sur la plaque du constructeur qui est fixée sur la partie motrice. Le numéro de série est aussi estampillé en bas sur la bache du bâti principale du côté motrice entre le centre des deux trous de vis.

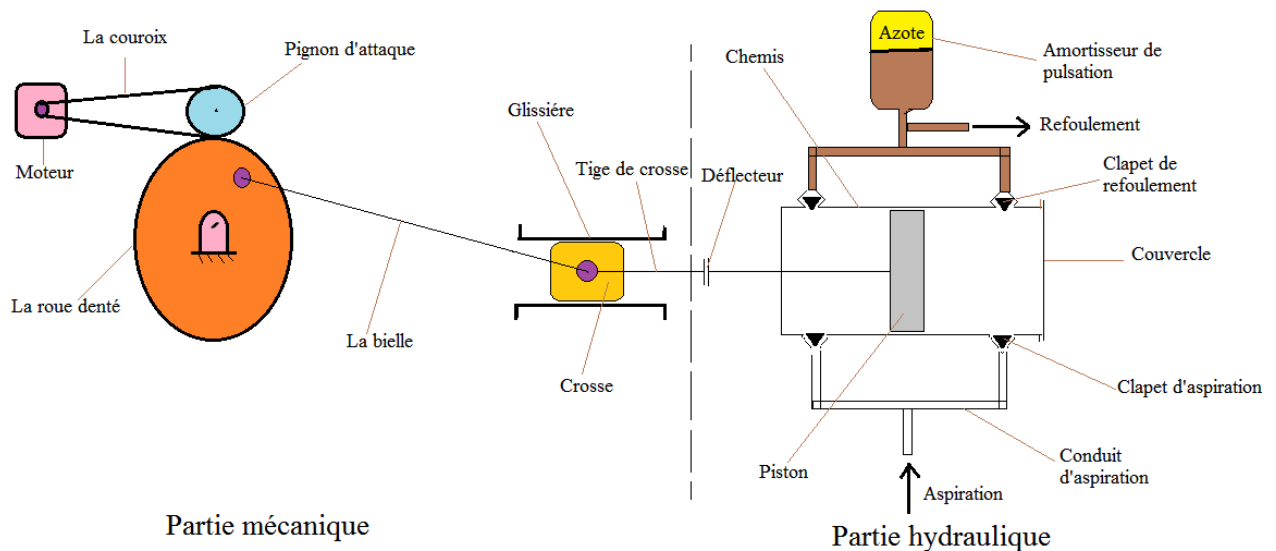


Figure II.6. La pompe à boue

La boue, une fois refoulée doit suivre le chemin suivant :

- **la conduite de refoulement :** juste à la sortie de la pompe, achemine la boue de la pompe jusqu'au plancher de travail.
- **le manifold de plancher :** placé sur le plancher de travail, il comporte plusieurs vannes pour diriger la boue dans plusieurs directions.

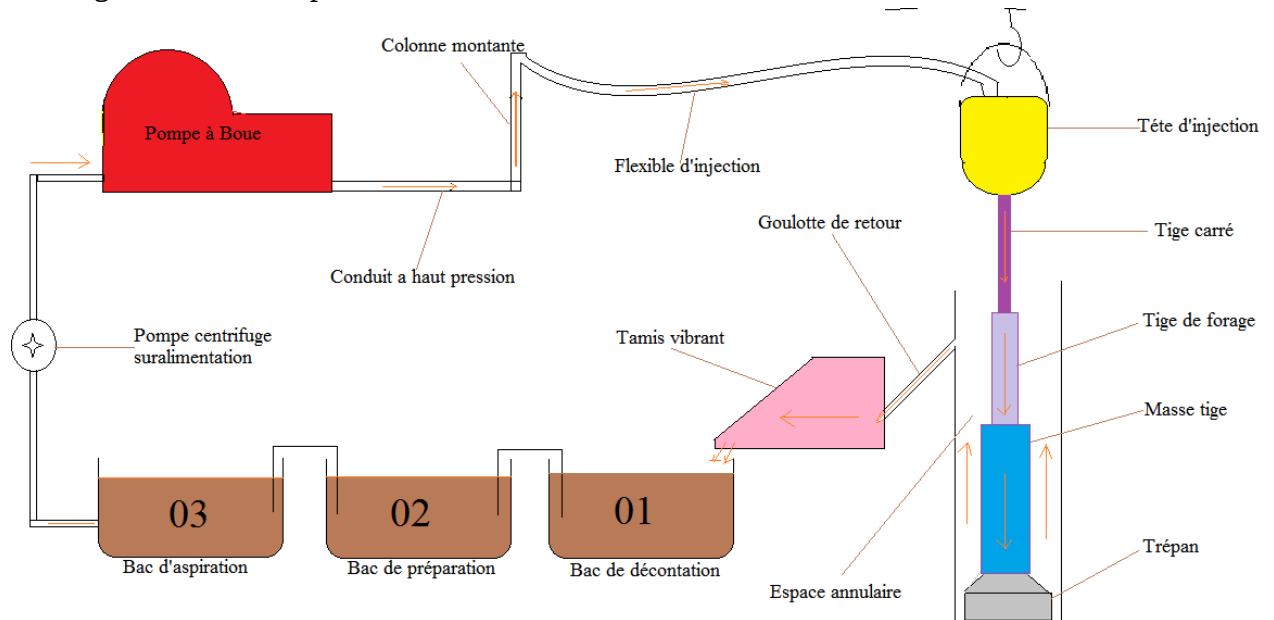


Figure II.7-Fonction pompage

- **la colonne montante [stand pipe] :** c'est une conduite connectée au manifold de plancher et monte tout au long du mât.
- **le flexible d'injection [kelly hose] :** qui raccorde la colonne montante au sommet des tiges.
- **le col de cygne [goose neck] :** point de connexion du flexible d'injection à la tête d'injection.

- **la tête d'injection [swivell]** : La tête d'injection représente le mécanisme qui relie la partie mobile d'une installation de forage à la partie fixe.

En effet la tête d'injection qui est suspendue d'un côté au crochet de levage et de l'autre côté vissée à la tige carrée, elle sert :

- De palier de roulement à l'ensemble du train de tige pendant le forage
- Elle assure le passage de la boue de forage venant d'une conduite fixe (Flexible d'injection) dans une conduite animée d'un mouvement de rotation (train de sonde).
- Une tête d'injection comprend une partie mobile reposant par l'intermédiaire d'un roulement à bille principal sur une partie fixe

L'étanchéité dans ce point est assurée par une garniture spéciale. Il est prévu aussi sur la partie inférieure de la tête d'injection et pour empêcher l'huile de s'échapper des presse-étoupes

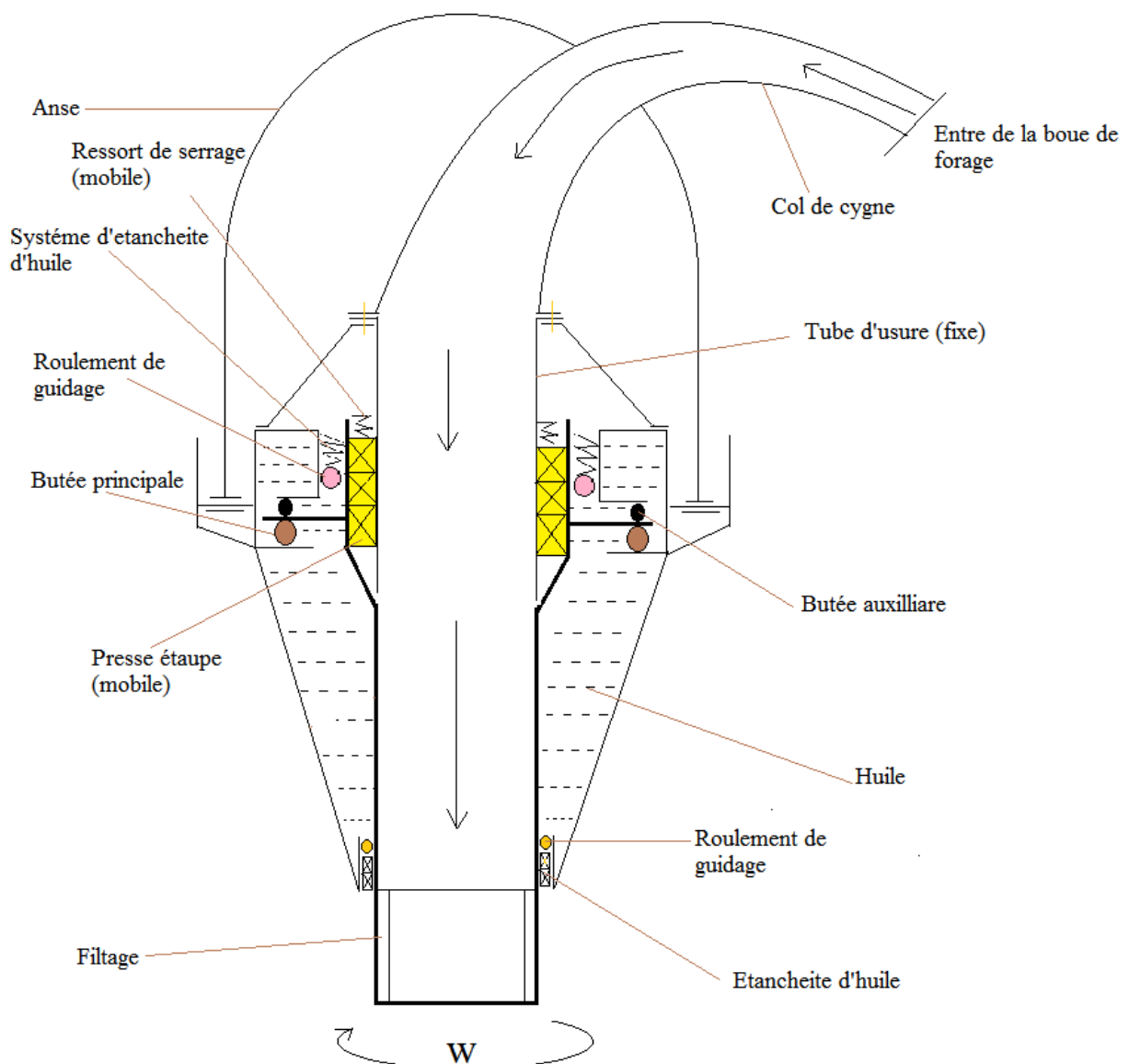


Figure II.8-tete d'injection

II.3.4-Fonction motrice et transmission :

II.3.4.1-Les sources d'énergie :

Depuis longtemps. La machine à vapeur a été remplacée par le moteur diesel comme source initiale d'énergie, mais on peut rencontrer également sur des plates-formes de production. L'utilisation de puissance fournie par des turbines à gaz et même parfois le raccordement du chantier de forage au réseau de distribution électrique ; mais même si ce système présente des avantages majeurs tels qu'une énergie peu coûteuse, silencieuse, il modifie le caractère autonome du chantier de forage ce qui dans beaucoup de cas est rédhibitoire. D'autant plus que le mode de fonctionnement procure des appels de puissance dont la répercussion sur le réseau de distribution n'est pas acceptable.

II.3.4.2-Les systèmes de transmissions de puissance :

➤ Transmission mécanique :

Plusieurs moteurs diesel travaillent en parallèle grâce à leur interconnexion par un système de chaînes, d'embrayage...

➤ Transmission électrique :

Les appareils de forage utilisent le système pour la consommation d'énergie électrique qui est fournie par le moteur diesel (**Caterpillar**) et les génératrices, l'avènement des thyristors SCR a pour rôle le développement du système AC/DC.

II.3.5-Fonction de sécurité :

Au forage des puits aux gisements où l'on suppose la présence d'une pression élevée des couches, afin d'éviter une éruption de gaz et d'huile, la tête de puits est munie de dispositifs d'étanchéité de sécurité appelés obturateurs de sécurité (B.O.P).

II.3.5.1-L'installation de l'obturateur de sécurité :

1. L'obturateur de sécurité :

Est monté sur la bride d'une colonne intermédiaire descendue avant le début du forage. L'éruption de gaz et d'huile peut commencer très vite et se dérouler d'une manière bien intense, ce qui peut finir par la perte du puits et de l'équipement. A l'aide des obturateurs de sécurité on peut prévenir rapidement le début de l'éruption et réaliser des opérations nécessaires dans le puits.

2. Le système de commande :

L'ensemble de commande des obturateurs est équipé d'une pompe, d'un dispositif hydraulique d'entraînement qui maintient une pression constante, et d'un groupe hydraulique d'accumulation à diaphragme de haute pression.

Pour la réalisation de ces opérations, les équipements utilisés se divisent en deux parties essentielles :

- ❖ Equipements de fond.
- ❖ Equipements de surface.

II.4-REPARTITION DES EQUIPEMENTS DE L'APPAREIL DE FORAGE :

L'appareil de forage peut être décrit sous forme de deux catégories de matériel :

a- Le matériel de fond :

Cette partie regroupe l'ensemble de la garniture de forage (drill stem) :

- Outil de forage (rock bit)
- Masses tiges (drill collars)
- Tiges de forage (drill pipes)
- Équipements auxiliaires
- Raccords divers

b-Le matériel de surface :

Cette catégorie est répartie en plusieurs groupes mettant en œuvre l'outil de forage et assurant la sécurité du puits, ce sont :

- Les équipements de puissance,
- Les équipements de levage,
- Les équipements de rotation,
- Les équipements de pompage et de circulation,
- Les équipements de sécurité.

II.4.1-Les équipements de fond :

C'est l'ensemble des outils (figure II.13) de forage et garniture qui travaillent au dessous de la surface et sont en général :

II.4.1.1- Le trépan :

C'est l'outil qui assure sous l'effet du poids du train de sonde et de rotation la destruction des roches.

II.4.1.2- Les tiges de forage :

Ce sont des tiges qui descendent le long du puits et qui transmettent le mouvement de rotation de l'outil (Trépan). Celles-ci permettent aussi le passage de la boue de forage.

II.4.1.3- Tiges carrées :

C'est une tige installée entre la tête d'injection et les tiges de forage transmettent le mouvement de rotation de la table de rotation au train de tige.

II.4.2- Les Equipements de surface :

II.4.2.1-Les équipements de puissance :

- Moteurs diesel (Caterpillar)
- Génératrices
- Alternateurs

- Compresseurs

Ils fournissent l'énergie nécessaire au fonctionnement de la sonde.

II.4.2.2-Les équipements de levage: Ils permettent

- Le contrôle du poids sur l'outil (WOB)
- Les changements d'outils (manœuvres de garnitures)
- La descente des colonnes de tubages (casing)
- Les levées et descentes du mât (DTM ; Démontage- Transport -Montage)

Ils sont principalement composés de :

- La structure de la tour de levage (mât et ossature)
- Les moufles fixe et mobile (crown and travelling blocks)
- Le crochet de levage (Hook)
- Le treuil de forage (DrawWorks)
- Le câble de forage (Drilling line)
- Réa (dead line anchor)

II.4.2.3-Les équipements de rotation : Ils sont principalement composés de :

- La table de rotation (rotary table)
- Des fourrures (bushings)
- Du carré d'entraînements (Kelly drive bushing)
- De la tige d'entraînements (Kelly)
- Du raccord d'usure de la kelly (kellysaversub)
- De la tête d'injection (swivel)

II.4.2.4-Les équipements de pompage et de circulation: Ils sont principalement composés de :

- Bacs à boue (mud tanks) + équipements
- Mixeurs
- Agitateurs (hélico mélangeurs)
- Mitrailleuses de fond et de surface (agitateurs hydrauliques)
- Tamis vibrants (shakeshakers)
- Dessableurs
- Déssilteurs
- Mud cleaner
- Centrifugeuses
- Dégazeur
- Les Clay-ejectors
- Les goulottes

- Les pompes à boue (mud pumps) + accessoires
 - Amortisseurs de pulsations
 - Soupapes de décharge (ou de sécurité)
 - Les conduites d'aspirations et vannes
 - Le flexible d'injection

II.4.2.5-Les équipements de sécurité :

Les équipements de sécurité assurent la sécurité du puits en cas de venue et sont constitués de :

- La tête de puits
- L'accumulateur de pression (komey)
- Le manifold de duses
- Les vannes de sécurité (Gray valve, kelly valve lower et upper, drop in checvalve,)

III.1. Introduction

Le treuil de forage est l'organe principal de la sonde; par sa capacité il caractérise le rig (sonde de forage) en indiquant la profondeur de forage que peut atteindre l'appareil de forage.

Le treuil regroupe un ensemble d'éléments mécaniques et assure plusieurs fonctions :

- Les manœuvres de remontée et de descente (levage) du train de sonde à des vitesses rapides et en toute sécurité, ce qui constitue sa principale utilisation.
- L'entraînement de la table de rotation quand celle-ci n'est pas entraînée par un moteur indépendant.
- les vissages et dévissages du train de sonde ainsi que les opérations de curage.

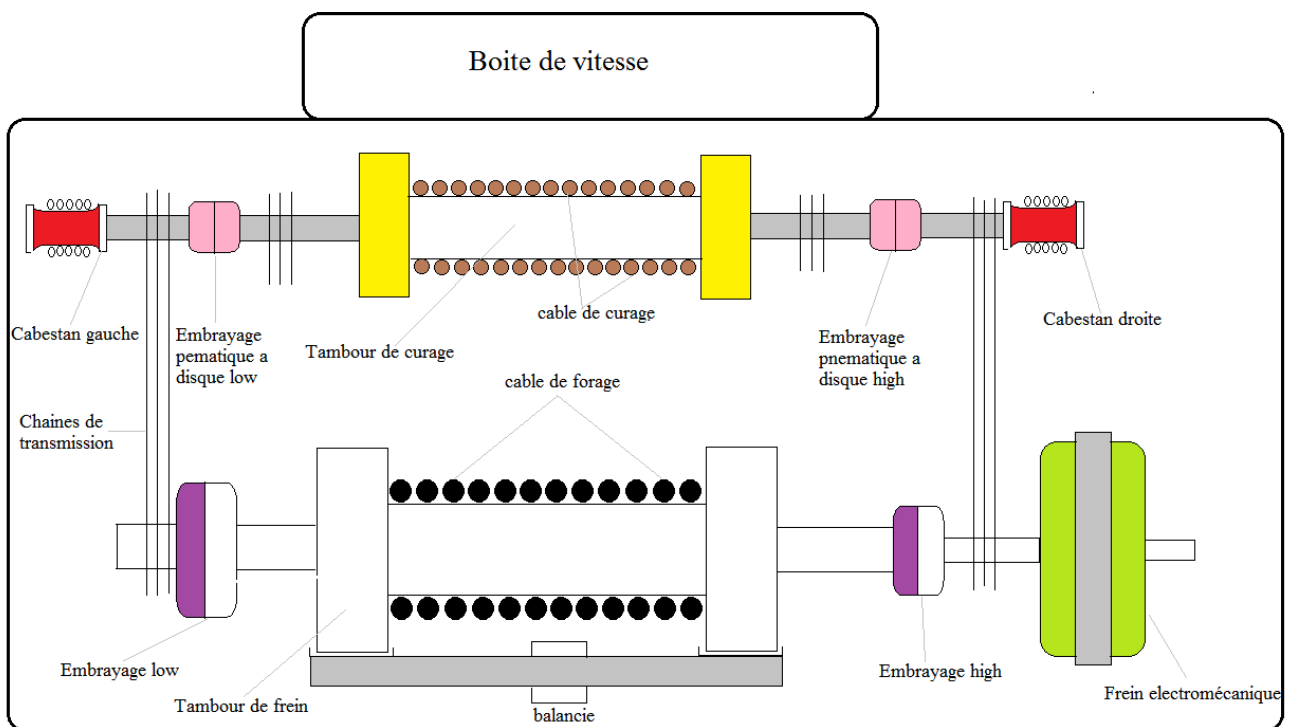


Figure III.a-Le Treuil de forage (draw work)

III.1.1. Spécifications techniques

Nomenclature du treuil OILWELL 840E :

Constructeur : OILWELL

8’’..... Diamètre de l’arbre d’entrée

4 Nombre de vitesse Avant

0Nombre de vitesse arrière

E Entraînement électrique

Caractéristiques techniques :

Puissance développée	1400 HP (1029kW)
Profondeur moyenne du puits	3350 m à 4880 m
Tambour principal	
Ø x longueur	28" x 52"
Ø de jante x largeur	50" x 10"
Dimensions et poids.	
Largeur	15' – 6" 7/16 (4,73 m)
Longueur	22' – 8" (6,9 m)
Hauteur	8' - 4" 7/8 (2,56 m)
Poids (sauf frein auxiliaire et moteurs électriques, arbre et tambour de curage)	20,41 tonnes

III- 2. Ensembles du treuil 840-E :

Le treuil OilWell 840-E est constitué de plusieurs ensembles :

- Le châssis.
- Le tambour et l’arbre du tambour.
- Système de freinage :
 - Frein principal.
 - Frein auxiliaire.
- Système de transmission de mouvement.
- Les embrayages.

- Cabestan et tambour de curage.
- Circuit pneumatique.
- Système de refroidissement.
- Système de lubrification.

III-3. Détail sur l'ensemble du treuil de forage :

III-3.1. Le châssis du treuil :

Le châssis- ski du treuil 840-E est une conception avancée et équilibrée de structures soudées, sous forme de poutrelles parallèles aux arbres, fabriqué en acier lourd, avec une épaisseur réduite qui à pour conséquence une disposition efficace et appropriée du poids.

Pour assurer un alignement parfait des centres d'axes, la carcasse doit être extrêmement rigide et l'usinage des logements d'arbres se fait après le soudage de la structure.

La solidité dans la construction, qui n'est pas facile à réaliser, est nécessaire, car le treuil est soumis à des efforts pendant le forage et en cours de déménagement.

Le châssis doit prévoir également une aire de travail et être accessible pour les travaux de réparation et contrôle.

III-3.2. Le tambour de manoeuvre :

Le tambour du treuil de forage 840-E représente une virole ronde de 28''x52'' (diamètre x longueurs) avec deux poulies de frein 50''x 10'' (diamètre x largeurs) sur chaque côté. Fabriqué en acier pour moulage E36, le tambour est réalisé en pièces coulées d'un seul bloc avec des cannelures pouvant porter un câble de diamètre 1'' 3/8, une telle construction permet d'obtenir un tambour léger, rigide et solide. Le tambour et les poulies sont munis de nervures afin de les rendre plus rigides.

Les poulies de frein portent des cavités remplies d'eau qui servent à l'évacuation de la chaleur dégagée au freinage.

Les gorges du tambour sont non spirales, parallèles les unes aux autres. Le passage d'une gorge à une gorge voisine s'effectue en forme de gradins avec un pas égale à une moitié du pas de l'enroulement des câbles. L'enroulement réalisé de cette façon rend la pose du câble plus compacte, interdit l'enfoncement du câble dans les couches inférieures pendant les opérations de descente et améliore le contact des couches séparées du câble, ce qui augmente la durée de service de se dernier.

Le dispositif de fixation du câble au tambour se fait du coté du rebord sous forme d'une plaque serrée par des boulons.

Le nombre de couches de câble enroulé sur le tambour doit être le plus réduit possible, il ne dépassera pas 3 couches.

Le tambour du treuil est monté serrer avec clavetage sur l'arbre- tambour.

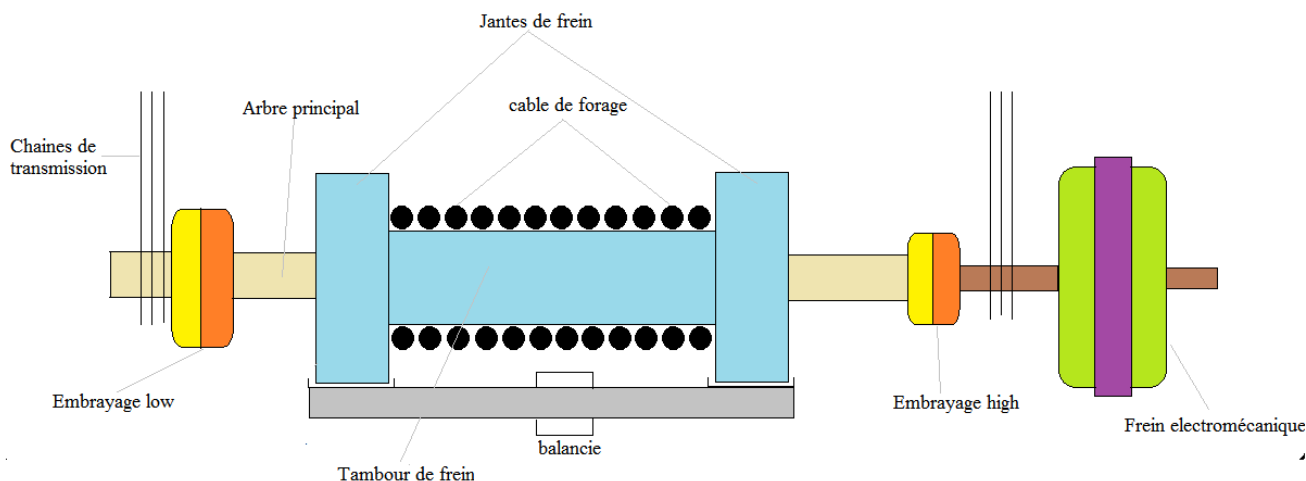


Figure III.b : Arbre tambour

III-3.3. Système de freinage :

Le treuil 840-E est équipé d'un frein mécanique à bandes et un frein auxiliaire électromagnétique installé au bout de l'arbre tambour. Le frein auxiliaire absorbe la plus grande partie de l'énergie quant au frein mécanique à friction il sert uniquement pour arrêter complètement la charge.

III-3.3.a. Frein principal (frein a bandes de friction) :

Il est constitué de deux bandes métalliques de forme circulaire d'une largeur de 10'' et une longueur 146'' chacune. Ces bandes sont reliées par une barre d'équilibrage qui répartit également la force de freinage entre les deux bandes et réduit ainsi l'usure des patins. Chaque bande enveloppe une jante solidaire au tambour avec un angle d'embrassement 300°. La surface de ces jantes est cimentée, afin d'être plus résistante à l'usure, un refroidissement des jantes par circulation d'eau intérieure maintien une température normale.

Chaque bande de frein est équipé de 11 garnitures de dimensions 10''x12''x 2'' fabriqué en tissu en fibre pressé d'un coefficient de frottement $f=0,5$ chaque patin est fixé sur la bande par 6 boulons en bronze. Les garnitures du côté fixe de la bande sont soumises à une pression beaucoup plus grande (environs 7 bars) que pour les suivantes, il en résulte que cette partie s'use plus vite que le reste de la bande.

Il présente également un système de réglage et de blocage destiné à resserrer ou relâcher les bandes de frein. La partie arrière ou inférieure des bandes reliée au levier de frein par l'intermédiaire de cames montées sur un arbre. Ceci est calculé de telle sorte qu'un poids de 70 kgf sur le levier de longueur 1,30 m entraîne une force de 900 kgf sur les bandes de freins provoquant ainsi une compression progressive sur les 300° de circonférence des jantes et de frein, et par suite l'arrêt de la rotation du tambour. Le déplacement de la partie mobile de la bande est de l'ordre de quelques centimètres.

Il est très important que les bandes soient réglées de manière à présenter en position relâchée un jeu suffisant entre la jante et la garniture pour éviter le frottement.

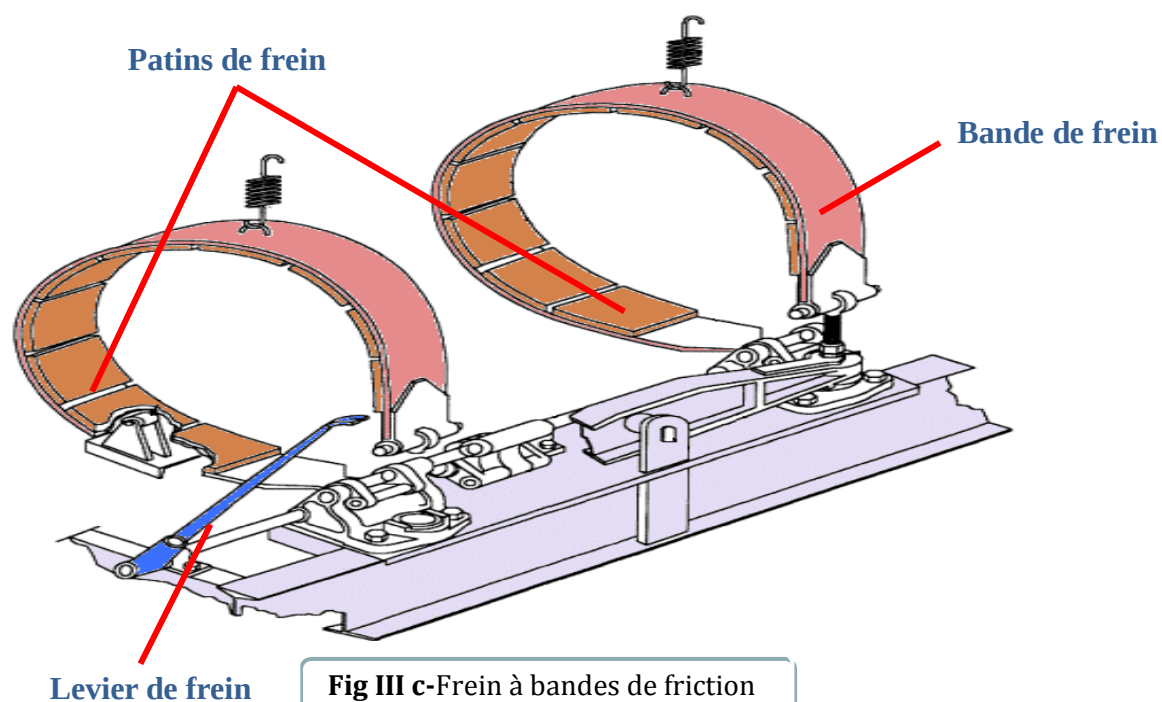
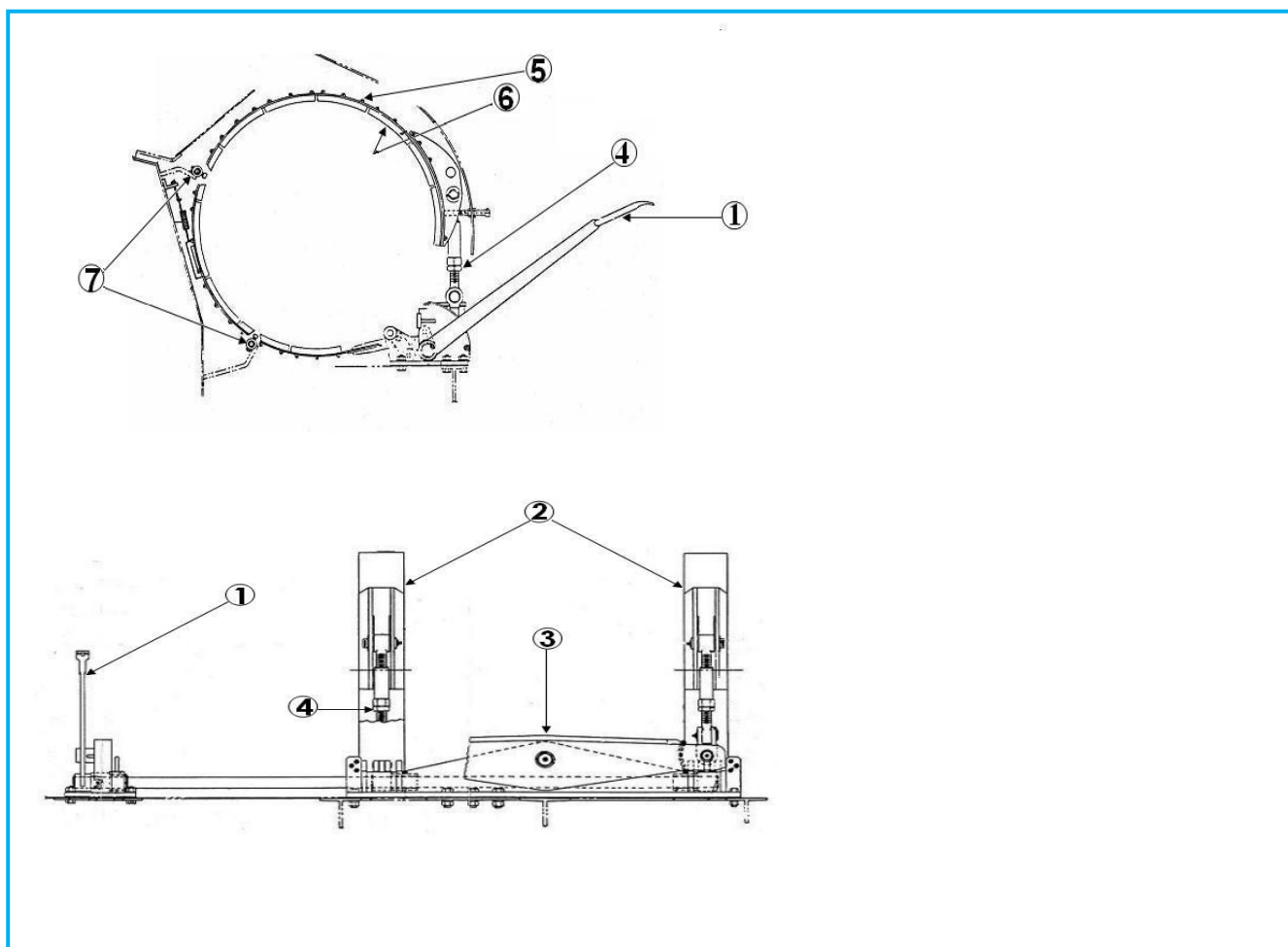


Fig III c-Frein à bandes de friction



1 : levier de frein. 2 : bande de frein. 3 : balancier. 4 : vis de réglage de frein
5 : boulon de fixation. 6 : patin de frein. 7 : vis de fixation

- **Usure admissible des jantes de frein :**

La profondeur d'usure ne doit pas dépasser 1'' 1/8 sur une jante de frein Card-Well. Ceci représente l'épaisseur du métal dur obtenue par cémentation, et le métal sous-jacent est doux. Ce type de finition et de traitement thermique des jantes de frein Card-Well prolonge la vie normale d'usure tant qu'elles sont intactes.

Lorsque la jante est usée de 1'' 1/8. Elle doit être tournée, rectifiée et soumise à un traitement de surface, après une nouvelle usure de 1'' 1/8 la jante doit être alors remplacée.

III-3.3.b. Frein auxiliaire (Frein électromagnétique) :

Le treuil Oil Well 840-E est équipé du frein auxiliaire électromagnétique (figure III.d):

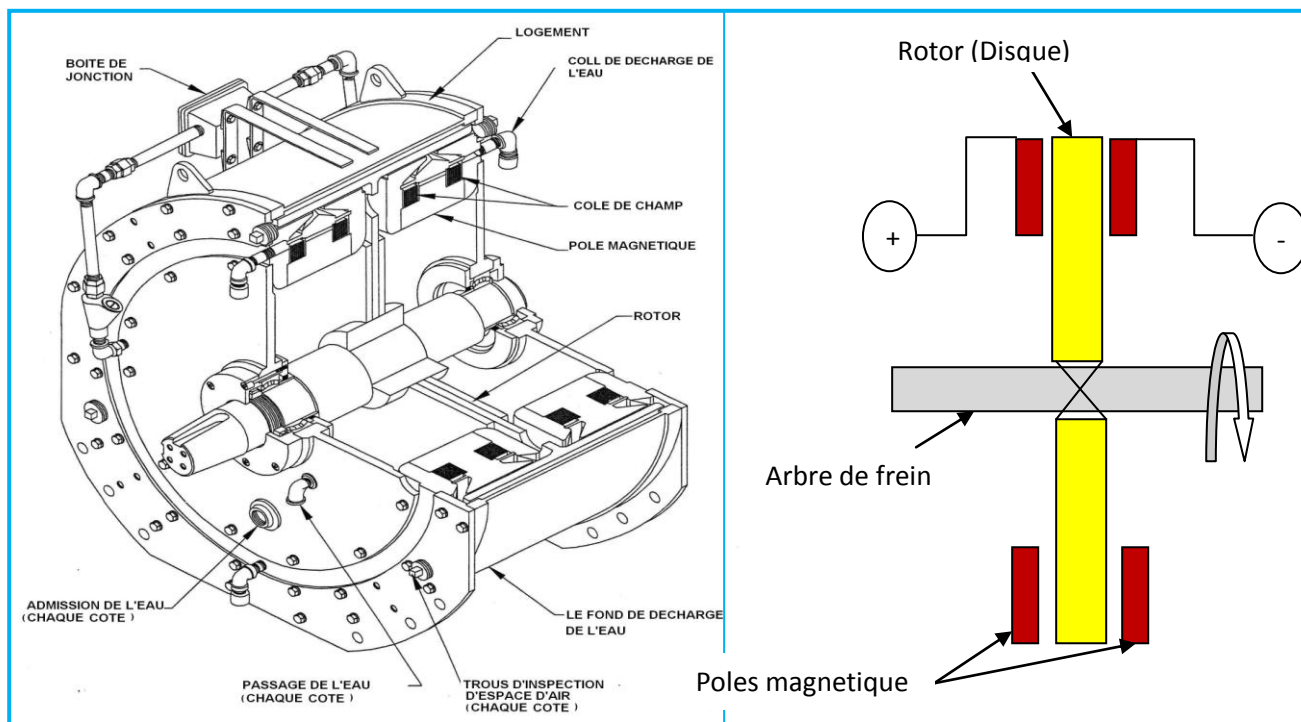


Figure III.d. Frein électromagnétique

ELMAGCO. Model 6032W	
Max RPM	600
Profondeur nominale	3657 m
Refroidi avec	L'eau
Température maximale déchargée	74°C
Excitation du frein	
Voltage	250 Volts DC
Courant a 25°C	92 AMPS
Dimensions et poids	
Hauteur	78''
Largeur	38''
poids	4 tonnes

Ce frein est relié à l'arbre principal par un embrayage doté d'un système de roue libre.

Le courant alternatif de la sonde alimente à travers un redresseur (pour le transformer en courant continu) et un rhéostat placé sur le tableau du maître sondeur pour faire varier et contrôler l'intensité du courant des bobines du frein. Ces bobines deviennent des aimants et créent un champ magnétique. Un tambour traverse en tournant ce champ, ce qui crée des courants de Foucault à l'intérieure du tambour.

Une force de freinage se développe entre les bobines et le tambour. La force varie proportionnellement à l'intensité du courant contrôlée par le rhéostat. Le rhéostat est réglé par un volant.

III-3.4. Système de transmission de mouvement :

Le système de transmission du treuil 840-E est constitué de plusieurs organes en mouvement :

III-3.4.a Les arbres :

Les 4 arbres du treuil sont montés sur la structure avec des paliers à roulements à rouleaux :

L'arbre d'entrée (input shaft) relié aux moteurs par une chaîne duale à 3 rangs, tourne avec une vitesse constante 602 tr/min. un frein d'inertie monté à l'extrémité de l'arbre permet d'arrêter la rotation lors du changement de vitesse.

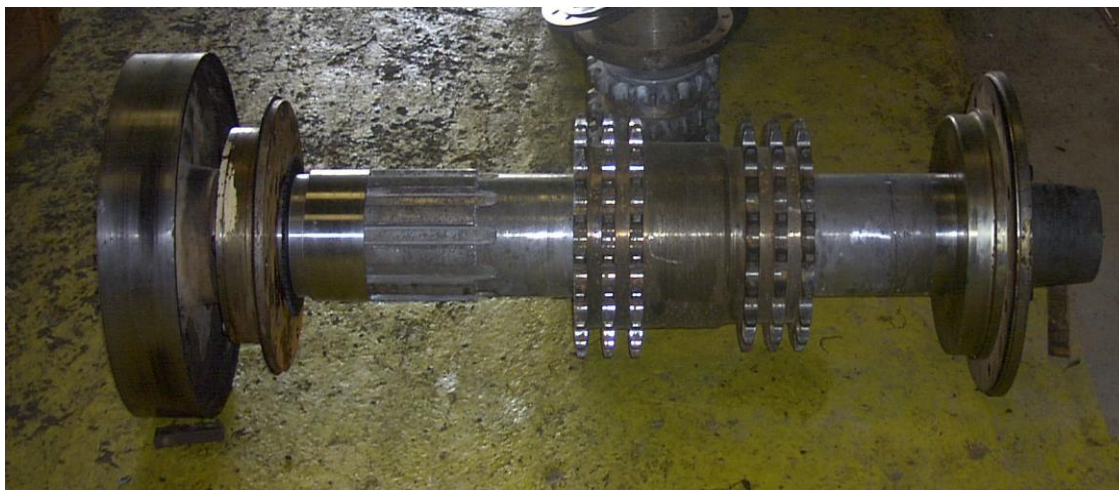


Fig III e –l'arbre d'entrée

L'arbre de sortie (output shaft) relié à l'arbre d'entrée avec 2 chaînes a 3 rangs, sa gamme de vitesse : HI 457 tr/min et LOW 285 tr/min



Fig III f –l'arbre de sortie

L'arbre d'entrée et l'arbre de sortie forme la boîte de vitesse du treuil.

L'arbre tambour (drum shaft) relié à la boîte de vitesse avec 2 chaînes à 3 rangs transmettant un mouvement de rotation de 4 vitesses :

Vitesse (tr/min)		Embrayage du tambour	
		LOW	HI
Clabot de l'arbre d'entrée	LOW	65	243
	HI	105	393

L'arbre secondaire (cathead shaft) relié à l'arbre tambour par une chaîne a 1 seul rang, avec deux vitesses de rotation LO 102, HI 195 tr/min

III-3.4.b. Les chaînes :

Toutes les chaînes transmettant la puissance à l'arbre tambour sont des chaînes triples de pas 2'', les chaînes du treuil sont classées dans une catégorie spéciale dite « Oil Field ». En effet, l'effort dû à la force centrifuge qui est proportionnelle au carré de la vitesse linéaire de la chaîne, représente, au de-là d'une certaine vitesse, une partie importante des efforts.

Arbre menant	Arbre mené	Entraxe	Pas	Pignon		Roue denté		L _m
				Z ₁	D ₁	Z ₂	D ₂	
moteurs	L'arbre d'entrée	52,59	1'' ½ -3	28	13,39	51	24,36	110
L'arbre d'entrée	l'arbre de sortie HI	23,930	2'' -3	19	12,15	25	15,95	46
L'arbre d'entrée	l'arbre de sortie LO	23,93	2'' -3	20	12,78	42	26,76	56
l'arbre de sortie	l'arbre tambour HI	41,95	2'' -3	37	23,58	43	27,39	82
l'arbre de sortie	l'arbre tambour LO	41,95	2'' -3	19	12,15	83	52,85	98
l'arbre tambour	L'arbre secondaire	51,68	2'' -1	39	24,85	21	13,41	82
L_m : nombre de maillons de chaîne Z : nombre des dents des roues dentées Valeurs en pouce.								

La conception d'une transmission est basée sur la transmission des charges par les chaînes et la vitesse de rotation du pignon.

Tableau III.1- Dimensions des arbres de transmission

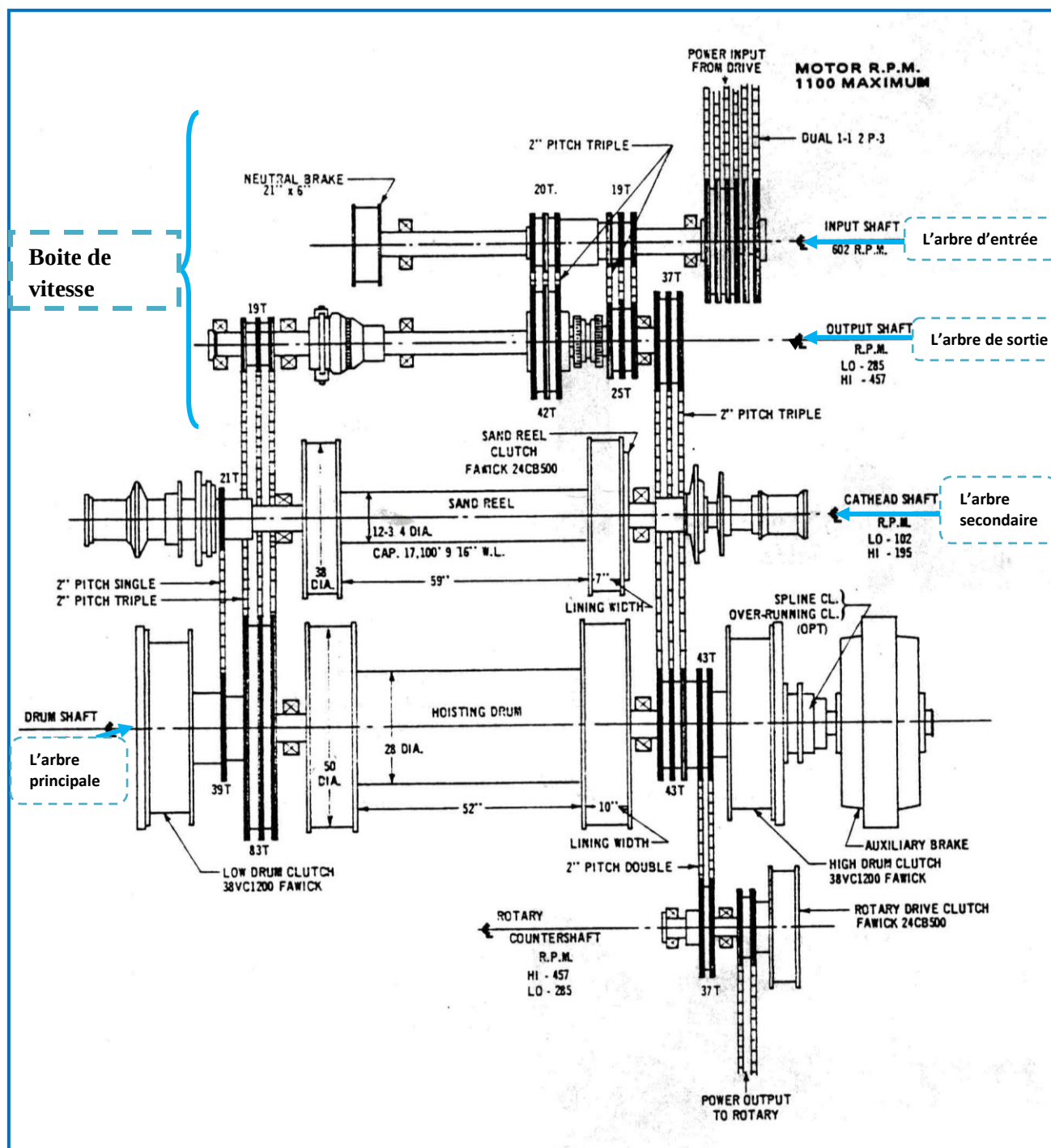


Figure III.g-Les chaines de transmission

III-3.4.c. Les embrayages :

Dans le treuil 840-E on distingue 3 types d'embrayage :

Embrayage pneumatique à sabot, pneumatique à disque et mécanique à clabot

Les 2 embrayages pneumatiques à sabot (grande vitesse et petit vitesse) sont placés sur les cotés de l'arbre-tambour ils permettent l'accouplement entre l'arbre-tambour et la roue dentée pendant la rotation de celle-ci. Ils

sont de type « airflex 38VC1200 » dans ce type d'embrayage l'accouplement est assuré grâce à des patins de friction et une chambre à air annulaire (figure III.d).

Des boulons de sécurité sont utilisés dans tous les embrayages de friction pour l'opération de secours.

Les 2 embrayages pneumatiques à disque sont placés sur l'arbre secondaire pour entraîner les poupées de vissage et dévissage des tiges de forage.

Les 2 embrayages pneumatiques à disque (pour l'entraînement de la table de rotation et de tambour de curage) sont du type « airflex 24CB500 »

Les embrayages mécaniques à clabots ou à denture permettent l'accouplement, seulement lorsque les arbres sont à l'arrêt, à une vitesse très faible ou identique. Ils sont robustes, économiques et ne demandent pratiquement aucun entretien ni protection. On les utilise donc encore dans le treuil 840-E, en particulier dans la boîte de vitesses et la commande du frein auxiliaire.

La tenue en service des embrayages dépend de la correction dans l'alignement, et de la vitesse d'alimentation en air. La pression normale de service est comprise entre 5.5 et 8.5 kg/cm², dans cette gamme de pression la capacité peut être considérée comme directement proportionnelle à la pression d'air.

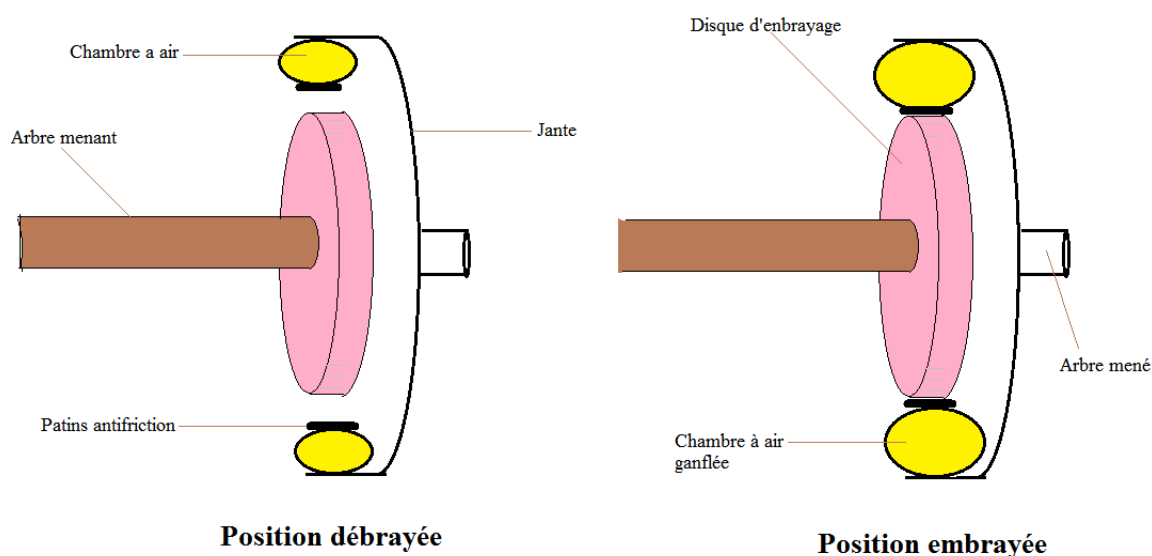


Figure III.h : Embrayage pneumatique

III-3.4.d. Les roulements :

Il existe deux types de roulements dans le treuil 840-E :

- Roulement à deux rangées de rouleaux à rotules.
- Roulement à un seul rangé de rouleaux à rotules.

La vie des roulements est inversement proportionnelle au cube de la charge et à la vitesse de rotation. Par exemple, si la charge est augmentée de 25% la vie du roulement sera réduite de 51% par rapport à la durée prévue. Il faut aussi tenir compte de l'influence de la température sur la capacité de charge.

III-3.5.Les cabestans et tambour de curage :

III-3.5.a. Les cabestans :

Ces accessoires ont deux fonctions : le vissage et le dévissage de la garniture de forage à l'aide des clés, et la manutention des charges sur le plancher.

Le treuil 840-E est équipé de deux cabestans à commande pneumatique. Ils sont installés sur un arbre situé dans la partie supérieure du treuil, l'un à gauche pour le dévissage et l'autre à droite pour le vissage.

Un cabestan est constitué d'un tambour coulissant et d'une poupée clavetée sur l'arbre. La traction sur la clé de vissage, ou de dévissage est assurée par le tambour sur lequel est monté à demeure un câble métallique. La rotation du tambour est obtenue par l'intermédiaire d'un embrayage à air qui plaque le tambour sur un disque de friction. La vanne de commande doit permettre un embrayage très doux et progressif, ce qui facilite les opérations de vissage, surtout quand elles sont faites à l'aide d'une chaîne. La force de traction d'un cabestan doit permettre d'obtenir largement les couples de serrage nécessaire au blocage et au déblocage de la garniture de forage.

Le réglage du cabestan est facile et commode. Quant à la poupée, elle ne sert qu'à effectuer les manœuvres au moyen d'une corde, celle-ci n'y est pas fixée à demeure, on l'enroule de quelques tours suivant l'effort à exercer et elle est entraînée quand on tire sur son extrémité libre.

Le diamètre des poupées de cabestan est d'environ 305 mm.

III-3.5.b. Le tambour de curage :

Le tambour de curage 59'' x 12'' $\frac{3}{4}$ (longueur x diamètre) est monté sur l'arbre du cabestan (Cathead shaft), c'est-à-dire au dessus de tambour de manœuvre. Sa conception et sa fabrication sont sensiblement identiques au tambour de manœuvre.

Le freinage est assuré par un frein mécanique à bandes dont la commande se fait à partir du poste de commande du treuil.

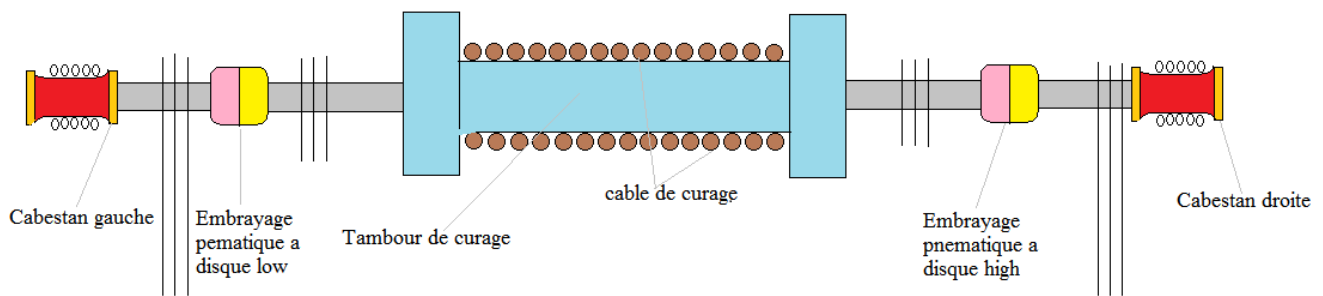


Figure III.i : Arbre cabestan (secondaire)

III.3.6. Circuit pneumatique :

Les organes du treuil 840-E sont liés à un système de conduite les reliant à un réservoir d'air qui alimente le système d'air avec un débit de 1 à 1,5 m³/min d'air comprimé à une pression minimum de 7 bar au maximum de 12 bar.

Le circuit pneumatique est constitué de :

III.3.6.a. Le tableau de commande :

Un tableau de commande est généralement positionné à l'avant du treuil pour permettre au maître sondeur d'avoir une vue dégagée du plancher de travail.

Toutes les commandes (embrayages, treuil, moteurs, pompes, accélérateurs et arrêt des moteurs de transmission et éventuellement du groupe indépendant....), et autres accessoires sont réunis dans un ou deux pupitres. Les circuits ne comportent pas de conduites de retour, l'air s'échappe directement dans l'atmosphère, ce qui simplifie l'installation. L'air comprimé est fourni par un ou deux compresseurs entraînés par la transmission.

III.3.6.b. Le circuit d'air :

Le réservoir d'air est muni de deux valves, la première valve alimente les embrayages de l'arbre tambour et les transmissions (75psi), la deuxième alimente les autres embrayages et le reste des organes du treuil (110psi). le circuit d'air alimente toutes les parties du treuil par des conduites de 1'' ½,

Plusieurs types de valves permettent de commander l'admission et le vidange de l'air dans les organes pneumatiques du treuil :

- ***Relay valve :***

Cette valve a pour rôle de monter la manette des embrayages et couper l'alimentation des embrayages LOW et HI par l'intermédiaire d'air venant de l'orifice du crown-o-matic.

- **Relay valve type « S » :**

Cette valve a 3 voies comporte un orifice « IN » un orifice « OUT » et « SXT » la valve reçoit des signaux a partir de la manette de commande elle renvoie cette pression en plus grande capacité d'écoulement vers les embrayages.

Grâce a cette valve le temps de remplissage de la chambre à air est minimale pour permettre un embrayage rapide et une adhérence parfaite.

III.3.6.c. Système de sécurité :

- **Twin Stop Bear Cat model : 400 (drilling)**

Le Twin Stop Bea Cat est conçu pour protéger à la fois les moufles et le plancher relatif, en engageant automatiquement le frein à bande du treuil de forage à des points pré réglés dans un sens ou dans l'autre.

Le Twin Stop est mené par chaîne à partir de l'arbre d'entraînement du tambour principal. Au fur et à mesure que le pignon de Twin Stop se trouve tourner par le mouvement de tambour, l'arbre de sortie du réducteur de vitesses tourne moins d'un tour complet durant un trajet complet du moufle mobile vers le haut ou vers le bas du mat de forage.

L'arbre de sortie actionne un embrayage faisant tourner le disque de came jusqu'à ce que l'épaulement de la came engage le bras de commande de la soupape pilote jouant le rôle de galet de came. Celui-ci actionne à son tour, la soupape pilote, déclanchant ainsi la soupape de commande à quatre voies qui dirige la pression vers le cylindre pneumatique sur le vérin du frein de treuil arrêtant ainsi le moufle mobile. Lorsque le tambour tourne en sens inverse, la came se trouve tournée dans l'autre sens jusqu'à ce que l'épaulement de la came actionne à nouveau le bras de la soupape pilote.

Le réglage des points de butée supérieur et inférieur du Twin Stop s'effectue rapidement et aisément en desserrant deux vis et en repoussant les butées de came.

Une autre caractéristique importante que l'on a incorporé au Twin Stop Bear Cat est une soupape de blocage de frein qui serre le frein et débraye immédiatement sur commande, indépendamment de la position des moufles. Un clapet de retenue sert à empêcher les freins de se desserrer sous l'effet d'une perte d'alimentation en air comprimé de l'installation de forage lorsque le système est à ce mode. Une soupape d'asservissement de frein actionné à partir du pupitre de commande de forage épuise la pression en provenance du système pneumatique et desserre le frein sur le treuil de forage.

Le Twin Stop Bear Cat se compose de trois systèmes de base :

- Un système de commande mécanique.

- Un système de commande pneumatique.
- Un système de freinage pneumatique.

Ces systèmes fonctionnent les uns avec les autres pour fournir au chef de poste une plage totale de protection pour le treuil de forage. Il peut prérégler les butées, de manière à limiter les courses du moufle mobile à la fois vers le haut et vers le bas. De plus, le chef de poste peut serrer manuellement le frein à n'importe quel stade entre les butées préréglées.

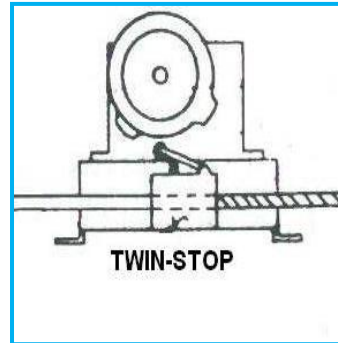


Figure III.j- *Twin Stop Bear Cat*

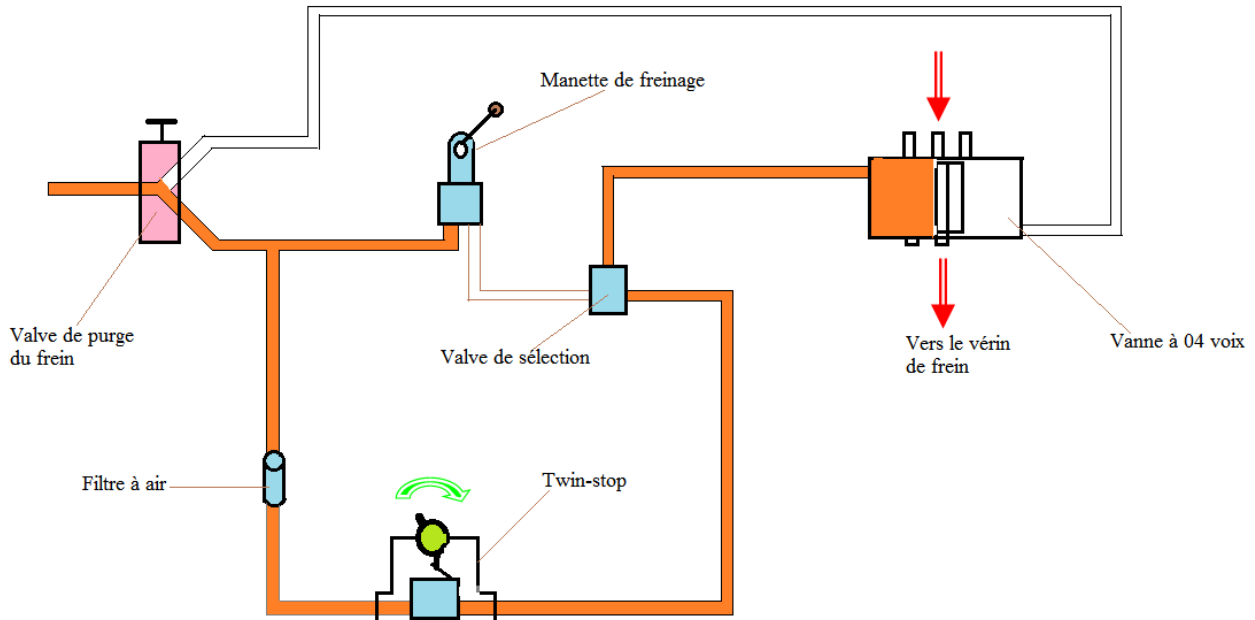


Figure III.j .1-Circuit d'air de Twin-stop

- ***Le crown-O-matic :***

Le crown-O-matic a pour rôle d'éviter la collision entre le moufle mobile et le moufle fixe. Il est monté juste au-dessus du tambour de manœuvre. Sous forme de levier qui s'actionne lorsque les couches du câble sur le tambour dépassent une limite définie à l'avance pour éviter que le moufle mobile dépasse une certaine hauteur dans la tour.

L'embrayage doit être débrayé avant de freiner, ceci évite toute défaillance mécanique.

III.3.7. Circuit de refroidissement :

Il est important d'avoir une réserve d'eau pour le refroidissement du frein à bande et le frein électromagnétique, la pompe doit refouler un débit d'eau 100 GPM (378 litres par minute) à 50-75psi pendant un travail normal à cause du diamètre réduit des conduites.

III.3.7.a. Refroidissement de jante de frein a bande :

Un débit d'eau de 50 GPM (189 litres par minute) à environ 45 psi est requis pour refroidir les jantes du frein mécanique. Un stuffing box est prévu à l'extrémité de l'arbre- tambour pour permettre l'admission de l'eau de refroidissement à l'intérieur de l'arbre, l'eau traverse l'arbre jusqu'à l'intérieur de la jante du côté HI dans une conduite de diamètre 1'' ½, ainsi la première jante est refroidie, l'eau ressort dans une autre conduite identique en passant à l'intérieur du tambour vers la deuxième jante. Après que les 2 jantes se sont refroidies l'eau sort dans une conduite enveloppant la conduite d'entrée vers le stuffing box puis au réservoir.

III.3.7.b. Refroidissement du frein auxiliaire : Dans le frein électromagnétique, l'eau sert uniquement à dissiper la chaleur dégagée, les conduites d'arrivées et de sorties d'eau doivent être suffisantes avec un diamètre de 3'', la température inférieure à 100 degrés et un réservoir d'une dizaine de mètres cubes est nécessaire. Le niveau du réservoir de circulation doit être au dessous du niveau inférieur du frein, le débit d'eau nécessaire est de 100 à 200 l/minute.

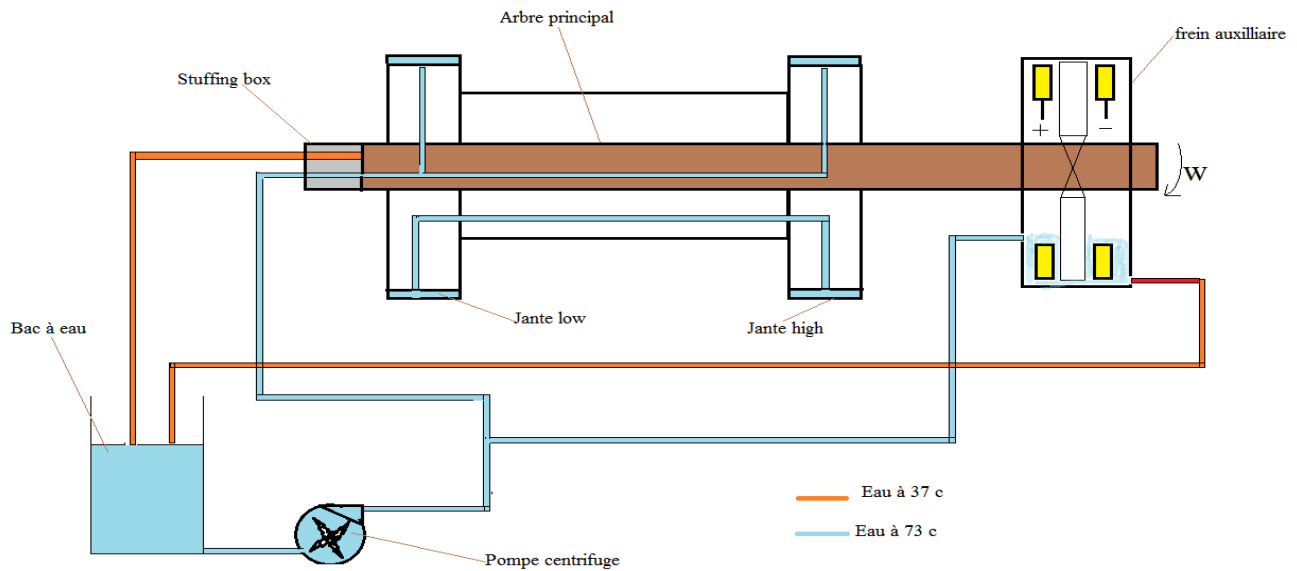


Figure III.k : Circuit de refroidissement

III.3.8. Circuit de Lubrification :

Pour assurer un rendement maximum de tout équipement mécanique, il est nécessaire d'avoir une bonne lubrification avec des huiles et des graisses propres.

Un système simple de vaporisateur d'huile est fourni pour la lubrification et le refroidissement des chaînes du treuil 840E, des gardes sont conçus pour assurer le retour d'huile au puisard et prévenir toute huile d'entrer dans les éléments de l'embrayage.

La pompe à l'huile est montée dans le puisard de l'huile du treuil et est conduite par une chaîne de l'arbre d'admission (input shaft). Un filtre de suction et un filtre de décharge sont utilisés pour filtrer l'huile.

Le puisard doit être rempli avec la quantité et la viscosité d'huile nécessaire

Capacité du Puisard d'Huile du Treuil 840E: 35 U.S. Gal. **(133 L)**

Les roulements dans le treuil, qui ne sont pas lubrifiés par l'huile de la chaîne motrice, sont lubrifiés par la graisse. Les embouts de graissage et les panneaux de graissage sont situés de façon pratique autour du treuil.

II.4. Fonctionnement du treuil 840-E :

Les deux moteurs électriques (Moteur de traction EMD model D79 MB) développent une puissance 1400HP à la boîte de vitesse du treuil, par l'intermédiaire de chaînes le mouvement est transmis à l'arbre-tambour, les embrayages transmettent le mouvement au tambour à des vitesses soit HI ou LOW.

III.4.1. La procédure de sélection de vitesses du treuil 840-E :

La sélection des vitesses dépend de la charge au crochet.

- **1^{ère} vitesse : LO-LO**

Arrêter les moteurs électriques, freiner l'arbre d'entrée avec le frein d'inertie, enclencher le clabot dans le grand pignon de l'arbre de sortie, remettre les moteurs électriques en marche puis à l'aide de la manette de commande pneumatique alimenter l'embrayage LOW.

Cette vitesse est utilisée pour les grandes charges.

- **2^{ème} vitesse : LO-HI**

Le clabot est toujours enclenché dans le grand pignon de l'arbre de sortie, puis à l'aide de manette de commande on alimente l'embrayage HI du tambour.

- **3^{ème} vitesse : HI-LO**

Arrêter les moteurs électriques, freiner l'arbre d'entrée avec le frein d'inertie, enclencher le clabot dans le petit pignon de l'arbre de sortie, remettre les moteurs électriques en marche puis à l'aide de la manette de commande pneumatique alimenter l'embrayage LOW.

- **4^{ème} vitesse : HI-HI**

Le clabot est toujours enclenché dans le petit pignon de l'arbre de sortie, puis à l'aide de manette de commande on alimente l'embrayage HI du tambour.

IV-1/ INSTALLATION DU TREUIL OILWELL 840-E :

- Le treuil de levage ne doit être levé et transporté que séparé en ses deux unités. Pour éviter des dommages aux unités, il faut utiliser les chaînes de transport à la longueur minimale de 12 m.
- Il est d'importance que le côté inférieur des traîneaux soit horizontal.

IV-1-a/ Avant l'installation du treuil de levage :

- Les traîneaux du treuil de levage OIL WELL 840 E sont appropriés à presque tout type d'installation.
- Il faut prendre note, cependant, que les traîneaux ont une haute résistance au pliage, mais relativement moins de résistance à la torsion. C'est pourquoi, il faut maintenir les arbres, systèmes d'entraînement, etc. ... du treuil de levage en alignement correct,
- la substructure en dessous des traîneaux du treuil de levage doit être plane et adéquate pour supporter le poids et les forces opératrices.
- Toutes les substructures doivent être planes à la tolérance de +/- 1,0 mm pour garantir que tous les points de contact sont chargés également.
- Contrôler la place pour sa planéité. Elle doit être absolument libre de toute boue, débris, huile et graisse.

IV-1-b/ Instructions de Pré- démarrage :

Il faut effectuer les vérifications suivantes avant le démarrage du treuil :

- La Vérification du puisard d'huile et le carter du treuil de la présence de saletés ou d'eau.
- Vidange et nettoyage si nécessaire.
- Remplir le puisard d'huile avec de l'huile de chaînes
- Graisser tous les points équipés avec des garnitures d'alémitte hydrauliques de graissage.
- Lubrification des moteurs selon les instructions fournies par le fabricant.
- Vérifier la jauge de pression d'huile de transmission sur le panneau de contrôles pour s'assurer que le système d'huile est pressurisé après que l'appareil de forage est en opération.

- Les conduites à air devraient être soufflées pour qu'elles soient libres des impuretés avant d'être raccordées au traîneau du treuil de levage.
- Il faut Vérifier la circulation de refroidissement d'eau dans les jantes de frein du tambour.
- Vérifier les fonctions finales de tous les contrôles pour s'assurer qu'ils opèrent adéquatement.
- Installez le câble de forage avec le collier de serrage, (Le collier de serrage du câble de forage se trouve dans la bride de tambour du côté rotary) l'écrou de serrage, le tuyau et collier.
- Installation de tous les gardes sécuritaires.

IV-2/ EXPLOITATION DU TREUIL :

Puisque les treuils de forage sont prévus pour l'exploitation de longue durée, il est nécessaire de maintenir tous les ensembles en bon état de fonctionnement, il convient de prêter attention toute particulière au système de freinage, avant de forer un puit, il faut visiter sans manquer le système de freinage principal le levier de frein en état débloqué, se trouve en position presque verticale (l'angle d'inclinaison par rapport à la verticale est jusqu'à 10°), l'espace libre entre les sabots et les poulies de frein avant de commencer le forage, il doit être uniforme, généralement de l'ordre de 1 à 2 mm.

Si l'espace libre dépasse 8 à 10 mm, il importe de régler les freins, lorsque l'espace libre est irrégulier suivant la circonférence, régler les ressorts de rappel.

Au freinage, tous les sabots des bandes de frein doivent être uniformément et fortement serrés contre les poulies, l'espace libre entre le rebord latéral et les sabots doit être uniforme des deux côtés, le déplacement du sabot dépassant 4 mm n'est pas tolérable, en état bloqué le balancier doit être strictement horizontal et le poigné de freinage doit être inclinée de 70° à 80° par rapport à la verticale.

Pendant les opérations de montée et de descente, le crochet déchargé descend lentement, cela signifie que les sabots se frottent contre les poulies et les rebords.

L'usure des sabots de frein se caractérise par ce que le freinage ne se réalise pas, bien que le levier de freinage se trouve en position inférieure, de tels sabots doivent être remplacés.

A la descente de la colonne on utilise obligatoirement le frein auxiliaire qui ne doit être mis en action qu'après la descente de 10 à 15 longueur de tiges, pendant l'exploitation du treuil, il est interdit de tolérer une grande surchauffe du frein à bande, à la constatation de la surchauffe du frein, la descente doit être arrêtée pour le refroidir, l'arrosage de l'extérieur n'est pas admissible pour ne pas provoquer des fissures sur les poulies.

Un chauffage fort des freins munis de système de refroidissement par l'eau témoigne de l'absence d'eau dans le système, si l'on constate un sur chauffage du frein principal, lorsque le frein auxiliaire est aussi mis en action cela indique une panne du frein auxiliaire.

Dans le frein hydrodynamique le sur chauffage peut avoir lieu par suite d'une quantité insuffisante d'eau employé pour sont refroidissement ; dans le frein électrique, à cause d'un courant d'excitation faible ou bien d'une rupture des fils conducteurs.

Au cours de l'exploitation du treuil on doit aussi contrôler la fixation du câble au tambour et son enroulement, si l'enroulement du câble n'est pas correct, on arrête le travail, descendre le crochet et enrouler de nouveau le câble.

Les règles de graissage et d'entretien des mécanismes des treuils sont identiques pour toutes les constructions, elles sont exposées dans la notice d'usine.

Il est interdit d'utiliser les sabots des freins et des accouplements de débrayage qui sont usées jusqu'au métal. Il convient de remplacer les sabots par lots,

L'apparition des coups brusques ou un mouvement par cascades dans les transmissions par chaînes pendant leur embrayage témoigne de ce que les chaînes sont devenues allongées et infléchies.

L'emploi de ces chaînes peut amener à leur rupture, pour remédier à ce défaut on doit entendre les chaînes, les remplacer, une tension forte de la chaîne est inadmissible également.

La réparation courante des ensembles du treuil s'effectue sur l'installation de forage, une fois terminé on doit soumettre l'ensemble réparé à l'essai en marche à vide.

Les défauts importants des treuils sont réparés dans l'atelier de réparation.

IV-3/ GENERALITES SUR LA MAINTENANCE DES MACHINES INDUSTRIELLES :

IV-3-A/ Introduction à la maintenance :

Quelque soient les efforts entreprise au stade de la conception et la fabrication des machines pour assurer leur sûreté de fonctionnement, des défaillances apparaissant au cours de leur exploitation, les causes d'apparition de ces défaillances sont variables. Elles vont du coût de simple remplacement d'une pièce détériorée à d'importants frais d'immobilisation pour la machine donnée, elles peuvent aussi provoquer de graves accidents corporels.

C'est pourquoi on fait appel à la maintenance à fin de maintenir en état les machines et rétablir leur performance après défaillance.

La maintenance implique un certains nombres de mesures organisationnelles, techniques et économiques.

Après avoir démontré sa rentabilité la maintenance représente une fonction principale dans beaucoup d'entreprises industrielles et de services.

IV-3-B/ Définition de la maintenance:

D'après la norme AFNOR: X60-010/ décembre 1994.

Ensemble des activités destinées à rétablir un bien dans un état ou dans des conditions données de sûreté de fonctionnement, pour accomplir une fonction requise. Ces activités sont une combinaison d'activités techniques, administratives et de management.

VI.3.C/ Types de maintenance:

a -Maintenance préventive:

Maintenance ayant pour objet de réduire la probabilité de défaillance ou de dégradation d'un bien ou d'un rendu, les activités correspondantes sont déclanchées selon:

- Un échancier établi à partir d'un nombre prédéterminé d'unités d'usage.

- Et / ou des critères prédéterminés significatifs de l'état de dégradation du bien ou de service.

Cette politique de maintenance s'adresse aux machines provoquant une perte de production ou des coûts d'arrêts imprévisibles classés comme important pour l'entreprise. Telle est le cas des machines des chantiers de forages. Il convient donc d'organiser un système de maintenance visant à minimiser ces arrêts souvent trop onéreux. Ainsi on aura à pratiquer trois formes de maintenance dite préventive:

a-1. Maintenance Systématique:

Maintenance préventive effectuée selon un échéancier établi à partir d'un nombre prédéterminé d'unités d'usage.

La mise en pratique de cette maintenance nécessite de décomposer les machines en éléments maintenables. Ces éléments doivent être visités ou changés régulièrement.

La périodicité de ces visites s'établit par l'étude des lois de durée de vie. On harmonisera ces périodicités de façon à les rentres multiple les unes des autres. Des gammes d'entretien seront élaborées de façon à préciser le travail à exécuter par l'équipe de maintenance, un rapport sera rédigé mettant en relief les résultats des diverses mesures et les observations.

L'intérêt de cette méthode est de diminuer les risques de défaillance. Ceux – ci restants néanmoins possible entre deux visites.

a-2. Maintenance conditionnelle:

Maintenance préventive subordonnée au franchissement d'un seuil prédéterminé significatif de l'état de dégradation du bien.

Note: le franchissement du seuil peut être mis en évidence par l'information donnée par un capteur ou par tout autre moyen.

a-3. Maintenance prévisionnelle:

Maintenance préventive subordonnée à l'analyse de l'évolution surveillée des paramètres significatifs de la dégradation du bien, permettant de retarder et de planifier les interventions.

b. Maintenance corrective:

Ensemble des activités réalisées après la défaillance d'un bien, ou la dégradation de son fonctionnement, pour lui permettre d'accomplir une fonction requise, au moins provisoirement.

Note: la maintenance corrective comprend en particulier:

- La localisation de la défaillance et son diagnostic.
- La remise en état avec ou sans modification.
- Le contrôle du bon fonctionnement.

b-1. Maintenance palliative:

Activités de maintenance corrective destinées pour permettre à un bien d'accomplir provisoirement tout ou une partie d'une fonction requise.

Note: Appelée couramment "dépannage", la maintenance palliative est principalement constituée d'actions à caractère provisoire qui devront être suivies d'actions curatives.

b-2. Maintenance curative:

Activités de maintenance corrective ayant pour objet de rétablir un bien dans un état spécifié ou de lui permettre d'accomplir une fonction requise.

Le résultat des activités réalisées doit présenter un permanent, ces activités peuvent être:

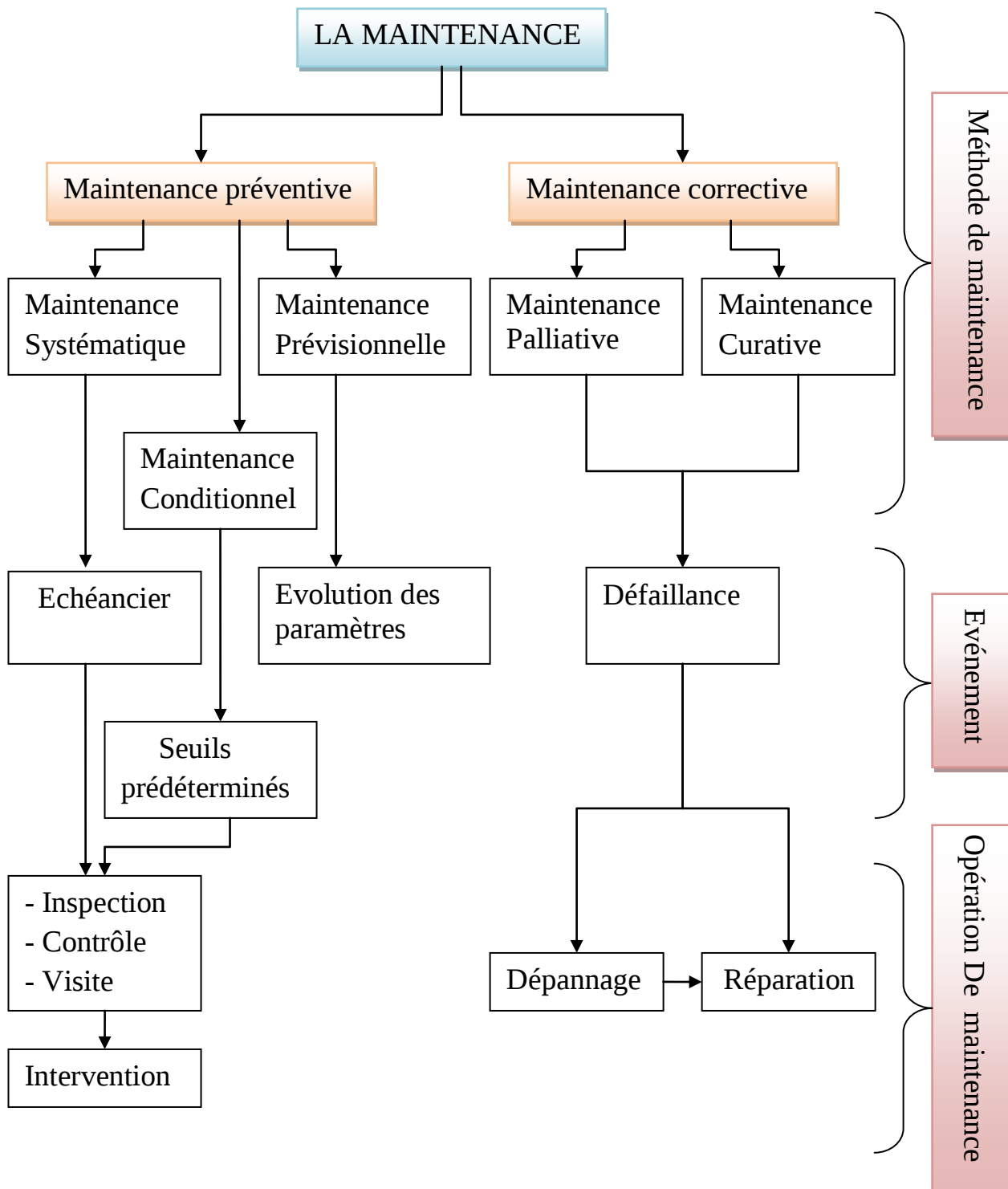
- Des réparations.
- Des modifications ou améliorations ayant pour objet de supprimer la (ou les) défaillance (s).

IV.3.D/ But de la maintenance:

La maintenance à pour but:

- Le maintien du capital machine.
- Minimiser les arrêts et les chutes de production.
- Améliorer la sécurité de personnel et la protection de l'environnement.

Fig. IV.1 : TYPES DE MAINTENANCE.



IV.4/ MAINTENANCE DE TREUIL 840-E :

IV.4.A/ La maintenance préventive quotidienne :

Ce type de préventif à actions quotidiennes, doit être appliqué à tous les équipements de l'appareil sans exception, il doit être fait quotidiennement par les mécaniciens.

Le chef mécanicien et le chef de chantier doivent veiller strictement à sa réalisation, au contrôle et ils sont les seuls responsables.

** La maintenance préventive quotidienne du treuil de forage :*

- Contrôle visuel et auditif.
- Contrôle de l'alignement des bandes.
- Contrôle de l'état des patins.
- Contrôle de tout le système de freinage.
- Contrôle du niveau d'huile des chaînes.
- Contrôle du serrage des vis des patins.
- Graissage général de tout le treuil.
- Contrôle du système de maintien circonférentiel des bandes de frein.
- Contrôle des fuites d'huile et de l'étanchéité des carters.
- Contrôle du refroidissement du treuil par vérification du retour d'eau.
- Contrôle des valves de décharge des embrayages.
- Contrôle d'état des cabestans, fuites d'air ou d'huile, l'enroulement du câble sur le tambour et l'état de freinage.
- Contrôle d'état de la clé automatique, tous les éléments tournants, l'état des pignons et des mâchoires et graissage général.

IV.4.B/ Maintenance corrective :

Cette maintenance s'applique une fois qu'une défaillance est survenue sur un équipement ou un organe.

La réalisation de cette maintenance corrective sur les appareils impose les conditions suivantes :

- Faire un travail méthodique.
- Avoir une bonne préparation au travail.

- Avoir une bonne gestion de toutes les informations.

IV.4.C/ Maintenance préventive systématique :

La maintenance préventive systématique consiste à intervenir à des périodes fixes (selon un échéancier), ou sur une base d'unité d'usage du matériel pour détecter les anomalies, ou les usures prématurées et remédier avant qu'une panne se produise.

Maintenance préventive systématique de treuil de forage Oil Well 840-E :

Périodicité des interventions	Opérations
Journalier	- Contrôle niveau d'huile. -Graissage des roulements (Manifold). -Graissage (water stuffing). -Graissage des pignons baladeur. -Contrôle gicleurs d'huile. -Graissage roulements poupées. -Verification du niveau d'huile. -Graissage roulements palier principale. -Graissage roulements palier latéral. -Vérification pression d'huile.

Hebdomadaire	-Graissage roulement contreshaft. -Graissage des rouleaux guide-câble. -Graissage des roulements treuil de curage. -Graissage embrayage contreshaft. -Graissage des roulements pignons High&Low. -Graissage de clabot de frein auxiliaire. -Vérification pression d'air. -Vérification rotor seal.
Manoeuvre	-Contrôle du réglage de l'equalizer.
Mensuel	-Vérification relais valves. -Vérification de la tension des chaînes de transmission.
Déménagement	-Contrôle et réglage des alignements. -Vidange et nettoyage crépines d'aspiration. -Vérification de l'état de l'embrayage pneumatique à disque. -Contrôle de l'usure de la jante.
Trimestriel	-Vérification de la tension chaîne de graissage. -Contrôle de la tension des chaînes.
Semestriel	-Vérification de la tension chaîne de graissage. -Nettoyage crépine d'aspiration. -Vidange et rinçage carter d'huile. -Alimentation des cylindres à air. -Vérification de la pompe de graissage.

Annuel	-Démontage et nettoyage (air valve). -Contrôle l'usure des patins de frein. -Contrôle l'usure des patins d'embrayage. -Contrôle l'usure de tambour. -Contrôle des jeux de roulements. -Contrôle de l'usure des jantes. -Vérification l'état de la denture du pignon d'entraînement.
--------	---

IV.4.D/ Maintenance conditionnelle :

La maintenance préventive conditionnelle se caractérise par la mise en évidence de la partie faible de l'équipement.

- Mesure des vibrations et des bruits.
- Les mesures de température.
- Mesure de pression dans les différents organes.
- Analyse des vibrations : Il se fait généralement dans les ateliers de réparation située à la base industrielle.
- Analyse des huiles.

IV.5/ REPARATION ET REVISION GENERALE :

La technologie de réparation :

Lorsqu'un équipement a été utilisé pendant une longue durée correspondant également à sa durée de vie, celui-ci atteint un certain degré d'usure qui compromet son état fonctionnel, à cet effet des dispositions doivent être prises pour qu'on puisse encore l'utiliser pour la production.

Au cours de ce travail de restauration, les parties critiques du treuil ayant besoin de réparation doivent être remises en état ou remplacées de façon à rendre le treuil plus sûr et minimiser ultérieurement le travail d'entretien.

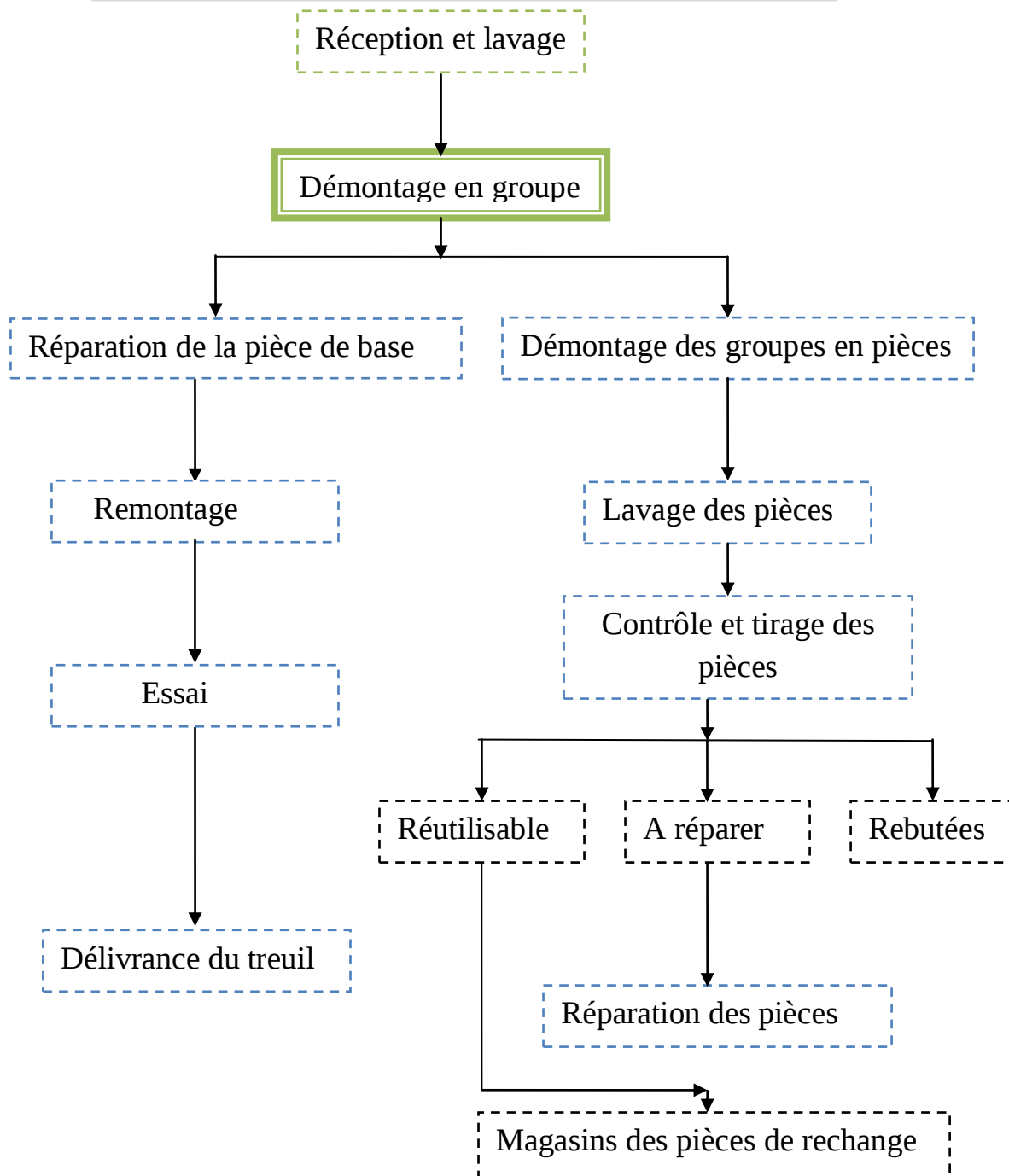
La révision d'un treuil peut être toujours considérée comme alternative par rapport à l'achat d'un nouveau.

La décision à prendre doit être soigneusement calculée et comparée à celle du remplacement.

Le travail de révision comporte de nombreuses opérations du nettoyage du treuil jusqu'au contrôle de son fonctionnement. Avant d'entreprendre un travail de révision ou de réparation il faut vérifier :

- Si l'on détient toutes les informations et instruction.
- Si l'on pouvait disposer de moyens de levage indispensable.
- Si les pièces de rechange sont en magasin, ou si elles peuvent être obtenues à temps.

Fig. IV.2 : Schéma technologique de réparation d'un treuil.



Entretien général des freins :

Les freins mécaniques exigent des vérifications périodiques quant à l'usure des garnitures et des jantes de frein. On peut procéder très facilement à une inspection visuelle en enlevant le couvercle avant du treuil. Une vérification et une bonne estimation de l'usure peuvent être effectuées.

Dans les conditions normales du treuil, une garniture de bonne qualité et bien installée, doit pouvoir assurer pendant le forage de cinq ou six puits de profondeur moyenne, un service de freinage correct et des jantes de frein entretenues doivent durer pendant une année de service ou plus.

Le remplacement des garnitures des freins et la vérification minutieuse de l'usure des jantes de freins sont habituellement réalisés pendant les temps d'arrêt est inévitable. Pour cette opération, le carter avant du treuil est dégagé, et les axes du palonnier ou des attaches de bandes des freins sont sortis ainsi que ceux des extrémités opposées, et les bandes sont soulevées à la main. L'utilisation du cabestan ou de tout autre moyen peuvent gauchir ou ovaliser les bandes de frein. Tandis que la nouvelle garniture remplace l'ancienne, on vérifie l'état d'usure des jantes de frein et on mesure la profondeur des gorges les plus profondes ; l'usure maximale tolérée au point de vue sécurité, sur les treuils modernes est d'environ 6mm (5/8") ; et si l'usure est plus importante, l'ensemble doit être envoyé à l'atelier pour que de nouvelles jantes soient installées et que les anciennes soit rechargées et réusinées.

Après que de nouvelles jantes et de nouvelles garnitures aient été installées, et les freins remontés, on doit procéder au réglage, en commençant par une faible tension sur les bandes de frein. Avant de manœuvrer à pleine charge, le moufle est descendu plusieurs fois à vide. En pressant sur le levier de frein et par effet de brûlage on adapte la nouvelle garniture aux nouvelles bandes. On vérifie à nouveau l'espace libre entre garniture et jante, levier relevé et réglé au serrage désiré.

L'usure, d'une jante augmente d'autant plus que son épaisseur diminuera et dissipera plus difficilement la chaleur.

Pour obtenir un refroidissement maximum des jantes de frein, on doit utiliser une pompe à eau indépendante. Lorsque les jantes de frein sont mises en circulation par des pompes différentes, on augmente la durée d'utilisation des jantes de frein.

Ces pompes à eau entraînée à partir du compound ne fournissent pas un bon refroidissement car elles tournent à faible régime lors de la descente des tiges dans le trou, soit à l'instant où les freins dégagent une grande quantité de chaleur.

La vie des jantes peut également être allongée par un bon entretien et une bonne lubrification de la timonerie des freins, des axes, du palonnier, des arrêts de sécurité et des rouleaux de bandes de frein ou des ressorts. Une bande de frein bien réglée maintiendra la garniture libre et tout contact avec la jante de frein lorsque le levier sera en position haute.

Dans les régions où l'eau de refroidissement contient une grande quantité de sels en solution, ceux-ci vont se déposer sur la surface inférieure de la jante de frein et diminuer considérablement l'évacuation de la chaleur, ce qui fait croître l'usure rapidement.

Lorsqu'on appuie sur le levier de frein, l'extrémité de la bande de frein reliée au palonnier touche normalement d'abord la jante et prend la plupart de la tension dans la bande par suite de l'effet d'auto-serrage, c'est pourquoi les garnitures situées du côté du palonnier présentent toujours plus d'usure que celles du côté timonerie de frein.

Entretien de frein auxiliaire:

Périodicité des interventions	Description des opérations
Journalier	-Contrôle de circuits d'eau de refroidissement. -Graissage des roulements.
Hebdomadaire	Graissage de l'embrayage a crabot.

Mensuel	Contrôle de l'état du crabot
Déménagement	Nettoyage du drain du reniflard d'eau. Contrôle de l'alignement.
Trimestriel	Vérification de l'entrefer. Contrôle de des jeux de roulements

Entretien de CABESTANS:

Périodicité des interventions	Description des opérations
Journalier	Purge du filtre à air. Vérification du huileur. Contrôle de niveau d'huile du moteur. S'assurer du bon encrage du câble.
Mensuel	Contrôle du système de freinage. Inspection de l'état du câble. Contrôle de niveau d'huile de la boîte. Contrôle de l'état d'huile.
Déménagement	Contrôle vanne de commande
Annuel	Changement de l'huile moteur et boîte. Contrôle des boulons de fixation. Contrôle de l'état des poulies.
03 Années	Changement de la bonde de frein. Changement du câble si nécessaire.

Entretien de moteur électrique EMD D79GB :

Périodicité des interventions	Description des opérations
Journée	Contrôle visuel de l'état extérieur.
1400heurs	Vérification de la résistance d'isolation.
2000heurs	Vérification de la tension du ressort du charbon. Contrôle des charbons et des portes-charbons. Contrôle des connection des câbles.
4000heurs	Changement des charbons.

IV.6/ PANNES ET REMEDES :

PROBLEMES	CAUSES POSSIBLES	REMEDES
1- pression d'air insuffisante	- fuite d'air au niveau des conduites - présence des impuretés - le régulateur d'air n'est pas ajusté convenablement - le régulateur d'air est inopérant - le régulateur d'air est colmaté	-détecter ces fuites et les éliminer -nettoyer le filtre d'air -régler le régulateur d'air -réparer ou bien remplacer celui-ci -nettoyer le filtre
2-présence d'eau ou de tartre dans les conduites d'air	- le filtre à air n'est probablement pas entretenu - le niveau du fluide est au dessous du niveau prescrit	- nettoyer la conduite -le chargement de l'appareil
3-la transmission ne s'engage pas ou ne se débraye pas	- fuites au niveau du cylindre de commande de transmission -clapet de retenu ne fonctionne pas - le régulateur d'air de transmission n'est pas réglé - le régulateur de la transmission ne fonctionne pas - la commande d'air ne fonctionne pas	-réparation du cylindre ou le remplacer - remplacement du clapet -réglage du régulateur d'air - réparation ou remplacement du régulateur de la transmission - réparation ou remplacement de la conduite d'air
4- l'embrayage de treuil ne s'engage pas	- insuffisance de pression d'alimentation pour l'embrayage -fuite au niveau de chambre gonflable - les patins de friction de l'embrayage sont usés	-voir remède du problème «1» -Remplacement de la chambre -remplacement des patins

	-valve de commande d'air ne fonctionne pas	-réparation ou remplacement de la valve
5- l'embrayage ne se débraye pas	-fuite au diaphragme de la soupape à échappement rapide - la valve de commande d'air ne fonctionne pas	- réparation ou remplacement de soupape - réparation ou remplacement de la valve
6- le frein du tambour est serré (frein à bande)	- mauvais réglage de la bande de freinage - ressort de rappel brisé	- réglage de la bande -remplacement du ressort
7- le frein principal patine	- mauvais réglage du frein - usure excessive des jantes de frein - existence de la graisse sur les jantes de frein	- réglage du frein - remplacement des jantes - nettoyage des surfaces de frein
8- surchauffe du frein électromagnétique	- insuffisance d'eau de refroidissement - conduite d'eau colmatée	- assurer le débit et la pression prédéterminés purger ou nettoyer la conduite

9- basse pression d'huile	- crépine d'aspiration d'huile encrassée - filtre à l'huile colmaté - la chaîne d'entraînement de la pompe à l'huile est détendue ou défectueuse - bas niveau d'huile - indicateur de pression d'huile défectueuse	- nettoyage de la crépine - nettoyage ou bien remplacement de filtre à l'huile - remplacement de la chaîne - ajouter de l'huile en mettant le treuil en arrêt - réparation ou remplacement de l'indicateur
10- huile de transmission contaminée (présence d'eau ou impureté)	- couvercle mal installé	- vidange, rincé puis remplir le carter avec l'huile neuve

1- /CALCUL DE L'ARBRE -TAMBOUR :

1-1/ CHOIX DU TYPE DE CABLE DE FORAGE :

Calcule de poids maximal au crochet:

Données de départ :

P_{coin} : Charge de coincement ; $P_{coin} = 20,10^3 \text{ daN}$

q_t : Poids d'un mètre de tige de forage ; $q_t = 30 \text{ Kg/m}$

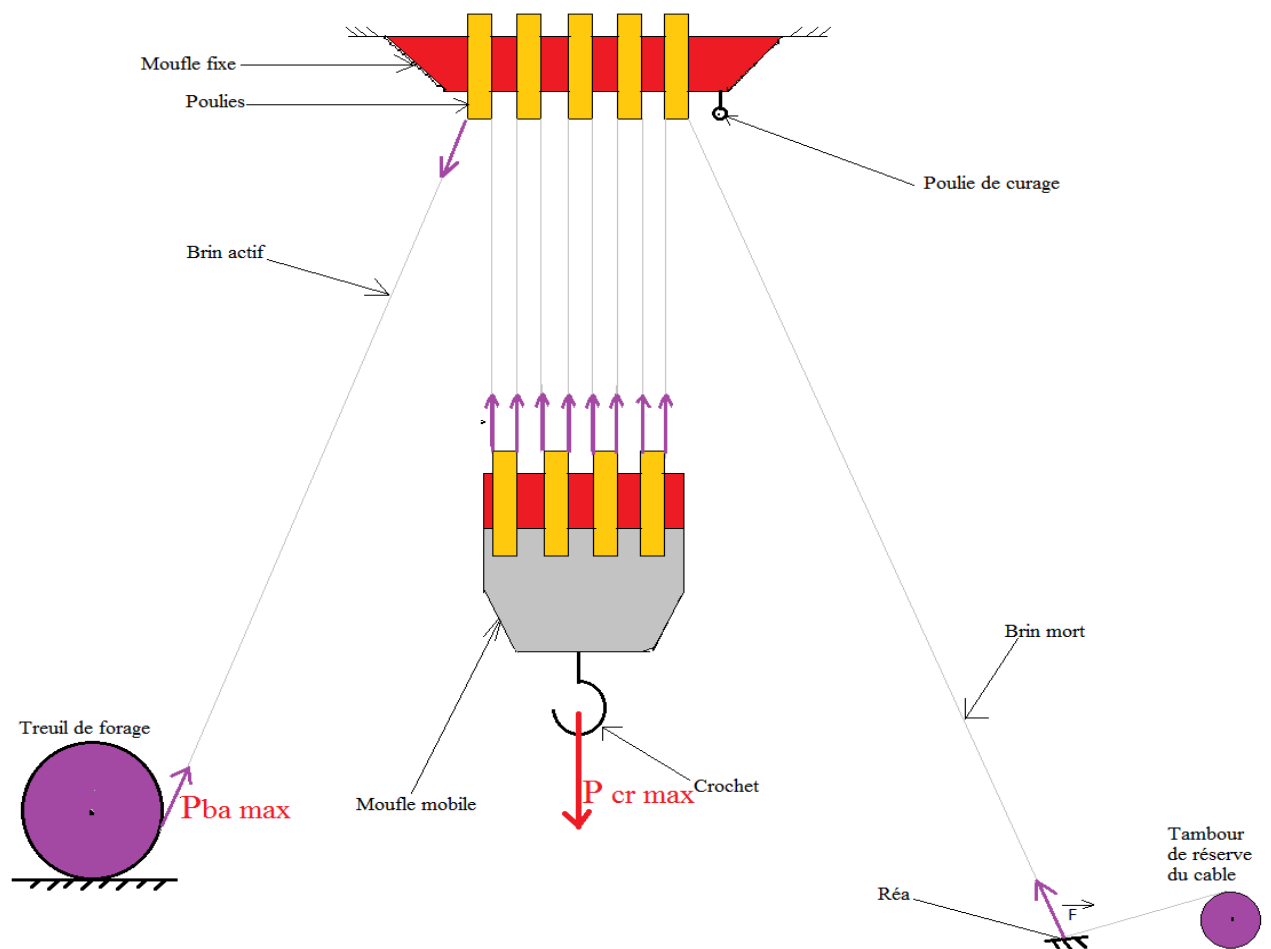
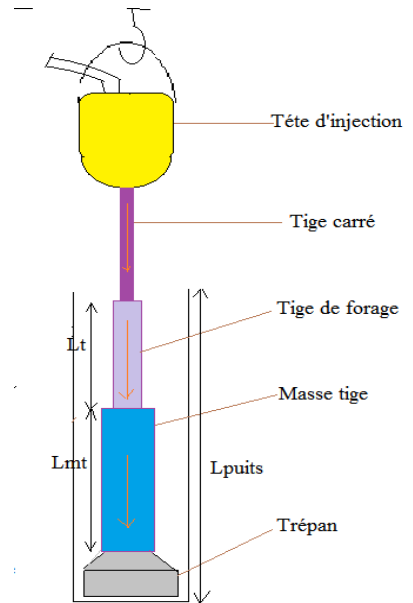
P_{mt} : Poids de masse tige ; $P_{mt} = 30.10^3 \text{ daN}$

q_{mt} : Poids d'un mètre de masse tige ; $q_{mt} = 150 \text{ Kg/m}$

L_t : La longueur de tige de forage ; $L_t = L_{puits} - L_{mt}$

γ_{liq} : Poids spécifique de liquide ; $\gamma_{liq} = 1,2 \text{ g/cm}^3$

γ_{mt} : Poids spécifique de métal ; $\gamma_{mt} = 7,85 \text{ g/cm}^3$



On a 4 poulies dans le moufle mobile et 5 poulies dans le moufle fixe.

$$P_{cr \max} = \left((q_t \times L_t) + P_{mt} \right) \left(1 - \frac{\gamma_{liq}}{\gamma_{mt}} \right) + P_{coin}$$

On a :

$$L_t = L_{puits} - L_{mt}$$

$$L_{mt} = \frac{P_{mt}}{q_{mt}} = \frac{30000}{150} = 200m$$

$$L_{mt} = 4000 - 200 = 3800m$$

$$P_{cr \max} = [(30 \times 3800) + 30000] \times \left(1 - \frac{1,2}{7,85} \right) + 20000$$

$$P_{cr \max} = 226,89 \cdot 10^4 N$$

$$R_m = 2.4 = 08 \text{ (nombre de brins du câble)}$$

*/ Calculons la force de traction maximale sur le brin actif du câble $P_{ba \max}$:

$$\text{On a ; } \eta m = \frac{W_c}{W_b}$$

W_c : puissance au crochet.

$$W_c = P_{cr \max} \cdot V_m$$

W_b : puissance au brin actif

$$W_b = P_{ba \max} \cdot V_b$$

$$\text{On a : } V_b = V_m \times i$$

V_b : vitesse du brin active

V_m : vitesse de moufle mobile

R_m : nombres des brins

$$\text{Donc ; } \eta m = P_{cr \max} \cdot V_m / P_{ba \max} \cdot V_b = P_{cr \max} / P_{ba \max} \cdot R_m$$

$$\text{D'ou ; } P_{ba \max} = P_{cr \max} \cdot \frac{1}{\eta m \cdot R_m}$$

ηm ; Rendement de mouflage

$$\eta m = 1 - 0,01 \cdot R_m = 1 - 0,01 \cdot 8 = 0,92 \Rightarrow \eta m = 0,92$$

$$P_{ba.max} = \frac{226,89 \cdot 10^4}{0,92,8} \Rightarrow \boxed{P_{ba.max} = 308,27 \cdot 10^3 \text{ N}}$$

*/ La résistance effective de traction du câble en prenant : $K_S=3$
 (K_S : étant le coefficient de sécurité minimum pour un câble de forage)

$$R_{eff} = P_{ba.max} \cdot K_S = 308,27 \cdot 10^3 \cdot 3 \Rightarrow \boxed{R_{eff} = 92,48 \cdot 10^4 \text{ N}}$$

*/ D'après ce résultat on choisit le type et le diamètre du câble :

Câble en acier à âme centrale métallique	
Type	S-IWRC Seale With metallic heart
Caractéristiques	API 6 x 19 $d_c = 1'' \frac{3}{8}$ (34,92 mm). Résistance nominale = $96,0 \cdot 10^4 \text{ N}$ nuance d'acier : (EIPS) Extra improved plow steel

*/ Longueur active du câble qui doit être enroulé sur le tambour :

$L_{long} = 3 \cdot 9 = 27 \text{ m}$ (La longueur de 3 tiges formant une longueur de tiges)

$$L_{active} = L_{long} \cdot R_m = 27 \cdot 8 \Rightarrow \boxed{L_{active} = 216 \text{ m}}$$

*/ Pas du câble :

$$P = d_c + (0,15 \dots 0,20) \cdot d_c = 35 + 0,2 \cdot 35 \Rightarrow \boxed{P = 42 \text{ mm}}$$

1-2/ CHOIX DU TAMBOUR :

- Données de départ ;
- Diametre de tambour $D_t=711,2\text{mm}$
- La longueur de tambour $L_t=1320\text{mm}$ (52’’).
- Epaisseur du tambour $\delta = 40,5 \text{ mm}$.
- Hauteur du mat $H= 136' = 41,45 \text{ m}$.
- Nombre de fois de section de câble sur la longueur du tambour ($n_1=38$)
- La puissance fournie par les moteurs électriques est de $1400 \text{ HP} = 1029,7 \text{ kW}$

1-2-1/ DIAMETRE EXTERIEUR DE TAMBOUR :

*/ D’après le diamètre du câble déterminé, il ressort que le diamètre du tambour doit être de :

La durée de service du câble dépend du rapport : $\frac{D_t}{d_c}$

$$\frac{D_t}{d_c} = \frac{711,2}{34,9} \approx 20 ; \text{ Donc } D_t = 20d_c$$

Selon les règles de service de contrôle technique de L’U.R.S.S :

$D_t = (20 \text{ à } 30)d_c$; Donc le rapport $\frac{D_t}{d_c}$ est selon la norme officielle de L’U.R.S.S.

$$D_t = (20 \dots 30) \cdot d_c \Rightarrow 20 \cdot 34,92 \leq D_t \leq 30 \cdot 34,92$$

$$\Rightarrow 698,4 \leq D_t \leq 1047,6$$

*/Le diamètre du tambour d’un treuil OILWELL 840E est :

$$D_t = 28'' (711,2 \text{ mm})$$

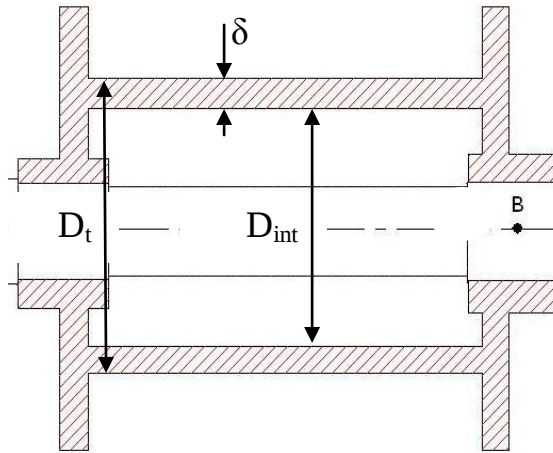


Figure .V.1-Dimensions du Tambour

1-2-2/ DIAMETRE INTERIEUR DU TAMBOUR :

$$D_{int} = D_t - 2\delta$$

$\delta = 40,5 \text{ mm}$: épaisseur du tambour

$$D_{int} = 711,2 - 2 \cdot 40,5 \Rightarrow D_{int} = 630,0 \text{ mm}$$

1-2-3/ CALCUL DES DIAMETRES D'ENROULEMENT :

En prenant Z le nombre de couches de câble :

$$D_{enr.} = D_t + d_c (2.Z - 1) \cdot \alpha$$

α : Coefficient tenant compte de la déformation transversale du câble lors de son enroulement sur le tambour. On prend $\alpha = 0,96$

$$Z=3 : D_{enr.} = D_t + d_c (2.3 - 1) \cdot \alpha$$

$$D_{enr.max} = 711,2 + 34,92 (2 \cdot 3 - 1) 0,96 = 878,81 \text{ mm}$$

$$Z=2 : D_{enr.} = D_t + d_c (2.2 - 1) \cdot \alpha$$

$$D_{enr.moy} = 711,2 + 34,92 (2 \cdot 2 - 1) \cdot 0,96 = 811,5 \text{ mm}$$

$$Z=1 : D_{enr.} = D_t + d_c (2.1 - 1) \cdot \alpha$$

$$D_{enr.min} = 711,2 + 34,92 (2 \cdot 1 - 1) 0,96 = 744,72 \text{ mm}$$

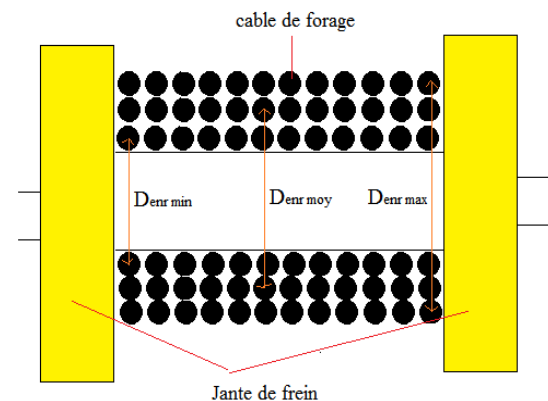


Fig V.2-Diametre d'enroulement du cable sur le tambour

1-2-4/ ANGLE DE DEFLECTION :

*/ La relation entre la longueur du tambour et l'angle de déviation λ est :

$$L_t = 2 \cdot H \cdot \operatorname{tg} \lambda$$

λ : angle de déflexion du câble

H : hauteur du mat = 136' = 41,45 m

L_t : La longueur du tambour du treuil OILWELL 840E est de 1320 mm (52'')

$$\lambda = \operatorname{arctg} \frac{L_t}{2 \cdot H} = \operatorname{arctg} \frac{1,32}{2 \cdot 41,45}$$

$\lambda = 0,91^\circ \leq 1^\circ$

Donc : la longueur du tambour
vérifie un enroulement uniforme
du câble sur celui-ci.

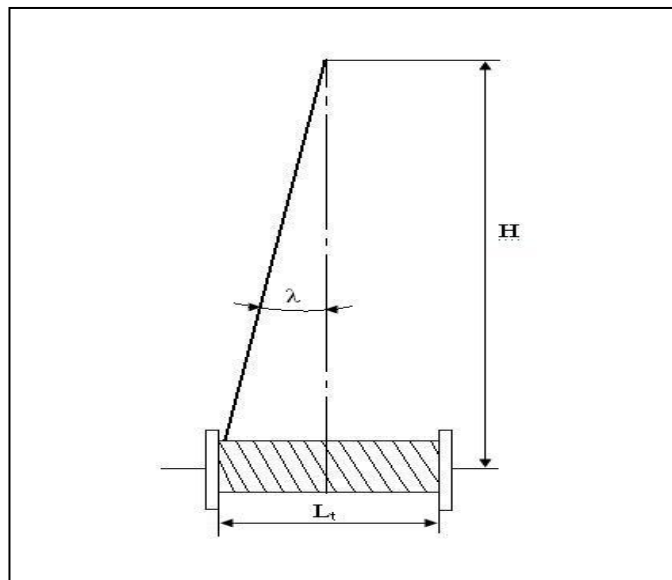


Fig. V.3 : Angle de déflexion.

1-2-5/ CAPACITE DU TAMBOUR :

C'est la longueur du câble qu'un tambour peut recevoir et qui doit être supérieur à la longueur active du câble.

*/ la longueur du câble sur la 1^{ère} couche :

$$L_{c1} = \pi (D_t + Z d_c) \cdot n_1$$

n_1 : nombre de fois de section de câble sur la longueur du tambour ($n_1=38$)

$$L_{c1} = \pi (711,2 + 1.34,92) \cdot 38 = 89027,0 \text{ mm}$$

*/ la longueur du câble sur la 2^{ème} couche :

$$L_{c2} = \pi (D_t + 2 d_c) \cdot n_2 \quad , \quad (n_2 = 37)$$

$$L_{c2} = \pi (711,2 + 2 \cdot 34,92) \cdot 37 = 90741,2 \text{ mm}$$

*/ La longueur du câble sur la 3^{ème} couche :

$$L_{c3} = \pi (D_t + 3 d_c) n_3 \quad , \quad (n_3 = 36)$$

$$L_{c3} = \pi (711,2 + 3 \cdot 34,92) 36 = 92236,1 \text{ mm}$$

Donc la longueur du câble qu'un tambour peut recevoir est :

$$L_{c.t} = L_{c1} + L_{c2} + L_{c3} \Rightarrow L_{c.t} = 272,004 \text{ m}$$

Ce qui correspond approximativement a une longueur de 272 m

Cette longueur doit être supérieure a la longueur active $L_{active} = 216 \text{ m}$, ce qui donne une longueur de câble ne se déroulant pas de $L_0 = 56 \text{ m}$.

la longueur L_0 minimale enroulée sur la tambour du treuil OILWELL 840 E est de 2,375 m

1-3/ CALCUL CINEMATIQUE :

*/ L'arbre tambour a 4 vitesses :

$$M_1 = 65 \text{ tr/min} ; M_2 = 243 \text{ tr/min} ; M_3 = 105 \text{ tr/min} ; M_4 = 393 \text{ tr/min}$$

*/ Les vitesses angulaires de rotation correspondante :

$$W_1 = \pi \cdot M_1 / 30 = \pi \cdot 65 / 30 = 6,8 \text{ rd/s}$$

$$W_2 = \pi \cdot M_2 / 30 = \pi \cdot 243 / 30 = 25,5 \text{ rd/s}$$

$$W_3 = \pi \cdot M_3 / 30 = \pi \cdot 105 / 30 = 11 \text{ rd/s}$$

$$W_4 = \pi \cdot M_4 / 30 = \pi \cdot 393 / 30 = 41,1 \text{ rd/s}$$

*/ Calculons les rapports des vitesses linéaires d'arbre tambour et des vitesses d'enroulement du brin actif.

Le rayon d'enroulement moyen :

$$R_{\text{enr.moy}} = D_{\text{enr.moy}}/2 = 811,5 / 2 = 0,406 \text{ m}$$

$$V_{\text{enr.1}} = W_1 \cdot R_{\text{enr.moy}} = 6,8 \cdot 0,406 = 2,76 \text{ m/s}$$

$$V_{\text{enr.2}} = W_2 \cdot R_{\text{enr.moy}} = 25,5 \cdot 0,406 = 10,35 \text{ m/s}$$

$$V_{\text{enr.3}} = W_3 \cdot R_{\text{enr.moy}} = 11 \cdot 0,406 = 4,46 \text{ m/s}$$

$$V_{\text{enr.4}} = W_4 \cdot R_{\text{enr.moy}} = 41,4 \cdot 0,406 = 16,8 \text{ m/s}$$

*/ Les vitesses linéaires du tambour sont :

$$V_1 = W_1 \cdot R_t = W_1 \cdot D_t/2 = 6,8 \cdot 711,2/2 = 2,42 \text{ m/s}$$

$$V_2 = W_2 \cdot R_t = W_2 \cdot D_t/2 = 25,5 \cdot 711,2/2 = 9,06 \text{ m/s}$$

$$V_3 = W_3 \cdot R_t = W_3 \cdot D_t/2 = 11 \cdot 711,2/2 = 3,91 \text{ m/s}$$

$$V_4 = W_4 \cdot R_t = W_4 \cdot D_t/2 = 41,4 \cdot 711,2/2 = 14,72 \text{ m/s}$$

R_t : rayon du tambour

*/ Les rapports de vitesses :

$$V_1/V_{\text{enr.1}} = V_2/V_{\text{enr.2}} = V_3/V_{\text{enr.3}} = V_4/V_{\text{enr.4}} = 0,876$$

D'après ce résultat on remarque que la vitesse d'enroulement du câble est constante par rapport à la vitesse du tambour.

1-4/ CALCUL DU RENDEMENT GLOBAL ET LA PUISSANCE DISPONIBLE AU TAMBOUR :

*/ On a :

-Rendement d'un arbre tournant dans deux paliers à roulement : $\eta_a = 0,99$

-Rendement d'une transmission à chaîne : $\eta_{ch} = 0,97$

-Rendement d'un embrayage installé sur un seul arbre : $\eta_{emb} = 1,00$

-Rendement de mouflage : $\eta_{mouf} = 0,92$

*/ Pour trouver le rendement global :

$$\eta_{gl} = \eta_a^3 \cdot \eta_{ch}^3 \cdot \eta_{emb}^2 \cdot \eta_{mouf} = 0,99^3 \cdot 0,97^3 \cdot 1^2 \cdot 0,92$$

Donc :

$$\eta_{gl} = 0,81$$

*/ Le treuil OILWELL 840E est équipé de 2 moteurs électriques :

« Moteur de traction EMD model D79 MB » :

Marque	General Motors
	- EMD -
Model	D79 MB
Puissance fournie	800 HP @ 1200 RPM
Caurant :	
Continue	650 Amp
alternative	1000 Amp
Maximum Speed	2200 RPM

*/ La puissance fournie par les moteurs électriques est de 1400 HP = 1029,7 kW

On calcule la puissance disponible au tambour du treuil :

$$N_{disponible} = N_{fournie} \cdot \eta_{gl} = 1029,7 \cdot 0,81 = 834 \text{ kW}$$

$$N_{disponible} = 834 \text{ kW}$$

Donc : c'est la puissance disponible au tambour.

1-5/ CALCUL DES COUPLES TRANSMIS ET EFFORTS DE TRACTION :

a/couples transmis pour les différentes vitesses :

$$M_1 = N_{disp} / w_1 = 834 \cdot 10^3 / 6,8 = 122,64 \cdot 10^3 \text{ Nm}$$

$$M_2 = N_{disp} / w_2 = 834 \cdot 10^3 / 25,5 = 32,70 \cdot 10^3 \text{ Nm}$$

$$M_3 = N_{disp} / w_3 = 834 \cdot 10^3 / 11 = 75,81 \cdot 10^3 \text{ Nm}$$

$$M_4 = N_{disp} / w_4 = 834 \cdot 10^3 / 41,1 = 20,29 \cdot 10^3 \text{ Nm}$$

b/Efforts de traction sur le brin actif pour chaque couple :

$$P_{ba1} = 2M_1 / D_{enr.min} = 2 \cdot 122,64 \cdot 10^3 / 0,74 = 331,45 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$P_{ba2} = 2M_2 / D_{enr.min} = 2 \cdot 32,70 \cdot 10^3 / 0,74 = 88,37 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$P_{ba3} = 2M_3 / D_{enr.min} = 2 \cdot 74,88 \cdot 10^3 / 0,74 = 202,37 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$P_{ba4} = 2M_4 / D_{enr.min} = 2 \cdot 20,04 \cdot 10^3 / 0,74 = 54,16 \cdot 10^3 \text{ N}$$

Avec :

$D_{enr.min}$ = diamètre minimale d'enroulement du câble sur le tambour.

1-6/ CALCUL DE L'ARBRE-TAMBOUR :

L'élément qui porte des pièces en rotation d'une machine s'appelle axe ou arbre.

A la différence des axes, les arbres non seulement ils portent les pièces de rotation, mais transmettent encore le moment de torsion ; ils en résultent qu'en plus des efforts fléchissant, les arbres sont sollicités par un moment de torsion sur toute la longueur ou sur une partie seulement.

Suivant les conditions de services des arbres, les matériaux doivent avoir des caractéristiques de résistance assez élevées.

Avant de procéder au calcul de l'arbre-tambour, il faut dresser d'abord le diagramme des efforts, Dans ce cas, l'arbre est considéré comme une poutre reposant sur des appuis articulés .On néglige l'effet produit par le propre poids de l'arbre et des pièces montées sur celui-ci, sans commettre de graves erreurs, on peut négliger également la valeur du moment résultant du frottement sur les paliers.

L'arbre est soumis à deux sollicitations simultanées : le moment de torsion crée par la chaîne de transmission et le moment fléchissant dû aux différentes forces qui agissent sur l'arbre.

L'arbre subit des charges dans le plan horizontal et dans le plan vertical. Après avoir déterminé leurs composantes suivant ces deux plans et en appliquant les règles connues, on détermine les réactions d'appui.

Ensuite, on trace les diagrammes des moments fléchissant pour chaque plan de décomposition de charge, par addition géométrique des moments fléchissant on trace le diagramme du moment résultant, on détermine le moment équivalent pour la section dangereuse et aussi le diamètre dans cette section, puis les calculs de vérification des coefficients de sécurité dans la section dangereuse et à les comparer avec les valeurs admissibles.

1-6-1/ CALCUL DES EFFORTS SUR L'ARBRE :

1-6-1-A / CALCUL DES REACTIONS DANS LE PLAN VERTICAL :

DANS LES POINTS A et B :

*/ Pour ce plan, on considère 3 positions du brin actif ;

Quand il est aux extrémités et au milieu du tambour.

De même on considère que la valeur de $P_{ba,max}$ est répartie entre les deux moyeux seulement.

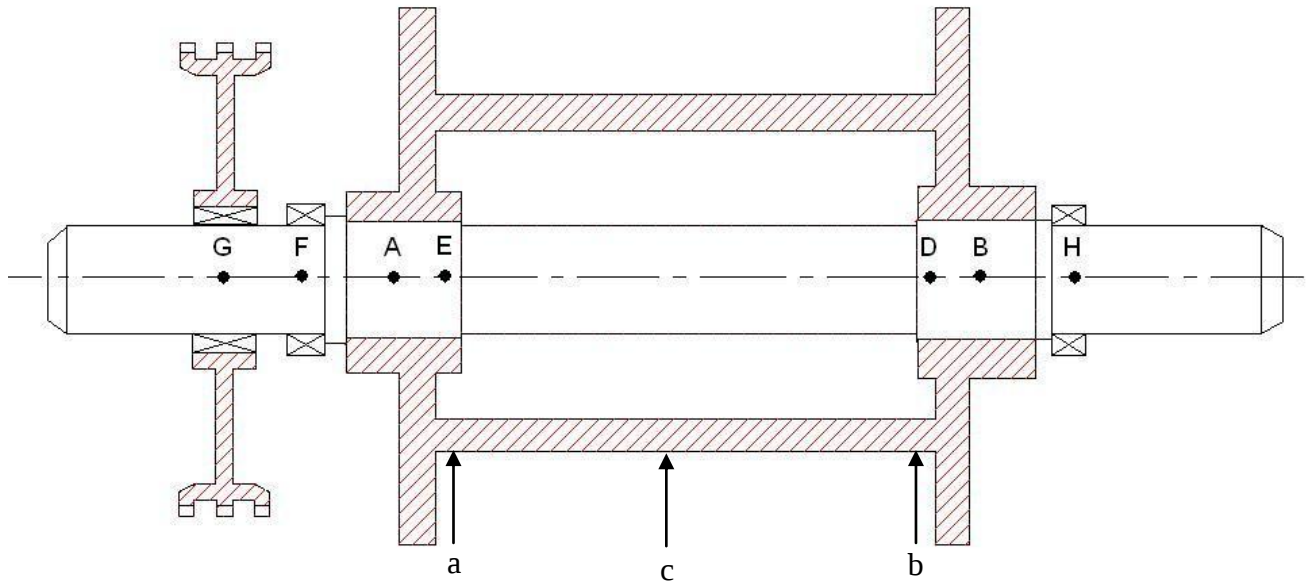


Fig. V.4 : schéma de calcul de l'arbre-tambour

$[GF] = 158 \text{ mm}$

$[FA] = 285 \text{ mm}$

$[AE] = 60 \text{ mm}$

$[ED] = 1320 \text{ mm}$

$[DB] = 60 \text{ mm}$

$[BH] = 285 \text{ mm}$

Cas a ; Câble se trouvant à l'extrémité gauche du tambour :

$$\sum M(\vec{F})/B = 0 \longrightarrow R_{amax} = P_{bamax} \cdot EB/AB = 308,27 \cdot 10^3 \cdot 1380/1440$$

$$R_{amax} = 295,42 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$\sum M(\vec{F})/A = 0 \longrightarrow R_{bmin} = P_{bamax} \cdot AE/AB = 308,27 \cdot 10^3 \cdot 60/1440$$

$$R_{bmin} = 12,84 \cdot 10^3 \text{ N}$$

Cas b ; Câble se trouvant à l'extrémité droite du tambour :

$$\sum M(\vec{F})/A = 0 \quad R_{bmax} = P_{bamax} \cdot AD/AB = 308,27 \cdot 10^3 \cdot 1380/1440$$

$$R_{bmax} = 295,42 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$\sum M(\vec{F})/B = 0 \quad R_{amin} = P_{bamax} \cdot DB/AB = 308,27 \cdot 10^3 \cdot 60/1440$$

$$R_{amin} = 12,84 \cdot 10^3 \text{ N}$$

Cas c ; Câble se trouvant au milieu du tambour :

$$R_a = R_b = P_{bamax} / 2 = 308,27 \cdot 10^3 / 2$$

$$R_a = R_b = 154,13 \cdot 10^3 \text{ N}$$

DANS LES APPUIS F ET H :

cas a :

$$\sum M(\vec{F})/H = 0 \longrightarrow R_F^{ver} = \frac{R_{a\max} \cdot AH + R_{b\min} \cdot BH}{FH}$$

$$= \frac{295,42 \cdot 10^3 \cdot 1725 + 12,84 \cdot 10^3 \cdot 285}{2010}$$

$R_F^{ver} = 255,35 \cdot 10^3 \text{ N}$

$$\sum M(\vec{F})/F = 0 \longrightarrow R_H^{ver} = \frac{R_{a\max} \cdot AF + R_{b\min} \cdot BF}{FH}$$

$$= \frac{295,42 \cdot 10^3 \cdot 285 + 12,84 \cdot 10^3 \cdot 1725}{2010}$$

$R_H^{ver} = 52,85 \cdot 10^3 \text{ N}$
--

Cas b :

$$\sum M(\vec{F})/H = 0 \longrightarrow R_F^{ver} = \frac{R_{a\min} \cdot AH + R_{b\max} \cdot BH}{FH}$$

$$= \frac{12,84 \cdot 10^3 \cdot 1725 + 295,42 \cdot 10^3 \cdot 285}{2010}$$

$R_F^{ver} = 52,85 \cdot 10^3 \text{ N}$
--

$$\sum M(\vec{F})/F = 0 \longrightarrow R_H^{ver} = \frac{R_{a\min} \cdot AF + R_{b\min} \cdot BF}{FH}$$

$$R_H^{ver} = \frac{12,84 \cdot 10^3 \cdot 285 + 295,42 \cdot 10^3 \cdot 1725}{2010}$$

Cas c :

$$R_H^{ver} = 255,35 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$\sum M(\vec{F})/F = 0 \longrightarrow R_H^{ver} = \frac{R_a \cdot AF + R_b \cdot BF}{FH}$$

$$R_H^{ver} = \frac{154,13 \cdot 10^3 \cdot 285 + 154,13 \cdot 10^3 \cdot 1725}{2010}$$

$$R_H^{ver} = 154,12 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$\begin{aligned} \sum F = 0 \longrightarrow R_H^{ver} + R_F^{ver} &= R_a + R_b \longrightarrow R_F^{ver} = R_a + R_b - R_H^{ver} \\ &= 2 \cdot 154,13 \cdot 10^3 - 154,12 \cdot 10^3 \end{aligned}$$

$$R_F^{ver} = 154,14 \cdot 10^3 \text{ N}$$

1-6-1-B / CALCUL DES REACTIONS DANS LE PLAN HORIZONTAL :

Dans ce plan la seule force qui agit sur l'arbre tambour est la force de la chaîne qu'on calcule (P_{ch})

$$P_{ch} = 1,15 \cdot K_s \cdot P_t$$

$K_s = 1$: coefficient de sécurité minimum pour la chaîne

P_t = effort tangentiel utile transmis par la chaîne

On a :

$$P_t \cdot D_R = P_{bamax} \cdot D_{enrmax} \longrightarrow P_t = P_{bamax} \cdot D_{enrmax} / D_R$$

$D_R = 1,342 \text{ m}$ diamètre de la roue dentée.

$$\text{Donc : } P_t = 308,27 \cdot 10^3 \cdot 0,878 / 1,342 = 201,68 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$\text{D'où : } P_{ch} = 1,15 \cdot 1 \cdot 201,68 \cdot 10^3 = 231,93 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$P_{ch} = 231,93 \cdot 10^3 \text{ N}$$

On calcule donc les réactions :

$$\sum M(\vec{F})/H = 0 \Rightarrow R_F^{hor} = P_{ch} \cdot GH / FH = 231,93 \cdot 10^3 \cdot 2168 / 2010$$

$$\sum F = 0 \rightarrow R_H^{hor} = R_F^{hor} - R_{ch} = 250,16 \cdot 10^3 - 231,93 \cdot 10^3$$

$$R_H^{hor} = 18,23 \cdot 10^3 \text{ N}$$

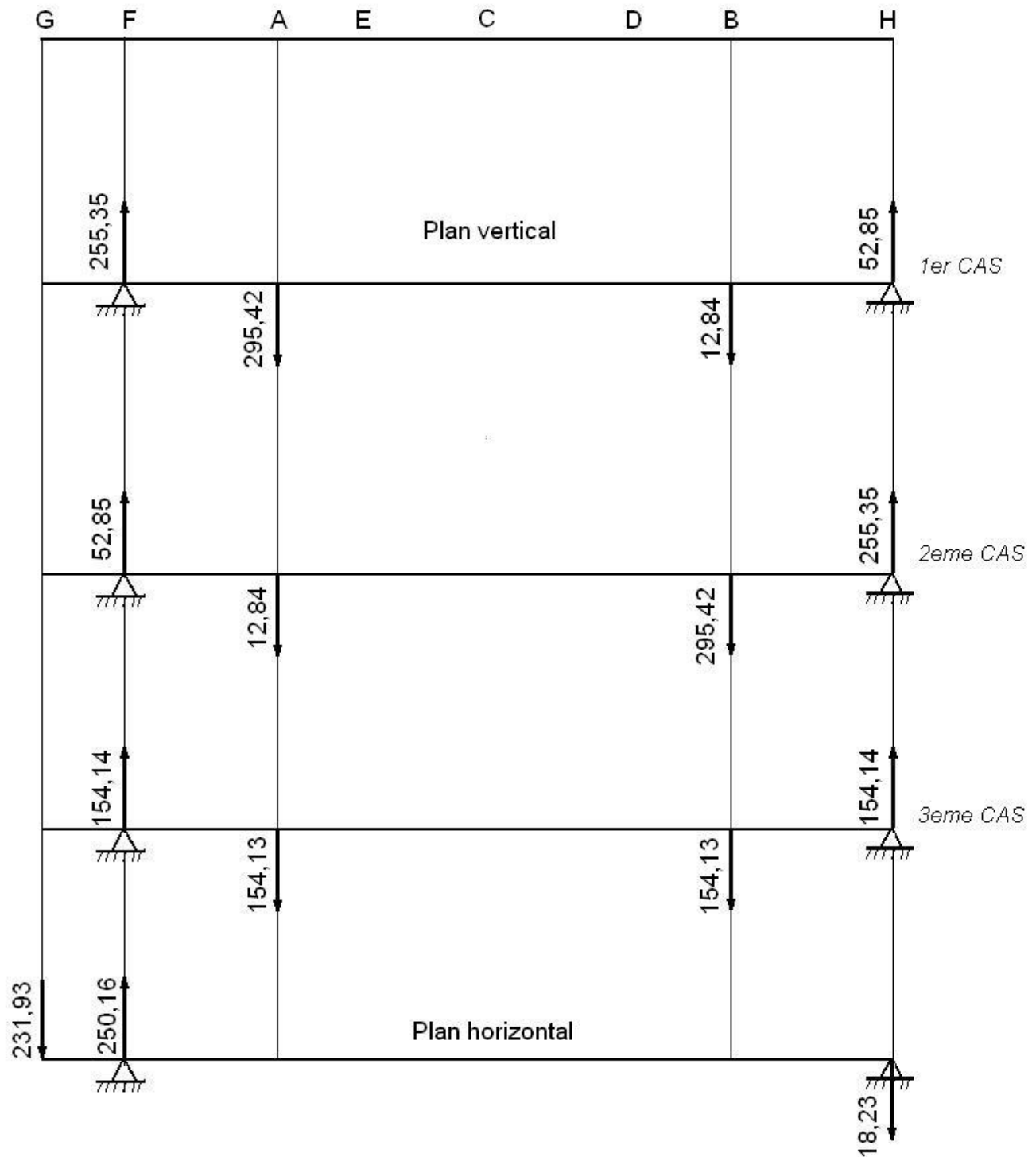


Fig. V.5: EFFORTS AGISSANTS SUR L'ARBRE-TAMBOUR [kN]

1-6-2 / CALCUL DES MOMENTS FLECHISSANTS ET RESULTANTS :

L'arbre tambour est soumis à la flexion dans toutes les positions du brin actif est de même que pour les réactions ; on doit calculer les moments de flexions suivant les 3 positions du brin actif.

1-6-2/ A- DANS LE PLAN VERTICAL :

❖ 1^{er} cas : câble au point E :

a) SEGMENT FA : $0 \leq Z \leq 0,285$

$$M_{fl}^{ver} = -R_F^{ver} \cdot Z \begin{cases} \text{pour } Z = 0 \rightarrow M_{fl}^v = 0 \\ \text{pour } Z = 0,285 \text{ m} \rightarrow M_{fl}^v = -255,35 \cdot 10^3 \cdot 0,285 \end{cases}$$

$M_{fl}^{ver}(A) = -72,77 \cdot 10^3 \text{ N.m}$

b) SEGMENT AB : $0,285 \leq Z \leq 1,725 \text{ m}$

$$M_{fl}^{ver} = -R_F^{ver} \cdot Z + R_a \max(Z - 0,285)$$

$$\begin{cases} \text{pour } Z = 0,285 \text{ m} \rightarrow M_{fl}^{ver}(A) = -72,77 \cdot 10^3 \text{ N.m} \\ \text{pour } Z = 1,005 \text{ m} \rightarrow M_{fl}^{ver}(C) = -255,35 \cdot 10^3 \cdot 1,005 + 295,42 \cdot 10^3 (1,005 - 0,285) \\ \text{pour } Z = 1,725 \text{ m} \rightarrow M_{fl}^{ver}(B) = -255,35 \cdot 10^3 \cdot 1,725 + 295,42 \cdot 10^3 (1,725 - 0,285) \end{cases}$$

$M_{fl}^{ver}(C) = -43,92 \cdot 10^3 \text{ Nm}$

$M_{fl}^{ver}(B) = -15,07 \cdot 10^3 \text{ Nm}$

c) SEGMENT BH : $1,725 \leq Z \leq 2,010$

$$M_{fl}^{ver} = -R_F^{ver} \cdot Z + R_a \max(Z - 0,285) + R_b \min(Z - 1,725)$$

$$\begin{cases} \text{pour } Z = 1,725 \text{ m} & M_{fl}^{ver}(B) = -15,07 \cdot 10^3 \text{ N.m} \\ \text{pour } Z = 2,010 \text{ m} & M_{fl}^{ver}(H) = 0 \end{cases}$$

❖ 2^{eme} cas : câble au point D :

a) SEGMENT FA : $0 \leq Z \leq 0,285$ m

$$M_{fl}^{ver} = -R_F^{ver} \cdot Z \begin{cases} \text{pour } Z = 0 \rightarrow M_{fl}^v(F) = 0 \\ \text{pour } Z = 0,285 \text{ m} \rightarrow M_{fl}^v(A) = -52,85 \cdot 10^3 \cdot 0,285 \end{cases}$$

$M_{fl}^{ver}(A) = -15,06 \cdot 10^3 \text{ N.m}$

b) SEGMENT AB : $0,285 \leq Z \leq 1,725$ m

$$M_{fl}^{ver} = -R_F^{ver} \cdot Z + Ra \max(Z - 0,285)$$

$$\begin{cases} \text{pour } Z = 0,285 \text{ m} & M_{fl}^{ver}(A) = -15,06 \cdot 10^3 \text{ N.m} \\ \text{pour } Z = 1,005 \text{ m} & M_{fl}^{ver}(C) = -52,85 \cdot 10^3 \cdot 1,005 + 12,84 \cdot 10^3 (1,005 - 0,285) \\ \text{pour } Z = 1,725 \text{ m} & M_{fl}^{ver}(B) = -52,85 \cdot 10^3 \cdot 1,725 + 12,84 \cdot 10^3 (1,725 - 0,285) \end{cases}$$

$M_{fl}^{ver}(C) = -43,86 \cdot 10^3 \text{ Nm}$

$M_{fl}^{ver}(B) = -72,77 \cdot 10^3 \text{ N.m}$

c) SEGMENT BH : $1,725 \leq Z \leq 2,010$

$$M_{fl}^{ver} = -R_F^{ver} \cdot Z + Ra \max(Z - 0,285) + Rb \min(Z - 1,725)$$

$$\begin{cases} \text{pour } Z = 1,725 \text{ m} & M_{fl}^{ver}(B) = -72,77 \cdot 10^3 \text{ N.m} \\ \text{pour } Z = 2,010 \text{ m} & M_{fl}^{ver}(H) = 0 \end{cases}$$

$M_{fl}^{ver}(H) = 0 \text{ N.m}$

❖ 3^{eme} cas (câble au milieu de ED) :

a) SEGMENT FA : $0 \leq Z \leq 0,285$

$$M_{fl}^{ver} = -R_F^{ver} \cdot Z \begin{cases} \text{pour } Z = 0 \rightarrow M_{fl}^v(F) = 0 \\ \text{pour } Z = 0,285 \text{ m} \rightarrow M_{fl}^v(A) = -154,14 \cdot 10^3 \cdot 0,285 \end{cases}$$

$M_{fl}^{ver}(A) = -43,92 \cdot 10^3 \text{ N.m}$

b) SEGMENT AB : $0,285 \leq Z \leq 1,725$

$$M_{fl}^{ver} = -R_F^{ver} \cdot Z + Ra(Z - 0,285)$$

$$\begin{cases} \text{pour } Z = 0,285 \text{ m} \rightarrow M_{fl}^{ver}(A) = -43,92 \cdot 10^3 \text{ N.m} \\ \text{pour } Z = 1,005 \text{ m} \rightarrow M_{fl}^{ver}(C) = -154,14 \cdot 10^3 \cdot 1,005 + 154,13 \cdot 10^3 (1,005 - 0,285) \\ \text{pour } Z = 1,725 \text{ m} \rightarrow M_{fl}^{ver}(B) = -154,14 \cdot 10^3 \cdot 1,725 + 154,13 \cdot 10^3 (1,725 - 0,285) \end{cases}$$

$M_{fl}^{ver}(C) = -43,93 \cdot 10^3 \text{ Nm}$

$M_{fl}^{ver}(B) = -43,94 \cdot 10^3 \text{ N.m}$

c) SEGMENT BH : $1,725 \leq Z \leq 2,01$

$$M_{fl}^{ver} = -R_F^{ver} \cdot Z + Ra(Z - 0,285) + Rb(Z - 1,725)$$

$$\begin{cases} \text{pour } Z = 1,725 \text{ m} & M_{fl}^{ver}(B) = -43,94 \cdot 10^3 \text{ N.m} \\ \text{pour } Z = 2,010 \text{ m} & M_{fl}^{ver}(H) = 0 \end{cases}$$

$M_{fl}^{ver}(H) = 0 \text{ N.m}$

1-6-2/ B- DANS LE PLAN HORIZONTALE :a) SEGMENT GF : $0 \leq Z \leq 0,158$

$$M_{fl}^{hor} = -P_{ch} \cdot Z \quad \begin{cases} \text{pour } Z = 0 \rightarrow M_{fl}^{hor}(G) = 0 \\ \text{pour } Z = 0,158 \rightarrow M_{fl}^{hor}(F) = -231,93 \cdot 10^3 \cdot 0,158 = -36,64 \cdot 10^3 \text{ Nm} \end{cases}$$

$M_{fl}^{hor}(F) = -36,64 \cdot 10^3$

b) SEGMENT FH : $0,158 \leq Z \leq 2,16$

$$M_{fl}^{hor} = -P_{ch} \cdot Z + R_F^{hor}(Z - 0,158)$$

$$M_{fl}^{ver} = -231,93 \cdot 10^3 \cdot Z + 250,16 \cdot 10^3 (Z - 0,158)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{pour } Z = 0,158 \rightarrow M_{fl}^{hor}(F) = -36,64 \cdot 10^3 \text{ N.m} \\ \text{pour } Z = 0,443 \rightarrow M_{fl}^{hor}(A) = -31,44 \cdot 10^3 \text{ N.m} \\ \text{pour } Z = 1,163 \rightarrow M_{fl}^{hor}(C) = -18,32 \cdot 10^3 \text{ N.m} \\ \text{pour } Z = 1,883 \rightarrow M_{fl}^{hor}(B) = -5,19 \cdot 10^3 \text{ N.m} \\ \text{pour } Z = 2,16 \rightarrow M_{fl}^{hor}(H) = 0 \text{ N.m} \end{array} \right.$$

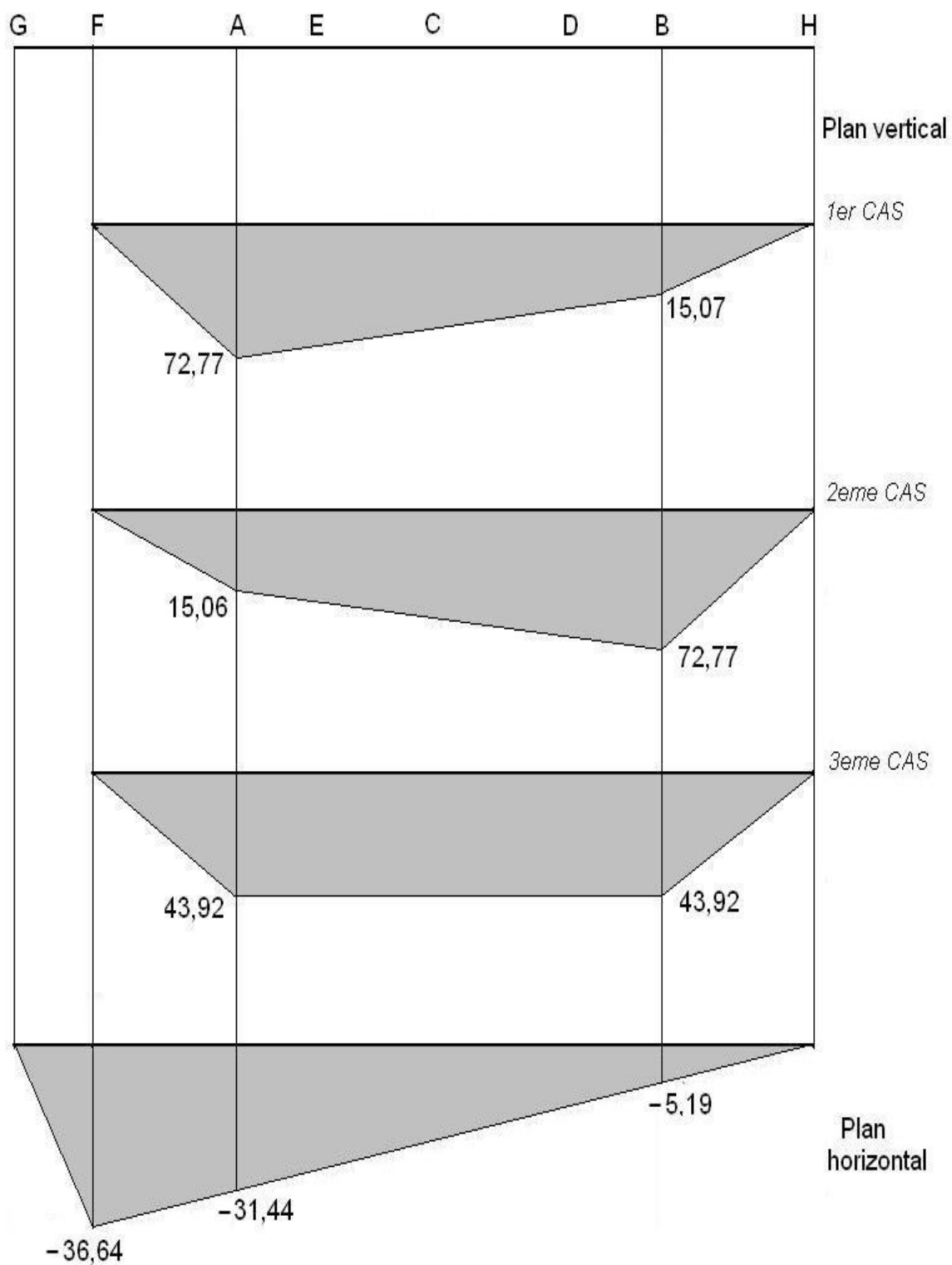


Fig. V.6 : MOMENTS FLECHISSANTS [kN.m]

1-6-2/ C- CALCUL DES MOMENTS RESULTANTS :

On calcule les moments résultants des sollicitations verticales et horizontales sur les 3 points A,C et B dans les 3 positions du câble.

/1^{er} CAS (câble au point E) :

$$a) M_{\rho}^{res}(A) = \sqrt{(M_{\rho}^{ver}(A))^2 + (M_{\rho}^{hor}(A))^2} = \sqrt{72,77^2 + 31,44^2} \cdot 10^3 = 79,27 \cdot 10^3 \text{ N.m}$$

$$b) M_{\rho}^{res}(C) = \sqrt{(M_{\rho}^{ver}(C))^2 + (M_{\rho}^{hor}(C))^2} = \sqrt{43,92^2 + 18,32^2} \cdot 10^3 = 47,58 \cdot 10^3 \text{ N.m}$$

$$c) M_{\rho}^{res}(B) = \sqrt{(M_{\rho}^{ver}(B))^2 + (M_{\rho}^{hor}(B))^2} = \sqrt{15,07^2 + 5,19^2} \cdot 10^3 = 15,93 \cdot 10^3 \text{ N.m}$$

/2^{em} CAS (câble au point D) :

$$a) M_{\rho}^{res}(A) = \sqrt{(M_{\rho}^{ver}(A))^2 + (M_{\rho}^{hor}(A))^2} = \sqrt{15,06^2 + 31,44^2} \cdot 10^3 = 34,86 \cdot 10^3 \text{ N.m}$$

$$b) M_{\rho}^{res}(C) = \sqrt{(M_{\rho}^{ver}(C))^2 + (M_{\rho}^{hor}(C))^2} = \sqrt{43,86^2 + 18,32^2} \cdot 10^3 = 47,53 \cdot 10^3 \text{ N.m}$$

$$c) M_{\rho}^{res}(B) = \sqrt{(M_{\rho}^{ver}(B))^2 + (M_{\rho}^{hor}(B))^2} = \sqrt{72,77^2 + 5,19^2} \cdot 10^3 = 72,95 \cdot 10^3 \text{ Nm}$$

/3^{em} CAS (câble au point C) :

$$a) M_{\rho}^{res}(A) = \sqrt{(M_{\rho}^{ver}(A))^2 + (M_{\rho}^{hor}(A))^2} = \sqrt{43,92^2 + 31,44^2} \cdot 10^3 = 54,01 \cdot 10^3 \text{ N.m}$$

$$b) M_{\rho}^{res}(C) = \sqrt{(M_{\rho}^{ver}(C))^2 + (M_{\rho}^{hor}(C))^2} = \sqrt{43,93^2 + 18,32^2} \cdot 10^3 = 47,59 \cdot 10^3 \text{ N.m}$$

$$c) M_{\rho}^{res}(B) = \sqrt{(M_{\rho}^{ver}(B))^2 + (M_{\rho}^{hor}(B))^2} = \sqrt{43,94^2 + 5,19^2} \cdot 10^3 = 44,24 \cdot 10^3 \text{ N.m}$$

CONCLUSION :

Dans les deux positions du brin actif, au point E et C, le moment résultant au point (A) est supérieur au moment résultant à n'importe quelle section de l'arbre tambour.

Donc la section A-A est la plus chargée, elle est par conséquent la partie critique ou dangereuse de l'arbre tambour.

Donc le moment maximum dans cette section est quand le brin actif au point E

$$M_{\rho}^{res}(A) = 79,27 \cdot 10^3 \text{ N.m}$$

Le moment équivalent dans cette section est donc :

$$M^{eq}(A) = \sqrt{[M_{\rho}^{res}(A)]^2 + [\alpha \cdot M_t(A)]^2}$$

α est le coefficient correctif dont la valeur est déterminée en imposant des contraintes admissibles.

$$\alpha = 0,58$$

$M_t(A)$: Le moment de torsion au point (A) causé par la chaîne qu'on peut calculer

$$M_t(A) = P_t \cdot D_R / 2 \quad P_t : \text{l'effort tangentiel utile transmis par la chaîne}$$

$$D_R ; \text{diamètre de la roue dentée. } D_R = 1342 \text{ mm}$$

$$M_t(A) = 201,68 \cdot 10^3 \cdot 1,342 / 2 = 135,32 \cdot 10^3 \text{ N.m}$$

$$M^{eq}(A) = \sqrt{[79,27]^2 + [0,58 \cdot 135,32]^2} \cdot 10^3$$

$$M^{eq}(A) = 111,55 \cdot 10^3 \text{ N.m}$$

1-6-3/ CALCUL DU DIAMETRE DE L'ARBRE-TAMBOUR :

Les diamètres de l'arbre dans les sections pratiques sont déterminés par les conditions de résistance :

$$\frac{M_{eq}}{W_x} \leq [\delta]$$

W_x : module de flexion pour un arbre rond plein : $W_x = 0,1 \cdot d_a^3$

d_a : diamètre de l'arbre

$[\delta]$: la contrainte admissible $[\delta] = \frac{\delta_e}{[S]}$

δ_e : Résistance minimale d'élasticité

[s] ; coefficient de sécurité

L'arbre-tambour est fabriqué en acier faiblement allié 20NC 6

de $\delta_e = 980 \text{ N/mm}^2$

et de $\delta_r = 1230 \div 1520 \text{ N/mm}^2$ = résistance minimale a la rupture

pour choisir [s] il faut calculer le rapport δ_e / δ_r

$$\delta_e / \delta_r = 980 / 1500 = 0,65$$

on sait que : si $0,55 \leq \delta_e / \delta_r \leq 0,70 \longrightarrow 2,55 \leq [s] \leq 2,57$

donc [s]= 2,56

d'où : $[\delta] = 980 / 2,56 = 382,8 \text{ N/mm}^2$

$$[\delta] \geq \frac{M^{eq}}{0,1 \cdot d_a^3} \Rightarrow d_a \geq \sqrt[3]{\frac{M^{eq}}{0,1 \cdot [\delta]}} = \sqrt[3]{\frac{120,12 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 382,8 \cdot 10^6}} \Rightarrow \boxed{d_a = 0,146 \text{ m}}$$

* Remarque : le diamètre réel de l'arbre-tambour d'un treuil OIL-WELL 840 E est de 0,22 m > 0,146 m donc l'arbre –tambour bien résisté

1-6-4/ VERIFICATION A LA RESISTANCE STATIQUE DE L'ARBRE :

*/ Condition a vérifier : $S = \frac{\delta_e}{\delta_{red}} \geq [S] = 2,55 \div 2,57$

$$\delta_e = 980 \text{ N/mm}^2$$

$$\delta_{red} = \text{contrainte réduite}$$

$$*/ \delta_{red} = \sqrt{\delta_{fl}^2 + 4\delta_{tor}^2}$$

$$\delta_{fl} = \frac{M_{fl}^{res} (A)}{0,1 \cdot d^3} = \frac{79,27 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 0,22^3} = 7,444 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$$

$$\delta_{tor} = \frac{M_{tor}}{0,2 \cdot d^3} = \frac{155,62 \cdot 10^3}{0,2 \cdot (0,22)^3} = 7,307 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$$

$$\delta_{red} = \sqrt{(7,444)^2 + 4 \cdot (7,307)^2} \cdot 10^7 = 16,40 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$$

$$S = \frac{\delta_e}{\delta_{red}} = \frac{980 \cdot 10^6}{164 \cdot 10^6} = 5,97 \geq [S] \quad \text{Ainsi l'arbre est vérifié à la résistance statique.}$$

2-/ CALCUL DU FREIN PRINCIPALE :

2-1/ Calcul du couple de freinage :

Le couple de freinage nécessaire pour arrêter le tambour sous la charge maximale est :

$$C_{\text{frein}} = \frac{P_{ba.max} \cdot D_{enr.max}}{2} = \frac{308,27 \cdot 10^3 \cdot 0,878}{2} = 135,33 \cdot 10^3 \text{ Nm}$$

$C_{\text{frein}} = 135,33 \cdot 10^3 \text{ Nm}$

2-2/ Transformation de l'énergie :

Pendant la manœuvre, le train de tiges est descendu sous son propre poids, le freinage est effectué instantanément à la fin de la course du crochet.

Le travail mécanique que le dispositif de freinage transforme en chaleur pendant le freinage, a pour expression :

$$W = C_{\text{frein}} \cdot \varphi$$

Avec : φ l'angle balayé par le tambour pendant la période de freinage.

$$\varphi = \frac{h_{cr} \cdot R_m}{R_{enr.min}}$$

$$R_{enr.min} = \frac{D_{enr.min}}{2} = 372,36 \text{ mm}$$

h_{cr} : le déplacement vertical du crochet pendant le freinage, on a $h_{cr} = 200 \text{ mm}$ pour un C_{frein} maximal, et une vitesse $V_{cr} = 2,5 \text{ m/s}$

$$\varphi = \frac{200 \cdot 8}{372,36} = 4,29 \text{ rad}$$

Le travail mécanique transformé est :

$W = 135,33 \cdot 10^3 \cdot 4,29 = 581,50 \text{ kJ}$
--

Donc la quantité de chaleur dissipée est :

$$Q = \frac{W}{4,18} = \frac{581,50}{4,18} \Rightarrow \boxed{Q = 139,11 \text{ kcal}}$$

Puissance de freinage :

$$P_{\text{frein}} = \frac{W}{t}$$

$$t : \text{le temps de freinage, } t = \frac{2h_{cr}}{V_{cr}} = \frac{2 \cdot 0,2}{2,5} = 0,16 \text{ s}$$

$$P_{\text{frein}} = \frac{581,50}{0,16} = 3634,37 \text{ kW}$$

Cette puissance correspond à un couple de freinage maximal.

2-3/ Calcul des tensions sur la bande de frein :

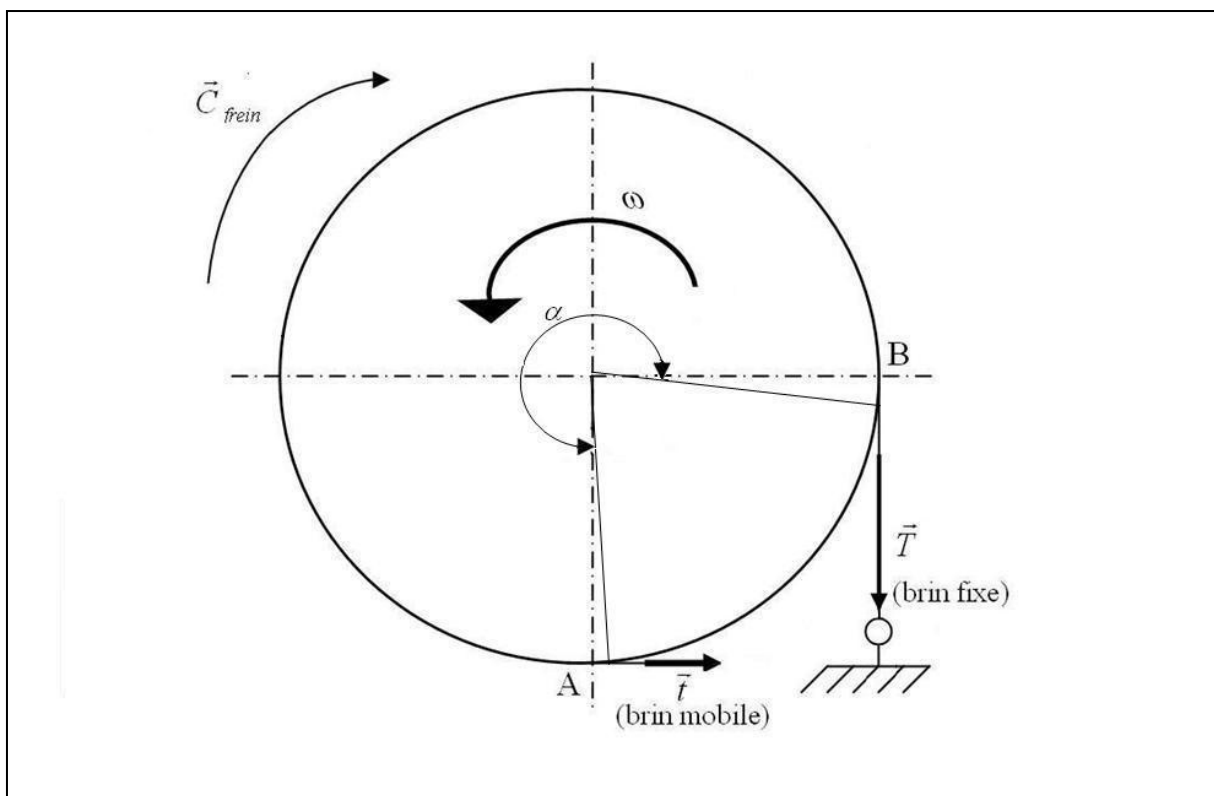


Fig. v.7 : Tensions sur la bande de frein

On calcule les tensions agissant sur une seule bande :

T : tension sur le brin fixe

t : tension sur le brin mobile

D_{jante} : Diamètre de la jante de frein, $D_{jante} = 50'' = 1270 \text{ mm}$

$$\frac{C_{frein}}{2} = \frac{(T - t) \cdot D_{jante}}{2} \Rightarrow (T - t) = \frac{C_{frein}}{D_{jante}}$$

D'autre part on a l'équation d'EULER : $t = \frac{T}{e^{f\alpha}}$

Avec :

f : coefficient de frottement des patins de frein, ($f = 0,5$) pour des patins de tissus en fibre pressée.

$\alpha = 300^\circ = 5,23 \text{ rad}$ (angle d'embrassement bande-jante)

Donc :

$$T = \frac{C_{frein}}{D_{jante}} \cdot \frac{e^{f\alpha}}{(e^{f\alpha} - 1)} = \frac{135,33 \cdot 10^3}{1,27} \cdot \frac{e^{0,5 \cdot 5,23}}{(e^{0,5 \cdot 5,23} - 1)} = 114,97 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$t = \frac{T}{e^{f\alpha}} = \frac{114,97 \cdot 10^3}{e^{0,5 \cdot 5,23}} = 8,41 \cdot 10^3 \text{ N}$$

Alors les tensions aux brins de bande sont :

$t = 8,41 \cdot 10^3 \text{ N}$

$T = 114,97 \cdot 10^3 \text{ N}$

On remarque que la tension du coté fixe de la bande est supérieur a celle du coté mobile.

2-4/ Vérification des boulons des patins au cisaillement :

Le patin du coté fixe subit une force maximale T

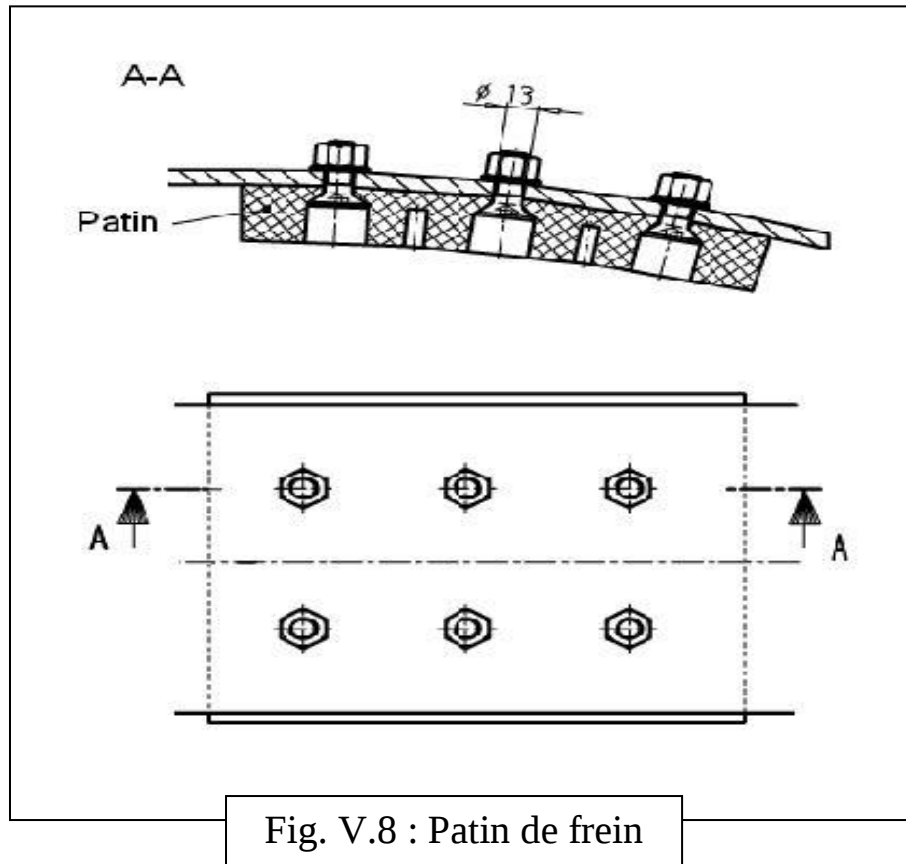


Fig. V.8 : Patin de frein

Soit :

d_{boulon} : diamètre de boulon ($d_{\text{boulon}}=13 \text{ mm}$)

n_b : nombre de boulon par patin ($n_b=6$)

η_S : Coef. de sécurité

τ_a : Contrainte tangentielle admissible (pour le bronze $\tau_a = 300 \text{ MPa}$)

La contrainte tangentielle maximale sur un boulon :

$$\tau_{b.\text{max}} = \frac{4.T}{n_b \cdot \pi \cdot d_{\text{boulon}}^2} = \frac{4.114,97.10^3}{6 \cdot \pi \cdot 13^2} = 144,43 \text{ N/mm}^2 = 144,43 \text{ MPa}$$

$$\eta_S = \frac{\tau_a}{\tau_{b,\max}} = \frac{300}{144,43} = 2,07$$

2-5/ Variation de la pression de contact :

L'élément de bande, de longueur $Rd\theta$, est sollicité (Fig. 2.c) :

- en D par une tension $\vec{F}$ (coté brin fixe)
- en C par une tension $\vec{F} + d\vec{F}$ (coté brin mobile)
- en O par la résultante des actions de contact $d\vec{Q}$ avec $d\vec{Q} = d\vec{N} + d\vec{T}$ et $d\vec{T} = f.d\vec{N}$

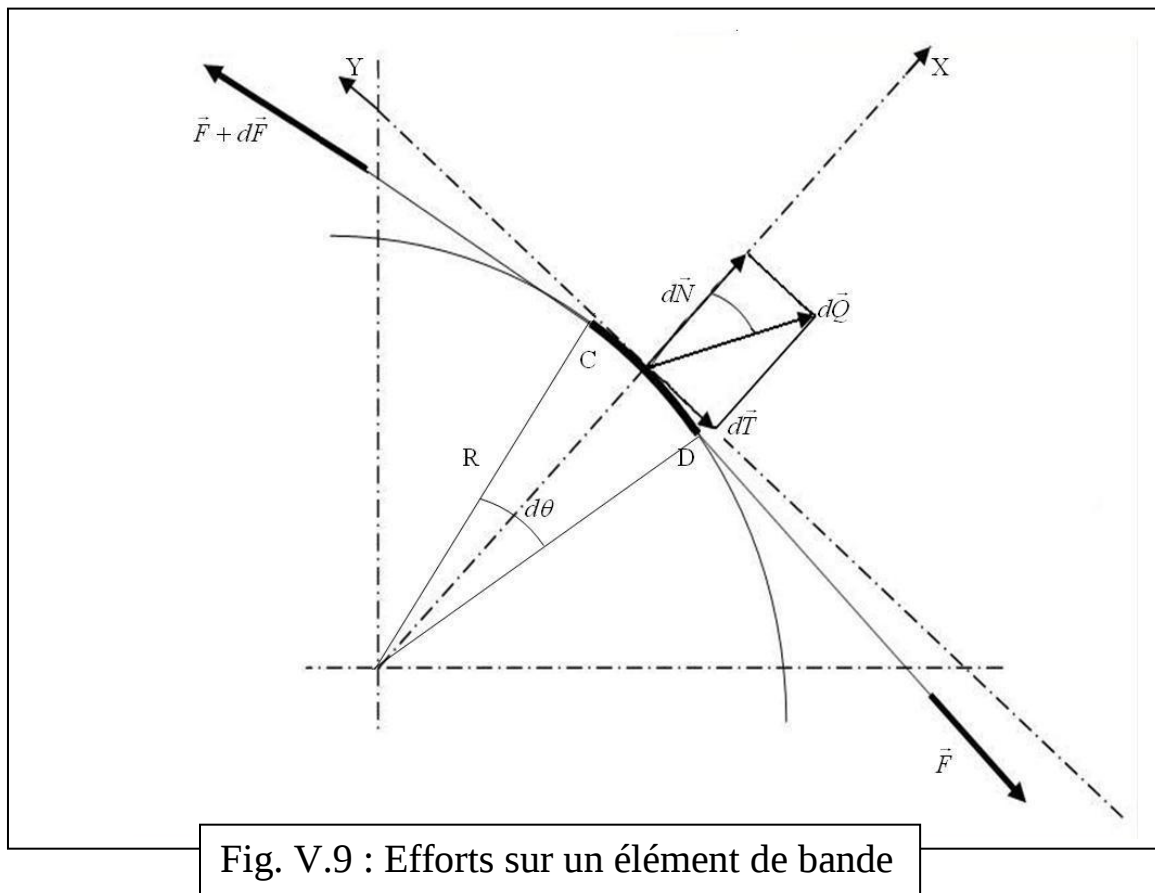


Fig. V.9 : Efforts sur un élément de bande

$$\sum \vec{F}_{ds} = \vec{F} + (\vec{F} + d\vec{F}) + d\vec{Q} = \vec{0}$$

En projetons sur OX et OY respectivement :

$$\begin{cases} -(F + dF) \frac{d\theta}{2} - F \frac{d\theta}{2} + dN = 0 \\ (F + dF) - F - fdN = 0 \end{cases}$$

Avec $dF \frac{d\theta}{2} \approx 0$

$$\begin{cases} dN = Fd\theta \\ dF = fdN \end{cases}$$

Soit P la pression agissant sur l'élément $ds = bRd\theta$

($b = 0,254$ m : largeur de jante, $R = 0,635$ m : rayon de jante)

$$P = \frac{dN}{ds} = \frac{Fd\theta}{bRd\theta} = \frac{F}{bR}$$

La pression P est maximale en B où $F = T$, et minimale en A où $F = t$

$$P_{\max} = \frac{T}{bR} = \frac{114,97 \cdot 10^3}{0,254 \cdot 0,635}$$

$$P_{\max} = 712,81 \cdot 10^3 \text{ N/m}^2 = 7,12 \text{ bar}$$

$$P_{\min} = \frac{t}{bR} = \frac{8,41 \cdot 10^3}{0,254 \cdot 0,635}$$

$$P_{\min} = 52,14 \cdot 10^3 \text{ N/m}^2 = 0,52 \text{ bar}$$

La pression P_θ en un point situé d'un angle θ de l'extrémité fixe B :

$$P_\theta = \frac{F}{bR} = \frac{T \cdot e^{-f\theta}}{bR} = Ke^{-f\theta}$$

Avec :

$$K = \frac{T}{bR} = 712,81 \cdot 10^3 \text{ N/m}^2$$

$$P_\theta = 7,12 \cdot e^{-0,5\theta} \text{ bar}$$

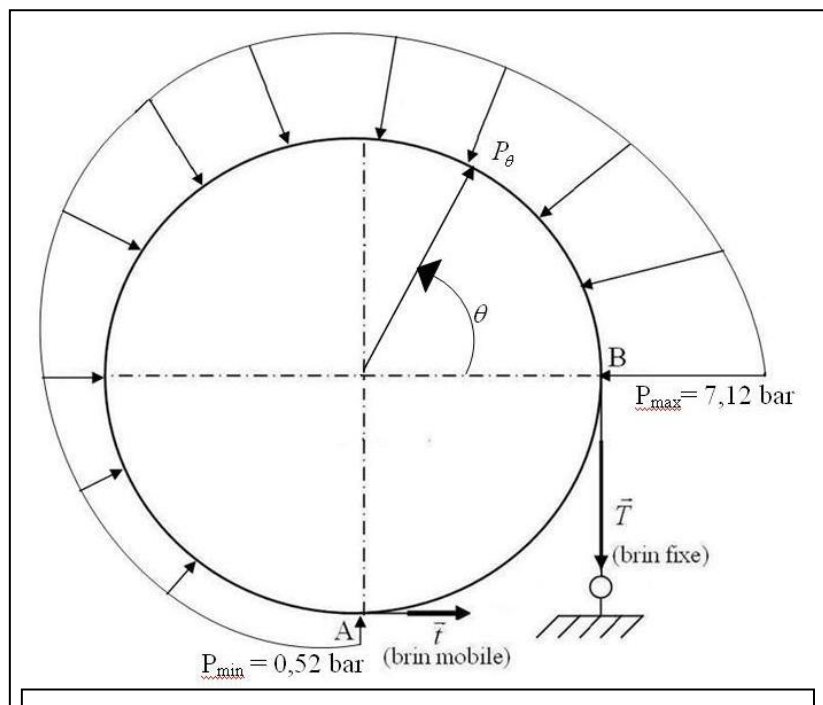


Fig. V.10 : distribution de pression de contact

3-/ CALCUL DE LA CHAÎNE DE TRANSMISSION :

3-1/ Choix de la chaîne :

Les fabricants de chaînes proposent des algorithmes de calcul utilisés pour choisir la chaîne convenable a une transmission donnée, on notera que la démarche suivie fait intervenir un certains nombres de facteurs de service dépendants des coefficients imposés par le cahier de charge.

L'algorithme développé ci-dessous permet de choisir la chaîne qui doit transmettre le mouvement de l'arbre de sortie vers l'arbre tambour, en ne considérant que les petites vitesses.

Marche à suivre		Résultat
Etape 1 Cahier de charge	P (puissance développé) N_1 (vitesse du pignon) N_2 (vitesse de la roue) K_{12} (rapport de transmission) C (entraxe)	$P = 1400 \text{ HP} = 1029,7 \text{ kW}$ $N_1 = 285 \text{ tr/mn}$ $N_2 = 65 \text{ tr/mn}$ $K_{12} = N_1/N_2 = 4,384$ $C = 1065 \text{ mm}$
Etape 2 Puissance corrigée P_c (premier choix)	$P_c = k_1 k_2 k_3 k_4 P$ k_1 : fonction de la nature des organes moteur et récepteur k_2 : fonction du nombre de dents des pignons k_3 : fonction du nombre de rangés pour la chaîne (Fig. 3.g) $k_4 = 1$ pour les chaînes a maillons ordinaires	$k_1 = 1,8$ moteur électrique - treuil de forage (A-coups) $k_2 = 1$ (le nombre des dents du petit pignon $Z_1=19$) $k_3 = 1$ (on choisit en première approche une chaîne à un rang de maillons) $k_4 = 1$ (une chaîne ordinaire) $P_c = 1,8 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1400$ $P_c = 2520 \text{ HP}$

Etape 3 Choix de la plus petite chaîne (premier choix)	Les abaques (fig. 3.i) proposent différentes dimensions de chaînes, en fonction : -de N_1 fréquence de rotation du pignon moteur - de P_c puissance corrigée	La puissance maximale qu'une chaîne a un seul rang peut transmettre est de $P_c = 268$ HP Donc il faut passer à une chaîne de 2 rangs de maillons
Etape 4 Puissance corrigée (deuxième choix)	$P_c = k_1 k_2 k_3 k_4 P$ on prend une chaîne de 2 rangs donc on a : $k_3 = 0,4$ (fig. 3.g)	$P_c = 1,8 \cdot 1 \cdot 0,4 \cdot 1 \cdot 1400$ $P_c = 1008$ HP
Etape 5 Choix de la chaîne (deuxième choix)	Les abaques (fig. 3.i) proposent différentes dimensions de chaînes, en fonction : -de N_1 fréquence de rotation du pignon moteur - de P_c puissance corrigée	La puissance maximale qu'une chaîne de 2 rang peut transmettre est de $P_c = 456$ HP Donc il faut passer à une chaîne à 3 rangs de maillons
Etape 6 Puissance corrigée (troisième choix)	$P_c = k_1 k_2 k_3 k_4 P$ $k_3 = 0,3$	$P_c = 1,8 \cdot 1 \cdot 0,3 \cdot 1 \cdot 1400$ $P_c = 756$ HP
Etape 7 Choix de la chaîne (troisième choix)	D'après l'abaque (fig. 3.i) la chaîne équivalente a : $N_1 = 285$ tr/mn $P_c = 756$ HP Chaîne ANSI STANDARD 160-3 de pas 2'' (Fig. 3.h)	

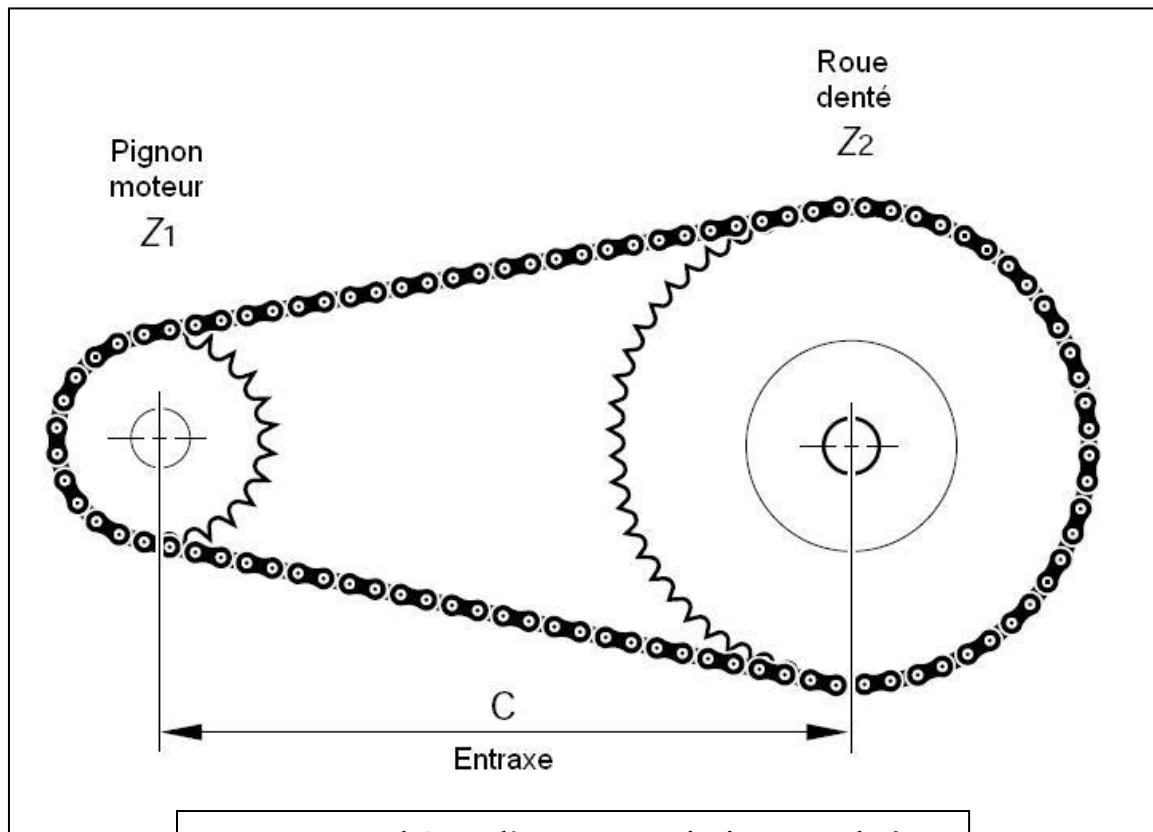
3-2/ Longueur de la chaîne en nombre de maillons :

Fig.V.11 : schéma d'une transmission par chaîne

$r_1 = 154 \text{ mm}$ (rayon du pignon)

$r_2 = 671 \text{ mm}$ (rayon de la roue)

$C = 1065 \text{ mm}$

$Z_1 = 19$

$Z_2 = 83$

$p = 50,8 \text{ mm}$ (pas de la chaîne)

$$L_m = \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{2C}{P} + \frac{(Z_2 - Z_1)^2 P}{4\pi^2 C}$$

$$L_m = \frac{19 + 83}{2} + \frac{2 \cdot 1065}{50,8} + \frac{(83 - 19)^2 \cdot 50,8}{4\pi^2 \cdot 1065} \Rightarrow L_m = 97,88 = 98 \text{ maillons}$$

(Un nombre pair de maillons pour permettre la fermeture de la chaîne)

La longueur de la chaîne est : $L = 98 \cdot 50,8 = 4978,4 \text{ mm}$

3-3/ Entraxe définitif :

$$C_d = k_5 \cdot P [2L_m - (Z_1 + Z_2)]$$

$k_5 = 0,22275$ coefficient pour le calcul de l'entraxe

$$C_d = 0,22275 \cdot 50,8 [2 \cdot 98 - (19 + 83)]$$

$C_d = 1063,67 \text{ mm}$

3-4/ Vitesse linéaire de la chaîne :

$$V = \omega_1 r_1 = \frac{\pi \cdot N_1 \cdot p}{60 \sin \frac{\pi}{Z_1}} = \frac{3,14 \cdot 285 \cdot 50,8 \cdot 10^{-3}}{60 \sin \frac{3,14}{19}}$$

$V = 4,60 \text{ m/s}$

Cette vitesse est acceptable car elle est inférieure à la vitesse

limite $V_{\text{limite}} = 11 \text{ m/s}$

3-5/ Sollicitations dans les brins de la chaîne :

L'effort de traction global dans la chaîne est donné par la relation :

$$T_g = T_p + T_{ce} + T_{ca}$$

T_p : effort de traction principal.

$$T_p = \frac{P}{V} = \frac{1029,7}{4,6} = 223,84 \text{ kN}$$

T_{ce} : effort de traction dû à l'effet centrifuge.

$$T_{ce} = mV^2 = 31 \cdot (4,6)^2 = 656 \text{ N}$$

m : masse linéique de la chaîne ; $m = 31 \text{ kg/m} = 304,11 \text{ N/m}$ (Fig. 3.h)

T_{ca} : effort de traction dû à l'effort caténaire.

$$T_{ca} = K_{cat} \cdot m \cdot C_d = 2 \cdot 304,11 \cdot 1,063 = 646,53 \text{ N}$$

K_{cat} ; coef. Tenant compte de la valeur de l'angle d'inclinaison (β) de la ligne d'entraxe par rapport à l'horizontale ; $K_{cat}=2$ pour $0^\circ \leq \beta \leq 40^\circ$

Donc l'effort de traction dans la chaîne est :

$$T_g = 223,84 + 0,656 + 0,646 = 225,14 \text{ kN}$$

$T_g = 225,14 \text{ kN}$

3-6/ Coefficient de sécurité :

$$K_S = \frac{R}{T_g}$$

R : charge axiale destructive $R= 751,30 \text{ kN}$ (Fig. 3.h)

$$K_S = \frac{751,30}{225,14} = 3,33$$

3-7/ Elongation de la chaîne :

L'effort de traction dans la chaîne provoque un allongement qui peut être calculé par l'équation donnée par les documents de constructeur (RENOLD):

$$\Delta L = \frac{0,5 \cdot 10^{-6} \cdot L \cdot T_g}{P^2} = \frac{0,5 \cdot 10^{-6} \cdot 98.250,613 \cdot 10^3}{2^2} = 1,24''$$

Tel que :

$$T_g = 50,613 \cdot 10^3 \text{ lbf}$$

$(\Delta L, L, P)$ en pouce

La longueur de la chaîne : $L= 196''$

$$\frac{1,24 \cdot 100}{196} = 0,63\%$$

L'élongation de la chaîne est dans les limites $< 3\%$

3-8/ Contraintes dans les maillons :

3-8-a/ L'effort utile :

Effort sur un seul rang de la chaîne :

$$T_u = \frac{T_g}{a} = \frac{225,14}{3} = 75,04 \text{ kN}$$

$a = 3$, nombre de rangs

3-8-b/ contraintes de traction :

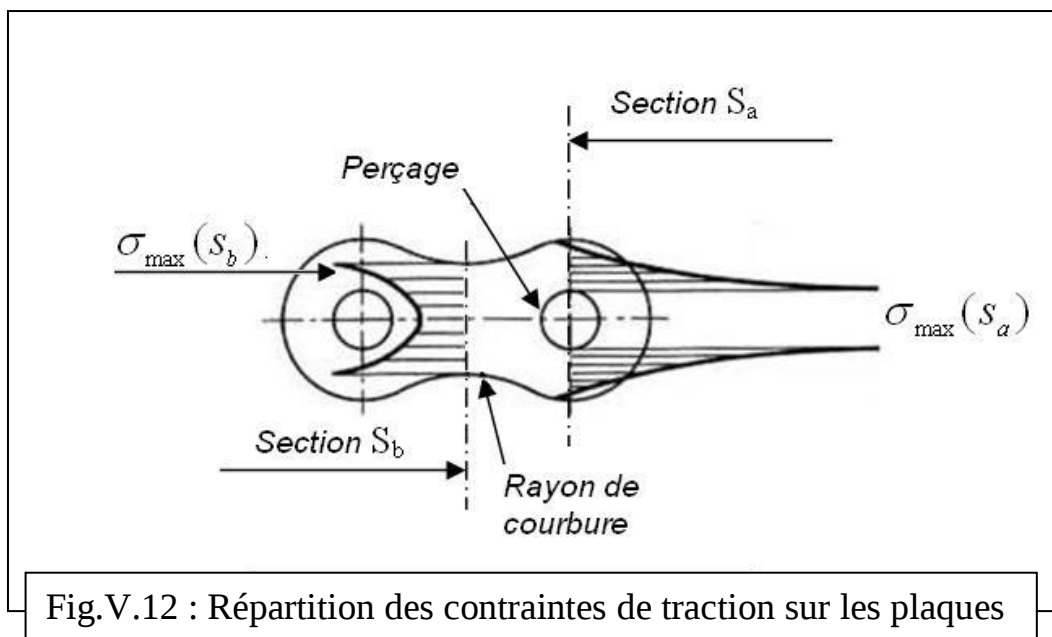
La contrainte normale moyenne dans les plaques est :

$$\sigma_{\text{moy}} = \frac{T_g}{S}$$

S est la section la plus petite des plaques sollicitées en traction.

Les deux perçages et le rayon de courbure du contour extérieur, donnent lieu à un phénomène de concentration de contraintes. La contrainte normale maximale dont il faut tenir compte est :

$$\sigma_{\text{max}} = k \sigma_{\text{moy}} \quad k : \text{coefficient de concentration de contraintes.}$$



Les plaques et les axes de la chaîne sont fabriqués en acier allié 40X dont :

La contrainte admissible à la traction est $\sigma_a = 600 \text{ MPa}$

La contrainte de cisaillement admissible $\tau_a = 430 \text{ MPa}$

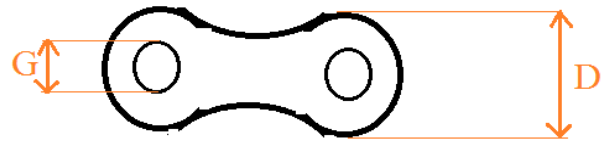
Section a : $k_a = 1,5$

$$S_a = (D - G) \cdot E$$

E ; épaisseur de la plaque

$$S_a = (47,72 - 14,27) \cdot 6,35 = 212,42 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_{\max.}(S_a) = k_a \sigma_{\text{moy}} = k_a \frac{T_u}{2S_a} = 1,5 \cdot \frac{75,04}{2 \cdot 212,42} = 26,5 \text{ N/mm}^2 = 26,5 \text{ MPa}$$



Section b : $k_b = 1,1$ ($S_b = S_a$)

$$\sigma_{\max.}(S_b) = k_b \sigma_{\text{moy}} = k_b \cdot \frac{T_u}{2S_b} = 1,1 \cdot \frac{75,04}{2 \cdot 212,42} = 19,43 \text{ N/mm}^2 = 19,43 \text{ MPa}$$

Les deux sections a et b résistent à la traction.

3-8-c/ Contraintes de cisaillement :

On calcule dans 2 surfaces (Fig. V.13) :

Dans l'axe :

$$\tau_1 = \frac{T_u}{S_1}$$

$$S_1 = 2 \cdot \frac{\pi \cdot G^2}{4} = 2 \cdot \frac{\pi \cdot 14,27^2}{4}$$

$$S_1 = 319,9 \text{ mm}^2$$

$$\tau_1 = \frac{75,04}{319,90} = 234,5 \text{ N/mm}^2$$

$\tau_1 = 234,5 \text{ MPa} \leq \tau_a$

Dans les plaques :

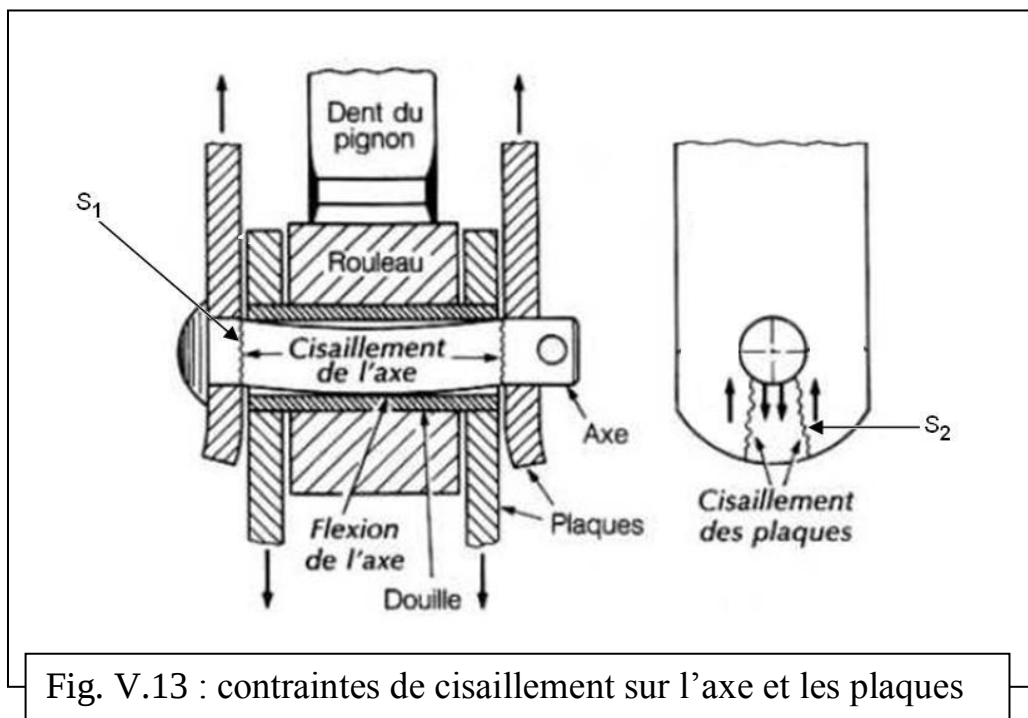
$$\tau_2 = \frac{T_u}{S_2}$$

$$S_2 = 2 \cdot \frac{\sqrt{D^2 - G^2}}{2} \cdot E = 2 \cdot \frac{\sqrt{47,72^2 - 14,27^2}}{2} \cdot 6,35$$

$$S_2 = 289,15 \text{ mm}^2$$

$$\tau_2 = \frac{75,04}{289,15} = 259,51 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_2 = 259,51 \text{ MPa} \leq \tau_a$$



3-9/ CALCUL DE LA CHAÎNE A L'ENDURANCE :

La vérification de l'endurance de la chaîne choisie pour la transmission calculée à analyser les conditions de son fonctionnement et les comparer avec celle d'une chaîne modèle à $p=38,1$ mm et 1 seule rangée.

On sait d'avance que rien n'arrivera à cette chaîne avant la durée prescrite de son service.

Afin d'égaliser les conditions de fonctionnement des 2 chaînes, il faut calculer certain grandeurs.

A : COEFFICIENT DE PAS K_p :

Pour $P=50,8$ mm on a $K_p=2,25$

B : COEFFICIENT DE NOMBRE DE RANGEES K_a :

Ce coefficient tient compte de la différence dans le fonctionnement des chaînes simples et multiples

K_a peut être calculé par l'expression suivante :

$$K_a = a^{0,84} = 3^{0,84} = 2,5$$

C : COEFFICIENT DE LA LONGUEUR DE LA CHAÎNE :

Il permet de comparer le fonctionnement d'une chaîne modèle ($L_m=100$ maillons) et n'importe autre chaîne.

$$K_y=f(L_m), \text{ pour } L_m = 98 \Rightarrow K_y = 1,11$$

D : COEFFICIENT DE QUALITE K_q DES ELEMENTS DE LA CHAÎNE :

Pour tenir compte de la diminution éventuelle de l'endurance d'une chaîne par rapport à une moyenne on introduit K_q dans les formules de calcul $K_q=0,8$

E : COEFFICIENT D'EQUIVALENCE K_{eq} :

L'endurance de la chaîne modèle est calculé en supposant stable en régime de fonctionnement (puissance et moment de rotation transmis sont stables)

Pour tenir compte de la variabilité du régime de fonctionnement on introduit dans le calcul K_{eq}

Pour la petite vitesse $K_{eq}=0,4$

Le coefficient de sécurité à l'endurance :

Pour le calcul de vérification on détermine la valeur réelle du coefficient de sécurité et on le compare avec le coefficient minimal admissible $[n_c]$:

$$n_c = \frac{N_m \cdot K_p \cdot K_q \cdot K_Y \cdot K_a}{N \cdot K_{eq} \cdot K_{sur}} \geq [n_c] = 1,1$$

Où : $N_m = 60 \text{ kW}$ pour $N_1 = 285 \text{ tr/mn}$ et $Z_1 = 19$

N_m puissance qui a constitué les paramètres d'essai de la chaîne modèle sur un banc d'essai.

$N = 1029,7 \text{ kW}$ puissance à transmettre par la chaîne utilisée.

K_{sur} : coef. de surcharge

Pour les mécanismes de forage $K_{sur} = 1,00$

$$\text{Donc } n = \frac{60 \cdot 2,5 \cdot 1,1 \cdot 1,2 \cdot 25 \cdot 0,8}{1029,7 \cdot 0,4 \cdot 1} = 0,72 \leq [n] = 1,1$$

La chaîne n'est pas vérifiée à l'endurance.

PROPOSITION :

Il faut augmenter le nombre de rangées à : $a = 5$

$$K_a = a^{0,84} = 5^{0,84} = 3,86$$

$$n = \frac{60 \cdot 3,86 \cdot 1,1 \cdot 1,2 \cdot 25 \cdot 0,8}{1029,7 \cdot 0,4 \cdot 1} = 1,123 \geq [n] = 1,1$$

La chaîne sera vérifiée à l'endurance.

3-10/ PRINCIPALES DIMENSIONS DES ROUES DENTEES :

On va calculer les dimensions du pignon moteur $Z = 19$, en utilisant la norme :
NF E 26-102

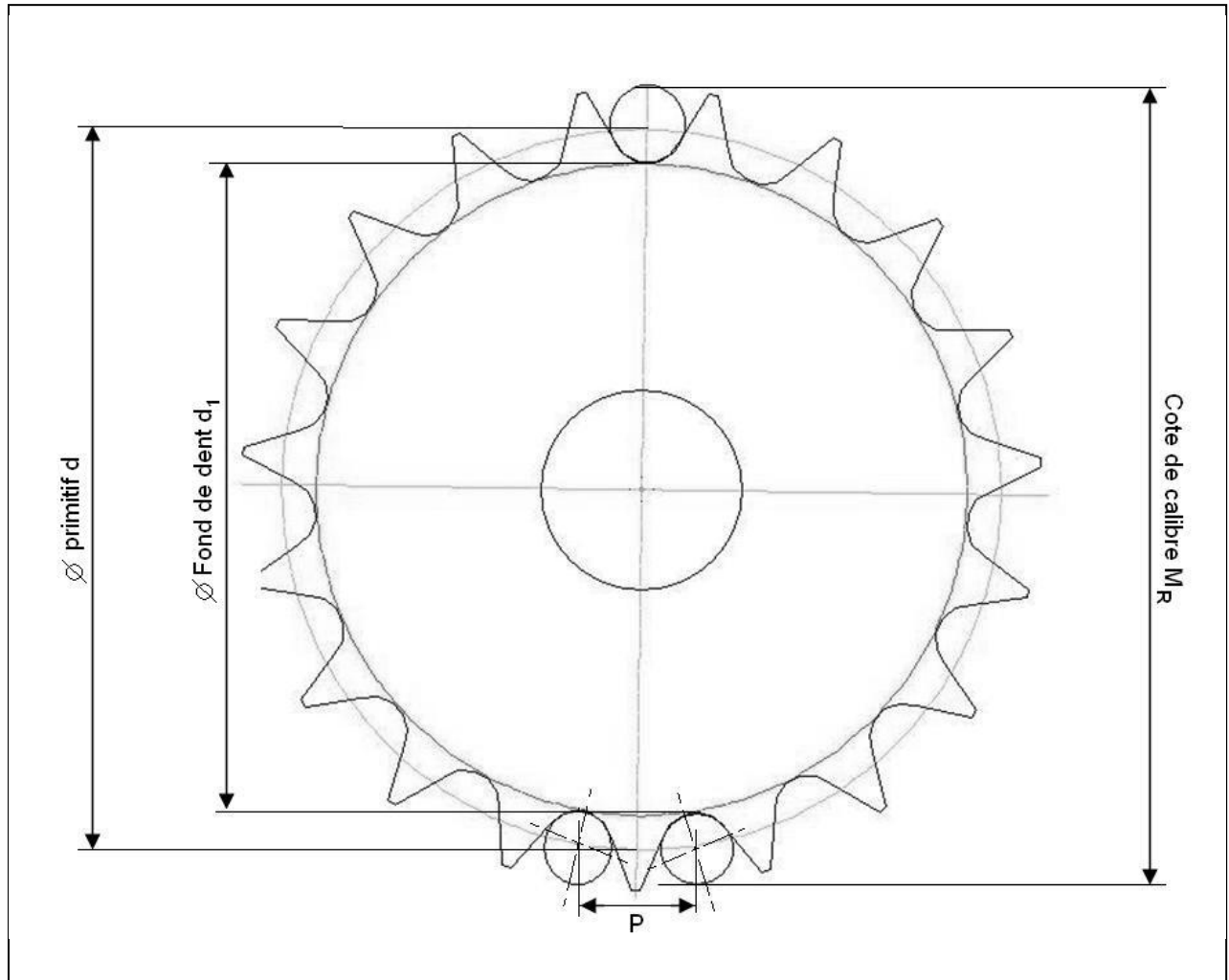


Fig. V.14 : Roue dentée

P : Pas

d : Diamètre primitif

d_f : Diamètre à fond de dent

M_R : Cote de vérification

a- Diamètre primitif :

$$d = \frac{p}{\sin \frac{\pi}{Z}} = \frac{50,8}{\sin \frac{\pi}{19}} = 285,4mm$$

$$d = 285,4mm$$

b- Diamètre de fond de dent :

$$d_f = d - G / 2$$

$G=14,27$ mm (étant G le diamètre du rouleau)

$$d_f = 285,4 - 7,13$$

$d_f = 278,27$ mm

Tolérance sur : $d_f \geq 250\text{mm} : h11$

c- Cote de vérification M_R :

$$M_R = (K_1.P) + G$$

$K_1 = 6,0548$ (pour un pignon de 19 dents)

$$M_R = (6,0548.50,8) + 14,27$$

$M_R = 321,85$ mm

d- Battement radial (faux rond) :

Le battement radial ne devra pas être supérieur à :

$$0,0008 d_f + 0,08 = 0,297 \text{ mm (} d_f \text{ exprimé en millimètres)}$$

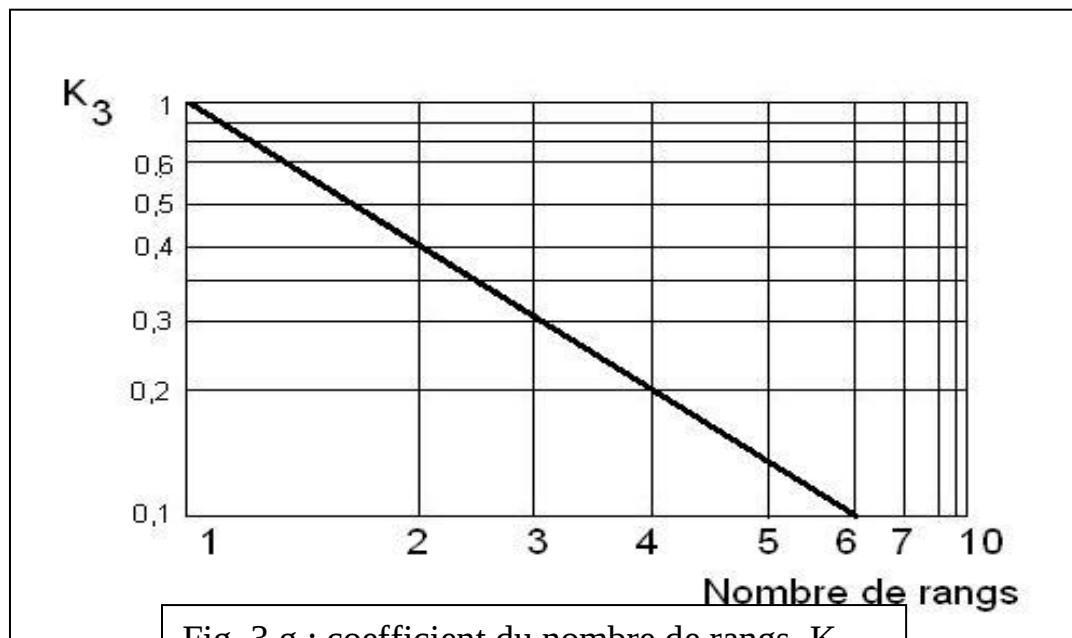
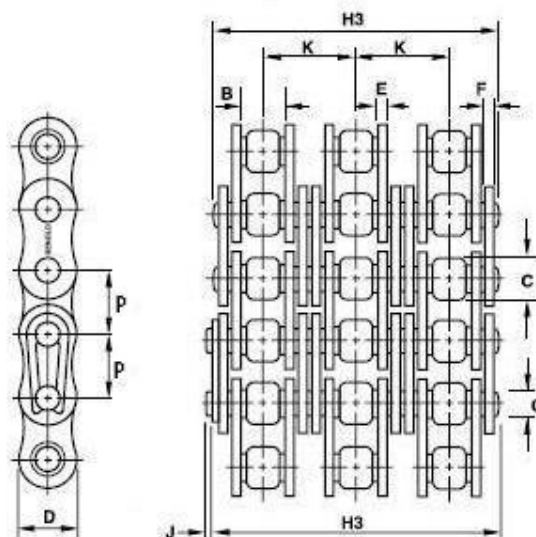
Sans dépasser 0,76 mm

e- Battement axial (voile) :

Le battement axial ne sera pas supérieur à :

$$0,0009 d_f + 0,08 \text{ mm} = 0,324 \text{ mm (} d_f \text{ exprimé en millimètres)}$$

Sans dépasser 1,14 mm

Fig. 3.g : coefficient du nombre de rangs K_3 **RENOLD****ANSI STANDARD - TRIPLE****ANSI STANDARD - TRIPLE**

Chain

ANSI No	Renold Chain No	Pitch Inch	Pitch mm	Inside Width	Roller Dia	Plate Height	Plate Width Inner	Plate Width Outer	Pin Dia	Pin Len	Con Link Extra	Trans Pitch	F_B lbf	Weight lb/ft
		P	P	B	C	D	E	F	G	H3	J	K		
160-3	117163	2.000	50.800	1.250	1.125	1.879	0.250	0.250	0.562	7.201	0.311	2.305	168900	20.83

 F_B = AXIAL BREAKING FORCE

DETACHABLE COTTERED CHAIN AVAILABLE ON REQUEST

Fig. 3.h : dimensions de la chaîne ANSI 160-3

ANSI RATING CHART

AMERICAN STANDARD CHAIN DRIVES - Rating Chart using 19T Driver Sprocket.

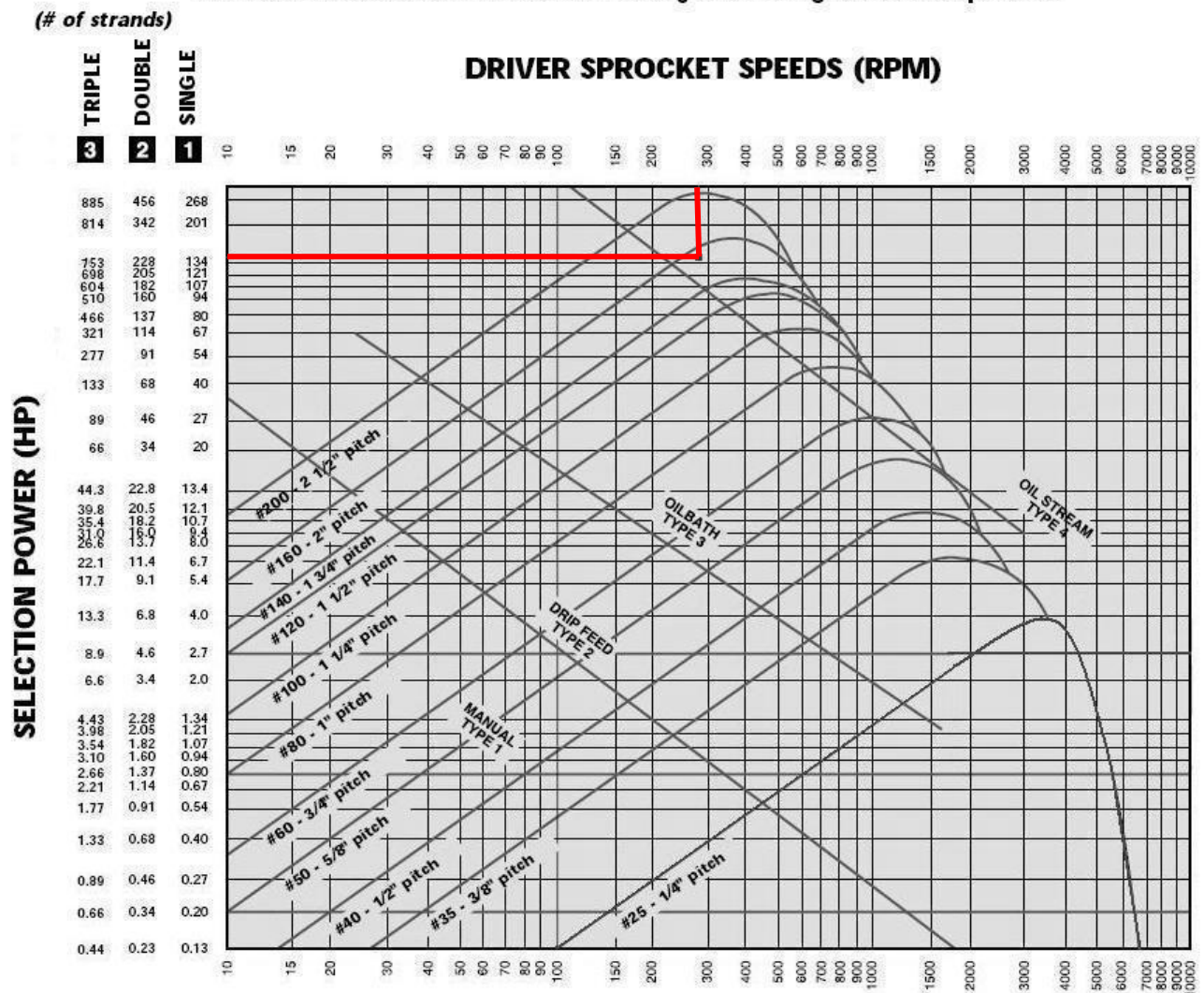


Fig. 3.i : abaque des puissances transmissibles et chaînes correspondantes

Conclusion

Le treuil 840E a une construction simple qui offre une grande performance pour les travaux de forage, cette construction a été la base des changements dans les treuils avenir même pour d'autres constructeurs que OILWELL, on peut remarquer ça dans la disposition des arbres dans le système de transmission.

Le système de transmission de puissance du treuil 840E composé par les chaînes et les arbres ainsi que tous les accessoires, a prouvé son efficacité principalement par son grand rendement et un pouvoir de transmission des grands efforts. On a pu voir aussi que les chaînes utilisées dans la transmission de puissance sont convenables et permettent un bon fonctionnement pour une grande durée.

Le tambour et l'arbre- tambour soit par leurs dimensions ou leurs résistances offre un fonctionnement adéquat, vérifiant ainsi une grande durée de vie peuvent atteindre une dizaine d'années sans un changement radical dans ces pièces robustes.

Le système de freinage est la partie sensible du treuil. Le frein principal du treuil 840E offre une grande efficacité dans la commande de l'arrêt du train de tiges, son inconvénient est le non uniformité de l'effort sur la bande qui favorise une usure accélérée dans des patins que sur d'autres.

La maintenance du treuil 840E est simple c'est ce qu'on remarque dans la source des opérations de maintenance, le catalogue du constructeur.

Les causes des accidents dans le treuil sont les organes internes, ceux-ci étant protégé par un carter, rend le treuil 840E plus sécurisé pour le personnel et pour l'équipement lui même.

Bibliographie

- [1] "*Manuel d'utilisation du treuil OILWELL 840E*".
- OILWELL - (1987).

 - [2] "*Forage rotary: Le treuil*".
- American Association of Oilwell Drilling Contractors - (1971).

 - [3] "*Appareil de levage : Application au cours*".
- I. TCHAIOUN - Boumerdes (1985).

 - [4] "*Le forage*".
- J.P. NGUYEN - Institut Français de Pétrole (1993).

 - [5] "*Machines mécanismes et installations de forage*".
- A. ILSKI, V. KASSIANOV, V. POROCHINE - Edition Moscou.

 - [6] "*Chaînes mécaniques*".
- B. KOHLER, E. SZTRYGLER - Techniques de l'ingénieur, B 5650.

 - [7] "*Théorie du freinage*".
- J. CARRE - Techniques de l'ingénieur, B 5570.

 - [8] "*RENOLD chain product catalogue*".
- Constructeur de chaînes RENOLD -
-