



République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche
Scientifique



Université Amar Telidji- Laghouat

FACULTE : TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT : GÉNIE DES PROCÉDÉS

MEMOIRE DE MASTER

Présenté par : CHAUCHE Mohamed Amine

DOMAINE : Sciences et Technologies

FILIERE : hydrocarbure

OPTION : Génie Gazier

Thème

**Etude et Maintenance treuil de forage
OIL WELL 840 E HASSI Messaoud**

Jury de soutenance :

Nom et Prénom	Grade	Qualité
MECHRAOUI Omar	MCA	Président
ABDELMOUIZ Ahmed	MCB	Examineur
MERIGUI khaled	MAA	Rapporteur

Année Universitaire : 2022-2023

REMERCIEMENTS

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

*je tiens à remercier **Mr. Merigui khaled** notre promoteur pour son grand soutien et ses conseils considérables.*

Je remercie également tous les professeurs du département génie procédés.

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

TP211.



Dédicace

Je dédie ce mémoire:

- A ma très chère mère*
- A mon cher père*

Qui ont beaucoup sacrifié pour moi

- A mes frères et A mes chères sœurs.*
- A toute ma famille.*
- Tous mes amis de MGG.*

Liste des tableaux

Tableau I.1 : Caractéristiques techniques	03
Tableau I.2-Dimensions des arbres de transmission.....	07
Tableau III.1 Câble en acier à âme centrale métallique.....	21

Liste des figures

Figure I.1 : Treuil de forage (draw work).....	02
Figure I.2: Arbre tambour.....	04
Figure I.3 : Frein à bandes de friction.....	05
Figure I.4 : arbre d'entrée.....	06
Figure I.5 : arbre de sortie.....	06
Figure I.6 : Les chaînes de transmission.....	08
Figure I.7: Embrayage pneumatique.....	09
Figure I.8:Twin Stop Bear Cat.....	10
Figure I.9 : Circuit d'air de Twin-stop.....	10
Figure I.10:Circuit de refroidissement.....	11
Figure. II.1 : TYPES DE MAINTENANCE.....	15
Figure .III.1-Dimensions du Tambour.....	23
Fig III.2-Diametre d'enroulement du cable sur le tambour.....	23
Fig. III.3 : Angle de déflexion.....	24
Fig. III.4 : schéma de calcul de l'arbre-tambour.....	30
Fig. III.5 Efforts agissants sur l'arbre-tambour KN.....	34
Fig. III.6 Moments fléchissant	39
Fig. III.7 Tensions sur la bande de frein	44
Fig. III.8 : Patin de frein.....	46
Fig. III.9 : Efforts sur un élément de bande.....	47
Fig. III.10 : distribution de pression de contact.....	48
Fig.III.11 : schéma d'une transmission par chaîne.....	51
Fig.III.12 : Répartition des contraintes de traction sur les plaques.....	54
Fig. III.13 : contraintes de cisaillement sur l'axe et les plaques.....	56
Fig. III.14 : Roue dentée.....	59
Fig. III.15 : coefficient du nombre de rangs K3.....	61
Fig. III.16 : dimensions de la chaîne ANSI 160-3.....	61
Fig. III.17 : abaque des puissances transmissibles et chaînes correspondantes.....	62

Liste des abréviations.

W_c : puissance au crochet.

W_b : puissance au brin actif

V_b : vitesse du brin active

V_m : vitesse de moufle mobile

R_m : nombres des brins

P_{coin} : Charge de coincement

Q_t : Poids d'un mètre de tige de forage 30

Kg/mP_{mt} : Poids de masse tige

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

d_a : diamètre de l'arbre

GPM : gallon per minute (British gallon)

PSI : Pounds per square inch

δ_e : Résistance minimale d'élasticité

SOMMAIRE

Remerciement.

Dédicace.

Liste des tableaux.

Liste des figures.

Liste des abréviations.

Introduction générale..... 01

CHAPITRE I: Description et fonctionnement du L'appareil de forage OIL WELL 840-E

I.1.Introduction..... 02

I.1.1.Spécifications techniques..... 03

I-2.Ensembles du treuil840-E..... 03

I-3.Détailssurlesensemblesdu treuilOILWELL840E..... 04

I-3.1. Châssis du treuil..... 04

I-3.2.Le tambour de manœuvre..... 04

I-3.3.Système de freinage..... 05

I-3.4.Système de transmission de mouvement.....05

I.4. Système de sécurité..... 09

I.5. Circuit de refroidissement..... 11

CHAPITRE II : Maintenance du treuil OIL WELL 840 E

1. Introduction à la maintenance..... 12

II.1 Types de maintenance.....	12
II.2 But de la maintenance.....	14
II.3 MAINTENANCE DE TREUIL 840-E.....	16

CHAPITRE III: Calculs de vérification

III-1.CALCUL DE L'ARBRE-TAMBOUR.....	19
III- Choix du type de câble de forage.....	19
III-1-1 Choix du tambour	22
III-1-2 Calcul cinématique.....	25
III-1-3 Calcul du rendement global et la puissance disponible au tambour	26
III-1-4 Calcul des couples transmis et les efforts de traction	28
III-1-5 Calcul de l'arbre-tambour.....	28
III-2-CALCUL DU FREIN PRINCIPAL	43
III-2-1 Calcul du couple de freinage.....	43
III-2-2 Transformation de l'énergie	43
III-2-3 Calcul des tensions sur la bande de frein	44
III-2-4 Vérification des boulons des patins au cisaillement	46
III-2-5 Variation de la pression de contact.....	47
III-3-CALCUL DE LA CHAÎNE DE TRANSMISSION.....	49
III-3-1 Choix de la chaîne	49
III-3-2 Longueur de la chaîne en nombre de maillons	51
III- 3-3 Entraxe définitif.....	52
III- 3-4 Vitesse linéaire de la chaîne	52
III-3-5 Sollicitations dans les brins de la chaîne	52
III-3-6 Coefficient de sécurité	53
III-3-7 Elongation de la chaîne.....	53
III-3-8 Contraintes dans les maillons	54
III-3-9 Calcul de la chaîne à l'endurance	57
III-3-10 Principales dimensions des roues dentées	59
CONCLUSION GENERALE	63
<i>BIBLIOGRAPHIE</i>	64

Résumé

Introduction générale

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 qu'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 croissent 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 Oil Well 840E, est divisé en trois chapitres:

Le premier chapitre se rapporte à une description et fonctionnement de l'appareil de forage OILWELL 840E.

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

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

CHAPITER I :

Description et fonctionnement

du L'appareil de forage OIL

WELL 840-E

I.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.
- Les visages et dévisages du train des ondes ainsi que les opérations de curage.

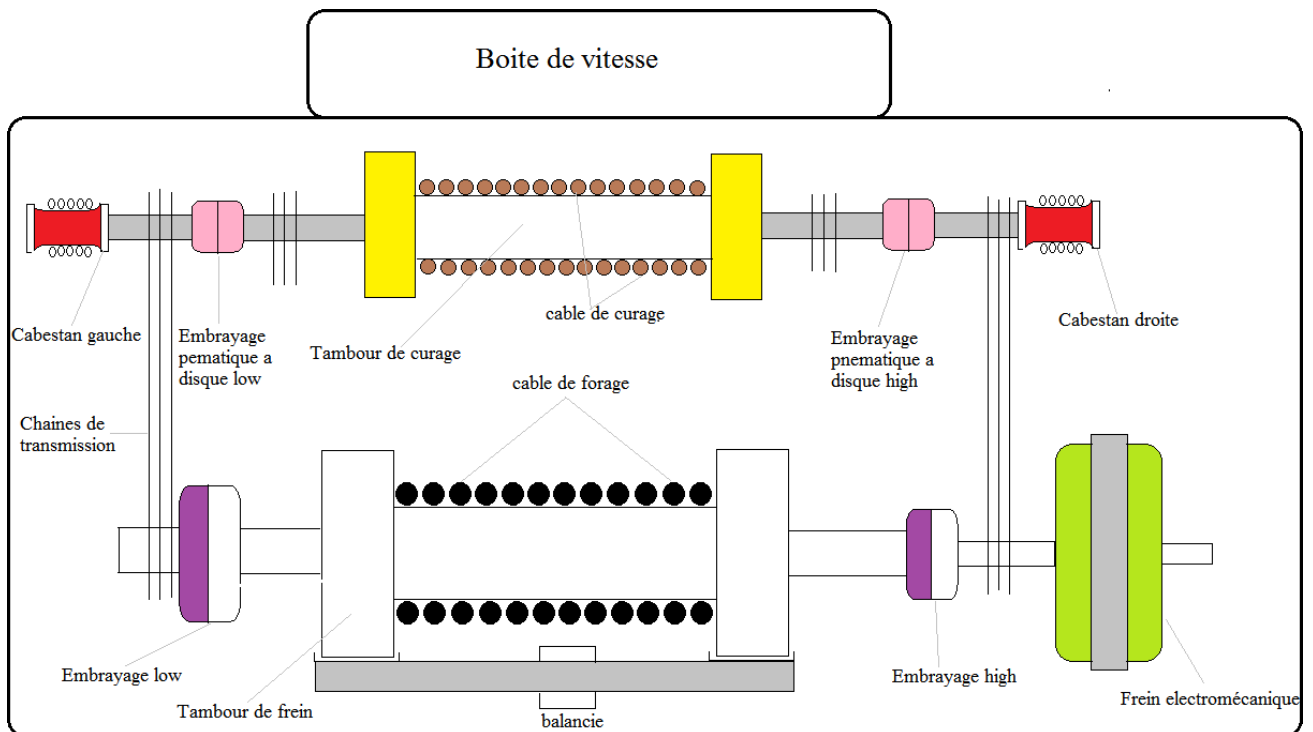


Figure I.1 : Le Treuil de forage (draw work).

I.1.1. Spécifications techniques :

Nomenclature du treuil OIL WELL 840E:

Constructeur: OILWELL

8 Diamètre de l'arbre d'entrée

4 : Nombre de vitesse Avant

0 : Nombre de vitesse arrière

E : Entraînement électrique.

Tableau I.1 : Caractéristiques techniques :

Puissance développée	1400HP(1029kW)
Profondeur moyenne du puits	3350mà4880m
Tambour principal	
Ø x longueur	28"x52"
Ø de jante x largeur	50"x10"
Dimensions et poids.	
Largeur	15'-6"7/16(4,73m)
Longueur	22'-8"(6,9m)
Hauteur	8'-4"7/8(2,56m)
Poids (sauffrein auxiliaire et moteurs électriques, arbre et tambour decurage)	20,41tonnes

I. 2. Ensembles du treuil 840-E:

Le treuil Oil Well 840-E est constitué de plusieurs ensembles:

- Le châssis.
- Le tambour et l'arbre du tambour.
- Système de freinage:
- Système de transmission de mouvement.
- Les embrayages.

- Circuit pneumatique.
- Système de refroidissement.
- Système de lubrification.

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

I-3.1. Châssis du treuil:

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

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

I-3.2. Le tambour de manœuvre:

Le tambour du treuil de forage 840-E représente une virole ronde de 28''x52'' (diamètre 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.

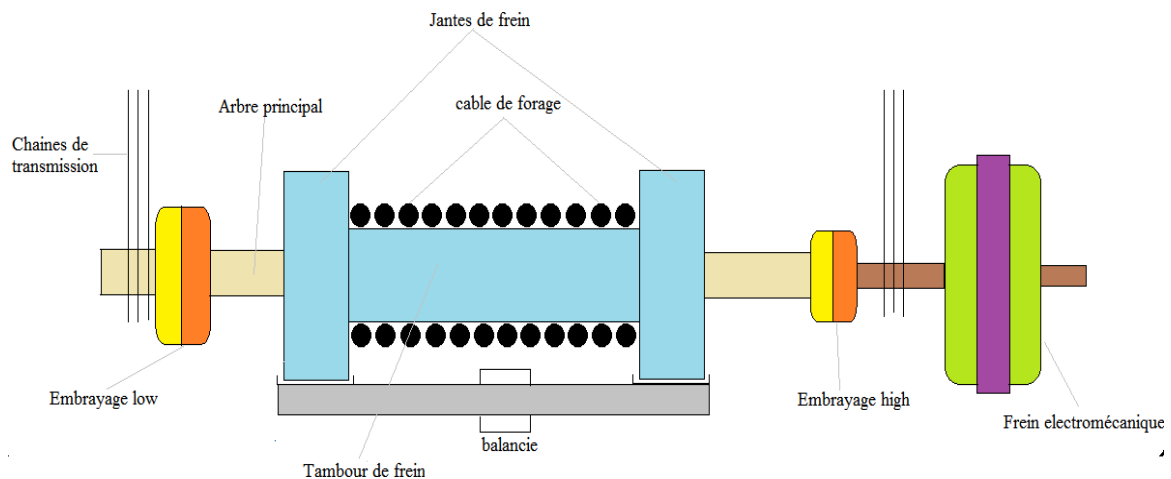


Figure I.2: Arbre tambour

I-3.3.Système de freinage :

Le treuil 840-E est équipé des freins mécaniques et des freins électromagnétiques installés au bout de l'arbre tambour. Le frein auxiliaire absorbe la plus grande partie de l'énergie quant au frein mécanique à friction ils et uniquement pour arrêter complètement la charge.

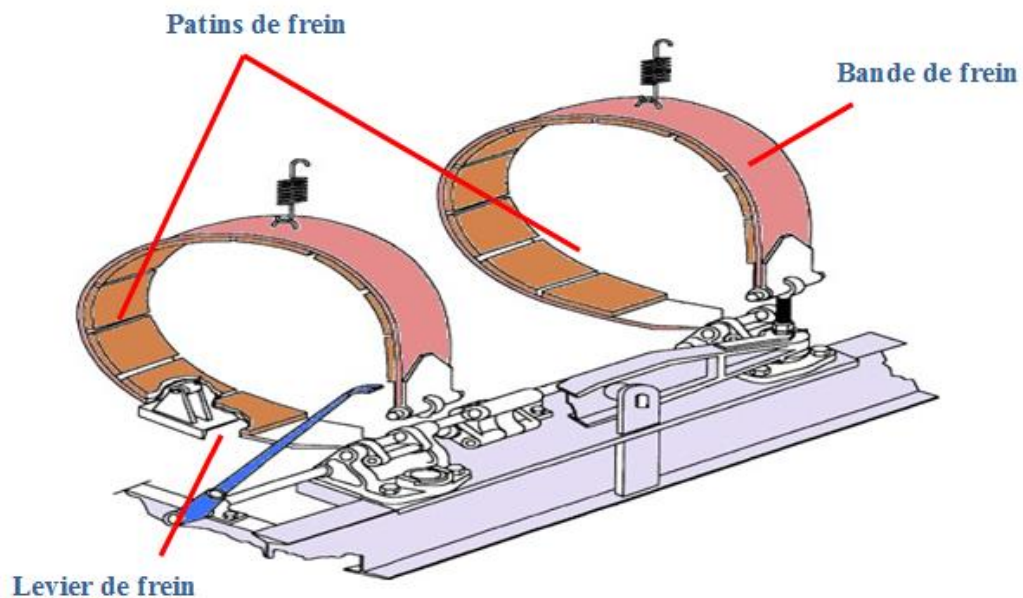


Figure I.3 : Frein à bandes de friction

I-3.4.Système de transmission de mouvement:

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

I-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.

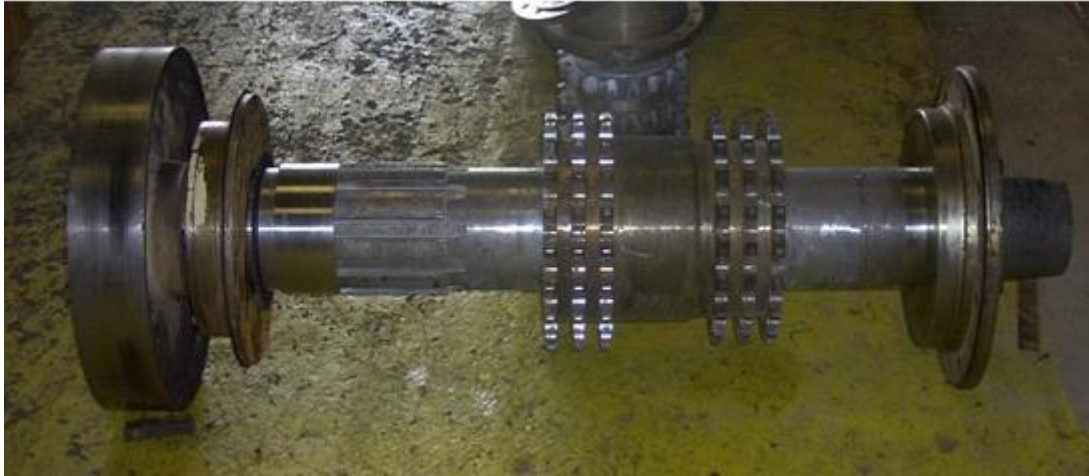


Figure I.4 : l'arbre d'entrée.

L'arbre de sortie (out put shaft) relié à l'arbre d'entrée avec 2 chaînes a 3 rangs, sa gamme de vitesse: HI457tr/min et LOW 285tr/min.



Figure I.5 : l'arbre de sortie.

L'arbre d'entré et l'arbre de sortie forme la boite de vitesse du treuil.

L'arbre tambour (drums shaft) relié à la boite 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 LO102, HI195tr/min.

I-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.

Tableau I.2-Dimensions des arbres de transmission.

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 d'entrée 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.

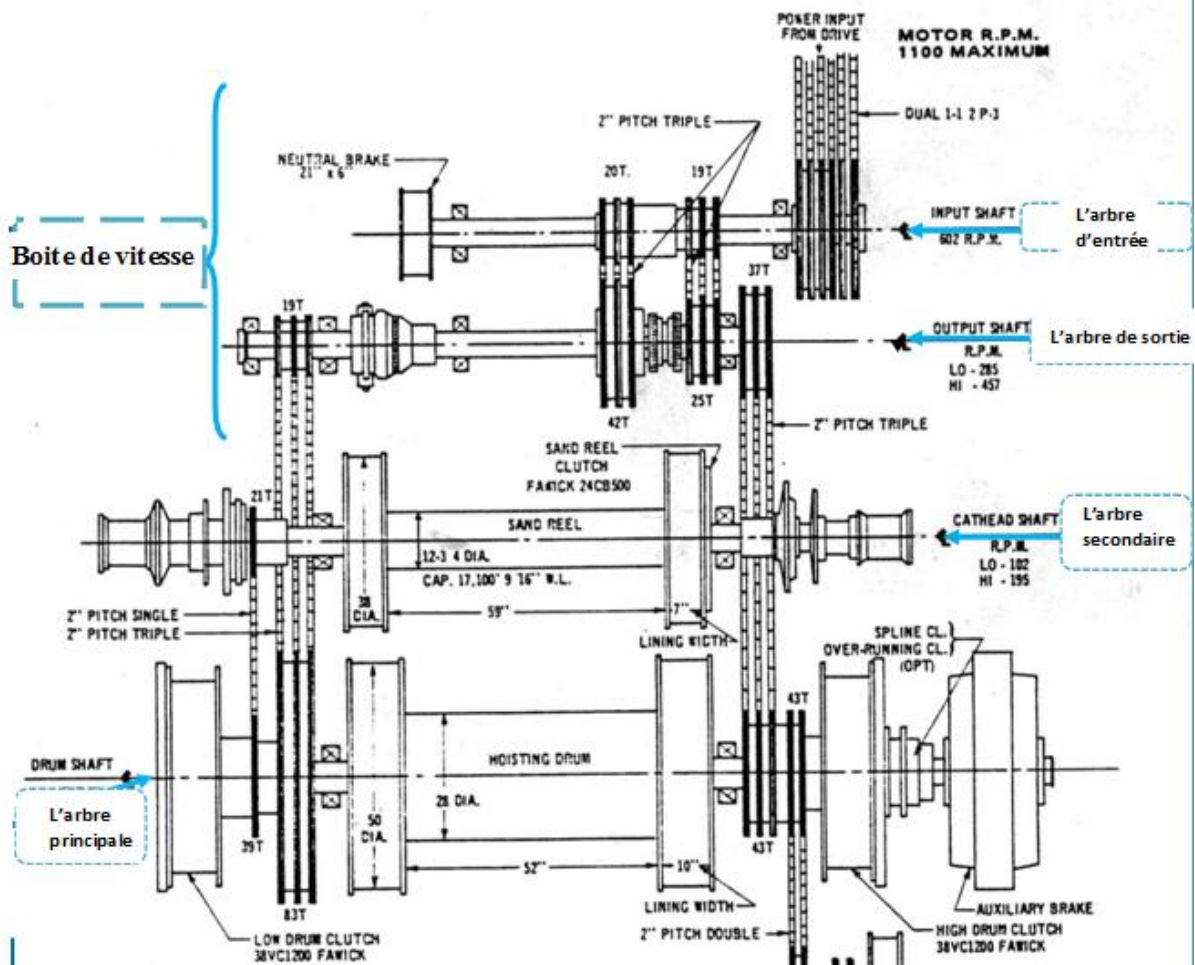


Figure I.6 : Les chaines de transmission.

I-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 d'entrée pendant la rotation de celle-ci. Ils sont de type «airflex38VC1200» dans ce type d'embrayage l'accouplement est assuré grâce à des patins de friction et une chambre à air annulaire.

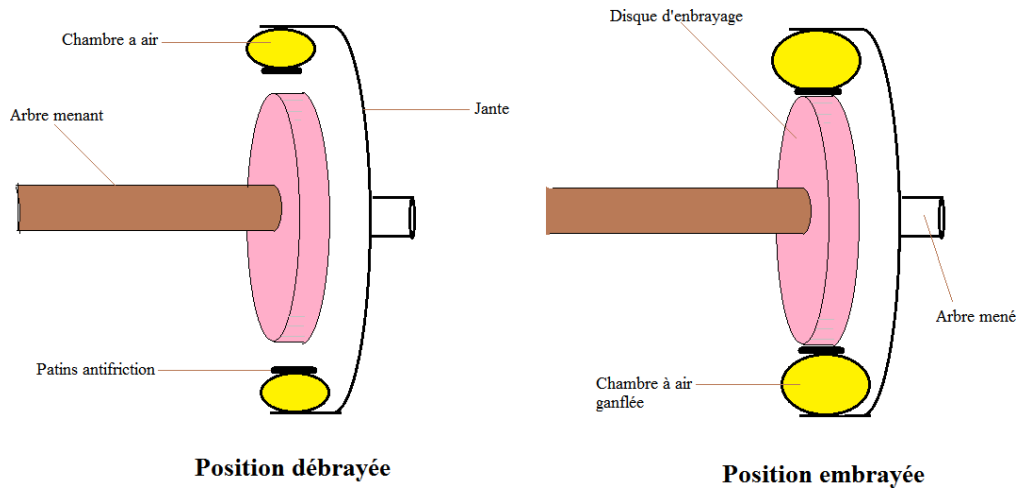


Figure I.7: Embrayage pneumatique.

I.4. Système de sécurité:

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

Le Twin Stop Bear 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.

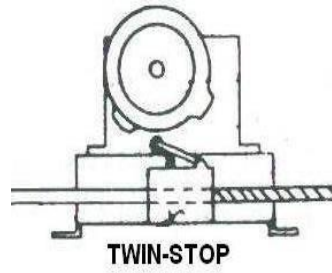
L'arbre de sortie actionne un embrayage faisant tourner le disque de came jusqu'à ce que l'épaulement de la came engage le bras de commande de la soupape pilote jouant le rôle de galet de came. Celui-ci actionne à son tour, la soupape pilote, déclenchant ainsi la soupape de commande à quatre voies qui 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 tendre poussant 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.

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 pré-régler 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 pré réglées.



Figure

Bear Cat

I.8:Twin Stop

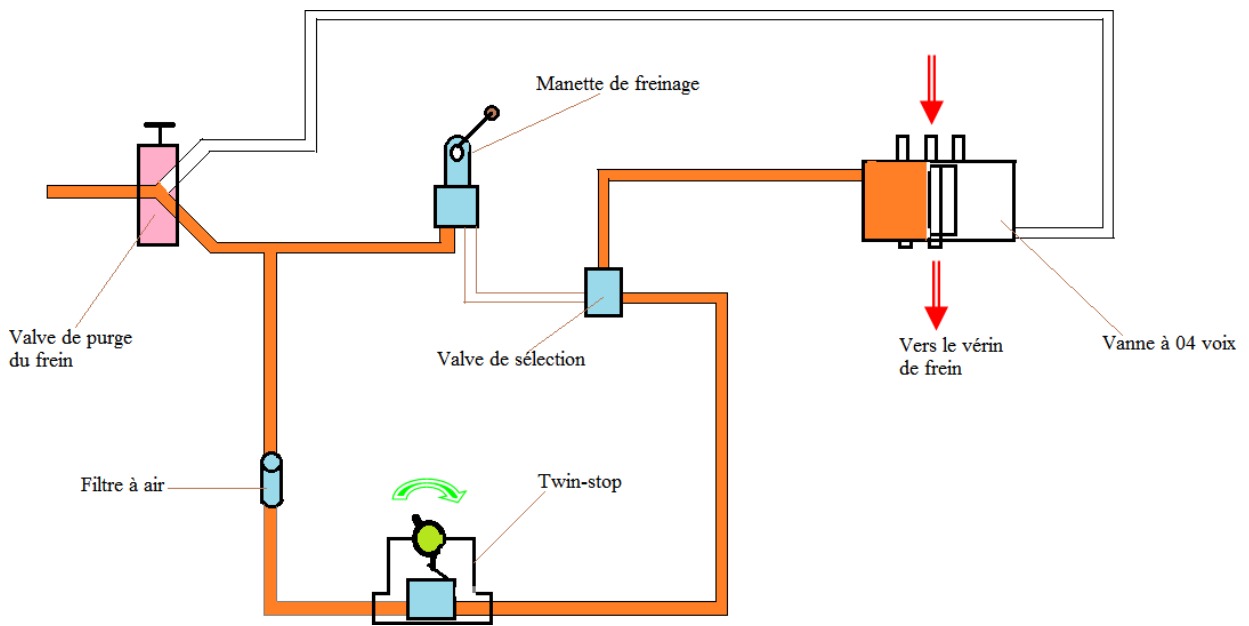


Figure I.9 : Circuit d'air de Twin-stop

I.5. 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.

➤ 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 coté HI dans une conduite de diamètre 1'' ½, ainsi la première jante est refroidie, l'eau ressort dans une autre conduite identique en passant a l'intérieur du tambour vers la deuxième jante. Apres que les 2 jantes se sont refroidies l'eau sort dans une conduite enveloppant la conduite d'entrée vers les tufing box puis au réservoir.

➤ 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.

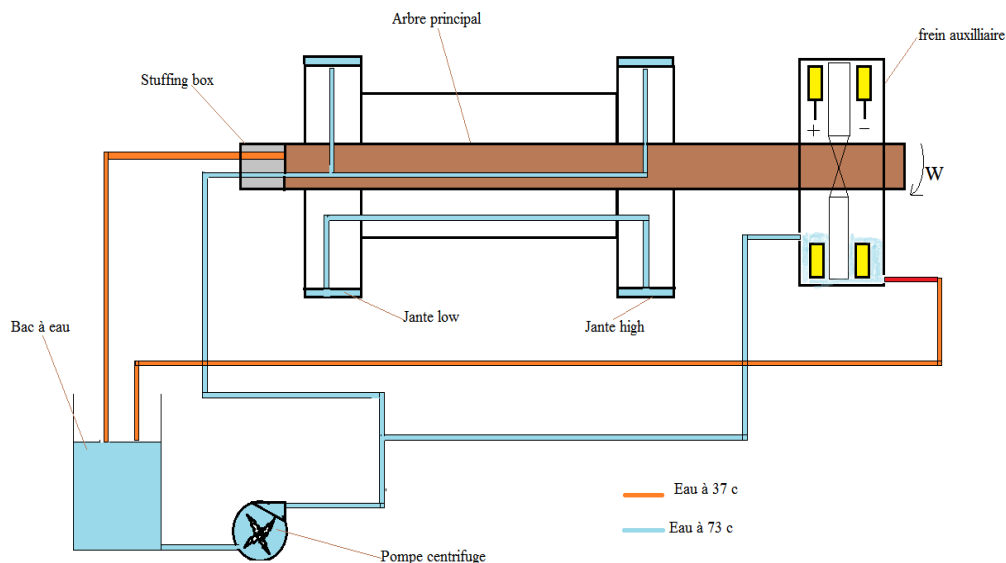


Figure I.10: Circuit de refroidissement

CHAPITRE II :

Maintenance du treuil

OIL WELL 840 E

1. 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.

II.1 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 déclenchées selon:

- Un échéancier 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.

II .2 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.

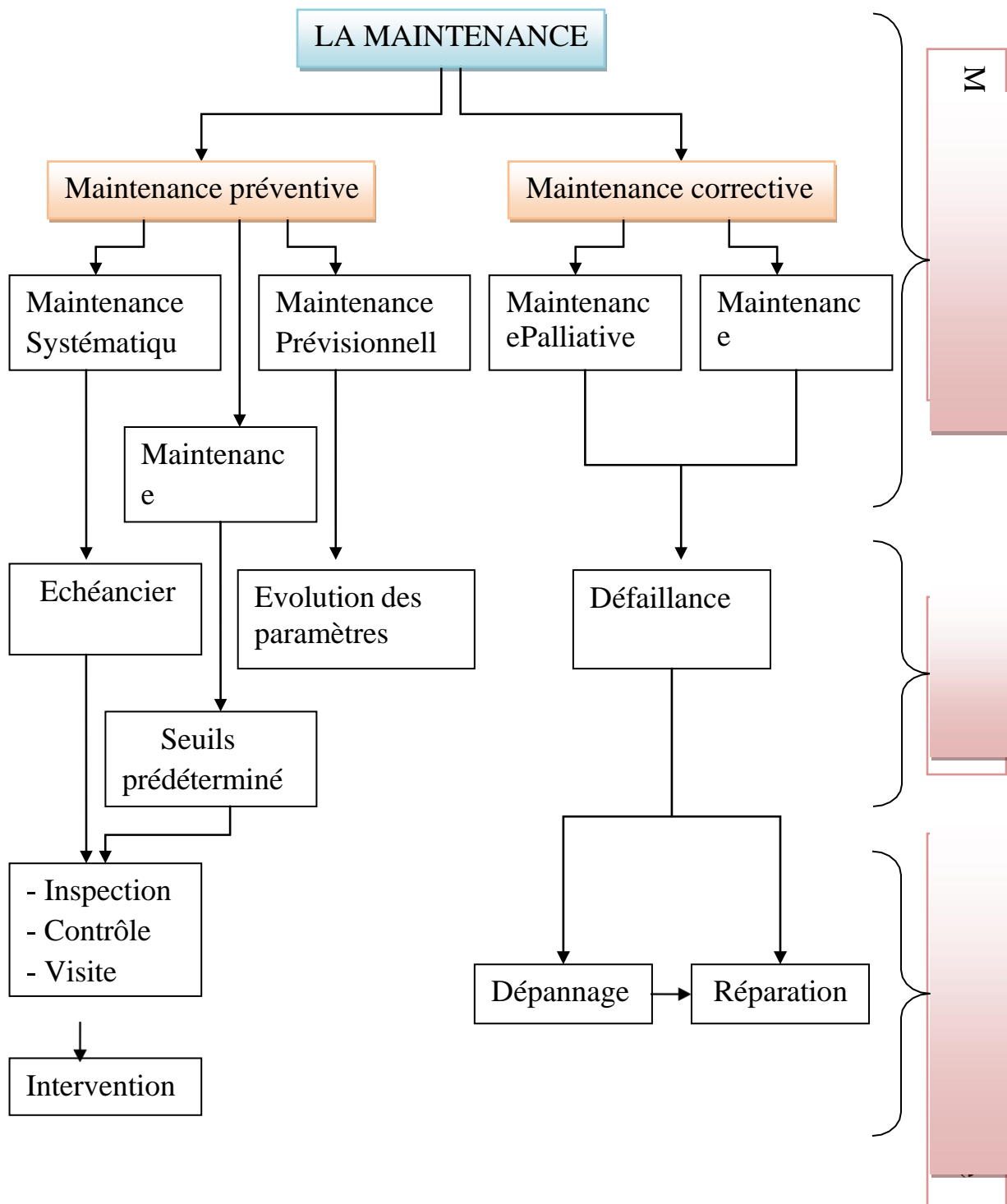


Figure. II.1 : TYPES DE MAINTENANCE

II.3 MAINTENANCE DE TREUIL 840-E :

II.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.

II.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.

II.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	<ul style="list-style-type: none"> - Contrôle niveau d'huile. - Graissage des roulements (Manifold). - Graissage (water stuffing). - Graissage des pignons baladeur. - Contrôle gicleurs d'huile. - Graissage roulements poupées. - Vérification du niveau d'huile. - Graissage roulements palier principale. - Graissage roulements palier latéral. - Vérification pression d'huile.

Hebdomadaire	<ul style="list-style-type: none"> -Graissage roulement contre shaft. -Graissage des rouleaux guide-câble. -Graissage des roulements treuil de curage. -Graissage embrayage contre shaft. -Graissage des roulements pignons High & Low. -Graissage de clabot de frein auxiliaire. -Vérification pression d'air. -Vérification rotor seal.
Manœuvre	<ul style="list-style-type: none"> -Contrôle du réglage de l'équaliseur.
Mensuel	<ul style="list-style-type: none"> -Vérification relais valves. -Vérification de la tension des chaines de transmission.
Déménagement	<ul style="list-style-type: none"> -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	<ul style="list-style-type: none"> -Vérification de la tension chaine de graissage. -Contrôle de la tension des chaines.

Semestriel	<ul style="list-style-type: none"> -Vérification de la tension chaîne de graissage. -Nettoyage crépine d'aspiration. -Vidange et rinçage carter d'huile. -Alimentation des cylindres a air. -Vérification de la pompe de graissage.
-------------------	--

Annuel	<ul style="list-style-type: none"> -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.
---------------	---

II.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.

CHAPITRE III:
Calculs de vérification

1- /CALCUL DE L'ARBRE -TAMBOUR :

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

Calcule de poids maximal au crochet:

Données de départ :

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

Poids d'un mètre de tige de forage ; $q_t = 30$ Poids de

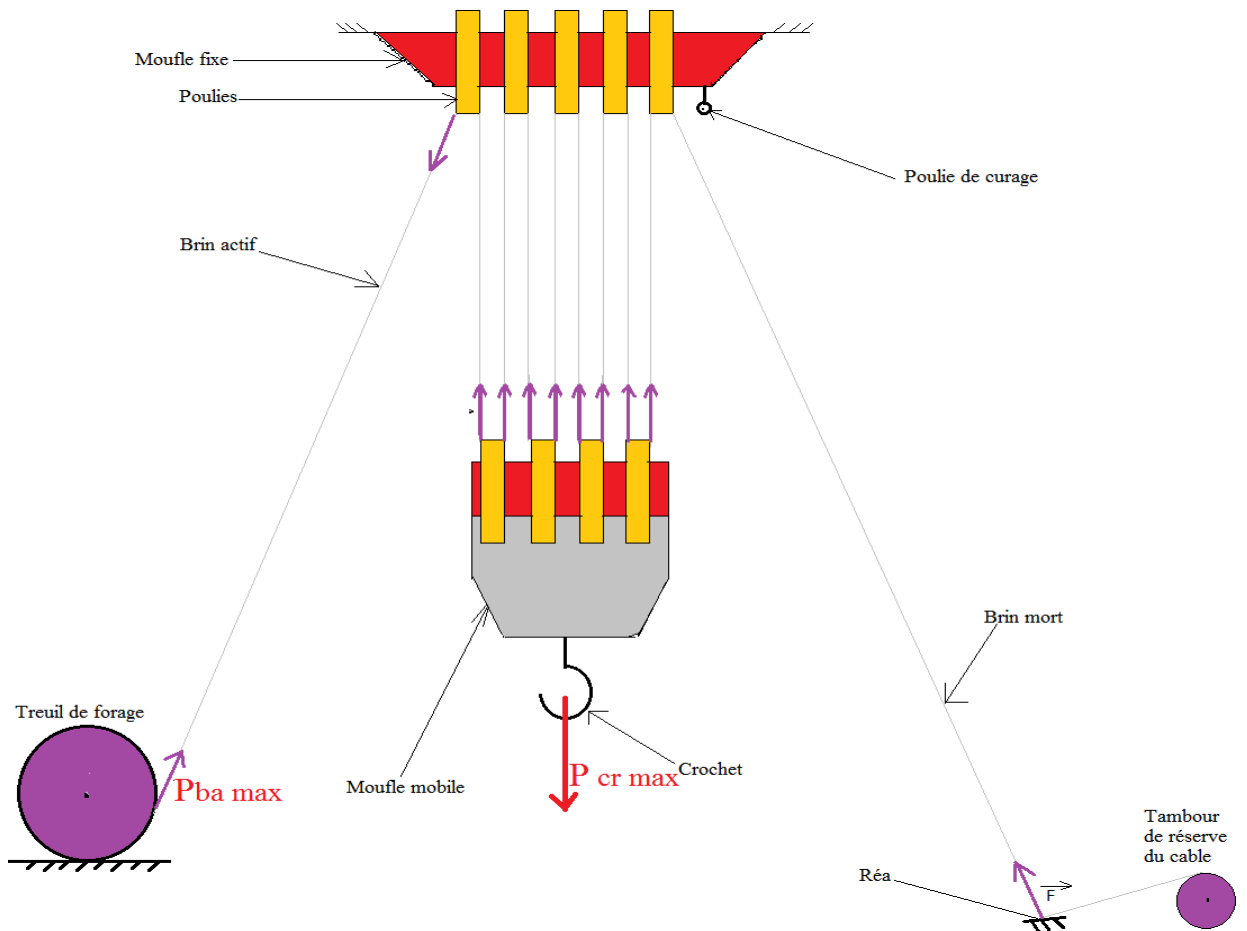
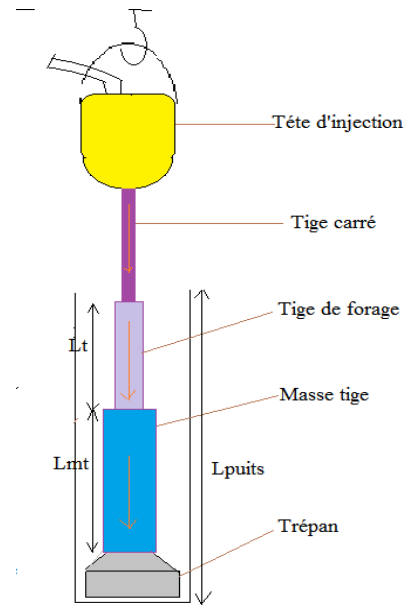
masse tige ; $P_{mt} = 30.10^3 \text{ daN}$

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

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

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

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 pour repartir le poids

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

On a :

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

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

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

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

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

$R_m = 2.4 = 08$ (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

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

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

η_m ; 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 :

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

Tableau III.1 Câble en acier à âme centrale métallique

*/ 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 ;
- Diamètre 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 :

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

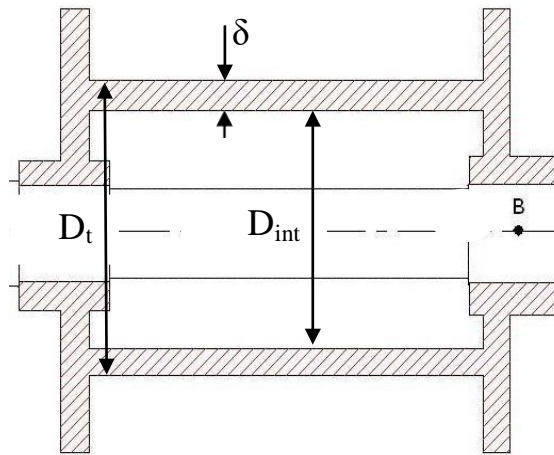


Figure .III.1-Dimensions du Tambour

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 :

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

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

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

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

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

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

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

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

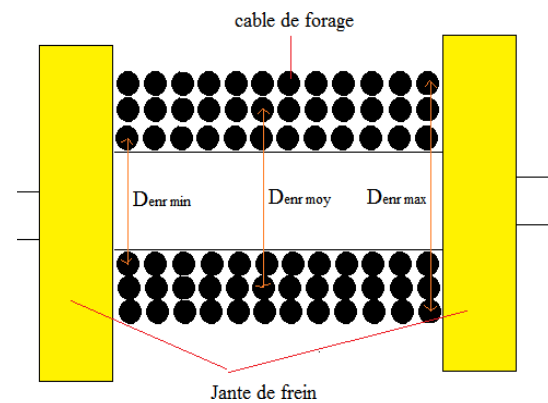


Fig III.2-Diametre d'enroulement du cablesur le tambour

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.

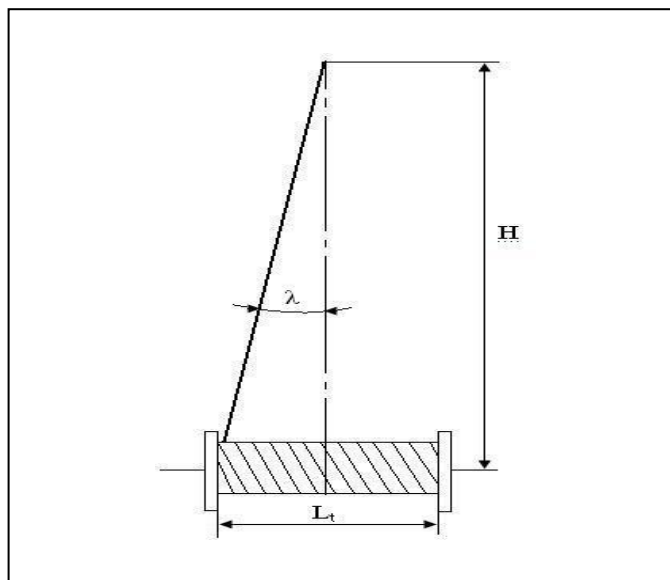


Fig. III.3 : Angle de déflexion.

1-2-5 CAPACITE DU TAMBOUR :

C'est la longueur du câble qu'un tambour peut recevoir et qui doit être supérieure 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 :

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

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 CINETIQUE :

*/ 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 :

$$W_1 = \pi \cdot M_1/60 = \pi \cdot 65/60 = 6,8 \text{ rd/s}$$

$$W_2 = \pi \cdot M_2/60 = \pi \cdot 243/60 = 25,5 \text{ rd/s}$$

$$W_3 = \pi \cdot M_3/60 = \pi \cdot 105/60 = 11 \text{ rd/s}$$

$$W_4 = \pi \cdot M_4/60 = \pi \cdot 393/60 = 41,1 \text{ rd/s}$$

*/ 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 moulage : $\eta_{mouf} = 0,92$

*/ 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
Curant :	
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 :

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

$$N = 834 \text{ kW}$$

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 :

$$M_1 = N_{disp} / \omega_1 = 834 \cdot 10^3 / 6,8 = 122,64 \cdot 10^3 \text{ Nm}$$

$$M_2 = N_{disp} / \omega_2 = 834 \cdot 10^3 / 25,5 = 32,70 \cdot 10^3 \text{ Nm}$$

$$M_3 = N_{disp} / \omega_3 = 834 \cdot 10^3 / 11 = 75,81 \cdot 10^3 \text{ Nm}$$

$$M_4 = N_{disp} / \omega_4 = 834 \cdot 10^3 / 41,1 = 20,29 \cdot 10^3 \text{ Nm}$$

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 créé 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.

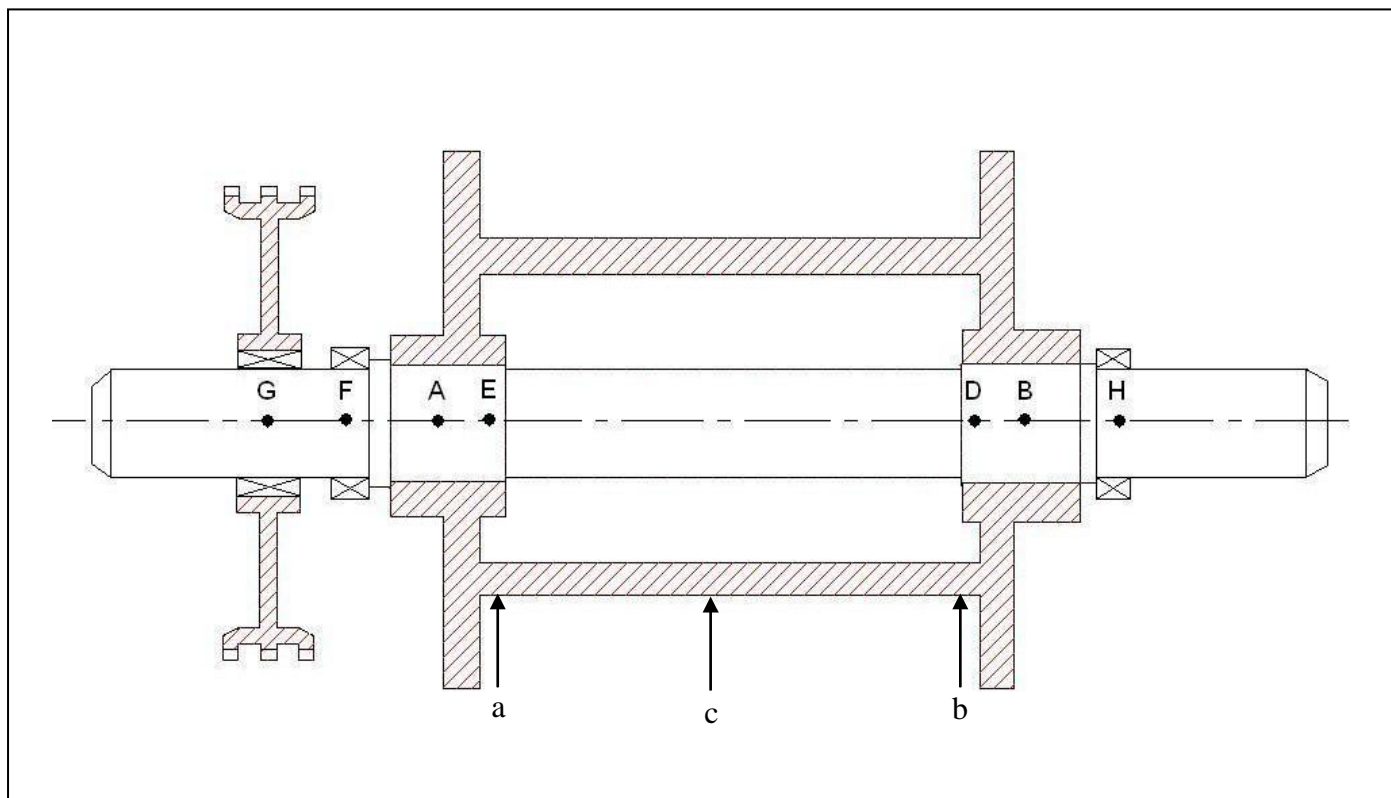


Fig. III.4 : schéma de calcul de l'arbre-tambour

[GF] = 158 mm

[FA] = 285 mm

[AE] = 60 mm

[ED] = 1320 mm

[DB] = 60 mm

[BH] = 285 mm

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Cas c ; Câble se trouvant au milieu du tambour :

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

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

DANS LES APPUIS F ET H :cas a :

$$\begin{aligned} \sum M(F)/H = 0 &\longrightarrow R_F^{ver} = \frac{R \cdot AH + R \cdot BH}{a_{max} \cdot b_{min}} \\ &= \frac{295,42 \cdot 10^3 \cdot 1725 + 12,84 \cdot 10^3 \cdot 285}{2010} \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} \sum M(F)/F = 0 &\longrightarrow R_H^{ver} = \frac{R \cdot AF + R \cdot BF}{a_{max} \cdot b_{min}} \\ &= \frac{295,42 \cdot 10^3 \cdot 285 + 12,84 \cdot 10^3 \cdot 1725}{2010} \end{aligned}$$

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

Cas b :

$$\begin{aligned} \sum M(F)/H = 0 &\longrightarrow R_F^{ver} = \frac{R \cdot AH + R \cdot BH}{a_{min} \cdot b_{max}} \\ &= \frac{12,84 \cdot 10^3 \cdot 1725 + 295,42 \cdot 10^3 \cdot 285}{2010} \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} \sum M(F)/F = 0 &\longrightarrow R_H^{ver} = \frac{R \cdot AF + R \cdot BF}{a_{min} \cdot b_{min}} \\ R_H^{ver} &= \frac{12,84 \cdot 10^3 \cdot 285 + 295,42 \cdot 10^3 \cdot 1725}{2010} \end{aligned}$$

Cas c :

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

$$R \cdot AF + R \cdot BF$$

$$\sum M(F)/F = 0 \longrightarrow R_H^{ver} = \frac{a}{FH} \frac{a}{FH}$$

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

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

$$\sum F = 0 \longrightarrow R_H^{ver} + R_F^{ver} = R_a + R_b \longrightarrow R_F^{ver} = R_a + R_b - R_H^{ver}$$

$$= 2 \cdot 154,13 \cdot 10^3 - 154,12 \cdot 10^3$$

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

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.

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

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

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

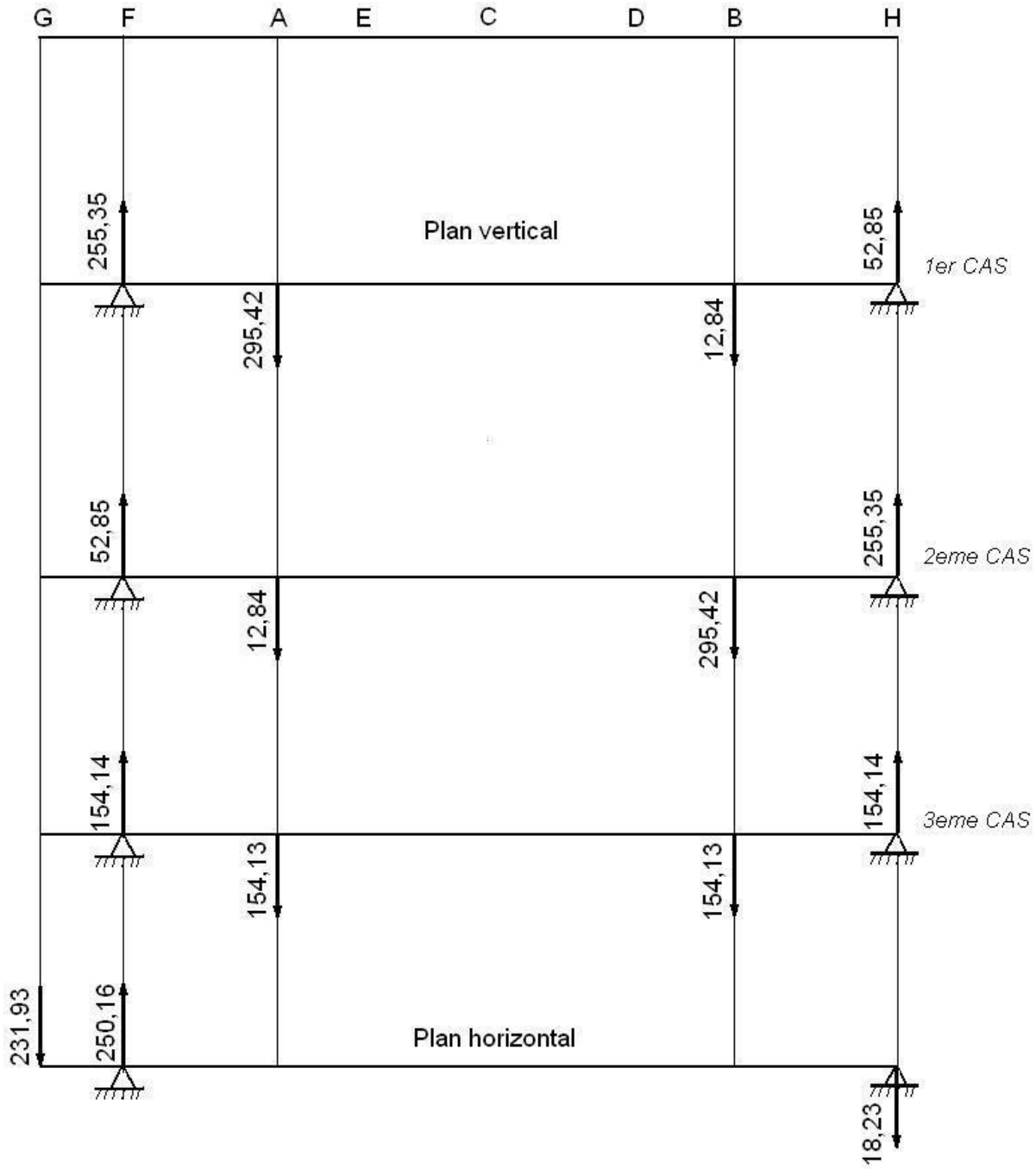
On calcule donc les réactions :

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

$$R_F^{hor} = 250,16 \cdot 10^3 \text{ N}$$

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

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



EFFORTS AGISSANTS SUR L'ARBRE-TAMBOUR [kN]

Fig. iii.5:

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 demême 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 : $0 \leq Z \leq 0,285$

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

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

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

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

$$\left\{ \text{pour } Z = 0,285 \text{ m} \rightarrow M_{fl}^{ver}(A) = - 72,77 \cdot 10^3 \text{ N.m} \right.$$

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

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

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

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

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

$$\left\{ \text{pour } Z = 1,725 \text{ m} \quad M_{fl}^{ver} (B) = - 15,07 \cdot 10^3 \text{ N.m} \right.$$

$$\left\{ \text{pour } Z = 2,010 \text{ m} \quad M_{fl} (H) = 0 \right.$$

❖ 2^{eme} cas : câble au point D :a) SEGMENT FA : $0 \leq Z \leq 0,285$ m

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

❖ 3^{eme} cas (câble au milieu de ED) :a) SEGMENT FA : $0 \leq Z \leq 0,285$

$$M_{fl}^{ver} = -R_F^{ver} \cdot Z \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{pour } Z = 0 \rightarrow M^v(F) = 0 \\ \text{pour } Z = 0,285 \text{ m} \rightarrow M_{fl}^{ver}(A) = -154,14 \cdot 10^3 \cdot 0,285 \end{array} \right.$$

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{pour } Z=1,883 \rightarrow M_{fl}^{hor}(B) = -5,19 \cdot 10^3 \text{ Nm} \\ \text{pour } Z=2,16 \rightarrow M_{fl}^{hor}(H) = 0 \text{ N.m} \end{array} \right.$$

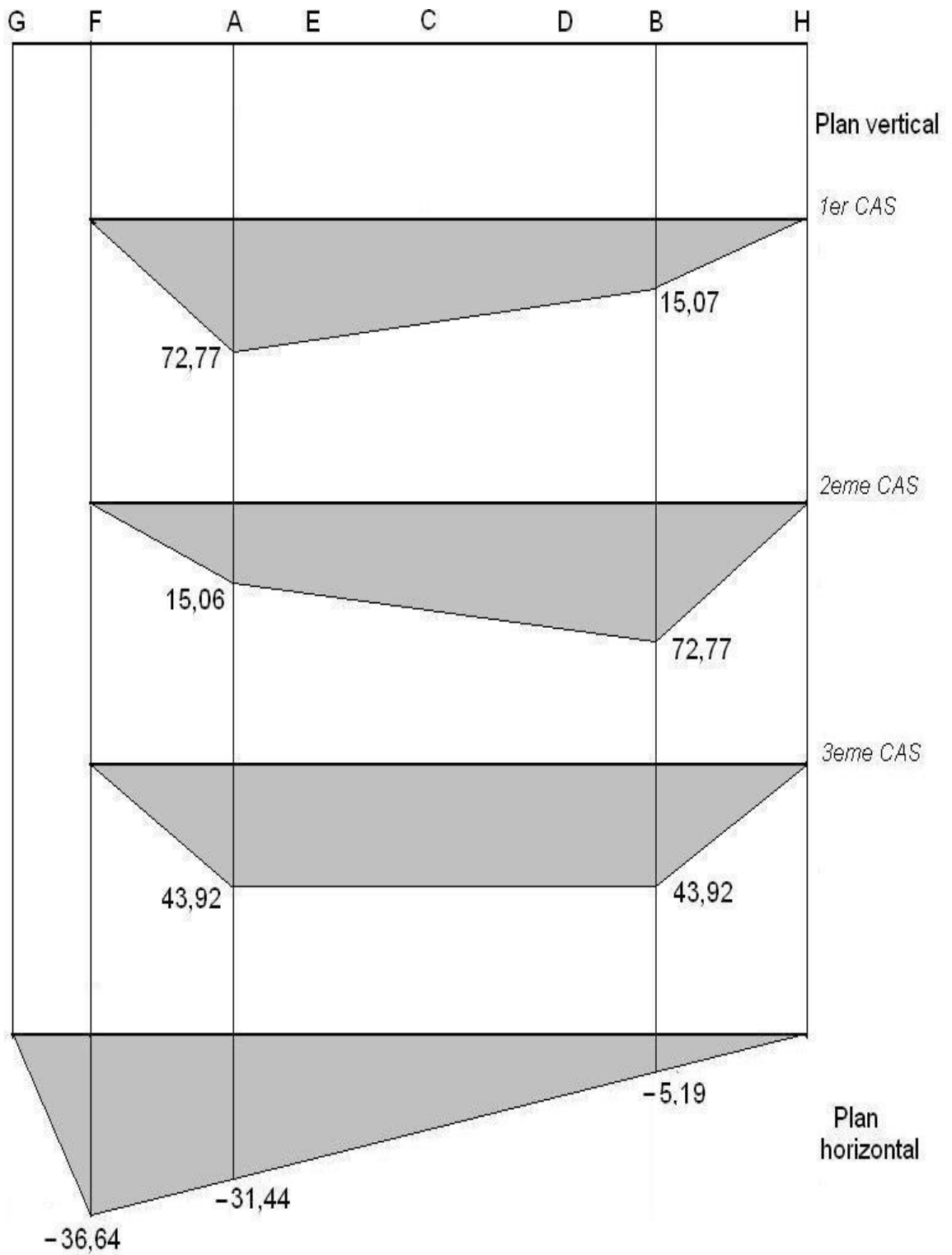


Fig. III.6 : MOMENTS FLECHISSANTS [kN.m]

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) :

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

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

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

2^{em} CAS (câble au point D) :

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

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

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

3^{em} CAS (câble au point C) :

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

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

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

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

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

Le moment équivalent dans cette section est donc :

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

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 $0,22 \text{ m} > 0,146 \text{ m}$ donc l'arbre -tambour bien résisté

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

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

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

δ_{red} = contrainte réduite

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

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

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

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

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

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

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

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

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 :

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

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

$$\varphi = \frac{h \cdot R_m}{R \cdot enr.min}$$

$$R \cdot enr.min = \frac{D}{2} = 372,36 \text{ mm}$$

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

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

Cette puissance correspond à un couple de freinage maximal.

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

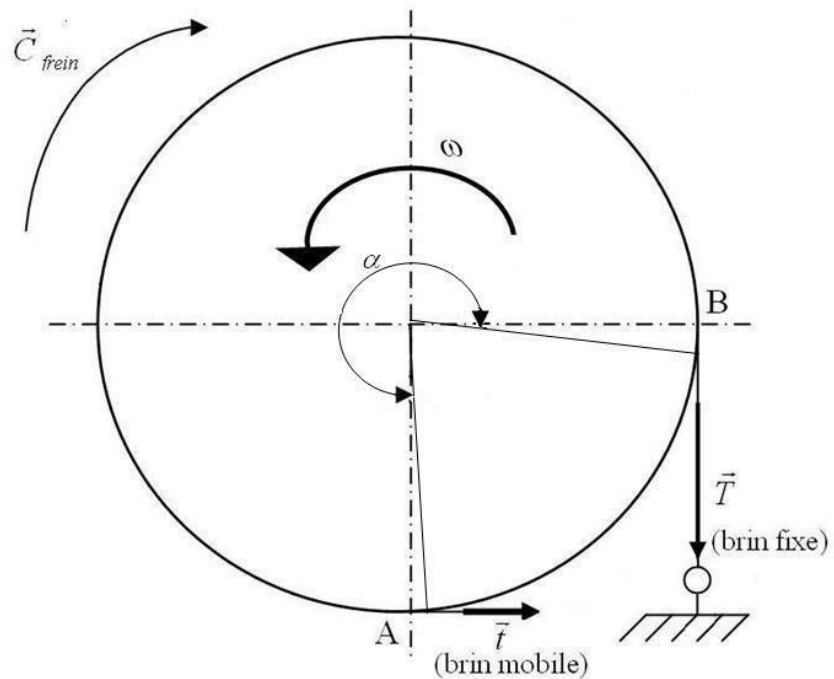


Fig. III.7 : Tensions sur la bande de frei

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, $D_{jante} = 50'' = 1270$ 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.

$\alpha = 300^\circ = 5,23$ 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

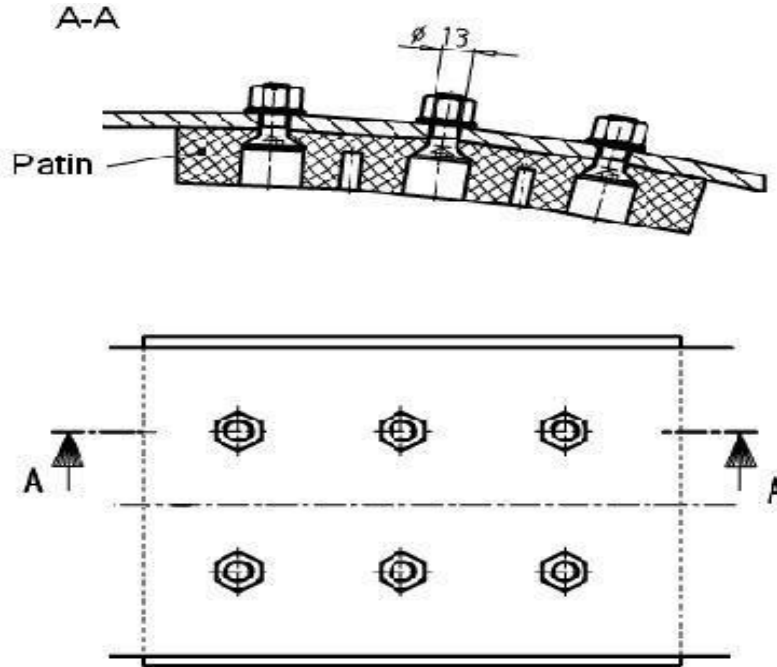


Fig. III.8 : Patin de frein

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 :

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

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

$$S \frac{\tau_a}{\tau_{b.\max}} = 144,43$$

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 F (côté brin fixe)
- en C par une tension $F + dF$ (côté brin mobile)
- en O par la résultante des actions de contact dQ avec $dQ = dN + dT$ et

$$dT = f \cdot dN$$

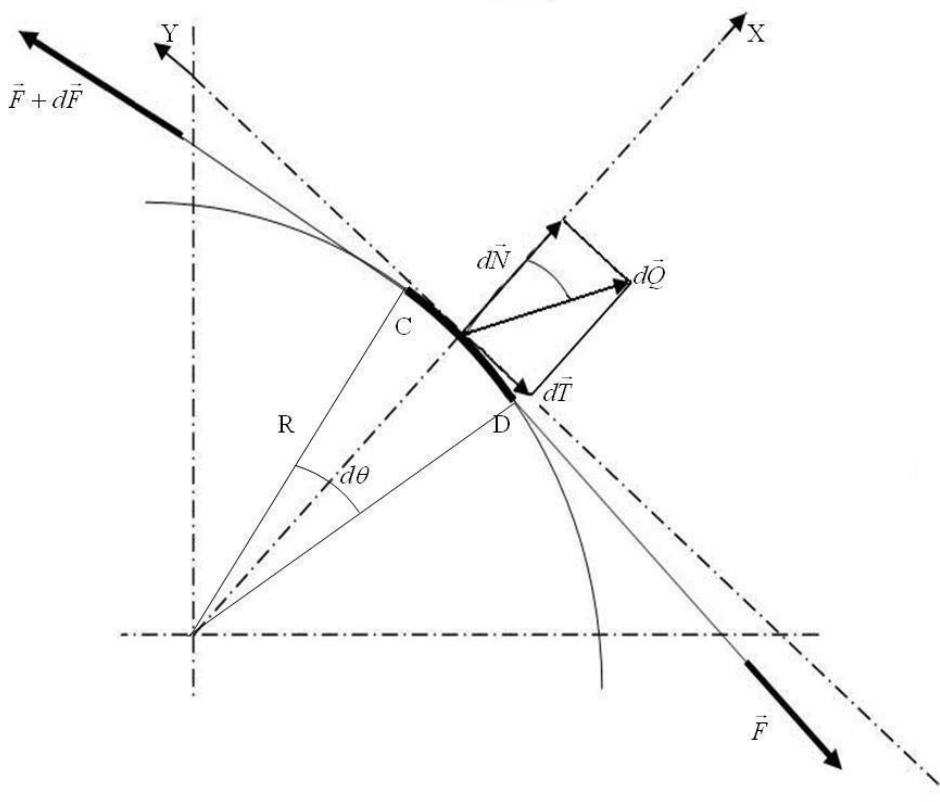


Fig. III.9 : Efforts sur un élément de bande

$$\sum F = F + (F + dF) + dQ = 0 \quad ds$$

En projetons sur OX et OY respectivement :

$$\left\{ \begin{array}{l} -(F + dF) \frac{d\theta}{2} + F \frac{d\theta}{2} + dN = 0 \\ (F + dF) - F - f dN = 0 \end{array} \right.$$

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 :

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

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

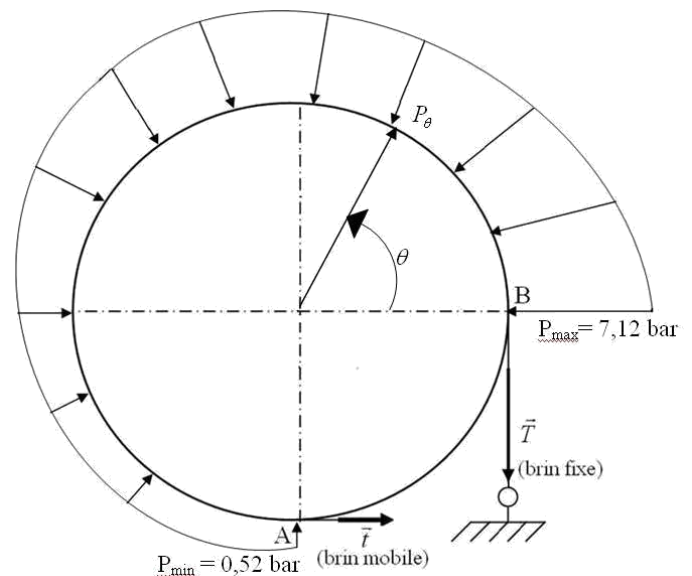


Fig. III.10 : distribution de pression de contact

2-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 à une transmission donnée, on notera que la démarche suivie fait intervenir un certain nombre 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 développée) N ₁ (vitesse du pignon) N ₂ (vitesse de la roue) K ₁₂ (rapport de transmission) C (entraxe)	P = 1400 HP = 1029,7 kW N ₁ = 285 tr/mn N ₂ = 65 tr/mn K ₁₂ = N ₁ /N ₂ = 4,384 C = 1065 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 à 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 . 1 . 1 . 1 . 1400 P _c = 2520 HP

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

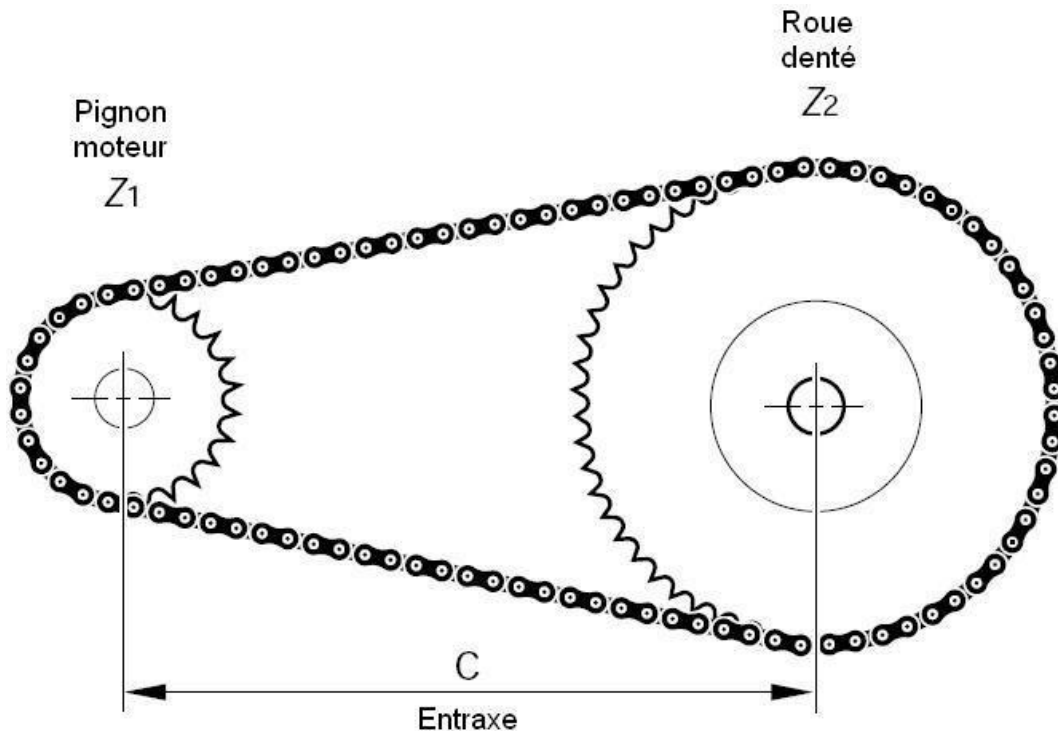
3-2 Longueur de la chaîne en nombre de maillons :

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

$r_1 = 154$ mm (rayon du pignon)

$r_2 = 671$ mm (rayon de la roue)

$C = 1065$ mm

$Z_1 = 19$

$Z_2 = 83$

$p = 50,8$ mm (pas de la chaîne)

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

$$L_m = \frac{1}{2} + \frac{2}{P} + \frac{1}{4\pi^2 C}$$

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

$$L_m = 97,88 = 98 \text{ maillons}$$

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

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

3-3 Entraxe définitif :

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

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

$$C_d = 0,22275 . 50,8 [2.98 - (19 + 83)]$$

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

3-4 Vitesse linéaire de la chaîne :

$$V = \omega r = \frac{\pi . N_1 . p}{60 \sin \frac{\pi}{Z_1}} = \frac{3,14 . 285 . 50,8 . 10^{-3}}{60 \sin \frac{3,14}{19}}$$

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

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.

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

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.

$$T_{ca} = K_{cat} . m . C_d = 2.304,11 . 1.063 = 646,53 \text{ N}$$

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):

$$\Delta L = \frac{0,5 \cdot 10^{-6} \cdot L \cdot T_g}{P^2} = \frac{0,5 \cdot 10^{-6} \cdot 98 \cdot 2.50,613 \cdot 10^3}{2^2} = 1,24''$$

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 :

$$T = \frac{T_g}{u} = \frac{225,14}{3} = 75,04kN$$

$a = 3$, nombre de rangs

3-8-b contraintes de traction :

La contrainte normale moyenne dans les plaques est :

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

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 :

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

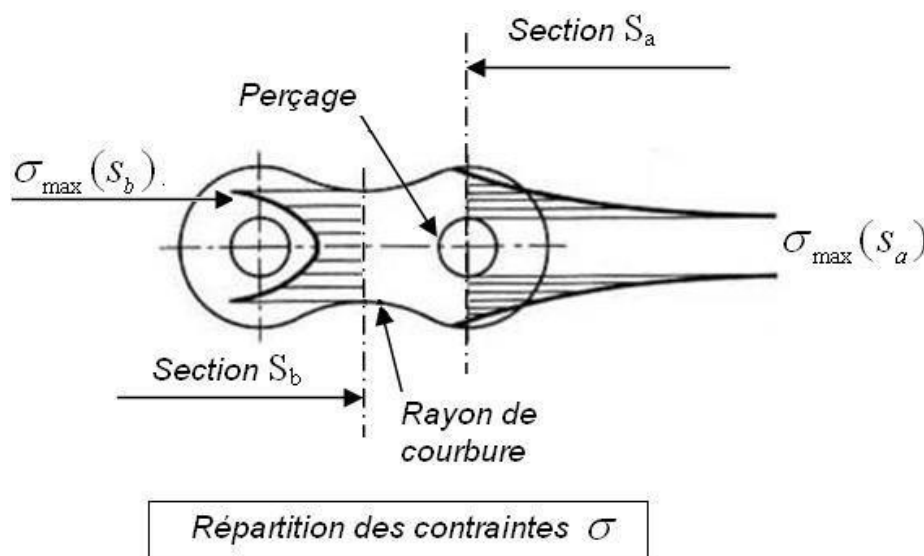


Fig.III.12 : Répartition des contraintes de traction sur les plaques

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 $\tau_a = 430 \text{ MPa}$

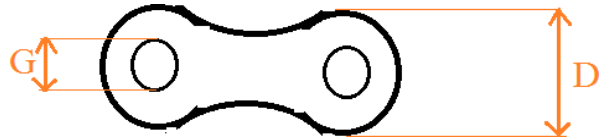
Section a : $k_a = 1,5$

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

E ; épaisseur de la plaque

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

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



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

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

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 :

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

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

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

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

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

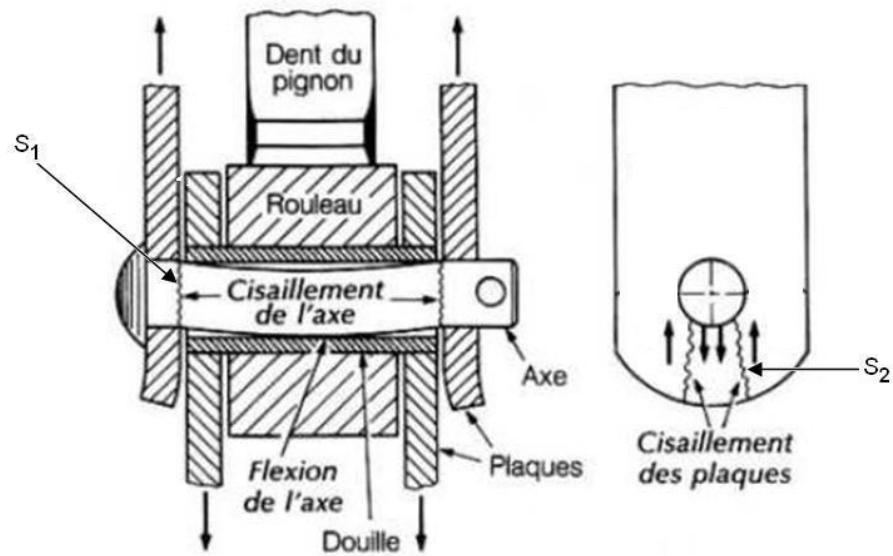


Fig. III.13 : contraintes de cisaillement sur l'axe et les plaques

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 certaines grandeurs.

A : COEFFICIENT DE PAS K_p :

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

B : COEFFICIENT DE NOMBRE DE RANGÉE 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.

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

D : COEFFICIENT DE QUALITÉ K_q DES ÉLÉMENTS 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 : $N_m = 60$ kW pour $N_1 = 285$ 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.

$N = 1029,7$ kW puissance à transmettre par la chaîne utilisée.

K_{sur} : coef. de surcharge

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

$$\text{Donc } n = \frac{60 \cdot 2,5 \cdot 1,11 \cdot 2,25 \cdot 0,8}{1029,7 \cdot 0,4 \cdot 1} = 0,72 \leq [n] = 1,1$$

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

PROPOSITION :

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

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

$$n = \frac{60 \cdot 3,86 \cdot 1,11 \cdot 2,25 \cdot 0,8}{1029,7 \cdot 0,4 \cdot 1} = 1,123 \geq [n] = 1,1$$

La chaîne sera vérifiée à l'endurance.

3-10 PRINCIPALES DIMENSIONS DES ROUES DENTÉES :

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

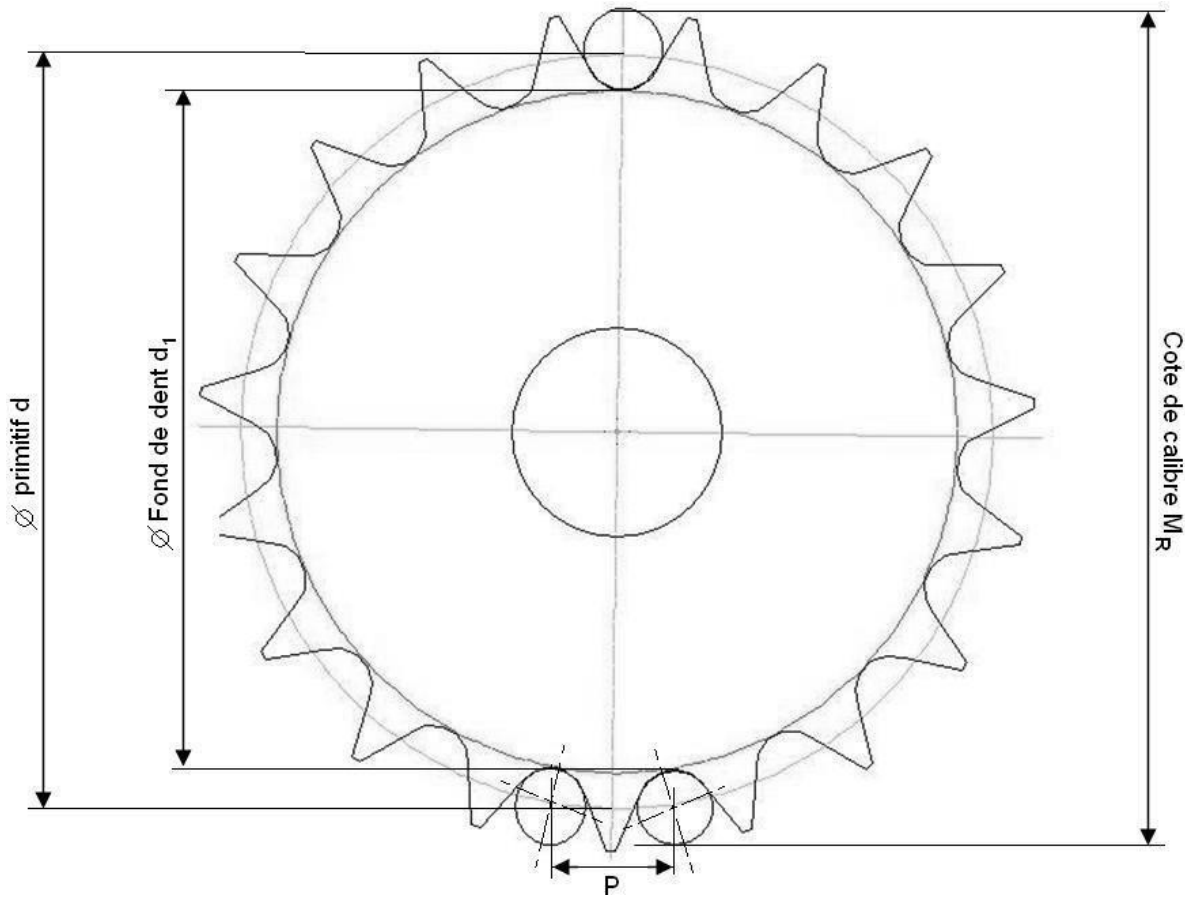


Fig. III.14 : Roue dentée

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

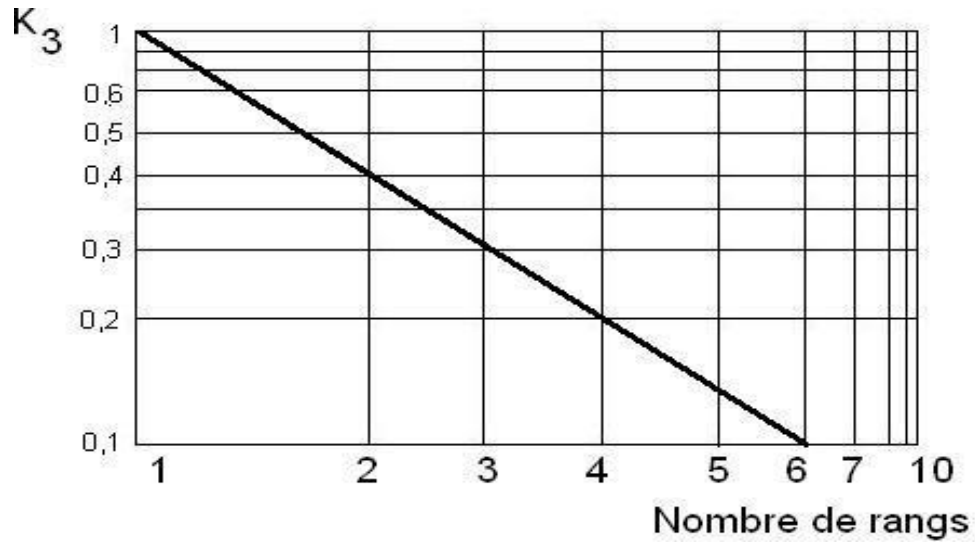
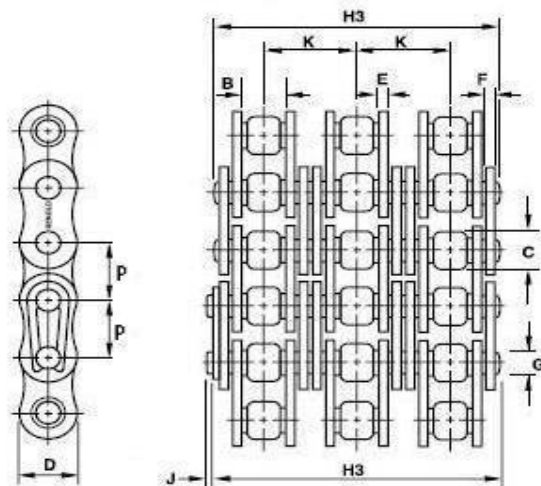


Fig. III.15 : coefficient du nombre de rangs K₃

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. III.16 : dimensions de la chaîne ANSI 160-3

ANSI RATING CHART

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

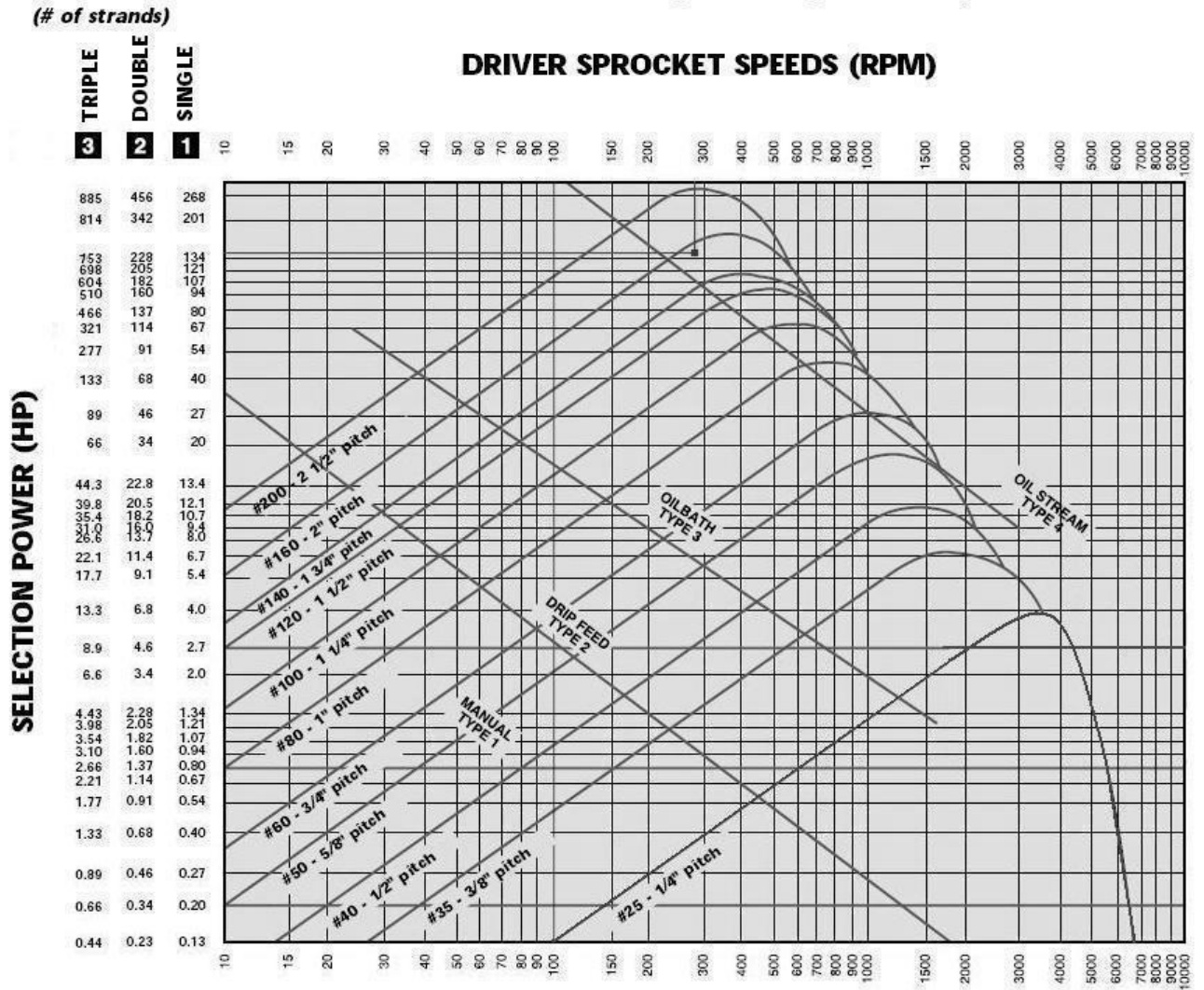


Fig. III.17 : abaque des puissances transmissibles et chaînes correspondantes

Conclusion générale

Conclusion générale

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 pouvoir 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.

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 Oil well 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 -Techniquesdel'ingénieur,B5650.
- [7] ***"Théorie du freinage"***.
- J.CARRE Techniquesdel'ingénieur,B5570.
- [8] ***"RENOLD chain product catalogue "***
- Constructeur de chaînes RENOLD-
- [9] **« Etude et Maintenance du Treuil de Forage »**.
-CHERIFI MAHFOUD, université de Chlef 2012

عنوان المذكرة : دراسة صيانة رافعة الحفر

المؤطر: مريقي خالد الإسم : محمد الأمين اللقب : شاوش

ملخص

إن رافعة حفر OIL WELL هي معدات أساسية مستخدمة في صناعة البترول للتعامل مع أدوات الحفر ورفعها ، وقضبان الحفر والأحمال الثقيلة الأخرى في عمليات حفر آبار النفط في هذا الموجز ، نحاول أن نوفر تغطية الصيانة المناسبة لجهاز حفر آبار النفط أمرًا ضروريًا من أجل ضمان التشغيل السليم والموثوقية والسلامة. فيما يلي ملخص للخطوات والاعتبارات الرئيسية لدراسة وصيانة منصة آبار النفط.

Résumé

Le treuil de forage OIL WELL est un équipement essentiel utilisé dans l'industrie pétrolière pour manipuler et soulever les outils de forage, les tiges de forage et d'autres charges lourdes dans les opérations de forage de puits de pétrole dans cette mémoire on essaie d'avoir couvrez l'étude de maintenance appropriées du treuil de forage oil well sont essentielles pour garantir son bon fonctionnement, sa fiabilité et sa sécurité. Voici un résumé des principales étapes et considérations pour l'étude et la maintenance du treuil de forage oil well.

summary

The OIL WELL drill hoist is essential equipment used in the petroleum industry to handle and lift drilling tools, drill rods and other heavy loads in oil well drilling operations in this brief we try to d Proper maintenance coverage of the oil well drill rig is essential to ensure proper operation, reliability and safety. Here is a summary of the main steps and considerations for the study and maintenance of the oil well rig.