

UNIVERSITÉ D'ALGER

5/75

2ca

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DÉPARTEMENT MECANIQUE

THÈSE DE FIN D'ÉTUDES

**MOUFLAGE D'UNE
INSTALLATION LOURDE DE FORAGE**

Proposée par :
OLANESCU M.
Professeur
Docteur Ingénieur

Étudiée par :
BENACHIR A.

Jeune reussite
les jours.

Hy.

UNIVERSITÉ D'ALGER

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DÉPARTEMENT MECANIQUE

THÈSE DE FIN D'ÉTUDES

**MOUFLAGE D'UNE
INSTALLATION LOURDE DE FORAGE**

Proposée par :
OLANESCU M.
Professeur
Docteur Ingénieur

Étudiée par :
BENACHIR A.

PROMOTION 70 - 75

Je tiens à remercier Monsieur
Mihail OLANESCU, Ingénieur-Docteur
Maitre-assistant à l'école Nationale
Polytechnique pour son précieux con-
cours dans l'élaboration de mon projet.

Je tiens également à remercier
tous les professeurs qui ont contribué
à ma formation ainsi que mes amis qui
n'ont pas ménagé leurs efforts pour
m'aider.

Spencer

- B I B L I O G R A P H I E -
=====

- I - A. PUBLIC - V. CRISTES - I. HIRACH - N. PELIGRAD -
GH. SILION -
Utilaj petrolier, pentru, forage, extractie
- II- MIHAIL OLANESCU
Forajul sondelor
- III- TORANCHAU
Eléments de construction à l'usage de l'ingénieur
- IV- SONATRACH
Documentations de forage
- V - I. HIRSCH
Curs de calculul si constructia utilajulier petrolier
(vol 1) (Bucarest 1963)
- VI- T. MLADINESCU
Organe de machine et mécanisme (Bucarest 1972)
- VII- GH. MANEA
Organe des machines - Edition technique - Bucarest 1972)

DONNEES :

Charge maximum au crochet	$Q_c = 250 \text{ tf}$
Hauteur de manoeuvre	$H_t = 30 \text{ m}$
Poids propres de l'appareillage de manoeuvre	$Q_m = 10 \text{ tf}$
Diamètre du tambour	$D_e = 710 \text{ mm}$
Longueur du tambour	$L_t = 1\,315 \text{ mm}$
Vitessesavants	$V_1 = 185 \text{ tr/mm}$ $V_2 = 280 \text{ tr/mm}$ $V_3 = 320 \text{ tr/mm}$ $V_4 = 490 \text{ tr/mm}$
Vitessesarrières	$V_a r_1 = 180 \text{ tr/mm}$ $V_a r_2 = 300 \text{ tr/mm}$
Hauteur du derrick	$H = 44 \text{ m.}$

TABLE DES MATIERES

<u>INTRODUCTION</u>	1
<u>DEFINITION</u>	4
CHAP. I -	
I - Détermination du nombre de poulies	7
II- Choix du diamètre du cable	8
II-1- Traction maxi. à l'extraction	8
II-2- Traction maxi. à l'introduction	9
III-3-Détermination du diamètre	10
III- Choix diamètres des poulies	11
III-1- Détermination du rayon de profil de gorge .	11
III-2- Diamètre intérieur	11
III-3- Diamètre extérieur	12
III-4- Pression de contact	13
IV - Longueur du cable de manœuvre	14
IV-1- Longueur du cable actif	14
IV-2- Couche de sécurité	14
IV-3- Diamètre moyen d'enroulement	15
V - Résistance et usure du cable	19
V-1- Contrainte de traction	19
V-2- Contrainte de flexion	19
V-3- Contrainte totale	20
V-4- Calcul du travail du cable	21

.../...

CHAP. II -

I - Charge statique	25
I - 1 - Moufle fixe	26
I - 2 - Moufle mobile	27
II- Charge dynamique	28
II -1 - Méthode de calcul	31
II -2 - Résultats	32

CHAP. III -

A - Détermination des roulements.

I - Choix des roulements	33
II - Calcul de la capacité de charge dynamique ..	33
III- Application numérique	35
III - 1 -Calcul du facteur Krg.	35
III - 2- Calcul de la capacité de charge dyn. ..	36
III - 3- Dimension des roulements	36

B - Calcul des axes des moufles

I - Introduction	37
II - Calcul des réactions	37
II - 1- Moufle fixe	37
II - 2- Moufle mobile	39
III - Calcul des moments fléchissants.....	42
III - 1-Moufle fixe.....	42
III - 2 -Moufle mobile.....	44
IV- Calcul prédimensionnel des axes.....	45
IV - 1 -Méthode de calcul.....	46
IV - 2 -Moufle fixe.....	46
IV - 3 -Moufle mobile.....	47
IV - 4 -Conclusion.....	47

V - Calcul des contraintes maxi et mini.....	48
V - 1- Moufle fixe.....	48
V - 2- Moufle mobile.....	49
VI - Vérification des axes.....	50
VI - 1-Vérification à la fatigue.....	50
VI - 2-Vérification au cisaillement.....	54
VI - 3-Vérification à l'écrasement.....	56
VII - Conclusion.....	59

CHAP. IV + Calcul et choix du Frein Hydraulique

I - Introduction.....	60
II- Calcul dimensionnel.....	61
II-1 -Calcul du rayon nominal.....	61
II-2 -Application numérique.....	63
III - Calcul thermodynamique.....	65
III-1 -Méthode de calcul.....	65
III-2 -Application numérique.....	68

CHAP. V + Entretien et Exploitation

I - Cable et moufle.....	70
I - 1-Défaillances courantes.....	70
I - 2-Remèdes.....	71
II - Crochet.....	71

CHAP. IV + Calcul et choix du Frein Hydraulique

- INTRODUCTION -

PRINCIPE CONSTRUCTIF ET REALISATION DE L'INSTALLATION LOURDE DE FORAGE 3 DH 250.

La thèse intitulée :

MOUFLAGE D'UNE INSTALLATION LOURDE DE FORAGE

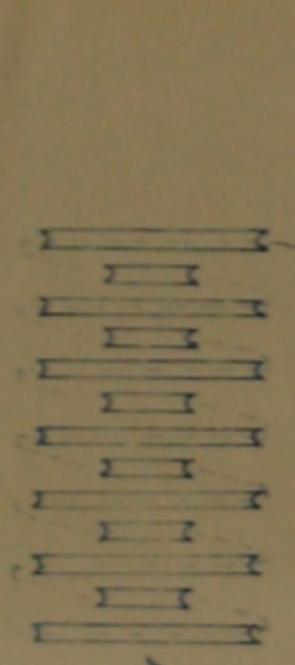
Constitue une partie d'une installation complète de forage :
Selon les principes constructifs d'une installation lourde de forage qu'on fabrique dans les pays producteurs et qui travaillent en Algérie, en a choisi pour l'installation une chaîne cinématique moderne avec une puissance installée de 2670 Cv (soit trois moteurs diésels de même puissance), de telle manière qu'elle soit capable de réaliser le forage jusqu'à une profondeur de 5000m (charge minimale au crochet 100 tf, charge maximale de courte durée 300 tf.

En ligne générale (voir chaîne cinématique) l'installation est actionnée par des moteurs diésels de 890 Cv chacun.

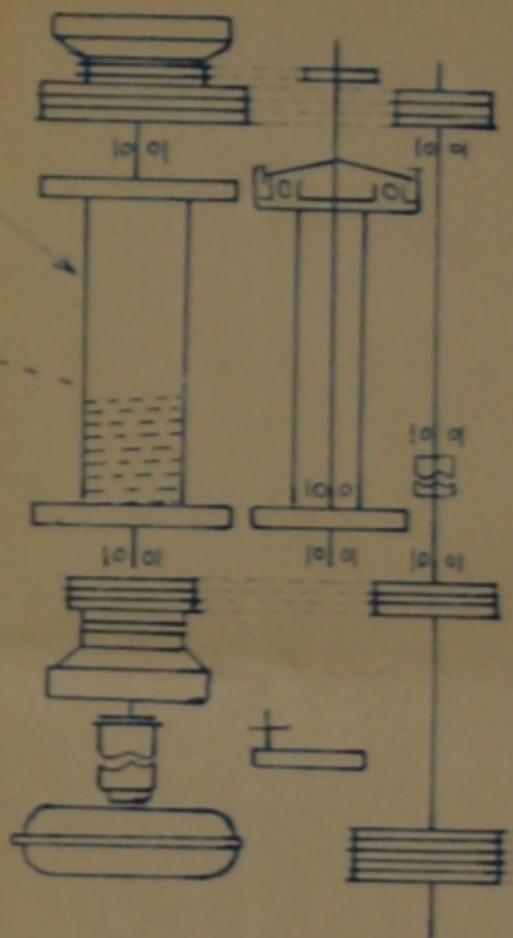
Chaque arbre moteur est accouplé par un convertisseur hydraulique de couple et par un accouplement pneumatique à soufflet, à un arbre intermédiaire de transmission.

Les trois transmissions intermédiaires qui sont liées entre elles par des chaînes multiples (Sextriplex) de telle manière que la puissance des moteurs puisse être transmise si nécessaire, soit vers le treuil, soit vers la pompe de circulation.

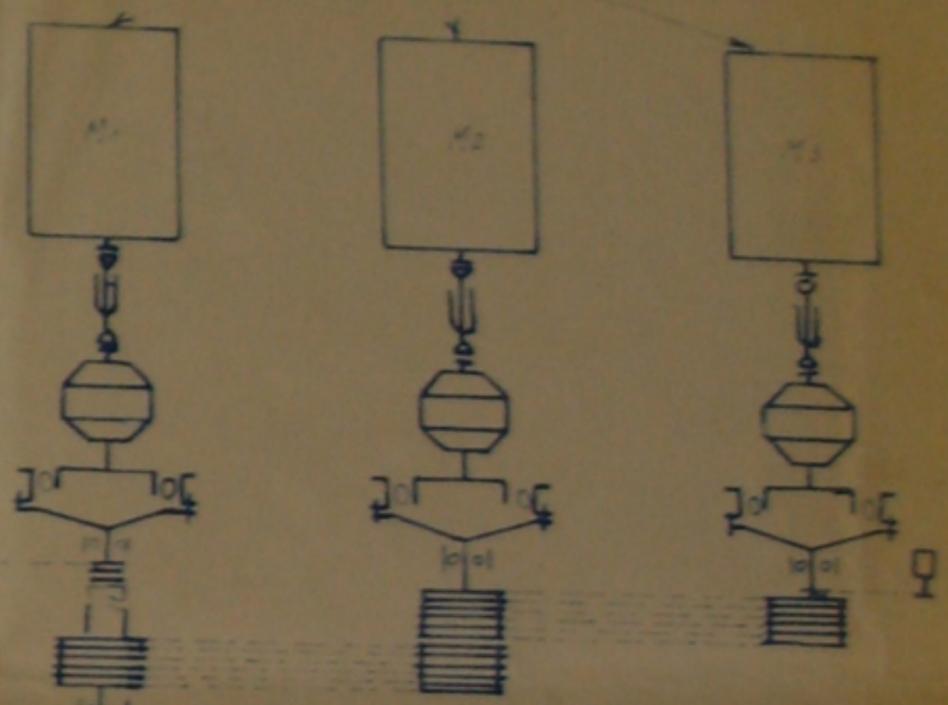
Conformément aux données initiales du projet, en a considéré qu'au treuil ne seront accouplés que deux moteurs simultanément.



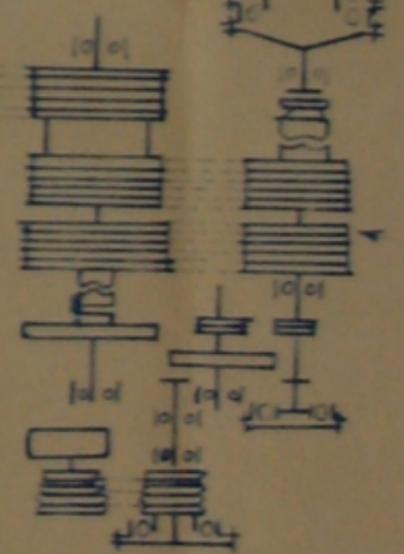
Train



Motors



Transmission



PM00575
avant p. c

CHAINE CINEMATIQUE d'une installation 3DH250

En cherchant à obtenir une plus grande simplicité constructive, on a adopté la solution qu'autre la transmission intermédiaire et le treuil soit intercallée une boîte de vitesse à deux vitesses avant et une vitesse arrière.

Du au fait que le treuil de forage peut aussi réaliser deux vitesses, au tombour de manœuvre de celui-ci, on obtient finalement quatre vitesses avant et deux vitesses arrière.

Les données initiales précise que la hauteur du Derrick est de 44m, que la hauteur de manœuvre du crochet sera de 30m, et que le treuil assure au tombour une force active maximum de 28 tf (charge courante de service étant de 25 tf). Le tombour de treuil étant muni non seulement d'un puissant frein à bande (pour l'arrêt de la charge) mais aussi d'un frein hydraulique régulateur de descente.

Les principales fonctions accomplies par l'appareillage de levage d'une installation lourde de forage doivent être les suivantes :

- La montée et la descente des charges au crochet dans le cadre des opérations d'extraction et d'introduction dans les puits du train des tiges de forage, dans le but de changer l'outil, ou de procéder à d'autres opérations.
- Le maintien au crochet du poids entier du train de tige dans le cadre des opérations de forage proprement dites et la descente contrôlée du train (mm par mm), au fur et à mesure de l'avance de l'outil dans la roche du fond de puits.
- La réalisation d'une puissance de traction sur le train de tige de forage suspendu au crochet dans les situations où du à de certaines causes géologiques. Le train de tige est bloqué dans le terrain.

En conclusion, l'appareillage de levage d'une installation lourde de forage doit assurer :

- La montée et la descente à grandes vitesses de certaines charges très élevées suspendues au crochet.
- La montée et la descente sur des distances extrêmement courtes (de l'ordre du mm) de la charge au crochet.

Pour assurer une bonne élasticité, les installations modernes de forage sont munies (entre les moteurs et les arbres transmission intermédiaires) des convertisseurs hydrauliques de couple qui règlent automatiquement le paramètre couple-vitesse de rotation, quand on doit actionner de grandes charges au crochet. Ils réduisent la vitesse de rotation transmise au crochet, en augmentant en même temps le couple moteur fourni à l'installation, et inversement aux grandes charges, ils augmentent beaucoup la vitesse de rotation en baissant le couple donné par le moteur :

En même temps les convertisseurs hydrauliques de couple permettent un certain glissement (8 à 10%) et les moteurs et les arbres intermédiaires, en protégeant ainsi les moteurs, des chocs et des surcharges dangereuses.

L'accouplement et le découplement des divers arbres de la chaîne cinématique ainsi que la réalisation de certaines vitesses se fait à l'aide des accouplements pneumatiques à soufflet, des accouplements pneumatiques à disque et des accouplements à crabots.

Ce projet a pour but l'étude détaillée d'une partie de cette installation lourde de forage 3 DH 250. Cette partie concerne spécialement "Le mouflage et le frein hydraulique"

- DEFINITION DU MOUFLAGE -

Le mouflage sera composé d'un moufle fixe, monté dans la partie supérieure du Derrick et d'un moufle mobile suspendu à ce dernier à l'aide du câble de manœuvre.

Le crochet de forage, comme dans toutes les installations modernes de forage sera solidaire à la partie inférieure du moufle mobile par l'intermédiaire de 2 tôles latérales. Il sert à la suspension de la tête d'injection (pendant le forage proprement dit), ou du matériel titulaire (train de tige etc ...), par l'intermédiaire des ellingues et d'un élévateur pendant les manoeuvre d'extraction introduction du train de tige.

L'axe du moufle fixe est soutenu par deux poutres d'acier en double T ou en I. L'axe du moufle mobile à deux dents dans deux tôles latérales en acier. Dans la partie latérale de ces tôles, se trouve solidaire le crochet, qui est muni de ressorts helicoidaux pour mieux protéger les filets des tiges de forage pendant leur vissage ou dévissage et aussi muni d'un roulement qui lui permet une liberté de rotation complète autour de son axe.

En ce qui concerne le câble, on en emploiera un en acier, construction "SEALE" 6 x 19 (6 torons de 19 fils chacun). Le profil et les dimensions des gorges des poulies doivent être appropriés (c'est à dire, ils doivent correspondre strictement au diamètre du câble).

Le mouflage travaille comme un multiplicateur de force ; avec une force de traction indirecte (appliquée au bout actif du câble qui s'enroule sur le tambour du treuil), on peut lever et maintenir en équilibre des charges beaucoup plus grandes suspendues au crochet de forage. Le treuil d'actionnement sera un treuil du type : TF 28 à quatre (4) vitesses qui a certaines caractéristiques (voir paramètres initiales).

À l'état de repos la charge au crochet Q_c et le poids propre de l'appareillage mobile de manœuvre Q_m , se répartissent uniformément dans les breins du câble qui soutient le moufle mobile, donc la traction dans le bout actif du câble T_t sera égale à celle du bout inactif du câble (bout mort au câble) T_m .

$$T_t = T_m = \frac{Q_c + Q_m}{2n}$$

Avec n représentant le nombre de poulies du moufle mobile sur lesquelles s'entoulent le câble. Lors de l'enroulement du câble sur le tambour et du déroulement celui-ci, T_t sera différente de T_m . A cause du frottement qui se produit sur chaque poulie et à la flexion du câble sur ces dernières, nous avons à l'extraction (c'est à dire à la montée de l'appareil de forage) (quand le câble s'enroule sur le tambour, T_{te} supérieure à T_{tm} , ($T_{te} > T_{tm}$) et à l'introduction, c'est à dire quand le câble se déroule, T_{ti} inférieur à T_{mi} ($T_{ti} < T_{mi}$). Pour calculer ces quatre valeurs, on doit connaître le nombre de poulies actives du moufle, c'est à dire le nombre n . Soit β le rendement d'une poulie quelconque qui travaille et β' le rendement de la dernière poulie du moufle fixe (c'est à dire celle qui ne travaille pas),

On détermine alors les valeurs suivantes :
 $\beta = \frac{1}{1.05}$ On prend généralement $\beta = \frac{1}{1.05} = 0.95$
 $\beta' = \frac{1}{1.05}$ On " " " $\beta' = \frac{1}{1.05} = 0.95$

Connaissant β et β' on peut déterminer les valeurs qui nous intéressent :

Nous avons donc :

À l'extraction :

$$T_{te} = \frac{P \cdot (1 + \mu)}{\beta \cdot (1 - \mu)} \quad (14)$$

$$T_{me} = \frac{P \cdot (1 - \mu)}{\beta \cdot (1 + \mu)} \quad (15)$$

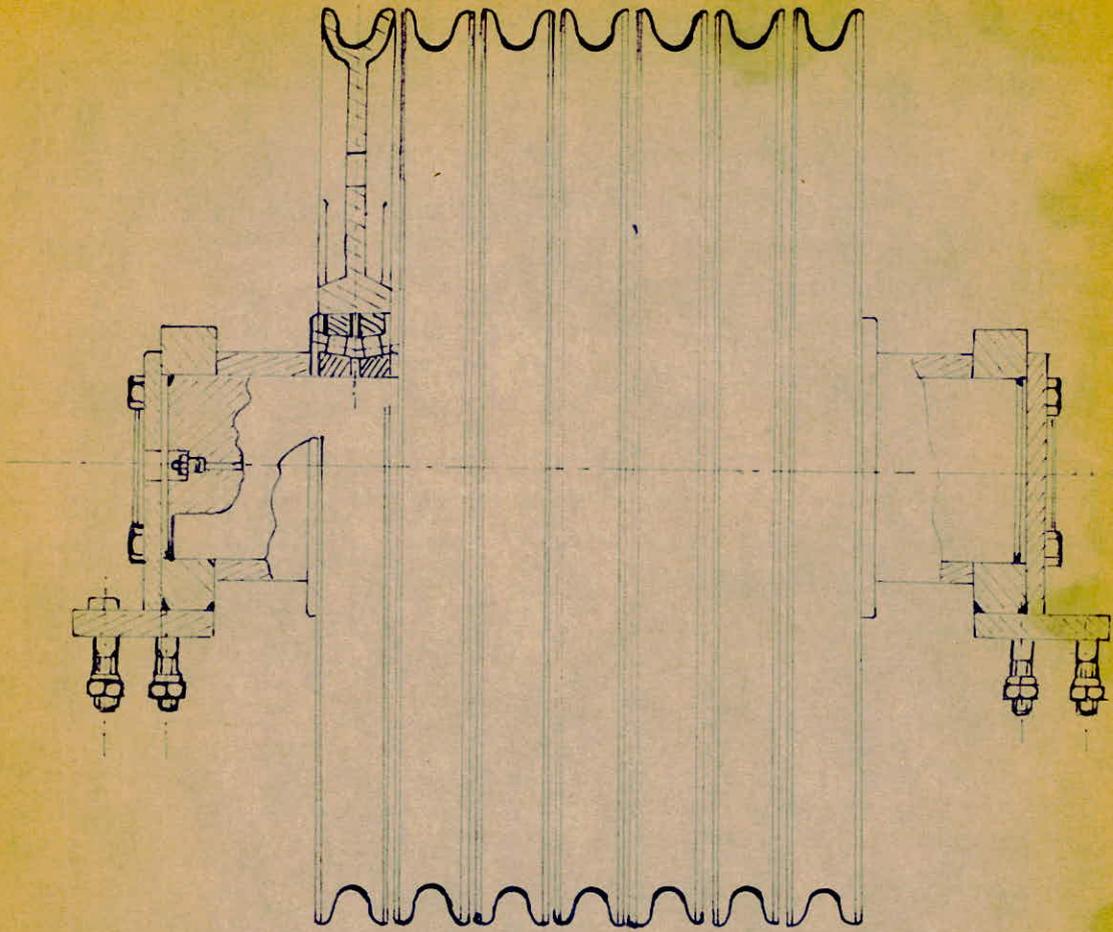
À l'introduction :

$$T_{ti} = \frac{P \cdot (1 + \mu)}{\beta \cdot (1 - \mu)} \quad (16)$$

$$T_{ni} = \frac{P \cdot (1 - \mu)}{\beta \cdot (1 + \mu)} \quad (17)$$

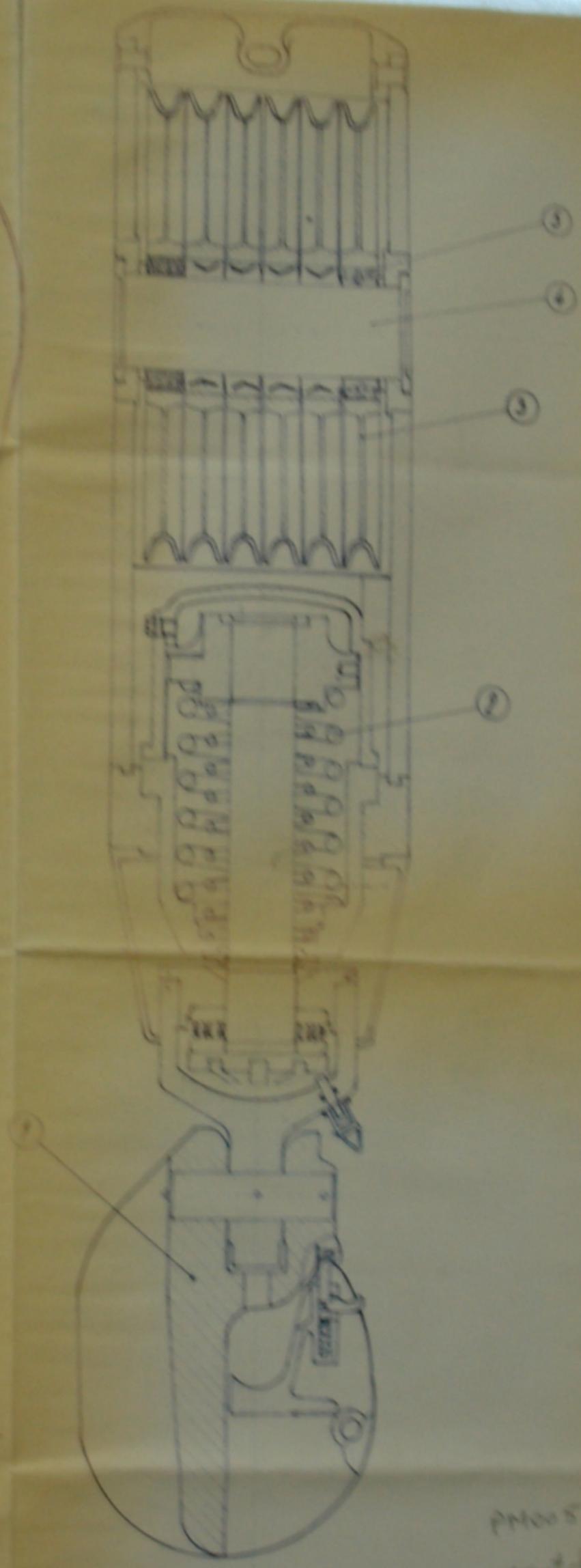
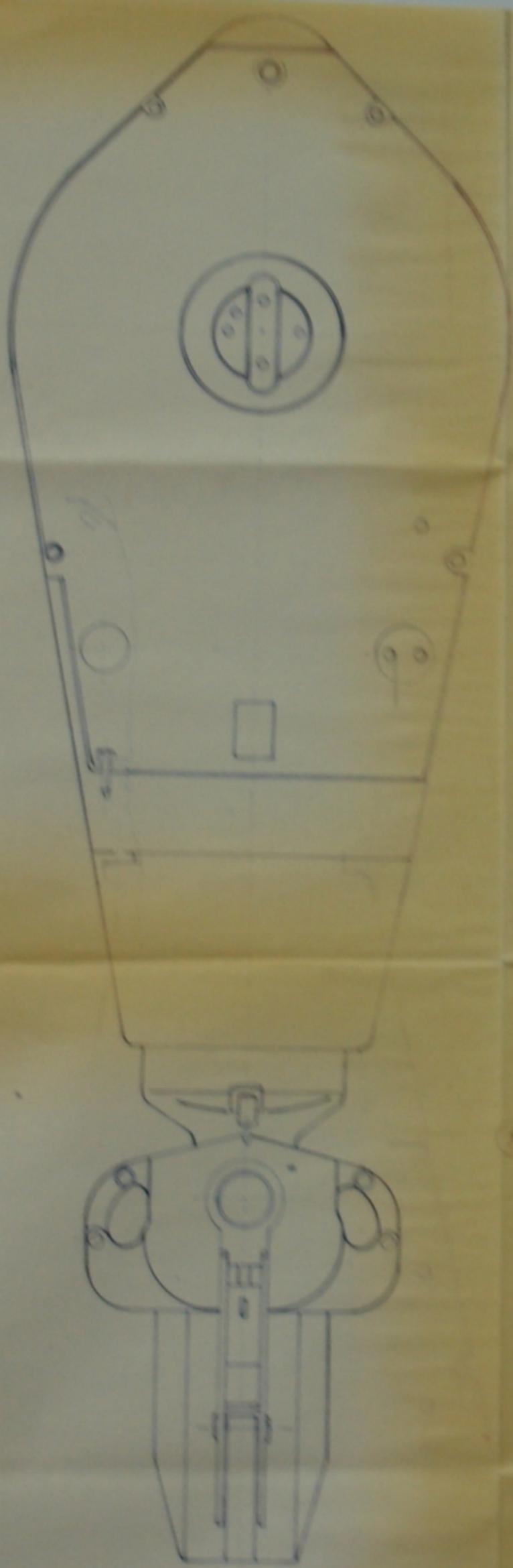
Les poulies des deux (2) moufles sont montées par paliers à roulements sur les axes horizontaux. Les axes (ou arbres) sont percés de canalisation pour graissages des roulements séparément et sont fixés à leurs deux bouts. Les parties doivent avoir un diamètre suffisant pour ne pas provoquer des flexions exagérées du câble et pour éviter ainsi l'usure excessive de ce dernier. Les poulies sont aussi munies à la périphérie d'une gorge de guidage pour le câble; la distance entre les poulies doit être la plus petite possible (pour éviter le contact entre elles, car ceux sont des vitesses différentes).

Du point de vue constructif des poulies doivent être identiques (c'est à dire même diamètre, même gorge).



- MOUFLE FIXE -

Ech: 4/10



PROJETS 25
 Avant chapitre - I.
 P. 2.

DATE	PROJETS	PROJETS 25	PROJETS 25
		Avant chapitre - I.	P. 2.
		PROJETS 25	PROJETS 25

THESE DE FIN D'ETUDES

E.N.P.A.

MOUFLE CROCHET

EN 190
 LE 20 20
 A 1900

- CHAPITRE I

- CALCUL DU CABLE DE MANŒUVRE ET DES POULIES -

I - DETERMINATION DU NOMBRE DE POULIES.

Considérons que la charge suspendue est de 300 tf. Le poids mort du moufle crochet est de 10 tf. Nous aurons à l'état statique (voire fig.1).

$$T_t = T_m = 28 \text{ tf.} = \frac{Q_m + Q_t}{2n} \quad \text{I}$$

$$\text{d'où} \quad n = \frac{Q_m + Q_c}{2 \times 28}$$

avec

n qui est le nombre de poulies du moufle mobile

$$Q_c = 300 \text{ tf.} \quad (\text{charge maximum})$$

$$Q_m = 10 \text{ tf.}$$

Nous aurons donc :

- a) au moufle mobile :

$$n = \frac{300 + 10}{2 \times 28} = 5,65$$

Preons alors n = 6 poulies

- b) au moufle fixe :

Comme le moufle mobile a (n + 1) poulies, nous aurons donc dans celui-ci :

(n+1) poulies soit 7 poulies

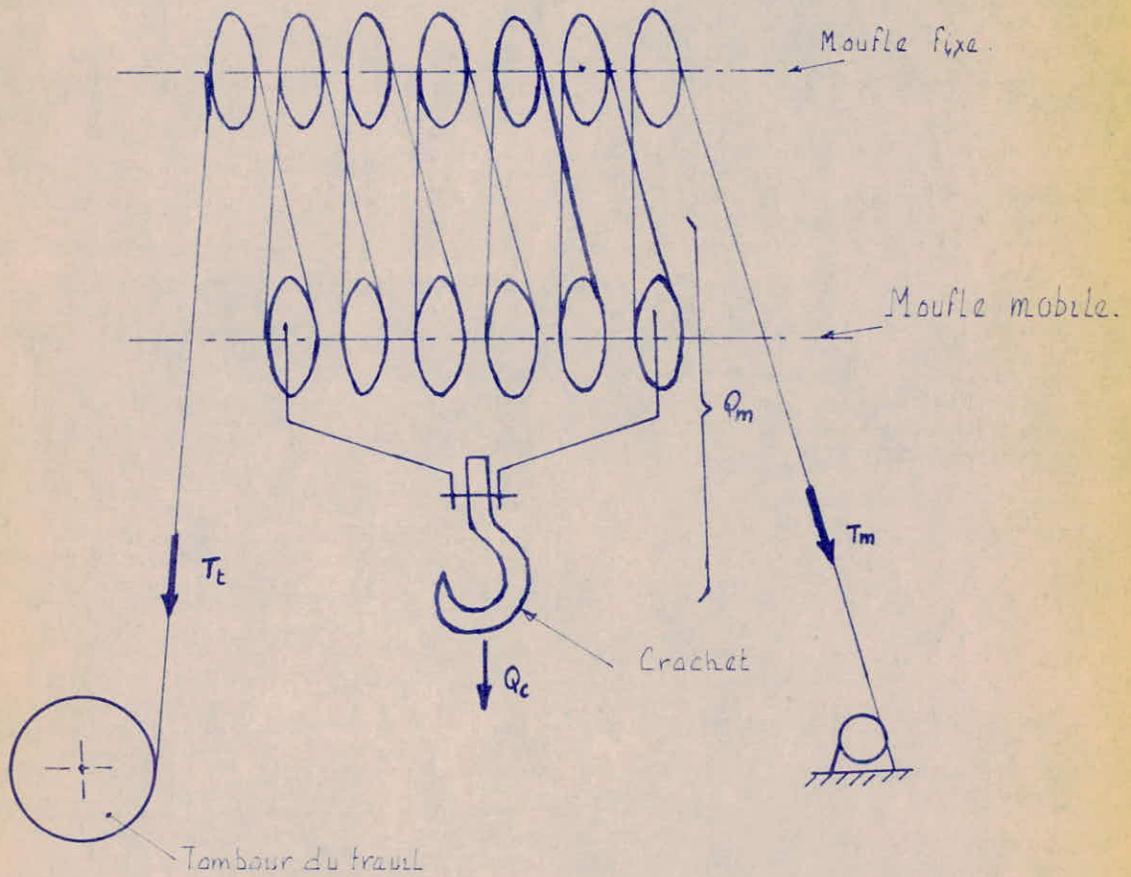


Fig. 1. - Schema de principe du mouflage

II - CHOIX DU DIAMETRE DU CABLE

Pour choisir le diamètre du câble à utiliser dans notre installation, il est nécessaire de connaître la traction maximale exercée par la charge dans le câble.

Sachant que pendant les manœuvres, les valeurs des tractions dans les brins de câble varient, on doit considérer la traction maximale dans les derniers. (voire fig.1).

A l'aide des relations donnée dans la définition du mouflage nous allons calculer les tractions maximales lors de l'introduction et de l'extraction.

II-1- TRACTION MAXIMALE A L'EXTRACTION

$$T_{te} = \frac{B^n (B - 1)}{B^{2n} - 1} (Q_t + Q_m)$$

$B = 1,02$

n étant le nombre de brins $n = 12$

$Q_c + Q_m = 250 + 10 = 260$ tf. C'est la charge maximum de manœuvre.

d'où

$$T_{te} = \frac{(1,02)^{24} (1,02 - 1)}{(1,02)^{24} - 1} (260) = 24,5 \text{ tf.}$$

$T_{te} = 24,5 \text{ tf.}$

pour le brin mobile

.../...

de même :

$$T_{me} = \frac{p-1}{p(1-p)^n} (Q_c + Q_m) \text{ avec } p = 1,01$$

$$T_{me} = \frac{1,01 - 1}{1,01(1,01)^{24} - 1} (260) = 19 \text{ tf.}$$

$T_{me} = 19 \text{ tf}$	pour le brin mort
--------------------------	-------------------

II-2 - TRACTION MAXIMALE A L'INTRODUCTION

$$T_{ti} = \frac{p-1}{p(p-1)} (Q_c + Q_m)$$

$$T_{ti} = \frac{1,02 - 1}{1,02 (1,02)^{24} - 1} (260) = 18,85 \text{ tf.}$$

$T_{ti} = 18,85 \text{ tf.}$	C'est la tension maximale dans le brin mobile pendant l'introduction.
------------------------------	---

de même :

$$T_{ti} = \frac{p-1}{p-1} (Q_c + Q_m)$$

$$T_{ti} = \frac{1,01(1,02 - 1) (1,02)^{23}}{(1,02)^{24} - 1} (260) = 23,50 \text{ tf.}$$

$T_{ti} = 23,50 \text{ tf.}$	tension maximale dans le brin mort.
------------------------------	-------------------------------------

CARACTERISTIQUES des cables

SIL 6X19

diamètre nominal du cable d_c (mm)	diametre du fil.			section du cable. A_c (mm ²)	charge mini. de rupture du cable en kN			poids du cable. N/m.
	central d_1 (mm)	interme- -diaire d_2 (mm)	exterieur d_3 (mm)		140 daN/mm ²	160 daN/mm ²	180 daN/mm ²	
25	2,2	1,12	2,0	245,66	296,18	338,50	380,81	23,3
28	2,54	1,29	2,30	325,35	391,30	447,20	503,10	30,90
32	2,87	1,45	2,60	415,90	500,86	572,42	643,97	39,50
35	3,09	1,57	2,80	482,82	580,33	663,23	746,11	45,80

tableau - 1.

d'apres API - (American Petroleum Insti.)

Utilisation du cable.	coef. de securite minimum. c
manoeuvre de forage	3
Introduction de tubes	2
Instrument	2
curage.	3

tableau .2.

Donc la traction maximale est la traction exercée dans le brin mobile, soit le brin relié au tambour pendant l'exercice de la traction.

$$T_{te} = 24,5 \text{ tf.}$$

II - 3 - DETERMINATION DU DIAMETRE :

En connaissant la traction maximum exercée au cable pendant les manoeuvres de forage, les tableaux 1 et 2, nous donne directement le diamètre du cable à utiliser ainsi que les différents diamètres des torons de ce cable.

En tenant compte du fait que les charges à manoeuvrer sont assez élevées, le cable doit être assez élastique.

Sachant que l'équipe de forage maintiendra sous surveillance continue l'état du cable, alors on peut accepter un coefficient de sécurité moins élevé que d'habitude. Pour ces raisons on choisira pour la charge maximum qui peut être atteinte seulement au lancement des colonnes un coefficient de sécurité de 2 et pour la charge de service un coefficient de sécurité de 3.

En prenant un coefficient de sécurité de 2,5, on obtient une charge de rupture du cable de :

$$24,5 \times 2,5 = 61,3 \text{ tf.} \approx 613 \text{ Kw.}$$

En se référant au tableau 1, on choisira pour le cable un diamètre nominal de :

$$d_e = 32 \text{ mm.}$$

avec les diamètres des torons suivants :

$$d_1 = 2,87 \text{ mm}$$

$$d_2 = 1,45 \text{ mm}$$

$$d_3 = 2,6 \text{ mm}$$

Diamètre du câble (mm)	Rayon R de profil de la gorge (mm)	
	R min	R max
12-16	$d/2 \pm 0.2$	$d/2 \pm 1$
17-21	$d/2 \pm 0.3$	$d/2 \pm 1.3$
22-29	$d/2 \pm 0.4$	$d/2 \pm 1.7$
30-38	$d/2 \pm 0.6$	$d/2 \pm 2.1$

- Coupe de poulie -

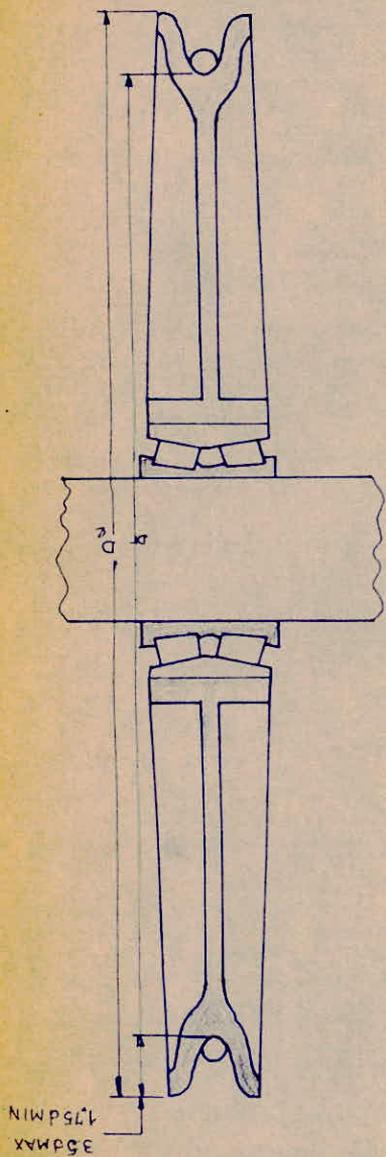
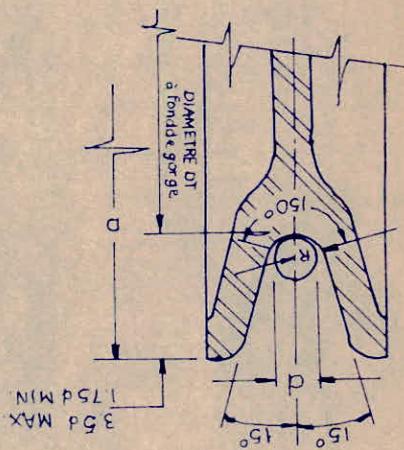


Fig 1a - Poulie de câble de curage.



III - CHOIX DES DIAMETRES DES POULIES

III-1 - DETERMINATION DU RAYON DE PROFIL DE LA GORGE

Le rayon de profil de la gorge des poulies est déterminé en fonction du diamètre du câble à utiliser, conformément aux normes en vigueur. Et ce pour éviter certains défauts, comme ceux donnés par les figures 1. Le tableau 3 nous permet de déterminer les rayons maximum et minimum des profils de gorge des poulies en fonction du diamètre du câble utilisé.

Nous aurons donc pour : $d = 32 \text{ mm.}$

$$R_{\text{mini}} = 16,6 \text{ mm.}$$

$$R_{\text{maxi}} = 18,1 \text{ mm.}$$

Nous choisissons un rayon de profil de :

$$R = 17 \text{ mm.}$$

En ce qui concerne l'angle de recouvrement, il est déterminé expérimentalement soit :

$$\alpha = 150^\circ$$

III-2 - DIAMETRE INTERIEUR DES POULIES

Le diamètre intérieur de la poulie est le diamètre correspondant au fond de la gorge (voire fig.). Il choisit en fonction du diamètre du câble utilisé pour éviter toutes contraintes exagérées de flexion du câble sur les poulies. Dans la pratique on utilise couramment la relation :

$$D = (32 \text{ à } 40) d$$

Le rapport (D/d) a une grande assez élevée dans le cas des installations lourdes de forage.

On choisira donc une valeur : $D/d = 36$.

Connaissant: $d = 32$ mm

On obtient : $D = 36 \times 32 \Rightarrow D = 1158$ mm.

III-3- DIAMÈTRE EXTERIEUR DES POULIES

Soit D_e le diamètre extérieur on a :

$$D = D_e - 3,5d \quad D_e = D + 3,5d$$

$$D_e = 1158 + 3,5 \times 32 = 1270 \text{ mm}$$

$D_e = 1270 \text{ mm}$

REMARQUE :

Vus les processus dynamiques qui auront lieu lors des opérations de montée et de descente de la charge, il est nécessaire que le moment d'inertie des poulies soit minimum, et vues les tensions de flexion du câble sur les poulies, il est recommandable que les diamètres des poulies soient assez grands.

La solution doit satisfaire les deux exigences. Les poulies de manoeuvre seront exécutées en acier coulé allié au manganèse résistant ainsi à l'usure. Les gorges seront trempées superficiellement à une profondeur de la couche de 1,5 à 2 mm.

La largeur du moyeu doit être la plus réduite que possible, mais elle est déterminée généralement en fonction des dimensions de roulements utilisés.

Pour réduire le poids propre des nouffles, on exécutera des trous assez grands dans les disques des poulies. Le coeur du disque est vérifié à la charge maximum exercée par les

.../...

brins de câble. Il est à noter que sous cette charge, on ne devra pas dépasser la tension admissible de contact poulie-câble.

III-4- PRESSION DE CONTACT ENTRE LE CÂBLE ET LA POULIE

Pour les poulies exécutées en acier en manganèse trempé et poli on admet une pression admissible de contact.

$$P = 175 \text{ à } 210 \text{ daN/Cm}^2$$

Sachant que : $P = \frac{2 P}{D \cdot d}$ en daN/Cm²

Avec : P = effort maximum des tensions dans le câble en daN

D = diamètre de la poulie correspondant au fond de la gorge en Cm.

d = diamètre du câble en Cm.

Calculons la pression de contact P pour notre cas :

$$P = 286.10^2 \text{ daN.}$$

$$D = 115,8 \text{ Cm}$$

$$d = 3,2 \text{ Cm}$$

Alors :

$$P = \frac{2 \times 286.10^2}{115,8 \times 3,2} = 1,54.10^2 = 154 \text{ daN/Cm}^2$$

$$P = 154 \text{ daN/Cm}^2$$

On pourra accepter une poulie en acier en manganèse trempé et poli, en tenant compte de la pression admissible de contact de celle-ci.

IV - LONGUEUR DU CABLE DE MANOEUVRE

IV - 1 - LONGUEUR DU CABLE ACTIF :

Sachant que : La longueur du tambour en $L_t = 1315\text{m}$
Le diamètre du tambour en $D_t = 710\text{mm}$
La distance entre la position haute
et la position basse du noufle est
de 30m .

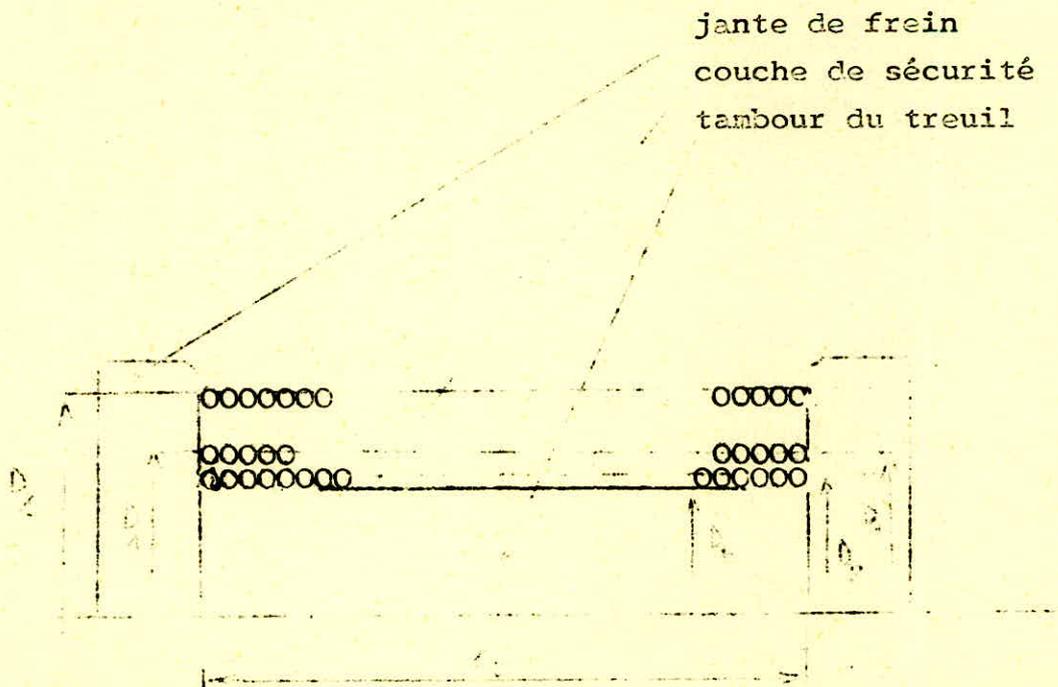
Donc la longueur approximative du câble de manoeuvre
est :

$$L_c = 30 \times 12 = 360\text{m} = \text{distance} \times \text{nombre de brin.}$$

$$L_c = 360 \text{ m.}$$

IV - 2 - COUCHE DE SECURITE

C'est une couche de prévention en cas de coupe partielle du câble de manoeuvre. Pour notre cas on prendra une couche complète qui ne se déroulera pas.



Calculons la longueur de câble de la couche de sécurité soit L_0 .

$$L_0 = \frac{II D_t L_t}{d}$$

Avec :

$$D_0 = D_t + d = 710 + 32 = 742 \text{ mm.}$$

$$L_t = 1315 \text{ mm.}$$

d'où :

$$L_0 = II \times 742 \times \frac{1315}{32} = 96,100 \text{ mm.}$$

$$L_0 = 96,1 \text{ m}$$

IV - 3 - DIAMÈTRE MOYEN D'ENROULEMENT SUR LE TAMBOUR - D_m

$$\text{On a : } D_m = \frac{D_0 + D_2}{2}$$

où : D_2 est le diamètre du tambour avec la dernière couche enroulée.

On a calculé la longueur L_0 de la première couche et le diamètre D_0 (c'est à dire pour la couche de sécurité).

Calculons les mêmes paramètres longueur et diamètre pour les autres couches et déterminons le nombre de couches.

Pour la deuxième couche :

$$D_1 = D_t + d + 2 (2-1) ad \quad a \text{ étant un facteur de correction ; } =$$
$$a = 0,93.$$

$$D_1 = D_t + 2 ad + d$$

$$D_1 = 742 + (2 \times 0,93 \times 32) = 801,52 \text{ mm}$$

d'où :

$$L_1 = \text{II } D_1 \frac{L_t}{d} = \text{II} \times 801,52 \times 41,25$$

$$L_1 = 103,81 \text{ m.}$$

Pour la troisième couche : (même méthode que précédemment)

$$D_2 = D_t + d + 2 (3-1) ad$$

$$D_2 = 742 + (4 \times 0,93 \times 32) = 861,04 \text{ mm}$$

d'où :

$$L_2 = \text{II } D_2 \times 41,25 = 111,52 \text{ m.}$$

$$L_2 = 111,52 \text{ m.}$$

Pour la 4ème couche

$$D_3 = D_t + d + 2(4-1)ad$$

$$D_3 = d (6 \times 0,93) + D_t$$

$$D_3 = 742 + 6 \times 0,93 d$$

$$D_3 = 920,56 \text{ mm}$$

$$L_3 = \pi D_3 \times \frac{L_t}{d} = 920,56 \times 41,25 \times \pi$$

$$L_3 = 119,26 \text{ mm}$$

La longueur approximative du câble est de :

$$L_c = 360 \text{ m}$$

On remarque que :

$$L_1 + L_2 + L_3 = 334,59 \text{ m}$$

D'où il existe une 5ème couche incomplète, c'est à dire avec un nombre de spires : Son diamètre est :

$$D_4 = 742 + 8ad$$

$$D_4 = 742 + 238,08 = 980,08 \text{ mm}$$

$$L_c - (L_1 + L_2 + L_3) = 360 - 334,59 \text{ m}$$

$$L_c - (L_1 + L_2 + L_3) = 25,41 \text{ m}$$

D'où :

$$i = \frac{25410}{D_4} = 8,25$$

Soit $i = 9$ spires

Récapitulons :

Le câble s'enroule suivant 5 couche comme suit :

- La 1ère couche qui est la couche de sécurité
- Les 2ème, 3ème et 4ème qui sont complètes
- La 5ème qui est incomplète comportant 9 spires

Calculons le diamètre moyen

$$D_m = \frac{D_o + D_z}{2} = \frac{D_o + D_3}{2} \quad (\text{ voir figure})$$

$$D_m = \frac{742 + 920,56}{2} = D$$

$D_m = 831,28 \text{ mm}$

V - RESISTANCE ET USURE DU CABLE

V - 1 - CONTRAINTE DE TRACTION -

On a : $\sigma_t = F_t/A$ daN/mm².

Avec : F_t qui est la traction maximum, dans le brin qui s'enroule sur le tambour.

$$F_t = F_{te} = 24,5 \text{ tf.} \quad (\text{voire chap. II})$$

A étant la section du cable en mm².

$$d = 32 \text{ mm} \quad A = 415,9 \text{ mm}^2$$

D'où :

$$\sigma_t = \frac{24,5 \times 9,81 \times 100}{415,9} = 57,79 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_t = 57,79 \text{ daN/mm}^2$$

V - 2 - CONTRAINTE DE FLEXION -

On a la relation suivante :

$$\eta = E_c \frac{f}{D}$$

Avec : D qui est le diamètre intérieur de la poulie en mm.

$$D = 1158 \text{ mm.}$$

f qui est le diamètre moyen des fils du cable en mm.

$$f = \frac{d_1 + 9d_2 + 9d_3}{19} \quad (\text{voir calcul du cable})$$

$$\text{Soit : } f = \frac{2,87 + (9 \times 1,45) + (9 \times 2,60)}{19}$$

$$f = \underline{2,09 \text{ mm}}$$

E_c étant le module d'élasticité du cable en daN/mm²

.../...

CALCULONS E_c :

La relation de DINNIK [V] nous donne pour les cables doubles :

$$E_c = E \cos^4 \varphi \times \cos^4 \psi$$

Avec : $E = 21500 \text{ daN/mm}^2$ " module de Young "

φ = angle d'enroulement des fils dans un toron

ψ = " " des torons dans un cable

SIL 6 x 19

On prendre les valeurs suivantes pour les cables

SIL 6 x 19

$$\varphi \geq 12^\circ \Rightarrow \cos \varphi = 0,978$$

$$\psi \geq 20^\circ \Rightarrow \cos \psi = 0,940$$

$$\text{D'où : } E_c = 21500 \times (0,978) \times (0,940) = 21500 \times 0,9 \times 0,776$$

On obtient :

$$T = \frac{21500 \times 0,9 \times 0,776 \times 2,09}{1158}$$

$$T = 27,2 \text{ daN/mm}^2$$

V- 3 - CONTRAINTES TOTALE :

La contrainte totale resultante que je désigne par

σ_{res} est :

$$\sigma_{res} = \sigma_f + \sigma_t$$

soit :

$$\sigma_{res} = 67,75 + 27,2 = 94,9 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_{res} = 94,9 \text{ daN/mm}^2$$

V - 4 - CALCUL DU TRAVAIL DU CABLE :

4-1 - DEFINITION DU TRAVAIL D'UN CABLE :

Le critère fondamental pour apprécier la " durabilité" du cable est le travail effectué par le cable, pendant l'entière période de forage du puit exprimé en "KN. km."

Remarque : définition de l'unité (KN.km)

Quand le travail a exercé une traction de 1 KN sur une longueur de 1km, alors le cable aura effectué un travail de 1 KN.km. Cette définition et cette unité de mesure sont utiles, mais elles ont des limitations pratiques.

Après un certain nombre de KN.km, le cable est soit à l'état neuf, soit à l'état lamentable.

Le travail L_m effectué par le cable dans une manoeuvre complète d'extraction et d'introduction du brin de tiges d'une certaine profondeur se détermine à l'aide de la relation suivante :

$$L_m = 10^{-5} \left\{ q L (L + l) + 4L \left[G_m + 0,95(q'_p - q') l_p \right] \right\} \quad (1) \quad [T]$$

- Avec :
- L = longueur du train de tife en m.
 - l = longueur des tiges assemblées
 - G_m = poids mort en daN = Q_m
 - l_p = poids en daN/m des tiges lourdes en m.
 - q'_p = poids en daN/m des tiges lourdes plongée dans la boue de forage.
 - q' = poids en daN/m des tiges de forages plongée dans la boue de forage.

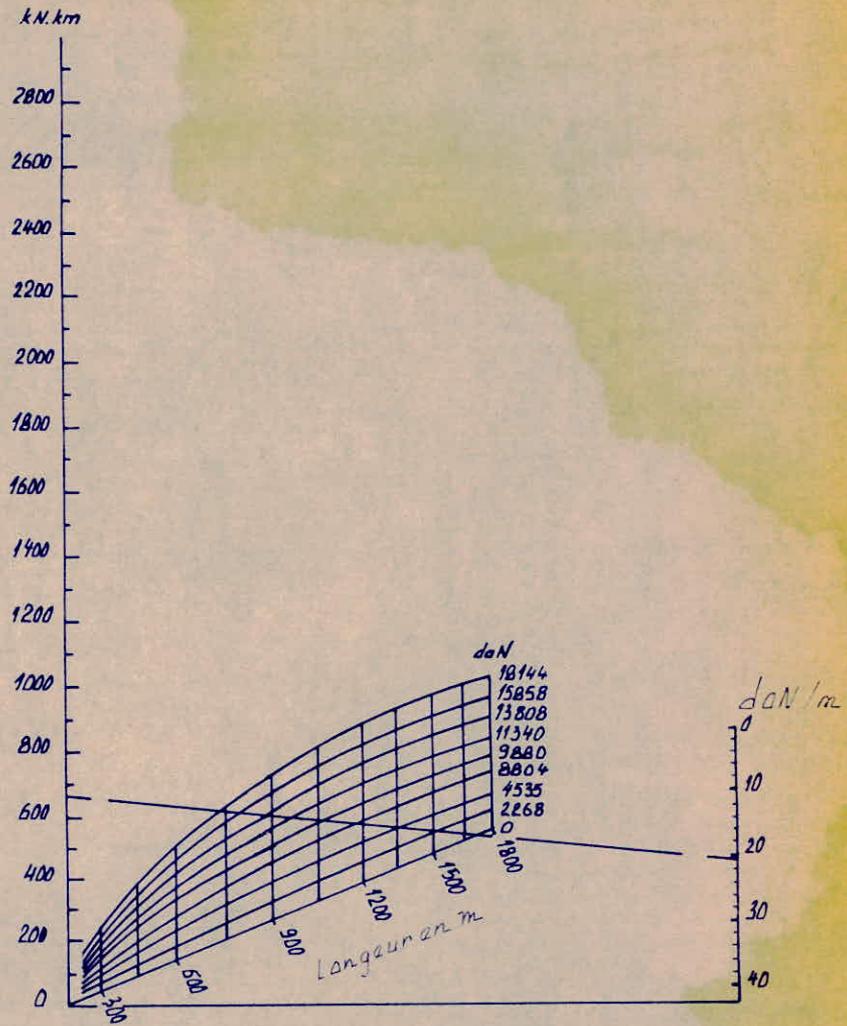


Fig. 3. Normogramme du calcul du travail mécanique en kN.km
 Longueur du train de tige inférieure à 1800 m.

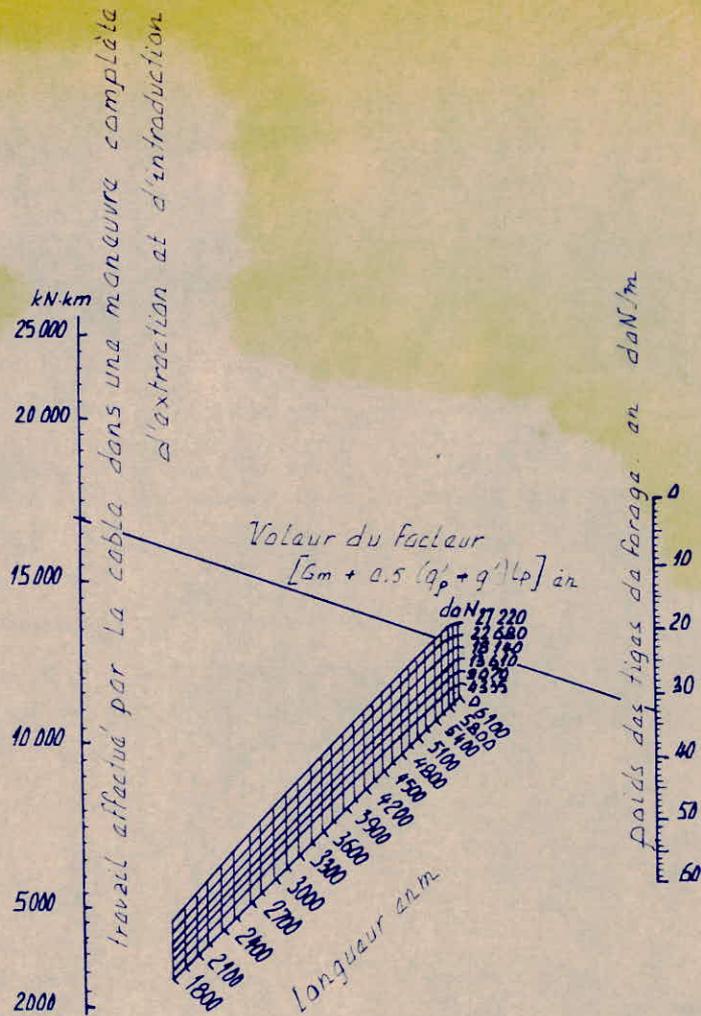


Fig. 2. Normogramme du calcul du travail mecanique en kN.km
 Longueur du train de tige comprise entre 1800 et 6300 m

Sachant que :

$$q'_p = q_p \left(1 - \frac{\delta_n}{\delta_a} \right)$$

n = densité de la boue de forage = 1,5 kgf/dm³

a = densité de l'acier = 7,85 kgf/dm³

$\left(1 - \frac{\delta_n}{\delta_a} \right)$ est appelé "coefficient de flotabilité".

et :

$$q' = q \left(1 - \frac{\delta_n}{\delta_a} \right)$$

q = poids réel

N.B. : Le travail calculé par la formule (1) peut être déterminé directement à l'aide des nomogrammes donnés par les fig. 2 et 3.

On tient à préciser que pour un forage complet, il resultera que :

$$L_{qf} = 3 L_{qn} \quad (H)$$

L_{qf} étant le travail final.

L_{qn} étant le travail pour la profondeur H , donné par (1)

$H = 5000n$ = profondeur à atteindre.

4-2 APPLICATION NUMERIQUE :

Sachant que pour notre cas on a :

$$L = 4880m$$

$$l = 27m$$

$$G_m = Q_m = 10t \quad \text{soit} \quad G_m = 9,81 \cdot 10^3 \text{ daN}$$

$$l_p = 120m$$

Calculons :

q'_p et q' sachant que :

$$q = 27,77 \text{ daN/m}$$

$$q_p = 123 \text{ daN/m}$$

$$q'_p = q_p \left(1 - \frac{I_a}{l_a} \right) = 123 \left(1 - \frac{1,5}{7,85} \right) = 99,5 \text{ daN/m}$$

$$q' = q \left(1 - \frac{I_a}{l_a} \right) = 27,77 \left(1 - \frac{1,5}{7,85} \right) = 22,4 \text{ daN/m}$$

Calculons le travail L_m à l'aide de la formule (1)

$$L_m = 10^{-5} \left\{ 22,4 \times 4880 (4880 + 27) + 4 \times 4880 \times \left[9,81 \cdot 10^3 + 0,5 (99,5 - 22,4) \times 120 \right] \right\}$$

$$L_m = 10^{-5} \left[5,35 \times 10^8 + 2,8310^8 \right]$$

$$L_m = 8,1810^3 \text{ KN.km}$$

Calculons le travail final :

$$L_f = 3 L_m$$

$$L_{\text{sup}} = 3 \times 8,1810^3 \text{ KN.km.}$$

$$L_f = 24,5 10^3 \text{ KN.km.}$$

4-3- CONCLUSION

Il est à remarqué qu'une marge a été déterminé pour le travail du cable :

$$70.000 \text{ KN.km} \leq L_f \leq 120.000 \text{ KN.km}$$

4 est défini dans ce qui suit :

Après avoir fait, au fur et à mesure que l'on progresse au forage d'un puit, la somme de tous les travaux exécutés par le cable, il est recommandé de tenir compte de cette marge. Quand le travail final atteindra cette marge le cable doit être changé.

Tout compte fait l'inspection du cable par des hommes expérimentés est le meilleur moyen de détermination de l'état de service d'un cable de forage.

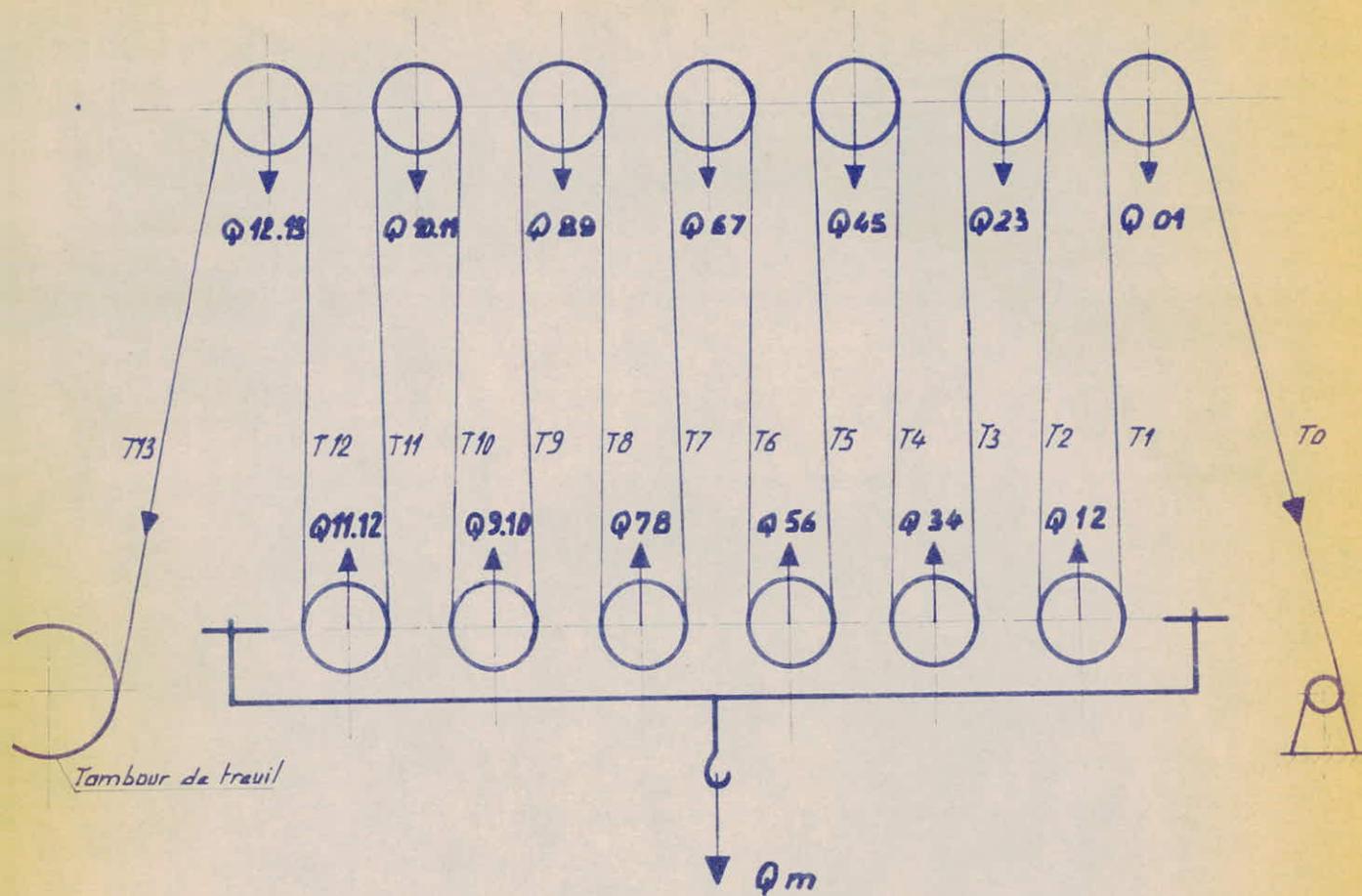


fig. 1c. CHARGES STATIQUES

CHAPITRE II

- E T U D E C I N E M A T I Q U E -

I - CHARGES STATIQUES

Les charges transmises par chaque poulie resultent de l'addition des efforts dans les deux brins du cable lui correspondant soit :

$$Q_{i,i+1} = T_i + T_{i+1} \quad \text{Voire fig. 1c.}$$

Calculons la tension dans le brin mort du cable de manoeuvre.

On a d'après [I] :

$$T_0 = \frac{Q_c + Q_m}{2}$$

$$Q_m = 10 \text{ tf}$$

$$Q_c = 250 \text{ tf}$$

Donc :

$$T_0 = \frac{260}{2} = 130 \text{ tf} \quad T_0 = \underline{21,6 \text{ tf}}$$

Sachant que :

$$\beta = \frac{1}{1,02} = 1,02$$

Avec :

n : rendement d'une poulie

On a :

$$Q_{i,i+1} = T_0 + T_{i+1} = T_0 \beta^i + T_0 \beta^{i+1} = T_0 \beta^i (1 + \beta)$$

REMARQUE : Quand le crochet est à vide on a :

$$Q_c = 0$$

D'où la tension dans le brin mort au cable de manoeuvre est :

$$T_0 = \frac{10}{12} = 0,83 \text{ tf} \quad \underline{T_0 = 0,83 \text{ tf.}}$$

Calculons alors les charges Q_2 +d+1 appliquées aux axes des deux moufles.

I - 1 - MOUFLE FIXE :

$$Q_{01} = T_0 + T_1 = T_0 + T_0 \beta = T_0 (\beta + 1)$$

$$Q_{23} = T_2 + T_3 = T_0 \beta^2 + T_0 \beta^3 = T_0 \beta^3 (1 + \beta)$$

$$Q_{45} = T_4 + T_5 = T_0 \beta^4 + T_0 \beta^5 = T_0 \beta^4 (1 + \beta)$$

$$Q_{67} = T_6 + T_7 = T_0 \beta^6 + T_0 \beta^7 = T_0 \beta^6 (1 + \beta)$$

$$Q_{89} = T_8 + T_9 = T_0 \beta^8 + T_0 \beta^9 = T_0 \beta^8 (1 + \beta)$$

$$Q_{1011} = T_{10} + T_{11} = T_0 \beta^{10} + T_0 \beta^{11} = T_0 \beta^{10} (1 + \beta)$$

$$Q_{1213} = T_{12} + T_{13} = T_0 \beta^{12} + T_0 \beta^{13} = T_0 \beta^{12} (1 + \beta)$$

I-1-1 - AVEC UNE CHARGE AU CROCHET : $Q_c = 250 \text{ tf.}$ $T_0 = 21,6 \text{ tf}$

$$Q_{01} = 21,6 (1+1,02) = 21,6 \times 2,02 = 42,9 \text{ tf.}$$

$$Q_{23} = 21,6 \times 1,02^2 (1 + 1,02) = 21,6 \times 1,04 \times 2,02 = 45,4 \text{ tf.}$$

$$Q_{45} = 21,6 \times 1,02^4 (2,02) = 21,6 \times 1,08 \times 2,02 = 47,2 \text{ tf.}$$

$$Q_{67} = 21,6 \times 1,02^6 (2,02) = 49 \text{ tf.}$$

$$Q_{89} = 21,6 \times 1,02^8 (2,02) = 50,6 \text{ tf.}$$

$$Q_{10,11} = 21,6 \times 1,02^{10} (2,02) = 52,7 \text{ tf.}$$

$$Q_{12,13} = 21,6 \times 1,02^{12} (2,02) = 54,9 \text{ tf.}$$

.../...

I-1-2 - SANS CHARGE AU CROCHET : $Q_c = 0$ $T_o = 0,83$ tf.

$$Q_{01} = 0,83 \times (1,02 + 1) = 1,65 \text{ tf.}$$

$$Q_{23} = 0,83 \times 1,02^2 \times 2,02 = 1,74 \text{ tf.}$$

$$Q_{45} = 0,83 \times 1,02^4 \times 2,02 = 1,81 \text{ tf.}$$

$$Q_{67} = 0,83 \times 1,02^6 \times 2,02 = 1,88 \text{ tf.}$$

$$Q_{89} = 0,83 \times 1,02^8 \times 2,02 = 1,94 \text{ tf.}$$

$$Q_{10,11} = 0,83 \times 1,02^{10} \times 2,02 = 2,03 \text{ tf.}$$

$$Q_{12,13} = 0,83 \times 1,02^{12} \times 2,02 = 2,11 \text{ tf.}$$

I - 2 - MOUFLE MOBILE :

On a : (voir Fig. 1c).

$$Q_{12} = T_1 + T_2 = T_o \beta + T_o \beta^2 = T_o \beta (1 + \beta)$$

$$Q_{34} = T_3 + T_4 = T_o \beta^3 + T_o \beta^4 = T_o \beta^3 (1 + \beta)$$

$$Q_{56} = T_5 + T_6 = T_o \beta^5 + T_o \beta^6 = T_o \beta^5 (1 + \beta)$$

$$Q_{78} = T_7 + T_8 = T_o \beta^7 + T_o \beta^8 = T_o \beta^7 (1 + \beta)$$

$$Q_{910} = T_9 + T_{10} = T_o \beta^9 + T_o \beta^{10} = T_o \beta^9 (1 + \beta)$$

$$Q_{11,12} = T_{11} + T_{12} = T_o \beta^{11} + T_o \beta^{12} = T_o \beta^{11} (1 + \beta)$$

I-2-1- AVEC UNE CHARGE AU CROCHET- $Q_c = 250$ tf $T_o = 21,6$ tf.

$$Q_{12} = 44,5 \text{ tf.} \quad - \quad Q_{910} = 52,1 \text{ tf.}$$

$$Q_{34} = 46,3 \text{ tf.} \quad - \quad Q_{11,12} = 54,3 \text{ tf.}$$

$$Q_{56} = 48,2 \text{ tf.}$$

$$Q_{78} = 50,02 \text{ tf.}$$

I-2-2- SANS CHARGE AU CROCHET : $Q_c = 0$ $T_0 = 0,83$ tf.

$$Q_{12} = 1,71 \text{ tf.}$$

$$Q_{34} = 1,78 \text{ tf.}$$

$$Q_{56} = 1,85 \text{ tf.}$$

$$Q_{78} = 1,92 \text{ tf.}$$

$$Q_{910} = 2,00 \text{ tf.}$$

$$Q_{11,12} = 2,69 \text{ tf.}$$

II - CHARGES DYNAMIQUES

II - 1 - METHODE CALCUL

Je vais exposer dans ce qui suit la méthode de calcul des charges dynamiques pendant la montée et la descente de la charge Q_c . Et ce pour les deux valeurs de Q_c , soient 250 tf et 0 tf.

Les valeurs obtenues seront présentées sous forme de tableau. (voir tableau n°4,5,6,7)

II-1-1 - MONTRE DE LA CHARGE

SOIT : $F_{x,y}$ les forces dynamiques appliquées aux axes des moufles.

F_i les forces d'inertie obtenues pour la montée et la descente de la charge.

On a : $Q_{x,y}$ les charges statiques appliqués aux axes
avec : $x = i$
 $y = i + 1$

$$F_{x,y} = F_i + Q_{x,y}$$

a) - Q_c MAXIMUM : soit $Q_c = 250$ tf.

Pour étudier le cas le plus défavorable, on est contraint de prendre la plus petite vitesse pour la charge maxi.

CHARGE DYNAMIQUE PENDANT

LA MONTEE DU MOUFLE FIXE

γ	x	y	$-Qx \cdot y$ (EN KG)	$F_c = Qxy \gamma$ [N]	$F_x \cdot y = F_c + Qx : \gamma$ [N]
$\gamma_1 = 0,449 \text{ m/s}^2$	0	1	$42,9 \cdot 10^3$	$19,26 \cdot 10^3$	$448,26 \cdot 10^3$
	2	3	$45,4 \cdot 10^3$	$20,38 \cdot 10^3$	$474,38 \cdot 10^3$
	4	5	$47,2 \cdot 10^3$	$21,19 \cdot 10^3$	$493,19 \cdot 10^3$
	6	7	$49,0 \cdot 10^3$	$22,00 \cdot 10^3$	$512,00 \cdot 10^3$
	8	9	$50,6 \cdot 10^3$	$22,71 \cdot 10^3$	$528,71 \cdot 10^3$
	10	11	$52,7 \cdot 10^3$	$23,53 \cdot 10^3$	$550,53 \cdot 10^3$
	12	13	$54,7 \cdot 10^3$	$24,65 \cdot 10^3$	$573,65 \cdot 10^3$
$\gamma_2 = 3,15 \text{ m/s}^2$	0	1	$1,65 \cdot 10^3$	$5,19 \cdot 10^3$	$21,69 \cdot 10^3$
	2	3	$1,74 \cdot 10^3$	$5,48 \cdot 10^3$	$22,88 \cdot 10^3$
	4	5	$1,81 \cdot 10^3$	$5,70 \cdot 10^3$	$23,80 \cdot 10^3$
	6	7	$1,88 \cdot 10^3$	$5,92 \cdot 10^3$	$24,72 \cdot 10^3$
	8	9	$1,94 \cdot 10^3$	$6,11 \cdot 10^3$	$25,51 \cdot 10^3$
	10	11	$2,03 \cdot 10^3$	$6,39 \cdot 10^3$	$26,69 \cdot 10^3$
	12	13	$2,11 \cdot 10^3$	$6,64 \cdot 10^3$	$27,74 \cdot 10^3$

TABEAU N° 4

CHARGE DYNAMIQUE PENDANT

LA MONTEE DU MOUFLE ~~FIXE~~ MOBILE

γ	x	y	$Q_{x, y}$ [KG]	$F_i = Q_{x, y} \gamma$ [N]	$F_{x, y}$ [N]
$\gamma_1 = 0,449 \text{ m/s}^2$	1	2	$44,5 \cdot 10^3$	$20,38 \cdot 10^3$	$465,38 \cdot 10^3$
	3	4	$46,3 \cdot 10^3$	$28,78 \cdot 10^3$	$483,78 \cdot 10^3$
	5	6	$48,2 \cdot 10^3$	$21,64 \cdot 10^3$	$503,64 \cdot 10^3$
	7	8	$50,02 \cdot 10^3$	$22,46 \cdot 10^3$	$522,66 \cdot 10^3$
	9	10	$52,01 \cdot 10^3$	$23,39 \cdot 10^3$	$544,39 \cdot 10^3$
	11	12	$54,03 \cdot 10^3$	$24,38 \cdot 10^3$	$567,38 \cdot 10^3$
	$\gamma_2 = 31,15 \text{ m/s}^2$	1	2	$1,71 \cdot 10^3$	$5,38 \cdot 10^3$
3		4	$1,78 \cdot 10^3$	$5,60 \cdot 10^3$	$23,40 \cdot 10^3$
5		6	$1,85 \cdot 10^3$	$5,82 \cdot 10^3$	$24,32 \cdot 10^3$
7		8	$1,92 \cdot 10^3$	$6,04 \cdot 10^3$	$25,24 \cdot 10^3$
9		10	$2,00 \cdot 10^3$	$6,30 \cdot 10^3$	$26,30 \cdot 10^3$
11		12	$2,09 \cdot 10^3$	$6,58 \cdot 10^3$	$27,48 \cdot 10^3$

TABLEAU N° 5

Soit :

$$v_1 = 185 \text{ tr/mn} \quad (\text{vitesse de rotation du treuil})$$

Le diamètre du treuil du tambour est de :

$$D_m = 831,28 \text{ mm}$$

La vitesse du brin de câble allant au treuil en m/s est :

$$v_{1c} = v_1 \times D_m \times 1/2 \times \frac{2 \pi}{60}$$

$$v_{1c} = \frac{185 \times 0,83128 \times \pi}{60} = v_{1c} = 3,05 \text{ m/s}$$

La vitesse du moufle - crochet est de :

$$v_m = \frac{v_{1c}}{12} = \frac{3,05}{12} = 0,67 \text{ m/s}$$

$$\underline{v_m = 0,67 \text{ m/s}}$$

Prenons comme hauteur de démarrage

$$h_d = 0,5 \text{ m}$$

D'où le temps de démarrage

$$t_d = \frac{2 h_d}{v} = \frac{1}{0,67} \quad \underline{t_d = 1,49 \text{ s.}}$$

L'on sait que :

$$F_i = m \gamma \quad \text{avec } m = \text{masse en kg} = Q_{x,y} \text{ en kg.}$$
$$\gamma = \text{accélération en m/s}^2$$

Calculons :

$$\gamma = \frac{v^2}{2 h_d} = \frac{(0,67)^2}{1} = 0,449 \text{ m/s}^2$$

$$\underline{\gamma = 0,449 \text{ m/s}^2}$$

D'où :

$$\boxed{F_i = Q_{x,y} \times 0,449 \text{ m/s}^2}$$

On calcule ainsi les charges dynamiques $F_{x,y}$, appliquées aux axes de chacun des moufles pour Q_c maximum.

b) Q_c NULLE : Soit $Q_c = 0$ tf.

La charge appliquée au crochet du moufle mobile est sa masse uniquement.

On appliquera au treuil sa plus grande vitesse soit :

$$\underline{V_4 = 490 \text{ tr/mn}}$$

La vitesse du brin de câble est :

$$V_{4c} = 4 \times D_m \times \frac{1}{2} \times \frac{2 \pi}{60}$$
$$V_{4c} = \frac{490 \times 83 \times 128 \times \pi}{60} \Rightarrow \underline{V_{4c} = 21,32 \text{ m/s}}$$

D'où :

$$V_m = \frac{4c}{12} = \frac{21,32}{12} \Rightarrow \underline{V_m = 1,77 \text{ m/s}}$$

$$h_d = 0,5 \text{ m}$$

Donc :

$$t_d = \frac{2 h_d}{v} = \frac{1}{1,77} \Rightarrow \underline{t_d = 0,562 \text{ s}}$$

Calculons l'accélération :

$$\gamma_2 = \frac{v^2}{2 h_d} = \frac{(1,77)^2}{1} \Rightarrow \underline{\gamma_2 = 3,15 \text{ m/s}^2}$$

D'où :

$$\boxed{F_i = Q_{x,y} \times 3,15} \quad (3)$$

On calculera ainsi les charges dynamiques, $F_{x,y}$, appliquées aux axes de chacun des moufles pour Q_c minimum.

CHARGE DYNAMIQUE DANS LE MOUFLE

FIXE PENDANT LA DESCENTE

Q_c	x	y	Q_{xy} [KG]	$F_i = Q_{xy} \cdot y^d$ [N]	$F_{xy} = Q_{xy} + F_i$ [N]
$Q_c = 2507$	0	1	42,9 10^3	48,26 10^3	477,26 10^3
	2	3	45,4 10^3	51,07 10^3	505,07 10^3
	4	5	47,2 10^3	53,10 10^3	525,10 10^3
	6	7	49,0 10^3	55,12 10^3	545,10 10^3
	8	9	50,6 10^3	56,92 10^3	562,92 10^3
	10	11	52,7 10^3	59,28 10^3	586,28 10^3
	12	12	54,9 10^3	6,76 10^3	610,76 10^3
$Q_c = 07$	0	1	1,65 10^3	1,85 10^3	18,35 10^3
	2	3	1,74 10^3	1,95 10^3	19,35 10^3
	4	5	1,81 10^3	2,03 10^3	20,13 10^3
	6	7	1,88 10^3	2,11 10^3	20,9 10^3
	8	9	1,94 10^3	2,18 10^3	21,58 10^3
	10	11	2,03 10^3	2,28 10^3	22,58 10^3
	12	13	2,11 10^3	2,37 10^3	23,47 10^3

TABLÉAU N° 7

CHARGE DYNAMIQUE DANS LE MOUFLE

MOBILE PENDANT LA DESCENTE $\gamma_d = 1,125 \text{ m/s}^2$

Q_c	x	y	$Q_{x, y}$ [KG]	$F_i = Q_{xy} \times \gamma_d$ [N]	$F_{xy} = Q_{x+y} + F_i$ [N]
$Q_c = 250$	1	2	$44,5 \cdot 10^3$	$50,06 \cdot 10^3$	$495,06 \cdot 10^3$
	3	4	$46,3 \cdot 10^3$	$52,08 \cdot 10^3$	$515,08 \cdot 10^3$
	5	6	$48,2 \cdot 10^3$	$54,22 \cdot 10^3$	$536,22 \cdot 10^3$
	7	8	$50,02 \cdot 10^3$	$56,27 \cdot 10^3$	$556,47 \cdot 10^3$
	9	10	$52,1 \cdot 10^3$	$58,61 \cdot 10^3$	$579,61 \cdot 10^3$
	11	12	$54,3 \cdot 10^3$	$61,08 \cdot 10^3$	$604,08 \cdot 10^3$
$Q_c = 0$	1	2	$1,71 \cdot 10^3$	$1,92 \cdot 10^3$	$19,02 \cdot 10^3$
	3	4	$1,78 \cdot 10^3$	$2,00 \cdot 10^3$	$19,80 \cdot 10^3$
	5	6	$1,85 \cdot 10^3$	$2,08 \cdot 10^3$	$20,58 \cdot 10^3$
	7	8	$1,92 \cdot 10^3$	$2,16 \cdot 10^3$	$21,36 \cdot 10^3$
	9	10	$2,00 \cdot 10^3$	$2,25 \cdot 10^3$	$22,25 \cdot 10^3$
	11	12	$2,09 \cdot 10^3$	$2,35 \cdot 10^3$	$23,25 \cdot 10^3$

TABLEAU N° 6

II - 1 - 2 - DESCENTE DE LA CHARGE :

La méthode de calcul est la même que celle employée dans le II - 1-1.

On a :

$$F_i = \frac{C_{x,y} \times V_d}{2 hf} = C_{x,y} \times \gamma_d$$

$$\gamma_d = \frac{V_d}{2 hf}, \quad \gamma_d \text{ étant l'accélération pendant le freinage à la descente.}$$

F_i = force d'inertie due au freinage

V_d = Vitesse de descente soit :

$$V_d = 1,5 \text{ m/s}$$

hf = Hauteur de freinage, soit :

$$hf = 1 \text{ m}$$

Les valeurs de hf , et V_d sont des valeurs expérimentales.

D'où :

$$\gamma_d = \frac{(V_d)^2}{2 hf} = \frac{(1,5)^2}{2 \times 1} = \frac{(1,5)^2}{2} = 1,125 \text{ m/s}^2$$

$$\boxed{\gamma_d = 1,125 \text{ m/s}^2}$$

La même valeur de γ_d est utilisée lors de la descente du crochet, soit à vide, soit en charge.

Donc :

$$\boxed{F_i = C_{x,y} \times 1,125} \quad (4)$$

.../...

II - 2 - RESULTATS

A l'aide des formules 1,2,3 et 4, on déterminera toutes les charges dynamiques appliquées aux axes des deux moufles pendant la montée et la descente de la charge

Les résultats sont donnés par le tableau n° 4,5,6,7

Exemple de calcul :

Pour le moufle fixe :

*
- montée :

$$\gamma_1 = 0,449 \text{ m/s}^2 \text{ on a}$$

$$Q_{o1} = 42,910^3 \text{ kg}, \quad F_1 = 19,26 \cdot 10^3 \text{ N et}$$

$$F_{x,y} = 448,26 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$\gamma_2 = 3,15 \text{ m/s}^2 \text{ on a :}$$

$$Q_{o1} = 1,65 \cdot 10^3 \text{ kg}, \quad F_1 = 5,19 \cdot 10^3 \text{ N et}$$

$$F_{x,y} = \underline{21,69 \cdot 10^3 \text{ N}}$$

- Descente :

$$Q_c = 250 \text{ tf d'où :}$$

$$Q_{x,y} = 42,9 \cdot 10^3 \text{ kg}, \quad F_1 = 48,26 \cdot 10^3 \text{ N},$$

$$F_{x,y} = 447,26 \cdot 10^3 \text{ N.}$$

$$Q_c = 0 \text{ tf d'où :}$$

$$Q_{x,y} = 1,65 \cdot 10^3 \text{ kg}, \quad F_1 = 1,85 \cdot 10^3 \text{ N},$$

$$F_{x,y} = \underline{18,35 \cdot 10^3 \text{ N.}}$$

* * * * *
* * * * *
* * * * *
* * * * *
* * * * *
* * * * *
* * * * *
* * * * *
* * * * *
* * * * *
* * * * *

- C H A P I T R E - I I I -

ROULEMENTS ET AXES

CHAPITRE - III - ROULEMENTS ET AXES

A - DETERMINATION DES ROULEMENTS

I - CHOIX DE ROULEMENTS

Nous avons le choix entre divers types de roulements. En analysant les avantages et les inconvénients de chacun des types de roulement, on oriente notre choix sur les roulements à "rouleaux coniques à deux rangs". Ces roulements permettent d'avoir la solution la plus étroite. Parce qu'ils possèdent une largeur minimum, de même qu'ils permettent un bon réglage de jeu et une bonne stabilité des poulies en éliminant les vibrations.

Ils ont un bon comportement par rapport aux forces axiales. Le déplacement latéral accidentel des poulies est impossible. Cette solution est assez chère, car elle nécessite dans le cas des grands diamètres des axes, des roulements de fabrication spéciale.

II- CALCUL DE LA CAPACITE DE CHARGE DYNAMIQUE

Nous avons d'après [I]

$$C = F_{x,y} \times k_{rg} \times V$$

Avec :

- $F_{x,y}$ = charge dynamique la plus importante agissant sur les axes des poulies.

Soit :

- Pour le moufle fixe $F_{12,13} = 722,36.10^3$ N

- Pour le moufle mobile $F_{11,12} = 714,42.10^3$ N

- Pour les roulements à rouleaux uniques nous avons :

$$V = 1,1 \quad [V]$$

- Et enfin :

$$K_{rg} = \sqrt{\frac{10^5 (1 + \lambda^M) A E \lambda_r b (y_{max})^{b+1}}{(n+1) (n+b+1)}} \quad [1]$$

Sachant que :

B : est le nombre de puits que l'on peut forer avec cette installation pendant dix ans, soit 8 puits

$$B = 8$$

A : est une constante qui montre l'influence des facteurs géologiques sur la vitesse d'avancement de l'outil de forage et l'usure de forage soit :

$$A = 8,5 \cdot 10^5$$

M : est le coefficient qui caractérise le processus de fatigue pour les roulements à rouleaux coniques à deux rangées soit :

$$M = 3,33$$

λ_r : est le nombre de rotations exécutées par la première poulie du moufle fixe pendant une montée de la charge

$$\text{soit : } \lambda_r = \frac{2 \cdot l \cdot z}{\pi D_c}$$

D_c = diamètre moyen d'enroulement du câble sur la poulie

$D_c = D_f + d_c$, D_f = diamètre de fond de la poulie

$$l = 27 \text{ m}$$

$$z = 7$$

$$\beta = \frac{F' (2z+1) (2z)}{F' (2z+1) (2z)} = \frac{1}{\beta^{2z}} \quad \text{avec : } F' = \text{Charge à l'introduction}$$

et : F' = charge à l'extraction.

$$\beta = \frac{Q_{cn} B^{14} \beta^{2z-1} (1/\beta + 1)}{Q_{cn} \beta^{2z-1} \cdot \beta^{-1} / \beta^{27-1}} = \frac{1}{\beta^{2z}}$$

III - APPLICATION NUMERIQUE

III - 1 - CALCUL DU FACTEUR K_{rg}

Sachant que :

$$\begin{aligned}y_{max} &= 167 \\E &= 8 \\A &= 8,5 \cdot 10^5 \\M &= 3,33 \\B &= 3\end{aligned}$$

$$\lambda_r = \frac{2 \cdot l \cdot z}{II \cdot D_c} \quad \text{soit :}$$

$$\begin{aligned}l &= 27 \text{ m} \\z &= 7\end{aligned}$$

$$D_c = D_f + d_c = 1158 + 32 = 1190 \text{ mm} \Rightarrow \lambda_r = \frac{14 \times 27}{II \times 1,19} = 101,11$$

$$\rho = \frac{1}{\beta^{2z}}$$

$$\text{Avec } \left. \begin{array}{l} \beta = 1,02 \\ z = 7 \end{array} \right\} \Rightarrow \rho = 0,758$$

$$\text{d'où : } \rho^M = \rho^{3,33} = 0,397$$

Nous obtenons alors :

$$K_{rg} = \sqrt[3,33]{\frac{10^5 (1+0,397) 8,5 \cdot 10^5 \times 8 \times 101,11 \times 3 \times (167)^4}{4,33 \times 7,33}}$$

$$K_{rg} = \sqrt[3,33]{10^3 \times 22228,62}$$

$$K_{rg} = 2,5379$$

III - 2 - CALCUL DE LA CAPACITE DE CHARGE DYNAMIQUE

$$C = F_{x,y} \times K_{rg} \times V$$

- Pour le moufle fixe.

$$F_{x,y} = 72,236.10^4 \text{ N}$$

$$\Rightarrow C_1 = 72,236.10^4 \times 2,538 \times 1,1$$

$$C_1 = 201,67.10^4 \text{ N}$$

- Pour le moufle mobile

$$F_{x,y} = 714,42 \text{ } 10^3 \text{ N.}$$

$$\Rightarrow C_2 = 71,442.10^4 \times 2,538 \times 1,1$$

$$C_2 = 199,45.10^4 \text{ N}$$

III - 3 - DIMENSION DES ROULEMENTS

Ce ne sont pas des roulements standardisés, donc leur dimension n'existe pas dans les catalogues de roulements. Ils sont exécutés sur commande.

On rencontrera alors 6 roulements, à 2 rangés de roulements coniques dans le moufle mobile, et 7 dans le moufle fixe de référence 57952 de dimension : 260 x 360 x 105.

Ces renseignements m'ont été fournis par les responsables du service intéressé à la SONATRACH .

B - CALCUL DES AXES DES MOUFLES

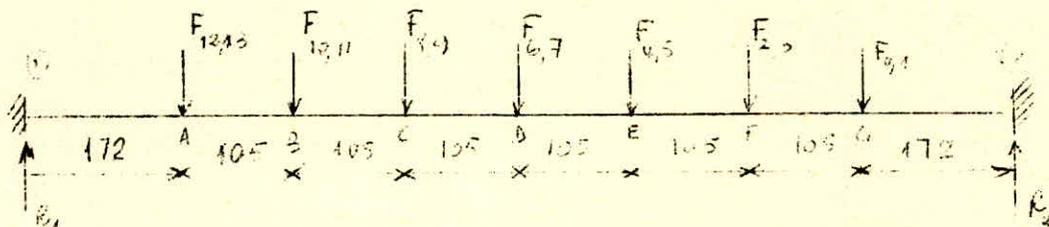
I - INTRODUCTION

Connaissant les forces d'inertie appliquées aux centres des roulements et connaissant également la largeur des roulements, ainsi que la distances des roulements extérieures aux encastremets des tôles supportant les axes on peut alors calculer les réactions à ces encastremets et par la même occasion calculer les moments fléchissant maximums des axes.

II - CALCUL DES REACTIONS

II - 1 - MOUFLE FIXE

II-1-1- CHARGE MAXIMALE : $R_C = 250 \text{ tf}$



On va calculer l'axe dans le cas critique, c'est à dire pour les plus grandes charges dynamiques appliquées à l'axe du moufle fixe.

En comparant les valeurs données par les tableaux n°4, 5,6,7, on remarque que les charges maximales sont celles obtenues lors de la descente de la charge 250 tf.

Calculons alors les réactions R_1 et R_2

Le moment en (1) est nul d'où :

$$M_f(1) = 0$$

$$M_f(1) = 0 = F_{12,13}(172) + F_{10,11}(172+105) + F_{8,9}(382) + F_{6,7}(172 + 315) + F_{4,5}(172+420) + F_{2,3}(172+525) + F_{0,1}(172+630) - R_2 (172 + 172 + 630) = 0$$

D'où :

$$974 R_2 = 10^4 (10505,07 + 16239,95 + 21503,54 + 26547,34 + 31085,92 + 35203,38 + 35870,25)$$

$$974 R_2 = 10^4 \times 177025,45$$

$$\Rightarrow R_2 = \frac{177025,45}{974} \cdot 10^4 \text{ N}$$

$$R_2 = 181,750 \cdot 10^4 \text{ N.}$$

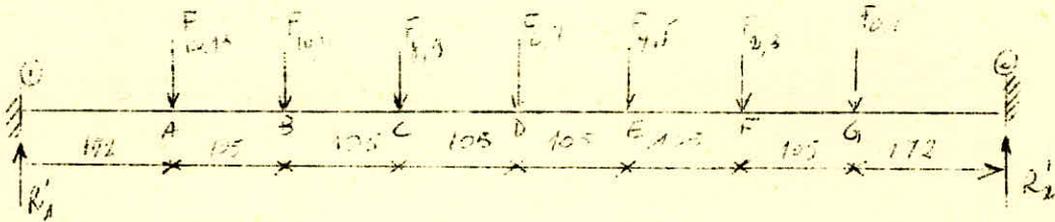
CALCULONS R_1 :

$$R_1 = \sum F_{x,y} - R_2$$

$$R_1 = 10^3 \quad 3782,5 - 1817,50 = 1965,00 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$R_1 = 1965,00 \cdot 10^3 \text{ N}$$

II-1-2- CHARGE MINIMALE : $Q_c = 10 \text{ tf}$



Le calcul qui suit semblera inutile à première vue, mais il servira au calcul de la contrainte à la flexion minimum σ_{mini} qui interviendra dans les vérifications de l'axe sollicité à la fatigue.

Calculons R_1 et R_2

Même méthode que précédemment, on a le moment en (1) qui est nul d'où :

.../...

$$M_F(1) = 0 = F_{12,13}(172) + F_{10,11}(277) + F_{67}(382) + F_{67}(487) + F_{45}(592) + F_{2,3}(697) + F_{01}(802) - R_2(974) = 0$$

$$R_2' \times 974 = 10^3(4036,84 + 6254,65 + 8243,56 + 10178,3 + 11916,96 + 13486,95 + 14716,7).$$

$$R_2' \times 974 = 68833,97 \cdot 10^3 \Rightarrow R_2' = \frac{68833,97 \cdot 10^3}{974}$$

$$R_2 = 70,67 \cdot 10^3 \text{ N.}$$

CALCULONS R₁

$$R_1' = \sum F_{x,y} - R_2$$

D'où :

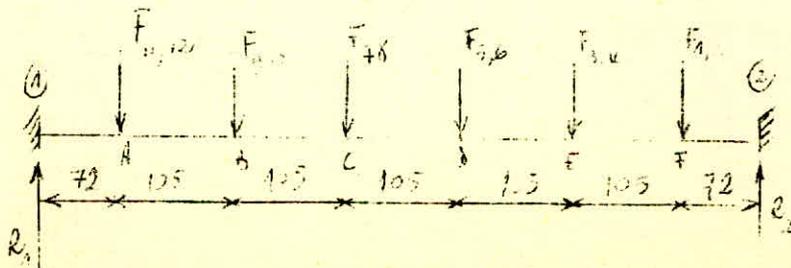
$$R_1 = 10^3(146,36 - 70,67) = 75,69 \cdot 10^3 \text{ N.}$$

$$R_1 = 75,69 \cdot 10^3 \text{ N.}$$

II-2 - MOUFLE MOBILE :

Le même cas se répète pour le moufle mobile, c'est à dire que les plus grandes charges dynamiques sont atteinte lors du mouvement de descente (pendant le freinage).

II-2-1-CHARGES MAXIMALES : Q_C = 250 tf



CALCULONS LES REACTIONS R₁ et R₂

Le moment en (1) est nul

$$M_F(1) = F_{11,12}(72) + F_{910}(72+105) + F_{78}(72+105+105) + F_{56}(72 + 105+105+105) + F_{34}(72+105+105+105+105) + F_{1,2}(72+5 \times 105) \\ R_2 (2 \times 72 + 5 \times 105)$$

D'où :

$$R_2 \times 669 = 10^4 (4085,13 + 9635,70 + 14739 + 19490,87 + 23801,97 + 27783,18)$$

$$R_2 = \frac{99535,85}{669} 10^4 = 148,78 10^4$$

$$R_2 = 148,78 \cdot 10^4$$

CALCULONS R₁ :

$$R_1 = \sum F_{x,y} - R_2$$

$$R_1 = 10^3 (3087,23 - 1487,8) = 1599,43 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$R_1 = 1599,43 \cdot 10^3 \text{ N}$$

II-2-2- CHARGE MINIMALE Q₀ = 10 tf



Le moment en (1) est nul d'où :

Remplaçons dans (1) les F_{x,y} par leur valeurs données par les tableaux. On obtient :

.../...

$$M_f(1) = 0 = 10^3 (72 \times 27,48 + 26,30 \times 177 + 25,24 \times 282 + 23,32 \times 387 + 492 \times 23,40 + 22,48 \times 597) - R'_2 \times 669.$$

D'où :

$$R'_2 \times 669 = 10^3 (1978,56 + 4832,1 + 7117,68 + 9024,84 + 11512,8 + 13420,56).$$

$$R'_2 = \frac{47886,54}{669} 10^3 = 71,58 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$R'_2 = 71,58 \cdot 10^3 \text{ N}$$

CALCULONS R'_1

$$R'_1 = \sum F_{x,y} - R'_2$$

$$R'_1 = 10^3 (148,22 - 71,58) = 76,64 \cdot 10^3 \text{ N.}$$

$$R'_1 = 76,64 \cdot 10^3 \text{ N.}$$

III - CALCUL DES MOMENTS FLECHISSANTS :

III-1- MOUFLE FIXE

III-1-1- $R_C = 250$ tf; CHARGE MAXIMUM

Calculons les moments aux différents points de l'axe.

En A :

$$M_f = 172 \times R_1 \times 10^3 = 172 \times 1965 = 337980 \text{ mN.}$$

En B :

*

$$M_f = (172+105) R_1 - 105 F_{12,13} = 544305 - 64129,8 = 480175,2 \text{ mN.}$$

En C :

$$M_f = R_1 \times 382 - 210 \times 610,76 - 105 \times 586,28 = 750630 - 128259,6 - 61559,4.$$

$$M_f = 560811,00 \text{ mN.}$$

En D :

$$M_f = R_1 \times 487 - 315 \times 610,76 - 210 \times 586,28 - 105 \times 562,92$$

$$M_f = 956955 - 192389,4 - 123118,8 - 59106,6$$

$$M_f = 582340,6 \text{ mN.}$$

En E :

$$M_f = R_2 \times 382 - 210 \times 447,26 - 105 \times 505,07$$

$$M_f = 694285 - 93924,6 - 53032,35$$

$$M_f = 547328,05 \text{ mN}$$

Les moments fléchissants en F et G seront inférieurs à celui du point D.

Pour calculer le diamètre de l'arbre, seul le moment maximum nous intéresse, donc il n'est pas nécessaire de continuer les calculs.

Le moment maximum se situe en D

$$M_{f1 \text{ max}} = 582340,6 \text{ mN.}$$

III-1-2- $P_c = 10 \text{ tf}$ - CHARGE MINIMALE

Calculons les moments fléchissants aux différents points de l'axe.

En A :

$$M_f = R_1^1 \times 172 = 75,69 \times 172 = 13018,68 \text{ mN.}$$

En B :

$$M_f = R_1^1 \times (172 + 105) - F_{12,13}(105) = 75,69 \times 277 - 23,47 \times 105 = 20966,13 - 2464,35 = 18501,78 \text{ mN.}$$

En C :

$$\begin{aligned} M_f &= R_1^1 (172+210) - F_{12,13}(210) - F_{10,11}(105) \\ &= 28913,58 - 4928,7 - 2370,9 \\ &= 21613,98 \text{ mN.} \end{aligned}$$

En D :

$$\begin{aligned} M_f &= R_1^1 (172+315) - F_{12,13}(315) - F_{10,11}(210) - F_{89}(105) \\ &= 36861,03 - 7393,05 - 4741,8 - 2265,9 \\ &= 22459,83 \text{ mN.} \end{aligned}$$

En E :

$$\begin{aligned} M_f &= R_2 \times 382 - 210 \times F_{0,1} - 105 \times F_{23} \\ M_f &= 26995,94 - 3853,50 - 2031,75 \\ M_f &= 21110,69 \text{ mN.} \end{aligned}$$

Donc les moments fléchissants en F et G seront inférieurs à celui du point D. Donc le moment maximum pour la charge mini c'est à dire le moment le plus petit exercé à l'axe du roule fixe est :

$$M_{f \text{ mini}} = 22459,83 \text{ mN.}$$

III - 2 - MOUFLE MOBILE

Calculons les moments fléchissants aux différents points de l'axe et choisissons le moment fléchissant maximum et le moment fléchissant minimum.

III-2-1- CHARGE MAXIMUM - $Q_C = 250$ tf

En A :

$$\begin{aligned} M_f &= 72 \times R_1 = 72 \times 1599,43 \\ &= 115158,96 \text{ mN.} \end{aligned}$$

En B :

$$\begin{aligned} M_f &= R_1 \times (572+105) - F_{11,12} \times 105 = 1599,43 \times 177 - \\ &\quad 105 \times 604,08 \end{aligned}$$

$$M_f = 283099,11 - 63428,400 = 219670 \text{ mN.}$$

En C :

$$\begin{aligned} M_f &= R_1(282) - 210 \times F_{11,12} - 105 \times F_{9,10} \\ &= 1599,43 \times 282 - 210 \times 604,08 - 105 \times 579,61 \\ &= 451039,26 - 126856,80 - 60859,05 \end{aligned}$$

$$M_f = 263323,41 \text{ mN.}$$

En D :

$$\begin{aligned} M_f &= R_2 \times (72+210) - F_{12} \times 210 - F_{34} \times 105 \\ &= 419559,6 - 103962,6 - 54083,4 \end{aligned}$$

$$M_f = 261523,6 \text{ mN}$$

Il est inutile de continuer à calculer les moments aux autres points puisqu'ils sont inférieurs au moment fléchissant en C. Donc le moment fléchissant maximum est :

$$M_{f2max} = 263323,41 \text{ mN.}$$

III-2-2- CHARGE MINIMUM : $Q_c = 10 \text{ tf}$

Même méthode que pour le moufle fixe.

Calculons donc les moments fléchissants :

En A :

$$\begin{aligned} M_f &= 72 \times R_1 = 72 \times 76,64 \\ &= 5518,08 \text{ mN.} \end{aligned}$$

En B :

$$\begin{aligned} M_f &= R_1 \times 177 - F_{11,12} \times 105 = 177 \times 76,64 - 23,25 \times 105 \\ &= 13565,28 - 2441,25 \\ &= 11124,03 \text{ mN.} \end{aligned}$$

En C :

$$\begin{aligned} M_f &= R'_1 \times 282 - 210 \times F_{11,12} - 105 \times F_{9,10} \\ &= 21612,48 - 4882,5 - 2336,25 \\ &= 14393,73 \text{ mN.} \end{aligned}$$

En D :

$$\begin{aligned} M_f &= R'_2(282) - 210 \times F_{1,2} - 105 \times F_{3,4} \\ &= 20185,56 - 3994,2 - 2079 \\ &= 14112,36 \text{ mN.} \end{aligned}$$

Les moments fléchissants en B et D seront plus petits que le moment fléchissant au point C. Donc le moment fléchissant, le plus petit, exercé sur l'axe du moufle mobile est le moment au point C.

d'où :

$$M_{f2 \text{ mini.}} = 14393,73 \text{ mN}$$

IV - CALCUL PRÉDIMENSIONNEL DES AXES

On choisit pour les axes, un acier allié au chrome, nickel, molybdène avec les caractéristiques suivantes :

- Contrainte d'écoulement : $\sigma_e = 75 \text{ daN/mm}^2$
- Résistance à la rupture : $\sigma_r = 95 \text{ daN/mm}^2$
- Résistance à la fatigue : $\sigma_{-1} = 38 \text{ daN/mm}^2$

IV - 1 - METHODE DE CALCUL

On considèrera que les axes seront sollicités uniquement à la flexion, en négligeant les effets des couples de frottements et les sollicitation à la fatigue, cisaillement etc ... ; qui accompagnent la flexion. Des diamètres sont donc obtenues pour les axes des deux nouffles. Après le prédimensionnement de ces derniers qui sera fait avec les méthodes connues, ils seront vérifiés aux sollicitations citées précédemment.

Le diamètre sera obtenu à l'aide de la formule suivante :

$$\boxed{7/32 d^3 \geq \frac{M_{fmax}}{\sigma_{af}}} \quad (1)$$

Avec :

d = diamètre de l'axe à calculer

M_{fmax} = moment fléchissant maximum

σ_{af} = contrainte admissible à la flexion

$$\sigma_{af} = \frac{\sigma_e}{c}$$

c = coefficient de sécurité, on choisit :

$$c = 2$$

D'où :

$$\sigma_{af} = \frac{75}{2} = 37,5$$

$$\boxed{\sigma_{af} = 36 \text{ daN/mm}^2}$$

IV - 2 - NOUFLE FIXE :

Soit d_f le diamètre de l'axe.

On a d'après la formule (1)

.../...

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{M_{f1max} \times 32}{\pi \sigma_{af}}}$$

$$M_{f1max} = 582340,6 \text{ mN}$$

$$\sigma_{af} = 36 \text{ daN/mm}^2 = 360 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$\text{D'où : } d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{582340,6 \times 32}{\pi \times 360 \cdot 10^6}} = \sqrt[3]{0,01647}$$

$$\boxed{d_1 \geq 0,253 \text{ m}}$$

IV - 3 - MOUFLE MOBILE

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{M_{f2max} \times 32}{\pi \sigma_{af}}}$$

Avec :

$$M_{2max} = 263323,4 \text{ mN}$$

$$\sigma_{af} = 360 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$$

D'où :

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{263323,4 \times 32}{\pi \times 360 \times 10^6}} = \sqrt[3]{0,008}$$

$$\boxed{d_2 \geq 0,2 \text{ m}}$$

IV - 4 - CONCLUSION

Les roulements déterminée précédemment ont pour diamètre de la bague intérieure

$$d = 260 \text{ mm.}$$

.../...

Or :

$$d_1 = 0,253 \text{ m} \text{ est inf\u00e9rieur \u00c0 } d$$

et

$$d_2 = 0,2 \text{ m} \text{ est inf\u00e9rieur \u00c0 } d$$

On peut alors choisir :

$$d_1 = d_2 = d = 260 \text{ mm}$$

V - CALCUL DES CONTRAINTES MAXIMUMS ET MINIMUMS : σ_{max} et σ_{mini}

V - 1 - MOUFLE FIXE

- Contrainte maximum : $\sigma_{1\text{max}}$.

On a :

$$d_1 = 260 \text{ mm} = 0,26 \text{ m}$$

$$d_1^3 = \frac{M_{f\text{max}} \times 32}{\pi \times \sigma_{1\text{max}}}$$

D'o\u00f9 :

$$\sigma_{1\text{max}} = \frac{M_{f\text{max}} \times 32}{\pi \times d_1^3} = \frac{0,58234 \times 32}{\pi \times 0,017576} = 337,48 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{1\text{max}} = 33,75 \text{ daN/mm}^2$$

- Contrainte minimum : $\sigma_{1\text{mini}}$

C'est celle obtenue pour le moment fl\u00e9chissant minimum $M_{f\text{mini}}$

D'o\u00f9 :

$$\sigma_{1\text{mini}} = \frac{M_{f\text{mini}} \times 32}{\pi \times d_1^3} = \frac{0,0225 \times 32}{\pi \times 0,017576} = 13,039 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{1\text{mini}} = 1,304 \text{ daN/mm}^2$$

V - 2 - MCUFLE MOBILE

- Contrainte maximum $\sigma_{2 \text{ max.}}$

On a :

$$d_2 = 260 \text{ mm} = 0,26 \text{ m}$$

Même méthode que précédemment :

$$\sigma_{2 \text{ max}} = \frac{M_{f2 \text{ max}} \times 32}{\pi \times d_2^3}$$

$$\sigma_{2 \text{ max}} = \frac{0,263323 \times 32}{\pi \times 0,0175} = 153,26 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{2 \text{ max}} = 15,326 \text{ daN/mm}^2$$

- Contrainte minimum : $\sigma_{2 \text{ mini}}$

$$\sigma_{2 \text{ mini}} = \frac{M_{f2 \text{ mini}} \times 32}{\pi \times 0,0175} = \frac{0,0143937 \times 32}{\pi \times 0,0175} = 8,37 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{2 \text{ mini}} = 0,837 \text{ daN/mm}^2$$

VI - VERIFICATION DES AXES A LA FATIGUE, AU CISAILLEMENT ET A L'ECRASEMENT -

Le prédimensionnement des axes a été fait à l'aide des méthodes bien connues de calculs à la flexion. Les axes obtenues seront vérifiées à la fatigue, au cisaillement et à l'écrasement.

N.B : Au cas où les dimensions obtenues précédemment, c'est à dire par la méthode de flexion, ne sont pas en mesure d'éviter l'écrasement ou le cisaillement, ainsi que la fatigue des axes, une majoration des diamètres de ces derniers s'imposent.

VI - 1- VERIFICATION A LA FATIGUE

VI-1-1- METHODE DE CALCUL

Le coefficient de sécurité à la fatigue est :

$$C = \frac{1}{\frac{\beta_k \cdot \sigma_v}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{-1}}}$$

σ_m = contrainte moyenne

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$$

σ_v = amplitude des contraintes

$$\sigma_v = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$$

σ_0 = résistance à la fatigue par cycle pulsatoire de flexion

σ_1 = résistance à la fatigue par cycle synchrone de flexion.

- Déterminons β_k , Σ_d , γ et ψ pour l'acier utiliser dans notre cas :

β_d = coefficient de concentration des efforts.

$$\underline{\beta_k = 2,25} \quad \text{d'après [I]}$$

Σ_d = facteur dimensionnel

pour une diamètre de 260 mm et un acier de qualité on choisit :

$$\underline{\Sigma_d = 0,5}$$

γ = coefficient de qualité de la surface

On choisit pour notre cas :

$$\underline{\gamma = 0,9}$$

ψ = coefficient de forme :

$$\psi = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}$$

L'acier utilisé pour les axes possède

$$\sigma_{-1} = 38 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_0 = 52 \text{ daN/mm}^2$$

soit :

$$\psi = \frac{2 \times 38 - 52}{52} = 0,46 \quad \underline{\psi = 0,46}$$

On calculera ensuite le coefficient suivant :

$$\boxed{C' = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\max}}}$$

Le coefficient C' calculé pour chacun des axes doit être supérieur à C sinon on majorera les diamètres calculés précédemment par la méthode de flexion.

$$C' \geq C$$

VI-1-2- MOUFLE FIXE

On a déterminé précédemment :

$$\sigma_{1max} = 33,75 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_{1mini} = 1,304 \text{ daN/mm}^2$$

D'où :

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{1max} - \sigma_{1mini}}{2} = \frac{33,75 + 1,304}{2} = 17,527 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_v = \frac{\sigma_{1max} - \sigma_{1mini}}{2} = \frac{33,75 - 1,304}{2} = 16,223 \text{ daN/mm}^2$$

Calculons C :

$$C = \frac{1}{\frac{\beta_k}{\epsilon_d \gamma} \cdot \frac{\sigma_v}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{-1}} \psi}$$

$$C = \frac{1}{\frac{2,25}{0,5 \times 0,9} \times \frac{16,223}{38} + 0,46 \frac{17,527}{38}} = \frac{1}{2,134 + 0,212} = 0,426$$

$$C = 0,426$$

Or :

$$C' = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{1max}} = \frac{38}{33,75} = 1,126$$

$$C' = 1,126$$

On remarque que $C' > C$, donc le diamètre $d_1 = 260$ mm résiste à la fatigue.

VI-1-3 - MOUFLE MOBILE

$$\sigma_{2\max} = 15,326 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_{2\min} = 0,837 \text{ daN/mm}^2$$

d'où :

$$\sigma_m = \frac{15,326 + 0,837}{2} = 8,08 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_v = \frac{15,326 - 0,837}{2} = 7,24 \text{ daN/mm}^2$$

Calculons C :

$$C = \frac{1}{\frac{\beta_k}{S_{d1}} \cdot \frac{\sigma_v}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{-1}}}$$

$$C = \frac{1}{\frac{2,25}{0,5 \times 9,9} \cdot \frac{7,24}{38} + \frac{8,08}{38}} \times 0,46 = \frac{1}{0,95 + 0,097} = 0,96$$

$$\boxed{C = 0,96}$$

Calculons C'

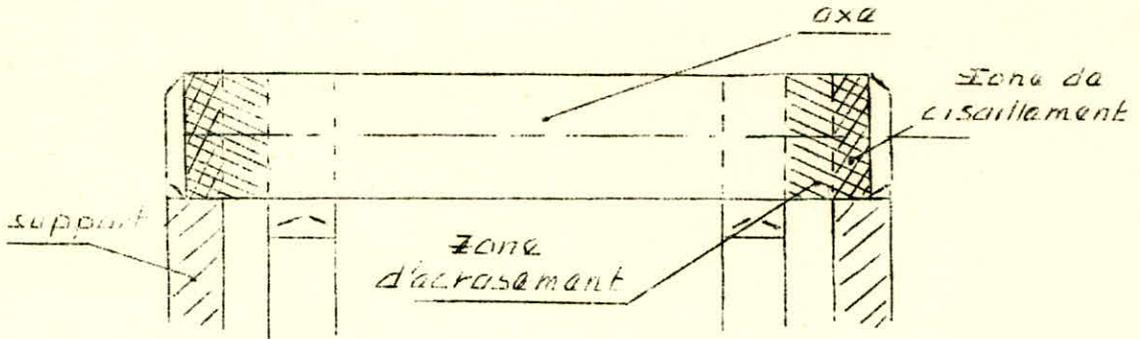
$$C' = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{2\max}} \Rightarrow C' = \frac{38}{15,326} = 2,47$$

On remarque alors que :

$$\boxed{C' > C}, \text{ donc le diamètre } d_2 = 260 \text{ mm} \\ \text{résiste à la fatigue}$$

VI - 2 - VERIFICATION AU CISAILLEMENT

La vérification au cisaillement se fera pour les extrémités des axes dans les zones comprises entre la surface d'appui et la première poulie et entre la dernière poulie et la surface d'appui, comme l'indique la figure suivante :



VI - 2 - 1 - METHODE DE CALCUL

On prendra comme effort tranchant dans le cas le plus défavorable, la réaction la plus importante aux appuis des axes des moufles, c'est à dire la valeur la plus grande entre R_1 et R_2 .

Soit T est effort tranchant ($T = R_1$ ou $T = R_2$)

On a la relation suivante :

$$\tau_c = \frac{T}{\frac{\pi d^2}{4}} \leq \tau_{ac}$$

τ_c = contrainte de cisaillement

τ_{ac} = contrainte admissible de cisaillement.

Pour le deuxième cas de sollicitations variables, soit pour un cycle oscillant (pulsatoire), on recommande dans la documentation de spécialité (I), pour les aciers au carbone, ayant : $r = 70, \dots 100$ daN/mm² (ce qui notre cas) des résistances admissibles de cisaillement.

$$\tau_{ac} = 9,6 \dots 12,5 \text{ daN/mm}^2$$

Puisque dans la zone de cisaillement la flexion est négligeable, on considérera :

$$\tau_{ac} = 12 \text{ daN/mm}^2$$

CONCLUSION :

Pour les deux moufles, on calculera τ_c et on comparera cette valeur à τ_{ac} . τ_c doit être inférieur ou égal τ_{ac} , sinon on augmentera la valeur du diamètre calculé précédemment.

VI-2-2 - AXE DU MOUFLE MOBILE

On a :

$$R_1 = 1599430 \text{ N} = 159943 \text{ daN.}$$

$$R_2 = 1487800 \text{ N} = 148780 \text{ daN.}$$

On choisira alors comme valeur de T :

$$T = R_1 = 159943 \text{ daN}$$

D'où :

$$\tau_c = \frac{T}{\frac{\pi d^2}{4}} \quad \text{avec } d = 260 \text{ mm.}$$

$$\tau_c = \frac{159943}{\frac{\pi (260)^2}{4}} = \frac{159943}{53066} = 3,01 \text{ daN/mm}^2$$

$$\tau_c = 3,014 \text{ daN/mm}^2$$

$$\tau_{ac} = 12 \text{ daN/mm}^2$$

On constate que :

$$\boxed{\tau_c < \tau_{ac}}$$

Donc le diamètre $d = 260 \text{ mm}$, pour le moufle mobile résistera au cisaillement.

VI - 2 - 3 - MOUFLE FIXE

$$\text{On a } R_1 = 1965000 \text{ N} = 196500 \text{ daN}$$

$$R_2 = 1817500 \text{ N} = 181750 \text{ daN}$$

* On choisira alors comme valeur de T

$$T = R_1 = 196500 \text{ daN}$$

D'où :

$$\tau_c = \frac{T}{\frac{\pi d^2}{4}} \quad \text{avec } d = 260 \text{ mm}$$

$$\tau_c = \frac{1965000}{\frac{\pi (260)^2}{4}} = 3,70 \text{ daN/mm}^2$$

$$\tau_c = 3,70 \text{ daN/mm}^2$$

$$\tau_{ac} = 12 \text{ daN/mm}^2$$

On constate que :

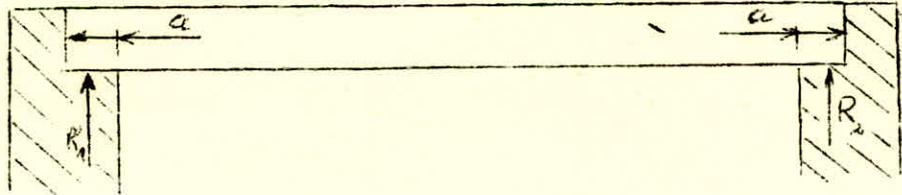
$$\boxed{\tau_c < \tau_{ac}}$$

Donc le diamètre $d = 260 \text{ mm}$, déterminé pour l'axe du moufle fixe, résistera au cisaillement sur les appuis.

VI - 3 - VERIFICATION A L'ECRASEMENT :

Elle se fera aussi pour les portions extrêmes des axes dans le but de déterminer la longueur nécessaire d'appui des axes aux deux bouts.

VI - 3 - 1 - METHODE DE CALCUL



La pression de contact effective dans les zones extrêmes est :

$$P_c = \frac{F}{ad} \ll Pa$$

Où : Pa est la pression admissible de contact
 F étant la réaction sur les appuis
 a étant l'épaisseur des appuis
 d étant le diamètre des axes des mofles.

On prendra, dans le cas le plus défavorable, la plus grande valeur des réactions (R_1 ou R_2) pour la valeur de F .

$$F = R_1 \quad \text{si} \quad R_1 > R_2$$

$$F = R_2 \quad \text{si} \quad R_2 > R_1$$

On a donc :

$$a \geq \frac{F}{Pa d}$$

dans le cas contraire, on agira sur la valeur de d . Il est à noter que pour le cas d'un cycle ascillant, le même ouvrage cité précédemment recommandé pour les aciers :

$$\sigma_r = 70 \text{ à } 100 \text{ daN/mm}^2$$

Les pressions admissibles de contact recommandées pour les surfaces immobiles sont :

$$P_a = [10 \text{ à } 13,5] \text{ daN/mm}^2$$

On prendra la valeur suivante :

$P_a = 13 \text{ daN/mm}^2$

VI - 3 - 2 - AXE DU MOUFLE MOBILE

$$R_1 = 159943 \text{ daN}$$

$$R_2 = 148780 \text{ daN}$$

D'où :

$$F = R_1 = 159943 \text{ daN}$$

$$P_a = 13 \text{ daN/mm}^2$$

$$d = 260 \text{ mm.}$$

D'où :

$$a \geq \frac{F}{P_a d} = \frac{159943}{13 \times 260} = 47,32 \text{ mm}$$

On prendra pour a la valeur suivante :

$a = 50 \text{ mm}$

c'est l'épaisseur du support dans le moufle mobile.

VI - 3 - 3 - MOUFLE FIXE

$$R_1 = 196\ 500 \text{ daN}$$

$$R_2 = 181\ 750 \text{ daN}$$

d'où :

$$F = R_1 = 196\ 500 \text{ daN}$$

$$P_a = 13 \text{ daN/mm}^2$$

$$d = 260 \text{ mm}$$

Calculons la valeur limitée de l'épaisseur a des appuis dans le moufle fixe. On a :

$$a \geq \frac{F}{P_a d} = \frac{196\ 500}{13 \times 260} = 58,136 \text{ mm}$$

La valeur limitée est $a = 58,136 \text{ mm}$

On prendra donc pour l'épaisseur des appuis du moufle fixe une valeur supérieure soit :

$a = 70 \text{ mm}$

VII - CONCLUSION

Les diamètres des axes des moufles déterminées par la méthode des flexions résistent aux cisaillement et à l'écrasement. Leur valeurs sont les mêmes, soit :

$d = 260 \text{ mm}$

*
*
*
*
* - C H A P I T R E - I V - *
*
* FREIN HYDRAULIQUE *
*
*

CHAPITRE - IV

- CALCUL ET CHOIX DU FREIN HYDRAULIQUE -

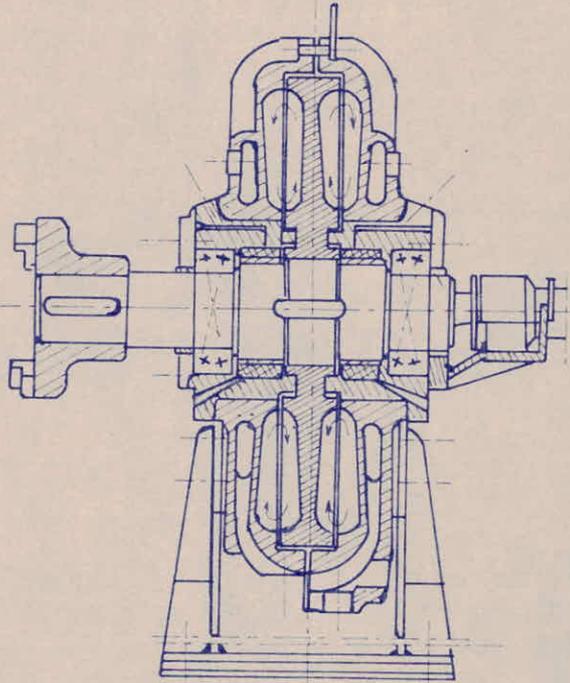
I - INTRODUCTION

- Pour limiter la vitesse de descente de la charge, on utilisera au treuil de forage, comme frein régulateur de descente, un frein hydraulique, automatique (frein hydraulique). Le rotor du frein sera solidarisé à l'arbre du tambour et le stator solidarisé au châssi du treuil (bâti).
- Les rotors, comme les stators sont munis d'ailettes sur leurs deux faces, comme l'indique la fig.
- Le liquide utilisé est l'eau.
- La variation du moment de freinage peut être réalisée en réglant le niveau l'eau à l'intérieur du frein. Ce réglage se fera à l'aide d'un radiateur qui a aussi le rôle de refroidit l'eau.

L'inergie absorbée par le frein se transforme en chaleur, on doit garder la température de l'eau inférieure à 100°

N.T : Dans le calcul on considérera la température maximum inférieure à 70°.

Le niveau de l'eau dans le frein devra être maximum, quand la charge au crochet est maximum.



- FREIN HYDRAULIQUE -

II - CALCUL DIMENSIONNEL :

La formule de dimensionnement du frein hydraulique est déterminée en considérant la pression de contact entre ailette et liquide et en appliquant la théorie de Bernouilli. La dimension nominale du frein est le diamètre extérieur actif du rotor.

II - 1- CALCUL DU RAYON NOMINAL

Le rayon nominal du frein hydraulique est donné par la relation suivante :

$$R = \sqrt[5]{\frac{4500 M_{F.H}}{Z.k.\gamma a.n^2(1-\beta^5)}} \quad \text{① en m. [v]}$$

g a été simplifié par Π^2

Les paramètres cités dans la formule précédente sont définis ainsi :

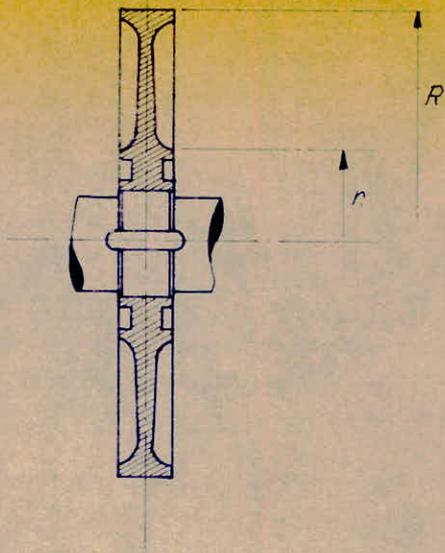
$M_{F.H}$ = moment de freinage hydraulique

avec $M_{FH} = (0,75 \dots 0,8) M_F$

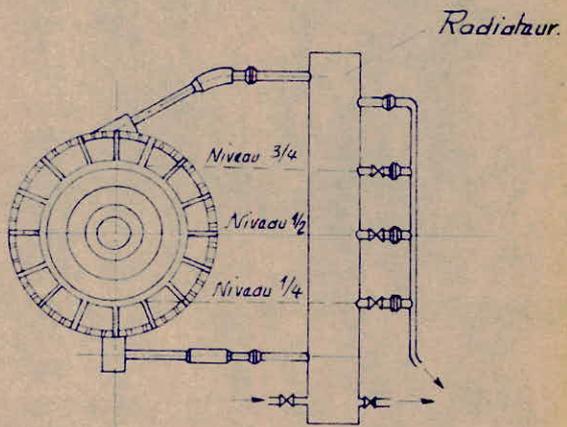
$$M_F = F_{Tmax} \times D_m \times \frac{1}{2}$$

Voir chap.I F_{Tmax} = force maximum au brin du tambour pendant l'introduction = T_t

D_m = diamètre moyen du tambour.



Rotor du frein hydraulique



Système d'alimentation du frein hydraulique.

On considèrera que le frein doit absorber 75% de l'énergie totale développée à la descente de la charge.

d'où :

$$M_{FH} = 0,75 \times F_{Tmax} \times D_m \times \frac{1}{2}$$

Z étant le nombre des ailettes du rotor

On considèrera pour un frein assez puissant :

$$Z = 25 \text{ ailettes}$$

K étant le coefficient de forme des ailettes.

$$K = (1,55 \dots 1,65)$$

On prendra pour notre cas :

$$K = 1,6$$

γ étant le poids spécifique du liquide

Pour l'eau : $\gamma = 1000 \text{ Kgf/m}^3$

a étant la pente de l'ailette, c'est donc la tangente de l'angle formé par le bord de l'ailette et le rayon. dans les constructions habituelles a varie entre 0,118 et 0,125.

On prendra alors :

$$a = 0,12$$

ρ étant le rapport du rayon intérieur de l'anneau de liquide dans le frein et du rayon nominal.

$$\rho = \frac{r}{R} = (0,37 \dots 0,44)$$

On prendra $\rho = 0,4$

n est la vitesse de rotation du rotor en tours/minute.

On considèrera pour notre étude une vitesse de rotation moyenne :

.../...

$$n = \frac{60 v}{\pi D_m} = \frac{-60 \times 1 \times 2z}{\pi \times D_m \times t'} \quad \text{t/mn}$$

où :

l = hauteur de manoeuvre en m

z = nombre de poulie au moufle mobile

D_m = diamètre moyen d'enroulement sur le tambour en mètre.

t' = durée de descente de la charge

On prendra : $t' = 18\text{s.}$

II-2- APPLICATION NUMERIQUE :

II - 2 - 1 - CALCUL DU MOMENT DE FREINAGE HYDRAULIQUE :

Nous avons :

$$M_{FH} = 0,75 M_F$$

$$M_F = F_{tmax} \times D_m \times \frac{1}{2}$$

Avec :

$$F_{tmax} = 18,85 \text{ tf.}$$

$$D_m = 0,86 \text{ m}$$

d'où :

$$M_{FH} = 0,75 \times 18850 \times 86 \times \frac{1}{2}$$

$$M_{FH} = 60,79 \cdot 10^2 \text{ daN./m}$$

.../...

II - 2 - 2 - CALCUL DE LA VITESSE DE ROTATION : n .

Nous avons :

$$l = 30 \text{ m}$$

$$z = 6$$

$$D_m = 831,3 \text{ mm}$$

$$t' = 18 \text{ s.}$$

d'où :

$$n = \frac{60 \sqrt{\quad}}{\pi D_m} = \frac{60 \times l \times z}{\pi D_m \times t'}$$

$$n = \frac{60 \times 30 \times 12}{\pi \times 0,831 \times 18} = 460 \text{ tr/mn}$$

La vitesse de rotation en tours par minute est donc de :

$$n = 460 \text{ tr/mn}$$

$$n^2 = 212\,293,44 \text{ (tr/mn)}^2$$

II - 2 - 3 - CALCUL DE R.

Nous avons :

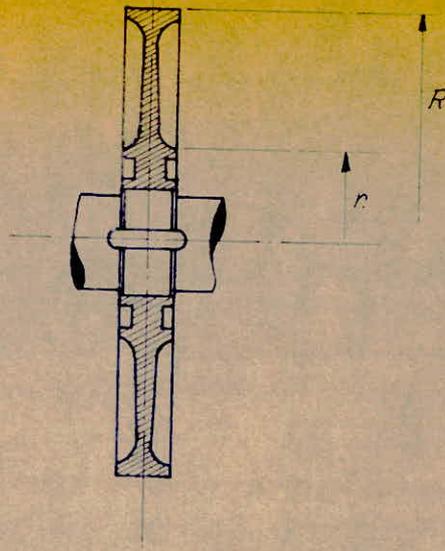
$$R = \sqrt[5]{\frac{4.500 \text{ MFH}}{z \cdot K \cdot \gamma \cdot a \cdot n^2 (1 - 0,4)^5}}$$

D'où :

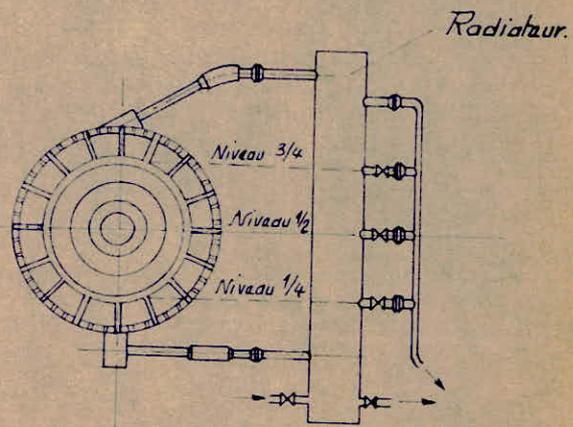
$$R = \sqrt[5]{\frac{4.500 \times 60,79 \times 10^2}{25 \times 1,6 \times 10^3 \times 0,12 \times (460)^2 (1 - 0,4)^5}}$$

$$R = \sqrt[5]{3,8 \cdot 10^2}$$

$$R = 0,54 \text{ m}$$



Rotor du frein hydraulique



Système d'alimentation du frein hydraulique.

Le diamètre du frein hydraulique est donc de :

$$D = 1,08 \text{ m}$$

En pouces :

$$D = 42,44 \text{ pouces}$$

III - CALCUL THERMODYNAMIQUE

III - 1 - METHODE DE CALCUL

- Pendant le service du frein hydraulique, l'eau contenue dans celui-ci doit circuler pour se refroidir. On peut déterminer le débit de cette eau pour permettre son refroidissement à l'aide de la relation suivante :

$$q = \frac{Q_f - Q_1}{(t_3 - t_4) 60} \text{ en l/mn.} \quad [5]$$

avec : Q_f représentant la quantité de chaleur produite dans le frein hydraulique pendant une durée de fonctionnement de 1 heure.

Q_1 étant la partie de cette chaleur évacuée par la surface extérieure du stator.

t_3 et t_4 sont respectivement la température de l'eau évacuée et celle de l'eau froide.

III - 1 - 1 - CALCUL DE Q_f

$$Q_f = \frac{N_f \cdot A \cdot t' \cdot i}{3.600} \text{ Kcal/h}$$

.../...

Avec :

A représentant l'équivalent calorifique de l'énergie mécanique.

Soit : $A = 1 \text{ ch.v.h} = 632 \text{ Kcal.}$

i étant le nombre de courses de descente de crochet effectuées pendant 1 heure.

Soit : $i = (30 \dots 40)$

Preons $i = 35$

$t' = 18 \text{ s}$, t' est défini précédemment.

N_f étant la puissance absorbée par le frein à la descente de la charge (exprimée en cv).

$$N_f = \alpha \left(\frac{n}{100} \right)^3 (D^5 - d^5) \text{ C.V.}$$

α est un coefficient dépendant de la construction du frein. Il dépend également du nombre et de la forme des ailettes selon 5 .

Nous avons :

$$\alpha = (50 \dots 100) D$$

On prendra pour la condition la plus défavorable :

$$\alpha = 100 D \quad (D \text{ exprimé en m })$$

n étant la vitesse de rotation du frein hydraulique en tr/mn.

D est le diamètre extérieur du rotor.

$$D = 2 R.$$

d est le diamètre intérieur de l'anneau de liquide.

III - 1 - 2 - CALCUL DE Q₁

Q₁ est la quantité de chaleur évacuée par radiation à l'extérieure du frein hydraulique.

$$Q_1 = K_1 A_f (t_1 - t_2) \quad \text{Kcal/h}$$

Avec :

K₁ qui est un coefficient de transmission de la chaleur entre la surface extérieur du stator et l'air exprimé en Kcal/m² h °C

K₁ est compris dans l'intervalle (10-14).

La situation la plus défavorable impose :

$$K_1 = 10$$

A_f est la surface extérieure totale du frein et du radiateur.

$$A_f \simeq 8 \text{ m}^2 - \text{valeur donné par la SONATRACH}$$

t₁ est la température à la surface extérieure du frein exprimée en °C

$$t_1 < 80^\circ\text{C}$$

t₂ est la température environnante de l'installation.

La situation la plus défavorable est vécu en été soit :

$$t_2 \simeq 35^\circ\text{C}$$

.../...

III - 2 - APPLICATION NUMERIQUE

III - 2 - 1 - CALCUL DE LA QUANTITE DE CHALEUR Q_f

III - 2 - 1 - 1 - CALCUL DE LA PUISSANCE N_f

$$N_f = \alpha \left(\frac{n}{100} \right)^3 (D^5 - d^5) \text{ en CV.}$$

$$n = 460 \text{ K/mn}$$

$$\alpha = 100 \text{ D}$$

$$D = 2 R = 2 \times 0,54 = 1,08 \quad \left. \vphantom{D} \right\} \Rightarrow \alpha = 108$$

$$d = 2 r.$$

Calculons r , connaissance R et

$$\phi = \frac{r}{R} = 0,4 \quad r = 0,4 R = 0,216 \text{ m}$$

$$\text{d'où : } d = 2 \times 0,212 = 0,424 \text{ m.}$$

Donc : $N_f = 108 \times (4,6)^3 \times (1,47 - 0,01)$

$$N_f = 108 \times 97,336 \times 1,46 = 15350 \text{ cv}$$

$$N_f = 15,35 \cdot 10^3 \text{ Cv.}$$

III - 2 - 2 - CALCUL DE Q_f

Sachant que :

$$A = 1 \text{ CV} = 632 \text{ Kcal}$$

$$i = 35$$

$$t' = 18 \text{ s}$$

$$N_f = 15,35 \cdot 10^3 \text{ CV.}$$

D'où :

$$Q_f = \frac{N_f \cdot A \cdot t' \cdot i}{3600} = \frac{15,35 \times 632 \times 18 \times 35 \cdot 10^3}{3600}$$

$$Q_f = 1697,7 \cdot 10^3 \text{ Kcal/h}$$

III - 2 - 2 - CALCUL DE Q₁

Nous avons :

$$Q_1 = K_1 A_f (t_1 - t_2) \text{ Kcal/h}$$

Avec :

$$K_1 = 10 \text{ Kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

$$A_f = 8 \text{ m}^2$$

$$t_1 = 75 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_2 = 35 \text{ } ^\circ\text{C}$$

D'où :

$$Q_1 = 10 \times 8 \times (75 - 35)$$

$$Q_1 = 10 \times 8 \times 40 = 3200 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_1 = 3200 \text{ Kcal/h}$$

III - 2 - 3 - CALCUL DU DEBIT q EN l/min.

Nous avons :

$$q = \frac{Q_f - Q_1}{(t_3 - t_4) 60}$$

Avec :

$$Q_f = 1697,7.10^3 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_1 = 3200 \text{ Kcal/h}$$

$$t_3 = 70 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_4 = 25 \text{ } ^\circ\text{C}$$

D'où :

$$q = \frac{1697700 - 3200}{(70 - 25) 60} = \frac{1694500}{45 \times 60} = 627,59 \text{ l/mn}$$

$$q = 10,45 \text{ l/s.}$$

*
*
*
* - C H A P I T R E - V -
*
* ENTRETIEN ET EXPLOITATION
*
*

CHAPITRE V

(- ENTRETIEN ET EXPLOITATION DU SYSTEME

MOUFLE FIXE - MOUFLE MOBILE

I - Cables et moufles

I - 1 Défaillances courantes

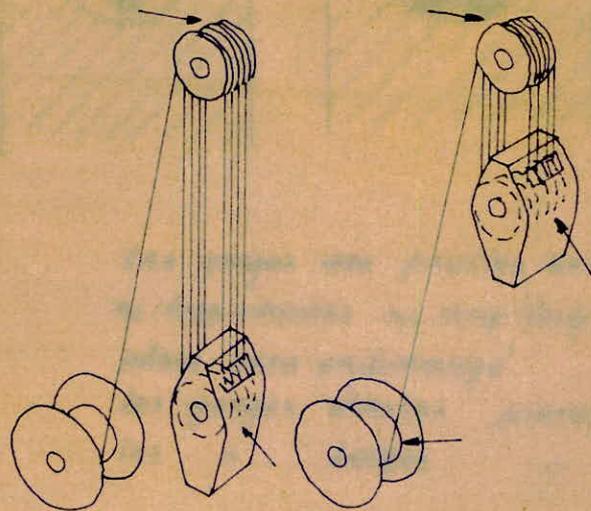
Chaque semaine et aussi avant les opérations difficiles, on doit vérifier et graisser le système moufle fixe - moufle mobile. On vérifiera l'état des poulies, leur bon fonctionnement, l'état des gorges des poulies, l'usure des gorges, l'usure du câble, le centrage et la position du moufle fixe par rapport au tambour du treuil, l'assemblage des poutres soutenantes avec la partie supérieure du derrick.

Le câble de manoeuvre ne doit pas venir en contact avec les tôles de sécurité du moufle mobile. Les roulements des poulies se graissent avec une graisse spéciale pour roulements. Il est strictement interdit d'utiliser des moufles avec des défections. Les refectons de ces derniers ne se font pas sur place; le moufle, avec une certaine panne, doit être entièrement remplacé et envoyé à l'atelier.

En vue d'une exploitation correcte du câble de manoeuvre, pour prolonger sa durée en service et pour éviter ainsi des incidents, on devra assurer le montage correct du câble. Il est à noter qu'il est strictement interdit d'utiliser un câble de diamètre non correspondant aux gorges des poulies, si celui-ci est trop grand il en résultera l'usure prématurée du câble sur les plans des gorges, de même que s'il est trop petit, il en résultera son aplatissement sur les plans des gorges.

L'état du câble est contrôlé au minimum deux fois par semaine et au début de chaque service.

Le degré du câble peut être apprécié en tenant compte des caractéristiques suivantes :



- Points particuliers d'usure du câble.

- Le travail total effectué et qui sera exprimé en daN, km, en tenant compte de sa limite respectif (voir chapitre I).
- La diminution de son diamètre.
- La limitation du nombre maximum de fils rompus dans la zone du maximum d'usure.

NB/ Le câble est considéré comme complètement usé quand il a plus de cinq (5) fils rompus sur 1 m de longueur dans la portion la plus usée.

I -2 - Remèdes

Pour prolonger la durée en service du câble de manoeuvre on devra :

- a) graisser périodiquement de l'extérieur le câble avec la graisse spéciale qui s'applique avec un dispositif monté au-dessus du tambour du treuil.
- b) changer périodiquement la position des zones des maximums d'usure du câble (près des joints de freins, etc...).
- c) uniformiser sur toute la longueur du câble, l'usure provoqué par la flexion fréquente de celui-ci sur les poulies et sur le tambour. Dans ce but on a prévu une longueur supplémentaire du câble (couche supplémentaire).
- d) assurer l'enroulement uniforme du câble sur le tambour du treuil en utilisant un dispositif monté au-dessus du tambour du treuil.

Pour éviter des accidents on ne doit pas surcharger le câble ou utiliser les moufles avec leurs défauts.

II - Crochets

Si le ressort n'assure pas l'élévation du train de tige pour libérer la tête du raccord, c'est qu'il existe une rupture ou un affaiblissement du premier qui doit être alors remplacé.

Si le dispositif de fermeture ne fonctionne pas, il est nécessaire alors de changer soit l'ensemble du crochet soit uniquement la fermeture, au cas où l'on ne manque pas de pièces de rechange.

Le boulon de blocage de rotation peut être cisailé ou le ressort rompu, donc le crochet se bloquera en rotation. Dans ces conditions on procédera au remplacement de la pièce rompue.

On doit contrôler périodiquement le verrou de sureté du crochet, et vérifier si ce dernier peut tourner légèrement sur son roulement. Dans le cas contraire on doit contrôler le roulement, et le changer automatiquement s'il est usé ou casser.

Pendant le service un graissage périodique du roulement et des ressorts d'impose.

