

UNIVERSITE D'ALGER

10/76

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Département Mécanique

2^{ex}

THESE DE FIN D'ETUDES

le 2^{ex} sans planche

**PROJET TECHNIQUE D'UN
TREUIL D'UN PONT ROULANT**

Proposé par :

TUDOR IOAN

Professeur

Docteur Ingénieur

Etudié par :

D. RAHMANI

الدرسة الوطنية للعلوم الهندسية

— المكتبة —

— — —
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

BIBLIOTHÈQUE

UNIVERSITE D'ALGER

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Département Mécanique

THESE DE FIN D'ETUDES

المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية
المكتبة
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHEQUE
**PROJET TECHNIQUE D'UN
TREUIL D'UN PONT ROULANT**

Proposé par :
TUDOR IOAN
Professeur
Docteur Ingénieur

Etudié par :
D. RAHMANI

B I B L I O G R A P H I E .

1 - G. Henriot

Théorie sur les engrenages.

2 - HUPPE

Manuel de l'Ingénieur T. 2

3 - G. LEMASSON, A. L. TOURANCEAU

"Eléments de construction" Editions Dunod T. 8

4 - Notes et cours de construction mécanique de M. PIEROZAK ET
M. OLANESCU.

5 - Thèse de fin d'étude

" Moulage d'une installation de forage"

Proposé par M. OLANESCU

Etudiée par M. BENACHIR.

Je tiens à remercier Monsieur TUDOR IOAN, Ingénieur-
Docteur à l'Ecole Nationale polytechnique pour sa précieuse col-
laboration à l'élaboration de ce projet de fin d'étude.

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

" JE DEDIE CE TRAVAIL A MES PARENTS "

oO TABLE . DE MATIERE oOo

I N T R O D U C T I O N

C H A P I T R E : I

- I - Crochet
- II - Etude du Mouvement
- III - Cable pour treuil
- IV - Ditermination du diamètre du tambour
- V - Longueur du Cable actif
- VI - Calcul de la tension maximale sur le cable
- VII - Choix des diamètres des poulies
- VIII - Pression de contact entre le cable et la poulie.

C H A P I T R E : II

- II - Etude cinématique
- II- 1 - Charge à l'arrêt
- II- 2 - Montée de la charge
- II- 3 - Calcul du moment d'inertie
- II- 4 - Calcul du couple d'inertie, de la roue, tambour, frein.
- II- 5 - Calcul du couple d'inertie du rotor.
- II- 6 - Démarrage.
- II- 7 - Puissance au moteur.

C H A P I T R E : III

- III- 1 - Calcul du réducteur de vitesse

CHAPITRE : IV

IV -- Etude dynamique

IV- 1 -- Action sur la roue

IV- 2 -- Action sur la vis

IV- 3 -- Calcul d'arbre

A) -- de la vis

B) -- de la roue

C) -- du tambour

D) -- Calcul des poulies pour roulements

CHAPITRE : V

- Frein à mâchoire ou à sabot.

- Eléments de transmission.

CONCLUSION :

oOo I N T R O D U C T I O N oOo

Les engins de levage ont, par exemple connu un développement extraordinaire. Après une stagnation technique presque totale depuis le temps des pharaons, l'apparition du moteur relayant l'effort humain avait déjà assuré un essor technique remarquable au siècle dernier.

Mais en permettant l'augmentation incessante des dimensions des appareils, des puissances mises en jeu et des vitesses obtenues, les possibilités récentes ont posé des problèmes dans la solution a conduit en fait à des conceptions nouvelles, entraînant au surplus la création d'une esthétique nouvelle originale.

I. oOo G E N E R A L I T E S oOo

Le rôle des appareils de levage et de manutention devient de plus en plus important dans toutes les branches de l'industrie moderne.-

Leur emploi est une nécessité dans l'industrie lourde qui doit à tout instant déplacer des charges importantes. Nous pouvons noter l'extrême diversité des appareils de levage et de manutention, diversité:

- De l'importance de la masse à déplacer.
- De l'importance des déplacements à effectuer.
- De la nature des matériaux à déplacer.

Le levage est d'ailleurs l'opération la plus difficile celle qui exige de l'homme le plus de peine.

II. oOo F O N C T I O N oOo

Les appareils de levage sont des engins capables de lever des charges au moyen d'un câble ou d'une chaîne, et le plus souvent de les déplacer à l'intérieur.

D'une certaine aire. Le mouvement essentiel d'un tel appareil est donc le mouvement de levage qui s'opère au moyen d'un treuil. Un ou plusieurs mouvements sont le plus souvent adjoint au levage pour permettre le déplacement de la charge. Lorsque l'ensemble de l'appareil est mobile, ce mouvement peut avoir lieu sur un chemin de roulement fixe qui liera pratiquement l'appareil à son lieu d'installation, ou être réalisé en montant l'appareil sur pneus, ou chenilles, ou voie ferrée réalisant ainsi un appareil autonome.

Notons pour être complet, que certains appareils lèvent des charges sous l'action d'un autre mécanisme qu'un treuil, par exemple au moyen de verins hydraulique ou mécanique.

III. DIFFERENTS TYPES DES APPAREILS DE LEVAGE.

Si nous progressons de plus simple vers le plus complexe; nous rencontrons les différents types d'appareils de levage couramment utilisés.

a)- Le Treuil: employé seul ou complété par des poulies de remise, constitue l'appareil de levage le plus simple. Il peut être utilisé pour déplacer des charges soit suivant une verticale; soit le long d'un plan incliné.

b)- La Bique : comporte un mouvement de levage et un mouvement d'inclinaison du mat.

c)- Le chariot treuil : immobile le long d'un chemin de roulement.

d)- Le pont roulant : comporte trois (3) mouvements : le levage, la direction et la translation.

e)- Le portique roulant : comporte les mêmes mouvements que le pont mais roule au sol, dans le cas où un seul des chemins de roulement est ramené au sol, l'autre à la hauteur de la poutre horizontale on a ce qu'on appelle un semi-portique.

f)- La grue : a un mouvement de levage et un mouvement d'orientation qui peuvent être complétés par un mouvement de relevage de flèche et un mouvement de translation.-

g)- Le derrick : constitue une sorte de bigue orientable.-

-

o0o/o0o/o0o/o0o/o0o/o0o/o0c/o0o/o0o/o0o/o0o/o0o/o0o/o0o/o0o/o0o/o

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

o \$ o \$ o \$ o \$ o \$ o \$ o \$ o

o0o/o0o/o0c/o0c/o0o/o0o/o0c/o0c/o0o/o0o/o0o/o0o/o0o/o0c/o0o/o

Ils sont exécutés en acier forgé à grand allongement. Les dimensions sont normalisées.

Toutes les dimensions sont déterminées en fonction du diamètre " d " de la tige. La tige étant elle même calculée avec une contrainte d'utilisation comprise entre 40 et 60 N / mm²

Les crochets peuvent être également à queue brute, à oeil, à mousqueton, ou bien doubles.

Si l'on désire vérifier la contrainte d'utilisation d'un crochet, il est nécessaire d'appliquer les formules de flexion composée des pièces courbes .

Il est en effet soumis à l'extension et à une flexion qui tend à l'ouvrir.

D'après le principe de la superposition, nous avons

$$\sigma_w = \frac{N}{S} + \frac{N p y}{S e (r - y)}$$

Formule dans laquelle:

e : est la distance séparant la fibre moyenne de la fibre neutre.

y : est la distance de la fibre, dont on calcule la contrainte, jusqu'à la fibre neutre.

r : est la distance entre la droite d'action de la force et la fibre neutre.

p : est la distance entre cette même droite d'action, et le centre de gravité de la section.

Nous avons:

$$y = v - e$$

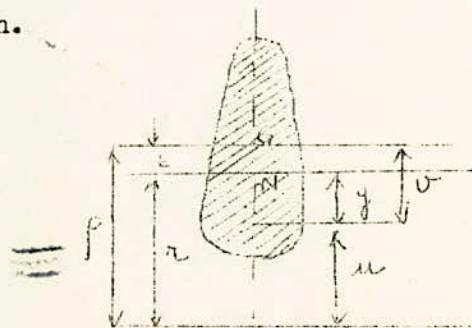
$$u = r - y$$

$$u = p - v$$

d'où:

$$\sigma_w = \left(\frac{p y}{e (r - y)} + 1 \right) \frac{N}{S} = \frac{N}{S} \left(\frac{v (p - e)}{e (p - v)} \right)$$

$$= \frac{N r v}{S e u}$$



On peut vérifier qu'en N, la fibre est uniquement sollicitée à l'extension, en effet en N:

$$v = e$$

$$r = u$$

et σ_w devient:

$$\sigma_w = \frac{N}{S}$$

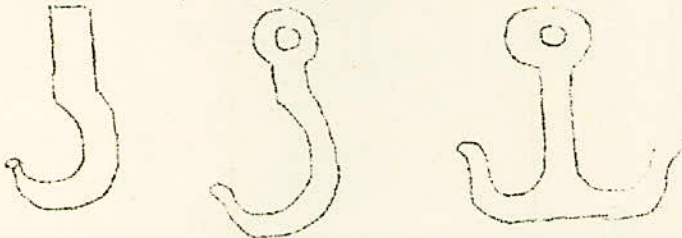
Lorsque le crochet est supporté par un moufle, il doit pouvoir tourner autour de son axe. Il est alors généralement monté sur la traverse par l'intermédiaire d'une butée à billes.

a) Quelques autres types de crochets

crochet brute

crochet œil

crochet double



b) Exemple de vérification de la contrainte maximale dans un crochet:

Charge appliquée sur le crochet 10 000 da N

avec $u_2 = 30 \text{ mm}$ $u_1 = 100 \text{ mm}$ Section = 1260 mm^2

Le centre de gravité est défini par $v_1 = 38,4 \text{ mm}$ et $v_2 = 31,6 \text{ mm}$.

La fibre neutre est située à $r = 57,20 \text{ mm}$

On en déduit:

$$\begin{aligned} e &= v_1 - r \\ &= (100 - 38,4) - 57,2 \\ &= 4,4 \text{ mm} \end{aligned}$$

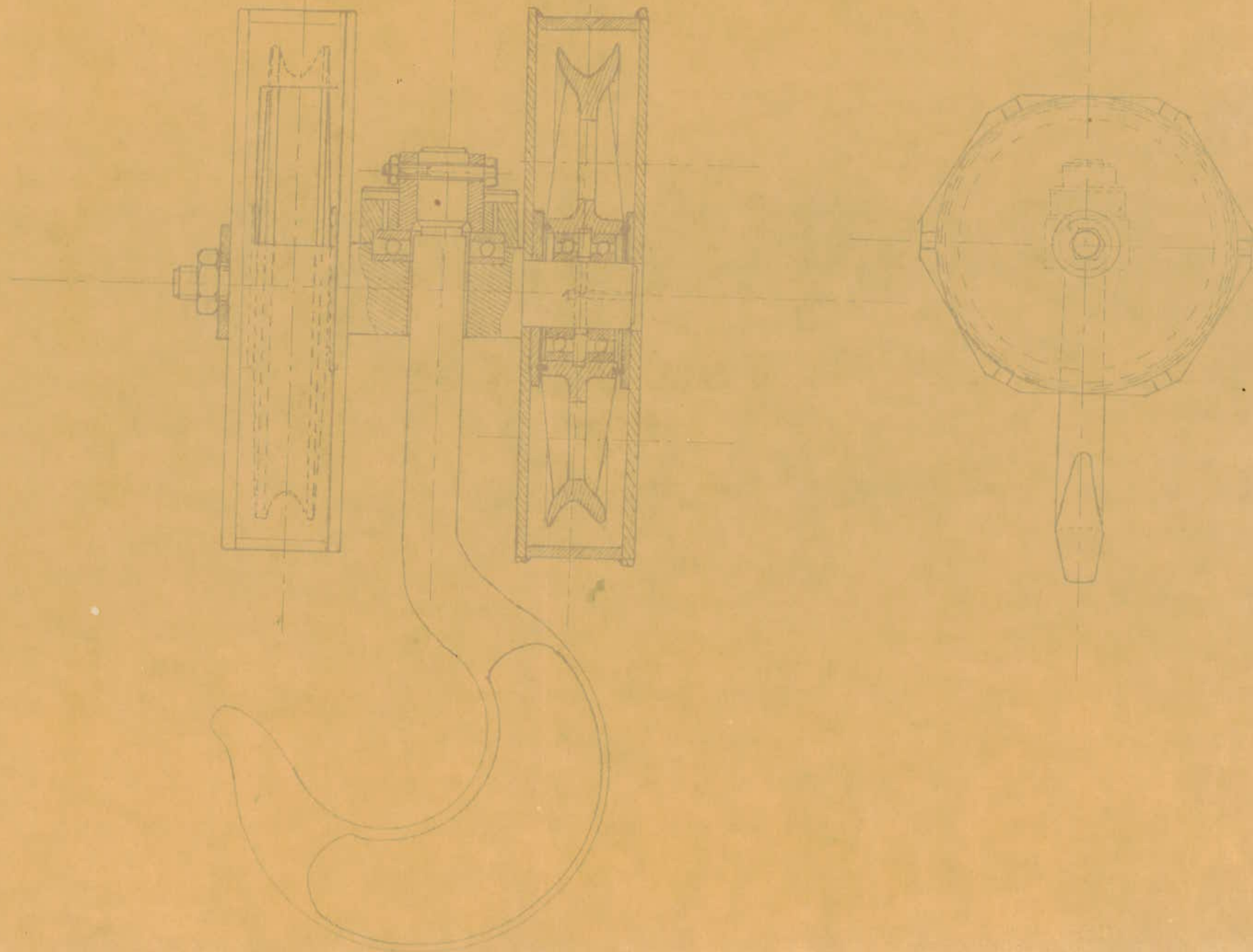
D'où la valeur des contraintes:

$$\frac{N \cdot v_1}{S \cdot e \cdot u_1} = \sigma_1 = \frac{10 \cdot 000 \times 57,2 \times 38,4}{1260 \times 4,4 \times 100} = 39,5 \text{ da N/mm}^2$$

$$\frac{N \cdot v_2}{S \cdot e \cdot u_2} = \sigma_2 = \frac{10 \cdot 000 \times 57,2 \times 31,6}{1260 \times 4,4 \times 30} = 108 \text{ da N/mm}^2$$

D. RAHIMANI

MOUFLE MOBILE



crochets doubles. La charge doit être accrochée aux deux crocs.

Lorsque le poids du crochet est insuffisant, ou lui adjoint, pour permettre la descente à vide, en contrepoids

c Moufles:

Ils assurent la liaison entre le crochet et les câbles. L'acier utilisé est un acier mi-doux. Lorsqu'on prévoit une butée à billes, ou un dispositif croissant la poussière, on doit recouvrir la partie supérieure du crochets à l'aide d'un carter.

L'entretoise du crochet doit pouvoir tourner autour de son axe.

Les poulées du moufle sont généralement montées sur roulements. Les aiguilles peuvent être employées, les composantes axiales étant négligeables. La lubrification se fait à la graisse, l'apport se faisant à travers l'axe.

Nombre de bruis: ≈ 4 jusqu'à 30 tonnes; 8 bruis de 30 à 100 tonnes.

== III - ETUDE DU MOUVEMENT ==

III - 1. PRINCIPES DE CALCUL (Mouvement vertical)

Pour les déplacements verticaux effectués par un appareil de levage (levage ou descente d'une charge suivant l'axe O Z) on doit considérer trois (3) périodes.-

- Période de démarrage : mouvement accéléré.
- Période de régime : déplacement à vitesse constante v .
- Période d'arrêt (freinage) : mouvement décéléré.

Pour la commodité du calcul ; on peut supposer que le démarrage et le freinage se font à accélération constante (positive pour démarrage, négative pour freinage).

Pour déterminer la valeur de l'accélération on doit imposer soit le déplacement h , soit la durée du temps t .

III - 2. VARIATION DU COUPLE MOTEUR , D'INERTIE ET DE FREINAGE

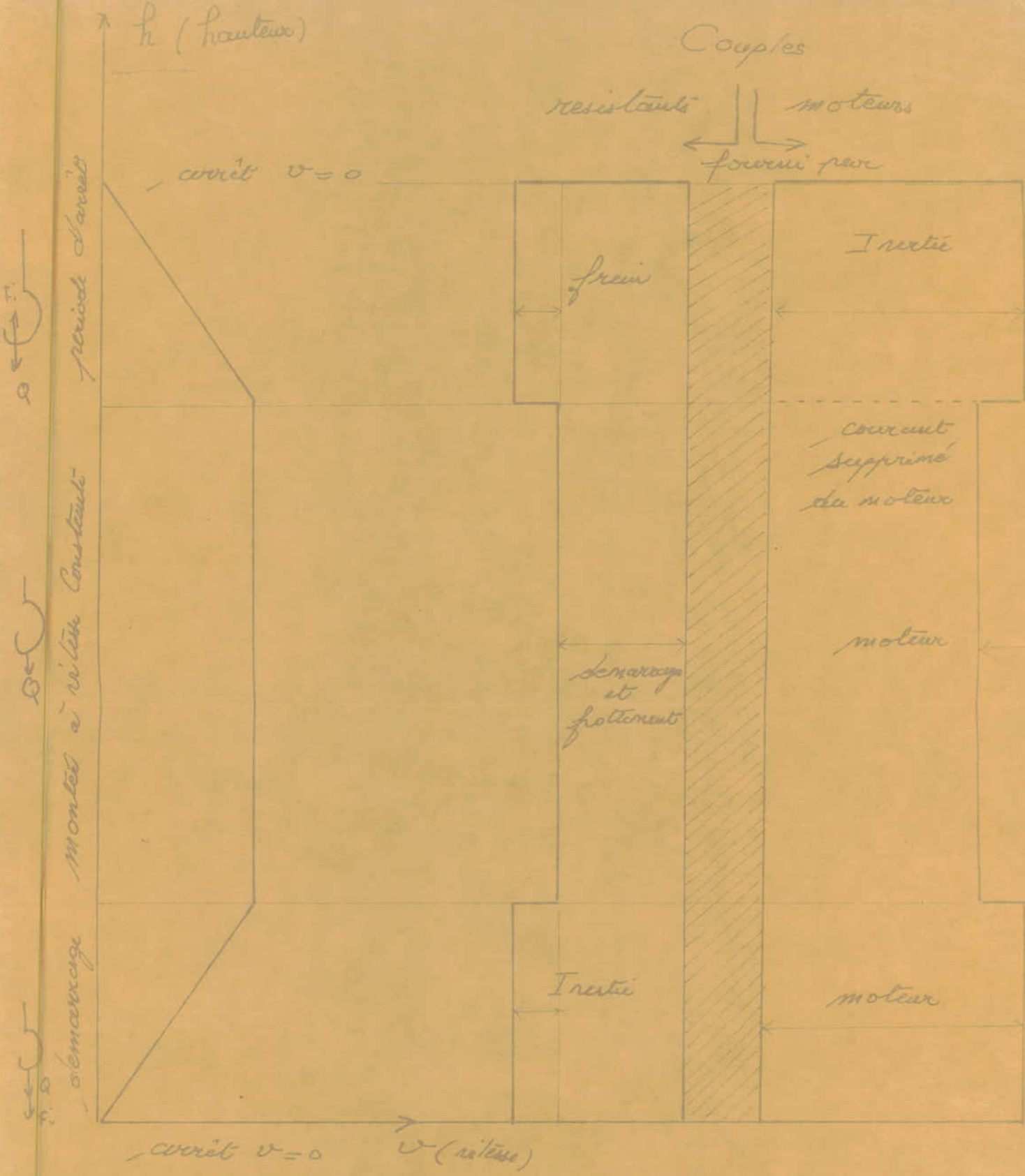
Pendant le fonctionnement du système de levage on peut distinguer trois (3) mouvements différents.

- Montée de la charge.
- Charge à l'arrêt.
- Descente de la charge.

A la montée comme à la descente on doit considérer trois (3) phases :

- Démarrage.
- Déplacement à vitesse constante.
- Période d'arrêt.

Dans chaque phase les couples (moteurs ou résistants) ont des valeurs différentes.



Φ : (charge)
 F_0 (force d'inertie)

} agissant sur le crochet

a) Montée de la charge

voir page suivante la représentation graphique des couples moteurs et résistants pendant les trois (3) phases.

b) Charge à l'arrêt

La charge est motrice, les freins doit fournir (sur son axe) un couple de freinage.

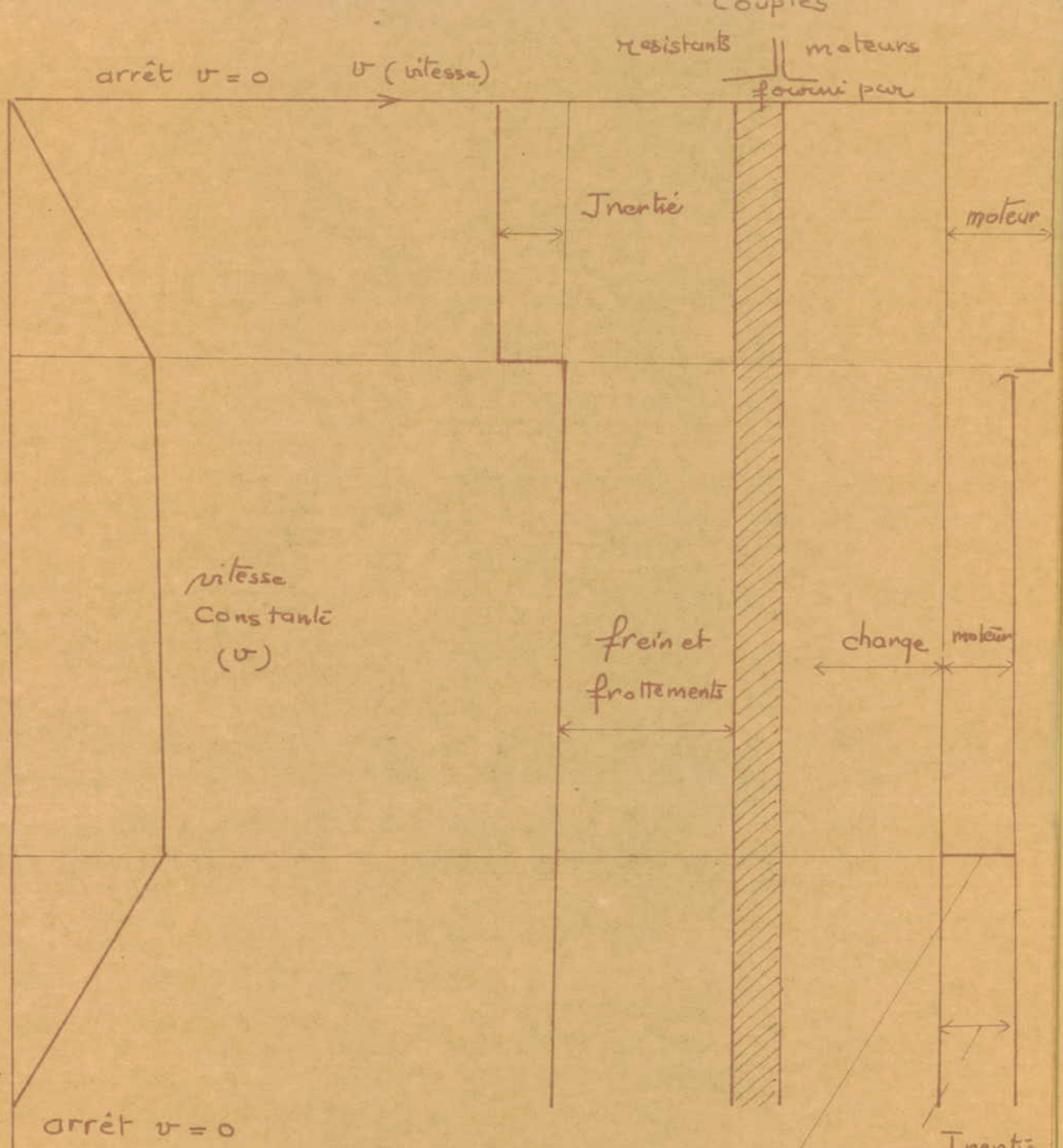
c) Descente de la charge

Pendant les trois (3) phases (démarrage, descente à vitesse constante, période d'arrêt) les forces, les vitesses et les couples sont représentées par un diagramme.

F_i
 démarrage à la descente

F_c
 descente à vitesse constante

F_u
 période d'arrêt



- descente de la charge -

h (hauteur)

III. CABLE POUR TREUIL

Δans les treuils modernes, le lien est le plus souvent constitué par un câble en acier. En effet, le câble présente l'avantage d'être moins lourd que la chaîne et d'assurer un fonctionnement des treuils beaucoup plus souple. Sa sécurité d'emploi est en outre beaucoup plus grande que celle des chaînes car la mise hors d'usage d'un câble se produit progressivement ; les fils se cassent peu à peu alors la rupture inopinée des chaînes n'est pas rare.

La durée des câbles métalliques est déterminée en générale par la flexion produite au passage sur les poulies et en s'enroulant sur le tambour. Les flexions alternées détruisent le câble 1,3 à 5 fois plus vite que les flexions dans la même sens, le rapport dépend du diamètre des poulies, de la charge spécifique du câble et du genre de son exécution. La valeur 5 la plus défavorable pour câbles à cablage dans le même sens avec faible charge à grands diamètres des poulies. Les câbles à cablage croisé sont moins sensibles à l'inversion de la flexion.

III. † 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 la manoeuvre, les valeurs des tractions dans les brins du câble varient, on doit considérer la valeur maximale dans les derniers.-

en général la grandeur de l'angle alpha (α) aussi bien que le profil de la gorge doivent être tellement choisis, pour empêcher :

- tant le frottement contre les parois latérales de la gorge de la poulie (usure rapide du câble).

- aussi bien que la déformation (l'ovalisation par écrasement) du câble contre le fond de la gorge.

(voir schéma)

donc quand on change le diamètre du câble, il faut absolument changer aussi les poulies avec des autres à formes et dimensions appropriées au nouveau câble.

L'axe sur lequel repose la poulie est fixé aux extrémités sur des appuis en tôle.

IV. DETERMINATION DU DIAMÈTRE DU TAMBOUR

Dans la pratique on utilise la relation suivante :

$$Dt \gg 20 d.$$

Dt : diamètre du tambour.

on choisit $Dt = 25 d = 550 \text{ mm}$

$$Dt = 550 \text{ mm}$$

V. LONGUEUR DU CÂBLE ACTIF

La distance entre le point haut et le point bas du crochet lors de la montée et de la descente est :

$$h = 6 \text{ m}$$

La longueur approximative du câble de manoeuvre est :

$$L = 4 \times 6 = 24 \text{ m}$$

4 : Etant le nombre de brins passant par les poulies.

Il est recommandé que le nombre de couches Z du câble enroulé soit maximum.

C'est pourquoi il est préférable d'établir une grande longueur du tambour Lt.

Dans la pratique on a :

$$Lt = (1,3 \text{ à } 1,9) Dt$$

en choisit $Lt = 1,82 Dt$ soit :

$Lt = 1000 \text{ mm}$

VI Calcul de la tension maximale sur le cable :

Palan à moufle : il se compose de 2 moufles en tôles. Les parties ont le même diamètre, et sont montées folles. Il existe une poulie porteuse appelée aussi poulie d'équilibrage elle se tourne pas mais égalise les tensions dans les brins; son diamètre peut être réduit par rapport aux autres poulies folles

- A l'équilibre quand la charge est uniquement suspendue, la tension dans chaque brin est ($\frac{Q}{4} = T$),

- Au démarrage quand le crochet est toujours, alors aux tensions s'ajoutent des forces d'inertie, qui s'y répartissent également sur chaque brin.

Le calcul de la force d'inertie est :

$$F_i = m \gamma = 10^4 \text{ N}$$

Donc la tension dans chaque brin est, à qu'il faut ajouter un coefficient d'enroulement

$$B = 1,02$$

$$T = B \left(\frac{Q}{4} + \frac{F_i}{4} \right) = 1,02 \left(\frac{10^5}{4} + \frac{10^4}{4} \right) = 28050 \text{ N}$$

$$T = 28050 \text{ N}$$

a Coefficient de sécurité à la traction pour câble de monte charge

Pour vitesse de fonctionnement jusqu'à m/s	0,3	0,5	0,85	1,2	1,5 et plus
Pour monte charge à tambour } pour élévation de charge	8	9	10	11	12

Dans notre cas on adopte $K = 10$ qui équivaut à une vitesse de levée de rotation de $v = 0,85 \text{ m/s}$ qui se rapproche de notre vitesse de levée. $v = 1 \text{ m/s}$.


Pour cette valeur de $K = 10$, on obtient une charge de rupture du cable de :

$$28050 \times 10 = 280500 \text{ N} = 28050 \text{ kg.}$$

Se référant au tableau on choisira pour le cable un diamètre nominal de :

$$d = 22 \text{ mm}$$

Câbles Métalliques pour appareils de levage

Exécution	Nombre			dia- mètre nominal mm Écart adm ± 5%	dia- mètre du Fil mm	Section métal- lique du câble mm ²	Poids kg/m Écart admissi- ble ± 5%	Charge de Rupture calculée du câble en kg pour une Résistance à la Traction des différents Fils de kg/mm ²		
	des Torsions	des Fils dans un Torsion	de la Totalité des Fils					130	160	180
 6x19=114 Fils + 1 âme en Textile	6	19	114	6,5	0,4	14,3	0,135	1860	2300	2550
				8	0,5	22,4	0,21	2900	3600	4050
				9,5	0,6	32,2	0,30	4200	5150	5800
				11	0,7	43,9	0,41	5700	7000	7900
				12,5	0,8	57,3	0,54	7450	9150	10300
				14	0,9	72,5	0,68	9450	11600	13050
				16	1,0	89,5	0,85	11650	14200	16100
				17	1,1	108,3	1,02	14100	17350	19500
				19	1,2	128,9	1,22	16750	20600	23200
				20	1,3	151,3	1,43	19650	24200	27250
				22	1,4	175,5	1,66	22500	28050	31600

d'après Hütte

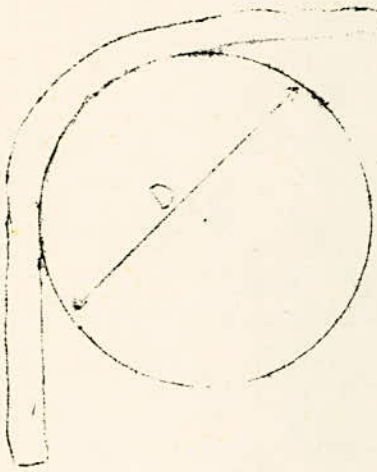
Manuel de l'ingénieur

Tome II

(page 970)

diame- tre nomi- nal du câble (mm)	diamètre du fil.		
	central d ₁ (mm)	intermédiaire d ₂ (mm)	extérieur d ₃ (mm)
22	2,18	1,10	2

- Nombre de torons = 6
- de fils dans un torons = 19
- de la totalité des fils = 114.



b) Résistance et usure du câble

La contrainte totale d'extension dans un câble comprend :

- La contrainte de traction due à la charge P, statique ou animée d'un mouvement réactiligne uniforme :

$$\sigma_1 = \frac{P}{S}$$

- La contrainte supplémentaire due à l'inertie au moment du démarrage :

$$\sigma_2 = \frac{m \delta}{S}$$

δ = accélération au démarrage, cette accélération étant considérée constante (hypothèse simplification)

- La contrainte supplémentaire d'incurvation provenant de l'enroulement du câble sur les poulies. Si l'on tient compte de ce que les

fils du câble ne sont pas parallèles, on a :

$$\sigma_3 = 0,8 E \frac{d}{D}$$

avec **E** module d'élasticité longitudinal du métal constituant le câble

d : diamètre des fils constituant le câble

D : diamètre de la poulie

La contrainte totale devient = $\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3$

Cette contrainte totale doit être inférieure à $400 \frac{N}{mm^2}$ dans le cas de l'acier de résistance à la rupture $1600 \frac{N}{mm^2}$, et inférieure à $500 \frac{N}{mm^2}$ pour l'acier de résistance à la rupture $1800 \frac{N}{mm^2}$.

Pour certains câbles à fils très fins on peut prendre pour valeur du coefficient jusqu'à 0,3 pour le calcul de la contrainte d'incurvation.

Les poulies pour câbles doivent comporter des gorges de profondeur 3 à 3,5d et dont l'angle α soit $\geq 70^\circ$ pour éviter le frottement du câble dans le cas où le plan au câble est légèrement différent du plan de la poulie. Elles se font en acier moulé (ou en fonte.) allié au manganèse.

L'enroulement du câble se fait sur des tambours cylindriques comportant une gorge de profondeur $P \geq 0,25d$ de façon à donner au câble une position stable sur le tambour. La gorge est taillée en hélice sur le tambour.

o) Appl. numérique :

$$\overline{V1} = \frac{28056,0}{\frac{\pi D^2}{4}}$$

On suppose que la section du câble est pleine

$$\overline{V1} = \frac{28056,0 \times 4}{3,14 \times 22^2} = 73,86 \text{ N/mm}^2$$

$$\overline{V2} = \frac{10^4 \times 1 \times 4}{3,14 \times 22^2} = 26,32 \text{ N/mm}^2$$

$$\overline{V3} = \frac{0,8 \times 21500 \times 1,58}{748} = 36,33 \text{ N/mm}^2$$

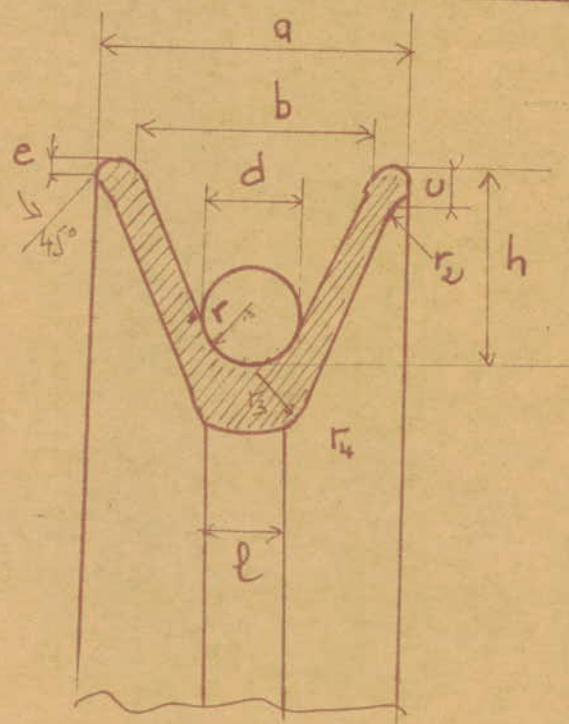
$$\overline{V_L} = 73,86 + 26,32 + 36,33$$

$$\overline{V_L} = 136,51 \text{ N/mm}^2.$$

VII Choix des diamètres des poulies

Le choix des poulies est déterminée en fonction du diamètre du câble à utiliser conformément aux normes en vigueur. (Voir tableau).

Diamètre du Cable	a	b	c	e	h	ℓ	r	r ₁	r ₂	r ₃	r ₄
4,8	22	15	5	0,5	12,5	8	4,0	2,5	2,0	8	6
6,2	22	15	5	0,5	12,5	8	4,0	2,5	2,0	8	6
8,7	28	20	6	1,0	15,0	8	5,0	3,0	2,5	9	6
11,0	40	30	7	1,0	25,0	10	8,5	4,0	3,0	12	8
13,0	40	30	7	1,0	25,0	10	8,5	4,0	3,0	12	8
15,0	40	30	7	1,0	25,0	10	8,5	4,0	3,0	12	8
19,5	55	40	10	1,5	33,0	15	12,0	5,0	5,0	17	10
24,0	65	50	10	1,5	37,5	18	14,5	5,0	5,0	20	15
28,0	80	60	12	2,0	45,0	20	17,0	5,0	7,0	25	15
34,5	90	70	15	2,0	55,0	22	20,0	7,0	8,0	28	20
39,0	110	85	18	2,9	65,0	22	25,0	9,0	10,0	40	30



a) DIAMETRE INTERIEUR DES POULIES :

Le diamètre intérieur de la poulie est le diamètre correspondant au fond de la gorge. Il est choisit en fonction du diamètre du câble utilisé pour éviter toutes contraintes exagérées de fléxion du câble sur les poulies. dans la pratique on utilise couramment la F relation:

$$D = (32 \text{ à } 40) d.$$

On choisira une valeur

$$\frac{D}{d} = 34$$

Connaissent $d = 22 \text{ mm}$

On obtient

$$D = 748 \text{ mm}$$

b) DIAMETRE EXTERIEUR DES POULIES :

Soit D_e le diamètre extérieur on a :

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

$$D_e = 748 + 3,5 \times 22 = 825 \text{ mm.}$$

$$D_e = 825 \text{ mm}$$

REMARQUE :

Vus le 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 vu les tensions de flexions du câble sur les poulies, il est recommandable que les diamètres des poulies soit assez grands.

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

Pour réduire le poids propre des moulures, on exécutera des trous assez grands dans les disques des poulies.

VIII) PRESSIION DE CONTACT ENTRE LE CABLE ET LA POULIE

Pour les poulies exécutées en acier allié au manganèse trempé, on admet une pression admissible de contact.

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

Serchant que $p = \frac{2 F}{D d}$

Avec F = 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)

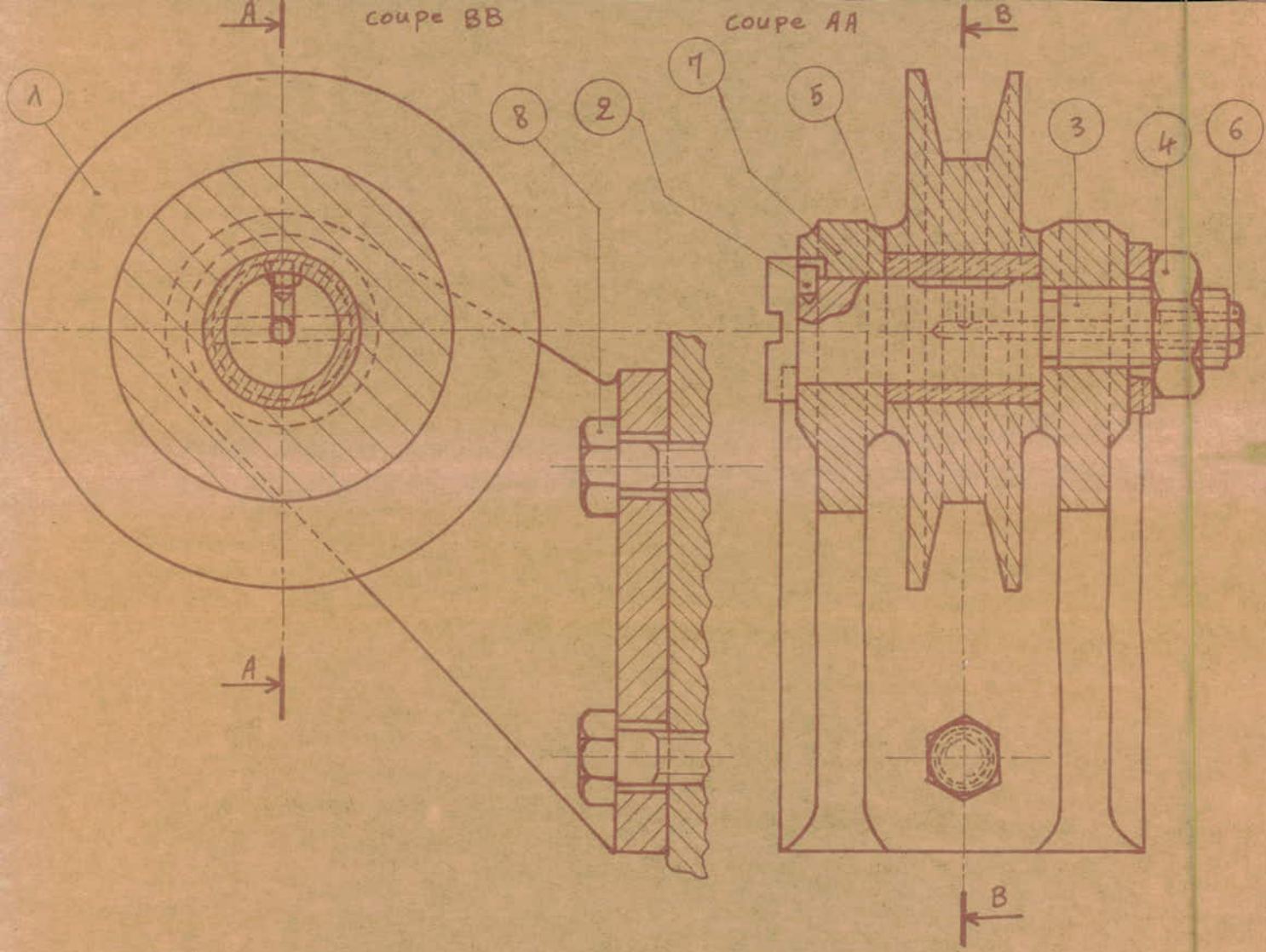
Calculons la pression de contact (P) pour notre cas :

$$\text{on a : } F = 28050 \text{ N} = 2805 \text{ daN}$$

$$\text{d'où : } p = \frac{2 \times 2805}{74,8 \times 2,2} = 34 \text{ daN/cm}^2$$

$$p = 34 \text{ daN/cm}^2$$

On pourra accipiter une poulie en acier allié au manganèse trempé, car en tenant de la pression admissible de contact de celle-ci;



8	2	vis H	A48		
7	1				
6	1	Lub			8M
5	1	Bague	UE12		
4	1	Erou	A48		H
3	1	Axe	25NC6		
2	1	Support	Ft 20		
1	1	Poulie	A48		
Rep	Nb	Désignation	Matière	Masse	Observations

Echelle:

Rahmani

POULIE PORTEUSE

ENPA

Génie Mécanique

o0o/o0o/o0o/o0o/o0o/o0o/o0o/o0o/o0o/o0o/o0o/o0o/o0o/o0o/o0o/o

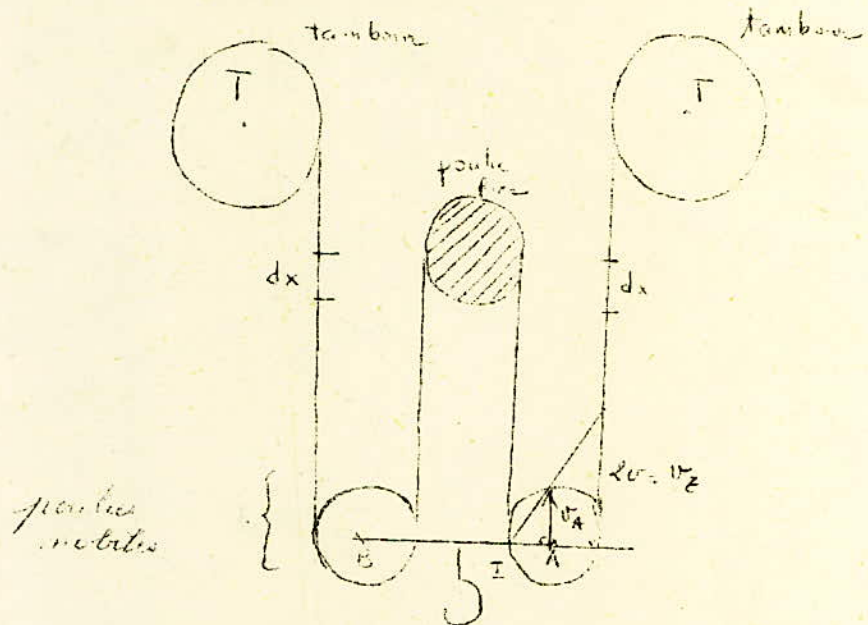
* * C H A P I T R E II * *

Etude C I N E M A T I Q U E

c0c/o0o/o0o/c0c/o0o/c0c/o0o/c0c/o0o/c0c/o0o/c0c/o0o/c0c/o0o/c0c/o

CHAPITRE II

II. - ETUDE CINEMATIQUE



On admet que pendant le mouvement la portion de câble IT est fixe et que c'est la poulie A qui s'enroule sur le fil.

La vitesse au point A = vitesse au point B = vitesse de levée v .

$$V_a = V_b = V$$

appelons par V_t la vitesse tangentielle au tambour, I étant le centre instantané de rotation (C.I.R.).

Lorsque le fil s'enroule sur le tambour d'une quantité $2dx$, les poulies A et B s'élèvent d'une quantité $dy = dx$.

et la vitesse tangentielle au tambour à un instant dt donnée est :

$$V_t = \frac{2 dx}{dt}$$

la vitesse de levée et au même instant :

$$V_a = \frac{dx}{dt}$$

$$\text{donc : } \boxed{V_t = 2V_a}$$

or les poulies montent à la même vitesse que la vitesse de charge v.

$$\boxed{V_t = 2V_a = 2V}$$

a) CALCUL DE LA VITESSE DE ROTATION DU TAMBOUR

On a :

$$V_t = \omega \frac{D_t}{2} = \frac{2 \times 3,14 N_t}{60} \times \frac{D_t}{2}$$

$$\text{soit } 2V_t = \frac{2 \times 3,14 \times N_t \times D_t}{60 \times 2}$$

$$\text{d'où } \boxed{N_t = \frac{120}{3,14 \times D_t}}$$

a) Application numérique :

$$N_t = \frac{120}{3,14 \times 0,550} = 69,5 \text{ tr/mm}$$

$$\boxed{N_t = 69,5 \text{ tr/mm}}$$

b) RAPPORT DE REDUCTION

Sachant que le moteur tourne à 3000 tr/mm on calcule le rapport de réduction des différents éléments constituant le treuil ; ramené au moteur.

appelons par i le rapport de réduction global entre le moteur et le tambour.

$$i = \frac{N_t}{N_{\text{mot}}} = \frac{69,5}{3000} = 0,023$$

$$\boxed{i = 0,023}$$

Le rapport de réduction entre le tambour et le frein est :

$$i' = 1$$

Rapport de réduction entre frein et moteur :

$$i'' = i = 0,023$$

En ce qui concerne les rendements on a les valeurs suivantes :

c.) Rendements

On admet :

$$- \eta = 0,75 \text{ entre moteur et tambour}$$

$$- \eta' = 1 \text{ entre tambour et frein}$$

$$- \eta'' = 0,75 \text{ entre frein et moteur}$$

II - 1 Charge à l'arrêt

Couple résistant minimal que doit fournir le frein :

$$C_f = \eta' \frac{Q}{2} \quad RT. \quad i'' = 1. \quad \frac{10^5}{2} \times 0,275 \times 0,023 =$$

$$C_f = 316,25 \text{ Nm}$$

II - 2 Montée de la charge à vitesse constante :

a) Vitesse constante

$$C_m = \left(\frac{Q}{2} \right) \frac{RT}{\eta} i$$

Couple que doit fournir le moteur

$$C_m = \frac{10^5}{2} \cdot \frac{0,275}{0,75} \times 0,023$$

$$C_m = 421,6 \text{ Nm}$$

b) Démarrage :

$$C_{md} = \frac{1}{\eta} \frac{Q}{2} RT i + \sum C_i$$

ou $\sum C_i =$ ~~Somme~~ somme des couples résistants dus aux forces d'inertie.

- Le temps nécessaire pour que la charge atteigne la vitesse v est :

$$t_d = \frac{2 \text{ hd}}{v} = \frac{2 \times 0,5}{1} = 1 \text{ s}$$

où h_d : hauteur de démarrage

la force d'inertie due au poids de la charge Q est :

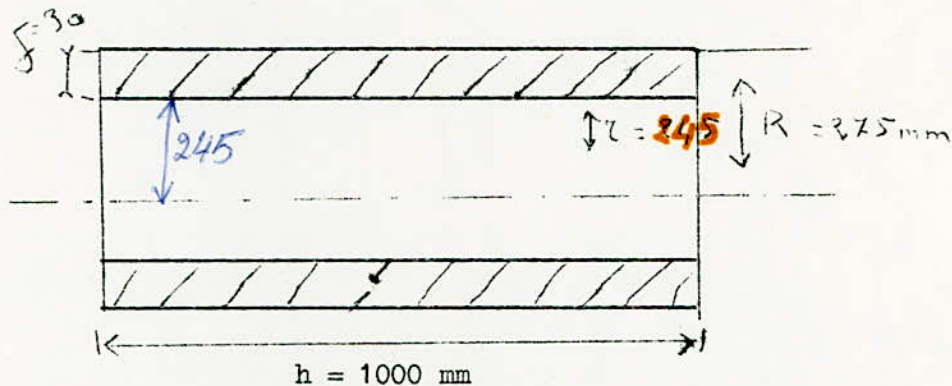
$$F_i = m \dot{v} = 10^4 \text{ N.}$$

II -3 Calcul des moments d'inertie

a) Calcul du moment d'inertie du tambour

Les tambours dont nous faisons usages sont souvent à une seule couche d'enroulement avec un ou 2 rainures filetées. Ces tambours sont entraînés directement ou dans le cas de très grands diamètres par couronne dentée.

- Supposons que le tambour est un cylindre creux ayant pour dimensions:



L'épaisseur de la jointe (δ) en fonte Ft 18 en général parfois en acier moulé A 48 M ou tôle d'acier soudé A 375 pour tambour lisse :

$$\delta = \frac{D_t - D_i}{2} \gg (0,02 D_t + 12 \text{ mm})$$

avec $D_t = 550$ et $D_i = 490$

On choisi :

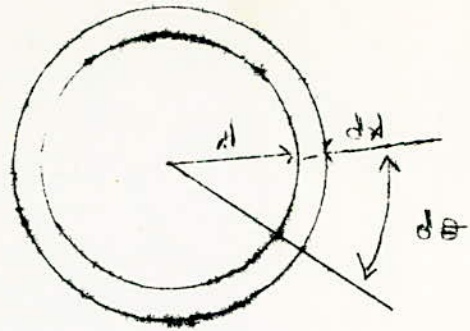
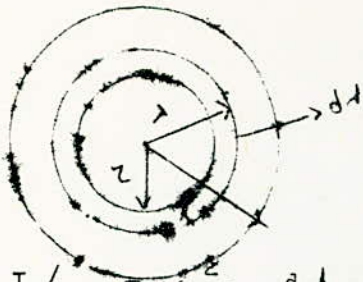
$$\delta = 30 \text{ mm}$$

On a :

$$I_{ZZ'} = \iint \rho^2 dm.$$

$$dm = \rho dv = \rho h ds = \rho h (r d\theta) d\lambda$$

.../...



$$I_{ZZ'} = \iiint \rho \cdot dA \cdot d\theta \cdot \lambda \cdot h.$$

Puisque λ et h sont des variables indépendantes :

$$\Rightarrow I_{ZZ'} = \int_0^{2\pi} \int_0^R \rho h \lambda^3 d\lambda = \rho h \times 2\pi \frac{\lambda^4}{4} \Big|_0^R$$

$$I_{ZZ'} = \rho h \cdot 2\pi \left(\frac{R^4 - r^4}{4} \right) = \frac{1}{2} \pi \rho h (R^4 - r^4)$$

La masse du cylindre creux :

$$M = \rho h \pi (R^2 - r^2)$$

$$\Rightarrow \boxed{I_{ZZ'} = \frac{M (R^2 + r^2)}{2}}$$

b) Application numérique :

$$\rho = 7,8 \text{ Kg} / \text{dm}^3$$

$$M = 7,8 \times 10 \times 3,14 (2,75^2 - 2,45^2)$$

$$M = 382 \text{ Kg.}$$

D'où l'on résulte :

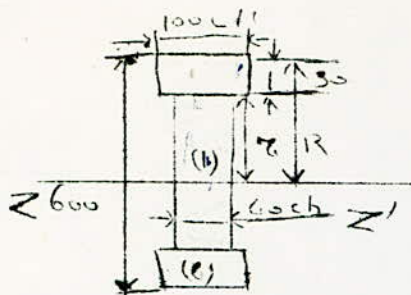
$$I_{ZZ'} = \frac{382 \times (0,275^2 + 0,245^2)}{2} = 25,9 \text{ Kg m}^2$$

$$\boxed{I_{ZZ'} = 25,9 \text{ Kg m}^2}$$

c) Calcul du moment d'inertie du frein

On admet une poulie de frein ayant les dimensions suivantes:

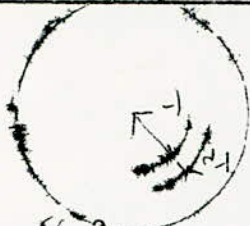
.../...



On suppose que la poulie est faite en 2 parties :

- Une partie cylindrique (1)
- L'autre partie à couronne (2)

Calcul du moment d'inertie du cylindre (1)

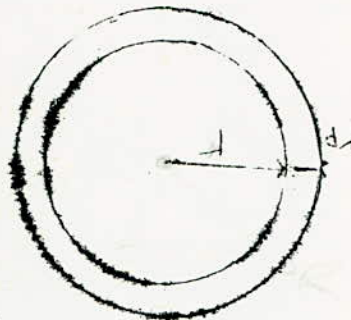


$$I_{ZZ'} = \iint d^2 dm.$$

$$dm = \rho dv = \rho h dS = \rho h \cdot d\theta \cdot r \cdot dr$$

$$I_{ZZ'} = \iiint d^2 \rho h \cdot r \cdot d\theta \cdot dr = \rho h \int_0^{2\pi} d\theta \int_0^R r^3 dr$$

$$= 2\pi \cdot \rho h \cdot \frac{1}{4} R^4 = \pi \rho h \times \frac{R^4}{2}$$



On sait que la masse d'un cylindre plein est $M_1 = \rho h_1 \pi r^2$

$$I_{ZZ'} = M_1 \frac{r^2}{2}$$

\Rightarrow (1) (1)

- Calcul du moment d'inertie de la couronne

C'est le même principe de calcul que pour le calcul du tambour est

on a :

$$I_{ZZ'} = M_2 (R^2 + r^2) \quad (2)$$

$$I_{\text{frein}} = I_{(1)} / ZZ' + I_{(2)} / ZZ'$$

$$I_{\text{frein}} = \frac{M_1 R^2}{2} + \frac{M_2 R^2}{2} + \frac{M_2 r^2}{2}$$

$$= \frac{M_1 R^2}{2} + \frac{M_2 R^2}{2} + \frac{M_2 r^2}{2} = \dots$$

.../...

$$\boxed{I_{\text{frein}} = \frac{r^2}{2} (M_1 + M_2) + \frac{M_2 R^2}{2}}$$

d) Application numérique

$$M_1 = \rho h_1 \Pi r^2$$

$$M_2 = \rho h_2 \Pi (R^2 - r^2)$$

$$M_1 = 7,8 \times 0,4 \times 3,14 \times 2,7^2 = 71,418 \text{ Kg}$$

$$M_2 = 7,8 \times 1 \times 3,14 (3^2 - 2,7^2) = 41,88 \text{ Kg}$$

$$I_{\text{frein}} = \frac{2,7^2}{2} (113,3) + \frac{41,88 \times 9}{2}$$

$$I_{\text{frein}} = 412,9 + 188,46 = 601,36 \text{ Kg dm}^2$$

$$\boxed{I_{\text{frein}} / ZZ' = 6. \text{ Kg m}^2}$$

e) Calcul du moment d'inertie de la roue

Le calcul du moment d'inertie de la roue ou admet un disque de diamètre et d'épaisseur suivants :

$$D_r = 400 \text{ mm}$$

$$e = 100 \text{ mm}$$

Le moment d'inertie est donné par :

$$I / ZZ' = \iint r^2 dm = \frac{M R^2}{2}$$

f) Application numérique :

$$M = \rho h. \Pi R^2$$

$$M = 7,8 \times 1 \times 3,14 \times 4 = 98 \text{ Kg}$$

$$I / ZZ' = \frac{98 \times (0,2)^2}{2} = 1,96 \text{ Kg m}^2$$

$$\boxed{I_{\text{roue}} / ZZ' = 1,96 \text{ Kg m}^2}$$

II - 4 Calcul du couple d'inertie

De la roue, tambour, frein, suivant l'axe du moteur.

$$C_I = (I_T/ZZ' + I_f/ZZ' + I_r/ZZ') \frac{dw}{dt} \frac{i}{\eta}$$

$$C_I = (1,96 + 6 + 25,9) \frac{w}{td} \frac{i}{\eta}$$

$$C_I = 33,86 \times \frac{7,22}{1} \times \frac{0,023}{0,75}$$

Sachant que $w = \frac{2\pi NT}{60} = \frac{2\pi \times 69,5}{60} = 7,22 \text{ rd/s}$

$$C_I = 7,49 \text{ Nm}$$

II - 5 Calcul du couple d'inertie du rotor :

On admet :

$$I_r = 0,9 \text{ Kg m}^2$$

$$C_{I,r} = I_r \frac{dw}{dt}$$

$$w_r = \frac{2\pi N_m}{60} = 6,28$$

$$w_r = \frac{2 \times 3,14 \times 3000}{60} = 314 \text{ rad/s}$$

Donc le $C_{\text{rotor}} = 0,9 \times \frac{dw}{dt} = 0,9 \times \frac{w}{td} = 0,9 \times \frac{314}{1}$

$$C_{\text{rotor}} = 282,6 \text{ Nm}$$

Il vient que :

$$\sum C_i = (C_{I \text{ roue}} + C_{I \text{ rotor}} + C_{I \text{ frein}} + C_{I \text{ frein}})$$

$$\sum C_I = 282,6 + 7,49$$

$$\sum C_I = 290 \text{ Nm}$$

II- 6 Au démarrage

On sait que :

$$C_m = \frac{1}{\eta} \left(\frac{Q}{2} \right) RT i + \sum C_i$$

$$C_m = 421,6 + 290 = 711,6 \text{ Nm}$$

Le moteur doit fournir un couple de : 711,6 Nm au démarrage à la montée. 421,6 Nm à vitesse constante.

II -7 Calcul de la puissance maximale du moteur :

$$P_m = C_m \omega = 711,6 * 314$$

$$P_m = 223,44 \text{ K W}$$

Réducteur à vitesse.

Les engins de levage font de moins en moins usage d'engrenages extérieurs et de plus en plus de réducteurs de haute précision.

Les réducteurs peuvent être construit par l'exécutant de l'engin de levage ou être confiés à des firmes spécialisées.

Plus récemment, il est apparu que les réducteurs de haute précision devraient être confiés à des spécialistes.

Voici la classification que nous proposons :

- Réducteurs cylindriques et à compte lonique ;
- Réducteurs à roue et vis sans fin ;
- Réducteurs planétaires.

Sans notre étude, je me suis limité à l'utilisation de réducteur à roue et vis sans fin.

o0o/o0o/o0o/o0o/o0o/o0o/o0o/o0o/o0o/o0o/o0o/o0o/o0o/o0o/o0o/o

* * C H A P I T R E * * III

o \$ o \$ o \$ o \$ o \$ o \$ o \$ o

o0o/o0o/o0o/o0o/o0o/o0o/o0o/o0o/o0o/o0o/o0o/o0o/o0o/o0o/o

CHAPITRE III) Détermination des caractéristiques géométriques et technologiques de la roue et vis sans fin.

III. 1 Couple sur la vis

C'est le couple moteur qui se transmet directement.

$$C_v = 711,6 \text{ Nm}$$

III. 2 Couple sur la roue

Le rendement entre la roue et la vis étant de :

$\eta = 0,75$ (Valeur donnée), alors la puissance transmise à la roue est de :

$$P_r = \eta P_v = 0$$

$$P_r = 0,75 \times 223 = 167,25 \text{ Kw.}$$

Alors le couple sur la roue sera de :

$$C_r = \frac{P_r}{\omega_r} = \eta \frac{P_v}{\omega_r} = \eta \frac{P_v}{\omega_v} \times \frac{\omega_v}{\omega_r}$$

$$C_r = \eta C_v \frac{1}{i}$$

Valeur numérique

$$C_r = 0,75 \times 711,6 \times 43,5 = 23.216 \text{ Nm.}$$

Dans notre cas ou le rapport de vitesse d'entrée et de sortie est de 43,5.

On choisit le nombre de filet de la vis et de la roue :

$$\eta = 1 \text{ Filets}$$

$$Z = 44 \text{ dents}$$

III 3) Calcul du module, réel :

Conseille de prendre une roue à couronne en bronze.

$$\sigma_0 = 50 \text{ daN} / \text{mm}^2 .$$

roue

Bernard et Bru donne la relation suivante :

Pour le calcul du module :

$$M_r = \sqrt[3]{\frac{C_r}{\sigma_0 Z_r}}$$
$$M_r = \sqrt[3]{\frac{23.216 \times 10^2}{50 \times 44}}$$

On exprime $C_r =$ en daN mm.

$$M_r = \sqrt[3]{1055,27} = 10,18 \text{ mm}$$

On choisit un module normalisé de :

$$M_r = 10,25 \text{ mm}.$$

III .4) Calcul du module axial

Dans notre étude en choisira un système roue - vis sans fin inversible.

Et nous adoptons :

$$\beta = 86^\circ$$

On a la relation :

$M_r = M_x \sin \beta$ relation "BERNARD et BRU".

β	$\cos \beta$	$\sin \beta$	$\text{tg } \beta$
86°	0,069	0,997	14,3

$$M_x = \frac{M_r}{\sin \beta} = \frac{10,25}{0,997} = 10,28 \text{ mm}$$

$$\underline{M_x = 10,28 \text{ mm}}$$

On prend un module réel normalisé :

$$M_x = 10,50 \text{ mm}$$

III-5) Calcul de l'entraxe

G. Henriot page 241 donne la relation :

$$E = \frac{M_x (Z + Z_r)}{2}$$

avec Z = nombre de dents fictifs de la vis.

Z_r = Nombre de dents de la roue.
~~de la vis.~~

Le nombre de dent fictif est obtenu par la formule.

$$Z = \operatorname{tg} \beta \cdot n_v \quad (\text{G. Henriot})$$

n_v : nombre de fillet

$$\Rightarrow Z = 14,3 \times 1 = 14,3 \text{ dents} :$$

$$Z = 14,3 \text{ dents}$$

d'où :

$$E = \frac{10,50 (44 + 14,3)}{2} = 306,0 \text{ mm} :$$

$$E = 306,0 \text{ mm}$$

III-6) Calcul des éléments de la vis et de la roue :

. - Diamètre primitif de la vis.

$$dp_v = Z \cdot M_x$$

$$dp_v = 14,3 \times 10,5 = 150 \text{ mm}$$

$$dp_v = 150 \text{ mm}$$

a) Diamètre primitif de la roue

$$d_{pr} = z \cdot M_x = 10,5 \times 44 = 462 \text{ mm}$$

$$d_{pr} = 462 \text{ mm}$$

b) Détail de la vis :

Les côtés de détail sont déterminées à partir du diamètre primitif de fonctionnement d_{pv} .

1) creux : $t' = 1,157 M_x$

$$t' = 12,14 \text{ mm}$$

2) saillie : $s' = M_x = 10,50 \text{ mm}$

3) hauteur totale :

$$12,14 + 10,5 = 22,64 \text{ mm}$$

4) diamètre de pied :

$$D_{p_v} = d_{pv} - 2,4 M_x = 150 - 25,2 = 124,8$$

$$D_{p_v} = 124,8 \text{ mm}$$

5) diamètre de tête :

$$D_{tv} = d_{pv} + 2 M_x = 150 + 21$$

$$D_{tv} = 171 \text{ mm}$$

6) angle de pression axiale :

pour $Z_r = 44$ dents, l'angle est de :

$$\rho = 20^\circ$$

(Henriot page 280)

7) Epaisseur axiale sur le cylindre primitif nominal

$$S_x = \frac{\Pi \cdot M_x}{2}$$

$$S_x = \frac{3,14 \times 10,5}{2} = 33 \text{ mm}$$

8) Longueur de la partie filetée :

↳ Henriot donne trois (3) relations permettant d'avoir des résultants satisfaisants.

$$1) \dots L = \sqrt{8 \text{ dpv. } M_x} = \sqrt{8 \times 150 \times 10,5} = 112,24 \text{ mm}$$

$$2) \dots L = 6 \text{ px} = 6 \times \Pi_x M_x = 6 \times 3,14 \times 10,5 = 197,8 \text{ mm}$$

$$3) \dots L = \text{px} \left(4,5 + \frac{Z_x}{50} \right) = 3,14 \times 10,5 \left(4,5 + \frac{44}{50} \right) = 177,4 \text{ mm}$$

On choisira la valeur :

$$L = 198 \text{ mm}$$

c) Détail sur la roue :

Avec $\beta > 75^\circ$ on aura les relations suivantes données par

↳ Henriot

1) saillie :

$$S_v = M_x = 10,5 \text{ mm}$$

2) creux :

$$t_r = 1,2 M_x = 1,2 \times 10,5 = 12,6 \text{ mm}$$

3) hauteur totale :

$$h = 2,2 M_x = 2,2 \times 10,5 = 23,1 \text{ mm}$$

4) valeur de c :

$$c = 0,5 M_x = 0,5 \times 10,5 = 5,25 \text{ mm}$$

5) diamètre de tête :

$$Dt_r = D_{pr} + 2 M_x = 462 + 21 = 483 \text{ mm}$$

6) largeur de la roue :

↳ Henriot donne la relation pour $\beta > 75^\circ$

o0●/o0e/o0c/o0o/o0o/o0o/o0c/o0o/o0c/o0o/o0c/o0o/o0o/o0o/o0c/o

* * C H A P I T R E I V *.*

o \$ o \$ o \$ o \$ o \$ o \$ o

E T U D E D Y N A M I Q U E

c0c/●0c/●0o/o0o/o0o/o0●/o0z/●0c/c0o/c0o/o0o/o0o/c0o/c0o/●

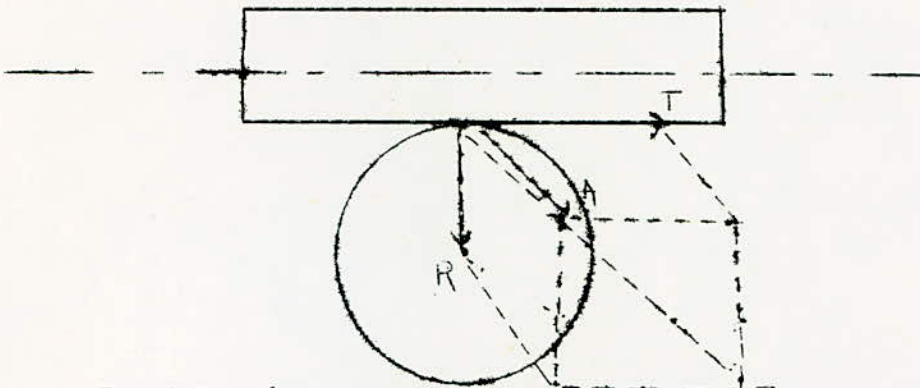
$$L = 2 Mx \sqrt{\left(\frac{z_v + 1}{2}\right)^2 - \left(\frac{z_v}{2}\right)^2} = 2 Mx \sqrt{z_v + 1}$$

$$L = 21 \sqrt{14,3 + 1} \approx 82 \text{ mm}$$

$$L = 82 \text{ mm}$$

CHAPITRE IV Détermination des effort

ETUDE DYNAMIQUE.



F est la réaction de la vis sur la roue F

ϕ_x : angle de pression axiale = 20°

ϕ_r : angle de pression réel

La relation qui lie ces 2 angles est donnée par (E. Henriot)

$$\operatorname{tg} \phi_x = \frac{\operatorname{tg} \phi_r}{\sin \alpha} \Rightarrow \operatorname{tg} \phi_r = \sin \alpha \operatorname{tg} \phi_x$$

$$\operatorname{tg} \phi_r = 0,363 \times 0,996 = 0,362$$

$$\phi_r = 19,9^\circ$$

Je rappelle les valeurs suivantes :

$$P_m = 223,44 \text{ Kw}$$

$$\text{Rayon (vis)} = 75 \text{ mm}$$

$$N_m = 3000 \text{ tr / mn}$$

$$\text{Rayon (roue)} = 231 \text{ mm}$$

IV-1 Action sur la roue

a) Poussée axiale

$$A = \frac{Cv}{Rr} = \frac{711,6 \times 10^3}{231} = 3080,5 \text{ N}$$

$$A = 3080,5 \text{ N}$$

b) Force tangentielle :

$$T = A \operatorname{tg} \mu$$

$$T = 3080,5 \times 14,3 = 44.051 \text{ N}$$

$$T = 44.051 \text{ N}$$

c) Poussée radiale :

$$R = \frac{A}{\operatorname{Cos} B} \operatorname{tg} \varphi_r = (\text{relation G. Henriot})$$

$$R = \frac{3080,5}{0,069} \times 0,362 = 16\,161,4 \text{ N}$$

$$R = 16.161,4$$

d) Calcul de F

La réaction de la vis sur la roue est :

$$F = \frac{A}{\operatorname{Cos} B \cdot \operatorname{Cos} \varphi_r} = \frac{3080,5}{0,069 \times 0,94} =$$

$$F = 47.494,6 \text{ N}$$

IV-2 Action des efforts sur la vis

En ce qui concerne l'action des efforts de la roue sur la vis on a les efforts suivants :

a) Force tangentielle :

Elle est opposé à A qui est la poussée axiale sur la roue

$$T' = 3080,5 \text{ N}$$

b) Poussée axiale :

Elle est opposée à T qui la force tangentielle à la roue

$$A' = 44.051 \text{ N}$$

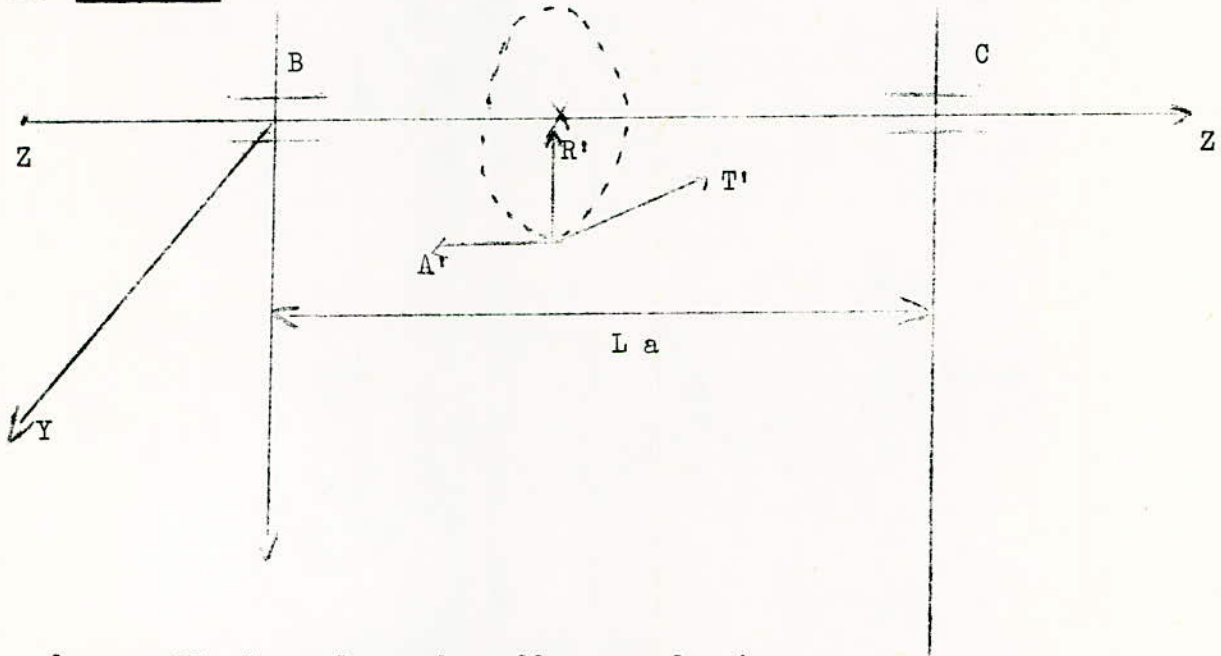
c) Poussée radiale :

Elle est opposée à \vec{R} qui est la poussée radiale sur la roue

$$R' = 16.161,4$$

IV-3. Calcul d'arbres

A. de la vis



On rappelle des valeurs des efforts sur la vis

Force tangentielle $\Rightarrow T' = 3080,5 \text{ N}$

Force axiale $\Rightarrow A' = 44.051 \text{ N}$

Force radiale $\Rightarrow R' = 16.161,4 \text{ N}$

Aussi par construction on estime que la longueur de l'arbre entre les 2 BC est de :

$$BC = L_a = 1,5 \text{ à } 2 L_{\text{vis}}$$

$$L_a = 1,6 \times 198 = 317 \text{ mm.}$$

La composante axiale A' occasionne un moment

$$M = A' \frac{D_{\text{pvis}}}{2}$$

Ce moment est équilibré par 2 forces égales en B et C valant en module.

$$A' \frac{D_{\text{pvis}}}{2 L_a} = 10.422,16 \text{ N}$$

La composante en B $\Rightarrow \times B = 10.422,16 \text{ N}$

La composante en C $\Rightarrow \times C = 10.422,16 \text{ N}$

Les efforts T' et R' causeront en B et C des efforts égaux tel que

$$\frac{\text{effort } T'}{T'} = 3080,5 \text{ N}$$

On aura alors :

$$\text{Réaction en B: } Y_B = \frac{+ 3080,5}{2} = 1540,25 \text{ N}$$

$$\text{Réaction en C: } Y_C = \frac{+ 3080,5}{2} = 1540,25 \text{ N}$$

effort R' :

$$R' = 16.161,4 \text{ N}$$

on a dans ce cas :

$$X_B = X_C = 8080,7 \text{ N}$$

Résumons dans un tableau toutes les composantes

composante	X_B (N)	Y_B (N)	X_C (N)	Y_C (N)	Z_B (N)
R'	+ 8080,7	0	+ 8080,7	0	0
T'	0	1540,	0	1540	0
A'	10422	0	- 10422	0	44 051
Σ	18502	1540	- 2342	1540	44 051

A. 1 Calcul des moments :

a) - Moment fléchissant

Le moment sera calculé avec la résultante maximum et c'est la résultante en B soit R_B .

$$R_B = \sqrt{X_B^2 + Y_B^2} = \sqrt{18502^2 + 1540^2} =$$

$$R_B = 18.566 \text{ N.}$$

On aura un moment de flexion

$$M_f = R_B \cdot \frac{L_a}{2} = 18.566 \times \frac{198}{2}$$

$$M_f = 1.838034 \text{ Nmm}$$

b) Moment de torsion :

Le moment de torsion est le couple sur la vis :

$$C_t = C_{\text{vis}} = 711,6 \text{ Nmm} = 711.600 \text{ Nmm.}$$

.../...

Avant de calculer le moment idéal donnons d'abord les caractéristiques de l'acier choisi pour l'arbre supportant la vis.

On prend un acier mi - dur avec les caractéristiques suivants :

- contrainte à la rupture $R = 70 \text{ daN/mm}^2$
 $= \sqrt{R}$

Limite d'écoulement $\left\{ \begin{array}{l} \sigma_C = 45 \text{ daN/mm}^2 \\ \tau_C = 34 \text{ daN/mm}^2 \end{array} \right.$

- Contrainte de torsion : $\tau_r = 55 \text{ daN/mm}^2$

- Résistances admissibles à la flexion :

$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_{af II} = 11 \text{ daN/mm}^2 \\ \sigma_{af III} = 6,50 \text{ daN/mm}^2 \end{array} \right.$

- On a : $\alpha = \frac{\sigma_{af III}}{\sigma_{af II}} = \frac{6,5}{11} = 0,6$

(Utile pour le calcul des Moments idéaux .)

c) Coefficient de sécurité à la fatigue

Coefficient de concentration des efforts

$\beta_{K\sigma} = 1,85$ (flexion)
 $\beta_{K\tau} = 1,75$ (torsion)

Coefficient de dimension

$\xi_\sigma = 0,78$ (flexion)
 $\xi_\tau = 0,76$ (flexion)

Coefficient de qualité de la surface

$\sqrt{\rho} = 0,95$ (flexion)
 $\sqrt{r} = 0,95$ (flexion)

La résistance à la fatigue :

$\sigma_{-1} = 28 \text{ daN/mm}^2$ (flexion)
 $\tau_{-1} = 16 \text{ daN/mm}^2$ (flexion)

Après avoir donné toutes les caractéristiques de l'acier de l'arbre calculons maintenant le moment idéal M_i .

.../...

d) Moment idéal

Il est défini par la relation suivante.

$$M_i = \sqrt{M_f^2 + (\alpha M_t)^2}$$

$$M_f = 1.838034 \text{ Nmm} = 18380 \text{ daN cm}$$

$$M_t = 711\,600 \text{ Nmm} = 711\,6 \text{ daN cm}$$

$$\alpha = 0,6$$

$$M_i = \sqrt{18380^2 + (0,6 \times 7116)^2}$$

$$M_i = 18\,870 \text{ daN cm}$$

Passons maintenant au prédimensionnement de l'arbre.

Le diamètre de l'arbre est donné par la relation

$$M_i \leq \frac{\pi d^3 \sqrt{\sigma_{af}}}{32}$$

$$\text{d'où } d \geq \sqrt[3]{\frac{32 M_i}{\pi \sqrt{\sigma_{af}}}}$$

Dans notre cas $\sqrt{\sigma_{af}} = \sqrt{\sigma_{af II}} = 11 \text{ daN/mm}^2$

(cycle oscillant symétrique) (cours CM II DLANESA)

On aura donc :

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 18870}{3,14 \times 1100}} = 5,59 \text{ mm.}$$

En prévoyant une suspension pour la serrure de la clavette de l'ordre de 5 % on aura le diamètre final.

$$d = 5,59 + \frac{5,59 \times 5}{100} = 5,86 \text{ cm}$$

On prend :

$$\Rightarrow d = 60 \text{ mm}$$

e) Calcul à la vérification :

Faisons maintenant la vérification à la fatigue et par la méthode de Soderberg (cours CM II)

Pour le diamètre d choisi - $d = 6 \text{ cm}$ on aura :

$$\sqrt{\sigma}_{\max} = \frac{M_f \cdot 32}{\pi (d^3)} = \frac{18380 \times 32}{3,14 \times 216}$$

$$\sqrt{\sigma}_{\max} = 867,185 \text{ daN/cm}^2$$

$$\sigma_{\max} = \frac{16 \text{ Mt}}{\pi d^3} = \frac{16 \times 7116}{3,14 \times 216} = 167,86$$

$$\sigma_{\max} = 167,86 \text{ daN/cm}^2$$

- Calculons les coefficients de sécurité C_{σ} et C_{τ} avec lesquels on doit vérifier.

$$\begin{cases} \sigma_f \max \leq \frac{\sigma - 1}{C_{\sigma}} \\ \tau_t \max \leq \frac{\tau - 1}{C_{\tau}} \end{cases}$$

Les expressions de C_{σ} et C_{τ} sont les suivantes (cas du cycle oscillant symétrique).

$$C_{\sigma} = \frac{\sigma - 1}{\frac{\beta C_{\sigma}}{E_{\sigma}} \sigma \max} = \frac{28}{\frac{1,85}{0,78} \times 8,67185} = \frac{28}{21,65} = 1,29$$

$$C_{\sigma} = 1,293$$

$$\implies \boxed{C_{\sigma} = 2,00}$$

$$C_{\tau} = \frac{\tau - 1}{\frac{\beta K_r}{2 \tau^f \tau} \frac{\tau \max}{2} + \frac{\tau - 1 \cdot \tau \max}{c \cdot 2}} = \frac{16}{\frac{1,75}{0,76} \times \frac{1,6786}{0,95 \times 2} + \frac{16}{34} \times \frac{1,6786}{2}} = \frac{16}{2,0343 + 0,394}$$

$$\boxed{C_{\tau} = 6,61}$$

$$\text{Donc } \sigma_f \max = 8,67 \text{ daN/mm}^2 \leq \frac{\sigma - 1}{C_{\sigma}}$$

$$\frac{\sigma - 1}{C_{\sigma}} = \frac{28}{2,00} = 14$$

pour la flexion la vérification à la fatigue est vérifiée donc le diamètre de l'autre $d = 60 \text{ mm}$

Convient :

$$\tau_t \max = 1,67862 \text{ daN/mm}^2 \leq \frac{\tau - 1}{C_{\tau}}$$

$$\frac{\tau - 1}{C_{\tau}} = \frac{16}{6,61} = 2,42 \text{ daN/mm}^2$$

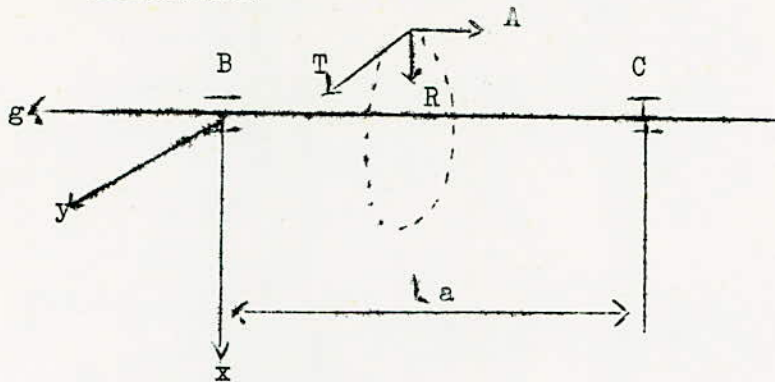
C'est aussi vérifié en ce qui concerne la tension donc l'arbre de la vis convient :

$$\boxed{d = 60 \text{ mm}}$$

convient.

Calcul de l'arbre de la roue

B. De la roue



Les efforts sont :

Effort tangentielle $T = 44,051 \text{ N}$

Effort radial $R = 16,161,4 \text{ N}$

Effort axial $A = 3080,5 \text{ N}$

On estime par construction que :

$L_a = 3 \times L$ à 4 fois la largeur de la roue (L)

On prend :

$$L_a = 3L = 3 \times 82 = 246 \text{ mm.}$$

$L_a = 246 \text{ mm}$

La Composante axiale A occasionne un moment

$$M = A \cdot \frac{D \text{ proue}}{2}$$

Il est équilibré par 2 forces égales en B et C valant en module :

$$\frac{A}{L_a} \cdot \frac{D \text{ roue}}{2} = \frac{3080,5}{246} \times \frac{462}{2} = 2892,6 \text{ N}$$

On a ainsi :

Composante en B $\implies X_B = 2892,6 \text{ N}$

Composante en C $\implies X_C = 2892,6 \text{ N}$

Les efforts \vec{T} et \vec{R} causeront en B et C des efforts égaux tels que :

a) Effort \vec{T} :

$$\text{composante en B} \implies Y_B = \frac{-44.051}{2} = -22.025,5 \text{ N}$$

$$\text{composante en C} \implies Y_C = \frac{-44.051}{2} = -22.025,5 \text{ N}$$

b) Effort \vec{R} :

$$\text{composante en B} \implies X_B = -8080,7 \text{ N}$$

$$\text{composante en C} \implies X_C = -8080,7 \text{ N}$$

On peut résumer ces efforts dans un tableau

Composantes	X_B (N)	Y_B (N)	X_C (N)	Y_C (N)	C (N)
T	0	-22.025,5	0	-22.025,5	0
A	2892,6	0	-2892,6	0	-3080,5
R	-8080,7	0	-8080,7	0	0
Σ	-5188,1	-22025,5	-10.973,3	-22.025,5	-3080,5

B - 1 calcul des moments

a) - moment de flexion :

il est calculé avec la vis altante maximum c'est à dire dans le cas le plus défavorable. C'est la résultant en C soit R_C défini par :

$$R_C = \sqrt{X_c^2 + Y_c^2} = \sqrt{10.973,3^2 + 22.025,5^2}$$

$$R_C = 24607,6 \text{ N}$$

Le moment de flexion vaut alors :

$$M = R_C \frac{L_a}{2} = 24.607,6 \times \frac{246}{2}$$

$$M = 3026737,2 \text{ N mm}$$

b) Moment de torsion :

Le moment de torsion sur le couple sur la roue :

$$M_t = C_{\text{roue}} = 23216 \text{ 000 N mm.}$$

$$M_t = 23216 \text{ 000 N mm}$$

c) Moment idéal :

On notera pour remarquer que l'acier pour cet arbre sera le même que celui de l'arbre de la vis.

Le moment est donné par la relation :

$$M_i = \sqrt{M_f^2 + (\alpha M_t)^2}$$

$$M_f = 30 \text{ 267,37 daN cm}$$

$$M_t = 232 \text{ 160 daN cm}$$

$$\alpha = 0,6.$$

$$\Rightarrow M_i = \sqrt{30267,37^2 + (0,6 \times 232160)^2} =$$

$$M_i = 142546,13 \text{ daN cm}$$

d) Prédictionnement de l'arbre :

Le diamètre est donné par la relation :

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 M_i}{\pi \sigma_{af}}}$$

$$\sigma_{af} = \sqrt{\sigma_{af}^2} = 11 \text{ daN/mm}^2 \text{ (= oscillation symétrique)}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 142546,13}{3,14 \cdot 1100}}$$

$$d \geq 10,97 \text{ cm}$$

En prévoyant 5 % pour la réunion de la clavette on aura le diamètre final :

$$d = 10,97 + \frac{10,97 \times 5}{100} = 11,5 \text{ cm}$$

$$d = 11,5 \text{ cm}$$

$$d = 115 \text{ mm}$$

e) Vérification à la fatigue

Par la méthode de Soderberg

$$\sigma_{\max} = \frac{M_f \cdot 32}{\pi d^3} = \frac{142546,13 \times 32}{3,14 \times 1520,87}$$

$$\sigma_{\max} = 955,17 \text{ daN/cm}^2$$

$$\tau_{\max} = \frac{16 M_t}{\pi d^3} = \frac{16 \times 232160}{3,14 \times 1520,87}$$

$$\tau_{\max} = 777,83 \text{ daN/cm}^2$$

Calculons les coefficients de sécurité C_σ et C_τ avec lesquels on doit vérifier que :

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_{f\max} \leq \frac{\sigma_{-1}}{C_\sigma} \\ \tau_{\max} \leq \frac{\tau_{-1}}{C_\tau} \end{array} \right.$$

$$C_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\beta_k \sigma}{\sigma_{f\max}}} = \frac{28}{\frac{1,36}{0,78 \times 0,95} \times 9,55} = 1,16$$

$$C_\sigma = 1,16$$

$$C_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\beta_k \tau}{\tau_{\max}} + \frac{1}{\tau} \times \frac{\tau_{\max}}{2}} = \frac{16}{\frac{1,75}{0,76} \times \frac{7,77}{2} + \frac{16}{34} \times \frac{7,77}{2}}$$

$$C_\tau = 1,48$$

d'où

$$\sqrt{\sigma}_{\max} = 9,55 \leq \frac{\sigma_{-1}}{c_{\sigma}} = \frac{28}{1,16} = 24,13$$

Pour la flexion la vérification à la fatigue est vérifiée le diamètre de 115mm convient.

$$\tau_{\max} = 7,778 \leq \frac{\tau_{-1}}{c_{\tau}} = \frac{16}{1,48} = 10,81$$

C'est aussi vrai dans ce cas l'arbre de diamètre

$$\boxed{d = 115 \text{ mm}}$$

de la roue convient.

C CALCUL DE L'ARBRE DU TAMBOUR

Suivant le principe constructif du treuil, l'arbre de ce treuil est soumis à une sollicitation combinée de torsion, et de flexion.

À l'enroulement du câble sur le tambour ou au déroulement, le câble occupe différentes positions le long du tambour.

Il y a 2 variantes de chargement :

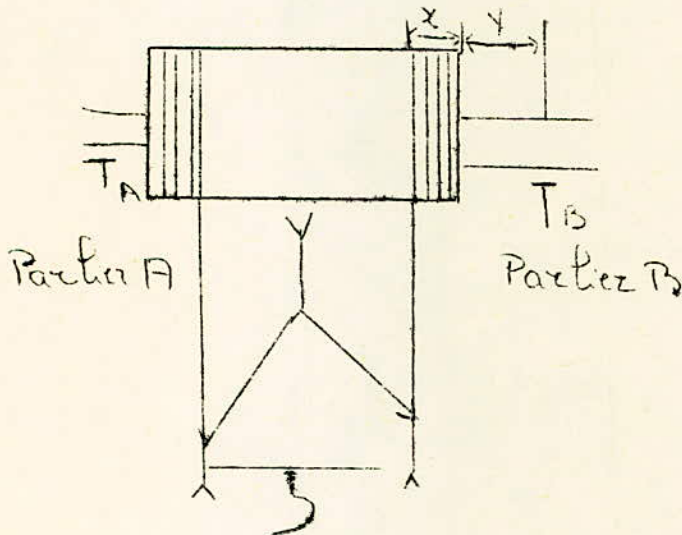
- extrémité gauche du tambour
- extrémité droite du tambour

à chacune de ces positions, correspondent 2 situations différentes :

- montée du crochet en position haute
- descente du crochet en position basse

- Extrémité droite du tambour :

- Cas où le crochet est chargé ; c'est là que l'arbre du tambour est le plus sollicité.



C.1 Au démarrage position basse :

Soient y la position relative des paliers à roulement par rapport au bord du tambour, on estime cette longueur y à :

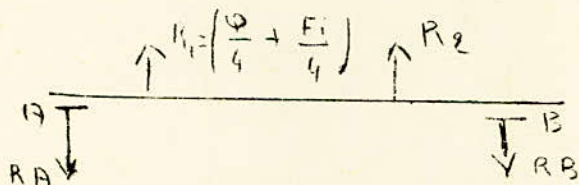
$$y = 40 \text{ mm}$$

et x la distance par rapport au bord du tambour du câble :

On estime à :

$$x = 3 \text{ fois } dc = 3 \times 22 = 66 \text{ mm}$$

a) - Calcul des réactions dans les paliers :

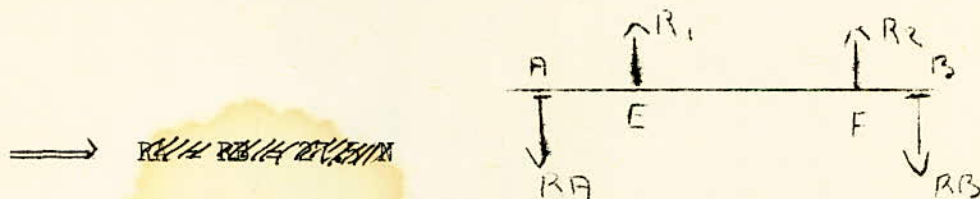


Les réactions \$R_1\$ et \$R_2\$ sont égales et valent respectivement :

$$R_1 = R_2 = \frac{Q}{4} + \frac{F_i}{4} = \frac{10^5}{4} + \frac{10^4}{4} = 25\,000 + 2500$$

$$R_1 = R_2 = 2500 (10 + 1) = 27.500 \text{ N}$$

Calcul des réactions \$R_A\$ et \$R_B\$



$$R_A \cdot AB - R_1 \cdot EB - R_2 \cdot FB = 0$$

$$R_A = \frac{R_1 \cdot EB + R_2 \cdot FB}{AB} = \frac{R_1 (EB + FB)}{AB}$$

$$AB = L_T + 2y = 1000 + 80 = 1080 \text{ mm}$$

$$EB = L_T - x + y = 1000 - 66 + 40 = 974 \text{ mm}$$

$$FB = x + y = 66 + 40 = 106 \text{ mm}$$

$$EF = EB - (x + y) = EB - 106 = 868$$

$$R_A = \frac{27.500 (974 + 106)}{1080}$$

$$R_A = R_B = 27.500 \text{ N}$$

N.B.

De même on peut remarquer, qu'il y a une symétrie par rapport au milieu de la portion AB de l'arbre et en déduire que :

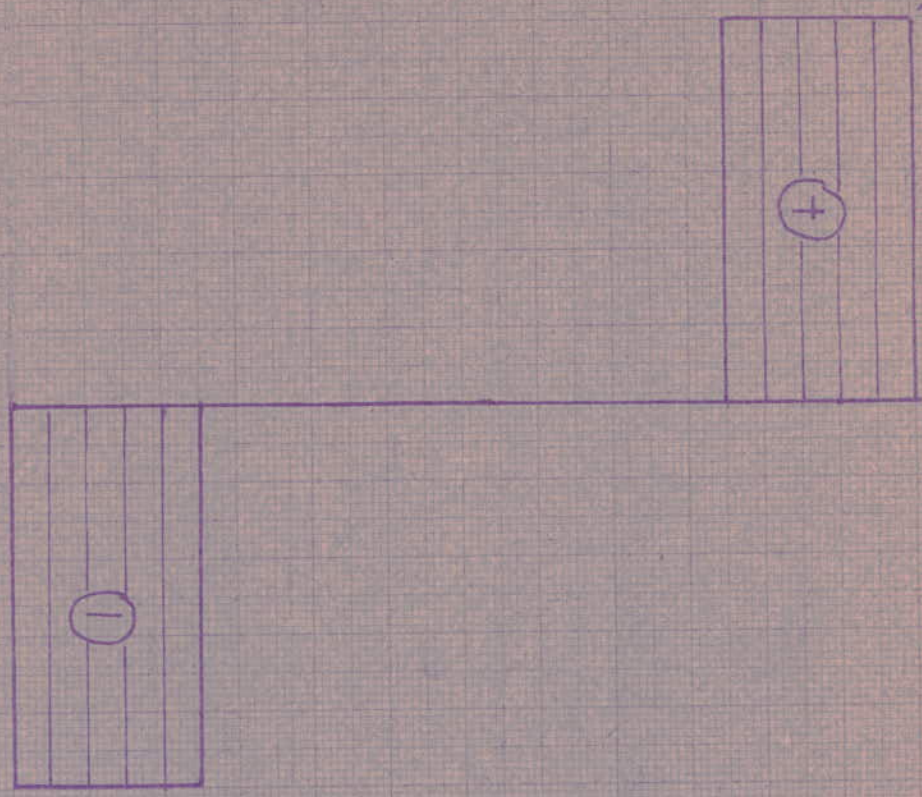
$$R_A = R_B = 27\,500 \text{ N}$$

- Le diagramme du moment fléchissant, nous donne la valeur de \$M_f\$:

$$M_f = 2915\,000 \text{ Nm}$$

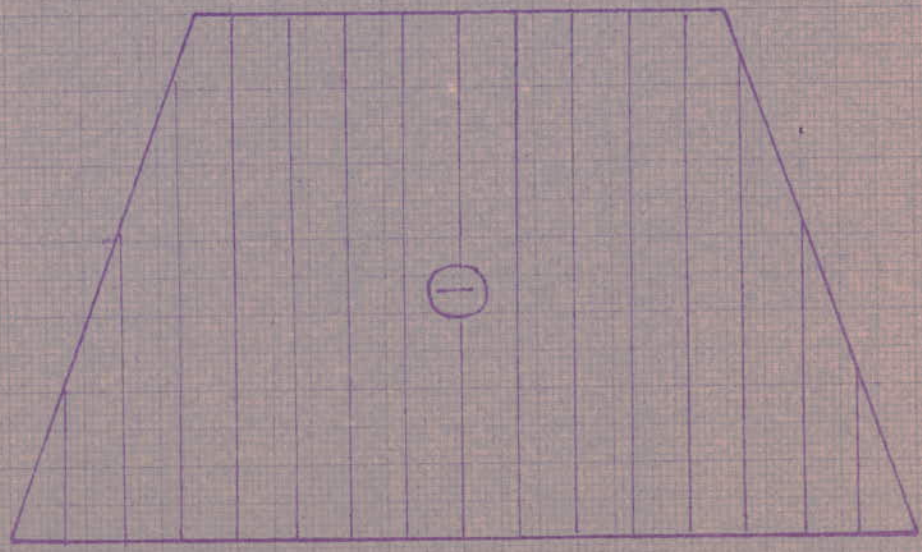
Effort tranchant.

27500 N



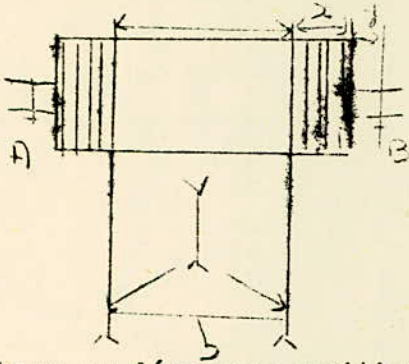
Moment flechissant

2915000 Nmm



Extrémité gauche du tambour

- Au démarrage position haute :



Comme au démarrage position basse appelons par y la distance du bord du tambour au palier B. On estime toujours $y = 40$ mm.

et x , la distance par rapport au bord du tambour du brin de câble lorsque ce dernier est complètement enroulé.

On sait que la hauteur entre le point haut, et le point bas est de $h = 6$ m

Lorsque la charge se trouve au point haut. La quantité de spires qui s'est enroulée sur le tambour d'un coté est de :

$$l = 2\pi n R. \quad \implies n = \frac{l}{2\pi R} = \frac{l}{\pi D}$$

n = Nombres de spires :

$$n = \frac{6000}{\pi D} = \frac{6000}{3,14 \times 550} = 3,47 = 4$$

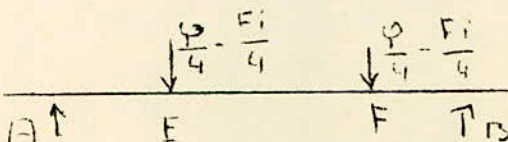
Le nombre de spires qui s'est enroulé d'un coté est égale à celle enroulé de l'autre. Le nombre de spires totales qui se sont enroulées est de : $n = 8$ spires.

$$\text{d'où : } x = (n + n') dc =$$

$n' = 3$ étant le nombre de spires restant lorsque le câble est en position basse.

$$\implies x = 7 \times 22 = 154 \text{ mm}$$

a) Calcul des réactions dans les paliers :



- dans ce cas la force d'inertie ne s'ajoute pas à la charge.

Couple de torsion = C_T sur le tambour

$$C_T = 23164820 \text{ Nmm}$$

d) Calcul du moment idéal :

Avant de calculer le moment idéal, donnons d'abord les caractéristiques de l'acier choisi pour l'arbre supportant le tambour :

On notera aussi pour remarquer que l'acier pour cet arbre sera le même que celui de l'arbre de la roue.

Le moment est donnée par la relation.

$$M_i = \sqrt{M_f^2 + (\alpha M_t)^2}$$

$$M_f = 634500 \text{ Nmm} = 63450 \text{ daN cm}$$

$$M_t = 231\,648,2 \text{ daN cm}$$

$$\alpha = 0,6$$

$$M_i = \sqrt{63\,450^2 + (0,6 \times 231\,648,2)^2}$$

$$M_i = 152\,786,85 \text{ daN cm}$$

e) Prédimensionnement de l'arbre :

Le diamètre est donné par la relation :

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 M_i}{3,14 \sigma_{af}}}$$

$$\sigma_{af} = \sigma_{af \text{ II}} = 11 \text{ daN/cm}^2 \text{ (oscillation symétrique)}$$

En remplaçant on trouve :

$$d \geq 11,23 \text{ cm}$$

En prévoyant 5 % pour la rainure de la clavette on aura le diamètre final :

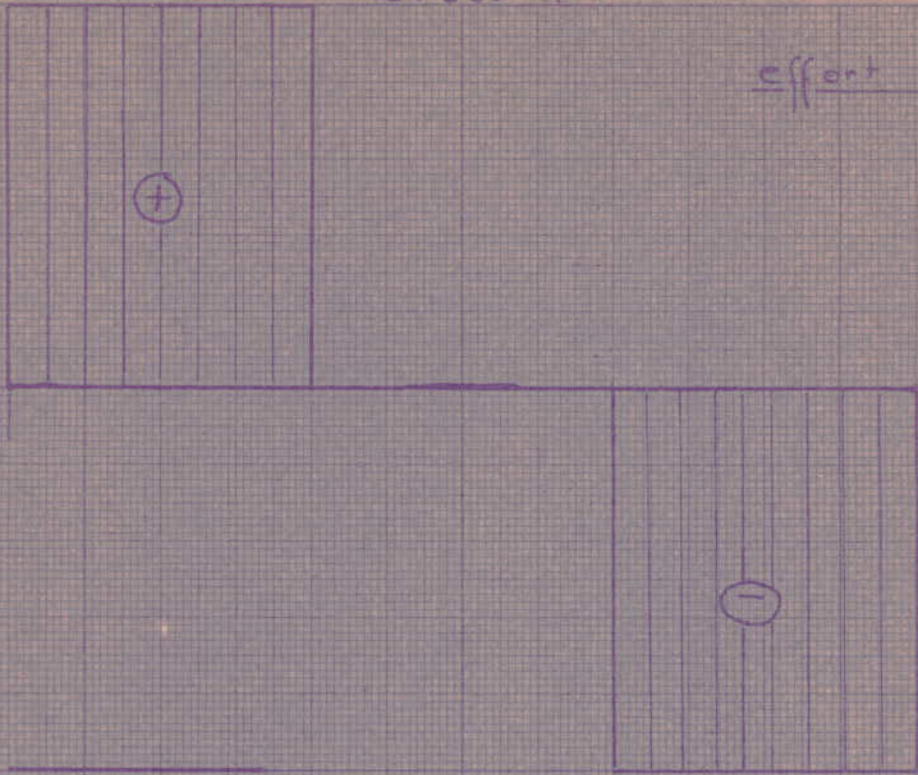
$$d = 11,23 + \frac{11,23 \times 5}{100} \quad d = 11,79 \text{ cm}$$

ON choisit pour l'arbre du tambour :

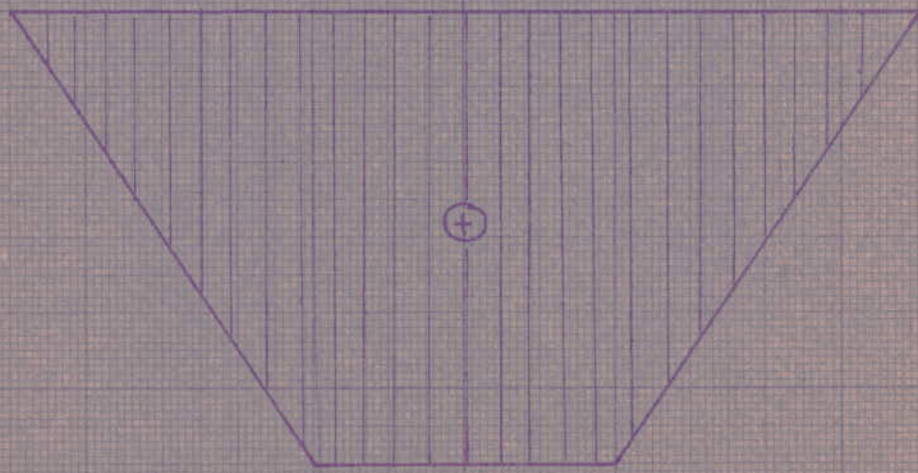
$$d = 12 \text{ cm}$$

22 500 N.

effort tranchant



Moment fléchissant



634500 Nmm

Les réactions R1 et R2 sont égales et valent respectivement :

$$R1 = R2 = \frac{Q}{4} - \frac{F1}{4} = 25\ 000 - 2500$$

$$R1 = R2 = 22.500\ N$$

Calcul des réactions RA et RB:

$$R_A \cdot AB - R1 \cdot EB - R2 \cdot FB = 0$$

$$R_A = \frac{R1 \cdot EB + R2 \cdot FB}{AB} = \frac{R1 (EB + FB)}{AB}$$

$$AB = LT + 2y = 1080\ mm$$

$$EB = LT - x + y = 1000 - 154 + 40 = 886\ mm$$

$$FB = x + y = 154 + 40 = 194\ mm$$

$$EF = EB - (x + y) = 886 - 194 = 692\ mm$$

$$R_A = R_B = \frac{22.500 (886 + 194)}{1080} = R_A = R_B = 22.500\ N$$

On pourrait faire la même remarque qui précédemment on observe qu'il existe dans les forces une certaine symétrie et en déduire que :

$$R_A = R_B = R1 = R2.$$

On constate qu'au démarrage en position haute, lorsque le treuil est chargé c'est là que l'arbre est le plus sollicité à la flexion.

Donc pour le calcul de prédimensionnement on prend la valeur maximum du moment fléchissant, celle du démarrage en position haute.

b) Couple sur le tambour :

Sachant que la puissance transmise à la roue est la même que celle transmise au tambour :

$$= 167,25\ Kw$$

$$= C_T \cdot w = w = \frac{2 \cdot N}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 6,95}{60}$$

$$w = \frac{3,14 \cdot 69,5}{30} = 7,22\ rad/s$$

$$C_T = \frac{167\ 250}{7,22} = 23\ 164,82$$

$$C_T = 23\ 164,82\ N\ m$$

D) - Calculs de paliers pour roulements :

pour l'arbre de la vis :

- Vu l'importance de la vitesse de rotation de l'arbre moteur (roter)

$N = 3\ 000$ tr/mm, l'arbre de la vis sera guidé par des roulements. Ces roulements seront calculés pour une charge radiale R_B . de :

$$R_B = \sqrt{X_B^2 + Y_B^2} = 18\ 566\ \text{N}$$

(valeur déjà calculée)

La charge axiale Z_B est de :

$$Z_B = 44\ 051\ \text{N} \text{ (valeur aussi déjà calculée)}$$

Calcul de la charge dynamique en B :

Elle est donnée par la relation :

$$P_B = X R_B + Y Z_B$$

Avec X et Y coefficients donnés par les catalogues en fonction du rapport

$$\frac{Z_B}{R_B} = 2,37$$

Dans ce cas on a alors :

$$\begin{cases} X = 0,65 \\ Y = 2 \end{cases}$$

D'où l'on a :

$$P_B = 0,65 \times 18\ 566 + 2 \times 44\ 051 =$$
$$P_B = 100\ 169,9\ \text{N}$$

Capacité de charge :

Elle est donnée par la relation :

$$C_B = P_B \cdot K L^{1/3}$$

$K = 1,25$ Coefficient dynamique de majoration

L = durée en millions de tours

$$L = \frac{N \cdot 60 L_h}{1\ 000\ 000} =$$

avec L_h = durée de roulement par heure

En prendra dans notre cas :

$L_h = 5\ 000$ h on aura alors :

$N =$ vitesse de rotation = $3\ 000$ tr/mm

$$L = \frac{3\ 000 \times 60 \times 5\ 000}{10^5} = 90$$

$$d'o\grave{u} \begin{cases} 1/3 \\ 1/3 \end{cases} = 90; \quad = 4,48$$

La capacité en B sera de :

$$C_B = 100169,9 \times 1,25 \times 4,48 = 560951,41 \text{ N}$$

$$C_B = 560\,951,41 \text{ N}$$

$$C_B = 56095,141 \text{ daN}$$

Les efforts en C étant plus faibles, la capacité de charge sera plus faible alors les roulements en B et C seront choisis en fonction de la capacité de charge B.

DE charge pour une capacité de charge supérieure à C_B soit dans notre cas

$$C_B = 850 \text{ kN} = 850\,00 \text{ daN}, \text{ les catalogues S.K.F. donnent pour un diamètre d'arbre de } 120 \text{ mm}$$

roulements à roulements coniques

$$\text{roulement en B et C} = 250\,120\,78 \text{ de la vis}$$

Pour l'arbre de la roue

La capacité de charge est faible pour rapport à celle de la vis, ceci est d e principalement à la faible vitesse de rotation de l'arbre de la roue, ainsi qu'aux faibles efforts au niveau des appuis par rapport à l'arbre de la vis.

On calculera de la même manière la charge dynamique et de la capacité de charge :

On a charge radiale

$$R_C = 24\,607,6 \text{ N}$$

charge axiale

$$Z_C = 3080,5 \text{ N}$$

Calcul de la charge dynamique

Elle est donnée par la même relation que précédente :

$$P_C = X R_C + Y Z_C$$

Avec X et Y coefficients données par les catalogues en fonction du rapport

$$\frac{Z_C}{R_C} = 0,125$$

il en résulte alors

$$\begin{cases} X = 1 \\ Y = 0 \end{cases}$$

d'où l'on a :

$$P_C = K R_C = 1 \times 24.607,6 \text{ N} = 2460,76 \text{ daN}$$

Capacité de charge :

Elle est donnée par la même relation que la précédente :

$$C_C = P_C \times L^{1/3}$$

On prend les mêmes coefficients à savoir :

$$K = 1,25$$

L = durée au milieu de tous :

$$N = 69,5 \text{ tr/mn}$$

$$L = \frac{N \cdot 60 \times L_h}{10^6} \quad \text{avec } L_h = 5 \text{ 000 h.}$$

$$L = 20,85$$

d'où la capacité en C sera de :

$$C_C = 24607,6 \times 1,25 \times 2,75 = 84588,62 \text{ N}$$

Pour une capacité de charge supérieure à C_C soit dans notre cas :

$$C_C = 1020 \text{ k N}$$

Les catalogues S.K.F donnent pour un diamètre 140 mm

Roulements à coniques :

280 . 140 ; 85

Le roulement REF S.K.F 29 428 B convient

Puisque pour les autres éléments constituant le treuil il n'y a pas d'effort axial on utilise des roulements à rouleaux cylindriques.

Graissage : Pour le réducteur à roue et vis sans fin la vitesse de rotation de la roue étant relativement plus faible et plus basse que celle de la vis on utilise un graissage par barbotage; ainsi la roue en tournant permet d'ajouter des gouttelettes permettant le graissage des autres éléments et en particulier les roulements

Remarque :

Certaines dimensions à cause de la modification (augmentation) de la capacité de charge ont été augmentées suivant la nécessité et cela en tenant compte des conditions de résistances.

o0o/o0o/o0o/o0o/o0o/o0o/o0o/o0o/o0o/o0o/o0o/o0o/o0o/o0o/o

* * C H A P I T R E * * V

o \$ o \$ o \$ o \$ o \$ o \$ o

c0c/o0c/o0o/o0o/o0o/c0o/o0o/o0o/o0o/o0o/o0o/o0c/o0c/o0o/o

Freins à machines ou à sabots :

Ce type de frein était d'un usage fréquent entre 1945 et 1965. Il peut être actionné par électroaimant ou à desserrage centrifuge ou serrage par ressort et contrepoids.-

L'électroaimant peut être à courant monophasé, triphasé ou continu.

-CALCUL DU FREIN-

Ils agissent dès la coupure du courant au moteur en libérant un contrepoids qui fournit un couple de freinage constant et suffisant pour bloquer un certain mécanisme en mouvement (levage d'une charge d'un chariot etc...) les freins doivent être réversibles.-

Selon le principe constructif, les freins d'arrêt peuvent être :

- à sabot (-à un seul sabot
 (-à 2 sabots (frein à mâchoires)
- à Bande (-à bande simple
 (-frein réversible (Pouvant être employé dans les 2 sens de rotation).-

Matériaux :

- La poulie de frein se fait en fonte.
- Le sabot de frein peut être exécuté en acier ou fonte ou revêtu en férodo, le coefficient de frottement :
- f) -pour des surfaces légèrement grasses (pour obtenir un coefficient (f) à peu près constant et pour éviter un arrêt trop brusque) a les valeurs suivantes :

$$f = 0,25 \text{ à } 0,3$$

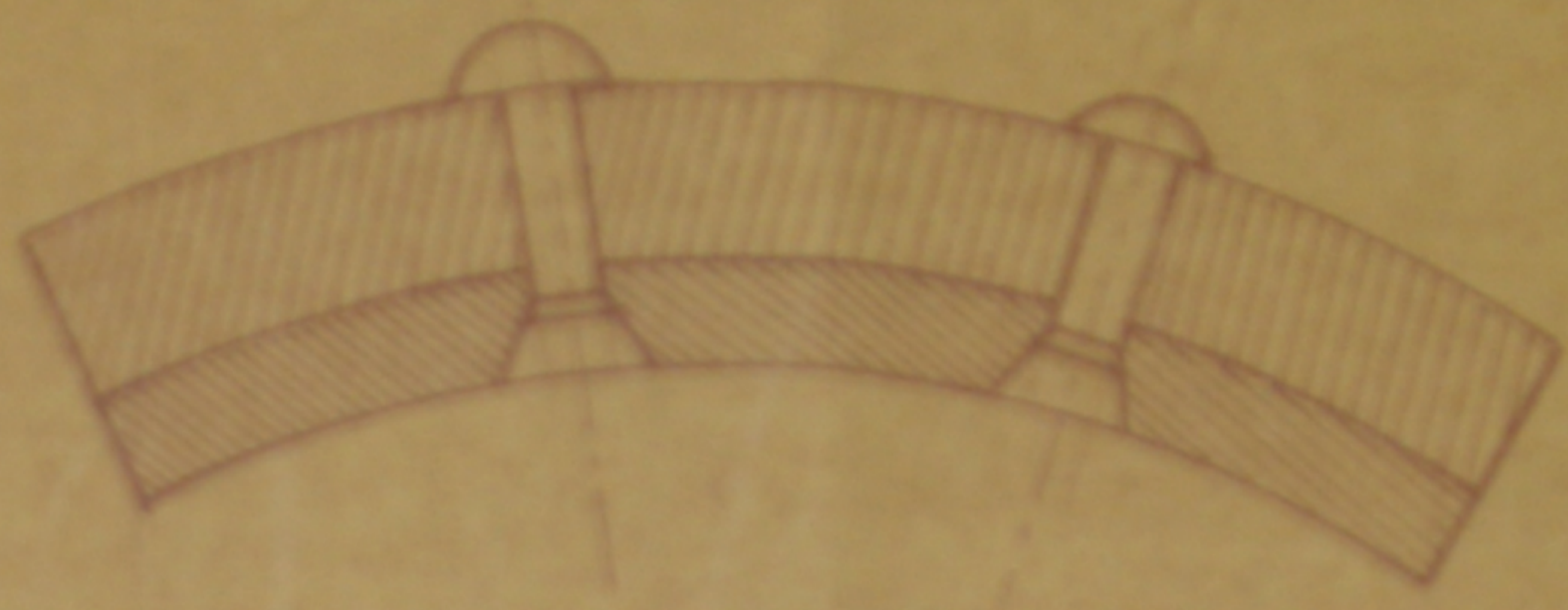
REMARQUE : Il faut éviter un arrêt trop brusque, car un frein brutal provoque un choc à l'arrêt qui peut amener des ruptures en raison des forces d'inertie développées.

Il n'y a plus de flexion de l'arbre due à la poussée des sabots, à condition toutefois que cette poussée soit la même pour les deux sabots, d'où réglage soigné.-

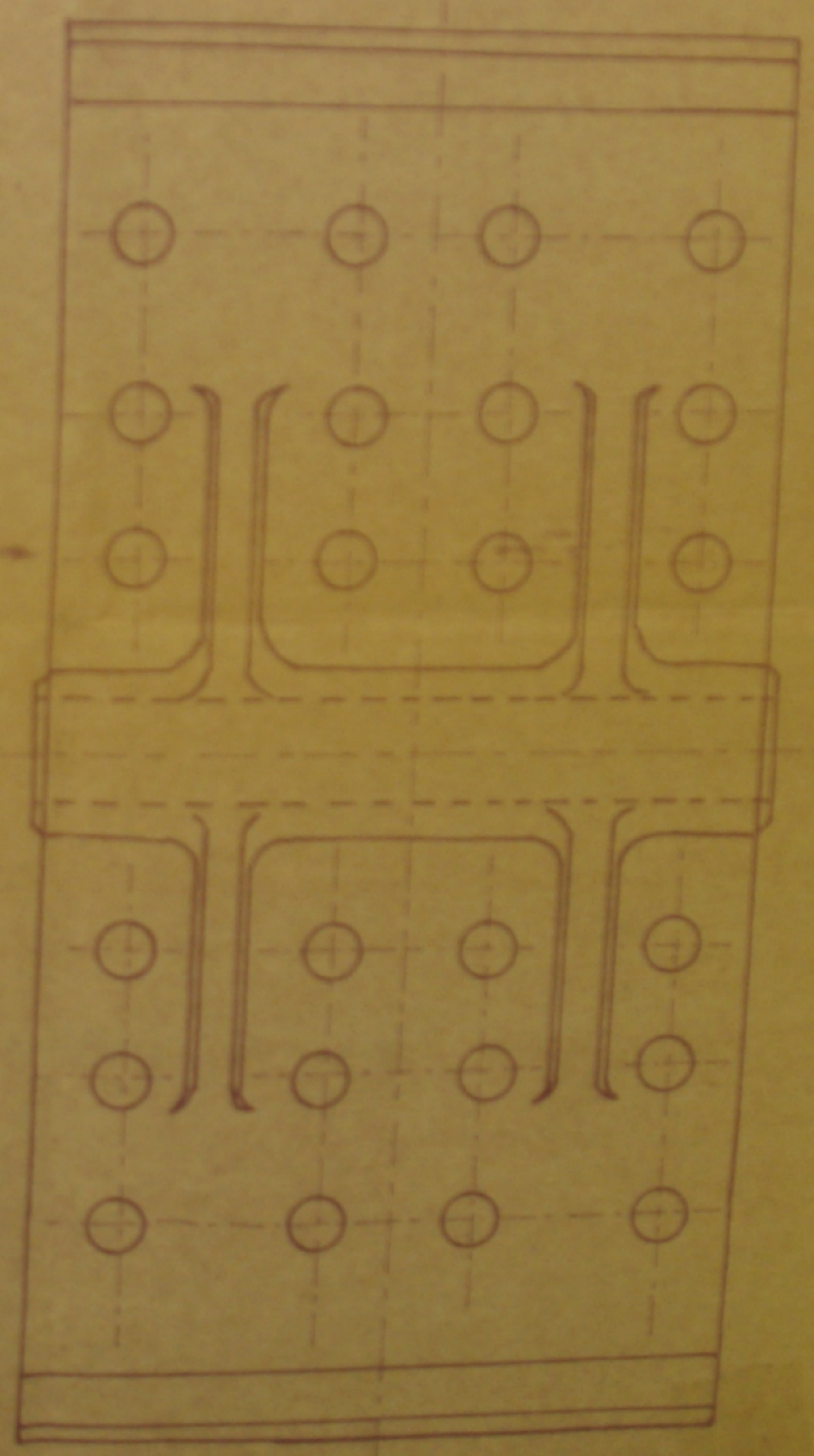
EMPLOI :

Le frein à sabot agit dans les deux sens de rotation; c'est pourquoi il convient donc comme frein d'arrêt de translation (mais il s'utilise aussi couramment comme frein d'arrêt de levage).-

La commande de levier se fait en général par électroaimant, muni d'un amortisseur (pour éviter une action trop brutale du frein).-



elements de freins à sabots



LEVIER ABC

-Le point de concours des 3 forces appliquées en A,B et C et le point Q.-

LEVIER GDH

-Le point de concours des 3 forces appliquées en G,D et H et le point S.

LEVIER DEF

-Le point de concours des 3 forces appliquées en D,E et F est le point V.-

LEVIER FIJ

La force de traction F2 exercée en I sera égale à la force 4 appliquée en H, en écrivant l'équation d'équilibre du levier F.I.J.-

$$F \cdot l = F_2 \cdot l_2$$

On détermine ainsi la force inconnue F à appliquer en grand J.-

TRACE DU DYNAMIQUE :

A chaque levier correspond un triangle qui nous donne des efforts sur les différents axes d'articulations ou les points fixes.

Nous trouvons ainsi en 4 ~~de~~ la traction exercée en I sur le levier F.I.J.-

COURSE (h) DU POINT (J) :

D'habitude la course des sabots (x) est de :

$$1,5 \text{ mm} - \text{ pour les poulies de diamètre } (D) = 250 \text{ mms}$$

2,5 mm pour D = 700 mm

Dans notre cas puisque D = 600 mm (valeur donnée) on prend X = 2,5 mm

d'ou h = $2x \frac{AC}{BC} \times \frac{DH}{DG} \times \frac{FJ}{FI}$ avec FI = DH et généralement AC = 2 BC h = $\frac{4x l}{D G}$
 FJ = L

Largeur b a donner à la jante de la poulée :

On calcule en admettant une certaine limite pour la puissance absorbée par unité de surface de frottement (p v f) :

(p v f) : represente le travail absorbé par le frein, par unité de surface et par unité de temps ; en le limitant on limite le travail transformé en chaleur dans l'unité de temps, donc la température des surfaces de frottement.

f = coefficient de frottement

v = vitesse entre surface de frottement, au moment où le frein en action (au début de la période d'arrêt).

p = pression entre surfaces de frottement ; pour les freins régulateurs de descente , on admet les valeurs maximales de p.

- entre fonte ou acier et
- fonte : 100 N/ cm²
 - ferodo : 30 à 50 N/cm²
 - bois : 60 N/cm²

La puissance absorbée par le frein au moment où il rentre en action est :

$Nf = (p v f) s$

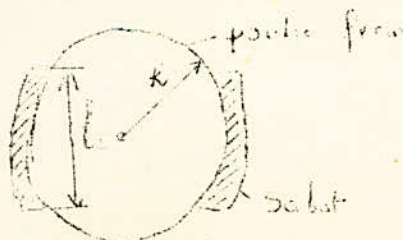
s : = surface projetee des 2 sabots :

$s = 2 l s b .$

b : largeur de la jante de la poulée .

ls = longueur projetée d'un sabot; le plus souvent, on adopte ls

voisine de R;



Mais on peut écrire aussi que

$$N_f = C r \cdot w$$

$$(W) \quad (Nm) \quad (\text{rad/s}^2)$$

par conséquent :

$$2 L_s b (p v f) = C r w$$

$C r$: couple résistant que doit fournir le frais pendant la période d'arrêt

$$C r = 316,25 \text{ Nm} \quad (\text{valeur déjà calculée})$$

w = vitesse angulaire de la poulie frein

$$w = 7,22 \text{ rad/s} \quad (\text{valeur aussi déjà calculée})$$

si l'on adopte L_s voisin de R

$$L_s = R = 300 \text{ mm}$$

on admet $(pvf) = 440 \text{ kw/m}^2$

d'où il en résulte la largeur de la jante

$$b = \frac{C r w}{2 L_s (pvf)}$$

Application numérique

On se donne les dimensions des leviers.

$$AC = 2 BC = 700 \text{ mm}$$

$$DH = FI = l = 100 \text{ mm}$$

$$DG = 82 \text{ mm}$$

$$FJ = l = 650 \text{ mm}$$

$$s = 680 \text{ mm}$$

$$t = 80 \text{ mm}$$

CALCUL DE LA FORCE F A APPLIQUER A L'EXTREMITE DU LEVIER F I J

T = force tangentielle à la poulie :

$$T = \frac{C r}{R} = \frac{316,25}{0,3} = 1054,16 \text{ N}$$

d'où :

$$\frac{T}{2} = 527,08 \text{ N}$$

$$\text{Or } P \frac{T}{2f} = \frac{1054,16}{2 \times 0,6} = 878,46 \text{ N}$$

moment des forces par rapport à C : nous donne .

$$\text{PAC } \frac{P \cdot AC}{2} = X \cdot s$$

C'est à dire

$$X = \frac{878,46 \times 350}{680}$$

$$X = 452,15 \text{ N}$$

Moment par rapport à D :

$$X \cdot t = F_2 \cdot DH$$

C'est à dire

$$F_2 = \frac{452,15 \times 80}{100} = 361,72 \text{ N}$$

$$F_2 = 361,72 \text{ N}$$

Moment par rapport à F.

$$F_1 = F_2 \cdot l_1$$

$$\text{d'où } F = \frac{361,72 \times 100}{650}$$

$$\text{donc } F = 54,65 \text{ N}$$

b) CALCUL DE LA LARGEUR b A DONNER A LA JANTE DE LA POULIE

$$2 \cdot L_s \cdot b \cdot (\text{pvf}) = Cr \cdot w$$

d'où il en résulte :

$$b = \frac{Cr. w}{2.Ls. (pvf)} = \frac{316,25 \times 7,22}{2 \times 0,3 \times 4 \times 10^5} = 0,09513 \text{ m}$$

On prendra

$$b = 0,1 \text{ m}$$

c) VERIFICATION DE LA BRESSION ADMISSIBLE :

$$P = \frac{P}{b.Ls} = \frac{878,46}{0,1 \times 0,3} = 29215,33 \text{ N/ m}^2$$

d) CALCUL DE LA COURSE h DU POINT J

On emploie la formule donnée un peu plus haut :

$$h = \frac{4 \times l}{DG} = \frac{4 \times 2,5 \times 650}{82}$$

x : Course du sabot ;

$$h = 79,26 \text{ mm}$$

On estime h à :

$h = 80 \text{ mm}$

ETUDE COMPARATIVE ENTRE LA METHODE ANALYTIQUE ET LA

METHODE GRAPHIQUE:

Tracé du dynamique :

Connaissant les composants P et T/2 par voie analytique, on peut déterminer F .

(Composante de P et T/2) de la manière suivantes :

$$F = \sqrt{P^2 + (T/2)^2}$$

$$F = \sqrt{878,46^2 + 527,68^2} = 1024,45 \text{ N .}$$

Ainsi on peut déterminer graphiquement les différentes valeurs des forces sur les articulations.

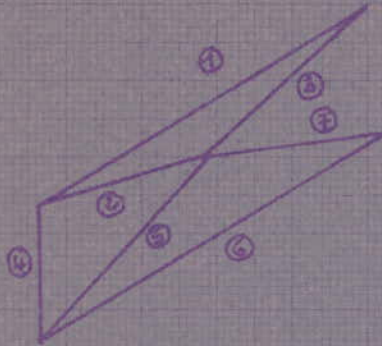
Il s'avère donc que les valeurs trouvées par chacune des deux méthodes sont sensiblement les mêmes. Toutefois il est avantageux d'utiliser la méthode graphique vue sa simplicité.

Echelle

RAHMANI DAHO

→ 1 cm = 200 N

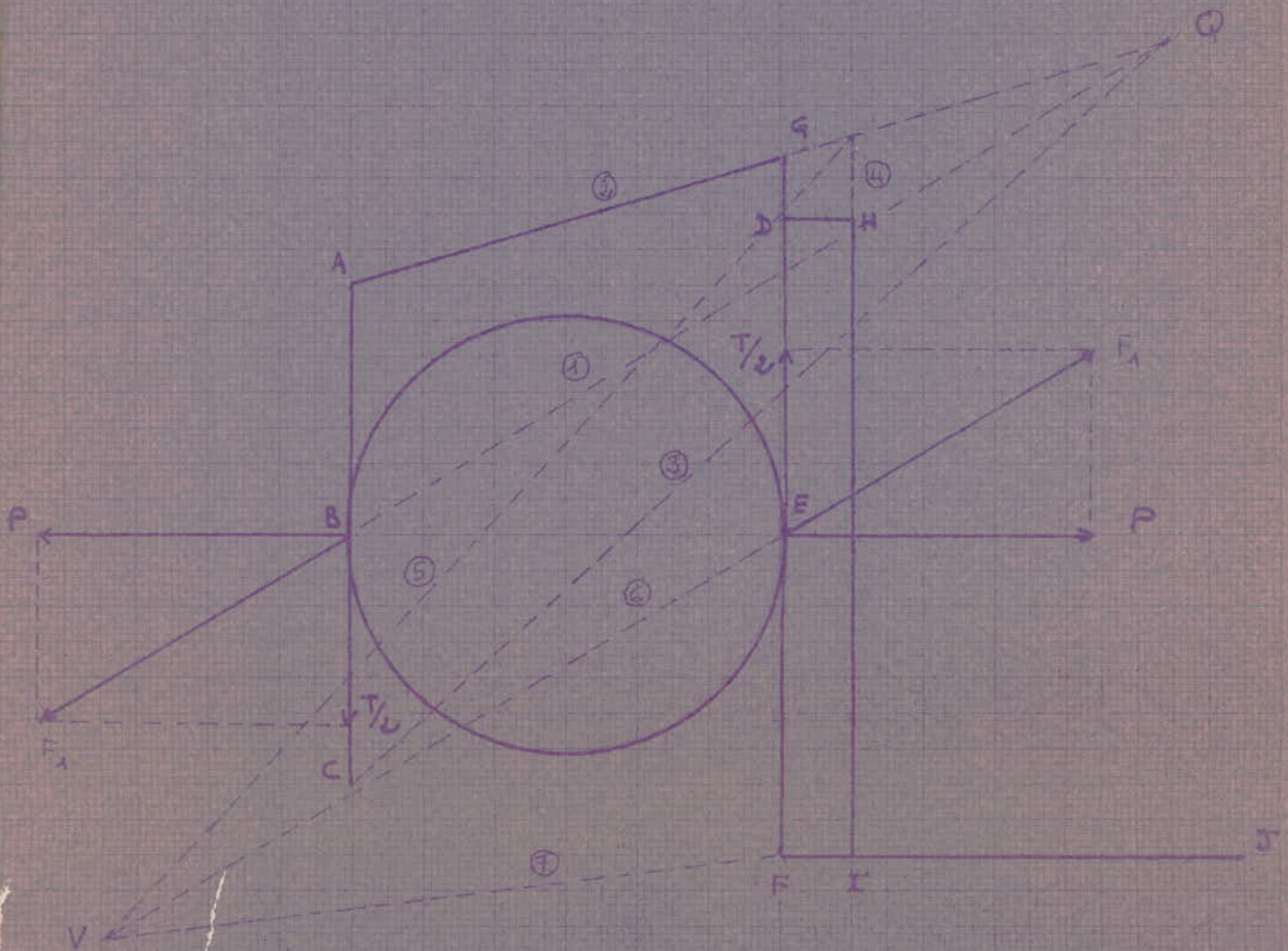
Tracé du dynamique



① = 1024 N $\approx F_1$

② = 460 N $\approx X$

④ = 360 N $\approx F_2$



ELEMENTS DE TRANSMISSION

I) ORGANE DE TRANSMISSION :

Les longueurs courantes de fabrication des arbres étant limitées entre 4,5 à 6,5 m, il est souvent nécessaire d'accoupler plusieurs tronçons lorsqu'on veut obtenir une ligne d'arbre de longueur importante. On utilise à cet effet des organes appelés accouplements, qui trouveront également leur utilisation dans le montage en tandem de machines.

Les organes d'accouplements peuvent être classés comme il suit, selon les possibilités de montage et les conditions d'utilisation.

A) ACCOUPEMENTS PERMANENTS:

parmi ceux-ci nous trouverons:

Les accouplements rigides: avec les quels les arbres sont rendus solidaires axialement, radialement et en rotation, ce qui entraîne un alignement parfait.

Les accouplements élastiques: utilisés pour la liaison de deux machines et ne nécessitant plus un alignement rigoureux de la ligne d'arbre.

- Les accouplements nobles: qui, tout en assurant un entraînement continu, permettent un déplacement axial (joint de dilatation) ou angulaire (joint de cardan).

B) ACCOUPEMENTS FLEXIBLES:

Les mécanismes des mouvements verticaux (treuils) ou des mouvements horizontaux (directions et translation) font usage d'accouplements flexibles assurant la liaison entre moteurs et réducteur) et, à la sortie de ceux-ci, au tambour et aux galets.

— ACCOUPEMENTS à BASE DE CAOUTCHOUC

Nous ne citerons qu'un seul parmi tant d'autre:

FLEX - Pouillé: Entre l'élément moteur et l'élément réducteur sont interposées des boules de caoutchouc, comme le représente (~~la figure~~) sous l'effet du couple moteur, les boules ou sphères de caoutchouc se déforment en assurant l'atténuation du couple de démarrage et en corrigeant les défauts

L'entretien d'un travail suit dans l'ensemble les règles générales de l'entretien de toute mécanique. Il faut veiller au graissage en particulier à celui du câble qui est souvent oublié. Ce câble, d'autre part doit être surveillé et changé lorsque trop de fils sont cassés.

Dans tous ces cas, la durée d'un câble de levage est inférieure à la vie de l'ensemble de l'engin de levage, durant cette vie il faudra procéder à plusieurs remplacements de câbles, ce qui se manifeste au départ les marchés des entreprises privés ou nationales d'un appareil de levage prévient au poste Rechanges un ou plusieurs câbles, la valeur relative de ceux-ci étant modérée vis à vis du montant global.

Il s'ensuit que la sécurité dans l'emploi d'un câble dépend essentiellement de la surveillance fréquente de l'état du câble.

La fatigue d'un câble en cours d'utilisation dépend:

- des efforts appliqués.
- De la fréquence et de l'importance des incurvations.

Enfin il convient de vérifier souvent le bon réglage du freins et l'usure des garnitures, celle-ci devant être changées avant que les rivets qui les fixent ne viennent rayer la poulée de frein.

Un bon entretien est à la base d'une bonne sécurité et une bonne sécurité est fondamentale. On s'efforcera donc de réduire le nombre d'incidents de travail par un entretien préventif dont les carnets de service seront des bases essentielles. Sur ce carnet de service sont portés tous les incidents, ainsi que toutes les pièces dont le remplacement s'est trouvé nécessaire.

Pour assurer un bon fonctionnement de travail, il faut remédier aux défectuosités constatées, alors on bénéficie l'intégrité et le bon fonctionnement des transmissions par câbles, des freins, des accouplements, et des dispositifs de commande.

Refroidissement des jantes de freins et bon fonctionnement de système de graissage.

Les orifices et conduites d'alimentations d'huile aux roulements ne doivent pas être obturés.

Toutes les pièces de fixation des roues dentées, des accouplements, des leviers de commande.... doivent être examinées attentivement en l'occurrence l'attache du câble au tambour.

à la descente totale du système poulée mobile, il doit rester sur le tambour 3 à 4 spires de chaque côté du tambour.

Remplacé les disques de ferrodos trop usés.

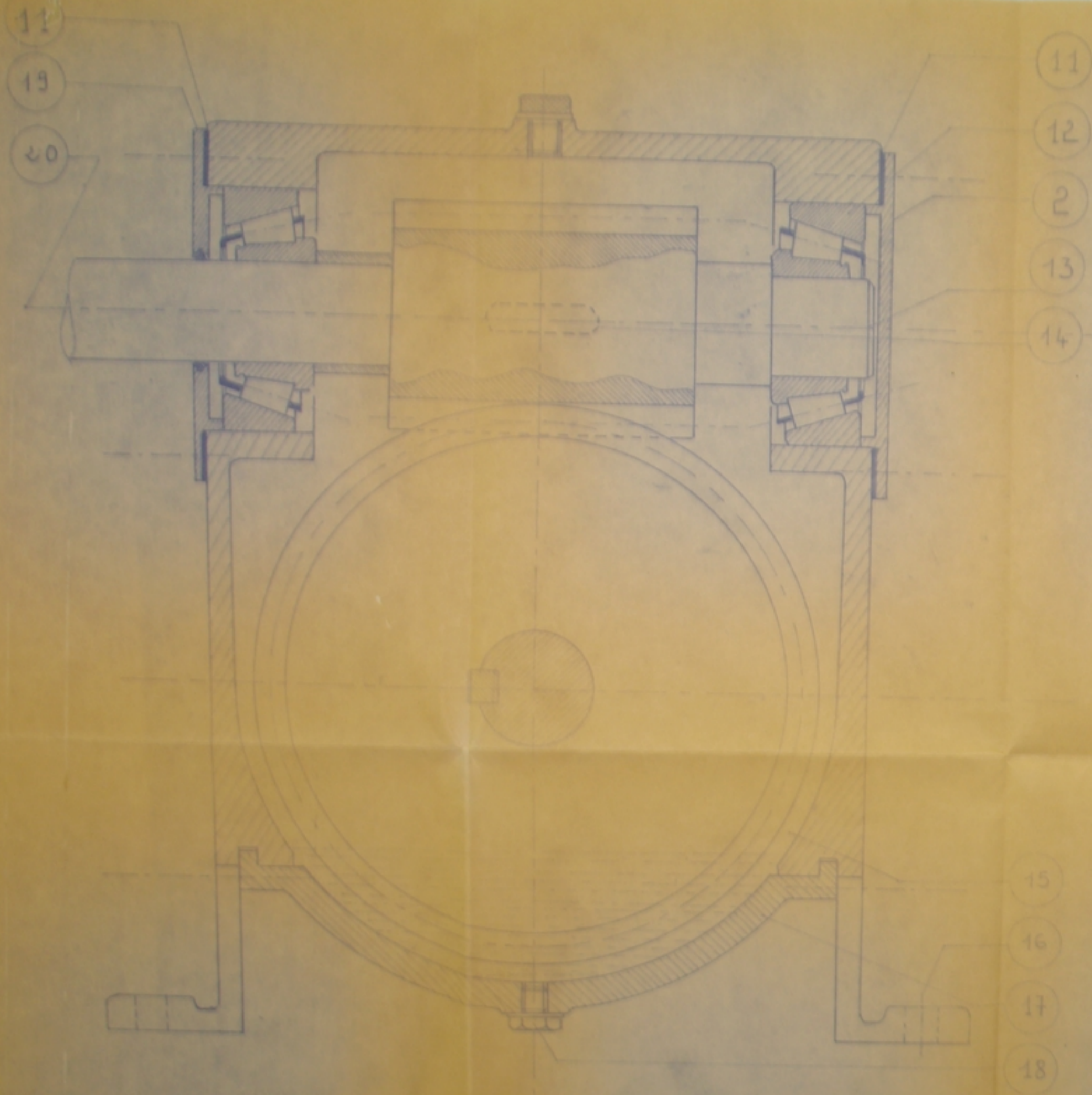
Pendant les réparations, le graissage, les vérifications le treuil sera arrêté, les dispositifs de commande bloqués pour éviter un éventuel accident.

Pendant le service on doit éviter la pénétration de l'eau ou de l'huile entre jantes et ferrodos.

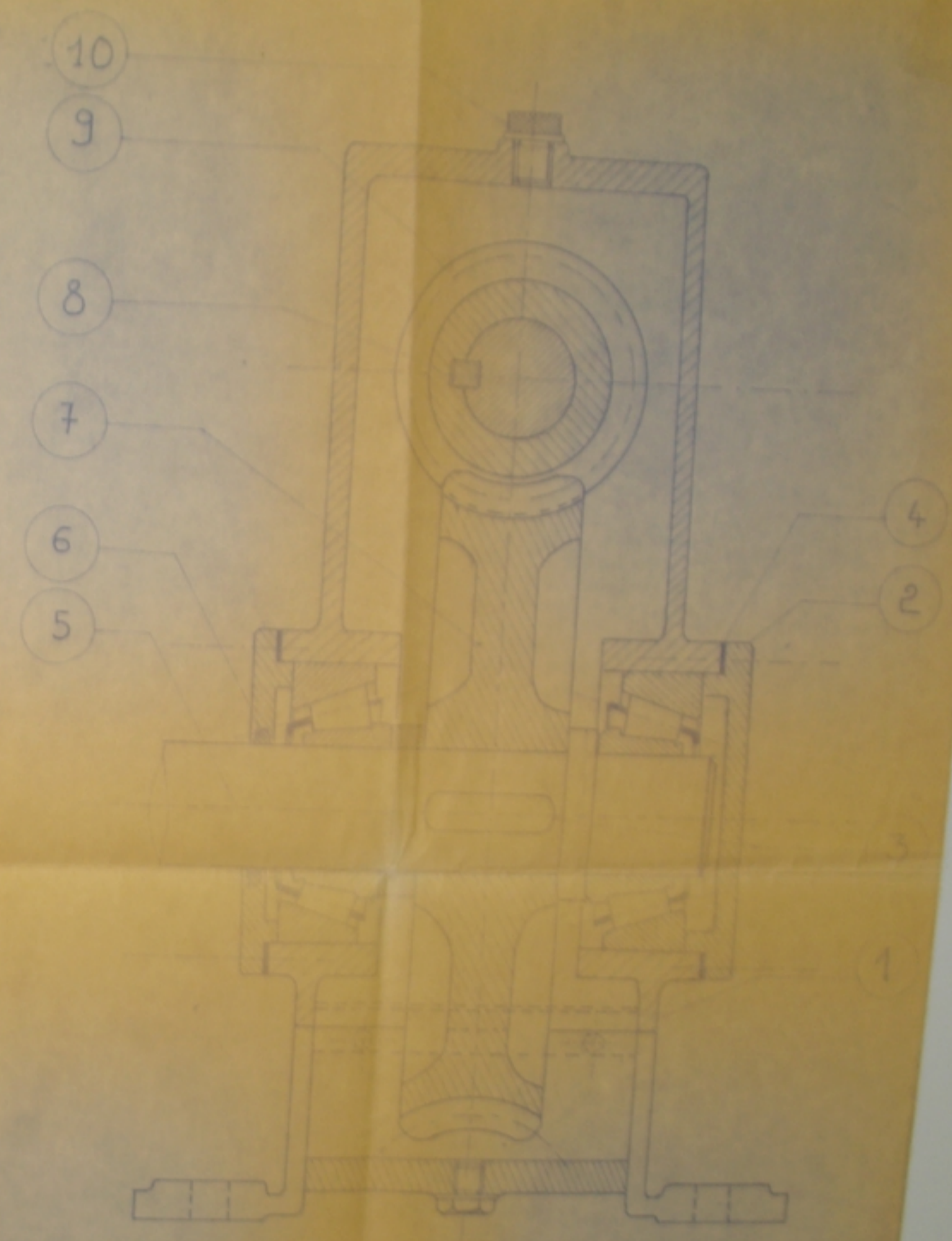
Graissage de roulements.

Toute defection doit être immédiatement réparée, en présence du Chef d'équipe. (entretien et exploitation).

.../...



- 11
- 12
- 2
- 13
- 14
- 15
- 16
- 17
- 18



- 10
- 9
- 8
- 7
- 6
- 5

- 4
- 2
- 1

11	4	CALE DE REGLAGE					
10	1	BOUCHON DE GRAISSAGE					
9	1	VIS SANS FIN	XC 48	20			LIAISON AVEC LE MOTEUR
8	1	CLAVETTE		19	12		VIS DE FIXATION
7	1	ROUE	BRONZE	18	1		BOUCHON DE VIDANGE
6		FEUTRE		17	1		COUVERCLE DU CARTER ACIER DORÉ
5	1	ARBRE DE LA ROUE	XC 50	16	4		BOULON DE FIXATION
4	2	FEUTRE		15			HUILE DE GRAISSAGE
3	1	CLAVETTE		14	1		CLAVETTE
2	4	COUVERCLE	A 55	13	1		ARBRE DE LA VIS XC 50
1	1	CARTER		12	4		ROULEMENT
N°	N°	DESIGNATION	MATIERE	N°	N°		DESIGNATION MATIERE

PMoA 96
Annexe.

REDUCTEUR		RN-MANI
ROUE ET VIS SANS FIN		

