

10/82

USTHB

2 ex

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

département Génie Mécanique

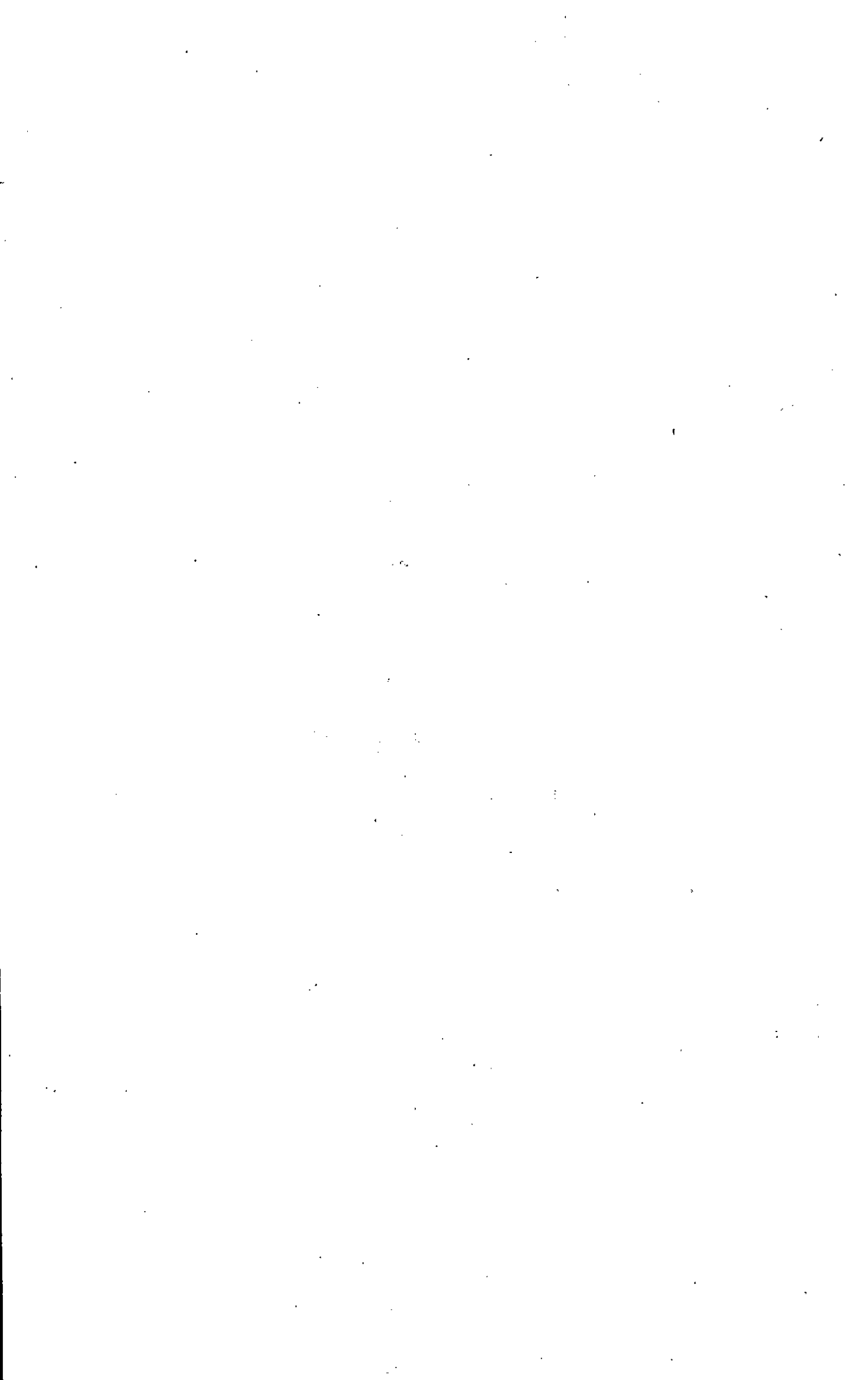


GRUE A TOUR

A GREFKOWICZ

M. BOUHAMIDANE

promotion: JANV. 82



وزارة التعليم والبحث العلمي

Ministère de l'enseignement et de la recherche scientifique.

U.S.T.H.B

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Département de Génie-Mécanique

projet de fin d'études

GRUE A TOUR

Proposé par:

A. GREFKOWICZ

Etudié par:

Moussa BOUHAMIDANE

promotion JANVIER 82

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

كُلُّ النَّاسِ مَالِكٌ لِي إِلَّا الْعَالَمُونَ

كُلُّ الْعَالَمِينَ مَالِكٌ لِي إِلَّا الْعَامِلُونَ

كُلُّ الْعَامِلِينَ مَالِكٌ لِي إِلَّا الْمُخْلِصُونَ

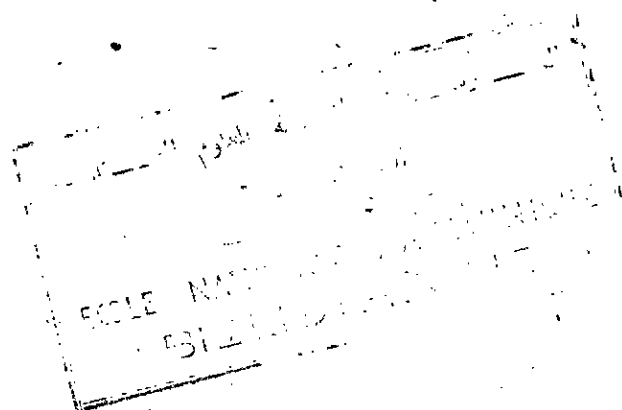
حَيْثُ شَرِيفٌ



A la mémoire de:

M^r SMETNY SOWA

maitre assistant à l'enpa.



DÉDICACES

Je dédie ce présent travail
- à ma famille.
- à tous mes amis.
- aux étudiants de l'ENPA.

REMERCIEMENTS

Au terme de ce travail, je tiens à remercier
vivement tous ceux qui ont contribué à ma
formation d'ingénieur.

Je tiens à remercier particulièrement monsieur
A. GREFKOWICZ dont les conseils m'ont
beaucoup aidés.

Table des matières.

	page
1. introduction et généralités.	
1.1. introduction.	1
1.2. Généralités.	
2. caractéristiques et description de la grue.	3
2.1. Caractéristiques:	
2.1.1. Capacité de charge, portées, hauteurs de levage.	
2.1.2. Mécanismes.	4
2.1.3. Poids.	5
2.2. description.	6
2.2.1. ossature.	
2.2.2. Mécanisme d'orientation.	8
2.2.3. Mécanisme de relevage de la flèche.	9
2.2.4. Mécanisme de translation.	10
2.2.5. Mécanisme de levage.	11
3. Calcul général du mécanisme de levage.	13
3.1. choix du câble.	
3.1.1. rendement du mouflage.	
3.1.2. rendement global du câblage.	
3.1.3. calcul de l'effort de traction maximal.	
3.1.4. Calcul du diamètre du câble.	
3.2. Détermination des dimensions du tambour.	16
3.2.1. diamètre du tambour.	
3.2.2. profil du tambour.	
3.2.3. longueur du tambour.	
3.2.4. épaisseur du tambour.	
3.2.5. fixation du câble.	

3.3 Calcul et choix du moufle.

Page
20

- 3.3.1. diamètre de la poulie.
- 3.3.2. profil de la gorge
- 3.3.3. choix du crochet
- 3.3.4. liaison crochet moufle.

3.4. choix du moteur.

26

- 3.4.1. calcul de la vitesse de rotation du tambour.
- 3.4.2. Calcul du rapport de réduction du réducteur.
- 3.4.3. Vérification de la condition de chauffage
- 3.4.4. Calcul des temps de freinage et du démarrage.
- 3.4.4.1. calcul du temps de démarrage.
- 3.4.4.2. Calcul du temps de freinage.

32

4. Calcul du réducteur.

4.1. introduction.

4.2. schéma cinématique, caractéristiques, et description du réducteur.

4.2.1. schéma cinématique et description

4.2.2. Caractéristiques.

4.3. Calcul cinématique de l'étage planétaire.

36

4.3.1. Vérification des relations pour l'assemblage correct du train planétaire.

4.3.2. Rapport de transmission, rendements, vitesses angulaires, puissances et couples.

4.4. étage conique.

41

4.5. Calcul des efforts.

44

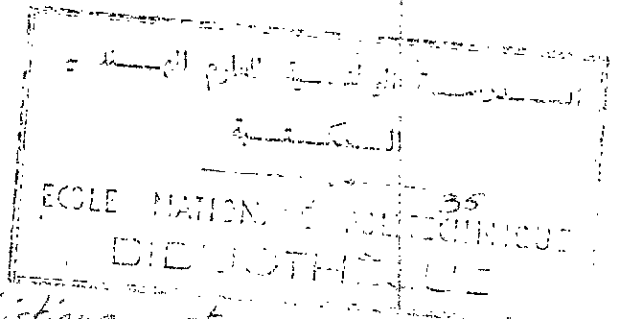
4.5.1. étage planétaire.

4.5.2. étage conique

4.6. Vérification des dentures :

46

4.6.1. à la rupture.



4.6.2 à la pression superficielle.

5. Calcul de résistance des éléments choisis.

5.1. Vérification de l'arbre pignon (1) (14).

5.1.1. Calcul des réactions.

5.1.2. Moment flechissant.

5.1.3. Moment flechissant équivalent.

5.1.4. Moment de torsion.

5.1.5. moment idéal.

5.1.6. Vérification du diamètre.

5.2. Vérification des roulements sur l'arbre pignon (14).

5.3. Vérification des roulements à rouleaux coniques (38).

5.4. Vérification du bout d'arbre du pignon d'entrée du réducteur.

5.5. Vérification des axes des satellites (33).

5.6. Vérification des boulons pour la fixation de la roue conique.

5.7. Vérification de l'arbre du tambour.

5.8. Vérification des roulements à rotules (51).

5.9. Vérification des clavets longitudinales (47).

5.10. Vérification de l'axe (74).

Conclusion

présentation du sujet.

Notre travail consiste à étudier une grue à tour dont les données de base sont les suivantes.

- Capacité de levage : 4,5t
- portée maximale : 20m
- Vitesse de levage (avec la charge 4,5t) : 20m/min
- Vitesse de variation de portée : 12m/min
- Vitesse d'orientation : 0,8tr/min
- Vitesse de translation de la grue : 30m/min

Contenu du projet :

- étude et détermination de la disposition général de la grue, sa description technique.
- Calculs préliminaires du mécanisme de levage, comprenant choix du moteur, du réducteur, du frein et des autres éléments du mécanisme.
- Calcul de résistance des éléments principaux du mécanisme de levage.

Dessins :

- d'ensemble de la grue
- d'ensemble du mécanisme de levage avec sections principales.
- de définitions des éléments choisis.

1. INTRODUCTION ET GENERALITES

1.1. introduction.

Les engins de levage ont connu un développement extraordinaire ces derniers temps, après la disparition de nombreux ouvrages spécialisés pendant la dernière Guerre mondiale. Les engins de levage occupent un rôle de premier plan dans la vie industrielle, des chantiers, des ateliers, des quais, etc...

C'est à partir d'eux que s'organise le rythme du travail.

Leur utilisation est une nécessité économique et assure l'amélioration du rendement, et enfin on note une fatigue moindre du personnel.

Dans notre travail, on se propose d'étudier la grue à tour.

La diversité des grues à tour étant importante, on se limite à l'étude d'un type de Grue, mais il serait intéressant de rappeler partiellement les différents types.

1.2. Généralités :

La grue à tour appelée communément grue distributrice est un appareil de levage destiné à soulever et à déplacer des charges importantes. Elle est indispensable dans la construction de bâtiment. L'opération principale des grues est le levage qui s'opère au moyen d'un treuil.

Dans le cas le plus général elle permet :

- Le mouvement vertical de la charge : Le levage s'effectue au moyen d'un treuil.
- Le mouvement circulaire ou orientation de la charge : est obtenu par rotation de la plate-forme-base.
- Le mouvement radial : se fait par inclinaison de la flèche.
- Le mouvement latéral ou translation de la charge : se fait par

déplacement de la plate-forme.

Une grue est généralement composée de :

- a) d'une plateforme : elle repose sur l'ensemble de translation de la grue.
- b) d'une tour (pylône ou mât)
- c) d'une flèche.

pour certains modèles de grues, on distingue une contre-flèche

La diversité des grues à tour étant importante, nous citons quelques unes des plus répandues.

- Grues à tour à mât tournant
- Grues à tour à mât fixe.
- Grues sur portique
- Grues à poste fixe.
- Grues hisseables.
- Grues à tête de flèche pivotante.
- Portique grue.

On distingue aussi des grues à montage rapide, fonctionnent à la manière de la grue à tour, mais elle se caractérisent par une conception quelque peu différente qui permet une grande rapidité à mise en œuvre.

- Grues à flèche télescopique
- Grues à relevage de flèche.
- Grues mobiles.

On veut étudier, une grue à mât tournant, avec flèche inclinable avec la possibilité de déplacement sur rails.

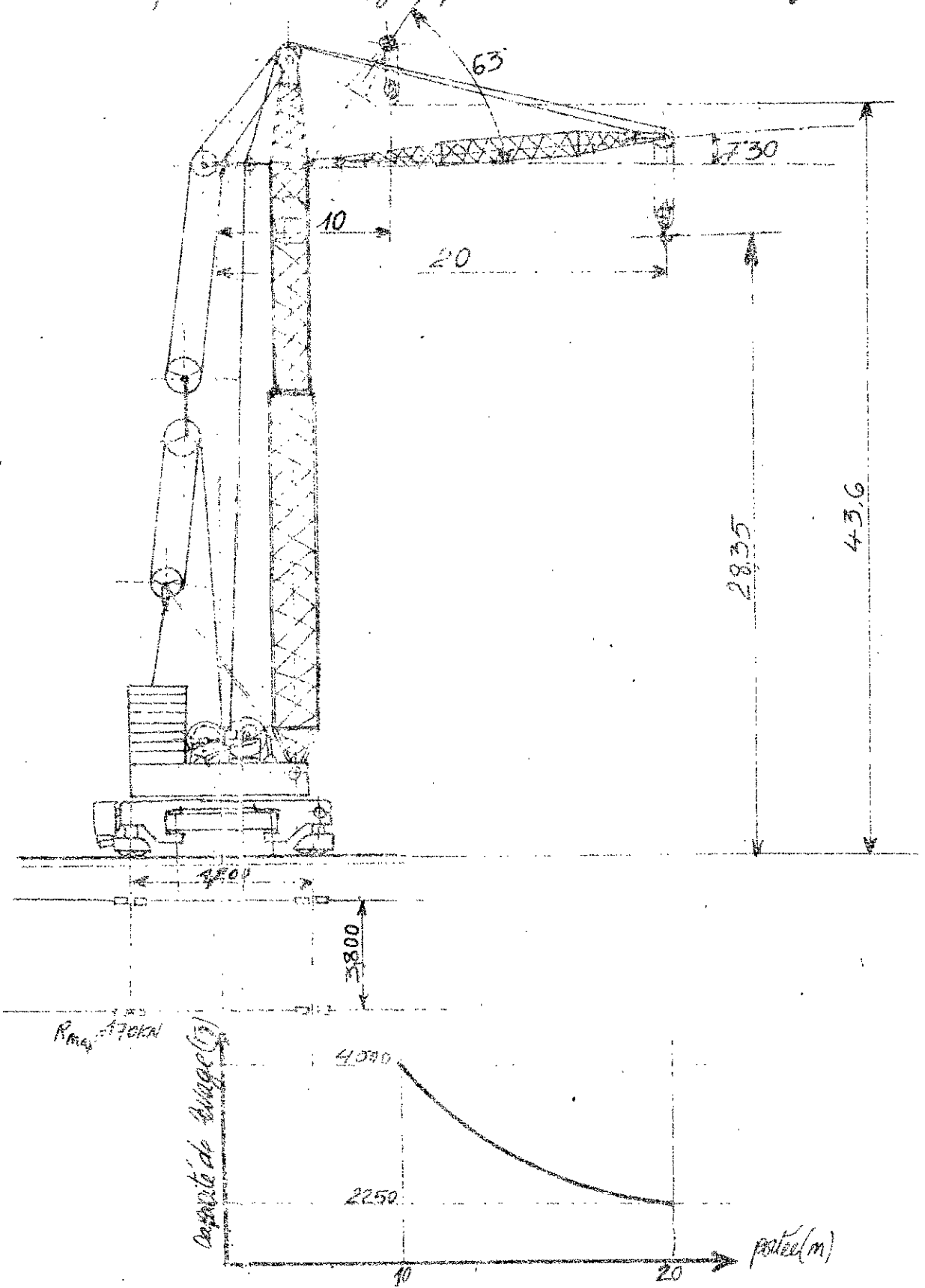
Le mécanisme d'orientation de la grue, se trouvant à la base.

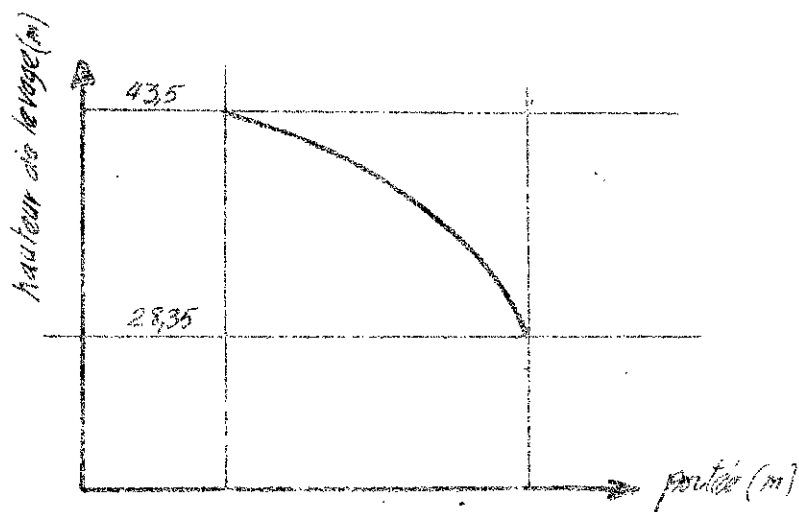
Un mât est fixe sur la plate-forme tournante.

2 Caractéristique et description de la grue.

2.1 Caractéristique

2.1.1 Capacité de charge, portées, hauteurs de levage.

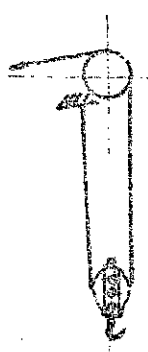
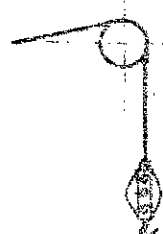




2.1.2 Mécanismes:

Dans notre étude, on envisage des mécanismes à groupes moteurs électrique séparés. Les appareils tels que les grues, sont équipés de mécanismes indépendants, chacun d'eux assure les mouvements: - Levage - orientation - translation - relevage de la flèche.

LEVAGE

	Vitesses (m/min)	capacité de charge (kg)
 2 brins	6,5	4500
	20	4500
	40	2250
 1 brin	13	2250
	40	2250
	80	1000

Moteur frein : 27 / 17 / 6 kw
1455 / 725 / 235 tr/min

Facteur de marche : 40% pour 1455 et 725 tr/min.
15% pour 235 tr/min.

ORIENTATION :

Vitesse d'orientation	0,8 tr/min
moteur 2,2 kW	690 tr/min
Facteur de marche	40%

RELEVAGE de La FLECHE :

temps de relevage	50s
vitesse moyenne	12 m/min
moteur 10kW	945 tr/min
Facteur de marche	40%

TRANSLATION :

Vitesse de translation	30 m/min
2 moteurs 2x3 kW	950 tr/min
Facteur de marche	40%

Voie : écartement : 3800 mm
L'entre-charriots : 4200 mm

2.13 Poids :

poids propre de la grue	180 kN
poids de contrepoids	180 kN
poids total	360 kN

réaction maximale $R_{m,ax}$ sur 2 galets (chariot) : 170 kN

22 DESCRIPTION

2.21 OSSATURE :

Trois éléments principaux peuvent être distingués dans la grue :

- Chassis (base) : déplaçable sur une voie ferrée.
- Un mât tournant par rapport au chassis.
- Flèche : inclinable.

Description de ces trois éléments : (Voir schéma ci-dessous.)

chassis (5) :

Le chassis est un assemblage métallique de construction soudée. Au chassis sont liés quatre charriots (7) à deux galets chacun, par l'intermédiaire de quatre pattes pivotantes (6), avec la possibilité d'immobilisation par rapport au chassis. La construction offre la possibilité des déplacements sur une voie courbe ou droite.

On dispose de deux charriots moteurs, et deux charriots pour le circulaire de rotation (4), fixe sur le chassis, supporte la plate-forme (3), partie tournante.

La plate-forme (3) est un solide assemblage métallique rectangulaire destiné à supporter la tour (mât) (10), le lest de base (11) (contre-poids) le coffret d'alimentation électrique, et les mécanismes de levage (2) d'orientation (12), et le mécanisme d'inclinaison de la flèche (1).

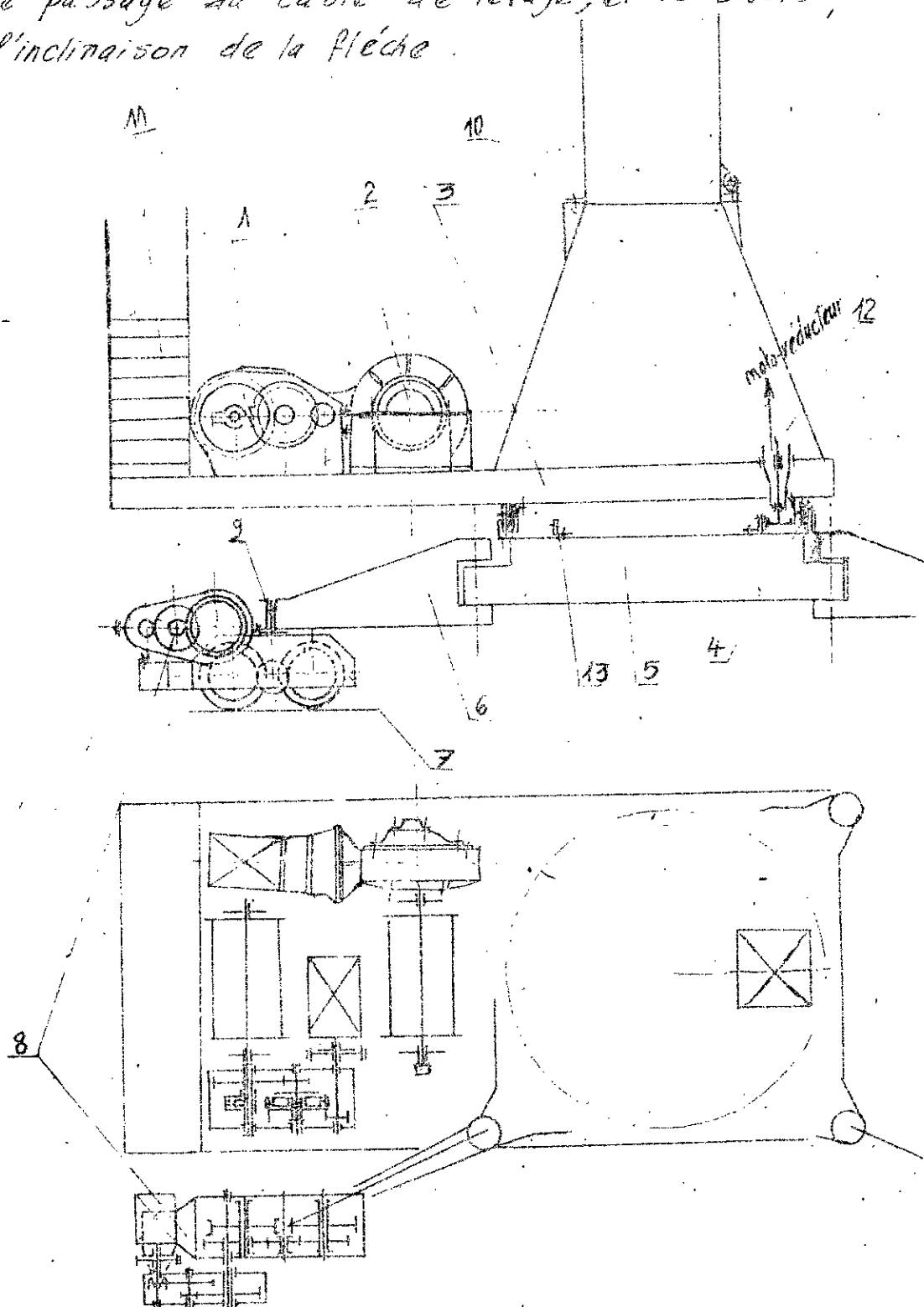
Mât (10) :

Le mât est un treillis métallique à section carrée, formé d'éléments composés de tuyaux soudés, unis par des boulons, de différentes hauteurs fonction du nombre d'éléments.

Il comporte :

- un élément de base, axé à la plate-forme et maintenue par des contre-fiches.

un élément de Tête, supportant la cabine de manœuvre et la flèche, comporte en son sommet deux poulies pour le passage du câble de levage, et le câble, pour l'inclinaison de la flèche.



Cabine : pour que le champ de vision du conducteur de la grue s'étende sur le plus grand secteur

possible, la cabine est placée à proximité de l'articulation de la flèche et peut être déplacée le long du mât.

Flèche :

La flèche est un trillis métallique à section triangulaire. Elle se compose d'éléments soudés, boulonnés entre eux.

La flèche est unie au mât par un pivot, permettant ainsi l'inclinaison. Elle a au sommet une poulie pour le passage du câble de levage et un dispositif pour fixation du câble servant à l'inclinaison de la flèche et à la maintenir dans une position quelconque donnée.

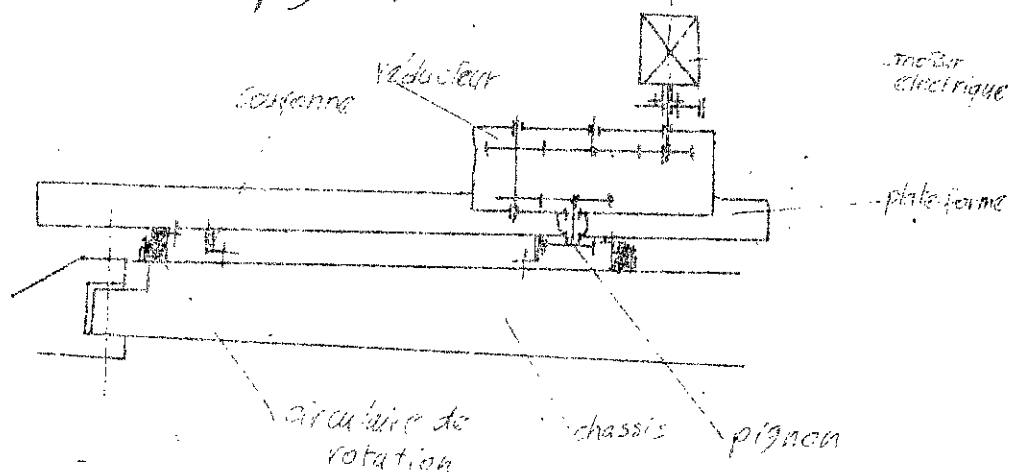
2.22 Mécanisme d'orientation (12) :

Le mécanisme d'orientation comprend une couronne dentée horizontale (15), solidaire du châssis, sur laquelle engrené un pignon denté, attaqué par un groupe moto-réducteur - solidaire de la plate-forme.

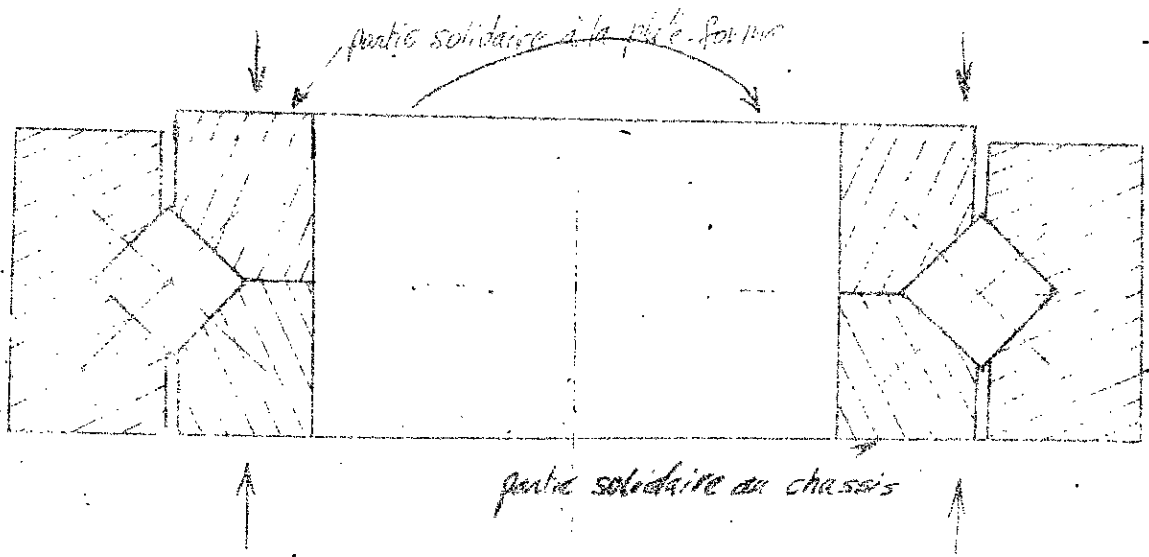
Le moteur électrique est placé verticalement.

Dans le but d'avoir un grand rapport de réduction

($\frac{698}{0,8}$), on dispose d'un réducteur à 3 étages. Une quatrième réduction se fait au niveau de la couronne dentée-pignon.



On suppose un circulaire de rotation à rouleaux carrés alternés et jointifs.

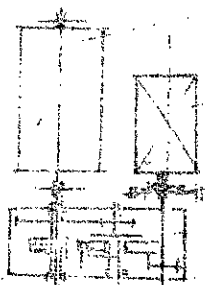


2.2.3 Mécanisme de relevage de la flèche (1) :

Le mécanisme de relevage de la flèche, comportant un moteur réducteur, un frein et un tambour, repose sur la plate-forme (3),

Les câbles servant à l'exécution de cette opération passent par des poulies, ayant un bout attaché au lest de base, l'autre bout fixé à la tête de la flèche.

On considère une seule vitesse de relevage de la flèche de 12 m/mn.



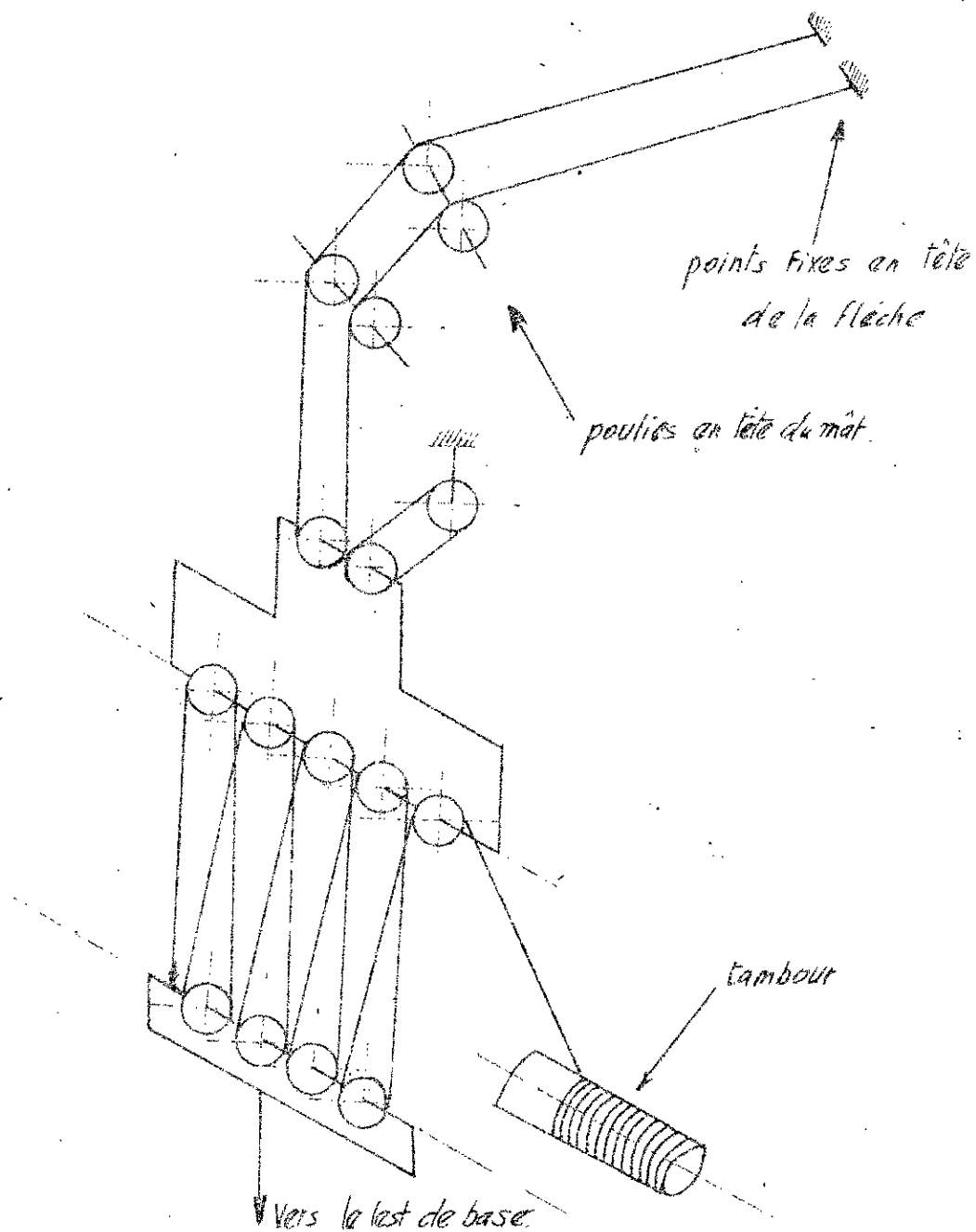
- tambour

- moteur : 10 KW , 945 tr/min.

- frein

- réducteur

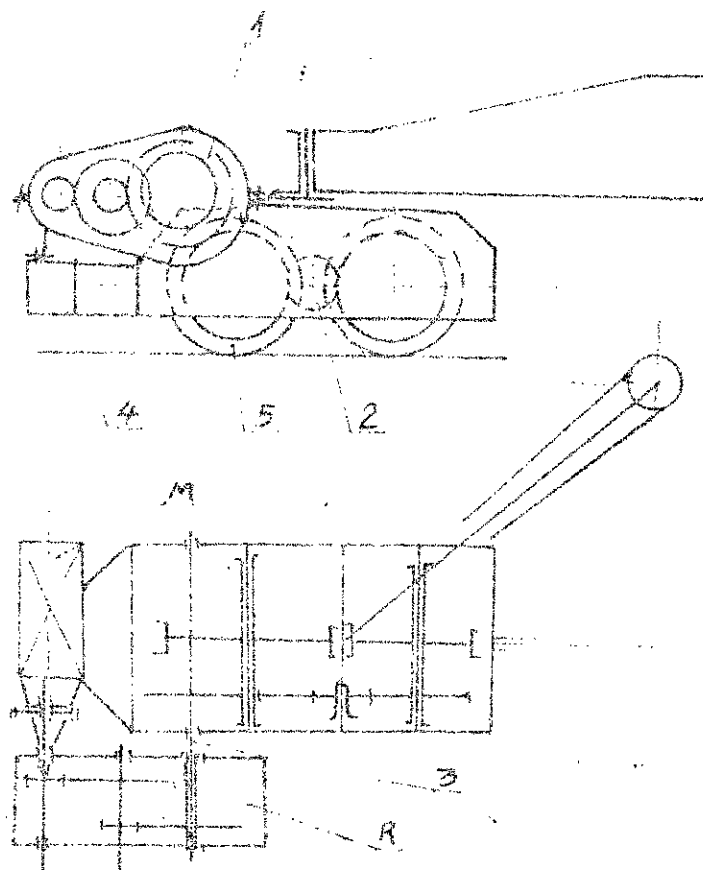
Schema en perspective des câbles :



22A Mécanisme de translation (8) :

La translation de la grue s'effectue sur une voie ferrée à 3,8 m d'écartement, disposé parallèlement à la façade de travail.

L'entraînement est assuré par deux charriots moteurs
 Le pignon (1), attaque le galet (5). Le pignon (2) assure la
 même vitesse des galets (par engrènement)



Les galets (5) sont suspendus par un pivot pour assurer une
 pression uniforme sur le rail.

Le réducteur (4) et le moteur (M) sont suspendus sur l'arbre (3) du
 pignon. On dispose d'un seul point d'appui simple (4)
 de l'ensemble moto-réducteur.

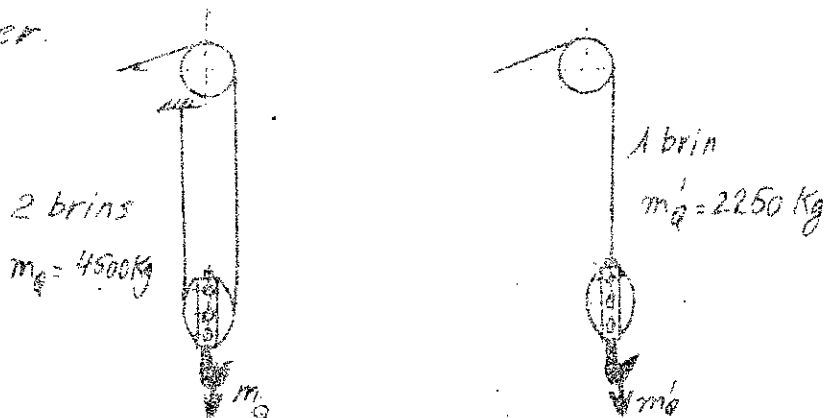
2.2.5 Mécanisme de Levage (2):

Le mécanisme de levage est le mécanisme le plus important,
 c'est la fonction principale des grues.

Dans notre étude on s'est intéressé spécialement à ce

mecanisme .

Le mécanisme de levage se compose d'un treuil disposé sur la plate-forme, et attaqué par un moteur électrique à 3 vitesses. Un frein est incorporé au moteur. Ce dernier est desserré automatiquement par le branchement du moteur et peut être débloquent manuellement à l'aide d'un dispositif (Levier). Le levage s'effectue à l'aide d'une moufle suspendue à deux ou à un seul brin, en fonction de la charge à soulever.



Dans le cas où l'on travaille avec un seul brin, la vitesse de levage doublera. Ainsi, on dispose de 6 vitesses de levage, dont uniquement trois disponibles immédiatement, les trois autres après le changement de la fixation du câble. Le réducteur est suspendu sur l'arbre du tambour. Pour assurer une suspension statiquement déterminée on dispose d'un seul point d'appui simple de l'ensemble moto-réducteur.

Un dispositif de fin de course est lié au bout de l'arbre du tambour par un système roues-chaîne. Il coupe l'alimentation du moteur quand le moufle de levage arrive à la position désirée.

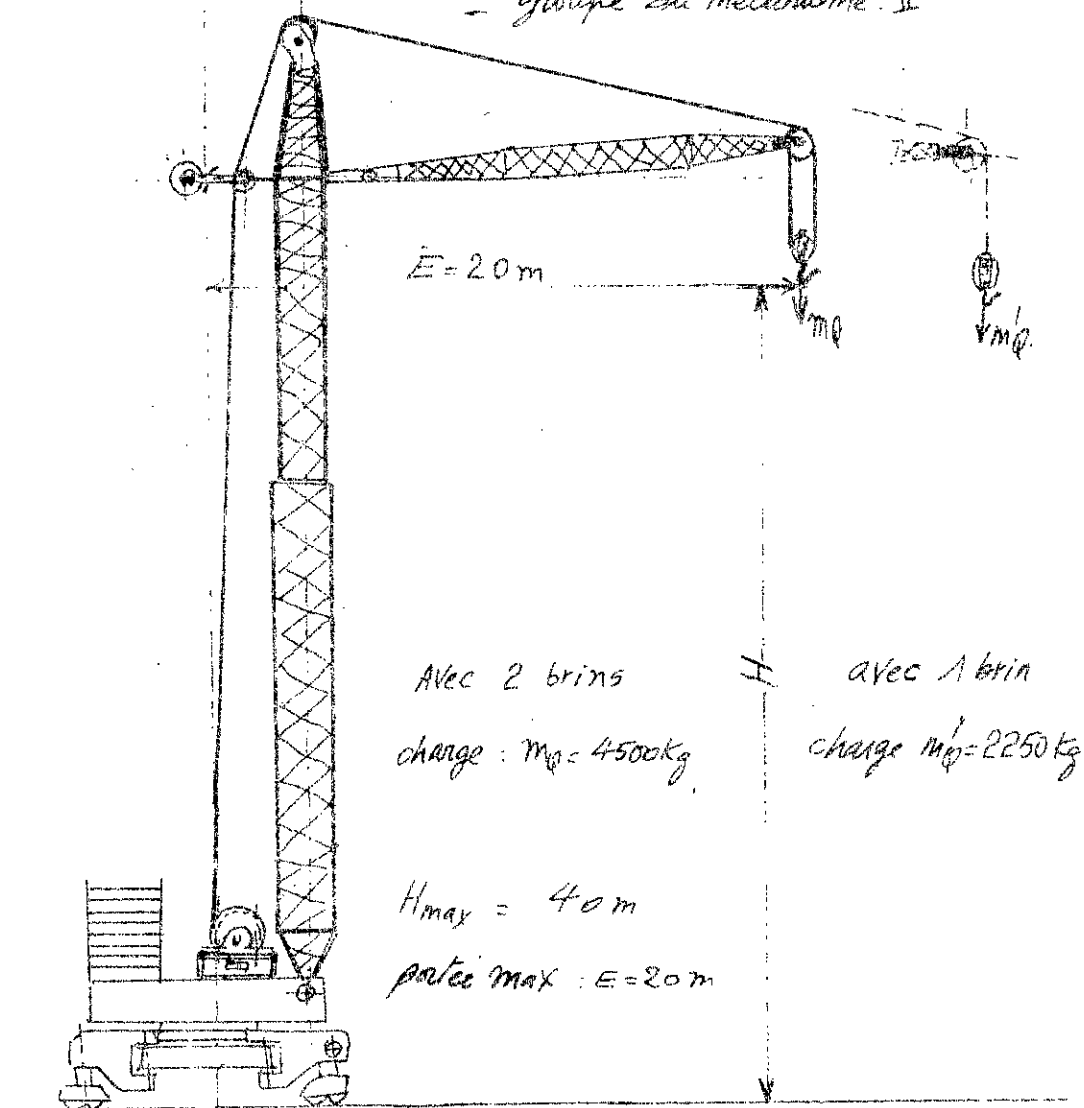
Ce limiteur de course est réajusté dans le cas de changement de la longueur de la flèche ou de la tour.

À la sortie du treuil le câble passe par deux poulies avant d'aboutir à la moufle.

3. Calcul général du mécanisme de levage

d'après F.E.M. : pour le mouvement levage :

- classe de fonctionnement : V₂
- groupe du mécanisme : II



3.1. choix du câble :

Le calcul de l'effort de traction pour fait pour le cas de 2 brins.

3.1.1. rendement du mouflage :

Le rendement du mouflage est donné par la formule

Suivante :

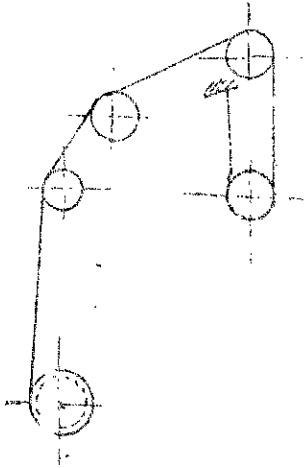
$$\eta_m = \frac{1 - \eta_i^p}{(1 - \eta_i)^{i-p}}$$

avec

 $i_p = 2$; nombre de brin. $\eta = 0,97$; rendement de la poulie (avec paliers à roulements)

$$\Rightarrow \eta_m = \frac{1 - (0,97)^2}{(1 - 0,97) \cdot 2} = 0,985.$$

3.1.2 Rendement global du câblage.



$$\eta_g = \eta_m \cdot \eta^a \quad a : \text{nombre de poulies.}$$

$$\eta_g = 0,985 \cdot (0,97)^3 = 0,8989.$$

3.1.3 Calcul de l'effort de traction maximal :

L'effort de traction maximal sur le câble est donné par :

$$T = \frac{Q + G_m + G_c}{i_p \cdot \eta_g}$$

avec

Q : charge de service : 45000 N

 G_m : poids du moufle

(2t, 4x6) \Rightarrow groupe II charge 4500kg \Rightarrow classe 5 avec $G_m = 990$ N

 G_c : poids du câble.

pour procéder au calcul de T, on suppose que le poids

linéaire du câble : $q = q' \cdot g = 1 \cdot 10 = 10$ N/m.soit pour une longueur de : $i_p \cdot H = 2 \cdot 40 = 80$ m. :

$$G_c = i_p \cdot H \cdot q = 800 \text{ N.}$$

$$\Rightarrow T = \frac{45000 + 990 + 800}{2 \cdot 0,8989} = 26023 \text{ N.}$$

3.1.4 Calcul du diamètre du câble :

pour calculer le diamètre on procède de deux (2) manières différentes :

Manières différentes :

a) soit un coefficient de sécurité minimum. $x =$

l'effort de calcul est donné par :

$$T_c = T \cdot x = 26023 \cdot 5 = 130115 \text{ N}$$

pour un diamètre de câble $d = 16 \text{ mm}$ et une résistance de rupture $R_f = 180 \text{ kgf/mm}^2$

(2 t₄/p17) \Rightarrow force de rupture nominale $F_f = 18900 \text{ N}$

\Rightarrow force de rupture minimale : $F_p = F_f \cdot 0,85 = 18900 \cdot 0,85 = 16065 \text{ N}$

Vérification du coefficient de sécurité :

$$x' = \frac{F_c}{F_p} = \frac{130115}{16065} = 8,1 > 6$$

donc $d = 16 \text{ mm}$ convient.

b) La deuxième méthode consiste à appliquer la formule du diamètre minimum, d'après F.E.M.

$$d = Q\sqrt{T} \quad T \text{ en daN.}$$

Q : un coefficient dépendant du câble et du groupe

du mécanisme. } F.E.M./p.53 $\Rightarrow Q = 0,335$

d'où un diamètre : $d = 0,335 \sqrt{26023} = 17,08 \text{ mm}$

pour $d = 18 \text{ mm}$ et une résistance de rupture $R_f = 180 \text{ kgf/mm}^2$

(2 t₄/p 46) \Rightarrow une force de rupture nominale $F_f = 230.000 \text{ N}$

soit une force de rupture minimale : $F_p = F_f \cdot 0,85 = 195500 \text{ N}$

Vérification du coefficient de sécurité :

$$x' = \frac{F_c}{F_p} = \frac{130115}{195500} = 0,66$$

Avec cette deuxième méthode, le coefficient de sécurité est relativement grand. On prend finalement le câble suivant de diamètre $d = 16 \text{ mm}$

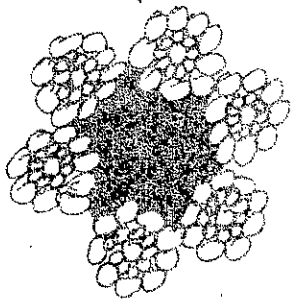
Câble : 16-5_s. 19.A₆-Z/A - II_g 180 PN70/M 80222.

diamètre :	$d = 16 \text{ mm}$
résistance de rupture :	$R_v = 180 \text{ daN/mm}^2$
charge de rupture théorique :	$F_{rt} = 189.060 \text{ N}$
charge de rupture pratique :	$F_{rp} = 160.650 \text{ N}$
\Rightarrow Coefficient de sécurité :	$\lambda = 6,17$

avec 1 seul tour et le même coefficient de sécurité

la capacité de charge est : $\frac{4500}{2} = 2250 \text{ Kg}$.

Composition du câble :



- 6x9 fils de diamètre : 1,5 mm
- 6x11 fils " " : 1,3 mm
- 6x9 fils " " : 0,75 mm

Section métallique du câble : 105 mm^2 .

masse linéaire $q = 1 \text{ Kg/m}$.

Âme en textile.

3.2 Détermination des dimensions du tambour :

3.2.1. diamètre du tambour :

Le diamètre minimal d'enroulement du câble est déterminé en vérifiant la relation suivante : (d'après F.E.M.)

$$D \geq H_1 \cdot H_2 \cdot d$$

H_1 : coefficient dépendant du groupe du mécanisme.

H_2 : coeff. dépendant du nombre d'inversions des sens d'enroulements (u_f)

groupe II } F.E.M./p.55 $\Rightarrow H_1 = 20$
 câble à signature }

pour un tambour $w=1$

$w=2$: pour une poulie n'effectuant pas d'inversion de sens d'enroulement

$w=4$: pour une poulie qui provoque une inversion de sens d'enroulement (courbure en S)

$w=0$: pour une poulie d'équilibrage.

d'après F.E.M.:

w_T	≤ 5	6 à 9	> 10
H_2	1	1,12	1,25

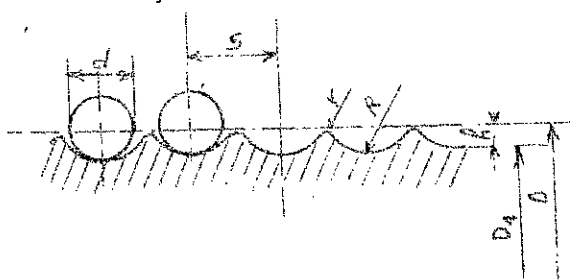
$\Rightarrow w_T = 9$ ce qui donne $H_2 = 1,12$.

$\Rightarrow D \geq 20 \cdot 1,12 \cdot 16 = 358,4 \text{ mm}$

soit un diamètre de tambour normalisé : $D = 450 \text{ mm}$.

On considère un tambour fileté.

3.2.2. profil du tambour :

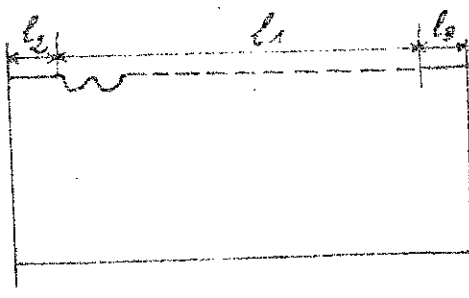


s, R, r, h sont donnés en

fonction du diamètre d du câble

- pour $d = 16 \text{ mm}$
- $s = 18 \text{ mm}$
 - $R = 8,5 \text{ mm}$
 - $r = 1,5 \text{ mm}$
 - $h = 6 \text{ mm}$
 - $D = 450 \text{ mm}$
 - $D_1 = 434 \text{ mm}$

3.2.3. Longueur du Tambour :



$$L = l_1 + l_2 + l_3$$

l_1 : longueur fileté

l_2, l_3 : distances, données en fonction du système de fixation

du câble sur le tambour.

$$l_1 = n \cdot s$$

n : nombre de spires
 s : pas du filetage.

Calcul du nombre de spires :

$$n = \frac{H \cdot i_p}{\pi \cdot D} + 2 \text{ à } 3 \text{ spires}$$

2 à 3 spires pour éviter l'effort de traction direct sur l'attache du câble au tambour.

H : Hauteur de levage : 40 m

i_p : nombre de bords : 2

D : diamètre du tambour : 450 mm.

$$\Rightarrow n = \frac{40 \cdot 2}{\pi \cdot 0,45} + 3 \approx 60 \text{ spires.}$$

D'où la longueur filetée : $l_1 = n \cdot s = 60 \cdot 18 = 1080 \text{ mm.}$

Soit une longueur du tambour (normalisée) : $L = 1190 \text{ mm.}$

La longueur restante : $l_2 + l_3 = L - l_1 = 1190 - 1080 = 110 \text{ mm.}$

3.2.4 Epaisseur du Tambour :

La sollicitation du tambour se compose

- d'une torsion
- d'une flexion par la traction du câble.
- d'une sollicitation en compression causée par le serrage du câble

Les tambours sont en fonte, ou en acier laminé, ou acier moulé.

A 48 M ou soudé

Dans notre cas, ayant de grands efforts de traction, travaillent avec chocs modérés, on choisit un tambour soudé. Un tel tambour est facile à exécuter.

Les contraintes admissibles recommandées pour un tambour

soudé sont $\sigma_{\max} = 1100 \text{ kg/cm}^2$ soit 110 MPa .

La formule de Lamé donne :

$$\sigma_c \approx \frac{F_c \cdot D_c}{S \cdot S (D_c - S)}$$

avec : $F_t = T$: tension max. du câble.

$\delta = 18 \cdot 10^{-3}$ m. épaisseur de l'enveloppe.

$S = 18$ mm. pas du filetage.

$$\Rightarrow \sigma_c \geq \frac{26023 \cdot 434 \cdot 10^{-3}}{18 \cdot 10^{-3} \cdot 18 \cdot 10^{-3} \cdot (434 - 18) \cdot 10^{-3}} = 8,1826 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$$

Soit $81,8 \text{ kgf/cm}^2 < \sigma_{c, \text{adm}}$

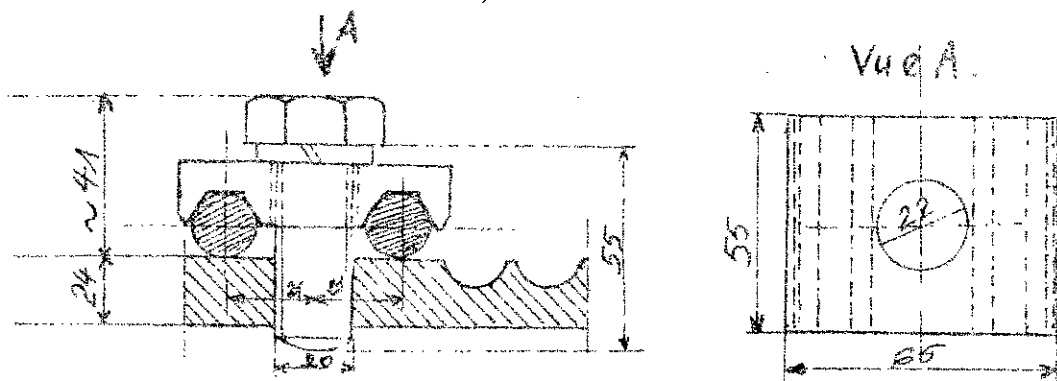
En appliquant cette formule, en ne considérant que les contraintes de compression, celles de flexion et de torsion sont négligeables.

En pratique elles sont négligées lorsque $L/D_c < 3$.

$$\text{Soit } \frac{L}{D_c} = \frac{1190}{450} = 2,65 < 3.$$

3.2.5 Fixation du câble.

Les solutions de fixation du câble sont nombreuses. Dans le cas d'un tambour soudé, la fixation la plus simple serait par plaque et vis.



Pour assurer une meilleure condition de fixation, il serait nécessaire de calculer le nb de plaques.

Le nombre de plaques n est donné par :

$$n = \frac{T}{T_1} \geq 2$$

avec : T effort dans le câble.

T_1 : force transmise par une plaque (en fonction de ...)

(de spires additionnelles)

$$\left(\frac{214}{p.27} \right) \Rightarrow \left. \begin{array}{l} \text{avec 3 spires additionnelles} \\ \text{et } d = 16 \text{ mm du câble} \end{array} \right\} \Rightarrow T_n = 16400 \text{ N}$$

$$\Rightarrow n = \frac{26623}{16400} = 1,53$$

Soit $n = 2$ (plaques)

3.3 Calcul et choix de la moufle :

L'acier utilisé est un acier mi-doux. La poulie est montée sur roulements. La lubrification se fait à la graisse, l'apport se faisant à travers l'axe.

3.3.1. diamètre de la poulie :

De même que le tambour, le diamètre de la poulie est donné par :

$$D_p \geq H_1 \cdot H_2 \cdot d$$

$$F.E.M / p.55 \Rightarrow H_1 = 22,4$$

$$H_2 = 1,12 \quad (w_T = 9)$$

$$\Rightarrow D_p \geq 22,4 \cdot 1,12 \cdot 16 = 401,4 \text{ mm}$$

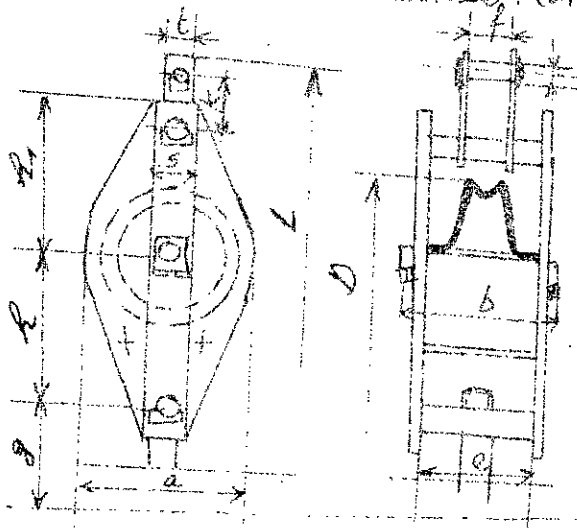
Soit un diamètre de poulie normalisé : $D_p = 400 \text{ mm}$

Comme déjà indiqué, la classe de la poulie est 5.

Pour un diamètre $D_p = 400 \text{ mm}$, nous aurons la moufle

normalisée suivante : Norme N5-027DEa : (214/p.46)

Soit les dimensions suivantes : (en mm.)



$$a = 600$$

$$f = 40$$

$$b = 184$$

$$d = 56$$

$$e = 125$$

$$t = 120$$

$$g = 220$$

$$K = 120$$

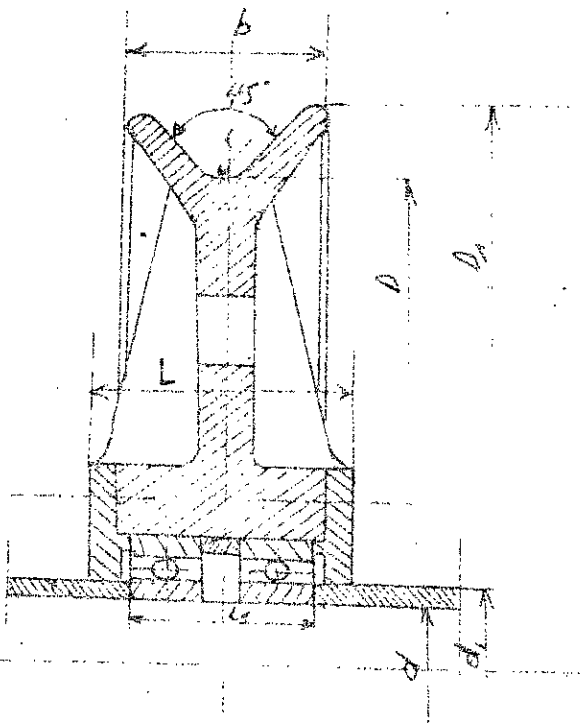
$$h = 365$$

$$L = 1085$$

$$s = 150$$

$$M_0 = 99 \text{ Kg}$$

3.3.2 Profil de la gorge :



dimensions en mm.

$D = 400$

$D_1 = 475$

$d = 80$

$d_1 = 95$

$L = 90$

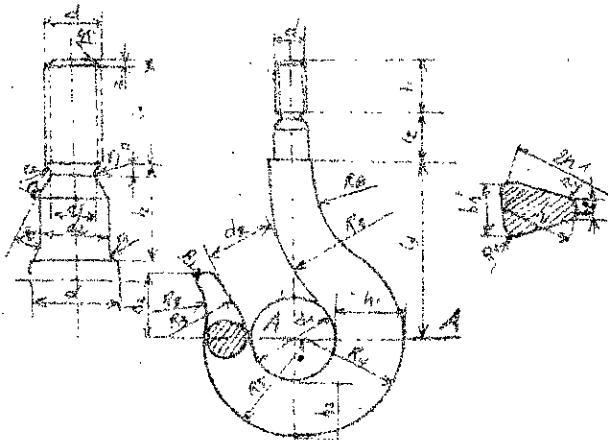
$r = 12$

$b = 65$

3.3.3 choix du crochet :

Le crochet est exécuté en acier forgé à grand allongement. Les dimensions sont normalisées en fonction de la charge et du régime de fonctionnement

groupe II } (214/160) \Rightarrow crochet : 5.65/180.70/M.84510.
charge 4500kg



Les dimensions du crochet sont données en :

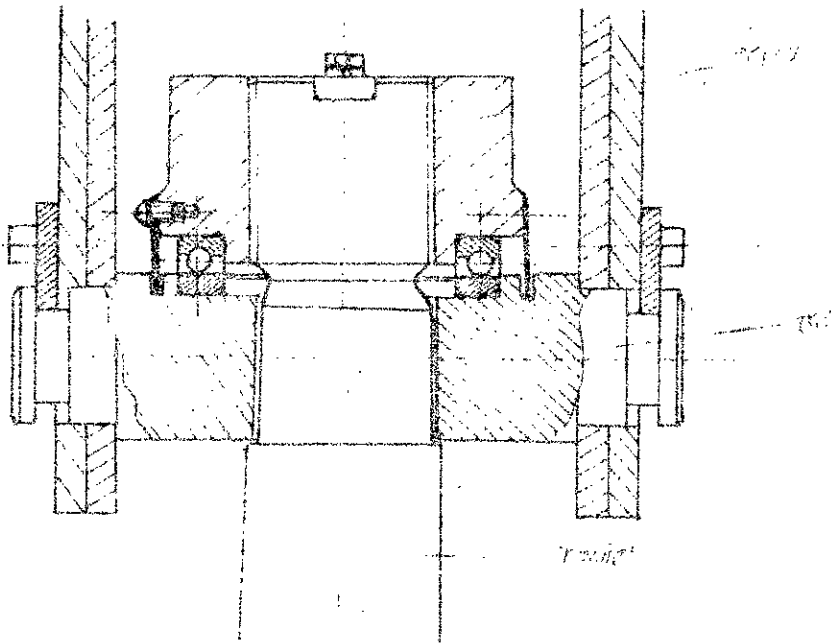
dimensions du crochet :

L_1	L_2	L_3	d	a_1	a_2	b_1	b_2	b_3	b_4	d_1	d_2	d_3
50	65	180	M48	80	63	71	28	60	38	56	50	40

h_1	h_2	r_3	π	Z	R_1	R_2	R_3	R_4	R_5	R_6	r_7	r_8
90	75	12	8	3	9	14	170	114	100	80	2	3

3.3.4 Liaison crochet moufle :

Dans le but d'avoir un crochet libre en rotation, nous adoptons la solution suivante :



a) Vérification de la fixation du crochet.

On fait la vérification à la pression de contact :

$$[P] \geq \frac{Q \cdot P}{\pi/4 (d_o^2 - d_i^2) H_c}$$

avec

$[P]$: pression de contact : soit $300 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$.

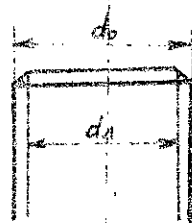
$\{Q\}$: poids à soulever : 45000 N

p : pas du filetage : $8 \cdot 10^{-3} \text{ m}$

H_0 : Hauteur de l'écrou, égale à la hauteur du filetage du crochet : $50 \cdot 10^{-3} \text{ m}$

d_i : diamètre au fond de filet. : $40 \cdot 10^{-3} \text{ m}$

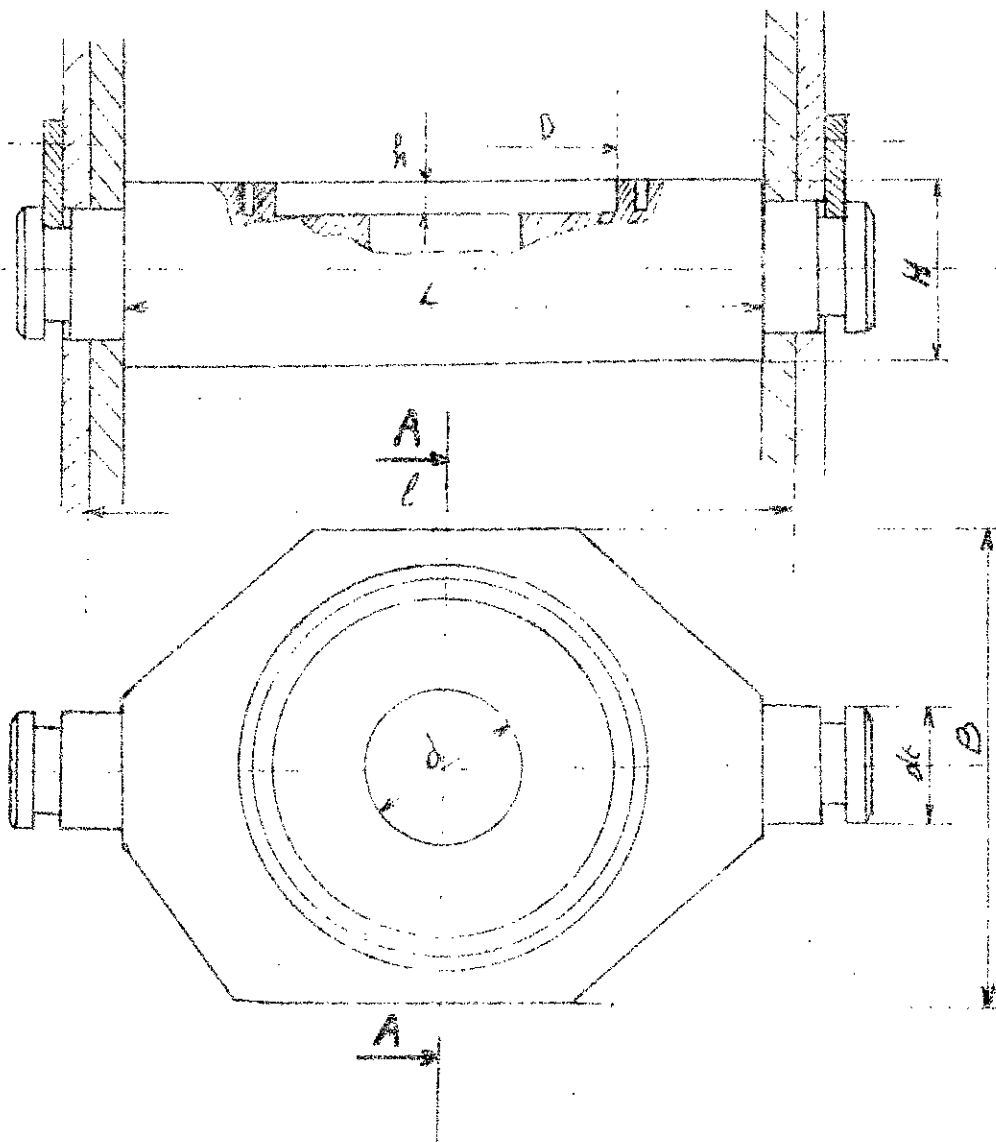
d_o : diamètre extérieur : $48 \cdot 10^{-3} \text{ m}$



$$\Rightarrow \frac{45000 \cdot 8 \cdot 10^{-3}}{\frac{\pi}{4} \left[(48 \cdot 10^{-3})^2 - (40 \cdot 10^{-3})^2 \right] \cdot 50 \cdot 10^{-3}} = 130 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 < 300 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

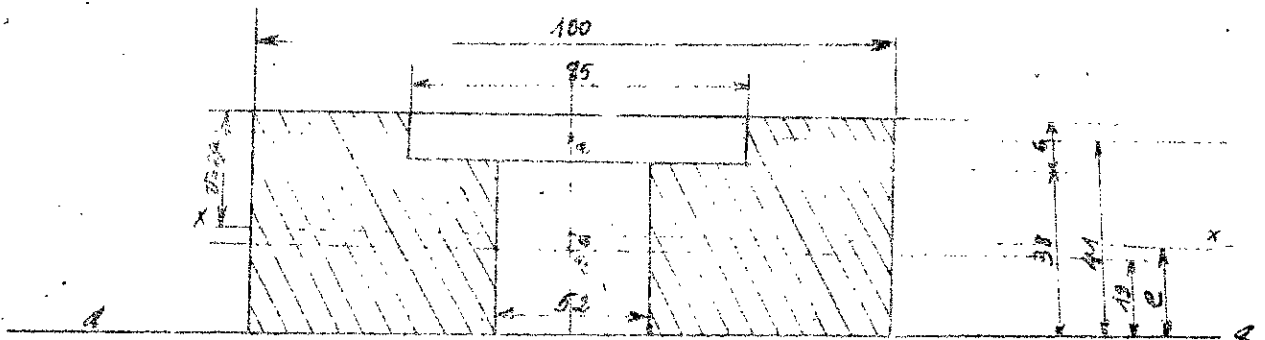
b) Vérification de la traverse.

Les dimensions de la traverse sont données en fonction de la moufle et un certain nombre de dimensions en fonction de la butée à billes.



avec :

$B = 100 \text{ mm}$	$L = 124 \text{ mm}$
$D = 85 \text{ mm}$	$dt = 36 \text{ mm}$
$d = 52 \text{ mm}$	$h = 6 \text{ mm}$
$l = 140 \text{ mm}$	$H = 44 \text{ mm}$



Section A.A.

La contrainte dans cette section a l'expression suivante:

$$\sigma_f = \frac{M}{W_x}, \text{ avec } W_x = \frac{D_x}{r}, \quad D_x: \text{moment d'inertie de cette section.}$$

Calcul du centre de gravité:

$$\sum s_i \cdot e_i = (\sum s_i) \cdot e$$

avec : s_i : surface i .

e_i : distance de l'axe aa au centre de gravité de la surface i .

e : distance au centre de gravité global (G).

$$\Rightarrow \underbrace{(10-5,8)}_{s_1} \cdot \underbrace{3,8}_{e_1} \cdot 1,9 + \underbrace{(10-8,5)}_{s_2} \cdot \underbrace{0,6}_{e_2} \cdot 4,1 = \underbrace{((10-5,8) \cdot 3,8 + (10-8,5) \cdot 0,6)}_{s_1 \cdot e_1 + s_2 \cdot e_2} e$$

$$\text{d'où } e = 2,0086 \text{ cm} \approx 2 \text{ cm.}$$

Calcul du moment d'inertie:

$$D_x = D_1 + D_2 = s_1 a^2 + \frac{M_1}{a} + s_2 b^2 + \frac{M_2}{b}$$

a_i : distance du centre de gravité de la surface i au centre de gravité global (G)

$$D_x = 18,24 \cdot (2-1,9)^2 + \frac{(10-5,8) \cdot 3,8^3}{12} + 0,9 \cdot (4,1-2)^2 + \frac{(10-8,5) \cdot 0,6^3}{12}$$

$$D_x = 26,1267 \text{ cm}^4$$

$$W_x = \frac{D_x}{r} = \frac{26,1267}{2,4} = 10,8863 \text{ cm}^3 = 1,08863 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$\sigma = \frac{M}{W_x} = \frac{Q_2 \cdot l_0}{W_x}$$

l_0 : distance du point d'appui
jusqu'au centre de gravité de
la couronne de billes.

$$l_0 = \left(\frac{R}{2} - \frac{2 \cdot R}{\pi} \right) = \left(\frac{140 \cdot 10^{-3}}{2} - \frac{2 \cdot 36 \cdot 10^{-3}}{\pi} \right) = 47,08 \cdot 10^{-3} \text{ m.}$$

$$\sigma = \frac{45000 \text{ N} \cdot 47,08 \cdot 10^{-3}}{1,08863 \cdot 10^{-5}} = 973,05 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

On choisit une traverse en acier A37, dont la
contrainte admissible : $\sigma_f = 1200 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$.

3.4 CHOIX DU MOTEUR

La puissance du régime est donnée par :

$$P = \frac{(Q + G_m + H.g) v}{\eta_{tot}} \quad q [N/m] : \text{ poids linéaire}$$

On calcule la puissance pour une charge $m_q = 4500 \text{ kg}$ et une vitesse $v = 30 \text{ m/min}$.

η_{tot} : rendement total.

$$\eta_{tot} = \eta_r \eta_p \quad \eta_r : \text{ rendement du réducteur } : 0,95$$

$$\eta_{tot} = 0,95 \cdot 0,899 = 0,854$$

$$\text{d'où } P = \frac{(45000 + 990 + 800) 20}{60 \cdot 0,854} = 18363 \text{ W}$$

Le choix du moteur se fait par catalogue des moteurs spéciaux pour les appareils de levage.

Les moteurs des appareils de levage ont besoin d'un grand couple de démarrage. Ces moteurs doivent supporter d'être souvent branchés et débranchés. Ils doivent permettre un démarrage progressif, et être capable d'exercer un couple de freinage considéré.

On choisit un moteur frein à 3 vitesses. Le choix se fait à la base du facteur de marche, et de la puissance statique.

Par Catalogue : Moteur Frein à cage type M.T.K.M. 511.

Moment de freinage maximal $M_{fmax} = 380 \text{ mN}$

Frein fermé muni d'un dispositif de déblocage manuel.

Puissance KW	Régime de travail		Nombre de Tour/min tr/min	Moment maximal M_{max} : MN	Moment d'inertie du moteur J kg.m ²	Poids kg	Nombre de tour maximum t/min
	Facteur de service, k_f	Nombre de adm./h					
27	40	360	1455	500			
17	40	500	725	530	0,6	430	2500
6	15	1400	235	530			

3.4.1 Calcul de la vitesse de rotation du tambour :

$$N_f = \frac{C_p \cdot v}{\pi \cdot D} = \frac{2 \cdot 20}{\pi \cdot 450 \cdot 10^{-3}} = 28,3 \text{ tr/min}$$

3.4.2 Calcul du rapport de réduction du réducteur i_r :

Le rapport de réduction du mécanisme de levage i_m est :

$$i_m = \frac{N_m}{N_f} = \frac{725}{28,3} = 25,6$$

Valeur de réduction du réducteur construit :

Réducteur à 2 vitesses :

$$1^{\text{er}} \text{ étage} : i_1 = 6,3$$

$$2^{\text{e}} \text{ étage} : i_2 = 4,045$$

$$\Rightarrow i_r = i_1 \cdot i_2 = 6,3 \cdot 4,045 = 25,48$$

Avec ce rapport de réduction, on obtient une vitesse de levage :

$$v = \frac{N_f \cdot \pi \cdot D}{i_r} = \frac{N_m \cdot \pi \cdot D}{i_r \cdot C_p} = \frac{725 \cdot \pi \cdot 450 \cdot 10^{-3}}{25,48 \cdot 2} = 20,113 \text{ m/min}$$

La différence des vitesses étant faible, on peut approximer la vitesse de levage à 20 m/min.

3.4.3 Vérification de la condition de chauffage :

La puissance nominale du moteur choisi est inférieure à la puissance du régime à pleine charge calculée,

Donc on doit procéder au calcul de vérification de la condition de chauffage

On calcule les puissances de régime pour tous les cas.
 Dans tous les cas où la puissance utile est supérieure à la puissance nominale du moteur, on vérifie la condition de chauffage du moteur.

Cas où l'on travaille avec 2 brins :

$$a) Q = 45000 \text{ N}, v = 20 \text{ m/min} \Rightarrow P = \frac{(45000 + 990 + 800) \cdot 20}{60 \cdot 0,854} = 18263 \text{ W} > P_n = 17 \text{ kW}$$

$$b) Q = 45000 \text{ N}, v = 6,5 \text{ m/min} \Rightarrow P = \frac{(45000 + 990 + 800) \cdot 6,5}{60 \cdot 0,854} = 5735,5 \text{ W} < 6 \text{ kW} = P_n$$

$$c) Q = 22500 \text{ N}, v = 40 \text{ m/min} \Rightarrow P = \frac{(22500 + 990 + 800) \cdot 40}{60 \cdot 0,854} = 18461,8 \text{ W} < 27 \text{ kW}$$

\Rightarrow Vérification du cas (a), au chauffage.

Cas où l'on travaille avec 1 seul brin :

$$a) Q = 22500 \text{ N}, v = 13 \text{ m/min} \Rightarrow P = \frac{(22500 + 990 + 800) \cdot 13}{60 \cdot 0,854} = 6061,1 \text{ W} > 6 \text{ kW}$$

$$b) Q = 22500 \text{ N}, v = 40 \text{ m/min} \Rightarrow P = \frac{(22500 + 990 + 800) \cdot 40}{60 \cdot 0,854} = 18649,5 \text{ W} > 17 \text{ kW}$$

$$g) Q = 10000 \text{ N}, v = 80 \text{ m/min} \Rightarrow P = \frac{(10000 + 990 + 800) \cdot 80}{60 \cdot 0,854} = 17782,9 \text{ W} < 27 \text{ kW}$$

\Rightarrow Vérification du cas (g), au chauffage.

(la différence de puissances pour le cas (g), étant faible par rapport aux autres cas.)

On vérifie la puissance équivalente selon la formule :

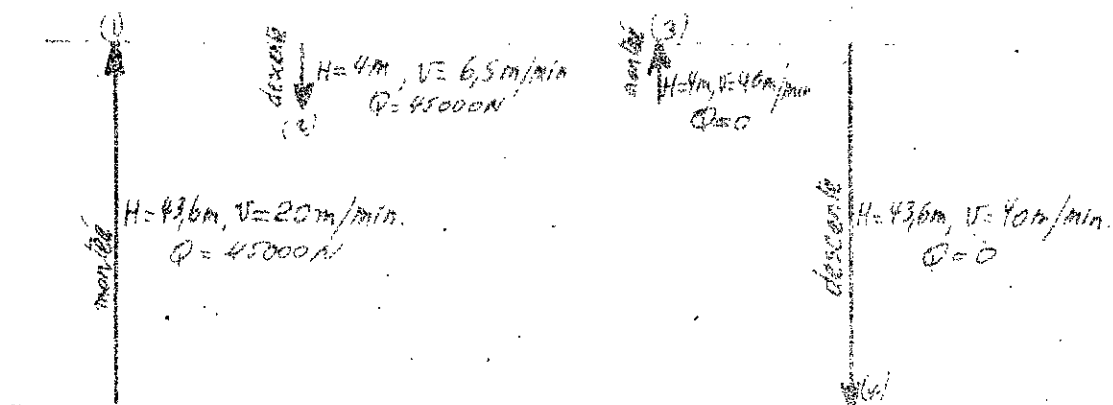
$$P_{eq} = \sqrt{\frac{\sum P_i^2 t_i}{\sum t_i}} \quad \text{où } P_i \text{ est la puissance dans une partie du cycle.}$$

et t_i le temps correspondant au travail de cette puissance.

Vérification de la condition de chauffage pour le cas (a)

$$Q = 45000 \text{ N}, v = 20 \text{ m/min}, P_u = 18263 \text{ W} > 17 \text{ kW}$$

Pour ce cas on suppose le cycle suivant :



On suppose pour la pose de la charge, une vitesse $V = 6.5\text{m/min}$ et pour le déplacement du crochet à vide, avec une vitesse $V = 40\text{m/min}$. Cette supposition ne correspond pas à la méthode de vérification de chauffage, mais puisqu'il n'y a pas de méthode de vérification pour les moteurs à plusieurs vitesses, on l'utilise sachant que c'est une supposition plus défavorable.

Calcul des moments :

- Le moment utile pendant la montée avec la charge Q (1) :

$$M_u = \frac{(Q + G_m + G_a) \cdot D_r}{2 \cdot \text{cp} \cdot \text{grad} \cdot \eta_{\text{tot}}} = \frac{(45000 + 990 + 800) \cdot 450 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 2 \cdot 35,48 \cdot 0,814} = 244,91 \text{ mN}$$

- Le moment pendant la descente de 4m avec la charge Q (2) :

$$M_{\text{red}} = \frac{(Q + G_m + G_a) \cdot D_r}{2 \cdot \text{cp} \cdot \text{grad} \cdot \eta_{\text{tot}}} = \frac{(45000 + 990 + 800) \cdot 450 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 2 \cdot 35,48} = 176,43 \text{ mN}$$

- Le moment pendant le levage à vide de 4m (3) :

$$M_u = \Delta M + M_i$$

$$\text{avec : } \Delta M = M_u - M_i \cdot \eta_{\text{tot}} = M_u (1 - \eta_{\text{tot}}) = 244,91 \cdot (1 - 0,814) = 35,32 \text{ mN}$$

et M_i correspond à un mécanisme de $\eta_{\text{tot}} = 1$, à vide.

$$M_i = \frac{(990 + 800) \cdot 450 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 2 \cdot 35,48} = 7,9 \text{ mN}$$

$$\Rightarrow M_u = 35,32 + 7,9 = 43,22 \text{ mN}$$

- Le moment pendant la descente à vide :

$$M_{\text{red}} = \Delta M - M_i = 35,32 - 7,9 = 27,42 \text{ mN}$$

Calcul des temps correspondants :

t_1 : Levage à 43,6m, de la charge Q , avec $v = 80 \text{ m/min}$

$$t_1 = \frac{H_1}{v_1} = \frac{43,6}{80} = 2,18 \text{ min} \rightarrow 131 \text{ s}$$

t_2 : temps de pose sur une hauteur de 4m, avec $v = 6,5 \text{ m/min}$

$$t_2 = \frac{H_2}{v_2} = \frac{4}{6,5} = 0,61 \text{ min} \rightarrow 37 \text{ s}$$

t_3 : temps de levage à vide sous la hauteur de 4m avec $v = 40 \text{ m/min}$

$$t_3 = \frac{H_3}{v_3} = \frac{4}{40} = 0,1 \text{ min} \rightarrow 6 \text{ s}$$

t_4 : temps de descente à vide avec $v = 40 \text{ m/min}$, sous 43,6m.

$$t_4 = \frac{H_4}{v_4} = \frac{43,6}{40} = 1,09 \text{ min} \rightarrow 66 \text{ s}$$

Les puissances correspondantes :

$$(1) \Rightarrow P_u = M_u \cdot v = 241,91 \cdot \frac{225 \cdot \pi}{30} = 18365,5 \text{ W}$$

$$(2) \Rightarrow P_{uh} = M_{uh} \cdot v = 176,43 \cdot \frac{225 \cdot \pi}{30} = 4341,8 \text{ W}$$

$$(3) \Rightarrow P_{u0} = M_{u0} \cdot v_0 = 43,82 \cdot \frac{1455 \cdot \pi}{30} = 6585,3 \text{ W}$$

$$(4) \Rightarrow P_{uh} = M_{uh} \cdot v_0 = 27,42 \cdot \frac{1455 \cdot \pi}{30} = 4179,9 \text{ W}$$

d'où la puissance équivalente :

$$P_{eq} = \sqrt{\frac{\sum P_i^2 t_i}{\sum t_i}} = \sqrt{\frac{P_u^2 t_1 + P_{uh}^2 t_2 + P_{u0}^2 t_3 + P_{uh}^2 t_4}{t_1 + t_2 + t_3 + t_4}}$$

$$P_{eq} = \sqrt{\frac{(18365,5)^2 (131) + (4341,8)^2 (37) + (6585,3)^2 (6) + (4179,9)^2 (66)}{131 + 37 + 6 + 66}} = 13888,7 \text{ W}$$

$$P_{eq} < P_n$$

Verification de la condition du chauffage pour le cas (f)

$$Q = 22500 \text{ N}, v = 40 \text{ m/min}, R_0 = 18649,3 \text{ W} > 17 \text{ kW}$$

On suppose, le cycle suivant :

d'où la puissance équivalente correspondante :

$$P_{eq} = \sqrt{\frac{P_1^2 t_1 + P_2^2 t_2 + P_3^2 t_3 + P_4^2 t_4}{t_1 + t_2 + t_3 + t_4}} = \sqrt{\frac{(15752,7)^2 \cdot 66 + (4434,6)^2 \cdot 11 + (6618)^2 \cdot 3 + (4810,1)^2 \cdot 33}{66 + 11 + 3 + 33}}$$

$$P_{eq} = 14178,8 \text{ W}$$

$$P_{eq} < P_n$$

3.4.4 Calcul des temps : du freinage et du démarrage.

3.4.4.1 Calcul du temps de démarrage :

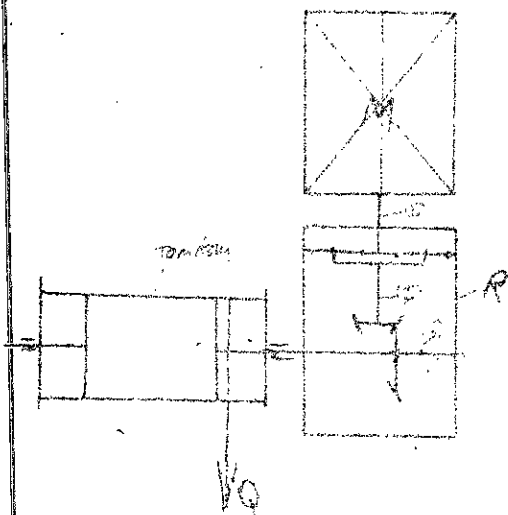
pendant le démarrage le moment moteur est supérieur au moment résistant $M_m > M_r$.

Le moment de démarrage est :

$$M_d = M_m - M_r = J_{gl} \cdot \varepsilon = J_{gl} \cdot \frac{d\omega}{dt}$$

J_{gl} = moment d'inertie global réduit à l'arbre moteur.

ε = accélération angulaire (C^{ste})



Le moment d'inertie global est donné par :

$$J_{gl} = \delta J_m + \frac{m_c \cdot D_f^2}{4 \cdot c_m^2 \cdot c^2 \cdot \eta_{tot}}$$

ou : δ : coefficient qui tient compte de la valeur négligée du moment d'inertie sur les arbres réduit sur l'arbre moteur, et de l'accouplement : soit $\delta = 1,2$.

J_m : moment d'inertie du moteur : $0,6 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$.

$\frac{m_c \cdot D_f^2}{4 \cdot c_m^2 \cdot c^2 \cdot \eta_{tot}}$: moment d'inertie dû à la charge m_c , réduit sur l'arbre moteur.

$$M_d = J_{gl} \cdot \frac{d\omega}{dt} \Rightarrow dt = \frac{J_{gl} \cdot d\omega}{M_d} \quad \text{d'où } t = \frac{J_{gl} \cdot \omega}{M_d}$$

$$\Rightarrow t = \left[50 + \frac{m_0 \cdot h_0^2}{4 \cdot \eta \cdot \eta_{tot}} \right] \frac{w}{M_{dm}} \quad M_{dm}: \text{moment dynamique moyen.}$$

Calcul du moment dynamique moyen: $M_{dm} = M_m - M_u$

$$M_m = (4,7 + 4,8) M_{max}$$

$$M_{max} = K M_{nom} \quad K = (2 + 2,8)$$

$$\text{Le moment nominal: } M_{nom} = \frac{N_{nom}}{w_{nom}}$$

$$\text{Soit } M_m = 0,2 \cdot \frac{N_{nom}}{w_{nom}} = 0,2 \cdot \frac{2 \cdot 17000}{\frac{785,7}{30}} = 303,03 \text{ mN}$$

$$\text{d'où } M_{dm} = 303,03 - 241,91 = 61,12 \text{ mN}$$

\Rightarrow Temps de démarrage:

$$t = \left[1,2 \cdot 0,6 + \frac{(4500 + 99190) \cdot \left(\frac{785,7}{30} \right)}{4 \cdot 4 \cdot (28,48)^2 \cdot 0,854} \right] \frac{785,7}{30 \cdot 61,12}$$

$$t = 1,92 \text{ s.}$$

$$\text{ce qui donne une accélération: } \gamma = \frac{v}{t} = \frac{20}{60,1,92} = 0,326 \text{ m/s}^2$$

3442 Calcul du temps de freinage:

Le moment de freinage maximum donné par catalogue:

$$M_{fmax} = 380 \text{ mN}$$

Le moment de freinage exigé:

$$M_f = K \cdot M_{sd}$$

M_{sd} : moment statique pendant la descente (cas défavorable)
réduit au niveau du tambour.

$$M_{sd} = \frac{Q_2 \cdot D}{2 \cdot \eta \cdot \eta_{tot}} = \frac{M}{\eta_{tot}} = 176,43 \text{ mN}$$

K: Coefficient de sécurité de freinage, donné en fonction du groupe du mécanisme

(2 ty / p 34), donne le tableau suivant:

regime de fonctionnement	I	II	III	IV
K	1,75	2	2,25	2,5

Pour le régime II : $K=2$

$$\Rightarrow M_f = 2 \cdot 176,43 = 352,86 \text{ mN} < M_{f_{\max}}$$

Temps de freinage :

$$t = \left[\delta D_n + \frac{m_0 \cdot D_F^2}{4 \cdot l_m \cdot l^2 \cdot \eta_{\text{tot}}} \right] \frac{W}{M_f - M_{fk}}$$

$$t = \left[12 \cdot 0,6 + \frac{(4500 + 99180) \cdot (450 \cdot 10^{-3})^2}{4 \cdot 4 \cdot (95,48)^2 \cdot 0,854} \right] \frac{725 \cdot \pi}{30(352,86 - 176,43)} = 0,353 \text{ s}$$

Soit une accélération : $\gamma = \frac{v}{t} = \frac{20}{60 \cdot 0,353} = 0,944 \text{ m/s}^2$

4 CALCUL DU RÉDUCTEUR

4.1 INTRODUCTION :

Pour la détermination des paramètres du réducteur on a effectué une série de calculs préliminaires en considérant des conditions cinématiques de résistances et technologiques. Pour une clarté du texte on présente ici la version acceptée, en forme de calculs de vérification.

Comme sollicitation du réducteur on a pris le couple de la charge utile, qui est supérieur au couple nominal du moteur.

4.2 Schéma cinématique, caractéristiques, et description du réducteur

4.2.1 Schéma cinématique et description du réducteur :

Nous sommes en présence d'un réducteur à deux étages

1^{er} étage : planétaire

2^{ème} étage : engrenage conique (denture droite.)

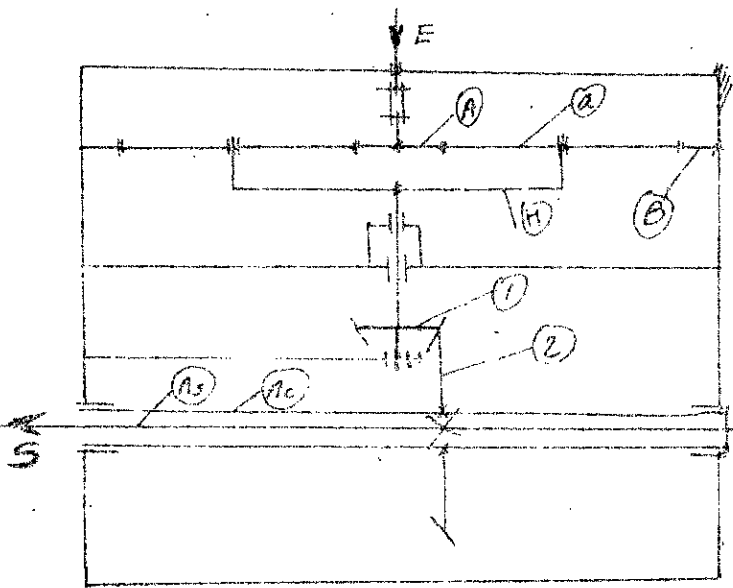
En pratique un réducteur planétaire du même type donne un rapport de transmission : $(2,5 \div 8)$.

Le pignon (A) (schéma ci-dessus) est "flottant", pour assurer une distribution plus uniforme des efforts sur les satellites (B).

Le pignon (A) est fixé axialement par l'arbre du moteur, tandis qu'il est maintenu radialement par les trois satellites.

Le pignon (A) reçoit la vitesse à réduire par l'arbre moteur (E), engrené avec les 3 satellites (B).

Ces satellites tournent librement sur leur axes.
Les axes sont solidaires du porte satellites (H)



La couronne (B) à denture interne est fixe au carter. Les satellites engrènent avec la couronne, et entraînent le porte satellites (H) en rotation.

Le porte satellites (H) fait tourner l'arbre

pignon (1) qui à son tour transmet le mouvement à la roue conique (2). La roue est fixe par rapport à l'arbre creux (Ac). Dans ce dernier est claveté l'arbre du tambour (As) qui tourne à la vitesse de sortie $\omega_s = 28,3 \text{ kr/min}$.

4.2.2 Caractéristiques :

1^{er} étage :

nombre de dents du pignon moteur : $Z_A = 20$

nombre de dents du satellite : $Z_a = 43$

nombre de dents de la couronne : $Z_B = 106$

module de l'étage 1 (planétaire) : $m = 3,15 \cdot 10^{-3} \text{ m}$

2^e étage :

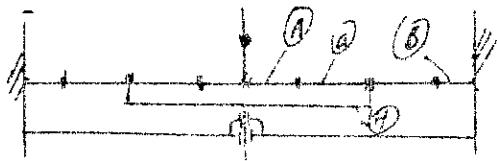
nombre de dents du pignon conique : $Z_1 = 22$

nombre de dents de la roue conique : $Z_2 = 89$

module : $m = 7$

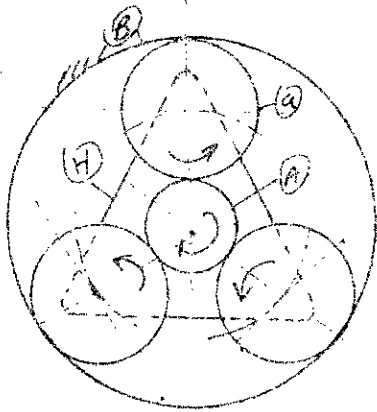
4.3 Calcul Cinématique de l'étage planétaire :

On présente le calcul sous forme de vérification.



pour ce train la formule de Willis donne :

$$\frac{W_{menant} - W_H}{W_{menee} - W_H} = (-1)^d \cdot \frac{\prod z_k \text{ menee}}{\prod z_k \text{ menant}}$$



d : nombre d'engrenement extérieur = 1

W_{menant} : W_A vitesse de rotation du pignon (A)

W_{menee} : vitesse de rotation de la couronne (C)

$$W_B = 0 \text{ (fixe)}$$

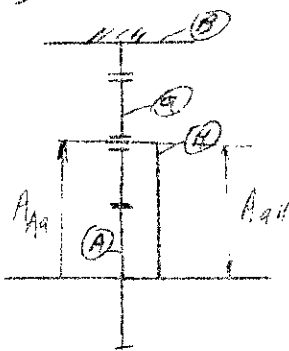
$$\Rightarrow \frac{W_A - W_H}{-W_H} = - \frac{z_B}{z_A} \Rightarrow \frac{W_A}{W_H} = 1 + \frac{z_B}{z_A}$$

Le rapport de transmission : $i_{A/C} = \frac{W_A}{W_H} = 1 + \frac{z_B}{z_A} = 1 + \frac{106}{20} = 6,3$

4.31 Verification des relations pour l'assemblage correct du train planétaire.

Pour le bon fonctionnement de l'étage planétaire nous sommes contraints de vérifier les trois conditions suivantes :

a) condition de la coaxialité



L'entraxe A_{Ba} du pignon (B) et du satellite (C), doit être égal à l'entraxe A_{AH} de la couronne et du satellite (A) : $A_{Ba} = A_{AH}$.

$$\Rightarrow d_B = d_A + 2e_d \Rightarrow z_A + 2z_a = z_B$$

$$20 + 2 \cdot 43 = 106 \text{ (Vérifié)}$$

b) Condition de montage :

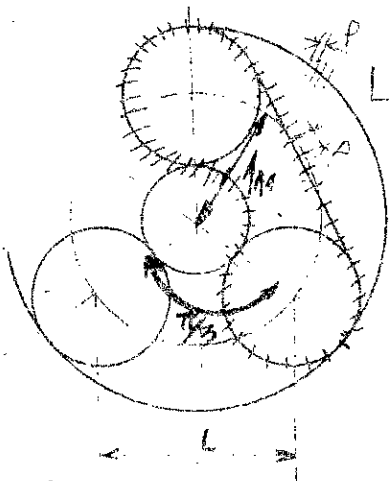
pour que le montage soit

possible il faut que :

- Le nombre de pas (p) sur les circonférences (A) et (C)

soit entier

Le nombre de pas sur la longueur du contour L soit entier.



$$L = \pi d_s + \frac{2\pi}{3} \left(\frac{d_A}{2} + \frac{d_B}{2} \right)$$

$$\Rightarrow \frac{L}{P} = z_s + \frac{1}{3}(z_A + z_B)$$

d'où $\frac{z_A + z_B}{3} = k$ avec k entier

$$k = \frac{20 + 106}{3} = 42$$

c) Condition de voisinage :

Le fonctionnement serait correct, si les satellites ne sont pas en contact, ce qui limite le nombre de satellites.

Il faut que : $2r_a < L$

$$\Rightarrow m(z_a + 2) < 2A_{aa} \sin \frac{\pi}{3}$$

$$A_{aa} = m \frac{(z_A + z_a)}{2} \Rightarrow (z_a + 2) < (z_A + z_a) \cdot \frac{\sin \frac{\pi}{3}}{2}$$

Ce qui donne : $\frac{\pi r_d}{2 \sin \frac{z_a + 2}{z_A + z_a}} > 3$

$$\frac{\pi}{2 \sin \frac{43+2}{20+43}} = 3,948 > 3$$

4.3.2 Rapport de transmission, rendements, vitesses angulaires, puissances et couples.

1^{er} étage : $i_1 = 1 + \frac{z_B}{z_A} = 1 + \frac{106}{20} = 6,3$

2^e étage : $i_2 = \frac{z_2}{z_1} = \frac{89}{22} = 4,045$

Total : $i = i_1 \cdot i_2 = 6,3 \cdot 4,045 = 25,48$

Vitesses angulaires des trois arbres :

$$\text{arbre ① : } N_1 = 725 \text{ tr/min} \Rightarrow \omega_1 = \frac{\pi N_1}{30} = \frac{\pi \times 725}{30} = 75,92 \text{ rad}^{-1}$$

$$\text{arbre ② : } N_2 = N_H = \frac{N_1}{i_1} = \frac{725}{6,3} = 115,08 \text{ tr/min} \Rightarrow \omega_2 = \frac{\pi N_2}{30} = \frac{\pi \times 115,08}{30} = 12,05 \text{ rad}^{-1}$$

$$\text{arbre ③ : } N_3 = N_L = \frac{N_2}{i_2} = \frac{725}{25,48} = 28,45 \text{ tr/min} \Rightarrow \omega_3 = 2,98 \text{ rad}^{-1}$$

Vitesse angulaire relative du satellite :

$$\omega_a' = \frac{\pi N_a'}{30} \text{ avec } N_a' = \frac{z_A}{z_a} \cdot N_H = \frac{106}{43} \cdot 115,08 = 283,7 \text{ tr/min}$$

$$\Rightarrow \omega_a' = \frac{\pi \cdot 283,7}{30} = 29,7 \text{ rad}^{-1}$$

Rendements :

le rendement de l'étage planétaire est $\eta_p = (0,99 \div 0,97)$ soit $\eta_p = 0,98$.

Le rendement de l'étage conique : $\eta_c = (0,95 \div 0,96)$ soit $\eta_c = 0,95$.

Le rendement global est : $\eta_{gl} = \eta_p \cdot \eta_c = 0,98 \cdot 0,95 = 0,931$

Puissances sur les arbres :

$$\text{arbre ① : } P_4 = M_H \cdot \omega_1 = 241,91 \cdot 725 \cdot \pi = 18366,25 \text{ W}$$

$$\text{arbre ② : } P_2 = P_4 \cdot \eta_p = 18366,25 \cdot 0,98 = 17998,9 \text{ W}$$

$$\text{arbre ③ : } P_3 = P_4 \cdot \eta_{gl} = 18366,25 \cdot 0,931 = 17099,98 \text{ W}$$

Couples correspondants :

$$\text{① } M_H = 241,91 \text{ m.N}$$

$$\text{② } M_2 = M_H \cdot i_1 \cdot \eta_p = 241,91 \cdot 6,3 \cdot 0,98 = 1493,5 \text{ m.N}$$

$$\text{③ } M_3 = M_H \cdot i_1 \cdot \eta_{gl} = 241,91 \cdot 25,48 \cdot 0,931 = 5738,5 \text{ m.N}$$

Dimensions principales de l'étage planétaire :

Nombre de dents :

du pignon : $z_A = 20$

du satellite : $z_a = 43$

de la couronne : $z_B = 106$

module $m = 3 \text{ mm}$.

pignon (A):

$$\text{diamètre primitif : } d_A = m \cdot z_A = 3 \cdot 20 = 60 \text{ mm.}$$

$$\text{diamètre de tête : } d_{tA} = d_A + 2k_a = 60 + 2 \cdot 3 = 66 \text{ mm.}$$

$$\text{diamètre de pied : } d_{fA} = d_A - 2k_f = 60 - 2 \cdot 1,2 \cdot 3 = 52,8 \text{ mm.}$$

satellites (2):

$$- d_a = m \cdot z_a = 3 \cdot 43 = 129 \text{ mm.}$$

$$- d_{t2} = d_a + 2k_a = 129 + 2 \cdot 3 = 135 \text{ mm.}$$

$$- d_{f2} = d_a - 2k_f = 129 - 2 \cdot 1,2 \cdot 3 = 121,8 \text{ mm.}$$

Couronne (3):

$$- d_b = m \cdot z_B = 3 \cdot 106 = 318 \text{ mm.}$$

$$- d_{t3} = d_b - 2k_a = 318 - 2 \cdot 3 = 312 \text{ mm.}$$

$$- d_{f3} = d_b + 2k_f = 318 + 2 \cdot 1,2 \cdot 3 = 325,2 \text{ mm.}$$

Largeurs :

$$\text{du pignon : } b = 0,85d = 0,85 \cdot 60 = 51 \text{ mm.}$$

$$\text{du satellite et de la couronne : } b' = 46 \text{ mm.}$$

denture droite : angle de pression $\alpha = 20^\circ$

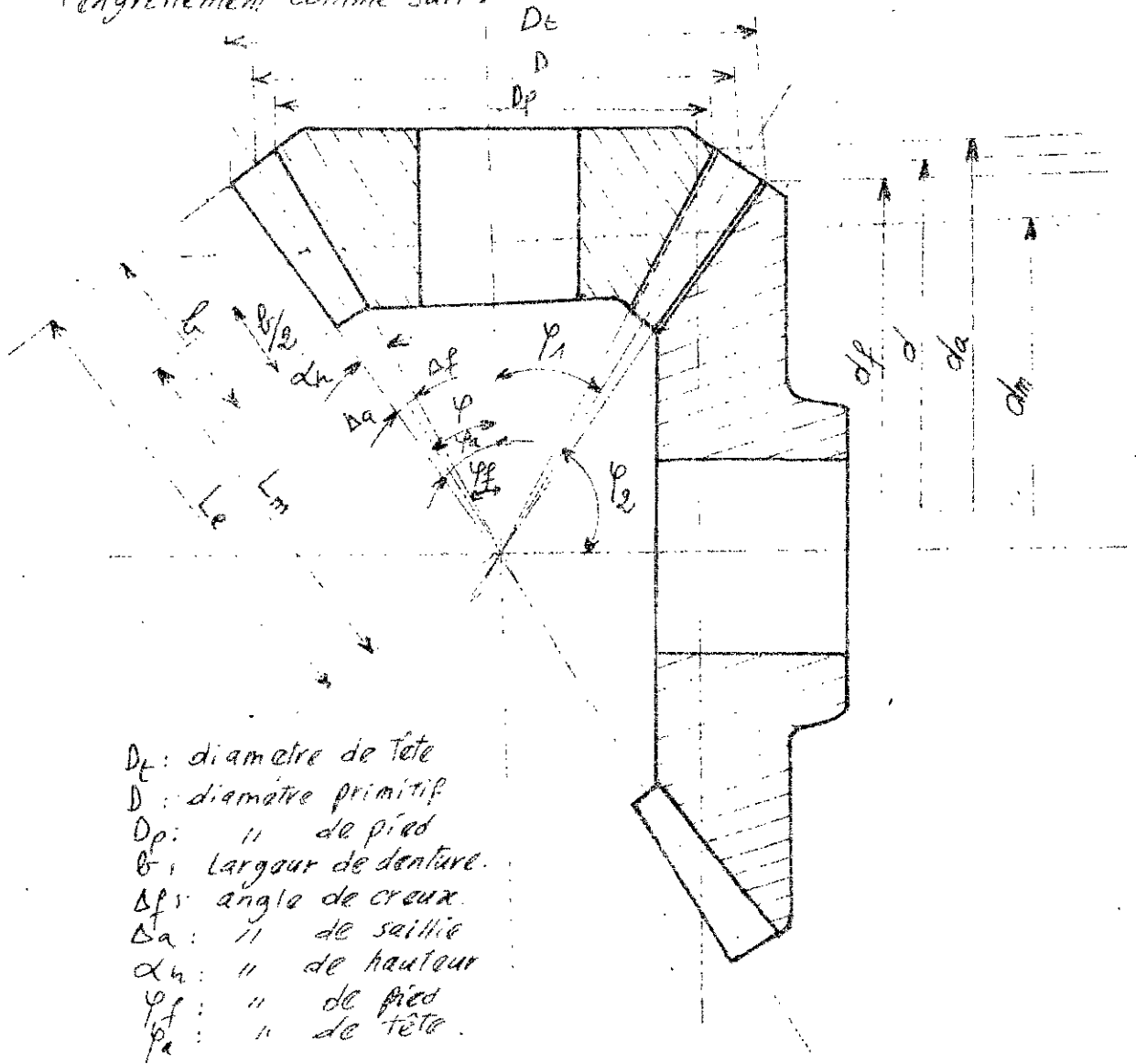
classa : 7.

44 Etage Conique :

Rapport de réduction $i_2 = 4,045$.

nous sommes en présence d'un engrenage concourant ($\theta = \frac{\pi}{2}$)

Un engrenage conique est caractérisé par les dimensions de l'engrenement comme suit :



D_t : diamètre de tête
 D : diamètre primitif
 D_p : " de pied
 b : largeur de denture.
 Δ_f : angle de creux.
 Δ_a : " de saillie
 α_n : " de hauteur
 φ_f : " de pied
 φ_a : " de tête.

φ_1 et φ_2 , les demi-angles aux sommets : $\varphi_1 + \varphi_2 = \theta = \frac{\pi}{2}$.

$$\tan \varphi_1 = \frac{R_1}{R_2} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{i_2} = \frac{1}{4,045} = 0,2472 \Rightarrow \varphi_1 = 13,885$$

$$\tan \varphi_2 = \frac{R_2}{R_1} = \frac{z_2}{z_1} = i_2 = 4,045 \Rightarrow \varphi_2 = 76,115$$

Nombre fictif ou virtuel des dents :

$$Z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \varphi_1} = \frac{22}{\cos 13,885} \approx 23 \text{ dents.}$$

$$Z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \varphi_2} = \frac{89}{\cos 76,115} \approx 371 \text{ dents.}$$

$$Z_{v1} > 17 \rightarrow \text{pas d'interférences.}$$

Dimensions principales :

diètres primitifs :

$$\text{du pignon : } d_1 = m \cdot z_1 = 7 \cdot 22 = 154 \text{ mm.}$$

$$\text{de la roue : } d_2 = m \cdot z_2 = 7 \cdot 89 = 623 \text{ mm}$$

$$\text{saillie : } h_{a1} = h_{a2} = f \cdot m = 1 \cdot m = 7 \text{ mm.}$$

$$\text{creux : } h_{f1} = h_{f2} = (f + c) \cdot m = 1,2 \cdot 7 = 8,4 \text{ mm.}$$

diètres de têtes :

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a \cos \varphi_1 = 154 + 2 \cdot 7 \cdot \cos 13,885 = 167,59 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_a \cos \varphi_2 = 623 + 2 \cdot 7 \cdot \cos 76,115 = 626,36 \text{ mm.}$$

diètres de pieds :

$$d_{f1} = d_1 - 2h_f \cos \varphi_1 = 154 - 2 \cdot 8,4 \cdot \cos 13,885 = 137,69 \text{ mm.}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2h_f \cos \varphi_2 = 623 - 2 \cdot 8,4 \cdot \cos 76,115 = 618,97 \text{ mm.}$$

Génératrice :

$$L_{e1} = L_{e2} = L_e = 320,87 \text{ mm}$$

$$L_{e1} = \frac{d_1}{2 \sin \varphi_1} = \frac{154}{2 \sin 13,8846} = 320,87 \text{ mm}$$

$$L_{e2} = \frac{d_2}{2 \sin \varphi_2} = \frac{623}{2 \sin 76,1153} = 320,87 \text{ mm}$$

$$\text{Le rapport } \frac{b}{L_e} \approx 0,33 \Rightarrow b = 105,9 \text{ mm.}$$

module moyen :

$$m_m = m \cdot \frac{b}{z_2} \cdot \sin \varphi_1 = 7 \cdot \frac{105,9}{89} \cdot \sin 13,885 = 6,716 \text{ mm}$$

$$\text{angle de saillie : } \Delta \alpha = \arctg \frac{h_a}{L_e} = \arctg \frac{m}{L_e} = \arctg \frac{7}{320,87} = 1,249^\circ$$

$$\text{angle de creux : } \Delta \beta = \arctg \frac{h_f}{L_e} = \arctg \frac{8,4}{320,87} = 1,499^\circ$$

diamètres moyens :

$$\text{du pignon: } d_{1m} = m_n \cdot z_1 = 6,716 \cdot 22 = 147,7 \text{ mm.}$$

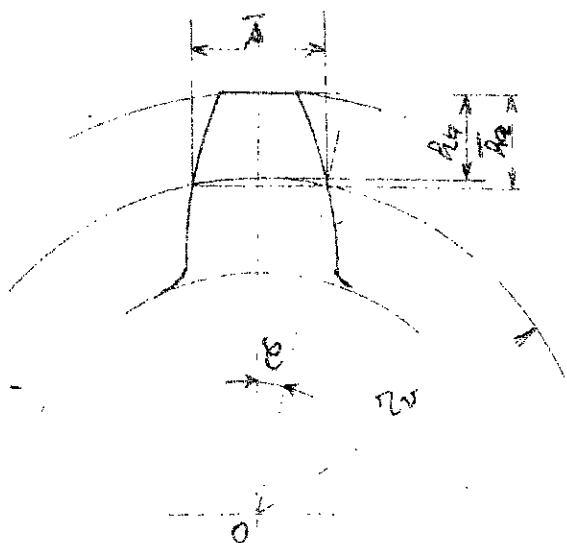
$$\text{de la roue: } d_{2m} = m_n \cdot z_2 = 6,716 \cdot 89 = 597,7 \text{ mm.}$$

Le calcul qui suit, donne les valeurs du jeu primitif et des dimensions du contrôle (saillie et épaisseur à la corde), pour le dessin de définition GR4.05.04.02 de l'arbre pignon conique.

rayons des cercles primitifs de génération :

$$\text{du pignon: } r_{v1} = \frac{r_1}{\cos \varphi_1} = \frac{22,7}{2 \cdot \cos 13,8846} = 79,3176 \text{ mm.}$$

$$\text{de la roue: } r_{v2} = \frac{r_2}{\cos \varphi_2} = \frac{89,7}{2 \cdot \cos 76,1154} = 1298,09 \text{ mm.}$$



$$\varphi_{\text{rad}} = \frac{A}{2 r_v}$$

$$\varphi^\circ = \frac{180 A}{\pi \cdot 2 r_v} = \frac{90 A}{\pi \cdot r_v}$$

saillie à la corde : $\bar{r}_a = r_a + r_v (1 - \cos \varphi)$

épaisseur à la corde : $\bar{A} = 2 r_v \cdot \sin \varphi$

épaisseur au cercle primitif :

$$A = \frac{\pi \cdot m}{2} = \frac{\pi \cdot 7}{2} = 10,9956 \text{ mm}$$

pour le pignon : $\varphi_1 = \frac{90 \cdot A}{\pi \cdot r_{v1}} = \frac{90 \cdot 10,9956}{\pi \cdot 79,3176} = 3,9714^\circ$

$$\bar{r}_{a1} = r_{a1} + r_{v1} (1 - \cos \varphi_1) = 7 + 79,3176 (1 - \cos 3,9714) = 7,19 \text{ mm.}$$

$$\bar{A}_1 = 2 r_{v1} \sin \varphi_1 = 2 \cdot 79,3176 \cdot \sin 3,9714 = 10,9868 \text{ mm.}$$

Pour la classe 7: $\bar{A}_1 = 10,987 \begin{smallmatrix} -0,063 \\ -0,126 \end{smallmatrix}$.

Roue: $\varphi_2 = \frac{90 \cdot d}{\pi \cdot r_{v2}} = \frac{90 \cdot 10,9456}{\pi \cdot 1298,09} = 0,2426^\circ$

$$\bar{R}_2 = R_{v2} + 2r_{v2}(1 - \cos \varphi_2) = 7 + 1298,09(1 - \cos 0,2426) = 7,0116$$

$$\bar{A}_2 = 2 \cdot r_{v2} \cdot \sin \varphi_2 = 2 \cdot 1298,09 \cdot \sin 0,2426 = 10,99267 \text{ mm.}$$

$$\bar{A}_3 = 10,993 \begin{smallmatrix} -0,080 \\ -0,160 \end{smallmatrix}$$

Jeu entre plans:

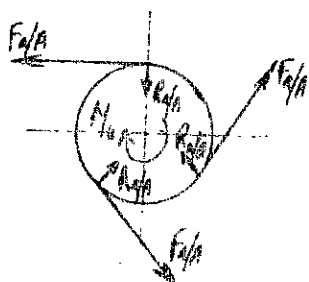
Jeu minimal: $J_{\min} = 0,063 + 0,080 = 0,143 \text{ mm.}$

Jeu maximal: $J_{\max} = 0,126 + 0,160 = 0,286 \text{ mm.}$

4.5 Calcul des efforts:

4.5.1 étage planétaire:

nous sommes en présence d'un engrenage à denture droite:



réactions sur (A)

$$\sum F_{x/A} = 0$$

$$\sum R_{y/A} = 0$$

$F_{x/A}$: effort tangentielle entre le satellite et le pignon.

$R_{y/A}$: effort radial.

$$|F_{x/A}| = \frac{2 \cdot M_u}{3 \cdot d_a} = \frac{2 \cdot 241,91}{3 \cdot 60} = 2688 \text{ N}$$

$$|R_{y/A}| = |F_{x/A}| \cdot \tan \alpha = 2688 \cdot \tan 20^\circ = 978,3 \text{ N}$$

réactions sur le satellite:



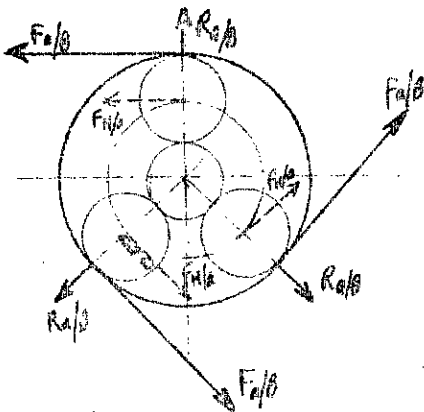
$F_{0/A}$: réaction de l'axe du porte satellite.

$$|F_{0/A}| = |F_{x/A}| = 2688 \text{ N}$$

effort sur l'axe des satellites: $|F_{10}| = 2 |F_{x/A}| = 2 \cdot 2688 = 5376 \text{ N}$

$$\sum F_{H/a} = 0$$

réactions sur la couronne B:



$$|F_{a/b}| = |F_{a/a}| \cdot |F_{a/a}| = |F_{a/a}|$$

$$\sum F_{a/b} = 0$$

$$\sum R_{a/b} = 0$$

En pratique il existe toujours certaines concentrations de l'effort, certaines irrégularités de l'effort.

4.52 étage conique: (à denture droite).

Efforts sur le pignon.

Effort tangentiel: $F_{t1} = \frac{2 \cdot M_{n1}}{d_1} = \frac{2 \cdot 1493,5}{154 \cdot 10^{-3}} = 19399 \text{ N}$

Effort axial: $F_{a1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \gamma_1 = 19399 \cdot \tan 20^\circ \cdot \sin 13,885^\circ = 1694,5 \text{ N}$

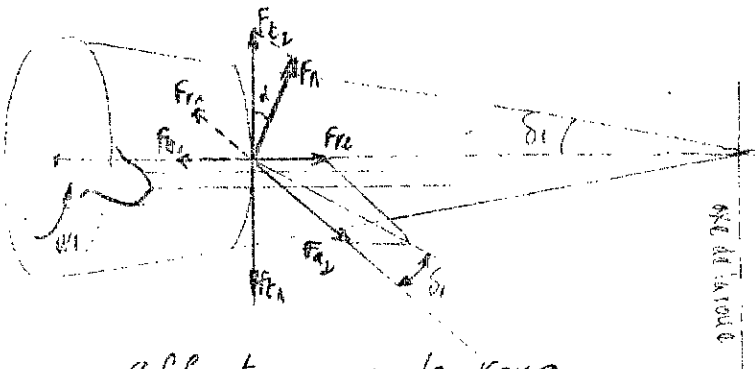
Effort radial: $F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha \cdot \cos \gamma_1 = 19399 \cdot \tan 20^\circ \cdot \cos 13,885^\circ = 6854,3 \text{ N}$

effort normal aux dentures: $F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha} = \frac{19399}{\cos 20^\circ} = 20644 \text{ N}$

valeurs moyennes: $F_{t,m} = \frac{2 \cdot \Pi}{d_{1m}} = \frac{2 \cdot 149,5}{147,7 \cdot 10^{-3}} = 20226 \text{ N}$

$$F_{a,m} = F_{t,m} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \gamma_1 = 20226 \cdot \tan 20^\circ \cdot \sin 13,885^\circ = 1767 \text{ N}$$

$$F_{r,m} = F_{t,m} \cdot \tan \alpha \cdot \cos \gamma_1 = 20226 \cdot \tan 20^\circ \cdot \cos 13,885^\circ = 7147 \text{ N}$$



Efforts sur la roue:

effort tangentiel: $F_{t2} = \frac{2 \cdot M_{n2}}{d_2} = \frac{2 \cdot 5737,9}{623 \cdot 10^{-3}} = 18420 \text{ N}$

effort axial: $F_{a2} = F_{t2} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \gamma_2 = 6500,4 \text{ N}$

effort radial : $F_{r2} = F_{t2} \cdot \tan \alpha \cdot \cos \varphi_2 = 18420 \cdot \tan 20^\circ \cdot \cos 76,115^\circ = 1609 \text{ N}$

Valeurs moyennes : $F_{\Sigma m} = \frac{2 \cdot N_3}{d_{\Sigma m}} = \frac{2 \cdot 57385}{597 \cdot 10^{-3}} = 19284 \text{ N}$

$F_{\Sigma m} = F_{\Sigma m} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \varphi_2 = 19284 \cdot \tan 20^\circ \cdot \sin 76,115^\circ = 6793 \text{ N}$

$F_{\Sigma m} = F_{\Sigma m} \cdot \tan \alpha \cdot \cos \varphi_2 = 19284 \cdot \tan 20^\circ \cdot \cos 76,115^\circ = 1679 \text{ N}$

4.6 Verification des dentures.

4.6.1. A La rupture :

a) étage planétaire

Force admissible : $F_{adm} = \frac{\sigma_{blim} \cdot b \cdot m_o \cdot K_v \cdot K_{\beta} \cdot K_H \cdot K_A}{Y_E \cdot Y_F}$

1. σ_{blim} = Valeur limite de base de la contrainte de rupture σ_b .

Elle est fonction du matériau et de la charge de rupture.

(9/VII 17) \Rightarrow pignon (A) : acier allié, dont la charge de rupture à cœur : $\sigma_b = 85 \text{ kbar} \Rightarrow \frac{\sigma_{blim}}{\sigma_{lim}} = 24 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$

satellites (a) : acier au carbone, dont la charge de rupture à cœur : $\sigma_b = 45 \text{ kbar} \Rightarrow \frac{\sigma_{blim}}{\sigma_{lim}} = 12 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$

Couronne (B) : acier au carbone, dont la charge de rupture à cœur : $\sigma_b = 60 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2 \Rightarrow \frac{\sigma_{blim}}{\sigma_{lim}} = 15 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$

Le choix de l'acier au carbone, de différents σ_{blim} , des satellites et de la couronne, est fait en fonction de la charge sur les dentures,

2. K_v = facteur de vitesse : c'est un facteur dynamique donné en fonction de la classe de précision et

la vitesse tangentielle V_t , Calculé en fonction de la vitesse relative

des satellites. $V_t = \frac{w_a' \cdot d_d}{2} = \frac{\pi \cdot N_3}{30} = \frac{\pi \cdot 283,7 \cdot 129 \cdot 10^3}{30 \cdot 2} = 1,9$

(9/VII 19) \Rightarrow classe III, $K_v = \frac{6}{6 + V_t} = 0,813$

3- K_M = facteur de portée: donné en fonction de b/d_a .

pour $b/d_a = 0,85 < 1$. (9/VII.23) $\Rightarrow K_M = 1$.

4- K_{BL} = facteur de durée: Il est fonction de la longévité, et de la vitesse de rotation.

Dans un train planétaire avec trois satellites, il faut multiplier le nombre de cycles par trois pour les deux planétaires (A) et (B), et par 2 pour les satellites (C).

$$H = 6300h.$$

$$N_A = 725 \text{ tr/min}$$

$$N_A' = 283,7 \text{ tr/min.}$$

$$(9/VII.21) \Rightarrow \begin{cases} K_{BLA} = 0,65 \\ K_{BLE} = 0,76 \\ K_{BLB} = 0,73. \end{cases}$$

5- Y_E = facteur de conduite: $Y_E = 1$.

6- Y_F = facteur de forme: dépend du nombre de dents et de la correction. On suppose denture sans correction.

$$(9/VII.7) \Rightarrow \begin{cases} \text{pour } z_A = 20; Y_{FA} = 2,76 \\ \text{pour } z_C = 43; Y_{FC} = 2,36 \\ \text{pour } z_B = 106; Y_{FB} = 2,19. \end{cases}$$

7- K_A = facteur de service: dépend du degré de chocs, du nombre d'heures de travail par jour, des organes moteurs et récepteurs.

degré de chocs de l'organe récepteur II (9/Tab. p.339 et 340) $\Rightarrow K_A = 0,8$.
organe moteur: moteur électrique

forces admissibles:

$$\text{sur pignon (A): } F_{\text{admis}} = \frac{24 \cdot 10^7 \cdot 51 \cdot 10^3 \cdot 3 \cdot 10^3 \cdot 0,813 \cdot 0,65 \cdot 1 \cdot 0,8}{1 \cdot 2,76} = 56245 \text{ N}$$

$$\text{sur satellites (C): } F_{\text{admis}} = \frac{12 \cdot 10^7 \cdot 51 \cdot 10^3 \cdot 3 \cdot 10^3 \cdot 0,813 \cdot 0,76 \cdot 1 \cdot 0,8}{1 \cdot 2,36} = 3845,5 \text{ N}$$

$$\text{sur couronne (B): } F_{\text{admis}} = \frac{15 \cdot 10^7 \cdot 51 \cdot 10^3 \cdot 3 \cdot 10^3 \cdot 0,813 \cdot 0,73 \cdot 1 \cdot 0,8}{1 \cdot 2,19} = 4976 \text{ N}$$

Valeurs acceptables supérieures à la force $F_T = 2688 \text{ N}$.

b) étage conique :

L'effort tangentiel admissible : $F_{adm} = \frac{\sigma_{blim} \cdot b \cdot m \cdot K_v \cdot K_{bl} \cdot K_m \cdot K_A \cdot (1 - \psi_c)}{Y_E \cdot Y_F}$

1. σ_{blim} = valeur limite de base de la contrainte de rupture :

(9/VII 17) \Rightarrow pignon ① : acier allié, avec une charge de rupture à cœur $\sigma_b = 100 \text{ kbar} \Rightarrow \sigma_{blim1} = 28 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$

roue ② : acier au carbone, avec une charge de rupture à cœur $\sigma_b = 65 \text{ kbar} \Rightarrow \sigma_{blim2} = 17 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$

2. K_v = facteur de vitesse : classe II, $v_t = \omega_2 \cdot d_1 = 12,05 \cdot 15 \cdot 10^{-3} = 0,98 \text{ m/s}$
 (9/VII 19) $\Rightarrow K_v = \frac{6}{6 + \sqrt{v_t}} = \frac{6}{6 + \sqrt{0,98}} = 0,86$, $K_v = 0,86$

3. K_m = facteur de portée : (9/p.405) $\Rightarrow K_m = 0,9$

4. K_{bl} = facteur de durée :

$$H = 6300 \text{ h}$$

$$N_1 = 115 \text{ tr/min}$$

$$N_2 = 28,3 \text{ tr/min}$$

$$(9/VII 21) \Rightarrow \begin{cases} K_{b1} = 0,86 \\ K_{b2} = 0,98 \end{cases}$$

5. Y_E = facteur de conduite : $Y_E = 1$

6. Y_F = facteur de forme :

$$(9/VII 7) \Rightarrow \begin{cases} \text{pour } z_{v1} = 23 & ; Y_F = 2,7 \\ \text{pour } z_{v2} = 371 & ; Y_F = 2,11 \end{cases}$$

7. K_A = facteur de service : (9/p.339 et 340) $\Rightarrow K_A = 0,8$

Forces de rupture admissibles :

$$\text{sur pignon ① : } F_{adm1} = \frac{28 \cdot 10^7 \cdot 105 \cdot 9 \cdot 10^{-3} \cdot 7 \cdot 10^{-3} \cdot 0,86 \cdot 0,86 \cdot 0,9 \cdot 0,8 (1 - 0,33)}{1 \cdot 2,7}$$

$$F_{adm1} = 27428 \text{ N}$$

$$\text{sur roue ② : } F_{adm2} = \frac{17 \cdot 10^7 \cdot 105 \cdot 9 \cdot 10^{-3} \cdot 7 \cdot 10^{-3} \cdot 0,86 \cdot 0,98 \cdot 0,9 \cdot 0,8 (1 - 0,33)}{1 \cdot 2,11}$$

$$F_{adm2} = 24282 \text{ N}$$

Valeurs acceptables supérieures à $F_t = 19399 \text{ N}$.

4.6.2 A La pression superficielle :

a) étage planétaire :

La force admissible est donnée par :

$$F_{Hadm} = \sqrt{H_{lim}} \cdot \frac{b \cdot d_1 \cdot C_r \cdot K_H \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_A}{Z_E^2 \cdot Z_\beta^2 \cdot Z_c^2}$$

1- C_r : le coefficient C_r est fonction de la denture :

$$C_r = \frac{i}{i+1} \text{ pour denture interne.}$$

$$C_r = \frac{i}{i-1} \text{ pour denture externe.}$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{pour pignon (A)} \\ \text{et satellite (a)} \end{array} \right\} C_r = \frac{i}{i+1} = \frac{z_A/z_a}{z_A/z_a + 1} = \frac{43/30}{43/30 + 1} = 0,68.$$

$$\text{pour couronne (B).} \quad C_r = \frac{i}{i-1} = \frac{z_B/z_a}{z_B/z_a - 1} = \frac{106/43}{106/43 - 1} = 1,68.$$

2- Z_E = facteur matériau : $Z_E = \sqrt[3]{0,35E}$ avec un module d'élasticité $E = 22 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2 \Rightarrow Z_E = 7,7 \cdot 10^3$ 3- Le produit des carrés du facteur géométrique Z_c et du facteur de la longueur de contact Z_β est donné par (9/p.370), pour $\alpha_n = 20^\circ$.

$$Z_\beta^2 \cdot Z_c^2 = 2,35$$

4- $\sqrt{H_{lim}}$ = valeur limite de base de la pression superficielle \sqrt{H} . elle est fonction du matériau et de la dureté brinell superficielle.(9/VII 37) \Rightarrow Pignon (A) : acier allié, dont la dureté brinell superficielle : $H_B \approx 300 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2 \Rightarrow \sqrt{H_{lim(A)}} = 100 \cdot 10^3 \text{ N/m}^2$ satellites (a) : acier au carbone, avec une dureté brinell superficielle : $H_B \approx 270 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2 \Rightarrow \sqrt{H_{lim(a)}} = 90 \cdot 10^3 \text{ N/m}^2$ couronne (B) : acier au carbone, avec $H_B \approx 250 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2 \Rightarrow \sqrt{H_{lim(B)}} = 83 \cdot 10^3 \text{ N/m}^2$

5- K_{HL} = facteur de durée : fonction de la longévité ; et la Vitesse de rotation. (même remarque que celle faite pour $K_{\beta L}$)

$$\left(\frac{9}{VII} 21 \right) \Rightarrow \left. \begin{array}{l} H = 6300h \\ N_A = 725 \text{ tr/min} \\ N_A' = 283,7 \text{ tr/min} \end{array} \right\} \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} K_{HL(A)} = 0,51 \\ K_{HL(B)} = 0,65 \\ K_{HL(C)} = 0,63 \end{array} \right.$$

Forces admissibles :

$$\text{Sur pignon (A)} : F_{Hadm(A)} = \frac{(100 \cdot 10^3)^2 \cdot 51 \cdot 10^{-3} \cdot 60 \cdot 10^{-3} \cdot 0,68 \cdot 0,813 \cdot 0,51 \cdot 1 \cdot 0,8}{7,7 \cdot 10^{10} \cdot 2,35}$$

$$F_{Hadm(A)} \approx 3815 \text{ N.}$$

$$\text{Sur satellites (B)} : F_{Hadm(B)} = \frac{(90 \cdot 10^3)^2 \cdot 51 \cdot 10^{-3} \cdot 60 \cdot 10^{-3} \cdot 0,68 \cdot 0,813 \cdot 0,65 \cdot 1 \cdot 0,8}{7,7 \cdot 10^{10} \cdot 2,35}$$

$$F_{Hadm(B)} = 3938$$

$$\text{Sur couronne (C)} : F_{Hadm(C)} = \frac{(83 \cdot 10^3)^2 \cdot 51 \cdot 10^{-3} \cdot 60 \cdot 10^{-3} \cdot 0,68 \cdot 0,813 \cdot 0,63 \cdot 1 \cdot 0,8}{7,7 \cdot 10^{10} \cdot 2,35}$$

$$F_{Hadm(C)} = 8019,5 \text{ N.}$$

Valours acceptables supérieures à la force $F_F = 2688 \text{ N}$.

b) étage conique :

Force admissible :

$$F_{Hadm} = \frac{\sigma_{Hlim}^2 \cdot b \cdot d \cdot c_r \cdot K_v \cdot K_{HL} \cdot K_{\beta H} \cdot K_A \cdot (1 - \psi/R)}{z_e^2 \cdot z_b^2 \cdot z_c^2}$$

1- $c_r =$ une denture extérieure : $c_r = \frac{i}{i+1} = \frac{z_2/z_1}{z_2/z_1 + 1} = 0,8$

2 - σ_{Hlim} = Valeur limite de base de la pression superficielle σ_H .

(9/VII 37) \Rightarrow Pignon ①: acier allié, dont la dureté brinell superficielle: $HB \approx 300 \cdot 10^3 \text{ N/m}^2 \Rightarrow \sigma_{H_{lim}①} = 110 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$

Roue ②: acier au carbone, dont la dureté brinell superficielle $HB \approx 250 \cdot 10^3 \text{ N/m}^2$
 $\Rightarrow \sigma_{H_{lim}②} = 85 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$

3. K_{HL} = facteur de durée:

$$\left. \begin{array}{l} (9/VII 21) \Rightarrow \text{pour } H = 153000 \text{ h} \\ N_1 = 115 \text{ tr/min} \\ N_2 = 28,3 \text{ tr/min} \end{array} \right\} \Rightarrow \begin{array}{l} K_{HL①} = 0,78 \\ K_{HL②} = 0,97 \end{array}$$

Les autres coefficients étant les mêmes que précédemment:

Forces admissibles:

$$\text{sur pignon ①: } F_{H_{adm}①} = \frac{(110 \cdot 10^7)^2 \cdot 105,9 \cdot 10^{-3} \cdot 154 \cdot 10^{-3} \cdot 0,8 \cdot 0,86 \cdot 0,78 \cdot 1,08 \cdot (1-0,33)}{7,7 \cdot 10^6 \cdot 2,35}$$

$$F_{H_{adm}①} \approx 31368 \text{ N}$$

$$\text{sur roue ②: } F_{H_{adm}②} = \frac{(85 \cdot 10^7)^2 \cdot 105,9 \cdot 10^{-3} \cdot 154 \cdot 10^{-3} \cdot 0,8 \cdot 0,86 \cdot 0,97 \cdot 1,08 \cdot (1-0,33)}{7,7 \cdot 10^6 \cdot 2,35}$$

$$F_{H_{adm}②} \approx 23293 \text{ N}$$

Valeurs acceptables supérieures à la force tangentielle $F_t = 19399 \text{ N}$

TABLEAU RÉCAPITULATIF

Données.

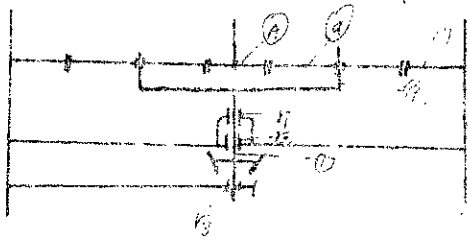
Z_A	20	$\nabla_{blis B}$	15 Abars	$\psi = \frac{R}{r}$	17	$\nabla_{blis 2}$	17 Abars
Z_B	106	$\nabla_{Hlis B}$	83 Abars	L	6300h	$\nabla_{Hlis 2}$	85 Abars
Z_c	43	$\nabla_{blis a}$	12 Abars	C_f	25,48	KH	0,9
m_1	3 mm	$\nabla_{Hlis a}$	90 Abars	Z_1/Z_2	22/89	Y_{Fa}	2,7
M_A	246,91 MN	Y_{Fa}	2,76	m_2	7 mm	Y_{Fe}	2,11
N_A	725 kg/min	Y_{Fb}	2,19	S/R	0,33		
$\nabla_{blis A}$	24 Abars	Y_{Fa}	2,36	$\nabla_{blis A}$	28 Abars		
$\nabla_{Hlis A}$	100 Abars	KA	0,8	$\nabla_{Hlis A}$	110 Abars		

Résultats.

d_A	60 mm	$F_{adm A}$	56245 N	$F_{adm a}$	3938 N	F	14391 N
d_B	318 mm	$F_{adm A}$	3815 N	d_1	154 mm	$F_{adm 1}$	27428 N
d_a	129 mm	$F_{adm B}$	4976 N	d_2	623 mm	$F_{adm 2}$	31368 N
C_1	6,3	$F_{adm B}$	8019,5	r	105,9 mm	$F_{adm 3}$	24282 N
F	2688 N	$F_{adm a}$	3845,5 N	i_2	4,045	$F_{adm 2}$	23293 N

5 Calcul de résistance des éléments choisis.

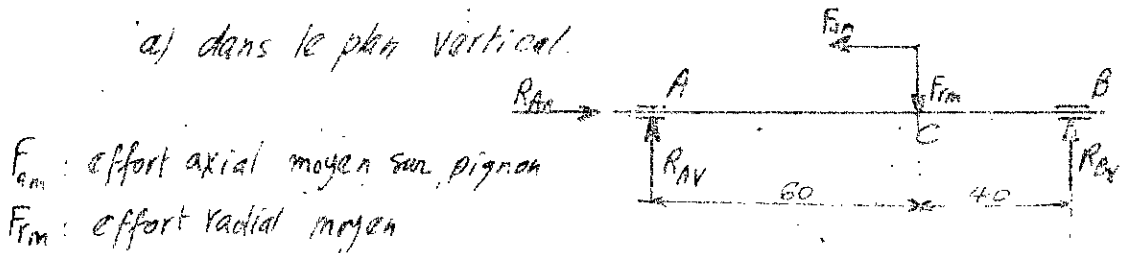
5.1 Vérification de l'arbre pignon ①. (14)



les deux roulements à rouleaux coniques, r_1 et r_2 , étant très proches on suppose, pour le calcul des réactions, un seul point d'appui, situé entre les deux roulements: (h).

5.1.1. Calcul des réactions

a) dans le plan vertical.

 F_{am} : effort axial moyen sur pignon F_{rm} : effort radial moyen

$$(1) \quad \sum F_i = 0 \Rightarrow R_{AV} + R_{BV} = F_{rm}$$

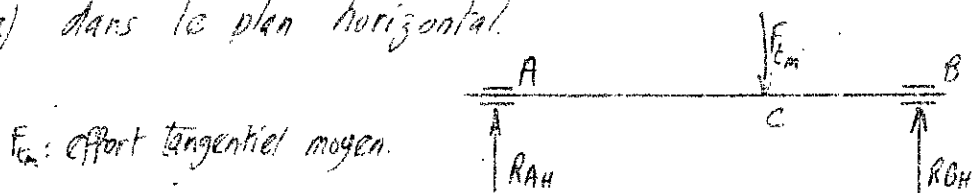
$$(2) \quad \sum M/A = 0 \Rightarrow F_{rm} \cdot AC - F_{am} \cdot \frac{dm}{2} - R_{BV} \cdot AB = 0$$

$$\Rightarrow R_{BV} = \frac{F_{rm} \cdot AC - F_{am} \cdot \frac{dm}{2}}{AB}$$

$$\text{d'où } R_{BV} = \frac{7147 \cdot 60 \cdot 10^{-3} - 1757 \cdot 147,26}{100 \cdot 10^{-3}} = 2983 \text{ N}$$

$$(1) \Rightarrow R_{AV} = F_{rm} - R_{BV} = 7147 - 2983 = 4154 \text{ N}$$

a) dans le plan horizontal.

 F_{cm} : effort tangentiel moyen.

$$(1) \quad \sum F_i = 0 \Rightarrow R_{AH} + R_{BH} - F_{cm} = 0$$

$$(2) \quad \sum M/A = 0 \Rightarrow F_{cm} \cdot AC - R_{BH} \cdot AB = 0$$

$$\Rightarrow R_{BH} = \frac{F_{cm} \cdot AC}{AB} = \frac{20826 \cdot 60 \cdot 10^{-3}}{100 \cdot 10^{-3}} = 12136 \text{ N}$$

$$(1) \Rightarrow R_{AH} = F_{cm} - R_{BH} = 20826 - 12136 = 8690 \text{ N}$$

5.1.2 Moments fléchissants.

a) plan vertical.

A-C. $x \in (0 \div 0,06)$

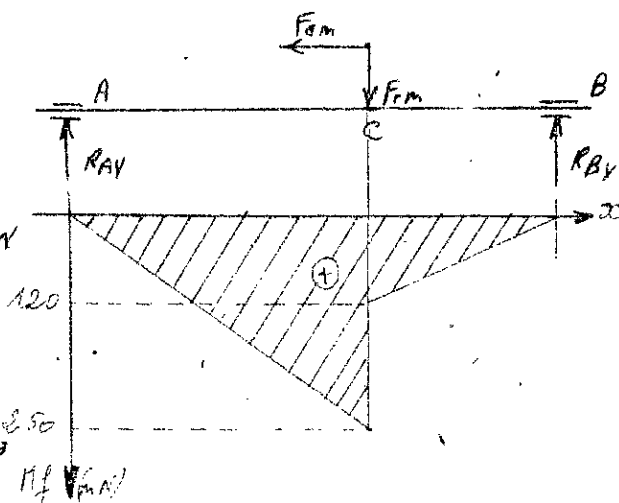
$$M_f = R_{Ay} x = 4164x \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{en A: } M_f = 0 \\ \text{en C: } M_f = 250 \text{ mN} \end{array} \right.$$

C-B $x \in (0,06 \div 0,1)$

$$M_f = R_{Ay} x - F_{im}(x - 0,06) - \frac{F_a \cdot d \cdot m}{2}$$

$$M_f = 4164x - 7147(x - 0,06) - \frac{1767 \cdot 147 \cdot 2 \cdot 10^{-3}}{2}$$

— en C : $M_f = 120 \text{ mN}$
— en B : $M_f = 0$



b) plan horizontal.

A-C. $x \in (0 \div 0,06)$

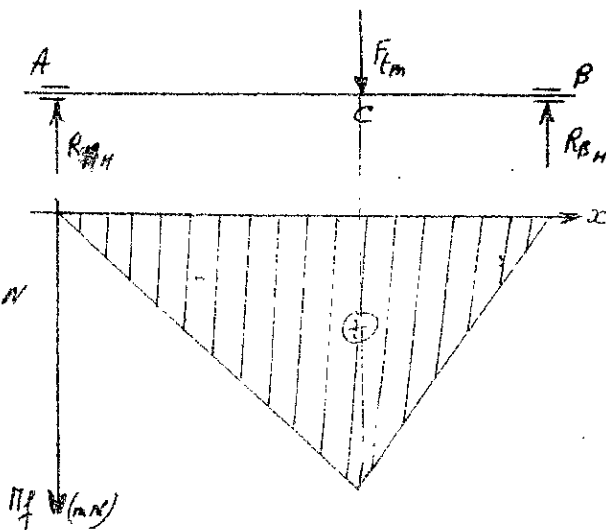
$$M_f = R_{Ax} x = 8090x \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{en A: } M_f = 0 \\ \text{en C: } M_f = 486 \text{ mN} \end{array} \right.$$

C-B. $x \in (0,06 \div 0,1)$

$$M_f = R_{Ax} x - F_{em}(x - 0,06)$$

$$= 8090x - 20826(x - 0,06)$$

— en C : $M_f = 486 \text{ mN}$
— en B : $M_f = 0$



5.1.3 Moment fléchissant équivalent.

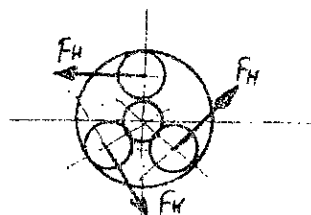
$$M_{fe} = \sqrt{\frac{M_{fy}^2}{I_y} + \frac{M_{fx}^2}{I_x}}$$

Le point C est le plus sollicité.

$$M_{fec} = \sqrt{\frac{M_{fy}^2}{I_{yc}} + \frac{M_{fx}^2}{I_{xc}}} = \sqrt{(250)^2 + (486)^2} = 546 \text{ mN}$$

5.1.4. Moment de torsion :

$$M_t = 3 \cdot F_H \cdot d$$



$$d = \frac{d_A + d_e}{2} = \frac{(60 + 129) \cdot 10^{-3}}{2} = 94,5 \cdot 10^{-3} \text{ m.}$$

$$M_t = 3 \cdot 5376 \cdot 94,5 = 1524 \text{ mN.}$$

5.1.5. Moment idéal.

$$\text{au point c : } M_c = \sqrt{M_p^2 + M_t^2} = \sqrt{(546)^2 + (1524)^2} = 1619 \text{ mN}$$

5.1.6 Vérification du diamètre.

L'arbre pignon ① est en acier au carbone (0,35% C)

avec la contrainte admissible : $\sigma_a = 800 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$

Le diamètre minimum de l'arbre dans la zone sollicitée est $d = 75 \text{ mm}$

$$\sigma = \frac{M_c}{0,1 \cdot d^3} = \frac{1619}{0,1 (75 \cdot 10^{-3})^3} \approx 384 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 < \sigma_a.$$

5.2 Vérification des roulements sur l'arbre pignon ①.

On a trois roulements sur l'arbre pignon :

- deux roulements à rouleaux coniques : r_1 et r_2 ($d_1 = 75 \text{ mm}$, $d_2 = 85 \text{ mm}$)

- un roulement à rouleaux cylindriques : r_3 ($d_3 = 55 \text{ mm}$.)

a) Vérification des roulements à rouleaux coniques :

$$\text{Force axiale : } F_{a_n} = 1767 \text{ N}$$

$$\text{Force radiale : } F_R = \sqrt{R_{AH}^2 + R_{AV}^2} = \sqrt{(4169)^2 + (8099)^2} = 9099 \text{ N}$$

La force radiale F_R est calculée avec les réactions au point ② (supposé au 5.1) ; c'est un cas plus défavorable que dans les conditions réelles.

$$\text{pour } \frac{F_a}{F_R} = \frac{1767}{9099} = 0,194 < e \quad (8 t_2 / p. 116) \Rightarrow X=1, Y=0.$$

Charge dynamique équivalente : $P = X F_R + Y F_a = 1 \cdot F_R = 9099 \text{ N.}$

Charge dynamique de base :

$$\text{pour } \left. \begin{array}{l} L = 6300 \text{ h.} \\ n = 115 \text{ tr/min} \end{array} \right\} (\text{abaque } 8 t_2 / p. 110) \Rightarrow \frac{C}{P} = 3,1$$

$$\Rightarrow C = 3,1 \cdot P = 3,1 \cdot 9099 = 28206 \text{ N} \quad C = 28,2 \text{ kN}$$

les roulements à rouleaux coniques choisis conviennent.

$(2 \text{ t}_3 / \text{p.70}) \Rightarrow$ roulements série 302 groupe 2

— pour $d_1 = 75 \text{ mm} \rightarrow C_{dy} = 100 \text{ KN}$

— pour $d_2 = 85 \text{ mm} \rightarrow C_{dy} = 127 \text{ KN}$

b) Le troisième roulement à rouleaux cylindriques r_3 :

force axiale : $F_a = 0$

force radiale : $F_R = \sqrt{R_{R_V}^2 + R_{R_H}^2} = \sqrt{(2985)^2 + (13136)^2} = 12497 \text{ N}$

charge dynamique équivalente :

$P = F_R = 12497 \text{ N}$

charge dynamique de base : $C = 3,1 P = 3,1 \cdot 12497 = 38741 \text{ N}$

$C = 38,741 \text{ KN}$

Le roulement utilisé, série NU3, groupe 3, a une capacité dynamique : $C_{dyn} = 80 \text{ KN}$. ($2 \text{ t}_3 / \text{p.69}$).

5.3. Vérification des roulements à rouleaux coniques (38).

Les deux roulements sont identiques. ($d_{int} = 120 \text{ mm}$)

force axiale : $F_{a_m} = 6784 \text{ N}$

force radiale : $F_{r_m} = 1677 \text{ N}$

pour $\frac{F_{a_m}}{F_{r_m}} = \frac{6784}{1677} = 4,045 > e$ ($6 / \text{p.184}$) $\Rightarrow X = 0,4, Y = 1,75$

charge dynamique équivalente :

$P \cdot X F_r + Y F_a = 0,4 \cdot 1677 + 1,75 \cdot 6784 = 12543 \text{ N}$

charge dynamique de base :

pour $L = 6300 \text{ h}$

$n = 28,3 \text{ tr/min}$

$\left. \begin{array}{l} L = 6300 \text{ h} \\ n = 28,3 \text{ tr/min} \end{array} \right\} \text{ (abaque } 86 / \text{p.110)} \Rightarrow \frac{C}{P} = 2 \Rightarrow C = 2 P$

$\Rightarrow C = 2 \cdot 12543 = 25086 \text{ N} = 25,086 \text{ KN}$

Les roulements utilisés : série 302, groupe 02, ont une capacité dynamique de base : $C_{dyn} = 237 \text{ KN}$ ($2 \text{ t}_3 / \text{p.70}$)

5.4 Vérification du bout d'arbre du pignon d'entrée au réducteur

a) On vérifie le diamètre de la section dangereuse qui se

Trouve en contact de la douille

Cette section est soumise à la torsion : $M_t = 24,91 \text{ Nm}$

On adopte un diamètre égal au diamètre du moteur (normalisé)

Soit $d = 48 \text{ mm}$. (Transmission par douille)

L'arbre est en acier allié : $\tau_{adm} = 300 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$

$$\tau = \frac{M_t}{J_p} = \frac{24,91}{0,8 \cdot 10^{-3}} = 31,14 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 < \tau_{adm}$$

b) Vérification des cannelures à la pression de contact :

Le diamètre d'accouplement à pour dimensions : 8-48-48
(respectivement : nombre de cannelures, diamètre intérieur, diamètre extérieur)

La longueur des cannelures en contact : $l = 60 \text{ mm}$

$$\text{La pression de contact est donnée par : } p = \frac{F}{F_e}$$

Soit une pression de contact admissible : $p_a = 600 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$

$$\text{avec : } F = \frac{M_t}{d_m/2} ; d_m : \text{diamètre moyen}$$

$$d_m = \frac{2}{D+d} = \frac{2}{48+48} = 45 \text{ mm} \Rightarrow F = \frac{24,91}{\frac{45 \cdot 10^{-3}}{2}} = 1075 \text{ N}$$

$$d'au \quad p = \frac{1075 \text{ N}}{60 \cdot 10^{-3} \cdot 60} = 299 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 < p_a$$

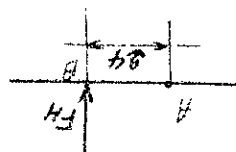
5.5. Vérification des axes des satellites : (23)

Ces axes ne sont soumis qu'à la flexion simple.

Le diamètre de l'axe, dans la zone sollicitée : $d = 26 \text{ mm}$

Soit un acier au carbone avec : $\sigma_a = 800 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$

$$M_0 = F_H \cdot AB = 5376 \cdot 24 \cdot 10^{-3} = 129 \text{ Nm}$$



$$\sigma = \frac{M_f}{J} = \frac{129}{0,1 \cdot 10^{-3}} = 129 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 < \sigma_a$$

5.6. Vérification des boulons pour la fixation de la roue (3)

On vérifie ces boulons au cisaillement :

$$\tau = \frac{F}{F_p} = \frac{5}{4} = 1,25$$

avec $d = 16 \text{ mm}$, $n = 6$ boulons

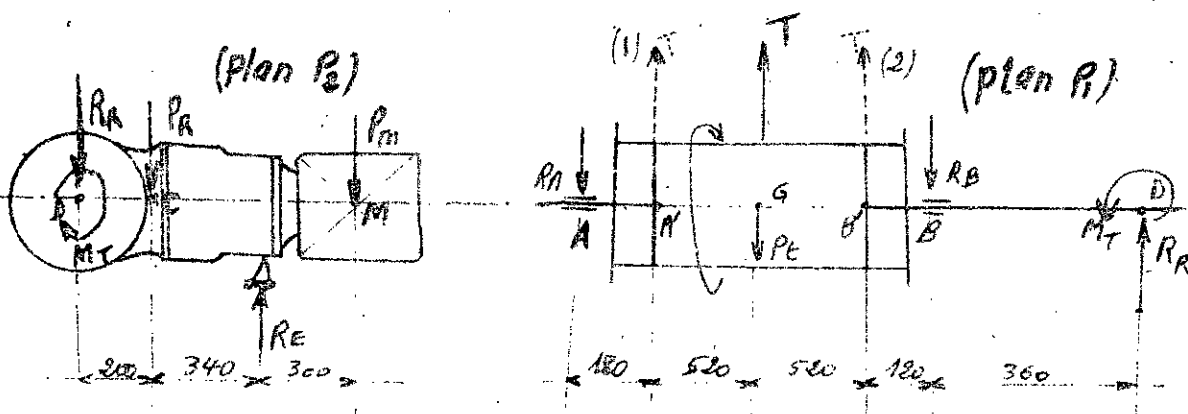
Soit une contrainte admissible : $\sigma_a = 300 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$.

Le couple à transmettre : $M_t = 5738,5 \text{ mN}$.

La force F agissant sur les boulons : $F = \frac{M_t}{h} = \frac{5738,5}{170 \cdot 10^{-3}} = 33756 \text{ N}$

$$\Rightarrow \sigma = \frac{33756}{6 \cdot \pi \cdot (16 \cdot 10^{-3})^2} = 279,8 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 < \sigma_a$$

5.7 Vérification de l'arbre du tambour :



La traction du câble T , se déplace de la position (1), à la position (2), qui correspondent respectivement au crochet bas et au crochet haut.

M_T : moment de torsion dû à la traction du câble T .

$$M_T = T \cdot \frac{D}{2} = 26023 \cdot \frac{450 \cdot 10^{-3}}{2} = 5855 \text{ mN}$$

P_t : poids du tambour.

R_A : est la réaction sur l'arbre au niveau de la toue conique du réducteur.

Calcul de la réaction R_R : (dans le plan P_2)

Le poids du réducteur et son centre de gravité sont donnés approximativement : $P_R = 2500 \text{ N}$.

P_m : poids du moteur : 4300 N .

Pour le calcul de R_R , nous avons deux cas : avec et sans moment de torsion M_T .

a) avec moment de torsion :

$$(1) \sum F_i = 0 \Rightarrow R_R + P_R + P_m = R_E$$

$$(2) \sum M/E = 0 \Rightarrow R_R \cdot DE + P_R \cdot CE - M_T - P_m \cdot EI = 0$$

$$\Rightarrow R_R = \frac{M_T + P_m \cdot EI - P_R \cdot CE}{DE}$$

$$R_R = 5855 + 4300 \cdot 0,3 - \frac{2500 \cdot 0,34}{0,54} = 11657 \text{ N}$$

$$(1) \Rightarrow R_E = R_R + P_R + P_m = 11657 + 2500 + 4300 = 18257 \text{ N}$$

b) Sans moment de torsion :

$$(1) \sum F_i = 0 \Rightarrow R_R + P_R + P_m = R_E$$

$$(2) \sum M/E = 0 \Rightarrow R_R \cdot DE + P_R \cdot CE - P_m \cdot EI = 0$$

$$\Rightarrow R_R = \frac{P_m \cdot EI - P_R \cdot CE}{DE} = \frac{4300 \cdot 0,3 - 2500 \cdot 0,34}{0,54} = 815 \text{ N}$$

$$(1) \Rightarrow R_E = 815 + 2500 + 4300 = 7615 \text{ N}$$

Calcul du moment de fléchissant en B (dans le cas (a))

$$M_{fB} = R_R \cdot DB = 11657 \cdot 0,36 = 4197 \text{ m N}$$

moment idéal :

$$M_i = \sqrt{M_f^2 + M_T^2} = \sqrt{(4197)^2 + (5855)^2} = 7204 \text{ m N}$$

L'arbre du tambour est en acier du carbone, avec une contrainte admissible : $\sigma_a = 800 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$

Le diamètre dans la zone la plus sollicitée en B : $d = 120 \text{ mm}$.

$$\sigma = \frac{M_i}{0,1 \cdot d^3} = \frac{7204}{0,1 \cdot (120 \cdot 10^{-3})^3} = 417 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 < \sigma_a$$

Détermination des réactions maximales suites paliers (plan Pa)

On calcule les réactions en A et B, dans le cas le plus défavorable, avec moment de torsion M_T en \vec{z} .

Entre les deux paliers, la flexion est négligée du tambour (chpt 3.2.4)

Dans un premier calcul on suppose la traction du câble en (1) (position basse du crochet).

$$(1) \sum F_i = 0 \Rightarrow R_A - T + P_R + P_B - R_R = 0$$

$$(2) \sum M/A = 0 \Rightarrow T \cdot AA' - P_R \cdot AA' - P_B \cdot AB - R_R \cdot AD = 0$$

$$\Rightarrow R_B = \frac{T \cdot AA' - P_t \cdot AG + R_R \cdot AD}{AB} = \frac{26003 \cdot 0,18 - 3800 \cdot 0,7 + 11657 \cdot 1,7}{1,34} \approx 16300 \text{ N}$$

$$(1) \Rightarrow R_A = T + R_R - P_t - R_B = 26003 + 11657 - 3800 - 16300 \approx 97580 \text{ N}$$

Le deuxième cas Ten(2) : (crochet haut)

$$P_t' = P_t + P_c = 3800 + 400 = 4200 \text{ N}$$

(P_c : poids des 40m du câble)

$$(1) \quad \sum F_x = 0 \Rightarrow R_A - T + P_t' + R_R - R_B = 0$$

$$(2) \quad \sum M/A = 0 \Rightarrow P_t' \cdot AG - T \cdot AB' + R_B \cdot AB - R_R \cdot AD = 0$$

$$\Rightarrow R_B = \frac{T \cdot AB' + R_R \cdot AD - P_t' \cdot AG}{AB} = \frac{26003 \cdot 1,22 + 11657 \cdot 1,7 - 4200 \cdot 0,7}{1,34}$$

$$R_B \approx 36288 \text{ N}$$

$$(1) \Rightarrow R_A = T + R_R - P_t' - R_B = 26003 + 11657 - 4200 - 36288 = -2808 \text{ N}$$

Le palier B est le plus chargé (avec le crochet haut.)

5.8 Vérification des roulements à rotules (51) (en A et B)

soit deux roulements à rotule sur deux rangées de rouleaux identiques : Serie 222 groupe 22, avec une capacité dynamique de base : $C_{dyn} = 415 \text{ kN}$.

- Force axiale : $F_{am} = 0$

- Force radiale : $F_R = 36288 \text{ N}$ (plus grande valeur en B)

charge dynamique équivalente : $P = F_R = 36288 \text{ N}$

Capacité dynamique de base :

$$L_h = 6800 \text{ h}$$

$$n = 28,3 \text{ tr/min}$$

$$\left. \begin{array}{l} L_h = 6800 \text{ h} \\ n = 28,3 \text{ tr/min} \end{array} \right\} \left(\text{abaque } 8 \frac{t}{10^6} \right) \Rightarrow \frac{C}{P} = 2 \Rightarrow C = 2P$$

$$C = 2 \cdot 36288 = 72576 \text{ N} = 72,576 \text{ kN} < C_{dyn}$$

5.9 Vérification des clavettes longitudinales (47)

On dispose de deux clavettes sur l'arbre du tambour, diamétralement opposées.

dimensions :

$$A = 25 \text{ mm}$$

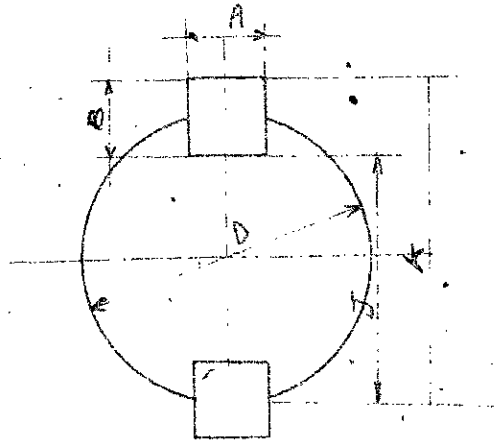
$$B = 14 \text{ mm}$$

$$L = 120 \text{ mm}$$

$$K = 88 + 5,4 = 93,4 \text{ mm}$$

$$J = 88 - 9 = 79 \text{ mm}$$

$$D = 90 \text{ mm}$$



Calcul à la compression :

$$\sigma_{\text{comp}} = \frac{4 \cdot M_t}{2 \cdot B \cdot L \cdot D} = \frac{4 \cdot 5855}{2 \cdot (14 \cdot 120 \cdot 90) \cdot 10^{-9}} \approx 775 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

Calcul au cisaillement :

$$\tau_{\text{cis}} = \frac{2 \cdot M_t}{2 \cdot A \cdot L \cdot D} = \frac{2 \cdot 5855}{2 \cdot (25 \cdot 120 \cdot 90) \cdot 10^{-9}} \approx 217 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

5.10. Vérification de l'axe (74) (du point d'appui du réducteur).

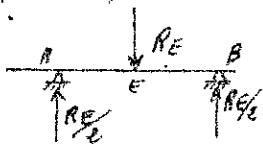
on fait la vérification à la flexion.

soit une contrainte admissible : $\sigma_a = 1200 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$

Le diamètre de l'axe : $d = 24 \text{ mm}$.

La réaction sur l'axe : $R_E = 18257$ (calculée au chpt 5-7)

Moment fléchissant : $M_f = \frac{R_E \cdot A \cdot E}{2} = \frac{18257 \cdot 16 \cdot 10^3}{2} \approx 146 \text{ mN}$



$$\sigma = \frac{M}{0,1 \cdot d^3} = \frac{146}{0,1 \cdot (24 \cdot 10^{-3})^3} \approx 1056 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 < \sigma_a$$

Conclusion

Le manque de temps, l'absence d'ouvrages techniques spécialisés, sont les problèmes primordiaux rencontrés dans cette étude.

La construction d'une grue exige plusieurs études de l'ensemble de ses éléments, et nécessite la collaboration d'une équipe d'ingénieurs de plusieurs spécialités.

Dans notre étude, on s'est limité à la description de la grue et le calcul général du mécanisme de levage.

Des modifications peuvent avoir lieu, en faisant l'étude complète de la grue à savoir l'étude des autres mécanismes, du calcul de la charpente...

pour cela, on souhaite que dans l'avenir, ce projet sera repris par des mécaniciens et électrotechniciens, pour l'étude sous une forme plus approfondie.

BIBLIOGRAPHIE

1. "Les engins de levage" tome I et II de Jean Gillman.
2. Normy Zakładowe, Zeszyt (4), (3)
polytechnika warszawska Warszawa 1974.
3. Fédération européenne de la manutention (F.E.M.)
"Appareils lourds de levage et de manutention"
section I 2^e édition Décembre 1970.
4. "Clement de construction à l'usage de l'ingénieur"
tome 8. G. Lemasson, Al. Tourancheau (Dunod)
5. Catalogues de Potain types de grues 487, 743.
6. "Guide du dessinateur industriel" A. Chevalier.
7. "Appareil de levage et manutention" Cours de M^{re} IVAN
DRAGNEA DOREZ Docteur des sciences mécanique,
maître de conférence.
8. Memento de dessin industriel tome 1 et 2
Lenormand et Tinel.
9. "Traité théorique et pratique des engrenages"
par G. Henriot, tome 2.

