

12/81

Ministère de l'Enseignement Supérieur
et de la Recherche Scientifique

U . S . T . H . B .

9/81

Ecole Nationale Polytechnique d'Alger

DEPARTEMENT de GENIE MECANIQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHEQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

ETUDE D'UN CHARIOT

DE PONT ROULANT DE 200/50 KN

Proposé et suivi par:

M. Spiridonov, G

Maitre-assistant à l'ENPA

Etudié par:

Bouaziz Tolba

— Promotion Janvier 1981 —

Ministère de l'Enseignement Supérieur
et de la Recherche Scientifique

U . S . T . H . B .

Ecole Nationale Polytechnique d'Alger

DEPARTEMENT de GENIE MECANIQUE

ECOLE N° 1

PROJET DE FIN D'ETUDES

ETUDE D'UN CHARIOT

DE PONT ROULANT DE 200/50 KN

Proposé et suivi par:

M. Spiridonov. G

Maitre-assistant à l'ENPA

Etudié par:

Bouaziz Tolba

— Promotion Janvier 1981 —

Page 8. Dans le dessin du profil du tambour, il n'y a pas de jeu entre câble et tambour.

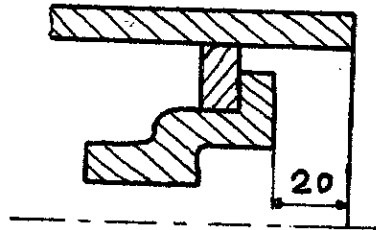
Page 15. Dans le dessin du tambour (vue de face);
lire: Poulie de fonctionnement mobile.

Page 16. lire: $L_p = \frac{75}{2} + 5 + 50 + 5 + \frac{75}{2} = 135.$

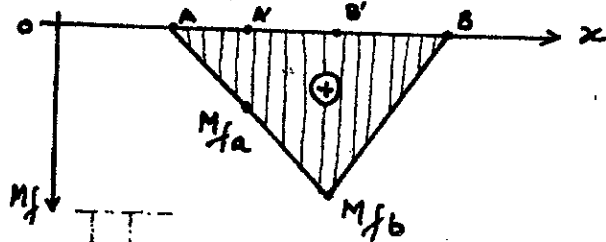
Page 25. lire au début de la page:

On voit bien que:

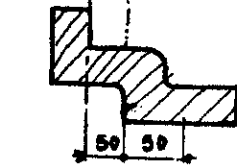
$$\sigma_{\Sigma} = 1,14 \cdot 10^8 \text{ Pa} < [\sigma] = 1,37 \cdot 10^8 \text{ Pa}.$$



Page 30. Manque la tracé du diagramme du moment fléchissant.



Page 41.



Les deux cotés de 50 ne sont pas indiqués.

Page 42. Calcul des masses.

Les jantes: lire: On a les mêmes masses que pour les jantes du mécanisme principal.

Qu'il me soit permis de remercier vivement
Monsieur : Spiridonov. G maître - assistant à
l'Ecole Nationale Polytechnique d'Alger;
pour les conseils qu'il m'a prodigués.
Qu'il trouve ici ma profonde reconnaissance.

Je tiens également à remercier tous les
professeurs qui ont contribué à ma
formation.

A MON REGRETE PÈRE.
A la mémoire de nos glorieux CHOUHADA

A MA MÈRE.

A MES FRÈRES.

A MES SŒURS.

A TOUS MES AMIS.

A tous ceux qui me sont chers.

Je dédie ce modeste projet qui est le fruit de
plusieurs années d'études.

SOMMAIRE

	<i>Pages.</i>
<i>Présentation du sujet.</i>	1.
<i>Introduction.</i>	2.
<u>CHAPITRE: I</u> <i>Généralités sur les chariots des appareils de levage.</i>	
1.1. <i>Définition</i>	3.
1.2. <i>Differentes réalisations de chariots.</i>	3.
<u>CHAPITRE: II</u> <i>Mécanismes de levage.</i>	
2. <i>Mécanisme de levage.</i>	5.
2.1. <i>Mécanisme principal.</i>	5.
2.1.1. a. <i>Paramètres initiaux.</i>	5.
b. <i>Choix du schéma cinématique.</i>	5.
2.1.2. <i>Calculs préliminaires</i>	5.
2.1.3. <i>Calculs définitifs du mécanisme.</i>	11.
2.2. <i>Mécanisme auxiliaire.</i>	28.
2.2.1. a. <i>Paramètres initiaux.</i>	28.
b. <i>Choix du schéma cinématique.</i>	28.
2.2.2. <i>Calculs préliminaires.</i>	28.
2.2.3. <i>Calculs définitifs.</i>	35.
<u>CHAPITRE: III</u> <i>Mécanisme de direction.</i>	
3 <i>Mécanisme de direction.</i>	44.
3.1. a. <i>Paramètres initiaux.</i>	44.
b. <i>Choix du schéma cinématique.</i>	44.
3.2. <i>Calculs préliminaires.</i>	44.
3.2.1. a. <i>Calcul et choix des galets.</i>	44.

	Pages
b. Calculs de résistance au mouvement.	47.
3.2.2. Choix des ensembles normalisés.	50.
a. Moteur.	50.
b. Reducteur.	51.
c. Accouplements.	52.
3.2.3. Calculs définitifs du mécanisme.	54.

CHAPITRE : IV Composition du chariot.

4. Composition du chariot	67.
4.1. Disposition des mécanismes et de leurs éléments.	67.
4.2. Choix préliminaire de la construction du châssis	68.
4.3. a. Recherche du centre de gravité du chariot à vide.	72.
b. Recherche du centre de gravité du chariot chargé.	76.
4.4. a. Calcul définitif de résistance des poutres du châssis.	79.
b. Choix définitif du châssis	83.
Conclusion	85.
Bibliographie.	86.

PRESENTATION DU SUJET

Mon travail consiste à étudier un chariot d'un pont roulant à deux mécanismes de levage de 200/50 kN dont les paramètres de base sont :

	Mécanisme principal	Mécanisme auxiliaire
- Charge utile	: 200 kN.	50 kN.
- Hauteur de levage	: 12,5 m.	12,5 m.
- Vitesse de levage	: 8 m/mn.	12,5 m/mn.
- Régime de fonctionnement	: II (moyen)	II (moyen).
- Vitesse de direction	: 20 m/mn.	
- Lieu d'implantation	: En plein air.	
- Atmosphère	: Normale.	
- Alimentation	: Triphasée 220/380 V, 50 Hz.	
- Facteur de marche (Durée relative d'anclenchement) F.M ou D.E		
- Pour les deux mécanismes de levage	F.M = 25%.	
- Pour le mécanisme de direction	F.M = 25%.	
- Pente maximale des rails	: $\alpha = 0,002$ rad.	

Nota: " Valeurs, pour un chariot normalisé "

L'entraxe maximal des rails : 2000 mm.

L'entraxe maximal des galets : 2500 mm.

La hauteur du chariot non limitée.

Les valeurs des vitesses de levage et de direction sont à 10% près.

INTRODUCTION

Vue la diversité des charges à déplacer, dans un atelier, port, chantier etc...; on a préféré étudier un chariot d'un pont roulant à deux mécanismes de levage, servant à soulever des charges de 200/50 kN. Ce qui permettra d'utiliser chaque mécanisme selon sa "puissance"; afin d'économiser du temps et de l'énergie. C'est le but visé par l'industriel.

L'étude comporte quatre parties:

- Un aperçu général sur les chariots.
- Définitions et déterminations des éléments des mécanismes de levage et de direction ainsi que la vérification dynamique ^{ce} chapitre I et II
- Disposition des éléments du chariot et détermination du centre de gravité.

CHAPITRE I

GENERALITE SUR LES CHARIOTS

DES APPAREILS DE LEVAGES

I. Généralités sur les chariots des appareils de levage:

1.1 Définition:

Le chariot d'un pont roulant a pour rôle essentiel, le levage et le déplacement des charges à une certaine hauteur. Il est utilisé dans les ponts roulant des ateliers, magasins ou ports.

Il comprend les principaux éléments suivants:

- Un châssis en profilés assemblés par boulons ou par soudure, servant de support pour les autres éléments des mécanismes.
- Un mécanisme de direction, son rôle est de déplacer l'ensemble : chariot + charge horizontalement.
- Un ou plusieurs mécanismes de levage : pour monter la charge verticalement (dans ce projet, on a fait l'étude d'un chariot à deux mécanismes de levage).

1.2. Différentes réalisations de chariots:

La diversité des chariots dans un même pays, et d'un pays à un autre est due au progrès scientifiques et aux plus grands besoins de cette branche de l'industrie qui ne fait que se développer de plus en plus.

On distingue principalement:

- les chariots à un mécanisme de levage.
- les chariots à deux mécanismes de levage.
- Une grande série de chariots qui se différencient les uns des autres par leurs éléments, tel que l'incorporation du réducteur de levage au châssis, la liaison de ce réducteur au tambour par un

arbre cannelé coulissant. etc...

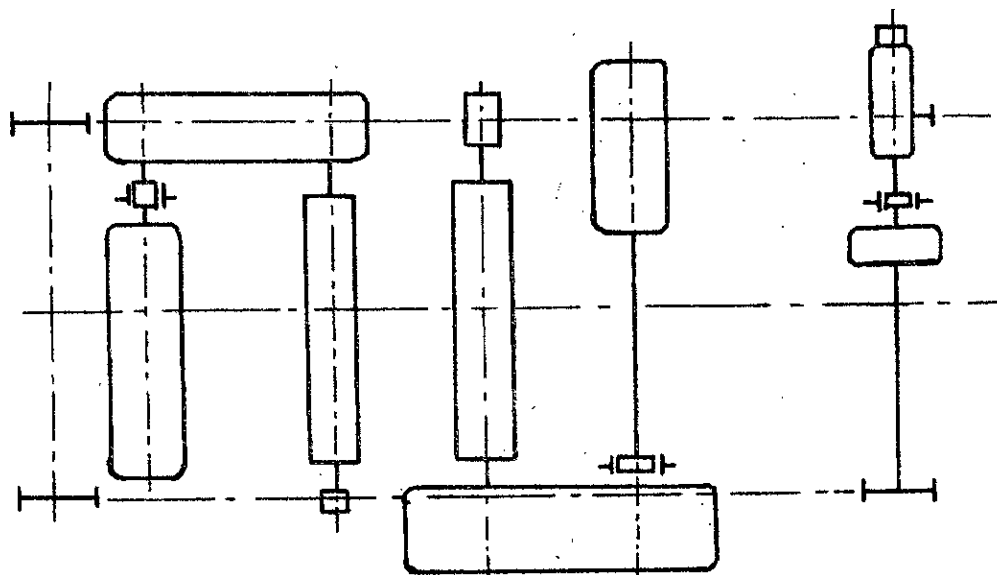
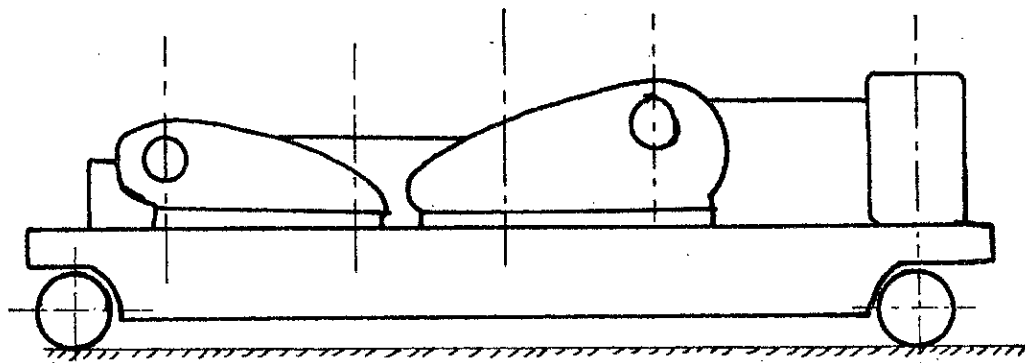


Schéma représentatif d'un chariot à deux mécanismes de levage.

Remarque :

- Le montage du chariot sur les charpentes peut se faire sur la partie supérieure ou inférieure de celle-ci, suivant la forme de l'attelier ou celle du pont lui-même.

- La construction du châssis du chariot est réalisée, en général, en acier; mais peut se faire en alliage léger.

CHAPITRE II

MECANISMES DE LEVAGE

2. Mécanismes de levage :

En général, un mécanisme de levage est composé d'un moteur électrique, d'un réducteur servant à transmettre la vitesse réduite au tambour. Le câble s'enroulant sur ce dernier permet le levage de la charge à l'aide d'un moufle.

2.1. Mécanisme principal :

2.1.1. a. Paramètres initiaux :

Les paramètres initiaux permettant le calcul des éléments du mécanisme de levage sont les suivants :

La charge utile $Q_u = 200 \text{ kN}$.

La hauteur de levage $H = 12,5 \text{ m}$.

La vitesse de levage $V_u = 8 \text{ m/mn}$.

Le régime de fonctionnement : II (moyen).

Le facteur de marche F.M. : 25%.

b. Schéma cinématique :

Pour un chariot de ponts roulant, on distingue principalement deux types de schémas cinématiques.

1. Tambours longs.

2. Tambours courts.

Le choix du type de schéma ne peut être fait qu'après avoir terminé le calcul des deux tambours, c'est-à-dire calculé leur diamètre et leur longueur, il dépend aussi de la disposition du centre de gravité du chariot.

2.1.2. Calculs préliminaires :

2.1.2.1. a. Choix de la construction :

La réalisation des chariots des ponts roulant et des portiques exige toujours des palans doublés, c'est-à-dire que les deux extrémités du câble sont fixées sur le tambour.

b. Calcul du palan :

- Multiplicité du palan α :

On définit la multiplicité du palan comme la réduction de la vitesse, d'où :

$$\alpha = \frac{V_t}{V_u}$$

avec :

V_t (m/mn) : Vitesse linéaire du câble s'enroulant sur le tambour.

V_u (m/mn) : Vitesse de levage.

Le choix de la multiplicité est fait en tenant compte des conditions ci-dessous :

1. L'effort maximal dans le câble ne doit pas dépasser 80 kN.
2. La multiplicité en fonction de la charge utile Q_u d'après le tableau qui suit (Recommandé en pratique).

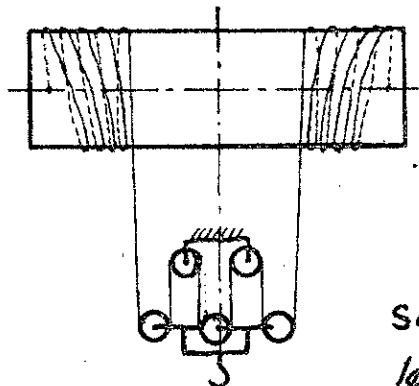
Q_u "kN"	à 10	20 à 80	100 à 150	200 à 300	400 à 500
α	2	2	2 ou 3	3 ou 4	4 ou 5

Comme $Q_u = 200$ kN on aura :

- d'après 2. $\alpha = 3$ ou 4.

- d'après 1. $\alpha = 3$ car $\frac{200}{3} = 66,66 \text{ kN} < 80 \text{ kN}$ L'effort ne dépasse pas 80 kN.

On adopte une multiplicité $\alpha = 3$



Schema du palan avec le câble et le tambour

Rendement du palan η_p :

De la relation donnant le rendement d'un palan:

$$\eta_p = \frac{1 - \eta_e^3}{1 - \eta_e} \cdot \frac{1}{3}$$

avec:

η_e : rendement d'une poulie.

$\eta_e = 0,98$ pour des poulies montées sur roulements.

Remarque:

On adopte un rendement η_e de montée égal au rendement de descente car la différence est très faible.

d'où:

$$\eta_p = \frac{1 - (0,98)^3}{1 - 0,98} \cdot \frac{1}{3} = 0,9801 \approx 0,98.$$

Effort exercé sur le câble passant sur le tambour F_t :

F_t : c'est l'effort maximal s'exerçant sur un seul brin.

et

$$F_t = \frac{Q}{3 \cdot \eta_p} \text{ (kN)}. \text{ [Valable pour un palan simple]}$$

avec: $Q = (Q_u + G_m) \text{ (kN)}$

$$Q_u = 200 \text{ kN}$$

$G_m \text{ (kN)}$: poids propre du moufle.

D'après des constructions déjà réalisées et pour des calculs préliminaires, on adopte $G_m = 0,80 \text{ kN}$.

d'où:

$$F_t = \frac{200 + 0,80}{3 \cdot 0,98} = 68,299 \text{ kN} \approx 68,30 \text{ kN}$$

Comme le palan est doublé l'effort sera:

$$F'_t = \frac{F_t}{2} = \frac{68300}{2} = 34150 \text{ N}$$

La vitesse du câble s'enroulant sur le tambour V_t :

on a: $a = \frac{V_t}{V_u}$ d'où $V_t = a \cdot V_u = 3,8 = 24 \text{ m/min} = 0,40 \text{ m/s}$.

2.1.2.2. Choix du câble : (d'après DIN 1502)

Ce choix se fait en tenant compte de la relation:

$$F_B \gg K \cdot F_t' \quad (\text{KN}).$$

Avec:

F_B : Effort total de rupture du câble.

K : Coefficient de sécurité.

$K = 5,5$, pour un régime de fonctionnement moyen (II)

$$F_B \gg 5,5 \cdot 34,15 = 187,825 \text{ KN} = 187825 \text{ N} = 187825 \text{ kgf.}$$

Pour un effort total de rupture du câble de $F_B = 19200 \text{ kgf}$,
On obtient du catalogue un diamètre de câble de:

$$d = 16,5 \text{ mm.}$$

Avec:

Un nombre de fils de : $7 \times 7 + (1 + 9 + 9) \cdot 6$

Une masse de : $1,085 \text{ kg/m}$.

Une contrainte de : 200 kgf/mm^2 .

d'où le câble suivant :

GOST 3081-69 Galvanisé.

2.1.2.3. Calcul des paramètres géométriques et cinématiques:

a. Tambour:

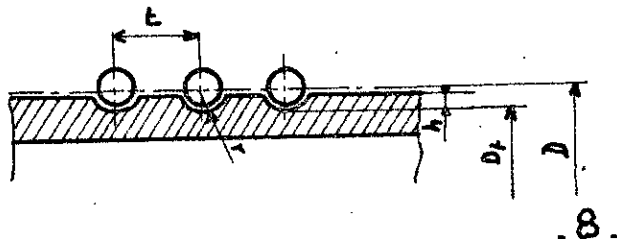
De la relation expérimentale : $D \gg a \cdot d$ (mm).

avec : $a = 25$ coefficient pour le régime de fonctionnement
moyen (II).

d (mm) diamètre du câble, choisit du catalogue.

$$D \gg 25 \cdot 16,5 = 412,5 \text{ mm.}$$

Profil du tambour:



En général, on conseille les coefficients suivants:

Le pas $t = 1,1 \cdot d = 1,1 \cdot 16,5 = 18,15 \text{ mm}$.

La rayon $r = 0,54 \cdot d = 0,54 \cdot 16,5 = 9,81 \text{ mm}$.

La hauteur $h = 0,30 \cdot d = 0,30 \cdot 16,5 = 4,95 \text{ mm}$.

Diamètre du tambour au fond du profil D_t :

On a:

$$D_t = D - d = 412,5 - 16,5 = 396 \text{ mm}.$$

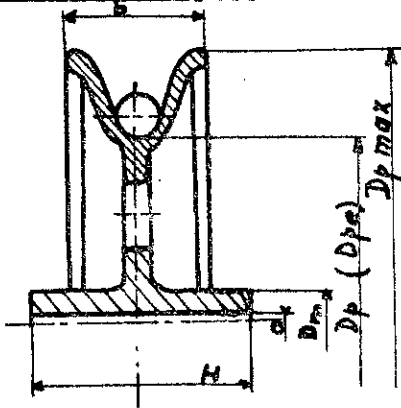
Calcul de la vitesse de rotation du tambour N_t :

On sait que:

$$N_t = \frac{v_t}{\pi \cdot D} = \frac{24}{\pi \cdot 0,4125} = 18,529 \approx 18,53 \text{ tr/mm}.$$

b. Les poulies:

Profil de la gorge de la poulie:



Diamètre des poulies de fonctionnement D_p :

On a: $D_p = (1 \div 1,1) D_t = 1,1 \cdot D_t = 1,1 \cdot 396 = 435,6 \text{ mm}$.

Diamètre des poulies d'équilibrage ou de compensation:

de: $D_{pe} = (0,5 \div 0,6) D_t$ on adopte:

$$D_{pe} = 0,6 \cdot D_t = 0,6 \cdot 396 = 237,6 \text{ mm}.$$

Dimensions normalisées des poulies:

Paramètres normalisés	$D_{p \text{ max}}$	D_{pe}	D_p	D_m	a	b	H	Nombre de bras	Masses kg
Poulie de fonctionnement	630		574	280	200	50	75	6	44,48
Poulie d'équilibrage.	380	324		150	100	50	50	6	14,67

Remarque:

On a pris de l'acier A25M, comme matière des poulies.

2.1.2.4. Choix des ensembles normalisés:

a. Moteur électrique:

En général, on utilise des moteurs électriques pour les appareils de lavage, l'alimentation se fait en courant continu ou en alternatif, ce sont des moteurs capables de fournir un grand couple de démarrage.

Calcul de la puissance statique du moteur P_s :

La puissance statique est donnée par la relation:

$$P_s = \frac{Q \cdot V_u}{\eta_L} \quad (\text{KW}).$$

avec:

$$Q = Q_u + G_m = 200 + 0,8 = 200,8 \text{ KN.}$$

$$V_u : \text{Vitesse de lavage} = 8 \text{ m/min} = 0,133 \text{ m/s.}$$

η_L : Rendement total du mécanisme

Pour des calculs préliminaires, on adopte: $\eta_L = 0,80$.

$$\text{et } P_s = \frac{200,8 \cdot 0,133}{0,80} = 32,63 \text{ KW} \approx 33 \text{ KW.}$$

Choix du moteur:

Le choix se fait de catalogue, des moteurs spéciaux c'est-à-dire, moteurs à rotors bobinés, pour les appareils de lavage, du type M.T.F, ayant des caractéristiques plus élastiques que les autres types de moteurs, à la base du facteur de marche (F.M) et de la puissance statique de telle sorte que la puissance du catalogue soit:

$$P_c = (0,80 \div 1) P_s$$

On trouve comme puissance de catalogue $P_c = 36 \text{ KW}$ et on peut dresser le tableau suivant qui nous donne

les caractéristiques du moteur choisi.

Caractéristiques.	P_c (kW)	N (tr/mn)	M_{max} (N.m)	I_r (kg.m ²)	Masse (kg)
F.M.25%	36	965	950	0,676	345

D'après ces données, le moteur à adopter est du type:
M.T.F 412.6

b. Choix du réducteur:

Le choix se fait du catalogue en tenant compte des paramètres suivants:

. La puissance $P_s = 33$ kW.

. La vitesse $N_R \leq N_{(25\%)}$

avec:

N_R (tr/mn): vitesse maximale admissible de l'arbre moteur du réducteur.

. Le rapport $L_R \approx L_m$

où:

L_R : Rapport de réduction donné par le catalogue.

L_m : " " " du mécanisme de levage.

On sait que:

$$L_m = \frac{N_{(25\%)}}{N_t}$$

avec: $N_{(25\%)}$ (tr/mn): vitesse de rotation donnée par le catalogue.

$$N_{(25\%)} = 965 \text{ tr/mn.}$$

N_t (tr/mn): vitesse de rotation du tambour. = 18,53 tr/mn.

d'où:

$$L_m = \frac{965}{18,53} = 52,077 \approx 52,10.$$

On choisit le réducteur RM750 I réalisation dont les paramètres:

Paramètres	Pod (kW)	Nod (tr/mn)	L _R	Masse (kg)
F.M: 25%	44	1000	48,57	1130

Vérification:

Il faut que $\Delta i = \frac{L_m - L_R}{L_m} \cdot 100 < 10\%$ (d'après le sujet).

$$\text{d'où : } \Delta i = \frac{52,10 - 48,57}{52,10} \cdot 100 = 6,77\% < 10\%$$

Donc ce réducteur convient.

c. Choix du frein:

Calcul du moment de freinage M_f:

De la relation:

$$M_f = k \cdot M_{s,d}$$

avec:

k: coefficient de sécurité de freinage, pour un régime de fonctionnement moyen (II) k = 1,75.

M_{s,d} (Nm): Moment statique pendant la descente réduit au niveau de moteur.

$$M_{s,d} = \frac{Q \cdot D}{2 \cdot d \cdot L_R} \cdot \eta_L = \frac{200,8 \cdot 10^3 \cdot 412,5 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 3 \cdot 48,57} \cdot 0,80 = 227,38 \text{ N.m.}$$

et on aura comme moment de freinage:

$$M_f = k \cdot M_{s,d} = 1,75 \cdot 227,38 = 397,915 \text{ N.m.}$$

On choisit le frein en tenant compte de l'inégalité:

$$M_{fc} \gg M_f$$

avec :

M_{fc} (N.m) : moment de freinage du frein choisi du catalogue, d'après la norme : GOST.

On adopte le frein T.K.T 300 ayant les caractéristiques.

Le moment de freinage $M_{fc} = 500$ N.m.

La masse du frein complet = 92 kg.

avec une masse de l'électro-aimant M0300B de : 40kg,

et celle du frein seul de : 52 kg.

Remarque :

On voit que $M_{fc} = 500$ N.m $>$ $M_f = 397,915$ N.m, il suffit de régler les freins de façon à avoir le moment,

$$M_{fc} = M_f = 397,915 \text{ N.m.}$$

d. Choix des accouplements :

Les accouplements sont choisis du catalogue, en tenant compte, surtout du moment maximal à transmettre. Pour les calculs préliminaires, on fait le choix à partir du moment statique, ce qui revient à faire une vérification de la continuité de fonctionnement.

il faut que :

$$M_{ac} \geq K_1 \cdot K_2 \cdot M_{s,m} \text{ (N.m)}$$

avec :

M_{ac} (N.m) : Moment obtenu du catalogue, avec lequel on peut charger l'accouplement.

K_1 : coefficient de l'importance du mécanisme.

$K_1 = 1,3$ pour un mécanisme de levage.

K_2 : coefficient du régime de fonctionnement

$K_2 = 1,1$ pour un régime moyen (II).

$M_{s,m}$ (N.m) : Moment statique pendant la montée.

Liaison moteur-réducteur :

Comme le moteur et le réducteur sont assez l'un de l'autre (afin d'équilibrer l'ensemble) on utilise à la sortie du réducteur un demi-manchon à engrenage transformé en poulie de frein.

Faisons le choix de cet accouplement:

Tout d'abord calculons le moment statique de montée:

$$M_{sd} = \frac{Q \cdot D}{2 \cdot \alpha \cdot C_2 \cdot \eta_L} = \frac{200,8 \cdot 10^3 \cdot 412,5 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 3 \cdot 48,57 \cdot 0,80} = 355,28 \text{ N.m}$$

Vérifions la condition de continuité:

$M_{ac} \gg K_1 \cdot K_2 \cdot M_{s,m}$ nous donne:

$$M_{ac} \gg 1,3 \cdot 1,1 \cdot 355,28 = 508,05 \text{ N.m}$$

D'où le demi-manchon correspondant à cette condition est du type CZM N°4 d'après B.D.S 3268-76 dont les paramètres sont ci-dessous:

- . Le moment maximal $M_{max} = 560 \text{ N.m}$.
- . Le nombre de tours ad. $N_{ad} = 3350 \text{ tr/mn}$.
- . Le moment d'inertie $I = 0,45 \text{ Kg.m}^2$.
- . La masse $m_a = 76 \text{ Kg}$.

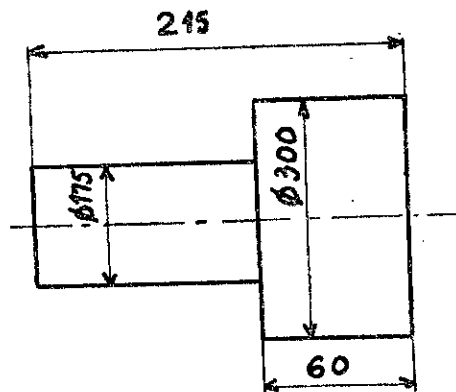


Schéma de l'accouplement adopté.

À la sortie du moteur, on utilisera un autre demi-manchon à engrenage normal (c'est-à-dire non transformé en poulie de frein) ayant les mêmes caractéristiques que la

précédent.

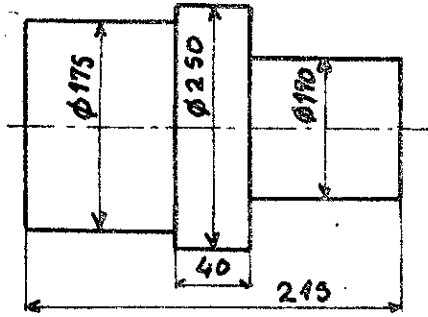
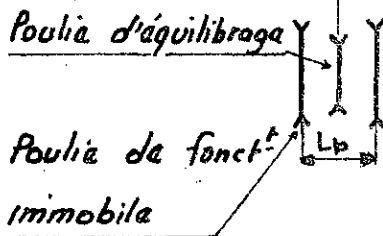
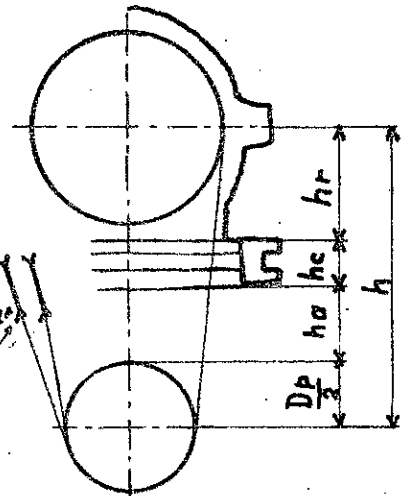
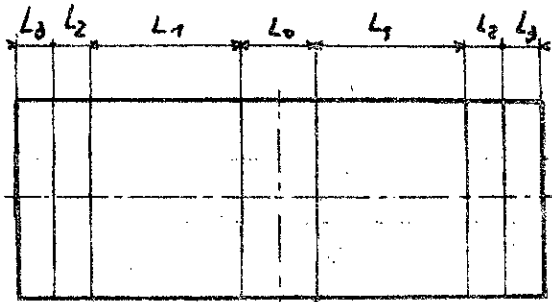


Schéma du deuxième accouplement choisi.

Remarque:

On prendra comme diamètre de l'arbre reliant ces deux demi-manchons, $d_a = 75 \text{ mm}$.

2.1.2.5. Calcul de la longueur du tambour:



Poulies de fonction immobile

Longueur totale du tambour L :

On a : $L = L_0 + 2(L_1 + L_2 + L_3)$.

avec :

L_0 : longueur lisse du milieu du tambour.

$L_0 = L_p \pm 2htg\alpha > 50 \text{ mm}$

on prend $L_0 = 50 \text{ mm}$

L_p (mm): distance entre les deux poulies guidant le câble vers le tambour.

on a : largeur des poulies de fonctionnement : 75 mm.

largeur des poulies d'équilibrage : 50

et on a comme intervalle entre les poulies : 5 mm.

donc :

$$L_p = \frac{75}{2} + 5 + 50 + \frac{75}{2} = 135 \text{ mm.}$$

h (mm): Distance minimale entre le tambour et le moufle.

$$h = \frac{D_p}{2} + h_a + h_c + h_r$$

D_p (mm): Diamètre des poulies de fonctionnement.

$$D_p = 435,6 \text{ mm.}$$

h_a (mm): Hauteur d'assurance.

$h_a \gg 5 S_f$ où S_f : Chemin de freinage.

Pour des calculs préliminaires on peut adopter:

$$h_a = 200 \text{ mm car } h_{a \min} = 200 \text{ mm.}$$

h_c (mm): hauteur du chassis, on adopte $h_c \approx 240$ mm.

(valeur normalisée).

h_r (mm) = 320 mm : hauteur du réducteur

(de la base à l'axe des arbres) obtenue du catalogue.

d'où :

$$h = \frac{435,6}{2} + 200 + 240 + 320 = 977,8 \text{ mm} \approx 978 \text{ mm.}$$

et

$$L_o = L_p \pm 2h \operatorname{tg} \alpha = 50 \Rightarrow \operatorname{tg} \alpha = \frac{50 - L_p}{2 \cdot h}$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{50 - 135}{2 \cdot 978} = -0,04346 \quad \text{d'où : } \alpha = -2^\circ 29'$$

L'angle α doit être compris entre -10° et $+10^\circ$.

Calcul de la longueur d'enroulement du câble L_i :

De la relation qui suit on aura:

$$L_1 = \left(\frac{\alpha \cdot H}{\pi \cdot D} + 2 \right) \cdot t \cdot \cos \left(\arctg \frac{t}{\pi \cdot D} \right) \quad (\text{mm}).$$

avec :

$$\alpha = 3.$$

H : hauteur de levage = 12500 mm.

$$D = 412,5 \text{ mm.}$$

$$t = 18,15 \text{ mm.}$$

On a comme longueur :

$$L_1 = \left(\frac{3 \cdot 12500}{\pi \cdot 412,5} + 2 \right) \cdot 18,15 \cdot \cos \left(\arctg \frac{18,15}{\pi \cdot 412,5} \right) = 561,72 \text{ mm}$$

$$L_1 \approx 562 \text{ mm}$$

Calcul de la longueur nécessaire pour la fixation du câble L_2 :

On adopte :

$$L_2 = 3,5t = 3,5 \cdot 18,15 = 63,52 \text{ mm}$$

Calcul de la longueur libre du tambour L_3 :

On adopte aussi un coefficient de 2 d'où :

$$L_3 = 2 \cdot t = 2 \cdot 18,15 = 36,30 \text{ mm.}$$

Finalement on aura comme longueur totale L :

$$L = L_0 + 2(L_1 + L_2 + L_3)$$

$$L = 50 + 2(561,72 + 63,52 + 36,30) = 1373,08 \text{ mm.}$$

$$L \approx 1373 \text{ mm.}$$

2.1.3. Calcul définitif du mécanisme principal :

2.1.3.1. Calcul dynamique du mécanisme :

Les efforts dynamiques dus aux accélérations de démarrage et de freinage peuvent surcharger les éléments des appareils de levage, on distingue deux situations dangereuses.

1. Démarrage pendant le levage.

2. Freinage pendant la descente.

Notre but est de vérifier est-ce que les accélérations

ne dépassent pas certaines valeurs limites dites accélérations admissibles.

Il faut que l'on ait :

$$a_d \leq [a].$$

$$a_f \leq [a].$$

avec :

a_d (m/s^2) : accélération au démarrage.

a_f (m/s^2) : " " freinage.

$[a]$ (m/s^2) : " admissible. = $0,5 m/s^2$.

Comme on connaît la vitesse de lavage $V_u = 8 m/mn$ et :

$$a_d = \frac{V_u}{t_d}, \text{ de même } a_f = \frac{V_u}{t_f}.$$

on doit calculer t_d et t_f afin de pouvoir connaître les valeurs de a_d et a_f .

Cas du démarrage au lavage :

On fait nos calculs à partir de la relation :

$$M_d = M_s + I \cdot \frac{\omega}{t_d}.$$

avec :

M_d (N.m) : moment moyen de démarrage du moteur,

$$M_d = \frac{M_{d,max} + M_{d,min}}{2}$$

où :

$M_{d,max}$ (N.m) : Moment maximal de démarrage obtenu du catalogue, pour un F.M = 25% $M_{d,max} = 950 \text{ N.m}$.

$M_{d,min}$ (N.m) : Moment minimal de démarrage.

$$M_{d,min} = 1,2 M_n.$$

et M_n (N.m) : moment nominal du moteur.

Les moments nominaux dépendent du facteur de marche, pour un FM = 25% on a :

$$P_c(25\%) = 36 \cdot 10^3 \text{ W.}$$

$$N(25\%) = 965 \text{ tr/min.}$$

$$\omega(25\%) = \frac{\pi \cdot N(25\%)}{30} = \frac{\pi \cdot 965}{30} = 101 \text{ rad/s.}$$

d'où :

$$M_{T_c(25\%)} = \frac{P_c(25\%)}{\omega(25\%)} = \frac{36 \cdot 10^3}{101} = 3,5643 \cdot 10^2 \text{ N.m} \approx 356,43 \text{ N.m.}$$

$$\text{et: } M_{d,\min} = 1,2 \cdot M_T = 1,2 \cdot 356,43 = 427,716 \text{ N.m} \approx 427,72 \text{ N.m}$$

On obtient maintenant :

$$M_d = \frac{M_{d,\max} + M_{d,\min}}{2} = \frac{950 + 427,72}{2} = 688,86 \text{ N.m}$$

Calcul du moment d'inertie I :

La relation donnant le moment d'inertie est la suivante :

$$I = \Delta (I_m + I_a) + \frac{m \cdot V_u^2}{\omega^2 \cdot \eta_L} \quad (\text{kg.m}^2)$$

où :

$\Delta = 1,15$: Coefficient exprimant les moments d'inertie de tous les autres éléments tournants autres que le moteur et l'accouplement.

$$I_m = 0,676 \text{ kg.m}^2$$

$$I_a = 0,45 \text{ "}$$

$$m = \frac{Q}{g} = \frac{200,8 \cdot 10^3}{9,81} = 20,468 \cdot 10^3 \text{ kg} \approx 20470 \text{ kg.}$$

$$V_u = 8 \text{ m/min} = 0,133 \text{ m/s.}$$

$$\omega = 101 \text{ rad/s.}$$

$$\eta_L = 0,80.$$

d'où :

$$I = 1,15 (0,676 + 0,45) + \frac{20470 \cdot (0,133)^2}{(101)^2 \cdot 0,80} = 1,339 \text{ kg.m}^2 \approx 1,34$$

$$M_s = 355,28 \text{ N.m (déjà calculé).}$$

Le temps sera :

$$t_d = \frac{\omega \cdot I}{M_d - M_s} = \frac{101 \cdot 1,34}{688,86 - 355,28} = 0,4057 \text{ s} \approx 0,406 \text{ s.}$$

On aura comme accélération:

$$a_d = \frac{v_u}{t_d} = \frac{0,133}{0,406} = 0,327 \text{ m/s}^2.$$

On voit bien que : $a_d = 0,327 \text{ m/s}^2 < [a] = 0,5 \text{ m/s}^2$.

Cas de freinage à la descente:

De la formule:

$$M_f = M_{s,f} + I_f \cdot \frac{\omega}{t_f}$$

avec:

M_f (N.m): Moment moyen de freinage à la descente.

$M_f = 397,915 \text{ N.m}$ déjà calculé.

$M_{s,f} = 227,38 \text{ N.m}$ " " "

Calcul du moment d'inertie I_f :

Comme:

$$I_f = \Delta (I_m + I_a) + \frac{m \cdot v_u^2}{\omega^2} \cdot \eta_k$$

avec les mêmes paramètres que dans le cas du démarrage.

$$\text{d'où : } I_f = 1,15 (0,676 + 0,45) + \frac{20470 \cdot (0,133)^2}{(101)^2} \cdot 0,80 = 1,32 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$\text{On obtient le temps } t_f = \frac{\omega \cdot I_f}{M_f - M_{s,f}} = \frac{101 \cdot 1,32}{397,915 - 227,38} = 0,782 \text{ s.}$$

On a comme accélération:

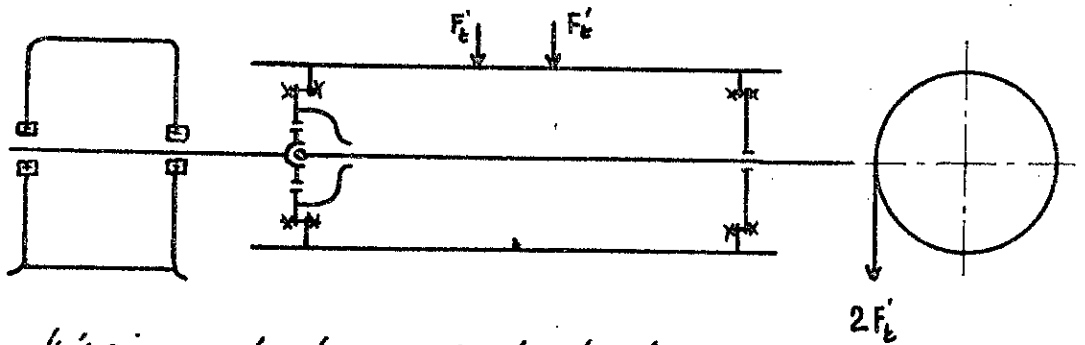
$$a_f = \frac{v_u}{t_f} = \frac{0,133}{0,782} = 0,170 \text{ m/s}^2.$$

La relation $a_f = 0,170 \text{ m/s}^2 < [a] = 0,50 \text{ m/s}^2$ est vérifiée.

2.1.3.2. Calculs de résistance des éléments du mécanisme:

a. Tambour:

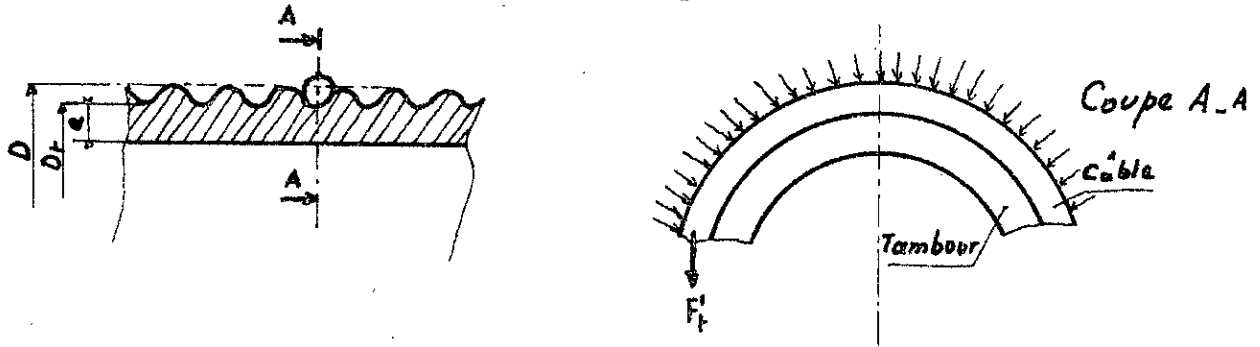
Nous allons représenter le tambour, son arbre et le réducteur en un schéma simplifié.



Calcul de l'épaisseur de la paroi du tambour:

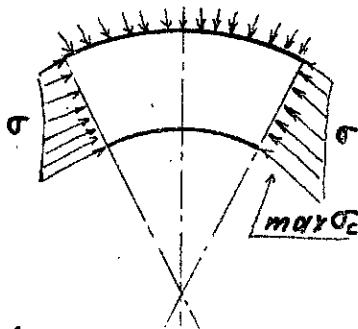
Vérifions le rapport $\frac{L}{D_t} = \frac{1373}{396} = 3,467 \approx 3,47 > 3$ Comme $\frac{L}{D_t} > 3$ on doit tenir compte des contraintes de compression et aussi de contraintes de flexion et de torsion car ces deux dernières contraintes sont supérieures à 15%.

- Contrainte de compression:



Si on considère un élément du tambour on aura:

De la relation de Lamé:



$$\max \sigma_c = \frac{F'_t \cdot D_t}{a \cdot E \cdot (D_t - a)} \cdot \epsilon \ll [\sigma_c]$$

Avec:

$\max \sigma_c$ (Pa): Contrainte maximale de compression

$$F'_t = 34150 \text{ N}$$

$$D_t = 396 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

a (m): épaisseur de la paroi du tambour.

$$t(m) = 18,15 \cdot 10^{-3} \text{ m.}$$

$\varepsilon = 0,7$: coefficient exprimant la diminution de la force F_t le long du tambour, $\varepsilon = 0,7$ pour l'acier.

$[\sigma_c]$: contrainte admissible.

$$[\sigma_c] = \frac{\sigma_s}{k} = \frac{2,8 \cdot 10^8}{1,5} = 1,866 \cdot 10^8 \text{ Pa} = 1,87 \cdot 10^8 \text{ Pa.}$$

pour l'acier A50

et $k = 1,5$: coefficient de sécurité valable pour l'acier.

d'où :

$$\frac{F_t \cdot D_t \cdot \varepsilon}{a \cdot t \cdot (D_t - e)} \leq [\sigma_c] \Leftrightarrow$$

$$t \cdot [\sigma_c] \cdot a^2 - t \cdot D_t \cdot [\sigma_c] \cdot e + F_t \cdot D_t \cdot \varepsilon \leq 0.$$

Après avoir remplacé par leurs valeurs, les termes de l'inégalité on a :

$$3,394 \cdot 10^6 a^2 - 1,344 \cdot 10^6 a + 9466,38 \leq 0.$$

On obtient :

$$a_1 = 7,218 \cdot 10^{-3} \text{ m.}$$

$$a_2 = 0,376 \text{ m. (Valeur trop grande à rejeter).}$$

De l'inégalité on a :

$$e_1 \leq a \leq e_2.$$

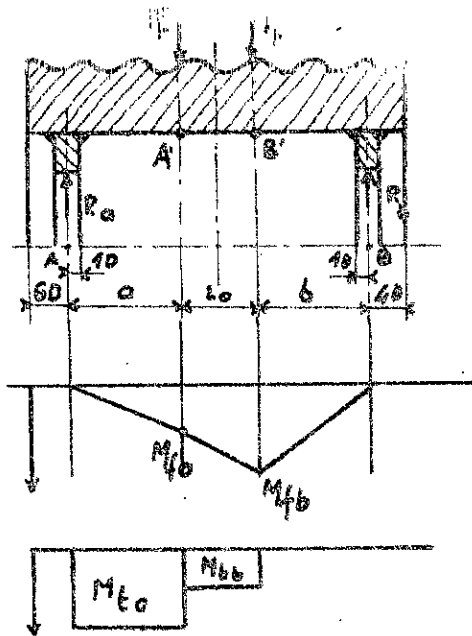
$$\text{d'où : } a \geq a_1 = 7,218 \cdot 10^{-3} \approx 7,22 \cdot 10^{-3} \text{ m.}$$

On adopte une valeur plus grande :

$$a = 12 \text{ mm.}$$

Contraintes de flexion et de torsion :

Comme $\frac{L}{D_t} > 3$, on doit tenir compte de la flexion et de la torsion, et après avoir calculé l'épaisseur e à la base de la contrainte de compression, on fait des calculs de vérification.



$$L = 1373 \text{ mm}$$

$$F_1' = 34150 \text{ N.}$$

$$D_1 = 396 \text{ mm.}$$

$$D = 412,5 \text{ mm.}$$

$$L_0 = 50 \text{ mm}$$

$$e = 12 \text{ mm}$$

$$t = 18,15 \text{ mm}$$

on a obtenu, par construction
le reste des dimensions

$$a = 592,5 \text{ mm.}$$

$$b = 612,5 \text{ mm.}$$

Calcul des réactions R_a et R_b aux points A et B:

On a:

$$(\sum M)_A = F_1 \cdot a + F_1' \cdot (a + L_0) - R_b \cdot (a + L_0 + b) = 0$$

d'où:

$$R_b = \frac{F_1 \cdot a + F_1' \cdot (a + L_0)}{a + L_0 + b} = \frac{34150 \cdot 0,5925 + 34150 \cdot (0,5925 + 0,05)}{0,5925 + 0,05 + 0,6125}$$

$$\Rightarrow R_b = 33605,77 \text{ N} \approx 33606 \text{ N.}$$

De même:

$$(\sum M)_B = F_1' \cdot b + F_1 \cdot (b + L_0) - R_a \cdot (a + L_0 + b) = 0$$

$$R_a = \frac{F_1' \cdot b + F_1 \cdot (b + L_0)}{a + b + L_0} = \frac{34150 \cdot 0,6125 + 34150 \cdot (0,6125 + 0,05)}{0,5925 + 0,05 + 0,6125}$$

$$\Rightarrow R_a = 34694,22 \text{ N} \approx 34694 \text{ N.}$$

Calcul des moments de flexion en A' et B':

On a:

$$M_{fa} = R_a \cdot a = 34694 \cdot 592,5 \cdot 10^{-3} = 20,56 \cdot 10^3 \text{ m. N.}$$

$$\text{et } M_{fb} = R_b \cdot b = 33606 \cdot 612,5 \cdot 10^{-3} = 20,58 \cdot 10^3 \text{ m. N.}$$

Calcul des moments de torsion:

On a les deux moments suivants:

$$M_{tA} = 2F_t \cdot \frac{D}{2} = F_t \cdot D = 34150 \cdot 412,5 \cdot 10^{-3} = 14,10 \cdot 10^3 \text{ m.N}$$

$$\text{et } M_{tB} = F_t \cdot \frac{D}{2} = \frac{M_{tA}}{2} = \frac{14,10 \cdot 10^3}{2} = 7,04 \cdot 10^3 \text{ m.N.}$$

Calcul de la contrainte équivalente σ_e :

De la relation:

$$\sigma_e = \sqrt{M_f^2 + (0,75 \cdot M_t)^2} \quad (\text{Pa})$$

En prenant la valeur maximale des moments de flexion et de torsion dans notre cas:

$$M_f = M_{fB} = 20,58 \cdot 10^3 \text{ N.m.}$$

$$M_t = M_{tA} = 14,10 \cdot 10^3 \text{ N.m.}$$

Tandis que le module de résistance W :

$$W \approx 0,1 \cdot \frac{D_t^4 - (D_t - 2e)^4}{D_t} = 0,1 \cdot \frac{(0,396)^4 - [0,396 - 2 \cdot 0,012]^4}{0,396}$$

$$W \approx 13,74 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

Enfin:

$$\sigma_e = \frac{\sqrt{(20,58 \cdot 10^3)^2 + (0,75 \cdot 14,10 \cdot 10^3)^2}}{13,74 \cdot 10^{-4}} = 0,168 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$$

Calcul de la contrainte de compression σ_c :

Comme la contrainte:

$$\sigma_c = \frac{F_t \cdot D_t \cdot E}{a \cdot t \cdot (D_t - e)} \quad \text{on aura:}$$

$$\sigma_c = \frac{34150 \cdot 0,396 \cdot 0,7}{0,012 \cdot 0,01815 \cdot (0,396 - 0,012)} = 1,13 \cdot 10^8 \text{ Pa. (N/m}^2\text{)}$$

Calcul de la contrainte sommaire σ_Σ :

La relation donnant cette contrainte est de la forme:

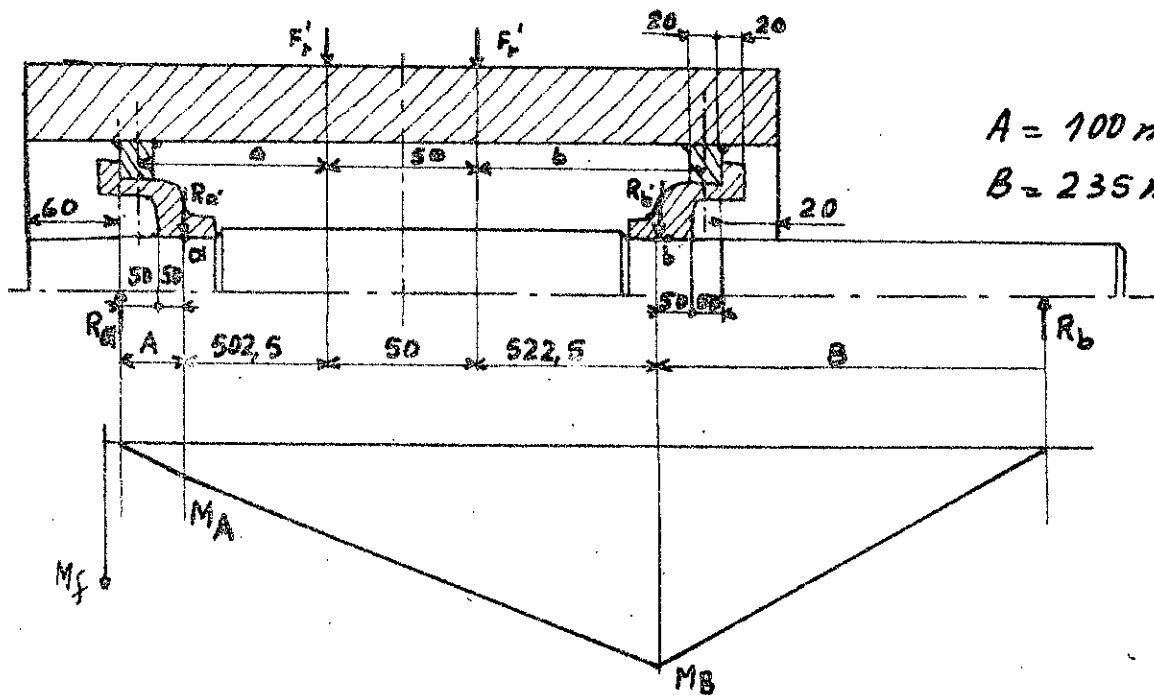
$$\sigma_\Sigma = \sqrt{\sigma_e^2 + \sigma_c^2} = \sqrt{(0,168 \cdot 10^8)^2 + (1,13 \cdot 10^8)^2} = 1,14 \cdot 10^8 \text{ Pa.}$$

Calcul de la masse du tambour seul:

On considère le tambour comme un cylindre de longueur $L = 1373 \text{ mm}$ de diamètre extérieur $D_e = 39,6 \text{ cm}$ avec un alésage de diamètre $d = 39,6 - 2 \cdot 1,2 = 37,2 \text{ cm}$.
d'où :

$$\text{masse } m_T = \frac{\pi}{4} (D_e^2 - d^2) \cdot \rho \cdot L = \frac{\pi}{4} (39,6^2 - 37,2^2) \cdot 7,85 \cdot 1373 = 155,9 \text{ kg}$$
$$m_T = 156 \text{ kg.}$$

Calcul de l'arbre du tambour:



$$A = 100 \text{ mm.}$$
$$B = 235 \text{ mm.}$$

Remarque:

les dimensions de cette figure sont obtenues par construction

Calcul des efforts (Réactions) R_1' et R_2' :

On a :

$$2F_1' = R_1' + R_2' = 68300 \text{ N} \quad (1)$$

$$R_1' \cdot 527,5 = R_2' \cdot 547,5 \quad (2)$$

Après résolution de système on obtient:

$$R_{0'} = 34785 \text{ N} \quad \text{et} \quad R_B = 33515 \text{ N}$$

Calcul des moments aux points a et b :

$$\text{Le moment } M_A = R_{0'} \cdot A = 34785 \cdot 0,1 = 3478,5 \text{ N.m.}$$

$$\text{et le moment } M_B = R_B' \cdot B = 33515 \cdot 0,235 = 7876,025 \text{ N.m.} \approx 7876 \text{ N.m}$$

On peut obtenir le diamètre de l'arbre à l'aide de la relation :

$$d_a = \sqrt[3]{\frac{M}{0,1[\sigma]}}$$

avec M (N.m) : Moment maximal

$$[\sigma] = 135 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2 \text{ en prenant un acier :}$$

XC 42 stabilisé.

d'où :

$$d_a = \sqrt[3]{\frac{M_B}{0,1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{7876}{0,1 \cdot 135 \cdot 10^6}} = 8,3558 \cdot 10^{-2} \text{ m}$$

on adopte un diamètre $d_a = 85 \text{ mm}$

On conseille pour les autres dimensions :

$$\text{longueurs des moyeux} \approx 1,1 d_a = 1,1 \cdot 85 = 93,5 \text{ mm}$$

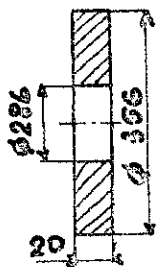
on adopte : 100 mm.

$$\text{Diamètre au milieu} \approx d_a + 2 \cdot 10 = 85 + 20 = 105 \text{ mm.}$$

$$\text{Diamètre ext. du moyeu} \approx 1,8 d_a \approx 1,8 \cdot 85 = 153 \text{ mm}$$

Calcul des masses :

Les jointes :

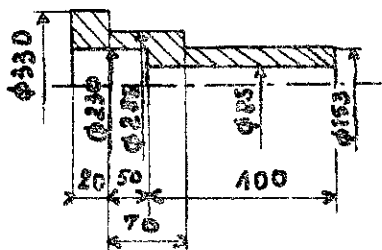


$$\text{La masse } m_j = \frac{\pi}{4} (35,6^2 - 28,6^2) \cdot 2 \cdot 7,85 \cdot 10^{-3} = 5,5 \text{ kg.}$$

Pour les deux jointes

$$m_{2j} = 11 \text{ kg.}$$

Les moyeux :



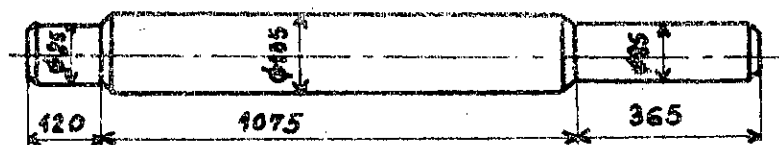
La masse :

$$m = \frac{\pi}{4} \left[(33^2 - 28,6^2) \cdot 2 \cdot 7,85 \cdot 10^{-3} + [(28,6^2 - 23^2) \cdot 9 + \right.$$

$$\left. (33^2 - 28,6^2) \cdot 2 \right] \cdot 7,85 \cdot 10^{-3} = 34 \text{ kg.}$$

La masse des deux moyeux $m_{m} = 68 \text{ kg}$.

L'arbre:



La masse $m_a = \frac{\pi}{4} \left\{ (10,5)^2 \cdot 107,5 + (8,5)^2 \cdot 48,5 \right\} \cdot 7,85 \cdot 10^3 = 94,6 \text{ kg} = 95 \text{ kg}$.

La masse totale du tambour: $m_t = 95 + 11 + 62 + 52 = 220 \text{ kg}$.

b. Choix du moufle:

On n'a pas fait de calculs pour cet ensemble d'éléments, car on a jugé que c'est un calcul simple de résistance, qui consiste à faire des vérifications pour: l'arbre, la traverse, les renforts, les filetages etc... On a fait uniquement le choix du crochet qui est normalisé, et son choix dépend de la charge utile à soulever et du régime de fonctionnement; dans notre cas la charge: 200 kN, et le régime moyen (II); ainsi que les poulies de fonctionnement et d'équilibrage; tandis que l'ensemble moufle est choisi d'après la littérature.

2.2. Mécanisme auxiliaire :

2.2.1. a. Paramètres initiaux :

Ces paramètres sont les suivants :

- La charge utile $Q_u = 50 \text{ kN}$.
- La hauteur de levage $H = 12,5 \text{ m}$.
- La vitesse de levage $V_u = 12,5 \text{ m/min}$.
- Le régime de fonctionnement : II (moyen).
- Le facteur de marche $FM = 25\%$.

b. Choix du schéma cinématique :

La même remarque est valable pour les deux mécanismes.

2.2.2. Calculs préliminaires :

2.2.2.1. a. Choix de la construction :

On utilise, comme pour le mécanisme principal, un palan doublé.

b. Calcul du palan :

Multiplicité du palan α :

On a :

$\alpha = \frac{V_t}{V_u}$, le choix de la multiplicité se fera comme précédemment.

- La 2^{ème} condition nous donne $\alpha = 2$. car $Q_u = 50 \text{ kN}$.

(voir tableau partie mec. principal).

- La 2^{ème} condition donne : $\frac{50}{2} = 25 \text{ kN} < 80 \text{ kN}$ (condition vérifiée).

donc, on peut adopter une multiplicité de $\alpha = 2$.

Rendement du palan η_p :

Le rendement du palan est donné par la relation :

$$\eta_p = \frac{1 - \eta_e^\alpha}{1 - \eta_e} \cdot \frac{1}{\alpha}$$

$\eta_e = 0,98$: rendement d'une poulie montée sur roulements.

$$\eta_p = \frac{1 - (0,98)^2}{1 - 0,98} \cdot \frac{1}{2} = 0,99.$$

Effort exercé sur le câble passant sur le tambour F_t :

On fait la même remarque que précédemment.

$$\text{de : } F_t = \frac{Q}{\alpha \cdot \eta_p} \text{ (KN)}.$$

$$Q = Q_u + G_m = 50 + 0,5 = 50,5 \text{ KN}.$$

$$\alpha = 2.$$

$$\eta_p = 0,98.$$

$$\text{d'où : } F_t = \frac{50,5}{2 \cdot 0,99} = 25,50 \text{ KN} = 25500 \text{ N}.$$

La force s'exerçant sur une partie du tambour:

$$F_t' = \frac{F_t}{2} = \frac{25500}{2} = 12750 \text{ N}.$$

La vitesse du câble s'enroulant sur le tambour V_t :

Comme la multiplicité

$$\alpha = \frac{V_t}{V_u} \text{ alors : } V_t = \alpha \cdot V_u = 2 \cdot 12,5 = 25 \text{ m/mn} = 0,42 \text{ m/s}.$$

2.2.2.2. Choix du câble:

Le choix du câble se fera en tenant compte de:

$$F_B \geq K \cdot F_t' \text{ (KN)}.$$

$$F_t' = 12750 \text{ N}$$

Comme le régime de fonctionnement est moyen

$$K = 5,5.$$

$$\text{donc : } F_B \geq 5,5 \cdot 12750 = 70125 \text{ N} = 7012,5 \text{ Kgf}.$$

On obtient un câble de diamètre $d = 10 \text{ mm}$.

ayant une force de rupture de $F_B = 7465 \text{ Kgf}$. et avec les données:

. Un nombre de fils de : $7 \times 7 + (1 + 9 + 9) \cdot 6$

. Une masse de : $0,4215 \text{ Kg/m}$.

. Une contrainte de : 200 Kgf/mm^2 .

d'où le câble : GOST 3081-69 Galvanisé.

2.2.2.3 Calcul des paramètres géométriques et cinématiques:

a. Tambour:

On peut obtenir le diamètre à partir de la relation expérimentale:

$$D \geq a \cdot d \text{ (mm)}$$

avec : $d = 10 \text{ mm}$ comme diamètre du câble
 $a = 25$ coefficient dépendant du régime de fonctionnement.

$$D \geq 25 \cdot 10 = 250 \text{ mm}$$

$$D = 250 \text{ mm}$$

Profil du tambour:

(Voir schéma dans la partie du mécanisme principal)

On fait les calculs à partir des mêmes coefficients:

Le pas $t = 1,1 \cdot d = 1,1 \cdot 10 = 11 \text{ mm}$

Le rayon $r = 0,54 \cdot d = 0,54 \cdot 10 = 5,4 \text{ mm}$

La hauteur $h = 0,30 \cdot d = 0,30 \cdot 10 = 3,0 \text{ mm}$

Calcul du diamètre du tambour au fond du profil D_f :

Le diamètre

$$D_f = D - d = 250 - 10 = 240 \text{ mm}$$

Calcul de la vitesse de rotation du tambour N_t :

On a la vitesse

$$N_t = \frac{V_t}{\pi \cdot D} = \frac{0,42 \cdot 10^3}{\pi \cdot 250} = 0,535 \text{ tr/s} = 32,1 \text{ tr/mn}$$

b. Les poulies:

Profil de la gorge de la poulie:

On a le même schéma que celui du mécanisme principal.

Calcul du diamètre des poulies de fonctionnement D_p :

On aura: $D_p = (1,1) D_f = 1,1 \cdot D_f = 1,1 \cdot 240 = 264 \text{ mm}$

Calcul du diamètre des poulies d'équilibrage:

$$\text{De } D_{pe} = (0,5 \div 0,6) D_p = 0,6 \cdot 240 = 144 \text{ mm.}$$

Dimensions normalisées pour les poulies:

Paramètres Normalisés	$D_{p \max}$	D_{pe}	D_p	D_m	a	b	H	N ^{br} de bras	Masse (kg)
Poulie de fonctionnem. ent.	320		284	120	80	32	43	3	7,79
Poulie d'équilibre.	200	156							

On a pris du A25M, comme acier pour les poulies.

2.2.2.4. Choix des ensembles normalisés:

a. Moteur:

Comme, la méthode du choix est la même que pour le mécanisme principal, nous faisons ici que les calculs nécessaires brièvement.

. Calcul de la puissance statique P_s :

$$\text{de: } P_s = \frac{Q \cdot V_u}{\eta_L}$$

avec:

$$Q = Q_u + G_m = 50 + 0,5 = 50,5 \text{ kN.}$$

$$V_u = 0,42 \text{ m/s.}$$

η_L = Rendement total du mécanisme

$\eta_L = 0,85$ pour un mécanisme auxiliaire.

et la puissance sera:

$$P_s = \frac{50,5 \cdot 10^3 \cdot 0,42}{0,85} = 24,95 \text{ kW} \approx 25 \text{ kW.}$$

Choix du moteur:

Connaissant $P_s = 25 \text{ kW}$ et F.M. = 25%, on obtient le moteur suivant: type du moteur: M.T.F 411-6

Dressons un tableau donnant les caractéristiques de ce moteur.

Tableau:

Caractéristiques	P_e (kW)	N (tr/mn)	M_{max} (N.m)	I_r ($kg \cdot m^2$)	Masse (kg)
F.M = 25%	27	955	650	0,50	280

b. Choix du réducteur:

On a une puissance statique de $P_s = 24,95 \text{ kW} \approx 25 \text{ kW}$.

Il faut que:

- $N_R \leq N_{(25\%)}$
- $i_R = i_m$

Calculons $i_m = \frac{N_{(25\%)}}{N_{32,1}} = \frac{955}{32,1} = 29,75$.

On choisit un réducteur du type: RM 650 III réalisation avec un rapport $i_R = 31,50$ et avec les caractéristiques ci-dessous:

Caractéristiques	i_R	N_{red} (tr/mn)	P_{red} (kW)	Masse
F.M = 25%	31,50	1000	35,5	810

Faisons une vérification du rapport de réduction:

Il faut que l'on ait:

$$\Delta i = \frac{i_m - i_R}{i_m} \cdot 100 < 10\%$$

$$\Rightarrow \Delta i = \frac{31,5 - 29,75}{31,5} \cdot 100 = 5,58\% < 10\%$$

Donc on peut adopter ce réducteur car l'erreur du rapport de réduction est admissible.

c. Choix du frein:

Calcul du moment de freinage M_f :

De la relation: $M_f = k \cdot M_{s,d}$

avec:

$k = 1,75$: coefficient de sécurité du mécanisme, il dépend du régime de fonctionnement.

$M_{s,d}$ (N.m) : Moment statique obtenu à partir de la relation.

$$M_{s,d} = \frac{Q \cdot D}{2 \cdot L_r \cdot a} \cdot \eta_L = \frac{50,5 \cdot 10^3 \cdot 0,250}{2 \cdot 31,5 \cdot 2} \cdot 0,85 = 85,168 \text{ N.m}$$

$$M_{s,d} \approx 85,17 \text{ N.m.}$$

d'où :

$$M_f = k \cdot M_{s,d} = 1,75 \cdot 85,17 = 149,05 \text{ N.m}$$

Le choix se fait en choisissant un frein ayant:

$$M_{fc} \gg M_f$$

On obtient du catalogue un frein : T.K.T 200

avec: $- M_{fc}$ (N.m) = 160 N.m

$-$ Masse = 37 Kg.

Remarque:

Masse de l'électro-aimant M0200B = 16,5 Kg.

Masse du frein $37 - 16,5 = 20,5$ Kg.

d. Choix des accouplements:

Pour lier le moteur au réducteur nous utilisons un accouplement élastique dont l'un des plateaux est transformé en poulie de frein.

Calcul du moment statique de montée $M_{s,m}$:

Le moment est donné par:

$$M_{s,m} = \frac{Q \cdot D}{2 \cdot a \cdot L_r \cdot \eta_L} = \frac{50,5 \cdot 10^3 \cdot 250 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 2 \cdot 31,5 \cdot 0,85} = 117,88 \text{ N.m.}$$

De la condition de continuité de fonctionnement:

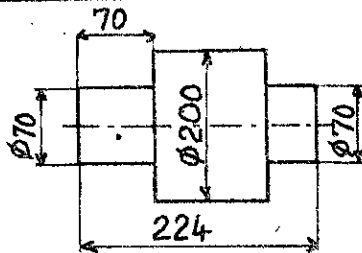
$$M_{ac} \gg k_1 \cdot k_2 \cdot M_{s,m} \quad \text{on aura:}$$

$$M_{ac} \gg 1,1 \cdot 1,3 \cdot 117,88 = 168,57 \text{ N.m}$$

$$k_1 = 1,3, k_2 = 1,1 \quad \text{voir précédemment.}$$

On obtient du catalogue, l'accouplement élastique de paramètres :

Caractéristiques	Moc (N.m)	I (kg.m ²)	Massa (kg)
F.M = 25%	466	0,95	20,30



2.2.2.5 Calcul de la longueur du tambour L:

(Voir schéma dans la partie mécanisme principal).
Comme la longueur totale du tambour:

$$L = L_0 + 2(L_1 + L_2 + L_3)$$

avec $L_0 = L_p \pm 2h \operatorname{tg} \alpha$

On prend comme précédemment $L_0 = 50 \text{ mm}$

et $L_p = \frac{42}{2} + 5 + \frac{42}{2} = 47 \text{ mm}$

avec: largeur des poulies de fonctionnement = 42. et
on laisse comme intervalle: 5 mm

$$h \text{ (mm)} = \frac{D_p}{2} + h_a + h_c + h_r$$

On a: $D_p = 264 \text{ mm}$

$h_a = 200 \text{ ''}$

$h_c = 240 \text{ ''}$

$h_r = 320 \text{ ''}$

alors: $h = \frac{264}{2} + 200 + 240 + 320 = 892 \text{ mm}$

et $L_0 = L_p + 2h \operatorname{tg} \alpha = 50 \Rightarrow \operatorname{tg} \alpha = \frac{L_0 - L_p}{2 \cdot h} = \frac{50 - 47}{2 \cdot 892} = 0,00168$
 $\Rightarrow \alpha = 0^\circ 5' 46''$

Calcul de la longueur d'enroulement du câble L_A :

De la relation citée précédemment on aura:

$$L_1 = \left[\frac{a \cdot H}{\pi \cdot D} + 2 \right] \cdot t \cdot \cos \left[\arctg \frac{t}{\pi \cdot D} \right]$$

avec:

$$a = 2$$

$$H = 12500 \text{ mm.}$$

$$D = 250 \text{ mm.}$$

$$t = 11 \text{ mm.}$$

$$\text{d'où : } L_1 = \left[\frac{2 \cdot 12500}{\pi \cdot 250} + 2 \right] \cdot 11 \cdot \cos \left[\arctg \frac{11}{\pi \cdot 250} \right] = 372,28 \text{ mm.}$$

$$L_1 = 372,28 \text{ mm.}$$

Calcul de la longueur nécessaire pour la fixation du câble L_2 :

On adopte un coefficient : 3,5 fois le pas $t \Rightarrow$

$$L_2 = 3,5 \cdot t = 3,5 \cdot 11 = 38,5 \text{ mm.}$$

Calcul de la longueur libre du tambour L_3 :

Ici on adopte un coefficient de 2 fois le pas $t \Rightarrow$

$$L_3 = 2 \cdot t = 2 \cdot 11 = 22 \text{ mm.}$$

d'où la longueur totale du tambour:

$$L = L_0 + 2(L_1 + L_2 + L_3)$$

$$L = 50 + 2(372,28 + 38,5 + 22) = 916,56 \text{ mm}$$

$$L \approx 916 \text{ mm.}$$

2.2.3. Calculs définitifs du mécanisme auxiliaire:

2.2.3.1 Calcul dynamique:

C'est comme le cas du mécanisme principal, il s'agit de vérifier que l'on ait:

$$a_d \leq [a]$$

$$a_f \leq [a]$$

Rappelons que $[a] = 0,5 \text{ m/s}^2$.

- Cas du démarrage au levage:

D'après la même forme mathématique:

$$M_d = M_s + I \cdot \frac{\omega}{b_d}$$

avec :

M_d (N.m) : moment moyen de démarrage du moteur.

$$M_d = \frac{M_{d,max} + M_{d,min}}{2}$$

où :

$M_{d,max}$ (N.m) : moment maximal = 650 N.m car on a un facteur de marche $F.M = 25\%$.

$M_{d,min}$ (N.m) : moment minimal de démarrage.

$$M_{d,min} = 1,2 M_n$$

on sait d'autre part que :

$$P_c (25\%) = 27 \cdot 10^3 \text{ W} = 27 \text{ kW.}$$

$$N (25\%) = 955 \text{ tr/mn.}$$

$$\text{et } \omega (25\%) = \frac{\pi N (25\%)}{30} = \frac{\pi \cdot 955}{30} = 99,96 \text{ rad/s.}$$

Le moment nominal sera :

$$M_n (25\%) = \frac{P_c (25\%)}{\omega (25\%)} = \frac{27 \cdot 10^3}{99,96} = 270,11 \text{ N.m.}$$

$$\text{Par suite : } M_{d,min} = 1,2 M_n = 1,2 \cdot 270,11 = 324 \text{ N.m.}$$

d'où :

$$M_d = \frac{M_{d,max} + M_{d,min}}{2} = \frac{650 + 324}{2} = 487 \text{ N.m.}$$

Le moment statique $M_s^2 = 117,88 \text{ N.m}$ (déjà calculé).

De la relation suivante on obtient :

$$I = \Delta (I_m + I_0) + \frac{m \cdot v_0^2}{\omega^2 \cdot \eta_L} \quad (\text{Kg} \cdot \text{m}^2)$$

avec :

$$\Delta = 1,15$$

$$I_m = 0,5 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I_0 = 0,95 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

$$m = \frac{Q}{g} = \frac{50,5 \cdot 10^3}{9,81} = 5147,8 \text{ Kg.}$$

$$v_0 = 0,208 \text{ m/s.}$$

$$\omega = 99,96 \text{ rad/s.}$$

$$\eta_L = 0,85.$$

$$\text{Alors : } I = 1,15 [0,50 + 0,95] + \frac{5147,8 \cdot (0,208)^2}{(99,96)^2 \cdot 0,85} = 1,69 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

On peut maintenant obtenir le temps de démarrage t_d :

$$M_d = M_s + I \cdot \frac{\omega}{t_d} \Rightarrow t_d = \frac{I \cdot \omega}{M_d - M_s} = \frac{1,69 \cdot 99,96}{487 - 117,88} = 0,457 \text{ s}$$

$$t_d = 0,46 \text{ s}$$

$$\text{Finalement: } a_d = \frac{V_u}{t_d} = \frac{0,208}{0,46} = 0,45 \text{ m/s}^2$$

On voit bien que $a_d = 0,45 \text{ m/s}^2 < [a] = 0,50 \text{ m/s}^2$

Cas de freinage à la descente:

La formule:

$M_f = M_{s,f} + I_f \cdot \frac{\omega}{t_d}$ nous donnera le temps de freinage connaissant:

$$M_f = 154,66 \text{ N.m (déjà calculé).}$$

$$M_{s,f} = 85,17 \text{ N.m (" ")}$$

Calcul du moment d'inertie I_f :

On a:

$$I_f = \Delta (I_m + I_0) + \frac{m \cdot V_u^2}{\omega^2} \cdot \eta_L$$

avec les mêmes paramètres que dans le cas du démarrage.

$$\text{donc: } I_f = 1,15 [0,95 + 0,50] + \frac{5147,8 \cdot (0,208)^2}{(99,96)^2} \cdot 0,85 = 1,68 \text{ Kg.m}^2$$

Le temps t_f sera de:

$$t_f = \frac{\omega \cdot I_f}{M_d - M_{s,f}} = \frac{99,96 \cdot 1,68}{154,66 - 85,17} = 2,4166 \text{ s} \approx 2,42 \text{ s}$$

$$\text{Finalement: } a_f = \frac{V_u}{t_f} = \frac{0,208}{2,42} = 0,0859 \text{ m/s}^2 \approx 0,086 \text{ m/s}^2$$

L'accélération de freinage $a_f = 0,086$ est largement inférieure à l'accélération admissible $[a] = 0,50 \text{ m/s}^2$.

2.2.3.2 Calcul de résistance des éléments du mécanisme:

a. Tambour:

Il est inutile de refaire le schéma du tambour car il est analogue à celui du mécanisme principal.

Calcul de l'épaisseur de la paroi du tambour:

Vérifions le rapport $\frac{L}{D_f}$

on a $L =$ longueur du tambour $= 916 \text{ mm}$

$$D_f = 240 \text{ mm.}$$

Ce rapport sera de $:\frac{L}{D_f} = \frac{916}{240} = 3,816 > 3$, donc on doit tenir compte des effets des contraintes dues à la flexion et à la torsion.

Les calculs se dérouleront comme pour le mécanisme principal.

Contrainte de compression:

La formule de Lamé nous donnera:

$$\text{Max } \sigma_c = \frac{F_f' \cdot D_f \cdot \epsilon}{a \cdot t \cdot (D_f - e)} \leq [\sigma_c]$$

avec:

$$F_f' = 12750 \text{ N}$$

$$D_f = 240 \cdot 10^{-3} \text{ m.}$$

$$t = 11 \cdot 10^{-3} \text{ m.}$$

$$\epsilon = 0,70 \text{ pour l'acier}$$

$$\text{la contrainte admissible } [\sigma_c] = \frac{\sigma_s}{k} = \frac{2,8 \cdot 10^8}{1,5} = 1,87 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$$

Après simplification de la relation:

$$t \cdot [\sigma_c] \cdot a^2 - t \cdot D_f \cdot [\sigma_c] \cdot e + F_f' \cdot D_f \cdot \epsilon \leq 0$$

d'où en remplaçant par les valeurs, on obtient:

$$2,057 \cdot 10^6 a^2 - 0,49368 \cdot 10^6 a + 2142 \leq 0.$$

On obtient les racines:

$$a_1 = 0,235 \text{ m (valeur trop grande à rejeter).}$$

$$a_2 = 4,54 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

de l'inégalité: $e_2 \leq a \leq e_1$ donc il ne reste que:

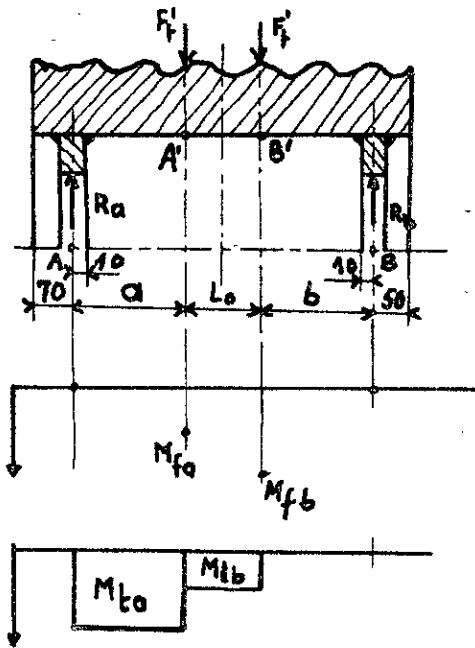
$$e \gg e_2 = 4,54 \text{ mm.}$$

on adopte une valeur supérieure

$$a = 10 \text{ mm.}$$

Contraintes de flexion et de torsion :

Comme l'épaisseur a est calculée à partir de la contrainte de compression, nous nous contenterons de faire des vérifications à partir de la flexion et de la torsion.



Données :

$$L_0 = 50 \text{ mm.}$$

$$L = 916 \text{ mm.}$$

$$F_f' = 12750 \text{ N.}$$

$$a = 363 \text{ mm.}$$

$$b = 383 \text{ mm.}$$

$$D = 250 \text{ mm.}$$

$$D_f = 240 \text{ mm.}$$

$$a = 10 \text{ mm.}$$

$$t = 11 \text{ mm.}$$

a et b sont obtenues par construction.

Calcul des réactions R_a et R_b :

On a :

$$(\sum M)_A = F_f' \cdot a + F_f' \cdot (a + L_0) - R_b \cdot (a + L_0 + b) = 0$$

$$\text{d'où : } R_b = 12430 \text{ N.}$$

$$\text{et } (\sum M)_B = F_f' \cdot b + F_f' \cdot (b + L_0) - R_a \cdot (b + L_0 + a) = 0$$

La réaction sera :

$$R_a = 13070 \text{ N.}$$

Calcul des moments de flexion en A' et B' :

$$\text{On a en A' : } M_{fa} = R_a \cdot a = 13070 \cdot 0,363 = 4744,4 \text{ N.m} \approx 4744 \text{ N.m}$$

et en B' :

$$M_{fb} = R_b \cdot b = 12430 \cdot 0,383 = 4760,69 \text{ N.m} \approx 4761 \text{ N.m.}$$

Calcul des moments de torsion :

On a comme moment de torsion :

$$M_{t0} = 2F_f' \cdot \frac{D}{2} = F_f' \cdot D = 12750 \cdot 0,250 = 3,187 \cdot 10^3 \text{ N.m}$$

et

$$M_{t6} = F_f' \cdot \frac{D}{2} = 12750 \cdot \frac{0,250}{2} = 1,59 \cdot 10^3 \text{ N.m}$$

Calcul de la contrainte équivalente σ_e :

La relation:

$$\sigma_e = \frac{\sqrt{M_f^2 + (0,75M_t)^2}}{W} \quad (P_0) \quad \text{nous donne; connaissant:}$$

$$M_f = M_{t6} = 4761 \text{ N.m} \quad (\text{on prend le moment maximal}).$$

$$\text{et } M_t = M_{t0} = 3,187 \cdot 10^3 \text{ N.m} \quad (\text{ " " " " " })$$

tandis que la module de résistance W :

$$W = 0,1 \frac{D_f^4 - (D_f - 2e)^4}{D_f} = 0,1 \frac{(0,24)^4 - (0,24 - 0,02)^4}{0,24} = 406,3 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

d'où:

$$\sigma_e = \frac{\sqrt{(4761)^2 + (0,75 \cdot 3187)^2}}{406,3 \cdot 10^{-6}} = 0,132 \cdot 10^8 \text{ Pa} \quad (\text{N/m}^2).$$

Calcul de la contrainte de compression σ_c :

On fait ce calcul à partir de la formule de Lamé:

$$\sigma_c = \frac{F_f' \cdot D_f \cdot E}{e \cdot t \cdot (D_f - e)} = \frac{12750 \cdot 0,24 \cdot 0,7}{0,01 \cdot 0,011 \cdot (0,24 - 0,01)} = 0,8466 \cdot 10^8 \text{ Pa.}$$

Calcul de la contrainte sommeire σ_Σ :

De:

$$\sigma_\Sigma = \sqrt{\sigma_e^2 + \sigma_c^2} \quad \text{on obtient:}$$

$$\sigma_\Sigma = \sqrt{(0,132 \cdot 10^8)^2 + (0,8466 \cdot 10^8)^2} = 0,8568 \cdot 10^8 \text{ Pascal.}$$

On voit que:

$$\sigma_\Sigma = 0,8568 \cdot 10^8 \text{ Pa} < [\sigma_c] = 1,87 \cdot 10^8 \text{ Pascal.}$$

donc il n'y aura aucun risque en prenant comme épaisseur du tambour $a = 10 \text{ mm}$.

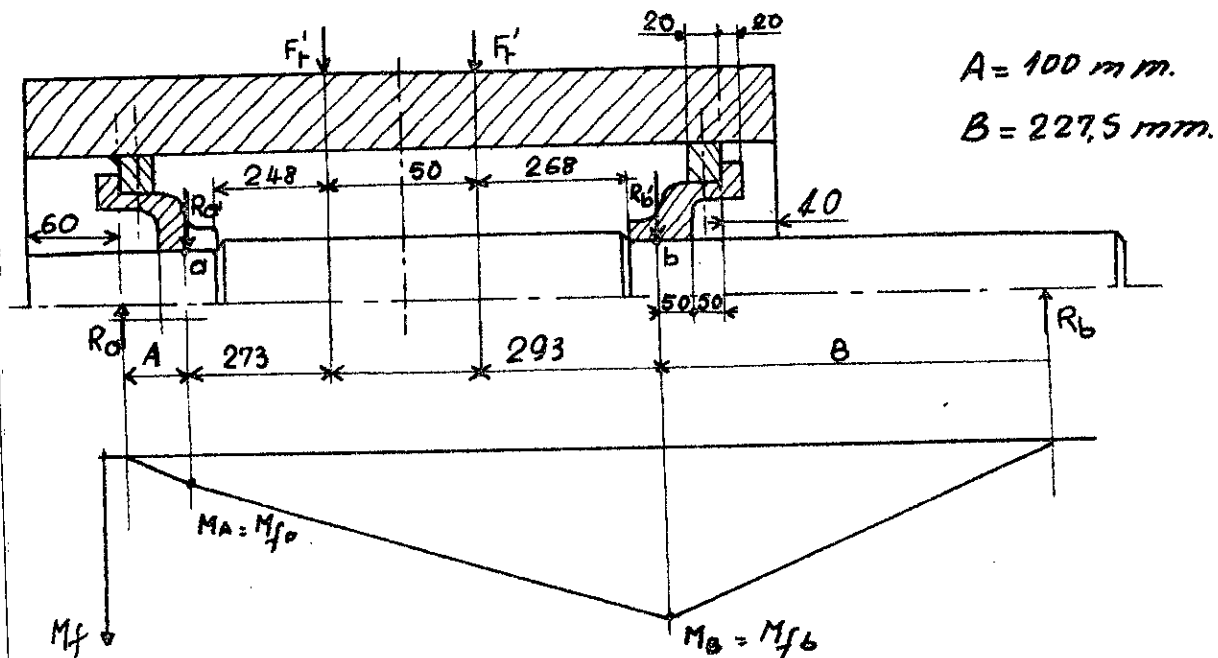
Calcul de la masse du tambour seul:

Comme le tambour se présente comme un cylindre avec un alésage dont le diamètre de cet alésage $d = 22 \text{ cm}$, diamètre du tambour $D_f = 24 \text{ cm}$ et la longueur $L = 91,6 \text{ cm}$.

La masse sera $m_f = \frac{\pi}{4} \cdot \rho \cdot L \cdot (D_f^2 - d^2)$

$$m = \frac{\pi}{4} \cdot 7,85 \cdot 10^{-3} \cdot 91,6 \cdot (24^2 - 22^2) = 51,9 \text{ kg} \approx 52 \text{ kg}.$$

Calcul de l'arbre du tambour :



Calcul des réactions R_a et R_b :

$$\text{On a : } \begin{cases} 2F'_1 = R_a + R_b = 25500 \text{ N} \\ R_a \cdot 298 = R_b \cdot 318 \end{cases}$$

on obtient :

$$R_a = 13164 \text{ N}$$

$$R_b = 12336 \text{ N}$$

Calcul des moments de flexion aux points a et b :

Le moment en a :

$$M_{fa} = R_a \cdot A = 13164 \cdot 0,1 = 1316,4 \text{ N.m}$$

et celui du point b : $M_{fb} = R'_b \cdot B = 12336 \cdot 0,2275 = 2806,44 \text{ Nm}$
 d'où le diamètre de l'arbre sera :

$$d_a = \sqrt{\frac{M_{\max}}{0,1[\sigma]}}$$

avec :

$$M_{\max} = M_{fb} = 2806,44 \text{ N.m}$$

et comme l'arbre est en acier XC42 stabilisé la
 contrainte $[\sigma] = 135 \cdot 10^6 \text{ Pascal}$.

$$\Rightarrow d_a = \sqrt{\frac{2806,44}{0,1 \cdot 135 \cdot 10^6}} = 5,92 \cdot 10^{-2} \text{ m.}$$

On adopte $d_a = 60 \text{ mm}$.

On prend les mêmes coefficients, pour les autres
 dimensions, que précédemment.

. Longueur des moyeux $\approx 1,1 d_a = 1,1 \cdot 60 = 66 \text{ mm}$.

. Diamètre de l'arbre au milieu $\approx d_a + 2 \cdot 10 = 60 + 20 = 80 \text{ mm}$.

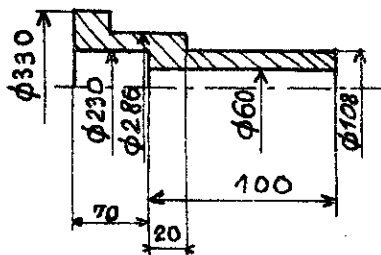
. Diamètre extérieur du moyeu $\approx 1,8 \cdot d_a = 1,8 \cdot 60 = 108 \text{ mm}$.

Calcul des masses :

. Les jantes :

On a pris les mêmes que pour le mécanisme principal
 donc $m_{2j} = 11 \text{ kg}$.

. Les moyeux :



La masse

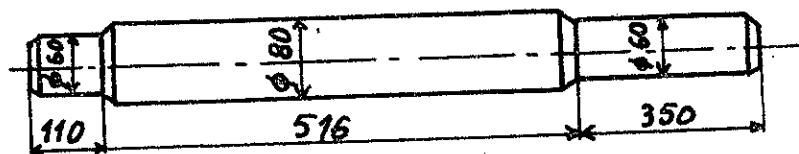
$$m = \frac{\pi}{4} \left\{ [(10,8)^2 - 6^2] \cdot 100 + [(28,6)^2 - 23^2] \cdot 9 + \right.$$

$$\left. [33^2 - (28,6)^2] \cdot 2 \right\} \cdot 7,85 \cdot 10^{-3} = 31 \text{ kg.}$$

masse des deux moyeux

$$m_{2m} = 2 \cdot 31 = 62 \text{ kg.}$$

. L'arbre :



La masse de l'arbre sera:

$$m_a = \frac{\pi}{4} \cdot 7,85 \cdot 10^{-3} \{ 8^2 \cdot 51,6 + 6^2 \cdot 46 \} = 35 \text{ kg}$$

Enfin la masse totale du tambour:

$$m = 52 + 11 + 62 + 35 = 160 \text{ kg.}$$

b- Choix du moufle:

La même remarque dans le cas du mécanisme principal reste valable.

CHAPITRE III

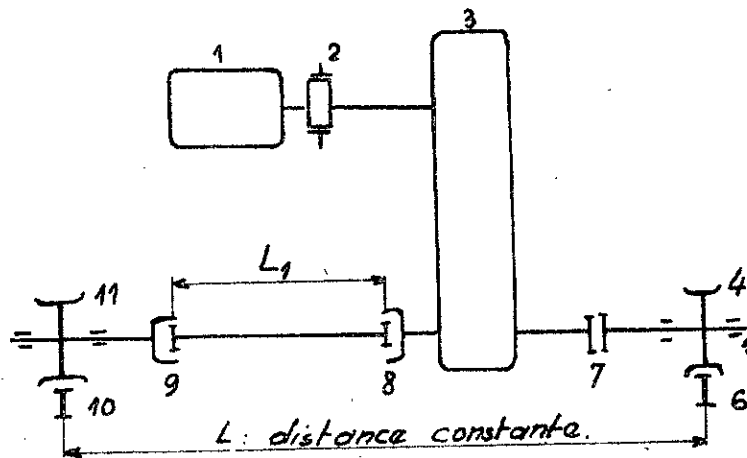
MECANISME DE DIRECTION

3 - Mécanisme de direction :

3.1. a. Paramètres initiaux :

Les paramètres permettant le calcul de ce mécanisme sont les suivants :

- La charge utile $Q_v = 200 \text{ KN}$.
- La vitesse de direction $V_d = 20 \text{ m/mn}$.
- La facteur de marche $F.M = 25\%$.
- La pente maximale des rails (ou déformation maximale des poutres principales). $\alpha = 0,002 \text{ rad}$.
- Le régime de fonctionnement : moyen (II).



1. Moteur
2. Frein + accouplement élastique.
3. Réducteur "monté verticalement"
- 4 et 11. Galets moteur
5. Guidage (Roulements)
- 6 et 10. Rails.
7. Manchon à engrenage
- 8 et 9. demi-manchon à engrenage.

On a choisi cette disposition du mécanisme car elle nous permet le déplacement du centre de gravité du chariot afin de la faire coïncider avec l'axe longitudinal en jouant sur la longueur L_1 en augmentant ou en diminuant cette longueur.

3.2. Calculs préliminaires :

3.2.1. a. Calculs et choix des galets du chariot :

Comme le diamètre des galets, le type de rails et les boîtiers sont normalisés, on fait le choix de ces

éléments en fonction de certains paramètres et d'après la norme : GOST 3569.60

Ces paramètres sont :

- La vitesse de direction $V_d = 20 \text{ m/min}$.
- Le régime de fonctionnement : moyen (II).
- La charge maximale sur le galet.

Cette charge est telle que :

$$F_M > \frac{Q_u + G_c}{4}$$

avec :

$Q_u = 200 \text{ kN}$ (on fait les calculs à partir de la charge la plus grande).

G_c (kN) : poids propre du chariot (moufle compris)

Le poids propre est obtenu à la base de données statistiques et en utilisant le graphe $G_c = f(Q_u)$

On obtient du graphe un poids propre de :

$$G_c = 68 \text{ kN}$$

d'où la charge :

$$F_M > \frac{200 + 68}{4} = 67 \text{ kN}$$

(on a adopté un nombre de galets de 4)

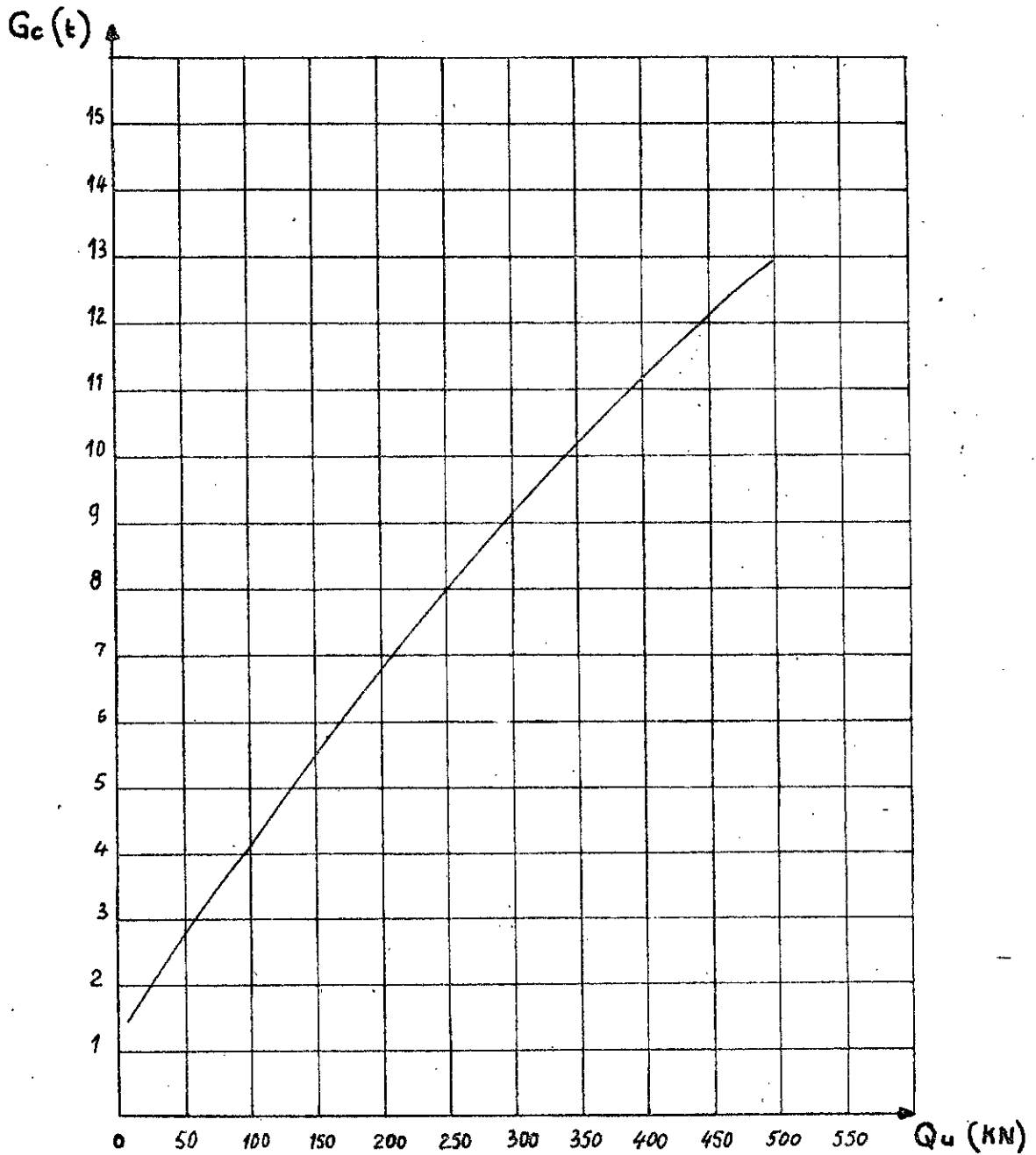
Remarque :

En pratique, il est impossible d'avoir une répartition égale de la charge sur les galets

- Pour une charge maximale admissible sur un galet de $F_g = 102 \text{ kN}$ on aura comme galet de diamètre $D_g = 320 \text{ mm}$ et un type de rails : R24 avec un rayon de $R_r = 200 \text{ mm}$, d'après GOST 6368.52, tandis que le galet plus le boîtier sont obtenus d'après la norme B.D.S 1610-72.

- Pour pouvoir choisir le matériau des galets, on doit

Graphe $G_c = f(Q_u)$.



Q_u : Charge utile en kN

G_c : Poids propre du chariot en tonnes. (t).

Faire une vérification des contraintes de contact, comme le contact est ponctuel, la relation donnant la contrainte de contact sera de:

$$\sigma_c = k \cdot \sqrt{\frac{F_c \cdot E^2}{r_{\max}}} \leq [\sigma_c]$$

où :

σ_c : Contrainte de contact ponctuel en N/m^2 (Pa).
 k : Coefficient du rapport des rayons de contact, obtenu du tableau ci-dessous.

Rapports des rayons	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
k	0,97	0,716	0,6	0,536	0,49	0,468	0,44	0,42	0,40	0,338

On a: $R_g = 160 \text{ mm}$
 $R_r = 200 \text{ mm}$

Le rapport donne $\frac{R_g}{R_r} = \frac{160}{200} = 0,8$ d'où $k = 0,42$

F_c (N): Force équivalente = $k_1 \cdot k_2 \cdot F_{\max}$

où :

k_1 : coefficient exprimant le fait que le galet travaille à charge et à vide.

$$k_1 = \sqrt[3]{\frac{1}{2} \left[1 + \frac{1}{\left(1 + \frac{Q_u}{G_c}\right)^3} \right]} = \left\{ \frac{1}{2} \left[1 + \frac{1}{\left(1 + \frac{200}{68}\right)^3} \right] \right\}^{1/3} = 0,79$$

$k_2 = 1,2$ coefficient du régime de fonctionnement

En fin :

$$F_c = 0,79 \cdot 1,2 \cdot 102 = 96690 \text{ N}$$

$$r_{\max} = \max(R_g, R_r) = R_r = 200 \text{ mm} = 0,2 \text{ m}$$

En prenant galets et rails de même acier c.-à-d même module d'élasticité $E_g = E_r = E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$.

La contrainte sera alors :

$$\sigma_c = K \cdot \left\{ \frac{F_c \cdot E^2}{r_{max}^2} \right\}^{1/3} = 0,42 \left\{ \frac{96690 \cdot (2,1 \cdot 10^{11})^2}{(0,20)^2} \right\} = 1,9914 \cdot 10^9 \text{ Pa}$$

$$\sigma_c = 1,9914 \cdot 10^3 \text{ MPa} = 1991,4 \text{ MPa.}$$

On peut adopter un acier de classe XC50 ayant un dureté Brinell de $HB = 350 \div 450$ et une contrainte admissible de contact ponctuel de $[\sigma_c] = 2200 \text{ MPa}$.
donc la relation: $\sigma_c < [\sigma_c]$ est vérifiée.

b. 1. Calcul de résistance au mouvement du chariot chargé par la charge principale:

De la relation :

$$R = R_h + R_p + R_v.$$

avec :

$R(N)$: résistance totale au mouvement du chariot, due à la charge utile et au vent.

$R_h(N) = (Q_u + G_c) \cdot W$: résistance au mouvement due au chemin horizontal.

$$Q_u = 200 \text{ kN} = 200 \cdot 10^3 \text{ N.}$$

$$G_c = 68 \text{ kN} = 68 \cdot 10^3 \text{ N.}$$

W : coefficient de résistance spécifique.

$$W = \frac{\mu d + 2f}{2g} \cdot K_b$$

On a :

$\mu = 0,015$: coefficient de frottement dans les roulements (à 2 rangées de rouleaux à tonneau) des galets.

$d[cm] = 5,5 \text{ cm}$: diamètre intérieur du roulement.

f : coefficient de frottement de roulement des

des galets sur les rails.

Tableau donnant les valeurs de f :

Diamètre du galet (cm)	20÷32	40÷50	56÷70	80	90÷100
f	0,04	0,06	0,08	0,10	0,12

* Ces valeurs sont valables uniquement pour les galets en acier et les rails à tête arrondie (c.à.d contact ponctuel).

Comme $D_g = 32 \text{ cm} \rightarrow f = 0,04$.

$K_b = 2,5$ Coefficient de frottement des boudins des galets sur les rails.

donc:

$$W = \frac{\mu \cdot d + 2f}{D_g} K_b = \frac{0,015 \cdot 5,5 + 2 \cdot 0,04}{32} \cdot 2,5 = 0,01269$$

on prend $W \approx 0,0127$.

et:

$$R_h = (Q_u + G_c) \cdot W = (200 \cdot 10^3 + 68 \cdot 10^3) \cdot 0,0127 = 3,4036 \cdot 10^3 \text{ N.}$$

La résistance au mouvement due à la pente du chemin R_p :

On a:

$$R_p = (Q_u + G_c) \cdot \sin \alpha \approx (Q_u + G_c) \cdot \alpha \text{ car } \alpha \text{ est petit.}$$

$$R_p = (200 \cdot 10^3 + 68 \cdot 10^3) \cdot 0,002 = 536 \text{ N.}$$

La résistance au mouvement due au vent R_v :

On a la formule: $R_v = p_v \cdot S$

avec:

$p_v = q \cdot n \cdot c \cdot \beta$ en Pa : Pression du vent.

$q = (150 \div 200) \text{ Pa}$: Pression aérodynamique du vent on adopte $q = 200 \text{ Pa}$.

n : coefficient exprimant la variation de la vitesse du vent en fonction de la hauteur

de l'appareil de levage obtenu du tableau suivant:

H(m)	à 10	10 à 20	20 à 30	30 à 40	40 à 50	50 à 60	60 à 70
n	1,00	1,32	1,50	1,70	1,80	1,90	2,00

Comme dans notre cas $H = 12,50 \text{ m} \Rightarrow n = 1,32$.

$\xi = 1,2$: Coefficient aérodynamique.

$\beta = 1,25$: " de dynamisme cyclique du vent.

Alors la pression du vent sera:

$$p_v = q \cdot n \cdot \xi \cdot \beta = 200 \cdot 1,32 \cdot 1,25 = 396 \text{ N/m}^2$$

$S \text{ (m}^2\text{)}$: Surface totale = $k \cdot S_1 + S_2$.

où: $k = 0,80$: Coefficient de remplissage.

$S_1 \text{ (m}^2\text{)}$: Surface du chariot en observant le long de l'axe longitudinal (moufles compris).

$S_2 \text{ (m}^2\text{)}$: Surface de la charge obtenue à partir du tableau ci-dessous

$Q_u \text{ (kN)}$	10	20	32	50	100	200	320
$S_2 \text{ (m}^2\text{)}$	2,8	4,0	5,6	7,1	10	16	20

Ce tableau est établi à partir des données statistiques des constructions déjà réalisées.

Comme $Q_u = 200 \text{ kN} \Rightarrow S_2 = 16 \text{ m}^2$.

$S_1 = 3 \text{ m}^2$ (Calculé approximativement pour des calculs préliminaires).

donc: $S = kS_1 + S_2 = 0,8 \cdot 3 + 16 = 18,4 \text{ m}^2$.

et $R_v = p_v \cdot S = 396 \cdot 18,4 = 7286,4 \text{ N}$.

Finalement la résistance totale au mouvement sera:

$$R = R_h + R_p + R_v = 3,4 \cdot 10^3 + 536 + 7286,4 = 11,222 \cdot 10^3 \text{ N}$$

2. Chariot chargé par la charge auxiliaire:

On utilise la même relation que précédemment:

$$R' = R'_h + R'_p + R'_v$$

avec:

R'_h (N): résistance due au chemin horizontal.

$$R'_h = (Q_u + G_c) \cdot W$$

$$Q_u = 50 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$G_c = 68 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$W = 0,0127 \text{ (déjà calculé)}$$

$$R'_h = (50 \cdot 10^3 + 68 \cdot 10^3) \cdot 0,0127 = 1,4986 \cdot 10^3 \text{ N} \approx 1,500 \cdot 10^3 \text{ N}$$

R'_p : résistance due à la pente en N

$$R'_p = (Q_u + G_c) \cdot \alpha = (50 \cdot 10^3 + 68 \cdot 10^3) \cdot 0,002 = 236 \text{ N}$$

R'_v (N): résistance due au vent.

$$R'_v = p_v \cdot S$$

$$\text{où: } p_v = q \cdot n \cdot c \cdot \beta = 396 \text{ N/m}^2 \text{ (déjà calculé)}$$

$$S = K \cdot S_1 + S_2$$

$K = 0,80$: Coefficient de remplissage

$S_1 = 3 \text{ m}^2$ (déjà calculée approximativement).

$S_2 = 7,1 \text{ m}^2$ car la charge utile $Q_u = 50 \text{ kN}$
(voir tableau dans la page précédente).

d'où:

$$S = K \cdot S_1 + S_2 = 0,80 \cdot 3 + 7,1 = 9,50 \text{ m}^2$$

$$\text{at } R'_v = p_v \cdot S = 396 \cdot 9,50 = 3762 \text{ N}$$

Finalement la résistance au mouvement, totale sera:

$$R' = R'_h + R'_p + R'_v = 1,500 \cdot 10^3 + 236 + 3762 = 5498 \text{ N}$$

3.2.2. Choix des ensembles normalisés:

a. Moteur électrique:

Le choix se fait du catalogue à la base de la puissance statique de telle sorte que:

$$P_s \leq P_c$$

avec:

P_c (kW): Puissance du catalogue.

On aura:

$$P_s = \frac{R \cdot V_d}{1000 \cdot \eta} \quad (\text{kW})$$

où:

$R = 11222 \text{ N}$ (Résistance au mouvement la plus grande).

$V_d = 20 \text{ m/mn} = \frac{1}{3} \text{ m/s}$: vitesse de direction.

$\eta = \eta_a^t \cdot \eta_r$: rendement du mécanisme.

$t = 2$: nombre d'accouplement

On prend:

$\eta_a = 0,90$: rendement d'un accouplement.

$\eta_r = 0,88$: " du réducteur.

et $\eta = (0,90)^2 \cdot 0,88 = 0,7128 \approx 0,713$.

La puissance sera de:

$$P_s = \frac{11222}{1000 \cdot 0,713} \cdot \frac{1}{3} = 5,246 \text{ kW} \approx 5,25 \text{ kW}.$$

On choisit, pour une puissance $P_c = 5,8 \text{ kW}$, un moteur à rotor bobiné de type: M.T.F 112-6 ayant les caractéristiques ci-dessous:

Caractéristiques	P_c (kW)	N_{ad} (tr/mn)	M_{max} (N.m)	I_{rot} (kg.m ²)	Masse (kg)
F.M = 25%	5,8	915	140	0,07	88

b. Choix du réducteur:

On cherche sur le catalogue un réducteur dit vertical (on le monte verticalement) dont la réduction

$$i_{rc} \approx i_r = \frac{N_{25\%}}{N_g}$$

où:

$N_{25\%}$ (tr/mn): vitesse de rotation du moteur correspondant à une F.M = 25% et $N_{25\%} = 915 \text{ tr/mn}$

$N_g = \frac{V_d}{\pi \cdot D_g}$ (tr/mn) : vitesse de rotation des galets.
on sait que :

$$V_d = 20 \text{ m/mn}$$

$$D_g = 320 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$\text{d'où : } N_g = \frac{20}{\pi \cdot 0,32} = 19,90 \text{ tr/mn}$$

$$\text{et } i_r = \frac{N(25\%)}{N_g} = \frac{915}{19,90} = 45,978 \approx 45,98$$

On choisit un réducteur vertical à deux arbres de type : B.K.H 560 (Régime II) dont les caractéristiques :

Caractéristiques	P_{ad} (Kw)	N_{ad} (tr/mn)	i_{rc}	Masse (Kg)
F.M=25%	8,6	1000	50	202

Faisons une vérification du rapport de réduction :
de :

$$\Delta i = \frac{i_{rc} - i_r}{i_{rc}} \cdot 100 = \frac{50 - 45,98}{50} \cdot 100 = 8,04\% < 10\%$$

donc la condition $\Delta i < 10\%$ est vérifiée.

c. Choix des accouplements :

1. Liaison moteur - réducteur :

Le choix se fait comme dans le paragraphe 2.1.24 c'est-à-dire qu'il faut vérifier la condition de la continuité de fonctionnement :

$$M_{ac} \geq K_1 \cdot K_2 \cdot M_s \quad (\text{N.m})$$

où :

$$K_1 = 1,2$$

$$K_2 = 1,1$$

$M_{s,m}$ (N.m) : moment statique

$$M_s = \frac{R \cdot D_g / 2}{L_{RC} \cdot \eta}$$

avec:

$$R = 11222 \text{ N}$$

$$D_g = 0,32 \text{ m.}$$

$$L_{RC} = 50.$$

$$\eta = \eta_a \cdot \eta_R = 0,713.$$

$$M_s = \frac{11222 \cdot 0,32}{2 \cdot 50 \cdot 0,713} = 50,35 \text{ N.m}$$

et:

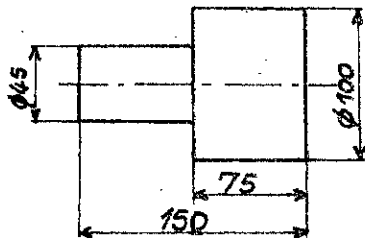
$$M_{ac} \geq 1,2 \cdot 1,1 \cdot 50,35 = 66,47 \text{ N.m.}$$

On obtient du catalogue un accouplement élastique modifié en poulie de frein du type: CH1 d'après la norme B.D.S 2441-71 dont les caractéristiques comme suit:

. Le moment admissible maximal = 67 N.m

. le moment d'inertie $I_a = 0,0064 \text{ Kg.m}^2$

. La masse $m_a = 4,84 \text{ Kg.}$



2. liaison reducteur-golet:

Comme la distance entre le réducteur et le golet est assez importante, on utilisera un arbre de transmission lié à ses deux extrémités avec ces deux derniers par deux demi-manchons à engrenage.

L'obtention de ces demi-manchons se fait de la même manière c.à.d vérification de la continuité de fonctionnement.

$$M_{ac} \geq K_1 \cdot K_2 \cdot M_s.$$

avec:

$$K_1 = 1,2 ; K_2 = 1,1.$$

et:

$$M_s = \frac{R \cdot D_g}{2 \cdot 2 \cdot \eta}$$

où $R = 11222 \text{ N}$.

$$D_g = 0,32 \text{ m}$$

$$L_R = 50.$$

$$\eta = \eta_{\alpha} = 0,90$$

$$M_s = \frac{11222 \cdot 0,32}{2 \cdot 2 \cdot 0,90} = 997,5 \text{ N.m}$$

d'où $M_{ac} > 1,2 \cdot 1,1 \cdot 997,5 = 1316,7 \text{ N.m}$

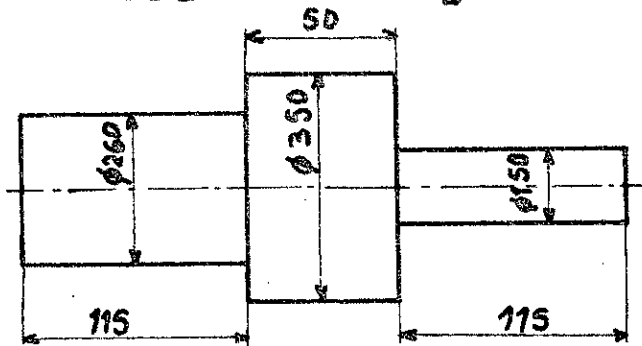
on obtient ces deux demi-manchons, qui sont identiques, du type CZM N°7 dont les paramètres:

. Le moment $M_{ac} = 1900 \text{ N.m}$

. Le nombre de tours admissible $N_{ad} = 2120 \text{ tr/mn}$.

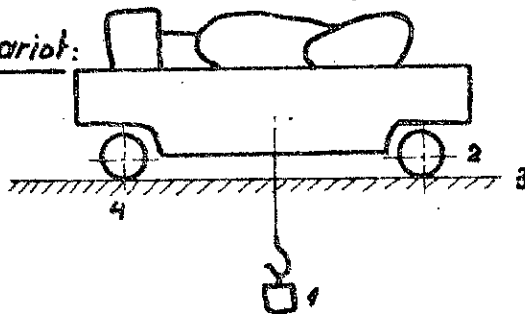
. Le moment d'inertie $I_0 = 2,5 \text{ Kg.m}^2$.

. La masse $m_{\alpha} = 218 \text{ Kg}$.



3.2.3. Calculs définitifs du mécanisme de direction ; vérifications dynamiques :

Schema du chariot:



1: Charge utile.

2: Galats foux.

3: Rails.

4: Galats moteur.

Exposition des problèmes:

- On démarre et on freine tout l'ensemble (chariot + charge) par l'intermédiaire des galets moteurs.

- On doit éviter le grand balancement de la charge, pendant le démarrage et le freinage du chariot chargé.

- On doit éviter le patinage des galets (les galets sont appelés "galets moteurs" pendant le démarrage et "galets freins" pendant le freinage) sur les rails, pendant le démarrage et le freinage du chariot non chargé.

- A la base des constructions existantes, la condition de non balancement sera respectée si l'accélération du système mobile ne dépassera pas la valeur admissible de l'accélération c'est-à-dire que:

$a_d \leq [a]$ et $a_f \leq [a]$ avec $[a] = 0,3 \text{ m/s}^2$ pour notre cas

On peut formuler ces problèmes comme suit:

1. Le moteur étant choisi, son moment moyen de démarrage doit provoquer au chariot par la charge principale une accélération telle que:

$$a_d \leq [a] = 0,3 \text{ m/s}^2.$$

2. La même phénomène doit être respecté quand le chariot est chargé par la charge auxiliaire.

3. Pendant le freinage du chariot chargé par la charge principale, le moment de freinage doit

provoquer au chariot une accélération telle que:

$$a_f \leq [a] = 0,3 \text{ m/s}^2.$$

4. On aura la même processus que la point 3.
mais avec le chariot chargé par la charge
auxiliaire.

5. Démarrage contre la pente et le vent:

Le moment maximal de démarrage du moteur
doit provoquer au chariot déchargé une accéléra-
tion: $a_{d,max} \leq [a_{d,max}]$ imposée par les conditions
de non patinage.

6. Le frein étant choisi (d'après le problème 3 et 4),
son moment de freinage doit provoquer au chariot
déchargé, pendant le freinage dans le sens
de la pente et du vent, une accélération:

$a_{f,max} \leq [a_{f,max}]$ imposée aussi par les conditions
de non patinage.

Premier problème:

Démarrage du chariot chargé avec la charge princi-
pale:

De l'égalité entre le moment de démarrage et la
somme du moment statique et du moment dynamique.

$$M_d = M_s + M_{dy} = M_s + I_r \cdot \frac{\omega}{t_d} = M_s + I_r \cdot \frac{\omega \cdot a_d}{V_d}$$

où:

M_d (N.m): Moment moyen de démarrage du moteur.

$$M_d = \frac{M_{d,max} + M_{d,min}}{2}$$

on sait:

$$M_{d,max} = 140 \text{ N.m}$$

$M_{d,min} = 1,2 M_n$ et M_n : moment nominal

$$M_n = \frac{P_c}{\omega} \quad \text{et} \quad \omega = \frac{\pi \cdot N}{30} = \frac{\pi \cdot 915}{30} = 95,77 \text{ rad/s.}$$

donc:

$$M_n = \frac{5,8 \cdot 10^3}{95,77} = 60,65 \text{ N.m}$$

par suite:

$$M_{d,min} = 1,2 \cdot 60,65 = 72,67 \text{ N.m}$$

Alors:

$$M_d = \frac{140 + 72,67}{2} = 106,335 \text{ N.m} \approx 106,34 \text{ N.m}$$

$$M_s = 50,35 \text{ N.m} \quad (\text{d\u00e9j\u00e0 calcul\u00e9}).$$

I_r ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$): Moment d'inertie r\u00e9duit sur l'arbre du moteur.

$$I_r = \Delta (I_m + I_a) + \frac{m \cdot V_d^2}{\omega^2 \cdot \eta}$$

avec:

$$\Delta = 1,1$$

$$I_m = 0,07$$

$$I_a = 0,0064$$

$$m = \frac{200 \cdot 10^3 + 68 \cdot 10^3}{9,81} = 27,32 \cdot 10^3 \text{ Kg.}$$

$$V_d = 20 \text{ m/min} = \frac{1}{3} \text{ m/s.}$$

$$\omega = 95,77 \text{ rad/s.}$$

$$\eta = \eta_o \cdot \eta_r = 0,713$$

d'o\u00f9:

$$I_r = 1,1 (0,07 + 0,0064) + \frac{27,32 \cdot 10^3}{(95,77)^2 \cdot 0,713} \left(\frac{1}{3}\right)^2 = 0,548 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I_r \approx 0,55 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

de la relation cit\u00e9e avant on aura:

$$a_d = \frac{M_d - M_s}{I_r \cdot \omega} \cdot V_d = \frac{106,34 - 50,35}{0,55 \cdot 95,77} \cdot \frac{1}{3} = 0,35 \text{ m/s}^2$$

On voit que $a_d = 0,35 \text{ m/s}^2 > [a] = 0,30 \text{ m/s}^2$ c'est-\u00e0-dire que la condition impos\u00e9e n'est pas v\u00e9rifi\u00e9e, faisons les calculs pour le 2^e probl\u00e8me afin de situer le probl\u00e8me

d'une façon générale afin de pouvoir lui trouver une solution.

Deuxième problème :

Démarrage du chariot chargé avec la charge auxiliaire :

Le calcul se déroule comme au premier problème, d'où :

$$M_d = M_s' + I_r' \cdot \frac{\omega \cdot d'd}{V_d}$$

avec :

$$M_d = 106,34 \text{ N.m}$$

$$M_s = \frac{R' \cdot D_g}{2 \cdot L_r \cdot \eta} = \frac{5498 \cdot 0,32}{2 \cdot 50 \cdot 0,713} = 24,67 \text{ N.m}$$

le moment d'inertie I_r' sera :

$$I_r' = \Delta (I_m + I_0) + \frac{m V_d^2}{\omega^2 \cdot \eta}$$

Tous les autres paramètres sont les mêmes que précédemment sauf la masse m .

$$m = \frac{50 \cdot 10^3 + 68 \cdot 10^3}{9,81} = 12,03 \cdot 10^3 \text{ kg.}$$

d'où :

$$I_r' = 1,1 [0,07 + 0,0064] + \frac{12,03 \cdot 10^3}{(95,77)^2 \cdot 0,713} \left(\frac{1}{3}\right)^2 = 0,288 \text{ Kg.m}^2.$$

De la relation de départ :

$$M_d = M_s' + I_r' \cdot \frac{\omega \cdot d'd}{V_d} \text{ on aura :}$$

$$d'd = \frac{M_d - M_s'}{I_r' \cdot \omega} \cdot V_d = \frac{106,34 - 24,67}{0,288 \cdot 95,77} \cdot \frac{1}{3} = 0,98 \text{ m/s}^2.$$

On trouve, même dans ce cas que : $d'd > [a]$, pour remédier à cet inconvénient il suffit d'ajouter un volant d'inertie que l'on montera sur le deuxième côté du moteur, et on veut avoir l'expression :

$$\frac{M_d - M_s}{X \cdot \omega} \cdot V_d \leq [a] \text{ avec } X = I_r' + I_v$$

où :

I_v (Kg.m²) : moment d'inertie du volant ajouté.

d'où :

$$\frac{106,34 - 24,67}{x \cdot 95,77} \cdot \frac{1}{3} \leq 0,3$$

on obtient :

$$x \geq 0,945 \text{ Kg.m}^2 \quad \text{on prendra } x = 0,96 \text{ Kg.m}^2.$$

c'est-à-dire :

$$x = I_r + I_v = 0,96 \text{ Kg.m}^2 \Rightarrow I_v = 0,672 \text{ Kg.m}^2.$$

Remarque :

Le volant ajouté a un moment d'inertie de :
 $I_v = 0,672 \text{ Kg.m}^2$, référons les calculs pour le 1^{er} et le 2^e problème avec ce volant d'inertie.

Premier problème :

Le moment d'inertie I_r devient $I_{r,n} = I_r + I_v = 0,55 + 0,672$

$$I_{r,n} = 1,222 \text{ Kg.m}^2$$

et comme accélération :

$$a_{d,n} = \frac{M_d - M_s}{I_{r,n} \cdot \omega} \cdot v_d = \frac{106,34 - 50,35}{1,222 \cdot 95,77} \cdot \frac{1}{3} = 0,159 \text{ m/s}^2$$

$$a_{d,n} \approx 0,16 \text{ m/s}^2.$$

On voit bien que l'accélération du mécanisme est inférieure à l'accélération admissible.

$$a_{d,n} = 0,16 \text{ m/s}^2 < [a] = 0,30 \text{ m/s}^2.$$

Deuxième problème :

Le moment d'inertie I_r augmentera de $I_v = 0,672 \text{ Kg.m}^2$

$$\text{d'où : } I_{r,n} = I_r + I_v = 0,288 + 0,672 = 0,96 \text{ Kg.m}^2.$$

Alors l'accélération sera :

$$a'_{d,n} = \frac{106,34 - 24,67}{0,96 \cdot 95,77} \cdot \frac{1}{3} = 0,29 \text{ m/s}^2.$$

même ici la condition est vérifiée :

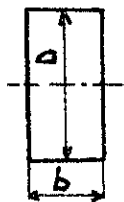
$$a'_{d,n} = 0,29 \text{ m/s}^2 < [a] = 0,30 \text{ m/s}^2.$$

Calcul du volant d'inertie :

On soit que $I_v = 0,672 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$.

nous optons comme rayon du volant $R = 0,135 \text{ m}$.

le moment d'inertie d'un disque homogène:



$$I_v = \frac{1}{2} m_v \cdot R^2$$

$$m_v = V \cdot \rho = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot b \cdot \rho$$

ou encore : $I_v = \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot b \cdot \rho \cdot R^2 = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot b \cdot \rho \cdot R^4$.

la largeur b sera:

$$b = \frac{2 \cdot I_v}{\pi \cdot \rho \cdot R^4} = \frac{2 \cdot 0,672}{\pi \cdot 7,85 \cdot 10^3 \cdot (0,135)^4} = 0,164 \text{ m}$$

La masse sera:

$$m_v = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot b \cdot \rho = \frac{\pi \cdot (27)^2}{4} \cdot 16,4 \cdot 7,85 \cdot 10^{-3} = 73,6 \text{ Kg}$$

$$m_v \approx 74 \text{ Kg}$$

Troisième problème:

Frenage du chariot chargé par la charge principale:

On partira de la relation mathématique:

$$M_f = I_r \cdot \frac{\omega[\alpha]}{V_d} - M_0$$

où :

M_f (Nm) : Moment de freinage maximal

I_r (Kg.m²) : moment d'inertie.

$$I_r = \Delta (I_m + I_0) + I_v + \frac{m \cdot V_d^2}{\omega^2} \cdot \eta'$$

avec comme données:

$$\Delta = 1,1$$

$$I_m = 0,07 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I_0 = 0,0064 \text{ "}$$

$$m = 27,32 \cdot 10^3 \text{ Kg}$$

$$V_d = \frac{1}{3} \text{ m/s}$$

$$\omega = 95,77 \text{ rad/s} \quad \text{et} \quad \eta' = \eta_r \cdot \eta_a = 0,88 \cdot 0,90 = 0,792$$

on obtient comme moment d'inertie:

$$I_r = 1,1 [0,07 + 0,0064] + 0,672 + \frac{27320}{(95,77)^2} \cdot \frac{1}{3^2} \cdot 0,792 = 1,02 \text{ kg.m}^2$$

par contre la moment statique:

$$M_s = \frac{R \cdot D_g}{2 \cdot L_R} \cdot \eta' = \frac{11222 \cdot 0,32}{2 \cdot 50} \cdot 0,792 = 28,43 \text{ N.m}$$

Finalement $M_f = I_r \cdot \frac{\omega [\alpha]}{V_d} - M_s$ donne:

$$M_f = 1,02 \cdot \frac{95,77 \cdot 0,3}{1/3} - 28,43 = 59,44 \text{ N.m}$$

Quatrième problème:

Freinage du chariot chargé avec la charge auxiliaire:

En utilisant toujours la même processus mathématique:
c'est-à-dire:

$$M_f' = I_r' \cdot \frac{\omega [\alpha]}{V_d} - M_s'$$

pour les données voir troisième problème sauf pour
la masse $m = \frac{(50+68)10^3}{9,81} = 12,03 \cdot 10^3 \text{ Kg}$.

on aura comme moment d'inertie I_r'

$$I_r' = 1,1 (0,07 + 0,0064) + 0,672 + \frac{12030}{(95,77)^2} \cdot 9 \cdot 0,792 = 0,87 \text{ kg.m}^2$$

Le moment statique $M_s = \frac{R' \cdot D_g}{2 \cdot L_R} \cdot \eta' = \frac{5498 \cdot 0,32}{2 \cdot 50} \cdot 0,792$

$$M_s = 13,93 \text{ N.m}$$

Finalement le moment de freinage:

$$M_f' = 0,87 \cdot \frac{95,77 \cdot 0,3}{1/3} - 13,93 = 61,06 \text{ N.m}$$

dans le problème 3 on a trouvé un $M_f = 59,44 \text{ N.m}$ donc
à partir de ces deux moments ou plus tôt à partir
du plus grand on choisit un frein tel que $M_{fc} \geq M_f$
avec notre cas M_f : moment de freinage la plus grand donc
c'est $M_f' = 61,06 \text{ N.m}$, on prend comme moment du catalogue

$M_{fc} = 466 \text{ N.m}$ d'où le frein à utiliser du type: T.K.T 200 qui sera monté sur un accouplement dont l'un des plateaux modifié en poulie de frein de diamètre 200 mm. cat accouplement dur:

• Moment d'inertie $I_a = 0,95 \text{ Kg.m}^2$.

• Masse $m_a = 20,30 \text{ Kg}$.

on remarque que c'est le même accouplement que celui liant le moteur au réducteur du mécanisme auxiliaire, on remarque aussi que l'accouplement choisi précédemment la CH1 de $\phi 100 \text{ mm}$ ne convient pas et sera remplacé par ce dernier CH3 de $\phi 200$.

Cinquième problème:

"C'est une vérification de non patinage".

Chariot déchargé et démarrage contre la vent et la pente:

On a la relation:

$$M_{d,max} \leq M_s^o + I_r^o \cdot \frac{\omega[\alpha_{d,max}]}{V_d}$$

avec:

$M_{d,max}$ (N.m): Moment maximal de démarrage du moteur, obtenu du catalogue, $M_{d,max} = 140 \text{ N.m}$

le moment statique:

$$M_s = \frac{R^o \cdot D_g}{2 \cdot U_R \cdot \eta}$$

où:

R^o (N): résistance totale au mouvement à vide.

$$R^o = R_h^o + R_f^o + R_v^o$$

on aura:

$$R_h^o = G_c \cdot W = 68 \cdot 10^3 \cdot 0,0127 = 863,6 \text{ N}$$

$$R_f^o = G_c \cdot \alpha = 68 \cdot 10^3 \cdot 0,002 = 136 \text{ N}$$

$$R_v^o = p_v \cdot S^o : \text{résistance due au vent.}$$

$$p_v = 396 \text{ N/m}^2, \text{ pression du vent.}$$

$$S^o = K \cdot S_f = 0,8 \cdot 3 = 2,4 \text{ m}^2$$

donc:

$$R_V^0 = 396.2,4 = 950,40 \text{ N}$$

La résistance totale R^0 :

$$R^0 = R_h^0 + R_p^0 + R_V^0 = 863,6 + 136 + 950,40 = 1950 \text{ N}$$

par contre le moment statique M_s :

$$M_s = \frac{R^0 \cdot D_g}{2 \cdot L_R \cdot \eta} = \frac{1950 \cdot 0,32}{2 \cdot 50 \cdot 0,713} = 8,75 \text{ N.m}$$

le moment d'inertie à vide I_r^0 :

$$I_r^0 = \Delta (I_m + I_a) + I_v + \frac{m^0 \cdot V_d^2}{\omega^2 \cdot \eta}$$

avec les valeurs suivantes:

$$I_m = 0,07 \text{ kg.m}^2$$

$$I_a = 0,95 \text{ "}$$

$$\Delta = 1,1$$

$$m^0 = \frac{68 \cdot 10^3}{9,81} = 6,93 \cdot 10^3 \text{ kg}$$

$$V_d = \frac{1}{3} \text{ m/s}$$

$$\omega = 95,77 \text{ rad/s}$$

$$\eta = 0,713$$

$$I_v = 0,672 \text{ kg.m}^2$$

d'où:

$$I_r^0 = 1,1 [0,07 + 0,95] + 0,672 + \frac{6930}{(95,77)^2 \cdot 0,713} \cdot \frac{1}{3^2} = 1,91 \text{ kg.m}^2$$

Dans ce cas, on peut obtenir la valeur de l'accélération admissible, de la formule suivante:

$$[a_{d,max}] = \left[\frac{G_c^0}{G_c} \left(\frac{\mu_g}{k} + \frac{d}{D_g} \cdot \mu \cdot K_b \right) - W - \alpha - \frac{P_v \cdot S^0}{G_c^0} \right] \cdot g \quad \text{en } (m/s^2)$$

avec: $G_c^0 = 68 \cdot 10^3 \text{ N}$ c.à.d : poids propre du chariot seul, la charge sur un galet:

$$\frac{G_c^0}{4} = \frac{68 \cdot 10^3}{4} = 17 \cdot 10^3 \text{ N}$$

la charge sur deux galets: $17 \cdot 10^3 \cdot 2 = 34 \cdot 10^3 \text{ N}$

Remarque:

On remarque qu'il est préférable de prendre une valeur supérieure à $34 \cdot 10^3 \text{ N}$, de l'ordre de $40 \cdot 10^3 \text{ N}$, pour plus de sécurité.

Données :

$\mu_g = 0,18$: Coefficient de frottement galet - rail (en plein air)

$\mu_g = 0,20$: à l'abri.

$K = 1,20$: Coefficient de sécurité de frottement.

$\mu = 0,015$: coefficient de frottement des roulements.

$K_b = 2,5$: " " " des boudins sur les rails.

d'où :

$$[a_{d,max}] = \left[\frac{34 \cdot 10^3}{68 \cdot 10^3} \left(\frac{0,18}{1,2} + \frac{55}{320} \cdot 0,015 \cdot 2,5 \right) - 0,0127 - 0,002 - \frac{396,3}{68 \cdot 10^3} \right] \cdot 9,81$$

alors: $[a_{d,max}] = 0,45 \text{ m/s}^2$.

Maintenant faisons une vérification de l'inégalité :

$$M_{d,max} \leq M_s^0 + I_r^0 \cdot \frac{\omega \cdot [a_{d,max}]}{V_d}$$

on aura :

$$M_{d,max} \leq 8,75 + 191 \cdot \frac{95,77 \cdot 0,45}{1/3} = 255,69 \text{ N.m.}$$

comme on sait que :

$M_{d,max} = 140 \text{ N.m}$ la condition est vérifiée et il n'y aura pas de patinage.

Sixième problème :

le problème 5. était une vérification de non-patinage au démarrage, tandis que dans ce cas la vérification de non-patinage se fera pour le freinage.

Chariot déchargé, freinage dans le sens du vent et de la pente :

En prenant pour base de nos calculs la formule suivante :

$$M_f + M_s \leq I_r \cdot \frac{\omega \cdot [a_{fmax}]}{V_d}$$

c'est-à-dire:

$$M_f \leq I_r \cdot \frac{\omega \cdot [a_{fmax}]}{V_d} - M_s$$

avec:

M_f (N.m): Moment de freinage, calculé dans le problème 4.

$$M_f = 61,06 \text{ N.m}$$

Remarque:

On doit régler le frein afin d'abaisser son moment de freinage de 466 N.m à 61,06 N.m.

Le moment statique M_s

$$M_s = \frac{R^0 \cdot D_g}{2 \cdot L_R} \cdot \eta$$

où :

$$R^0 = 1950 \text{ N}$$

$$D_g = 0,32 \text{ m}$$

$$L_R = 50$$

$$\eta = \eta_R \cdot \eta_a = 0,90 \cdot 0,88 = 0,792$$

donc:

$$M_s = \frac{1950 \cdot 0,32}{2 \cdot 50} \cdot 0,792 = 4,94 \text{ N.m}$$

Calcul du moment d'inertie I_r , de la même relation:

$$I_r = \Delta [I_m + I_a] + I_v + \frac{m^0 \cdot V_d^2}{\omega^2} \cdot \eta$$

Comme on a les mêmes valeurs on obtient:

$$I_r = 1,1 [0,07 + 0,95] + 0,672 + \frac{6930}{(95,77)^2} \cdot \frac{1}{3^2} \cdot 0,792 = 186 \text{ Kg.m}^2$$

La relation qui suit nous permettra de calculer l'accélération admissible :

$$[a_{fmax}] = \left[\frac{G_{gm}^0}{G_c^0} \left(\frac{\mu_g}{\kappa} - \frac{d}{D_g} \cdot \mu \right) + \frac{W}{K_b} - \alpha - \frac{P_v \cdot S^0}{G_c^0} \right] \cdot g$$

Les données sont les suivantes:

$$G_{g,m} = 34 \cdot 10^3 \text{ N.}$$

$$W = 0,0127.$$

$$G_c = 68 \cdot 10^3 \text{ N.}$$

$$K_b = 2,5.$$

$$\mu = 0,18 \text{ N}$$

$$\alpha = 0,002.$$

$$K = 1,2$$

$$p_v = 396 \text{ N/m}^2.$$

$$d = 55 \text{ mm.}$$

$$s^0 = 3 \text{ m}^2.$$

$$D_g = 320 \text{ mm.}$$

$$\mu = 0,015$$

d'où l'accélération:

$$[a_{f,max}] = \left[\frac{34 \cdot 10^3}{68 \cdot 10^3} \left(\frac{0,18}{1,2} - \frac{55}{320} \cdot 0,015 \right) + \frac{0,0127}{2,5} - 0,002 - \frac{396 \cdot 3}{68 \cdot 10^3} \right] \cdot 9,81$$

donc :

$$a_{f,max} = 0,58 \text{ m/s}^2.$$

Vérifiant maintenant la condition permettant le non-patinage au freinage:

$$M_f \leq I_r \cdot \frac{\omega \cdot [a_{f,max}]}{v_d} - M_s.$$

on aura :

$$M_f \leq 1,86 \cdot \frac{95,77 \cdot 0,58}{1/3} - 4,94 = 305 \text{ N.m}$$

la condition est vérifiée car $M_f = 61,06 \text{ N.m} < 305 \text{ N.m}$,
et il n'y aura pas de risque de patinage au freinage du chariot non chargé.

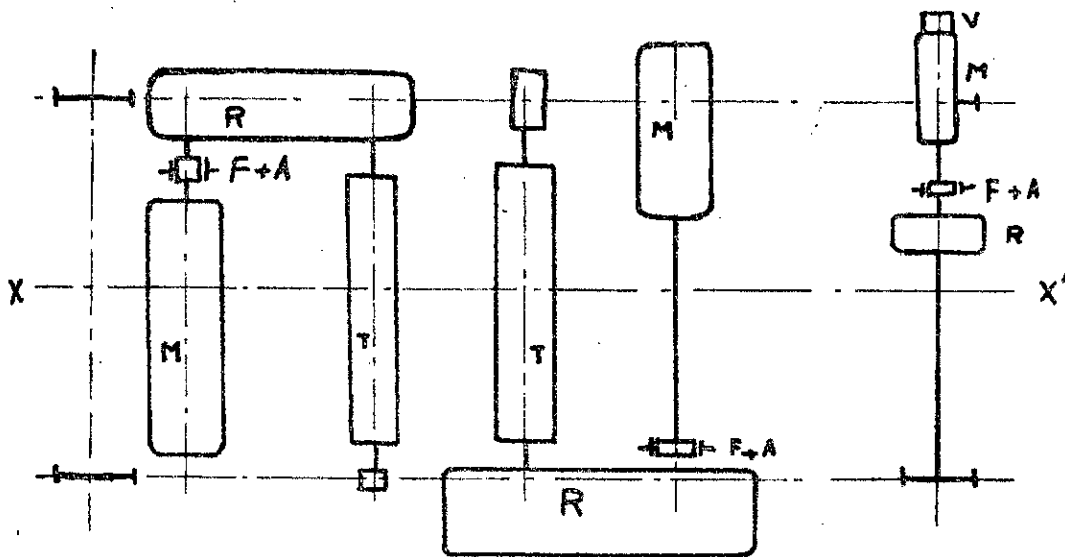
CHAPITRE IV.

COMPOSITION DU CHARIOT

4. Composition du chariot :

4.1 Disposition des mécanismes et de leurs éléments :

Comme on a déjà calculé les diamètres des tambours et leur longueur, on peut choisir ce que l'on a appelé au point 2.1.1. b schéma cinématique. Vu l'importance des longueurs des tambours, on choisit une disposition dite: tambours longs (Voir fig ci-dessous).



Nota:

M : Moteurs

F+A : Freins et accouplements.

T : Tambours.

R : Reducteurs.

La disposition représentée ci-dessus découle du fait que l'on a fait coïncider le centre de gravité du chariot à vide, le long de l'axe longitudinal xx' . On a tenu compte aussi qu'il fallait diminuer l'encombrement, afin de faciliter le déplacement des ouvriers durant l'entretien des mécanismes du chariot.

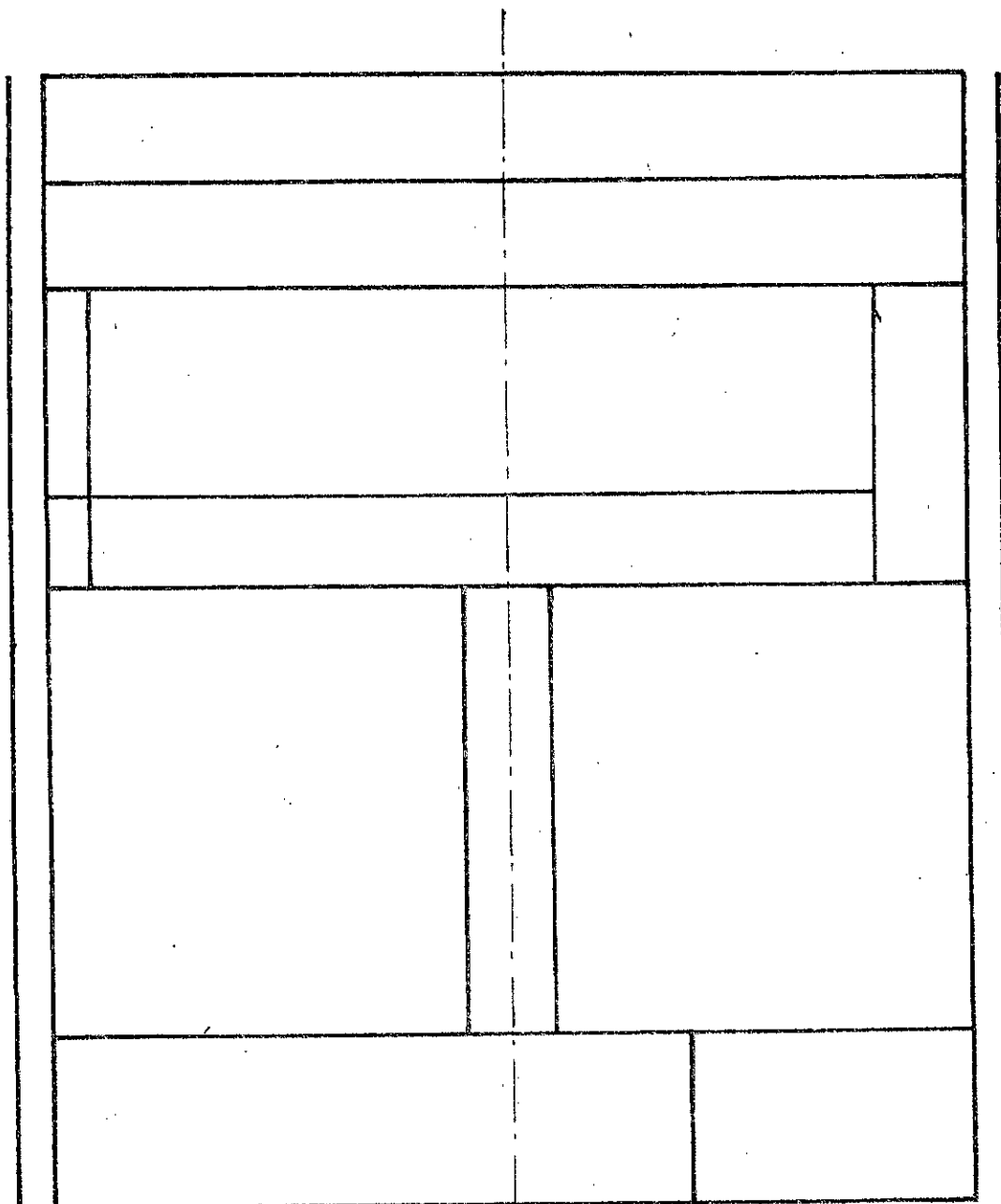
Exposition de la méthode d'obtention du schéma cinématique:

Pour faire coïncider le centre de gravité du chariot à vide avec l'axe XX' , on est obligé de dessiner les éléments des mécanismes, de trouver le centre de gravité, d'effacer les dessins s'il ne coïncide pas avec l'axe XX' , de refaire les mêmes dessins en les déplaçant, ce qui est fatiguant et demanderait beaucoup de temps. Afin d'éviter toute cette perte de temps, on a utilisé une méthode plus pratique et plus rapide qui consistait à exécuter le dessin de chaque élément (moteurs, réducteurs...) sur des petits calques séparément, de coller ces dessins, par rapport à l'axe XX' , sur un grand format (dans notre cas, format A₀) et de déplacer les éléments des mécanismes, toujours par rapport à l'axe XX' de façon à ramener le centre de gravité sur celui-ci. Une fois arriver au but recherché, il suffit de coller dessus un deuxième calque et de repasser à l'encre directement.

4.2. Choix préliminaire de la construction du châssis:

Le choix de la construction du châssis dépend essentiellement de la disposition des mécanismes du chariot, c'est-à-dire du schéma cinématique, car le châssis sert à supporter ces mécanismes rigidement. Le châssis est constitué de quatre poutres principales (deux de chaque côté du chariot, placées longitudinalement) où viennent se monter les deux galets moteurs et les deux galets dit : fous et des poutres transversales ou secondaires servant de support pour les autres éléments

de mecanismes (Moteurs, réducteurs, poulies etc ...).
Voir schema du chassis ci-dessous.



4.3. a. Recherche de la position du centre de gravité du chariot à vide :

Afin de pouvoir situer le centre de gravité du chariot, on est obligé de connaître les masses de ses éléments ; comme on connaît les masses des ensembles normalisés tels que les moteurs, les réducteurs etc... , mais aussi, il faut tenir compte des masses des châssis de surélévation des éléments et des boulons de fixation ; on a fait des calculs approximatifs et on donnera ci-dessous les masses des ensembles normalisés et celles de leurs châssis et boulons de fixation ; pour les trois mécanismes.

1. Mécanisme principal :

- Masse du moteur - châssis - boulons de fixation $m_m = 397 \text{ Kg.}$
- Masse du frein - châssis - boulons de fixation $m_f = 115 \text{ Kg.}$
- Masse de l'accouplement élastique $m_a = 49,9 \text{ Kg.}$
- Masse du réducteur - châssis - boulons $m_r = 1185 \text{ Kg.}$
- Masse du tambour et accessoires $m_t = 332,5 \text{ Kg.}$
- Masse du boîtier - roulement - châssis - boulons $m_b = 80 \text{ Kg.}$
- Masse de l'arbre reliant moteur - réducteur $m_{ar} = 28,6 \text{ Kg.}$

2. Mécanisme auxiliaire :

- Masse du moteur - châssis - boulons de fixation $m_m = 332 \text{ Kg.}$
- Masse de l'accouplement élastique $m_a = 20,3 \text{ Kg.}$
- Masse du frein - châssis - boulons de fixation $m_f = 53 \text{ Kg.}$
- Masse du réducteur - châssis - boulons de fixation $m_r = 843 \text{ Kg.}$
- Masse du tambour et ses accessoires $m_t = 162,5 \text{ Kg.}$
- Masse du boîtier - roulement - châssis - boulons $m_b = 60 \text{ Kg.}$

3. Mécanisme de direction:

- Masse du moteur - châssis - boulons de fixation $m_m = 140 \text{ Kg.}$
- Masse du réducteur - châssis - boulons et accessoires $m_r = 214 \text{ Kg.}$
- Masse du frein - boulons - châssis $m_f = 53 \text{ Kg.}$
- Masse de l'accouplement $m_a = 20,3 \text{ Kg.}$
- Masse de l'arbre reliant réduct - moteur $m_{ar} = 9,5 \text{ Kg.}$
- Masse du volant d'inertie $m_v = 74 \text{ Kg.}$

Maintenant, pour pouvoir calculer la position du centre de gravité du chariot, on est obligé de trouver les centres de gravités des éléments, puis ceux des mécanismes

Calcul de la position du centre de gravité du mécanisme principal:

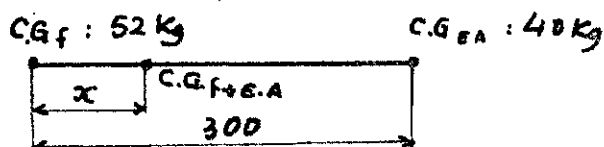
- Centre de gravité du frein - électro-aimant - accouplement:

Masse du frein seul : 52 Kg.

Masse de l'électro-aimant : 40 Kg.

Masse de l'accouplement : 76 Kg.

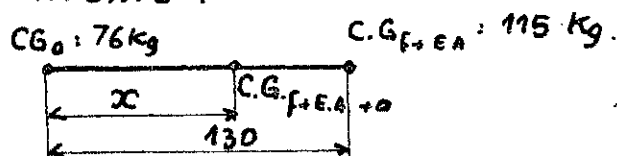
On symbolise ces éléments comme suit:



on aura:

$$52 \cdot x = 40 (300 - x) \Rightarrow x = \frac{300 \cdot 40}{52 + 40} \approx 130 \text{ mm}$$

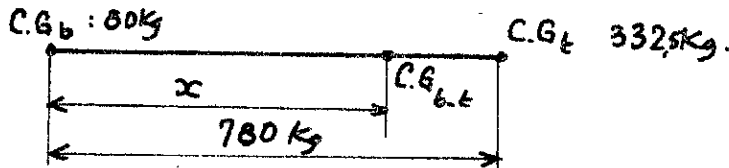
de même :



$$\text{de : } x \cdot 76 = 115 (130 - x) \Rightarrow x = \frac{115 \cdot 130}{76 + 115} = 78,27 \text{ mm} \approx 78 \text{ mm}$$

Centre de gravité du boîtier-tambour:

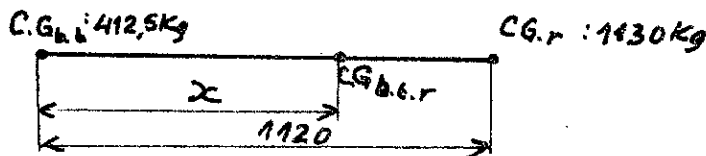
La figure ci-dessous donne:



$$x \cdot 80 = 332,5 (780 - x) \Rightarrow x = \frac{780 \cdot 332,5}{80 + 332,5} = 630 \text{ mm.}$$

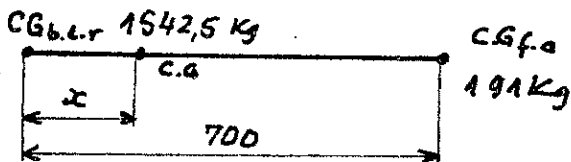
Centre de gravité de : boîtier-tambour-réducteur:

les calculs se dérouleront de la même façon, on se limitera à la figure et à l'équation donnant la position du C.G pour tous les calculs qui vont suivre:



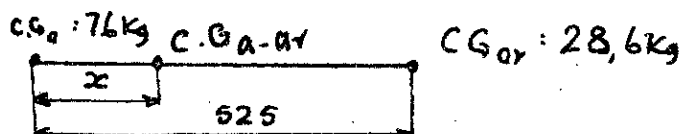
$$x \cdot 412,5 = 1130 (1120 - x) \Rightarrow x = \frac{1130 \cdot 1120}{412,5 + 1130} = 820 \text{ mm.}$$

Centre de gravité du : boîtier-tambour-réducteur-et ensemble frein-accouplement:



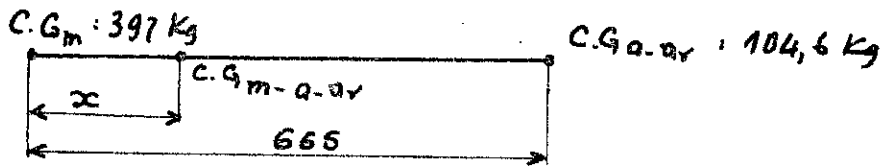
$$1542,5 \cdot x = 191 (700 - x) \Rightarrow x = \frac{191 \cdot 700}{1542,5 + 191} = 75 \text{ mm.}$$

Centre de gravité arbre-accouplement:



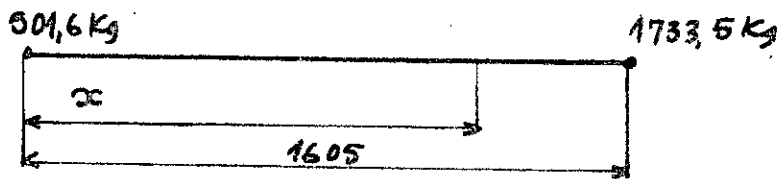
$$x \cdot 76 = 28,6 (525 - x) \Rightarrow x = \frac{28,6 \cdot 525}{28,6 + 76} = 145 \text{ kg.}$$

Centre de gravité de: arbre - accouplement et moteur:



$$x \cdot 397 = 104,6 (665 - x) \Rightarrow x = \frac{104,6 \cdot 665}{397 + 104,6} = 140 \text{ mm.}$$

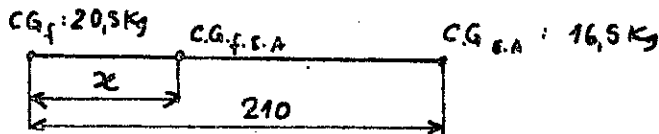
Centre de gravité de: bâtiier-tambour-réducteur - frein - accouplement et arbre - accouplement - moteur:



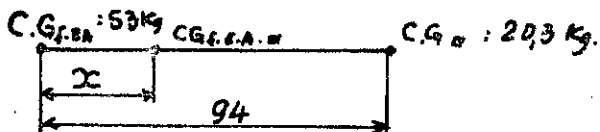
$$501,6 \cdot x = 1733,5 (1605 - x) \Rightarrow x = \frac{1605 \cdot 1733,5}{501,6 + 1733,5} = 1245 \text{ mm}$$

Calcul de la position du centre de gravité du mécanisme auxiliaire:

Centre de gravité du frein - électro-aimant - accouplement:

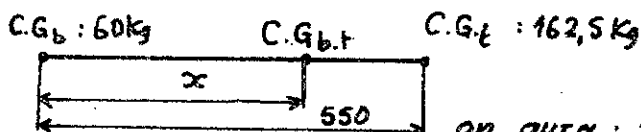


$$x \cdot 20,5 = 16,5 (210 - x) \Rightarrow x = \frac{16,5 \cdot 210}{20,5 + 16,5} = 94 \text{ mm}$$



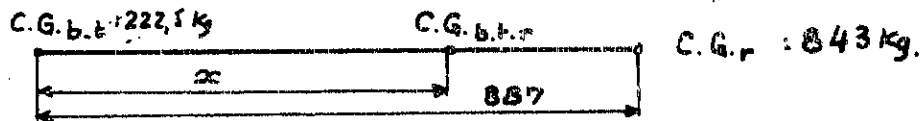
$$x \cdot 53 = 20,3 (94 - x) \Rightarrow x = \frac{20,3 \cdot 94}{53 + 20,3} = 26 \text{ mm.}$$

Centre de gravité du bâtiier-tambour:



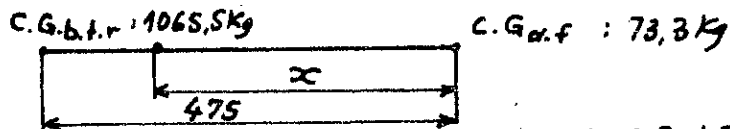
$$\text{on aura : } x = \frac{162,5 \cdot 550}{60 + 162,5} = 402 \text{ mm.}$$

Centre de gravité : boîtier - tambour et réducteur :



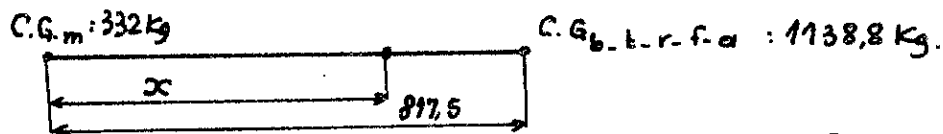
on a :
$$x = \frac{843 \cdot 887}{222,5 + 843} = 702 \text{ mm.}$$

Centre de gravité de : boîtier-tambour-réducteur et frein - accouplement :



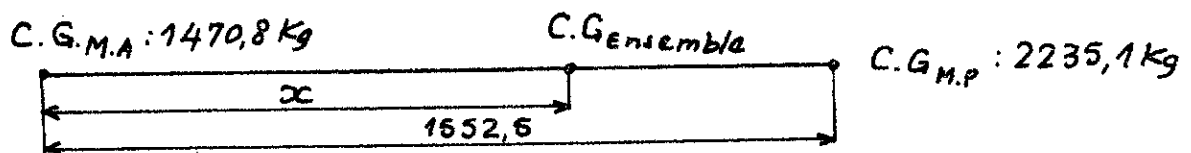
$$x = \frac{1065,5 \cdot 475}{1065,5 + 73,3} = 444 \text{ mm.}$$

Centre de gravité du : boîtier-tambour-réducteur-frein-accouplement et moteur :



on aura :
$$x = \frac{1138,8 \cdot 817,5}{332 + 1138,8} = 633 \text{ mm.}$$

Position du centre de gravité des mécanismes auxiliaire et principal :



on a :

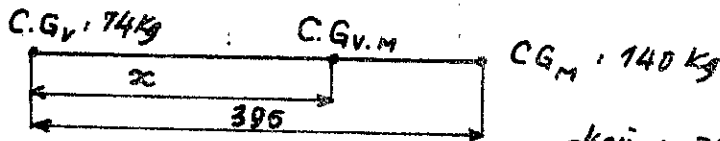
$$x = \frac{2235,1 \cdot 1552,5}{1470,8 + 2235,1} = 936 \text{ mm.}$$

Calcul de la position du centre de gravité du mécanisme p. direction :

Du moment que les 4 boîtiers - roulements et galats ont la même masse, on fait le calcul uniquement pour :

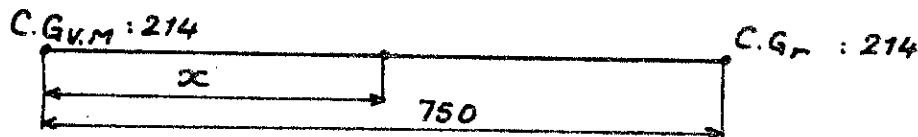
Reducteur, frein, accouplement, moteur et volant d'inertie.

- Centre de gravité du volant-moteur:



$$\text{d'où : } x = \frac{140 \cdot 395}{74 + 140} = 258 \text{ mm.}$$

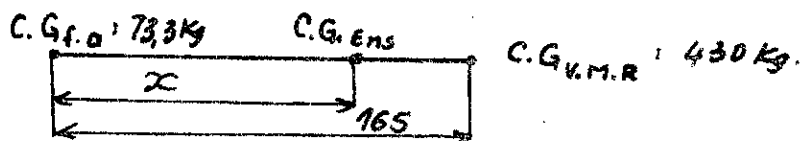
- Centre de gravité du volant-moteur et réducteur:



$$\text{ici } x = \frac{750}{2} = 375 \text{ mm (au milieu exact).}$$

- Centre de gravité du: volant-moteur-reducteur et frein

- accouplement:

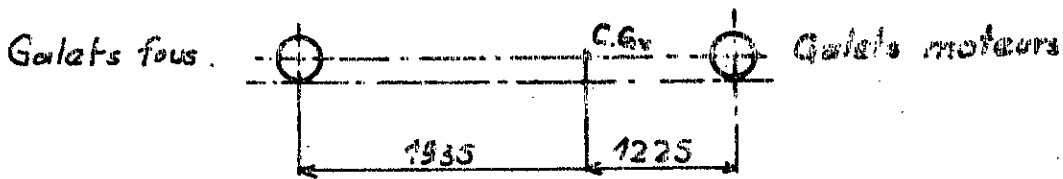


$$\text{d'où : } x = \frac{428 \cdot 165}{73,3 + 428} = 141 \text{ mm.}$$

Remarque:

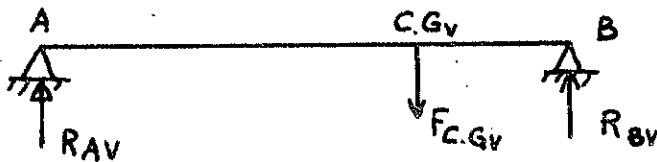
Une fois trouvé la position du centre de gravité des deux mécanismes: principal et auxiliaire, ainsi que celle du mécanisme de direction; on déplace ce dernier le long de l'axe des galets moteurs (au moment où l'on fait la première opération du dessin, qui consiste à coller les éléments sur le calque; voir précédemment), jusqu'à ce que la position du centre de gravité global coïncide avec l'axe longitudinal xx'.

On obtient à partir du dessin et en respectant les modalités précédentes, la position du centre de gravité du chariot à vide: $x_G = 1225 \text{ mm}$ à partir de l'axe des galets moteurs.



Repartition des charges sur les galets:

On assimile le chariot comme une poutre reposant sur deux appuis (les galets).



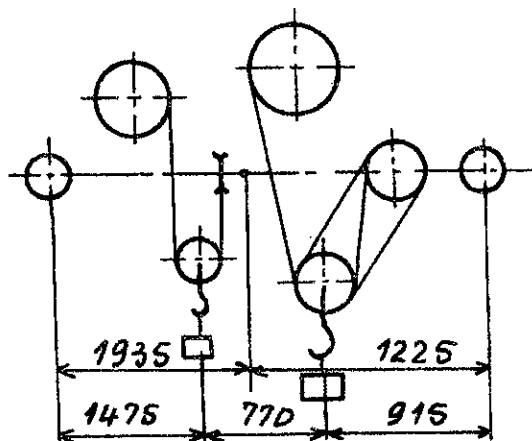
comme le poids du chariot = 4207,20 Kg c'est-à-dire on a une force appliquée au C.G.v : $F_{C.G.v} = 4207,20 \cdot 10 = 42072 \text{ N}$ on obtient comme réaction:

$R_{AV} = 16310 \text{ N}$ sur les deux galets fous.

$R_{BV} = 25762 \text{ N}$ " " " " moteurs.

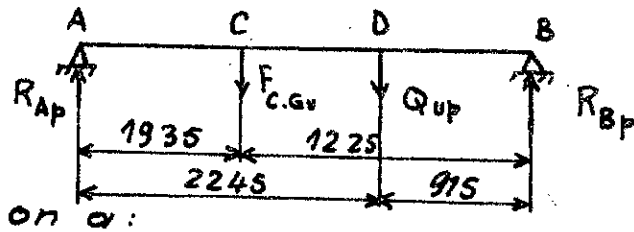
b. Recherche de la position du centre de gravité du chariot chargé:

On obtient du dessin la figure ci-dessous donnant les dimensions.



2. Cas du chariot chargé par la charge principale:

De la figure précédente on aura:



$F_{c.Gv} = 42072 \text{ N.}$

$Q_{up} = 200 \cdot 10^3 \text{ N. (charge principale).}$

Comme on a à faire à des calculs simples, on donne les valeurs des réactions sans calculs.

on aura alors:

$R_{Ap} = 74221 \text{ N.}$ réactions sur les deux galets fous.

$R_{Bp} = 167351 \text{ N.}$ " " " " " moteurs.

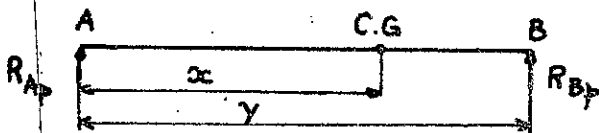
C'est-à-dire :

pour un galet moteur, la charge sera: $\frac{R_{Bp}}{2} = 83925,5 \text{ N} \approx 84 \text{ kN}$

et le cas du galet fou: $\frac{R_{Ap}}{2} = 37110,5 \text{ N} \approx 37 \text{ kN}$

Position du centre de gravité:

D'après la figure :



on sait que :

$y = 3160 \text{ mm.}$

on a: $R_{Ap} \cdot x = R_{Bp} (y - x) \Rightarrow x = \frac{R_{Bp} \cdot y}{R_{Ap} + R_{Bp}}$ d'où :

$x = 2191,12 \text{ mm} \approx 2191 \text{ mm.}$

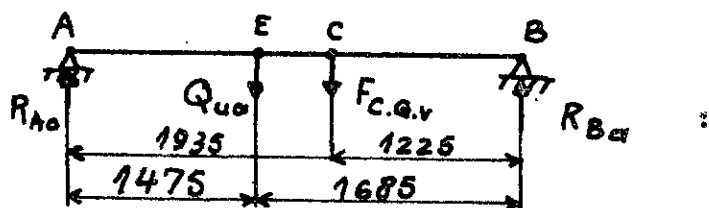
Remarques:

Les galets moteurs sont les plus chargés, comme on fait remarquer précédemment qu'en pratique il est difficile d'avoir une même répartition des charges sur les quatre galets.

- Le centre de gravité du chariot chargé se trouve décaler du côté des galets moteurs, ce qui entraînera le patinage au démarrage.

1. Cas du chariot chargé par la charge auxiliaire:

On aura comme figure :



On a :

$$F_{c.g.v} = 42072 \text{ N.}$$

$$Q_{ua} = 50 \cdot 10^3 \text{ N. (charge auxiliaire).}$$

On aura comme réactions sur les galets :

$$R_{Aa} = 42971 \text{ N : Réactions sur les galets fous.}$$

$$R_{Ba} = 49101 \text{ N : " " " " moteurs.}$$

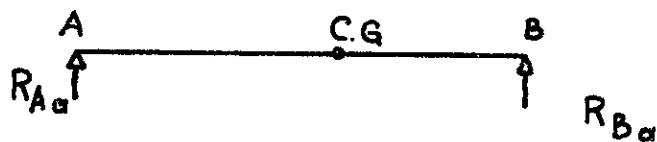
d'où :

$$R_{Ba}/2 = 24550,5 \text{ N} \approx 24,5 \text{ kN : charge sur un galet moteur.}$$

$$\text{et } R_{Aa}/2 = 21485,5 \text{ N} \approx 21,5 \text{ kN : " " " " fou.}$$

Position du centre de gravité :

Le calcul se déroulera comme précédemment :



$$\text{On aura : } R_{Aa} \cdot x = R_{Ba} (y - x) \Rightarrow x = \frac{R_{Ba} \cdot y}{R_{Aa} + R_{Ba}} \text{ donc:}$$

$$x = 1685,19 \text{ mm} \approx 1685 \text{ mm.}$$

Remarques :

- On a, toujours, les galets moteurs les plus chargés,

mais la différence est faible, on a presque une même répartition des charges sur les galets: 43 kN sur les deux galets fous et 49 kN sur les galets moteurs.

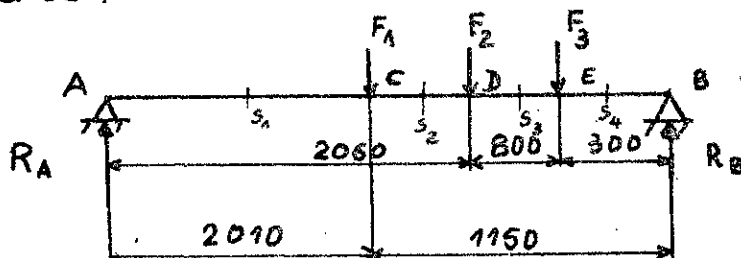
- On remarque aussi, que dans le cas défavorable c'est-à-dire: chariot chargé par la charge principale, la charge maximale sur un galet (le plus chargé) est ≈ 84 kN est inférieure à la charge maximale admissible qui est de: 102 kN, donc les galets résisteront.

4.4. a. Calcul définitif de résistance des poutres du châssis:

Le châssis du chariot est composé de profilés en U assemblés par boulons ou par soudure et forment ainsi un système dit: hypostatique, dont la résolution exacte est assez difficile et demande beaucoup de temps, c'est pour cela qu'en pratique, on fait un calcul approximatif en tenant compte de la charge maximale à soulever (dite puissance du chariot) et du poids du moufle.

- Calcul des poutres principales:

On considère les poutres principales, comme des poutres reposant sur deux appuis (Galets fous et galets moteurs), et soumises aux efforts dus à la charge utile (principale) Q_u et au poids du moufle: G_m d'où:



on a comme efforts:

$$F_1 = \frac{1}{2} \cdot \frac{Q_u + G_m}{3} = \frac{200 \cdot 10^3 + 0,8 \cdot 10^3}{6} = 33,47 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$F_2 = F_3 = \frac{1}{8} \cdot \frac{Q_u + G_m}{3} \cdot 2 = \frac{Q_u + G_m}{12} = \frac{200,1 \cdot 10^3 + 0,8 \cdot 10^3}{12} = 16,74 \cdot 10^3 \text{ N.}$$

On aura comme réactions:

$$R_A = 19,59 \cdot 10^3 \text{ N.}$$

$$\text{et } R_B = 47,36 \cdot 10^3 \text{ N.}$$

Calcul des moments de flexion:

Dans la section S_1 :

$$M = R_A \cdot x \begin{cases} \text{en A: } x=0; M_A=0 \\ \text{en C: } x=2,01\text{m}; M_C = 39,37 \cdot 10^3 \text{ N.m.} \end{cases}$$

Dans la section S_2 :

$$M = R_A x - F(x-2,01) \begin{cases} \text{en C: } x=2,01\text{m}; M_C = 39,37 \cdot 10^3 \text{ N.m.} \\ \text{en D: } x=2,06\text{m}; M_D = 38,68 \cdot 10^3 \text{ N.m.} \end{cases}$$

Dans la section S_3 :

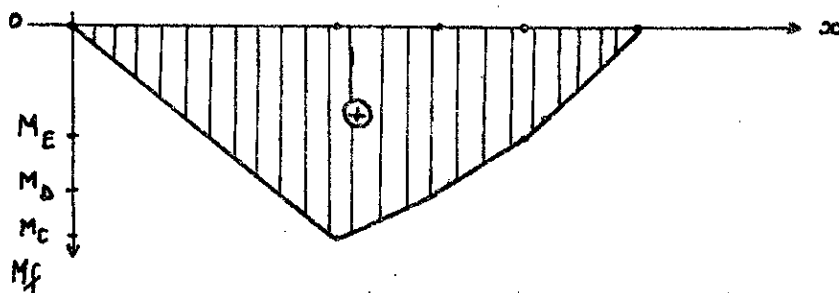
$$M = R_A \cdot x - F_1(x-2,01) - F_2(x-2,06) \begin{cases} \text{en D: } M_D = 38,68 \cdot 10^3 \text{ N.m.} \\ \text{en E } x=2,86\text{m}; M_E = 14,18 \cdot 10^3 \text{ N.m.} \end{cases}$$

Dans la section S_4 :

$$M = R_A \cdot x - F_1(x-2,01) - F_2(x-2,06) - F_3(x-2,86)$$

$$\text{d'où } \begin{cases} \text{en E; } M_E = 14,18 \cdot 10^3 \text{ N.m.} \\ \text{en B; } x=3,16\text{m } M_B = 0. \end{cases}$$

Diagramme du moment fléchissant:



Pour des calculs approximatifs du châssis, il est conseillé de prendre une contrainte admissible assez faible de l'ordre de : $[\sigma] = 800 \cdot 10^5 \text{ Pa.}$

On a de la relation suivante :

$$\sigma = \frac{M_{fmax}}{2 W_{xx'}} \ll [\sigma]$$

Pour pouvoir calculer le module de résistance $W_{xx'}$ des poutres on prend :

$$\frac{M_{fmax}}{2 W_{xx'}} = [\sigma]$$

d'où :

$$W_{xx'} = \frac{M_{fmax}}{2 [\sigma]}$$

Dans notre cas :

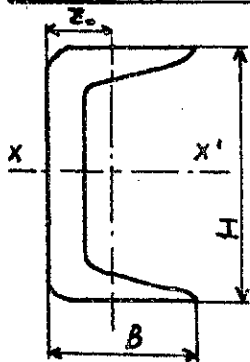
$$M_{fmax} = M_c = 39,37 \cdot 10^3 \text{ N.m.}$$

donc :

$$W_{xx'} = \frac{39,37 \cdot 10^3}{2 \cdot 800 \cdot 10^5} = 246,062 \text{ cm}^3.$$

On obtient du tableau suivant :

H (mm)	200	200	220	220	240	240	270
B (mm)	76	80	82	87	90	95	95
W (cm ³)	152	167	192	212	242	265	308



En prenant des profilés normalisés en forme de U, ayant pour module de résistance :

$$W_{xx'} = 265 \text{ cm}^3.$$

d'où les dimensions :

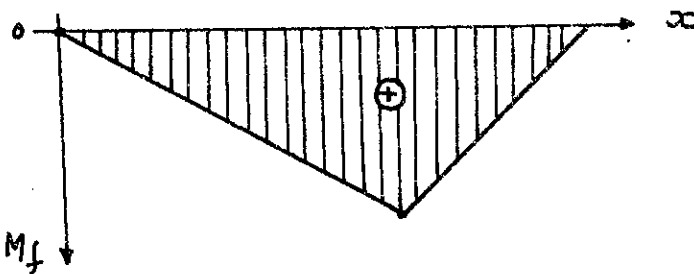
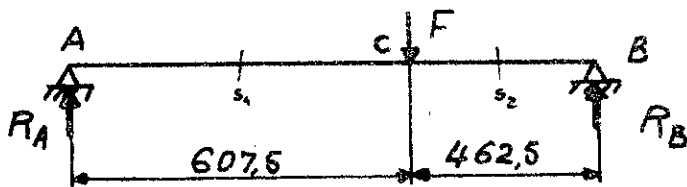
$$- H = 240 \text{ mm.}$$

$$- B = 95 \text{ mm. et } z_0 = 26 \text{ mm.}$$

Remarque :

Pour beaucoup plus de rigidité du châssis, et aussi pour pouvoir obtenir des poutres en série (Afin d'optimiser le prix de revient du châssis, donc celui du chariot.) on adoptera des poutres secondaires (ou transversales) identiques aux poutres principales, pour les poutres secondaires, on limitera les calculs à de simples vérifications des contraintes de flexions

- Vérification des contraintes pour la poutre n°4 :



$$\text{La force } F = \frac{Q_u + G_m}{2} = \frac{50 \cdot 10^3 + 0,5 \cdot 10^3}{2} = 25250 \text{ N.}$$

On aura comme réactions :

$$\text{- Au point A : } R_A = 10914,13 \text{ N} \approx 10914 \text{ N.}$$

$$\text{- Au point B : } R_B = 14335,80 \text{ N} \approx 14336 \text{ N.}$$

Les moments de flexion :

$$\text{- Dans la section } S_1 : M_f = R_A \cdot x \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{en A } x=0 \quad M_{fA}=0 \\ \text{en C } x=607,5 \text{ cm} \\ M_{fC} = 6630,25 \cdot 10^2 \text{ cm.N.} \end{array} \right.$$

Calcul de la contrainte de flexion:

De la relation:

$$\sigma = \frac{M_{fmax}}{2W_{xx'}} \ll [\sigma]$$

avec : $M_{fmax} = M_c = 6630,255 \cdot 10^2 \text{ cm} \cdot \text{N}$
 $W_{xx'} = 265 \text{ cm}^3$.

$$\sigma = \frac{6630,255 \cdot 10^2}{2 \cdot 265} = 1,25 \cdot 10^3 \text{ N/cm}^2$$

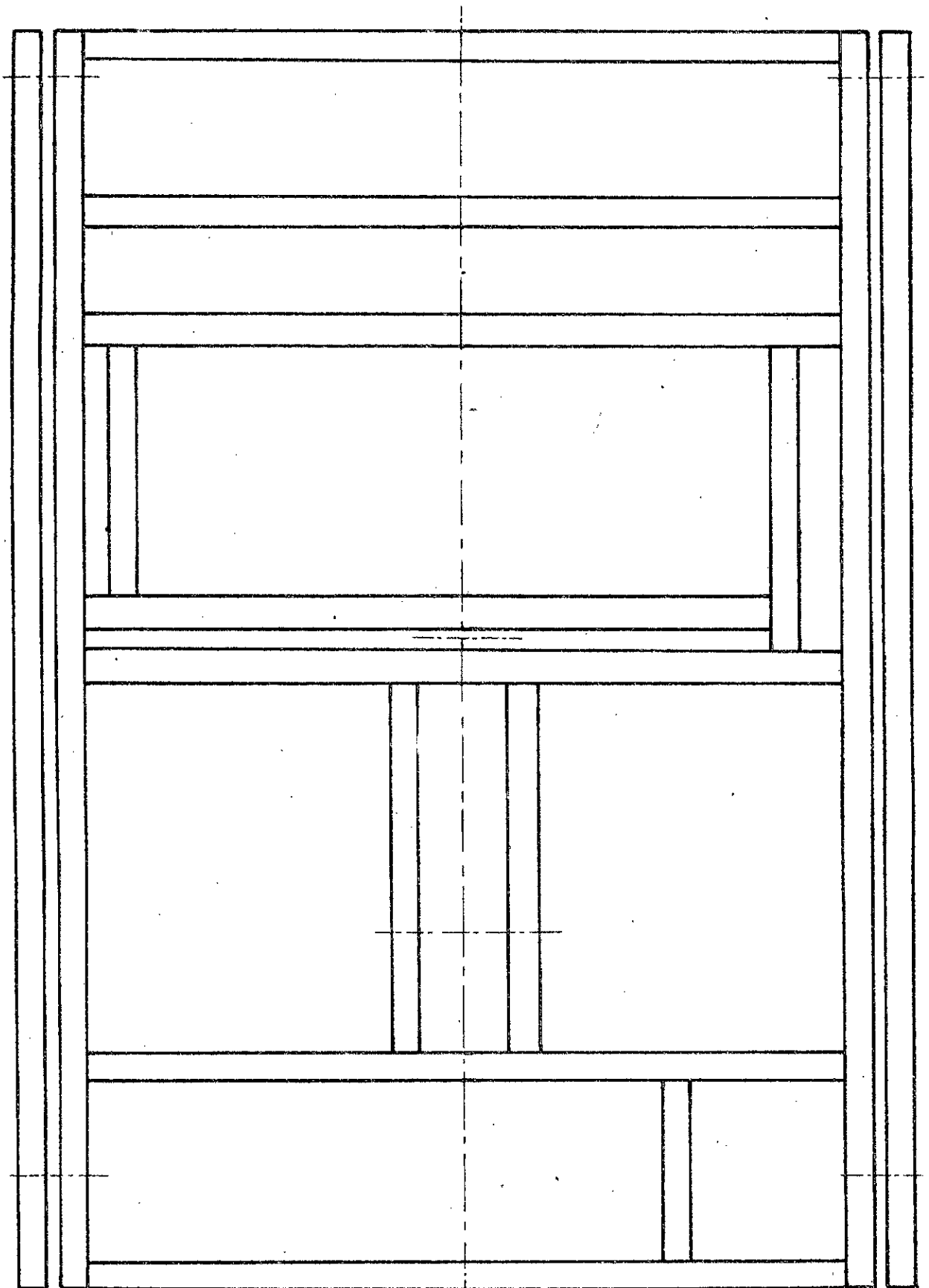
On voit que cette contrainte est bien inférieure à la contrainte admissible.

Remarque:

Comme ce sont les poutres principales les plus chargées et en adoptant des poutres secondaires identiques, on a en quelque sorte surdimensionné ces poutres secondaires; aussi on a vérifié (Exemple de la poutre n°4) que ces poutres résistent aux efforts appliqués; il est inutile de continuer les vérifications pour les autres poutres; d'ailleurs les calculs se dérouleront de la même façon.

b. Choix définitif du châssis:

Comme on a adopté un châssis constitué de poutres longitudinales et transversales identiques, assemblées par soudure, afin d'alléger le poids propre du châssis. (Voir, dans la page qui suit le schéma représentatif du châssis).



CONCLUSION

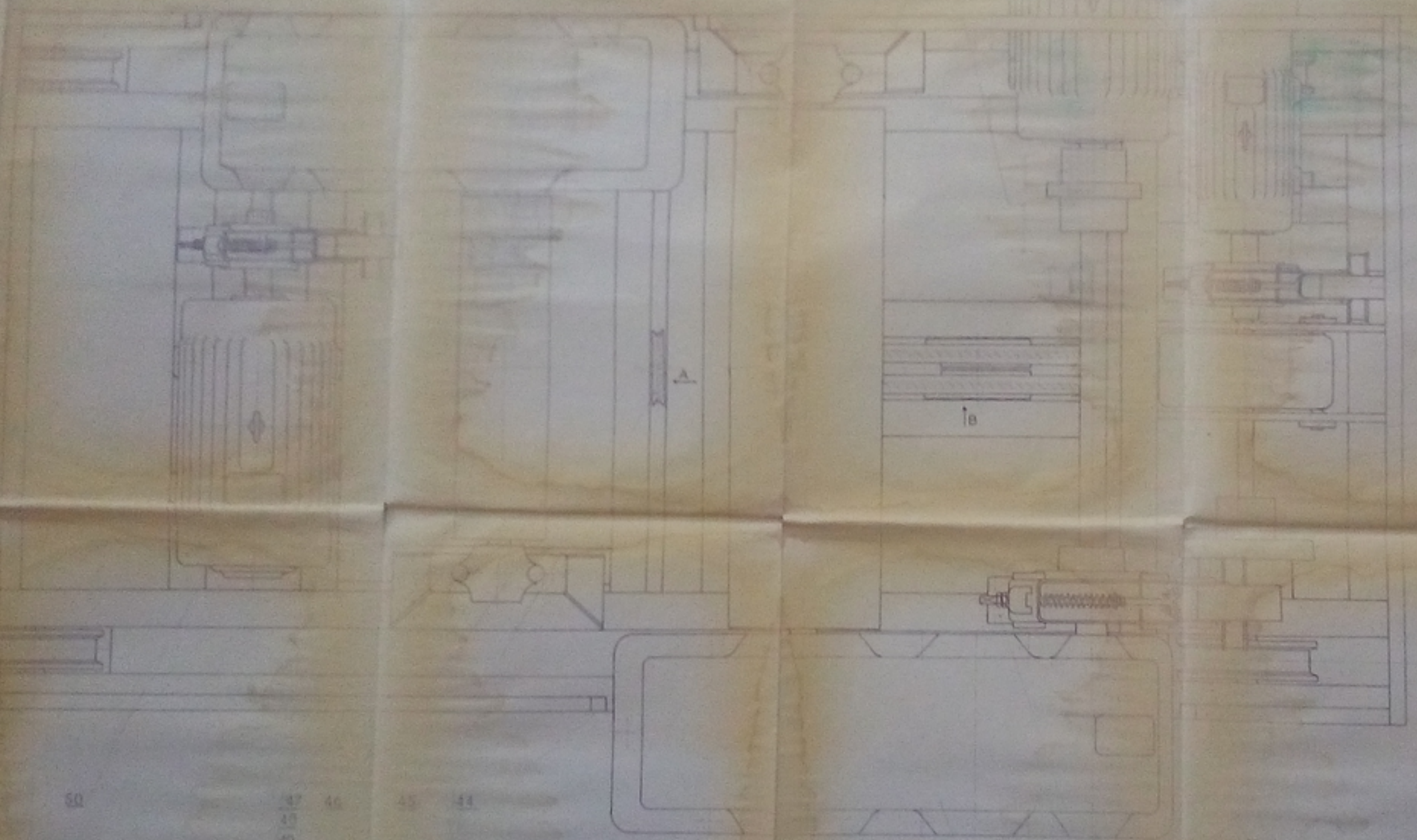
Toute construction de machines exige une ou plusieurs études de l'ensemble de ses éléments.

L'étude complète d'un chariot de pont roulant est beaucoup plus complexe, et demande plus de temps. Dans ce projet, l'importance a été donnée à la détermination des principaux mécanismes, ainsi que les vérifications dynamiques.

On souhaite que dans l'avenir, ce projet sera repris par des mécaniciens et des électriciens, pour l'étude complète et la réalisation d'un prototype.

BIBLIOGRAPHIE

1. G. Lemasson et A. L. Tourancheau. *Element de construction à l'usage de l'ingenieur tome B.* Dunod. Paris 1971.
2. J. Gillmann. *Les engins de levage tomes I et II.* Dunod 1972.
3. H. Ernst *Les appareils de levage Tomes I, II et III.* Gauthier-Villard. Paris 1962.
4. Docteur Kolarov. *I Guide des projets des appareils de levage.* Edition technique. 1978.
5. Divizièv *Appareil de levage et de manutention.* Edition technique. 1973.



1311512
 1311513
 1311514
 1311515
 1311516
 1311517
 1311518
 1311519
 1311520

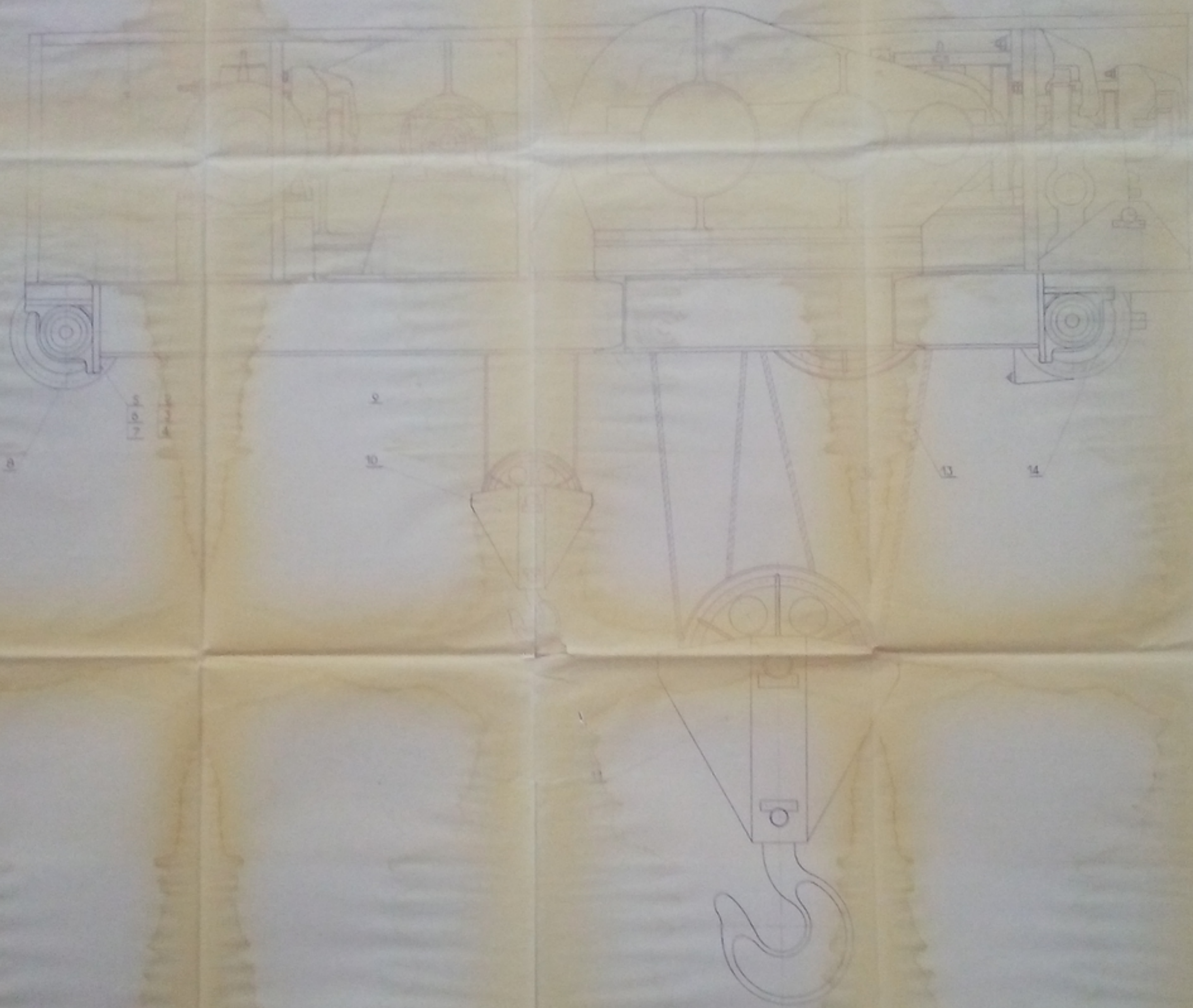
Annex 4
P10271

مکتبہ
 قومی ادارہ تحقیقات
 بئوٹھیکہ

1311519	آئی	
1311520	آئی	
1311521	آئی	
1311522	آئی	
1311523	آئی	
1311524	آئی	
1311525	آئی	
1311526	آئی	
1311527	آئی	
1311528	آئی	
1311529	آئی	
1311530	آئی	
1311531	آئی	
1311532	آئی	
1311533	آئی	
1311534	آئی	
1311535	آئی	
1311536	آئی	
1311537	آئی	
1311538	آئی	
1311539	آئی	
1311540	آئی	

1311541	آئی	
1311542	آئی	
1311543	آئی	
1311544	آئی	
1311545	آئی	
1311546	آئی	
1311547	آئی	
1311548	آئی	
1311549	آئی	
1311550	آئی	
1311551	آئی	
1311552	آئی	
1311553	آئی	
1311554	آئی	
1311555	آئی	
1311556	آئی	
1311557	آئی	
1311558	آئی	
1311559	آئی	
1311560	آئی	

ڈیزائن ڈیپارٹمنٹ
 قومی ادارہ تحقیقات
 بئوٹھیکہ



THE NATIONAL BUREAU OF STANDARDS

PHOTO 23

NOV 19 1911

U.S. GOVERNMENT PRINTING OFFICE

