

23/82

MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

U. S. T. H. B

Tex

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER

المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية
 المكنية
 DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE
 ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
 BIBLIOTHÈQUE

PROJET DE FIN D'ÉTUDES

RECONSTRUCTION D'UN PONT ROULANT

4/10 t.

Sujet

Proposé par :



D T P

Suivi par : par

G. SPIRIDONOV

Maître Assistant

Étudié par :

NAHI B.

— Promotion Juin 1982 —

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

U. S. T. H. B

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER

DEPARTEMENT : GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

RECONSTRUCTION D'UN PONT ROULANT

4/10 t.

Sujet

Proposé par :



D T P

Suivi par : par

G. SPIRIDONOV

Maître Assistant

Etudié par :

NAHI B.

— Promotion Juin 1982 —

Ministère De l'Enseignement et De la Recherche
Scientifique

U.S.T.H.B

Ecole Nationale Polytechnique d'Alger

Département: Genie Mécanique

Projet de Fin d'Études

Reconstruction d'un Pont Roulant

4/10t

Sujet

Proposé par



DTP

Suivi par

G.Spiridonov
maitre assistant

Etudié par

NAHI.B

Promotion juin 82

REMERCIEMENTS

Je formule l'expression de ma reconnaissance à mon promoteur M^r G. Spiridonov pour ses conseils.

Mes remerciements vont également à tous ceux où celles qui ont contribué de près où de loin à ma formation d'ingénieur.

Je tiens à remercier les responsables de la Sonatrach plus particulièrement M^r Baouche, M^r MAZAZI et M^{me} RAHEM qui m'ont facilité l'accès à la base et le tirage

DÉDICACES

Je dédie ce travail à

Mon père

Ma mère

Ma grand-mère

Mes frères et sœurs

Ma famille

Mes amis

TABLE DES MATIERES

	page
I. Introduction	1
II. Généralités	3
III. Mécanisme de levage	5
3.1. Calculs préliminaires	5
3.1.1 choix de la construction et calcul du poulan choix du câble	5
3.1.2 choix des poulies et le profil du tambour	7
3.1.3 choix du moteur électrique du réducteur du frein et de l'accouplement	9
3.1.3.1 choix du moteur électrique	9
3.1.3.2 choix du réducteur	10
C - 4 - calcul de la couronne dentée et du pignon	11
A - vérification à la rupture	13
B - vérification à la pression superficielle	14
3.1.3.3 choix du frein	16
3.1.3.4 choix de l'accouplement	17
3.1.3.5 calcul de la longueur du tambour	18
3.2 calculs définitifs	20
3.2.1.1 vérification de la dynamique du mécanisme	20
3.2.2 vérification du moteur à la non surchauffe.	23
3.2.3 calcul de résistance du tambour et ses éléments	27
3.2.3.1 calcul de l'épaisseur du tambour	27
3.2.3.2 calcul de la contrainte de compression	28
3.2.3.3 calcul de résistance de l'arbre	29

3-2-3-4	fixation de la denture	32
3-2-3-5	calcul de la butée	33
3-2-3-6	choix du crochet	34
3-2-3-7	choix de la moufle	35
IV	Mécanisme de direction	36
4-1	Calculs préliminaires	36
4-1.1	Choix des rails et choix des galets	37
4-1.2	calcul des résistances aux mouvements	38
4-1.3	choix du moteur électrique, du réducteur des accouplements et du frein	39
4-1.3-1	choix du moteur électrique	39
4-1.3-2	choix du réducteur	40
4-1.3-3	choix des accouplements	41
4-2	Calcul définitif	42
4-2.1	dynamique du mécanisme	42
4-2.1-1	première vérification	42
4-2.1-2	deuxième vérification	43
4-2.1-3	troisième vérification	44
4-2.1-4	quatrième vérification	45
V	Composition du chariot	47
5-1	choix de la construction du chariot	47
5-1.1	schéma cinématique	48
5-1.2	Construction préliminaire	48
5-2	recherche du centre de gravité	50
5-3	calcul de résistance des éléments du châssis	51

VI Mécanisme de Translation	58
6.1 Calcul préliminaire - choix du schéma cinématique	58
6.1.1 Calcul et choix des galets et rails	58
6.1.1.2 Détermination du poids propre du pont	58
6.1.2 Calcul des résistances aux mouvements	61
6.1.3 choix du moteur électrique, des accouplements et du réducteur	61
6.1.3.1 choix du moteur électrique	61
6.1.3.2 choix du réducteur	62
6.1.3.3 choix des accouplements	62
VII Construction du pont	64
7.1 choix du type de la construction métallique	64
7.2 sollicitations exercées sur le pont calcul des forces	65
7.2.1 bases de calcul	65
7.3 calcul et dimensionnement des poutres principales et transversales	66
7.3.1 calcul du sommier	66
conclusion	70

Présentation du sujet

Charge utile	: 100kN
hauteur de levage	: 6 m
Vitesse de levage	: 8m/min
portée	: 11m
vitesse de direction	: 20 m/min
vitesse de translation	: 40 m/min
lieu d'implantation	: à l'abri
Atmosphère	: normale
régime de fonctionnement	: moyen II
facteur de marche	: 40%
champ d'action	: [11 x 54] [m x m]
Alimentation	: triphasé 220/380V.50Hz.

L'erreur admise sur les vitesses est de 6%.

I . INTRODUCTION

les appareils de levage d'une manière générale entre autres les ponts roulants sont destinés à déplacer les charges dans les trois directions de l'espace et ce quelle que soit la nature de la charge.

Pour répondre aux besoins de l'utilisateur, un nombre important de firmes spécialisées ont étudié en profondeur pour satisfaire leurs exigences

la nature et l'importance de la charge à déplacer deux critères qui conditionnent la diversité des ponts roulants.

Son utilisation véhicule un gain de temps d'où amélioration du rendement et dispense l'ouvrier de son effort musculaire deux avantages qui font d'eux une nécessité économique.

- Objet de l'étude.

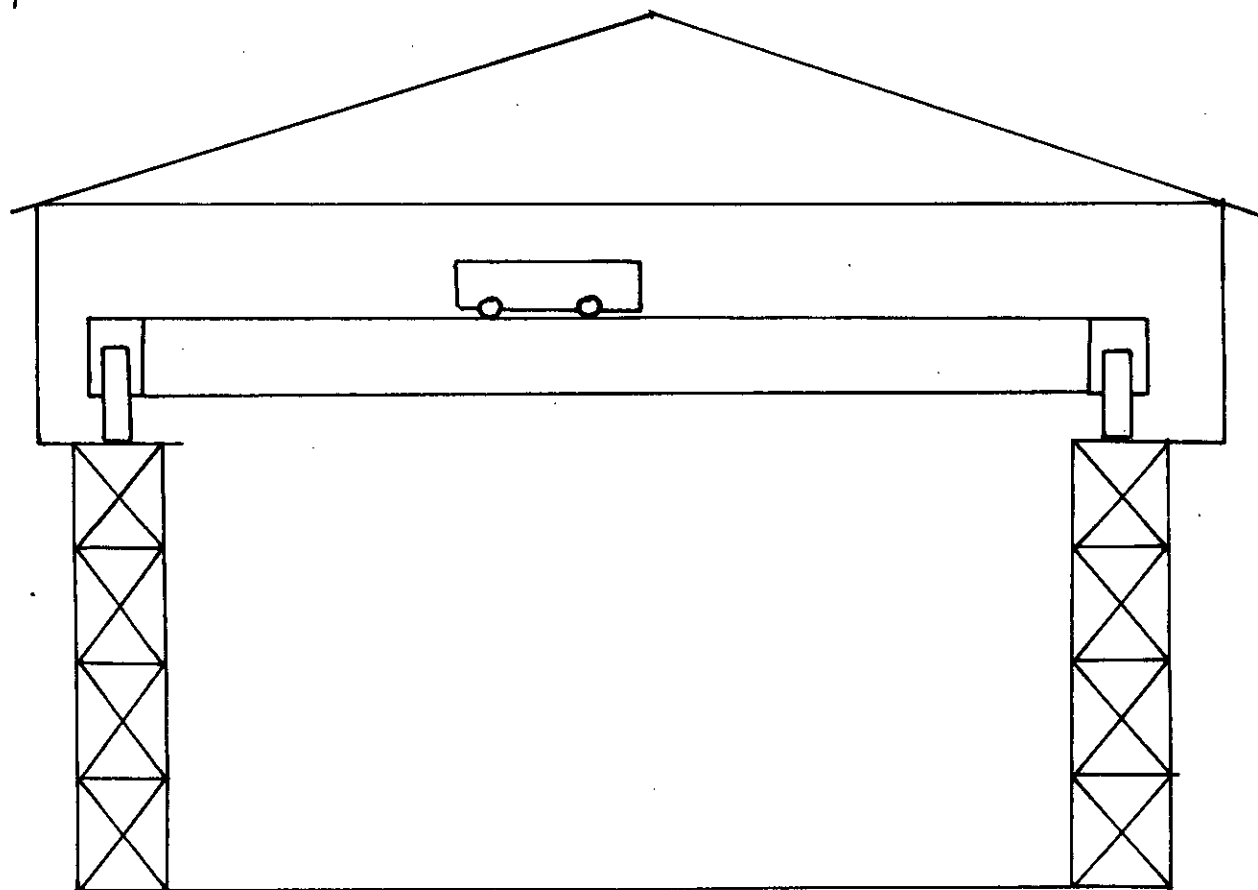
la sonatrach dispose actuellement d'un pont roulant rudimentaire de charge utile 40kN dans les mécanismes principaux de levage et de direction sont entièrement manuels quant au mécanisme de translation, il est équipé d'un moteur électrique.

l'atelier où se trouve ce pont roulant est destiné à recevoir un matériel provenant des chantiers sahariens pour la réparation et le montage.

la cadence de travail devient de plus en plus accrue et la charge à soulever considérable, de ce fait l'atelier n'est pas exploité en totalité.

2

Afin de remédier, les responsables ont souhaité une étude d'un pont roulant de charge utile 100kN et à commande électrique. Dans le cadre du projet de fin d'études 1981-1982 l'étude m'a été confiée. reconstruction d'un pont roulant 4/10T dont les paramètres de base sont les suivants.



hauteur de levage = 6 m

portée = 11 m

longueur de l'atelier = 54 m.

II. GÉNÉRALITÉS

le transport dans les ateliers est le domaine d'application principal des ponts roulants. Les ponts roulants circulent sur des chemins de roulement surélevés se trouvant le plus souvent reliés à la charpente du bâtiment, ainsi les ponts roulants dégagent le sol de l'atelier contrairement à d'autres appareils de levage (petits portiques ou grues) si bien que le travail et le transport au sol ne sont pas gênés. En raison de la mobilité du pont et du chariot-treuil qui circule sur le pont, le pont roulant dessert un rectangle qui dans le cas idéal, coïncide avec la surface de l'atelier.

En réalité le crochet ne permet pas de desservir toute cette surface étant donné qu'il ne peut s'approcher suffisamment des murs mais on doit s'efforcer de limiter les courses perdues. (fig. 1)

on distingue deux types de pont roulant.

- ponts roulants classiques à deux poutres principales.
- ponts roulants monopoutre.

les ponts roulants sont caractérisés par trois mouvements
 du bas en haut caractérisés par le mécanisme de levage
 dans le sens transversal par le mécanisme de direction
 dans le sens longitudinal par le mécanisme de translation

Pour unifier les méthodes de calcul, les appareils de levage sont classés en quatre groupes dits régime de fonctionnement.

groupe I : léger

groupe II : moyen

groupe III : lourd

4
groupe IV : très lourd.

la charge utile

le poids propre du pont

les forces d'inertie

forces de résistance aux mouvements

forces dues au vent

sont les principales forces que l'on retrouve mais d'autres forces peuvent être considérées selon le lieu d'implantation et la nature de la charge.

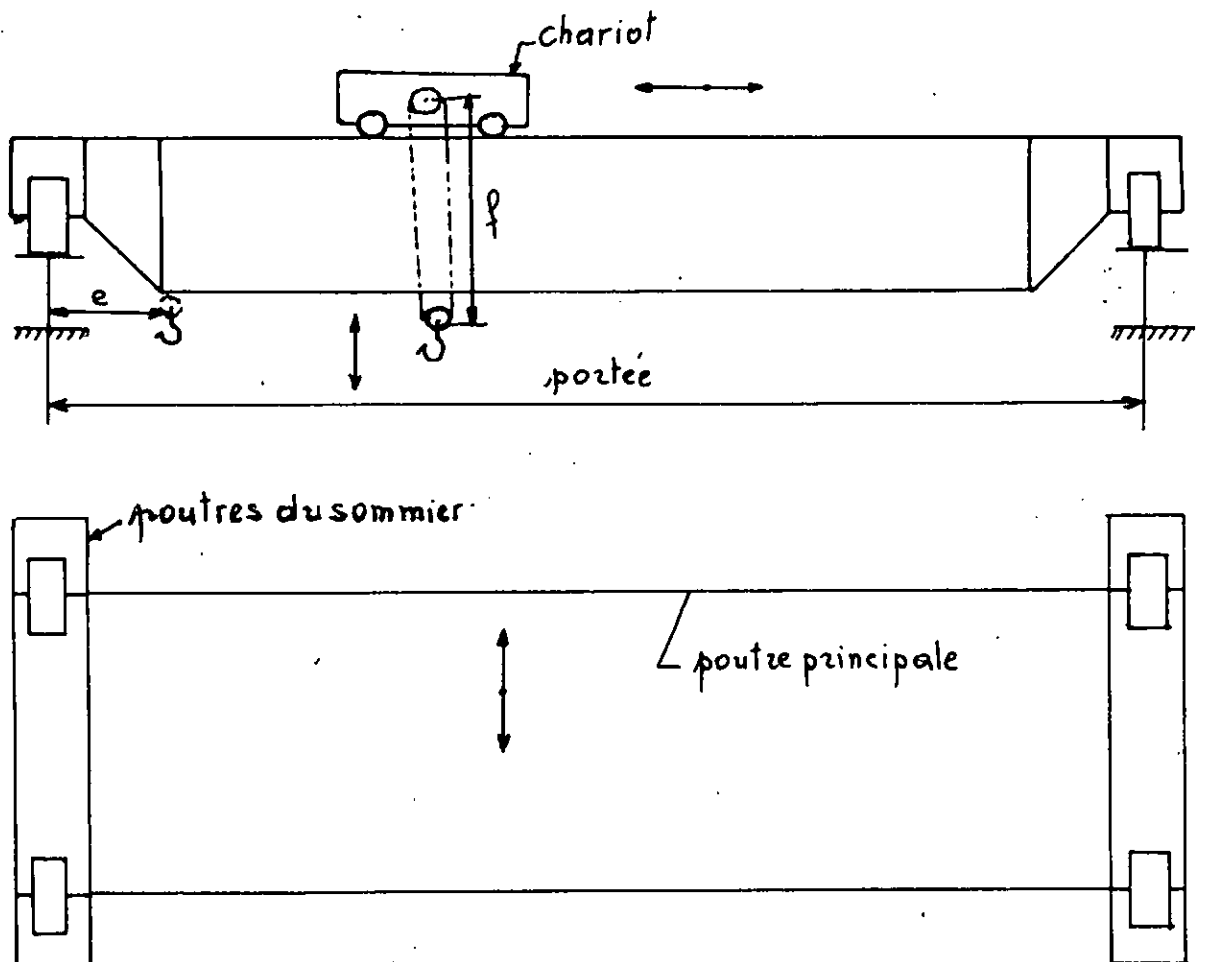


fig. 1.

e et f courses perdues.

CHIII: MÉCANISME DE LÉVAGE

3.1 Calculs préliminaires

3.1.1 choix de la construction et calcul du palan. choix du câble.

Afin de réduire l'effort sur le câble, on prévoit un palan. Deux types de palan à distinguer

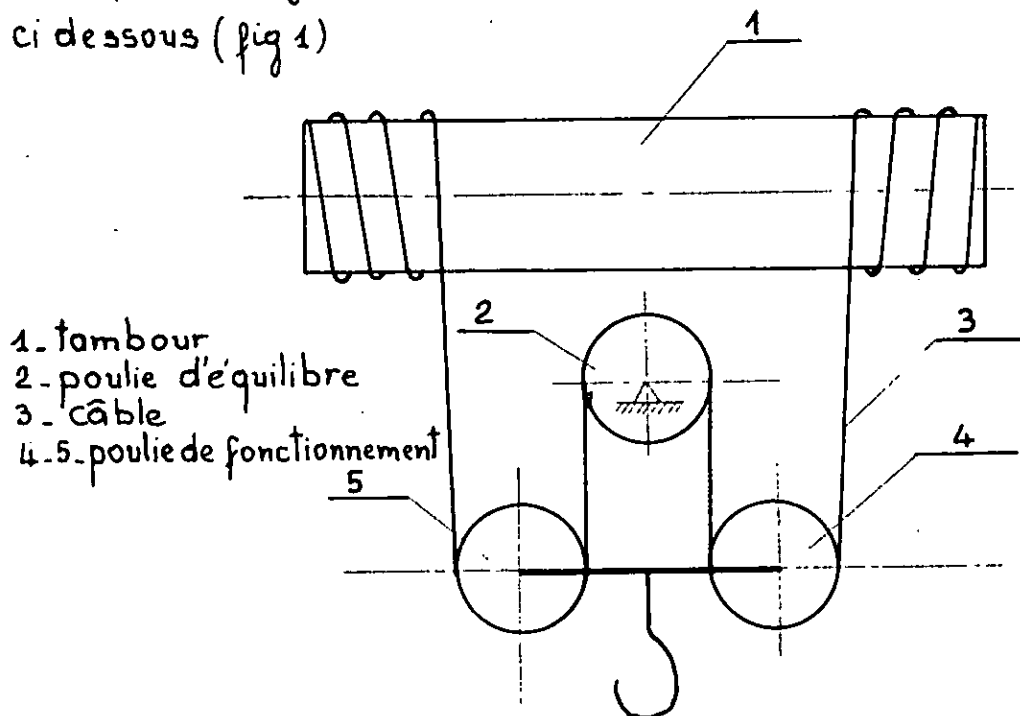
|| palan simple
|| palan doublé

le palan utilisé est de type doublé pour deux raisons, la première pour fixer les deux extrémités du câble sur le tambour et l'autre se justifie par l'égalité de la multiplicité des deux types de palan.

On définit la multiplicité comme étant le nombre de câbles chargés du palan simple ou $a = \frac{V_t}{V_u}$

Pour des charges pouvant atteindre 500kN, l'effort admissible dans le câble est de 80kN.

pour une charge utile égale à 100kN, on recommande une multiplicité égale à deux (2) d'où le choix de la construction ci dessous (fig 1)



$$a = \frac{V_t}{V_u} \quad a: \text{multiplicité}^6 \text{ du palan.}$$

V_t : [m/min] vitesse linéaire du câble s'enroulant sur le tambour.

V_u : Vitesse de levage [m/min]

$$V_t = a \cdot V_u = 2 \cdot 8 = 16 \text{ m/min.}$$

Rendement du palan

A cause de la raideur du câble, le frottement axial et le frottement entre câble et poulie, le rendement est donc inférieur à l'unité.

en supposant que les rendements des poulies fixes et mobiles sont égaux on arrive par un calcul élémentaire à:

$$\eta_p = \frac{1 - \eta^a}{(1 - \eta)^a} \quad \begin{array}{l} \eta_p : \text{rendement du palan} = 0,98 \\ \eta : \text{rendement d'une poulie.} \end{array}$$

$$\eta = \begin{cases} 0,98 & \text{pour poulies sur roulements} \\ 0,96 & \text{pour poulie sur paliers lisses.} \end{cases}$$

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

Effort sur le câble au niveau du tambour

$$F_t = \frac{Q_u + G_m}{2 \cdot \eta_p} \quad \begin{array}{l} Q_u \text{ [kN]} : \text{charge utile} \\ G_m \text{ [kN]} : \text{poids de la moufle; pour des calculs} \end{array}$$

préliminaires on adopte 0,75 kN

F_t : [kN] d'effort sur le câble.

$$F_t = \frac{100 + 0,75}{2 \cdot 0,99} = 25,44 \text{ kN.}$$

choix du câble

on fait le choix à la base de cette formule.

$$F_t \leq \frac{F_r}{K}$$

F_r [daN] d'effort de rupture du câble

K : Coefficient de sécurité tenant compte du régime de fonctionnement = 0,5/5

7

$$F_c \gg K \cdot F_t = 2544 \cdot 5,5 = 13992 \text{ daN}$$

D'après GOST 7665-55 [2]

d [mm]	Séction du câble [mm ²]	Poids du câble en kg/100m	charge de rupture 1800 daN/mm
15,5	94,02	88,7	14350 daN

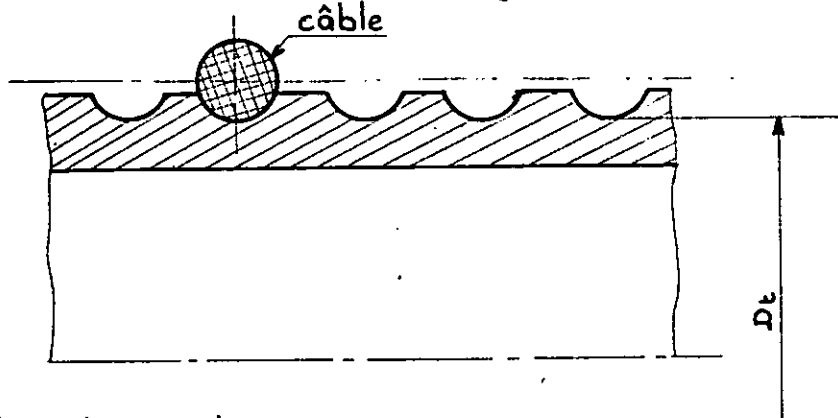
3.1.2 Choix des poulies et le profil du tambour

A. Diamètre du tambour

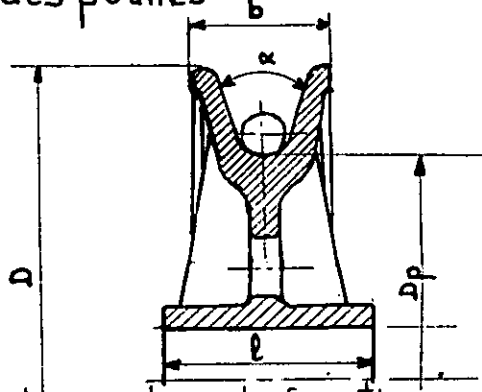
$D_t \geq d(e+1)$ où e : coefficient de sécurité tenant compte du régime de fonctionnement = 2,5

$$D_t \geq 15,5 \cdot 2,5 = 38,75 \text{ mm}$$

On prend un diamètre normalisé $D_t = 450 \text{ mm}$



B. Diamètre des poulies



B-1 Diamètre des poulies de fonctionnement

$$D_{pf} \in [1,1 \div 1,11] D_t \text{ [mm]}$$

$$D_{pf} = D_t = 450 \text{ mm}$$

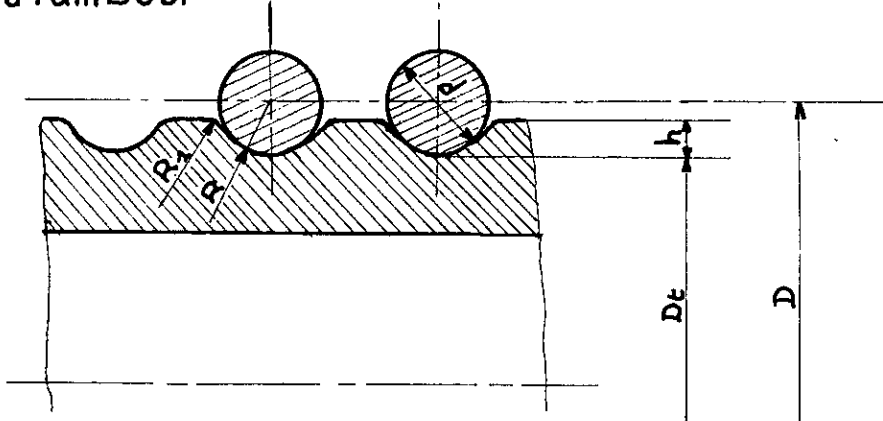
B-2 Diamètre de poulie d'équilibre

$$D_{pe} \in [0,5 \div 0,6] D_t \text{ [mm]}$$

8

D_p	D [mm]	D_p [mm]	l [mm]	b [mm]	α°
p. d'équi.	365	315	75	45	45°
p. de fonct.	400	355	80	55	45°

C. Profil du Tambour



$$D = D_t + d = 450 + 15,5 = 465,5 \text{ mm où } D \text{ est le diamètre d'enroulement}$$

$$t \approx 1,1d = 1,1 \cdot 15,5 = 17,05 \text{ mm où } t \text{ est le pas}$$

$$R = 0,54d = 0,54 \cdot 15,5 = 8,37 \text{ mm}$$

$$R_1 \approx 0,1d = 0,1 \cdot 15,5 = 1,55 \text{ mm}$$

$$h \approx 0,35d = 0,35 \cdot 15,5 = 5,425 \text{ mm}$$

les valeurs recommandées sont données dans le tableau ci dessous.

d [mm]	h [mm]	t [mm]	R [mm]	R_1 [mm]
15 ÷ 16	5	18	9	1,5

D. fréquence de rotation du tambour

$$N_t = \frac{V_t}{\pi D} \quad [\text{min}^{-1}] \text{ avec } N_t \text{ fréquence de rotation}$$

$$N_t = \frac{16 \times 10^3}{\pi \cdot 465,5} = 10,94 \text{ min}^{-1}$$

E. Profil des poulies

Etant donné que les poulies sont normalisées le choix se fait à la base du diamètre D_p calculé précédemment.

3.1.3 Choix du moteur électrique du frein et des accouplements.

3.1.3-1 choix du moteur électrique.

les moteurs à combustion internes, les moteurs hydrauliques et électriques sont les trois variantes utilisées dans les appareils de levage.

Chaque moteurs trouve son emploi à la base de la source d'énergie existante dans le lieu d'implantation.

les moteurs électriques sont très repandus. L'alimentation de ces derniers se fait soit en courant continu ou en courant alternatif.

les moteurs à courant continu sont caractérisés par leur souplesse et leur robustesse et les moteurs à courant alternatif par leur fonctionnement qui est plus stable.

le choix du moteur se fait à la base de la puissance statique.

$$P = \frac{(Q_u + G_m)V}{\eta} \quad [\text{kw}]$$

P = puissance statique [kw]

G_m poids de la moufle, pour des calculs préliminaires, on adopte $G_m = 0,75 \text{ kN}$.

η : rendement du mécanisme de levage = 0,8.

$$\eta = \eta_p \cdot \eta_T \cdot \eta_R \cdot \eta_a^n \quad \text{qui sont respectivement}$$

η_p : rendement du palan

η_T : rendement du tambour

η_R : rendement du réducteur

η_a^n : rendement des accouplements où n est le nombre d'accouplement.

$$P = \frac{(100 + 0,75) \cdot 8}{0,8 \cdot 60} = 16,79 \text{ kw.}$$

On choisit un moteur dont la puissance est P_c tel que $P_c = (0,8 \div 1)P$

$$\text{soit } P_c = 0,8P = 0,8 \cdot 16,79 = 13,43 \text{ kW}$$

On prend un moteur triphasé du type M.T.F à rotor bobiné dont les caractéristiques sont les suivantes. avec F.M 40%

type de moteur : M.T.F 312.6	fréquence de rotation : 955 tr/min
Puissance utile : 15 kW	Moment utile maximum : 480 N.m
masse : 210 kg	Moment d'inertie du rotor : 0,313 kg.m ²

3.1.3-2 Choix du réducteur

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

Nous distinguons - Réducteurs cylindriques et à couple conique.

- Réducteurs à vis sans fin.

- Réducteurs planétaires.

les réducteurs verticaux utilisés sur les mécanismes de direction et de translation ont leur carter en mécanosoudure avec points horizontaux. Pour faire le choix du réducteur, on se réfère au rapport de réduction du mécanisme i_m et de la puissance calculée P

$$i_m = \frac{N_m}{N_t} \quad \text{avec } i_m = \text{rapport de réduction du mécanisme}$$

N_m : fréquence de rotation du tambour. [tr/min]

$$i_m = \frac{955}{10,94} = 87,29$$

le rapport de réduction ainsi trouvé est très élevé. aucun catalogue utilisé nous donne un rapport de réduction supérieur à celui calculé.

Pour remédier à ce problème, on a opté pour la solution suivante :

au lieu d'accoupler directement le réducteur sur l'arbre du

du tambour, on prévoit un train extérieur composé d'un pignon fixé sur l'arbre du réducteur et la couronne dentée fixée sur le tambour.

De là, on choisit un réducteur du type RM[2] dont les caractéristiques sont données dans le tableau ci-dessous.

Type de réducteur: RM 500	Série de réalisation: \forall
Puissance : 20,4 kW	fréquence de rotation: 1000 min^{-1}
Rapport de réduction: 23,64	masse du réducteur 345 kg

$$i_m = i_2 \cdot i_3 \quad \text{ou} \quad i_2: \text{rapport de réduction du réducteur} = 23,64$$

$$i_3: \text{rapport de réduction du train extérieur}$$

$$i_3 = \frac{i_m}{i_2} = \frac{87,29}{23,64} = 3,69$$

c-4 - Calcul de la couronne dentée et du pignon

4-1 Caractéristiques de la denture

$$Z_1 = 18 \quad m = 10 \text{ mm}$$

la denture est droite et l'angle de pression $\alpha = 20^\circ$

$$d_1 = m Z_1 = 10 \cdot 18 = 180 \text{ mm} \quad \text{où } d_1 \text{ est le diamètre primitif du pignon}$$

$$\frac{b}{d_1} = 0,5 ; \quad b = 0,5 d_1 = 0,5 \cdot 180 = 90 \text{ mm} \quad \text{avec } b \text{ largeur du pignon}$$

$$Z_2 = i_3 \cdot Z_1 = 3,69 \cdot 18 = 66,42 \quad \text{d'où } Z_2 = 67$$

$$d_2 = m Z_2 = 10 \cdot 67 = 670 \text{ mm} : \text{diamètre primitif de la Couronne dentée}$$

$$i'_3 = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{67}{18} = 3,72$$

$$i'_m = i'_3 \cdot i_2 = 3,72 \cdot 23,64 = 87,94$$

$$i'_m = \frac{N_m}{N'_E} ; \quad N'_E = \frac{N_m}{i'_m} = \frac{955}{87,94} = 10,85$$

le diamètre du tambour étant fixe, on changera la valeur de

de la vitesse de levage V_t .

$$N'_t = \frac{V'_t}{\pi D} ; \quad V'_t = N'_t \cdot \pi \cdot D = 10,85 \cdot \pi \cdot 465,5 = 15,86 \text{ m/min}$$

$$V'_u = a \frac{V'_t}{2} = 2 \frac{15,86}{2} = 7,93 \text{ m/min}$$

$$\Delta V = \frac{V_u - V'_u}{V'_u} \cdot 100 = \frac{8 - 7,93}{8} \cdot 100 = 0,87\%$$

On admettra une erreur sur les vitesses de 5%.

remarque:

on doit prévoir un train extérieur, lorsque le rapport de réduction est compris entre [0;6] et deux trains extérieurs lorsque le rapport de réduction est supérieur à 6.

4.2 Détermination des sollicitations

4.2.1. Rendements.

$\eta_R = \eta_1 \cdot \eta_2$ pour une denture droite le rendement d'un étage est 0,97

$$\eta_R = 0,97 \cdot 0,97 = 0,94$$

η_1 : rendement à la sortie du réducteur. $\eta_1 = \eta_R \cdot \eta_0$

le rendement d'un accouplement = 0,98 donc $\eta_1 = 0,94 \cdot 0,98 = 0,92$

4.2.2. Puissances sur les arbres.

$P_1 = 15 \text{ kW}$ puissance sur l'arbre moteur

$P_2 = P_1 \eta_1$ puissance sur l'arbre de sortie de réducteur

$$P_2 = 15 \cdot 0,92 = 13,8 \text{ kW.}$$

4.2.3 Couples sur les arbres

$$M_1 = \frac{P_1}{\omega_1} \quad \omega_1 = \frac{\pi N}{30} = \frac{\pi 855}{30} = 100 \text{ rad/s}$$

$$M_1 = \frac{15 \cdot 10^3}{100} = 150 \text{ N.m} \quad \text{arbre moteur.}$$

$$M_2 = \frac{P_2}{\omega_2} \quad \omega_2 = \frac{\omega_1}{i_2} = \frac{100}{23,64} = 4,2 \text{ rad/s}$$

$$M_2 = \frac{13,8 \cdot 10^3}{4,2} = 3262 \text{ N.m} \quad \text{arbre de sortie de réduction}$$

4.2.4 Calcul dynamique

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2M_2}{d_1} = \frac{2 \cdot 3262 \cdot 10^3}{180} = 36244,4 \text{ N}$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F'_{t1} \cdot \tan \alpha = 36244,4 \cdot \tan 20 = 13191,8 \text{ N}$$

$$F_{a1} = F_{a2} = 0 \quad \text{car } \beta = 0 \text{ (denture droite)}$$

Utilisons la méthode simplifiée de I.S.O pour procéder à deux vérifications.

A - Vérification à la rupture.

B - Vérification à la pression superficielle.

A. Vérification à la rupture [3]

$$\sigma_{blim} \gg \frac{F_t}{b m} \cdot \frac{Y_E \cdot Y_F}{K_V \cdot K_{BL} \cdot K_M \cdot K_A} \quad \text{où tout les coefficients seront explicités ci dessous.}$$

A.1 Choix des déports.

$$z_1 = 18 ; z_2 = 67$$

$$z_1 + z_2 > 2z' ; 85 > 34$$

on prend $\sum X = 0$

A.2 Egalisation du glissement spécifique.

$$x_1 = \lambda \cdot \frac{z_2 - z_1}{z_2 + z_1} + \frac{\sum X z_1}{z_1 + z_2}$$

avec λ critère de glissement spécifique variant de [0,5 ÷ 0,75]
fixé à 0,7.

$$x_1 = 0,7 \cdot \frac{67 - 18}{85} = 0,4$$

$$x_2 = -x_1 = -0,4$$

$$\text{Inv} \alpha' = \frac{2 \sum X \tan \alpha}{z_1 + z_2} + \text{Inv} \alpha = \text{Inv} \alpha \quad \text{car } \sum X = 0$$

donc $\alpha = \alpha' = 20^\circ$

A.3 choix du facteur de forme Y_F

$$z_1 = 18$$

$$\Rightarrow Y_F = 2,82$$

$$x_1 = 0,4$$

A.4 choix du facteur de conduite.

$$Y_E = 0,25 + \frac{0,75}{E \alpha}$$

$$E_{\alpha} = \frac{1}{\pi \cos \alpha} \sqrt{\frac{z_1^2}{4} \sin^2 \alpha + y_1 + z_1 y_1 + \frac{14}{\sqrt{\frac{z_2^2}{4} \sin^2 \alpha + y_2 + z_2 y_2}} - \frac{z_1 + z_2}{2} \sin \alpha}$$

où y_1 est la saillie réduite égale à 1 pour une denture normale.

tout calcul fait, on arrive à $E_{\alpha} = 1,66$ et $Y_E = 0,7$.

A.5 facteur de vitesse K_V

la vitesse périphérique du pignon $v_p = 0,38$ m/s, d'où on se trouve dans le quatrième groupe (denture de qualité médiocre) 10^e et 11^eme

classe 1.50.
$$K_V = \frac{3}{3 + \sqrt{v_p}} = \frac{3}{3 + \sqrt{0,38}} = 0,82$$

A.6 facteur de service K_A

il tient compte des surcharges dues à la dynamique extérieure.

moteur électrique

choc modéré

temps d'utilisation: 3h/jour

$$: K_A = 1$$

A.7 facteur de durée K_{BL}

$$N = 40,39 \text{ tr/min}$$

$$H = 22000 \text{ h}$$

$$K_{BL} = 0,85$$

$$n = 5 \cdot 10^7 \text{ cycles}$$

A.8 facteur de portée K_M

$$K_M = 1$$

ainsi tout les facteurs sont connus.

$$\sigma_{blim} \geq \frac{36244,4 \cdot 2,82 \cdot 0,7}{0,5 \cdot 180 \cdot 10 \cdot 0,82 \cdot 1 \cdot 0,85 \cdot 1} = 11,4 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$$

$$\sigma_{blim} \geq 11,4 \text{ hbar}$$

les aciers au carbone de charge à la rupture à cœur de 55 hbar peuvent être utilisés.

B. vérification à la pression superficielle

$$\sigma_{Hblim} = \sqrt{\frac{F_t \cdot z_A^2 \cdot z_C^2 \cdot z_E^2 \sqrt{U+1}}{b d_1 m} \cdot \frac{1}{K_V \cdot K_{HL} \cdot K_M \cdot K_A}}$$

B.1 choix du facteur de matériau Z_e

$$Z_e^t = 0,35E$$

On considère que la roue et le pignon ont un matériau de même nuance, alors $E_1 = E_2 = E = 220000 \text{ N/mm}^2$ [E: module d'élasticité longitudinal]

$$Z_e^c = 7,7 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$$

B.2 choix du facteur géométrique Z_c

$$Z_c = \frac{1}{\cos \alpha \cdot \cos \alpha'} = \frac{1}{\cos 20 \cdot \cos 20} = 1,13$$

$$Z_c^t = 1,27$$

B.3 choix du facteur de durée K_{HL}

$$N = 40,39 \text{ tr/min}$$

$$H = 22000 \text{ h}$$

$$h = 5 \cdot 10^7 \text{ cycles}$$

$$K_{HL} = 0,78$$

$$u = \frac{Z_e}{Z_1} = \frac{67}{18} = 3,72$$

les autres facteurs étant déterminés dans la vérification à la rupture. $K_M = 1$; $K_A = 1$; $K_V = 0,82$.

Application numérique.

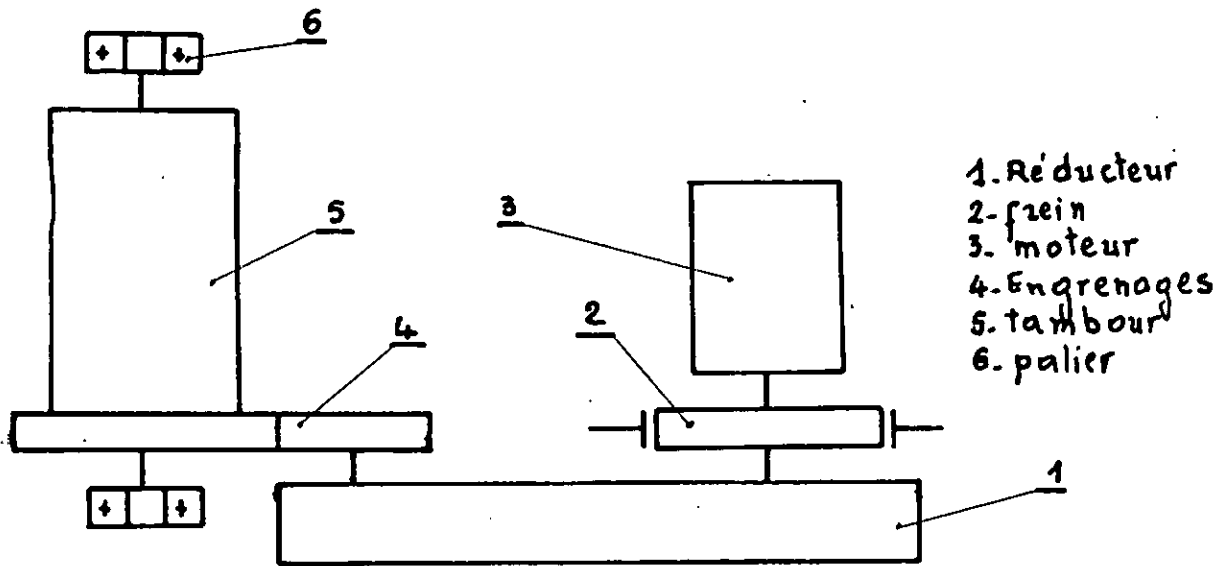
$$\sigma_{HLim} \geq \sqrt{\frac{36244,4 \cdot 7,7 \cdot 10^{10} \cdot 1,27 \cdot 3,72 + 1 \cdot 10^6}{0,5 \cdot 180 \cdot 180 \cdot 3,72} \cdot \frac{1}{0,78 \cdot 1 \cdot 0,82 \cdot 1}}$$

$$\sigma_{HLim} \geq 44,7 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$$

donc en définitif, on choisira un matériau en acier au carbone de dureté Brinell 150 correspondant à σ_{HLim} de 65 hbar.

	Module	d. primitif	Nb de dents	épaisseur
c. dentée	10	670	67	90 mm
pignon	10	180	18	90 mm

choix du schéma cinématique ¹⁶



3.1.3.3 choix du frein [2]

le moment nécessaire au freinage est le critère pour le choix du frein donne par M_f tel que

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

K: coefficient de sécurité qui dépend du régime de fonctionnement = 1,75

M_{sd} : Moment statique en descente réduit à l'arbre moteur donné par

$$M_{sd} = \frac{(Q_u + G_m) D_t \eta}{2 \cdot a \cdot i'_m} = \frac{(100 + 0,75) \cdot 450 \cdot 0,8}{2 \cdot 2 \cdot 87,94} = 103,11 \text{ N.m}$$

$$M_f = 1,75 \cdot 103,11 = 180,44 \text{ N.m}$$

On cherche sur un catalogue un frein dont le moment de freinage $M_{fc} \geq M_f$ dont les caractéristiques sont les suivantes.

type de frein,	Moment de freinage Maxi	Masse
TKT 300/200	240 N.m	68 kg

Solutions de montage.

- placer le frein sur l'arbre moteur.
- placer le frein sur le plateau côté réducteur.

3.1.3.4 choix de l'accouplement

le rôle de l'accouplement est :

- de limiter le couple transmis par la flexibilité donnée par le caoutchouc
- les boules de caoutchouc interposées entre l'élément moteur et réducteur se déforment en assurant l'atténuation du couple transmis et en corrigeant les défauts d'alignement.

on distingue deux types d'accouplement - accouplements élastiques.
- accouplements métalliques.

l'accouplement doit vérifier deux conditions

a. $Ma_1 \gg K_1 K_2 M_n$. Continuité de fonctionnement.

b. $Ma_2 \gg K_1 \cdot M_{maxi}$ charge maximale de courte durée. où

Ma [N.m] : moment admissible sur l'accouplement.

M_n [N.m] : moment nominal chargeant l'accouplement.

M_{maxi} [N.m] : moment maximum chargeant l'accouplement.

K_1 : Coefficient qui dépend du type de mécanisme = 1,3 pour le mécanisme de levage.

K_2 : coefficient qui tient compte du régime = 1,1

Pour un calcul préliminaire, on vérifie uniquement la continuité de fonctionnement.

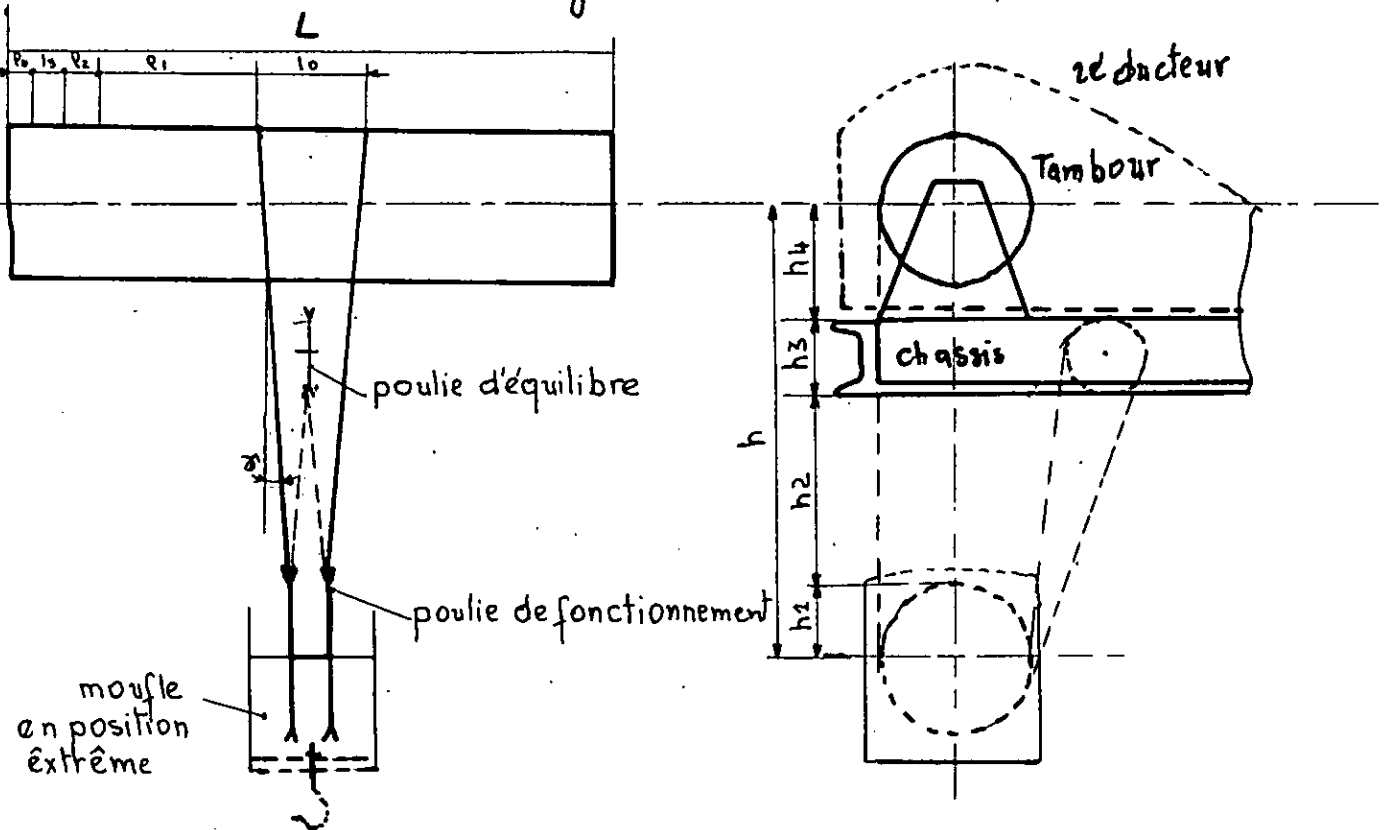
$$M_n = \frac{(Q_u + G_m) D t}{2 \cdot a \cdot i \cdot m \cdot \eta} = \frac{(100 + 0,75) 450}{2 \cdot 2 \cdot 87,94 \cdot 0,8} = 161,1 \text{ N.m}$$

$$Ma \gg 1,3 \cdot 1,1 \cdot 161,1 = 230,37 \text{ N.m.}$$

On choisit un accouplement de moment admissible 71 daN.m dont les caractéristiques sont ci dessous

type	Moment d'inertie	Moment admissible	fréquence de rotation	masse
NM-65/32358	0,0175 kg.m ²	71 daN.m	3000 tr/min	13 kg

3.1.3.5 Calcul de la longueur du tambour



$$L = l_0 + 2(l_1 + l_2 + l_3 + l_4) \text{ dont}$$

l_0 : partie lisse du tambour

l_1 : partie filetée du tambour

l_2 : spire de sécurité

l_3 : longueur nécessaire à la fixation des extrémités du câble.

l_4 : partie libre aux extrémités.

$$l_0 = l_p + 2h \operatorname{tg} \gamma \text{ avec}$$

l_p : largeur de la moufle = 80 mm et

$$h = h_1 + h_2 + h_3 + h_4 \text{ [mm]}$$

$$h_1 = \frac{D_{pf}}{2} = \frac{450}{2} = 225 \text{ mm.}$$

h_2 : hauteur d'assurance, pour un calcul préliminaire on adopte $h_2 = 300 \text{ mm}$.

$h_2 > 5s_f$ tel que s_f chemin de freinage de la moufle chargée
 h_3 : hauteur du chassis, on adopte une valeur de profilé normalisé de 200 mm.

h_4 : hauteur du réducteur. = 592 mm.

$$h = 592 + 200 + 225 + 300 = 1317 \text{ mm}$$

On fixe l'angle $\gamma = 5^\circ$

$$l_0 = 80 + 1317 \tan 5 = 195,2 \text{ mm.}$$

$l_1 = a.H.t$ où H est la hauteur de levage

$$l_1 = \frac{\pi \cdot D}{\pi \cdot 450} \cdot 2 \cdot 6 \cdot 10^3 \cdot 18 = 152,78 \text{ mm.}$$

$$l_2 = (2 \div 3)t \Rightarrow l_2 = 2,5t = 2,5 \cdot 18 = 45 \text{ mm.}$$

$$l_3 = (3 \div 4)t \Rightarrow l_3 = 3,5t = 3,5 \cdot 18 = 63 \text{ mm.}$$

$$l_4 = (4 \div 5)t \Rightarrow l_4 = 4,5t = 4,5 \cdot 18 = 72 \text{ mm.}$$

tout les paramètres sont déterminés pour le calcul de la longueur totale L .

$$L = 195,2 + 2(152,78 + 45 + 63 + 72) = 860 \text{ mm.}$$

$$L = 860 \text{ mm}$$

Calcul du nombre de plaquettes de fixation.

le nombre dépend du nombre de spire de sécurité.

pour assurer une meilleure condition de fixation il serait nécessaire de calculer le nombre de plaquettes. donné par

$$n = \frac{T}{T_1} = \frac{Ft}{T_1} \quad \text{ou } T_1 : \text{force transmise par une plaque donné par le catalogue.} = 16400 \text{ N}$$

$$n = \frac{25440}{16400} = 1,55$$

on fixe alors le nombre de plaquette à 2.

3.2 Calculs définitifs

3.2.1 Vérification de la dynamique du mécanisme de levage.

On procédera à deux vérifications

A - Démarrage pendant le levage [a_d]

B - freinage pendant la descente [a_f]

tel que $a_d \leq [a]$ et $a_f \leq [a]$ où

$[a]$ est l'accélération admissible du mécanisme de levage variant $[0,1 \div 2]$ m/s^2

et a_d : accélération au démarrage [m/s^2]

a_f : accélération au freinage [m/s^2].

$$a_d = \frac{V_u}{t_d} \quad \text{et} \quad a_f = \frac{V_u}{t_f}$$

t_f [s] : temps de freinage.

t_d [s] : temps de démarrage.

A - Démarrage pendant le levage.

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

M_d [N.m] : moment moyen de démarrage.

M_s [N.m] : moment statique réduit à l'arbre moteur.

$I \frac{\omega}{t_d}$ [N.m] : Couple due aux moments d'inerties réduit à l'arbre moteur.

$$M_d = \frac{K_{d\max} + K_{d\min}}{2} \cdot M_n \quad \text{avec.}$$

$K_{d\max} = \frac{M_{\max}}{M_n}$: coefficient de multiplicité du moment maximal.

M_n [N.m] : moment nominal

M_{\max} [N.m] moment maximal donné par le catalogue.

$$\omega_n = \frac{\pi N}{30} = \frac{\pi \cdot 955}{30} = 100 \text{ rad/s}$$

$$M_n = \frac{P_n}{\omega_n} = \frac{15 \cdot 10^3 \cdot 30}{100} = 450 \text{ N.m.}$$

$$K_{d\max} = \frac{480}{150} = 3,2$$

$K_{d\min} = 1,2$ donné par le catalogue selon le régime de fonctionnement.

$$M_d = \frac{3,2 + 1,2 \cdot 150}{2} = 330 \text{ N.m.}$$

$$M_s = \frac{Q_u + G_m D_t}{2 \cdot a \cdot i' m \cdot \eta} = \frac{(100 + 0,75) \cdot 450}{2 \cdot 2 \cdot 87,94 \cdot 0,8} = 161 \text{ N.m.}$$

$$I = \delta (I_r + I_a) + \frac{M V_u^2}{\omega_n^2 \eta} \quad \text{où}$$

δ : Coefficient exprimant les moments d'inertie de toutes les autres pièces tournantes $\in [1,05 \div 1,25]$

$M V_u^2$: moment d'inertie des masses en translation [charge utile + Moufle]
 $\omega_n^2 \eta$

I_r : moment d'inertie du rotor = $0,312 \text{ kg.m}^2$

I_a : moment d'inertie de l'accouplement = $0,0175 \text{ kg.m}^2$

M : masse [kg] de la charge utile + Moufle

$$I = 1,2 (0,312 + 0,0175) + \frac{100,75 \cdot (0,312)^2 \cdot 10^3}{1100^2 \cdot 0,8 \cdot 9,81} = 0,4177 \text{ kg.m}^2$$

$$t_d = \frac{I \omega_n}{M_d - M_s} = \frac{0,4177 \cdot 1100}{330 - 161} = 0,24 \text{ s.}$$

$$a_d = \frac{V_u}{t_d} = \frac{0,132}{0,24} = 0,55 \text{ m/s}^2$$

l'accélération admissible pour les ponts d'atelier de montage varie de $[0,1 \div 2] \text{ m/s}^2$

on remarque que $a_d > [a]$

pour remédier, on procédera à un calcul d'un volant d'inertie.

Calcul du volant d'inertie

On fixe l'accélération admissible $[a]$ à $0,15 \text{ m/s}^2$.

$$t'_d = \frac{V_u}{a_d} = \frac{0,132}{0,15} = 0,88 \text{ s.}$$

$$I' = t'_d \cdot \frac{(M_d - M_s)}{\omega_n} = 0,88 \cdot \frac{(330 - 161)}{1100} = 1,4872 \text{ kg.m}^2$$

$$I'' = I' - I = 1,4872 - 0,4177 = 1,0695 \text{ kg.m}^2$$

$$I'' = m_1 \frac{R_e^2 + R_i^2}{2} \quad \text{donc } m_1 = \frac{2 \cdot I''}{R_e^2 + R_i^2}$$

avec m_1 : masse du volant d'inertie.

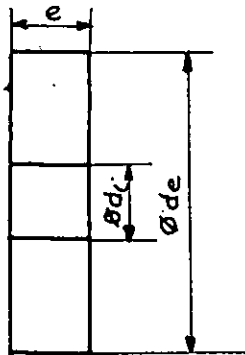
$R_i = 25 \text{ mm}$: rayon interieur du volant d'inertie correspondant au diametre de sortie du moteur.

R_e : fixe à 275 mm .

Soit un acier de masse volumique $= 7,8 \text{ gr/cm}^3$.

$$m_1 = \frac{2 \cdot 1,0695 \cdot 10^6}{275^2 + 25^2} = 28 \text{ kg}$$

$$e = \frac{m}{\pi(R_e^2 - R_i^2)\rho} = \frac{28 \cdot 10^3}{\pi(275^2 - 25^2) \cdot 7,8} = 1,52 \text{ cm} = 15,2 \text{ mm}$$



B. freinage à la descente.

$$M_f = M'_s + \frac{I'_1 \omega}{t_f} \quad \text{où}$$

M_f : moment de freinage [N.m].

M'_s : moment statique de freinage réduit à l'arbre moteur tel que

$$M'_s = M_s \eta^2 = 161 \cdot 0,8^2 = 102,4 \text{ N.m.}$$

$$M_f \text{ [page]} = 180,44 \text{ N.m}$$

$$I'_1 = 6(I_r + I_a) + \frac{M V_u^2}{\omega_n^2} \eta + I''$$

$$= 1,2(0,312 + 0,0175) + \frac{100,75 \cdot (0,132)^2 \cdot 10^3 \cdot 0,8}{(100)^2} + 1,0695 = 1,6053 \text{ kg m}^2$$

$$t_f = \frac{I'_1 \omega_n}{M_f - M'_s} = \frac{1,6053 \cdot 100}{180,44 - 102,4} = 2 \text{ s.}$$

$$a_f = \frac{V_u}{t_f} = \frac{0,132}{2} = 0,066 \text{ m/s}^2$$

d'où $a_f \leq [a]$

précautions à prendre dans le cas ad $\leq [a]$ n'est pas satisfaite

- En plus de la solution utilisée, augmenter la valeur de la résistance du rhéostat de démarrage.

- Utiliser un moteur ayant un moment nominal beaucoup plus important.

3.22. Vérification du moteur à la non surchauffe.

Cette vérification devient nécessaire dans le cas où la puissance statique calculée est supérieure à la puissance du moteur.

Alors pour protéger le moteur contre la surchauffe, il est nécessaire de satisfaire l'inégalité suivante.

$$M_c \leq M_n$$

avec $M_n = 150 \text{ Nm}$. voir page

$$M_c = \sqrt{\frac{M_d^2 \sum_{i=1}^n t_{di} + \sum_{i=1}^n M_{si}^2 t_{fi}}{\beta \sum_{i=1}^n t_{di} + \sum_{i=1}^n t_{fi}}} \quad \text{ou}$$

M_c [N.m] : moment équivalent; moment moyen avec lequel on charge le moteur

M_d [N.m] : moment de démarrage

t_{di} [s] : temps de démarrage pendant la $i^{\text{ème}}$ période de fonctionnement.

M_{si} [N.m] : moment statique chargeant le moteur pendant la $i^{\text{ème}}$ période de fonctionnement.

t_{fi} [s] : temps de fonctionnement.

$\beta = \frac{1+\beta_0}{2}$: Coefficient d'alteration de refroidissement du moteur électrique.

il exprime l'alteration des conditions de refroidissement avec la diminution des tours du moteur pendant le régime non stationnaires

β_0 : même coefficient, pendant que le moteur est à l'arrêt.

Pour les moteurs du type M.T.F on adopte une valeur de 0,5 pour β_0 .

$$\beta = \frac{1+0,5}{2} = 0,75$$

Pour calculer M_c , on doit se situer dans les conditions réelles de fonctionnement.

Pour un régime de fonctionnement (II) on admet que.

la charge nominale est levée puis descendue 1 fois.

les 50% de la charge nominale est levée puis descendue (5) cinq fois.

les 19,5% de la charge nominale est levée puis descendue (1) une fois.

les 5% de la charge nominale est levée puis descendue (3) trois fois.

Modèle mathématique :

$$Q_i = k_i Q_u + G_m.$$

$$I_i = 6(I_a + I_r) + \frac{Q_i \cdot V_u^2}{9,81 \omega_n^2 \eta_i} + I'' = 1,4649 + 1,77 \cdot 10^7 \frac{Q_i}{\eta_i}$$

$$M_{sli} = \frac{D}{2 \cdot a \cdot l'_m} \frac{Q_i}{\eta_i} = 1,28 \cdot \frac{Q_i}{\eta_i} \quad \text{ou } l_i \text{ levage.}$$

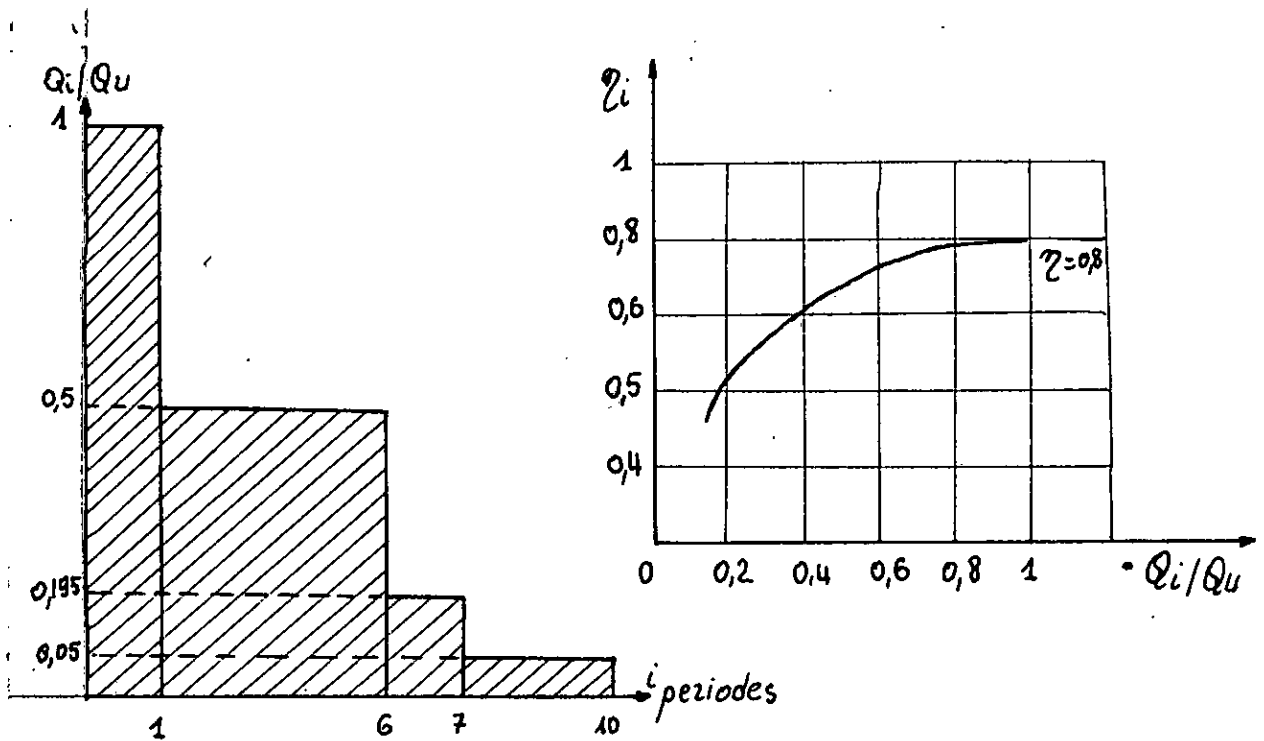
$$t_{dli} = \frac{\omega_n I_i}{M_d - M_{sli}} = \frac{100 I_i}{330 - M_{sli}}$$

$$M_{sdi} = \frac{D}{2 \cdot a \cdot l'_m} Q_i \eta_i = 1,28 Q_i \eta_i$$

$$t_{ddi} = \frac{\omega_n I_i}{M_d - M_{sdi}} = \frac{100 \cdot I_i}{330 - M_{sdi}}$$

On considère (10) dix manipulations pour un cycle dont le graphe est le suivant.

η_i : est donné statistiquement d'après le graphe suivant.



i	1	2	3	4
z_i	0,8	0,76	0,58	0,30
K_i	1	0,5	0,195	0,05
Q_i [kN]	100,75	50,75	20,25	5,75
M_{sli} [N.m]	161	81,2	44,68	24,53
M_{sdi} [N.m]	102,4	51,96	15,03	2,2
I_i [kg.m ²]	1,4872	1,4769	1,4710	1,4682
t_{dli} [s]	0,88	0,59	0,51	0,48
t_{ddi} [s]	0,65	0,53	0,46	0,44
$\sum M_{si}$ [N.m]	263,4	133,16	59,71	26,73
$\sum (t_{dli} + t_{ddi})$ [s]	1,53	1,12	0,97	0,92

dans ce tableau figurent les résultats du modèle mathématique établi précédemment.

uncycle correspond à (10) dix levages et (10) dix descentes.

pour un pont roulant de montage, les statistiques donnent la hauteur de levage de $[1,5 \div 2]$ m.

$$t_f = \frac{H_{\max i}}{V'} = \frac{K'H}{V'}$$

pour le mécanisme de levage $K' = 0,5$

$$t_f = \frac{0,5 \cdot 6}{0,132} = 22,72 \text{ s.}$$

$$\sum_{i=1}^{20} t_{fi} = 20 t_f = 20 \cdot 22,72 = 454,4 \text{ s.}$$

$$\sum_{i=1}^{20} t_{di} = 1 \cdot 1,53 + 5 \cdot 1,12 + 1 \cdot 0,97 + 3 \cdot 0,92 = 10,86 \text{ s.}$$

$$t_{fi} \sum_{i=1}^{20} M_{si}^2 = 2076401,8 (\text{Nm})^2.$$

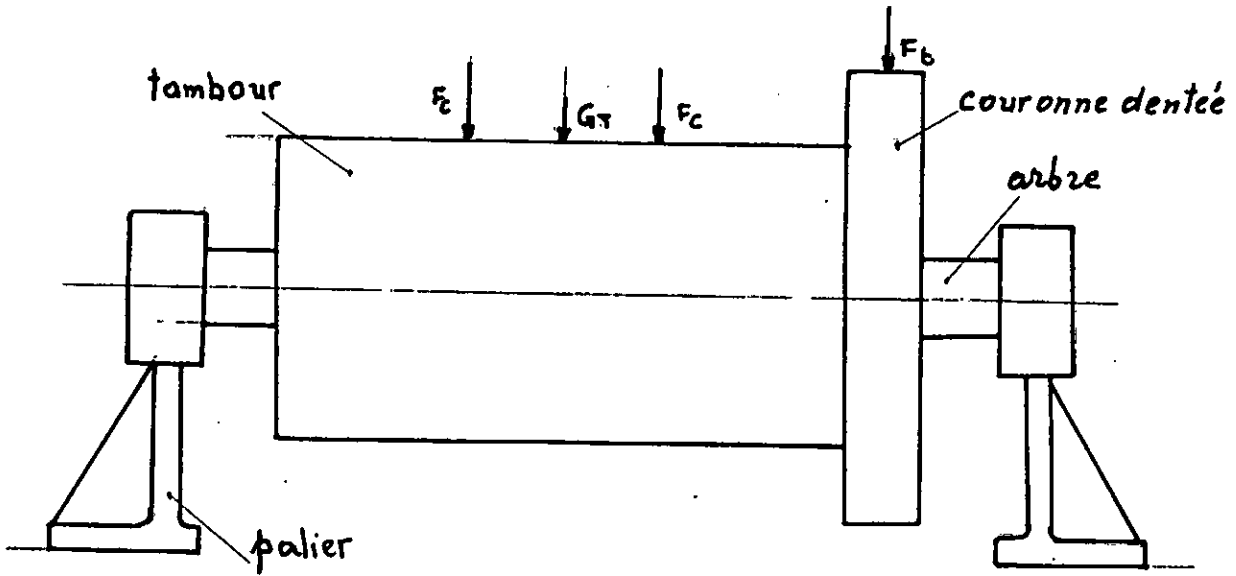
$$M_d = 330 \text{ N.m voir page}$$

$$M_c = \sqrt{\frac{330^2 \cdot 10,86 + 2076401,8}{0,75 \cdot 10,86 + 454,4}} = 83,97 \text{ N.m.}$$

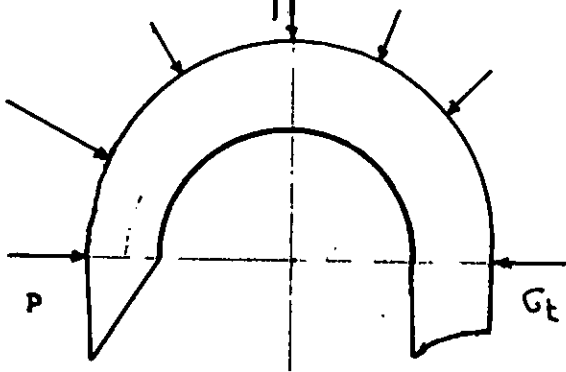
le moment nominal est égal à 150 N.m .

ainsi l'inégalité $M_n > M_c$ est vérifiée le moteur ne sera pas surchauffé.

3.2.3 calcul de résistance du tambour et ses éléments.



3.2.3.1 Calcul de l'épaisseur du tambour.



la pression est uniforme sur la périphérie du tambour, pour calculer l'épaisseur, on utilise la formule de LAMÉ, cylindre à parois épaisses.

$$\delta = \frac{2 D_e}{100} + [6 \div 10] \text{ mm} \quad \text{ou } \delta \text{ est l'épaisseur du tambour.}$$

$$\text{On fixe l'épaisseur à } \delta = \frac{2 D_e}{100} + 6 = \frac{2 \cdot 450}{100} + 6 = 15 \text{ mm.}$$

$$\sigma_r = \frac{P_i r_i^2 - P_e r_e^2}{r_e^2 - r_i^2} - \frac{r_i^2 r_e^2 (P_i - P_e)}{r^2 (r_e^2 - r_i^2)}$$

$$\sigma_t = \frac{P_i r_i^2 - P_e r_e^2}{r_e^2 - r_i^2} + \frac{r_i^2 r_e^2 (P_i - P_e)}{r^2 (r_e^2 - r_i^2)}$$

dans notre cas P_i est négligeable = 0

$$\sigma_z = \frac{P r_c^2}{r_c^2 - r_i^2} \left(1 - \frac{r_i^2}{r^2}\right) \quad \text{et} \quad \sigma_t = -\frac{P r_c^2}{r_c^2 - r_i^2} \left(1 + \frac{r_i^2}{r^2}\right)$$

pour $r = r_i$ on aura $\sigma_z = 0$ et $\sigma_t = \sigma_{\max} = -\frac{2 P r_c^2}{r_c^2 - r_i^2}$

la contrainte équivalente a lieu sur la paroi intérieure du cylindre.

$$\sigma_{\text{eq}} = \sigma_z - \sigma_t = \frac{2 P r_c^2}{r_c^2 - r_i^2} \leq \sigma_c$$

$$P = \frac{2 F_c}{D_t \cdot t} ; \quad \sigma_{\max} = \frac{4 F_c D_t}{(D_t - D_i) t} \quad \text{avec } D_i = D_t - 2b = 450 - 30 = 420 \text{ mm}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{4 \cdot 25440 \cdot 450}{(450^2 - 420^2) \cdot 18} = 9,74 \text{ daN/mm}^2$$

le matériau du tambour doit avoir une contrainte $\sigma_c > c \sigma_{\max}$

où c est le coefficient de sécurité = 1,5 pour les aciers.

$$\sigma_c = 9,74 \cdot 1,5 = 14,61 \text{ daN/mm}^2$$

$[\sigma_c] > \sigma_c$ ou $[\sigma_c]$ est la contrainte admissible de compression

le matériau utilisé pour le tambour est de nuance A37M correspond à une contrainte admissible de compression $[\sigma_c]$ de 28 daN/mm².

[acier moulé]

ainsi $[\sigma_c] > \sigma_c$.

$$\frac{L}{D_t} = \frac{860}{450} = 1,91$$

D'après la F.E.M. lorsque $\frac{L}{D_t} < 2,5$, les contraintes de flexion et de torsion ne dépassent pas 15%, et on considère que la contrainte de compression.

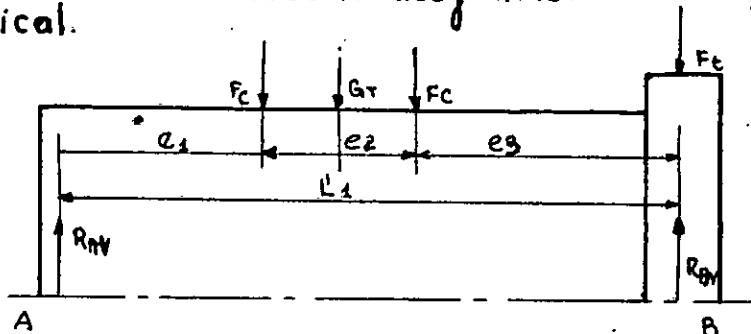
3.2.3.2. Calcul de la contrainte de compression.

$$\sigma_c = \frac{F_c D_t \cdot \epsilon}{6 \cdot t (D_t - b)} \quad \text{ou } \epsilon: \text{ coefficient exprimant la diminution de la force } F_c \text{ le long du tambour} = 0,37 \text{ pour les aciers.}$$

$$\sigma_c = \frac{25440 \cdot 450 \cdot 0,37}{15 \cdot 18 (450 - 15)} = 3,6 \text{ daN/mm}^2$$

3.2.3.3 Calcul de résistance de l'arbre

l'arbre ne travaille pas à la torsion mais sollicité par la flexion.
calcul des réactions au niveau des jantes.
plan vertical.



$$\sum M/B = 0 \quad R_{AV} = \frac{F_c(e_1 + 2e_2) + G_T(e_1/2 + e_2)}{L_1} \quad \text{ou} \quad \begin{aligned} e_1 &= 313 \text{ mm} \\ e_2 &= 167,7 \text{ mm} \\ e_3 &= 334,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

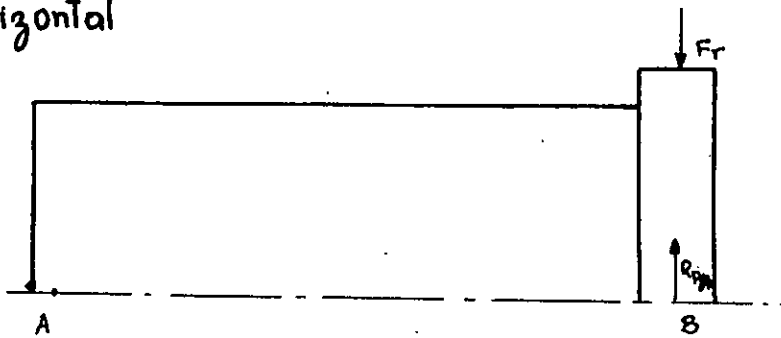
G_T : poids propre du tambour estimé à 4000 N.

$$R_{AV} = \frac{25440 \cdot 836 + 4000 \cdot 418}{814,75} = 28124,46 \text{ N}$$

$$\sum F/y = 0; \quad R_{BV} = F_r + 2F_c + G_T - R_{AV} = 2 \cdot 25440 + 4000 + 36244 - 28124,46$$

$$R_{BV} = 62999,98 \text{ N}$$

plan horizontal



Dans ce plan uniquement l'effort radial intervient.

$$R_{BH} = F_r = 13191 \text{ N}$$

$$R_{AH} = 0$$

Dimensionnement de l'arbre.

plan vertical.



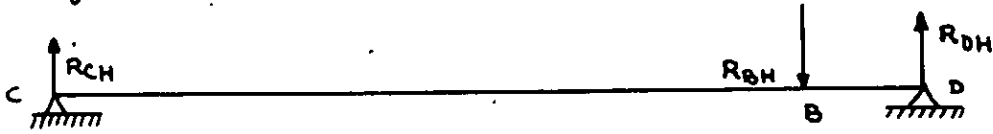
$$\sum M/D = 0 \quad R_{cv} = \frac{R_{AV}(L' + l'_3) + R_{BV} l'_3}{2l'_3 + L'} \quad \text{avec } l'_3 = 125 \text{ mm}$$

$$R_{CV} = \frac{28124,46 \cdot 939,75}{1064,75} + 62999,54 \cdot 125 = 32086,72 \text{ N.}$$

$$\sum F/y = 0 \quad R_{DV} = R_{AV} + R_{BV} - R_{CV}$$

$$R_{DV} = 28124,46 + 62999,54 - 32086,72 \text{ N} = 59037,7 \text{ N.}$$

Plan horizontal

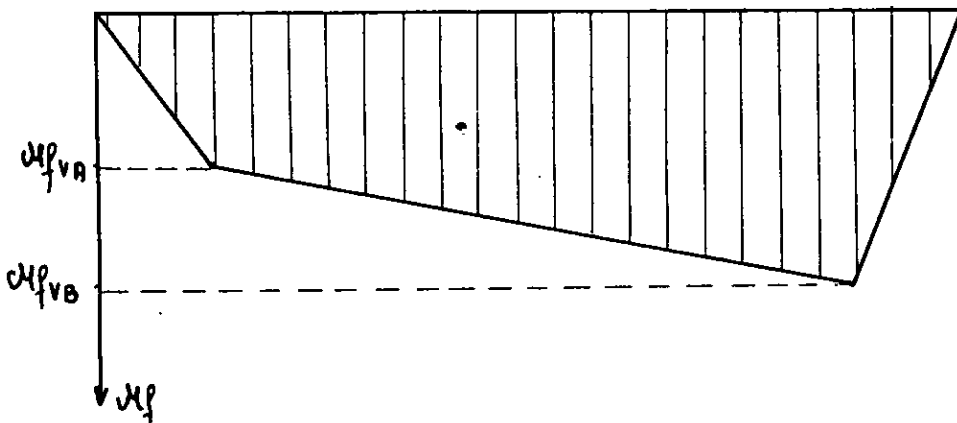


$$\sum M/D = 0 \quad R_{CH} = \frac{R_{BH} \cdot l'_3}{2l'_3 + L_1} = \frac{13191 \cdot 125}{1064,75} = 1548,6 \text{ N.}$$

$$\sum F/y = 0 \quad R_{DH} = R_{BH} - R_{CH} = 13191 - 1548,6 = 11642,4 \text{ N.}$$

Moments fléchissants

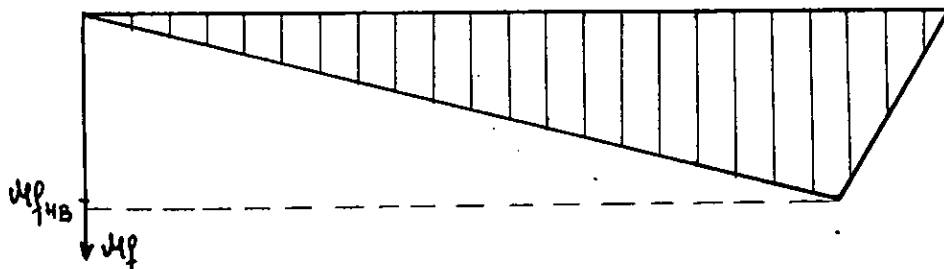
Plan vertical



$$M_{fVA} = R_{CV} \cdot l'_3 = 32086,72 \cdot 0,125 = 4010,84 \text{ Nm.}$$

$$M_{fVB} = R_{CV} (l'_3 + L') - R_{AV} L' = 32086,72 (0,94) - 28124,46 \cdot 0,814 = 7247,11 \text{ Nm}$$

Plan horizontal



$$M_{fHB} = R_{CH} (L' + l'_3) = 1455 \cdot 0,94 = 1455,68 \text{ Nm.}$$

palier A

$$M_{PA} = \sqrt{M_{HA}^2 + M_{VA}^2} = M_{VA} = 4010,84 \text{ N.m}$$

$$d_A \geq \sqrt[3]{\frac{10 M_{PA}}{R_p}}$$

R_p étant la résistance pratique.

d_A : diamètre de l'arbre au niveau A.

soit un acier de nuance xc 65 de résistance minimale à l'extension = 82 daN/mm^2

et soit un coefficient de sécurité $K = 2$

$$R_p = \frac{S_e}{K} = \frac{82}{2} = 41 \text{ daN/mm}^2$$

$$d_A \geq \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 4010,84 \cdot 10^3}{410}} = 46 \text{ mm.}$$

d_A est fixé à

palier B.

$$M_{PB} = \sqrt{M_{HB}^2 + M_{VB}^2} = \sqrt{1455,68^2 + 7247,11^2} = 7391,86 \text{ N.m.}$$

$$d_B \geq \sqrt[3]{\frac{10 M_{PB}}{R_p}} \quad \text{où } d_B: \text{ diamètre de l'arbre au niveau B.}$$

$$d_B \geq \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 7391,86 \cdot 10^3}{410}} = 56 \text{ mm.}$$

d_B est fixé à

Calcul des roulements.

Comme il n'existe pas d'effort axial, on a opté pour les roulements à rotule sur deux rangées de rouleaux.

$$P = X F_r + Y F_a \quad \text{avec } F_a = 0$$

P: charge dynamique en N.

- roulement C

$$F_r = F_{rc} = \sqrt{R_{cv}^2 + R_{ch}^2} = 32086,721^2 + 1548,6^2 = 32124 \text{ N}$$

$$P_c = x F_{rc} = \text{avec } x=1 \text{ donc } P_c = F_{rc} = 32124 \text{ N}$$

$$C_c = F_{rc} \cdot \left(\frac{L_H \cdot N_t}{16666} \right)^k$$

C_c : charge dynamique en N.

L_H : longévité 2000h (mini).

$k=3/10$ pour roulement à rouleaux.

$$C_c = 32124 \cdot \left(\frac{2000 \cdot 10,85}{16666} \right)^{0,3} = 34771,075 \text{ N}$$

On choisira un roulement dont la charge dynamique est supérieure à C_c

Roulement D.

$$F_{2D} = \sqrt{F_{RDH}^2 + F_{RDV}^2} = \sqrt{59037,7^2 + 11642,4^2} = 60174,7 \text{ N}$$

$$P_D = x F_{RD} = F_{RD} = 60174,7 \text{ N}$$

$$C_D = F_{RD} \left(\frac{L_H N_t}{16666} \right)^k = 60174,7 \cdot \left(\frac{2000 \cdot 10,85}{16666} \right)^{0,3} = 65133,2 \text{ N}$$

on choisira deux roulements identiques dont les caractéristiques sont les suivantes.

d [mm]	D [mm]	B [mm]	r [mm]	C [daN]
50	90	23	2	6950

3.2.3.4 fixation de la denture.

Détermination de nombre de boulons et de goupilles.

les Goupilles sont soumises au cisaillement; on fixe le diamètre à 16 mm et on déterminera le nombre de pieds de centrage.

$$F_c = \frac{2 M_t}{D_b}$$

F_c [N] effort de cisaillement au niveau de l'axe des pieds de centrage.

M_t [N.m] moment du tambour

D_b [mm] diamètre de positionnement des boulons

$$d_G \geq \frac{F_c}{0,785 \psi z [\tau_c]} = \frac{2 M_t}{0,785 D_G z \psi [\tau_c]}$$

$$z \geq \frac{2 M_t}{0,785 d_G^2 D_G \psi [\tau_c]} \quad \text{avec}$$

ψ : coefficient de la distribution inégale variant de $[0,7 \div 0,8]$ de la force F_c sur les z goupilles.

$[\tau_c]$: contrainte admissible de cisaillement $[0,6 \div 0,7] [\sigma]$

pour une goupille de nuance Xc 25 de $\sigma_c = 28,5 \text{ daN/mm}^2$.

$$[\sigma] = \frac{\sigma_c}{K} = \frac{28,5}{2,5} = 11,4 \text{ daN/mm}^2$$

$$[\tau_c] = 0,65 [\sigma] = 0,65 \cdot 11,4 = 7,41 \text{ daN/mm}^2$$

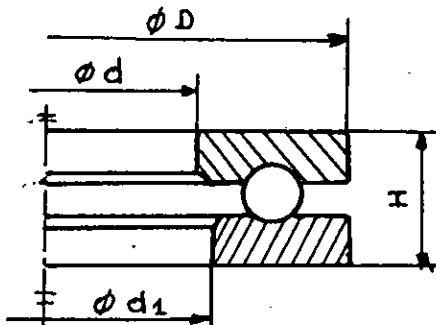
$$M_t = \frac{2 F_c D}{2} = 25440 \cdot 0,4655 = 11842,32 \text{ N.m}$$

$$z \geq \frac{2 \cdot 11842,32 \cdot 10^2}{0,785 \cdot (16)^2 \cdot 500 \cdot 0,75 \cdot 7,41} = 4,24$$

$$z = 5$$

on prend 5 goupilles de centrage et 3 boulons H (NF E 27-311) pour la fixation.

3.2.3.5 Calcul de la butée [moufle]



$$C_0 = K (Q_u + P_c) \quad \text{où } P_c : \text{ poids du crochet} = 27,7 \text{ daN}$$

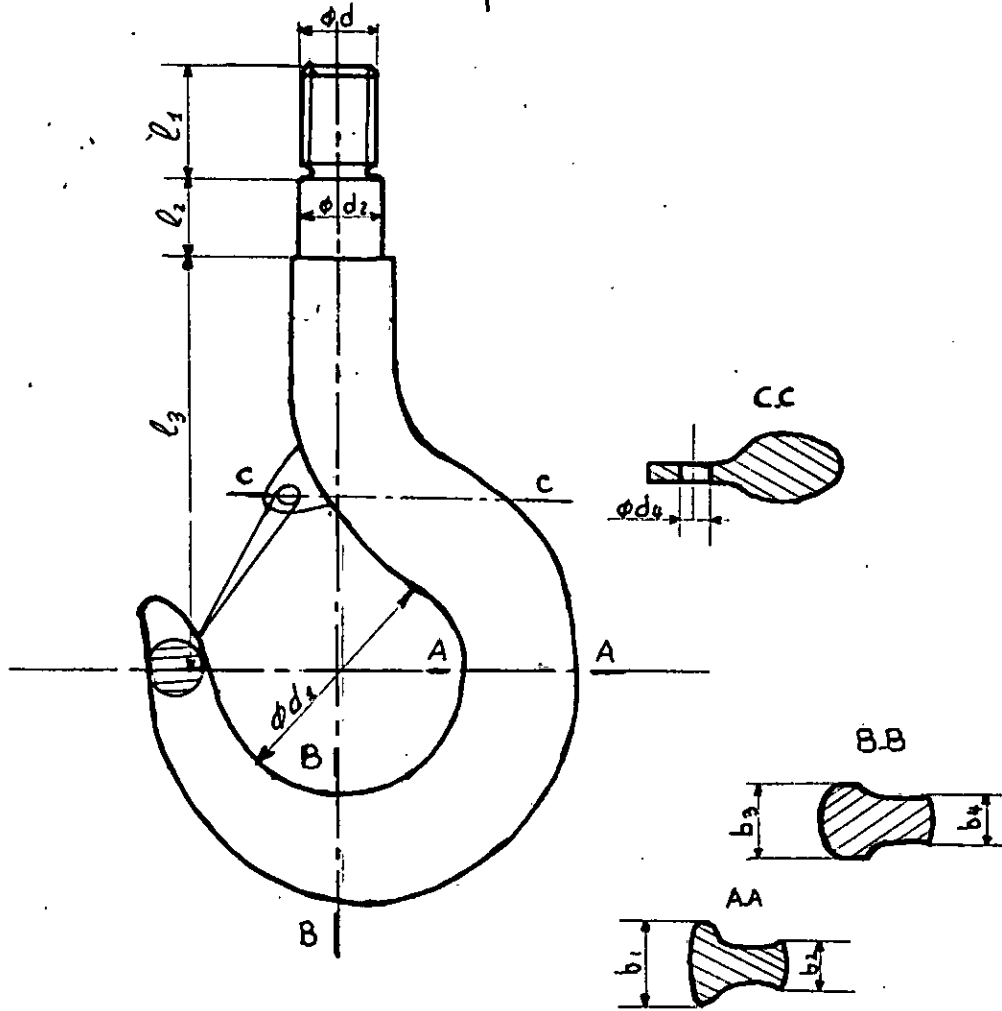
$$K : \text{ coefficient de sécurité} = 2,5$$

$$C_0 = 2,5 (10000 + 27,7) = 25069,25 \text{ daN}$$

on choisira une butée à simple effet telque $C_{oc} > C_o$ dont les dimensions sont les suivantes.
type T.A.

d	d ₁	D	H	C _{oc} [daN]	Serie de dimensions
130	d ₁ > d	170	30	28500	11

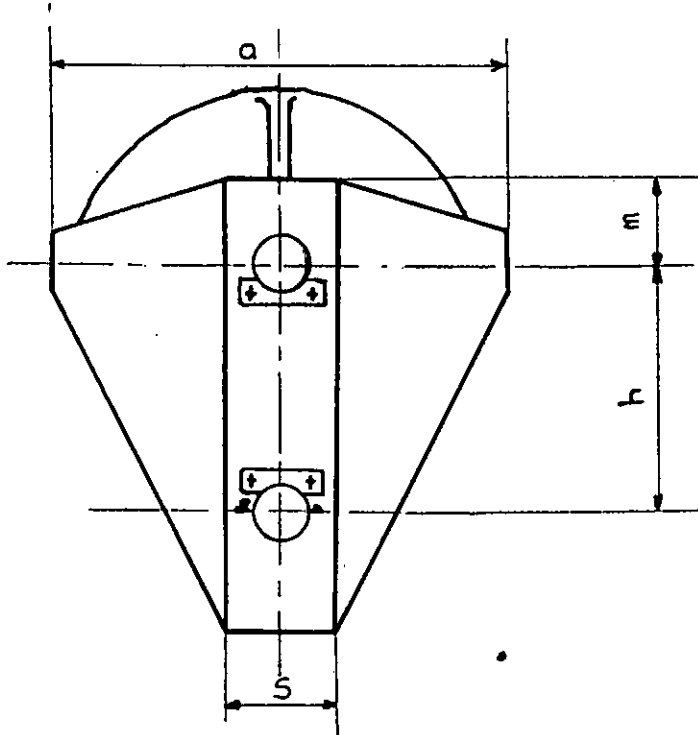
3.2.3.6 choix du crochet [d'après PN 70/M 84510].



d	l ₁	l ₂	l ₃	d ₁	d ₂	d ₄	b ₁	b ₂	b ₃	b ₄
M60	58	72	245	70	65	7,2	90	35	75	48

la masse du crochet est de 27,7 kg.

3.2.3.7 choix de la moufle.



a	m	h	s	D	masse [kg]
510	130	370	180	355	120

type : NM-65 / 33127.

le calcul de vérification n'a pas été fait du fait que c'est un calcul simple et la vérification est toujours satisfaite.

CHIV MÉCANISME DE DIRECTION

les données de base sont les suivantes.

charge utile $Q_u = 100 \text{ kN}$

vitesse du chariot $V_c = 20 \text{ m/min}$.

masse du chariot M_c en tonnes déterminée à la base des données statistiques d'après le graphe.

régime de fonctionnement (II)

durée d'enclenchement 40%

pençe maximale α

pression du vent est nulle car le pont roulant est à l'abrit.

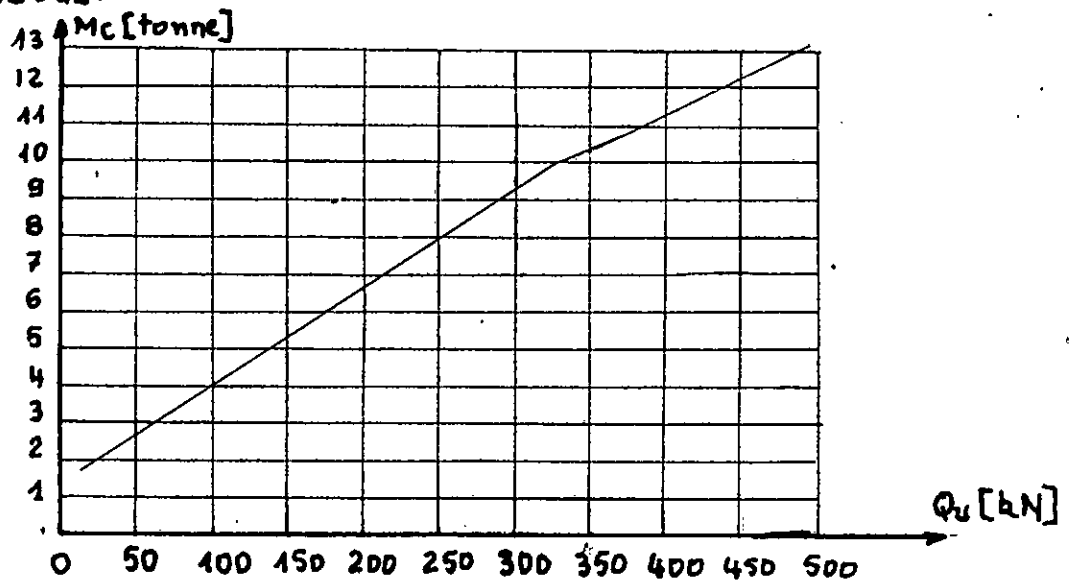
4.1 Calculs préliminaires.

détermination de la charge maximale

$$F_{\text{maxi}} > \frac{Q_u + G_c}{4}$$

avec G_c poids du chariot déterminé d'après le graphe

ci-dessous.



$$G_c = 4,1 \cdot 9,81 \cdot 10^3 = 40,22 \text{ kN}$$

$$F_{\text{maxi}} > \frac{100 + 40,22}{4} = 35,055 \text{ kN}$$

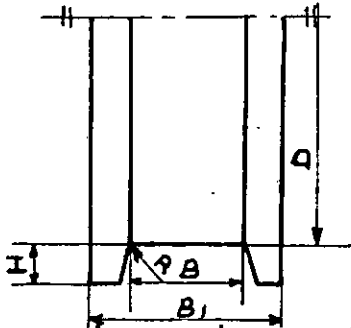
4-1.1 choix des rails et choix des galets

Pour dimensionner un galet il convient de vérifier la charge maximale à laquelle il doit être soumis.

le choix se fait sur un catalogue à la base de deux critères

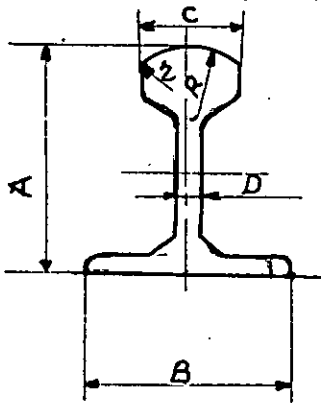
- vitesse du chariot 20 m/min
- charge maximale 58,3 kN (régime de fonctionnement II)

les dimensions de base sont les suivantes.



type	D[mm]	B[mm]	B ₁ [mm]	H[mm]	R[mm]
250/ P15	250	60	100	20	8

pour les rails, on choisit des rails correspondants du type 636B-52 dont les dimensions sont les suivantes en [mm]



A	B	C	D	R	alpha
91,5	76	37	7	146	7

le calcul de la contrainte de contact s'impose pour le choix du matériau du galet.
on utilisera la formule de HERTZ.

$$\sigma = K \frac{F_c \cdot E^2_{\text{moy}}}{r^2_{\text{maxi}}}$$

K: coefficient qui tient compte du rapport des rayons [galet-rails]

$$K' = \frac{D/2}{R} = \frac{125}{146} = 0,856 \quad \text{on tire } K = 0,40$$

F_c : charge équivalente [N]

$$F_c = K_1 \cdot K_2 \cdot F_{\max} \text{ [N]}$$

K_1 : coefficient exprimant que les galets peuvent être chargés différemment par $Q_u + G_c$ ou bien par G_c seulement.

$$K_1 = \sqrt[3]{\frac{1}{2} \left[1 + \frac{1}{\left(1 + \frac{Q_u}{G_c}\right)^3} \right]} = 0,79$$

K_2 : coefficient qui dépend du régime de fonctionnement

$K_2 = 1,2$ pour un régime de fonctionnement (II)

$$F_c = 1,2 \cdot 0,79 \cdot 35,05 = 33,25 \text{ kN.}$$

E_{moy} : module d'élasticité longitudinale $= \frac{1}{2} \left[\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right]$ dont E_1, E_2 , sont respectivement module d'élasticité longitudinale du rail et du galet; pour un matériau de même nuance soit acier sur acier

$$E_1 = E_2 = 21 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2 = E_{\text{moy}}$$

$$G = 0,4 \sqrt{\frac{33230 \cdot 21^2 \cdot 10^{20}}{0,146^2}} = 1637,26 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$G = 1637,26 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$$

d'où on prend un acier de nuance Xc42 dont la dureté Brinell est comprise entre 350 ÷ 450, pour une contrainte admissible de contact ponctuel de 1800 MP

4.1.2 Calcul des résistances aux mouvements.

d'une manière générale

$$T = T_h + T_p + T_v \quad \text{ou}$$

T : [N] résistance totale

T_h [N] résistance au mouvement du chemin horizontal

T_p [N] résistance due à la pente du chemin.

A T_v : [N] force sur le chariot due au vent = 0

A. Résistance au mouvement due au chemin horizontal.

$$T_h = (Q_u + G_c) \cdot w$$

w : coefficient de résistance spécifique

$$w = \frac{\mu d + 2f \cdot K_r}{D_g}$$

μ : coefficient de frottement dans les paliers des galets, roulement à rouleaux coniques = 0,02

d : diamètre intérieur du roulement = $(0,2 \div 0,3) D_g = 0,25 D_g = 62,5 \text{ cm}$.

f : coefficient de frottement de roulement des galets sur les rails, fonction du diamètre du galet : $D_g = 250 \text{ mm} \rightarrow f = 0,04$

K_r : coefficient de frottement des boudins sur les rails = 2,5.

$$w = \frac{0,02 \cdot 62,5 + 2 \cdot 0,04 \cdot 2,5}{25} = 0,0205$$

$$T_h = (100 + 40,22) \cdot 0,0205 = 2874,5 \text{ N}$$

B. Résistance due à la pente du chemin

$$T_p = (Q + G_c) \sin \alpha$$

Comme α est très petit on admet que $\sin \alpha = \alpha$ [rad]. = 0,002

$$T_p = (100 + 40,22) \cdot 0,002 \cdot 10^3 = 280,4 \text{ N}$$

C. Résistance totale

$$T = T_p + T_h = 280,4 + 2874,5 = 3154,9 \text{ N}$$

4-1.3 choix du moteur électrique, du réducteur des accouplements et du frein.

4-1.3.1 choix du moteur électrique.

$$P = \frac{T \cdot V_c}{1000 \eta_1}$$

$$\eta_1 = \eta_a^n \cdot \eta_R$$

avec η_R : rendement du réducteur = 0,90

η_a^n ou n : nombre d'accouplement = $n=2$ et $\eta_a = 0,90$

$$\eta_1 = 0,90^2 \cdot 0,90 = 0,76$$

V_c = vitesse de rotation du chariot = 0,333 m/s

$$P = \frac{3154,9 \cdot 0,33}{1000 \cdot 0,76} = 1,36 \text{ kW}$$

On prendra un moteur triphasé 50Hz à rotoren court-circuit CAG du type LS et d'isolation classe E avec frein incorporé dont les caractéristiques sont ci dessous à 750 tr/min.

P [kw]	type	CD/CN	CM/CN	I [kg.m ²]	fréquence de rotation nominale (tr/min)
1,5	LS 112 M ₁	1,7	2,1	0,1018	700

4.1.3 2. Choix du réducteur

$$N_g = \frac{V_c}{\pi D_g} = \frac{20 \cdot 10^3}{\pi \cdot 250} = 25,46 \text{ tr/min}$$

avec N_g : fréquence de rotation du galet.

$$i_m = \frac{N_m}{N_g} = \frac{700}{25,46} = 27,49$$

ainsi, on prend un réducteur vertical du type BK dont les caractéristiques sont les suivantes.

type	i_R	Puissance [kw]	masse [kg]
BK 475 III	29,06	3	205

$$N'_g = \frac{N_m}{i_R} = \frac{700}{29,06} = 24,08 \text{ tr/min.}$$

$$V'_c = N'_g \cdot \pi D_g = 24,08 \cdot \pi \cdot 250 \cdot 10^{-3} = 18,91 \text{ m/min} = 0,31 \text{ m/s}$$

$$\Delta V = \left| \frac{V'_c - V_c}{V'_c} \right| \cdot 100 = \left| \frac{18,91 - 20}{18,91} \right| \cdot 100 = 5,76\%$$

4.1.3.3 choix des accouplements

- liaison moteur - réducteur

l'un des plateaux de l'accouplement servira de poulie fixe.

$$M_a \gg \frac{k_1 \cdot k_2 \cdot T D q}{2 i z z_1} = \frac{1,2 \cdot 1,1 \cdot 3154,9 \cdot 250 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 0,76 \cdot 29,06} = 23,57 \text{ N.m.}$$

$$M_a \gg 23,57 \text{ N.m.}$$

l'accouplement choisi est élastique du type B.D.S 2441-71

type	masse [kg]	Moment maximal [daN.m]	Moment d'inertie [kg.m ²]
CH ₃	13,46	46,6	0,042

- liaison réducteur - galet

On prendra un manchon à engrenage.

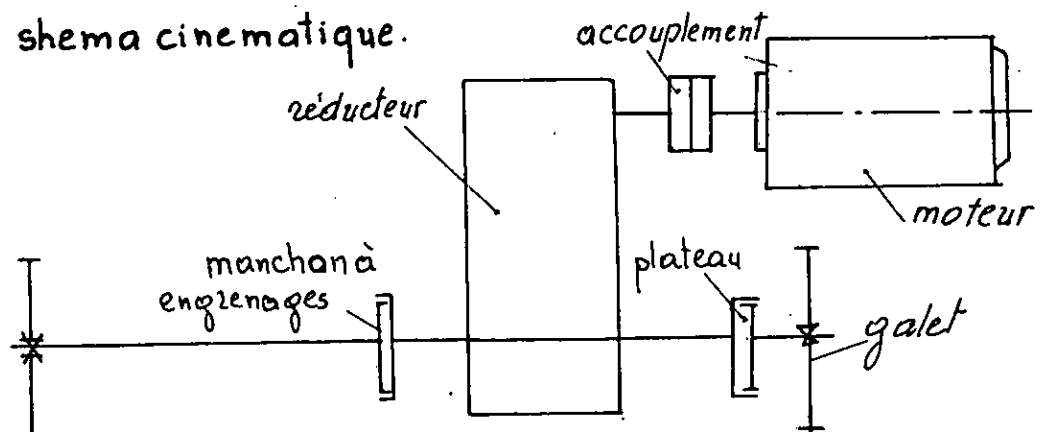
$$M'a \gg \frac{k_1 \cdot k_2 \cdot T D q}{2 z_g \cdot z_a} = \frac{1,2 \cdot 1,1 \cdot 3154,9 \cdot 250 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 0,90 \cdot 0,90} = 642,66 \text{ N.m}$$

où z_g : rendement du galet

On prend un manchon à engrenage du type BDS 3268-76

type	Masse [kg]	Moment maximal [daN.m]	moment d'inertie [kg.m ²]
CZ1	10,2	71	0,03

Choix du schéma cinématique.



4.2 Calcul définitif

4.2-1 Dynamique du mécanisme.

Dans cette étude, on procédera à quatre vérifications dont deux pour le choix définitif du moteur et les deux autres pour le choix du zein.

4.2-1-1 première vérification.

Pour considérer le balancement considérable de la charge, le moment moyen de démarrage du moteur doit assurer une accélération moyenne inférieure ou égale à l'accélération moyenne admissible avec une accélération admissible de $0,15 \text{ m/s}^2$.

$$M_d \leq M_s + M_{dy} = M_s + \frac{I \omega}{t_d} = M_s + \frac{I \omega a_m}{V_c}$$

$$a_m \geq \frac{M_d - M_s \cdot V_c}{I \omega}$$

$$M_n = \frac{P}{\omega_n} = \frac{1,55 \cdot 10^3 \cdot 30}{\pi \cdot 700} = 20,46 \text{ N.m}$$

$$M_{\text{maxi}} = M_n \cdot 2,1 = 20,46 \cdot 2,1 = 42,96 \text{ N.m}$$

$$M_d = \frac{(k_{d\text{maxi}} + k_{d\text{min}})}{2} \cdot M_n = \frac{2,1 + 1,2}{2} \cdot 20,46 = 33,75 \text{ N.m}$$

$$\omega_n = \frac{\pi N_n}{30} = \frac{\pi \cdot 700}{30} = 73,3 \text{ rd/s}$$

$$V_c = \frac{\pi \cdot D_g N_n}{l_2} = \frac{\pi \cdot 250 \cdot 10^3 \cdot 700}{29,06} = 18,91 \text{ m/min} = 0,31 \text{ m/s}$$

$$I = 6(I_r + I_a) + \frac{(Q_u + G_c) \cdot V_c^2}{g \omega_n^2 \eta_1}$$

$$1,15(0,1018 + 0,042) + \frac{(100 + 40,22) \cdot 0,31^2}{9,81 \cdot 73,3^2 \cdot 0,76} = 0,5017 \text{ kg.m}^2$$

$$M_s = \frac{T D_g}{2 l_2 \eta_1} = \frac{3154,9 \cdot 250 \cdot 10^3}{2 \cdot 29,06 \cdot 0,76} = 17,85 \text{ N.m}$$

$$a_m \geq \frac{(33,75 - 17,85) \cdot 0,31}{0,5017 \cdot 73,3} = 0,13 \text{ m/s}^2$$

On arrive à $a_m < a_d$

4.2.1.2 deuxième vérification

Dans le cas où le chariot est à vide, le moment maximal de démarrage doit avoir une valeur de manière à obtenir une accélération maximale inférieure ou égale à l'accélération admissible imposée par la condition de non patinage.

$$M_d \leq M_s^0 + M_{dy}^0 = M_s^0 + \frac{I^0 \omega a_{md}}{V_c} \quad \text{où}$$

a_{md} : accélération maximale de démarrage contre la pente.

donnée par

$$a_{maxid} = \left[\frac{G_m}{G_c} \left(\frac{\mu g}{k_g} + \frac{k_r \mu d}{D_g} \right) k_r \omega - \alpha \right] g$$

μg : coefficient qui dépend du lieu d'implantation = 0,2 mécanisme à l'abrit.

k_g : coefficient de sécurité par frottement = 1,2

k_r : coefficient de frottement des boudins sur les rails = 2,5

G_{mc} : charge sur les galets moteurs.

on admet l'hypothèse suivante:

dans le cas où le centre de gravité du chariot non chargé

coïncide avec le centre

géométrique on prend $\frac{G_m}{G_c} = \frac{1}{2}$

les autres coefficients ont été déterminée précédement.

$$a_{md} = \left[\frac{1}{2} \left(\frac{0,2}{1,2} + \frac{0,02 \cdot 62,5}{250} \right) - 0,0205 - 0,002 \right] 9,81 = 0,65 \text{ m/s}^2$$

$$I^0 = 6(I_r + I_a) + \frac{G_c V_c^2}{g \omega^2 \eta_1} = 1,15(0,1018 + 0,042) + \frac{40,22 \cdot 0,31^2}{9,81 \cdot 73,3^2 \cdot 0,76} =$$

$$I^0 = 0,2618 \text{ kg.m}^2$$

$$M_s^0 = \frac{T^0 D_g}{2 \cdot 2 \eta_1} \quad \text{avec } T^0 = T_h^0 + T_p^0$$

$$T^0 = G_c (\omega + \alpha) = 40,22 (0,0205 + 0,002) = 904,95 \text{ N}$$

$$M'_s = \frac{904,95 \cdot 250 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 29,06 \cdot 0,76} = 5,12 \text{ N.m.}$$

$$\text{ainsi } M'_s + M'_{dy} = 5,12 + \frac{0,2618 \cdot 0,65 \cdot 73,3}{0,31} = 45,35 \text{ N.m.}$$

avec $M_d = 33,75 \text{ N.m}$ calculé page [

donc l'inégalité $M_d < M'_s + M'_{dy}$ est vérifiée.

consignes à prendre en cas de non satisfaction des deux vérifications.

- faire varier la valeur de la résistance du rhéostat de démarrage.
- charger davantage les galets moteurs en déplaçant la position du centre de gravité du chariot.
- monter sur l'arbre moteur un volant d'inertie.
- augmenter les diamètres des galets.
- augmenter le nombre de galet.

4-2-1.3 troisième vérification

Avec la charge nominale, le moment ne doit pas nous faire dépasser l'accélération admissible.

$$M_f \leq M'_{dy} - M'_s = \frac{I' \omega [a_m]}{v_c} - M'_s$$

avec M_f moment de freinage. [N.m]

$$I' = 6(I_r + I_a) + \frac{m v_c^2}{\omega^2} \eta_1$$

$$= 1,15(0,1018 + 0,042) + \frac{100 + 40,22 \cdot 0,31^2 \cdot 0,76}{9,81 \cdot 73,3^2} = 0,3596 \text{ kg.m}^2$$

$$M'_s = \frac{T D g \eta_1}{g i^2} = \frac{3154,9 \cdot 250 \cdot 10^{-3} \cdot 0,76}{2 \cdot 29,06} = 10,31 \text{ N.m}$$

$$M'_{dy} = \frac{I' \omega [a_m]}{v_c} = \frac{0,3596 \cdot 73,3 \cdot 0,15}{0,31} = 12,75 \text{ N.m}$$

$$M_f \leq 12,75 - 10,31 = 2,44 \text{ N.m.}$$

4.2.1.4 quatrième vérification

le moment de freinage ne doit pas nous faire dépasser l'accélération maximale admissible à vide, imposée par la condition de non patinage.

$$M_f \leq M^{\circ} dy - M^{\circ} s = \frac{I^{\circ} w a_{mf}}{v_c} - M^{\circ} s \quad \text{avec}$$

a_{mf} : accélération admissible maximale dans le sens de la pente.

$$a_{mf} = \left[\frac{G q m}{G_c} \left(\frac{\mu g}{k_g} + \frac{\mu d}{D_g} \right) + \frac{w}{k_2} - \alpha \right] g$$

tous les coefficients ont été déterminés précédemment.

$$a_{mf} = \left[\frac{1}{2} \left(\frac{0,2}{1,2} + \frac{0,02 \cdot 62,5}{250} \right) + \frac{0,0205}{2,5} - 0,002 \right] \cdot 9,81 = 0,9 \text{ m/s}^2$$

$$M^{\circ} s = \frac{T^{\circ} D_g \cdot \eta}{2 i z} = \frac{904,95 \cdot 250 \cdot 10^{-3} \cdot 0,76}{2 \cdot 29,06} = 2,95 \text{ N.m.}$$

$$I^{\circ} = b (I_r + I_a) + \frac{G_c v_c^2}{g \cdot w^2 \eta} \cdot \eta$$

$$I^{\circ} = 1,15 (0,1018 + 0,042) + \frac{40,22 \cdot 0,31^2 \cdot 0,76}{9,81 \cdot 73,3^2} = 0,2211 \text{ kg.m}^2$$

$$M^{\circ} dy = \frac{I^{\circ} w a_{mf}}{v_c} = \frac{0,2211 \cdot 73,3 \cdot 0,9}{0,31} = 47,05 \text{ N.m.}$$

$$M^{\circ} dy - M^{\circ} s = 47,05 - 2,95 = 44,1 \text{ N.m.}$$

Comme on a choisi un moteur frein, le réglage du frein devient nécessaire pour satisfaire les deux conditions

D'après le catalogue du moteur frein, le réglage du frein varie de 0,2 à 2 CN ainsi la troisième vérification n'est pas satisfaite et pour remédier on doit calculer un volant d'inertie.

Soit $M^{\circ} dy = 15 \text{ N.m}$ alors

$$I'' = \frac{M^{\circ} dy \cdot v_c}{[a_m] \cdot w} = \frac{15 \cdot 0,31}{0,15 \cdot 73,3} = 0,4229 \text{ kg.m}^2$$

$$I'_1 = I'' - I' = 0,4229 - 0,3596 = 0,0633 \text{ kg.m}^2$$

tout calcul fait, les dimensions du volant d'inertie sont les suivantes

$$\begin{aligned} R_e &= 40 \text{ mm} \\ R_i &= 14 \text{ mm} \\ m &= 0,7 \text{ kg} \\ e &= 20 \text{ mm} \end{aligned}$$

Conclusion:

la troisième vérification nous a obligé à calculer un volant d'inertie, dont il faut tenir compte dans les trois autres, mais on a jugé qu'il n'y a pas intérêt de reprendre les mêmes calculs avec des chiffres différents du fait que les inégalités seront toujours satisfaites.

CH V · COMPOSITION DU CHARIOT

5.1 CHOIX DE LA CONSTRUCTION DU CHASSIS.

le châssis du chariot doit absorber les forces des pièces mécaniques montées sur ce châssis et doit les transmettre aux galets de roulement

le calcul exact du châssis de chariot est extrêmement compliqué.

le châssis constitué par un grand nombre de poutres assemblées rigidement par soudure est un système hyperstatique d'un ordre très élevé reposant sur quatre galets ; c'est à dire que l'appui extérieur est encore hyperstatique.

Ce système est sollicité par un grand nombre de forces résultant de la charge, des réactions des engrenages et des couples des moteurs et freins et d'autre part par le poids propre des pièces mécaniques et des poutres elles-mêmes.

le calcul des contraintes qui en résultent présentent des difficultés si élevées qu'on est obligé en pratique de se limiter aux calculs sommaires et approximatifs très simples.

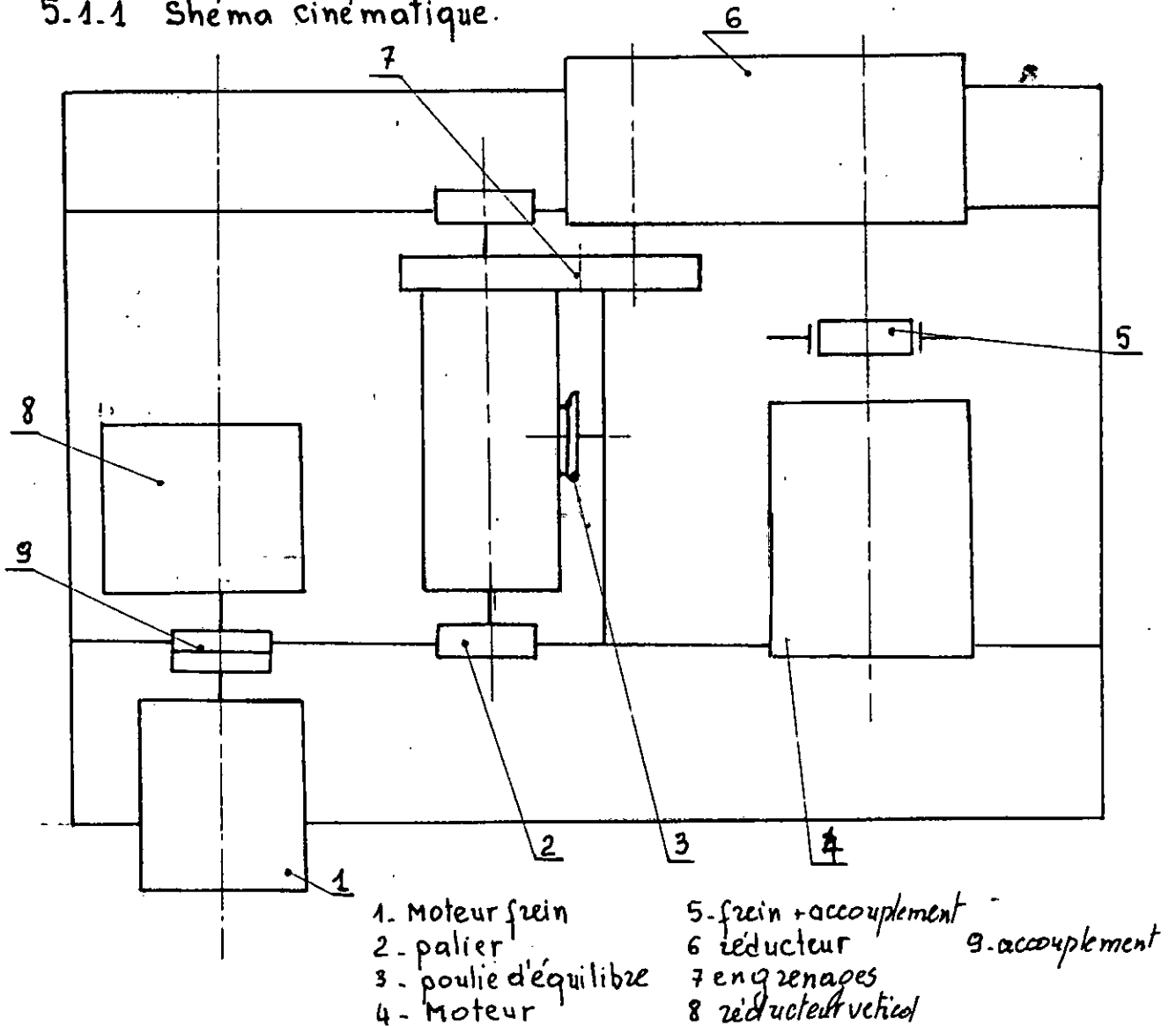
On peut alors procéder comme suit :

On considère que les forces principales résultant de la charge sollicitation par la traction des câbles sur la poulie d'équilibre et sur le tambour et par la réaction de l'engrenage du tambour et les poutres nécessaires à la transmission de ces forces aux galets.

On admet alors que les poutres individuelles de ce système simplifié s'appuient d'une façon statiquement déterminée les unes sur les autres si bien qu'on peut déterminer les réactions par les conditions d'équilibre .

l'idéal est de faire coïncider le centre géométrique du tambour avec le centre de gravité du système. ce qui revient à charger uniformément les quatre galets. Mais pratiquement c'est presque sinon impossible à concevoir un tel système.

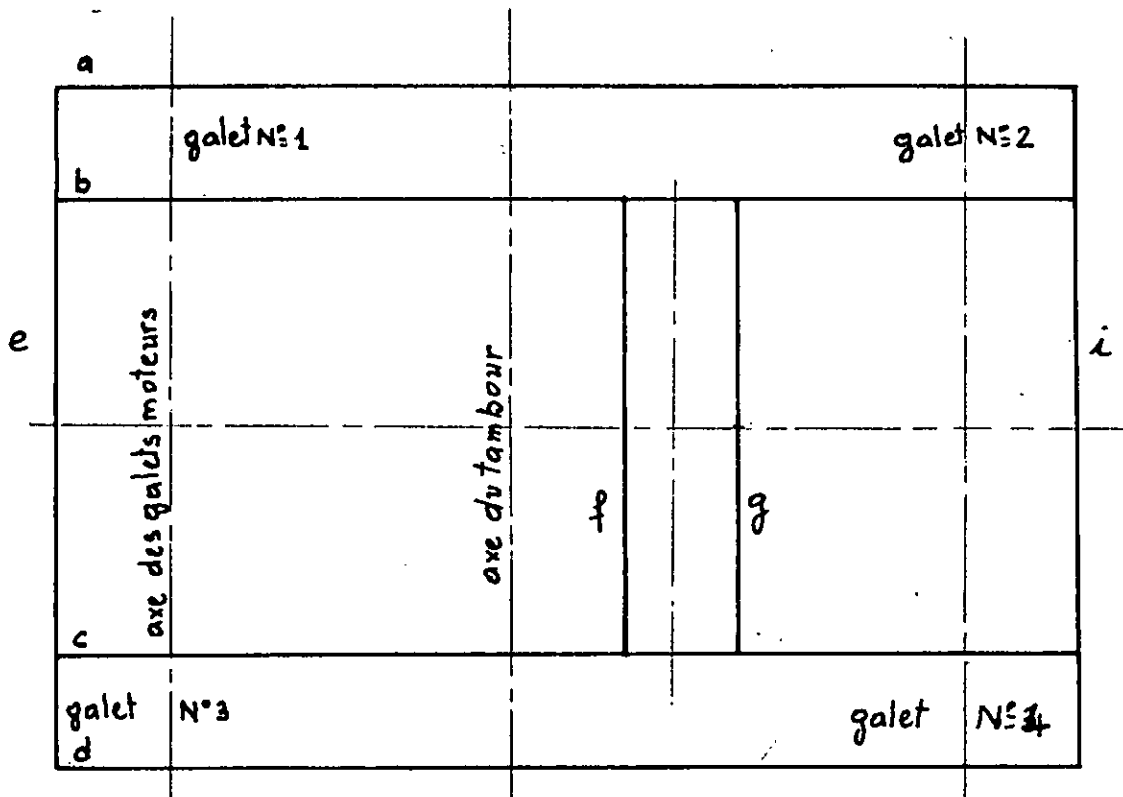
5.1.1 Schéma cinématique.



5.1.2. Construction préliminaire.

le schéma cinématique étant fixé, on peut procéder au choix préliminaire de la construction du châssis.

le châssis sera construit par des profilés U.P.N soudés comme l'indique la figure suivante.



poutres principales

poutres transversales

poutres supportant la poulie d'équilibre

Recherche du centre de gravité.

la première supposition est que le châssis est symétrique. ceci ne présente qu'une approche, en effet les éléments des mécanismes nécessitent des supports et des châssis de surélévation qui ne seront pas pris en considération dans notre étude; car ce n'est qu'un calcul approximatif.

Masse des éléments du mécanisme de levage.

Masse du moteur : 210 kg

Masse de l'accouplement frein : 68 kg

Masse du réducteur : 345 kg

Masse du tambour : 379 kg

50

Masse de la couronne dentée : 40 kg
 Masse de la moufle : 170 kg.

Mécanisme de direction

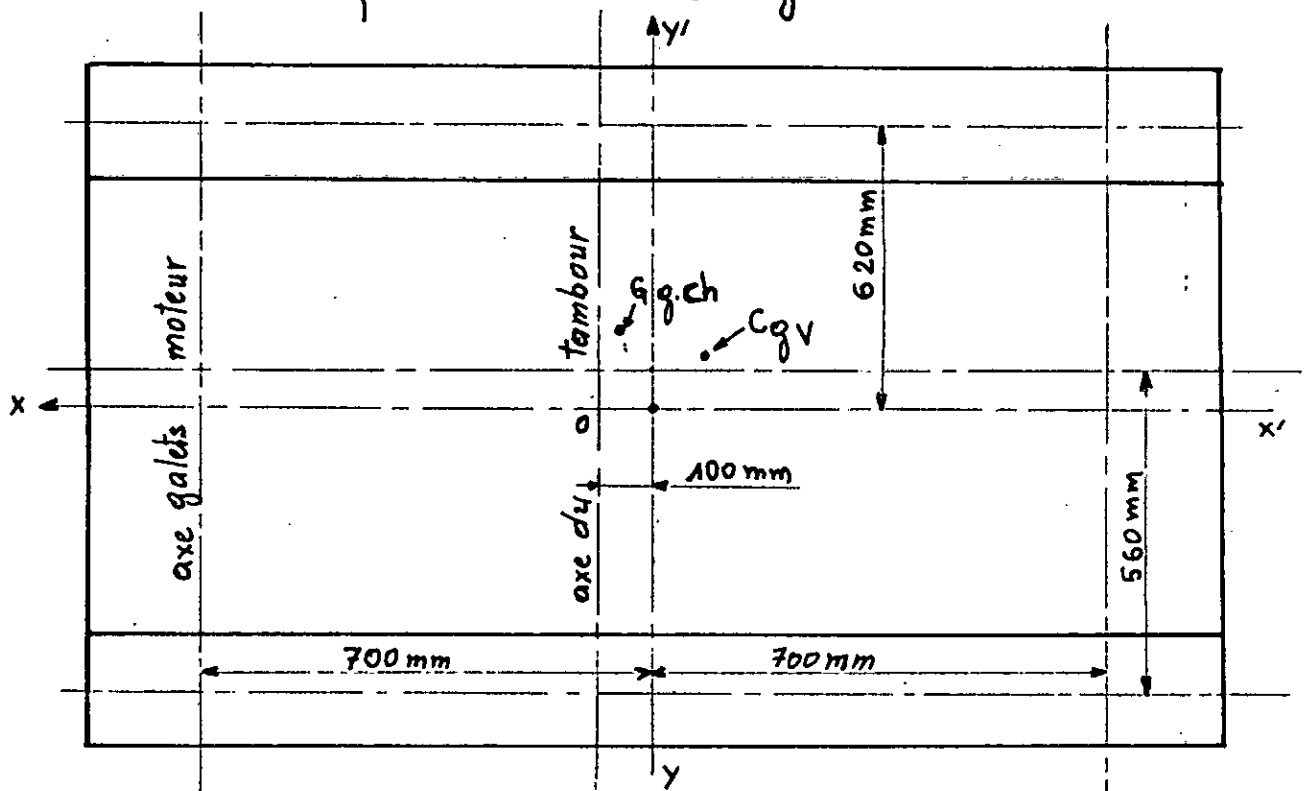
Masse du moteur : 26 kg

Masse du réducteur : 205 kg

Masse de l'accouplement : 13,46 kg

Masse du manchon à engrenage : 10,2 kg.

5-2 Recherche de la position du centre de gravité.



on se contente de donner que le résultat de cette recherche.

chariot à vide $y = 85,8 \text{ mm}$
 $z = -77,84 \text{ mm}$

chariot en charge $x = 914 \text{ mm}$
 $y = 114 \text{ mm}$

on pense que ce résultat est satisfaisant, et on peut affirmer que le mécanisme de levage conditionne la position du centre de gravité. le plus important est d'avoir le centre de gravité à vide en (0).

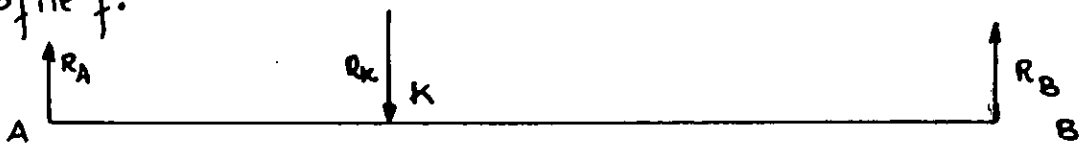
5.3 Calcul de résistance des éléments du chassis.

poutre supportant la poulie d'équilibre.

la charge utile Q et le poids de la moufle G_m sont répartis sur les deux profilés f et g . Comme la poulie d'équilibre se trouve au milieu donc les deux profilés sont sollicités de la même manière.

la sollicitation auquel est soumis un profilé est $\frac{Q + G_m}{4} = \frac{100 + 1,7}{4} = 25,42 \text{ kN}$

- profilé f .

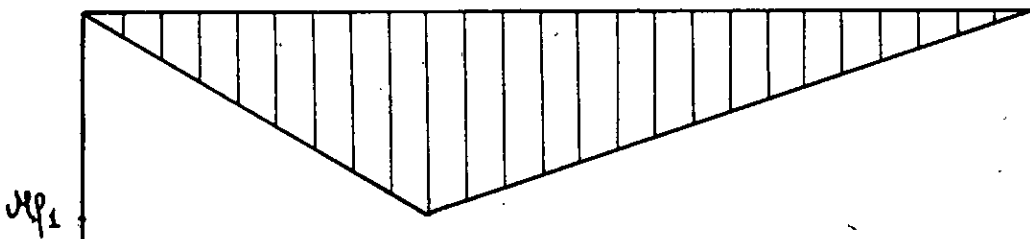


$$\sum M/B = 0; \quad R_A = R_k \cdot \frac{l}{H} \quad \begin{array}{l} l = 500 \text{ mm} \\ H = 950 \text{ mm} \\ l_1 = 450 \text{ mm} \end{array}$$

$$R_A = \frac{101,7 \cdot 500}{4 \cdot 950} = 13,38 \text{ kN}$$

$$R_B = R_k - R_A = 25,42 - 13,38 = 12 \text{ kN.}$$

Moment fléchissant.



$$M_{f1} = R_A \cdot l_1 = 13,38 \cdot 0,450 \cdot 10^3 = 6021 \text{ N.m.}$$

soit un acier de nuance A.37 (E.24) de limite élastique $\sigma_e = 24 \frac{\text{daN}}{\text{mm}^2}$

de coefficient de sécurité $k = 1,5$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_e}{k} = \frac{24}{1,5} = 16 \text{ daN/mm}^2.$$

$$I_{xx} = \frac{M \ell}{G \alpha} = \frac{6021 \cdot 10^2}{16} \quad 37631,25 \text{ mm}^2 = 37,63 \text{ cm}^2$$

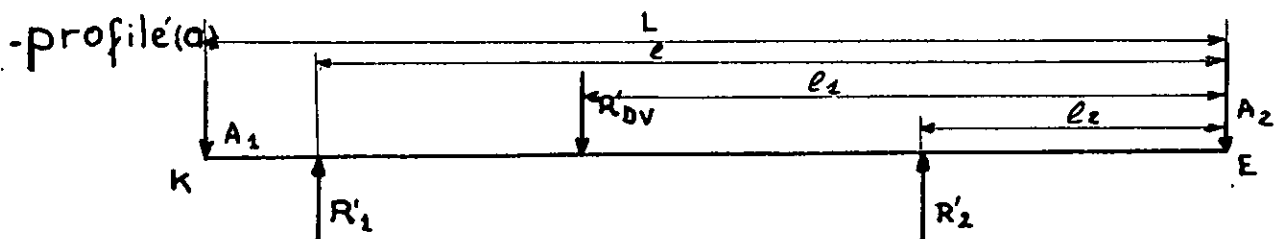
On choisit un profilé U 100x50 NF A 45 202 (voir caractéristiques

page 57

En un premier temps, on considère que les galets sont uniformément chargés et on calcule les sollicitations sur chaque galet mais l'équilibre est loin d'être atteint.

Après plusieurs itérations, l'équilibre du chariot est donné par la répartition des charges sur chaque galet comme suit. [kN]

R_1	$R'_1 = R''_1 = R_1/2$	R_2	$R'_2 = R''_2 = R_2/2$	$R'_3 = R''_3 = R_3/2$	R_3	$R'_4 = R''_4 = R_4/2$	R_4
22,4	21,2	42,4	21,2	13,5	27	14,5	29



$$\sum M/E = 0 ; A_1 = \frac{R'_1 \cdot l_1 + R'_2 \cdot l_2 - R'_{DV} \cdot l_1}{L}$$

$$l_1 = 2150 \text{ mm}$$

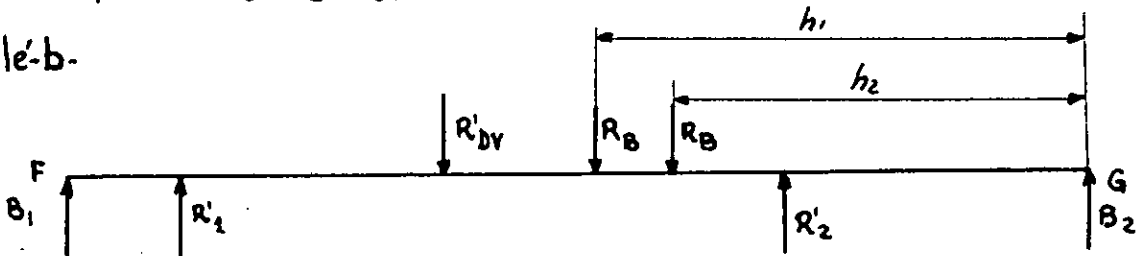
$$l_2 = 1530 \text{ mm}$$

$$R'_{DV} = 29,5 \text{ kN}$$

$$A_1 = \frac{21,2 \cdot 215 + 21,2 \cdot 75 - 29,5 \cdot 1935}{255} = 6,4 \text{ kN}$$

$$\sum F/y = 0 \quad R'_1 + R'_2 - R'_{DV} - A_1 = A_2 = 21,2 + 21,2 - 29,5 - 6,4 = 6,5 \text{ kN}$$

-profilé-b-



$$\sum M/G = 0 \quad \frac{R_B (h_1 + h_2) - R'_1 l_1 - R'_2 l_2 + R'_{DV} l_1}{L} = \frac{R_B (h_1 + h_2) - A_1}{L}$$

$$h_1 = 1315 \text{ mm}$$

$$h_2 = 1235 \text{ mm}$$

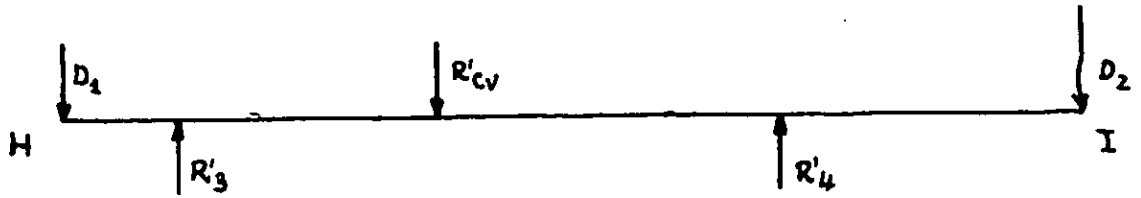
$$B_1 = \frac{12(1315 + 1235)}{2550} - 6,4 = 5,6 \text{ kN}$$

on rappelle que $R'_{DV} = \frac{R_{DV}}{2} = 29,5 \text{ kN}$.

$$\sum F/y = 0 \quad B_2 = R'_{Dv} + 2R_B - R'_1 - R'_2 - B_1$$

$$B_2 = 29,5 + 2 \cdot 12 - 21,2 - 21,2 - 5,6 = 5,5 \text{ kN}$$

profilé d



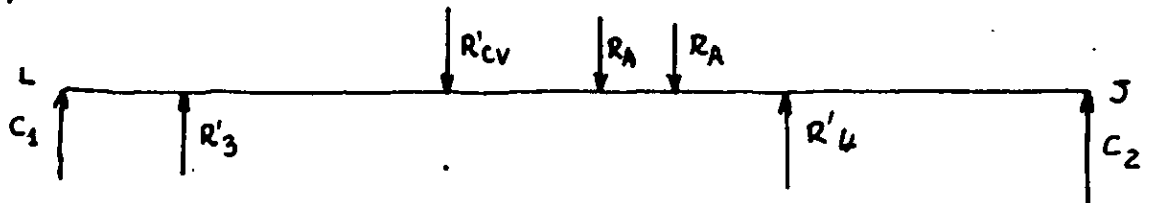
$$\text{avec } R'_{cv} = \frac{R_{cv}}{2} = \frac{32086,72}{2} = 16,043 \text{ kN} = 16 \text{ kN}$$

$$\sum M/I = 0 \quad \frac{R'_3 l + R'_4 l_2 - R'_{cv} \cdot l_1}{L} = \frac{13,5 \cdot 2150 + 14,5 \cdot 750 - 16 \cdot 1630}{2550}$$

$$D_1 = 6,04 \text{ kN}$$

$$\sum F/y = 0 \quad D_2 = R'_3 + R'_4 - R'_{cv} - D_1 = 13,5 + 14,5 - 16 - 6,04 = 5,96 \text{ kN}$$

profilé c



$$\sum M/J = 0 \quad C_1 = \frac{R_A(h_1 + h_2) - (R'_3 l + R'_4 l_2 - R'_{cv} \cdot l_1)}{L} = \frac{R_B(h_1 + h_2)}{L} - D_1$$

$$C_1 = \frac{13,38(1315 + 1235)}{2550} - 6,04 = 7,34 \text{ kN}$$

$$\sum F/y = 0 \quad C_2 = R'_{cv} + 2R_A - R'_3 - R'_4 - C_1 = 16 + 2 \cdot 13,38 - 13,5 - 14,5 - 7,34 = 7,42$$

Récapitulatif des forces en kN

A ₁	A ₂	B ₁	B ₂	C ₁	C ₂	D ₁	D ₂
6,4	6,5	5,6	5,5	7,34	7,42	6,04	5,96

Si l'équilibre du système est atteint on doit retrouver que la somme algébrique des forces et des moments par rapport à n'importe quel point agissant sur les profilés (e) et (i) soient nuls.

profilé e



$$\sum F/y = A_1 + D_1 - B_1 - C_1 = 6,49 + 6,76 - 6,21 - 7,4 = -0,36 \text{ kN}$$

$$\sum M/L = A_1 \cdot H - B_1 H_1 - C_1 H_2 =$$

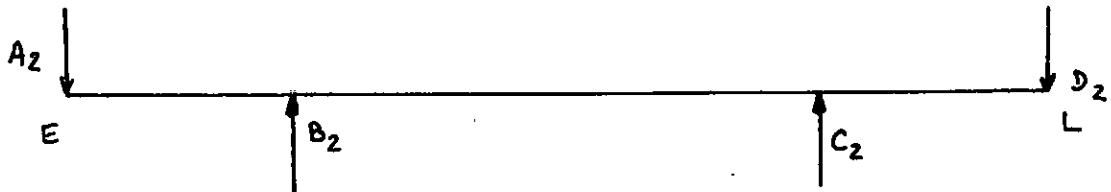
$$H_1 = 1450 \text{ mm}$$

$$H_1 = 1170 \text{ mm}$$

$$H_2 = 280 \text{ mm}$$

$$6,49 \cdot 1450 - 6,21 \cdot 1170 - 7,4 \cdot 280 = 7,28 \text{ kN.cm.}$$

profilé i.



$$\sum F/y = 0 ; A_2 + D_2 - B_2 - C_2 = 6,51 + 5,24 - 4,79 - 7,36 = -0,4 \text{ kN}$$

$$\sum M/L = A_2 \cdot H - B_2 H_1 - C_2 H_2 = 6,51 \cdot 1450 - 4,79 \cdot 1170 - 7,36 \cdot 280 = 177,44 \text{ kN.cm}$$

on admet une erreur maximale de 0,4 kN sur les forces et un moment maximum de 177,44 kN.cm.

on considère que cette approximation est satisfaisante d'après [3] et on peut dimensionner les profilés principaux.

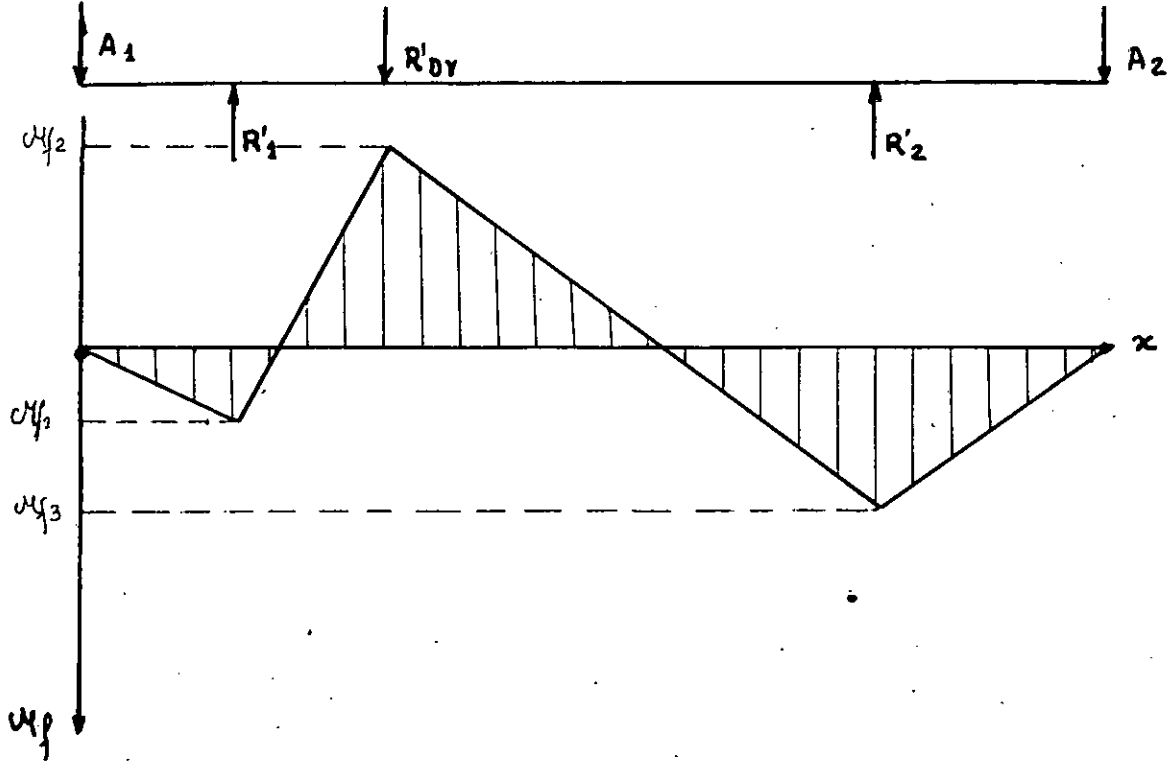
Remarque:

Dans ce calcul, on a négligé le poids propre des éléments et on a pas calculé le châssis de surélévation car il n'influe pas sur le dimensionnement des profilés principaux.

le dimensionnement des profilés principaux se fera à la base du moment fléchissant maximum et tout les profilés sont identiques c'est à dire des profilés U.P.N de mêmes caractéristiques.

Calcul des moments fléchissants.

profilé (a)

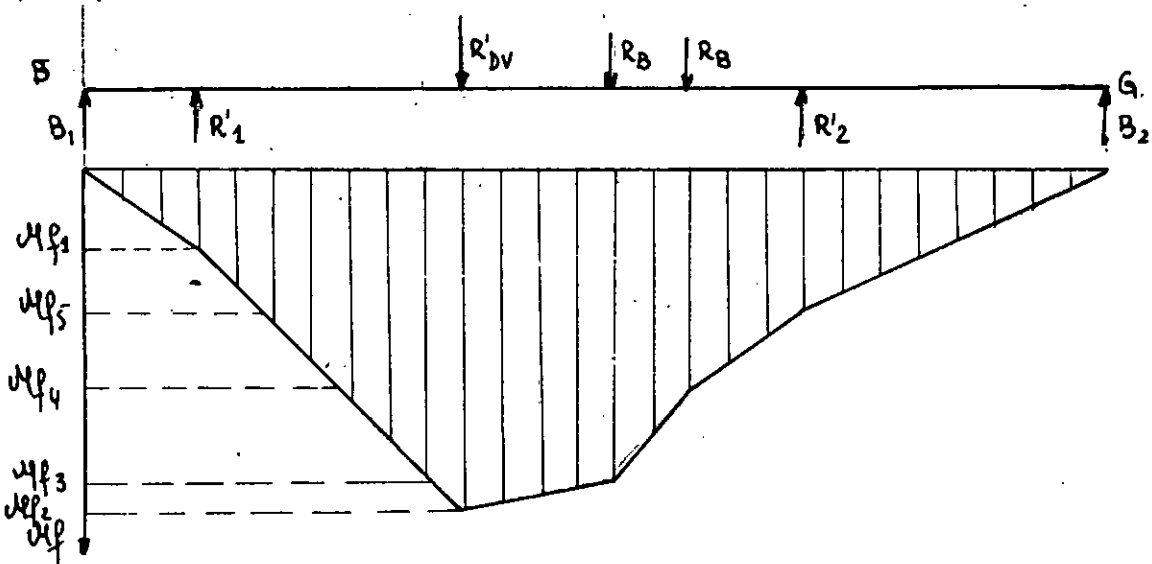


$$M_{f1} = A_1(L-l) = 6,4(2,55-2,15) \cdot 10^3 = 2560 \text{ N.m}$$

$$M_{f2} = A_1(L-l_1) - R'_1(l-l_1) = 6,4(2,55-1,53) \cdot 10^3 - 21,2(2,15-1,53) \cdot 10^3 = 6616 \text{ N.m}$$

$$\begin{aligned} M_{f3} &= A_1(L-l_2) - R'_1(l-l_2) + R'_{Dy}(l_1-l_2) = \\ &= 6,4(2,55-0,75) \cdot 10^3 - 21,2(2,15-0,75) \cdot 10^3 + 29,51(1,53-0,75) \\ &= 4857,8 \text{ N.m} \end{aligned}$$

profilé (b)



$$M_{f_1} = B_1(L - l) = 5,6(2,55 - 2,15) = 2240 \text{ N.m}$$

$$M_{f_2} = B_1(L - l_1) + R'_1(l - l_1) = 5,6(2,55 - 1,53) + 21,2(2,15 - 1,53) = 18856 \text{ N.m}$$

$$M_{f_3} = B_1(L - h_1) + R'_1(l - h_1) - R'_{Dv}(l_1 - h_1)$$

$$= 5,6(2,55 - 1,315) + 21,2(2,15 - 1,315) - 29,53(1,53 - 1,315) = 18269,05 \text{ N.m}$$

$$M_{f_4} = B_1(L - h_2) + R'_1(l - h_2) - R'_{Dv}(l_1 - h_1) - R_B(h_1 - h_2) =$$

$$= 5,6(2,55 - 1,235) + 21,2(2,15 - 1,235) - 29,53(1,53 - 1,235) - 12(1,315 - 1,235) =$$

$$= 17090,65 \text{ N.m}$$

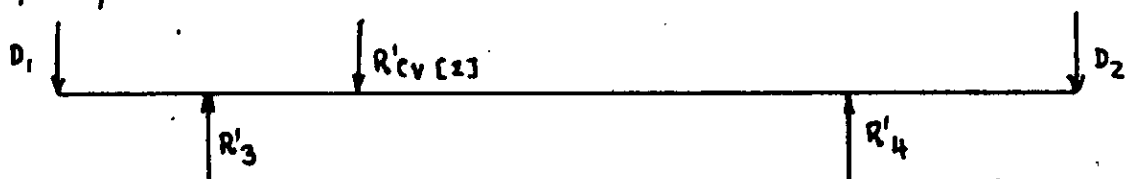
$$M_{f_5} = B_1(L - l_2) + R'_1(l - l_2) - R'_{Dv}(l_1 - l_2) - R_A(h_1 - l_2) - R_A(h_2 - l_2) =$$

$$5,6(2,55 - 0,75) + 21,2(2,15 - 0,75) - 29,53(1,53 - 0,75) - 12(1,315 - 0,75) - 12(1,235 - 0,75) =$$

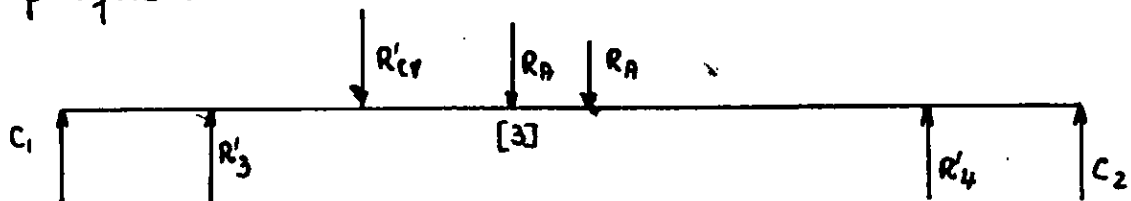
$$= 4126,6 \text{ N.m}$$

pour les autres profilés on ne donnera que le résultat du moment flechissant maximum.

profilé d

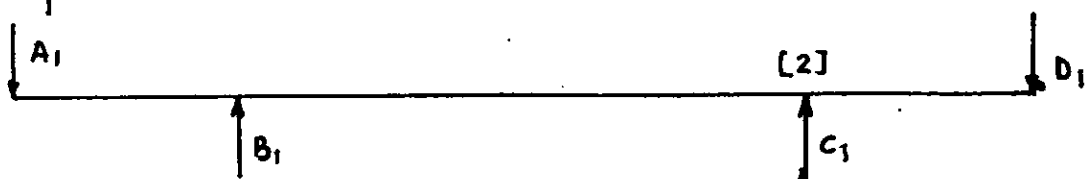


profilé c $M_{f_{\text{maxi}}}$ est en [2] = - 3759,2 N.m.

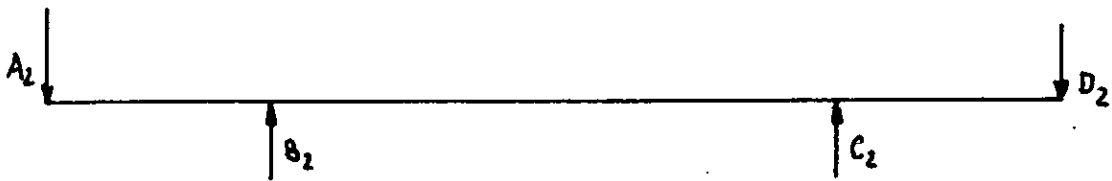


$M_{f_{\text{maxi}}}$ est en [3] = 16897,4 N.m

profilé e



$M_{f_{\text{maxi}}}$ est en [2] = 2504 N.m



$$M_f \text{ maxiesten [2]} = 2710 \text{ N.m.}$$

le maximum des moments fléchissants maximums se trouve sur le profilé b et égale à 18856 N.m

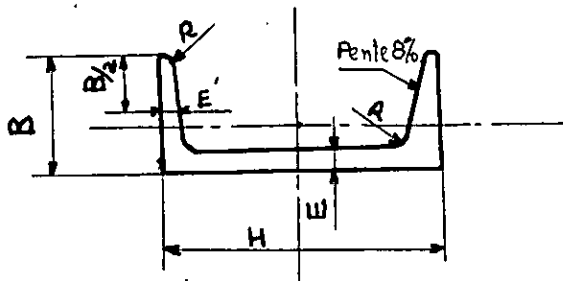
soit un acier de nuance A37 (E.24) de limite élastique $\sigma_e = 24 \text{ daN/mm}^2$ de coefficient de sécurité $k = 1,5$, la contrainte admissible est alors égale à

$$\sigma_a = \frac{\sigma_e}{k} = \frac{24}{1,5} = 16 \text{ daN/mm}^2$$

$$I_{xx} = \frac{M_f}{\sigma_a} = \frac{18856 \cdot 10^3}{160} = 117850 \text{ mm}^3 = 117,85 \text{ cm}^3$$

on choisit un profilé $I_{xx} > I_{xx}$ donc

un profilé UPN du type U 180 x 55, NF A45-202 dont les dimensions sont les suivantes.



type	H	B	E	E'	R	R'	Masse linéique	I_{xx}
U 180 x 55	180	70	8	11	11	5,5	22 kg/m	150 cm ³
U 100 x 50	100	50	6	8,5	8,5	4,5	10,60 kg/m	41,2 cm ³

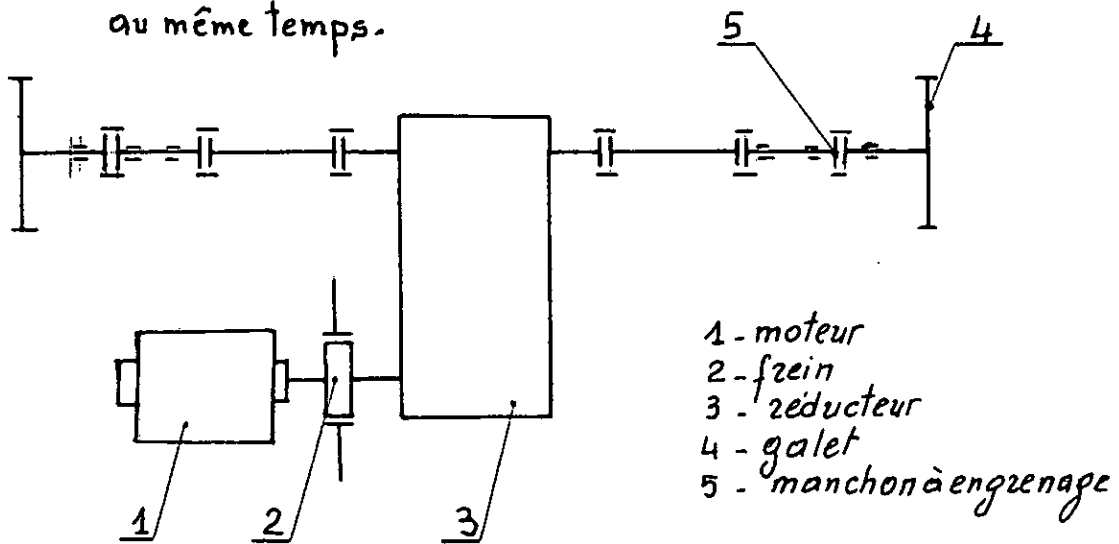
Conclusion

pour un calcul définitif, reprendre les calculs en considérant la masse exacte du chariot, pour choisir définitivement les éléments du mécanisme.

6.1 Calcul préliminaire - choix du schéma cinématique.

le choix du schéma cinématique s'est fait à la base des critères suivants

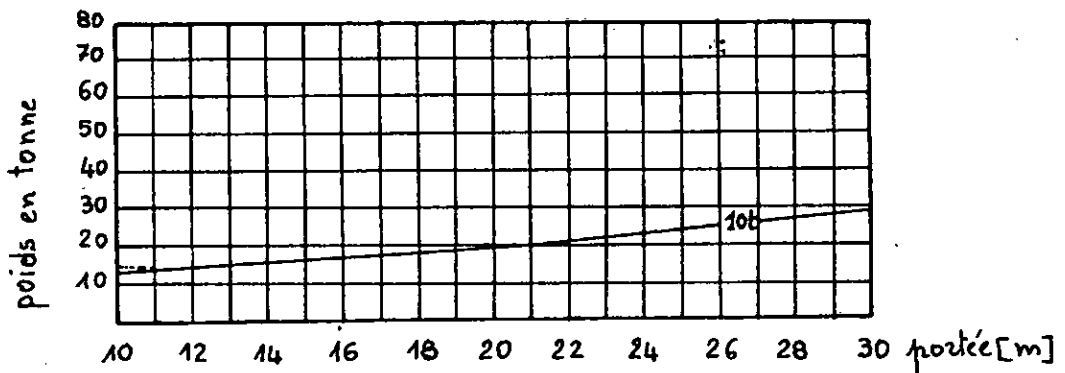
- portée réduite
- le réducteur se trouve au milieu d'ou meilleure répartition de la puissance.
- les angles de torsion sont égaux d'où les deux galets avanceront au même temps.



6.1.1 Calcul et choix des galets et rails.

On a opté pour une construction en treillis dont les raisons seront explicités dans le chapitre-7.

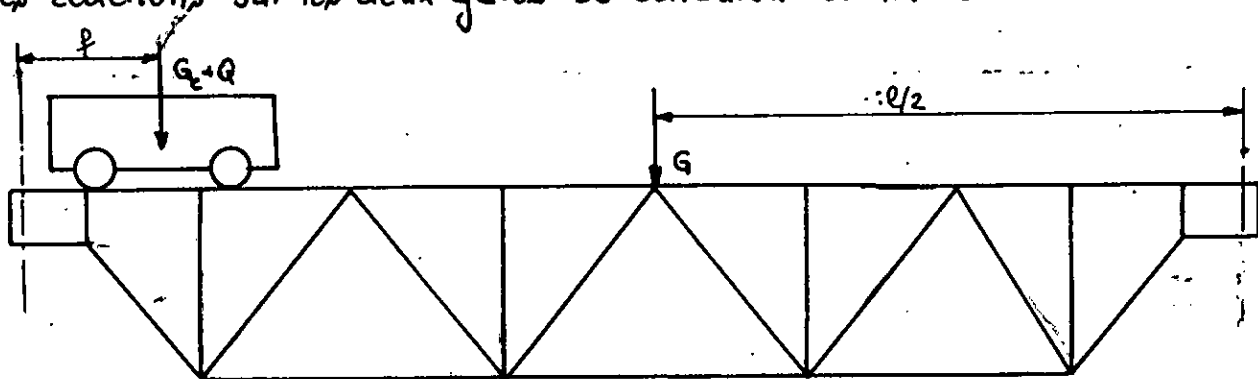
6.1.1.2 Détermination du poids propre du pont.



pour une portée de 11m le poids propre est de 10,5t, le poids propre du chariot est de 4,1 tonnes, donc le poids des poutres principales, les contreventement est égale à 6,4 tonnes.

Il faut remarquer que la puissance du moteur de translation qui est habituellement placé au milieu du pont ne se répartit pas toujours uniformément sur les côtés de la translation.

lorsque le chariot se trouve dans sa position extrême sur un côté du pont les réactions sur les deux côtés se calculent comme suit.



soit le chariot dans une position extrême.

$$R_A = \frac{G}{2} + (G_c + Q) \frac{(l-p)}{l} \quad \text{avec } l = 11000 \text{ mm} \\ p = 950 \text{ mm selon (3)}$$

$$R_A = \frac{6,4 \cdot 10^3 \cdot 9,81}{2} + (40,22 + 100) \frac{(11000 - 950)}{11000} = 159,5 \text{ kN.}$$

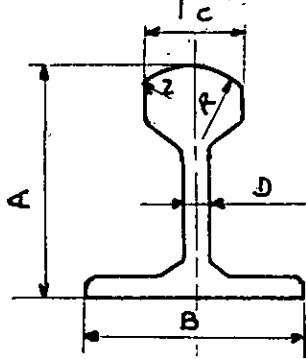
$$R_B = \frac{G}{2} + \frac{(G_c + Q) p}{l} = \frac{6,4 \cdot 10^3 \cdot 9,81}{2} + 140,22 \cdot \frac{950}{11000} = 43,5 \text{ kN.}$$

le dimensionnement des galets doit se faire d'après la réaction maximale, lorsque le chariot se trouve dans sa position extrême.

$$P_{\text{maxi}} = \frac{R_A}{2} = \frac{159,5}{2} = 79,75 \text{ kN}$$

dans cette étude on suppose que les galets sont de part et d'autre de la charge. (voir calcul des sommiers)

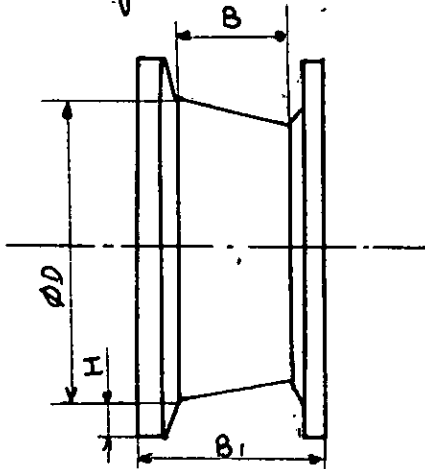
Caracteristiques du rails



[mm]					
A	B	C	D	R	2
107	92	51	10,5	200	13

zail du type GOST 636B-52 rail P 24.

quant au galet.



D	B	B ₁	H
320	60	100	20

Choix du matériau du galet et rail.

On utilise la formule de Hertz pour le calcul de la contrainte.

$$\sigma = k \sqrt[3]{\frac{F_c E^2_{moy}}{r^2_{maxi}}}$$

pour un rapport de rayon de $\frac{160}{200} = 0,8$ on obtient $k = 0,42$

$$F_c = k_1 \cdot k_2 \cdot P_{maxi}$$

$$k_1 = \sqrt[3]{\frac{1}{2} \left[1 + \frac{1}{\left(1 + \frac{Q_1}{G}\right)^3} \right]} = \sqrt[3]{\frac{1}{2} \left[1 + \frac{1}{\left(1 + \frac{10}{10,5}\right)^3} \right]} = 0,96$$

$$\text{et } k_2 = 1,2$$

$$F_c = 1,2 \cdot 0,96 \cdot 79,75 = 91,97 \text{ kN}$$

$$r_{maxi} = 200 \text{ mm}$$

pour le même matériau du rail et des galets, on prend le module d'élasticité longitudinal = $E = 21 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$.

$$G = 0,42 \sqrt[3]{\frac{91,87 \cdot 10^3 \cdot 21^2 \cdot 10^{20} \cdot 10^6}{200^2}} = 19,5 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$$

$$G = 1950 \text{ MP}$$

soit un acier de nuance xc50 de dureté Brinell variant de 350 ÷ 450 dont la contrainte admissible est de 2200 MP.

6.1.2 Calcul des résistances aux mouvements.

$$T_1 = T_{h_1} + T_{p_1} + T_{v_1} \quad \text{ou} \quad T_{v_1} = 0$$

$$T_{h_1} = (Q_u + G) w$$

$$w = \frac{\mu d + 2f}{D_g} \cdot k_2 = \frac{0,02 \cdot 0,2532 + 2 \cdot 0,04 \cdot 2,5}{32} = 0,018.$$

$$T_{h_1} = (100 + 105) \cdot 0,018 = 3690 \text{ N}$$

$$T_p = (Q_u + G) \sin \alpha_1 = (100 + 105) \cdot 0,002 = 410 \text{ N}$$

$$T = 3690 + 410 = 4100 \text{ N}$$

6.1.3 choix du moteur électrique, des accouplements du réducteur

6.1.3.1 choix du moteur électrique.

$$P = \frac{T}{1000 \eta} v_p$$

v_p : vitesse du pont 40 m/min = 0,66 m/s

η : rendement du mécanisme = 0,6 pour un calcul préliminaire.

$$P = \frac{4100 \cdot 0,66}{1000 \cdot 0,6} = 4,51 \text{ kW}$$

$$P_c = 0,8 P = 0,8 \cdot 4,51 = 3,68 \text{ kW.}$$

soit un moteur du type M.T.F dont les caractéristiques sont ci-dessous

type	Puissance [kW]	f. de rotation [tr/min]	Moment [N.m]	M. d'inertie [kg.m ²]	Masse [kg]
M.T.F.III.	3,5	895	87	0,049	76

6.1.3.2 choix du réducteur

$$i_{2m} = \frac{N_m}{N_{g1}} \quad N_{g1} = \frac{V_p \cdot 10^3}{\pi D} = \frac{40 \cdot 10^3}{\pi \cdot 320} = 39,78 \text{ tr/min}$$

$$i_{2m} = \frac{895}{39,78} = 22,49$$

On choisit un réducteur du type BK dont les caractéristiques sont les suivantes.

type	i_2	Puissance [kw]	masse [kg]
BK400 III	21	4,4	149

$$N'_{g1} = \frac{N_m}{i_2} = \frac{895}{21} = 42,61 \text{ tr/min.}$$

$$\Delta N = \left| \frac{N'_{g1} - N_{g1}}{N'_{g1}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{42,61 - 39,78}{42,61} \right| \cdot 100 = 6,64\%$$

6.1.3.3 - choix des accouplements.

- liaison moteur-réducteur.

le plateau de l'accouplement lié à l'arbre mote réducteur servira de poulie-frein.

$$M_{a1} > \frac{K_1 \cdot K_2 \cdot T \cdot D_g}{2 \cdot i_2 \cdot \eta_1} = \frac{1,2 \cdot 1,1 \cdot 4100 \cdot 320 \cdot 10^3}{2 \cdot 21 \cdot 0,6} = 68,72 \text{ N.m.}$$

$$M_{a1} > 68,72 \text{ N.m.}$$

on choisit un accouplement du type B.O.S 2441-71 dont les caractéristiques sont ci dessous.

type	Moment. Maxi [d'N.m]	Moment d'inertie [kg.m ²]	masse [kg]
CH1	12,8	0,001	4,53

- liaison réducteur-galet

$$M = \frac{K_1 \cdot K_2 \cdot T \cdot D}{2 \cdot \eta_g \cdot \eta_a^3}$$

$$M = \frac{1,2 \cdot 1,1 \cdot 4100 \cdot 320 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 0,9 \cdot 0,90^3} = 1319,78 \text{ N.m}$$

on choisit des manchons à engrenage du type CZ BDS 3268-76.
ayant les caractéristiques suivantes.

type	Masse [kg]	Moment Maxi [daN.m]	Moment d'inertie [kg.m ²]
CZ ₂	14,3	140	0,05

Remarques.

- le calcul de vérification de la dynamique de la translation n'a pas été établi; car ce même calcul a été détaillé dans le mécanisme de direction, il nous permettra de choisir le frein.
- le moteur choisit à une puissance inférieure à celle calculée donc un calcul à la non-surchauffe s'impose. mais ce calcul a été considéré dans le mécanisme de direction.

CH VII CONSTRUCTION DU PONT

7.1 Choix du type de la construction métallique

On distingue différentes types de construction métallique.

a. poutre à âme pleine.

- poutrelles I_{PN} ou large aile : elles sont d'un emploi commode lorsque la hauteur calculée de la poutre ne dépasse pas $[400 \div 500]$ mm la construction ne demande qu'un minimum de travail de dessin et de réalisation ; mais c'est une construction lourde.

- poutre composée.

elle est adoptée couramment lorsque la portée est inférieure à 10m ou pour des portées supérieures quand les raisons d'encombrement interdisent la poutre entrellis.

Elle a une forme aussi simple que possible qui se rapproche de la forme d'égal résistance.

Sa hauteur varie de $\frac{1}{12}$ à $\frac{1}{16}$ de la portée, si celle-ci est supérieure à 10m.

b. poutre entrellis.

C'est le type de poutre le plus courant, pour toutes charges et toutes portées. La hauteur de la poutre varie de $\frac{1}{10}$ à $\frac{1}{15}$ de la portée et sa forme est simple pour les portées moyennes.

pour les portées importantes supérieures à 20m, donner à la poutre la forme approximative d'un solide d'égal résistance.

le seul inconvénient est que son étude demande du temps, mais la réalisation est très simple.

la liaison entre les barres se fait soit par soudure, soit par boulons ou par rivets.

7.2 sollicitations exercées sur le pont. Calcul des forces.

le poids propre des éléments d'un pont roulant et notamment de la charpente du pont constitue une partie importante de la charge. certains éléments de la charpente, comme par exemple la poutre de rive et le contreventement inférieur sont presque exclusivement sollicités par les forces résultants du poids propre.

les contraintes totales dans les pièces les plus exposées qui risquent de dépasser les contraintes admissibles de 3% au plus nous oblige à reprendre le calcul.

les différentes sollicitations

- forces résultant de la charge roulante
- forces résultant des charges fixes
- forces résultant des forces d'inertie

deux cas de sollicitation

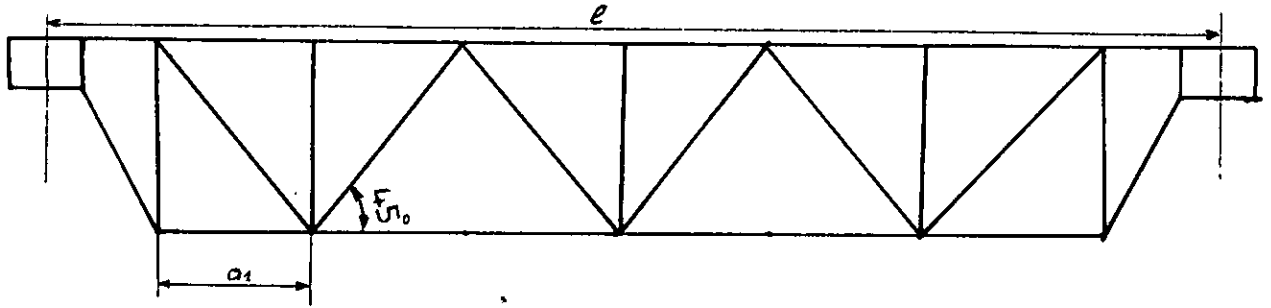
- le pont roulant et le chariot sont immobiles, on exécute un levage ou une descente.
- le pont est en mouvement, seul un des autres mécanismes (direction ou levage) est en mouvement.

7.2.1 bases de calcul

$$h = \frac{1}{12} \cdot l = \frac{1}{12} \cdot 11000 = 916,66 \text{ mm.}$$

a_1 : distance entre deux maëuds consécutifs; il doit être supérieur à l'entraxe des rails du chariot.

l'inclinaison des diagonales varie de 40 à 55°, la valeur moyenne est de 45° [voir fig. suivante]



- ① Détermination des forces résultant de la charge roulante, les forces maximales dans les barres sont déterminées le plus simplement à l'aide de la méthode de Culmann.
- ② Détermination des forces résultant des charges fixes en utilisant le plan Crémone.
- ③ Détermination des forces résultant des forces d'inertie.

tout pont roulant est constitué par deux ou une poutres principales supportant les rails de roulement du chariot treuil et par deux sommiers disposés à angle droit par rapport aux poutres principales et recevront les galets de translation.

Dans le cas d'une commande électrique, on trouve le plus souvent un contreventement horizontal qui résiste aux forces résultant de l'accélération et la décélération et qui porte en même la passerelle.

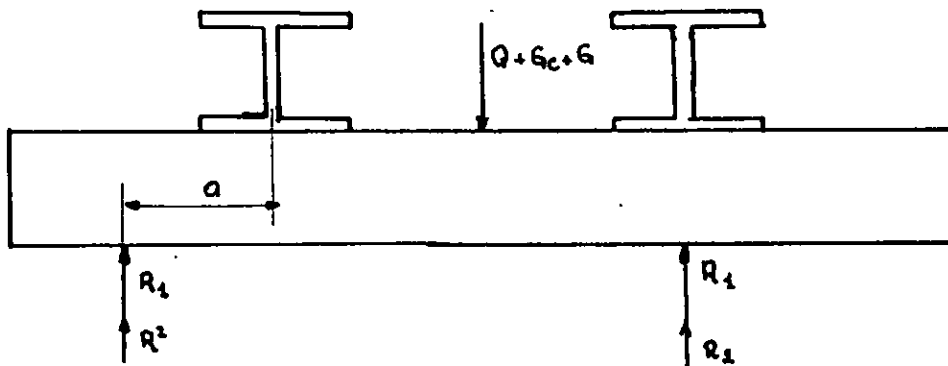
7.3 Calcul et dimensionnement des poutres principales et transversales.

le calcul exact des poutres principales est compliqué et demande plus de temps, c'est pour cela qu'on se contente d'énumérer que les méthodes de calcul, donc ce calcul est éliminé et on ne fera figurer que le calcul des sommiers.

7.3.1. Calcul du Sommier

le sommier est sollicité en flexion par le maximum de la pression du galet.

Cependant pour le calcul définitif, il faut distinguer entre la charge zoulante et les moments résultant du poids propre.



la pression maximale du galet résultant du chariot treuil et de la charge. ce dernier se trouvant dans la position maximale.

$$R_1 = \frac{Q + G_c}{2} \frac{(l - f)}{l} = \frac{100 + 40,22}{2} \frac{(11000 - 950)}{11000} = 64 \text{ kN}$$

le moment maximum correspondant = $R_1 a$ avec $a = 400 \text{ mm}$

$$M_{\text{maxi}} = 64000 \cdot 400 \cdot 10^3 = 25600 \text{ N.m}$$

la pression des galets résultant du poids propre des poutres principales et de rives

$$R_2 = \frac{G}{2} = \frac{64}{2} = 32 \text{ kN}$$

le moment de flexion résultant du poids propre

$$M_c = R_2 a = 32000 \cdot 400 \cdot 10^3 = 12800 \text{ N.m}$$

le calcul doit se faire sur la base du moment fléchissant maximum total résultant des forces principales en appliquant le coefficient de majoration ψ et de choc φ .

$$M_{T \text{ maxi}} = \psi M_{\text{maxi}} + \varphi M_c$$

où ψ = coefficient de majoration pour le groupe II = 1,4

φ : coefficient de choc pour une vitesse inférieure à 1 m/s on prend

$$\varphi = 1$$

$$M_{T\max} = 1,4 \cdot 25600 + 12800 = 48640 \text{ N.m}$$

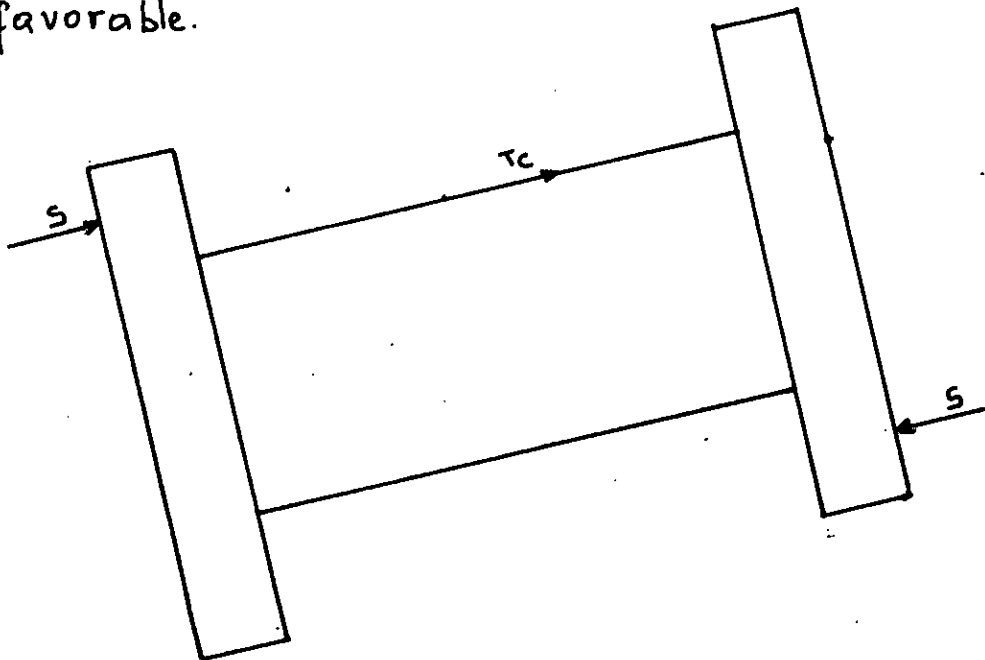
soit un acier de nuance A.37 (E.24) delimité élastique 24 daN/mm² de coefficient de sécurité $K = 1,5$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_e}{K} = \frac{24}{1,5} = 16 \text{ daN/mm}^2$$

$$I_{xx} = \frac{M_f}{\sigma_a} = \frac{M_{T\max}}{\sigma_a} = \frac{48640 \cdot 10^3}{160} = 304000 \text{ mm}^4 = 304 \text{ cm}^4$$

En dehors de ces moments fléchissant résultant des forces d'inertie, il faut encore tenir compte des moments horizontaux résultant des forces secondaires.

selon DIN 120 chaque chemin de roulement d'un pont roulant doit être également dimensionné en considération des forces horizontales agissant à angle droit par rapport aux chemins de roulement et s'élevant à 1/10^e des pressions des galets de translation lorsque le chariot et la charge se trouvent dans la position la plus défavorable.



S = force latérale due au coincement du pont

Tc = force horizontale dynamique de déplacement du chariot.

$$M' = \frac{R \cdot a}{10} = \frac{R_1 + R_2 \cdot a}{10} = \frac{(64000 + 32000) \cdot 400 \cdot 10^{-3}}{10} = 3840 \text{ N.m}$$

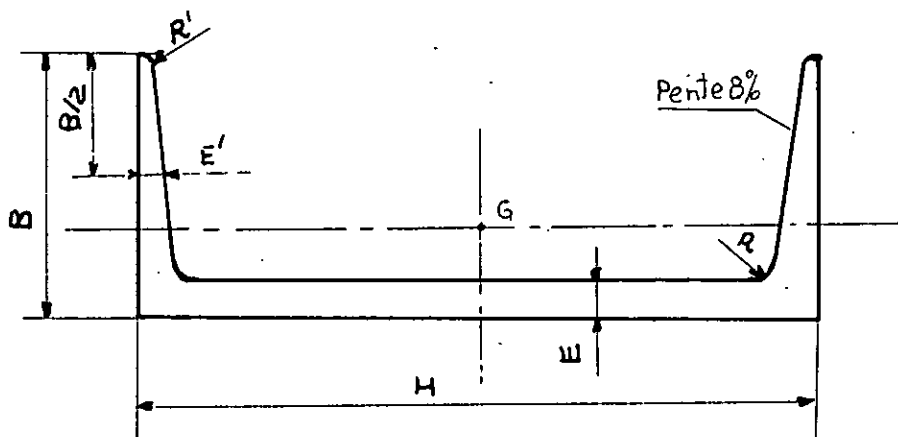
$$I_{yy'} = \frac{3840 \cdot 10^3}{160} = 24000 \text{ mm}^3 = 24 \text{ cm}^3$$

de la on choisit un profilé UPN qui satisfait ces deux modules de flexion.

soit U 260x90, NF A 45-202.

dont les dimensions sont les suivantes.

H	B	E	E'	R	R'	masse linéique	Module de flexion [cm ³]
260	90	10	14	14	7	37,9 kg/m	$I_{xx} = 371 \text{ cm}^4$ $I_{yy} = 47,7 \text{ cm}^4$



Conclusion

On peut considérer que ce travail n'est une fin en soi mais néanmoins le travail demandé a été fait en respectant les données de base et le système S.I.

Cette étude m'a permis de me familiariser avec les méthodes de calcul. Le manque de documents est le principal problème rencontré tout au long de ce travail.

La construction d'un pont roulant exige plusieurs études de l'ensemble des éléments et nécessite plus de temps et la collaboration d'une équipe d'ingénieurs de plusieurs spécialités.

Dans cette étude on s'est limité à la détermination des éléments normalisés le calcul dynamique et de résistance.

Le calcul de la charpente n'a pas été fait car le calcul complet et rigoureux fera l'objet d'un projet de fin d'études.

Des modifications peuvent avoir lieu en faisant l'étude complète. Pour cela, on souhaite que l'occasion me sera donnée pour une étude beaucoup plus complète et approfondie.

BIBLIOGRAPHIE

1. les engins de levage TOME I et II
J. GILLMAN. Edition DUNOD Paris 1972
2. Guide d'élaboration de projet d'appareils de levage.
DOCTEUR I. KOLAROV
Edition "Technique", SOFIA 1978
3. Les appareils de levage TOME I, II
DOCTEUR Ingénieur H. ERNST
2^{ème} Edition "Gauthier-Villards" Paris 1964
4. Eléments de construction à l'usage de l'ingénieur
Appareils de levage et de manutention TOME VIII
G. LEMASSON et A.L. TOURANCHEAU
4^{ème} Edition DUNOD. Paris 1966
5. Normy Zakładowe zeszyt (4), (3)
Polytechnika Warszawska Warszawa 1974
6. Résistance des matériaux
Claude LEMASSON, Jacques GAL
DUNOD 1969
7. Guide du dessinateur industriel
A. chevalier Edition 1980
8. Traité théorique et pratique des engrenages
Par G. Henriot, tome 2.
9. Cours de CM4. M^r IVAN DRAGNEA DOREZ. (E.N.P.A)

