

8/79

1 ep

UNIVERSITÉ
DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE D'ALGER

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
DÉPARTEMENT DE GENIE MÉCANIQUE

PROJET DE FIN D'ÉTUDES POUR L'OBTENTION DU DIPLOME D'INGÉNIEUR

المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية
المكتبة
ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHÈQUE

PONT-PORTIQUE ROULANT

المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية
المكتبة
ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHÈQUE

proposé et dirigé par :

Monsieur G. Spiridonov

étudié par :

Monsieur A. Kellout

Monsieur A. Souahi

Janvier 79

X A

A la mémoire de
nos deux pères .

- REMERCIEMENTS -

Il serait vain de citer les noms de tous ceux qui, de près ou de loin, ont contribué non seulement à notre formation mais aussi à l'étude de ce sujet.

Nous tenons à remercier Messieurs PIEROZAK, IVAN et GANTCHEV d'avoir accepté d'être nos derniers examinateurs. Toutefois, nous prions particulièrement Monsieur SPIRIDONOV de bien vouloir trouver ici le témoignage de notre reconnaissance et de notre profonde admiration.

- PROJET DE FIN D'ETUDES -

présenté à

L'ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER

Pour l'Obtention du Titre:

D'INGENIEUR en GENIE - MECANIQUE

par

- KELLOUT ABDELMADJID

et

- SOUABI ABDELGHAFUR

PONT - PORTIQUE ROULANT

Soutenu le 21 Janvier 1979, devant le Jury:

MM. G.SPIRIDONOV

Président

J.P.PIEROZAK

D.D.IVAN

E.GANTCHEV

Examineurs

Projet de fin d'études

PONT-PORTIQUE ROULANT

- Lieu d'implantation: en plein air
- Atmosphère: normale
- Nature des charges: caisses de machines-outils (30% des caisses de 5 tonnes, 60% des caisses de 8 tonnes et 10% des caisses de 12,5 tonnes).
- Durée de travail par an: 2 000 H
- Champ d'action: 60 m x 13 m.
- Portée: 17 m
- Hauteur du portique: 8 m
- Vitesse de levage: 8 m/mn
- Vitesse de direction: 20 m/mn
- Vitesse de translation: 20 m/mn
- Alimentation: triphasé 220 V - 380 V, 50 Hz
- Nature du rail de roulement: non déterminée

- TABLE DES MATIERES -

	Page
I- INTRODUCTION	I
II- GENERALITES SUR LES APPAREILS DE LEVAGE.....	3
2-1- Régimes de fonctionnement.....	3
2-2- Nature des efforts.....	5
2-3- Sollicitations dues aux efforts climatiques.....	6
2-3-1- Détermination de la force du vent.....	6
2-3-2- Surcharge de neige.....	8
2-3-3- Variation de température.....	8
2-4- Calculs à la résistance et la fatigue.....	8
2-4-1- Coefficient de sécurité.....	8
2-4-2- Calcul à la fatigue.....	9
2-4-2-1- Règle de calculs.....	9
2-4-2-2- Détermination de N.....	10
2-4-2-3- Fatigue.....	11
2-4-2-4- Fatigue limitée.....	12
III- CHARIOT.....	14
3-1- Généralités.....	14
3-2- Mécanisme de levage.....	15
3-2-1- Paramètres initiaux.....	15
3-2-2- Types de schémas cinématiques.....	16
3-2-3- Calculs préliminaires.....	17
3-2-3-1- Choix de la construction et calcul du palan.....	17
3-2-3-2- Choix du câble.....	19
3-2-3-3- Détermination des diamètres et des profils des poulies et du tambour.....	20
3-2-3-4- Calcul de la vitesse de rotation du tambour.....	22
3-2-3-5- Choix du moteur électrique et du rapport de réduction du mécanisme de levage.....	22
3-2-3-6- Choix du réducteur.....	24
3-2-3-7- Choix du frein.....	25
3-2-3-8- Choix des accouplements.....	26
3-2-3-9- Calcul de la longueur L du tambour.....	27
3-2-4- Calculs définitifs du mécanisme de levage.....	30
3-2-4-1- Dynamique du mécanisme de levage.....	30
3-2-4-2- Vérification de non-surchauffe du moteur de levage.....	33
3-2-4-3- Calculs du tambour.....	33
3-2-4-4- Calculs de la moufle.....	41
3-2-4-4-1- Choix du crochet.....	41
3-2-4-4-2- Choix de la butée à billes.....	45
3-2-4-4-3- Calcul du diamètre de l'axe.....	45
3-2-4-4-4- Détermination des roulements des poulies.....	46
3-2-4-4-5- Vérification de la pression de contact de la poulie d'équilibrage.....	46
3-2-4-4-6- Calcul de la traverse.....	47
3-2-4-4-7- Calcul de l'épaisseur du renfort.....	49

3-3- Mécanisme de direction.....	50
3-3-1- Paramètres initiaux.....	50
3-3-2- Choix du schéma cinématique.....	51
3-3-3- Calculs préliminaires.....	51
3-3-3-1- Calculs des galets du chariot.....	51
3-3-3-2- Calculs de résistance au mouvement.....	53
3-3-3-3- Choix de l'électro-moteur et du rapport de réduction du mécanisme de direction.....	54
3-3-3-4- Choix des accouplements.....	55
3-3-4- Calculs définitifs du mécanisme de direction.....	55
3-3-4-1- Première vérification.....	56
3-3-4-2- Deuxième vérification.....	58
3-3-4-3- Troisième vérification.....	59
3-3-4-4- Quatrième vérification.....	60
3-3-4-5- Vérification du moteur, du mécanisme de direction, à la non-surchauffe.....	61
3-4- Esquisse du chariot.....	65
3-4-1- Chassis.....	65
3-4-2- Recherche du centre de gravité du chariot.....	65
3-4-3- Détermination des poutres du châssis.....	70

IV- CONSTRUCTION METALLIQUE.....72

4-1- Sollicitations exercées sur le portique.....	72
4-1-1- Forces verticales.....	72
4-1-2- Forces horizontales.....	74
4-1-3- Applications.....	74
4-2- Combinaisons des sollicitations.....	76
4-3- Détermination des dimensions des poutres.....	76
4-3-1- Diagrammes.....	77
4-3-2- Dimensionnement.....	84
4-3-2-1- Vérification dans les tirants.....	84
4-3-2-2- Déformation statique.....	84
4-3-2-3- Déformation dynamique.....	86
4-3-3-1- Contraintes locales.....	87
4-3-3-2- Stabilité.....	89
Conclusion.....	90
Table des symboles.....	91
Ouvrages consultés.....	92

I. INTRODUCTION

Le rôle essentiel d'un appareil de levage est de déplacer des charges dans une ou plusieurs directions.

Il existe différentes sortes d'appareils de levage. Nous n'allons pas insister sur l'importance de chacun d'eux, mais seulement les classer suivant leurs degrés de liberté.

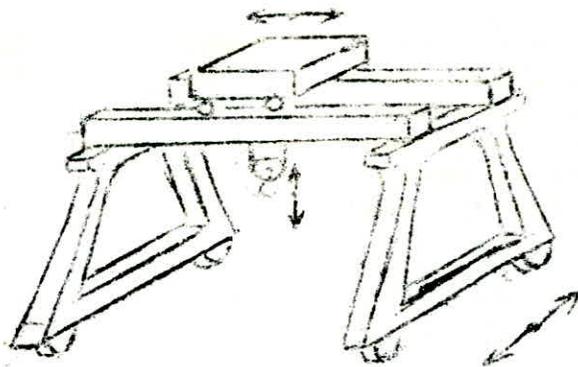
a - Déplacement de la charge suivant une seule direction. Exemple : crics, vérins, ascenseurs, funiculaires, monte charge.



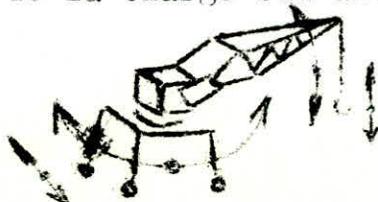
b - Les palans et les treuils (deux directions) : liberté d'action dans un plan.



c - Déplacement de la charge suivant trois directions : ponts et portiques roulants.



d - Déplacement de la charge suivant quatre directions exemple : grues.



Depuis plusieurs années, la réalisation et même la conception d'un appareil de levage a totalement changé. L'appareil de levage n'a fait que s'adapter aux nouvelles théories des sciences. Les événements les plus marquants de son histoire ont été :

✦ Le développement de nouvelles théories de la mécanique et en particulier de la résistance des matériaux et l'utilisation de calculateurs électroniques.

✦ L'emploi de matériaux permettant de diminuer, parfois, pratiquement de moitié le poids de certains éléments et par conséquent d'abaisser le prix de l'exploitation.

✦ La réalisation d'appareils obéissants de plus en plus aux règles de l'ergonomie et aux principes de l'esthétique.

✦ La prise en considération des problèmes de fiabilité de longévité, d'aptitude à la maintenance, de sécurité de travail....

✦ L'emploi de pièces normalisées et parfois le libre choix mais permettant une fabrication économique.

✦ La fabrication en série de certains éléments simples et même de toute l'ossature des ponts de petite et moyenne puissance de 500 kg à 3 t représentant 50% du marché.

En ce qui concerne l'Algérie, l'importance des appareils de levage est indiscutable. On est persuadé que le développement de la construction des ponts et portiques roulants et des grues dans notre pays est une nécessité économique vu le tonnage de la marchandise qui est transbordée ou déchargée dans les ports, les usines, les magasins.

II. GENERALITE SUR LES APPAREILS DE LEVAGE.

2 - I - Régimes de fonctionnement (d'après B.D.S. 8916-7I)

La plus grande partie des appareils de levage (ponts et portiques roulants, grues, ascenseurs, etc...) au fonctionnement alternatif ou discontinu, avec de différentes pauses entre les cycles et différentes continuités de travail pendant la même période (heure, journée, mois, année) avec des démarrages et arrêts fréquents.

Pour faciliter et unifier les calculs des éléments des mécanismes et des appareils en totalité, l'énorme diversité des conditions d'exploitation est réduite en quatre groupes appelés : "régimes de fonctionnement". :

I léger

II moyen

III lourd

IV très-lourd

Pour un appareil de levage en général, et particulièrement pour un portique roulant, on détermine le régime de fonctionnement à la base de deux indices A_i et B_i . L'indice A_i exprime la continuité du travail par 24 heures ou par an. L'indice B_i exprime l'état de charge. Ces indices peuvent avoir quatre valeurs A_1, A_2, A_3, A_4 et B_1, B_2, B_3, B_4 ; Connaisant A_i et B_i , le régime de fonctionnement peut-être déterminé par l'intermédiaire du tableau I.

Tableau I

	B_1	B_2	B_3	B_4
A_1	I	I	I	II
A_2	I	I	II	III
A_3	II	II	III	IV
A_4	II	III	IV	IV

L'indice A_i est donné dans le tableau II en fonction de la continuité du travail.

Continuité du travail (heures) par 24 heures	Ai par an	
à I	à 200	A_1
de I à 3	200 + 800	A_2
de 3 à 7	800 + 2500	A_3
plus de 7	plus de 2500	A_4

L'indice B_i est donné dans le tableau III en fonction du coefficient de chargement q ;

Tableau III

q	B_i
à 0,3	B_1
0,3 + 0,5	B_2
0,5 + 0,7	B_3
0,7 + 1,0	B_4

Le coefficient de chargement q peut être calculé par l'expression suivante :

Pour des éléments et des mécanismes en translation :

$$q = \frac{\sum_{i=1}^j F_i}{j \cdot F_n}$$

avec :

$\sum_{i=1}^j F_i$ somme des forces chargeant le mécanisme pendant une période de temps fixée.

F_n valeur de la force nominale avec laquelle le mécanisme peut être chargé.

j nombre de mouvements du mécanisme (par exemple : pour le mécanisme de levage $m =$ nombre total de levages et de descentes pendant la même période).

Pour des éléments et des mécanismes en rotation : q peut être déterminé par l'expression :

$$q = \sqrt[r]{\sum_{i=1}^r \left(\frac{M_i}{M_{\max.}} \right)^s \cdot \frac{N_i}{N_n} \cdot \frac{t_i}{\sum_{i=1}^r t_i}}$$

avec :

M_i moment avec lequel le mécanisme est chargé.

$M_{\max.}$ moment maximal avec lequel le mécanisme peut être chargé.

N_i vitesse en tr/mn du mécanisme chargé par M_i .

N_n vitesse nominale en tr/mn du mécanisme.

t_i période de temps pendant laquelle le moment M_i charge le mécanisme.

$\sum_{i=1}^r t_i$ temps total de travail du mécanisme.

r nombre des chargements.

Dans le cas où les données nécessaires manquent, il est admissible de choisir q à la base d'une estimation qualitative résumée dans le tableau IV.

Tableau IV

q	Estimation qualitative du chargement
jusqu'à 0,5	on soumet le mécanisme à des charges qui sont beaucoup plus petites que la charge nominale et, comme exception, à la charge nominale.
0,5 + 0,7	le mécanisme est soumis à des charges petites, moyennes et nominales.
0,7 + 1,0	le mécanisme est soumis habituellement à des charges environ égales à la nominale.

Note : le régime de fonctionnement doit être calculé pour chaque mécanisme séparément - On adopte comme régime de fonctionnement de la construction métallique celui du mécanisme de levage.

2 - 2 - Nature des efforts :

Les différents mécanismes d'un appareil de levage peuvent être soumis aux forces suivantes :

- 1 - G - Poids propres de la construction métallique et des mécanismes.
- 2 - q_u - Poids de la charge utile.
- 3 - W - Forces de résistances aux mouvements (frottements et roulements).
- 4 - F_i - Forces d'inerties des masses.
- 5 - F_d - Forces dynamiques et harmoniques des éléments élastiques.
- 6 - F_s - Forces des secousses sismiques.
- 7 - W_v - Forces du vent.
- 8 - F_c - Forces de chocs dans les amortisseurs.
- 9 - F_t - Forces technologiques.
- 10 - F_m - Forces de montage.
- 11 - F_{tr} - Forces de transport.
- 12 - F_t - Forces dues à la variations de la température.
- 13 - F_n - Forces de gravité de la neige.
- 14 - F_e - Forces d'onde d'explosion.

En fonction des particularités des conditions réelles de fabrication, de transport, de montage et des conditions climatiques de l'endroit où l'appareil serait en exploitation toutes ces forces énumérées doivent être calculées.

Evidemment, la probabilité pour que les actions des forces énumérées soient simultanées est nulle. C'est pourquoi, on a déterminé trois combinaisons d'actions simultanées appelées "cas de sollicitations" désignés en chiffres romains I, II et III. Donc, les calculs d'un élément, d'un ensemble et d'un portique roulant en entier, doivent être faits à la base des "cas de sollicitations". Cela signifie que dans certains cas, en fonction des conditions l'exploitation, les calculs doivent être fait plusieurs fois suivant les trois cas de sollicitation.

L'essentiel des combinaisons de sollicitation formulées comme "cas de sollicitation" sont :

I^{er} cas de sollicitation : chargement normal en état de fonctionnement. On convient que le système est chargé des forces suivantes :

- I - G - Poids propre de la construction métallique des mécanismes et des installations électriques.
- 2 - Q_u - Poids de la charge nominale.
- 3 - F_i - Forces normales d'inertie dues au démarrage et au freinage des mécanismes en état de service normal.
- 4^{er} W_v - Forces du vent, calculée d'après la formule correspondant au I^{er} cas de sollicitation c'est-à-dire quand le vent a une petite vitesse (voir § 2 - 3 - I).

Les éléments de l'appareil de levage sollicités suivant ce I^{er} cas de sollicitation ne doivent être calculés qu'à la fatigue, en employant des coefficients de sécurité pour le I^{er} cas de sollicitation (voir § 2^{me} - 4).

II^{eme} cas de sollicitation : chargement maximal en état de fonctionnement. On convient que l'appareil de levage est chargé des forces :

- I - G - Poids propre de la construction métallique, des mécanismes et des installations électriques.
- 2 - Q_u - Poids de la charge nominale.
- 3 - $F_{i, \max}$ - Forces maximale d'inertie ou force des chocs pendant le tamponnement. (on calcule avec la force dont la valeur est la plus grande).

4 - W_v - Force du vent avec une vitesse augmentée par rapport à celle du I^{er} cas de sollicitation. Les éléments de l'appareil de levage, sollicités suivant le II^{eme} cas de sollicitations ne doivent être calculés qu'à la résistance, en employant des coefficients de sécurité pour le III^{eme} cas de sollicitation :

III^{eme} cas de sollicitation : chargement maximal en état d'arrêt. L'appareil est arrêté par souci de protection contre une intempérie quelconque (ouragan par exemple). Les charges sont :

- I - G - Poids propre de la construction métallique, des mécanismes et des installations électriques.

2 - $W_{v, \max}$ - Force maximale du vent.

3 - F_t - Force de changement brusque de la température.

Dans ce cas les éléments doivent être calculés seulement à la résistance avec des coefficients de sécurité pour le III^{eme} cas de sollicitation. L'appareil de levage en totalité doit être calculé pour assurer sa stabilité.

2 - 3 - Sollicitations dues aux effets climatiques : (d'après G.O.S.T. 145I-65 et F.E.M.)

2-- 3 - I - Détermination de la force de vent W_v

On admet que le vent peut souffler horizontalement dans toutes les directions. L'action du vent se traduit par des efforts de surpression et de dépression dont les valeurs sont proportionnelles à la pression aérodynamique.

a - Pression aérodynamique du vent : q_0 (Pa)

Pour le I^{er} cas de sollicitation $q_{0,I} = 0,6 \cdot q_{0,II}$

Pour le II^{eme} cas de sollicitation $q_{0,II} = 150 \text{ Pa}$

Pour le III^{eme} cas de sollicitation $q_{0,III} = \frac{V^2}{1,6} \text{ Pa}$

où : V en m/s vitesse du vent.

Dans le cas où on ne sait pas exactement l'endroit où l'appareil de levage serait en exploitation et la vitesse du vent on adopte $q_{0,III}$

$q_{0,III} = 700 \text{ Pa}$.

b - Pression du vent : p_v (Pa)

$$p_v = q_0 \cdot n \cdot c \cdot \beta \cdot \gamma$$

avec :

n coefficient exprimant l'augmentation de la vitesse du vent en fonction de la hauteur H de la construction métallique donnée dans le tableau V :

Tableau V

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

c coefficient aérodynamique :

- Pour des treillis en profilés $c = 1,6$
- Pour des poutres à âmes pleine en caisson

l/h	20	10	5	2
c	1,6	1,4	1,3	1,2



- Pour des éléments à section circulaire et des treillis en tubes.

$$\left. \begin{array}{l} d \sqrt{q_0} < 1 \\ d \sqrt{q_0} > 1 \end{array} \right\} \begin{array}{l} c = 1,2 \\ c = 0,7 \end{array} \quad d \text{ diamètre de l'élément.}$$

- Pour des constructions pleines, cabines et charges $c = 1,2$.

β coefficient de dynamisme, exprimant le caractère cyclique de la sollicitation du vent. Dans le cas où les données manquent, on adopte $\beta = 1,25$

γ coefficient de surchargement. Pour des calculs à la base des contraintes admissibles $\gamma = 1$. Pour des calculs à la base d'état limite $\gamma = 1,1$.

- Force du vent : W_v (N)

$$W_v = p_v \cdot S$$

avec :

W_v force du vent en Newton.

P_v pression du vent en Pascal.

S surface de la construction métallique ou bien de la charge utile en m^2

$$S = S_{br} \cdot K$$

où :

S_{br} surface brute de l'appareil (surface dans le périmètre)

K coefficient de remplissage. Pour des constructions métalliques en cornières $K = 0,6 + 1,2$ et pour des constructions en tubes $K = 0,2$ $K = 0,2 + 0,4$ (on prend les valeurs minimales dans le cas où les diagonales manquent). Pour des constructions pleines, cabines et charge utile $K = 1$; pour des mécanismes $K = 0,8 + 1,8$.

2 - 3 - 2 - Surcharge de neige :

Il n'est pas tenu compte des surcharges de neige dans le calcul des ponts roulants portiques et grues.

2 - 3 - 3 - Variations de température :

Les sollicitations dues aux variations de température ne sont à considérer que dans des cas particuliers, entre autres lorsque les éléments ne peuvent se dilater librement. Dans ce cas on prend comme limite d'écart de température : $-20^\circ c$ à $+45^\circ c$.

2 - 4 Calculs à la résistance et à la fatigue :

2 - 4 - I - Coefficient de sécurité :

Les éléments chargés suivants le II^{ème} et III^{ème} cas de sollicitations doivent être calculés à la résistance.

$$\sigma \leq [\sigma] = \frac{\sigma_s}{n} \text{ pour les matériaux élastiques.}$$

$$\sigma \leq [\sigma] = \frac{\sigma_b}{n} \text{ pour les matériaux fragiles.}$$

avec :

σ en Pa ou MPa : contrainte calculée.

$[\sigma]$ en Pa ou MPa : contrainte admissible.

n coefficient de sécurité $n = 1 + a_1 + a_2 + a_3$

σ_s contrainte de limite élastique.

σ_b contrainte de rupture.

Il pourrait sembler plus logique de vérifier par rapport à la limite élastique, cette valeur constituant en principe la limite à ne pas dépasser. Pour les aciers couramment employés en charpente, il existe un large écart entre la limite élastique et la charge de rupture. Par contre, l'utilisation dans les mécanismes de certains aciers à limite élastique très élevée par rapport à la charge de rupture conduirait à construire des pièces fragiles si on déterminait la contrainte limite admissible par rapport à la limite élastique.

$$n = 1 + a_1 + a_2 + a_3$$

a_1 surplus exprimant la sécurité minimale de l'élément en fonction de son importance sur la fiabilité de la construction d'après le tableau VI

Tableau VI - Valeurs de a_1

	cas de sollicitation		
	I	II	III
Construction métallique chargée par Q_u	0,3	0,3	0,2
Mécanisme de levage.	0,5	0,5	0,3
Mécanismes de direction et de translation	0,3	0,3	---
Fatigue résistance			

a_2 surplus dépendant de la structure des matériaux pour des pièces moulées $a_2 = 0,3$; pour des pièces laminées $a_2 = 0,1$.

a_3 surplus exprimant l'incertitude des calculs. Dans le cas où tous les éléments de sollicitation sont envisagés de manière exacte, $a_3 = 0,3$.

Tableau VII - Valeur du coefficient de sécurité n.

	cas de sollicitation			matériaux.
	I	II	III	
Construction métallique sollicitées par Q_u	1,4	1,4	1,3	
Mécanisme de levage.	1,6	1,6	1,4	élastiques
	1,8	1,8	1,6	fragiles
Mécanisme de direction et de translation.	1,4	1,4		élastiques
	1,6	1,6		fragiles

2 - 4 - 2 - Calculs à la fatigue :

2 - 4 - 2 - I - Règles de calculs :

On ne calcule les éléments à la fatigue que s'ils sont sollicités par les forces du I^{er} cas de sollicitations et si le nombre de cycles de sollicitations $N > N_0$, N_0 étant le nombre de base de la courbe exponentielle de Wöller.



N nombre de cycles de sollicitations de la pièce.
contrainte.

$N_0 = 10^7$ pour des pièces des mécanismes.

$N_0 = 5 \cdot 10^6$ pour des constructions métalliques en profilés.

$N_0 = 2 \cdot 10^6$ pour des constructions métalliques pleines.

$N_I = 10^5$ cycles.

l'exposant m a les valeurs suivantes :

m = 8 + 9 pour des pièces de mécanismes.

m = 3 + 4 pour des constructions métalliques en profilés.

m = 6 pour des constructions métalliques pleines.

- Dans le cas où le nombre des cycles de chargements $N_I < N < N_0$, on calcule les éléments et les constructions métalliques à la fatigue limitée.

- Dans le cas où $N < N_I$ on ne calcule les éléments et les constructions métalliques qu'à la résistance.

Donc, tout d'abord il est nécessaire de déterminer le nombre de cycles de chargement N de la pièce ou de la construction métallique. Ensuite, en comparant N avec N_I et N_0 , on peut apprendre si on doit faire des calculs de fatigue, de fatigue limitée ou bien seulement de résistance.

2 - 4 - 2 - 2 - Détermination de N :

a - Pour des pièces tournantes dont le nombre de cycles est égale à leur nombre de tours par minute (arbres, roues dentées, galets) :

$$N = D.T. \frac{E.D.}{100} \cdot 60 \cdot n.$$

avec :

D en années durée de fonctionnement de la pièce (voir tableau VIII).

Tableau VIII - Durée de fonctionnement D(ans).

Pièces	Régimes de fonctionnement.			
	I	II	III	IV
Arbres	25	15	10	10
Roues dentées	15	10	8	5
Roulements	10	5	3	3

T nombre d'heures de fonctionnement de la pièce par an.
ED en % durée relative d'enclenchement.

$$ED = \frac{T_e}{T_c} \cdot 100$$

- T_e durée effective de fonctionnement par cycle.
- T_c durée du cycle.
- $T_e = \sum T_d + \sum T_s$
- $T_c = \sum T_d + \sum T_s + \sum T_f + \sum T_p$
- $\sum T_d$ somme des temps de démarrages dans un cycle.
- $\sum T_s$ somme des temps des mouvements stables dans un cycle.
- $\sum T_f$ somme des temps de freinage dans un cycle.
- $\sum T_p$ somme des temps de pauses dans un cycle.

n nombre de tours par minute de la pièce.

b - Pour des pièces dont le nombre de cycles est égal à celui de l'appareil de levage, pendant une période fixée (jour, an). Exemple : crochets, traverses, poutres principales.....

$$N = D.T. \frac{N_e}{4}$$

avec : N_e nombre d'enclenchements par heure.

On propose qu'un cycle se réalise avec quatre enclenchements. Par exemple, pour le levage d'une charge de la terre à la hauteur nécessaire, la poutre principale, le crochet et la traverse sont chargés une fois, mais en pratique l'ouvrier fait en moyenne 4 enclenchements des mécanismes de l'appareil de levage :

1 levage + 2 translations + 1 descente = 4

c - Pour des pièces dont le nombre des cycles est égale au nombre des enclenchements :

$$N = D.T.N_e$$

2 - 4 - 2 - 3 - Fatigue :

On fait les calculs à la fatigue à l'aide de l'expression :

$$\sigma \leq [\sigma_{rk}] = \frac{\sigma_{rk}}{n}$$

avec :

σ en Pa contrainte obtenue par des calculs de résistance (contrainte de traction, compression, flexion, torsion) sans tenir compte de la concentration de contraintes.

$[\sigma_{r,k}]$ en Pa. contrainte admissible pour des calculs à la fatigue que dans le cas où $[\sigma_{r,k}] < [\sigma]$.

$\sigma_{r,k}$ en Pa. contrainte limite dépendant de l'assymétrie du cycle (indice r) et de la concentration de contraintes (indice k).

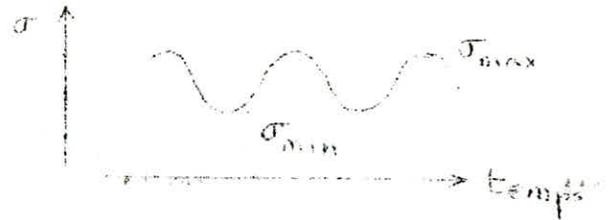
n coefficient de sécurité (voir tableau VII, I^{er} cas de sollicitation)

$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$ coefficient d'assymétrie du cycle.

On calcule $\sigma_{r,k}$ en fonction de la valeur de r :

a - cas où $r \leq -1$

$$\sigma_{r,k} = \frac{2 \cdot \sigma_{-I}}{(1-r)k + (1+r)}$$



avec :

σ_{-I} en Pa contrainte limité d'endurance

Pour flexion $\sigma_{-I} = 0,43 \cdot \sigma_b$

Pour traction, compression $\sigma_{-I} = 0,38 \cdot \sigma_b$

Pour torsion $\sigma_{-I} = 0,22 \cdot \sigma_b$

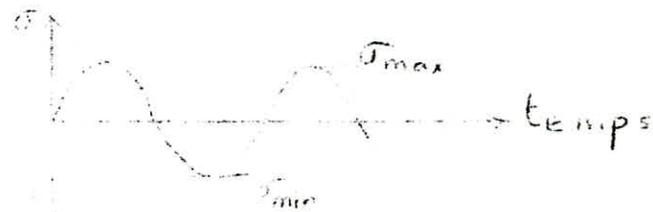
k coefficient effectif de concentration des contraintes.

En principe k dépend de la forme géométrique de la pièce, des dimensions, du traitement thermique, de l'état des surfaces, des ajustements.

γ coefficient, exprimant la sensibilité du matériau à l'assymétrie du cycle. Pour des aciers non alliés $\gamma = 0,2$, pour des aciers alliés $\gamma = 0,3$.

b - cas où $r = -1$
cycle symétrique.

$$\sigma_{r,k} = \frac{\sigma_{-I}}{k}$$



c - cas où $r = 0$
cycle pulsé.

$$\sigma_{r,k} = \frac{2 \cdot \sigma_{-I}}{k + \gamma}$$



2 - 4 - 2 - 4 - Fatigue limitée:

Dans ce cas, au lieu de $\sigma_{r,k}$ on travaille avec $\sigma'_{r,k}$

$$\sigma'_{r,k} = \sigma_{r,k} \sqrt{\frac{N_0}{N}}$$

r,k sera déterminée suivant les valeurs de r (voir précédemment).

2 - 5 - Matériaux :

Une construction assez légère, à faible prix de revient et conforme aux normes de bon fonctionnement nécessite un choix judicieux des **Matériaux à utiliser**.

Le crachet est en acier Martin xc10 ou xc18 (aciers facilement forgeables)

Les câbles sont disposés en torons de fils d'aciers xc80 autour d'une âme en chanvre ou en acier pour la métallurgie.

Les poulies se font en fonte Ft 18 ou en acier moulé A 48M ou en construction soudée. Les tambours peuvent être en fonte Ft 18, en acier très exceptionnellement moulé A 48M ou en tôle d'acier soudé A 37S.

L'utilisation de la fonte a été de plus en plus abandonnée à cause de son usure rapide et de son poids généralement désavantageux.

La charpente est en caisson ou IPN (aciers laminés).

Pour les galets on utilise : la fonte pour un service léger sans choc, la fonte en coquille Ft 18 et surtout l'acier moulé A 56M pour conditions normales. Pour un service extrêmement dur, on emploie souvent des galets à jante trempée.

3 - I - généralités :

En principe ,le chariot d'un portique roulant comporte un châssis en profilés assemblés en forme d'un parallépipède fermé qui supporte : les mécanismes de levage et de direction, les dispositifs de sécurité , les installations électriques, les parapets ...

La réalisation d'un chariot doit respecter les principes généraux suivants :

b - exécuter une construction ayant des dimensions d'encombrement minimales , une répartition uniforme des charges sur les galets, un accès facile et aisé des mécanismes pour permettre un gain de temps pendant le montage , le démontage et l'entretien.

Dimensions fondamentales :

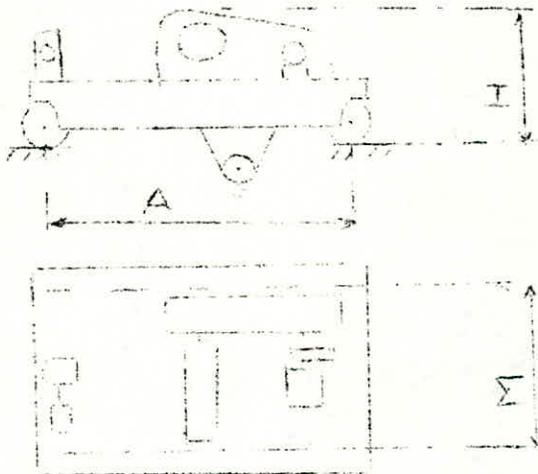


fig. I

La diminution de A a pour résultat un gain sur le poids propre du chariot et par conséquent un gain sur tout le portique .

La hauteur H a une importance surtout pour les appareils travaillant à l'intérieur .

La valeur de M dépend de la longueur du tambour donc de la hauteur de levage .

Dans certains pays , les dimensions fondamentales des chariots sont normalisées . Il est bien connu que les normes les plus récentes sont les plus élastiques pouvant ainsi s'adapter, aux conditions les plus diverses.

Le tableau ci-dessous provient d'une des normes les plus récentes :
 BDS 7852 - 74 - " chariots des appareils de levage - dimensions fondamentales "

Tableaux IX

charge utile		Hauteur de levage	vitesses du chariot :			Dimensions fondamentales			Valeur maximale de la masse
Principale	auxiliaire		de levage		de direction	M	A	H inférieur à :	
			principale	auxiliaire					
kN		m.	m/min.	m/min.	m/min.	mm.			Kg.
50	-	8 ; 12,5 ; 16	10 ; 12,5 ; 16	-	25 ou bien 40	1400	1100	920	1900
80	-		10 ; 12,5 ; 16	-		2000	1200	1100	2800
125	-		8 ; 10 ; 12,5	-		2000	1600	1200	4200
200	50		8 ; 10 ; 12,5	10 ; 12,5 ; 16		2000	2500	1250	6200
320	80		6,3 ; 8 ; 10	10 ; 12,5 ; 16		2500	2870	1400	10700
500	125		4 ; 5 ; 6,3	8 ; 10 ; 12,5		2500	3450	1650	15200

3 - 2 Mécanisme de levage :

Le mécanisme de levage est constitué d'un élément moteur généralement électrique dont la vitesse est réduite par un réducteur et qui transmet le mouvement à un tambour . Un câble vient s'enrouler sur le tambour permettant le levage de la charge au moyen du moufle .

3 - 2 - I Paramètres initiaux :

a - poids de la charge utile $Q_u = 125 \text{ kN}$

b - hauteur de levage $H = 7 \text{ m}$

c - vitesse de levage $V_u = 8 \text{ m/mn} = \frac{4}{30} \text{ m/s} = 0,133 \text{ m/s}$

e - régime de fonctionnement :

continuité de travail A_3 (2000 h/an) d'après Tableau II, § 2 -I

$$\text{Coefficient de chargement } q = \frac{F_i}{m F n} = \frac{0,3 \times 5 + 0,6 \times 8 + 0,1 \times 12,5}{12,5} = 0,604$$

$$q = 0,604 \quad B_3 \text{ d'après tableau III, § 2 -I}$$

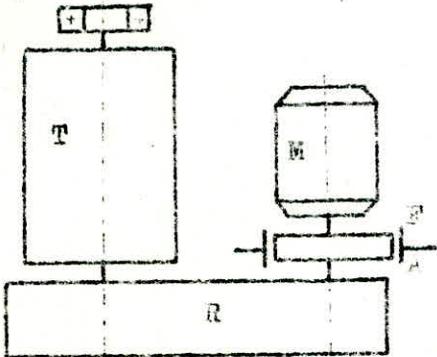
A_3 et $B_3 \Rightarrow$ régime de fonctionnement lourd de classe III

d - durée d'enclenchement $ED = 40 \%$.

3-2-2- Types de schémas cinématiques :

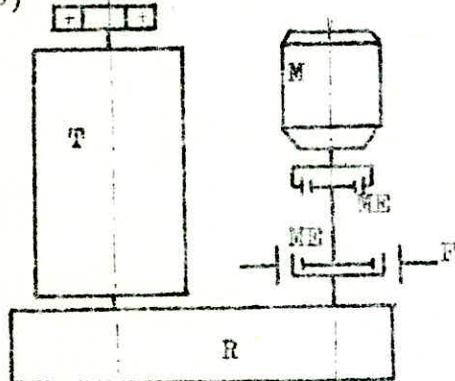
R (réducteur) - T (tambour) - M (moteur) - A (accouplement) - F (frein)
ME (m manchon à engrenage).

a)



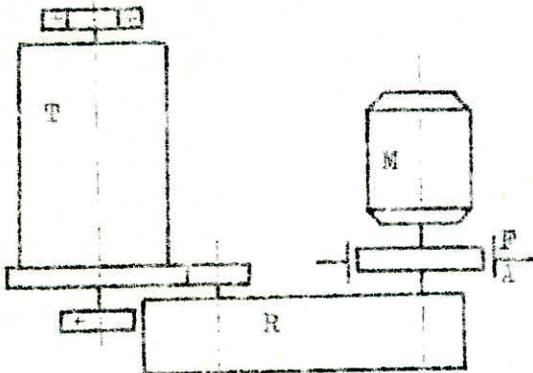
Version ordinaire, très simple et compacte. Applicable dans les cas où la longueur du tambour n'est pas très grande.

b)



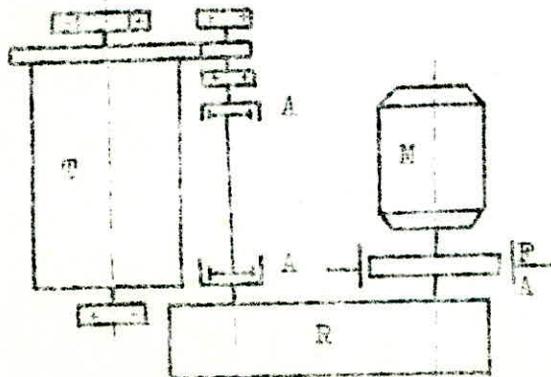
Applicable dans le cas où la longueur du tambour est grande. Un peu plus compliquée. Montage et centrage facilités. Meilleure dynamique.

c)



Dans les cas où la réduction calculée est plus grande que celle des réducteurs normalisés.

d)



Combinaison des cas b et c.

3 - 2 - 3 - Calculs préliminaires :

3 - 2 - 3 - I . Choix de la construction et calcul du palan :

Dans les réalisations des chariots et des portiques roulants on utilise des palans doublés, c'est à dire que les 2 extrémités du câble sont fixés sur le tambour .

Principaux paramètres :

a - La multiplicité du palan : a .

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

avec

V_t : vitesse linéaire du câble sur le tambour
 V_u : vitesse de levage de la charge utile

a dépend du nombre de poulies et de la construction du palan . Dans un projet , a doit être adoptée .

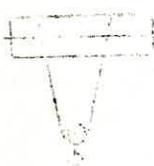
en pratique , on recommande :

. Pour des charges utiles jusqu'à 500 kN , une force maximale de 80kN dans le câble .

. Une multiplicité suivant ce tableau :

Tableau X

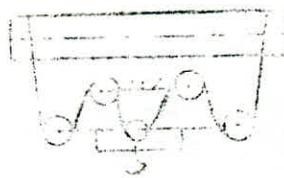
Qu(kN)	à 10	20 ÷ 80	100 ÷ 150	200 ÷ 300	400 ÷ 500
a	2	2	2ou3	3ou4	4ou5



a = 1



a = 2



a = 3



a = 4

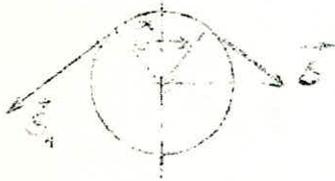
En prenant , pour des calculs préliminaires , a = 2 nous avons

obtenu les résultats suivants :

- rendement du palan $\eta_p = 0,93$
- Diamètre du câble $d = 18 \text{ mm}$
- Diamètre des poulies de fonctionnement $D_p = 522 \text{ mm}$
- Diamètre de la poulie d'équilibrage $D_{pe} = 261 \text{ mm}$
- Diamètre du tambour $D_t = 630 \text{ mm}$
- longueur du tambour $L = 846 \text{ mm}$
- rapport de réduction du réducteur $i_m = 120,63$

Le rapport de réduction étant très important, nous allons considérer le cas où $a = 3$.

b - rendement du palan : η_p Les pertes par la friction intérieure du câble pendant les flexions, et les pertes par le frottement dans les paliers des poulies déterminent le rendement d'une transmission par câble



Les valeurs de l'arc embrassé ne jouent aucun rôle sur les pertes causées par les frictions intérieures du câble. Par contre, les pertes dans les paliers dépendent de la réaction sur les paliers donc de l'angle entre les 2 tractions dans les 2 brins.

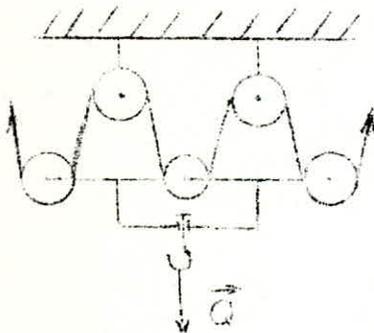


On définit le rendement de levage : $\eta_e = \frac{S}{S_I}$

$\eta_e = 0,98 + 0,985$ (poulies montés sur roulements)

$\eta_e = 0,96$ (paliers lisses)

En descente, le rendement n'est que très peu inférieur à celui de la montée



on démontre aisément que $\eta_p = \frac{1 - \eta_e^a}{a (1 - \eta_e)}$

avec η_p : rendement du palan
 η_e : rendement de levage
 a : multiplicité du palan

Attention ! cette formule n'est valable que si les 2 brins du câbles sortent de poulies dont les axes se déplacent.

Pour notre pont portique roulant, en prenant un palan à roulements, on trouve un rendement de palan :

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

$\eta_p = 0,98$

c - effort statique sur un seul brin = Ft

$$F_t = \frac{Q_u + G_m}{Z \cdot a \cdot \eta_p} \text{ en kN}$$

avec :

Q_u en kN poids de la charge utile

G_m en kN poids de la moufle . pour des calculs préliminaires, on peut

adopter $G_m = 0,50 \div 0,75$ kN dans le cas où $Q_u = 5 \div 400$ kN

$Z = 1$ pour un palan simple .

$Z = 2$ pour un palan double .

application à notre portique roulant :

$$a = 3$$

$$Q_u = 125 \text{ KN} , Z = 2$$

$$n_p = 0,98$$

$$G_m = 0,75 \text{ KN}$$

$$F_t = \frac{125 + 0,75}{2 \cdot 3 \cdot 0,98} = 21,4 \text{ KN}$$

$$F_t = 21,4 \text{ KN}$$

d - Vitesse linéaire du câble sur le tambour : V_t

En adoptant $V_u = 8 \text{ m/mn}$ (tableau IX)

$$\frac{V_t}{V_u} = a \implies V_t = a \cdot V_u = 3 \cdot \frac{4}{30} = 0,4 \text{ m/s}$$

$$V_t = 24 \text{ m/mn} = 0,4 \text{ m/s}$$

3. 2 . 3 . 2 Choix du câble (d'après DIN I502)

$$F_r \geq n \cdot F_t$$

où - F_r : charge de rupture du câble

- n : coefficient de sécurité d'après le tableau XI

tableau XI

Régime de fonctionnement	I	II	III	IV
n	5,0	5,5	6,0	6,0

Application : $n = 6$ et $F_t = 21,4 \text{ kN}$

$$F_r \geq 6 \times 21,4 \implies F_r \geq 128,4 \text{ KN}$$

d'après la norme DIN . 656 , on choisit le câble suivant :

E I4 x I80 KS.DIN . 656 Galvanisé

charge de rupture Fr = I34,5 kN

masse par unité de longueur : 0,75 kg/m

d = I4 ± 0,7 mm

3 - 2 - 3 - 3 - Détermination des diamètres et des profils des poulies et du tambour :

a - Diamètre du tambour :

Dt ≥ d (e - I)

Dt : diamètre du tambour en mm

d : diamètre du câble en mm

e : coefficient dépendant du

régime de fonctionnement (voir tableau XII)

tableau XII



Régime de fonctionnement	I	II	III	IV
e	20	25	30	35

Régime de fonctionnement III ⇒ e = 30

Dt ≥ I4 (30 - I) ⇒ Dt ≥ 406 mm Dt = 406 mm

b - Diamètre des poulies de fonctionnement Dp :

Dp = (I,0 ± I,I) Dt

Dp = I,0 . Dt = I,0 x 406

on adopte

Dp = 400 mm

c - Diamètre de la poulie d'équilibrage. (ou de compensation)

Dpe = (0,5 ÷ 0,6) Dt

Dpe = 0,5 x 406 = 203 mm

Dpe = 203 mm

d - Profil de la gorge de la poulie.

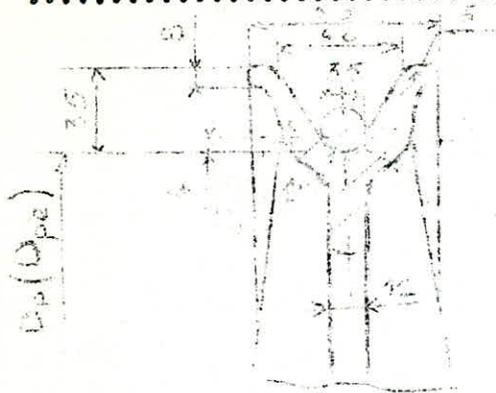


fig. 2

e - Profil du filetage du tambour :



fig. 3

Relations recommandées (mais il faut adopter les valeurs normalisées du tableau XIV) :

$$t = 1,1 \cdot d$$

$$r = 0,54 \cdot d$$

$$h = (0,3 \div 0,4) d$$

$$D = Dt + d = d \cdot e$$

Il faut arrondir le diamètre calculé D à une dimension normale :

Extrait de NF 01 - 001 - Série Ra - 280, 315, 355, 400, 450, 500

Tableau XIV - Paramètres normalisés du profil (extrait)

d (mm)	r (mm)	rI (mm)	h (mm)	t (mm)
I2 ÷ I3	7, 0	I, 5	4, 0	I5, 0
I3 ÷ I4	7, 5	I, 5	4, 5	I6, 0
I4 ÷ I5	8, 5	I, 5	4, 5	I7, 0
I5 ÷ I6	9, 0	I, 5	5, 0	I8, 0

Pour le tambour de notre pont portique , on trouve les valeurs suivantes

$$t = 1,1 \cdot d = 1,1 \times I4 = 15,4 \text{ mm}$$

$$r = 0,54 \times I4 = 7,56 \text{ mm}$$

$$h = 0,3 \times I4 = 4,2 \text{ mm}$$

$$D = Dt + d = 406 + I4 = 420 \text{ mm, on adopte}$$

$$\text{nouvelle valeur de Dt : } Dt = D - d = 400 - I4$$

$$rI = 1,5 \text{ mm}$$

$$t = 16 \text{ mm}$$

$$r = 7,5 \text{ mm}$$

$$h = 4,5 \text{ mm}$$

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

$$Dt = 386 \text{ mm}$$

On sacrifie un peu de la durée du câble en prenant pour valeur de D 400 mm au lieu de 500 mm . Ces nouveaux diamètres du tambour ne sont pas encore définifs, parce qu'on peut encore les modifier pour garder une vitesse de levage constante .

3 - 2 - 3 - 4 . Calcul de la vitesse de rotation du tambour N_t :

$$N_t = \frac{V_t}{\pi \cdot D} \cdot 60 \quad \text{en tr/mn}$$

où : $V_t = 0,4 \text{ m/s}$

D : diamètre primitif du tambour en m

$$N_t = \frac{0,4}{\pi \times 0,4} \times 60 = 19,1 \text{ tr/mn}$$

$$N_t = 19,1 \text{ tr/mn}$$

3-2-3-5- Choix du moteur électrique et du rapport de réduction du mécanisme de levage:

L'électricité est la source d'énergie la plus employée dans les appareils de levage. Les moteurs sont alimentés en courant continu ou en triphasé (rarement en monophasé). En dépit de certains avantages du courant continu pendant l'exploitation (bon rendement au démarrage, meilleurs souplesse et réglage), le courant alternatif est encore utilisé.

Les moteurs du mécanisme de levage ont non seulement besoin d'un grand couple de démarrage, mais ils doivent aussi supporter d'être souvent branchés et débranchés.

a - Puissance statique du moteur : \underline{P}

$$P = \frac{Q_u + G_m \cdot V_u}{\eta} \quad \text{en kW}$$

où :

$Q_u + G_m$ poids total de la charge utile et de la moufle en kN .

V_u Vitesse de levage en m/s .

Pour notre projet : $Q_u + G_m = 125,75$ kN et $V_u = 0,133$ m/s .

$\eta = \eta_p \cdot \eta_t \cdot \eta_a^t \cdot \eta_R$ rendement du mécanisme de levage .

η_p - rendement du palan (Voir § 3-2-3-I-b) .

$\eta_t = 0,95 \div 0,98$ rendement du tambour .

$\eta_R = \eta_e^k$ rendement du réducteur .

η_e : rendement d'un engrenage (d'un couple de roues dentées) .

k : nombre d'engrenages .

$\eta_a = 0,7 \div 0,98$ rendement d'un accouplement .

t nombre d'accouplements .

Pour des calculs préliminaires, on peut adopter $\eta = 0,8 \div 0,85$.

Application :

$$P = \frac{125,75}{0,8} \cdot \frac{8}{60} = 20,96 \text{ kW}$$

b - Choix du moteur électrique : On peut se permettre de choisir un moteur dont la puissance statique est inférieure à celle qui est calculée à condition de vérifier que le couple de démarrage de ce moteur est suffisant .

$P_c = (0,8 \div I) \cdot P$, où : P_c puissance en kW donné par le catalogue .
 P puissance statique .

Le choix du moteur se fera donc sur un catalogue en fonction de P_c et ED . Dans le cas où la durée d'enclenchement relative (en %) n'est pas la même que celle donnée par le catalogue on rectifie la puissance statique P . En première approximation, les puissances varient dans le rapport des racines des durées d'enclenchement :

$$P' = P \times \sqrt{\frac{ED}{ED'}}$$

P puissance statique.

P' puissance corrigée .

ED et ED' durées relatives d'enclenchement correspondant à P et P'

Notre choix s'est porté sur un moteur à " rotor bobiné " : M T F 4II.6 ; ED = 40 % ; Pn (40%) = 22 kW ; Nn(40%) = 965 tr / mn ; Mmax = 650 Nm moment d'inertie du rotor Ir = 0,500 kg m² ; masse totale du moteur mm = 280 kg ; Pn(25%) = 27 kW ; Nn(25%) = 955 tr / mn .

c - Rapport de réduction du mécanisme : im

$$i_m = \frac{N_n}{N_t} \quad \text{avec : } N_n \text{ nombre de tours par minute du moteur.}$$
$$N_t \text{ nombre de tours par minute du tambour .}$$

Application :

$$i_m = \frac{965}{19,1} = 50,52$$

3-2-36 - Choix du réducteur :

On cherche sur un catalogue un réducteur ayant un rapport de réduction $i_R \cong i_m$ et une puissance $P_R > P$. Mais il faut que $\Delta i = \left| \frac{i_m - i_R}{i_m} \right| 100$

$\Delta i \leq 3\%$. Dans le cas où la vitesse de levage est imposée alors qu'on trouve Δi légèrement supérieur à 3 %, on est obligé de corriger le diamètre primitif du tambour par les calculs suivants :

$$N_t' = \frac{N_n}{i_R} \quad ; \quad \text{avec : } N_t' \text{ vitesse de rotation corrigée du tambour en}$$

tr / mn

d'où :

$$D' = \frac{V_t}{\pi \cdot N_t'} \cdot 60 \quad ; \quad \text{où : } D' \text{ en m, diamètre primitif corrigé du tambour}$$

V_t en m/s vitesse linéaire du câble sur le tambour

Dans le cas où $i_m \gg i_R$, on doit prévoir une réduction complémentaire (pignon sur l'arbre du réducteur et roue dentée fixée sur le tambour de l'ordre de 4 à 6 ($4 < i_c < 6$) .

Application :

Si on choisit un réducteur B.M. 650 ($P_R = 21 \text{ kW}$, ED = 40 % , $m_R = 210 \text{ kg}$) .
 $i_R = 48,57$ on trouve les résultats suivants :

$$\Delta i = \left| \frac{50,52 - 48,57}{50,52} \right| \times 100 = 3,9 \%$$

$$N_t^* = \frac{965}{48,57} = 19,9 \text{ tr / mn}$$

$$N_t^* = 19,9 \text{ tr / mn}$$

$$D^* = \frac{0,4 \cdot 48,57}{\pi \cdot 965} \cdot 60 \approx 0,385 \text{ m}$$

$$D^* = 385 \text{ mm}$$

$$D^* = 385 \text{ mm} \Rightarrow D_t^* = 385 - 14 = 371$$

$$D_t^* = 371 \text{ mm}$$

3-2-3-7 Choix du frein :

Calcul du moment de freinage M_f

$$M_f = K \cdot M_{S,d} \quad ; \quad M_f \text{ en N m}$$

où :

K coefficient de sécurité du freinage d'après le tableau suivant :

tableau XV

Régime de fonctionnement	I	II	III	IV
K	1,5	1,75	2,0	2,5

$M_{S,d}$ en N m , moment statique pendant la descente calculé au niveau de l'arbre du moteur :

$$M_{S,d} = \frac{(Q_u + G_m) \cdot D^* \cdot \eta'}{2 \cdot a \cdot i_R}$$

où :

η' rendement du mécanisme de levage " en descente " .

Normalement $\eta' = \eta$. Dans le cas où les valeurs de η sont très faibles ou bien la charge est très petite, on calcule η' en fonction de η suivant

$$\text{l'expression : } \eta' = \frac{2\eta - 1}{\eta} = 2 - \frac{1}{\eta} \quad ; \quad \text{avec } \eta$$

rendement du mécanisme de levage à " la montée "

On choisit le frein dans le catalogue d'après la condition :

$$M_{f,c} \gg M_f$$

où : $M_{f,c}$ en N m , moment de freinage du frein choisi du catalogue .

Si la différence entre $M_{f,c}$ et M_f est très grande, on fait un réglage des ressorts en passant par les calculs nécessaires .

Application :

$$\left. \begin{array}{l}
 Q_u + G_m = 125750 \quad N \\
 D' = 0,385 \text{ m} \\
 \eta' = \eta = 0,8 \\
 a = 3 \\
 i_R = 48,57
 \end{array} \right\} \Rightarrow M_{s,d} = \frac{125750 \cdot 0,385 \cdot 0,8}{2 \cdot 3 \cdot 48,57} = 132,9 \text{ Nm}$$

$$M_{s,d} = 132,9 \text{ Nm}$$

$$M_f = 2 \cdot 132,9 = 265,8 \text{ Nm}$$

$$K = 2,0$$

D'après la norme B.D.S.

on choisit le frein T K T 300 de masse $m_f = 92 \text{ kg}$ et de moment de freinage $M_{f,c} = 500 \text{ Nm}$ (Il faut régler le ressort).

3-2-3-8 Choix des accouplements :

Les accouplements sont normalisés. On choisit un accouplement sur un catalogue en fonction du moment maximal avec lequel on peut le charger et du nombre de tr/mn admissible de l'accouplement .

On fait deux vérifications :

L'une sur la continuité de fonctionnement :

$$M_a \geq K_I \cdot K_2 \cdot M_n$$

L'autre sur le chargement de courte durée :

$$M_a \geq K_I \cdot M_{max}$$

où :

M_a en Nm , moment admissible sur l'accouplement choisi .

K_I coefficient de l'importance du mécanisme, d'après le tableau XVI .

tableau XVI

	K_I
Mécanisme de levage	I,3
Mécanisme de direction et de translation	I,2

K_2 coefficient du régime de fonctionnement, d'après le tableau XVII :
tableau XVII

Régime de fonctionnement	I	II	III	IV
Mécanisme de levage de direction et de translation K_2	I,0	I,1	I,2	I,3

Pour des calculs préliminaires, on ne choisit les accouplements qu'en fonction de la continuité du fonctionnement .

Pour la liaison moteur - réducteur, on peut choisir un accouplement élastique dont l'un des plateaux est modifié en poulie de frein .

Le moment nominal sera :

$$M_n = \frac{(Q_u + G_m) \cdot D' \cdot \eta'}{2 \cdot a \cdot i_R} = 132,9 \text{ Nm (calculé précédemment)}$$

$$M_a \geq 1,3 \cdot 1,2 \cdot 132,9$$

$$M_a \geq 207,3 \text{ Nm}$$

Choix de l'accouplement avec poulie de frein d'après B.D.S. 244I-7I.

Diamètre de 300 mm

masse $m_a = 49,9 \text{ kg}$

moment d'inertie $I_a = 0,52 \text{ kg m}^2$

Pour la liaison réducteur - tambour, on peut choisir un accouplement à engrenage.

Dans ce cas, le moment nominal doit être calculé par la formule :

$$M_n = \frac{(Q_u + G_m) \cdot D' \cdot \eta_p \cdot \eta_t \cdot \eta_a}{2 \cdot a}$$

On ne fera pas ce calcul car l'arbre de sortie du réducteur peut avoir un arbre à pignon normalisé comme accouplement .

3 - 2 - 3 - 9 - Calcul de la longueur L du tambour :

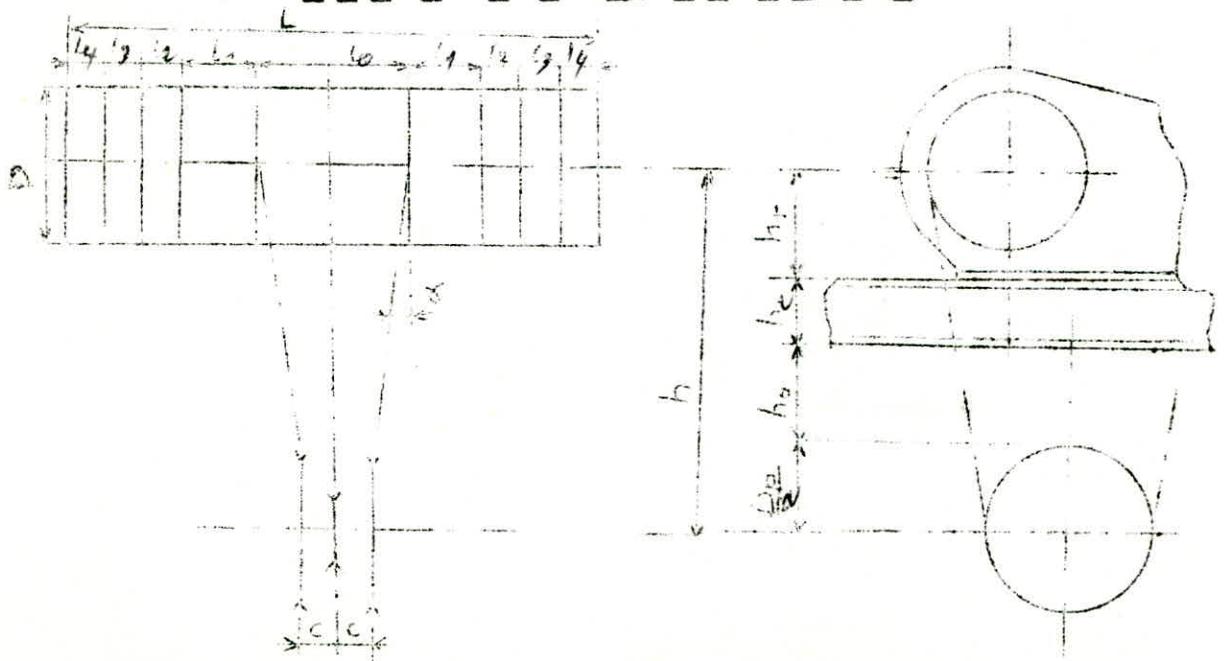


fig. 4

$$L = L_0 + 2 (L_I + L_2 + L_3 + L_4) \text{ en mm}$$

avec :

- L_0 longueur lisse du tambour en mm , $L_0 = 2 c \pm h \operatorname{tg} \gamma$

$$L_0 > 60 \text{ mm .}$$

$2 c$ distance en mm entre les axes verticaux des poulies .

γ pente admissible du câble au moment où h est minimum si

$L_0 = 0$, $\gamma = 0$; si $L_0 > 2c$, $\gamma > 0$; si $L_0 < 2c$, $\gamma < 0$.

$$h = h_r + h_{ch} + h_a + 0,5 \cdot D_p$$

où :

h_r hauteur (en mm) de l'axe du reducteur .

h_{ch} hauteur (en mm) du châssis (on peut adopter 200 mm)

h_a hauteur (en mm) d'assurance .

$$h_a \gg 5 S_f \text{ et } h_a > 250 \text{ mm}$$

S_f hauteur (en mm) hauteur d'arrêt (mouvement en haut à vide). Pour des calculs préliminaires on peut adopter $h_a = 200$ mm , ensuite après avoir déterminé S_f , il faut vérifier si la condition $h_a \gg 5 S_f$ est respectée .

D_p en mm diamètre des poulies .

- L_I longueur de fonctionnement nécessaire à l'enroulement du câble :

$$L_I = \frac{a \cdot H \cdot t}{\pi \cdot D'} \cos \left(\operatorname{arctg} \frac{t}{\pi \cdot D'} \right) \text{ en mm .}$$

où :

a multiplicité du palan .

H en mm, hauteur utile de levage .

t en mm, pas du profil fileté du tambour .

D' en mm, diamètre primitif corrigé du tambour .

- L_2 en mm, longueur du tambour pour 2 ou 3 tours de sécurité :

$$L_2 = (2 \div 3) \cdot t$$

- L_3 en mm, longueur du tambour nécessaire pour la fixation du câble :

$$L_3 = (3 \div 4) \cdot t$$

- L_4 en mm , longueur libre du tambour : $L_4 = (4 \div 5) \cdot t$

Application :

$$h_r = 320 \text{ mm} , h_{ch} = 200 \text{ mm} , h_a = 300 \text{ mm} ; D_p = 400 \text{ mm}$$

$$h = 320 + 200 + 300 + 0,5 \cdot 400 = 1020 \text{ mm}$$

si la largeur d'une poulie est 70 mm , $2c = 35 + 5 + 70 + 5 + 35$

$$\text{Soit } \gamma = 0,5^\circ , \text{ donc } L_0 = 150 + 1020 \operatorname{tg} (0,5^\circ) \approx 160 \text{ mm .}$$

$$a = 3, \quad H = 7000 \text{ mm}, \quad t = 16 \text{ mm}, \quad D' = 385 \text{ mm}$$
$$L_1 = \frac{3 \cdot 7000 \cdot 16}{\pi \cdot 385} \cdot \cos \left(\arctg \frac{16}{\pi \cdot 385} \right) = 278 \text{ mm}$$

$$L_2 = 3t, \quad L_3 = 4t, \quad L_4 = 5t.$$

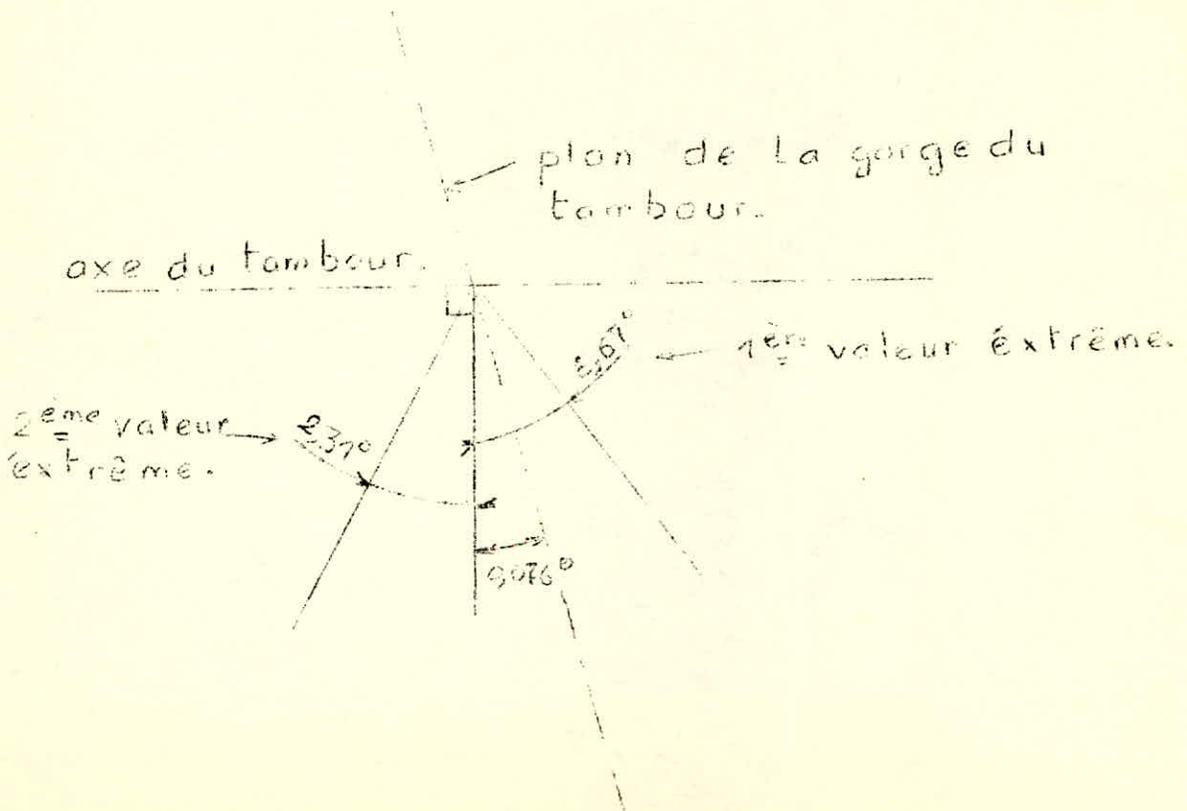
$$L = 160 + 2 (278 + (3 + 4 + 5) \cdot 16) = 1100 \text{ mm}$$

$$L = 1100 \text{ mm}$$

Vérification de l'inclinaison du câble:

Les brins des câbles doivent être autant que possible dans le plan de la gorge des tambours ou des poulies pour éviter que le câble ne saute. Assez souvent, en fonction du vent, du balancement de la charge et de la position haute ou basse de la moufle, le câble entrant ou sortant d'une gorge prend une certaine inclinaison par rapport au plan de cette gorge. Cette inclinaison est seulement admissible tant que le câble ne porte pas sur le bord de la jante.

Les inclinaisons maximales admissibles peuvent être déterminées graphiquement.



3-2-4- Calculs définitifs du mécanisme de levage.

3-2-4-I- Dynamique du mécanisme de levage :

L'étude de la dynamique du mécanisme de levage a pour but de déterminer les accélérations moyennes de démarrage (levage) a_d et de freinage (descente) a_f . Dans les deux cas il est nécessaire de satisfaire les expressions :

$$a_d \leq [a] \quad , \quad |a_f| \leq a$$

[a] en m/s accélération admissible du mécanisme de levage d'après le tableau :

Tableau XVIII

Type de l'appareil de levage	a (m/s ²)
Grue de montage	0,1
Appareils technologique	0,2
Appareils de levage de charges différentes	0,5
Appareils à benne	0,8

Pour simplifier et faciliter les calculs , on suppose que les pièces mobiles du mécanisme de levage ont une masse monolithique sans liaisons élastiques et que le moment moteur et le moment de freinage sont constants .

a - Processus de démarrage (levage :
.....

Modèle mathématique :

$$M_d = M_s + I \frac{dv}{dt}$$

avec :

$$M_d = \frac{K_{d,max} + K_{d,min}}{2} \cdot M_n [25 \%]$$

M_d en N.m moment moyen de démarrage

$$K_{d,max} = \frac{M_{max}}{M_n} \quad \text{coefficient de multiplicité du moment maximal}$$

où : M_{max} moment Maximal en Nm donné par le catalogue

M_n moment nominal en Nm pour ED = 40 %

$$K_{d,min} = \frac{M_{min}}{M_n} \quad \text{coefficient de multiplicité du moment minimal de démarrage.}$$

on choisit $K_{d,min}$ des valeurs obtenues expérimentalement :

tableau XIX

E D	15%	25%	40%	60%
K _{d,min}	1,1	1,2	1,3	1,4

$$M_n [25\%] = \frac{P_n [25\%]}{n [25\%]} \quad \text{moment nominal pour ED} = 25\%$$

$$M_s = \frac{(Q_u + G_m) D'}{2 \cdot a \cdot i_R \cdot \eta} \quad \text{moment statique réduit sur l'arbre du moteur}$$

où : (Q_u + G_m) en N poids de la charge utile et de la moufle.

D' (voir § 3-2-3-6).

a multiplicité du palan .

i_R rapport de réduction .

η rendement du mécanisme de levage .

- I $\frac{\omega}{d}$ en Nm couple due aux moments d'inerties réduits sur l'arbre moteur.

$$\text{où : } I = \delta (I_r + I_a) + \frac{m V_u^2}{i^2 \cdot \eta}, \quad \text{en Kgm}^2$$

I_a et I_r moments d'inerties respectivement du rotor et de l'accouplement élastique

δ = 1,05 ÷ 1,25 Coefficient exprimant les moments d'inertie de toutes les autres pièces tournantes.

$\frac{m \cdot V_u^2}{i^2 \cdot \eta}$, en Kg m² moment d'inertie des pièces en translation.

- t_d en seconde temps de démarrage (Valeur inconnue).

Il faut déterminer le temps de démarrage pour pouvoir calculer la valeur moyenne de l'accélération a_d comme suit : $a_d = \frac{V_u}{t_d}$

Dans le cas où l'expression a_d ≤ [a] n'est pas vérifié on doit :

- jouer sur la valeur de la résistance du rhéostat de démarrage.
- prendre un moteur ayant une valeur de M_n [25%] inférieure .
- augmenter I par l'utilisation d'un volant d'inertie monté sur l'arbre moteur

Application :

$$K_{d\text{may}} = \frac{650 \cdot 965}{22 \cdot 10^3 \cdot 30} = 2,99$$

$$K_{d\text{min}} = 1,3$$

$$K_n [25\%] = \frac{27 \cdot 10^3 \cdot 30}{955} \approx 270$$

$$M_d = \frac{2,99 + 1,3}{2} \cdot 270 = 579 \text{ Nm}$$

$$M_s = \frac{(125000 + 750) \cdot 0,385}{2 \cdot 3 \cdot 48,57 \cdot 0,8} \approx 208 \text{ Nm}$$

$$I = 1,25 (0,500 + 0,52) + \frac{125750}{9,81 \cdot 0,8} \cdot \left(\frac{30}{965}\right)^2 \cdot \left(\frac{8}{60}\right)^2 = 1,30 \text{ kg m}^2$$

$$\omega_n = \frac{\pi \cdot 965}{30} = 101,05 \text{ rad/s}$$

$$t_d = \frac{I \cdot \omega_n}{M_d - M_s} = \frac{1,30 \cdot 101,05}{579 - 208} = 0,35 \text{ s}$$

$$a_d = \frac{Vu}{t_d} = \frac{8}{60 \cdot 0,35} \approx 0,38 \text{ m/s}^2$$

$$a_d = 0,38 \text{ m/s}^2$$

$[a] = 0,5 \text{ m/s}^2$ donc $a_d \leq [a]$ est vérifié.

b - Processus de freinage (descente) :

Modèle mathématique :

$$M_f = M'_s + I' \frac{\omega}{t_f}$$

avec :

M_f en Nm moment de freinage (Voir § 3-2-3-7)

$M'_s = M_s \cdot \eta^2$, en Nm moment statique de freinage réduit sur l'arbre moteur

$$I' = \delta (I_r + I_a) + \frac{m \cdot Vu^2}{2 \omega_n^2} \eta$$

on propose que les rendements de levage et de descente sont égaux . De l'équation $M_f = M'_s + I' \frac{\omega}{t_d}$ on peut déterminer la valeur de t_f (temps de freinage en seconde) d'où on peut calculer la valeur moyenne de l'accélération a_f comme suit : $a_f = \frac{Vu}{t_f}$

Dans le cas ou $|a_f| \geq a$ on procède de la même manière que pour a_d .

Application :

$$M_f = 266 \text{ Nm}$$

$$M'_s = 208 \cdot (0,8)^2 = 133 \text{ Nm}$$

$$I' = 1,25 (0,5 + 0,52) + 0,8 \frac{125750}{9,81} \cdot \left(\frac{8}{60} \right)^2 \cdot \left(\frac{30}{965} \right)^2 = 1,2928 \text{ kg m}^2$$

$$t_f = \frac{I' \cdot \omega}{M_f - M'_s} = \frac{1,29 \cdot 101,05}{266 - 133} = 0,98 \text{ s}$$

$$a_f = \frac{4}{30 \cdot 0,98} = 0,136 \text{ m/s}^2$$

$$a_f = 0,136 \text{ m/s}^2$$

$|a_f|$ est inférieur a l'accélération moyenne admissible .

3-2-4-2 Verification de non - surchauffe du moteur de levage :

La puissance du moteur étant supérieur a celle demandé il n'est pas nécessaire de faire cette vérification .

3-2-4-3 Calcul du tambour :

a- Schéma du tambour :



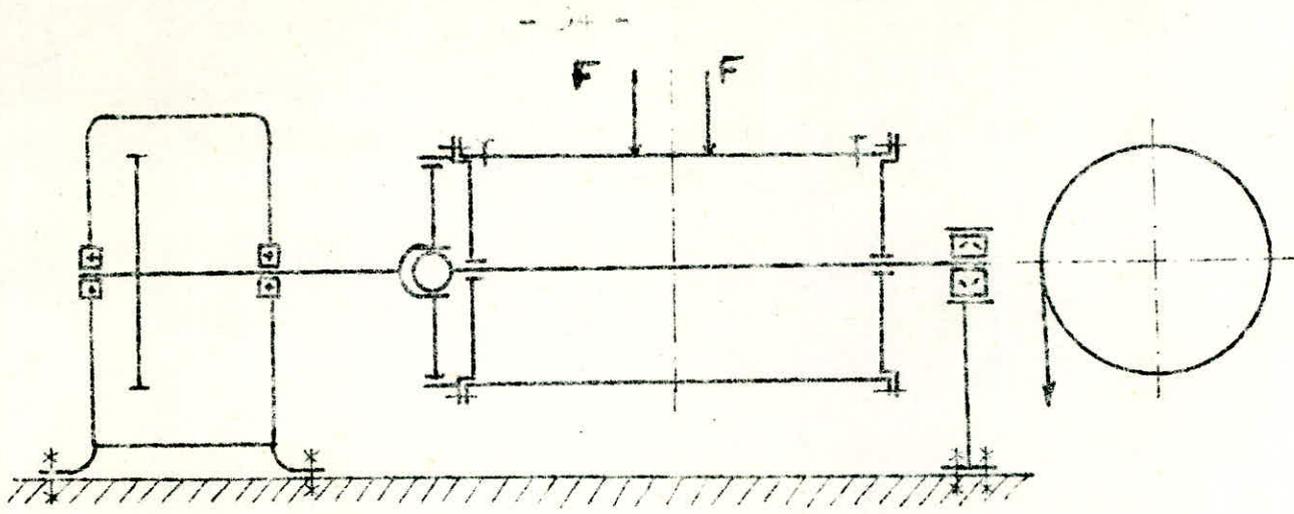


Fig. 5

b. Calcul de l'épaisseur de la paroi du tambour :

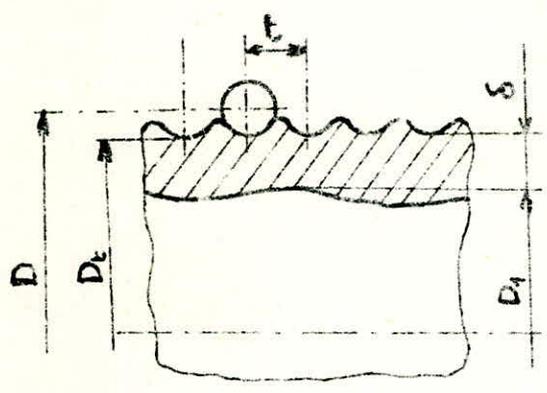
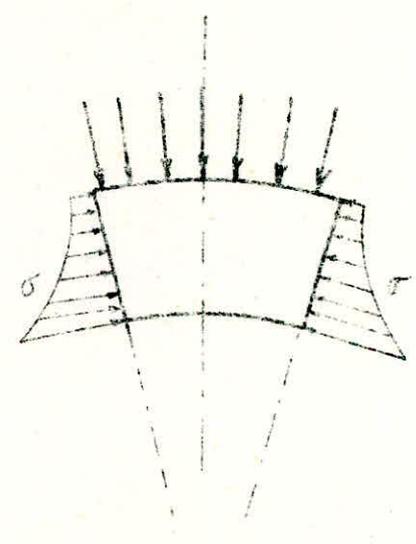
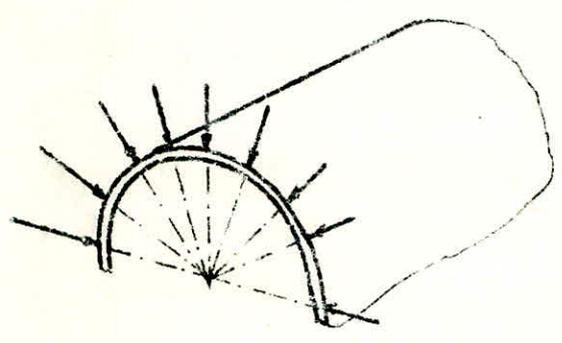


Fig. 6



$$\sigma_p = \frac{\psi \cdot F}{\delta \cdot t \left(1 - \frac{\delta}{D_t} \right)} \leq [\sigma_p] \quad (\text{formule de Lamé})$$

- $[\sigma_p]$ en Pa, contrainte admissible de compression
Pour un tambour en A 50, $\sigma_s = 2,8 \cdot 10^8$ Pa

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_s}{n_s} = \frac{2,8 \cdot 10^8}{1,9} \approx 1,47 \cdot 10^8 \text{ Pa}$$

- ψ = coefficient exprimant la diminution de F le long du câble enroulant le tambour

$$\psi = 0,7 \text{ pour Acier}$$

$$\psi = 0,8 \text{ pour Fonte}$$

- $F_t = 21400$ N
- δ en m épaisseur de la paroi du tambour
- $t = 16 \cdot 10^{-3}$ m
- D_t en m diamètre du tambour $D_t = 0,371$ m

On fait le calcul avec la formule simplifiée en supposant que

$$\frac{\psi}{1 - \frac{\delta}{D_t}} \approx 1$$

donc :
$$\sigma_p = \frac{F}{\delta \cdot t} \leq [\sigma_p]$$

d'où
$$\delta \geq \frac{F}{t \cdot [\sigma_p]} \Rightarrow \delta \geq \frac{21400}{16 \cdot 10^{-3} \times 1,47 \cdot 10^8} = 0,009$$

Dans le cas où $\frac{L}{D_t} \leq 3$, (L : longueur totale du tambour)

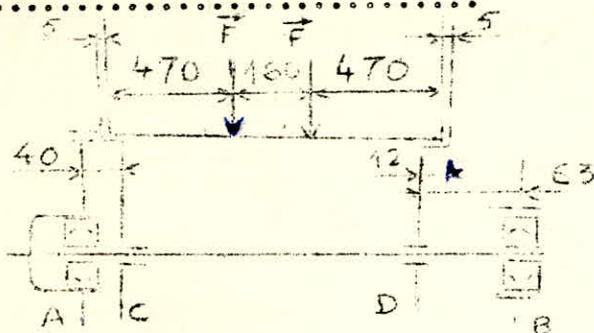
les contraintes de tension et de flexion sont inférieures à 15 % des contraintes de compression. Mais, si $\frac{L}{D_t} > 3$, il faut prendre en considération ces contraintes.

$$\frac{L}{D_t} = \frac{1104}{385} = 2,9 \leq 3 \quad \text{on néglige donc les contraintes}$$

de torsion et de flexion

$$\delta = 10 \text{ mm}$$

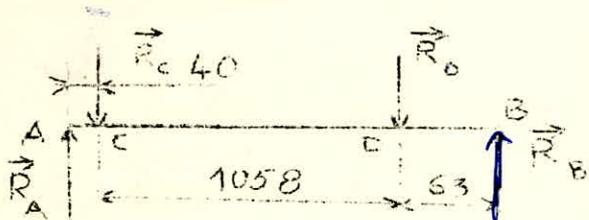
c- Calcul de l'arbre du tambour



Equilibre du tambour

$$R_C = 21966 \text{ N}$$

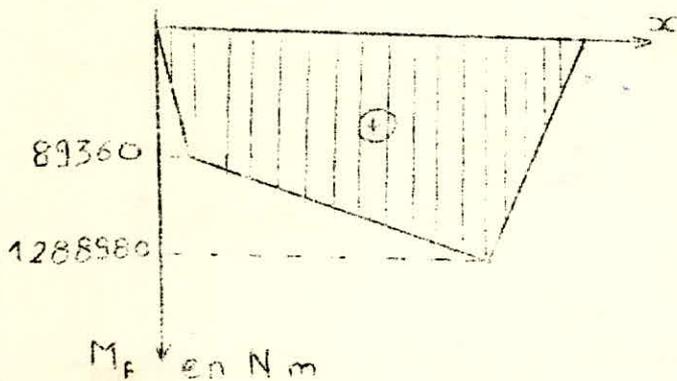
$$R_D = 20834 \text{ N}$$



Equilibre de l'arbre

$$R_A = 22340 \text{ N}$$

$$R_B = 20460 \text{ N}$$



Moments Fléchissants

$$M_{fC} = 89360 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{fD} = 1288980 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

L'arbre n'étant pas soumis à la torsion, on a $M_i = M_{fD}$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{I_0 \cdot M_i}{[\sigma_B]}}$$

Pour un arbre en XC 12 F

$$[\sigma_B] = 60 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{I_0 \times 1288980}{60}} = 59,89 \text{ mm}$$

$d = 60 \text{ mm}$

d - Choix des roulements (NF E 22 - 39I et 392)

2 roulements à 2 rangées de rouleaux.

d'après le tableau VIII page I0, on peut prendre une durée de fonctionnement de 3 ans.

$$L'_h = 365 \times 3 \times 24 = 26280 \text{ h (durée de fonctionnement en h)}$$

$$P = (X.V.F r) + (Y.F a)$$

avec { P charge dynamique équivalente.
 Fr charge radial en daN.
 Fa charge axiale en daN.
 X facteur radial.
 V facteur de rotation.
 Y facteur axial.

$$C = P \left(\frac{n \cdot L_h}{16666} \right)^{1/k}$$

avec { C charge dynamique de basr en daN
 $k = \frac{10}{3}$
 n vitesse de rotation en tr/mn

Roulement A

$$F_a = 0 \quad F_r = 2234 \text{ daN}$$

$$n = 0 \text{ tr/mn}$$

$$P = 1,2 \cdot 2234 = 2681 \text{ daN}$$

⇒ roulement 30SC22

le diamètre de l'alésage du manchon de sortie du réducteur nous impose 80SC23 (Désignation ISO R 300)

Roulement B

$$F_a = 0 \quad , \quad F_r = 2046 \text{ daN}$$

$$n = N'_t = 19,9 \text{ tr/mn}$$

$$P = 2046 \text{ daN} \quad \Rightarrow \quad C = 2046 \left(\frac{19,9 \cdot 26280}{16666} \right)^{3/10}$$

$$C = 5753 \text{ daN} \quad \Rightarrow \quad \text{roulement } 40 \text{ SC } 22$$

il est préférable d'adopter un roulement ayant un plus grand diamètre pour des raisons de montage et de création de sections dangereuses (variations brusques du diamètre de l'arbre) .

On peut adopter un roulement 50 SC 22

e - Fixation du câble sur le tambour :
.....

Construction adoptée :

Z = 2 + 3 nombre des spires de A à B .

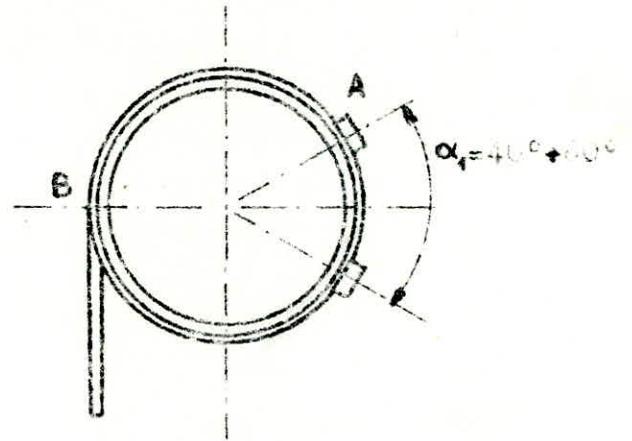
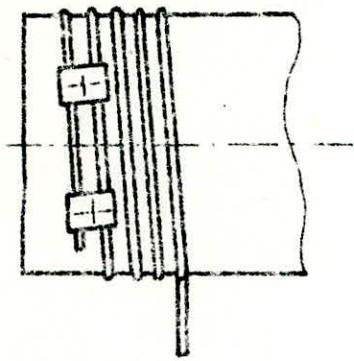
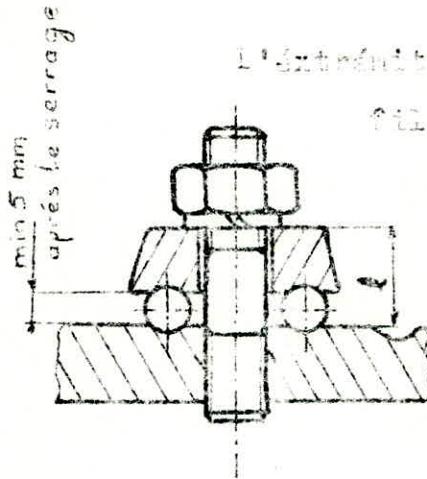


fig. 7

Détail de la plaque.



L'intégrité du taraudage est spécialement
filétée.

extérieurs :

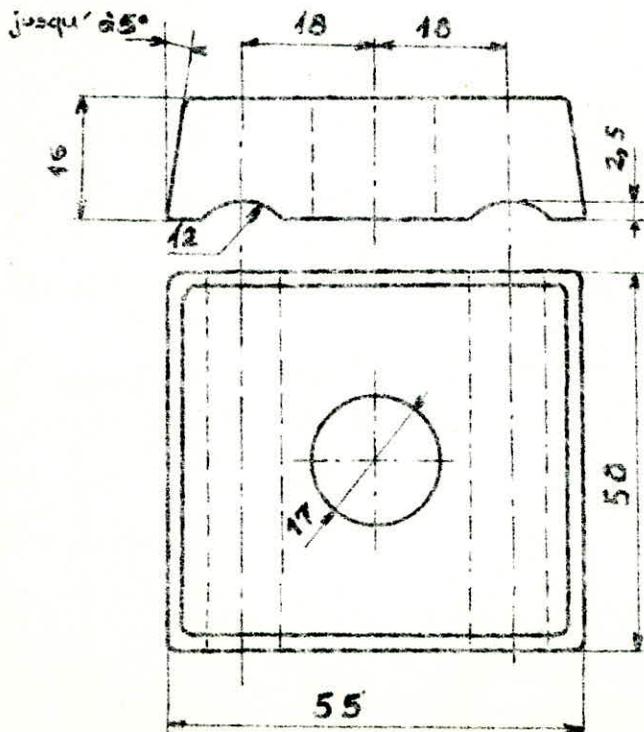
plaque - acier A37 .

rouleaux - acier 15004f .

écrous - acier 15004f .

Dimensions des plaques :

fig. 8



Il faut déterminer :

F_A en N, force dans le câble au point A

F_{tr} en N, force de traction dans les goujons

F_f en N, force chargeant le goujon à la flexion

$\sigma_{rés}$ en Pa, contrainte résultante, dans le goujon due à la traction de F_{tr} et à la flexion.

Résolution :

D'après la loi d'Euler

$$F_A = \frac{F_t}{e^{\mu \alpha_0}}$$

F_t en N, force point B

$\mu = 0,1$ à $0,16$ coefficient de frottement entre le câble et le tambour.

$\alpha_0 = 2\pi z$ avec z nbre de spires entre A et B - $z = 2 + 3$

$$F_{tr} = \frac{F_A}{2\mu (e^{\mu \alpha_I} + 1)}$$

- effort dans un des goujons

$$\text{où : } \alpha_I = \frac{\pi}{180} (40^\circ \div 60^\circ)$$

$$F_f = 2 \cdot \mu \cdot F_{tr} \text{ [N]}$$

$$\sigma_{rés} = \frac{1,3n \cdot F_{tr}}{0,785 d_I^2} + \frac{n \cdot F_f \cdot l}{0,1 \cdot d_I^3} \leq [\sigma] = \frac{0,8 \cdot \sigma_s}{K}$$

avec :

$n = 1,5 \div 2,0$ coefficient de sécurité de fixation.

l en m, longueur du goujon soumise à la flexion

d_I en m diamètre intérieure du filetage du goujon.

$[\sigma]$ en Pa, contrainte admissible.

$K = 1,5$ coefficient de sécurité

Application :

$$F_t = 21400 \text{ N}$$

$$\mu = 0,1$$

$$z = 3 \Rightarrow \alpha_0 = 2\pi \times 3$$

$$F_A = \frac{21400}{e^{0,1 \times 6,28}} = 3249 \text{ N}$$

$$\alpha_I = \frac{\pi}{180} 60^\circ \Rightarrow F_{tr} = \frac{3249}{2 \times 0,1 \left(e^{0,1 \times \frac{\pi}{3}} + 1 \right)} = 7698 \text{ N}$$

$$F_f = 2 \times 0,1 \times 7698 = 1540 \text{ N}$$

Pour un diamètre de passage du goujon dans la plaque de 17 mm, on doit avoir un diamètre de goujon de 16 mm et de pas 2

$$d_1 = 16 - 1,2268 \times 2 = 13,55 \text{ mm}$$

$$n = 2$$

$$l = 16 + 14 - 2,5 - 4,5 = 23 \text{ mm}$$

$$\sigma_{rés} = \frac{1,3 \times 2 \times 7698}{0,785 \cdot 13,55^2 \cdot 10^{-6}} + \frac{2 \cdot 1540 \cdot 23 \cdot 10^{-3}}{0,1 \cdot 13,55^3 \cdot 10^{-9}} = 4,3 \cdot 10^8 \text{ Pa}$$

Choix de l'acier du goujon $\sigma_s \geq \frac{K \times \sigma_{rés}}{0,8} = \frac{1,5 \times 4,3 \cdot 10^8}{0,8}$

$$\sigma_s \geq 8,1 \times 10^8 \text{ Pa}$$

4 goujons M 16 . 40/30U , i = 16 , NFE27-24I , en acier

35 CD 4F trempé et revenu

f - fixation des disques sur le tambour :

Calcul des boulons ajustés au cisaillement.

$$F_c = \frac{2 M}{D_b} \quad \text{avec}$$

F_c en N , force de cisaillement .
 M en mN , moment du tambour
 D_b en M , diamètre du cercle de positionnement des boulons

$$d_b = \sqrt{\frac{F_c}{0,785 \cdot Z \cdot \psi [\sigma]}}$$

avec :

d en m , diamètre d'un boulon

Z nombre de boulons

$\psi = 0,7 \div 0,8$ coefficient de distribution inégale de la force F_c sur les Z boulons

$[\sigma] = (0,6 \div 0,7) [\sigma]$ contrainte admissible de cisaillement.

Application :

$$M = 21400 \times 2 \times \frac{0,385}{2} = 8239 \text{ mN}$$

$$\text{soit } D_b = 0,385 + 0,018 = 0,403 \text{ m}$$

$$F_c = \frac{2M}{D_b} = \frac{2 \times 8239}{0,403} = 40888 \text{ N}$$

$$Z = 8$$

Acier XC38F trempé et revenu $\sigma_s = 6,2 \times 10^8 \text{ Pa}$

$$[\sigma] = \frac{0,8 \sigma_s}{1,5} = \frac{0,8 \times 6,2 \times 10^8}{1,5} = 3,31 \cdot 10^8 \text{ Pa}$$

$$d_b \geq \sqrt{\frac{40888}{0,785 \cdot 8 \cdot 0,7 \cdot 0,7 \cdot 3,31 \cdot 10^8}} = 0,006 \text{ m} \quad \boxed{d_b = 6 \text{ mm}}$$

3-2-4-4- Calculs de la moufle :

3-2-4-4-I- Choix du crochet :

D'après la norme B.D.S. I608-65 le crochet est donné directement en fonction de la charge et du régime de fonctionnement. Toutefois, on fera des calculs de vérification qui ne sont pas nécessaires mais qui peuvent servir de base à tout autre calcul de crochet non normalisé.

Pour une charge de 125 kN et un régime de fonctionnement III, on a le crochet suivant de masse 40 kg.

avec:

$$d_o = T_r \cdot 70 \cdot I_2$$

$$d_I = d_o - 12,5 = 57,5 \text{ mm}$$

$$h = h' = 130 \text{ mm}$$

$$b = b' = 80 \text{ mm}$$

$$r_I = r_2 \Rightarrow r_I' = r_2' = 16 \text{ mm}$$

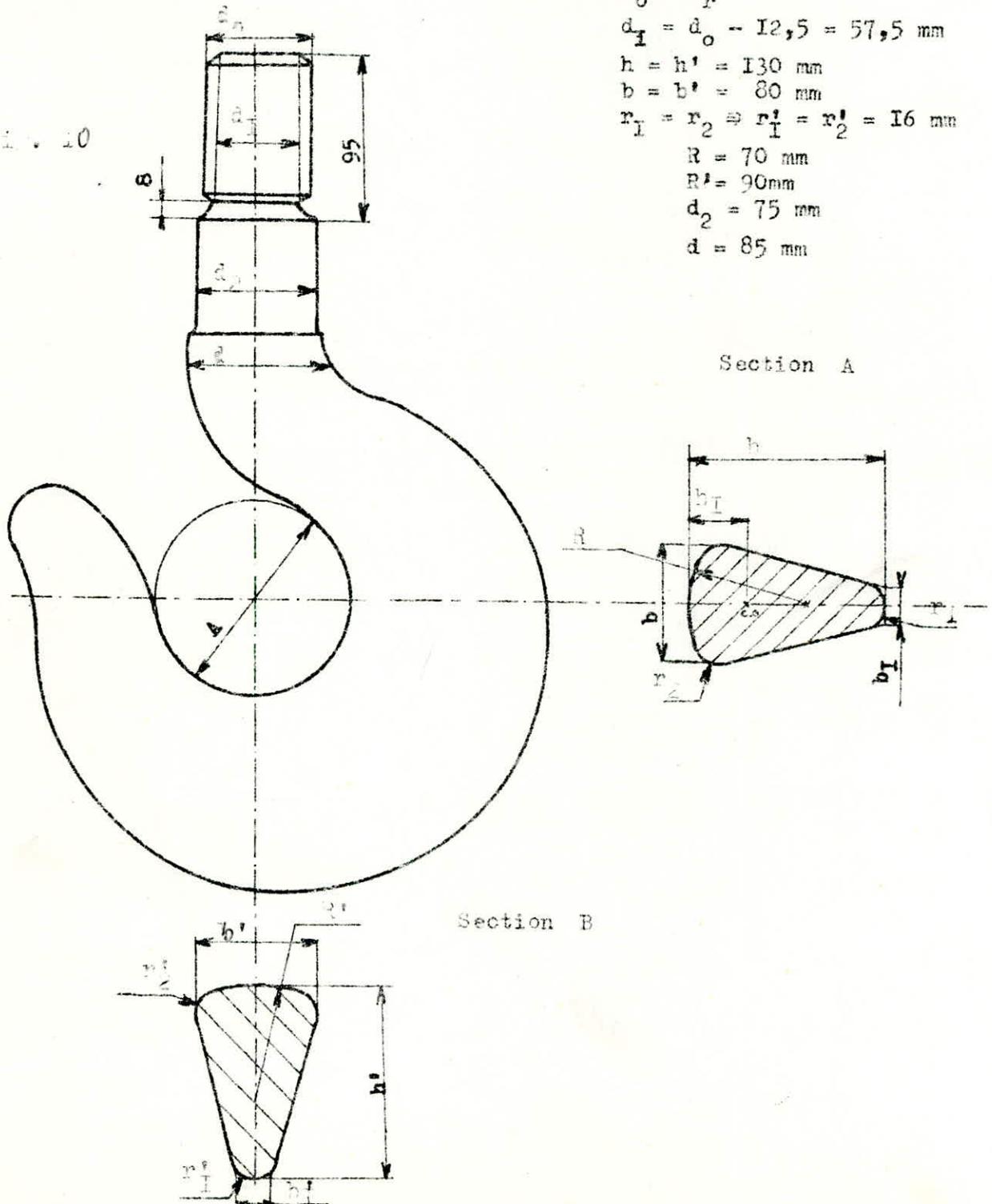
$$R = 70 \text{ mm}$$

$$R' = 90 \text{ mm}$$

$$d_2 = 75 \text{ mm}$$

$$d = 85 \text{ mm}$$

fig. 10



Section A

Section B

a - Contrainte de traction dans la partie verticale :

$$\sigma = \frac{Q_u}{\frac{\pi \cdot d_I^2}{4}} \leq [\sigma]$$

[σ] contrainte admissible en Pa.

tableau XX

régime de fonctionnement	I d II	III et IV
en Pa pour un crochet C20d forgé	7 . 10 ⁷	5 . 10 ⁷

on vérifie que $\frac{125000}{\frac{\pi \cdot 57,5^2 \cdot 10^{-6}}{4}} \approx 4,8 \cdot 10^7 \leq 5 \cdot 10^7 \text{ Pa}$

b - hauteur du filetage en contact :

Le filetage doit vérifier les deux conditions: résistance au cisaillement et aux contraintes de contact .

$$H_e \geq \frac{Q_u}{\pi \cdot d_I \cdot \varphi \cdot K_f \cdot [\tau]} \quad (\text{condition de résistance au cisaillement})$$

avec H_e en m, hauteur du filetage en contact, ou hauteur de l'écrou, d_I en m, diamètre intérieur du filetage.

φ , coefficient exprimant la répartition inégale de la charge sur les spires du filet . $\varphi = 0,56$ quand le rapport du diamètre nominal et du pas $9 \leq \frac{d_o}{P} \leq 16$. $\varphi = 5 \frac{P}{d_o}$ quand $\frac{d_o}{P} < 9$

K_f , coefficient du profil du filetage pour filetage M, $K_f = 0,87$; pour filetage Tr, $K_f = 0,65$

[τ] en Pa, contrainte admissible de cisaillement.

[τ] = 0,6 [σ] .

La vis étant en C20d, l'écrou en A45, le calcul de la hauteur de l'écrou se fera avec la contrainte admissible de la vis .

$$\frac{d_o}{P} = \frac{70}{12} < 9 \Rightarrow \varphi = 5 \times \frac{12}{70} = 0,86$$

$$H_e \geq \frac{125000}{\pi \cdot 57,5 \cdot 10^{-3} \cdot 0,86 \cdot 0,65 \cdot 0,6 \cdot 5 \cdot 10^7} = 0,041 \text{ m}$$

$$He \geq \frac{Q \times p}{\frac{\pi}{4} (d_o^2 - d_i^2) \cdot [p]} \quad (\text{condition des contraintes de contact})$$

avec p pas en m du filet .

d_o en m et d_i en m (diamètres extérieur et intérieur du filet)

[p] en Pa , pression de contact admissible :

pour l'acier C20 d [P] = (3 à 3,5) . 10^7 Pa .

$$He \geq \frac{125000 \times 10 \times 10^{-3}}{\pi (70 \cdot 10^{-3})^2 - (57,5 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 3 \cdot 10^7} = 0,033 \text{ m}$$

L'écrou doit donc avoir au moins une hauteur égale à 41 mm .

Le filetage du crochet a une hauteur normalisée de 87 mm

C - contrainte dans la section A :

h_I : distance du centre de gravité en m (voir Fig. 10 page 41)

$$h_I = \frac{b + 2 b_I}{b + b_I} \times \frac{h}{3}$$

$$\sigma = \frac{2 \cdot Q_u \cdot h_I}{S_A \cdot K \cdot A} \leq \frac{\sigma_s}{n_s}$$

où : σ_s en Pa pour un crochet en C20d .

$$\sigma_s = 2,5 \cdot 10^8 \text{ Pa quand } d < 100 \text{ mm}$$

$$\sigma_s = 2,2 \cdot 10^8 \text{ Pa quand } d \geq 100 \text{ mm}$$

n_s coefficient de sécurité suivant le tableau :

tableau XXI

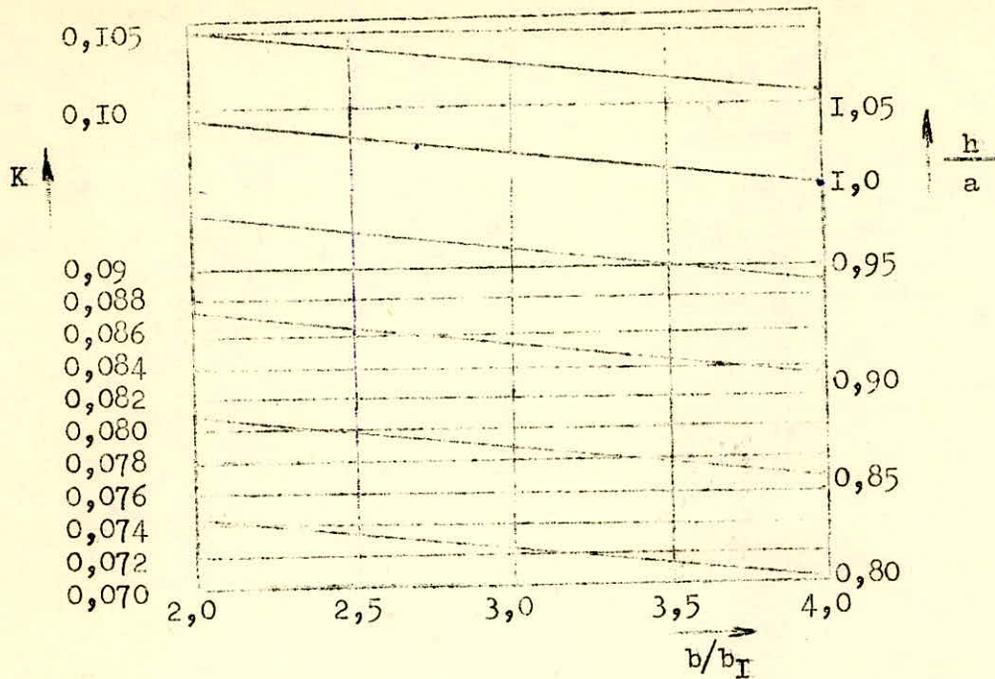
régime de fonctionnement	I et II	III et IV
n_s	1, 2	1, 5

A en m voir Fig. 10 page 41 .

S_A surface de la section considéré en m^2 .

K coefficient dépendant de la forme de la section

$$K = f \left(\frac{h}{A}, \frac{b}{b_I} \right) \text{ on détermine K à l'aide de l'abaque :}$$



Application :

$$\frac{h}{A} = \frac{130}{130} = 1 \quad \text{et} \quad \frac{b}{b_I} = \frac{80}{30} = 2,67 \Rightarrow K = 0,098$$

$$\sigma_s = 2,5 \cdot 10^8 \text{ Pa} \quad , n_s = 1,5 \quad , A = 130 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad , Q_u = 125000 \text{ N}$$

$$b_I = 30 \quad (\text{graphiquement}) \Rightarrow h_I \approx \frac{80 + 2 \cdot 30}{80 + 30} \cdot \frac{130}{3} = 55,15 \text{ mm}$$

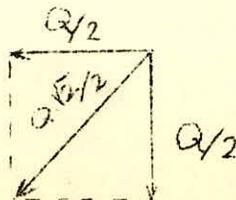
$$S_A = 7030 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \quad (\text{détermination graphique})$$

$$\sigma = \frac{2 \cdot 125000 \cdot 55,15 \cdot 10^{-3}}{7130 \cdot 10^{-6} \cdot 0,098 \cdot 130 \cdot 10^{-3}} = 1,5 \cdot 10^8 \text{ Pa}$$

$$\frac{\sigma_s}{n_s} = \frac{2,5 \cdot 10^8}{1,5} \approx 1,7 \cdot 10^8 \text{ Pa}$$

on voit bien que $\sigma \leq \frac{\sigma_s}{n_s}$

d- contraintes dans la section verticale du crochet (section B)
On suppose que la charge est fixée au crochet par 2 élingues inclinées à 45°.



Contrainte de cisaillement en Pa :

$$\tau = \frac{Q}{2 \cdot S_B}, \text{ avec } S_B = \text{surface de la section B}$$

Contrainte de traction due à la flexion :

$$\sigma = \frac{Q h'_I}{S_B \cdot K \cdot A}$$

Contrainte résultante :

$$\sigma_{rés} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq \frac{\sigma_s}{n_s}$$

Application :

$$Q = 125000 \text{ N}, \quad S_B = 7060 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2, \quad K = 0,098$$

$$h'_I = h_I = 55,15 \cdot 10^{-3} \text{ m}, \quad A = 130 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$\frac{\sigma_s}{n_s} = 1,7 \cdot 10^8 \text{ Pa}.$$

$$\sigma_{rés} = \frac{Q}{S_B} \sqrt{\frac{h'^2_I}{K^2 \cdot A^2} + \frac{3}{4}} = 0,78 \text{ Pa}.$$

$$\sigma_{rés} < \frac{\sigma_s}{n_s}.$$

3 - 2 - 4 - 4 - 2 - Choix de la butée... à bille. :

$$C_o = K (Q_u + P_c) \quad \text{où} \quad \begin{cases} C_o : \text{charge maximale statique en daN.} \\ P_c : \text{poids des crochet en daN.} \\ K = 1,2, \text{ coefficient de sécurité.} \end{cases}$$

$$C_o = 1,2 (12500 + 40) = 15048 \text{ daN}.$$

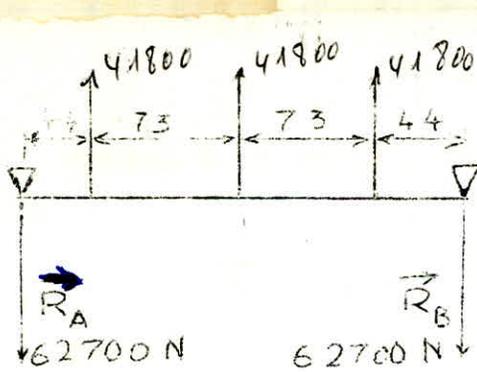
sur le catalogue ces deux types de roulements peuvent supporter la charge

$$C_o = 90 \text{ TA II et } 65 \text{ TA I2 (désignation ISO R 300)}$$

mais le diamètre intérieur du roulement est imposé par le diamètre $d_2=75\text{mm}$ du crochet. Donc, seul les roulements 90 TA II et 80 TA I2 sont

acceptables.

3 - 2 - 4 - 4 - 3: Calcul du diamètre de l'axe :

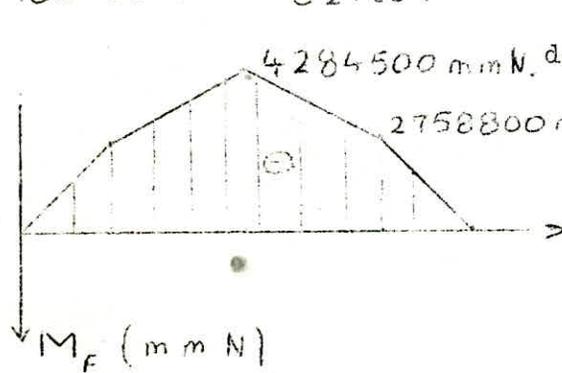


forces sur les 2 renforts $\approx \frac{Q_u + P_c}{2}$

P_c : poids du crochet

$$R_A = R_B = \frac{125000 + 400}{2} = 62700 \text{ N}$$

Acier X C 12 F $[\sigma] = 60 \text{ N/mm}^2$



$$d_{axe} \geq \sqrt[3]{\frac{I_0 \times 4284500}{60}} = 89,4$$

daxe = 90 mm

3 - 2 - 4 - 4 - 4 = Détermination des roulements des poulies

$$C = P \cdot K \sqrt{\frac{L_h \cdot n}{16666}}$$

- $P = (X \cdot V \cdot F_r) + Y F_a = (1 \cdot 1,2 \cdot 2090) + (0 \cdot F_a) = 2508 \text{ daN}$

- $L_h = 3 \cdot (24 \cdot 365) = 26280 \text{ heures (voir tableau VIII)}$

- $n = \frac{24}{\pi \cdot 400 \cdot 10^{-3}} = 19,1 \text{ tr/min}$

- $K = 3$

$$C = 2508 \cdot \sqrt[3]{\frac{26280 \cdot 19,1}{16666}} = 7803 \cdot \text{daN}$$

Pour des raisons de montage, on est obligé d'utiliser quatre roulements 90 BC 02 (150 R 300) avec une durée de fonctionnement de 2,5 années au lieu de 3 ans.

3 - 2 - 4 - 4 - 5 - Vérification de la pression de contact de la poulie d'équilibrage :

Dans le cas de deux cylindres la vérification se fait à la base de la pression diamétrale p :

$$p = \frac{F}{l \cdot d} \quad \text{N/mm}^2$$

sur acier ou fonte

$$p = 8 \div 10 \text{ daN/mm}^2 \quad \text{quand on veut éviter tout matage .}$$

$$p = 20 \div 25 \text{ daN/mm}^2 \quad \text{quand un léger matage n'est pas gênant .}$$

Application :

$$F = \frac{(Q_u + P_c)}{3} = \frac{125000 + 40.9,81}{3} = 41798 \text{ N}$$

$$h = 70 \text{ mm} \quad , \quad d = 98 \text{ mm} .$$

$$p = \frac{41798}{70 \cdot 98} = 0,61 \text{ daN/mm}^2$$

Cette valeur est acceptable vue qu'elle évite tout matage.

3 2 - 4 - 4 - 6. Calcul de la traverse :

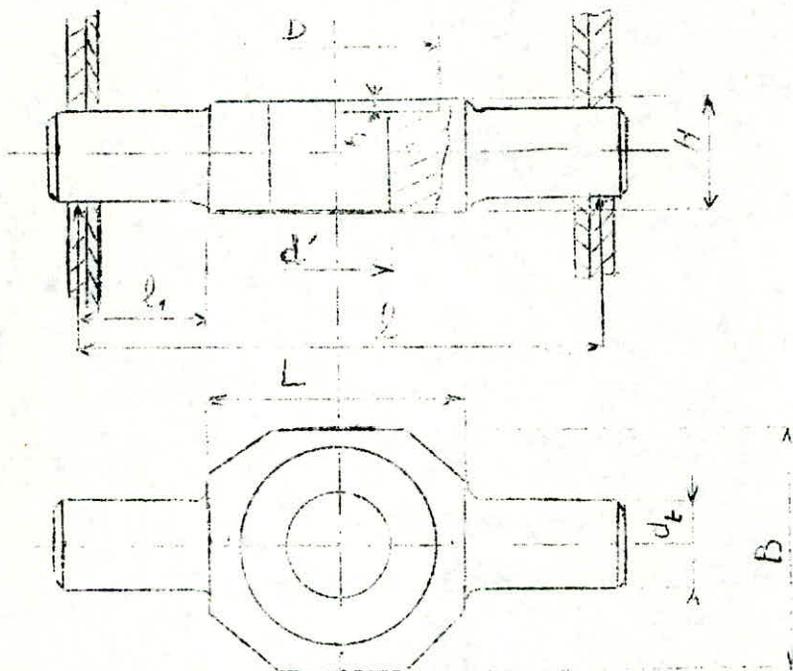


fig. II

On détermine un certain nombre de dimensions de la traverse en fonction de la butée :

$$B = D_I + (10 \div 20) \text{ en mm}$$

où : D_I en mm (voir Fig. I2)

$$- L = B \text{ en mm}$$

$$- D = D_I \text{ en mm}$$

$$- h = (0,5 \div 1) \cdot \delta \quad \text{avec } \delta \text{ en mm (voir Fig. II)}$$

$$d' = d_2 + (2 \div 5) < d$$

où d_2 et d diamètres du crochet voir Fig. IO

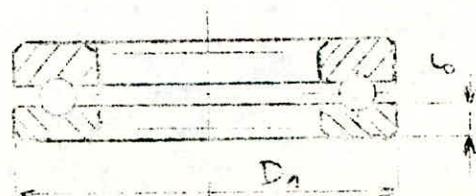


fig. I2

$$H \geq \sqrt{\frac{3 \cdot Q_u \cdot l}{2 \cdot (B - d') \cdot [\sigma]}}$$

remarque : On néglige le trou de diamètre D à la hauteur de h .

d' en m , l en m et B en m (voir Fig. II) .

$$d_t \geq \sqrt[3]{\frac{Q_u \cdot l_I}{0,2 \cdot (\sigma)}}$$

Application :

Butée à billes 80 T A I2

(désignation I50 R 300)

B = 115 + 20 = 135 mm

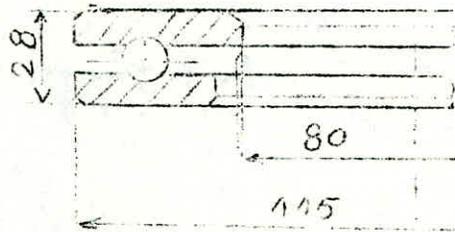
L = 130 mm

D = 115 mm

h = 9 mm

d' = 75 + 3 = 78 mm

l = 234 mm (définie approximativement par la longueur de l'axe des poulies)



Pour un acier XC I2F, on trouve une hauteur de traverse (H=112 mm) supérieure à celle permise par le crochet . Par contre, pour un acier - XC 35F , on a :

$$H \geq \sqrt{\frac{3 \cdot 125000 \cdot 234 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot (135 - 78) \cdot 10^{-3} \cdot 8 \cdot 10^7}} = 0,098 \text{ m}$$

H = 98 mm ne permet pas le montage du crochet .

On doit changer la valeur de B pour obtenir une bonne valeur de H .

Soit B = 150 mm

$$H \geq \sqrt{\frac{3 \cdot 125000 \cdot 234 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot (150 - 78) \cdot 10^{-3} \cdot 8 \cdot 10^7}} = 87,3 \text{ mm}$$

H = 88 mm

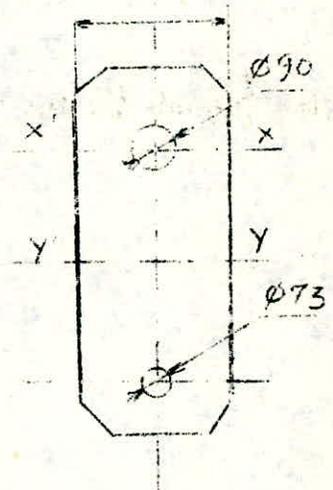
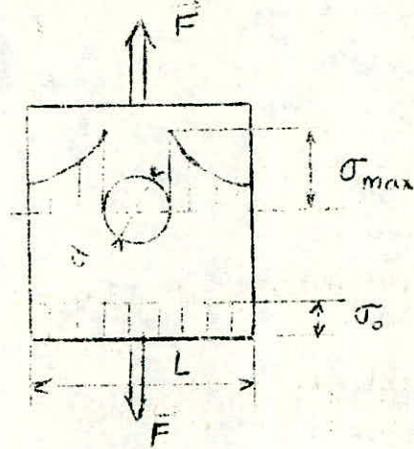
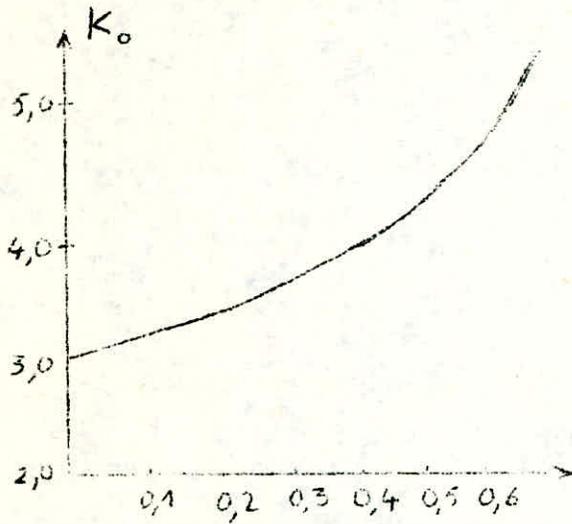
Cette valeur est acceptable .

$$L \approx B \Rightarrow L = 140 \text{ mm} ; l_I = \frac{l - L}{2} = \frac{234 - 140}{2} = 47 \text{ mm}.$$

$$d_t \geq \sqrt[3]{\frac{125000 \cdot 47 \cdot 10^{-3}}{0,2 \cdot 8 \cdot 10^7}} = 71,6 \text{ mm}$$

d_t = 72 mm

3 - 2 - 4 - 4 - 7 Calcul de l'épaisseur du renfort :



Calcul à partir de la section X'X :

$$\frac{d}{L} = \frac{90}{180} = 0,5.$$

$$K_0 = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_0} = 4,3.$$

$$\sigma_{\max} = 4,3 \cdot \sigma_0$$

$$\sigma_0 = \frac{125000 + 400}{2} \cdot \frac{I}{S y'y} = \frac{348,3}{e} \text{ N/mm}^2.$$

$$S = 180 \cdot e$$

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma] \Rightarrow 4,3 \sigma_0 \leq [\sigma] \Rightarrow \frac{4,3 \cdot 348,3}{e} \leq [\sigma].$$

$$[\sigma] = \frac{270}{1,7}, \text{ (Acier A50)}$$

$$\Rightarrow e \geq \frac{4,3 \cdot 348,3 \cdot 1,7}{270} = 9,4$$

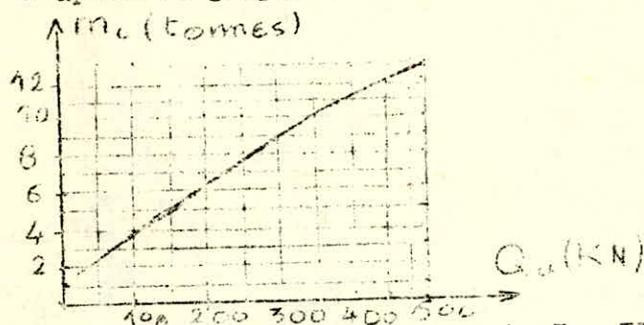
$e = 10 \text{ mm}$

3 - 3 - Mécanisme de direction :

3 - 3 - I - Paramètres initiaux :

Avant de commencer l'étude du mécanisme de direction, il est nécessaire de déterminer :

- La charge Utile Q_u en N .
- La vitesse du chariot V_c en m/s .
- La masse du chariot M_c en t déterminée à la base des données Statistiques d'après le graphe :



M_c en t : masse du chariot
 Q_u en KN : charge utile
 graphe valable seulement pour les chariots dont le mécanisme de direction est monté sur le châssis du chariot .

- Le régime de fonctionnement I , II , III ou IV

- La durée d'enclenchement ED en %

- La pente maximale du chemin de roulement .

$\alpha = 0,002$ rad pour des poutres principales .

$\alpha = 0,001$ rad pour des poutres sur des constructions de bâtiments .

$\alpha = 0,001 \pm 0$ rad pour des quais .

- La pression du vent p_v en Pa

Pour notre portique : $Q_u = 125\ 000$ N ; $V_c = \frac{1}{3}$ m/s ; $M_c = 4,8$ t ;

. Détermination du régime de fonctionnement :

$G_c = 48 \times 9,81 = 47,1$ KN (poids du chariot et de la moufle) .

$$q = \frac{0,15 \cdot (50 + 47,1) + 0,15 \cdot 47,1 + 0,30(80 + 47,1) + 0,30 \times 47,1 + 0,05(125 + 47,1)}{125 + 47,1}$$

$$= \frac{0,05 \times 47,1}{125 + 47,1} = 0,493$$

A3 et B2 régime de fonctionnement II (voir § 2 . I)

- . durée d'enclenchement ED 40 %

. $\alpha = 0,002$ rad .

détermination des pressions du vent p_v en Pa (voir § 2.3.I)

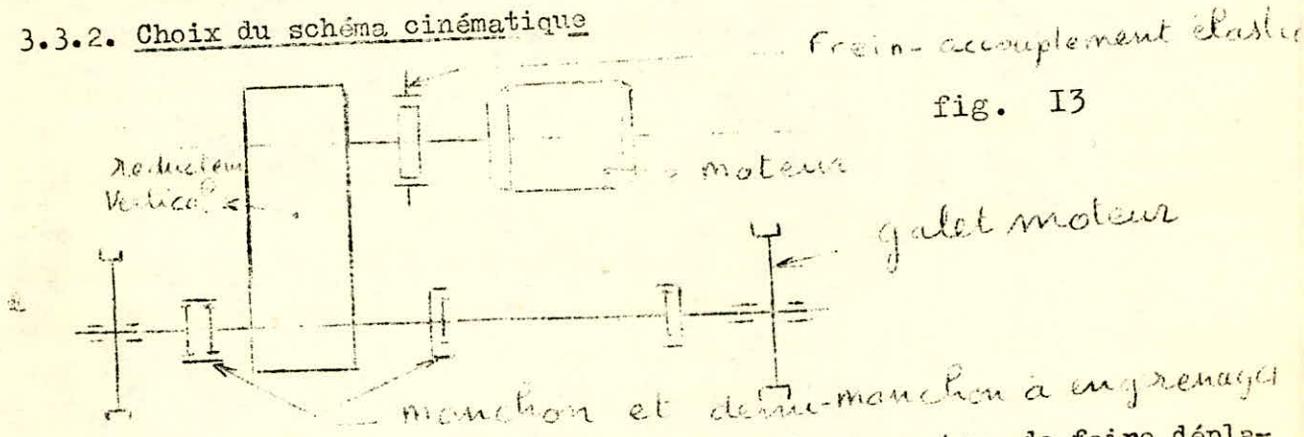
$p = q_0 \cdot n \cdot c \cdot \beta \cdot \gamma$ avec $\begin{cases} \text{I} & n = 1; c = 1,2; \beta = 1,25; \gamma = 1,1; q_0 = 90 \text{ Pa} \\ \text{II} & q_0 = 150 \text{ Pa}; \\ \text{III} & q_0 = 700 \text{ Pa} \end{cases}$

Les valeurs de pv sont calculées suivant le cas de sollicitation

Tableau XXII

cas de sollicitation	I	II	III
pv (Pa)	149	248	1155

3.3.2. Choix du schéma cinématique



Cette disposition du mécanisme de direction permettra de faire déplacer le centre de gravité du chariot à vide qui sera probablement du côté du réducteur du mécanisme de levage.

3-3-3 - Calculs préliminaires :

3-3-3 -I - Calcul des galets du chariot :

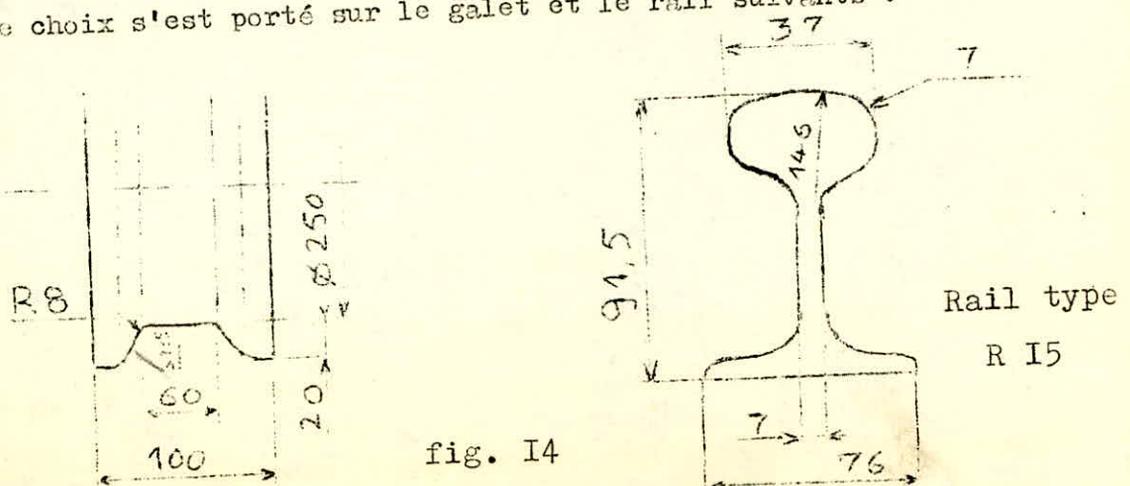
L'ensemble (rail, galet , boîtier) est normalisé .

On fait le choix de l'ensemble en fonction des paramètres suivants -
(Norme : GOST 3569 - 60) :

- Vitesse du chariot .
- régime de fonctionnement.
- Charge maximale sur le galet $F_{max} > \frac{Q_u + G_c}{4}$

$$F_{max} > \frac{125 + 47,1}{4} = 43,0 \text{ KN}$$

Notre choix s'est porté sur le galet et le rail suivants :



Le calcul de la contrainte de contact s'impose pour le choix du matériau du galet. Pour un contact ponctuel la contrainte est :

$$\sigma = K \sqrt[3]{\frac{F_e \cdot E_{moy}^2}{r_{max}}}$$

avec :

- K coefficient d'après le tableau XXIII

rapport des rayons de contact	I	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1
K	0,338	0,40	0,42	0,44	0,468	0,49	0,536	0,6	0,716	0,97

- $F_e = K_1 \cdot K_2 \cdot F_{max}$ charge équivalente en N

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

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

- K_2 coefficient de régime de fonctionnement, d'après le tableau XXIV

Régime de fonctionnement	I	II	III et IV
K_2	I,1	I,2	I,4

- E_{moy} module d'élasticité moyen $E_{moy} = \frac{2 E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$

- r_{max} en m, rayon du galet ou du rail (la plus grande valeur)

Application :

$$\text{Rapport des rayons} = \frac{I_{25}}{I_{46}} = 0,856 \approx 0,9 \Rightarrow K = 0,40$$

$$K_1 = \sqrt[3]{\frac{1}{2} \left[1 + \frac{1}{\left(1 + \frac{I_{25}}{47,1} \right)^3} \right]} = 0,8 \text{ et } K_2 = 1,2$$

$$F_e = 0,8 \times 1,2 \times 43,0 = 41,28 \text{ KN} = 41280 \text{ N}$$

$$E_1 = E_2 = E = 21 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2 \text{ (acier sur acier)} \Rightarrow E_{moy} = E^2$$

$$\sigma = 0,40 \cdot \sqrt[3]{\frac{41280 \cdot (21 \cdot 10^{10})^2}{(46)^2}} = 1762 \times 10^6 \text{ Pa}$$

on choisit un acier 645e de contrainte admissible de contact ponctuel de 1800 N/mm².

3 - 3 - 3 - 2 - Calculs des résistance au mouvement :

$$W = W_h + W_p + W_v$$

avec :

W en N , résistance totale .

W_h en N , résistance au mouvement du chemin horizontal .

W_p en N , force due à la pente du chemin .

W_v en N force sur la face du chariot, due au vent

$$- W_h = (Q_u + G_c) \cdot w$$

avec: w coefficient de résistance spécifique . Pour des calculs prélimi -
naires, on peut adopter $w = 0,007 \div 0,015$.

Pour des calculs définitifs, on doit calculer d'après la formule :

$$w = \frac{\mu d + 2 f}{D_{gc}} K_r \text{ avec}$$

μ coefficient de frottement dans les paliers
des galets. Pour des paliers lisses $\mu=0,08$
à 0,1. Pour des roulements à billes $\mu=0,015$
Pour des roulements à rouleaux coniques
 $\mu = 0,02$. Pour des roulements à deux rangées
de rouleaux, à rotule , $\mu = 0,0015$.

-d en cm diamètre intérieur du roulement.
-f coefficient de frottement de roulement
des galets sur les rails, d'après le
tableau XXV.

- D_{gc} en cm diamètre du galet .

- K_r coefficient de frottement des boudins
des galets sur les rails, d'après le
tableau XXVI .

Matériau du galet et type de rail		diamètre du galet (Cm)				
		20 ÷ 32	40 ÷ 50	56 ÷ 70	80	90 ÷ 100
galet en Acier	rail carré	0,03	0,05	0,06	0,06	0,07
	rail type R et KR	0,04	0,06	0,08	0,10	0,12
galet en Fonte	rail carré	0,04	0,06	0,08	0,08	0,09
	rail type R etKR	0,05	0,07	0,09	0,12	0,14

tableau XXVI

types de Mécanisme	types de galet	mouvement	Kr	Nota
Direction	cylindrique	centrale	2,5	trolley câble
			2,0	
translation	conique	centrale	1,2	
	cylindrique	centrale	1,5	
	cylindrique	individuel	1,5	

- $W_p = (Q + G_c) \cdot \alpha$, avec α en rad pente maximale.

- W_v (voir § 23.1).

3 - 3 - 3 - 3 - choix de l'électromoteur et du rapport de réduction du mécanisme de direction:

$\mu = 0,0015$; $d = 5 \text{ cm}$; $f = 0,04$; $D_{gc} = 25 \text{ cm}$; $K_r = 2,0$
 $w = \frac{0,0015 \times 5 + 2 \times 0,04}{25} \times 2,0 = 0,0124$

$W_h = (125 + 47,1) \cdot 10^3 \cdot 0,0124 = 2134 \text{ N}$

$W_p = (125 + 47,1) \cdot 10^3 \cdot 0,002 = 344 \text{ N}$

On peut adopter les valeurs du tableau IX pour trouver la surface frontale du chariot. Mais une esquisse du chariot nous a permis de trouver les dimensions suivantes $H = 0,930$ et $M = 1,820$. En prenant comme dimension de la caisse $3 \times 2 \text{ m}^2$, on a $W_v^{II} = [(0,930 \times 1,820) + (3 \times 2)] \times 248 = 1908 \text{ N}$
 $\Rightarrow W = 2134 + 344 + 1908 = 4386 \text{ N}$.

Puissance statique du moteur : $P = \frac{W}{1000 \cdot \eta} \cdot V = \frac{4386}{1000 \cdot 0,85} \times \frac{1}{3} = 1,72 \text{ kw}$

On choisit le moteur à rotor bobiné suivant: MTF OII-6

$P_n (40\%) = 1,4 \text{ kw}$; $N_n (40\%) = 885 \text{ tr/mn}$; $C_{maxi} = 40 \text{ N.m}$; $m = 51 \text{ kg}$;

$I_r = 0,021 \text{ kg m}^2$; $P_n (25\%) = 1,7 \text{ kw}$; $N_n (25\%) = 850 \text{ tr/mn}$;

Rapport de réduction : $i_m = \frac{N_n}{N_g} = \frac{885}{\frac{20}{0,25}} = 34,75 \text{ tr/min}$.

D'après l'extrait de la norme russe , on choisit le réducteur vertical BK 350; avec deux arbres de sortie, de rapport de réduction $i_R=30,56$
 Valeur définitive de la vitesse de direction : $V_c = \frac{D_g \cdot N_n}{i_R} = \frac{0,25 \cdot 885}{30,56} = 23 \text{ m/n}$

3 - 3 - 3 - 4 Choix des accouplements (voir § 3.2.3.8) :

a - Liaison moteur - réducteur :

$$M_a \geq K_I \times K_2 \times \frac{W \times D_g \cdot n}{2 \times i_R} = 1,2 \times 1,1 \frac{4386 \times 0,25}{2 \times 30,56} \cdot 0,85 = 20,1 \text{ Nm}$$

On choisit un accouplement élastique dont l'un des plateaux est une poulie frein d'après B.D.S 244 I - 7I type AE I00

$$I = 0,0064 \text{ kg m}^2 ; m = 4,84 \text{ kg} .$$

b - Liaison réducteur - galet :

Entre le galet et le réducteur , il y a deux demi-manchons à dentures

$$\text{Pour les manchons (près du galet) } M_a \geq K_I \cdot K_2 \cdot \frac{W \cdot D_g}{2} \cdot n_g \cdot n_a$$

$$\text{Pour l'autre demi-manchon (près du réducteur) } M_a \geq K_I \cdot K_2 \cdot \frac{W \cdot D_g}{2} \cdot n_g \cdot n_a^2$$

On fera donc le calcul sur le manchon près du galet :

$$M_a \geq 1,1 \times 1,2 \times \frac{4386 \times 0,25}{2} \cdot 0,98 \cdot 0,98 = 695 \text{ Nm}$$

D'après B.D.S. 3268 -76 , on choisit deux demi- manchons et un manchon de masse 3I et I4,3 kg et de moment d'inertie 0,12 et 0,05 kg m²

3 - 3 - 4 - Calculs définitifs du mécanisme de direction :

L'étude de la dynamique du mécanisme de direction (ainsi que du mécanisme de translation) se réduit à quatre vérifications :

- avec le chargement nominal, le moment moyen de démarrage du moteur doit avoir une valeur de manière à obtenir une accélération moyenne inférieure ou égale à l'accélération moyenne admissible. Cette condition nous permettra d'éviter à la charge un grand balancement.

- sans chargement , le moment maximal de démarrage doit avoir une valeur de manière à obtenir une accélération maximale inférieure ou égale à l'accélération maximale admissible imposée par la condition de non - patinage des galets .

- avec le chargement nominal , le moment de freinage ne doit pas nous faire dépasser l'accélération admissible .

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

Les deux premières vérifications vont nous permettre de faire le choix définitif du moteur, les deux autres celui du frein .

3 - 3 - 4 - I - Première vérification:

$$M_d \leq M_S + M_{dy} = M_S + I \frac{\omega}{t_d} = M_S + I \frac{\omega \cdot (a_m)}{V_c}$$

avec :

$$M_d = \frac{K_d \max + K_d \min}{2} M_n (25\%) , \text{ moment moyen de démarrage en } M_n \text{ (voir } \S 3 - 2 - 5 - I \text{) .}$$

$$M_S = \frac{W \cdot D_{gc}}{2 \cdot i \cdot \eta} , \text{ moment statique en N.m .}$$

i_R et η rapport de réduction du réducteur et rendement de tout le mécanisme

M_{dy} moment dynamique en N.m .

$$I = \delta (I_r + I_a) + \frac{(Q_u + G_c) V_c^2}{g \cdot \omega^2 \cdot \eta} , \text{ moment d'inertie de l'ensemble réduit sur l'arbre moteur (en kg m}^2 \text{)}$$

I_r moment d'inertie du rotor du moteur en $kg \ m^2$.

I_a moment d'inertie de l'accouplement élastique en $kg \ m^2$

$\delta = 1,05 \div 1,25$ coefficient exprimant les moments d'inertie de toutes les autres pièces tournantes .

$$\frac{(Q_u + G_c) V_c^2}{g \cdot \omega^2 \cdot \eta} \text{ en } kg \ m^2 \text{ moment d'inertie du chariot et de la charge réduit sur l'arbre moteur.}$$

• (am) en m/s² accélération moyenne admissible suivant le tableau XXVII
tableau XXVII

Mécanisme de direction ou bien de translation de :	(am) en m/s ²
Ponts roulants transportant des métaux liquides .	0,10
Ponts en porte - à - faux .	0,10
Ponts roulants de montage .	0,15
Ponts et portiques roulants dans les dépôts .	0,2 ÷ 0,3
Ponts roulants technologique (manipulateurs) .	0,2 ÷ 0,4
Ponts et portiques roulants à benne .	0,8

Application:

$$\omega = \frac{\pi \cdot Nn}{3} = \frac{\pi \cdot 885}{30} = 92,7 \text{ rad/s}$$

$$Vc = 23 \text{ m/mn} = 0,38 \text{ m/s}$$

$$(a_m) = 0,3 \text{ m/s}^2$$

$$I = 1,25 (0,021 + 0,0064) + \frac{(125 + 47,1)10^3 \cdot (0,38)^2}{(92,7)^2 \cdot 0,85 \cdot 9,81} = 0,381 \text{ kg m}^2$$

$$M_s = \frac{(W_h - W_p - W_v) \cdot D_{gc}}{2 \cdot i_R \cdot n} = \frac{-118 \cdot 0,25}{2 \cdot 30,56 \cdot 0,85} = -0,57 \text{ Nm}$$

$$K_{dmax} = \frac{40 \cdot \pi \cdot 885}{1,4 \cdot 10^3 \cdot 30} = 2,65$$

$$K_{dmin} = 1,3$$

$$M_n (25\%) = \frac{1700 \cdot 30}{\pi \cdot 850} = 19,1 \text{ Nm}$$

$$M_d = \frac{2,65 + 1,3}{2} \cdot 19,1 = 37,7 \text{ Nm}$$

$$M_s + I \frac{\omega \cdot (a_m)}{V_c} = -0,57 + 0,381 \frac{92,7 \cdot 0,3}{0,38} = 27,3 \text{ Nm}$$

Md est donc supérieur à Ms + I $\frac{\omega \cdot (a_m)}{V_c}$. La valeur de l'accélération moyenne du chariot dans ce cas sera supérieure à (am). On est obligé d'adopter successivement les solutions technologiques suivantes pour essayer d'atteindre la valeur de (am) :

- jouer sur la valeur de la résistance du rhéostat de démarrage .
- Charger encore plus les galets moteurs en déplaçant la position du centre de gravité du chariot .
- Mettre sur l'arbre moteur un volant d'inertie.
- Augmenter les diamètre des galets .
- Augmenter le nombre de galets .

$M_d = \frac{I_2 I + I_2^2}{2}$. $I_{9,1} = 27,7 \text{ Nm}$ on peut accepter cette valeur parce qu'elle correspond au cas le plus défavorable (grande vitesse du vent) .

3 - 3 - 4 - 2 - Deuxième vérification :

$$M_d \leq M_S^g + M_{dy}^g = M_S^g + I^o \frac{u \cdot a_{\max,d}}{V_c}$$

l'indice zéro indique; les calculs doivent être faits avec le chariot à vide. $a_{\max,d}$ en m/s^2 accélération maximale de démarrage contre la pente et contre le vent :

$$a_{\max,d} = \left[\frac{G_{gm}}{G_c} \cdot \left(\frac{u_g}{K_g} + \frac{u \cdot d}{D_{gc}} \cdot K_r \right) - w - \alpha - \frac{p_v \cdot A^o}{G_c} \right] \cdot g$$

avec :

G_{gm} en N charge sur les galets moteurs dans le cas où le centre de gravité du chariot non chargé coïncide avec le centre géométrique : $G_{gm} = \frac{G_c}{2}$

u_g coefficient de frottement (galet sur rail). Pour des mécanismes en plein air $u_g = 0,12$. Pour des mécanismes à l'abri $u_g = 0,20$.

K_g coefficient de sécurité du frottement $K_g = 1,2$.

A^o surface du chariot uniquement.

Application :

$$a_{\max,d} = \left[\frac{1}{2} \left(\frac{0,12}{1,2} + \frac{0,0015 \cdot 5}{25} \right) - 0,0124 - 0,002 - \frac{248 \cdot 1,693}{47100} \right] \cdot g$$

$$a_{\max,d} = 0,265 \text{ m/s}^2 .$$

$$I^o = 1,25 (0,021 + 0,0064) + \frac{4800 \cdot (0,38)^2}{(92,7)^2 \cdot 0,85} = 0,129 \text{ kg m}^2$$

$$M_S^0 = \frac{W^0 \cdot D_{gc}}{2 \cdot i_R \cdot n} = \frac{(47100 \cdot 0,0124 + 47100 \cdot 0,002 + 248 \cdot 1,693) \cdot 0,25}{2 \cdot 30,56 \cdot 0,85} = 5,28 \text{ Nm}$$

$$M_d = 27,7 \text{ Nm}$$

$$M_S^0 + I^0 \frac{\omega \cdot a_{\max d}}{V_c} = 5,28 + 0,129 \cdot \frac{92,7 \cdot 0,265}{0,38} = 13,6 \text{ Nm}$$

$M_d > M_S^0 + M_{dy}$. on est obliger d'adopter un volant d'inertie de rayon -
 $R = 160 \text{ mm}$

$$I_v = \frac{m R^2}{2} = \frac{(\rho \cdot \pi \cdot R^2 \cdot l) \cdot R^2}{2} = \frac{7800 \cdot \pi \cdot (0,16)^4 \cdot 1}{2} = 8,0296 \cdot 1$$

$$I^0 = 0,129 + 8,0296 \cdot 1 \geq (M_d - M_S^0) \frac{V_c}{\omega \cdot a_{\max d}}$$

$$1 \geq (27,7 - 5,28) \frac{0,38}{92,7 \cdot 0,265 \cdot 8,0296} - \frac{0,129}{8,0296} = 0,028 \text{ m}$$

On adoptera une largeur de volant $l = 30 \text{ mm}$

Poids du volant $m = 18,8 \text{ kg}$.

On aurait pu augmenter la valeur de $a_{\max, d}$ en changeant le rapport $\frac{G_{gm}}{G_c}$.

3 - 3 - 4 - 3 - Troisième vérification :

$$M_f \leq M_{dy}^1 - M_S^1 = I^1 \frac{\omega \cdot (a_m)}{V_c} - M_S^1$$

avec :

M_f en Nm moment de freinage .

$$I^1 = \delta (I_r + I_a) + \frac{m \cdot V_c^2}{\omega^2} \cdot n + I_v$$

$$M_S^1 = \frac{W \cdot D_{gc} \cdot n}{2 \cdot i_R}$$

Application :

$$I^1 = 1,25(0,021 + 0,0064) + \frac{(125 + 47,1)10^3 \cdot (0,38)^2}{(92,7)^2} \cdot 0,85 + 0,2409 = 0,526 \text{ kg m}^2$$

$$M_s^I = \frac{(W_h + W_p \overset{II}{W_v}) \cdot 0,25}{2 \cdot 30,56} \cdot 0,85 = (2 \cdot 134 + 344 + 1908) \cdot 3,48 \cdot 10^3 = 15,26 \text{ Nm}$$

$$M_f \leq 0,526 \frac{92,7 \cdot 0,3}{0,38} - 15,26 = 23,2 \text{ Nm}$$

On peut utiliser un frein T K T 100 (norme russe) de moment de freinage de 20 Nm . Mais on doit vérifier que le chariot ne sera pas entrainé par le vent :

$$W_y^{III} = 1,693 \times 1155 = 1955 \text{ N (force du vent sur le chariot seulement)}$$

$$M \geq K \cdot \frac{(W_p + W_v^{III} - W_h) \cdot D_g \cdot \eta}{2 \cdot i_R} \quad (K \text{ d'après } \S 3-2-3-7)$$

$$M \geq 1,75 \times \frac{(344 + 1955 - 2134) \times 0,25 \times 0,85}{2 \times 30,56} = 1 \text{ Nm}$$

3 - 3 - 4 - 3 - quatrième vérification :

$$M_f \leq M_{dy}^0 - M_s^0 = I^0 \cdot \frac{\omega \cdot a_{\max,f}}{V_c} - M_s^0$$

avec :

$$I^0 = \delta (I_r + I_a) + \frac{m^0 \cdot V_c^2}{\omega^2} \cdot \eta + I_v$$

$a_{\max,f}$ en m/s^2 accélération maximale admissible de freinage dans le sens de la pente et de la direction du vent .

$$a_{\max,f} = \left[\frac{G_{gm}}{G_c} \left(\frac{u_g}{K_g} + \frac{u \cdot d}{D} \right) + \frac{W}{K} - \alpha - \frac{p_v \cdot A^0}{G_c} \right] \cdot g$$

$$M_s^0 = M_s^I \cdot \eta^2$$

Application :

$$a_{\max,f} = \left[\frac{1}{2} \left(\frac{0,12}{1,2} + \frac{0,0015 \cdot 5}{25} \right) + \frac{0,0124}{2} - 0,002 - \frac{248 \cdot 1693}{47100} \right] \cdot 9,81$$

$$a_{\max,f} = 0,446 \text{ m/s}^2$$

$$I^{o'} = 1,25 (0,021 + 0,0064) + \frac{48 \cdot 10^2 \cdot (0,38)^2}{(92,7)^2} \cdot 0,85 + 0,2409 = 0,3437 \text{ kg m}^2$$

$$M_f \leq 0,3437 \frac{92,7 \cdot 0,45}{0,38} = 9,8$$

$$M_f \leq 27,9 \text{ Nm}$$

Le frein choisi T.K.T. I00 avec $M_f = 20 \text{ Nm}$ est acceptable .

Maintenant on détermine l'accélération moyenne de freinage ($a_{m,f}$) et la longueur de freinage (L_f).

$$a_{m,f} = (M_f - M_s^{o'}) \frac{V_c}{I^{o'} \cdot \omega} = (20 - 9,8) \frac{0,38}{0,3437 \cdot 92,7} = 0,122 \text{ m/s}^2$$

$$L_f = \frac{V_c^2}{2 \cdot a_{m,f}} = \frac{(0,38)^2}{2 \cdot 0,122} = 0,592 \text{ m}$$

$L_f = 0,6 \text{ m}$

3-3-4- 5 - Vérification du moteur, du mécanisme de direction, à la non - sur chauffe :

Pour protéger le moteur contre la sur chauffe lors du fonctionnement en différents régimes (transitoire, démarrage , arrêt), il est nécessaire de satisfaire l'expression : $P_e \leq P_n$

où :

P_e - puissance équivalente, correspondant au travail du moteur pendant une période de temps fixée.

P_n - puissance nominale .

On peut exprimer les mêmes conditions par l'intermédiaire du moment moyen quadratique : $M_e \leq M_n$

où :

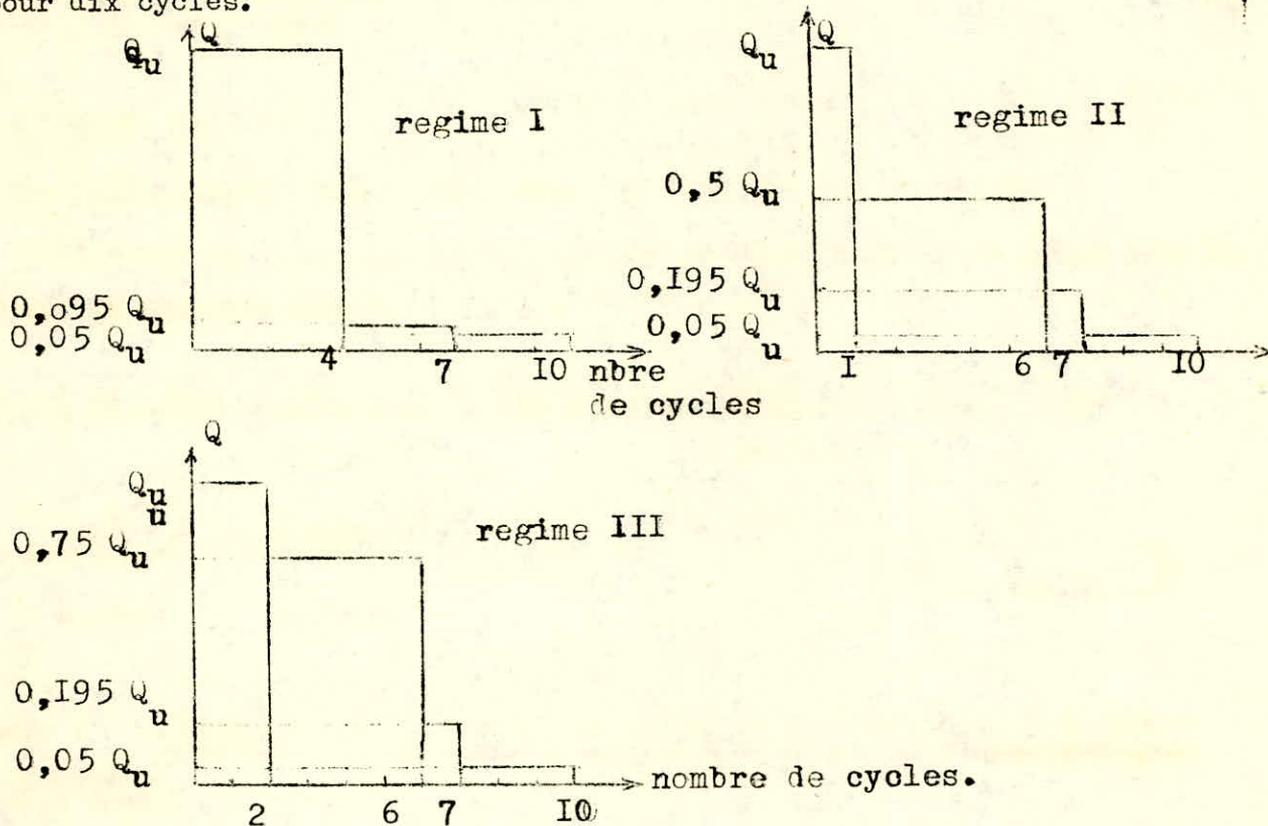
M_e - moment équivalent (moment moyen quadratique) .

M_n - moment nominal .

Pour trouver le moment équivalent il est nécessaire de connaître le régime réel de fonctionnement. En l'absence de ces données on se sert des diagrammes expérimentaux obtenus statistiquement.

On convient qu'un cycle pour le mécanisme de direction correspond à " un aller et un retour "

sur une distance L_m donné par le tableau XXVIII et que l'aller se fait à charge tandis que le retour à vide. Les diagrammes suivants sont donnés pour dix cycles.



$$M_e = \sqrt{\frac{M_d^2 \sum_{i=1}^{20} t_{d,i} + \sum_{i=1}^{20} M_{s,i}^2 \cdot t_e}{\beta \cdot \sum_{i=1}^{20} t_{d,i} + \sum_{i=1}^{20} t_e}}$$

où :

M_d - moment de démarrage .

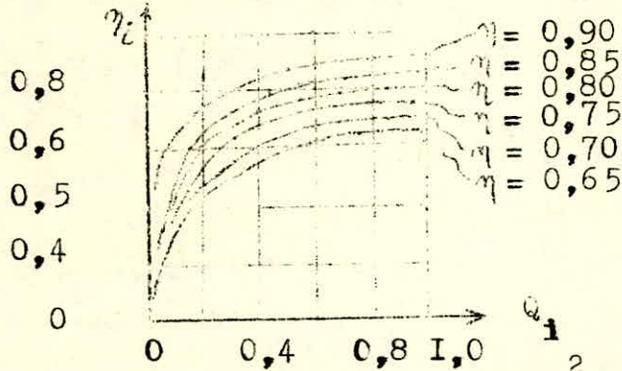
$\sum_{i=1}^{20} t_{d,i}$ - temps de démarrage (10 pour l'aller et 10 pour le retour)

Aller : $t_{d,i} = \frac{I_i \cdot}{M_d - M_{s,i}}$

$M_d = \frac{K_{dmin} + K_{dmax}}{2} \cdot M_n(25\%)$

$$M_{s,i} = \frac{W_i \cdot D_g}{2 \cdot i_R \cdot n_i} \quad \text{contre le vent et la pente.}$$

n_i Varie en fonction de Q_i



$$I_i = \delta (I_r + I_a) + I_v + \frac{m_i V_c^2}{2}$$

Retour : $t_{d,i} = \frac{I \cdot \omega}{M_d - M_s} = \text{constante.}$

$$I = 1,25 (0,021 + 0,0064) + 0,2409 + \frac{4800 \cdot (0,38)^2}{9,81 \cdot (92,7)^2} = 0,2834 \text{ kg m}^2$$

$$M_s = \frac{W_v + W_h + W_p}{2 \cdot i_R \cdot n_i} ; D_g = \frac{(420 + 584 + 94) \cdot 0,25}{2 \cdot 30,56 \cdot 0,7} = 6,4 \text{ Nm}$$

$$M_d = \frac{I_{1,1} + I_{1,8}}{2} \cdot I_{9,1} = 27,7 \text{ Nm}$$

$$t_d = \frac{0,2834 \cdot 92,7}{27,7 - 6,4} = 1,23 \text{ s}$$

$$\boxed{t_d = 1,23 \text{ s}}$$

t_e - en seconde, temps du regime etabli.

$$t_e = \frac{L_m}{V_c}$$

où : L_m en metre longueur moyenne parcouru, determiné d'une manière statistique (voir tableau XXVIII).

V_c en m/s vitesse du chariot.

tableau XXVIII

endroit d'exploitation de l'appareil de levage	Chemin moyen		
	de levage	de direction	de translation
Dépot de production fini (charger, decharger, recharger)	0,5 Hmax	0,75 Lmax	0,5 Lmax

Il est évident que $\sum_I^{20} te = 2 \cdot I \cdot te = 20 te$

- coefficient de refroidissement (obtenu expérimentalement)

$$\beta = \frac{I + \beta_0}{2}$$

où β_0 - coefficient d'altération de refroidissement du moteur électrique.

Pour des moteurs ouverts ayant un ventilateur $\beta_0 = 0,25 \div 0,35$. Pour des moteurs hermétiques ayant des nervures extérieures et une circulation de l'air intensive $\beta_0 = 0,3 \div 0,55$. Pour des moteurs hermétiques sans nervures et sans ventilation $\beta_0 = 0,7 \div 0,98$.

Application :

$$W_i = Q_i \cdot 0,0144 + I907$$

$$I_i = \frac{Q_i}{\eta_i} \cdot I,7 \cdot 10^{-6} + 0,2752$$

$$M_{s,i} = \frac{W_i}{\eta_i} \cdot 4,1 \cdot 10^{-3}$$

$$t_{d,i} = \frac{I_i \cdot 92,7}{27,7 - M_{s,i}}$$

les résultats sont consignés dans le tableau suivant :

Q_i	η_i	W_i	I_i	$M_{s,i}$	$t_{d,i}$
I72088	0,85	4385	0,69I4	2I,2	8,8
I09588	0,8I	3485	0,5052	I7,6	4,6
7I463	0,78	2936	0,43I0	I5,4	3,2
53338	0,72	2675	0,40II	I5,2	3,0

$$\sum_{i=1}^2 t_{d,i} = 56,3 \text{ s}$$

$$M_d^2 \sum_{i=1}^{20} t_{d,i} = (27,7)^2 \cdot 56,3 = 43198,4 \text{ s} \cdot \text{N}^2 \cdot \text{m}$$

$$t_e = \frac{0,75 \cdot 17}{0,38} = 33,6 \text{ s} \quad 20 \cdot t_e = 672 \text{ s}$$

$$t_e \cdot \sum_{i=1}^{20} M_{si}^2 = 33,6 \cdot 3338,1 = 112160,2 \text{ s} \cdot \text{N}^2 \cdot \text{m}^2$$

$$\beta = \frac{1 + 0,6}{2} = 0,8$$

$$M_e = \sqrt{\frac{43198,4 + 112160,2}{0,8 \cdot 56,3 + 672}} = 14,7 \text{ Nm}$$

$$M_n = \frac{P_n}{n} = \frac{1400}{92,7} = 15,1 \text{ Nm}$$

d'après ces résultats M_n supérieur à M_e

On conclut alors que le moteur électrique est vérifié à la non - ~~surchauffe~~.

3 - 4 Esquisse du chariot :

3 - 4 - I Chassis :

Nous allons chercher le centre de gravité de tous les autres éléments du chariot et le faire confondre avec O (voir fig. 15 page 66).

S'il est nécessaire, on pourra même le faire déplacer sur (Δ) de façon à ce que le poids de l'ensemble porte sur les galets moteurs. Tout le mécanisme de levage sera surélevé à différents niveaux par des profilés en U .

3 - 4 - 2 Recherche du centre de gravité du chariot :

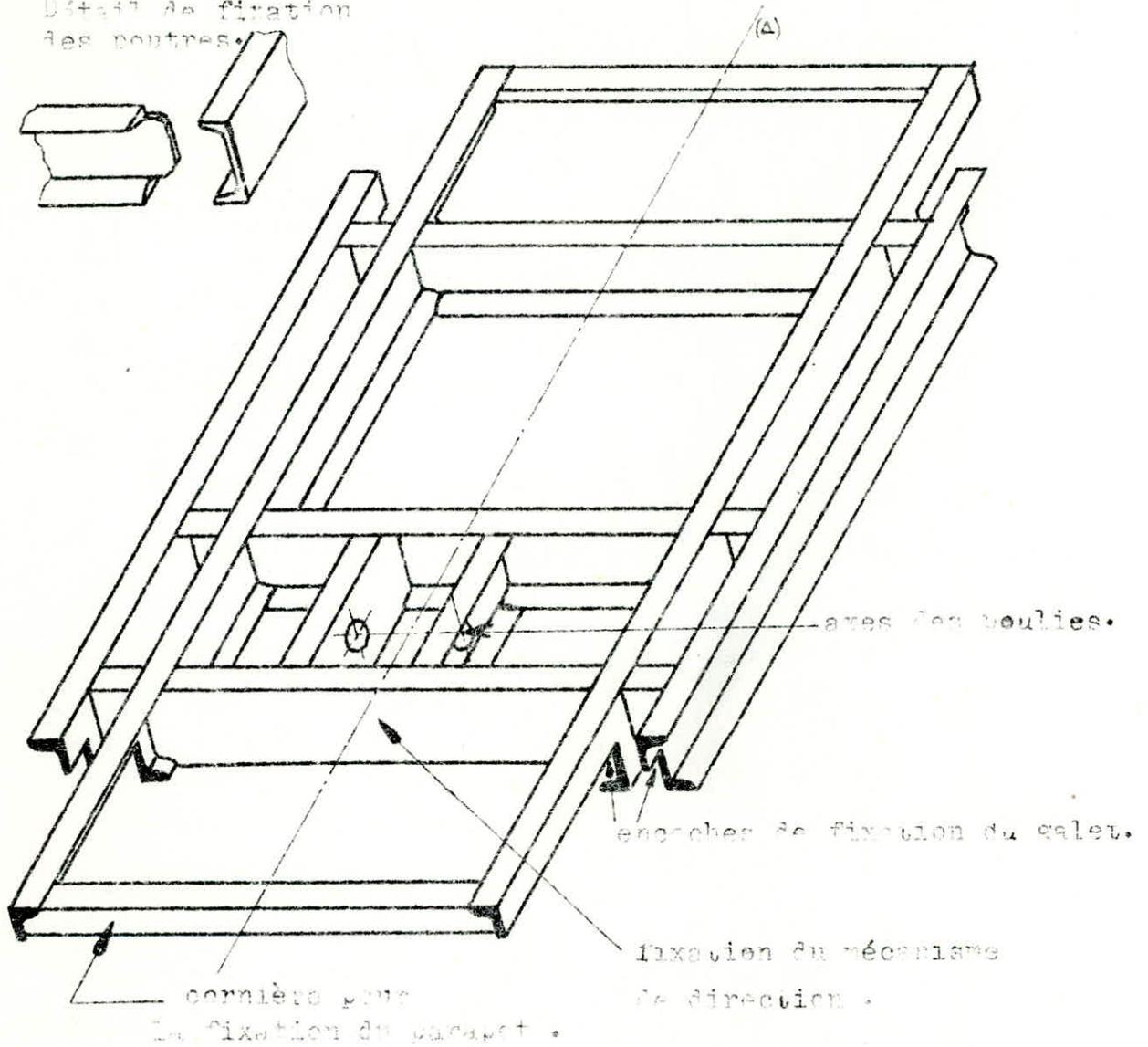
a - masse des éléments du mécanisme de levage :

- masse du moteur et de ses accessoires de fixation : $m_m = 282 \text{ kg}$
- masse de l'accouplement : $m_a = 49,9 \text{ kg}$
- masse du frein et de ses accessoires de fixation : $m_f = 94 \text{ kg}$
- masse du réducteur et de ses accessoires de fixation : $m_R = 813 \text{ kg}$
- masse du tambour et de son arbre : $m_T = 153 \text{ kg}$
- masse du palier et de son support : $m_p = 63 \text{ kg}$
- masse de la moufle , du câble et de la charge :

$$M = 220 + 46 + 12742$$

$$M = 13008 \text{ kg}$$

Détail de fixation
des poutres.



A part les deux cornières, le chassis est entièrement en profilés en U de même section. Un chassis de surélévation sera prévu pour la fixation du mécanisme de levage.

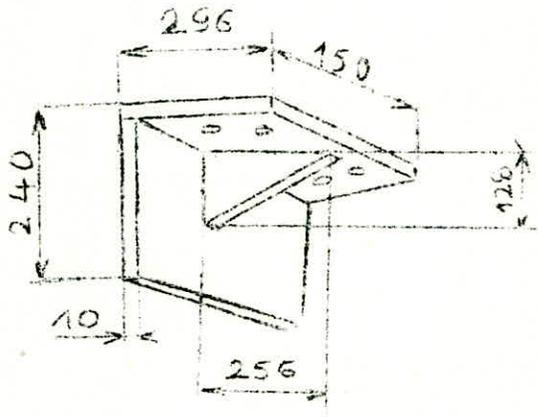
Fig. 15 - CHARIOT DU CHARIOT.

- masse de la chape et des poulies $m'_c = 110 \text{ kg}$

b - masse des éléments du mécanisme de direction :

- masse du moteur et de ses accessoires de fixation $m'_m = 51,5 \text{ kg}$

- masse du support du moteur



$m_g = 7,4 \text{ kg}$

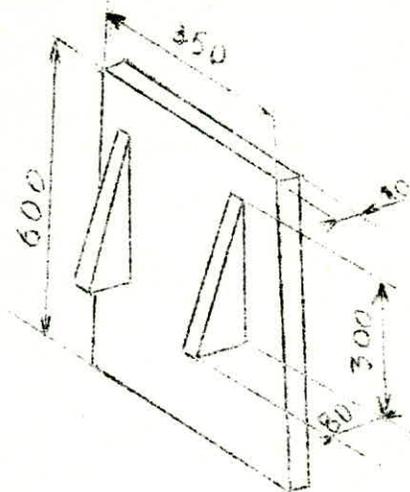
- masse de l'accouplement $m'_a = 4,84 \text{ kg}$

- masse du frein et de ses accessoires de fixation $m'_f = 14 \text{ kg}$

- masse du réducteur et de ses accessoires de fixation $m'_R = 117,5 \text{ kg}$

- masse du volant d'inertie $m'_v = 21 \text{ kg}$

- masse du support du réducteur et du frein



$m'_s = 21 \text{ kg}$

- masse du manchon :

$m_1 = 14,3 \text{ kg}$

- masse des deux demi - manchon et de l'arbre intermédiaire: $m_2 = 41,3 \text{ kg}$

C - masse des autres éléments :

- chassis de surélévation (voir Fig. 16) : $m_{c,s} = 65,76 \text{ kg}$

- masse du couvercle (tôle de 1 mm d'épaisseur) :

FIG. n° 16 - RECHERCHE DU CENTRE DE GRAVITÉ DU CHÂSSIS DE SURÉLEVATION.

POUTRES EN U - GOST 8240-56-

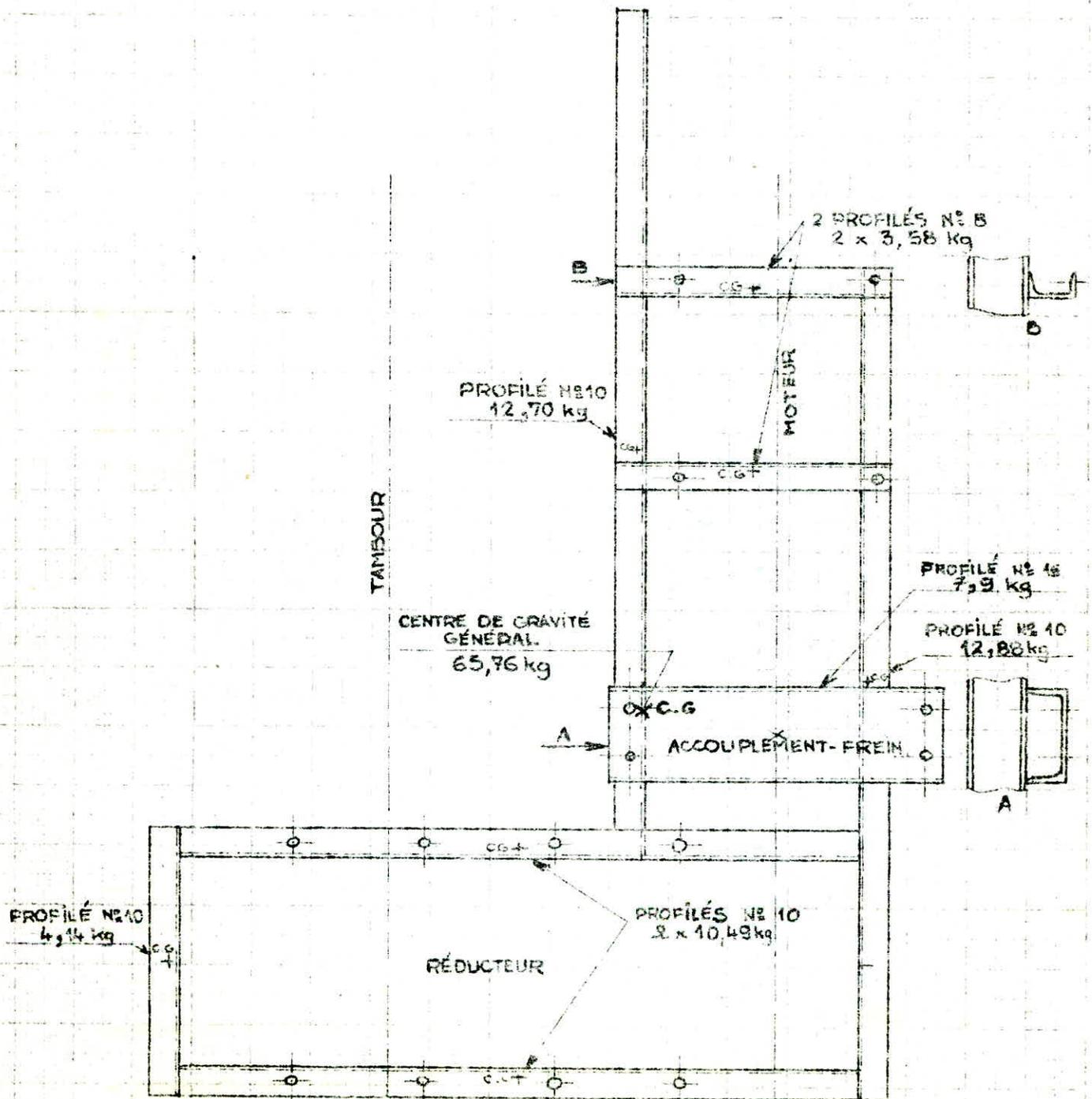
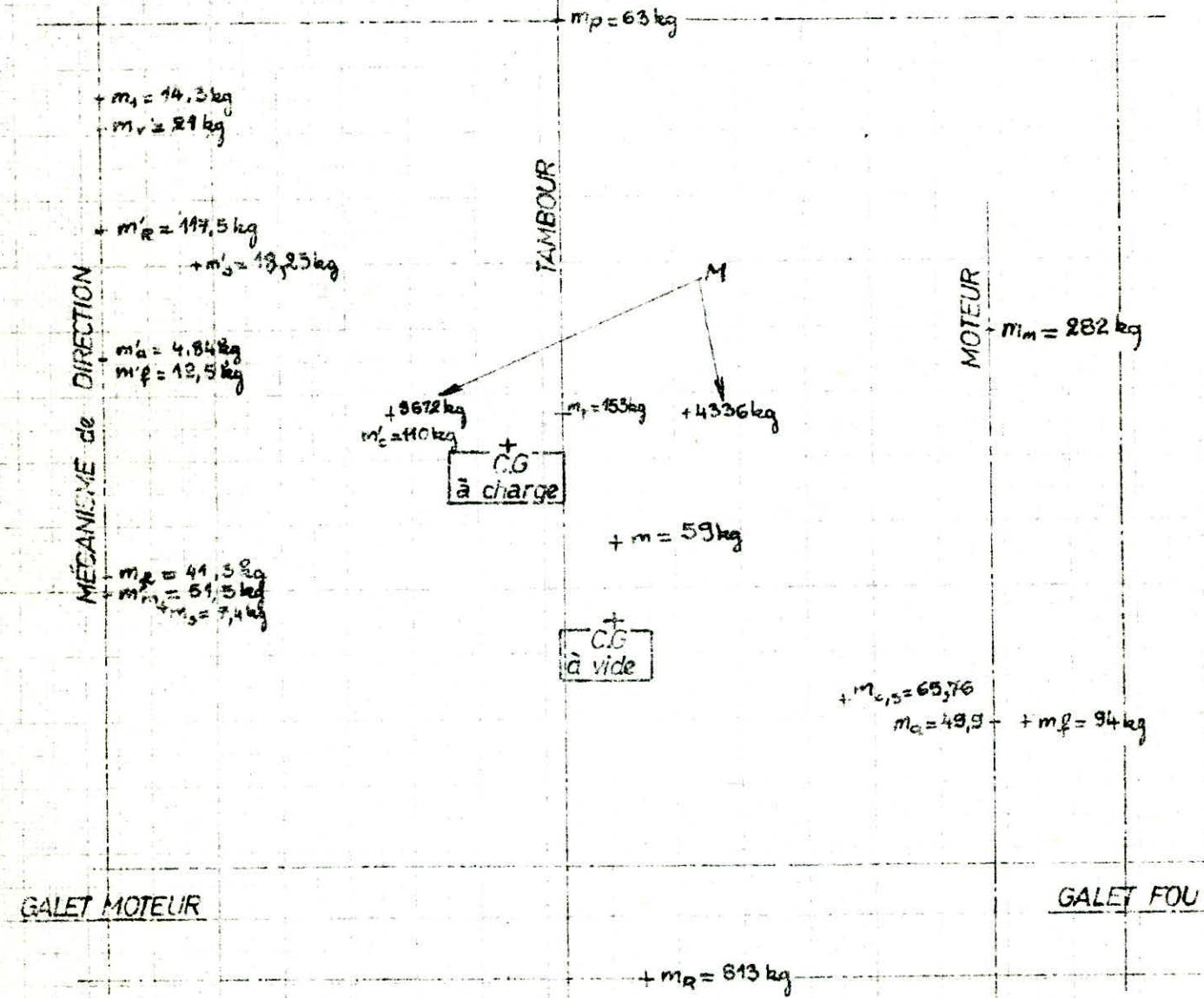


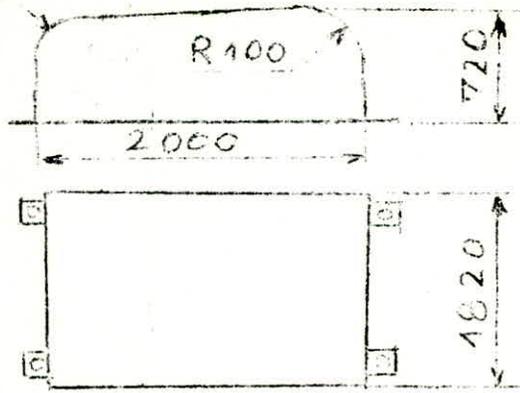
fig 17 - Recherche du centre de gravité du chariot.

GALET MOTEUR

GALET FOU



R400



m = 59 kg

La recherche du centre de gravité du chariot (sans le châssis) est faite graphiquement sur la figure I7 page 69 .

3 - 4 - 3 Détermination des poutres du châssis :

Le calcul exact du châssis du chariot est extrêmement compliqué. Assemblés par soudure, les poutres du châssis forment un système hyperstatique d'un ordre très élevé.

En pratique, on se limite toujours à des calculs sommaires et approximatif. On ne prendra en considération que les forces principales résultant de la charge (sollicitations sur la chape et sur le tambour et réactions des paliers des tambours). Le caractère hyperstatique qu'on négligera apportera une certaine sécurité du fait de ses multiples possibilités de répartition et de soulagement . D'autre part , on prendra une contrainte admissible assez faible ($[\sigma] = 800 \text{ à } 900 \times 10^5 \text{ Pa}$) .

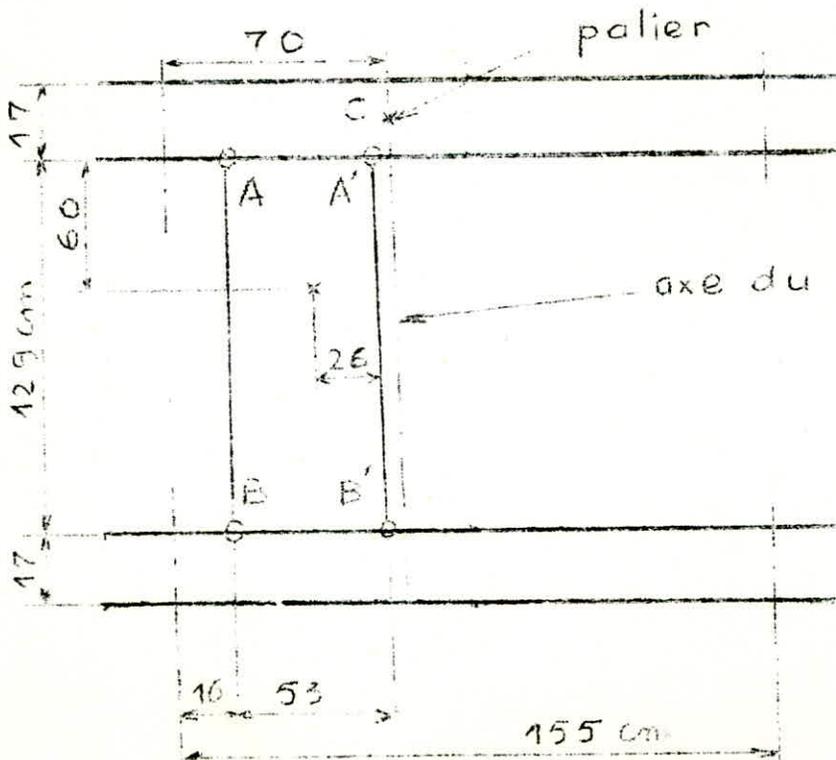
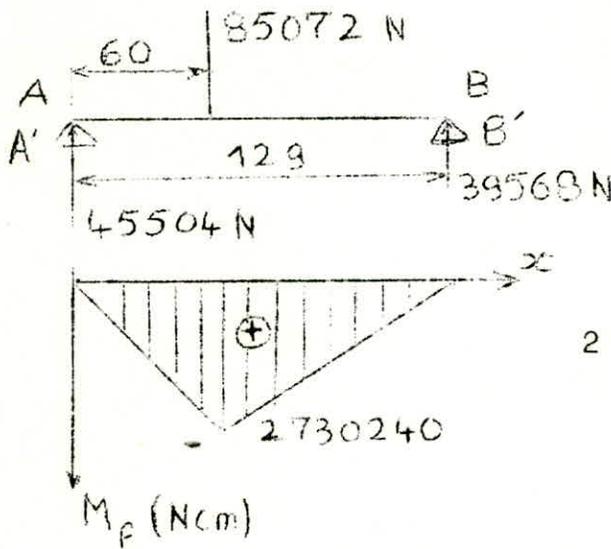


fig. 18

a- Détermination des 2 poutres supportant la chape :

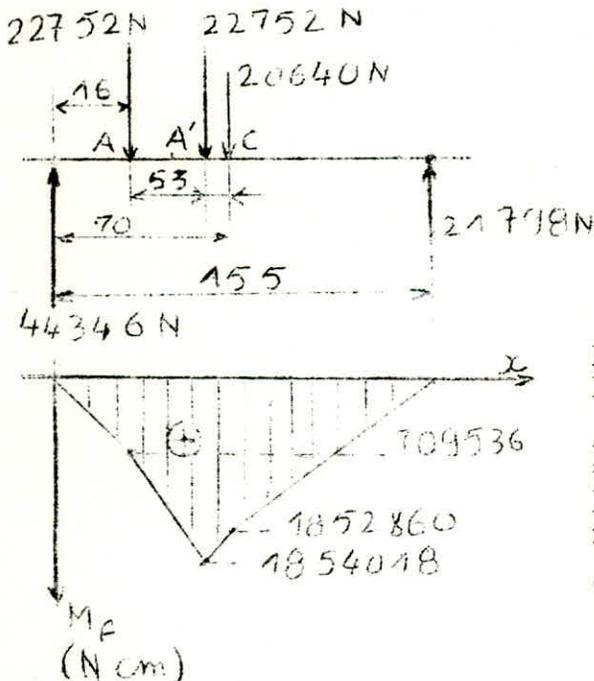


$$[\sigma] = 8\ 000 = \frac{2730240}{2 W_{xx}}$$

$$W_{xx} = \frac{34I}{2} = 171\ \text{cm}^3$$

2 profilés N°22 (G.O.S.T. 8240-56)

b- Détermination des 2 poutres supportant le palier:



$$[\sigma] = 8\ 000 = \frac{1854018}{2 W_{xx}}$$

$$W_{xx} = 116\ \text{cm}^3$$

On peut se contenter de profilés N°18, mais on prendra des profilés N°22 (G.O.S.T. 8240-56).

Il est inutile de faire le calcul pour les deux poutres supportant le réducteur, il est analogue au précédent (les valeurs des réactions sont inférieures aux précédentes).

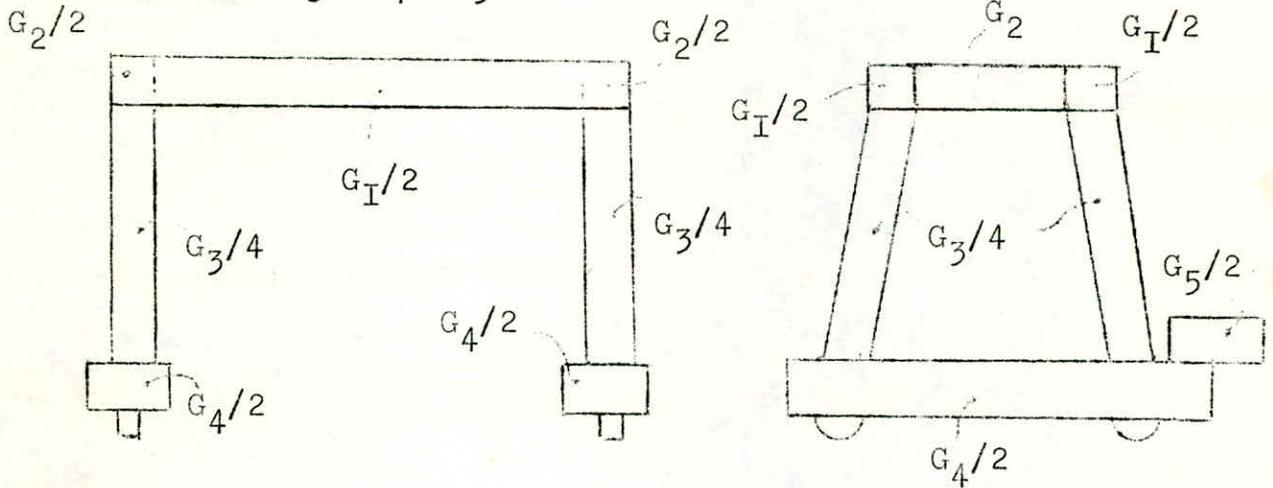
IV CONSTRUCTION METALLIQUE

4-I- Sollicitations exercées sur le portique :

4-I-I- Forces verticales :

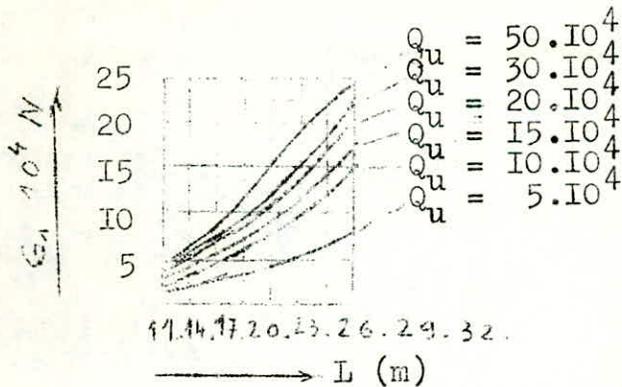
G en N, poids propre du portique (uniformément réparti).

$$G = G_I + G_2 + G_3 + G_4 + G_5$$



où :

- G_I en N, poids propre des deux poutres principales d'après le diagramme :



Q_u charge utile.

L longueur de la poutre.

- G_2 en N, poids propre des deux poutres du sommier.

$$G_2 = G_I \frac{L_{G_I}}{L_{G_2}}$$

où :

L_{G_I} longueur des poutres principales en m .

L_{G_2} longueur des poutres du sommier en m .

- G_3 en N, poids propre des quatre parties verticales de la construction métallique.

$$G_3 = G_I \frac{L_{G_3}}{L_{G_I}} (0,3 + 0,5)$$

avec: L_{G_3} longueur des poutres verticales en m .

- G_4 en N, poids propre des deux piédroits .

$$G_4 = G_I \frac{L_{G_4}}{L_{G_I}} (0,2 + 0,4)$$

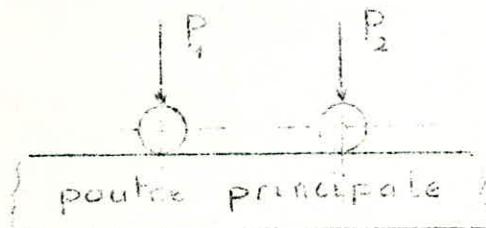
où : L_{G_4} longueur des piédroits en m .

- G_5 en N, poids propre des deux mécanismes de translation.

$$G_5 \simeq 2 G_d$$

où : G_d poids propre du mécanisme de direction.

- Q en N, poids propre de la charge utile, de la moufle et du chariot. Cette force est mobile et concentrée sur les galets d'après le schéma :



$$P_I + P_2 = Q$$

$$Q = \frac{Q_u + G_c}{2}$$

- Forces dynamiques verticales de "levage-descente".

Coefficient dynamique Ψ

$$\Psi_1 = 1 + 1,2 V_u \quad 1,3 \quad \text{pour des calculs de fatigue.}$$

$$\Psi_2 = 1 + 2,4 V_u \quad 1,6 \quad \text{pour des calculs de résistance.}$$

où : V_u en m/s , vitesse de levage.

- Forces dynamiques verticales de translation du chariot et du portique (par suite des inégalités des rails).

Pour des calculs de fatigue coefficient K'

Pour des calculs de résistance coefficient K''

d'après

le tableau XXIX

Tableau XXIX

V_u (m/s)	I	I + I,5	I,5 + 2,5	2,5
K'	I,00	I,05	I,10	I,15
K''	I,00	I,10	I,20	I,30

4-I-2- Forces horizontales :

- T_c en N, forces horizontales de translation du chariot chargé.
On détermine la valeur maximale de T_c à partir des conditions de patinage:

$$T_c = \mu \cdot Q$$

où: $\mu = 0,12$ coefficient de frottement.

- T_p en N, forces horizontales de translation du portique.
On détermine la valeur maximale de la même manière:

$$T_p = \mu (Q + G)$$

- S_i en N, forces latérales (perpendiculaires au mouvement), appliquées sur les boudins des galets dues au coincement du chariot.

$$S_i = 0,1 \cdot P_i$$

où: P_i est égal à P_1 ou P_2 .

4-I-3- Applications:

a- Forces verticales:

- G_1 : d'après le diagramme on a :

$$\left. \begin{array}{l} Q_u = 125\ 000\ \text{N} \\ L = 17\ \text{m} \end{array} \right\} \Rightarrow$$

$$G_1 = 50\ 000\ \text{N}$$

- G_2 : $L_{G_1} = 17,2$ et $L_{G_2} = 1,47,2$

$$G_2 = 50\ 000 \cdot \frac{2,94}{34} = 4\ 324\ \text{N}$$

$$G_2 = 4\ 324\ \text{N}$$

- G_3 : $L_{G_3} = 7 \cdot 4 = 28\ \text{m}$, $L_{G_1} = 34\ \text{m}$

$$G_3 = 50\ 000 \cdot \frac{28}{34} \cdot 0,4 = 16\ 471\ \text{N}$$

$$G_3 = 16\ 471\ \text{N}$$

- G_4 : On adopte une inclinaison de 8° pour les palés.

$$L_{G_4} = 2 \cdot 1,47 + 4 \cdot 7 \cdot \text{tg}(8^\circ) + 2 \cdot 1 = 8,9 \text{ m}$$

$$G_4 = 50\,000 \cdot \frac{8,9}{34} \cdot 0,3 = 3\,926 \text{ N}$$

$$G_4 = 3\,926 \text{ N}$$

- G_5 : $G_d = 1\,928 \text{ N}$

$$G_5 = 2 \cdot 1\,828 = 3\,656 \text{ N}$$

$$G_5 = 3\,656 \text{ N}$$

- G : $G = 50\,000 + 4\,324 + 16\,471 + 3\,926 + 3\,656 = 78\,377 \text{ N}$

$$G = 78\,377 \text{ N}$$

- Q : $Q = \frac{125\,000 + 47\,088}{2} = 86\,044 \text{ N}$

$$Q = 86\,044 \text{ N}$$

- Forces dynamiques dues au " levage-descente ".

$$\Psi_1 = 1 + 1,2 \cdot 0,133 = 1,16$$

$$\Psi_1 \cdot Q = 99\,811 \text{ N}$$

$$\Psi_2 = 1 + 2,4 \cdot 0,133 = 1,32$$

$$\Psi_2 \cdot Q = 113\,578 \text{ N}$$

- Forces dynamiques dues à la translation du chariot.

D'après le tableau XXIX, V_u 1 m/s

$$K' = K'' = 1,00$$

b- Forces horizontales :

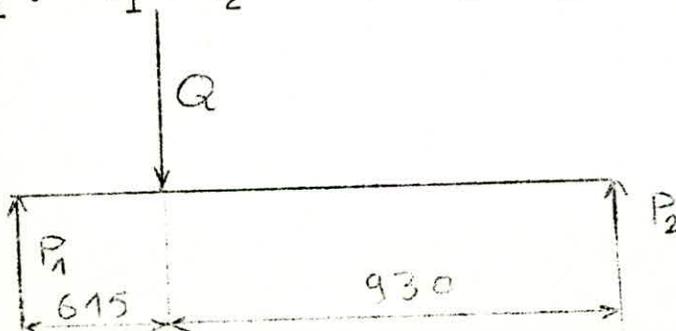
- T_c : $T_c = 0,12 \cdot 86\,044 = 10\,325 \text{ N}$

$$T_c = 10\,325 \text{ N}$$

- T_p : $T_p = 0,12 (86\,044 + 78\,377) = 19\,731 \text{ N}$

$$T_p = 19\,731 \text{ N}$$

- S_1 : $P_1 + P_2 = Q$, P_1 P_2 , $Q = 86\,044 \text{ N}$



$$P_I = \frac{86\ 044 \cdot 930}{I\ 545} = 51\ 793,5\ N$$

$$S_I = 5\ 179\ N$$

$$P_2 = \frac{86\ 044 \cdot 615}{I\ 545} = 34\ 251\ N$$

$$S_2 = 3\ 425\ N$$

4-2- Combinaisons des sollicitations :

I^{er} Cas de sollicitations (calculs à la fatigue, voir §2-I):

On fait les calculs de la construction métallique chargée par la charge équivalente Q_e :

$$Q_e = \phi_e \cdot Q$$

où : ϕ_e coefficient en fonction du groupe "B_i" (voir §2-I)

tableau XXX

B _i	B _I	B ₂	B ₃	B ₄
ϕ_e	0,5	0,63	0,8	1,0

II^{ème} Cas de sollicitations (calculs à la résistance, voir §2-I).

III^{ème} Cas de sollicitations (calculs à la résistance, voir §2-I)

Pour le I^{er} et le II^{ème} cas de sollicitations on fait encore deux combinaisons "a" et "b", c'est-à-dire que les combinaisons sont au nombre de cinq: I_a , I_b , II_a , II_b et III.

- Combinaison a : Le portique et le chariot sont immobiles, on exécute un levage ou une descente.

- Combinaison b : Le portique est en mouvement, seul un des mécanismes -de direction ou de translation- est en marche.

Note: On peut faire d'autres combinaisons, mais les calculs seront plus compliqués.

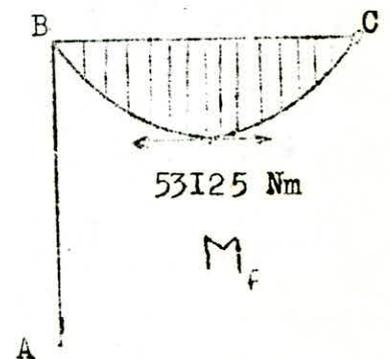
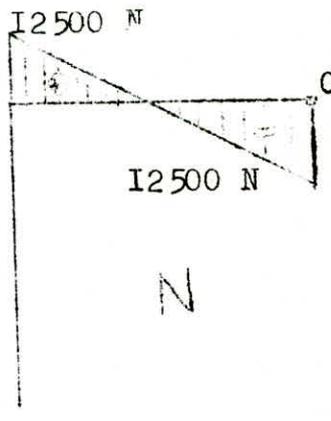
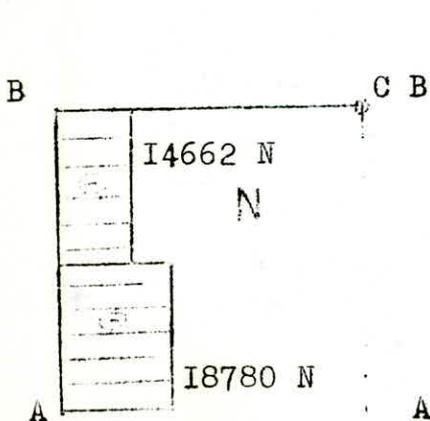
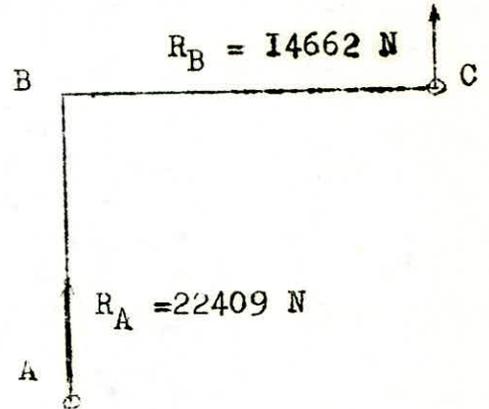
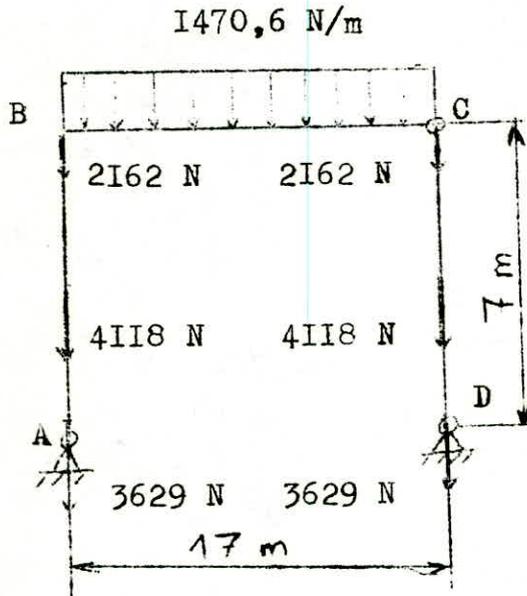
4-3- Détermination des dimensions des poutres :

Le portique étant un système hyperstatique, son calcul est

trés compliqué. Toutefois, nous allons dimensionner les poutres principales à titre d'exemple.

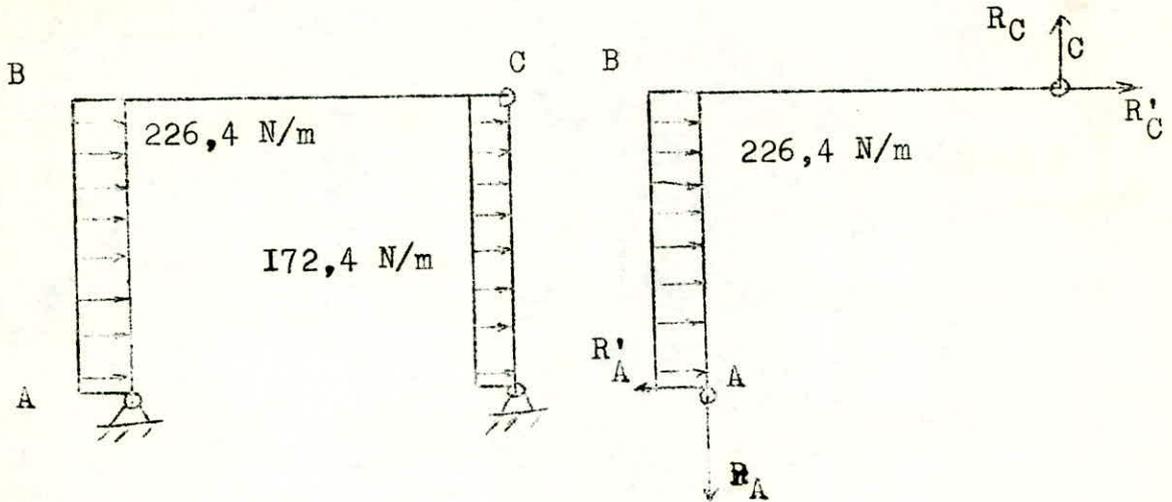
4 - 3 - I - Diagrammes :

a) Poids propres :



b) Sollicitations du vent :

- Dans un sens :

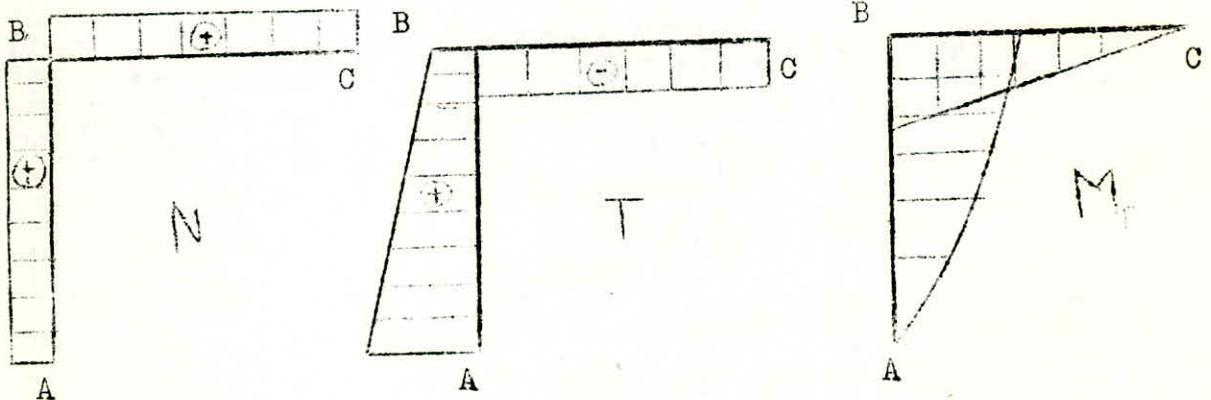


$$R_A = 659,8 \text{ N}$$

$$R_C = 659,8 \text{ N}$$

$$R'_A = 2344,5 \text{ N}$$

$$R'_C = 646,5 \text{ N}$$



A-B : $N_A = 659,8 \text{ N}$

$T_A = 2344,5 \text{ N}$

$M_{f,A} = 0$

$N_B = 659,8 \text{ N}$

$T_B = 646,5 \text{ N}$

$M_{f,B} = 11216,3 \text{ Nm}$

B-C : $N_B = 646,5 \text{ N}$

$T_B = -659,8 \text{ N}$

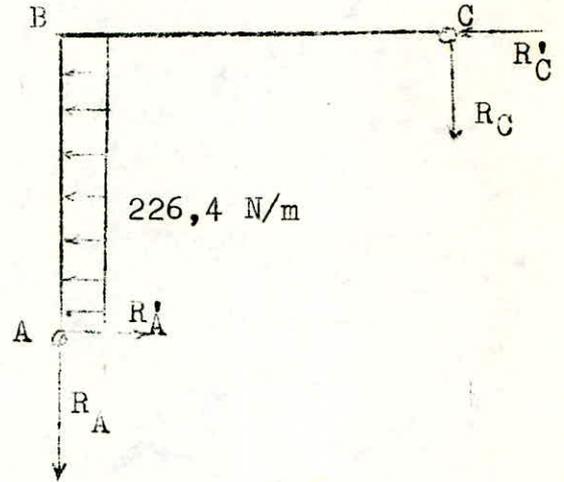
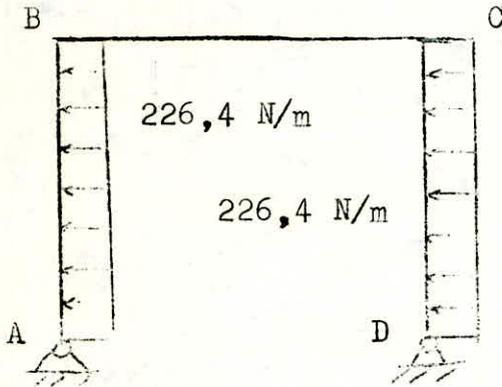
$M_{f,B} = 11216,3 \text{ Nm}$

$N_C = 646,5 \text{ N}$

$T_C = -659,8 \text{ N}$

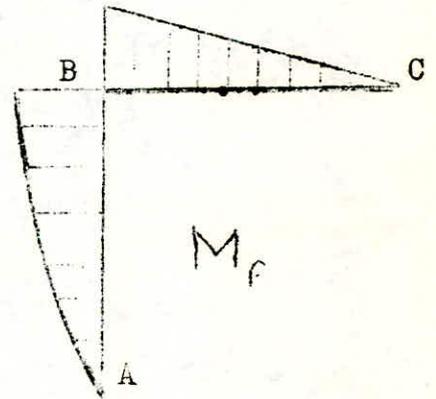
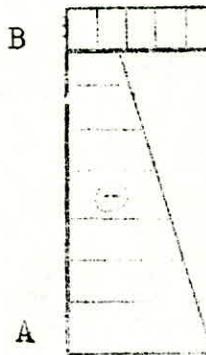
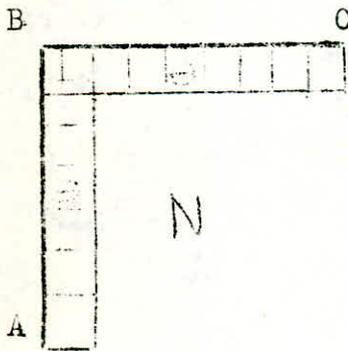
$M_{f,C} = 0$

- Dans le sens opposé :



$$R_A = 659,8 \text{ N} \quad R'_A = 2344,5 \text{ N}$$

$$R_C = 659,8 \text{ N} \quad R'_C = 646,5 \text{ N}$$



$$A-B : N_A = -659,8 \text{ N}$$

$$T_A = -2344,5 \text{ N}$$

$$M_{f,A} = 0$$

$$N_B = -659,8 \text{ N}$$

$$T_B = -646,5 \text{ N}$$

$$M_{f,B} = -11216,3 \text{ Nm}$$

$$B-C : N_B = -646,5 \text{ N}$$

$$T_B = +659,8 \text{ N}$$

$$M_{f,B} = -11216,3 \text{ Nm}$$

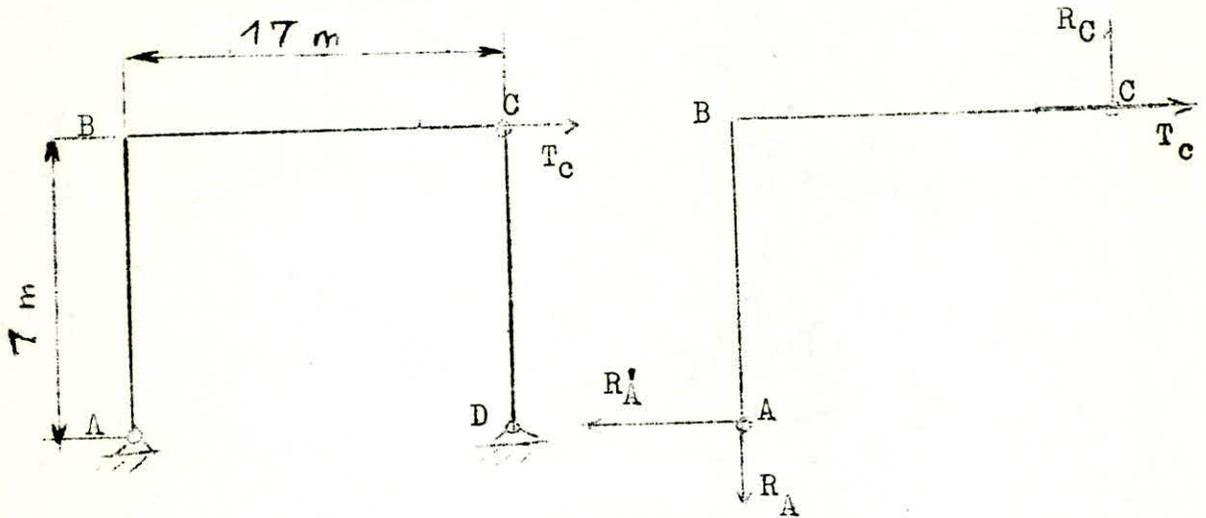
$$N_C = -646,5 \text{ N}$$

$$T_C = +659,8 \text{ N}$$

$$M_{f,C} = 0$$

c) Sollicitation dues à la translation du chariot :

- Déplacement dans un sens :

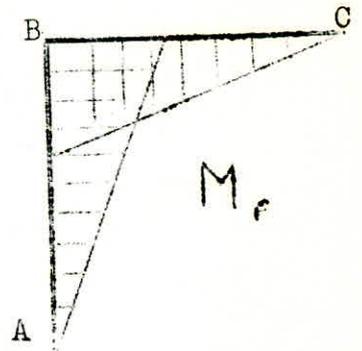
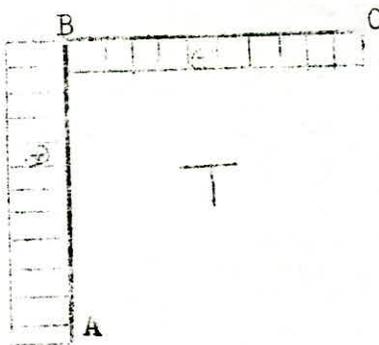
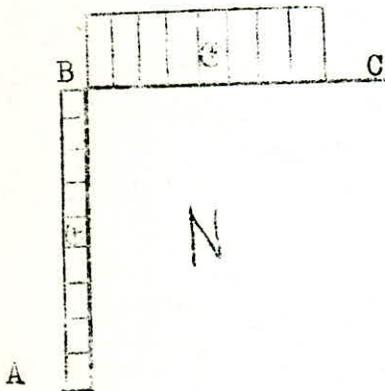


$$T_C = 10325,5 \text{ N}$$

$$R_A = 4555,4 \text{ N}$$

$$R_C = 4555,4 \text{ N}$$

$$R'_A = 10325,5 \text{ N}$$



$$A-B : N_A = +4555,4 \text{ N}$$

$$N_B = +4555,4 \text{ N}$$

$$T_A = +10325,5 \text{ N}$$

$$T_B = +10325,5$$

$$M_{f,A} = 0$$

$$M_{f,B} = +77441,3 \text{ Nm}$$

$$B-C : N_B = 10325,5 \text{ N}$$

$$N_C = 0$$

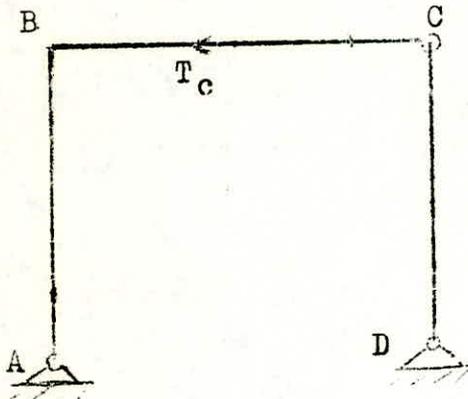
$$T_B = -4555,4 \text{ N}$$

$$T_C = -4555,4 \text{ N}$$

$$M_{f,B} = +77441,3 \text{ Nm}$$

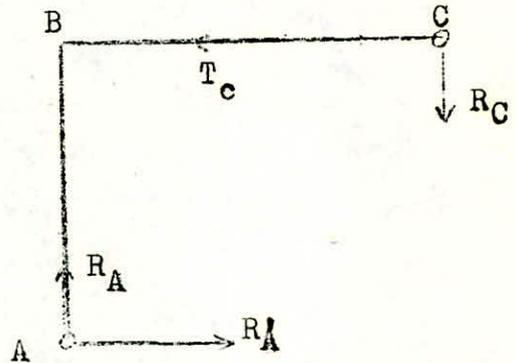
$$M_{f,C} = 0$$

- Deplacement dans le sens opposé :

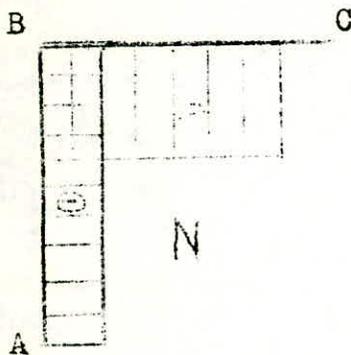


$$R_A = 4555,4 \text{ N}$$

$$R_C = 4555,4 \text{ N}$$



$$R'_A = 10325,5 \text{ N}$$

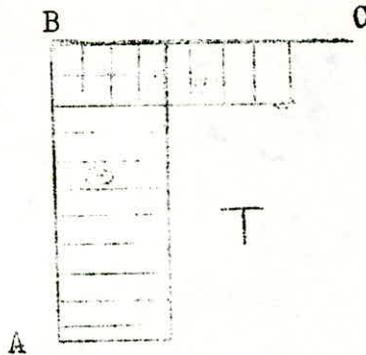


$$A-B : N_A = -4555,4 \text{ N}$$

$$N_B = -4555,4 \text{ N}$$

$$B-C : N_B = -10325,5 \text{ N}$$

$$N_C = 0$$

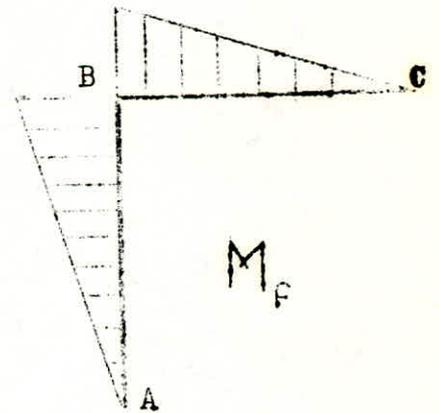


$$T_A = -10325,5 \text{ N}$$

$$T_B = -10325,5 \text{ N}$$

$$T_B = +4555,4 \text{ N}$$

$$T_C = +4555,4 \text{ N}$$



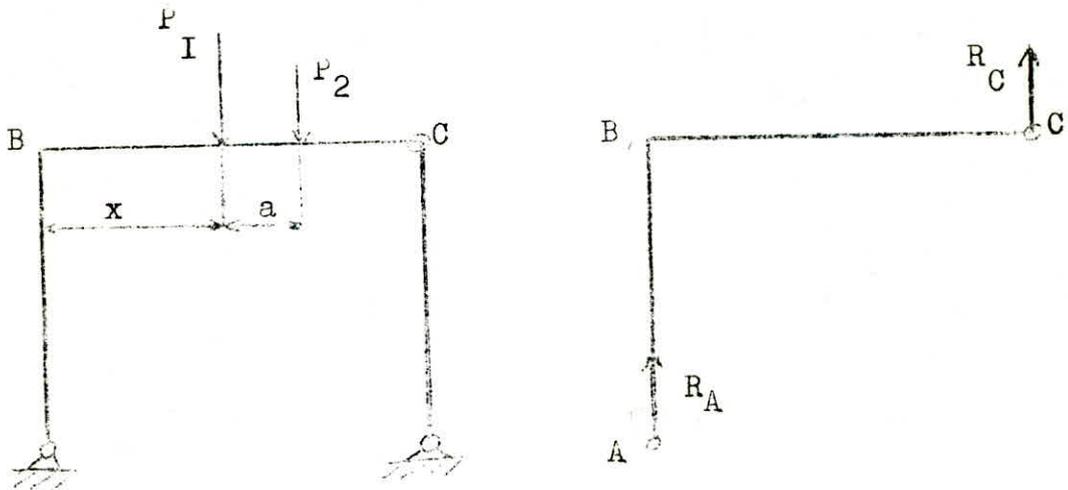
$$M_{f,A} = 0$$

$$M_{f,B} = -77441,3 \text{ Nm}$$

$$M_{f,B} = -77441,3 \text{ Nm}$$

$$M_{f,C} = 0$$

d) Sollicitations dues à la charge utile et au poids propre du chariot :

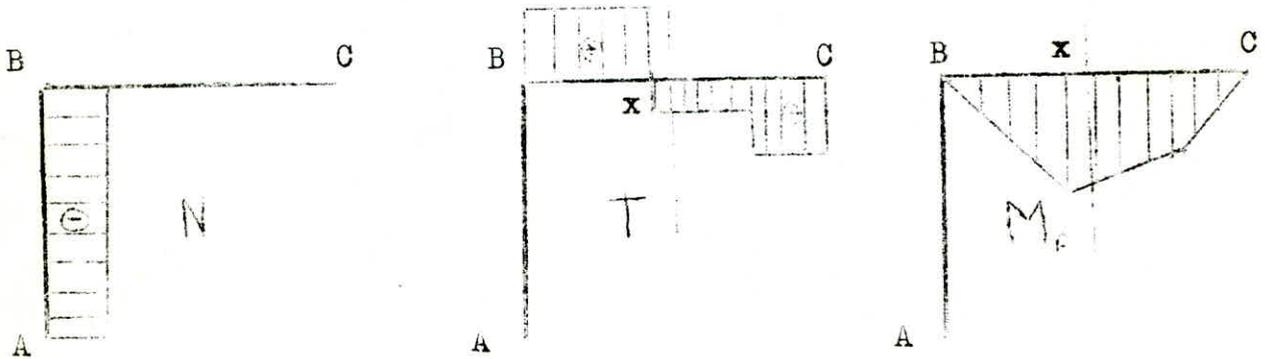


Le moment flechissant est maximum pour

$$x = \frac{L}{2} - a \cdot \frac{P_2}{2(P_1 + P_2)} = \frac{17}{2} - \frac{1,545 \cdot 34251}{2(51793 + 34251)} = 8,19 \text{ m}$$

$$R_A = \frac{51793(17 - 8,19) + 34251(17 - 8,19 - 1,545)}{17} = 41478 \text{ N}$$

$$R_C = \frac{51793 \cdot 8,19 + 34251(8,19 + 1,545)}{17} = 44566 \text{ N}$$



A-B : $N_A = N_B = +41478 \text{ N}$; $T_A = T_B = 0$; $M_{f,A} = M_{f,B} = 0$.

B-x : $T_B = T_x = +41478 \text{ N}$; $M_{f,B} = 0$; $M_{f,x} = 339705 \text{ Nm}$.

x-C : $T_x = -10315 \text{ N}$; $T_C = -44566 \text{ N}$; $M_{f,x} = 339705 \text{ Nm}$; $M_{f,C} = 0$.

e- Résultats:

Section I = point B sur la travée B-C.
Section II = milieu de la poutre principale.

Section I:
.....

Poids propre de la poutre principale.

$$\left\{ \begin{array}{l} T = 12\ 500\ N \end{array} \right.$$

Sollicitations du vent.

$$\left\{ \begin{array}{l} N = +646,5\ N \\ M_f = +11\ 216,3\ Nm \\ T = -659,8\ N \end{array} \right. \text{ ou } \left\{ \begin{array}{l} N = -646,5\ N \\ M_f = -11\ 216,3\ Nm \\ T = -659,8\ N \end{array} \right.$$

Sollicitations dues à la translation du chariot.

$$\left\{ \begin{array}{l} N = +10\ 325,5\ N \\ M_f = +77\ 441,3\ Nm \\ T = -4\ 555,4\ N \end{array} \right. \text{ ou } \left\{ \begin{array}{l} N = -10\ 325,5\ Nm \\ M_f = -77\ 441,3\ Nm \\ T = +4\ 555,4\ N \end{array} \right.$$

Sollicitations dues à la charge et au poids propre du chariot.

$$\left\{ \begin{array}{l} T = +82\ 931\ N \end{array} \right.$$

Dans les conditions les plus défavorables, la section I est soumise à:

$$\begin{array}{l} N = -10\ 972\ N \\ M_f = -88\ 657,6\ Nm \\ T = +100\ 646\ N \end{array}$$

Section II:
.....

Poids propre de la poutre principale.

$$\left\{ \begin{array}{l} N = 0 \\ M_f = +53\ 125\ Nm \\ T = 0 \end{array} \right.$$

Sollicitations du vent.

$$\left\{ \begin{array}{l} N = +646,5\ N \\ M_f = +5\ 608\ Nm \\ T = -659,8\ N \end{array} \right. \text{ ou } \left\{ \begin{array}{l} N = -646,5\ N \\ M_f = -5\ 608\ Nm \\ T = +659,8\ N \end{array} \right.$$

Sollicitations dues à la translation du chariot.

$$\left\{ \begin{array}{l} N = +10\ 325,5\ N \\ M_f = +38\ 721\ Nm \\ T = -4\ 555,4\ N \end{array} \right. \text{ ou } \left\{ \begin{array}{l} N = -10\ 325,5\ N \\ M_f = -38\ 721\ Nm \\ T = +4\ 555,4\ N \end{array} \right.$$

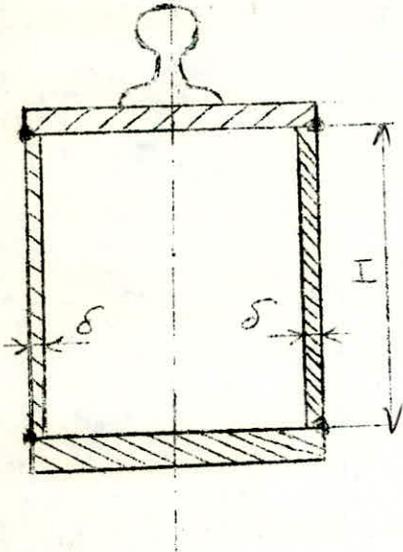
Sollicitations dues à la charge et au poids propre du chariot.

$$\begin{array}{l} N = 0 \\ M_f = +339\ 705\ Nm \\ T = -10\ 315\ N \end{array}$$

Dans les conditions les plus défavorables la section II est soumise à:

$$N = +10\ 972\ N \quad ; \quad M_f = +437\ 159\ Nm \quad ; \quad T = +15\ 530\ N$$

4 - 3 - 2 Dimensionnement :



$$2\delta = \frac{1,2 T_{max}}{H \cdot (\tau)} \text{ et } H = K \sqrt{\frac{W}{2}}$$

avec :

H hauteur de la poutre déterminée économiquement.

$$W = \frac{M_f \text{ maxi}}{(\sigma) - 1,47 \cdot 10^6} \quad M_f \text{ en Nm et } \sigma \text{ en Pa}$$

K = 1,15 construction soudée à section constante.

T_{max} effort tranchant maximum en N

$$(\tau) = 0,6 (\sigma)$$

En prenant une épaisseur de tôle de 8 mm , on trouve :

$$W = \frac{437159}{1,57 \cdot 10^8 - 14,7 \cdot 10^6} = 3,1 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$H = 1,15 \sqrt{\frac{3,1 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 8 \cdot 10^{-3}}} = 0,51 \text{ m}$$

$H = 51 \text{ cm}$

vérification de l'effort tranchant

$$T_{max} = \frac{2\delta H \cdot (\tau)}{1,2} = \frac{2 \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 51 \cdot 10^{-2} \cdot 0,6 \cdot 1,57 \cdot 10^8}{1,2}$$

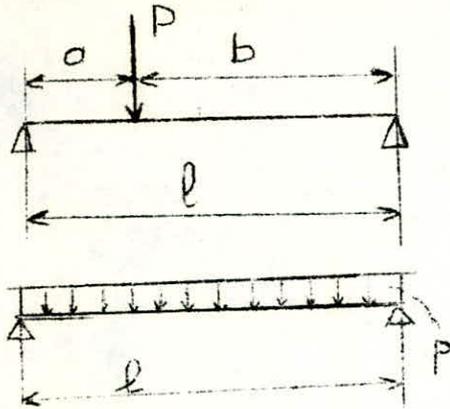
$$T_{max} = 640560 \text{ N}$$

$$T_{max} \gg T$$

4 - 3 - 3 Vérifications

4 - 3 - 2 - I Déformation statique :

La flèche doit être inférieure à $\frac{L}{700}$

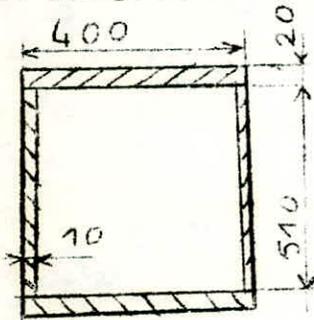


$$P = p \ell$$

$$f = \frac{P}{6EI_{xx}} \frac{a^2 b^2}{l} \left(2 \frac{x}{a} + \frac{x}{b} - \frac{x^3}{a^2 b} \right)$$

$$f = \frac{p l^4}{24 EI_{xx}} \left(\frac{x}{l} - \frac{2 x^3}{l^3} + \frac{x^4}{l^4} \right)$$

Nous allons déterminer seulement les flèches dues au poids de la poutre et à la charge mobile pour une distance de $x = 8,19$ m.



$$I_{xx} = \frac{2 \cdot 10 \cdot 510^3}{12} + 2 \left[\frac{400 \cdot 20^3}{12} + \left(\frac{510+8}{2} \right)^2 20 \cdot 400 \right]$$

$$I_{xx} = 1,29 \cdot 10^9 \text{ mm}^4 = 12,9 \cdot 10^{-4} \text{ m}^4$$

$$- f_1 = \frac{51793}{6 \cdot 2 \cdot 1 \cdot 10^{11} \cdot 12,9 \cdot 10^{-4}} \cdot \frac{8,19^2 \cdot 8,81^2}{17} x^2 = 1,95 \cdot 10^{-2} \text{ m}$$

$$- f_2 = \frac{34251}{6 \cdot 2 \cdot 1 \cdot 10^{11} \cdot 12,9 \cdot 10^{-4}} \cdot \frac{7,265^2 \cdot 9,735^2}{17} \left(2 \frac{8,81}{7,265} + \frac{8,81}{9,735} - \frac{8,81^3}{7,265^2 \cdot 9,735} \right)$$

$$f_2 = 1,24 \cdot 10^{-2} \text{ m}$$

$$- f_3 = \frac{1470,6 \cdot 17^4}{24 \cdot 2 \cdot 1 \cdot 10^{11} \cdot 12,9 \cdot 10^{-4}} \left(\frac{8,19}{17} - 2 \cdot \frac{8,19^3}{17^3} + \frac{8,19^4}{17^4} \right)$$

$$f_3 = 0,59 \cdot 10^{-2} \text{ m}$$

$$f = f_1 + f_2 + f_3 = 3,78 \cdot 10^{-2} \text{ m}$$

f étant supérieur à $\frac{L}{700}$, on est obligé d'augmenter le moment d'inertie de la poutre. On ne va augmenter que la hauteur H.

si H = 640 mm $I_{xx} = 2,12 \cdot 10^{-9} \text{ mm}^4 = 21,2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^4$

$$f = \frac{3,78 \cdot 10^{-2} \cdot 12,9 \cdot 10^{-4}}{21,2 \cdot 10^{-4}} = 2,3 \cdot 10^{-2} < \frac{L}{700} = \frac{17}{700} = 2,43 \cdot 10^{-2}$$

4 - 3 - 3 - 2 Déformation dynamique :

t ≤ [t] avec $\begin{cases} t \text{ en s durée d'amortissement des oscillations propres des poutres principales.} \\ [t] = 15 \text{ s durée admissible} \end{cases}$

$$t = \frac{\ln 2 f}{\nu \cdot \delta}$$

avec :

- f déformation statique (voir § 4-3-3-1) . f en mm .

- δ décroissement logarithmique

$$\delta = 0,07 \text{ quand } H \geq \frac{L}{20}$$

$$\delta = 0,05 \text{ quand } H < \frac{L}{20}$$

$$\nu = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_0}{m_r}}$$

ν en Hz fréquence propre des poutres

$$C_0 = \frac{48 \cdot E \cdot I_{xx}}{L^3}$$

m_r en kg masse réduite d'une poutre

$$m_r = \frac{I7}{35} \cdot \frac{GI}{2g} + \frac{Gc}{2g} \text{ avec } \begin{cases} \frac{GI}{2g} \text{ masse d'une poutre} \\ \text{et } \frac{Gc}{g} \text{ masse du chariot déchargé} \end{cases}$$

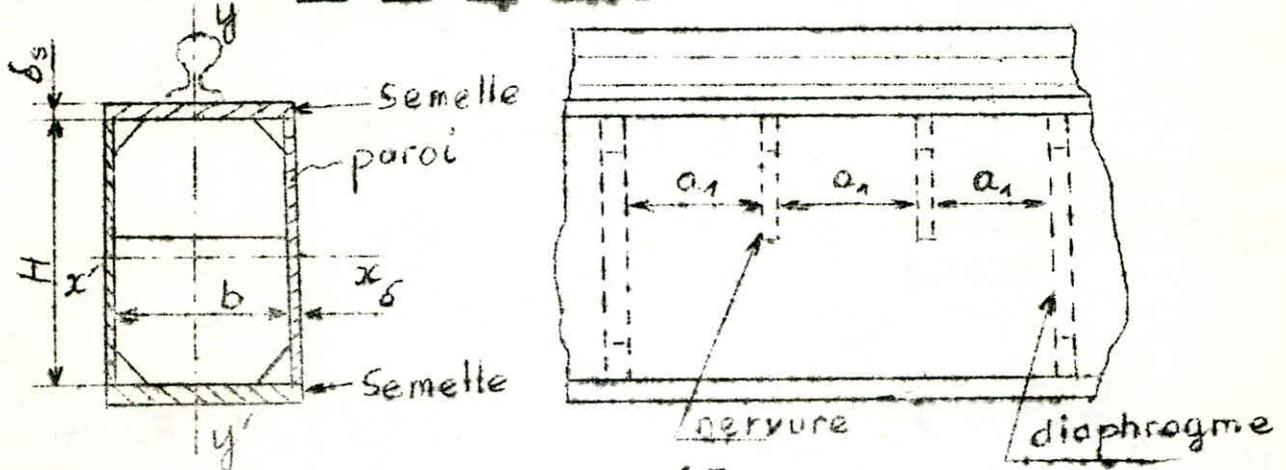
$$C_0 = \frac{48 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 21,2 \cdot 10^{-4}}{17^3} = 4349603 \text{ Nm}$$

$$m_r = \frac{17}{35} \cdot \frac{50000}{2 \cdot 9,81} + \frac{47088}{2 \cdot 9,81} = 3637,8 \text{ kg}$$

$$V = \frac{I}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{4349603}{3637,8}} = 5,5 \text{ Hz}$$

$$t = \frac{\ln 2 \cdot 2,3 \cdot 10^{-2}}{5,5 \cdot 0,05} = 13,9 \text{ s} < 15 \text{ s}$$

4 - 3 - 3 - 3 - Contraintes locales :

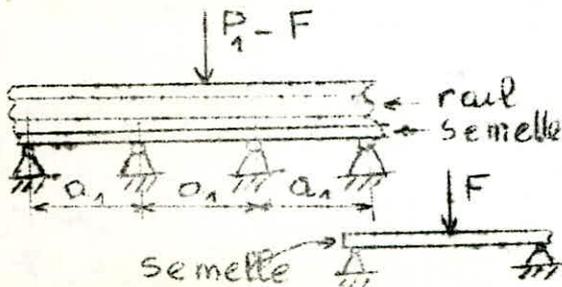


$$\sigma_{\text{locale suivant } x'x} = \pm C_2 \frac{6 F}{\delta_s^2}$$

$$\sigma_{\text{locale suivant } z'z} = \pm C_3 \frac{6 F}{\delta_s^2}$$

C_2 et C_3 coefficient dépendant des dimensions géométriques de la poutre a_1 ; b ; a_p et b_p

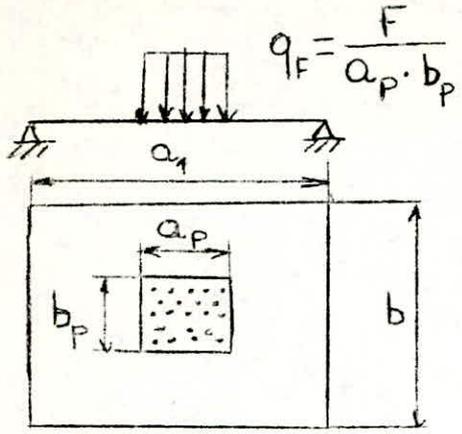
F en N force sur la semelle
détermination de F :



Les déformations du rail et de la semelle sont égales. La semelle est chargée par F , le rail par $P_1 - F$.

P_1 est évidemment la charge du galet.

on considère une partie de la semelle entre deux nervures (ou deux diaphrag-
gmes). Cette plaque s'appuie sur un contour et est chargée par une force F uniformément répartie .



$$q_F = \frac{F}{a_p \cdot b_p}$$

$a_p = 2 \cdot h_r + 5$; où h_r en cm hauteur du rail .

b_p largeur de la base du rail .

A partir de ces conditions , on peut déterminer F à partir des expressions suivantes :

$$F = \frac{PI}{I + \frac{96 \cdot b^2 \cdot I_r}{a_I^3 \cdot \delta^3} \cdot CI} \quad \text{valable pour } a_I \geq b$$

$$F = \frac{PI}{I + \frac{96 \cdot I_r}{a_I \cdot \delta^3} \cdot CI} \quad \text{valable pour } a_I < b$$

avec : I_r moment d'inertie de rail

CI coefficient dépendant du rapport $\frac{a_I}{b}$

application :

$$I_r = 222 \text{ cm}^4 = 222 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4 \quad (\text{GOST } 6368 - 52)$$

$$a_p = 2 \cdot h_r + 5 = 2 \times 9,15 + 5 = 23,3 \text{ cm} = 0,233$$

$$b_p = 7,6 \text{ cm} = 0,076 \text{ m}$$

$$b = 380 \text{ mm} = 0,38 \text{ m}$$

$$a_I = 2 \cdot b = 0,76 \text{ m}$$

$$F = \frac{51793}{I + \frac{96 \cdot 0,38^2 \cdot 222 \cdot 10^{-8}}{0,76^3 \cdot 0,01^3} \times 0,1803} = 3797 \text{ N}$$

$$\sigma_{\text{local suivant } xx'} = \pm 0,195 \frac{6 \cdot 3797}{0,02^2} = 11,11 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$\sigma_{\text{local suivant } zz'} = \pm 0,120 \frac{6 \cdot 3797}{0,02^2} = 6,83 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

4-3-3-4- Stabilité:

On vérifie les poutres à la stabilité dans le cas où:

$$\frac{H}{\delta_p} \geq 110 \sqrt{\frac{24 \cdot 10^7}{\sigma_s}}$$

pour notre cas: $\sigma_s = (240 + 260) \cdot 10^6 \text{ Pa}$

$$\frac{640}{10} < 110 \sqrt{\frac{24 \cdot 10^7}{240 \cdot 10^6}}$$

$$\frac{640}{10} < 110$$

- CONCLUSION -

L'étude complète d'un pont-portique roulant nécessite la collaboration d'une équipe d'ingénieurs de plusieurs spécialités.

On s'est limité à des calculs préliminaires pour certains éléments. Il est évident que pratiquement tous les calculs doivent être repris à la base des résultats déjà obtenus.

Symbole	Désignation	Unité
A_i	-Indice exprimant la continuité du travail par 24 H ou par année.	
B_i	-Indice exprimant l'état de charge.	
q	-Coefficient de chargement.	
$q_o^I, q_o^{II}, q_o^{III}$	-Pression aérodynamique de chacun des trois cas de sollicitations.	P_a
$P_v^I, P_v^{II}, P_v^{III}$	-Pressions du vent des trois cas de sollicitations.	P_a
σ	-Contrainte.	
σ_b	-Contrainte de rupture.	P_a
σ_s	-Contrainte de limite élastique.	P_a
$\sigma_{r,k}$	-Contrainte limite dépendant de l'asymétrie du cycle (r) et de la concentration de contrainte (k).	P_a
$[\sigma_s], [\sigma_b], [\sigma]$	-Contraintes admissibles.	P_a
n	-Coefficient de sécurité.	
$E.D$	-Durée d'enclenchement.	%
H	-Hauteur de levage.	m
a	-Multiplicité du palan.	
V_t	-Vitesse linéaire du câble sur le tambour	m/s
V_u	-Vitesse de la charge utile.	m/s
V_c	-Vitesse du chariot.	m/s
Q_u	-Poids de la charge utile.	N
G_m	-Poids de la moufle.	N
G_c	-Poids propre du chariot.	N
W	-Résistance totale au mouvement.	N
W_h	-Résistance de roulement.	N
W_p	-Résistance due à la pente du chemin.	N
$W_v^I, W_v^{II}, W_v^{III}$	-Force du vent pour chacun des trois cas de sollicitations.	N
D_t	-Diamètre primitif du tambour.	m
D_{gc}	-Diamètre du galet du chariot.	m

- OUVRAGES CONSULTÉS -

=====

- 1- Guide d'élaboration de projets d'appareils de levage, Docteur I.KOLAROV, Edition " Technique ", Sofia 1978.
- 2- Appareils de levage et de manutention, Professeur W.DIVIZIEV, Edition " Technique ", Sofia 1973.
- 3- Les appareils de levage, Tome I,II,III, Docteur-Ingénieur H. ERNST, 2ème édition " Gauthier-Villards ", Paris 1962,1963, 1964.
- 4- Eléments de construction à l'usage de l'ingénieur (appareils de levage et de manutention mécanique), Tome VIII, G.LEMASON et A.L.TOURANCHEAU, 4ème édition "Dunod", Paris 1966.
- 5- Règles pour le calcul des appareils de levage, Fédération Européenne de la Manutention, Section I, Appareils lourds de levage et de manutention, 2ème édition, Décembre 1970.
- 6- Les engins de levage, Tome I et II, J.GILLMAN, Edition " DUNOD " 1972.
- 7- Aide-mémoire des mécaniciens, 6 volumes, Professeur N.S. ATCHERKAN, 3ème édition " Moscou " 1968.
- 8- Constructions métalliques, Docteur-és-sciences techniques N.P.MELNIKOV, 2ème édition " Moscou " 1972.

