

ECOLE POLYTECHNIQUE DE  
THIES

DEPARTEMENT DU GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET. CONCEPTION D'UN MONTE-CHARGE

MULTIDIRECTIONNEL Gm. 0363

AUTEUR : KHAMATHE SENE

DIRECTEUR : CHRISTIAN MASCLE

*Professeur, Eléments de machine*

CO-DIRECTEUR : CHEIKH TALIBOUYA NDIAYE

*ingenieur à la C.S.P.T.*

ANNEE : 1984 - 1985



## ERRATA

- fiche technique :
- 5 - butée 1 : observation : peinte en rouge p. 19
- 26 - axe de la roue : longueur : 274 p. 19
- 35 - câble de levage : longueur : 20 m
- 39 - Contrepoids : 1000 x 645 x 645 , béton , 1000 kg . P. 19  
observation : placé dans un cadre rigide .
- \* Etats limites (introduction ligne 5) p. 13
- \* Equipement de 13 m de câble (ligne 9) p. 55
- \* technologie (dernière ligne) p. 87

## DEDICACE

A mon père,  
A ma mère,  
A mon regretté cousin Abdoulaye HGM,  
A mon frère Nassamba Sène,  
A tous mes amis et copains,  
A tous mes parents,  
A tous mes anciens professeurs et maîtres,  
A toute la huitième promotion de l'E.P.T.,  
A toutes les promotions de l'E.P.T.,  
A tous ceux qui adorent le Génie Mécanique,  
A tous ceux qui œuvrent pour une technologie  
adaptée en Afrique.  
Je dédie cette modeste contribution à la  
technique, fruit de leurs soucis de tout temps.

## REMERCIEMENTS

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude à tous ceux qui, de près ou de loin, ont contribué à la réalisation de ce travail, plus particulièrement :

Monsieur Christian Masde, qui a fait montre d'une grande disponibilité et d'un soutien constant et efficace ;

Messieurs Cheikh T. Ndiaye et Karimou Gueye, ingénieurs à la CSPT, pour leurs conseils et les efforts consentis ;

Monsieur Victor Ciubutaru, professeur à l'EPT, pour son apport inestimable.

Je voudrais remercier :

La Direction de la CSPT pour la confiance qu'elle m'a accordée à travers ce projet, Monsieur Abdoul A. Gueye chef du service formation - promotion et ses collaborateurs pour les services rendus ;

La Direction de l'EPT et le professeur Anché Wolstki, chef du département de Génie Mécanique pour l'intérêt qu'ils ont porté à ce projet.

## SOMMAIRE

Le sujet traite de la conception d'un monte-charge multidirectionnel qui doit satisfaire les objectifs suivants : déposer une charge de 1000 kg à toute hauteur inférieure ou égale à 10 m, possibilité de rotation de 360° sur plan horizontal.

Après un travail de recherches où diverses solutions furent établies, nous avons retenu une que nous exposons dans ce texte.

Il s'agit d'un appareil de levage original que nous nommons que-potence. Elle est dimensionnée en charge statique et vérifiée en fatigue suivant les critères de la méthode élastique.

Les coûts obtenus sont très intéressants et cadrent bien avec les besoins.

# TABLE DES MATIERES

Dedicace	
Remerciement	
Sommaire	
Chapitre I - Introduction 1	
Chapitre II - Description de la grue-poteuse	
2.1 - Introduction	2
2.2 - Description	3
2.2.1 - Structure aeriennne	3
2.2.2 - le chariot	4
2.3 - fonctionnement	5
2.3.1 - le levage	5
2.3.2 - L'orientation	7
2.3.3 - La translation	8
Chapitre III - Sécurité mécanique en charge statique et en charge dynamique	
3.1 - charges statiques	10
3.2 - charges dynamiques	10
3.2.1 - effet de la charge mobile	11
3.2.2 - Action du vent	12
Chapitre IV - Dimensionnement	
IV.A - Introduction	13
IV.B - Determination de longueurs de piéces	17
IV.C - fléche - mât - Accessoires	21

C.1 - flèche et accessoires	21
C.1.1 - flèche	21
C.1.2 - Accessoires de la flèche	24
C.1.2.1 - Axe de la partie tête de flèche	24
C.1.2.2 - Axe au support de flèche	25
C.1.2.3 - boulons de fixation en tête de flèche	26
C.2 - Support de flèche et accessoires	28
C.2.1 - support de flèche	28
C.2.2 - butée A	30
C.3 - Contreflèche	32
C.4 - Mât et accessoires	33
C.4.1 - mât	33
C.4.2 - Cylindres et bagues	35
C.4.2.1 - bague du cylindre inférieur	35
C.4.2.2 - cylindre inférieur	36
C.4.2.3 - bague supérieure - cylindre supérieur	38
C.4.2.4 - Pivot du cylindre supérieur	38
C.4.2.5 - supports de poutres de relevage	39
C.4.2.6 - membrane de synchronisation	40
C.4.2.7 - Poutre de synchronisation	43
C.5 - Membrures supportant la plaque support d'ensemble	44
C.5.1 - Membrures avant et arrière	45
C.5.2 - Membrures de bord	47
C.6. Plaque support d'ensemble	49

C.7 - Calcul des soudures cylindre - support de flèche et cylindre - contre flèche .	50
C.7.1 - Cylindre - support de flèche	50
C.7.2 - Cylindre et contre flèche .	52
C.8 - Boulons de fixation de la base du mât	52
C.9 - Treuils de levage , poulies et câbles	53
C.9.1 - Treuils .	53
C.9.1.1 - treuil de levage .	53
C.9.1.2 - treuil manuel .	54
C.9.2 - Poulies .	55
IV D. Etude de la stabilité .	56
D.1 - Courbe de charge .	59
D.2 - Détermination des charges additionnelles pour l'équilibre du chariot .	61
IV.E. Dimensionnement du chariot .	65
E.1 - Choix des pneus .	65
E.2 - Plaque .	67
E.3 - Poutres .	68
E.3.1 - Poutre de bord	69
E.3.2 - Poutres AV et AR .	71
E.4 - Système de support des roues .	71
E.4.1 - Ressort amortisseur	71
E.4.2 - Mécanisme à membres rigides	73
E4.2.1 - Vérification de résistance de la membre 2 .	76





## CHAPITRE I INTRODUCTION

Cette étude porte sur la conception d'un monte-charge multidirectionnel. Les points essentiels sont le choix du type de monte-charge, le choix des différentes composantes et leur dimensionnement, l'étude de l'entretien, l'étude du coût et de la rentabilité, et l'établissement des règles de sécurité.

Elle se fait pour la subdivision Intervention Mine de la Compagnie Sénégalaise des Phosphates de Taïba. Les unités concernées sont la station de Prétraitement, les draglines, les roue-pelle, et les foras. A ces endroits se posent des problèmes de maintenance liés à l'inadéquation des moyens utilisés ou à leur insuffisance. La mobilisation d'une grue d'une capacité de 65 tonnes, pour déplacer des charges souvent inférieures à 1 tonne, cause des blocages dans certains secteurs de la compagnie. Notons que le nombre de pièces est assez élevé : 309 pièces en 18 mois à la station de Prétraitement d'après le rapport de stage de Kalidou Sy et Alyoune NBaye. La même grue est employée au niveau des draglines dont certaines souffrent - cas de la 2808 - de l'inexistence de

moyens de manutention propres. Les ouvriers perdent beaucoup de temps et font des efforts pénibles à transporter des pièces ou leurs bagages sur une distance de 40 mètres.

L'emploi des potences est inadéquat pour des engins qui se déplacent et demanderait qu'on en place une dans les autres endroits requis; et l'achat d'une grue plus adaptée aux petits travaux coûterait assez cher.

Pour remédier à cette situation, il faut un système de manutention qui puisse être utilisé à ces différents secteurs, qui soit capable d'élever une charge d'une tonne au maximum à une hauteur maximale de 10 mètres, orientable sur  $360^\circ$  sur plan horizontal, avec un rayon d'action de 2 mètres, bien adapté aux sols sablonneux et qui coûte moins cher qu'une grue mais réalisable sur place.

Une solution est un engin à mi-chemin entre une grue et une potence que nous désignerons par GRUE - POTENCE (ou grue - potence).

## CHAPITRE II . DESCRIPTION DE LA GRUE - POTENCE .

### 2.1 - Introduction :

Le monte - charge est un système assez original avec une structure semblable à celle d'une grue et un système d'orientation qui est une version modifiée de celui d'une potence. D'où son appellation de grue - potence . La structure repose sur un chariot .

### 2.2 - Description :

La grue - potence est composée de deux grands ensembles : la structure aérienne et le chariot .

2.2.1 - La structure aérienne : Elle est constituée par :

\* le mât : c'est un tube cylindrique muni d'un plateau situé à deux mètres de sa base . Sur ce plateau supporté par des membrures en L , repose le premier cylindre d'orientation à l'intérieur duquel loge la première bague de bronze . Au bout du mât nous avons un pivot cylindrique portant le deuxième cylindre d'orientation emmanché sur la deuxième bague de bronze . Sur ces cylindres sont soudés :

- les supports des poulies de relevage ;

- la fourche de synchronisation portant à son extrémité une butée (butée 2).
- le support de flèche pendant de base au treuil électrique de levage et de fixation à la butée 1.
- La contre-flèche supportant un contre poids et le treuil manuel de relevage (et d'abaissement) de flèche.

\* La flèche : Elle repose sur le support de flèche par l'intermédiaire d'un axe de rotation et se maintient : grâce au câble de relevage. Elle porte à son extrémité une poulie à la gorge de laquelle passe le câble de levage.

2.2.2 - le chariot : Il comporte quatre roues pourvues chacune d'un mécanisme amortisseur dont la pièce principale est un ressort hélicoïdal. Ce mécanisme sert de fixation à la roue. Notons en passant que l'emploi d'un ressort hélicoïdal aux roues arrière répond mieux aux dimensions réduites du chariot et aux impératifs de stabilité car les roues doivent être le plus loin possible du centre du chariot. Les roues avant peuvent pivoter latéralement tandis que les roues arrière n'ont pas cette possibilité.

Ce mécanisme amovible est fixé sur les pontes de bord du châssis par soudure. Ces pontes sont reliées par les pontes avant et arrière. Les bouts de ces dernières sont logés entre les "ailes" des pontes de bord où ils sont fixés par soudure. Les pontes supportent la bague de base, sur laquelle est fixée par boulon la base du mât, et des tôles d'acier sur lesquelles sont posées les charges d'équilibrage en béton. La disposition de ces charges en gradins permet à un opérateur d'atteindre le treuil de relevage et descente de la flèche et de le manœuvrer ou de placer ou d'enlever l'axe de la bontée A.

Voir les plans en fin de texte.

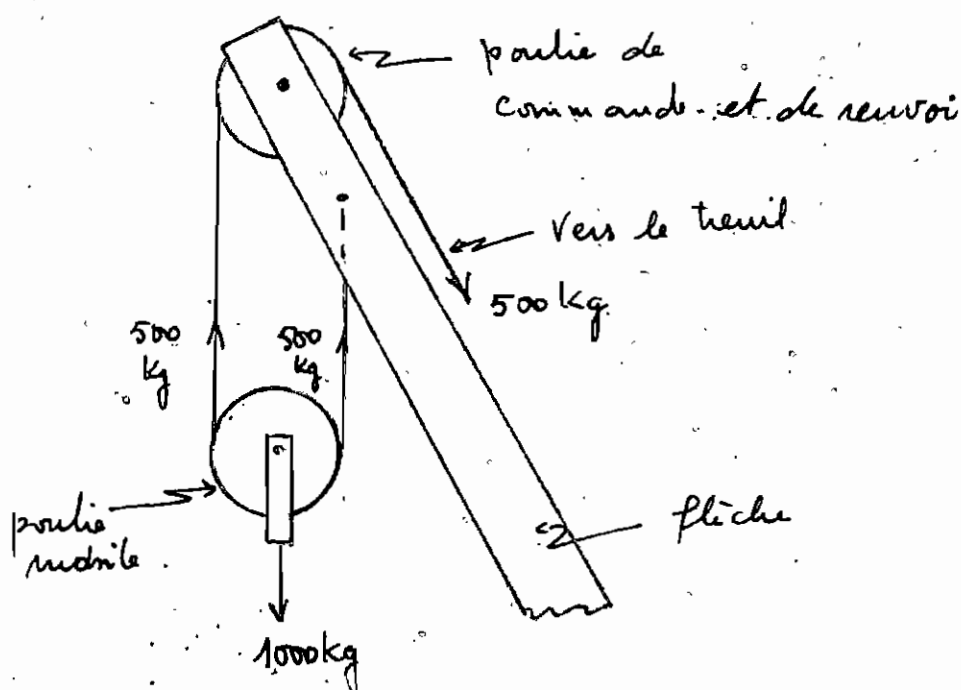
### 2.3 - fonctionnement :

2.3.1 - la levage : Il est assuré par un treuil électrique UC/N65 type levage, étanche, d'une puissance de 4CV et de force 750 kg (Voir les spécifications techniques en annexe P-123). Ce treuil équipé d'un réducteur et d'une vis sans fin, à barbotage dans l'huile, d'engrenages en acier traité, sous cartouche et d'un tambour en acier, version standard, est muni d'une télécommande à 2 boutons poussoirs, avec 3 m de câble. Cette

6

telécommande permet d'assurer les mouvements de la charge à partir du sol.

Ce treuil tire sur la charge grâce à deux points - commande - renvoi - à un réa (voir les spécifications sur la fiche technique ?). Le principe de la disposition de poulies est le suivant :



Ainsi le brin allant au treuil ne voit seulement la moitié de la charge. D'où la possibilité un treuil de capacité 750kg.

La descente de la charge se fait par ce treuil. Un autre treuil assure le relevage et l'abaissement de la flèche. Ce treuil de type manuel est un treuil RCV d'une capacité de charge de 1000 kg (voir en

annexe p. 123). Ce treuil à vis sans fin et frein automatique de sûreté possède un bâti en tôle d'acier et une roue, à denture hélicoïdale, démontable. La marche est douce et le rendement élevé. Le frein automatique maintient la charge à toute hauteur dès qu'on abandonne la manivelle, aussi bien en montée qu'en descente. Tout le mécanisme est démontable instantanément sans outil spécial et la longueur des bras de manivelle est réglable pour pouvoir lever les petites charges plus rapidement sans augmenter l'effort à exercer (Voir Nomenclature Nautau n° 274 spécifications techniques/prix p. 25 en annexe p. 1.)

Sous l'action de ce treuil, on obtient l'inclinaison désirée de la flèche. Le câble de ce treuil passe par deux poulies à un réa (voir la fiche technique p. 19-20). A l'abaissement de la flèche, la butée 1 empêche celle-ci d'atteindre la position critique inférieure (ou 1), et au relevage, la butée 2 l'empêche d'atteindre la position critique supérieure (ou 2).

2.3.2 - L'orientation : Elle est possible grâce aux deux cylindres à bagues intérieures en bronze, le support de flèche, la poutre de syn-



chronisation et la membrane de synchronisation. On oriente la flèche de la grue-potence en tirant manuellement par un câble sur la membrane de synchronisation qui agit sur les cylindres par l'intermédiaire du support de flèche et la poutre de synchronisation. La rotation des cylindres est consecutive aux bagues de bronze et à la lubrification.

### 2.3.3 - La translation :

La grue-potence n'est pas automatique. Pour le déplacer on l'attèle à un camion qui l'amènera au poste où on désire. Un mécanisme de traction est prévu à cette fin. Il est fixé aux axes des roues et a la possibilité de se tendre et de se détendre grâce aux axes de rotation situés au milieu des membrures et aux axes de liaison avec le châssis. Les deux membrures sont reliées entre elles par un axe.

L'avantage de ce mécanisme réside dans le fait qu'on n'a pas besoin de volant pour orienter le chariot. La force de traction a une direction préférencielle selon qu'on tourne à droite ou à gauche.

### force de traction :

On transporte la grue - potence à vide .

$$\text{poids} = P = 39,3 \text{ kN} \quad (\text{voir stabilité}) .$$

pour déplacer un véhicule, la force à appliquer est :

$$F = \frac{Wb}{r} \quad \text{où } r = \text{rayon du pneu}$$

$b$  : coefficient de résistance au roulement (en mm)

$W$  : charge par pneu .

(Vector Mechanics for Engineers, Statics and Dynamics p. 334, Ferdinand P. Beer, E. Russell Johnston, Jr.) .

Ne disposant pas de 6 pneu 6 roues en caoutchouc, on prend 6 ds roues en acier (ou sable : 125 mm .

(les mêmes auteurs p. 334, pour cette valeur) .

$$W = P = 39,3 \text{ kN} \quad r = 268 \text{ mm} \quad (\text{voir dimensionnement du châssis}) .$$

$$P = 18,3 \text{ kN} .$$

ou avec une vitesse de 3,6 km/h (voir sécurité)

une puissance de 25 CV .

## CHAPITRE III - SECURITE MECANIQUE EN CHARGE STATIQUE ET EN CHARGE DYNAMIQUE

### 3.1 - charges statiques:

Les charges auxquelles on tiendra compte sont la charge à lever et le poids des pièces situées juste au dessus de la pièce à dimensionner.

La queue - potence doit être dimensionnée avec une sécurité quasi absolue. La flèche étant la pièce la plus exposée et de dimension beaucoup plus considérable aura un facteur de sécurité (F.S) :  $F.S = 5$

Pour les matériaux employés dans des conditions de sollicitation incertaines :  $F.S = 3-4$

(Mechanical Design And Systems Handbook -

Harold A. Rothbart, Editor - in - Chief -

Mc Graw - Hill Company P.18.4) Ainsi les autres parties du système auront un facteur de sécurité situé entre 3 et 4.

### 3.2 - Charges dynamiques:

Ce sont les charges qui, en dehors de la charge motrice de service et des poids propres des composantes, sont dues :

- aux effets d'inertie consécutifs aux mouvements de l'appareil autre que le levage et la descente.
- aux effets centrifuges.
- au vent
- à une utilisation brutale par dépose ou par libération brutale de la charge de service. Il n'en sera tenu en compte ici.
- aux effets de variations de température.

La plupart de ces facteurs faisant partie des conditions de sollicitations incertaines seront tenus en compte dans les facteurs de sécurité. On retient cependant l'action du vent.

### 3.2.1 effet de la charge mobile :

Le mouvement augmente la charge de service d'un certain facteur: appelé coefficient de majoration dynamique  $\psi$ , la norme NF E52-082

$$\psi = 1,1 + 0,133V \quad \text{pour } 0 < V \leq 1,5 \text{ m/s}$$

$V$  = Vitesse de levage.

Pour notre cas  $V = 13 \text{ m/min} = 0,22 \text{ m/s}$ .

$$\psi = 1,1 + 0,133 \times 0,22 = 1,129$$

$$\psi = 1,129$$

Les effets de choc sont considérés dans les facteurs de sécurité de la charge statique (condition

incertaines de translation).

3.2.2. Action du vent: Dans le cas où la surface de la charge exposée au vent n'est pas connue parfaitement la norme NF E 52-081 suggère une surcharge égale à 3% de la charge (condition la plus défavorable).

Conclusion: La charge totale de service sera obtenue en effectuant la charge réelle de service par les actions pondérées ci-haut:

$$P_T = 1,129 P + (3/100) P$$

$$P_T = (1,129 \times 1000 + (3/100) 1000) \frac{9,91}{1000}$$

$$\underline{P_T = 11,4 \text{ KN}}$$

Référence: AFNOR recueil de norme de la mécanique  
tome 8, 2<sup>ème</sup> édition, p. 43-45, AFNOR,  
1975

sécurité: Les conditions de sollicitations n'étant pas bien définies, nous avons

$$F.S = 1,5 - 2,5$$

(G. SPINLER, Manuel de calcul des organes de machines, 1978, p. 2.24, Ecole polytechnique Fédérale de Lausanne).

## CHAPITRE IV DIMENSIONNEMENT

### IV A - INTRODUCTION :

La méthode de dimensionnement sera la méthode élastique. La documentation disponible sur place pour une méthode plus économique en occurrence la méthode du calcul aux états n'est pas complète pour des systèmes en mouvement soumis à des cycles de chargement variés.

Nous procéderons par dimensionnement en chargement statique et vérification à la fatigue suite aux effets dynamiques, sauf dans certains cas où le dimensionnement en fatigue sera plus simple.

#### Détermination des facteurs de fatigue

##### \* Nombre de cycles :

Cette détermination est approximative car connaître la durée et la fréquence d'utilisation supposerait :

- l'existence d'un échantillon sur place
  - la connaissance du nombre d'entretiens ou une échelle bien définie.
  - la connaissance du nombre d'utilisations
- Malgré ces manquements, des mesures de temps

ont été prises sur le chantier en employant une potence utilisant un système d'orientation un peu semblable. Le temps mesuré correspond à un cycle de rotation. Ces mesures étaient faites dans le but de justifier une durée de vie finie ou non de la grue-potence. On a obtenu les temps suivants :

Charge de 80 kg :  $t = 46$  sec

Charge de 600 kg :  $t = 65$  sec

Nous retenons  $t_m = 60$  sec.

Les autres opérations relèvent de la vitesse de levage de la charge :

$$t = \frac{h}{v} = \frac{10}{0,22} = 45,4 \text{ sec pour } h_{\max} = 10 \text{ m}$$

$$= \frac{7}{0,22} = 32 \text{ sec pour une hauteur}$$

égale à celle de la plateforme de la station de traitement. On prend ici

$$t_m = 40 \text{ sec pour une descente}$$

pour un levage et une descente :  $t_m = 80$  sec

- Opérations d'ajustement de la charge :  $t = 2 \times 3 = 6$  sec

- durée des arrêts  $2 \times 5 = 10$  sec.

$$\text{Durée totale du cycle} = 60 + 80 + 6 + 10 = 156 \text{ sec}$$

Nous estimons que l'engin est utilisé 25% du temps et le nombre d'heures manuel de

travail 120 h :  $D_m = 120 \text{ h}$ .

Donc le nombre de cycles annuels, sera :

$$\frac{0,25 \times 120 \times 120 \times 3600}{156} = 8308$$

Pour une durée de vie de 15 ans on aura

$$N = 8308 \times 15 = 124620 \text{ cycles.}$$

On retient un nombre de cycles :  $N = 124000$  cycles.

$$N = 124000 \text{ cycles pour 15 ans.}$$

\* résistance à la fatigue :  $s'_f$

$$s'_f = 0,9 A^C s_u \quad \text{avec} \quad A = \frac{s'_e}{0,9 s_u}$$

$$C = \frac{1}{3} (\log N - 3)$$

$s'_e$  : limite d'endurance du matériau obtenu par l'essai Morse.

$s_u$  : résistance ultime du matériau

acier E36 :  $s_u = 560 \text{ MPa}$

$$s'_e = 0,5 s_u \quad \text{pour} \quad s_u \leq 1400 \text{ MPa}$$

(Voir Éléments de machines, R. Vinet - G. Drouin, Michel Bon - P. Thiry, Édition de l'École Polytechnique de Montréal, p. 51 - 52)

$$A = \frac{0,5 s_u}{0,9 s_u} \Rightarrow A = 5/9$$

$$C = \frac{1}{3} (\log 124000 - 3) = 0,69781$$

$$s'_f = 0,9 \times 560 \times \left(\frac{5}{9}\right)^{0,69781} \Rightarrow \underline{s'_f = 334,4 \text{ MPa}}$$



## Calcul de la limite d'endurance : $S_e$

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_f$$

où  $k_a$  : facteur de fini de surface

$k_b$  : facteur de grosseur de pièce

$k_c$  : facteur de fiabilité

$k_f$  : facteur des divers effets

$k_e$  : facteur relatif à la concentration de contraintes -  $k_d$  : facteur de température

(Voir Éléments de machines, R. Vinet - G. Drouin  
M. Gu - P. Thiry, édition de l'école Polytechnique de Lausanne P.54)

Nous déterminerons les facteurs communs ; ceux spécifiques à une pièce seront déterminés à la vérification de cette pièce.

\*  $k_a$  :

pièces laminées à chaud.

$$s_u = 560 \text{ MPa} \Rightarrow k_a = 0,62$$

(fig. 5.7 page 55. de Éléments de machines)

\*  $k_c$

Dans la considération de la sûreté qui doit entourer le matériau, voire la machine, nous estimons une fiabilité de 99%.

$$k_e = 0,814.$$

\*  $k_d$  :

température d'utilisation  $< 71^\circ\text{C}$   $k_d = 1$   
(Éléments de machines., p. 59)

\*  $k_f$  :

Ce facteur tenant compte du traitement thermique, des contraintes résiduelles, des trempes de surface et nituration, de la corrosion et du revêtement, nous l'estimons égal à 1.

$$k_f = 1$$

(Éléments de machines, p. 62)

Nous obtenons donc :

$$S_e = 0,62 \times 0,814 \times 1 \times 1 \times k_e k_f \times 334,4$$

$$S_e = 168,8 k_e k_f \text{ MPa.}$$

#### IV B - DETERMINATION DE LONGUEURS DES PIÈCES.

Les longueurs des pièces ont été déterminées d'après les considérations suivantes :

- rayon d'action : 2 m au moins.
- hauteur maximale : 10 m.
- la longueur de la poutre support de flèche ainsi que celle de la contre-flèche ne peuvent excéder la moitié de la longueur ou de la largeur du chariot.
- la forme et les dimensions des pièces à manu-

tentions étant très variées nous prenons une sécurité de 1 mètre de façon à ce que la pièce puisse toujours être posée à la hauteur de 10 m.

$$\text{Donc } h = 11 \text{ m} + 0,100 = 11,100 \text{ m}$$

- la considération du flambage.
- l'optimisation dans le sens de la réduction de l'effort à transmettre ou à supporter (cas du treuil manuel de relevage par exemple).
- l'espace minimal requis (cas du treuil électrique)
- par rapport aux positions critiques (butées etc).

Nous obtenons la fiche technique des pages suivantes :

Les calculs de dimensions sont faits dans les pages après.



## FICHE TECHNIQUE ( suite )

20

Pièce	Section	longueur (mm)	matière	masse (kg)	observations
36 - membre 4	U140 x 55 (*)	190	E36	3,05	soudée à la poutre de bord
37 - plaque supportant la charge additionnelle	500 x 1000 x 14	1000	E36	54,95	fixée par boulons aux poutres de bord
38 - charge additionnelle	voir le schéma P. 64	1000	béton	646	immobilisé par la plaque

+ U-E16 : bronze : Cu  $\geq$  83% Sn  $>$  14,5% (AFNOR).  
 proche Cu = 84% Sn = 16%

+ U140x65 remplace pour raison de montage U120x55.

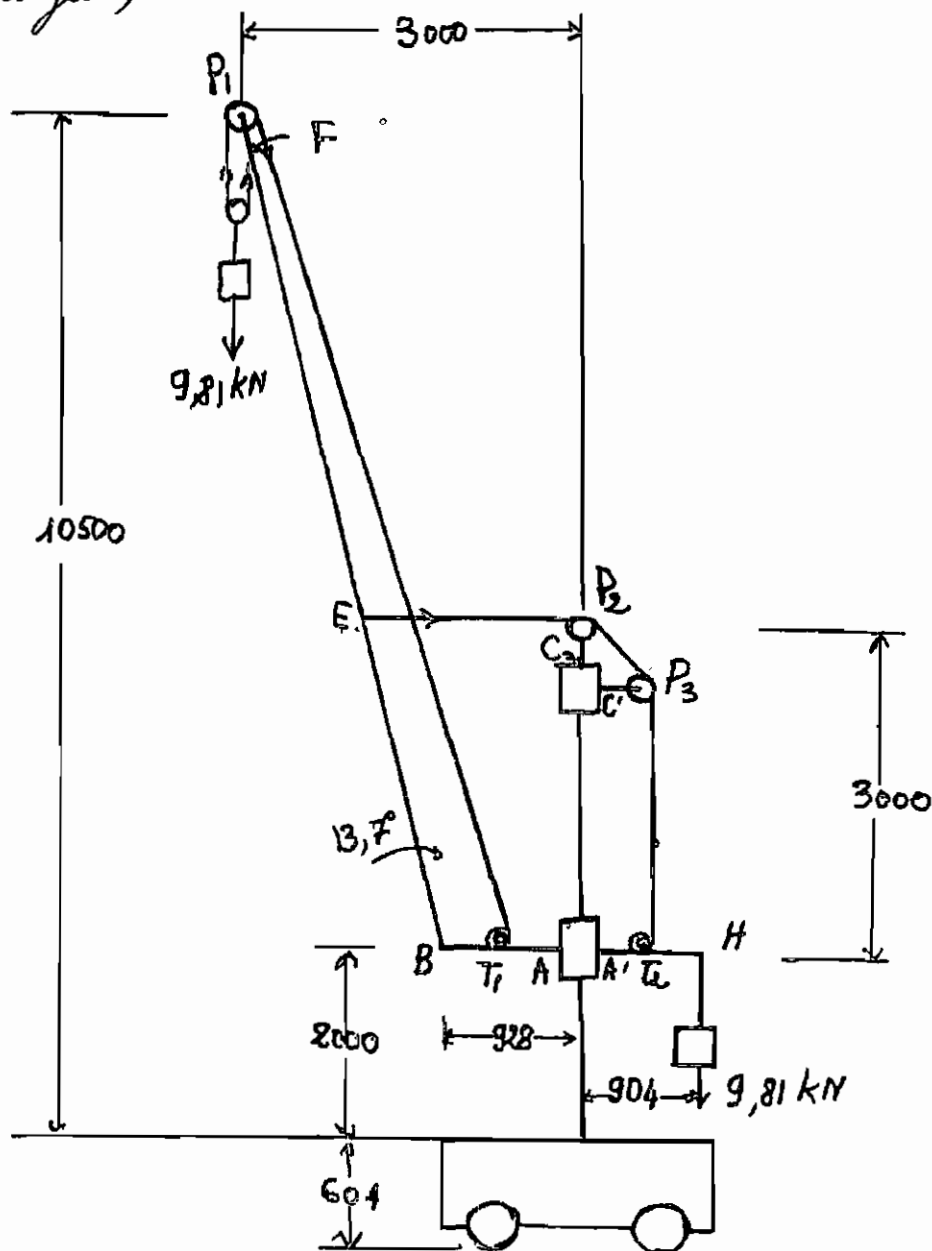
+ 20CNG : acier trempé à l'huile.

## C. - FLECHE - MAT - ACCESSOIRES

C.1 - flèche et accessoires:

C.1.1. flèche :

Configuration générale du système par la position la plus critique par rapport au moment de flexion (disons même par rapport aux charges)



$$AB = 754 \text{ mm}$$

$$BT_1 = 544$$

$$AC = 2800 \text{ mm}$$

$$CP_1 = CP_2 = 200$$

$$BP_1 = 8749 \text{ mm}$$

$$R_{\text{cylindre}} = 154 \text{ mm}$$

$$AT_1 = 230 \text{ mm}$$

$$A'T_2 = 300 \text{ mm}$$

$$A'H = 750 \text{ mm}$$

### Efforts sur la poutre.

$$\text{charge statique} = 9,81 \text{ kN}$$

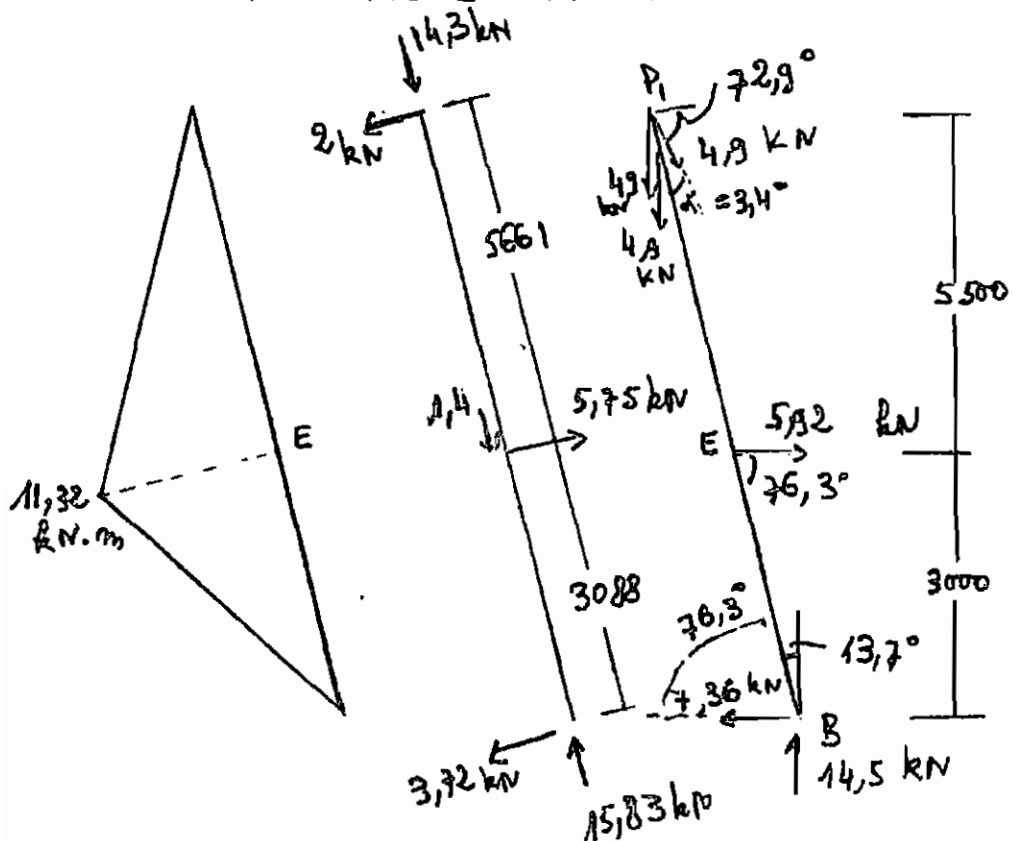
$$\text{charge dynamique maxi} = 11,4 \text{ kN}$$

$$\text{charge dynamique mini} = 0$$

$$\text{charge alternée} = F_a = \frac{11,4 - 0}{2} = 5,7 \text{ kN}$$

$$\text{charge moyenne} = F_m = \frac{11,4 + 0}{2} = 5,7 \text{ kN}$$

$$F_a = F_m = 5,7 \text{ kN}$$



Matériau : profilé ACNOR - CSA standard G40.211  
 résistance à l'écoulement  $\sigma_y = 350 \text{ MPa}$   
 résistance à la rupture  $\sigma_u = 560 \text{ MPa}$ .

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(kl)^2} \quad (\text{formule d'Euler})$$

$$F_c \leq \frac{\pi^2 EI}{F_s(kl)^2} \Rightarrow I \geq 11,67 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

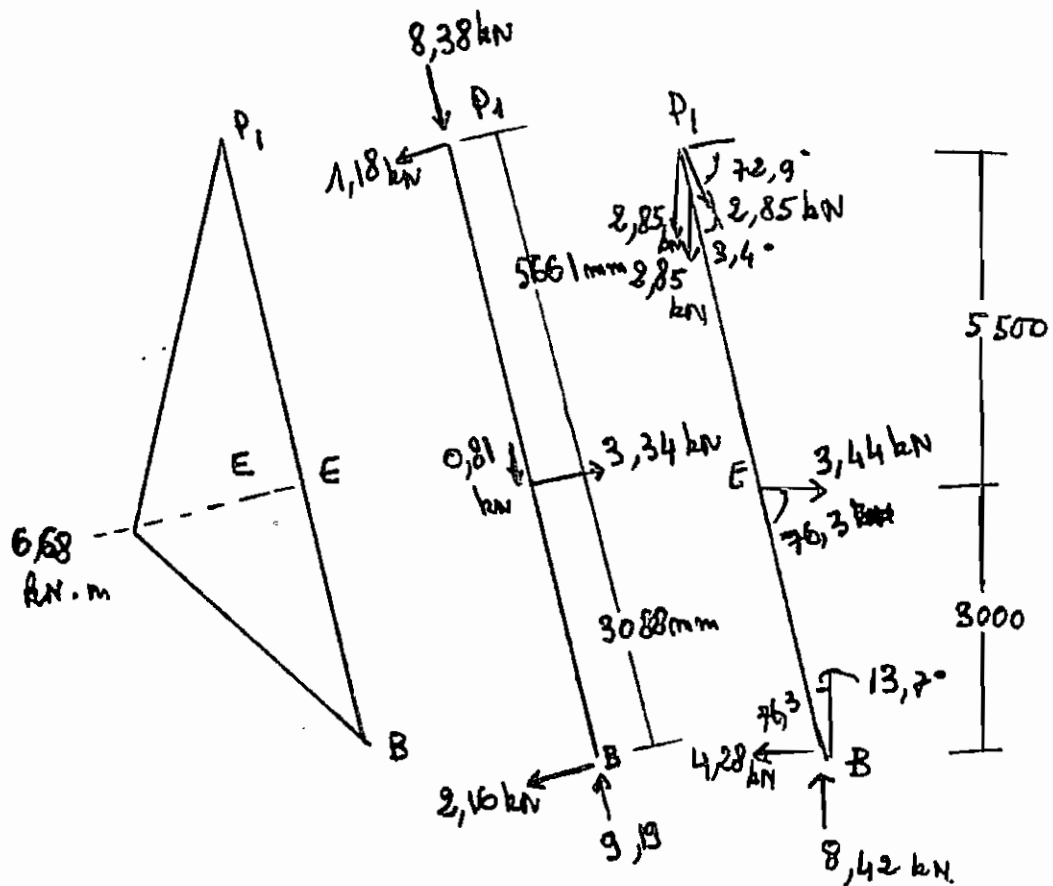
on obtient :

$$\square 152,4 \times 152,4 \quad (\text{Voir Annexe: p-90})$$

$$I = 12,6 \cdot 10^6 \text{ mm}^4 \quad e = 6,25 \text{ mm}^2$$

$$S = 166,60^3 \text{ mm}^3 \quad A = 7610 \text{ mm}^2 \quad m = 28,3 \text{ kg/m}$$

Vérification à la fatigue:





Calcul des contraintes : (Voir Annexe p.91)

E est le point le plus sollicité :

$$\sigma_{moyenn} = \sigma_m = \frac{N_{max}}{S} + \frac{F}{A}$$

$$\sigma_m = 42,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{alterné} = \sigma_a = \frac{N_a}{S} + \frac{F_a}{A} \rightarrow \sigma_a = 42,8 \text{ MPa}$$

Calcul de la résistance :

$$k_e = \frac{1}{k_f} \quad \text{avec } k_f = q(k_t - 1) + 1$$

: facteur de concentration de contraintes . p.

(Éléments de machines , p. 61)

$$k_t = 1 \rightarrow k_e = 1$$

$$k_b = 0,75 \quad (\text{Éléments de machines p. 57})$$

$$S_e = 168,8 k_e k_b \Rightarrow \underline{S_e = 126,6 \text{ MPa}}$$

$$F.S. = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}} \quad (\text{Éléments de machines p. 71})$$

$S_{ut}$  : résistance ultime en traction

$$\underline{F.S. = 2,4}$$

Nous donnons précaution - le profilé choisi convient.

### C.1.2 Accroches de la flèche :

#### C.1.2.1 : Axe de poulicé tête de fleche

Les axes de poulicé étant des pièces très exposées sont dimensionnés par rapport à la charge dynamique maximale . Ils sont objets de cas

isolés dans l'étude de l'entretien.

$$F = 17,1 \text{ kN} \quad (\text{Voir Annexe } )$$

N'ayant pas pu obtenir l'encastrement latéral des poutres, nous l'estimons égal à 2 fois la gage de la poutre :  $2 \times 35 = 70 \text{ mm}$

(35 mm : Voir fiche technique p.19-20)

Longueur entre appuis de l'axe : 100 mm.

Axes réalisés : en Acier uni-dur XC32 pour résistance à l'usure.  $S_y = 315 \text{ MPa}$

Par la suite les axes seront réalisés en XC32.

$$S \geq \frac{F \cdot S \cdot \sigma_{\max}}{S_y} \quad \text{avec } F \cdot S = 3$$

$$S = \frac{\pi d^3}{32} \geq \frac{F \cdot S \cdot \sigma_{\max}}{S_y} \rightarrow d > 27,5 \text{ mm}$$

$\therefore$  Rond 28, NFA45-003

$$m = 4,83 \text{ kg/m} \quad A = 616 \text{ mm}^2$$

(Voir annexe p.92)

C12.2. Axe au support de flèche : (Voir annexe p.93)

Efforts additionnels dus au poids de la flèche.

$$\begin{aligned} \text{Poids de la flèche} &= 28,3 \times 8,749 \times 9,81 / 1000 \\ &= 2,43 \text{ kN.} \end{aligned}$$

$$\sum \Pi_{B+} = 0 \Rightarrow -2,43 \cdot 4250 \sin 13,7 + E_x \cdot 3000$$

$$E_x = E_E = 0,82 \text{ kN}$$

$$\sum F_x \rightarrow = 0 \Rightarrow B_x = 0,82 \text{ kN}$$

$$\sum F_{y+} = 0 \Rightarrow B_y = 2,43 \text{ kN}$$

26

Efforts sur l'axe :

$$F_m = F_i + F_a \text{ avec } F_{ix} = 0,82 \text{ kN}$$

$$F_{iy} = 2,43 \text{ kN}$$

$F_a =$  no charge pas.

Dans la considération de la charge dynamique ; l'effort additionnel dû aux autres pièces supportées est aussi à considérer.

$$F_{max} = 21,43 \text{ kN}$$

(Voir Annexe)

Longueur entre support de l'axe = 152,4 mm.

Charge sur supports :  $F = \frac{1}{2} F_{max} = 10,71 \text{ kN}$

Section rond.

$$S \geq \frac{FS \cdot \sigma_{max}}{\sigma_y} \Rightarrow d = 44 \text{ mm}$$

$$FS = 3$$

Rond 44, NF A45-003

$$A = 1520 \text{ mm}^2 \quad m = 11,9 \text{ kg/m}$$

Vérification au cisaillement (Voir annexe p.94)

axe acceptable.

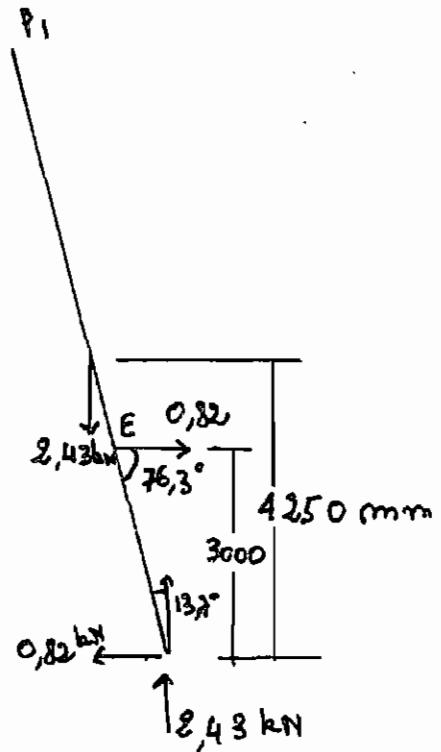
C.2.2.3 : boulons de fixation en tête de flèche :

Du calcul le nombre de boulons requis par cisaillement, et ensuite on vérifie l'assemblage en fatigue.

$$\sigma = \frac{F}{n A_t}$$

ou  $n =$  nombre de boulons

$A_t =$  section nominale



$$G_{adm} = \frac{\sigma_y}{\sqrt{3}} \geq F.S. \cdot \varepsilon$$

$$\Rightarrow \varepsilon \leq \frac{0,577 \sigma_y}{F.S.} \quad \text{avec } F.S. = 3$$

on choisit  $n_B \times 1,25$  classe 5.8 : . . . . .

$$A_t = 36,8 \text{ cm}^2 \quad \sigma_y = 380 \text{ MPa} \quad \sigma_u = 520 \text{ MPa}$$

(Éléments de machines p. 191 - p. 193

tableaux 10.1 et 10.3)

on obtient :  $n = 8$  (Voir Annexe 94)

Vérification en fatigue :

On adopte une précharge de 60% avec une fiabilité de 99%.

$$\sigma_a = \frac{F_b - F_i}{2A_t} = \frac{k_b}{k_b + k_m} \frac{F_a}{2A_t}$$

$$\sigma_m = \sigma_a + \frac{F_i}{A_t} \quad \text{Éléments de machines p. 197}$$

$k_b, k_m$  : rigidité respectivement du boulon et de la manivelle  $F_i$  : précharge.

On considère, vu la résistance presque égale de matériaux, que nous avons le même matériau.

$$k_m = 8 k_b \quad (\text{Éléments de machine p. 183})$$

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e'$$

$$F.S. = 1 / \left[ \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{\sigma_u} \right] = 2,25$$

(Voir Annexe ) .

On voit que le nombre de boulons est un peu trop

On peut retenir :

6 boulons M 8 x 1,25

6 Ecrous H, 08 (E 27-411)

## C.2. SUPPORT DE FLECHE ET ACCESSOIRES

### C.2.1 Support de fleche :

Efforts :

Charge statique :  $B_x = 8,18 \text{ kN}$      $B_y = 16,93 \text{ kN}$

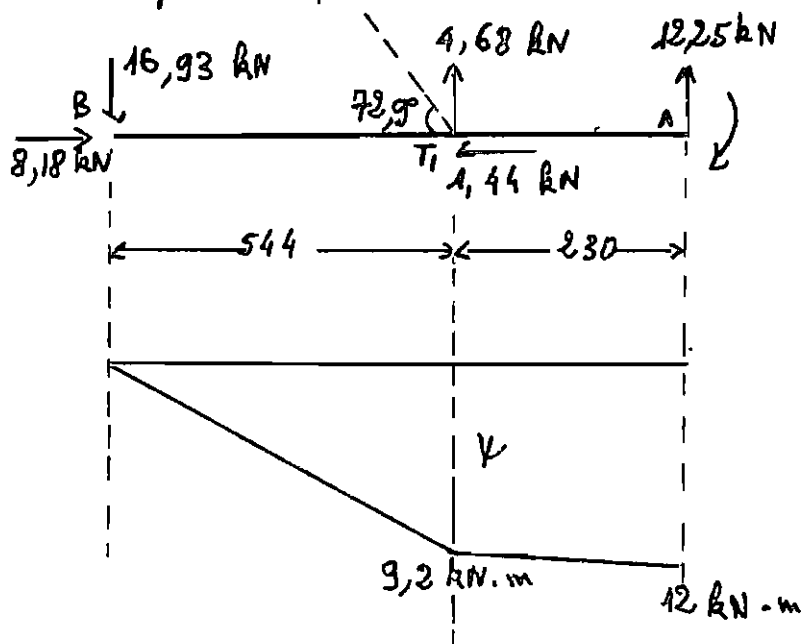
Charge dynamique :

- alternée :  $B_x = 4,28 \text{ kN}$

$B_y = 8,42 \text{ kN}$

- moyenne :  $B_x = 5,1 \text{ kN}$      $B_y = 10,8 \text{ kN}$

\* charge statique :



Matériau : Acier E36 :  $\sigma_y = 355 \text{ MPa}$   
 qualité : 2  $\sigma_u = 560 \text{ MPa}$

Cette pièce est soumise à la flexion et à la compression ; on la dimensionne en flexion et on vérifie la fatigue.

$$\sigma_f = \frac{\sigma_{\max}}{S} \leq \frac{\sigma_y}{FS} \quad \text{avec } FS = 3,5$$

$$\text{On obtient } S \geq 118,3 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$$

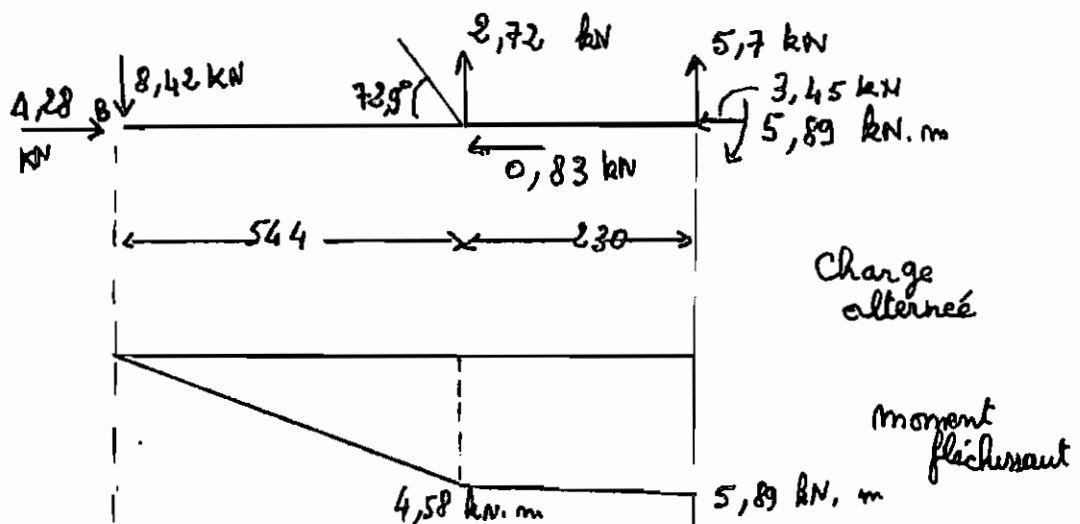
et finalement : 2 U160 x 65, NFA45-202

$$S = 231,25 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 \quad I = 18,5 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

$$A = 4800 \text{ mm}^2 \quad m = 37,6 \text{ kg/m}$$

Vérification à la fatigue :

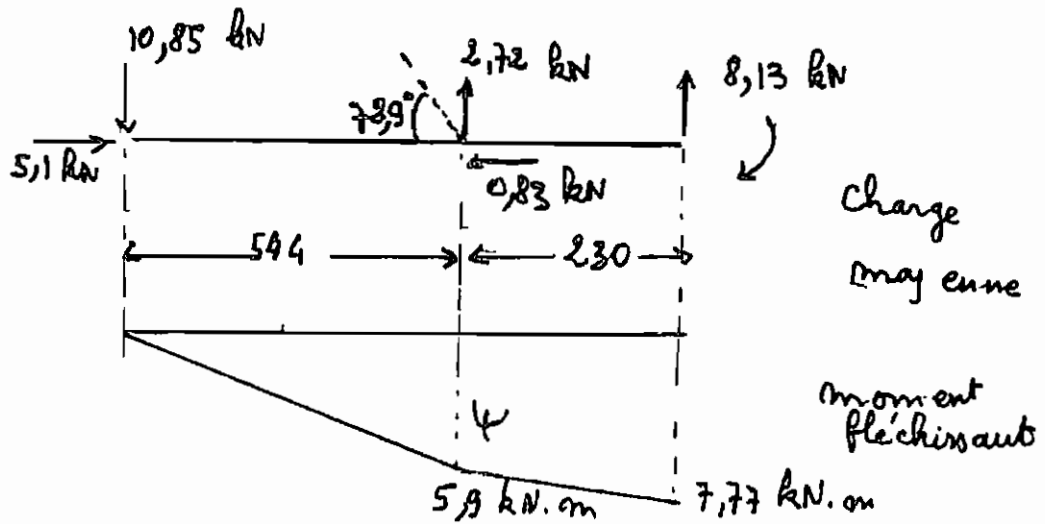
(Voir Annexe p.95)



Calcul des contraintes et de FS :

$$\sigma_a = \frac{\sigma_a}{S} + \frac{F_a}{A}$$

$$\sigma_a = 26,2 \text{ MPa}$$



$$\sigma_m = \frac{N_m}{S} + \frac{F_m}{A} \Rightarrow \sigma_m = 34,5 \text{ MPa}$$

$$S_e = 168,8 \text{ kecm}^2$$

$$k_e = 1$$

$$k_b = 0,75$$

On estime que  $k_e = 1$  dans la mesure où la fatigue de la soudure sera vérifiée.

$$S_e = 126,6 \text{ MPa}$$

$$FS = 1 / \left[ \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{\sigma_m} \right] \Rightarrow FS = 3,72$$

FS est en dehors de la plage de facteurs de sécurité définie précédemment. On l'accepte dans la mesure où n'a pas tenu compte de l'effet de la soudure. Notre section est acceptable.

Notons que le cisaillement n'est pas important ici.

C.2.2 - butée 1 (voir Annexe p.96)

Effort : On utilise la charge dynamique maximale.

$$F_{d1} = 4,28 \text{ kN}$$

$$F_m = 5,1 \text{ kN}$$

$$F_{max} = 9,38 \text{ kN}$$

Même matériau que le support de poutre.

\* Calcul de la cornière verticale :

$$\eta_{max} = 9,38 \cdot 100 = 938 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$S \geq \frac{FS \eta_{max}}{\sigma_y} \quad \text{avec } FS = 3$$

on obtient :

cornière 70x70x7, NFA45-009

$$S = 8,41 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$$

finalement : 2 cornières 60x60x6, NFA45-009

$$\text{Longueur de la pièce} = 100 \text{ mm} \quad m = 5,42 \text{ kg/m}$$

\* Calcul de l'axe :

$$S = \frac{\pi d^3}{32} \geq \frac{FS \eta_{max}}{\sigma_y} \quad \text{avec } FS = 3$$

$$\text{Charge uniformément répartie : } \eta = \frac{Fl}{8}$$

$$L = 160 \text{ mm}$$

Rond 27, NFA45-003.

$$m = 4,49 \text{ kg/m} \quad A = 573 \text{ mm}^2$$

Vérification du cisaillement :

axe acceptable.

\* Calcul de la cornière horizontale :

$$\sigma = \frac{F}{A} \leq \frac{\sigma_y}{3} \quad \text{compression.}$$

on obtient : 2 cornières 35x35x3,5, NFA45-009

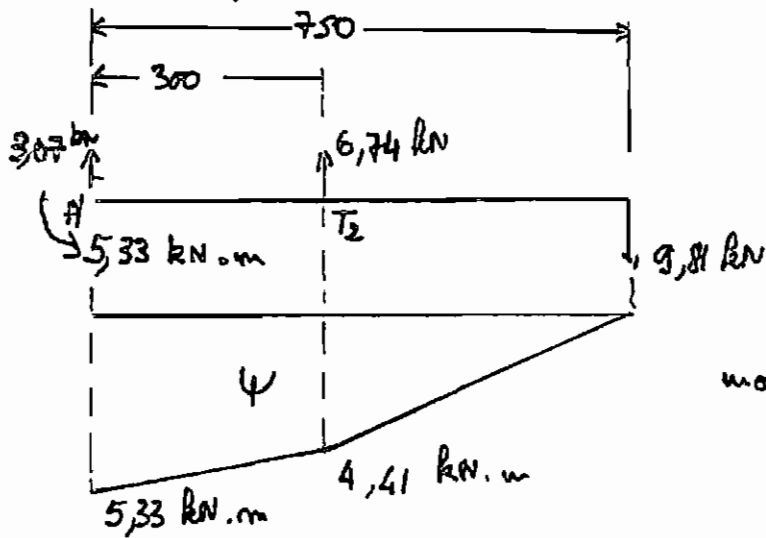
$$m = 1,85 \text{ kg/m} \quad A = 2 \times 235 \text{ mm}^2$$



### C.3 - CONTRE - FLECHE

Détermination des efforts :

Charge statique .



moment fléchissant

$$s \geq \frac{FS \sigma_{max}}{\sigma_y} \quad \text{avec } FS = 3 \quad \sigma_{max} = 5,33 \text{ kN.m}$$

Matériau : acier E 36 .  $\sigma_y = 355 \text{ MPa}$  .  $\sigma_u = 560 \text{ MPa}$

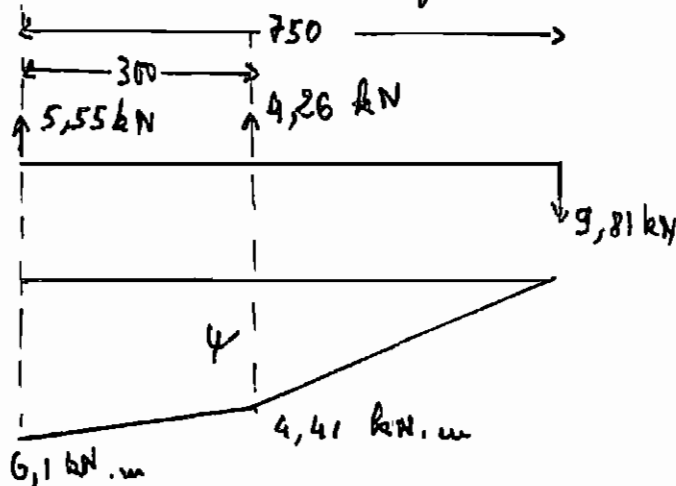
on obtient : 2U 100 x 50 , NF A 45 - 202

(Annexe p. 97)

$$I = 4,12 \cdot 10^6 \text{ mm}^4 \quad S = 82,4 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$$

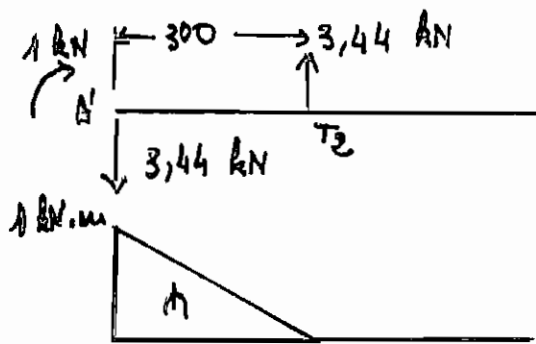
$$A = 2700 \text{ mm}^2 \quad m = 21,2 \text{ kg/m}$$

Vérification en fatigue :



charge dynamique  
moyenne .

moment fléchissant



Charge alternée

Moment fléchissant

$$\sigma_m = \frac{M_m}{S} \quad \sigma_o = + \frac{M_o}{S}$$

$$\sigma_m = 74 \text{ MPa} \quad \sigma_o = 12,1 \text{ MPa}$$

$$FS = 1 \left[ \frac{\sigma_o}{\sigma_e} + \frac{\sigma_m}{\sigma_m} \right]$$

calcul de  $s_e$  :  $s_e = 168,8 \text{ kcm}^2$

$k_b = 0,75$      $k_e = 1$  (on fait cette supposition en considérant que la soudure sera vérifiée en fatigue).

$FS = 4,39$ . Acceptable du fait de la soudure de fixation et surtout que cette poutre est aussi support de treuil.

## C.4. MAT ET ACCESSOIRES

### C.4.1. MAT :

Effats : Voir page suivante.

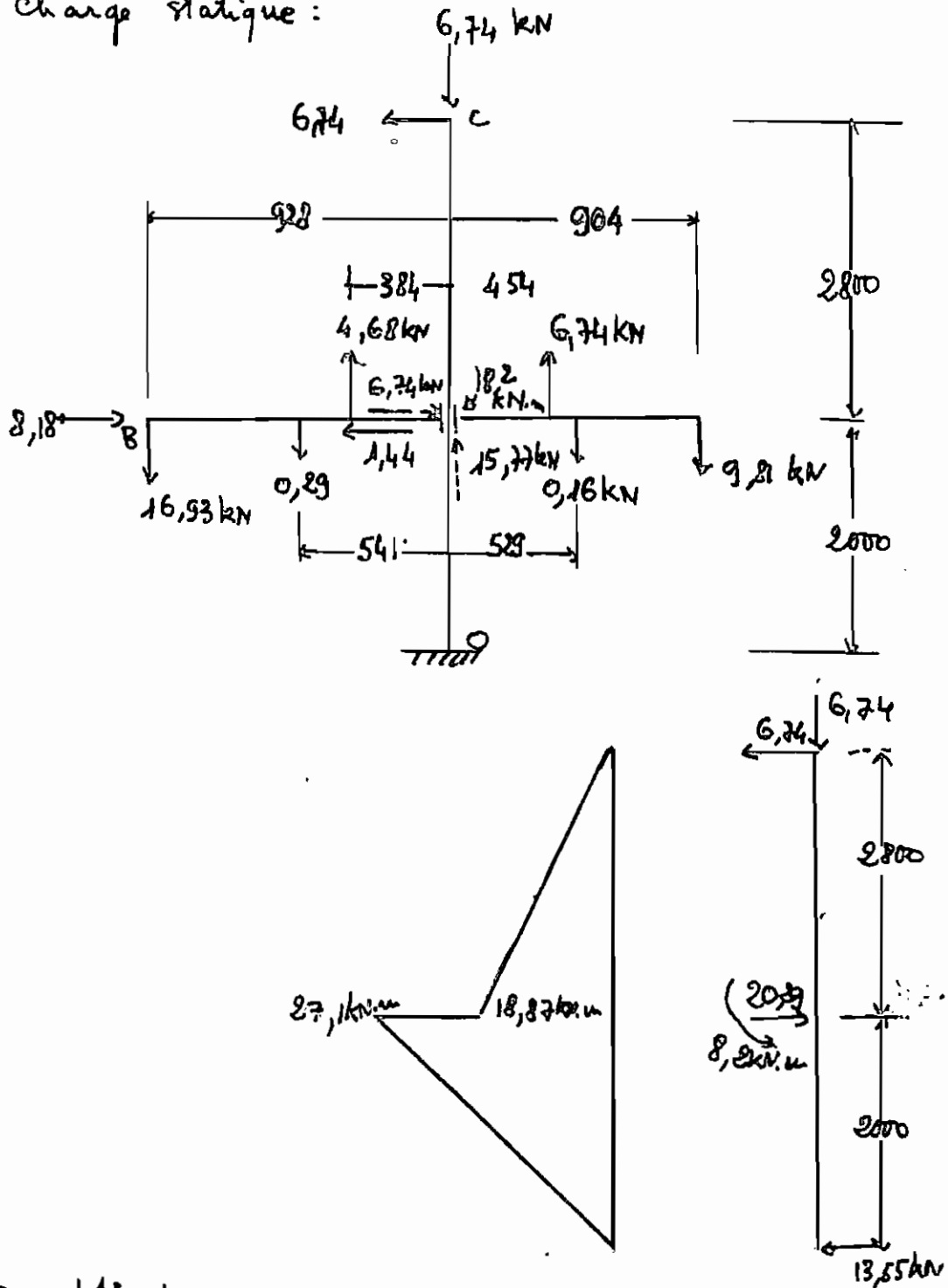
Matériau : Acier E36 qualité 2

$$S \geq \frac{M_{max} FS}{\sigma_y} \quad \text{avec } FS = 4$$

$$S \geq 305,4 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 \quad (\text{Voir Annexe p.97})$$

34

charge statique :



On obtient :

Ø 73 x 8 OD

$$m = 52,1 \text{ kg/m} \quad A = 6660 \text{ mm}^2$$

$$I = 58,52 \cdot 10^6 \text{ mm}^4 \quad S =$$

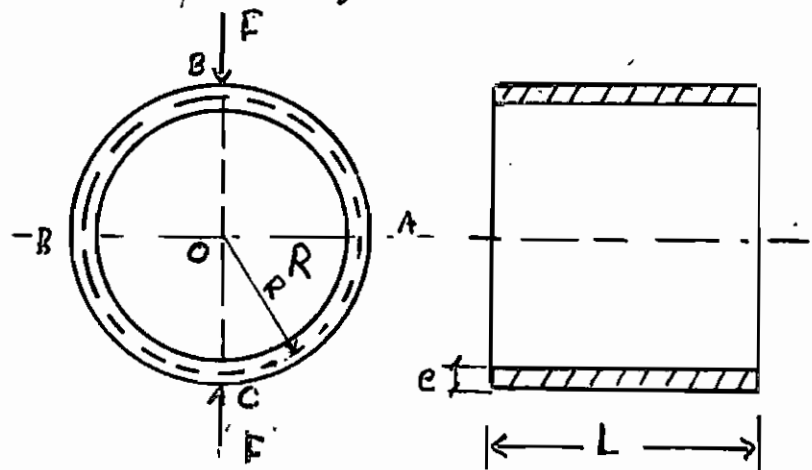
Vérification de la compression : Aucune crainte

Cette pièce ne comporte pas de réduction de section ni de trou. On peut affirmer à priori que la fatigue n'est pas à craindre. Ceci se vérifie par la tendance des calculs : toute baisse possible du facteur de sécurité était consécutive à une concentration de contraintes.

### C.4.2 - Cylindres - bagues =

C.4.2.1 - bague du cylindre inférieur :

\* Elle est choisie de façon à pouvoir résister à un effort de compression agissant de la façon suivante :



On obtient  $\sigma_{\max} = \frac{FR}{e} \cdot \frac{6}{Le^2}$

$R$  = rayon moyen de la section.

$$\sigma_{\max} \leq \frac{S_y}{3}$$

On fait le dimensionnement avec la charge dynamique maximale.

\* Calcul de la force de compression :



Longueur de contact entre la bague et le cylindre

La pression de contact entre le cylindre et la bague doit être inférieure à la pression admissible du bronze ; soit

$$15 \text{ N/mm}^2 \quad (\text{Manuel de Calcul des organes de machines - Lausanne 1978})$$

Mais cette pression a été obtenue avec une charge alternée, sans déplacement. Nous pouvons la réduire par un facteur de sécurité de 9 et obtenir la pression admissible avec une charge en déplacement en constatant que ceci est valable pour l'acier.

de ce fait :  $P_{adm}$  pour charge alternée

$$= 10/9 = 1,11 \text{ N/mm}^2$$

$$F/A \leq 1,11 \quad \text{avec} \quad A = \frac{\pi}{4} (D_e^2 - D_i^2) \text{ cylindre}$$

on obtient :

$$L = 31 \text{ mm} \quad (\text{Voir annexe 101})$$

Cylindre :  $D_e = 347 \text{ mm}$

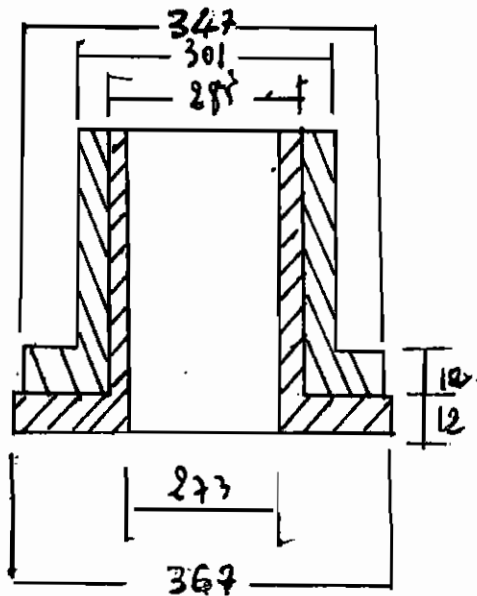
bague :  $D_e = 367 \text{ mm}$

Il s'agit des diamètres extérieurs à la base (voir page suivante).

Les épaisseurs à la base sont :

cylindre :  $2r_8 = 16 \text{ mm}$

bague :  $2r_8 = 12 \text{ mm}$

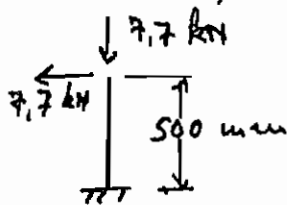


C.4.2.3 - Cylindre supérieure - bague supérieure.

Ils auront les mêmes épaisseurs que ceux de la partie <sup>inférieure</sup> qui ont des épaisseurs assez sécuritaires. Leur diamètre seront déterminés par le diamètre du pivot.

C.4.2.4 - Pivot des cylindres supérieurs :

Efforts :



Dimensionné par rapport à la charge maximale dynamique.

On prend une section ronde en acier E36. Cette pièce sera usinée de façon à avoir une surface lisse afin que la bague de bronze ne souffre pas de frotter contre le pivot pour des questions d'aspérités. Ainsi la bague peut être emmanchée au cylindre.

Ceci est d'autant plus intéressant que le montage sera démontable facilement.

$$S \geq \frac{\Pi_{max} FS}{s_y} \quad \text{avec } s_y = 375 \text{ MPa}$$

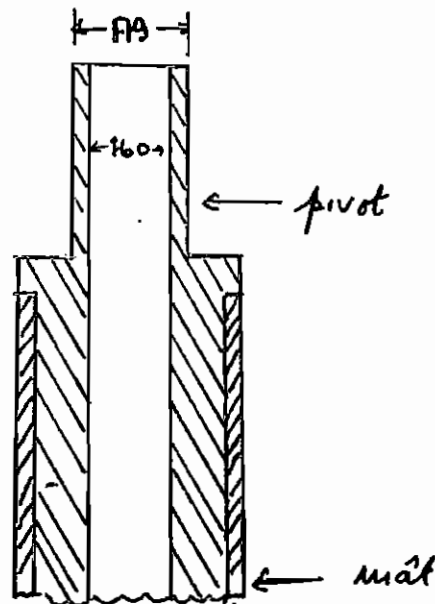
$$S = \frac{\bar{u} d^3}{32} \quad \Pi_{max} = 3,85 \text{ kN.m}$$

$$d \geq 76,2 \text{ mm. (Voir annexe 102)}$$

Pour des raisons de montage on aura un diamètre inférieur du pivot égal au diamètre intérieur du mât et un diamètre supérieur du pivot tel que:

$$D_{pivot} = 273 - (367 - 273) = 179 \text{ mm.}$$

Le pivot est muni d'une collerette. (Voir le schéma)



Diamètre de la bague : 179 mm (191)

Diamètre du cylindre : 191 mm 207 mm

Le pivot est percé au mât.

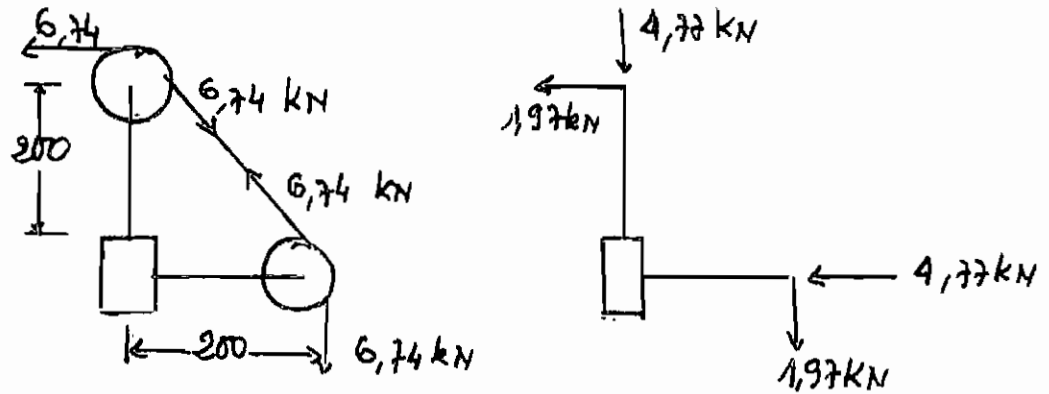
#### C.4.2.8. Supports des poulies de relevage

Efforts :

Charge statique : (Voir annexe p. 102)



40



$$M_{max} = 0,394 \text{ kN.m}$$

$$S \geq \frac{FS \cdot M_{max}}{\sigma_y} \quad \text{avec} \quad FS = 3 \quad \sigma_y = 355 \text{ MPa}$$

La pièce est en acier E36. Section composée de 2 sections en U.

$$S \geq 3,33 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$$

On obtient :

2U80x45, NF A45-202.

$$S = 53 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 \quad A = 2200 \text{ mm}^2$$

$$m = 8,64 \text{ kg/m}$$

On vérifie les contraintes :

$$\sigma_{flexion} : \sigma_f = 0,37,43 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{compression} = \sigma_c = \frac{F}{A} = 2,2 \text{ MPa}$$

$$FS : \left( \frac{7,43 + 2,2}{355} \right)^{-1} = 36,86$$

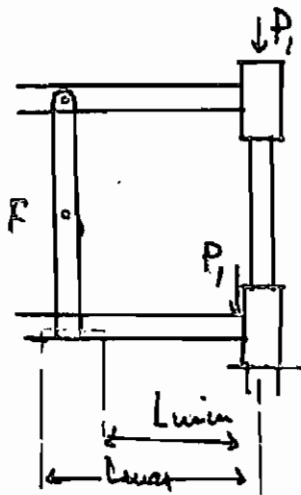
On n'a pas besoin de vérifier cette pièce en fatigue. Sa durée de vie dépendra de la soudure.

#### C.4.2.5 - Membrane de synchronisation :

Cette membrane ne reprend aucune partie

de la charge de service de façon à ne pas se transmettre aux cylindres supérieurs. Elle peut pivoter autour de son axe. Sa seule fonction est de transmettre le couple de rotation aux deux cylindres de l'orientation.

### L'effort de rotation



$$L_{\max} = 835 \text{ mm}$$

$$L_{\min} = 760 \text{ mm}$$

La position de la manœuvre de rigidité varie entre  $L_{\max}$  et  $L_{\min}$ ;  $L_{\max}$  et  $L_{\min}$  sont les longueurs maximale et minimale du bras de levier.

Couple de frottement :  $\Pi_f = \mu \gamma_m N$  avec

$$\gamma_m = \frac{2}{3} \frac{r_e^3 - r_i^3}{r_e^2 - r_i^2} \quad r_i \text{ et } r_e : \text{ rayons respectifs intérieur et extérieur de la zone de contact.}$$

$N$  : force de compression.

Couple à fournir pour démarrer le système :

$$\Pi > \mu_s \gamma_m N \quad \text{avec } \Pi = LiF$$

$$LiF > \mu_s \gamma_m N \quad : Li : \text{ bras de levier}$$

et  $F$  la force appliquée pour tourner le système.

\* Au démarrage :

$$\Pi = k_i F > \mu_s (P_1 r_{1m} + P_2 r_{2m})$$

Surface grainée acier / bronze  $\mu_s = 0,1$

(Manuel de calcul des organes de machines  
Lausanne 1978).

$P_1$  : force de compression au cylindre inférieure (1)

$P_2$  : Force de compression au cylindre supérieure (2)

$$P_1 = 15,77 \text{ kN} \quad P_2 = 6,74 \text{ kN}$$

$$L = L_{\min} \Rightarrow M > 315,5 \text{ N.m} \Rightarrow F > 415 \text{ N}$$

$$L = L_{\max} \Rightarrow M > 315,5 \text{ N.m} \rightarrow F > 378 \text{ N}$$

\* En mouvement. (Annexe p. 68)

Surface grainée :  $\mu = 0,04$

les mêmes forces s'appliquent :

$$M > 126,2 \text{ N.m}$$

$$L = L_{\min} \quad F = 166 \text{ N}$$

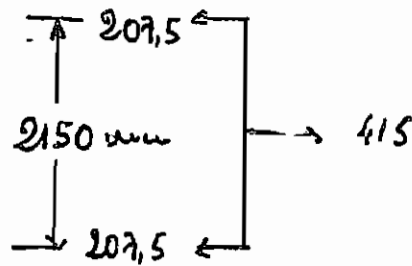
$$L = L_{\max} \quad F = 151 \text{ N}$$

Donc nous avons un moment résistant un peu élevé au démarrage, mais faible quand la rotation a lieu.

Le système de rotation est jugé acceptable.

La membrane de synchronisation supporte une force maximale juste supérieure à 415 N.

supposant que cette charge agit au milieu



$$M_{\max} = 223 \text{ N.m}$$

La flèche doit être très faible pour qu'il n'y ait pas de retard de mouvement.

$$F = \frac{FL^3}{48EI}$$

$$S \geq \frac{M_{\max} FS}{\sigma_y} \quad FS = 3$$

Section en cornière en E36.

on obtient : Cornière 60x60x6, NFA45-

$$I = 22,8 \cdot 10^4 \text{ mm}^4$$

$$S = 5,29 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 \cdot \rho = 5,42 \text{ kg/m}$$

#### C.4.2.7 - Poutre de synchronisation (butée 2)

On la choisit en section cornière. Pièce de section égale à celle de la partie horizontale de la butée 1.

$$I \geq 4,7 \cdot 10^2 \text{ mm}^4 \quad (\text{non normalisée})$$

on prend

Cornière 45x45x4,5, NFA45-

$$I = 7,15 \cdot 10^3 \text{ mm}^4 \quad A = 390 \text{ mm}^2$$

$$\rho = 3,04 \text{ kg/m}$$

qui résiste bien à une force horizontale maxi-

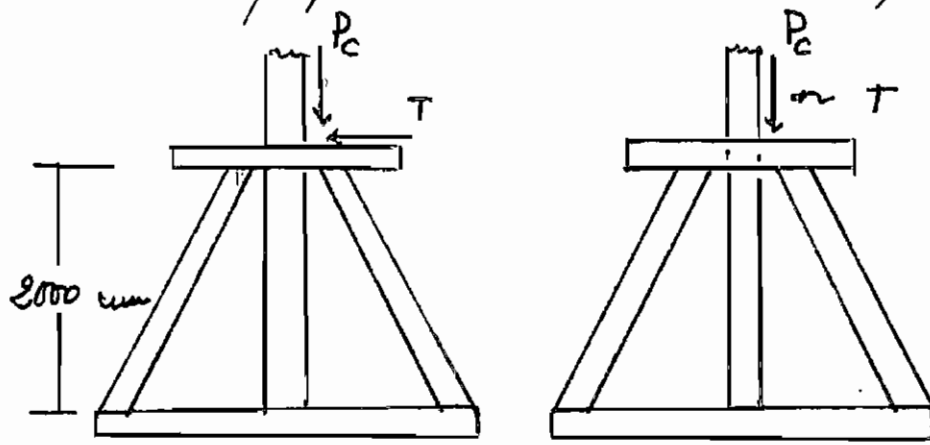
maximale de 9,38 kN (charge dynamique)

### C.5. Membrures supportant la plaque support d'ensemble.

Ces membrures fixées au châssis reçoivent l'effort de compression et de cisaillement au niveau de la plaque. Leur position oblique donne une grande stabilité de la structure aérienne. Elles annulent le moment à la fixation du mât sur le chariot.

Pour 2 membrures données asymétriques et soumis à l'effort  $T$  :

- L'un est en compression, l'autre est en traction s'ils se trouvent dans la direction de flèche.
- Ils sont en traction s'ils se trouvent dans la direction perpendiculaire à celle de la flèche.

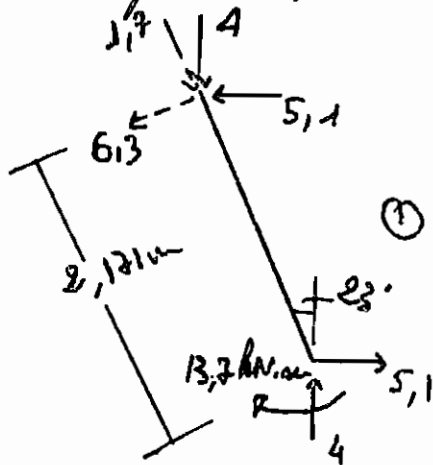


représentation à un moment donné :

Ces membrures seront boulonnées à la plaque et fixées par boulons au châssis.

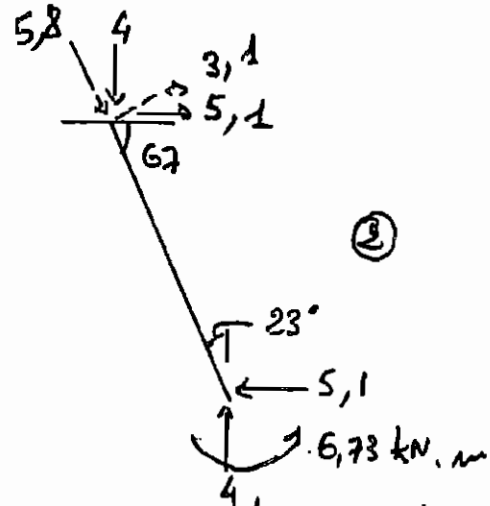
### C.5.1. Membrures avant et arrière :

Charge statique :



membrure se trouvant

dans le sens opposé à celui de la flèche



des membrures se trouvant

dans le sens de la flèche

$$P_c = 15,77 / 4 = 3,94 \text{ kN} \approx 4 \text{ kN}$$

$$T = 20,29 / 4 = 5,1 \text{ kN}$$

(Voir page 34)

L'effort de flexion est plus important que l'effort de compression et le cas ① est plus critique.

$$S \geq \frac{FS \cdot M_{max}}{\sigma_y} \text{ avec } FS = 3$$

Les membrures seront en L. Le matériau est de l'acier E36.

On obtient : cornière 180 x 180 x 18, HFA45-009

$$S = 145 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 \quad I = 1870 \cdot 10^4 \text{ mm}^4 \quad A = 6190 \text{ mm}^2$$

$$m = 48,6 \text{ kg/m}$$

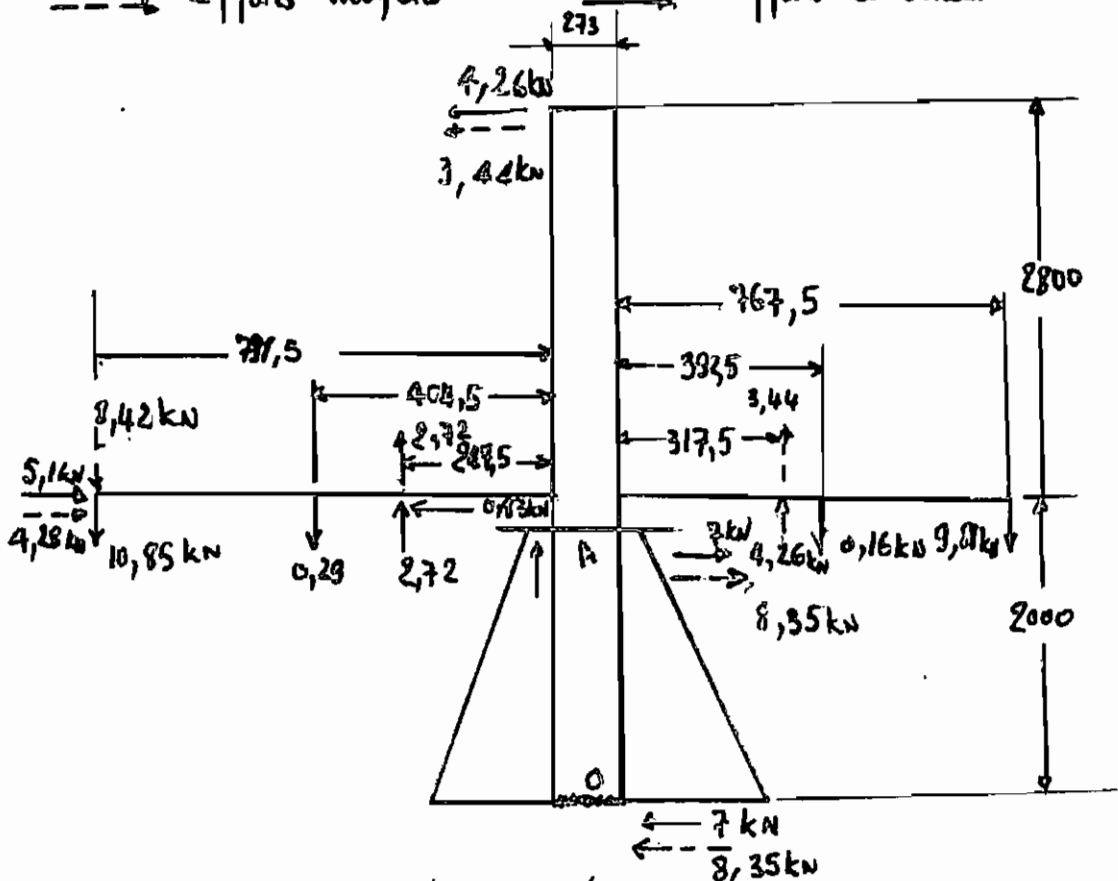
Ces membrures n'ayant pas de lieu de concentration de contraintes :  $k_e = 1$ .

On trouve aussi  $k_s = 0,75$

$$\sigma_e = 0,75 \times 1 \times 168,8 = 126,6 \text{ MPa}$$

Charge dynamique :

---> efforts moyens      > efforts alternés.

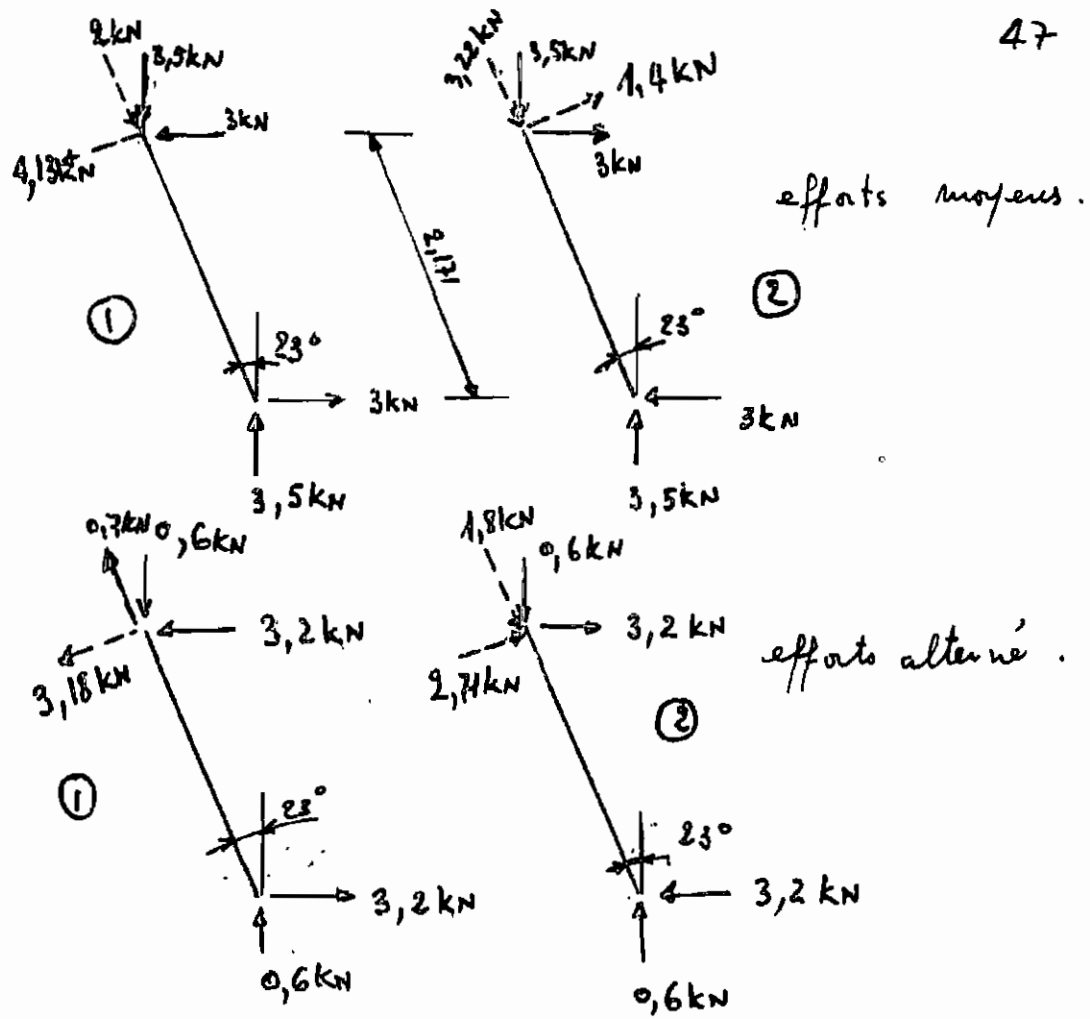


Les efforts sur les membrures sont :

effort moyen :  $F_x = 12,1 \text{ kN}$        $F_y = 14,13 \text{ kN}$

effort alterné :  $F_x = 12,63 \text{ kN}$        $F_y = 2,26 \text{ kN}$

Nous obtenons la configuration de la poutre suivante.



efforts moyens.

efforts alternés.

Le cas ① est plus critique :

Contraintes :

$$\sigma_m = 62,2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = 47,6 \text{ MPa}$$

$$F.S = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma_a} + \frac{\sigma_m}{\sigma_m}} \quad \text{avec } \sigma_u = 560 \text{ MPa}$$

$$F.S = 2,05$$

(Voir Annexe p. 60).

G.5.2 - Membrures de bord :

Nous obtenons le chargement de la poutre suivante.



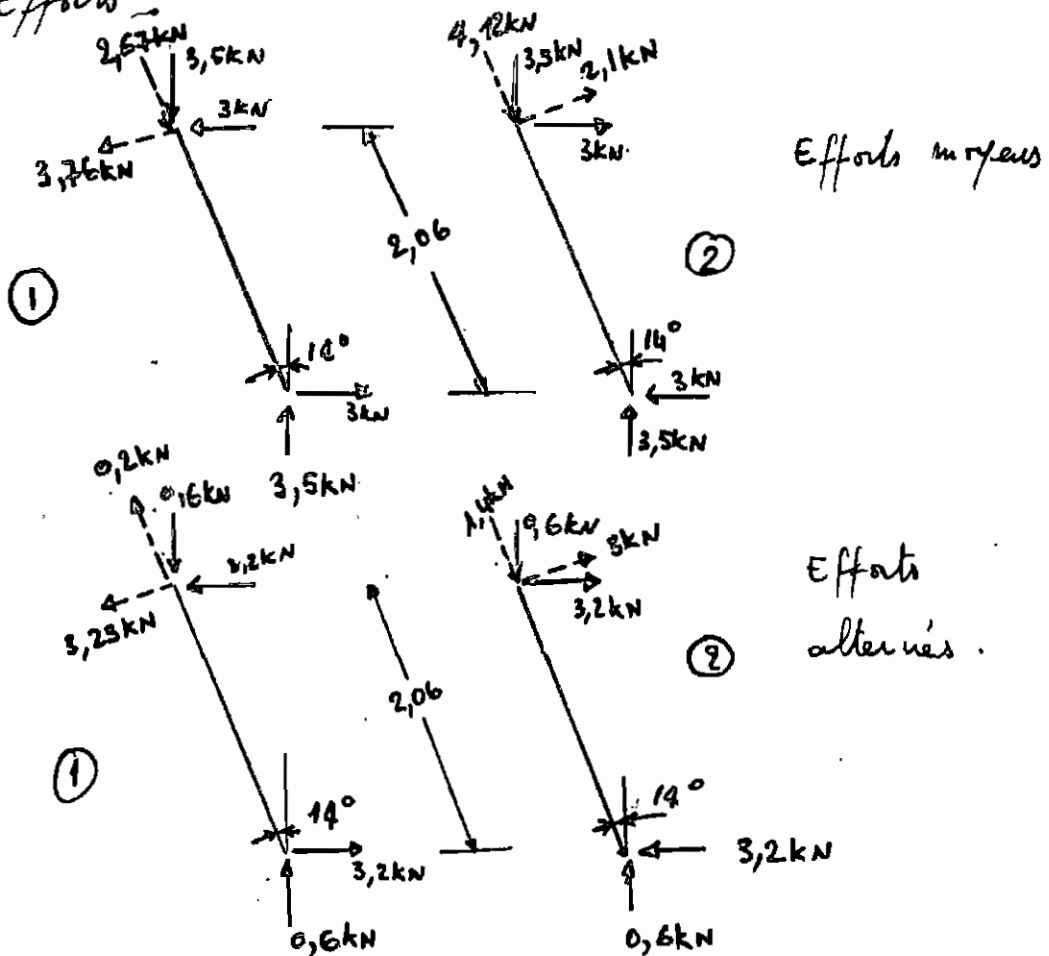
Il est à préciser que membre de bord désigne une membre dont l'extrémité inférieure est fixée sur une poutre de bord du châssis.

Pour dimensionner ces membres, il suffit de prendre la section précédente et de la vérifier uniquement en fatigue :

Corne 180 x 180 x 18, NF A45 - 009.

$$S = 145 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 \quad A = 6190 \text{ mm}^2$$

Efforts :



Contraintes :

$$\sigma_m = 53,1 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = 41,2 \text{ MPa}$$

$$S_e = 126,6 \text{ MPa}.$$

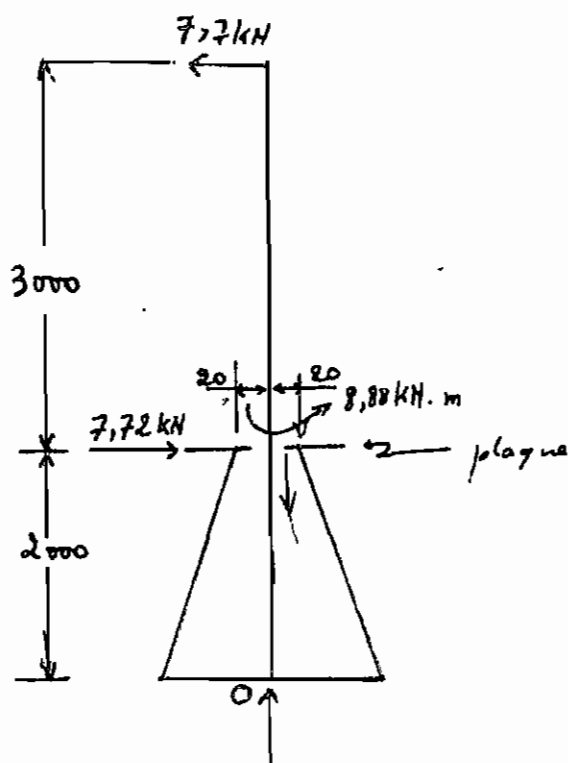
$$FS = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_u}}$$

$$S_u = 560 \text{ MPa}.$$

$$FS = 2,37.$$

(Voir annexe p. 106).

### C-6. Plaque support d'ensemble :

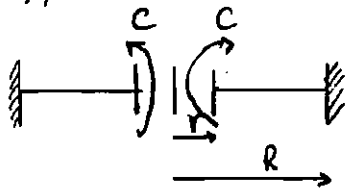


Voir pour le calcul de ces efforts le schéma de la page 46

Cette plaque doit avoir une assez grande ductilité pour résister aux pressions de contact. La plaque est soumise à des sollicitations très sévères. Nous utilisons pour ces raisons, pour le fait que cette plaque doit résister bien à la fatigue, un acier 20CNG :  $S_y = 980 \text{ MPa}$   $S_u = 1000 \text{ MPa}$  trempé à l'huile

La plaque récupère le moment dû à la charge.  
La plaque sera dimensionnée par rapport à l'effort dynamique maximum.

Ce cas de sollicitation peut être résolu par l'approche suivante :



$$\sigma_{\max} = k \frac{C}{t^2} \quad \text{avec}$$

$C$  : couple par unité de longueur

$t$  : épaisseur de la plaque.

$$M = 32 \text{ kN.m}$$

$$\text{avec } R/r = \frac{20 + 136,5}{136,5} = 1,15 \sim 1,25 \text{ on}$$

$k = 6$  (Mark's Standard Handbook for Engineers - tableau 19 p. 5-53)

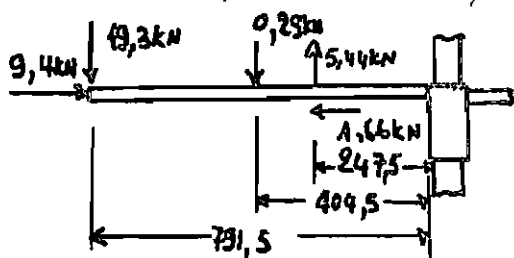
$$k \frac{C}{t^2} \leq \frac{\sigma_y}{2} \quad (\text{Voir annexe p. 107})$$

On obtient : tôle  $630 \times 630 \times 36$

Les dimensions sont dues surtout à des raisons de fixation.

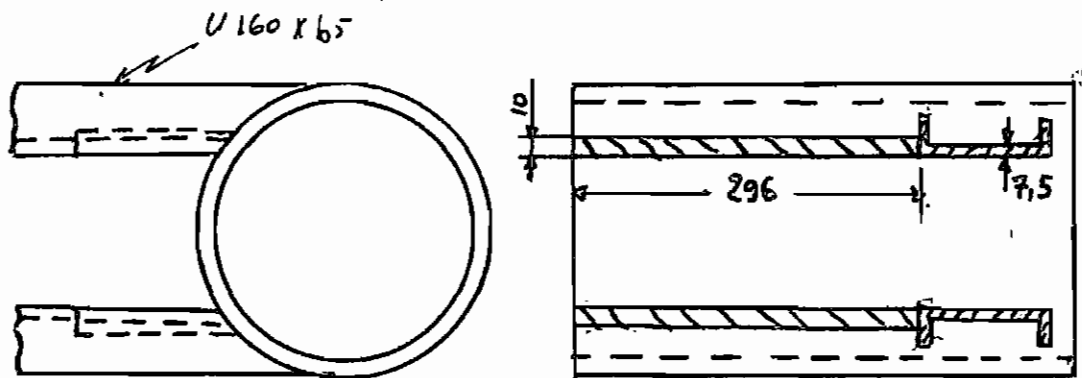
C.7 - Calcul des soudures cylindre - support de flèche et cylindre - contre-flèche.

C.7.1 - Cylindre - support de flèche : (Annexe p. 107)



Du diagramme des efforts p. 36 :

Pour cette soudure, on renforce la fixation avec un raidisseur soudé à la fonte. Ensuite l'ensemble est soudé au cylindre suivant le schéma ci-après :



Voir ce schéma plus en détail dans le flans.

$$M_{\max} = 14 \text{ kN.m. (Voir$$

On calcule approximativement le moment d'inertie du cordon de soudure. (Voir annexe, <sup>P.107</sup> en se fixant une hauteur de soudure de 5 mm -

$$\sigma_g \text{ (contrainte de comparaison)} = \sqrt{5} \tau_{pe}..$$

$$\tau_{pe} = \frac{M_{\max}}{S} \quad \text{avec } S \approx 389,1 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$$

Dans la considération d'une soudure recuite,

$$\tau_{adm} = \frac{\sigma_{DN} \cdot \psi_d}{FS} = \frac{\sigma_{pe} \cdot \psi_d}{FS} \quad \text{où } \psi_d \text{ est le coefficient de qualité dynamique du joint.}$$

(Voir Manuel de Calcul des organes de machines

EPFL - G. Spinnler (p. 3.4, 3.7 - 3.8).

avec  $FS = 2$  on obtient :

$$\sigma_g = 81,6 \leq \tau_{adm} = 102,3 \text{ MPa}$$

soit un FS global de 2,51. Acceptable.

C.7.2 - Cylindre et contre-plâche :

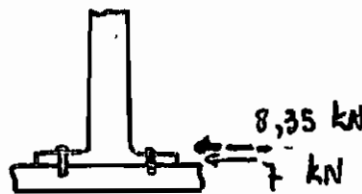
$$M_{\max} = 5,1 \text{ kN.m}$$

Une soudure faite dans les mêmes conditions et avec les mêmes dimensions que précédemment résout le problème.

C.8 - Boulons de fixation de la base du mât :

La base du mât est soumise au cisaillement pur ; le moment est annulé par la plaque de fixation d'ensemble.

(Voir schéma de la page 36)



$$\sigma = \frac{F}{n A_t} \leq \frac{0,577 kN}{F.S.}$$

On calcule le nombre de boulons avec l'effort maximale soit 15,35 kN. et on vérifie la fatigue

$$F.S. = 3$$

boulons M 12 x 1,25 classe 5.8

$$A_t = 96 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_y = 380 \text{ MPa} \quad \sigma_u = 520 \text{ MPa}$$

on obtient : 4 boulons.

$$F.S. = 2,1 \quad (\text{Voir annexe 108})$$

## C.9. Treuil de levage, poulies et câbles :

Cet ensemble est choisi pour assurer de bonnes conditions de levage et de descente de la charge et de relevage ou d'abaissement de la flèche.

### C.9.1 Treuil :

C.9.1.1 - Treuil de levage : Ce treuil est choisi de façon à fournir une vitesse constante de la charge dans des conditions sécuritaires. La littérature américaine - Kent's Mechanical Engineer Handbook Design and Production Volume, Colin Carmichael - donne une vitesse de 42 ft/min (12,8 m/s) et la littérature française - Techniques de l'ingénieur, A940-6 - une vitesse de 12,5 m/min dans la gamme de vitesse série Renault.

En optant pour une vitesse de

$$13 \text{ m/min (0,22 m/s)}$$

on obtient un moteur d'une puissance de 4 CV en estimant son rendement à 80%.

(Voir annexe p.109)

En consultant les catalogues on trouve dans Memento Manitou :

Treuil électrique UC/N65 Type D<sub>2</sub>.

Moteur triphasé - puissance 4 CV, force: 750kg

diamètre du câble : 9,07 mm .

vitesse : 13 m / min .

Ce moteur type « levage » 220/380V 50 Hz peut être remplacé par tout moteur de même puissance et assurant au tambour une vitesse de 155 tours / min .

Il est préférable de prendre dans ce cas un moteur à courant alternatif type asynchrone, à cage résistante ou à double cage . Ces moteurs sont particulièrement recommandés pour les appareils de levage ( Encyclopédie Pratique de la Construction et du Bâtiment T. II p. 402).

Le treuil est équipé d'un câble et d'un crochet et d'une télécommande 48V .

diamètre du câble : 9,07 mm .

La disposition des foules de levage a été le facteur principal qui a permis le choix de ce treuil .

C.9.1.2 - Treuil manuel ; Le choix d'un treuil manuel à cet endroit est dicté par :

- des raisons de coûts ;
- le fait que les charges additionnelles pour une hauteur telle que ce treuil peut être atteint sans difficulté .
- le souci d'éviter autant que possible les vibrations ou la chapeute aérienne .

- La disponibilité d'un treuil manuel qui puisse maintenir la charge à toute position où on l'abandonne, en montée comme en descente, avec sécurité. Du catalogue Memento Nam-tan, on obtient :

• Treuil manuel à vis sans fin type RVC  
capacité 1 tonne - câble :  $\phi$  10,5  
effort sur la manivelle : 1ère couche : 12 daN  
L'équipement de 10 m de câble est suffisant  
et on n'a pas besoin du crochet à œil à linguet  
de sécurité.

#### c.9.2. Poulies :

Le nombre de 4, elles auront des dimensions identiques. Du catalogue SEAL (société Européenne d'accessoires de levage), on obtient :

Poulie : diamètre de rca : 200 mm (ce diamètre est dicté par le treuil choisi).

rca en fonte type 6E.

bague de bronze. Capacité : 2 tonnes.

poulie mobile avec ringot, les autres non.

Pour ce qui concerne les câbles, ils sont choisis en fonction des treuils.



## IV.D. ETUDE DE LA STABILITE

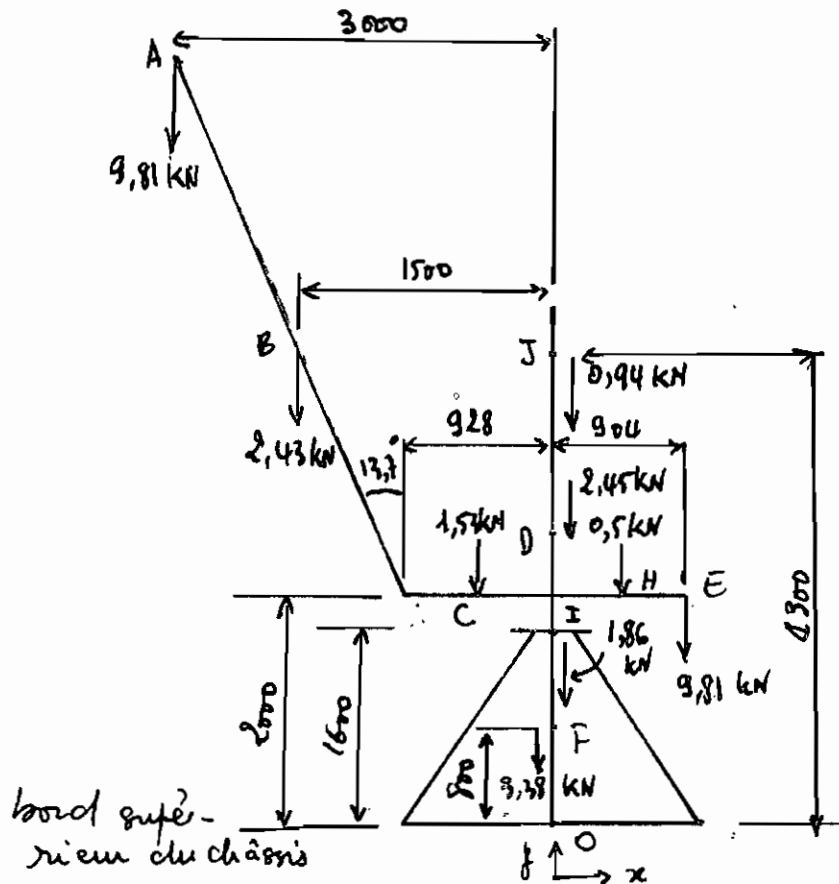
Le renversement de la grue-poutre se produit lorsque la verticale passant par son centre de gravité passe en dehors de sa surface de sustentation. Nous allons déterminer la position des centre de gravité et l'amener à une position où l'équilibre du système est assuré. Nous étudierons les possibilités d'admettre une surcharge ou de faire varier le rayon d'action en fonction de la charge. On retiend deux facteurs pour l'étude la stabilité : la charge de service et le poids propres de différents éléments :

- charge de service : 9,81 kN

Poids propres :

- flèche : 2,43 kN
- support de flèche : 0,28 kN
- contre flèche : 0,16 kN
- membres soutenant la flèche : 3,38 kN
- Mât : 2,45 kN
- cylindre supérieur et pivot : 0,94 kN
- cylindre inférieur et flaque : 1,86 kN
- contre poids : 9,81 kN

On établit le centre de gravité à la position critique.



Il faut ajouter le poids des treuils au poids de la poutre sur laquelle ils sont posés :

treuil électrique : 1,25 kN

treuil manuel : 0,35 kN

L'étude de la stabilité se fait par rapport à la verticale passant par O. On obtient le tableau de la page suivante.

$$\text{On obtient } x_G = \frac{-26\,691}{32,7} = -755 \text{ mm}$$

$$y_G = \frac{157\,470,5}{32,7} = 4\,816 \text{ mm}$$

G : Centre de gravité.

En tenant compte du rayon d'action minimum et des parties mes de pression au sol qu'un poids élevé peut causer, les dimensions suivantes

Point d'application	effet (kN)	x (mm)	x F (kN . mm)	y (mm)	y F (kN . mm)
A	9,81	-3000	-29430	10500	103005
B	2,43	-1500	-3645	6250	15187,5
C	1,53	-461	-710	2000	3060
D	2,45	0	0	2400	5880
E	9,91	904	8868	2000	19820
F	3,38	0	0	800	2704
H	0,5	452	226	2000	1000
I	1,86	0	0	1600	2976
J	0,94	0	0	4300	4042

$\Sigma$  32,7                      -24691                      157474,5

ont été fixées :

distance entre centres de roues de même côté =  $2 \times 703$

distance entre centres de 2 roues opposées =  $2 \times 882,5$

Il est prévu une sécurité de 25 mm pour tenir compte de la largeur des pneus.

L'instabilité est atteinte plus facilement quand la flèche se trouve dans le sens de la longueur.

L'étude de l'équilibre sera faite suivant ce sens.

Nous déterminerons ainsi le poids que le chariot doit avoir.

Déterminerons le poids en O qui amènerait le centre de gravité au centre des roues, c'est à

dire à 703 mm de D.

$$32,7 \times (755 - 703) = 703 P.$$

$$P = 2,42 \text{ kN ou } 247 \text{ kgf.}$$

Le centre de gravité amené à 703 mm, le poids du système est :  $32,7 + 2,42 = 35,12 \text{ kN}$

On détermine maintenant la position du centre de gravité, le poids du chariot, le poids total du système et la surcharge critique.

On obtient :

Poids total du système : 49,1 kN (5005 kgf)

Poids du système sans charge : 39,3 kN (4005 kgf)

Pression au sol : - en charge : 2,46 bars

- sans charge : 2,37 bars

Poids du chariot sans la structure aérienne :

$$16,42 \text{ kN (1674 kgf)}$$

surcharge critique : 4,3 kN (440 kgf)

Position du centre de gravité : - 503 mm du centre du chariot

- 3811,5 mm du sol.

Pour ces calculs voir annexe p. 116 - 117

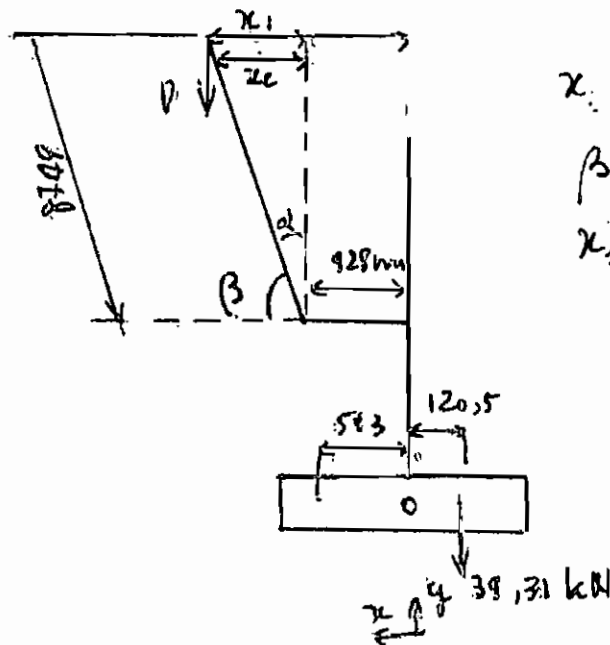
D.1° Courbe de charge : Nous étudions la possibilité d'utilisation au delà de la position considérée critique avec la charge maximale. Essayons d'établir les courbes de la charge en fonction de l'angle d'inclinaison (à partir de l'horizontale) et de

la hauteur atteinte en fonction de cette inclinaison. Mais précisons que la charge de 100kg ne doit pas être dépassée et est admise pour les angles au delà de  $76,3^\circ$  de l'horizontale. Nous déterminons la position du centre de gravité sans charge et ensuite, nous établissons le centre à partir de la position limite à ne pas dépasser. On trouve ce centre à  $x = x_0 = 120,53$  mm

( Voir annexe p. 118

ce qui montre que nous sommes en équilibre à une position  $x$  inférieure à 503 mm acceptable.

Nous pouvons <sup>amener</sup> toutes les charges mortes au centre de gravité distant de  $x_0$  de 0 et obtenir le schéma suivant :



$$x_1 = (8749 \sin d + 928)$$

$$\beta = 90 - d$$

$$x_1 = 8749 \sin d$$

Nous avons vu que c'est la charge maximale que la charge maximale placée à la position critique produit un couple :  $29430 \text{ kN}\cdot\text{m}$  et c'est ce couple qui amène le centre à  $503 \text{ mm}$  du centre du chariot. Donc le couple créé par toute charge en bout de flèche doit être inférieur ou égal au ce couple, la position du centre de gravité étant  $503 \text{ mm}$ .

$$P(x_1 + 928) \leq 29430 \Rightarrow P \leq \frac{29430}{x_1 + 928}$$

Dans la fixation des dimensions on avait tenu compte d'une sécurité de  $1000 \text{ mm}$  sur la hauteur compte tenu de formes variées de pièces. Ici nous excluons cette quantité et considérons uniquement la flèche utile dans le calcul de la hauteur  $y$  à atteindre.

$$y = 2604 + \sqrt{x_2^2 + 7781^2} \quad (\text{Voir annexe p 118})$$

On obtient le tableau en annexe p. (119)

On peut donc obtenir les courbes de la charge et de la hauteur aux 2. pages suivantes.

### D-2. Détermination des charges additionnelles pour l'équilibre du chariot.

Masse du châssis :  $272 \text{ kg}$ . (Voir dans le dimensionnement du chariot.)

Poids du chariot :  $16,42 \text{ kN}$ . ( $1674 \text{ kgf}$ )

62

CHARGE (kg)

Charge en fonction de l'angle d'inclinaison.

1100  
1000  
900  
800  
700  
600  
500  
400  
300  
200  
100  
0

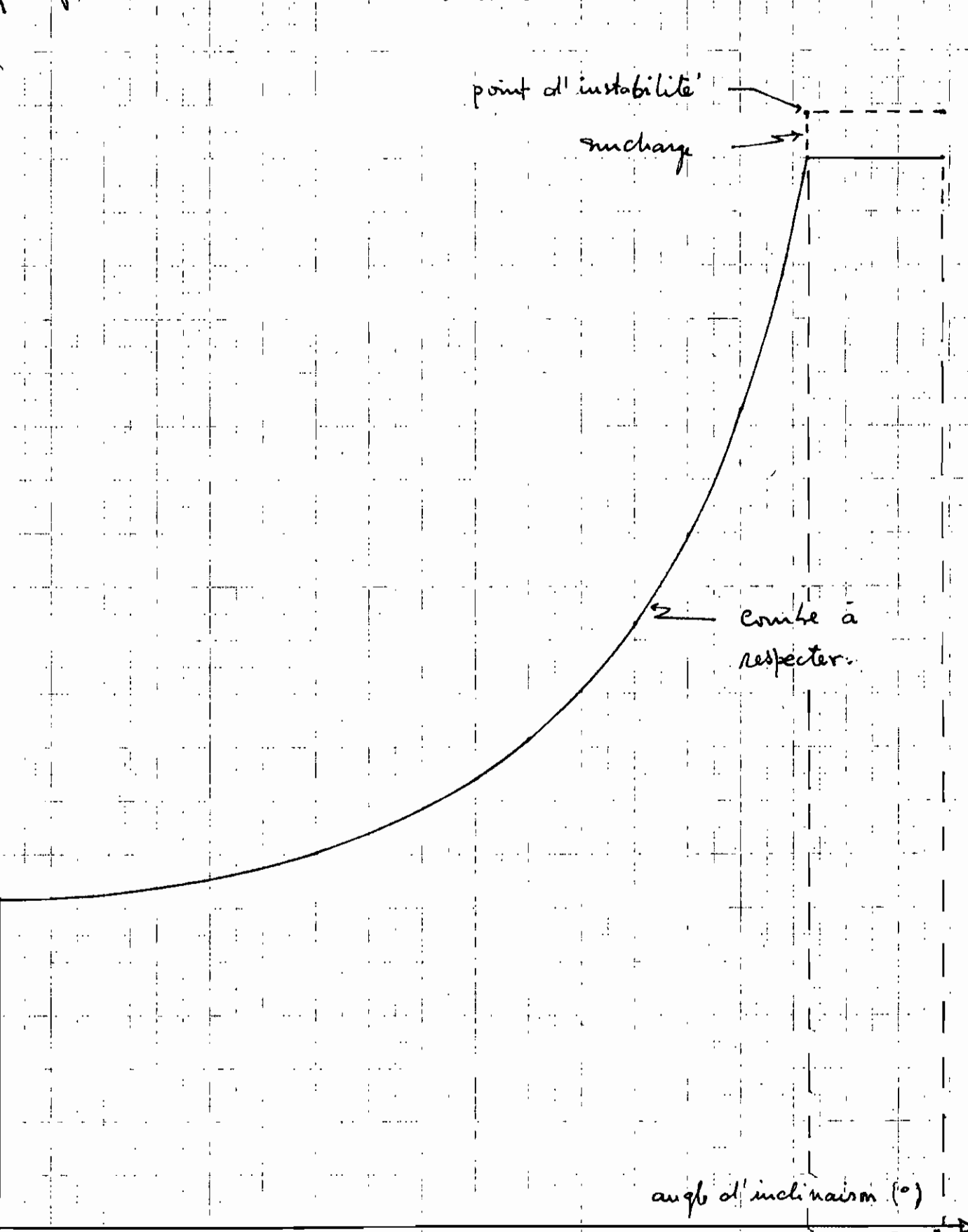
point d'instabilité

surcharge

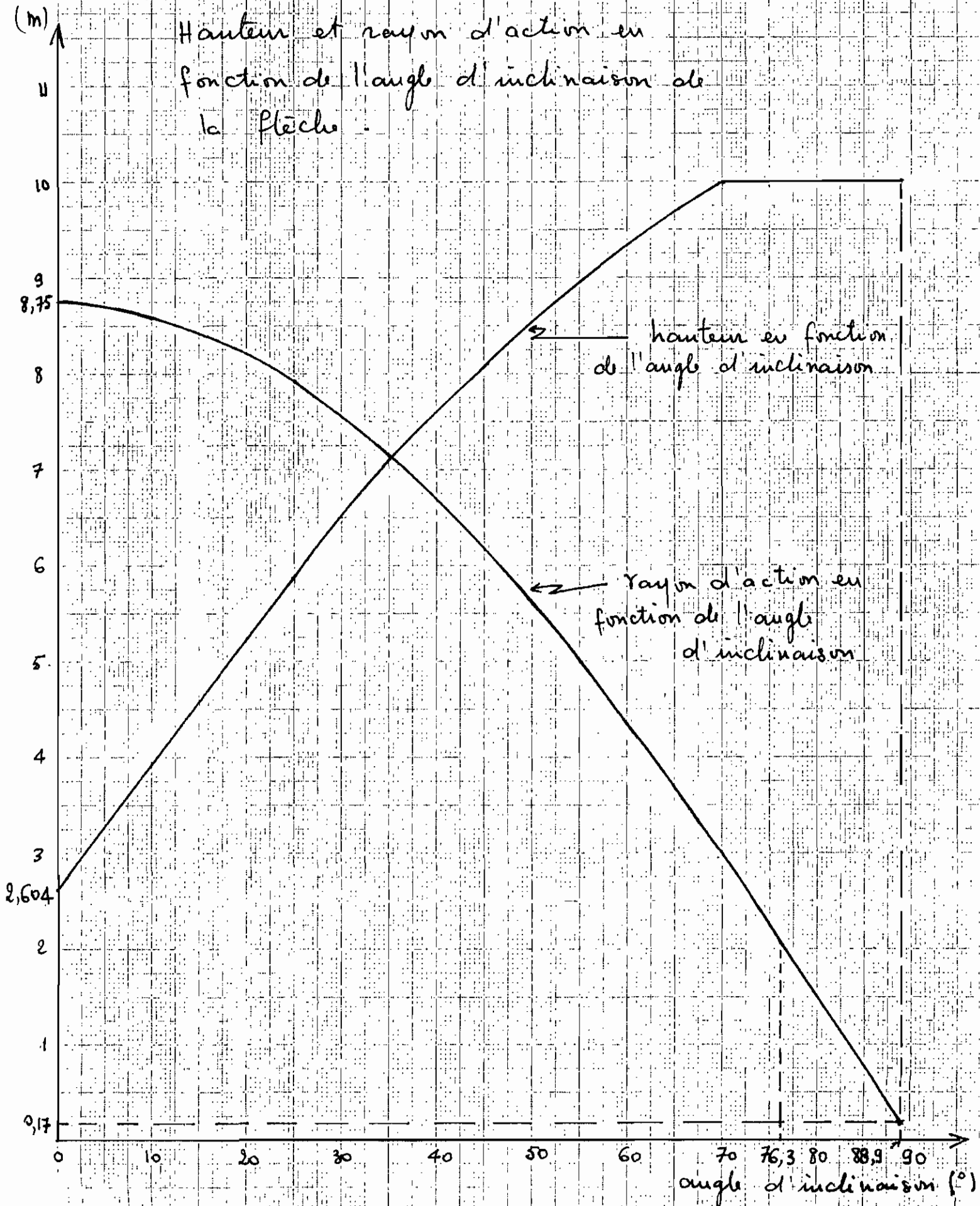
courbe à respecter

angle d'inclinaison (°)

0 10 20 30 40 50 60 70 76,3 80 88,9 90



Hauteur et rayon d'action en  
fonction de l'angle d'inclinaison de  
la flèche.





64

$$\text{masse additionnelle} = 1674 - 272 = 1402 \text{ kg.}$$

Les charges additionnelles sont posées par des plaques de masse : 110 kg.

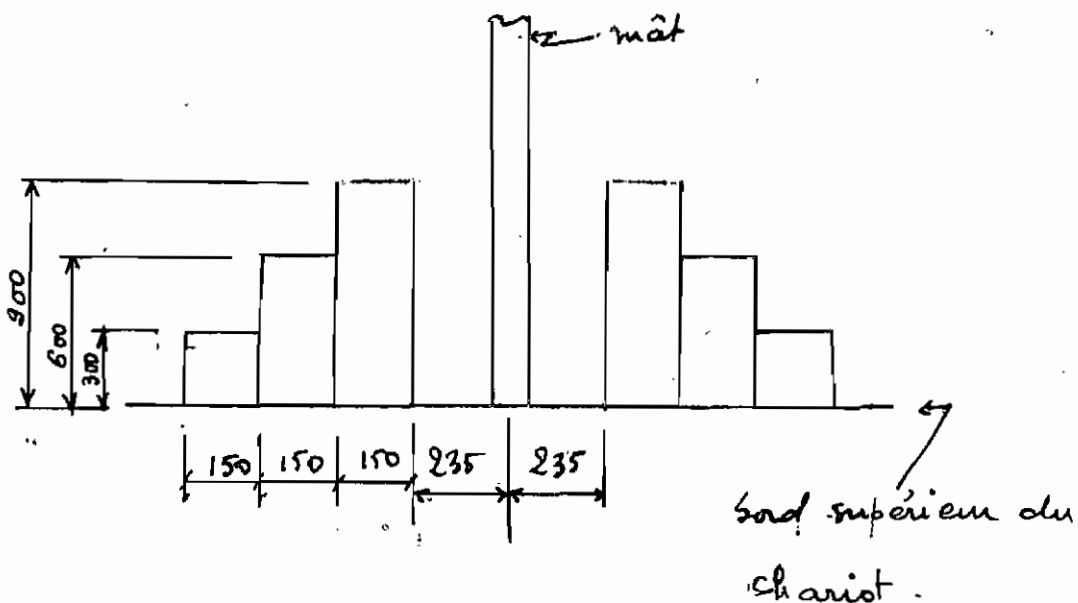
et tout en béton :

$$\text{masse du béton} = 1402 - 110 = 1292 \text{ kg.}$$

$$\text{poids du béton} : 2,4 \text{ k. / dm}^3.$$

$$\text{Volume du béton} = \frac{1292}{2,4} = 538 \text{ dm}^3$$

Ce béton est réparti suivant le schéma :



$$\text{Quantité de ciment} : 0,330 \times 538 = 177,5 \text{ kg.}$$

$$(330 \text{ kg / m}^3 = \text{ciment / béton})$$

## IV-E - DIMENSIONNEMENT DU CHARIOT

Le chariot se compose des parties principales - dont le rôle a été indiqué dans la partie fonctionnement - suivants :

- la plaque du chariot qui reçoit l'effort de compression agissant sur la poutre.
- les pontes de bord et les pontes AV (avant) et AR (arrière).
- le système de fixation des roues avec la suspension
- les roues.
- le système de traction.

### E. 1 : Choix des Pneus:

Le choix des roues dépend des facteurs suivants :

- la pression au sol doit être inférieure ou égale à 3 bars pour éviter l'enlèvement
- L'au comblement des pneus doit correspondre aux dimensions un peu réduites du chariot pour assurer l'équilibre plus facilement car autant les roues sont écartées, autant l'équilibre est stable.
- Les pneus doivent répondre aux exigences des sols naturels (non aménagés).

- Ils doivent résister à l'usure.
- la vitesse exigée doit être faible.
- Le chariot ne doit pas être trop haut pour des problèmes d'instabilité, ni trop bas à cause de certains encombrements ou obstacles sur le parcours.
- Ils doivent satisfaire aux critères d'adhérence à cause des qualités imperméables des sols : ces critères nous amènent au choix :  
Pneus Michelin x Maintenance et Remorques basses.

6.50 R10 x R .

Encombrement : - grosseur du boudin : 185 mm  
- rayon sans charge : 297 mm  
- rayon avec charge : 268 mm

circéference : 1795 mm

jantes 5.50 F Flaps 6-10

Chambres NoFP . Pression de gonflage : 9 bars

charge limite : 1780 kg vitesse limite 25 km/h

Nombre de pneus : 4

On obtient les résultats suivants pour la pression :

Sans charge : 2,96 bars

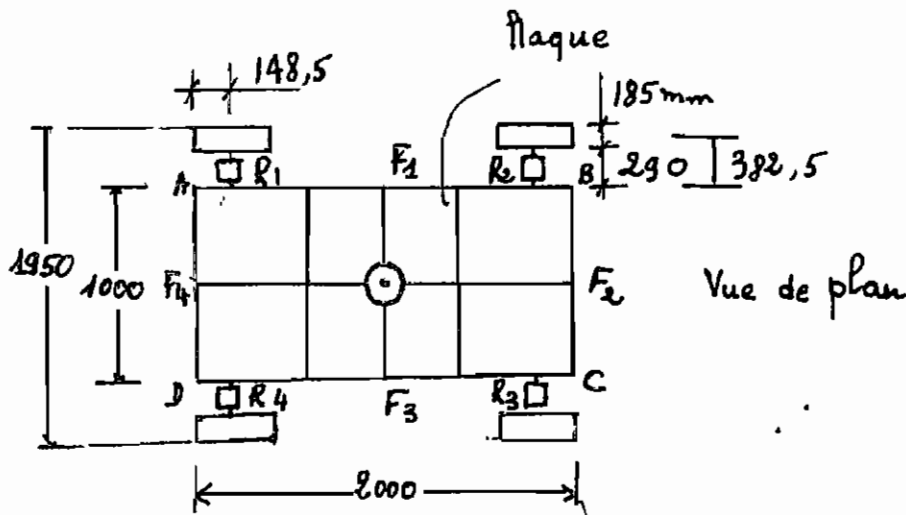
avec charge : 2,37 bars

Ces freins répondent bien aux problèmes d'adhérence, d'usures et de rails non aménagés (décliveurs, perforations).

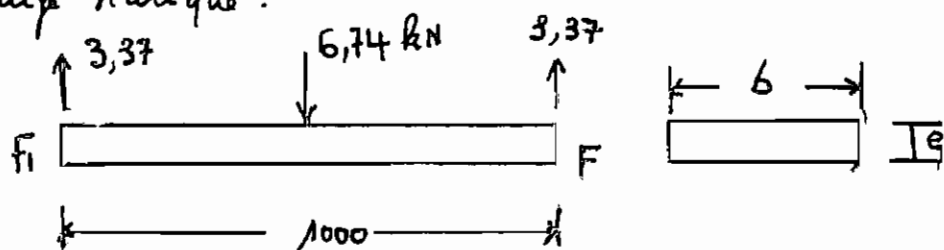
(Pour le calcul des pressions données voir annexe p. 117)

(Voir catalogue de freins Michelin édition n° 11)

E.2 - Plaque (voir annexe p. 110)



Chargé statique :



Les membrures de soutien supportent la flèche et la contre-flèche. La plaque du chariot reçoit la force de compression agissant au bout du mât. Il y a un effort de cisaillement agissant sur les boulons fixant le mât là-dessus.

On ne tient pas compte de cet effet de cisaillement car la plaque a une longueur et une largeur assez grandes. Dans le dimensionnement on tiendra compte que les gens vont monter sur cette plaque et qu'on y déposera des charges additionnelles pour l'équilibre du système. On la dimensionne avec un facteur de sécurité de 5.

$$M_{\max} = \frac{1000 \cdot 6,24 \times 1}{4} = 1685 \text{ N.m.}$$

Matériau : acier E36 qualité<sup>4</sup>

$$S \geq \frac{M_{\max} F_s}{s y} \quad \text{avec} \quad s = \frac{6e^2}{6}$$

On obtient tôle : 1000 x 700 x 14.

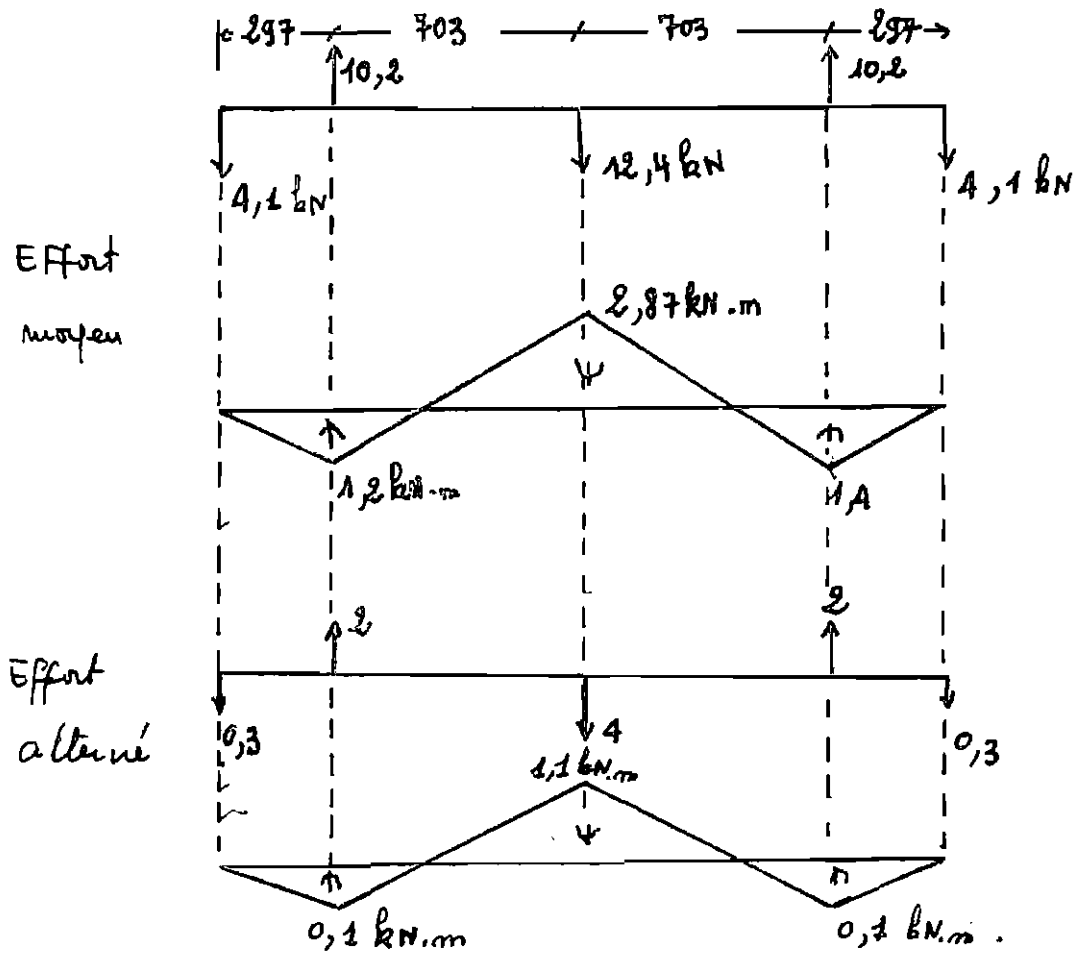
Pour les chargements de cette tôle etant imprévisibles, nous la vérifieront pas en fatigue, on en tiendra compte dans l'entretie.

E.3. Poutres : (P.110 en annexe)

Dans le cas des poutres, les dimensions sont de façon à satisfaire aux exigences de fixation de montage : hauteur du ressort de suspension, du mécanisme supportant les roues. Nous allons le vérifier en fatigue seulement.

Effort : On considère les charges additionnelles réparties de façon équitable sur les roues.





$$M_{\max} = 2,87 \text{ kN.m} \quad N_{\max} = 1,1 \text{ kN.m}$$

Matériau E36.

On choisit des poutres avec des sections en U afin de pouvoir poser les bouts des poutres AV et AR entre ses ailes.

On choisit : U160 x 65, NF45-202.

$$m = 22 \text{ kg/m} \quad S = 116 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_0 = \frac{M_{0 \max}}{S} = 9,5 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = \frac{N_{\max}}{S} = 24,7 \text{ MPa}$$

$$k_b = 0,75$$

$$k_e = \frac{1}{k_t} = 0,42 \quad : \text{ on prend } k_t = 2,4 :$$

.. la distribution des trous n'est pas absolue.

$$k_a = 0,42.$$

$$S_e = 52,7 \text{ MPa}$$

$$FS = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_m}} = 4,46.$$

On admet ce FS pour les raisons de montage évoquées précédemment.

### E.3.2. Poutres AV et AR.

Pour des raisons de montage, on choisit une poutre dont la hauteur de la section est égale à la distance entre les ailes des poutres de bord. On obtient :

$$U140 \times 60, \text{ NF 45-202}$$

$$S = 86,4 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 \quad I = 6,05 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

$$m = 16 \text{ kg/m}.$$

En la comparant à la précédente, on peut affirmer qu'elle résiste à la fatigue avec un facteur de sécurité acceptable.

### E.4. Systeme de support des roues :

Ce système comprend le mécanisme à membranes rigides et le ressort amortisseur.

#### E.4.1. Le ressort amortisseur : (annexe p. 44)

Son utilité tient du fait qu'on ne souhaite



pas transmettre les recourses créées le roulement ou les inégalités du sol.

Détermination du ressort :

La fréquence d'oscillation des principaux ressorts de suspension est de 60 cycles / minute ( Voir L'Automobile T-II Châssis Carrosserie.

R. Guerber P. 165 )

La période d'oscillation d'un ressort sur lequel une masse  $m$  est en moyenne :

$T = 2\pi \sqrt{\frac{m}{k}}$  où  $k$  est la constante de raideur du ressort.

$m$  = masse supportée par un pneu

=  $\frac{4000}{4}$  kg ( système sans charge ) .

$$T = 1 \text{ s} = 2\pi \sqrt{\frac{4000}{4k}}$$

$$\Rightarrow k = 39,5 \cdot 10^3 \text{ N/m ou } 39,5 \text{ N/mm}$$

$$k = \frac{dG}{8C^3N} \text{ pour un fil rond}$$

( Elements de machine Edition de l'EPN ).

avec :  $d$  : diamètre du fil du ressort,  $G$  : module de torsion,  $N$  : nombre de spires effectives,  $C = D/d$ .

Matériau XC55 trempé à l'huile (H870)

$$\sigma_y = 705 \text{ MPa} \quad \sigma_{ut} = 1030 \text{ MPa} \quad G = 75000 \text{ MPa}$$

Ressort à bouts ordinaires.

$$N = T/T$$

$$\text{longueur écrasé} = L_e = d(N+1)$$

$$\text{longueur libre} : L_0 = d + NP \text{ où } P : \text{pas}$$

(Voi formulaire du dessinateur et du technicien G. Chevasson et A. Pezet. p. F.20).

on choisit :

$$\text{Ressort} : D = 112 \text{ mm} \quad d = 16 \text{ mm}$$

$$P = 32 \text{ mm} \quad L_e = 176 \text{ mm}$$

$$L_0 = 336 \text{ mm} \quad N = 10$$

Le ressort sera encastré.

Vérification au flambage.

$$L_0/D = \frac{336}{112} = 3$$

$$y_{cr}/L_0 = 0,825 \Rightarrow y_{cr} = 277,2 \text{ mm}.$$

(Voi Elements de machines édition de l'EPN p. 150. fig. 8.12).

Pas de flambage à craindre.

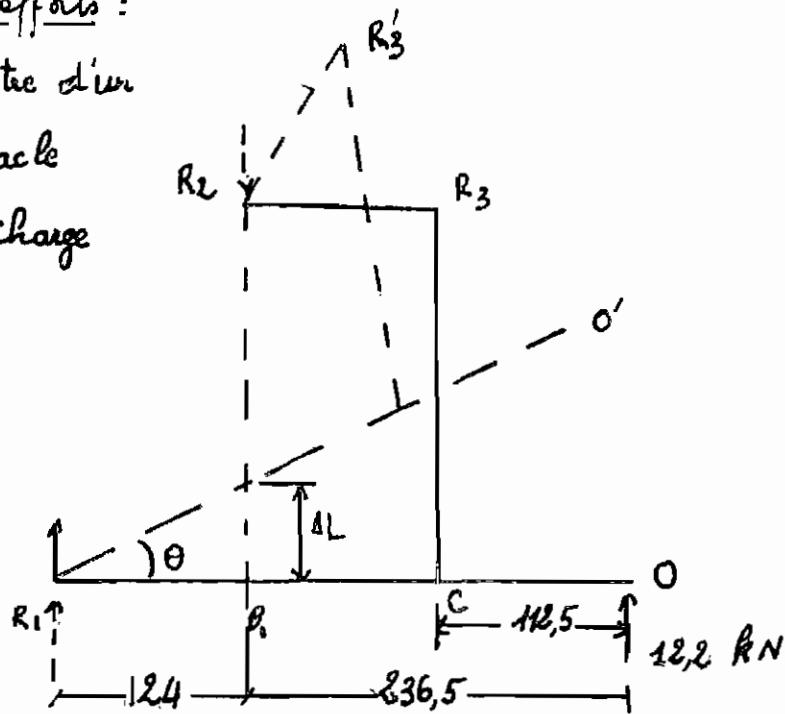
#### E.4.2 - Mécanisme à membrures rigides

C'est un mécanisme de deux membrures fixes, d'une membrure d'entrée et d'une membrure de sortie. A la rencontre d'un obstacle, la membrure 2, poussée vers le haut, tourne sur son axe de rotation  $O$  et communique son mouvement

74

Calcul des efforts :

- rencontre d'un obstacle  
 — avec charge

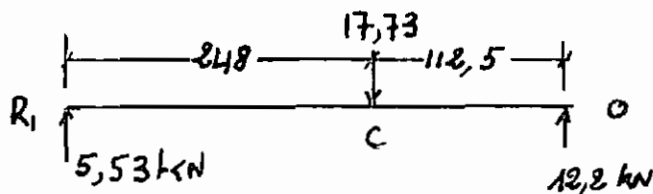


Il faut considérer deux situations :

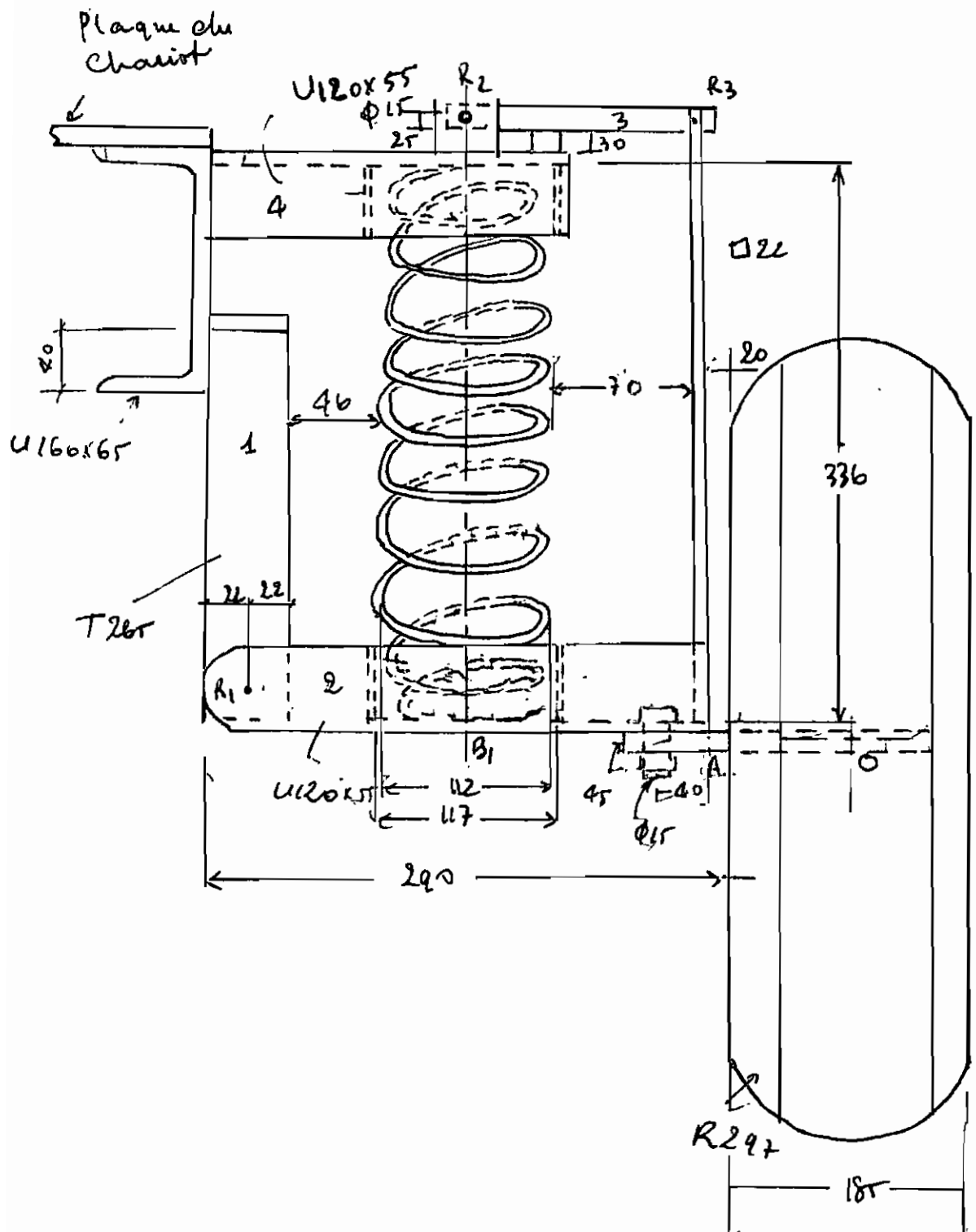
- la situation avec charge, ressort non comprimé
- la situation sans charge avec rencontre d'un obstacle : ressort comprimé.

On analyse les efforts dans les 2 cas et on vérifie les dimensions dans le cas le plus défavorable.

1<sup>er</sup> Cas avec charge : 0 cas et considéré du fait que le ressort est là uniquement pour les recousses et que le mécanisme doit résister avant tout dans le ressort.



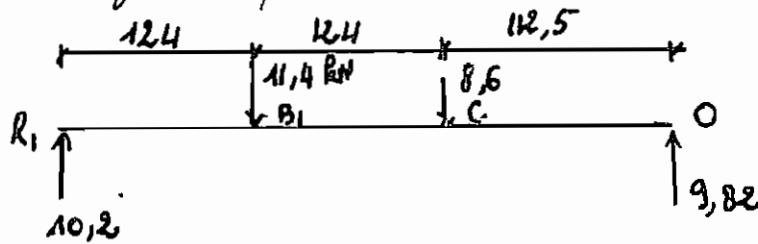
à la membrane 3. Le ressort se déforme et oppose une résistance au mouvement brusque du mécanisme. Ainsi le ressort absorbe l'énergie qui est due au choc. Le montage de ce mécanisme est le suivant :



76:

2-Cas de la rencontre d'un obstacle :

$$\text{Charge par pneu} = 39,3 / 4 = 9,82 \text{ kN}$$



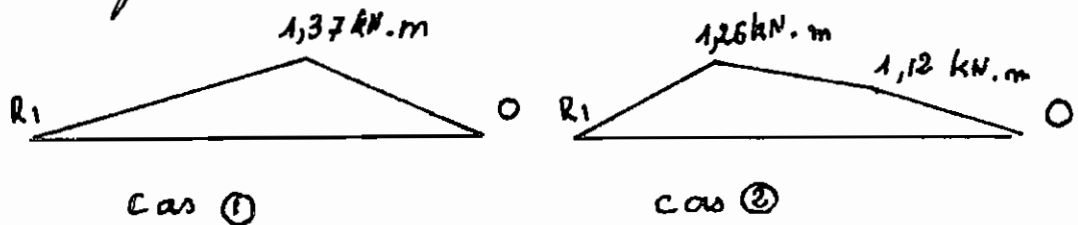
La rencontre d'un obstacle incline la membrure 2 d'un angle  $\theta$ . Cela se traduit par une compression  $M$  du ressort.

$$\text{tg } \theta_{\max} = \frac{y_{\max}}{124} = \frac{245}{124} \Rightarrow \theta_{\max} = 63^\circ$$

$$F_{\text{ressort}} = F_R = 11,4 \text{ kN}$$

$$R_1 = 10,2 \text{ kN} \quad R_2 = 8,6 \text{ kN} \quad (\text{Voir annexe p.112})$$

Les diagrammes de moment donnent :



Le cas avec charge est à considérer.

E424-Vérification de la résistance de la membrure 2:

Matériau : acier E36.

Cette pièce a une section en U :

U120 x 55, NF A65-202

$$S = 11,1 \cdot 10^3 \text{ mm}^2 \quad m = 13,4 \text{ kg/m}$$

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{S} = \frac{1,37 \cdot 10^6}{11,1 \cdot 10^3} = 123,4 \text{ MPa}$$

$$F.S. = 2,86 \quad \text{acceptable}$$

E422 Vérification de la résistance de la membrane  $\sigma$ :

Matériau E36.

$$U140 \times 60, \text{ NF A45-202} \quad S = 14,8 \cdot 10^3 \cdot \text{mm}^2$$

$$\rho = 16 \text{ kg/m}^3.$$

$$\sigma = 172,3 \text{ MPa} \Rightarrow FS = 2,1$$

Acceptable car la pièce est vérifiée à la charge maximale dynamique.

E423 Vérification de la pièce 1

La charge maximale est ici 10,2 kN (cas 2)

\* Diamètre de l'axe de rotation :

$$\frac{F}{A} \leq \frac{0,577 S_y}{FS} \quad \text{avec } FS = 3$$

$$\text{axe en XC 32.} \quad S_y = 315 \text{ MPa.}$$

$$A = \frac{\pi d^2}{4} \Rightarrow d = 15 \text{ mm}$$

Rond 15, NF A45-003

$$A = 1,77 \cdot 10^2 \text{ mm}^2 \quad \rho = 1,39 \text{ kg/m}^3.$$

\* Vérification de la pièce 1

Matériau : acier E36

Profilé en T, 265 à obtenir à partir :

$$100 \times 280, \text{ NF A45-209.} \quad \hat{a}_{\text{me}} = 10,1 \text{ mm}$$

$$\frac{F}{A} = \frac{10,2 \cdot 10^3}{(44-15)10,1} = 34,8 \text{ MPa}$$

$$FS = 10.$$

E424 Dimensionnement de l'axe de la roue :

\* diamètre de l'axe de rotation.  
axe en Acier XC32.

Rond 15, NF A 45-003

+ dimension de l'axe de la roue :

Matériau : en acier XC32.

$$s > \frac{n_{\max} F_s}{s_y} \quad \text{avec } s_y = 3.$$

Cette pièce possède deux sections. Au niveau de l'axe de rotation (liaison avec la pièce en U) la section est carrée ; au niveau de la roue elle est ronde. On prend une section carrée et on l'usine au niveau de la roue.

On obtient : Carré 45, NF A 45-004.

$$m = 15,9 \text{ kg/m} \quad A = 2030 \text{ mm}^2$$

(Voir annexe p. 112)

E425 - Dimensionnement de AR<sub>3</sub> : (Annexe p. 113)

Le cas 1 est plus défavorable. Cette pièce a une section carrée. Acier E36.

+ L'axe de rotation :

Rond 10, NF A 45-003 acier XC32.

+ AR<sub>3</sub> :

$$\frac{F}{A} \leq \frac{s_y}{3} \quad \text{avec } A = b^2 - \text{ide}$$

Carré 22, NF A 45-004

Pour la pièce K<sub>2</sub>R<sub>3</sub> on choisit la même section.

## CHAPITRE V . ENTRETIEN ET SECURITE

### VA - ENTRETIEN

Le fonctionnement et la durée de vie de cette queue - potence dépendent à la mesure de son entretien. C'est pourquoy nous tenons à établir les conditions qu'il faudra assurer :

A.1 - Le graissage : Un graissage adéquat doit être assuré, sans quoi il n'y a aucun espoir que le système d'orientation fonctionne. Le graissage fera l'objet d'un contrôle assez régulier et il doit être soigneusement. Chaque cylindre est équipé d'une vis de graissage et de conduits en fentes d'araignée. L'utilisation d'une huile de graissage de degré compris entre 4 et 6 °E - pour des conditions de charge moyenne, de faible vitesse de rotation et de courbes de petites sections - est préférable. Il faut toujours s'assurer que les canaux ne sont pas bouchés.

Les parties et les autres endroits où il y a nécessité de graissage doivent être graissés régulièrement. Il faut toujours se dire que la possibilité de graissage a été à la



base du choix de ces systèmes de rotation.

### A.2. La prévention contre la corrosion - la propreté.

Dans ces conditions de poussières et d'intempéries imprévisibles et souvent hostiles, toutes les parties exposées doivent être peintes et un nettoyage constant doit être assuré.

Le monte-charge ne doit pas être abandonné sans protection à la pluie.

### A.3. La bonne liaison entre les pièces :

Un mauvais serrage entre pièces peut être la cause de vibrations très néfastes qui conduisent soit à une usure prématurée, soit à une rupture même.

A.4 - Le bon emplacement du contre poids et des charges additionnelles doit être strictement observé pour éviter de mettre en cause la stabilité de l'engin. Il en est de même des autres composants; mais c'est le problème de la résistance qui serait surtout en cause.

Toute modification de positionnement ou de dimensions doit faire l'objet d'une consignation dans un cahier qui sera fourni à cet effet.

A.5 - Tous les axes et les câbles doivent être surveillés et échangés s'ils présentent des

Règles anormales.

VB. SECURITE :

Pour assurer la sécurité de la machine et des personnes, les règles suivantes sont à observer :

- Les manœuvres doivent se faire avec précaution. Les accélérations de charge doivent être évitées pour ne pas créer des surcharges inutiles. La patience doit être de règle.
- Une charge ne doit jamais être tirée en oblique ou traînée sur le sol.
- Une manœuvre risquée est interdite.
- En relevage et en abaissement de la flèche, son mouvement doit être assuré et suivi avec attention afin de s'arrêter juste à la hauteur prévue à cet effet. Considérer que le travail manuel est comme le volant de votre voiture.
- Ne jamais passer sous la charge.
- Ne mettre en tenue de sécurité.
- En déplacement, les précautions suivantes sont à prendre :
  - \* Abaisser la flèche et l'amarrer au camion qui transporte le monte-charge.
  - \* Vitesse maximum de 3,6 km/h. Cette

vitesse est une vitesse maximum admise pour le levage de charges et on peut admettre ceci valable dans ce cas.

- Ne pas passer avec le surcote - charge par un endroit qui inspire des doutes par son exigence ou par la nature du sol.

## VI. ETUDE DES COUTS ET RENTABILITE.

### VI.A - ETUDE DES COUTS

Le coût de réalisation de la grue présente est une estimation basée sur les prix unitaires moyens pondérés de la CSPT d'avril 1985 et sur les prix de fin de septembre 1984 du B.C.O.P (Bulletin de la Commission d'officialisation des prix). Pour certaines composantes, les treuils et les câbles principalement, on se réfère au catalogue du fournisseur; ces prix sont calculés sur la base de cinq ans avec un taux de hausse de 10% par an.

Les frais de main d'œuvre sont basés sur le taux horaire de travail d'un ouvrier à la SEM (Subdivision électromécanique) qui s'élève à 2345 f.

La durée de la réalisation du montage-charge est obtenue par estimation du temps que doivent prendre les opérations sur place.

Ainsi les coûts suivants ont été obtenus :

A-1 - Coûts des matériaux : (Annexe p.120-121)  
Ces coûts sont ceux de la quantité de matière à utiliser. Par exemple, si on a brisé un cylindre, la matière perdue est

tenue en compte dans les calculs. Les résultats sont mis en tableaux en annexe pages 120-121 et le coût des matériaux et autres composantes s'élève à 1190147 francs. En prenant une marge de sécurité de 5,4% sur cette somme on obtient 1254000 francs.

#### A.2 - Coût de la main d'œuvre.

Les temps suivants ont été obtenus :

- Usinage des bagues et des cylindres : 17 heures
- Soudures : 7 heures 50
- Usinage des axes et fixation des axes et des boulons : 4 heures 38
- Découpage des pièces et autres usinages : 8 heures

Ce qui donne une durée totale de 37 heures 28.

En prenant une marge de sécurité de 25%, on obtient une durée de 46 heures 50.

Coût de main d'œuvre = 109828 ≈ 110000 f

On peut donc estimer le coût de réalisation

du monte-charge à  $110000 + 1254000 =$

1364000 francs.

#### VI - B - RENTABILITÉ :

La grue de 25 tonnes a été achetée à 50 millions et le prix de revient d'une grue est 11810 f/heure tandis que le taux de loca-

tion externe tenant compte des amortissements s'élève à 60000 f/heure. Rappelons que le prix de revient cité ne tient pas compte des amortissements et peut être plus égal aux frais de fonctionnement.

On remarque que pour un rapport de capacité de 25, la grue a un coût initial 36,66 fois plus élevé que celui de la grue-potence et un prix de revient horaire (voir en annexe le prix de revient horaire de la grue-potence p.122) 82 fois celui de la grue-potence. En ramenant la comparaison à la tonne, la tonne de grue 1,47 fois plus cher que celui de la grue-potence.

On note donc que pour un même travail, il est plus économique d'utiliser la grue-potence. Cette remarque sera à la base de l'étude des possibilités de récupération de l'argent investi pour la réalisation de notre machine.

L'étude de la dépréciation de la valeur du monte-charge basée sur la durée de vie estimée (15 ans) montre que chaque année le monte-charge perd 90933 f de sa valeur. (voir en annexe p.122) soit pour un fon-

moyen de 358,22 heures / an, 254 f. Ce qui signifie qu'en tenant compte des amortissements, son coût horaire est 398 f (le coût de fonctionnement est 144 f voir annexe p.122). En comparant ce montant au prix de revient d'une grue de Tai'bo pour la même durée, on remarque qu'à chaque fois que le monte-charge remplace la grue pendant une heure, on économise environ  $(1180 - 390) = 1142$  f. Ceci étant, il faut que le monte-charge fasse le travail d'une grue pendant 119,52 heures pour récupérer l'investissement effectué pour sa réalisation.

Ensuite si on arrive à décharger la grue des petits travaux, on augmente les chances de ne pas louer une autre grue. En remarquant que le prix de revient d'une grue de Tai'bo, ne tenant pas compte des amortissements, représente 19,68% du coût de la location externe, on est persuadé que réduire le temps de location de la grue est bénéfique pour la société. D'où un autre avantage du monte-charge.

On peut dire donc que le monte-charge peut être très rentable pour la société.

## CONCLUSION

La solution proposée répond aux besoins et aux exigences de la C.S.P.T. EN effet la quee potence est capable de déposer la charge maximale spécifiée (1000kg) à la hauteur exigée (10m) et à toute position inférieure à celle-ci, sur un rayon d'action 2 m et à tout angle sur plan horizontal. Elle peut en outre assumer ces mêmes opérations avec des charges variables à des hauteurs moindres sur un rayon plus grand - jusqu'à 8,749 m pour une charge de 310kg! - montrant la courbe de la charge en fonction de l'angle d'inclinaison de la flèche.

Son système d'orientation utilisant deux cylindres à bagues de bronze et une membrure rigide pour synchroniser leur rotation en fait un appareil de levage assez original qui, par ailleurs, est bien adapté au déplacement grâce à une flèche pouvant être abaissée à toute position. La possibilité de démonter ses grands ensembles rend son entretien facile. Avec un graissage adéquat son utilisation est facile; le couple de rotation est 315 H.m au démarrage et 126 H.m en mouvement.

Sa technologie adaptée aux capacités de réalisa-



tion technique des ateliers de la CSPT la rend plus économique que les engins de levage généralement employés. Son coût, estimé à un million trois cent soixante quatre mille francs (1 364 000 F) se déprécie à raison de 254 f/h et peut être récupéré en 119 heures; la durée de vie de l'appareil étant 5370 heures. Utilisée à 25% du temps elle peut vivre 13 ans.

Le temps un peu court consacré à cette étude n'a pas permis de toucher tous les détails, de ce sujet qui est très vaste, dont je suggère la poursuite de l'étude au paragraphe suivant.

Cependant cette étude est amenée à un point tel que la réalisation peut être engagée.

La promotion et la réalisation de ce type d'appareil peuvent permettre à la CSPT de libérer les grues existantes des tâches qui ne demandent pas une grande capacité. Ceci évitera des blocages consécutifs à des insuffisances de moyens de maintenance et réduira les fonds investis dans la location de grues. En outre les acquis techniques seront renforcés.

## RECOMMANDATIONS

Cette étude a été commencée en fin Novembre 1984 et a été terminée en fin Nov 1985. Sa durée est relativement courte pour traiter tous les points qui devraient être considérés. C'est pourquoy je suggère à ce qu'elle soit poursuivie dans les sens suivants :

- 1- Optimisation de la matière par une vérification des pièces aux états limites,
- 2- Calcul des liaisons qui restent.
- 3- Fixation des freins.
- 4- Voir la possibilité de remplacer la butée mécanique par une butée électrique automatique qui sera capable de déclencher en fonction de l'angle d'inclinaison et de la charge.
- 5- Etude du comportement de l'appareil en mouvement.

ANNEXES

C1.1- DIMENSIONNEMENT DE LA FLECHE

$$\begin{aligned} \overline{P_1 T_1}^2 &= \overline{P_1 B}^2 + \overline{B T_1}^2 - 2 \overline{P_1 B} \cdot \overline{B T_1} \cos(90 + 13,7) \\ &= 8749^2 + 544^2 + 2 \times 8749 \times 544 \sin(13,7) \\ \cdot \overline{P_1 T_1} &= 8894 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\frac{544}{\sin \alpha} = \frac{8894}{\sin(90 + 13,7)} \Rightarrow \alpha = 3,4^\circ$$

$$\sum F_y \uparrow = 0 \Rightarrow R_y = 9,51 + 4,9 \sin 72,9$$

$$R_y = 14,5 \text{ kN}$$

$$\sum F_x \rightarrow = 0 \Rightarrow E_x + 4,9 \cos 72,9 - R_x = 0$$

$$R_x = E_x + 1,44$$

$$\sum M_B \uparrow = 0 \Rightarrow E_x \times 3000 + 4,9 \times 8749 \sin 34 - 2 \times 14,9 \times (3000 - 928)$$

$$E_x = 5,92 \text{ kN}$$

$$R_x = 7,36 \text{ kN}$$

le dimensionnement se fait par rapport au flambage

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2} \quad \text{ou} \quad \bar{\sigma} = \text{module d'élasticité}$$

$$= 210 \text{ 000 MPa.}$$

$I$  = moment d'inertie de la pièce

$(KL)$  : longueur de flambage de la pièce.

$$F_c \leq \frac{F_{cr}}{FS} = \frac{\pi^2 EI}{FS (KL)^2} \Rightarrow I \geq \frac{FS F_c (KL)^2}{\pi^2 E}$$

$$K = 2 \quad F_c = 15,8 \text{ kN} \quad L = 8749 \text{ mm} \quad FS = 5$$

$$I \geq \frac{5 \times 15,8 \cdot 10^3 (2 \times 8749)^2}{\pi^2 \times 210 \text{ 000}}$$

$$I \geq 11,67 \cdot 10^6 \text{ mm}^4,$$

on obtient une section creuse carrée :

$$\square 152,4 \times 152,4 :$$

$$I = 12,6 \cdot 10^6 \text{ mm}^4 \quad S = 166 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 \quad A = 3610 \text{ mm}^2$$

$$e = 6,35 \text{ mm} \quad r = 59,2 \text{ mm} \quad m = 28,3 \text{ kg/m}$$

Vérification de la validité de la formule d'Euler.

$$\frac{KL}{r} \geq 105 \quad (\text{Mécanique des matériaux} \\ \text{Ch. Poinsonnet - S. Escotto} \\ \text{p. 250})$$

$$\frac{KL}{r} = \frac{2 \times 8749}{59,2} = 295,6.$$

La formule est valable dans ce cas.

Vérification des contraintes composées :

$$\text{flexion : } \sigma_H = \frac{M_{max}}{S} = \frac{11,32 \cdot 10^6}{166 \cdot 10^3}$$

$$\sigma_H = 68,2 \text{ MPa}$$

$$\text{Compression : } \sigma_c = \frac{F}{A} = \frac{15,8 \cdot 10^3}{3610} \Rightarrow \sigma_c = 4,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{total} = \sigma_{tot} = \sigma_H + \sigma_c = 68,2 + 4,4 \Rightarrow$$

$$\sigma_{tot} = 72,6 \text{ MPa}.$$

$$FS = \frac{\sigma_y}{\sigma_{tot}} = \frac{350}{72,6} = 4,82$$

FS = 4,82 est acceptable.

Vérification à la fatigue :

$$\sum F_{zy} \uparrow = 0 \rightarrow P_{zy} = 2 \times 2,85 = 2,85 \text{ kN} \times 2,9$$

$$P_{zy} = 8,42 \text{ kN}$$

92

$$\sum F_x \rightarrow = 0 \quad E_x - P_{rx} - 2,85 \cos 72,9 = 0$$

$$P_{rx} = E_x + 0,84$$

$$\sum \Pi_{B2} = 0 \rightarrow E_x \times 3000 + 2,85 \cdot 8749 \sin 3,4 - 212,85 \cdot (3000 - 928)$$

$$E_x = 3,44 \text{ kN}$$

$$P_{rx} = 4,28 \text{ kN}$$

Calcul des contraintes :

$$\sigma_m = \frac{\Pi_{max}}{S} + \frac{F_m}{A} = \frac{6,88 \cdot 10^6}{166 \cdot 10^3} + \frac{9,19 \cdot 10^3}{3610}$$

$$\sigma_m = 42,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = \frac{M_a}{S} + \frac{F_a}{A} = \frac{6,68 \cdot 10^6}{1,66 \cdot 10^5} + \frac{9,19 \cdot 10^3}{3610}$$

$$\sigma_a = 42,8 \text{ MPa}$$

Cisaillement :

$$\tau_m = \tau_a = \frac{F'}{A} = \frac{3,74 \cdot 10^3}{3610} = 0,98 \text{ MPa}$$

négligeable.

Calcul de la résistance :

$$k_e = 1$$

$$k_b = 0,75$$

$$\Rightarrow Z_e = 168,8 \times 1 \times 0,75 = 126,6 \text{ Nmm}$$

$$F.S. = \frac{1}{\frac{42,8}{126,6} + \frac{42,8}{560}} \Rightarrow F.S. = 2,4$$

C.1.2 Accroches de la flèche :

C.1.2.1 Axe de poutre lors de flèche :

$$F = \sqrt{(2 \times 1,8)^2 + (2 \times 8,38)^2} \Rightarrow F = 17,1 \text{ kN}$$

Cette charge est considérée uniformément répartie sur l'axe.

$$\tau_{\max} = \frac{FL}{S} = \frac{17,1 \cdot 10^3 \cdot 100 \cdot 10^{-3}}{8} = 214,3 \text{ N.m}$$

module de flexion:  $S \geq \frac{\tau_{\max} \cdot F_s}{s_y}$        $F_s = 3$

$$S = \frac{\pi d^3}{32} \geq \frac{3 \cdot 214,3 \cdot 10^3}{315} \Rightarrow d \geq 27,5 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow d = 28 \text{ mm.}$$

Vérification du cisaillement:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{17,1}{2} \frac{10^3}{616} = 13,9 \text{ MPa}$$

$$\tau < \frac{s_y}{\sqrt{3}} = \frac{315}{\sqrt{3}} = 181,9 \text{ MPa}$$

Axe convenable.

C.1.2.2 Axe au support de flèche:

$$F_{mx} = 0,82 + 4,28 = 5,1 \text{ kN}$$

$$F_{my} = 2,43 + 8,42 = 10,85 \text{ kN}$$

$$F_{ax} = 4,28 \text{ kN} \quad F_{ay} = 8,42 \text{ kN.}$$

$$F_{\max} = \left[ (5,1 + 4,28)^2 + (8,42 + 10,85)^2 \right]^{1/2} = 21,43 \text{ kN}$$

$$\tau_{\max} = \frac{21,43}{4} \cdot 152,4 \cdot 10^{-3} \cdot 10^3 = 816,5 \text{ N.m}$$

$$S = \frac{\pi d^3}{32} \geq \frac{3 \cdot 816,5 \cdot 10^3}{315} \Rightarrow d \geq 42,94 \text{ mm}$$

$$d = 44 \text{ mm}$$

Vérification au cisaillement:

$$\tau = \frac{21,43}{2} \cdot \frac{10^3}{1520} = 7,04 \text{ MPa} < \frac{s_y}{\sqrt{3}}$$

Axe acceptable.

C.1.2.3 - boulons de fixation en tête de flèche:

94

$$\frac{F}{m \cdot b \cdot t} \leq \frac{0,577 \sigma_y}{F.S.} \quad F.S. = 3$$

$$\frac{14,3 \cdot 10^3}{m \cdot 36,6} \leq \frac{0,577 \cdot 380}{3}$$

$$\Rightarrow m \geq 6$$

Vérification en fatigue :

$$F_i = 0,6 \cdot ; \cdot 380 \cdot 36,6 = 8,34 \text{ kN}$$

$$k_b = \frac{1,6 d^2 E}{4L} \quad \text{avec : } d = 8 \text{ mm}$$

$l$  = épaisseur totale des membrures :

$$l = 7 + 6,35 \quad (7 = \text{épaisseur du profilé})$$

$$k_b = \frac{1,6 \times 8^2 \cdot 210 \cdot 10^3}{4 \cdot 13,35} = 10,791 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$$

$$k_m = 6,33 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$$

$$F_a = 8,38 \times 2 = 16,76 \text{ kN}$$

$$\sigma_a = \frac{0,791 \cdot 10^6}{0,791 \cdot 10^6 + 6,33 \cdot 10^6} \cdot \frac{16,76 \cdot 10^3}{2 \cdot 36,6 \cdot 8} = 3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = 3 + \frac{8,34 \cdot 10^3}{36,6} = 23,7 \text{ MPa}$$

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e'$$

$$k_a = 0,8 \quad k_c = 0,814 \quad k_d = 1 \quad k_f = 1$$

$$k_e = \frac{1}{k_f} : k_f = 2,8 \quad (\text{Éléments de machines p.197 tableau 10.5}) \quad k_b = 0,75 \quad S_e' = 334,4 \text{ MPa}$$

$$S_e = 58,33 \text{ MPa}$$

$$F.S. = 1 / \left[ \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{\sigma_u} \right]$$

$$= 1 / \left[ \frac{3}{58,33} + \frac{23,7}{520} \right] \Rightarrow F.S. = 2,25$$



## C.2. SUPPORT DE FLECHE ET ACCESSOIRES

### C.2.1 - SUPPORT DE FLECHE

Charge statique :  $B_x = 7,36 + 0,82 = 8,18 \text{ kN}$

$$B_y = 14,5 + 2,43 = \dots 16,93 \text{ kN}$$

Charge dynamique :  $P_{ox} = 4,28 + 0,82 = 5,1 \text{ kN}$

moyenne  $P_{oy} = 8,42 + 2,43 = 10,85$

charge dynamique alternée :  $P_{ox} = 4,28 \text{ kN}$

$$P_{oy} = 8,42 \text{ kN}$$

Calcul des contraintes :

$$\sigma_f = \frac{M_{\max}}{S} \leq \frac{\sigma_y}{FS} \Rightarrow S \geq \frac{FS M_{\max}}{\sigma_y}$$

$$S \geq \frac{3,5 \cdot 12 \cdot 10^6}{355} = 118,3 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$$

On obtient : U180 x 70, NFA45-202.

$$S = 150 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 \quad I_x = 1350 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

On prend deux profils :

$$I'_x \geq \frac{1}{2} I_x = \frac{1350 \cdot 10^6}{2} = 675 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

on obtient :

$$2 \cdot U160 \times 65, \text{ NFA45-202.}$$

$$I = 2 I'_x = 1350 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

$$S = 271,25 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$$

Vérification à la fatigue :

$$\sigma_a = \frac{5,89 \cdot 10^6}{271,25 \cdot 10^3} + \frac{3,45 \cdot 10^3}{4800} = 26,2 \dots \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{7,77 \cdot 10^6}{271,25 \cdot 10^3} + \frac{4,27 \cdot 10^3}{4800} = 24,5 \text{ MPa}$$

96

$$s_2 = 168,8 \times 1 \times 0,75 = 126,6 \text{ NPa}$$

$$Fs = 1 \left| \left[ \frac{26,2}{126,6} + \frac{34,5}{560} \right] \right| = 3,72$$

C.2.2. butee 1 :

\* Calcul de la cornière

$$s \geq \frac{3 \times 938 \cdot 10^3}{355} = 7,93 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$$

Cornière 70 x 70 x 7, NFA45-009 -

$$S = 9,41 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 \quad I = 42,3 \cdot 10^4 \text{ mm}^4$$

on veut 2 cornières :  $2I' = 42,3 \cdot 10^6$

$$I' = 21,15 \cdot 10^4 \text{ mm}^4$$

$\Rightarrow$  2 Cornières 60 x 60 x 6, NFA45-009

longueur de la pièce : 1600 mm ,  $m = 5,42 \text{ kg/m}$

\* Calcul de l'axe :

$$\frac{\pi d^3}{32} \geq \frac{3 \times 9,38 \cdot 10^5 \cdot 160 \cdot 10^{-3}}{355} \Rightarrow d \geq 26,3$$

$$d = 27 \text{ mm} \quad A = 573 \text{ mm}^2$$

Vérification du cisaillement :

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{9,38 \cdot 10^3}{573} = 16,4 \text{ MPa}$$

$$Fs = \frac{0,577 \cdot 10^3 \times 0,315}{16,4} = 11,1$$

\* Calcul de la cornière horizontale :

$$\frac{938 \cdot 10^3}{A} \leq \frac{315}{3} \Rightarrow A \geq 89,33 \text{ mm}^2$$

$$A = 2l(l-d)e \quad : \quad l = \text{longueur de cornière}$$

$e$  : épaisseur de la cornière et  $d$  : diamètre de l'axe  
 Vérifions que la cornière  $60 \times 60 \times 6$  répond à cette condition :

$$2 \times (60 - 27) \times 6 = 2 \times 180 \text{ mm}^2 >> 89,33 \text{ mm}^2$$

On n'accepte pas.

Vérifions : C  $35 \times 35 \times 3,5$

$$2 \times 35 (35 - 27) \times 3,5 = 1960 \text{ mm}^2 > 89,33 \text{ mm}^2$$

On retient cette cornière.

C.3. - Contre flèche :

$$* S \geq \frac{F_s \eta_{\max}}{\sigma_y} = \frac{3 \cdot 5,33 \cdot 10^6}{355} = 45,04 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$$

on obtient : U120 x 55

$$S = 60,7 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 \quad I = 3,64 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

On veut 2 U de façon à augmenter le moment d'inertie  $I_y$  :

$$2I'_x = 3,64 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

$$\Rightarrow I'_x = 1,82 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

On obtient :

$$2 \text{ U100} \times 50, \text{ NFA45-202}$$

$$I = 4,12 \cdot 10^6 \text{ mm}^4 \quad S = 82,4 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$$

\* Vérification en fatigue :

$$\text{charge dynamique moyenne en } T_2 : \bar{F}_m = 3,44 + 0,82$$

$$\text{charge dynamique alternée en } T_2 : F_a = 3,44$$

$$\sigma_m = \frac{6,1 \cdot 10^6}{82,4 \cdot 10^3} = 74 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = \frac{1 \cdot 10^6}{82,4 \cdot 10^3} = 12,1 \text{ MPa}$$

98

$$F_s = 11 \left[ \frac{12,1}{32} + \frac{74}{560} \right]$$

$$S_0 = 168,5 \times 1 \times 0,75 = 126,4 \text{ NPa}$$

$$F_s = 4,39$$

On peut l'accepter.

#### C.4. MAT ET ACCESSOIRES

##### C.4.1 - mât :

$$* S \geq \frac{27,1 \cdot 10^6 \times 4}{355} = 305,4 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$$

on obtient :

$$273 \times 8 \text{ OD NF}$$

$$m = 52,1 \text{ kg/m} \quad A = 5660 \text{ mm}^2$$

$$S = 346,6 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 \quad I = 58,52 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

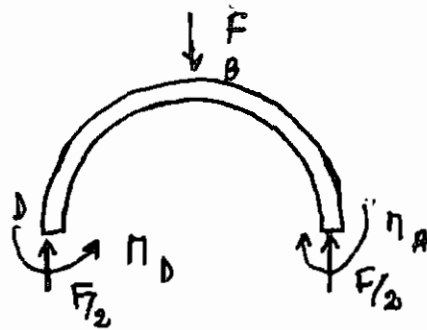
\* Vérification de la compression :

$$\sigma_c = \frac{F}{A} = \frac{6,74 \cdot 10^3}{5660} = 1,01 \text{ NPa}$$

##### C.4.2. cylindres - bagues :

###### C.4.2.1 - bague du cylindre inférieur :

En approchant cette bague à la théorie développée dans "Résistance des matériaux" tome 2, p.170. de A. Giet et L. Geninard ; et de la considération de la configuration suivante ;



$$\pi_1 = -\pi_2$$

On obtient la contrainte maximale au point d'application de la force.

$$\tau_{max} = \frac{\pi_B}{s} = \frac{FR}{\pi} \frac{G}{Le^2}$$

Calcul de l'effort maximum:

Atterré:  $A_y = 2,26 \text{ kN}$

$$\sum M_{A+)} = 0$$

$$-8,42 \times 791,5 + 4,28 \times (500 - 80) + 2,72 \times 247,5 - 0,83 \times (500 - 80) - 3,44 (317,5 + 273) + 500 B_x = 0$$

$$B_x = 13,15 \text{ kN}$$

$$\sum F_{x \rightarrow} = 0 \Rightarrow -A_x + B_x - 0,83 + 4,28 = 0$$

$$-A_x + 13,15 - 0,83 + 4,28 = 0 \Rightarrow A_x = 19,3 \text{ kN}$$

$$A_x = 19,3 \text{ kN} \cdot 16,6$$

moyenne:

$$A_y = 14,13 \text{ kN}$$

$$\begin{aligned} \sum \pi_{A+)} = 0 & \quad (5,1 - 0,83) (500 - 80) - 10,85 \times 791,5 \\ & + 2,72 \times 247,5 - 0,29 \times 402,5 - 4,26 (317,5 + 273) \\ & + 0,16 (392,5) + 9,81 \times 767,5 + 500 B_x = 0 \end{aligned}$$

$$B_x = 2,32 \text{ kN}$$

$$\Rightarrow A_x = 2,32 + 5,1 - 0,83 = 6,6 \text{ kN}$$

180

$$A_{x \max} = 16,6 \text{ kN} + 6,6 \text{ kN} = 23,2 \text{ kN}$$

$$A_{y \max} = 14,13 + 2,26 = 16,39 \text{ kN}$$

$$B_{x \max} = 2,32 + 13,15 = 15,47$$

$$B_{y \max} = 0$$

On obtient la configuration suivante :

On peut dire que la configuration précédente est bien justifiée.

Donc :

$$\sigma_{\max} \leq \frac{\sigma_y}{2}$$

$$\frac{FR}{u} \frac{6}{Le^2} \leq \frac{\sigma_y}{2}$$

$$R = 273/2 + e/2 = 136,5 + e/2$$

$$F = 23,2 \text{ kN}$$

$$\frac{23,2 \cdot 10^3 (136,5 + e/2)}{\pi \cdot 500 e^2} \leq \frac{250}{2}$$

$$0,118 (136,5 + e/2) \leq e^2$$

$$e^2 - 0,059 e - 16,1 = 0$$

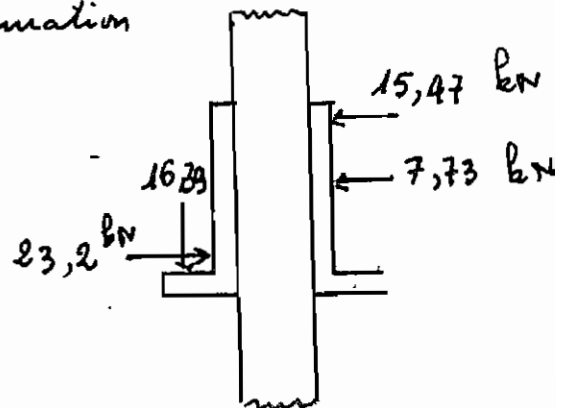
$$\Delta = (0,059)^2 + 4 \cdot 16,1$$

$$e = \frac{0,059 + \sqrt{\Delta}}{2 \times 1} \Rightarrow e = 4 \text{ mm}$$

On prend une bague de 6 mm.

C.4.2.2. Cylindre inférieur :

$$\frac{FR}{\pi} \frac{6}{Le^2} \leq \frac{\sigma_y}{4}$$



$$R = (273 + 6 \times 2) / 2 + e/2 = 142,5 + e/2$$

$$\frac{23,2 \cdot 10^3 (142,5 + e/2)}{4 \times 500 \times e^2} \leq \frac{355}{4}$$

$$0,166 (142,5 + e/2) \leq e^2$$

$$e^2 - 0,083e - 23,7 = 0$$

$$\Delta = (0,083)^2 + 4 \times 23,7$$

$$e = \frac{0,083 + \sqrt{\Delta}}{2} = 4,87 \text{ mm}$$

On prend  $e = 8 \text{ mm}$

Longueur de contact le cylindre et la bague:

$$F/A \leq 1,1 \quad \text{avec } F = 15,39 \text{ kN}$$

$$\frac{4 \times 15,39 \cdot 10^3}{4 [(D_e)^2 - (273 + 12)^2]} \leq 1,1$$

$$D_e \geq 316,27 \text{ mm} \Rightarrow \frac{1}{2} (D_e - D_i) = 15,64$$

Compte tenu des usures qui peuvent être impermissibles, et de notre approximation de la pression admissible, on prend :  $1,5 \times 15,64 \approx 24$

$$\text{D'où cylindre : } D_e = 347^{347} \text{ mm}$$

$$\text{bague : } D_e = 347^{347} + 20^{20} = 367^{367} \text{ mm}$$

C.4.2.2 Cylindre supérieur - bague supérieure:

On prend les mêmes cylindre, et bague que précédemment.

C.4.2.3 : Dirot du cylindre supérieur:

$$F_a = 3,44 \text{ kN} \quad F_m = 4,26 \text{ kN}$$

$$F_{\max} = F_a + F_m = 3,44 + 4,26 = 7,7 \text{ kN}$$

La force de compression est la même que l'effort tranchant.

$$M_{\max} = 7,7 \cdot 0,5 = 3,85 \text{ kN.m}$$

$$S \geq \frac{M_{\max} \cdot FS}{\sigma_y} \quad \text{avec } \sigma_y = 355 \text{ MPa}$$

$$FS = 4$$

$$S \geq \frac{3,85 \cdot 10^6 \cdot 4}{355} = 43,38 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$$

$$\frac{\pi d^3}{32} \geq 43,38 \cdot 10^3 \Rightarrow d \geq 76,2 \text{ mm}$$

On prend un diamètre égal au diamètre intérieur du mât.

#### C.4.2.4. Supports des poulies de relevage :

efforts et dimensions :

$$M_{\max} = 0,2 \cdot 1,97 = 0,394 \text{ kN.m} \quad \text{avec}$$

$$i \cdot F = 5,92 + 0,82 = 6,74 \text{ kN}$$

$$S \geq \frac{FS \cdot M_{\max}}{\sigma_y} = \frac{3 \cdot 0,394 \cdot 10^6}{355} = 3,33 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_f = \frac{0,394 \cdot 10^6}{53 \cdot 10^6} = 7,43 \text{ MPa}$$

$$\sigma_c = \frac{4,77 \cdot 10^3}{2200} = 2,2 \text{ MPa}$$

On n'a pas besoin de vérifier ces sections en fatigue.

#### C.4.2.5. Membre de synchronisation :

Cette membre est dimensionnée par rapport



Le frottement se produit au cylindre 1 et au cylindre 2.

$$P_1 = 15,77 \text{ kN}$$

$$P_2 = 6,74 \text{ kN}$$

$$\text{cylindre 1 : } r_{m1} = \frac{2}{3} \frac{(173,5)^3 - (142,5)^3}{173,5^2 - 142,5^2}$$

$$r_{m1} = 158,5 \text{ mm}$$

$$\text{cylindre 2 : } r_{e2} = \frac{179}{2} = 89,5 \text{ mm}$$

$$r_{e2} = 207/2 = 103,5 \text{ mm}$$

$$r_{m2} = \frac{2}{3} \frac{103,5^3 - 89,5^3}{103,5^2 - 89,5^2} = 96,67 \text{ mm}$$

$$r_{m2} = 96,67 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow \mu_s (P_1 r_{m1} + P_2 r_{m2}) \quad \mu_s = 0,1$$

$$L_i F > 0,1 (15,77 \times 158,5 + 6,74 \times 96,67)$$

$$L_i F > 315,1 \text{ kN} \cdot \text{mm} \quad \text{ou} \quad 315,1 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$L = L_{\min} = 760 \text{ mm} \Rightarrow F = 415 \text{ N} \rightarrow 42,3 \text{ kgf}$$

$$L = L_{\max} = 835 \text{ mm} \Rightarrow F = 377,8 \text{ N} \rightarrow 38,5 \text{ kgf}$$

\*Après le démarrage :

$$\mu = 0,04$$

$$L_i F > 0,04 (15,77 \times 158,5 + 6,74 \times 96,67)$$

$$L_i F > 126,2 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$L_i = L_{\min} = 760 \text{ mm} \rightarrow F = 166 \text{ N} \rightarrow 16,9 \text{ kgf}$$

$$L_i = L_{\max} = 835 \text{ mm} \rightarrow F = 151 \text{ N} \rightarrow 15,4 \text{ kgf}$$

104

$$S \geq \frac{223 \cdot 10^3 \times 3}{355} = 1894 \text{ mm}^3$$

On essaie la cornière 45 x 45 x 5 :  $I = 7,15 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$

$$f = \frac{415 \cdot 2150^3}{48 \cdot 7,15 \cdot 10^6 \times 210 \cdot 10^3} = 5,72 \text{ mm} \quad \text{Non.}$$

On essaie la cornière 60 x 60 x 6

$$S = 5,29 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 \quad I = 22,8 \cdot 10^4 \text{ mm}^4$$

$$f = \frac{415 \cdot 2150^3}{48 \cdot 210 \cdot 10^3 \cdot 22,8 \cdot 10^4} = 1,8 \text{ mm} \quad \text{convient}$$

### C.5 - Membrures supportant la plaque support d'ensemble.

#### C.5.1 - Membrures avant et arrière :

$$S \geq \frac{3 \cdot 13,7 \cdot 10^6}{355} = 115,8 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$$

On prend une cornière 150 x 150 x 18 et on vérifie compression et flexion.

$$S = 98,7 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 \quad A = 5100 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_{\text{flexion}} = \sigma_f = \frac{13,7 \cdot 10^6}{98,7 \cdot 10^3} = 138,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{compression}} = \sigma_c = \frac{1,7 \cdot 10^3}{5100} = 0,33 \text{ MPa}$$

$$\sigma = \sigma_f + \sigma_c = 139 \text{ MPa}$$

$$FS = \frac{355}{139} = 2,55.$$

La cornière 180 x 180 x 18 :  $S = 145 \cdot 10^3$   $A = 6190 \text{ mm}^2$

$$\sigma_f = 94,5 \text{ MPa} \quad \sigma_c = 0,3 \Rightarrow FS = 3,74$$

On obtient donc Cornière 180 x 180 x 18

$$S = 145.63 \text{ mm}^3 \quad A = 6100 \text{ mm}^2$$

Vérification à la fatigue :

$$\sum F_y = 0 \quad \sum M_{O_2} = 0$$

$$\text{effort moyen} : -10,85 + 0,29 + 2,72 + 4,26 - 0,16 = 9,81$$

$$+ A_y = 0$$

$$A_y = 14,13 \text{ kN}$$

$$\begin{aligned} \sum M_{O_2} = 0 & \Rightarrow \left[ -10,85 \times 791,5 - 0,29 \times 404,5 + 2,72 \times 247,5 \right. \\ & + (5,1 - 0,83) \times 2000 - (10,85 + 0,29 - 2,72) \frac{273}{2} \left. \right] + \left[ 9,81 \times 767,5 \right. \\ & + 0,16 \times 392,5 - 4,26 \times 217,5 + (9,81 + 0,16 - 4,26) \frac{273}{2} \left. \right] \\ & + 2000 A_x + 4,26 \times 4800 \end{aligned}$$

$$\Rightarrow A_x = 13,43 \text{ kN} \quad A_x = 7 \text{ kN}$$

Effort alterné :

$$\sum F_y = 0 = -8,42 + 2,72 + 3,44 + A_y$$

$$A_y = 2,26 \text{ kN}$$

$$\sum M_{O_2} = 0 = -8,42 \times 791,5 + 4,28 \times 2000 + 2,72 \times 247,5$$

$$- 3,44 \times 4800 - 3,44 \times 317,5 + 2000 A_x = 0,89 \times 2000$$

$$A_x = 8,35 \text{ kN}$$

Donc : Les efforts sur les membrures sont :

$$F_{ax} = 7 + 5,1 = 12,1 \text{ kN}$$

$$F_{ax} = 8,35 + 4,28 = 12,63 \text{ kN}$$

$$F_{aym} = 14,13 \text{ kN}$$

$$F_{aya} = 2,26 \text{ kN}$$

Contraintes :

efforts moyens :

$$\begin{aligned}\sigma_m &= \sigma_f + \sigma_c = \frac{\eta_{max}}{s} + \frac{F_c}{A} \\ &= \frac{4,13 \cdot 2,171 \cdot 10^6}{145 \cdot 10^3} + \frac{2 \cdot 10^3}{6190} \Rightarrow \sigma_m = 62,2 \text{ MPa}\end{aligned}$$

efforts alternés :

$$\begin{aligned}\sigma_a &= \sigma_f + \sigma_c = \frac{3,18 \cdot 2,171 \cdot 10^6}{145 \cdot 10^3} + \frac{0,7 \cdot 10^3}{6190} \\ &\approx \frac{3,18 \cdot 2,171 \cdot 10^6}{145 \cdot 10^3} \Rightarrow \sigma_a = 47,6 \text{ MPa}\end{aligned}$$

$$FS = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma_{aL}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{mL}}} = \frac{1}{\frac{47,6}{126,6} + \frac{62,2}{560}} = 2,05$$

0.5.2 - Membrures de bord :

$$s = 145 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 \quad A = 6190 \text{ mm}^2$$

Efforts moyens :

$$\sigma_m = \sigma_f + \sigma_c = \frac{3,76 \cdot 2,06 \cdot 10^6}{145 \cdot 10^3} + \frac{2,67 \cdot 10^3}{6190}$$

$$\sigma_m = 53,8 \text{ MPa}$$

efforts alternés :

$$\sigma_a = \sigma_f + \sigma_c \approx \sigma_f = \frac{3,25 \cdot 2,06 \cdot 10^6}{145 \cdot 10^3}$$

$$\sigma_a = 41,2 \text{ MPa}$$

$$FS = \frac{1}{\frac{41,2}{126,6} + \frac{53,8}{560}} = 2,37$$

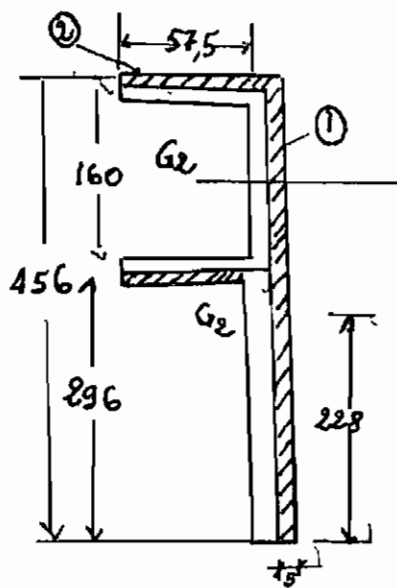
C-6 - Dimensionnement de la plaque d'ensemble :

$$M_{\max} = 8,88 + 7,7 \times 3 = 32 \text{ kN.m}$$

$$\frac{b \times 32 \cdot 10^6}{313 \times t^2} \leq \frac{980}{2} \Rightarrow t \geq 35,4 \Rightarrow t = 36$$

C-7.1. Calcul de la soudure cylindro-repant de filets :

On calcule le moment d'inertie  $I$  :



$$I = 2(I_1 + I_2)$$

$$A_1 = 456 \times 5 = 2280 \text{ mm}^2$$

$$A_2 = 2 \times 57,5 \times 5 = 575 \text{ mm}^2$$

$$G_2 G = \frac{148 \times 2280}{2280 + 575}$$

$$G_2 G = 118 \text{ mm}$$

$$I_1 = \frac{456^3 \times 5}{12} = 39,5 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

$$I_2 = 2 \left( 118^2 \times 5 \times 57,5 + \frac{5^3 \times 57,5}{12} \right)$$

$$I_2 = 8 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

$$I = 2(I_1 + I_2) = (39,5 + 8) \cdot 10^6 = 47,5 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

$$S = \frac{47,5 \cdot 10^6}{248} = 191,5 \cdot 10^3$$

$$M_{\max} = 14 \cdot 10^6 \text{ N.mm}$$

$$\sigma = \frac{14 \cdot 10^6}{191,5 \cdot 10^3} = 73,1 \text{ MPa}$$

$$\sigma_g = \sqrt{2} \times 73,1 = 103,2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{adm}} = \frac{\sigma_{DR} \cdot \sigma_d}{FS} = \frac{S_f' \cdot \sigma_d}{FS}$$

$$\sigma_d = 0,85 \times 0,8 \times 0,9 = 0,612$$

$$\sigma_{\text{adm}} = \frac{334,4 \times 0,612}{2} = 102,3$$

$$\Rightarrow FS = 1,254$$

C. 8. boulons de fixation de la base du mât :

$$\frac{F}{n A_t} \leq \frac{0,577 S_y}{F_s}$$

$$\frac{15,35 \cdot 10^3}{n \cdot 86} \leq \frac{0,577 \times 380}{3} \Rightarrow n \geq 9,44.$$

On prend 4 boulons.

Dans l'hypothèse avec précharge de 60% et une fiabilité de 99%.

$$F_i = 0,6 \times 380 \times 86 = 19,6 \text{ kN}.$$

$l = 14 + 8 = 22$  (épaisseur de la plaque + épaisseur de la base du mât).

$$k_b = \frac{E d^2 \bar{e}}{4 l} = \frac{E \times 12^2 \times 210 \cdot 10^3}{4 \times 22} = 1,1 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$$

$$k_m = 8,8 \cdot 10^6 \text{ N/mm}.$$

$$\begin{aligned} \sigma_a &= \frac{F_b - F_i}{2 A_t} = \frac{k_b}{k_b + k_m} \frac{F_a}{2 A_t} \\ &= \frac{1,1 \cdot 10^6}{1,1 \cdot 10^6 + 8,8 \cdot 10^6} \times (8,35 + 7) \times \frac{1}{2 \times 4 \times 86} \end{aligned}$$

$$\sigma_a = 2,5 \text{ MPa}.$$

$$\sigma_m = \sigma_a + \frac{F_i}{A_t} = 2,5 + \frac{19 \cdot 10^3}{86} = 223 \text{ MPa}.$$

$$F_s = 1 / \left[ \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_u} \right].$$

$$S_e = 58,33 \text{ MPa} \quad (\text{Voir annexe p. 94})$$

$$F_s = 1 / \left[ \frac{2,5}{58,33} + \frac{223}{520} \right] = 2,1$$

### C.9.1 Treuil électrique :

$$W = mgh$$

$$P = W/t \quad \text{avec} \quad t = \frac{H}{v}$$

$$P = mgv = 1000 \times 0,22 \times 9,81 = 2158 \text{ W}$$

En considérant un rendement de 0,8

$$P = 2158/0,8 = 2697,5 \text{ W.}$$

$$1 \text{ CV} = 736 \text{ W} \rightarrow P = 3,665 \text{ CV}$$

on prend  $P = 4 \text{ CV}$ .

D'où le choix du treuil.

Diamètre du tambour = 170 mm soit 85 mm de rayon.

$$v = \omega r \Rightarrow \omega = \frac{v}{r}$$

$\omega$  = vitesse de rotation du tambour.

$v$  = vitesse tangentielle du tambour.

$$\omega = \frac{0,22}{0,085} = 2,588 \text{ tr./s soit } 155 \text{ tpm}$$

∴ ∴ ∴

## E - DIMENSIONNEMENT DU CHARIOT

E.2. Plaque :

$$S = \frac{be^2}{6} \geq \frac{1685 \cdot 10^3 \times 5}{355} = 23,7 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$$

$$S > 273 \text{ mm}.$$

$$b \geq 6 \frac{23,7 \cdot 10^3}{e^2}$$

On choisit des épaisseurs normalisées et on détermine la largeur de plaque. On obtient :

$$e \text{ (mm)} \quad 15 \quad 16 \quad 14 \quad 13$$

$$b \text{ (mm)} \quad 632 \quad 555 \quad 725 \quad 841$$

On choisit une plaque de 14 mm et 700 mm

E.3. Les Poutres :

charges dynamiques : On dresse le tableau suivant :

Point	charge moyenne		charge alternée	
	x (kN)	y (kN)	x (kN)	y (kN)
F <sub>1</sub>	0	3,5 + 4,26 <sup>(*)</sup>	0	0,6 + 3,44
F <sub>2</sub>	0	3,5	0	0,6

Dans le diagramme de la page 46, on remarque les efforts résultants x s'équilibrent. Aux points F<sub>i</sub>, ces efforts s'annulent.



Les efforts (+) sont ceux appliqués au bout de mât. Ces efforts sont transmis à ces points par la plaque.

Charge sur une roue :

$$\text{Charge moyenne} : 5,53 + 4,65 = 10,2 \text{ kN}$$

l'effort additionnel est supposé réparti également sur les pontes soit 4,65 kN.

$$\text{Charge sur poutre de bord} : 7,76 + 4,65$$

E.3.1 - Poutre de bord :

$$FS = \frac{1}{\frac{9,5}{52,7} + \frac{24,7}{160}} = 4,46$$

E.4.1 Détermination du ressort de suspension

(Tableau P. F26 du même livre)

$$\left. \begin{array}{l} 2R/d = 7 \\ d = 16 \text{ mm} \end{array} \right\} \Rightarrow D = 2R = 112 \text{ mm}$$

$$P_{\max} = 11425 \text{ N} \quad f_{\max} = 245 \text{ mm (flèche max)}$$

$$\Rightarrow k = 46,6 \text{ N/mm} \quad \text{acceptable}$$

$$N = \frac{dG}{8C^3k} = \frac{16 \times 75000}{8 \times 7^3 \times 46,6} = 9,4 \approx 10$$

$$N = 10$$

$$D = 2d = 16 \times 2 = 32 \text{ mm}$$

$$d_c = 16(10+1) = 176 \text{ mm}$$

$$L_0 = 16 + 10 \times 32 = 336$$

E.4.2 - Mécanisme à membres rigides :

Sans déformation du ressort.

$$F_0 = F_{\max} = 10,2 + 2 = 12,2 \text{ kN}$$

$$\sum M_C \uparrow = 0 \Rightarrow 12,2 \times 112,5 = R_{1y} \times 248$$

$$\Rightarrow R_{1y} = 5,53 \text{ kN}$$

$$R_{cy} = 17,73 \text{ kN}$$

Cas de la rencontre d'un obstacle :

$$F_R = 11,4 \text{ kN}$$

$$11,4 - 9,82 + C_y = R_{1y} = 0$$

$$\sum \Pi C_2 = 0 = -112,5 \times 9,82 - 11,4 \times 124 + 248 \times R_{1y}$$

$$\Rightarrow R_{1y} = 10,2 \text{ kN} \quad C_y = 9,6 \text{ kN}$$

Vérification de la membre 2 :

$$M_{\max} = 17,73 \times 0,144 = 2,55 \text{ kN.m}$$

$$S = 14,8 \cdot 10^3 \quad \Rightarrow \sigma = 172,3 \text{ MPa}$$

$$FS = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{172,3} = 2,1 \quad \text{Acceptable}$$

Vérification de la pièce 1

$$F = 10,2 \text{ kN}$$

- diamètre de l'axe :

$$\frac{10,2 \cdot 10^3}{4d^2} \leq \frac{0,577 \times 315}{3}$$

$$d \geq 14,64 \text{ mm}$$

Dimensionnement de l'axe de la roue :

$$M_{\max} = 1,37 \text{ kN.m}$$

$$F = 12,2 \text{ kN}$$

\* Diamètre de l'axe :

L'axe en acier XC32.  $S_y = 315 \text{ MPa}$ .

$$\frac{4F}{\pi d^2} \leq \frac{S_y}{3}$$

$$\frac{4 \times 12,2 \cdot 10^3}{\pi d^2} \leq \frac{315}{3} \Rightarrow d \geq 12,2 \text{ mm}$$

\* dimension de l'axe de la roue :

$$S \geq \frac{1,37 \cdot 10^6 \times 3}{315} = 13 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$$

La pièce a une section carrée :

$$S = \frac{b^3}{6} \geq 13 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 \Rightarrow b \geq 42,7$$

Dimensionnement de AR<sub>3</sub> :

\* Axe de rotation :

$$\frac{F}{A} \leq \frac{0,577 S_y}{3}$$

$$\frac{17,73 \cdot 10^3}{\pi d^2} \leq \frac{0,577 \cdot 315}{3} \Rightarrow d \geq 9,65$$

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

\* AR<sub>3</sub> :

$$\frac{F}{b^2 - \pi d^2} \leq \frac{S_y}{3} \Rightarrow \frac{17,73 \cdot 10^3}{b^2 - \pi \cdot 10^2} \leq \frac{315}{3}$$

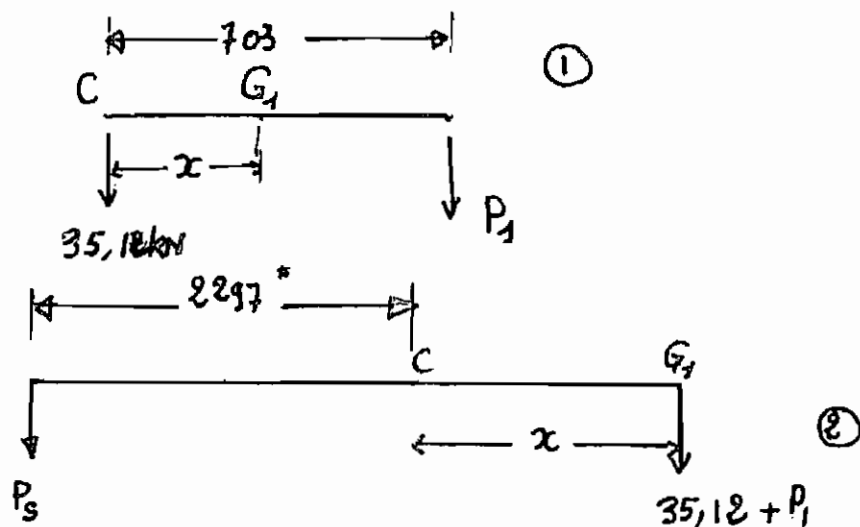
$$b \geq 22 \text{ mm}.$$

## D. ETUDE DE LA STABILITE

Détermination du poids du chariot :

La position du centre est amené à 703 mm du centre O du système par une charge additionnelle de 2,48 kN placé en O.

Pour déterminer la position du centre de gravité, le poids du chariot, le poids total du système et la surcharge fatale (qui peut renverser le système), nous chercherons le poids qui amène le centre de gravité à une position  $x$  du centre de la roue et ensuite la surcharge qui ramène le centre de gravité au centre de la roue (position fatale).



$$(*) \quad 2297 = 3000 - 703$$

① :  $P_1$  amène le centre de gravité à une distance  $x$  du centre de la roue :

$$35,18 \times x = P_1 (703 - x)$$

$$P_1 = \frac{35,18x}{703 - x}$$

②  $P_3$  (surcharge) ramène le centre de gravité  $G_1$  en C.

$$P_3 \times 2297 = x (35,18 + P_1)$$

$$\Rightarrow P_3 = \frac{(P_1 + 35,18)x}{2297}$$

$$\text{Poids du chariot} = P_1 + 2,42$$

$$\text{Poids total} = P_1 + 2,42 + 30,7 = P_1 + 35,18$$

Nous dressons le tableau de la page suivante :

Pour faire un choix judicieux de la surcharge à retenir il serait utile de déterminer les pneus à employer de façon à limiter la pression au sol en déplacement. Cette pression dépend de la charge propre du système. Nous choisissons le pneu ici à partir de la pression au sol avant d'en donner les facteurs principaux qui ont motivé ce choix dans une étude au chapitre suivant. La pression au sol doit être aux environs de 3 bars.

On choisit des pneus Michelin X

Manutention et Remorques basses :

G.50R10 XR :

Largeur de boudin = 185 mm

circonférence de roulement = 1795 mm

rayon sans charge : 297 mm rayon avec charge : 268 mm

$$P_1 = \frac{35,12x}{903-x}$$

$$P_5 = \frac{(P_1 + 35,12)x}{2297}$$

$$P_{Ch} = P_1 + 2,42$$

Eu chavala

$$P_T = P_1 + 35,12$$

a vida

$$P_T = P + 25,31$$

S = Purchase

Ch = chavist

T = total

x (mm)	P <sub>1</sub>		P <sub>5</sub>		P <sub>Ch</sub>		P <sub>T</sub> (Change)		P <sub>T</sub> (Vida)	
	KN	Kgf	KN	Kgf	KN	Kgf	KN	Kgf	KN	Kgf
50	2,7	275	0,82	84	5,12	521,7	37,83	3876	28,02	2856
100	5,8	591	1,8	183,5	8,22	837,7	41	4194	31	3160
125	7,6	775	2,32	236	10,02	1021,7	42,73	4356	32,32	3295
150	9,53	971,5	2,92	298	11,95	1218	44,66	4525	34,85	3525
175	11,64	1186,5	3,56	363	14,1	1433	46,77	4767,6	36,96	3768
200	14	1427	4,28	436	16,42	1673,7	49,1	5005	39,29	4005

Précisons que largeur de bandin est équivalente à la largeur de la trace.

En estimant la surface de contact du pneu avec le sol à  $\frac{1}{8}$  de la surface totale soit :

$$A = \frac{1}{8} \text{ largeur de bandin} \times \text{circonférence}$$

$$= \frac{1}{8} \times 185 \times 1795 = 41510 \text{ mm}^2$$

Cette surface approximative est inférieure à la valeur généralement prise pour les voitures qui est la surface d'un cercle de rayon 125 mm :

$$A = 125 \times 125 \times \pi = 49087 \text{ mm}^2$$

On obtient les valeurs suivantes :

Chariot en charge (kN) :	49,1	46,77	44,66
Pression (bars.) :	2,96	2,82	2,69
Chariot à vide (kN.) :	39,29	36,96	34,85
Pression (bars) :	2,77	2,22	2,1

On prend donc comme valeurs la dernière ligne du tableau de la page précédente.

On peut déterminer la position  $y$  du centre de gravité :

chariot : 16,42 kN à  $y = 268$  mm du sol.

$$y_G = \frac{\sum yF}{\sum F}$$

Position  $y$  du centre de gravité :

$$\Sigma F = 49,1 \text{ kN}$$

$$\begin{aligned} \Sigma yF &= 157\,474,5 + 604 \times 32,7 + 604 \times 16,42 \\ &= 187\,143 \text{ kN}\cdot\text{mm} \end{aligned}$$

604 : hauteur du chariot.

$$y = 187\,143 / 49,1 = 3811,5 \text{ mm}$$

Détermination du centre de gravité sans charge :

Point d'application	E	B	C	D	F	H	I	J	O
Force (kN)	9,51	2,43	1,53	2,45	3,38	0,5	1,86	0,94	16,42
$x$ (mm)	904	-1500	-1664	0	0	452	0	0	0
$x F$ (kN·mm)	8869	-3645	-2546	0	0	226	0	0	0

$$\Sigma F = 39,32 \text{ kN}$$

$$\Sigma xF = 4739 \text{ kN}\cdot\text{mm} \Rightarrow x_G = 120,5 \text{ mm}$$

Calcul de la hauteur à atteindre :

$$\begin{aligned} \text{Longueur de la flèche} &= \left[ (3000 - 928)^2 + 8500^2 \right]^{1/2} \\ &= 8749 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$f_u = \text{flèche utile} = \left[ (3000 - 928)^2 + (8500 - 1000)^2 \right]^{1/2}$$

1000 mm : réécriture à exclure pour le calcul de la hauteur à atteindre.

$$y = \sqrt{x_1^2 + f_u^2} + 2604 \text{ avec } f_u = 7781 \text{ mm}$$



d (°)	β (°)	x <sub>1</sub> (mm)	y (mm)	P	
				kN	kgf
13,7	76,3	2072	10164	9,81	1000
14	76	2116,6	10154	9,67	985,4
16	74	2411,6	10084	8,81	898,3
20	70	2992,3	9916	7,57	765,2
25	65	3697,4	9656	6,76	648,6
30	60	4374,5	9342	5,55	566
35	55	5018	8978	4,95	504,5
40	50	5623,7	8564,6	4,5	458
45	45	6186,5	8106	4,14	422
50	40	6702	7605,5	3,86	393
55	35	7167	7067	3,64	370,6
60	30	7576	6494,5	3,46	353
65	25	7929	5892,4	3,32	339
70	20	8221,4	5265	3,22	328
75	15	8457	4618	3,14	320
80	10	8616	3955	3,1	314,3
85	5	8716	3282	3,05	311,1
90	0	8749	2604	3,04	310

$$y = \sqrt{1 - \sin^2 \alpha} \times 7781 + 2604$$

Tableau des coûts des Pièces.				
Pièces	Nombre	Dimensions	Prix Unitaire	Prix total
1 - flèche	1	152,4x152,4	9512	83 22
2 - axe de pointe tête de flèche	1	Tond 28	210	203
3 - axe support de flèche	1	Tond 44	245	444
4 - support de flèche	2	U160x65	196	5704
5 - cornière horiz. (butée 1)	2	35x35x3,5	206	762
6 - Cornière verticale (butée 1)	2	70x70x3	321	359
7 - axe butée 1	1	Tond 27	210	151
8 - Contre flèche	2	U100x50	210	6678
9 - Nœt	1	273x8 00		12260
10 - bague cylindrique 1	1	285x6 00	1590	37 563
11 - cylindre 1	1	301x8 00	-	86 486
12 - cylindre 2	1	207x8 00	-	45 980
13 - Pivot cylindrique sup.	1	179 / 257 00	521	53 040
14 - bague cylindrique 2	1	191x6 00	1590	24 119
15 - support de pointe	4	U80x45	209	1445
16 - Membrane de synchronisation	1	cornière 60x60x6	321	3 857
17 - Pointe de synchronisation	1	cornière 45x45x45	290	688
18 - Plaque support d'ensemble	1	530x630x36		41086
19 - membranes de soutien:				
- AV et AR	2	corn. 180x180x18	375	68380

Pièces	Nb	Dimensions ou quantité	Prix Unitaire	Prix total
- membrures de bord	2	com. 180x180x18	305	60878
20 - Pneu	4	6.50R16XR	51005	204020
21 - Plaque du chariot	1	1000x700x14	141	10847
22 - Poutre de bord	2	U160x65	196	17248
23 - Poutres AV et AR	2	U140x65	196	6292
24 - Ressort	4	D=112, d=16	3644	14576
25 - Membrane 2	4	U120x55	370	5356
26 - membrane 1	4	Profile', T265	270	2284
27 - membrane 4	4	U140x50	196	2384
28 - axe de la roue	4	carre 45	245	3218
29 - AR <sub>3</sub>	4	carre 28	276	1924
30 - Plat de renfort de la fixation des membrures de soutien	2	90x12	220	3730
40 - Plaque de charge additionnelle	2	500x1000x14	1	7748
41 - Contrepoids	1	137,6 kg	38	5229
42 - charge additionnelle	-	177,5 kg	38	6745
43 - Treuil électrique	1	-	337000	337000
44 - Treuil manuel	1	-	51000	51000
45 - Poutre	4	Ø 200	8425	37700
46 - câble + crochet		Ø 10,5		12079
47 - Mécanisme de traction	2	Tond 20	200	388

1190147

## Calcul de l'amortissement

Nous allons appliquer la méthode de l'amortissement variable. Elle consiste à évaluer la dépréciation subie par une immobilisation au cours d'un exercice et à faire supporter à cet exercice la charge correspondant à la dépréciation.

(Gestion financière des entreprises p. 15, Gaston Deffosse).

$a = P \cdot \frac{k}{K}$  où  $a$  est l'amortissement,  $k$  le nombre d'heures au cours de l'exercice,  $K$  la durée de vie en heures.

$$P = 1364000 \text{ f}$$

$$K = \frac{156 \times 124000}{3600} = 5373,3 \text{ Heures}$$

(Voir introduction au dimensionnement).

Pour une durée de vie de 15 ans, on prend une valeur moyenne  $k = \frac{5373,3}{15} = 358,2 \text{ h}$

$$a = \frac{1364000 \times 358,2}{5373,3} = 90933 \text{ f}$$

Coût de revient horaire de la grue potence :

Avec coût de 48,83 f le kWh (moyen tension)

le coût d'entretien est :  $4 \times 0,736 \times 1 \times 48,83 = 144$  f par heure.

# TREUILS MANUELS à vis sans fin type RV et RVC

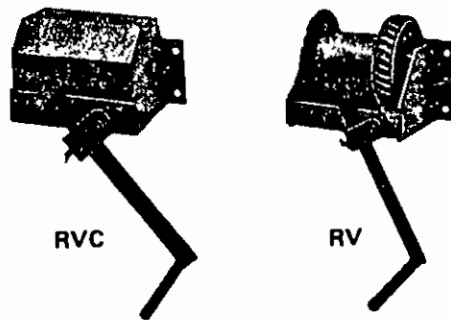
L'emploi de ces treuils perfectionnés, à vis sans fin et frein automatique de sûreté, est particulièrement recommandé lorsqu'il s'agit de lever, de descendre ou de maintenir des charges en toute sécurité.

Le bâti, très robuste, est en tôle d'acier, la roue est à denture hélicoïdale taillée dans la masse, et démontable, les filets de la vis en acier sont fraisés. La marche est ainsi douce et le rendement élevé.

Débrayage du tambour pour dévidage du câble à vide sur les modèles de 500 à 2000 Kg. Le frein automatique, à pression axiale, maintient la charge à toute hauteur dès qu'on abandonne la manivelle, aussi bien en montée qu'en descente.

Tout le mécanisme est démontable instantanément sans outil spécial.

La longueur du bras de manivelle est réglable pour pouvoir lever les petites charges plus rapidement sans augmenter l'effort à exercer.



Force maxi directe au tambour en 1ère couche	(daN) Kg	125	250	500	1000	1500	2000
Effort sur la manivelle en 1ère couche	(daN) Kg	7	8	8	12	24	20
Diamètre du câble conseillé	mm	5,25	5,25	7,5	10,5	12,6	14,7
Long. totale du câble pouvant être enroulé en 4 couches	m	32 m.	32 m.	42 m.	32 m.	42 m.	32 m.
Poids du treuil	Kg	16	15	35	35	75	75
Diamètre du tambour	mm	90	90	114	114	168	168
Entr'axe de fixation	mm	270 x 80	270 x 80	350 x 140	350 x 140	440 x 230	440 x 230
<b>PRIX H.T. sans câble</b> type RV sans capot type RVC avec capot		335,- 398,-	390,- 480,-	495,- 580,-	555,- 635,-	850,- 1080,-	1055,- 1180,-
supplément pour équipement de 20 m de câble avec crochet à cell. à linguet de sécurité. prix du m de câble supplémentaire.		69,- 8,-	71,- 5,-	110,- 8,-	150,- 11,-	sur demande sur demande.	

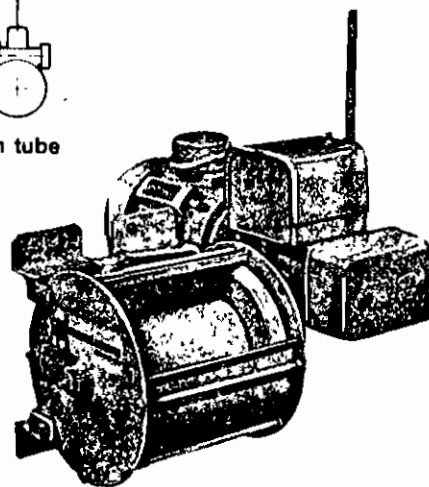
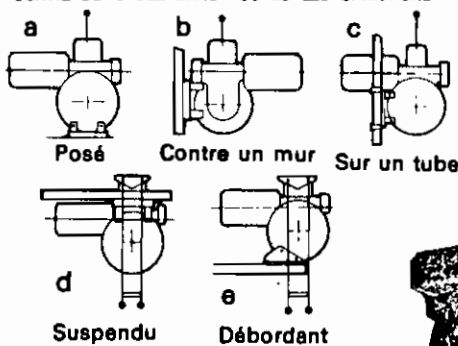
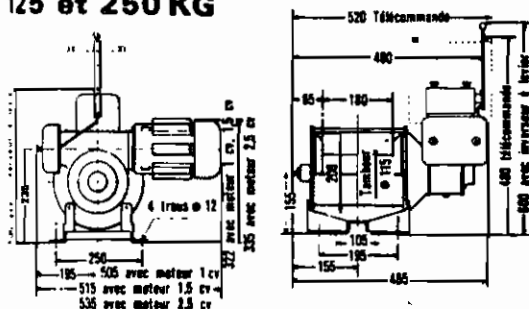
# TREUILS ELECTRIQUES UC (conformes aux normes de sécurité)

Moteur : type « levage » 220/380 V 50 Hz, étanche. Réducteur : à roue bronze et vis sans fin, à barbotage dans l'huile. Engrainages en acier taillé, sous carter. Tambour en acier, en version standard. Sur demande fileté pour le guidage de l'enroulement de la première couche de câble. Commande par inverseur à levier à 3 positions : « Montée », « Descente », « Arrêt ». En position « Arrêt » le treuil est instantanément freiné. Le levier de commande doit être maintenu enclenché pour obtenir le mouvement choisi, sans quoi des ressorts le rappellent automatiquement en position « Arrêt ». En variante, télécommande 48 V par boîte à 2 boutons poussoirs, étanche, avec 3 mètres de câble sous caoutchouc.

## 1 Treuils électriques UC/D64

125 et 250 KG

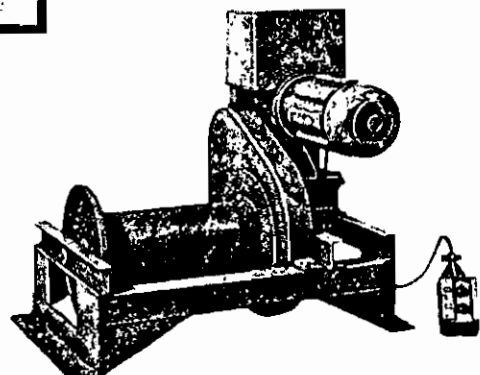
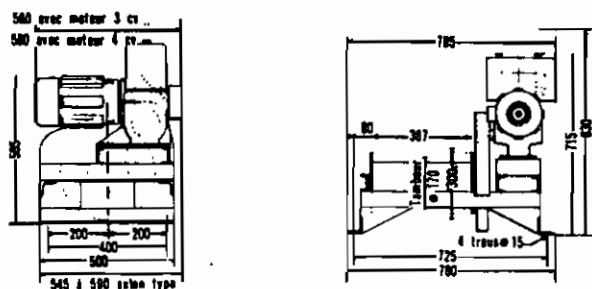
SORTIE DU CÂBLE DANS TOUTES LES DIRECTIONS



Type	Force Kg	Vitesse m/mm	Moteur	CAPACITE			Poids Kg	PRIX H.T. Equipé de 25 m de câble et crochets	
				1 couche	4 couches	Maxi. 5 couches		télécommande 48 V	Inverseur à levier
D 641	125	13	Mono 0,75 cv	10 m	50 m	65 m	46	2810,-	2178,-
D 642	125	18	Tri 1 cv	10 m	50 m	65 m	40	2671,-	2037,-
D 643	125	30	Tri 1,5 cv	10 m	50 m	65 m	43	2730,-	2092,-
D 644	125	42	Tri 2,5 cv	10 m	50 m	65 m	47	2838,-	2203,-
D 645	250	18	Tri 1,5 cv	10 in	50 m	65 m	43	2744,-	2107,-
D 646	250	30	Tri 2,5 cv	10 m	60 m	65 m	47	2838,-	2203,-

Le câble : 6,25. Prix du mètre supplémentaire de câble : 6,-

## 2 Treuils électriques UC/N 65 - 250 à 750 KG



Type	Force Kg	Vitesse m/mm	Moteur Triphasé cv	CAPACITE		Diam du câble	Poids	PRIX H.T. Equipé de 50 m de câble et crochets		
				1 couche	4 couches			Inverseur à levier	télécommande 48 V	le mètre de câble suppl.
K	250	28	3	30 m	135 m	5,29	110 kg	3229,-	3934,-	6,-
L	300	24	3	26 m	120 m	6,05	120 kg	3278,-	3980,-	6,-
F	375	20	3	26 m	120 m	7,56	120 kg	3280,-	3986,-	6,-
G	435	17	3	23 m	108 m	7,56	120 kg	3280,-	3986,-	7,-
H	500	14	3	23 m	108 m	7,56	120 kg	3280,-	3986,-	7,-
H 1	500	20	4	23 m	108 m	7,56	127 kg	3420,-	4129,-	7,-
D	750	10	3	20 m	96 m	9,07	120 kg	3345,-	4051,-	8,-
O 1	750	13	4	20 m	98 m	9,07	127 kg	3485,-	4194,-	8,-

## REFERENCES ET BIBLIOGRAPHIE.

- 1 - SYNDICAT NATIONAL DES INDUSTRIES DE L'EQUIPEMENT (NTPS), « Installations fortrnaies et grosses manutentions », Eyrolles.
- 2 - SYNDICAT NATIONAL DES INDUSTRIES DE L'EQUIPEMENT (MTPS), « Manutentions interieures pour Usines, Magasins et Ateliers », Eyrolles.
- 3 - JEAN GILLMAN, « Les engins de levage. T.1 », Dunod.
- 4 - COLLIN CARMICHAEL, « Kent's mechanical Engineering Handbook, Design and production », Twelfth edition, Wiley Engineering Handbook Series
- 5 - F. BERNARD, A.L. TOURANCHEAU, A. BRU, « Elements de construction à l'usage de l'ingénieur T1 Généralités », quatrième édition, Dunod, 1969
- 6 - R. PRUDHOMME, A.L. TOURANCHEAU, A. KERGOAT, « Elements de construction à l'usage de l'ingénieur T.3 : arbres, accouplements, embrayages », quatrième édition, Dunod, 1972
- 7 - HAROLD A. ROTHBART, Editor-in-chief « Mechanical Design and Systems Handbook », McGraw-Hill Book Co., 1964 -

8. BERNARD DU BOISSON, « Encyclopédie pratique de la construction et du bâtiment. T. II », Librairie Aristides Quillet.
9. Techniques de l'ingénieur :
- A5.I Logistique industrielle, 1972
  - C2. Béton, constructions métalliques 1972
  - C1. Constructions généralités. 1972
10. JOSEPH SHIGLEY, LARRY D. MITCHELL, « Mechanical Engineering Design », fourth edition, McGraw-Hill Company, 1983
11. ROBERT VINET, GILBER DROVIN, MICHEL GOU, PIERRE THIRY, « Eléments de machines », Édition de l'École Polytechnique de Montréal, 1982.
12. R. MACHERET, « Cours de dessin industriel »
- T.2, sixième édition, Dunod, 1971
  - T.3, sixième édition, Dunod, 1973
  - T.1, septième édition, Dunod, 1973
13. R. QUATREMER, J.-P. TROTIGNON, « Précis de construction mécanique : T.1 : Dessin, conception et Normalisation - T.2 : Méthodes, fabrication et Normalisation », Nathan - AFNOR, 1978.
14. G. CHEYASSON ET A. PEZET « Formulaires du dessinateur et du technicien », Desforges, 1977

15. CANADIAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION, « Handbook of steel Construction » Third edition, Canadian Institute of steel construction, 1981
16. Gaston DEFOSSE « La gestion financière des Entreprises », Presse universitaire de France, 1974
17. G. SPINHLER, « Manuel de calcul de organes de machine », Édition de L'École Polytechnique Fédérale de Lausanne, 1978.
18. CH. MASSONNET, S. CESCOTTO « Mécaniques des matériaux » Sciences et Lettres.
19. S. TIMOSHENKO « Résistance des matériaux 1<sup>ère</sup> partie », Dunod 1978.
20. ARMAND GIET, LUCIEN GEMINARD, « Résistance des matériaux tome 2 », 5<sup>ème</sup> édition, Dunod, 1968
21. ROGER GERBER, « L'Automobile tome 2 : châssis, Carrosserie », Techniques et Vulgarisation, 1969.
22. Recueil de Normes :
- Tome 8. Mécanique : levage, maintenance, terrassement, machines de bureau.  
2<sup>ème</sup> édition AFNOR, 1975
  - Tome 4. « Produits sidérurgiques : dimensions et tolérance », 4<sup>ème</sup> édition, AFNOR-bns, 1976
23. Pneus pour poids lourds, autobus, maintenance Michelin.



24. spécifications techniques / prix - Memento Manutan.  
N° 974.
- 25 - Information sur l'utilisation des grues Omexus et  
Gottwald ainsi que le levage des charges.  
Extrait des documents S.F.P de technologie machine  
(C.S.P.T).
- 26 - T. BAUMEISTER, E.A. AVALLONE, T. BAUMEISTER  
II, « Mark's Standard Handbook for Mechan-  
ical Engineers » 8<sup>e</sup> édition, Mc Graw-  
Hill Book Company, 1978.
- 27 - V FERDINAND P. BETER, E. RUSSELL JOHNSTON, JR  
« Vector Mechanics for Engineers ; Statics and  
dynamics » 5<sup>e</sup> édition, Mc Graw-  
Hill Ryerson Limited.