

16/83

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE
« HOUARI BOUMEDIENNE »

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
DEPARTEMENT MECANIQUE

المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية
PROJET DE FIN D'ETUDES
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHEQUE

PONT
SEMI-PORTIQUE
DE 120 KN

7 PLANCHES

Proposé et suivi par :
Mr. G. SPIRIDONOV
Maître Assistant à l'ENPA

Etudié par :
Mr. BOULAHIA Allaoua

PROMOTION JUIN 1983

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE
« HOUARI BOUMEDIENNE »

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
DEPARTEMENT MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

**PONT
SEMI-PORTIQUE
DE 120 KN**

Proposé et suivi par :

Mr. G. SPIRIDONOV
Maître Assistant à l'ENPA

Etudié par :

Mr. BOULAHIA Allaoua

PROMOTION JUIN 1983

بِسْمِ اللّٰهِ الرَّحْمٰنِ الرَّحِیْمِ

● الحمد لله المنعوت الصفات ، والصلاة والسلام على صاحب المعجزات ، نبي الهدى والرحمة وعلى آله وصحبه وسلم .

الأهداء

● اذا كان الشكر المنعم والاعتراف بالجميل واجبين بالعقل والشرع والطبع ، أتقدم في هذا التسجيل بأخلص تشكراتي الى والدي اللذين اليهما أنوب وبهما أحتمى ومنهما أستحق ما أنا عليه الآن .

● الى كل مؤمن يبعث عن الحق ويطلب نور العلم والمعرفة ليرتوى من معينه شهدا شافيا ويقدمه لغيره صافيا نقيًا صالحًا .

● الى كل من دلني الى طريق الحق ، وحدة المبادئ والتحلي بمحاسن الاخلاق اعترافا له بالفضل .

● الى كل من اسدى الي معروفًا من غير مقابل اعترافا له بالجميل .

● الى كل من ساهم في انجاز هذا العمل المتواضع من قريب أو من بعيد .

علاوة

DEDICACES

- Cette étude est particulièrement dédiée à mes père et mère qui m'ont vu naître et grandir et qui ont su me dévoiler le chemin de la réussite et du savoir
- à mon frère aîné Ammar, licencié en Sociologie lieutenant de l'A.N.P dont le soutien ne nous a jamais quitté
- à mes sœurs Nora - Karima - Samira - Lynda de l'étudiante à la collègienne
- enfin à M^{ed} El amine benjamin de la famille.

REMERCIEMENTS

- Monsieur SPIRIDONOV
Monsieur PieRožak.
- Veuillez accepter mes remerciements les plus chaleureux et croyez à ma profonde gratitude, pour les efforts, les conseils précieux et judicieux, que vous n'avez cessé de me prodiguer, tant au cours de mes études que pendant l'élaboration de ce modeste travail
- Que soit également remercié l'ensemble des professeurs, mes camarades de promotion et les agents de l'école nationale polytechnique - Dpt mécanique
sans oublier CHEIKH EL-HADJ AYAT Abdelhamid Directeur général de l'imprimerie El Bâth ami de mon père pour la confection de cet ouvrage

TABLE DE MATIERES

CHAPITRE 1

INTRODUCTION - GENERALITES

1-1: Introduction	1
1-2: Generalités	2

CHAPITRE 2

CHARIOT

2-1 Generalités	5
2-2: MECANISME DE LEVAGE	
2-2-1: Paramètres initiaux	5
2-2-2: Choix du schéma cinématique	5
2-2-3: Calculs Préliminaires	7
2-2-3-1: choix de la construction et calcul du palan	7
2-2-3-2: choix du câble	9
2-2-3-3: Calcul des diamètres tambour-Poulies	10
2-2-3-4: Profils	11
2-2-3-5: choix des éléments normalisés	12
2-2-3-6: Calcul de la longueur du tambour	15
2-2-4: Calculs définitifs	16
2-2-4-1: Dynamique du mécanisme de levage	16
2-2-4-2: Vérification de non-surchauffe du moteur de levage	19
2-2-4-3: Calcul de la résistance du tambour	22
2-2-4-4: Calcul à la résistance de la moufle et de ses éléments	28

2-3: MECANISME DE DIRECTION

2-3-1: Paramètres initiaux, choix cinématique	34
2-3-2: Calculs Préliminaires	35
2-3-2-1: Calculs des galets	35
2-3-2-2: Calcul de résistance au mouvement du chariot	37
2-3-2-3: choix des éléments normalisés	39

2-3-3: Calculs définitifs	41
. vérification n°1	41
. vérification n°2	43
. vérification n°3	45
. vérification n°4	46
. distance de freinage	47

2-4: CHASSIS DU CHARIOT

2-4-1: Généralités	48
2-4-2: Recherche du centre de gravité du chariot	48
2-4-3: Calcul du châssis	51
2-4-3-1: Elaboration et détermination de la construction du châssis	51
2-4-3-2: Calcul à la résistance des éléments du châssis	51
a- calcul des poutres transversales	53
b- calcul des poutres principales	54
2-4-3-3: vérification des charges sur galets	55

CHAPITRE 3

CONSTRUCTION METALLIQUE DU PONT SEMI PORTIQUE

3-1: Généralités	56
structures Principales	"
3-2: sollicitations exercées sur la construction	56
3-3: Détermination des sollicitations	58
3-3-1: Efforts verticaux	59
3-3-2: Efforts horizontaux	60
3-4: Combinaisons Principales du mouvement	61
3-5: Calcul et Prédimensionnement de la poutre principale	62
3-5-1: Prédimensionnement de la poutre	65
3-5-2: Vérification des contraintes de flexion	65
3-5-3: Vérification des contraintes de cisaillement	65
3-5-4: Vérification de la contrainte de compression	66
3-5-5: Vérification de la poutre principale à la résistance dynamique	67

3-6: Verification des poutres principales à la fatigue	68
3-6-1: Verification de la poutre à la fatigue par traction	68
3-6-2: Verification de la poutre à la fatigue par compression	70
3-7: Determination du paléé	71
3-7-1: Determination des efforts	71
3-7-2: Verification au flambement	73

CHAPITRE 4

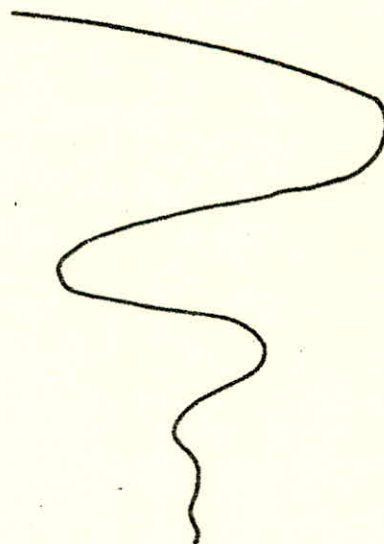
MECANISME DE TRANSLATION

4-1: Parametres initiaux	74
4-2: choix du schéma cinematique	74
4-3: Calcul preliminaire	74
4-3-1: determination des galets et rails de roulement	74
4-3-2: verification de la contrainte de contact	75
4-3-3: choix des éléments normalisés	76

CHAPITRE 5

EQUIPEMENTS ELECTRIQUES

CONCLUSION



DESSINS

* DESSINS D'ENSEMBLES

PONT SEMI PORTIQUE ROULANT.....	I
CHARIOT.....	II
MOUFLE.....	III

* DESSINS DE DEFINITIONS

TAMBOUR.....	IV
ARBRE.....	V
TRAVERSE.....	VI

Chapitre: 1 . Introduction et généralités

1-1. Introduction

De par la force des bras aux énormes engins siderurgiques, les peripeties de l'histoire de la créativité humaine et de ses solutions aux problemes de la curiosité innée, aux besoins de la vie courante et de son essor pour un meilleurs ecoulement de celle-ci; nous a permis aujourd'hui de constater la necessité toujours croissante et si evidente d'appareils de levage dans tout domaine (industrie - parc de stockage - chantier - ports ... etc) demandant une manipulation de produits ou marchandises sous n'importe quel type de forme ou d'emballage, ayant comme souci permanent la reduction de deux facteurs importants l'economie d'energie et le temps qui font de la manutention une partie primordiale dans l'établissement et la réalisation des projets et leurs exploitations.

La grande diversité de ces engins precise que la conception et la construction d'un appareil de levage est un probleme unique qui depend des exigences du cas particulier et de la nature de l'exploitation au quelle tout appareil doit répondre, d'où la necessité de faire toujours à nouveau les projets d'étude de tels appareils.

Actuellement les techniques de construction moderne, tel que l'application de nouvelles theories, l'utilisation de nouveaux principes constructifs et la prise en consideration d'autres facteurs (fiabilité - endurance ... etc) ont tendance à la standardisation systematique des appareils de levage à la base de la réalisation de la fabrication en serie des elements qui se presentent le plus souvent tel que paliers, accouplements, poulies, galets, crochets ... etc, et cela en depit de la variété de ces appareils.

D'une maniere generale l'elaboration et l'exploitation future de la manutention prendra la premiere place dans l'edification et le developpement de tout domaine industriel, ce qui n'est pas encore clair. en Algerie où l'étude et surtout la réalisation de tels appareils n'est qu'au stade preliminaire soit à la S.N. metal limitée à une certaine qualité qu'on peut dire standard soit à la SONACOME où l'amorçage de firmes de construction est en cours, et où l'importation restera toujours predominante, vu la vitesse de progression

économique que requiert notre pays actuellement dont le besoin immédiat de tels appareils est très sensible

le sujet qu'on se propose de traiter et résoudre au mieux dans cet ouvrage est de concevoir un pont semi portique roulant d'une capacité de charge de 120 KN, permettant la réalisation de toutes les combinaisons possibles de chargement et de déchargement en plus du stockage dans des dépôts entre wagons et camions automobiles. Le lieu d'implantation plein air, la nature des charges étant indéterminée et l'aire de travail est constituée d'une voie ferrée cotoyée conjointement par deux routes pour véhicules poids lourds

1-2. Généralités

Par définition chaque appareil de levage est un regroupement d'un ensemble des pièces mécaniques, de charpente et d'installation électrique ou hydraulique la fonction essentielle qui unifie ces engins et qui fait parler de la manutention est le levage

L'adjonction d'un ou plusieurs autres mouvements ne fait qu'accroître le nombre déjà existant de types de classifications, vu l'énorme variété de tels appareils pour ne citer que quelques exemples.

- * classification suivant l'agissement sur la charge (directe - par câble ou chaînes)
- * classification suivant le type de fonctionnement, fréquence de service et intensité

notre choix nous a amené à les classer suivant leur degré de liberté que nous estimons le plus approprié

- * à une seule direction : crics - verins - monte charge ... etc
- * à deux directions : possibilité d'action dans un plan, palans - treuils
- * à trois directions : pont - portique - semi portique
- * à quatre directions : grues

D'une façon générale un pont semi portique (portique) est un appareil de levage se déplaçant sur le sol. Il s'agit plus exactement d'un pont roulant sur pieds, on le trouve principalement sur les parcs, dans les cours d'usine et sous bâtiment à ossature légère.

la circulation en translation est effectuée sur des rails posés sur le sol ou directement sur celui-ci aux moyens de galets à bandages spéciaux à commande hydraulique

suivant les conditions locales on construit les ponts portiques avec ou sans avant-becs qui permettent aisément des accès sur route - voie ferrée - voie d'eau laissant tout entre les pieds

si les ponts portiques se trouvent immédiatement à côté d'un mur de bâtiment dont la structure autorise le montage d'un chemin de roulement ce qui est notre cas, on peut également retenir la forme d'un pont semi-portique. les portiques peuvent effectuer trois mouvements dans l'espace d'où leur classification dans la 3^e catégorie à 3 directions.

- * mouvement de levage (descente) se rapportant à la charge

- * mouvement de direction : déplacement du chariot élévateur

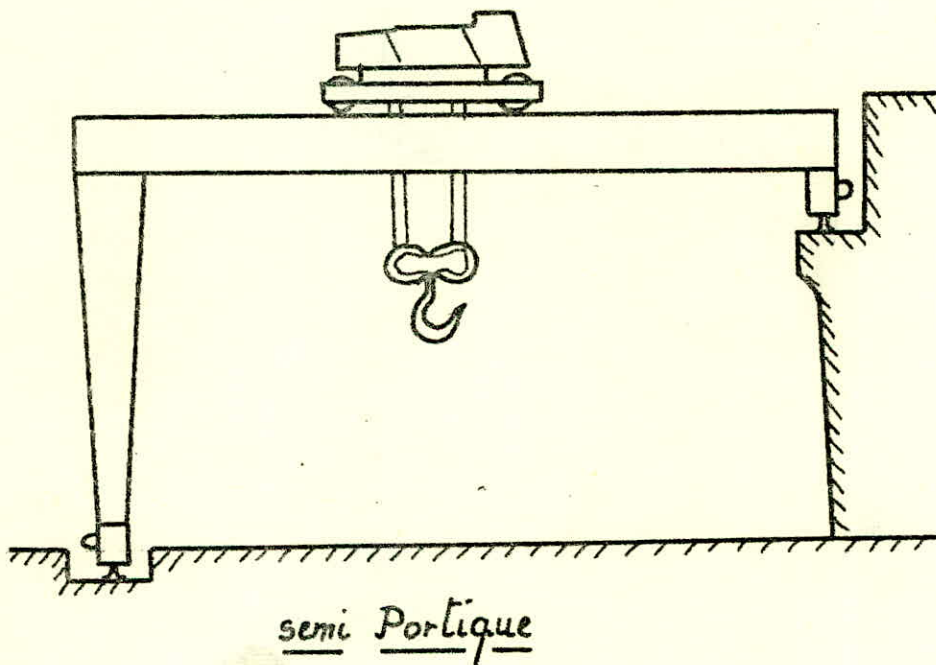
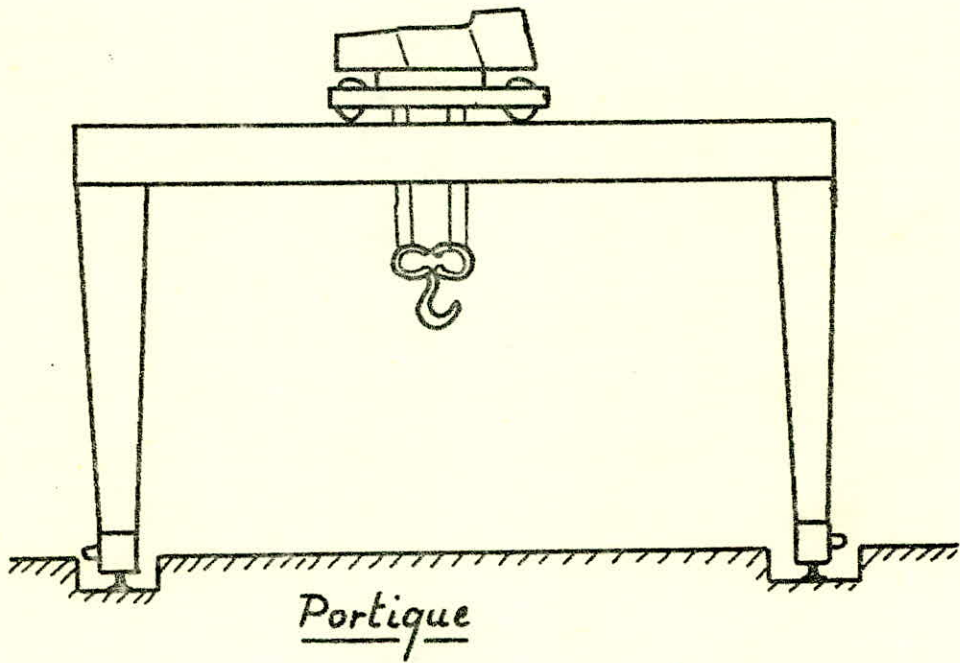
- * mouvement de translation : déplacement du portique

on peut trouver des portiques et semi portiques à charpente bi-poutres monopoutres ou spécial hors standard

la commande de ces mécanismes se fait d'une façon générale par moteur électrique, seuls les ponts de faible puissance (masse) sont à commande manuelle

les éléments mécaniques et électriques constituant l'équipement d'un portique ou semi portique varient suivant le cas d'utilisation et sous beaucoup de rapports l'exécution de ces ponts portiques ne diffère pas de celles des ponts roulants.

schéma représentatif



chapitre 2 : CHARIOT

2-1: Generalités

Pour les ponts portiques (semi), on peut se servir des mêmes chariots normaux que pour les ponts roulants, ils comportent en principe un châssis en profils assemblés en forme d'un parallélogramme recevant les deux mécanismes de levage et de directions, les dispositifs de sécurité, les installations électriques... leurs réalisations doivent satisfaire les exigences toujours sévères d'une construction très rigide à haute performance et d'encombrement moindre, une répartition la plus uniforme possible des charges sur les galets, un accès facile pour l'entretien.

Cependant les ponts portiques (semi) travaillant le plus souvent à l'extérieur, il faut fermer les chariots pour les protéger contre les intempéries, le capotage est le plus souvent constitué par des toles minces et doit être agencé de manière à faciliter une dépose même partielle en vue de la vérification, graissage et entretien des éléments du chariot.

2-2: MECANISME DE LEVAGE

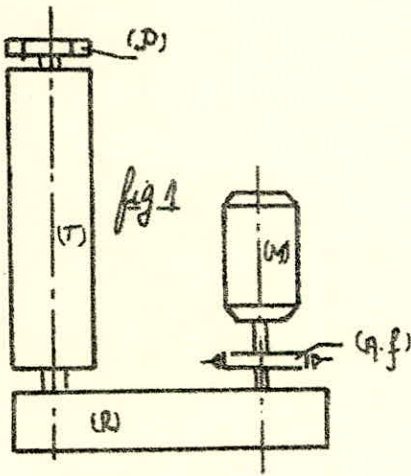
2-2-1: Paramètres initiaux

charge utile	-----	$Q_u = 120 \text{ KN}$
Régime de fonctionnement	-----	II (FEM = 3m)
hauteur de levage	-----	$h = 7,5 \text{ m}$
Vitesse de levage	-----	$v_p = 8 \text{ m/min}$
lieu d'implantation	-----	plein air
nature de la charge	-----	indéterminée
facteur de marche	-----	FM = 25%

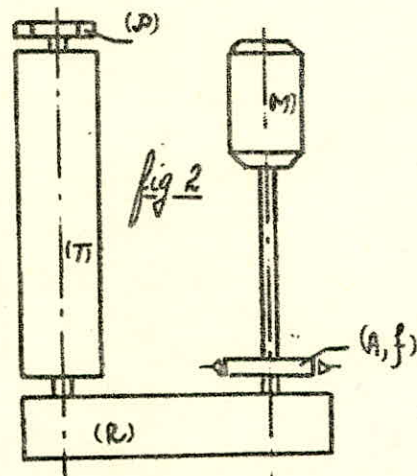
2-2-2: choix du schéma cinématique

Il existe plusieurs systèmes de schéma cinématique possible où chaque solution adoptée a ses propres avantages, le choix exact dépendra essentiellement de

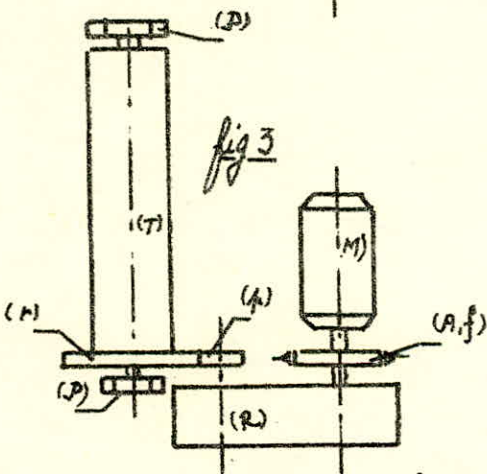
- . la longueur du tambour
- . la réduction calculée
- . la répartition des charges, pour une bonne centralisation du centre de gravité sur le châssis (chariot)



application
 version simple dans le cas où la longueur
 du tambour pas très grande et le rapport
 $\frac{\text{Reduction necessaire}}{\text{Reduction normalisée}} \leq 5\%$



application
 longueur du tambour très grande
 meilleurs dynamisme.



application
 dans le cas où le rapport de reduction du
 reducteur normalise ne correspond pas au
 besoin.

(T) tambour - (P) palier - (R) reducteur - (M) moteur - (A) accouplement
 f) frein - (p) pignon - (r) roue dentée

Remarque:

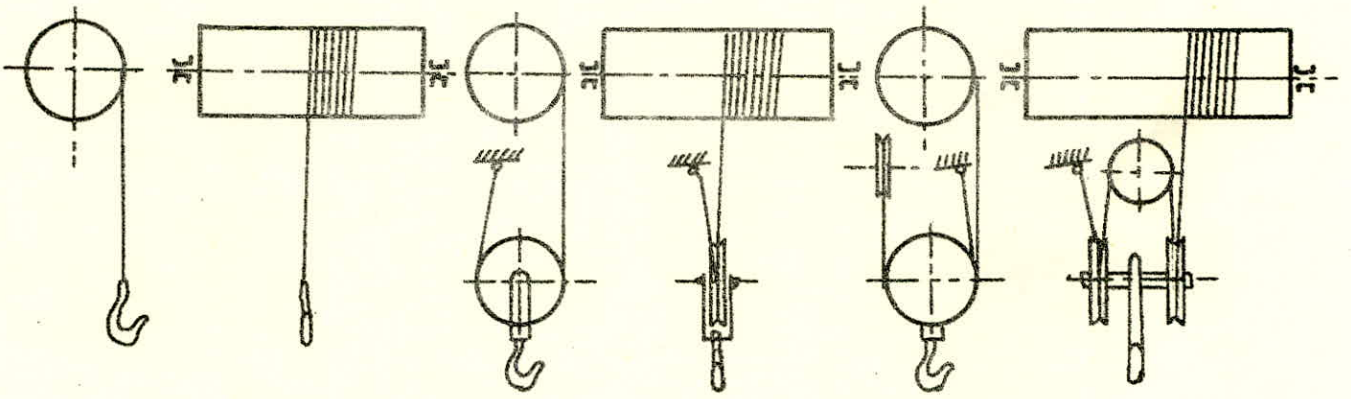
Pour un choix préliminaire on optera pour la première réalisation fig 1
 Une modification reste à prévoir et un ajout d'autres éléments mécaniques
 n'est pas à exclure vu la diversité de ses schémas cinématiques et le choix
 de l'idéal à nos besoins.

2-2-3 : calculs préliminaires

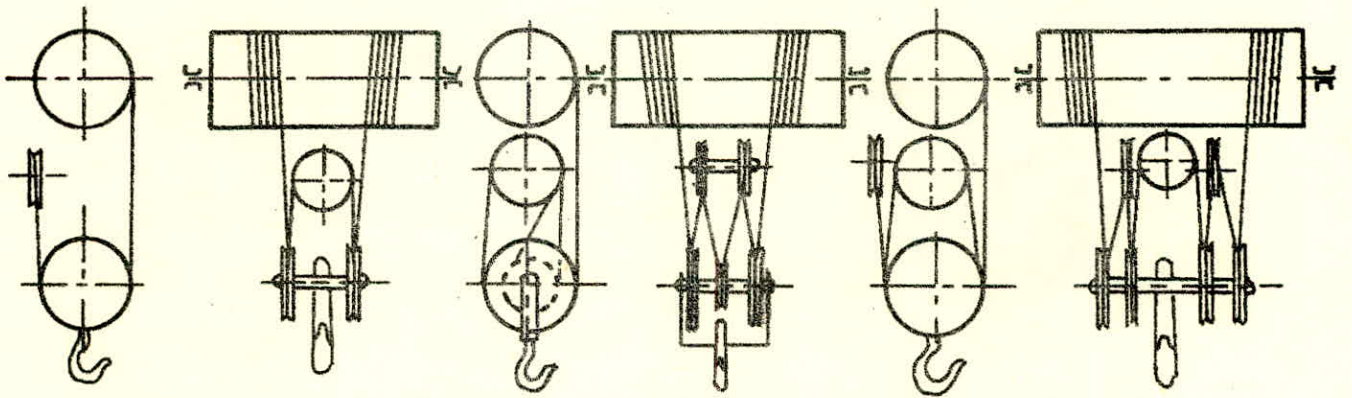
2-2-3-1 : choix de la construction et calculs du palan.

a / Représentation schématique des palans. choix
on distingue deux sortes de palans

1- Palan simple : dont l'inconvénient principal est le déplacement au cours du levage (descente) le long du tambour en plus la réduction de la longueur du tambour et augmentation du ϕ du câble



2- Palan double : dont le choix en préférence est toujours recommandé ce qui est dans notre cas, les deux extrémités du câble s'enroulent sur le tambour :
- bonne répartition de la charge
- diminution du diamètre du câble
- durée de vie plus longue



les palans sont constitués de :

. Poulies mobiles se déplaçant dans le sens vertical pendant le levage (descente)

. Poulies immobiles ne se déplaçant pas dans le sens vertical pendant le levage ou la descente

. Poulies de fonctionnement: poulies tournant pendant le levage (descente)

. Poulies de compensation: ne tourne pas pendant le levage ou la descente

On remarque que les poulies de compensation existent uniquement sur des palans doubles, les poulies mobiles se trouvent au niveau du moufle et immobiles suspendues au chassis du chariot.

b) Calcul du palan

. Détermination de la multiplicité du palan i_p

la multiplicité du palan est un paramètre sans dimension caractérisant le rapport entre la vitesse périphérique du tambour v_t et la vitesse de déplacement de la charge v_c

$$i_p = v_t / v_c$$

Le choix de la construction du palan s'effectue à la base de deux conditions

I/ Pour les appareils de levage jusqu'à 500 kN la force dans un brin du câble ne doit pas excéder 80 kN

II/ De la pratique on recommande pour le choix de i_p le tableau 1

tableau 1

charge (kN)	< 10	20-80	100-150	200-300	400-500
i_p Palan simple	1-2	2-3	3-4	4-5	—
Palan double	2	2	2-3	3-4	4-5

vu que notre charge s'élève à $Q_u = 120$ kN, pour les premiers calculs on adoptera selon ce tableau $i_p = 3$ palan double donc le nombre de poulies actives sera $n = i_p - 1 = 3 - 1 = 2$

$$n = 2$$

. Rendement du palan.

le rendement du palan est donné par.

$$\eta_p = \frac{1 - \eta^{i_p}}{i_p (1 - \eta)} \quad \text{avec } \eta: \text{rendement d'une poulie}$$

Pour des paliers montés sur roulement $\eta = 0,98 \div 0,985$

Pour des poulies montées sur paliers lisses $\eta = 0,96$
 pour notre cas on choisira un palan à roulements car ils permettent
 éviction de la lubrification, réalisation simple et facilité de montage

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

$$\eta_p = 0,98$$

effort statique sur un brin F_c (KN)

$$F_c = \frac{(Q_u + G_m)}{z \cdot \eta_p \cdot \eta_p}$$

Q_u (KN) charge utile

G_m (KN) poids du moufle, pour les calculs
 préliminaires on adoptera $G_m = 0,5 - 0,75$ (KN)
 valable pour $Q_u = 5 - 400$ (KN)

$$F_c = \frac{(120 + 0,75)}{2 \cdot 3 \cdot 0,98} = 20,536 \text{ (KN)} \quad z \begin{cases} 1 \text{ palan simple} \\ 2 \text{ palan double} \end{cases}$$

$$F_c = 20,536 \text{ KN}$$

vitesse linéaire du câble au près du tambour

$$V_c = i_p \cdot V_e = 8 \times 3 = 24 \text{ m/min}$$

$$V_c = 24 \text{ m/min}$$

2-2-3-2 choix du câble

L'étude des appareils de levage relevant de différentes formes fait apparaître
 une très grande diversité dans la conception et l'utilisation des matériels
 Dans tous les cas la durée d'un câble de levage est inférieure à la vie de
 l'ensemble de l'engin de levage et aucune limite de temps ne peut être
 donnée a priori garantissant contre toute rupture

le choix d'un câble s'effectue généralement en tenant compte

- Des efforts qui lui sont appliqués
- Des contraintes de traction et d'incurvation
- du facteur de marche dans la mesure où l'utilisation ne peut être
 définie
- de l'aptitude aux chocs, érasement et fausses manoeuvres.

D'après la norme DIN (Deutsch-normalisichen - industrie) 1502

le choix du câble est fait à la base de la force de rupture F_r du câble
 mentionnée sur catalogue d'effinit par

$$F_r \gg c \cdot F_c \text{ (KN)} \quad \begin{matrix} F_c \text{ effort statique sur un seul brin} \\ c \text{ coefficient de securité} \end{matrix}$$

généralement pour un régime de fonctionnement II on propose $c = 5,5$ d'où

$$F_r \geq 5,5 \times 20,536 = 112,948 \text{ KN}$$

$$F_r \geq 112,948 \text{ KN}$$

type de câble choisi

Drahseil B 14 - 180 KS DIN 656 galvanise

caractéristique

. $F_{r \text{ cat rupture}}$ ----- 121,5 KN

. masse par unité de longueur --- 0,67 kg/m

. nombre de fils ----- $6 \times 19 = 152$

. âme textile

. Diamètre du câble à 5% près ----- $d = 14 \pm 0,7 \text{ mm}$

2-2-3-3: Calcul des diamètres tambour - Poulies

Le diamètre primitif du tambour ou celui du fond des poulies D_i est donné suivant la règle FEM par la formule

$$D_i \geq H_1 \cdot H_2 \cdot d \quad \text{ou}$$

H_1 : coefficient dépendant du groupe de mécanisme, pour le groupe 3m équivalent à un régime moyen de fonctionnement II, H_1 a pour valeur

$$H_1 = \begin{cases} \text{tambour} & 20 \\ \text{poulie de fonctionnement} & 22,4 \\ \text{poulie d'équilibre} & 16 \end{cases}$$

H_2 : coefficient dépendant du mouflage, il dépend de la somme W_t des différents coefficients W affectés aux différents organes participants dans le mouflage tel que

$W = 1$ pour tambour

$W = 2$ poulies mobiles n'apportant pas de changement de sens d'enroulement dans le cas contraire $W = 4$

$W = 0$ poulies d'équilibrage

dans notre cas on dispose de (tambour, 2 poulies) donc

$$W_t = 1 + 2 \cdot 2 = 5$$

suivant FEM pour $W_t \leq 5$ $H_2 = 1$

a/ Diamètre du tambour

$$D_e \gg H_1 \cdot H_2 \cdot d \text{ avec } H_1 = 20, H_2 = 1, d = 14 \text{ mm}$$

$$D_e \gg 20 \cdot 1 \cdot 14 \quad D_e \gg 280 \text{ mm}$$

on adoptera un diamètre suivant les normes NE 01-001 serie RA

$$D_e = 315 \text{ mm}$$

b/ Diamètre des poulies de fonctionnement

$$D_{pf} \gg H_1' \cdot H_2' \cdot d \text{ avec } H_1' = 22,4, H_2' = 1, d = 14 \text{ mm}$$

$$D_{pf} \gg 22,4 \cdot 1 \cdot 14 \quad D_{pf} \gg 313,6 \text{ mm}$$

suivant DIN 15059

$$D_{pf} = 315 \text{ mm}$$

c/ Diamètre des poulies d'équilibrage

$$D_{pe} \gg H_1'' \cdot H_2'' \cdot d \text{ avec } H_1'' = 16, H_2'' = 1, d = 14 \text{ mm}$$

$$D_{pe} \gg 16 \cdot 1 \cdot 14 \quad D_{pe} \gg 224 \text{ mm}$$

suivant DIN 15059

$$D_{pe} = 250 \text{ mm}$$

d/ vitesse du tambour v_e

$$n_e = \frac{v_e}{\pi D_e} = \frac{24}{\pi \cdot 0,315} = 24,252 \text{ min}^{-1}$$

$$n_e = 24,252 \text{ min}^{-1}$$

2-2-3-4: Profils

a/ profil du tambour

Paramètres à calculer

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

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

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

$$D = D_e + d \Rightarrow D = 301 \text{ mm}$$

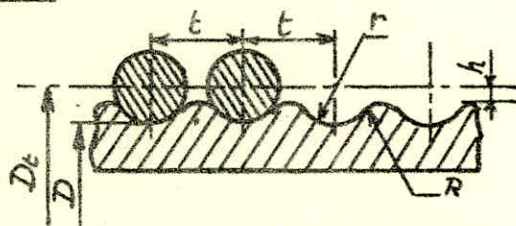
Paramètres normalisés

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

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

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

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

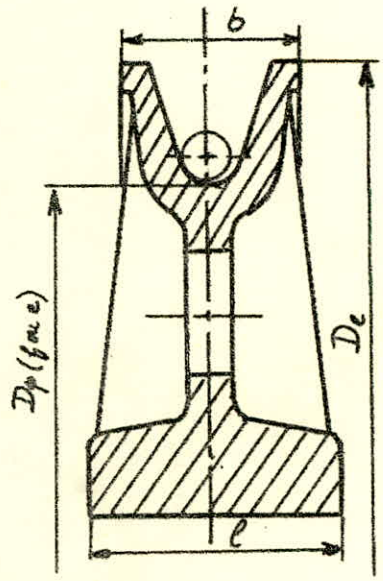


les tambours sont construits en métal suffisamment dur pour éviter l'usure des câbles et leurs influence sur la surface d'enroulement, ils peuvent être en fonte, en acier moule, ou en tôle roulée et assemblée par soudage, ils sont souvent à une seule couche d'enroulement, dans le cas contraire des joints sont à prévoir. la surface utile est composée d'une ou deux rainures filetés les gorges seront hélicoïdales dont l'inclinaison est assez suffisantes pour faciliter l'enroulement du câble.

b/ profil des poulies

les poulies à câble peuvent être en fonte nodulaire, en acier moule, forgé en acier embouti ou soudé

certaines interdisent la fonte, mais si la fonte mécanique pouvait être fragile il n'en n'est plus pour la fonte améliorée nodulaire ou méchantite gardant l'avantage d'une moindre usure des cables



- | | |
|---------------------------|---------------------------|
| $D_{pf} = 315 \text{ mm}$ | $D_{pe} = 250 \text{ mm}$ |
| $D_e = 375 \text{ mm}$ | $D_e = 305 \text{ mm}$ |
| $b = 45 \text{ mm}$ | $b = 50 \text{ mm}$ |
| $l = 70 \text{ mm}$ | $l = 60 \text{ mm}$ |

2-2-3-5: choix des éléments normalisés

a1 choix du moteur électrique

Les moteurs les appréciés pour les appareils de levage sont des moteurs permettant des couples de démarrage trop important, ces couples de 2,5 à 3 fois le couple nominal donnant lieu à des accélérations violentes mettant à l'épreuve la tenue mécanique

on remarque que la source d'énergie la plus fréquemment utilisée dans ce domaine est l'électricité pour cela les différents types de moteurs utilisés sont à courant continu - triphase et rarement monophasé

le triphase est le plus avantageux à cause de sa caractéristique élastique mécanique

le choix est fait à la base de la formule

$$P_s = \frac{(Q_u + G_m) \cdot v_e}{\eta} \quad \text{avec } P_s \text{ puissance statique (Kw)}$$

η rendement global du mécanisme de levage

pour des calculs préliminaires on recommande $\eta = 0,8$

Remarque:

$$\eta = \eta_p \cdot \eta_t \cdot \eta_r \cdot \eta_a^t \quad \text{avec}$$

η_p rendement palan	η_r rendement réducteur
η_t rendement tambour	η_a rendement accouplement
	t nombre d'accouplement

$$P_s = \frac{(120 + 0,75) \cdot 8}{60 \cdot 0,8} = 20,125 \text{ Kw} \quad \boxed{P_s = 20,125 \text{ Kw}}$$

en tenant compte du facteur de marche, le choix du moteur s'effectuera de telle manière que $P_{eat} = (0,8 \div 1) P_s$

moteur type MTF 312-6 FM = 25% $P_{eat} = 17,5 \text{ Kw}$
caractéristiques

n_{nom} ----- 950 min^{-1}
 M_{max} ----- 480 N.m.
 J_a ----- 0,313 kg/m^2
 masse ----- 210 kg

vitesse synchrone 1000 min^{-1} , à cause du glissement le moteur perd environ 5% de sa vitesse et ne tourne qu'à n_{nom} .

b/ choix Reducteur

Rapport de reduction à calculer i_R

$$i_R = \frac{n_{nom}}{n_t} = \frac{950}{24,252} = 39,172$$

$$i_R = 39,172$$

Rapport de reduction normalise le plus proche
 Reducteur choisi type RM 550 à deux etages
caracteristiques

$$i_{Rcat} = 40,17$$

FM ----- 25%

Peat ----- 31,5 Kw

$n_{admissible}$ ----- 1000 min^{-1}

$i_{Rcat} = i_m$ ----- 40,17

masse ----- 810 kg

Remarque : le rapport reel de reduction est à $\pm 3\%$ du rapport normalise
 l'erreur admise sur la vitesse pour $i_m = 40,17$

$$\Delta i = \left| \frac{i_m - i_R}{i_m} \right| = \left| \frac{40,17 - 39,172}{40,17} \right| \cdot 100 = 2,48\%$$

$$\Delta i = 2,48\%$$

la vitesse du tambour corrigee n_{tc} devient

$$n_{tc} = \frac{950}{40,17} = 23,65 \text{ min}^{-1}$$

$$n_{tc} = 23,65 \text{ min}^{-1}$$

Diametre du tambour corrigee

$$D_{tc} = \frac{v \cdot 60 \cdot i_m}{\pi \cdot n_{nom}} = \frac{0,4 \cdot 60 \cdot 40,17}{\pi \cdot 950} = 0,323 \text{ m}$$

$$D_{tc} = 323 \text{ mm}$$

$$D' = D_{tc} - d = 323 - 14 = 309 \text{ mm}$$

$$D'_c = 309 \text{ mm}$$

c/ choix des freins

classification on distingue

- freins electromecaniques: à bandes, à mâchoires, à disques, à sabots, à cône actionnés par electroaimant, verins à huile ou centrifuge
- freins mecaniques à reaction, à colliers, à tambours actionnés par moteur, à mains ou à pied

on détermine le moment de freinage d'après la formule

$$M_f = k M_s, \text{ avec}$$

k : coeff. de sécurité dépendant du régime de fonctionnement ($\Pi \Rightarrow k = 1,75$)
 M_s : moment statique pendant la descente réduit à l'arbre moteur

$$M_s = \frac{(Q_u + G_m) \cdot D_{tc}}{2 i_p \cdot l_m} \cdot \eta' \text{ avec } \eta' = \eta = 0,8 \text{ car généralement en descente le rendement n'est que peut inférieur à celui de la montée}$$

$$M_s = \frac{(120 + 0,75) \cdot 0,323}{2 \cdot 3 \cdot 40,17} \cdot 0,8 = 129,46 \text{ N.m.}$$

$$M_s = 129,46 \text{ N.m}$$

d'où $M_f = 1,75 \cdot 129,46 = 226,55 \text{ N.m.}$

le choix s'effectuera suivant le critère

$$M_{fcat} \geq M_f$$

type de freins choisi: TKT 300/200

caractéristiques

M_{fcat} ----- 240 N.m

masse ----- 68 kg

d/ choix des accouplements

L'option pour des accouplements élastiques est la plus recommandée par les constructeurs pour leurs possibilités

- d'absorption et amortissement des variations parasites du couple
- de déplacement du régime critique
- de désaxage des arbres
- élimination des contraintes parasites
- de construction légère et tolérance plus large

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

le choix définitif est à la base de deux vérifications

L'une sur la continuité de fonctionnement

$$M_a \geq k_1 \cdot k_2 \cdot M_n$$

L'autre sur le chargement de courte durée.

$$M_a \geq k_3 \cdot M_{max.}, \text{ avec}$$

M_a : moment admissible sur l'accouplement choisi (N.m)

M_n : moment nominal chargeant l'accouplement réduit au niveau de l'arbre moteur
 k_1 : coefft exprimant l'importance du mecanisme et du type
 k_2 : coefft dependant du regime de fonctionnement

mecanisme	k_1
levage	1,3
direction-translation	1,2

mecanisme	Regime	I	II	III	IV
k_2	levage	1	1,1	1,2	1,3
	direction & translation	1	1,1	1,2	1,3

Remarque: Pour les calculs preliminaires on se limitera à la premiere verification la deuxieme etant impossible vu qu'à cette etape M_{max} ne peut etre determine (moment maximal chargeant l'accouplement)

$$M_n = \frac{(G_u + G_m) \cdot D_{tc}}{2 \cdot i_p \cdot \sin \eta} = \frac{(120 + 0,75) \cdot 0,323}{2 \cdot 3 \cdot 40,17 \cdot 0,8} = 202,28 \text{ N.m.}$$

$$M_n = 202,28 \text{ N.m}$$

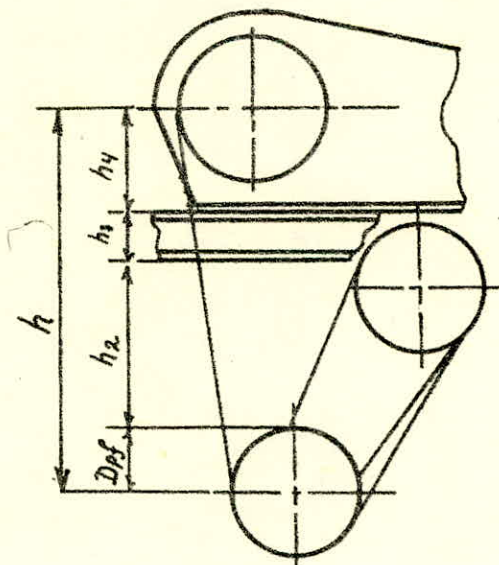
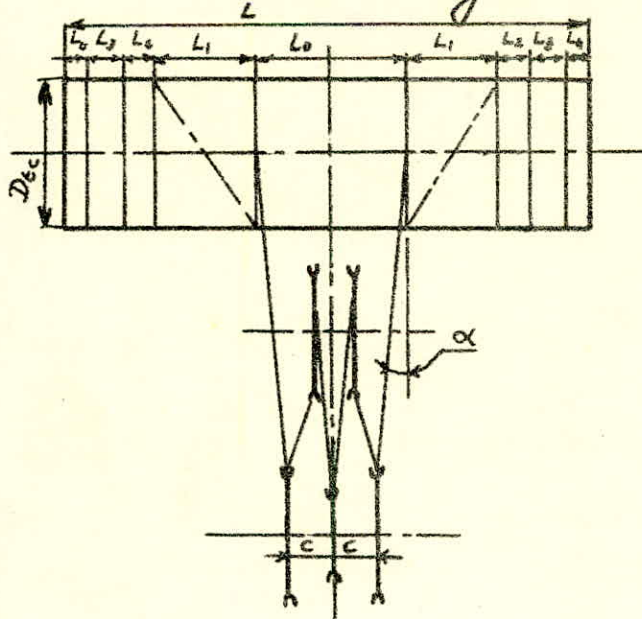
$$M_a \geq 1,3 \cdot 1,1 \cdot 202,28 \Rightarrow M_a \geq 289,26 \text{ N.m.}$$

suivant les normes BDS 2441-71 le type choisi : CH3 modifie
caracteristiques

masse ----- 49,9 Kg
 Inertie ----- 0,52 Kg m²
 Mmax ----- 1100 N.m
 D_{ef} ----- 300 mm

Pour la liaison reducteur - tambour, on peut choisir un accouplement à engrenage avec arbre de sortie reducteur à pignon normalise.

2-2-3-6: calcul de la longueur du tambour



$$L = L_0 + 2(L_1 + L_2 + L_3 + L_4)$$

L_0 : longueur de la partie lisse du tambour $L_0 = 2c \pm 2h \operatorname{tg} \alpha$

L_1 : longueur nécessaire à l'enroulement du câble

$$L_1 = \frac{z_p \cdot H \cdot t}{\pi D t_c} \quad \text{avec } H \text{ hauteur de levage}$$

t le pas, z_p la multiplicité

L_2 : longueur fileté de sécurité $(2 \div 3)t$

L_3 : longueur nécessaire à la fixation du câble $(3 \div 4)t$

L_4 : longueur libre extrémités tambour $(1 \div 2)t < L_4 < (4 \div 5)t$

pour une pente admissible α du câble par rapport au profil du tambour au moment où h est minimale $\alpha = 3^\circ$

$$2c = 70 + 5 + 5 + 60 = 140 \text{ mm.}$$

h_2 : hauteur d'assurance 300 mm

h_3 : hauteur chassis 200 mm

h_4 : H_0 Reducteur 320 mm

$$\text{d'où } h = \frac{D p f}{2} + h_2 + h_3 + h_4 = \frac{315}{2} + 300 + 200 + 320 = 977,5 \text{ mm}$$

$$L_0 = 140 + 2 \cdot 977,5 \operatorname{tg} 3^\circ = 242,46 \text{ mm}$$

donc avec

$$L_1 = \frac{3 \cdot 7,5 \cdot 0,016}{\pi \cdot 0,323} = 354,77 \text{ mm}, \quad L_2 = 48 \text{ mm}, \quad L_3 = 64 \text{ mm}, \quad L_4 = 40 \text{ mm.}$$

$$L = 242,46 + 2(354,77 + 48 + 64 + 40) = 1256 \text{ mm}$$

$$L = 1256 \text{ mm}$$

2-2-4: Calculs définitifs

2-2-4-1: Dynamique du mécanisme de levage

But: détermination des accélérations moyennes de démarrage δ_d et de freinage δ_f pour les opérations de levage

Deux inégalités sont à vérifier

$$\delta_d \leq \delta_a \quad \text{et} \quad \delta_f \leq \delta_a \quad \text{avec}$$

δ_a (m/s^2) accélération admissible. Pour les appareils de levage de différentes charges $\delta_a = 0,5 \text{ m/s}^2$

Pour simplifier et faciliter les calculs, on supposera que les pièces mobiles du mécanisme considéré sont réduites à un système monobloc sans liaisons élastiques et que les moments moteurs et de freinage sont constants.

a/ Processus de démarrage (levage)

modèle mathématique du système

$$M_d = M_s + \frac{J\omega}{t_d} \quad \text{avec}$$

M_d (N.m) moment moyen de démarrage

$$M_d = \frac{C_{d\max} + C_{d\min}}{2} \cdot M_n \quad \text{tel que}$$

$C_{d\max}$: coefft de multiplicité du moment maximal $M_{\max} = C_{d\max} \cdot M_n$

$C_{d\min}$: coefft de multiplicité du moment de démarrage minimal

$M_{\min} = C_{d\min} \cdot M_n$ suivant les valeurs obtenues expériment

on a pour $FM = 25\%$ $C_{d\min} = 1,2$

donc pour $M_{\max} = 480 \text{ N.m}$, suivant référence moteur choisi

M_n (N.m) moment nominal pour $FM = 25\%$

ω (rd/s) vitesse angulaire du moteur pour $n_{\text{nom}} = 950 \text{ min}^{-1}$

$$\omega = \frac{\pi n_{\text{nom}}}{30} = \frac{\pi \cdot 950}{30} = 99,484 \text{ rd/s}$$

$$\omega = 99,484 \text{ rd/s}$$

$M_n = \frac{P_n}{\omega}$ ou P_n (Kw) puissance du moteur donnée par le catalogue

$$M_n = \frac{17500}{99,484} = 175,908 \text{ N.m}$$

$$M_n = 175,908 \text{ N.m}$$

$$M_{\min} = 1,2 \cdot 175,908 = 211,09 \text{ N.m}$$

donc
$$M_d = \frac{M_{\max} + M_{\min}}{2} = \frac{480 + 211,09}{2} = 345,545 \text{ N.m}$$

$$M_d = 345,545 \text{ N.m}$$

M_s (N.m) : moment statique réduit sur l'arbre moteur

$$M_s = 202,277 \text{ N.m}$$

$\frac{J\omega}{t_d}$ (N.m) couple dû aux forces d'inertie réduit sur l'arbre moteur

t_d (s) temps de démarrage (valeur inconnue à calculer)

J kg m^2 moment d'inertie pendant le levage

$$J = \delta (J_{\text{rot}} + J_{\text{acc}}) + \frac{(Q_u + G_m) \cdot v \ell^2}{g \cdot \omega^2 \eta}$$

$J_{\text{rot}}, J_{\text{acc}}$ moment d'inertie du respectivement au moteur et accouplement

$\delta = (1,05 \div 1,25)$ coefft exprimant l'inertie de tous les éléments en rotation, on optera dans ces calculs pour $\delta = 1,05$

$$J_{rot} = 0,313 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad , \quad J_{acc} = 0,52 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_d = 1,05 (0,313 + 0,52) + \frac{(120 + 0,75) \cdot 0,133^2}{9,81 \cdot (99,484)^2 \cdot 0,8} = 0,902 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

détermination du temps de démarrage et accélération

$$t_d = \frac{J_d \cdot \omega}{M_d - M_s} = \frac{0,902 \cdot 99,484}{345,545 - 202,277} = 0,626 \text{ s}$$

$$J_d = 0,902 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$t_d = 0,626 \text{ s}$$

accélération pendant le démarrage δ_d (m/s^2)

$$\delta_d = \frac{v_l}{t_d} = \frac{0,1333}{0,626} = 0,213 \text{ m/s}^2$$

$$\delta_d = 0,213 \text{ m/s}^2$$

$0,213 < 0,5 \text{ m/s}^2$ la vérification est satisfaite

b/ Processus de freinage au cours de la descente

l'accélération pendant la descente est donnée par $\delta_f = \frac{v_l}{t_f}$ avec

t_f temps de freinage calculé d'après la formule

$$M_f = M_s' + \frac{J_f \cdot \omega}{t_f} \Rightarrow t_f = \frac{J_f \cdot \omega}{M_f - M_s'}$$

$$\text{où } J_f = S (J_{rot} + J_{acc}) + \frac{(Q_u + G_m) \cdot v_l^2 \cdot \eta}{g \cdot \omega^2}$$

$$J_f = 1,05 (0,313 + 0,52) + \frac{(120 + 0,75) \cdot 0,1333^2 \cdot 0,8}{9,81 \cdot 99,484^2} = 0,892 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_f = 0,892 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$M_s' = M_s \eta^2$ (N.m) moment statique de freinage réduit à l'arbre moteur

$$M_s' = 202,277 \cdot (0,8)^2 = 129,457 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_s' = 129,457 \text{ N} \cdot \text{m}$$

M_f (N.m) moment de freinage calculé précédemment

$$M_f = 226,555 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$t_f = \frac{0,892 \cdot 99,484}{226,555 - 129,457} = 0,914 \text{ s}$$

$$t_f = 0,914 \text{ s}$$

$$\delta_f = \frac{v_l}{t_f} = \frac{0,1333}{0,914} = 0,146 \text{ (m/s}^2)$$

$$\delta_f = 0,146 \text{ m/s}^2$$

δ_f est inférieure à $\delta_{admissible}$ donc l'inégalité est respectée

calcul de la course de freinage

$$s = \frac{1}{2} \delta_f t_f^2 \quad v_e = \delta_f t_f \quad \text{d'où} \quad s = \frac{1}{2} v_e t_f$$

$$s = \frac{1}{2} 0,1333 \cdot 0,914 = 0,0609 \text{ m}$$

$$s = 60,9 \text{ mm}$$

Remarque

dans le cas où les expressions d'inégalités ne sont pas satisfaites on doit

- jouer sur le Rheostat de démarrage
- prendre un moteur ayant une valeur M_n inférieure
- augmenter l'inertie par l'utilisation d'un volant d'inertie monté de l'autre côté du moteur.

2-2-4-2: Vérification de non-surchauffe du moteur de levage

La puissance du moteur choisi étant inférieure à la puissance statique calculée, il est nécessaire de procéder à la vérification de non-surchauffe du moteur.

Pour cela on doit satisfaire la relation :

$$M_n \geq M_{eq}$$

- M_n (N.m) moment nominal de moteur (25%)
- M_{eq} (N.m) moment équivalent chargeant le moteur.

$$M_{eq} = \sqrt{\frac{M_d^2 \sum_{i=1}^n t_{di} + \sum_{i=1}^n M_{si}^2 \cdot t_i}{B \sum_{i=1}^n t_{di} + \sum_{i=1}^n t_i}} \quad (\text{N.m})$$

- M_d (N.m) moment moyen de démarrage
- M_{si} (N.m) moment statique se rapportant à la $i^{\text{ème}}$ période de fonctionnement
- t_{di} (s) temps de démarrage pendant la $i^{\text{ème}}$ période
- t_i (s) temps de levage ou descente à vitesse constante pendant une opération tel que $t_e = \frac{H_m}{v_e}$ avec

• H_m (m) hauteur statique moyenne de levage $H_m = \frac{1}{2} \cdot H$ d'où

$$\sum_{i=1}^n t_i = \frac{n H_m}{v_e}, \quad n: \text{nombre d'opération par cycle considéré}$$

B coeff^t exprimant les conditions de refroidissement pendant les démarrages (glissement des champs électromagnétiques du rotor et stator)

$$B = \frac{1 + B_0}{2} \quad \text{avec}$$

B_0 coeff^t exprimant le refroidissement pendant le repos $B_0 = 0,3 \div 0,55$
 Pour moteur hermetise, nervures exterieures, ventilation auxiliaire exterieure

generalement à priori on ne connait pas le type, la grandeur et l'utilisation la plus frequente des charges dans un cycle (jour-heure...). Pour cela la verification sera basee sur des donnees purement statiques d'une etude approchee des conditions reelles de fonctionnement et d'un cycle de 10 operations

Pour un regime de fonctionnement moyen II, on admet que :

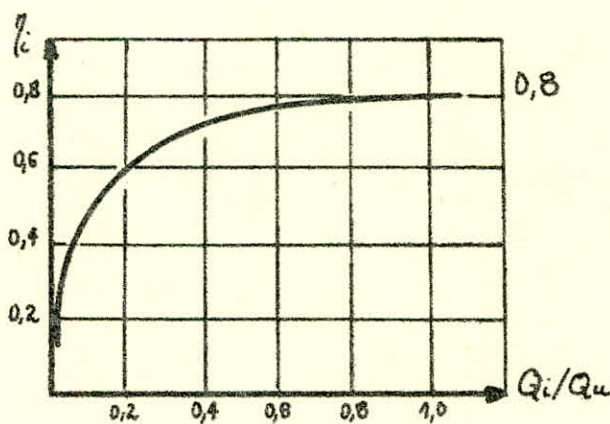
- la charge nominale est levee et descendue 1 fois
- 50% de la charge est levee et descendue 5 fois
- 19,5% de la charge est levee et descendue 1 fois
- 5% de la charge est levee et descendue 3 fois

Parametres connues

$$\omega = 99,484 \text{ rd/s} \quad , \quad v_p = 0,133 \text{ m/s} \quad , \quad \delta = 1,05$$

$$M_d = 345,545 \text{ N.m} \quad , \quad J_{rot} = 0,313 \text{ Kg.m}^2 \quad , \quad J_{acc} = 0,52 \text{ Kg.m}^2$$

le rendement η_i se rapportant à la charge Q_i (voir graphe ci dessous)



formules à employer
Pendant le levage

Pendant la descente

$$J_i = \delta (J_{rot} + J_{acc}) + \frac{Q_i v_e^2}{\omega^2 \eta_i g} \text{ (kg.m}^2\text{)}$$

$$J'_i = \delta (J_{rot} + J_{acc}) + \frac{Q_i \eta_i v_e^2}{\omega^2 g} \text{ (kg.m}^2\text{)}$$

$$t_{dli} = \frac{\omega J_i}{M_d - M_{sli}} \text{ (s)}$$

$$t_{ddi} = \frac{\omega J'_i}{M_d - M_{sdi}} \text{ (s)}$$

$$M_{sli} = \frac{D_{te} Q_i}{2 i p r \eta_i} \text{ (N.m)}$$

$$M_{sdi} = \eta_i^2 M_{sli} \text{ (N.m)}$$

J_i et J'_i moments d'inertie correspondant à la charge pendant respectivement le levage et la descente Q_i

t_{dli} temps de démarrage à la $i^{\text{ème}}$ période pendant le levage

t_{ddi} temps de descente à la $i^{\text{ème}}$ période pendant la descente

M_{sli} , M_{sdi} moment statique chargeant le moteur à la $i^{\text{ème}}$ période respectivement pendant le levage et la descente

application numérique

$$M_{sli} = 1,34 \cdot 10^{-3} Q_i / \eta_i$$

$$J_i = 0,875 + 1,831 \cdot 10^{-7} Q_i / \eta_i$$

$$J'_i = 0,875 + 1,831 \cdot 10^{-7} Q_i \cdot \eta_i$$

$$t_i = \frac{H_m}{v_e} = \frac{H}{2v_e} = 28,125 \text{ s} \text{ on supposera que les } t_i \text{ restent constants}$$

Pour des simplicités d'illustrations, ces tableaux récapitulatifs resument tous les résultats trouvés pour cette partie.

i	1	2	3	4
%	100	50	19,5	5
Q_i (N)	12050	60375	23546,5	6037,5
η_i	0,8	0,75	0,59	0,375
J_i (kg.m ²)	0,902	0,889	0,882	0,877
M_{sli} (N.m)	202,256	107,87	53,48	21,57
t_{dli} (s)	0,626	0,37	0,3	0,27
J'_i (kg.m ²)	0,892	0,883	0,877	0,875
M_{sdi} (N.m)	129,44	60,68	18,62	3,034
t_{ddi} (s)	0,41	0,308	0,267	0,254
$M_{si} = M_{sli} + M_{sdi}$	331,7	168,55	72,10	24,6
$t_{di} = t_{dli} + t_{ddi}$	1,036	0,68	0,567	0,524

i	1	2	3	4	Total
t_{di} (s)	1,036	0,68	0,567	0,524	
t_i (s)	28,125	28,125	28,125	28,125	
$\sum t_{di}$ (s)	1,036	3,4	0,567	1,572	6,575
$\sum t_i$ (s)	28,125	140,625	28,125	84,375	281,25
M_{si} (W.m ²)	110024,88	28409,1	5198,41	605,55	
$\sum M_{si}^2 \cdot t_i$ (W.m ² .s)	3094449,75	3995030,04	146205,3	51093,62	7286778,71
$Md^2 \sum t_{di}$ (N.m.s)	123699,8	405964,58	67700,56	187519,82	784884,76

la valeur du moment equivalent M_{eq} avec lequel le moteur sera chargé

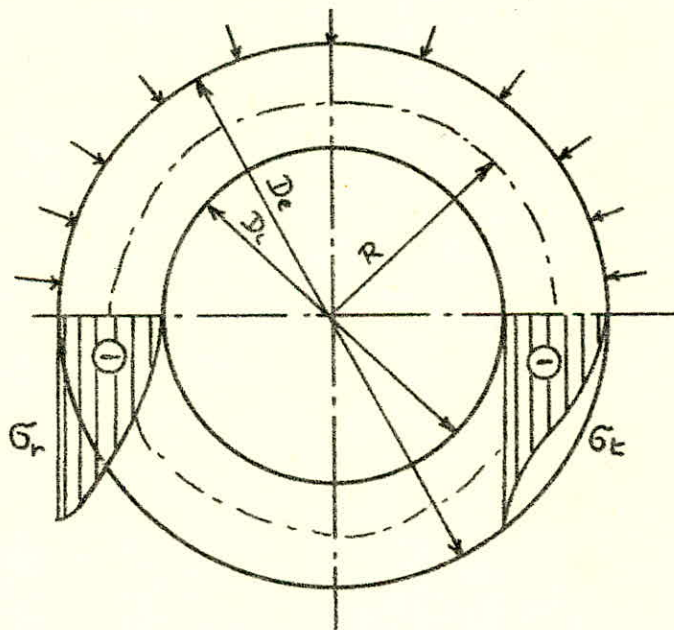
$$M_{eq} = \sqrt{\frac{784884,76 + 7286778,71}{0,775 \cdot 6,575 + 281,25}} = 167,894 \text{ N.m}$$

$$M_{eq} = 167,894 \text{ N.m}$$

$$M_{eq} = 167,894 < 175,91 = M_n (25\%)$$

le moteur n'aura pas de surchauffage, l'inegalite est respectee

2-2-4-3: Calcul à la Resistance du tambour



a) determination de l'epaisseur du tambour

le tambour se comporte sous les contraintes auxquelles il est soumis comme un cylindre à parois epaisse ce qui nous permet l'application des formules de Lamé relatives à ce dernier

les contraintes suivant la direction radiale

$$\sigma_r = \frac{P_i D_i^2 - P_e D_e^2}{D_e^2 - D_i^2} + \frac{(P_i - P_e)(D_e^2 + D_i^2)}{4R^2(D_e^2 - D_i^2)}$$

les contraintes suivant la direction tangentielle

$$\sigma_t = \frac{P_i D_i^2 + P_e D_e^2}{D_e^2 - D_i^2} - \frac{(P_i - P_e)(D_e^2 + D_i^2)}{4R^2(D_e^2 - D_i^2)}$$

$$D_e = D_{tc} - d$$

$$D_i = D_e - 2\delta \quad \text{diamètre intérieur}$$

R : rayon sur lequel se trouve le point dont on calcule la contrainte
 $D_i \leq R \leq D_e$

$P_i - P_e$: respectivement pression intérieure, extérieure du tambour

Pour notre cas $P_i = P_{atm} \text{ absolue} = 0$ donc

$$\sigma_r = -\frac{P_e D_e^2}{D_e^2 - D_i^2} \left(1 - \frac{D_i^2}{4R^2}\right), \quad \sigma_t = -\frac{P_e D_e^2}{D_e^2 - D_i^2} \left(1 + \frac{D_i^2}{4R^2}\right)$$

$$\text{or } R = \frac{F_c}{D_e t} \quad \text{donc } \sigma_{eq} = \sigma_r + \sigma_t$$

pour que le tambour puisse résister à la contrainte il faut que $\sigma_{eqmax} < \frac{\sigma_c}{c}$ ①
 σ_{eqmax} : contrainte équivalente maximale qui ne peut être obtenue que pour une valeur de R minimum $R = D_i/2$

$$\sigma_{eqmax} = \frac{4F_c D_e}{(D_e^2 - D_i^2)t} \quad \text{②}$$

σ_c : contrainte de rupture par compression du matériau de base du tambour

c : coeff. de sécurité pour acier $c = 1,5$

en utilisant comme matériau du tambour de l'acier A48M avec

$$\sigma_c = 28 \text{ daN/mm}^2 \quad \text{on aura d'après ①, ②}$$

$$D_i \leq D_e \sqrt{1 - \frac{4F_c}{D_e t \left[\frac{\sigma_c}{c}\right]}}$$

application

$$F_c = 2053,6 \text{ daN}$$

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

$$D_e = 309 \text{ mm}$$

$$D_i \leq 291,06 \text{ mm}$$

$$\frac{D_e - D_i}{2} = \delta \quad \delta \geq \frac{D_e - D_i}{2} = \frac{309 - 291,06}{2} = 8,97 \text{ mm}$$

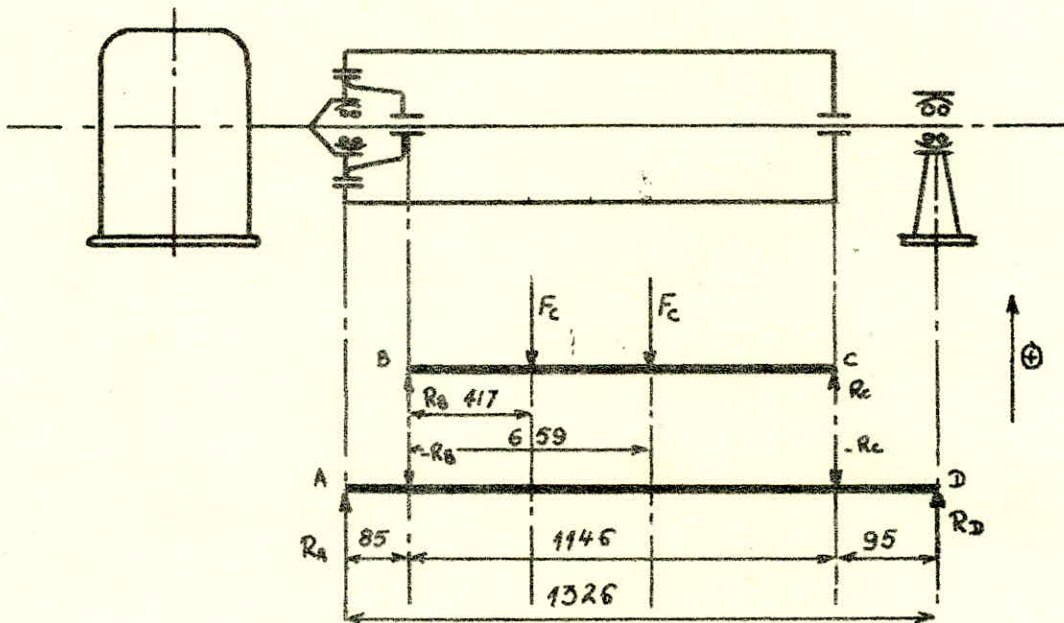
étant donné que généralement on adopte un $\delta \geq 12 \text{ mm}$
 dans notre cas on prendra comme valeur préliminaire
 d'où $D_i = D_e - 2\delta = 309 - 2 \cdot 14 = 281 \text{ mm}$

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

$$D_i = 281 \text{ mm}$$

b/ Vérification du tambour à la flexion et à la torsion.

étant donnée que la longueur du tambour est assez importante par rapport à son diamètre, les sollicitations à la flexion et à la torsion sont à vérifier. pour faire cette vérification de la résistance du tambour en tenant compte de ces deux types de contraintes, on assimilera celui-ci à un cylindre creux se comportant sur un schéma simplifié comme une barre sur appuis simples sollicitée par des efforts de torsion et flexion dans les brins du câble



vu que le tambour étant en équilibre sous l'effet des forces qui lui sont appliquées on peut écrire

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^n F_i = 0 \\ \sum_{i=1}^n M_{i/x} = 0 \end{cases}$$

équilibre barre BC:

. Reactions

$$R_c = 19282 \text{ N}$$

$$R_B = 21790 \text{ N}$$

. moments flechissants: Points critiques

$$M_x = 9086,43 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_y = 9389,9 \text{ N}\cdot\text{m}$$

. moment de torsion

Le moment s'applique à une partie du tambour seulement, celle par laquelle se fait la transmission du couple de torsion entre reducteur et tambour

$$x \leq 417 \text{ mm} \quad M_t = 2F_c \frac{D_{tc}}{2} = 20536,0323$$

$$M_t = 6633,13 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$417 \leq x \leq 659 \quad M_t = F_c \cdot D_{tc} / 2 = 3316,565 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$x > 659 \quad M_t = 0$$

. calcul du moment idéal (section dangereuse au point x)

$$M_{id} = \sqrt{M_f^2 + (\alpha M_t)^2} \quad \text{avec } \alpha = 0,75$$

$$M_{id} = 10359,167 \text{ N}\cdot\text{m}$$

. moment résistant W

$$W = 0,1 \frac{D_e^4 - D_i^4}{D_e} \quad \text{avec } D_e = 0,309 \text{ m}$$

$$D_i = 0,281 \text{ m}$$

$$W = 9,326 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

. contrainte équivalente

$$\sigma_{eq} = \frac{M_i}{W} = \frac{10359,167}{9,326 \cdot 10^{-4}} = 1,1108 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_{eq} = 1,1108 \text{ daN/mm}^2$$

. contrainte de compression

$$\sigma_{comp} = \frac{4 F_c D_e}{(D_e^2 - D_i^2) \cdot t} = \frac{4 \cdot 20536,6 \cdot 309}{(309^2 - 281^2) \cdot 16} = 9,603 \frac{\text{daN}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{comp} = 9,603 \text{ daN/mm}^2$$

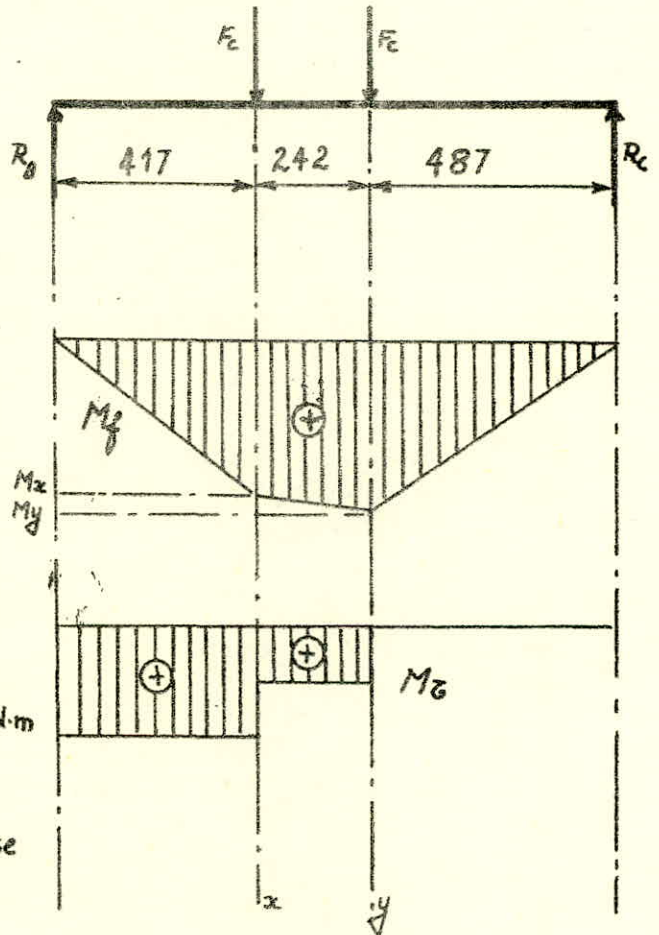
$$\sigma_{id} = \sigma_{eq}^2 + \sigma_{comp}^2 = 9,603^2 + 1,1108^2 = 9,667 \text{ daN/mm}^2$$

. contrainte admissible

$$\text{acier A48M} \quad [\sigma] = \frac{\sigma_e}{c} = \frac{28}{1,9} = 14,737 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_{id} = 9,667 \text{ daN/mm}^2$$

le tambour résiste bien aux efforts de compression et de flexion et de torsion auxquelles il est soumis



c/ calcul de l'arbre du tambour

. Reactions sur l'arbre

$$R_A = 21775 \text{ N}$$

$$R_D = 19297 \text{ N}$$

. moment flechissant

Pt B $M_{fb} = 1850,875 \text{ N}\cdot\text{m}$

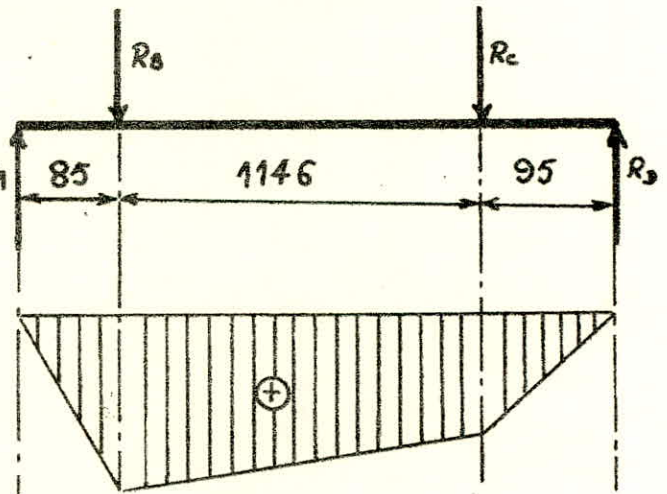
Pt C $M_{fc} = 1833,7 \text{ N}\cdot\text{m}$

l'arbre n'étant pas soumis à la torsion
seulement à la flexion on aura

$$M_{ideal} = M_{fmax} = \sup(M_{fb}, M_{fc})$$

le diamètre de l'arbre

$$d \gg \sqrt[3]{\frac{10 M_{fmax}}{[\sigma]}}$$



Pour un acier A50 avec $\sigma_c = 270 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

$[\sigma] = \frac{\sigma_c}{k}$ contrainte admissible pour matériaux élastiques

k coeff de sécurité généralement $k=1,9$ dans le cas contraire il sera calculé en tenant compte de l'importance de la pièce

- . homogénéité de l'acier
- . précision des formules à utiliser

$$d \gg \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 1,9 \cdot 1850,875 \cdot 10^3}{270}} = 50,08 \text{ mm}$$

on prendra :

$$d = 60 \text{ mm}$$

d/ calcul des boulons de fixations du moyeu.

la force de cisaillement sollicitant les boulons est donnée par:

$$F_{cs} = 2M/D_b \quad D_b = 360 \text{ mm}$$

$$M: \text{moment du tambour } M = 2 F_c \cdot \frac{D_b}{2} = 6633,13 \text{ N}\cdot\text{m}$$

le diamètre des boulons est donné par:

$$d_b \gg \sqrt{\frac{F_{cs}}{0,785 \cdot z \cdot \varphi [\tau_c]}} = \sqrt{\frac{2M}{0,785 \cdot z \cdot \varphi D_b [\tau_c]}}$$

$z: 6 \div 8$ nombre de Boulons

$\varphi: 0,7 \div 0,8$ coeff d'inégalité de distribution de la F_{cs} sur z boulons

$\tau_c: (0,6 \div 0,7)[\sigma]$ contrainte admissible au cisaillement.

Pour des boulons en acier XC38 après trempe à l'eau et revenu, la résistance pratique à l'écartement $[\sigma_r] = 80 \text{ daN/mm}^2$, avec un coefft de sécurité $k = 1,9$ on trouve

$$[\sigma_c] = \frac{[\sigma_r]}{1,9} = \frac{80}{1,9} = 42,105 \text{ daN/mm}^2$$

avec

$$Z = 6, \varphi = 0,7, \sigma_c = 0,6[\sigma_c], D_b = 360 \text{ mm}$$

on trouve

$$d \geq 6,65 \text{ mm} \text{ on prendra :}$$

$$d = 8 \text{ mm}$$

e/ choix des roulements

le manchon côté réducteur et le palier sont normalisés, le diamètre du roulement étant fixé par calcul à $d = 60 \text{ mm}$ il nous reste seulement à vérifier que ce type de roulement choisi admet une capacité dynamique inférieure à celle proposée par les catalogues soit pour un roulement à deux rangées de rouleaux type SC pour $d = 60 \text{ mm}$ $C = 10600 \text{ daN}$ série 22

en prenant un durée de fonctionnement de 3 ans

$$L_h = 365 \cdot 3 \cdot 24 = 26280 \text{ heures.}$$

$$P = (X \cdot V \cdot F_r) + (Y \cdot F_a) \quad \text{avec}$$

$$F_a = 0 \quad F_r = \sup(R_n, R_d) = 2177,5 \text{ daN}$$

$$V = 1, \quad X = 1,2 \quad \text{donc}$$

$$P = 1,2 \cdot 2177,5 \text{ daN} = 2613 \text{ daN}$$

- P charge dynamique en daN.
- F_r charge radiale en daN
- F_a charge axiale en daN
- X facteur radial
- Y facteur axial
- V facteur de rotation

$$C = P \left(\frac{n_{tc} \cdot L_h}{16666} \right)^{\frac{1}{k}} \quad \text{avec}$$

$$C = 2613 \left(\frac{23,65 \cdot 26280}{16666} \right)^{0,3}$$

• n_{tc} : vitesse rotation du tambour

• $k = 10/3$

• C charge dynamique (daN)

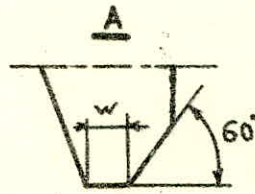
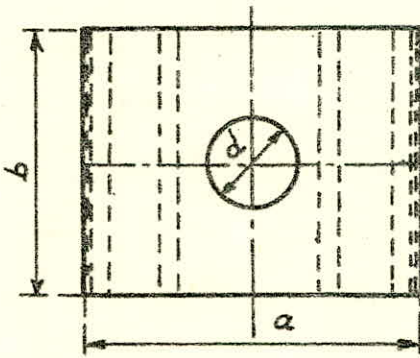
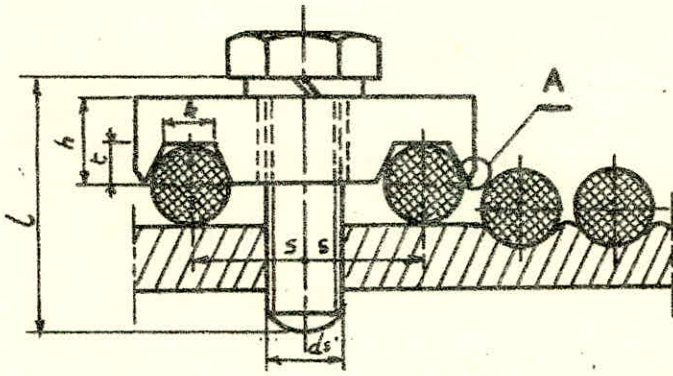
$$C = 7738 \text{ daN} < C_{cat} = 10600 \text{ daN.}$$

donc le type de roulement choisi pour ce système sera

60 5C 22

f/ détermination du boîtier.

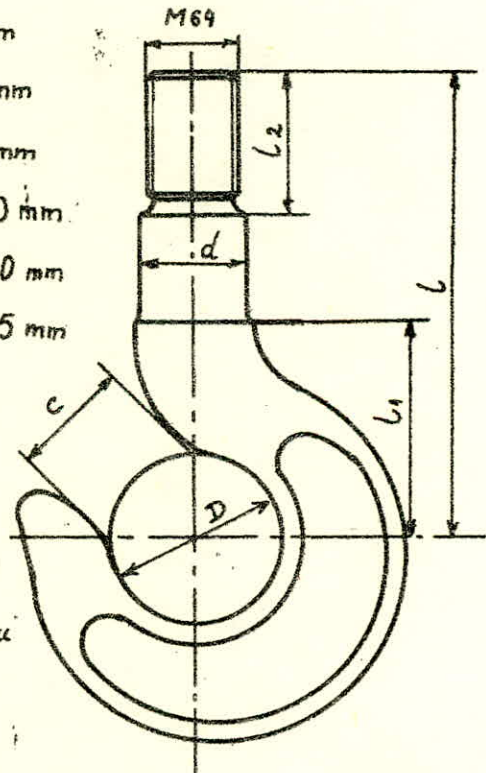
Pour le système de fixation du câble on s'est référé aux normes polonaises dont les paramètres caractéristiques en fonction du diamètre de câble du boîtier sont



- $\alpha = 55 \text{ mm}$
- $b = 45 \text{ mm}$
- $l = 40 \text{ mm}$
- $h = 14 \text{ mm}$
- $t = 7 \text{ mm}$
- $k = 8 \text{ mm}$
- $s = 18 \text{ mm}$
- $d_s = M16$
- $d = 18 \text{ mm}$
- $w = 0,5 \text{ mm}$
- masse $0,293 \text{ kg}$

2-2-4-4 Calcul à la résistance du moufle et de ses éléments a) choix du crochet

- $d = 70 \text{ mm}$
- $D = 120 \text{ mm}$
- $c = 90 \text{ mm}$
- $l_1 = 90 \text{ mm}$
- $l_2 = 180 \text{ mm}$
- $l = 325 \text{ mm}$



le choix du crochet d'après la norme BDS 1608-65 est donné directement en fonction de la charge et du régime de fonctionnement. toute fois on peut mentionner qu'il existe des calculs de vérification qui ne peuvent être nécessaire que dans le cas où le crochet est non normalisé

Pour une charge de 125 kN et un régime moyen de fonctionnement II on a le crochet caractérisé par le numéro 17 et les dimensions si dessus de masse $29,5 \text{ kg}$

b) hauteur du filetage en contact (écrou)

le filetage doit vérifier les deux conditions :

. résistance au cisaillement

. résistance aux contraintes de contact

. condition de résistance au cisaillement.

$$H_e \geq \frac{Q_u}{\pi \cdot d_i \cdot \varphi \cdot k_f [\sigma]} \quad \text{avec}$$

H_e (m) hauteur de l'écrou (filetage en contact)

d_i (m) diamètre intérieur du filetage

φ coefficient exprimant la répartition inégale de la charge Q_u sur les spires du filet

$\varphi = 0,56$ quand le rapport du diamètre nominal et du pas $9 \leq \frac{d_o}{P} \leq 16$

$\varphi = 5 \cdot \frac{P}{d_o}$ quand $\frac{d_o}{P} < 9$

k_f coefficient du profil du filetage, Pour filetage M, $k_f = 0,87$
Pour filetage Tr, $k_f = 0,65$

$[\sigma] = 0,6[\sigma_c]$ avec

$[\sigma_c]$ se rapportant au type de matériau du crochet

Pour un régime de fonctionnement II, crochet forge du type C20d $[\sigma_c] = 7 \cdot 10^7 \text{ Pa}$.

$$\frac{d_o}{P} = \frac{64}{6} = 10,67 \quad \varphi = 0,56$$

$$\text{donc } H_e \geq \frac{120000}{\pi \cdot 57,505 \cdot 10^{-3} \cdot 0,56 \cdot 0,87 \cdot 0,6 \cdot 7 \cdot 10^7} = 0,03246 \text{ m.}$$

. condition de résistance aux contraintes de contact .

$$H_e \geq \frac{Q_u \cdot P}{\frac{\pi}{4} (d_e^2 - d_i^2) \cdot [P]} \quad \text{avec}$$

P (m) pas du filet

d_e, d_i (m) respectivement diamètre extérieur et intérieur du filet

$[P]$ (Pa) pression de contact admissible Pour C20d $[P] = (3 \div 3,5) 10^7 \text{ Pa}$

$$H_e \geq \frac{120000 \cdot 0,006 \cdot 4}{\pi (64^2 - 57,505^2) \cdot 3 \cdot 10^7 \cdot 10^{-6}} = 0,03872 \text{ m.}$$

l'écrou doit donc avoir au moins une hauteur de 38,72 mm.
 e/ choix de la butée à bille

$$C_0 = k (Q_u + P_c) \quad \text{avec} \quad \begin{array}{l} \cdot C_0 \text{ (daN) charge maximale statique} \\ \cdot P_c \text{ (N) poids du crochet} \\ \cdot k = 1,2 \text{ coefficient de sécurité} \end{array}$$

$$C_0 = 1,2 (120000 + 295) = 14435,4 \text{ daN}$$

le diamètre intérieur du roulement étant imposé par le diamètre $d = 70 \text{ mm}$ du crochet normalisé on optera pour la butée à simple effet type

caractéristiques

75TA12

$$C_0 = 17000 \text{ daN}$$

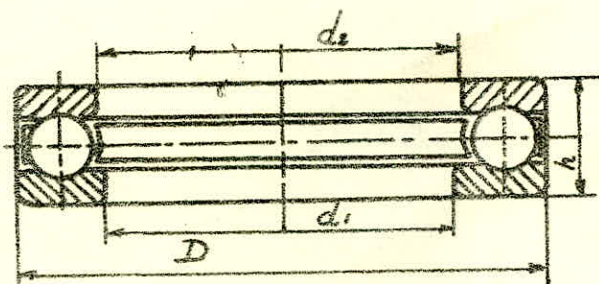
$$N = 2500 \text{ tr/min}$$

$$D = 110 \text{ mm}$$

$$h = 27 \text{ mm}$$

$$d_1 = 75 \text{ mm}$$

$$d_2 > d_1$$



d/ calcul du diamètre de l'axe des poulies

• $F \text{ (N)}$, force résultante des efforts exercés sur les brins du câble au niveau de chaque poulie $F = 40098,3 \text{ N}$

• forces sur les deux renforts

$$R_A = R_B = \frac{Q_u + P_c}{2} = \frac{120000 + 295}{2}$$

$$R_A = R_B = 60147,5 \text{ N}$$

• moment flechissant aux points critiques

$$e, e, M_{f_{e,e}} = 2706,64 \text{ N.m}$$

$$d, M_{f_d} = 4110,08 \text{ N.m}$$

en adoptant un acier à $[E_c] = 27 \text{ daN/mm}^2$ type A50 on aura

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_{f_{\max}}}{[E_c]}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 4110,08 \cdot 1,9 \cdot 10^3}{270}} = 66,15 \text{ mm}$$

on optera pour un diamètre

$$d_{\text{axe}} = 75 \text{ mm}$$

et détermination des roulements des poulies

- $P = (X \cdot V \cdot F_r) + Y F_a$ $F_a = 0$, $F_r = Q/6$, $X = 1,2$, $V = 1$
- $P = 2406 \text{ daN}$
- $k = 3$ roulements à billes
- $n = 24 / (\pi \cdot 0,315) = 24,252 \text{ tr/min}$

le diamètre étant choisi (imposé) $d_{\text{axe}} = d_i = 75 \text{ mm}$ à priori, on se limitera à donner la durée de vie L_h du roulement.

type choisi: roulement à une rangée de billes

75BC02

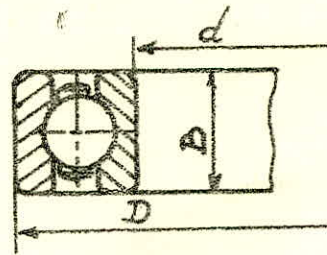
caractéristiques (S.K.F)

$$C = 5100 \text{ daN}$$

$$N = 5000 \text{ tr/min}$$

$$D = 130 \text{ mm}$$

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



$$L_h = \frac{16666}{n} \left(\frac{C}{P} \right)^k = \frac{16666}{24,252} \cdot \left(\frac{5100}{2406} \right)^3 = 6545 \text{ heures}$$

$$L_h = 6545 \text{ h}$$

Pour des raisons de montage on utilisera 4 roulements, deux pour chaque poulie de fonctionnement.

f/ Vérification de la pression de contact de la poulie d'équilibrage dans le cas de deux cylindres la vérification se fait à la base de la pression diamétrale P

$$P = \frac{F}{l \cdot d} \quad (\text{N/mm}^2) \quad \text{avec}$$

$$P = 8 \div 10 \text{ daN/mm}^2 \text{ quand on veut éviter le matage}$$

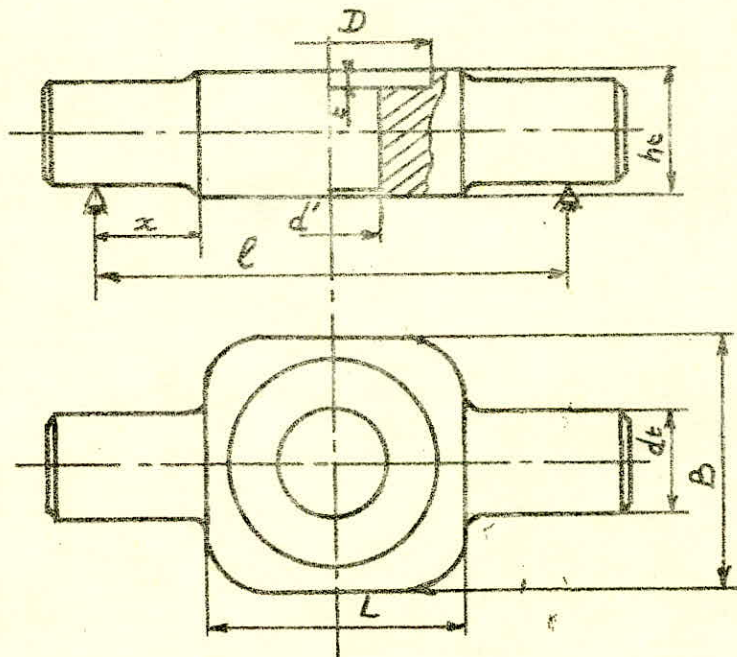
$$P = 20 \div 25 \text{ daN/mm}^2 \text{ quand un léger matage n'est pas gênant}$$

$$F = \frac{Q_u + P_c}{3} = \frac{120000 + 295}{3} = 40098,33 \text{ N}$$

$$l = 64 \text{ mm} \quad d = 84 \text{ mm} \quad \text{donc} \quad P = \frac{40098,33}{64 \cdot 84} = 0,746 \text{ daN/mm}^2$$

cette valeur est acceptable vue qu'elle évite le matage

g) calcul de la traverse



en fonction de la butée un certain nombre de dimensions sont connues :

$$B = D + (10 \div 20) \text{ mm} \quad D = 110 \text{ mm}$$

$$L \approx B \text{ mm}$$

$$t = (0,5 \div 1) \frac{H_b}{3} \quad H_b = 27 \text{ mm}$$

$$d' = d + (2 \div 5) \text{ mm} \quad d \text{ (mm) diamètre du crochet } d = 70 \text{ mm}$$

en négligeant le trou de diamètre D à la hauteur t on aura

$$h_t \geq \sqrt{\frac{3 Q_u l}{2(B-d') [5]}} \quad (\text{mm})$$

et

$$d_t \geq \sqrt[3]{\frac{Q_u \cdot x}{0,2 [5]}} \quad (\text{mm})$$

application

$$B = 137 \text{ mm} \quad , \quad L = 137 \text{ mm}$$

$$t = 8 \text{ mm} \quad , \quad d' = 74 \text{ mm}$$

$$l = 230 \text{ mm} \quad x = \frac{l-L}{2} = \frac{230-137}{2} = 46,5 \text{ mm} \quad \text{Acier A37 avec } \sigma_e = 235 \frac{\text{daN}}{\text{mm}^2}$$

$$h_t \geq \sqrt{\frac{3 \cdot 120000 \cdot 230}{2 \cdot (137-74) \cdot \frac{235}{1,9}}} = 72,89 \text{ mm}$$

Pour des raisons de montage on adoptera une hauteur de

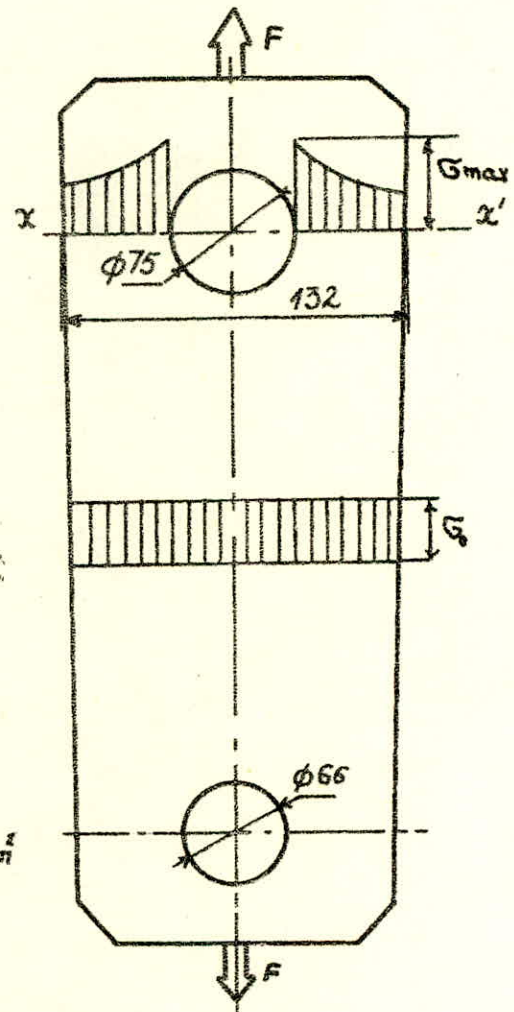
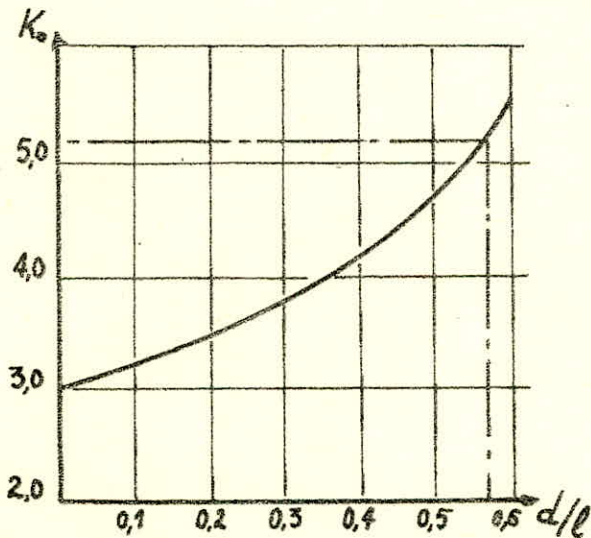
$$h_t = 78 \text{ mm}$$

$$d_t \gg \sqrt[3]{\frac{120000 \cdot 46,5 \cdot 1,9}{0,2 \cdot 235}} = 60,08 \text{ mm}$$

on prendra

$$d_t = 66 \text{ mm}$$

h/ détermination de l'épaisseur du renfort.



Calcul à partir de la section x-x'

$$\frac{d}{l} = \frac{75}{132} = 0,57$$

$$K_0 = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_0} = 5,2 \quad , \quad \sigma_{\max} = 5,2 \cdot \sigma_0$$

$$\sigma_0 = \frac{Q_u + P_c}{2} \cdot \frac{1}{l \cdot e} = \frac{120000 + 295}{2 \cdot 132 \cdot e} = \frac{455,66}{e} \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma] \quad , \quad 5,2 \sigma_0 \leq [\sigma]$$

$$\text{avec } [\sigma] = \frac{335}{1,9} \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{acier XC38}$$

$$\frac{5,2 \cdot 455,66}{e} \leq \frac{335}{1,9} \quad \text{donc } e \geq \frac{5,2 \cdot 455,66 \cdot 1,9}{335} = 13,44 \text{ mm}$$

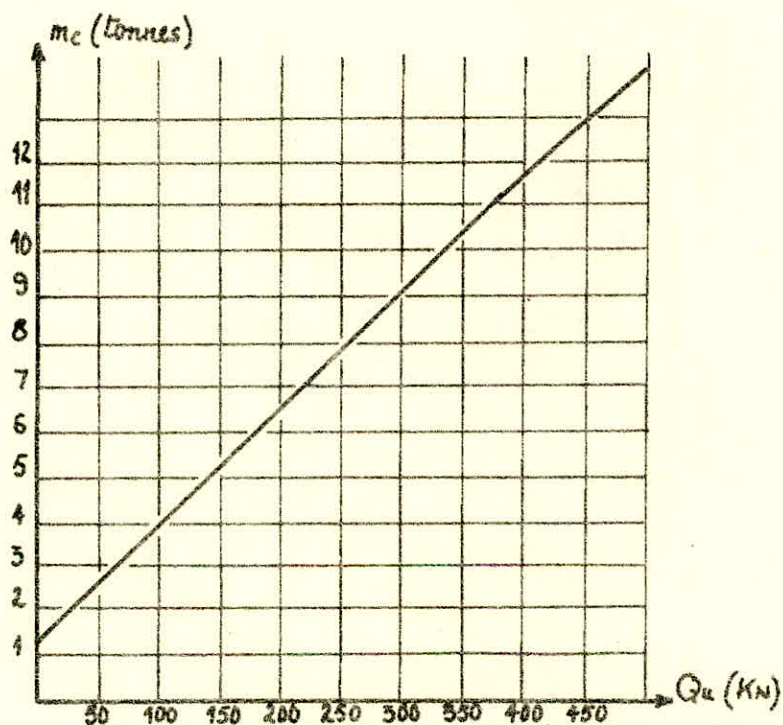
on adoptera une épaisseur $e = 14 \text{ mm}$

2-3 : MECANISME DE DIRECTION

2-3-1 : Parametres initiaux - choix cinématique

- . charge utile ----- $Q_u = 120 \text{ KN}$
- . vitesse de direction ----- $V_d = 25 \text{ m/min}$
- . Facteur de marche ----- $FM = 25\%$
- . regime de fonctionnement ----- $\text{II (FEM)} = 3 \text{ m}$
- . Pente maximale des rails ----- $\alpha = 0,002 \text{ rd}$
- . Pression du vent ----- à déterminer ultérieurement

la détermination du poids propre du chariot dont la valeur est nécessaire pour une étude assez exacte de ce mécanisme est faite à la base des données statistiques des constructions déjà en service.

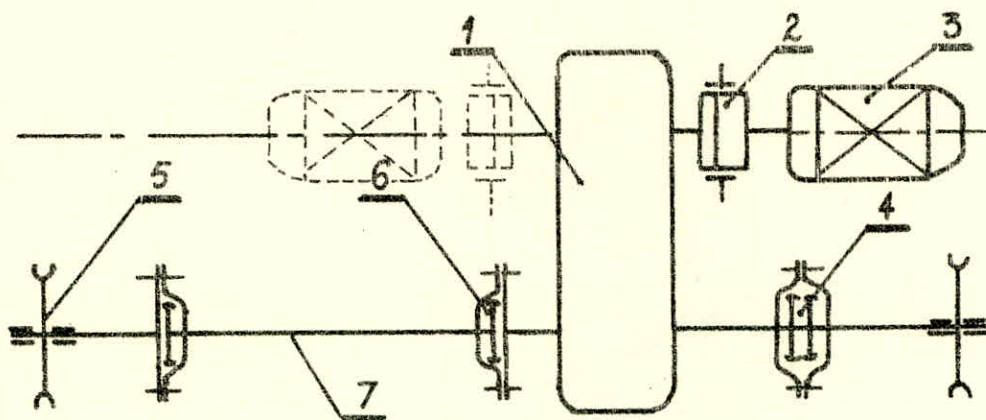


Pour $Q_u = 120 \text{ KN}$ \Rightarrow masse chariot G_c

$$G_c = 4,7 \text{ t}$$

b/ choix cinématique

- 1- Reducteur vertical
- 2- accouplement elastique
- 3- moteur electrique
- 4- manchon à engrenage
- 5- galet moteur
- 6- demi manchon à engrenage
- 7- arbre de transmission



Remarque : cette disposition permettra de faire un déplacement de centre de gravité du chariot à vide pour une bonne uniformité de répartition des forces sur les galets

2-3-2 : calculs préliminaires.

2-3-2-1 : calculs des galets

On supposant que les charges soient uniformément réparties sur les galets et en admettant un poids de captage $G_{cp} = 0,75 \text{ Kn}$ on aura

$$Q_g = \frac{Q_u + G_m + G_c + G_{cp}}{4} \quad \text{avec}$$

Q_g (KN) charge par galet

G_m (KN) poids du moufle

G_c (KN) poids du chariot

4 . nombre de galets

$$Q_g = \frac{120 + 0,75 + 0,75 + 47}{4} = 42,125 \text{ Kn}$$

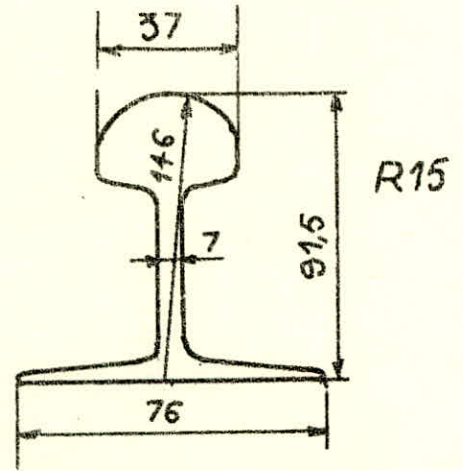
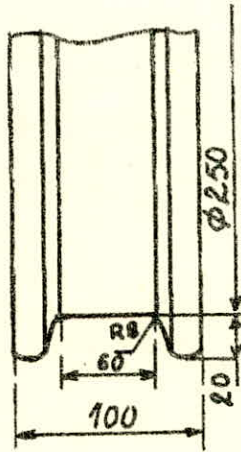
$$Q_g = 42,125 \text{ KN}$$

le système galets est un ensemble normalisé de galet, boîtier, roulements
notre choix s'est porté sur un système galet-rail à surface bombée
(contact ponctuel) type 250/R15, dépendant essentiellement du

1. régime de fonctionnement

2. vitesse de direction

3. charge par galet



Verification de la pression de contact:

on choisit le type de matériau, la dureté de la surface de contact et respectivement le traitement thermique en fonction des contraintes de contact
cette contrainte est déterminée d'après la formule de Hertz par

$$\sigma_c = k^3 \sqrt{\frac{F_e \cdot E_{moy}^2}{r_{max}^2}} \leq [\sigma_c] \text{ (Pa) avec}$$

. σ_c (Pa) contrainte de contact ponctuel

. $[\sigma_c]$ (Pa) contrainte de contact ponctuel admissible

. k coefficient exprimant le rapport des rayons (galet-rail)

Pour un rapport $\frac{r_g}{r_r}$ ou $\frac{r_r}{r_g} = \frac{125}{146} = 0,856$ avec r_g : rayon galet
 r_r : rayon rail

on donne $k = 0,4$

. F_e (N) force équivalente chargeant le galet

$$F_e = k_1 \cdot k_2 \cdot Q_g \text{ avec}$$

k_1 coefficient exprimant la variation de la charge sur galet

$$k_1 = \sqrt[3]{\frac{1}{2} \left(1 + \frac{1}{\left(1 + \frac{Q_u}{G_m + G_c + G_p} \right)^3} \right)}$$

$$k_1 = \sqrt[3]{\frac{1}{2} \left(1 + \frac{1}{\left(1 + \frac{120}{0,75 + 0,75 + 47} \right)^3} \right)} = 0,8$$

k_2 coefficient exprimant le régime de fonctionnement
régime moyen II $\Rightarrow k_2 = 1,2$

$$F_e = 0,8 \cdot 1,2 \cdot 42,125 = 40,44 \text{ kN}$$

en prenant le même matériau pour les deux éléments en contact
on aura $E_g = E_r = E_{\text{moy}}$

Pour l'acier $E_{\text{moy}} = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ (N/m}^2\text{)}$

$$r_{\text{max}} = \sup(r_g, r_r) = \sup(125, 146) = 146 \text{ mm}$$

donc

$$\sigma_c = 0,4 \sqrt[3]{\frac{40440 \cdot (2,1 \cdot 10^{11})^2}{(0,146)^2}} = 1749,4 \cdot 10^6 \text{ (Pa)}$$

$\sigma_c = 1749,4 \text{ MPa}$

Pour un acier XC42 ayant une dureté Brinell (350 ÷ 450) HB la contrainte admissible $[\sigma_c] = 1800 \text{ MPa} > \sigma_c = 1749,4 \text{ MPa}$.

2-3-2-2: calcul de résistance au mouvement du chariot

$$W = W_h \pm W_p \pm W_v \text{ (N) avec}$$

. $W \text{ (N)}$ résistance totale au mouvement

- a.. $W_h \text{ (N)}$ résistance au chemin horizontal
- b.. $W_p \text{ (N)}$ résistance à la pente du chemin
- c.. $W_v \text{ (N)}$ résistance au vent opposé.

- a- $W_h = (Q_u + G_m + G_p + G_c) \cdot \xi$

ξ coefft de résistance spécifique $\xi = \frac{2f + \mu d \cdot k_r}{D_g}$

. f coefficient de frottement de roulement

Pour $D_g = 250 \text{ mm}$ (acier) $f = 0,04$

. μ coefficient de frottement dans les roulements (palier) galets

$\mu = 0,015$

. k_r coefficient de frottement des boudins sur les rails $k_r = 2,0$

. $d \text{ (mm)}$ diamètre de la bague intérieure du roulement $d = 50 \text{ mm}$

donc $\xi = \frac{2 \cdot 0,04 + 0,015 \cdot 5}{25} \cdot 2,0 = 0,0124$

$$W_h = (120 + 0,75 + 0,75 + 47) \cdot 0,0124 = 2,0894 \text{ KN}$$

$$W_h = 2,0894 \text{ KN}$$

$$\text{-b- } W_p = (Q_u + G_m + G_p + G_c) \cdot \sin \alpha$$

α (rd) pente maximale de chemin de roulement, pour poutre principale d'appareil de levage $\alpha = 0,002 \text{ rd}$

$$W_p = 168,5 \cdot \sin 0,002 = 0,337 \text{ KN}$$

$$W_p = 0,337 \text{ KN}$$

$$\text{-c- } W_v = p_v \cdot S \quad \text{avec}$$

p_v pression exercée par le vent (Pa)

$$p_v = q \cdot n \cdot c \cdot \beta$$

q (Pa) pression dynamique du vent dans le cas où les données météorologiques manquent on adopte $q = 250 \text{ Pa}$, pour une hauteur de l'élément au dessus du sol comprise entre (0 ÷ 20) m

n coefficient exprimant l'augmentation de la vitesse du vent en fonction de la hauteur de levage ($\leq 100 \text{ m}$, $n = 1$)

c coefficient donnant l'aérodynamisme de la construction métallique pour une construction caissonnée $c = 1,2$

β coefficient dynamique (pulsation du vent) $\beta = 1,25$

S (m²) surface actionnée par le vent

$$S = A_r S_1 + S_2$$

S_1 (m²) surface frontale du chariot pour les calculs préliminaires on l'estime à $S_1 = 1,8 \text{ m}^2$

$A_r = 1$ construction caissonnée

S_2 (m²) surface de la charge utile

suyant (FEM) $S_2 = 5 \times 1 + 7 \times 0,5 = 8,5 \text{ m}^2$

1 m² correspond à 1 tonne jusqu'à 5 tonnes

0,5 m² correspond à 1 tonne de (5 ÷ 25) tonnes

$$W_v = (250 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 1,25) \cdot (1 \cdot 1,8 + 8,5) = 3862,5 \text{ N}$$

$$W_v = 3,8625 \text{ KN}$$

la resistance totale au mot sera

$$W = 2,0894 + 0,357 + 3,8625 = 6,29 \text{ KN}$$

$$W = 6,29 \text{ KN}$$

2-3-2-3: choix des elements normalises

a/ choix du moteur électrique

la puissance statique du moteur P_s (Kw) est donnee par

$$P_s = \frac{W \cdot V_d}{1000 \cdot \eta} \quad \text{avec}$$

η rendement global du mecanisme $\eta = \eta_a \cdot \eta_z \approx 0,8$

V_d vitesse de direction $V_d = 25 \text{ m/min}$

donc

$$P_s = \frac{6290 \cdot 25}{60 \cdot 1000 \cdot 0,8} = 3,276 \text{ Kw}$$

$$P_s = 3,276 \text{ Kw}$$

on choisit un moteur MTF 111-6 à rotor bobine

caracteristiques

P catalogue ----- 4,1 Kw

Couple max ----- 87 N.m

J. inertie ----- 0,049 Kg.m²

nombre de tr/min ----- 870 tr/min

masse ----- 76 Kg

b/ choix du reducteur vertical

le choix du reducteur depend du rapport de reduction et de la puissance

la vitesse de rotation des galets N_g

$$N_g = \frac{V_d}{\pi D_g} = \frac{25}{\pi \cdot 0,25} = 31,831 \text{ tr/min}$$

$$N_g = 31,831 \text{ tr/min}$$

rapport de reduction

$$i_{rd} = \frac{N_m}{N_g} = \frac{870}{31,831} = 27,332$$

on choisit un reducteur BK350 à 3 etages avec un rapport de reduction $i_{rd} = 30,56$
avec une valeur de V_{dc} definitive de

$$V_{dc} = \frac{N_m \cdot \pi \cdot D_g}{i_{rd}} = \frac{870 \cdot \pi \cdot 0,25}{30,56} = 22,36 \text{ m/min}$$

$$V_{dc} = 22,36 \text{ m/min}$$

Caractéristiques

Puissance ----- 1,8 Kw
nombre de tr/min ----- 1000 tr/min.
led ----- 30,56
masse ----- 117 Kg

c/ choix des accouplements

C-1: accouplement moteur - réducteur

Le choix s'effectuera de la même manière que dans le cas de mécanisme de levage

$$M_a \gg k_1 \cdot k_2 \cdot M_n \quad (1)$$

M_{max} étant inconnu, la deuxième vérification est impossible, on se limitera à la vérification de (1)

$$M_n = \frac{W \cdot D_g}{2 \cdot i_{ed} \cdot \eta} \quad (\text{N.m}) \text{ moment résistant réduit à l'arbre moteur}$$

k_1, k_2 déjà choisis précédemment ($k_1 = 1,2 - k_2 = 1,1$)

$$M_a \gg 1,2 \cdot 1,1 \frac{6,29 \cdot 0,25 \cdot 10^3}{2 \cdot 30,56 \cdot 0,8} = 42,45 \text{ N.m}$$

On relève du catalogue norme BDS 2441-71 un accouplement élastique dont l'un des plateaux est modifié en tambour frein type AE 100

Caractéristiques

Couple maximum ----- 67 N.m
I. inertie ----- 0,0064 kg.m²
masse ----- 4,8 kg

C-2: accouplement galets - réducteur

suivant le schéma cinématique on a:

entre galet - réducteur, près du réducteur un manchon à engrenage
Pour l'autre galet il est nécessaire de prévoir un arbre de transmission donc obligatoirement on adoptera deux demi-manchons à engrenage

Vérification

$$\text{galet près du réducteur} \quad M_{a1} \gg k_1 \cdot k_2 \frac{W \cdot D_g}{2 \cdot \eta_1 \eta_2}$$

Pour galet loin du reducteur $M_{a2} > \frac{M_{a1}}{\eta_a}$

on trouve avec les mêmes paramètres déterminés précédemment et avec la supposition que

$\eta_g = 0,95$, rendement galet

$\eta_a = 0,98$, rendement accouplement

$M_{a1} > 1114,77 \text{ N.m}$ et $M_{a2} > 1137,52 \text{ N.m}$

d'après les normes BDS 3268-76 on choisit deux demi-manchons et un manchon de caractéristiques

$M_a = 1400 \text{ N.m}$

nombre de tr/min = 5000 tr/min

manchon à engrenage type C3

masse : 14,3 Kg

Inertie : 0,05 kg.m²

demi manchon à engrenage type C3M

masse : 31 kg

Inertie 0,12 kg.m²

2-3-3: Calculs définitifs

l'étude de la dynamique du mécanisme de direction éventuellement de translation se réduit essentiellement à quatre vérifications dont les résultats finaux permettent respectivement le choix définitif du moteur et du frein et l'établissement de la condition de non patinage des galets sur le chemin de roulement

vérification n° 1

le moment moyen de démarrage du moteur doit avoir une valeur de manière à obtenir l'inégalité

$$\bar{\sigma}_m \leq [\sigma_a] \text{ où } (\text{m/s}^2)$$

$\bar{\sigma}_m$ accélération moyenne (m/s²)

$[\sigma_a]$ accélération admissible (m/s²) $[\sigma_a] = 0,3 \text{ m/s}^2$

Pour éviter un éventuel balancement de la charge

modele mathématique

$$M_d = M_{s_d} + \frac{J \cdot \omega}{t_d} \text{ (N.m) avec } M_d \text{ moment moyen de démarrage}$$

M_{s_d} moment statique défini par

$$M_{s_d} = \frac{W \cdot D_g}{2 \cdot t_d \cdot \eta} = \frac{6290 \cdot 0,25}{2 \cdot 30,56} = 32,16 \text{ N.m}$$

$$M_{s_d} = 32,16 \text{ N.m}$$

ω (rd) vitesse rotation angulaire

$$\omega = (\pi \cdot N_m) / 30 = 91,1062 \text{ rd/n}$$

$$\omega = 91,1062 \text{ rd/s}$$

J ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$) moment d'inertie

$$J = \delta (J_{rot} + J_{acc}) + \frac{Q_c \cdot V_d^2}{g \cdot 3600 \cdot \omega^2 \cdot \eta} \quad (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$$

$\delta = 1,05 \div 1,25$ coeff^s exprimant les moments d'inertie de toutes les autres piéces tournantes

$$J = \frac{1,25 (0,049 + 0,0064) + (22,36)^2 \cdot 1685}{9,81 \cdot 3600 (91,1062)^2 \cdot 0,8} = 0,4285 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

M_n (N.m) moment d'inertie nominal

$$J = 0,4285 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$M_n = \frac{P_n}{\omega} = \frac{4100}{91,1062} = 45 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_n = 45 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_d = \frac{k_{d \max} + k_{d \min}}{2} \cdot M_n = \frac{M_{d \max} + M_{d \min}}{2}$$

$M_{d \max} = 87 \text{ N} \cdot \text{m}$ moment maximal du moteur donne par le catalogue

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

$k_{d \min}$ coefficient de multiplicité du moment minimal au démarrage.

$M_{d \min}$ étant inconnu, il sera déterminé en fonction de $k_{d \min}$ donne à partir des relevés expérimentaux suivant le facteur de marche FM

$$\text{Pour } FM = 25\% \implies k_{d \min} = 1,2 \implies M_{d \min} = 1,2 \cdot 45 = 54 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_d = \frac{87 + 54}{2} = 70,5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_d = 70,5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_d = M_{s_d} + \frac{J \omega}{t_d} = M_{s_d} + \frac{J \omega \delta_d}{V_{dc}} \implies \delta_d = \frac{(M_d - M_{s_d}) \cdot V_{dc}}{J \cdot \omega}$$

V_{dc} (m/s) vitesse de direction corrigée.

$$\delta_d = \frac{(70,5 - 32,16) \cdot 22,36}{0,4285 \cdot 91,1062} = 0,366 \text{ m/s}^2 > [\delta_d] = 0,3 \text{ m/s}^2$$

la valeur de l'accélération moyenne du chariot étant dans ce cas supérieure à δ_a on est obligé d'adopter successivement les solutions technologiques suivantes pour essayer d'atteindre la valeur de δ_a :

- jouer sur la résistance du Rheostat de démarrage
- charger encore plus les galets moteurs en déplaçant la position du centre de gravité du chariot

- adjoindre un volant d'inertie sur l'arbre moteur
- augmenter le diamètre des galets
- augmenter le nombre de galets pour ce mecanisme

verification n° 2

le moment maximal de demarrage doit avoir une valeur tel que l'inegalite si dessous soit verifiee

$$\delta_{max} \leq [\delta_{maxa}] \text{ (m/s}^2\text{)} \quad \text{avec}$$

δ_{max} : accélération maximale lorsque le chariot est à vide

δ_{maxa} : accélération admissible à vide

Remarque:

l'indice 0 exprime dans chaque cas les parametres et resultats du chariot à vide on doit verifier que :

$$M_d \leq M_{sd_0} + \frac{J_0 \omega}{t_{d_0}} = M_{sd_0} + \frac{J_0 \omega \delta_{maxd}}{V_{dc}}$$

. M_{sd_0} (N.m) moment statique à vide

$$M_{sd_0} = \frac{W_0 D g}{2 L r \eta}$$

. $W_0 = W_{h_0} \pm W_{p_0} \pm W_{v_0}$ (N)

$$W_{h_0} = (G_m + G_p + G_c) \cdot \xi = (0,75 + 0,75 + 47) \cdot 0,0124 = 0,6014 \text{ KN}$$

$$W_{p_0} = (G_m + G_p + G_c) \cdot \sin \alpha = (0,75 + 0,75 + 47) \cdot \sin 0,002 = 0,097 \text{ KN}$$

$$W_{v_0} = p_v \cdot A_R \cdot S_1 \quad (S_2 = 0 \Rightarrow Q_u = 0)$$

$$W_{v_0} = 1,25 \cdot 1,2 \cdot 250 \cdot 1 \cdot 1,8 = 0,675 \text{ KN}$$

donc $W_0 = 0,6014 + 0,097 + 0,675 = 1,3734 \text{ KN}$

$$W_0 = 1,3734 \text{ KN}$$

$$M_{sd_0} = \frac{1,3734 \cdot 10^3 \cdot 0,25}{2 \cdot 30,56 \cdot 0,8} = 7,022 \text{ N.m}$$

$$M_{sd_0} = 7,022 \text{ N.m}$$

. J_0 (kg.m²) moment d'inertie du chariot à vide

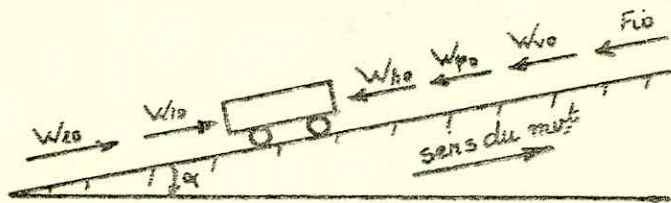
$$J_0 = 1,25(0,049 + 0,0064) + \frac{48500(22,36)^2}{9,81 \cdot 60^2 \cdot 91,1062^2 \cdot 0,8} = 0,17265 \text{ kg.m}^2$$

$$J_0 = 0,17265 \text{ kg.m}^2$$

. determination de δ_{maxd} .

$$(*) W_{10} = k_{s0}(W_{h_0} + W_{p_0} + W_{v_0} + F_{10} - W_{20}) \text{ (N) avec}$$

k_{s0} coefficient de securite de frottement galet sur rail $k_{s0} = 1,2$



. W_{10} (N) : force de frottement au niveau de la surface des galets moteurs

$W_{10} = G_{co} \cdot \mu g$ avec G_{co} : charge sur les galets à vide

$$G_{co} = \frac{Z_D}{Z_{TD}} \cdot G_c \quad \text{où } Z_D : \text{nombre de galets moteurs} = 2$$

Z_{TD} : nombre total de galets = 4

G_c : poids propre du chariot

$$G_{co} = \frac{1}{2} G_c$$

μg : coefficient de frottement galet sur rail

$\mu g = 1,2$ pour chariot travaillant en plein air

. W_{20} (N) : force de frottement dans les paliers des galets moteurs et des boudins sur rail

$$W_{20} = G_{co} \cdot \frac{\mu d k_r}{Dg}$$

$$. W_{p_0} = G_c \cdot \alpha$$

$$. W_{h_0} = G_c \cdot \xi$$

$$. W_{v_0} = \rho_v A_r S_1, \quad S_1 = 1,8 \text{ m}^2, \quad A_r = 1$$

. F_{io} (N) force d'inertie du chariot à vide

$$F_{io} = m_0 \cdot \delta_{\text{max}d} \quad \text{avec } m_0 = G_c/g$$

$\delta_{\text{max}d}$: accélération maximale admissible au démarrage (m/s^2)

en remplaçant ds (*) on tire l'expression de $\delta_{\text{max}d}$:

$$\delta_{\text{max}d} = \left[\frac{G_{co}}{G_c} \left(\frac{\mu g}{k_{s0}} + \frac{\mu d k_r}{Dg} \right) - \xi - \alpha - \frac{\rho_v \cdot A_r \cdot S_1}{G_c} \right] \cdot g$$

$$\delta_{\text{max}d} = \left[\frac{1}{2} \left(\frac{0,12}{1,2} + \frac{0,015 \cdot 50 \cdot 2}{250} \right) - 0,0124 - 0,002 - \frac{375 \cdot 1 \cdot 1,8}{47000} \right] \cdot 9,81 = 0,238$$

donc

$$M_d \leq 7,022 + \left(\frac{0,17265 \cdot 91,1062 \cdot 60 \cdot 0,238}{22,36} \right) = 17,07 \text{ N.m.}$$

$$\boxed{\delta_{\text{max}d} = 0,238 \text{ m/s}^2}$$

l'inégalité n'est pas respectée pour la deuxième fois pour cela la solution retenue est l'augmentation de l'inertie de l'ensemble en plaçant un volant d'inertie sur l'arbre moteur que nous allons dimensionner ici :

$$J_0' \gg \frac{(M_d - M_{sd_0}) \cdot v_{dc}}{\omega \cdot \delta_{\max d}}$$

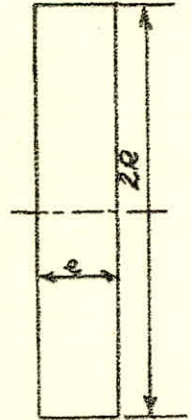
$$J_0' \gg \frac{(70,5 - 7,022) \cdot 22,36}{60 \cdot 0,238 \cdot 91,1062} = 1,091 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$J_v = J_0' - J_0$ kg.m² avec J_v : moment d'inertie du volant

$$J_v = 1,091 - 0,17265 = 0,91833 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\left. \begin{aligned} J_v &= \frac{1}{2} m_v R^2 \\ m_v &= \rho \pi R^2 \cdot e \end{aligned} \right\} R = \sqrt[4]{\frac{2 J_v}{\pi \rho e}}$$

$$R = \sqrt[4]{\frac{2 \cdot 0,91833}{\pi \cdot 7,85 \cdot 10^3 \cdot 0,07}} = 0,180 \text{ mm}$$



$$R = 180 \text{ mm}$$

avec $\rho = 7,85 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3$ masse volumique de l'acier
masse du volant

$$m_v = 7,85 \cdot \pi \cdot 0,18^2 \cdot 0,0710^3 = 55,93 \text{ kg}$$

$$m_v = 55,93 \text{ kg}$$

cette augmentation permet de réduire δd et rester dans les limites admissibles

verification n° 3

avec un chargement nominal, le moment de freinage ne doit pas faire dépasser l'accélération moyenne admissible

$$M_f \leq J_f \frac{\omega [8\alpha]}{v_{dc}} - M_{sf} \text{ (N} \cdot \text{m) avec}$$

M_{sf} (N.m) moment statique pendant le freinage

$$M_{sf} = \frac{W \cdot Dg}{2 Lr} \eta = M_{sd} \cdot \eta^2$$

$$M_{sf} = 32,16 \cdot 0,8^2 = 20,58 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{sf} = 20,58 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$J_f = \delta (J_{rot} + J_{acc}) + \frac{(G_u + G_p + G_m + G_c) \cdot v_{dc}^2}{g \cdot \omega^2} \eta + J$$

$$J_f = 1,25 \cdot (0,049 + 0,0064) + \frac{168500 \cdot 22,36^2 \cdot 0,8}{(91,1062)^2 \cdot 9,81 \cdot 60^2} + 0,918 = 1,2175 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_f = 1,2175 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$M_f \leq \frac{1,2175 \cdot 91,1062 \cdot 0,3 \cdot 60}{22,36} - 20,58 = 68,71 \text{ N} \cdot \text{m}$$

comme choix de frein on peut utiliser un TKT 200/100 (norme russe) avec un moment de freinage de 40 N.m en regle avec l'inegalite si dessus.
 verification de non entrainement par le vent (hors service)

$$M_v = k \frac{(W_{p0} + W_{v0} - W_{h0})}{2 \cdot l_a} \cdot D_g \cdot \eta \quad (\text{N} \cdot \text{m})$$

dans le cas appareil hors service $q_{v0} = 700 \text{ Pa}$. donc

$$W_{v0} = p_{v0} \cdot A_r S_i = 700 \cdot 1,25 \cdot 1,2 \cdot 1,8 = 1890 \text{ N}$$

$$M_v = 1,75 \frac{(97 + 1890 - 601,4) \cdot 0,25 \cdot 0,8}{2 \cdot 30,56} = 7,934 \text{ N} \cdot \text{m}$$

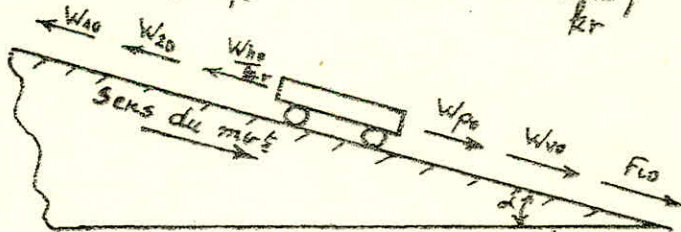
le couple de frein resiste à la force du vent maximum

$$M_v = 7,934 \text{ N} \cdot \text{m} < M_{fcat} = 40 \text{ N} \cdot \text{m}$$

verification n° 4

sans chargement (à vide), le moment de freinage ne doit pas faire dépasser l'acceleration moyenne admissible imposee par les conditions de non patinage.

$$W_{h0} = k_{s0} \left(W_{p0} + W_{v0} + F_{i0} - W_{z0} - \frac{W_{h0}}{k_r} \right) \quad (\text{N})$$



$$G_{c0} \mu_g = k_{s0} \left(G_{c0} \alpha + p_v A_r S_i + m_0 \delta_{max f} - \frac{G_{c0} \mu_g}{k_r} - G_{c0} \frac{\mu_d}{D_g} \right)$$

d'où on tire l'expression :

$$\delta_{max f} = \left[\frac{G_{c0}}{G_c} \left(\frac{\mu_g}{k_{s0}} + \frac{\mu_d}{D_g} \right) + \frac{q}{k_r} - \alpha - \frac{p_v A_r S_i}{G_c} \right] \cdot g$$

$$\delta_{max f} = \left[\frac{1}{2} \left(\frac{0,12}{1,2} + \frac{0,015 \cdot 50}{250} \right) + \frac{0,0124}{2} - 0,002 - \frac{375 \cdot 1,18}{47000} \right] \cdot 9,81 = 0,405$$

$$\delta_{\max f} = 0,405 \text{ m/s}^2$$

modele mathematique

$$M_f \leq J_{fo} \cdot \frac{\omega \delta_{\max f}}{V_{dc}} - M_{sfo} \text{ (N.m)}$$

avec

$$M_{sfo} = \frac{W_o \cdot Dg \cdot \eta}{2 \cdot Lr}$$

$$M_{sfo} = \frac{1373,4 \cdot 0,25 \cdot 0,8}{2 \cdot 30,56} = 4,494 \text{ N.m}$$

$$J_{fo} = \delta (J_{rot} + J_{acc}) + \frac{(G_c + G_p) \cdot V_{dc} \cdot \eta}{g \cdot \omega^2} + J_v$$

$$J_{fo} = 1,25 (0,049 + 0,0064) + \frac{47750 \cdot 22,36^2 \cdot 0,8}{9,81 \cdot 3600 \cdot 91,1062^2} + 0,918 = 1,053 \text{ kg.m}^2$$

$$J_{fo} = 1,053 \text{ kg.m}^2$$

$$M_f \leq \frac{1,053 \cdot 91,1062 \cdot 0,405 \cdot 60}{22,36} - 4,494 = 99,764 \text{ N.m}$$

le frein est bien choisi, l'inegalite est largement respectee.

distance de freinage:

acceleration moyenne de freinage

$$a_{mf} = (M_{f_{scat}} - M_{sfo}) \cdot \frac{V_{dc}}{J_{fo} \cdot \omega} \text{ (m/s}^2\text{)}$$

$$a_{mf} = (40 - 4,494) \cdot \frac{22,36}{60 \cdot 1,053 \cdot 91,1062} = 0,138 \text{ m/s}^2$$

$$a_{mf} = 0,138 \text{ m/s}^2$$

longueur de freinage l_f

$$l_f = \frac{V_{dc}^2}{2 \cdot a_{mf}}$$

$$l_f = \frac{22,36^2}{3600 \cdot 2 \cdot 0,138} = 0,5032 \text{ m}$$

$$l_f = 503,2 \text{ mm}$$

2-4: CHASSIS DU CHARIOT

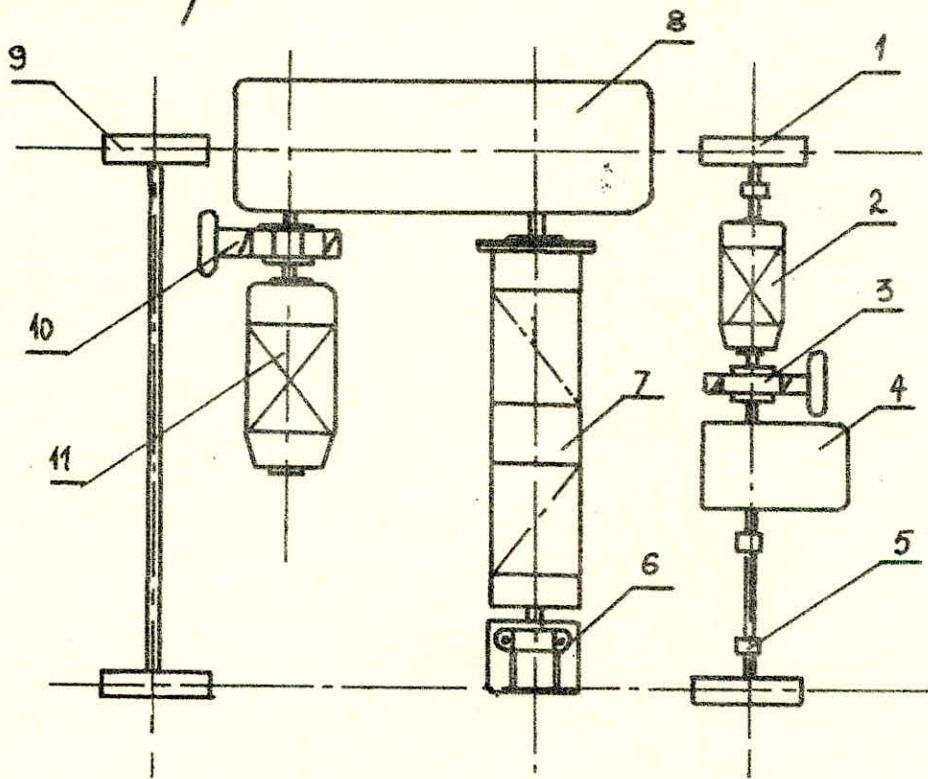
2-4-1: Generalités

le chassis d'un chariot doit avoir la possibilité d'absorber les forces issues des éléments mécaniques montés sur lui et de les transmettre aux appuis plus précisément aux galets de roulement en respectant l'uniformité de la répartition des charges suivant une bonne disposition de ses éléments mécaniques.

C'est un ensemble de croisement de fer lamine normalisée, tôles à bord tombé ou dans le cas de grande charge en poutrelles à âme pleine, assemblées par soudure ou rivetage.

Sa forme (disposition des poutres) dépend essentiellement du schéma cinématique plus exactement du placement du centre de gravité du système mécanique.

2-4-2: Recherche du centre de gravité du chariot a) choix cinématique



- | | | |
|-----------------------|-----------------|------------------------|
| 1- galet moteur | 5- accouplement | 9- galet fou |
| 2- moteur électrique | 6- palier | 10- accouplement-frein |
| 3- accouplement-frein | 7- tambour | 11- moteur électrique |
| 4- reducteur vertical | 8- reducteur | |

6/ Exposition de la méthode d'obtention du schéma cinématique

le but principal de cette méthode se résume en une coïncidence du centre de gravité du système avec le centre géométrique du chariot

en considérant comme suppositions préliminaires que le châssis principal étant symétrique par rapport à son axe longitudinal et que son centre de gravité se situe au milieu, on s'est basé sur le principe de déplacement des différents éléments des mécanismes sur différentes positions pour réaliser cette coïncidence dans le cas extrême de non satisfaction de ce but, il est préférable d'avoir le centre de gravité du chariot le plus près possible des galets moteurs que des galets fous pour éviter le patinage au démarrage

Remarque

On ne mentionnera que les résultats de cette recherche

1- masse des éléments du mécanisme de levage

. masse du moteur et de ses accessoires de fixation	240 kg
. masse de l'accouplement	49,9 kg
. masse du frein et de ses accessoires de fixation	70 kg
. masse du réducteur et de ses accessoires	815 kg
. masse du tambour et de son arbre	178 kg
. masse du palier et de son support	63 kg
. masse du moufle, câble et charge	12343 kg
. masse du moufle et câble à vide	110 kg
. masse de la chape et poulie	110 kg

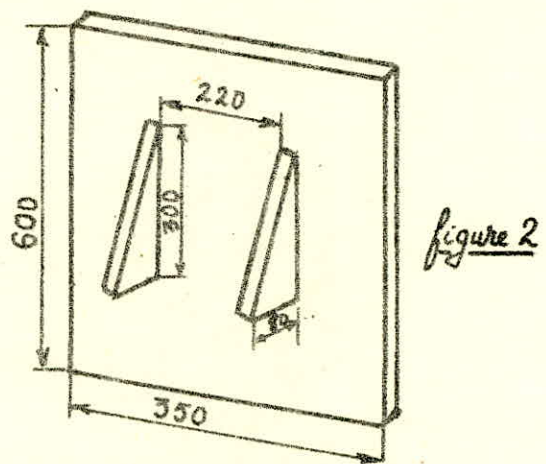
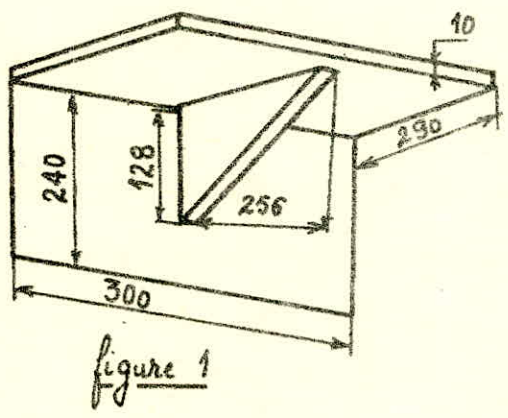
2- masse des éléments du mécanisme de direction

. masse du moteur et de ses accessoires de fixation	77 kg
. masse accouplement	4,84 kg
. masse frein et accessoire de fixation	27 kg
. masse réducteur vertical et accessoires de fixation	118 kg
. masse volant d'inertie	38,3 kg
. masse des manchons	14,3 kg
. masse demi manchon plus arbre intermédiaire	44 kg

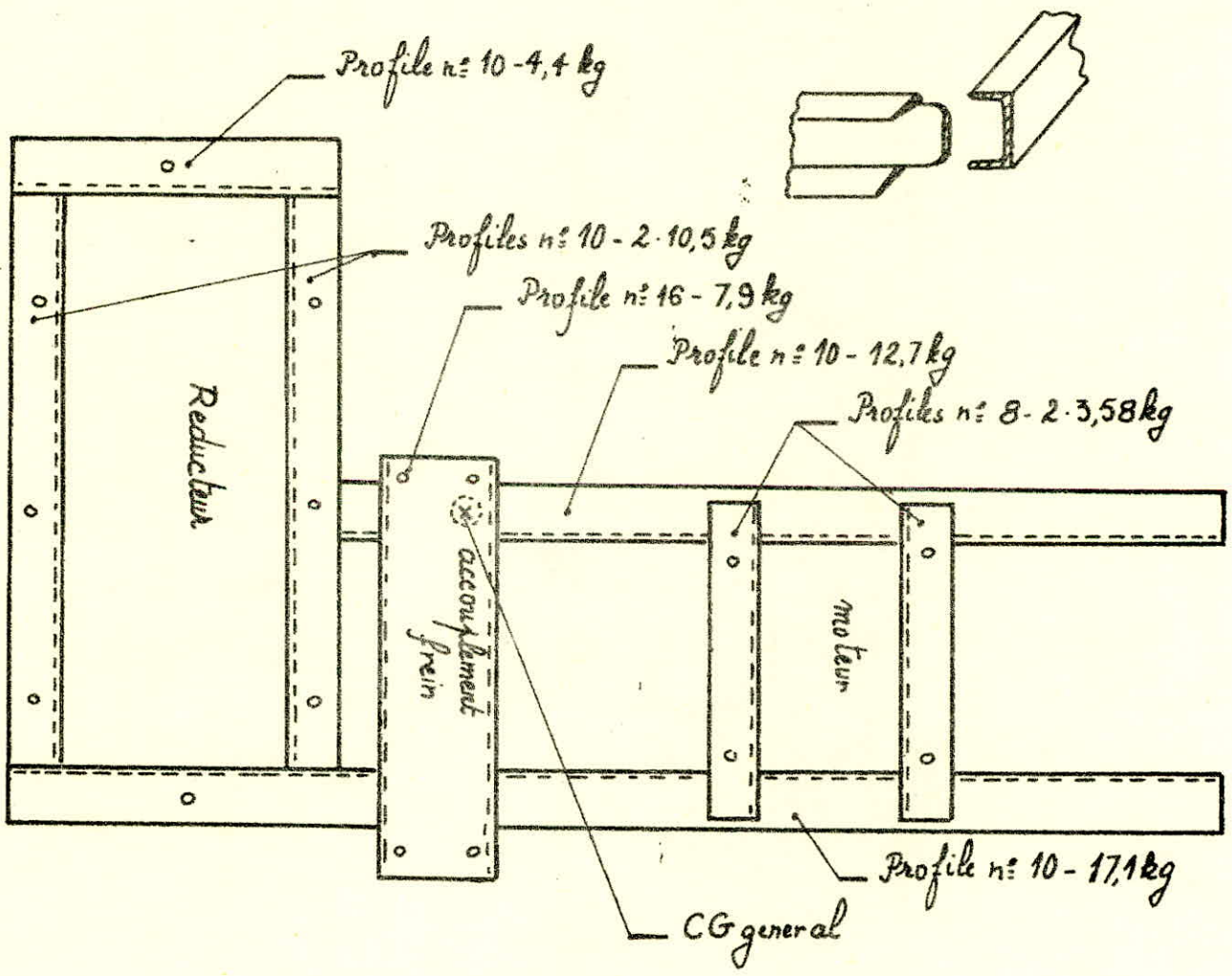
3- masse des éléments complémentaires

. châssis de surelevation (voir fig)	68 kg
--------------------------------------	-------

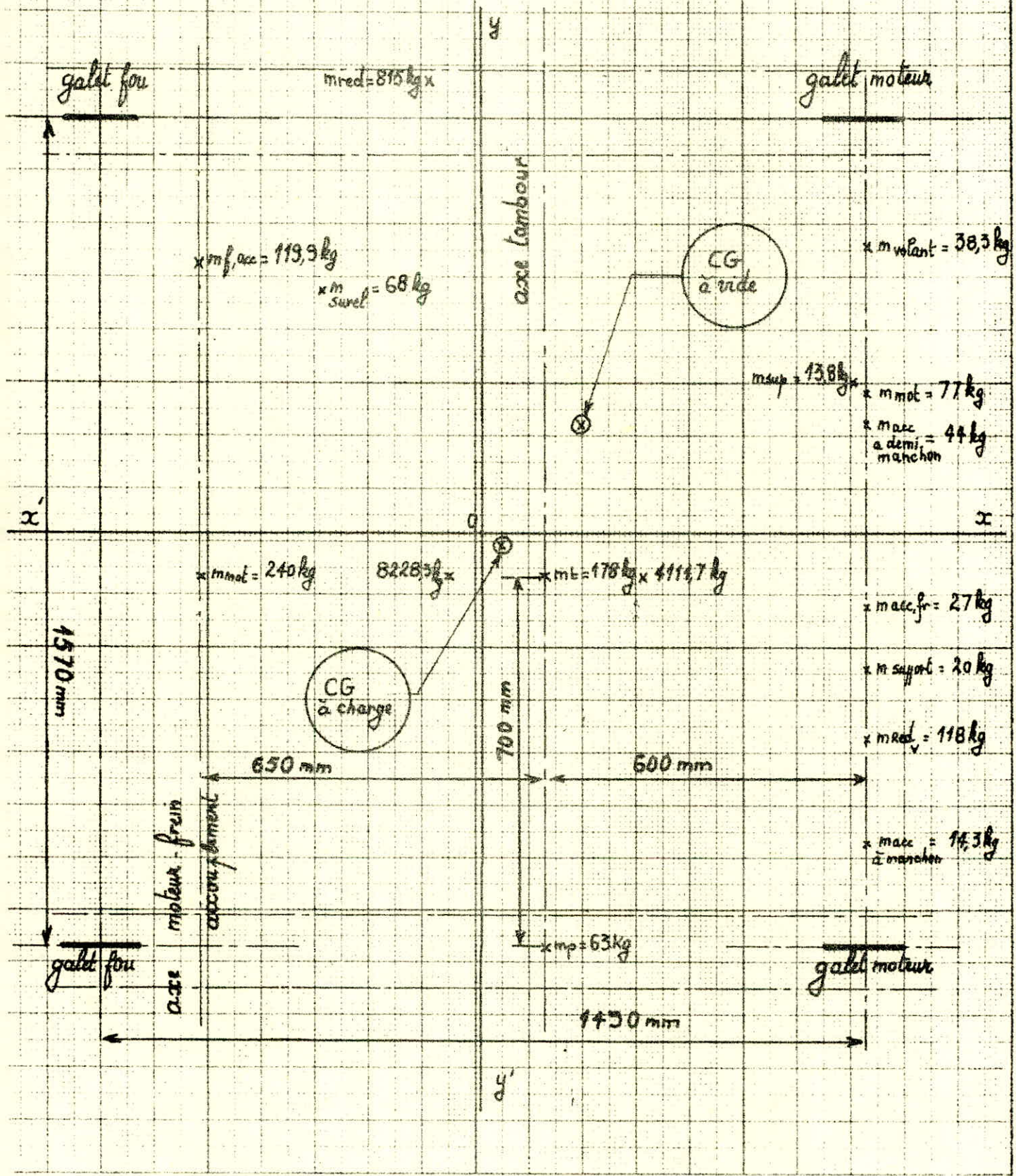
- . masse du capotage en considérant un tôle de 1mm d'épaisseur ----- 75 kg
- . masse support moteur fig 1 ----- 13,8 kg
- . masse support accouplement - frein - Reducteur fig 2 ----- 20 kg



Centre de gravite du chassis de surelevation
Poutres en U- norme GOST 8240-56



Recherche du centre de gravité du chariot



avec O centre géométrique du châssis on trouve :

. coordonnées du centre de gravité à charge par rapport à O
CG_{ch} / $x = 45 \text{ mm}$ $y = -25 \text{ mm}$

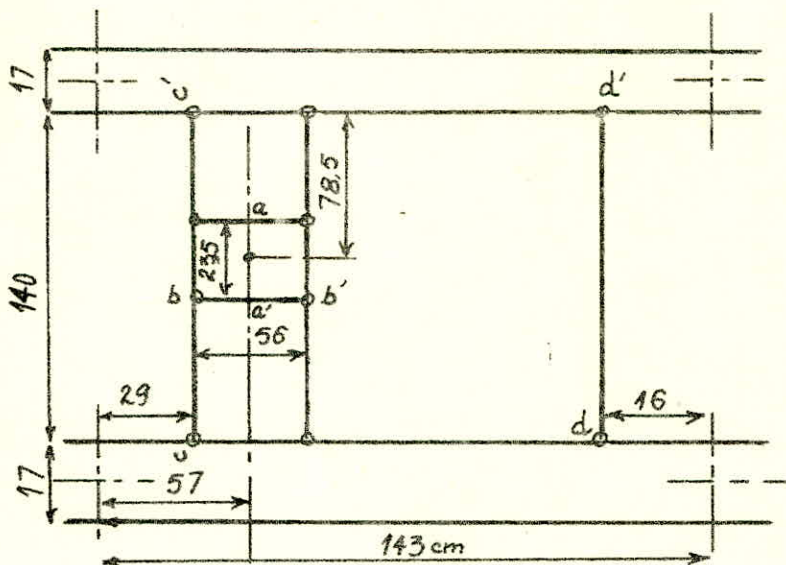
. coordonnées du centre de gravité à vide par rapport à O
CG_v / $x = 185 \text{ mm}$ $y = 220 \text{ mm}$

2-4-3 : calcul du châssis

2-4-3-1 : élaboration et détermination de la construction du châssis

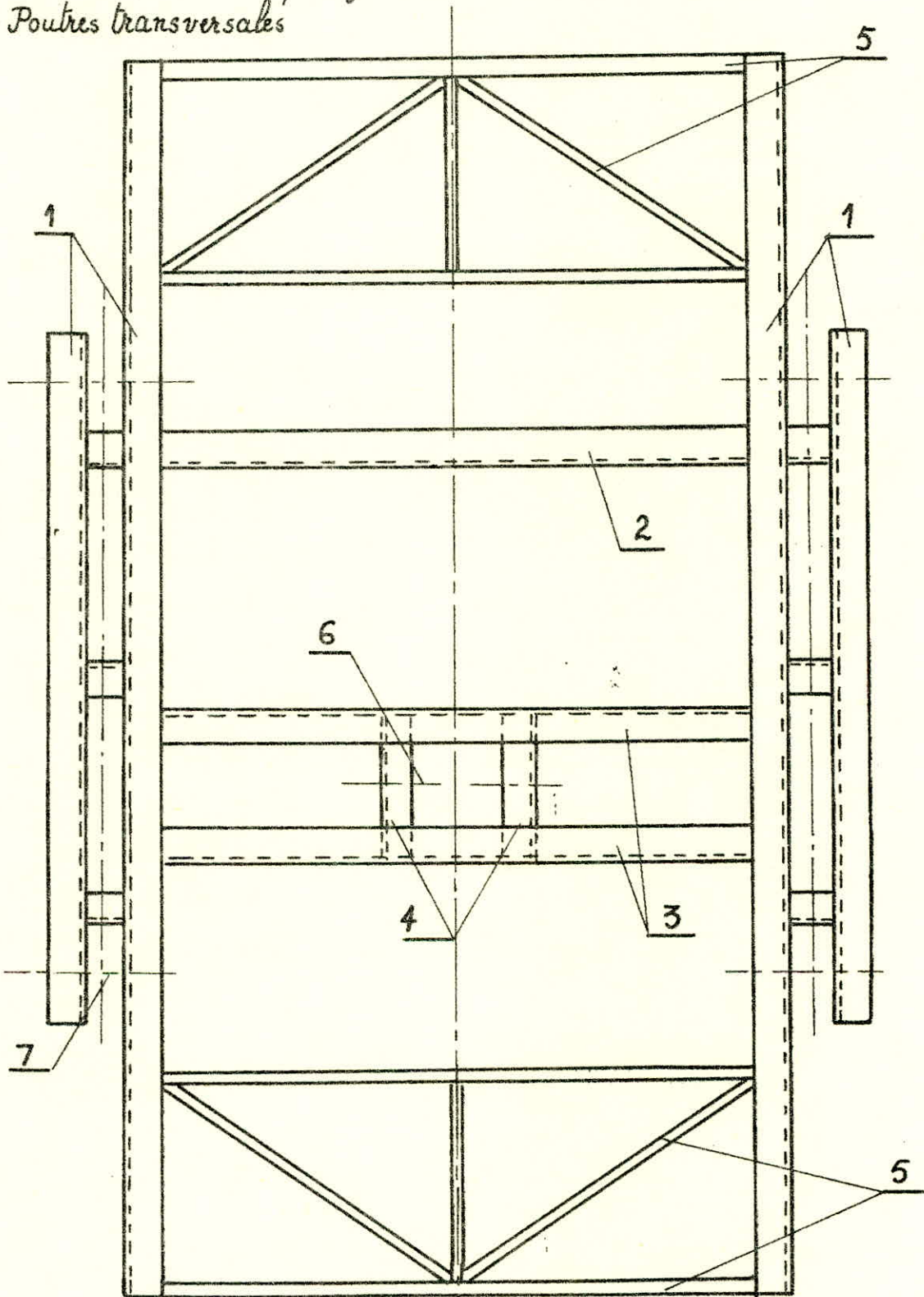
le calcul exact du châssis est extrêmement complexe, il représente un système hyperstatique d'ordre très élevé, sollicité par un grand nombre de forces résultant des charges, réactions des engrenages, des couples moteurs et frein et d'autres part par le poids propre des éléments mécaniques et des poutres qui le constituent en pratique on se réserve ce type de difficulté et on s'emploie généralement à un calcul des plus sommaire et approximatif, en prenant en considération que les forces principales résultant de la charge (solicitations sur la chape et sur le tambour), réactions des paliers du tambour et en admettant que l'ensemble des poutres de ce système s'appuient d'une façon statique les unes aux autres si bien qu'on peut déterminer les réactions par les conditions d'équilibre. On pourra progresser d'une poutre à l'autre sous le principe de la permutation des réactions en charges en calculant et dimensionnant chaque poutre comme étant une poutre sur deux appuis simples.

2-4-3-2 : calcul à la résistance des éléments du châssis



esquisse chassis du chariot

- 1- Poutres principales
- 2- Poutres transversales pour fixation mecanisme de direction
- 3- Poutres transversales



- 4- chape
- 5- cornieres pour la fixation du parapet
- 6- axe des poulies
- 7- axe galet

a/ calcul des poutres transversales

- calcul des poutres supportant la chape

. Poutre a a' (axe poutres)

. réactions

$$R_1 = R_2 = 40360 \text{ N}$$

. moment fléchissant maximum

$$M_{f\max} = R_1 \cdot x = 40360 \cdot 0,235/2 = 474230 \text{ N}\cdot\text{m}$$

. Poutre b b'

. Réactions

$$R_3 = R_4 = 20180 \text{ N}$$

. moment fléchissant max

$$M_{f\max} = 20180 \cdot 0,28 = 565040 \text{ N}\cdot\text{m}$$

En prenant, une contrainte admissible assez faible par mesure de sécurité

$$[\sigma] = 800 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

le module de résistance W_{xx} de la poutre sera

$$W_{xx} = \frac{M_{f\max}}{[\sigma]}$$

$$W_{xx} = \frac{565040}{8000} = 70,63 \text{ cm}^3$$

pour un premier choix on optera dans ce cas pour un profile UPN n° 16 norme GOST 8240-72 avec un $W_{xx} = 93,4 \text{ cm}^3$

. Poutre transversale c c'

. Réactions

$$R_5 = 22630 \text{ N}$$

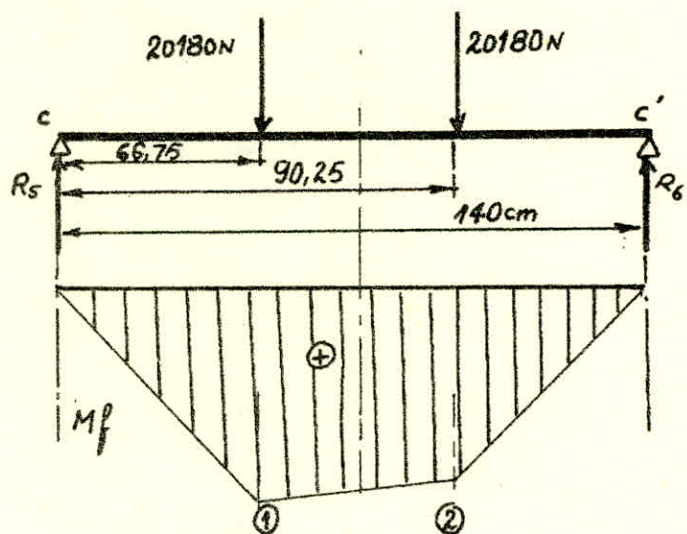
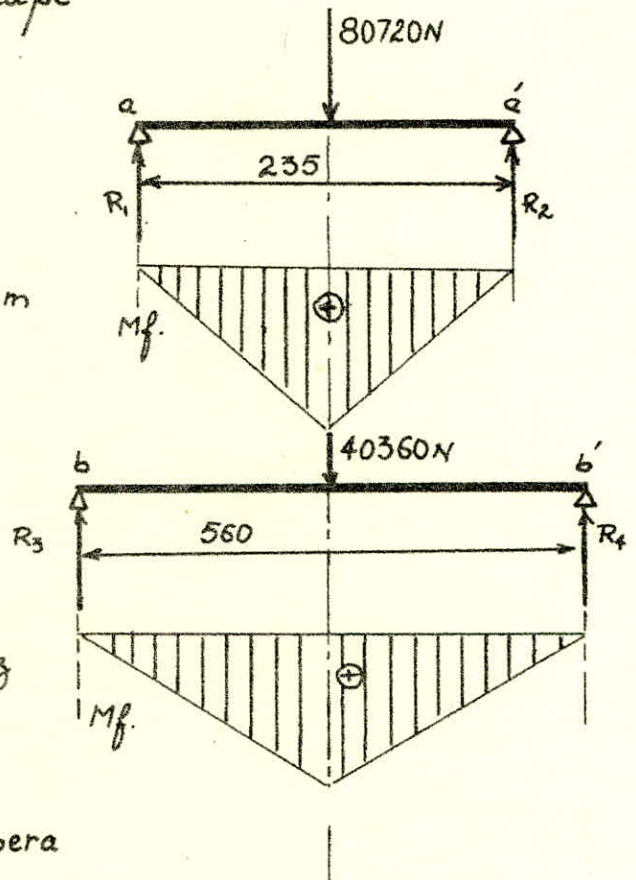
$$R_6 = 17730 \text{ N}$$

. moment fléchissant pts critiques

$$M_{f①} = 1183447,5 \text{ N}\cdot\text{cm}$$

$$M_{f②} = 1125902,5 \text{ N}\cdot\text{cm}$$

$$W_{xx} = \frac{M_{f①}}{[\sigma]} = \frac{1183447,5}{8000} = 148 \text{ cm}^3$$



on choisira un profile avec une assez bonne marge de securite

UPN n°20a norme GOST 8240-72 avec $W_{xx} = 167 \text{ cm}^3$

Note: Pour des raisons economiques de fabrication, de montage et d'approvisionnement on se limitera dans les calculs à ce meme choix du type de profile néanmoins il suffira simplement de verifier la condition déjà utilisée $\frac{M_f}{W_{xx}} \leq [\sigma] = 8000 \text{ N/cm}^2$

naturellement le choix déjà effectue du profile au niveau des poutres supportants la chape sera change en profile UPN 20a (la condition étant toujours verifiee)

Poutre transversale d d'

cette poutre n'étant sollicitée par aucune force exterieure de celle déjà supposee précédemment, seulement de son poids propre et le poids de quelques éléments du mecanisme de direction, son dimensionnement sera le même que les poutres cc' (UPN 20a) en considerant la même note que si dessus,

b/ Calcul des poutres principales

Reactions

$$R_7 = 29173,6 \text{ N}$$

$$R_8 = 35383,4 \text{ N}$$

moment flechissant points critiques

$$M_{f1} = 1026118,6 \text{ N}\cdot\text{cm}$$

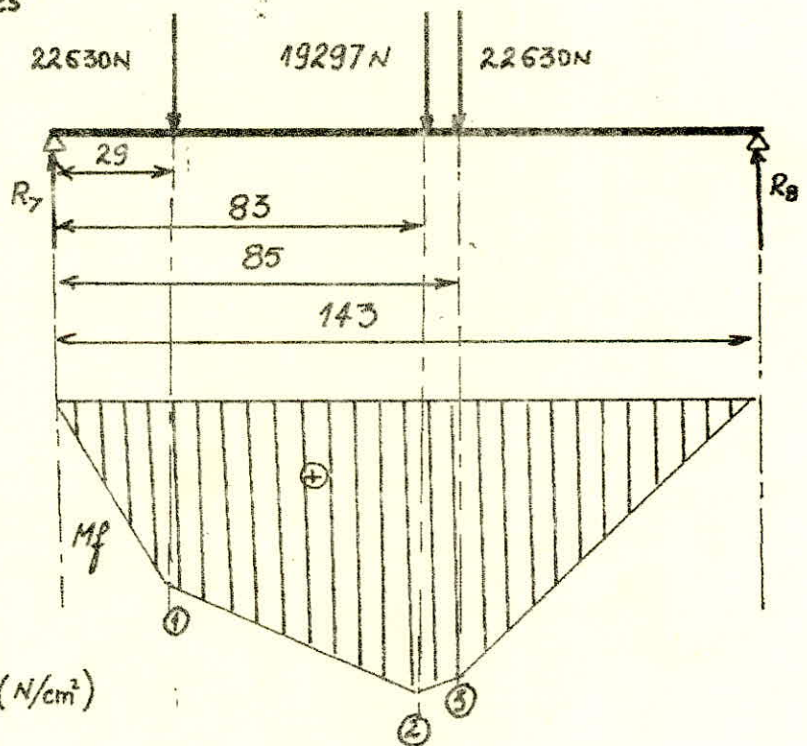
$$M_{f2} = 1708425,5 \text{ N}\cdot\text{cm}$$

$$M_{f3} = 1692066,5 \text{ N}\cdot\text{cm}$$

avec $W_{xx} = 167 \text{ cm}^3$ on aura

$$\sigma = \frac{\text{Max}(M_{f1}, M_{f2}, M_{f3})}{2 \cdot W_{xx}} \text{ (N/cm}^2\text{)}$$

$$\sigma = \frac{1708425,5}{2 \cdot 167} = 5115 < [\sigma] = 8000 \text{ N/cm}^2$$



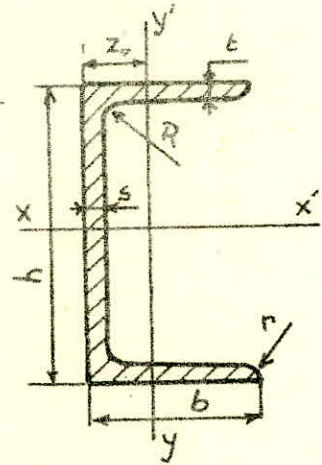
l'inégalité étant vérifiée, on pourra rester sur le même choix que précédemment UPN n° 20a

Remarque :

le châssis sera complété par un ensemble de cornières beaucoup moins chargées pour la fixation du parrapet, leurs dimensions seront choisies en fonction de leur utilité

Profilé UPN 20a

h : hauteur	-----	200 mm
b : largeur de l'aile	-----	80 mm
s : épaisseur de l'âme	-----	5,2 mm
t : épaisseur de l'aile	-----	9,7 mm
R : rayon de l'arrondi intérieur	-----	9,5 mm
r : rayon de l'arrondi de l'aile	-----	4 mm
masse d'un mètre de longueur	-----	19,8 kg
W_{xx} : module de résistance	-----	167 cm ³
z_0 : distance de l'axe yy' à l'arête extérieure de l'âme	-----	2,28 cm



2-4-3-3 : vérification des charges sur galet

. masse du châssis

$$m_1 = (1,765 \cdot 2 + 2,675 \cdot 2 + 1,4 \cdot 3 + 0,56 \cdot 2) \cdot 19,8 = 281,16 \text{ kg}$$

. masse de tous les éléments reposant sur le châssis

$$m_2 = 2026,2 \text{ kg}$$

. masse de la charge à soulever

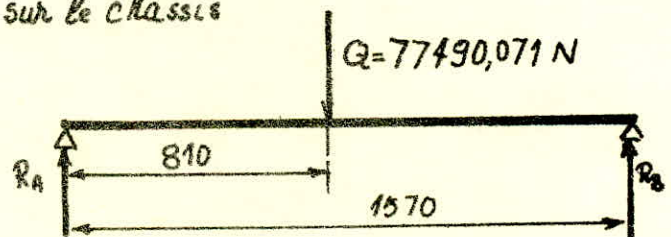
$$m_3 = 12343 \text{ kg}$$

charge totale sur les galets

$$m_t = (12343 + 2026,2 + 1,1 \cdot 281,16) \cdot 9,81 = 144980,142 \text{ N}$$

en supposant que cette résultante de charge m_t étant également répartie entre galet moteur et fou d'où la charge sur galet sera

$$Q = \frac{144980,142 \text{ N}}{2} = 77490,071 \text{ N}$$



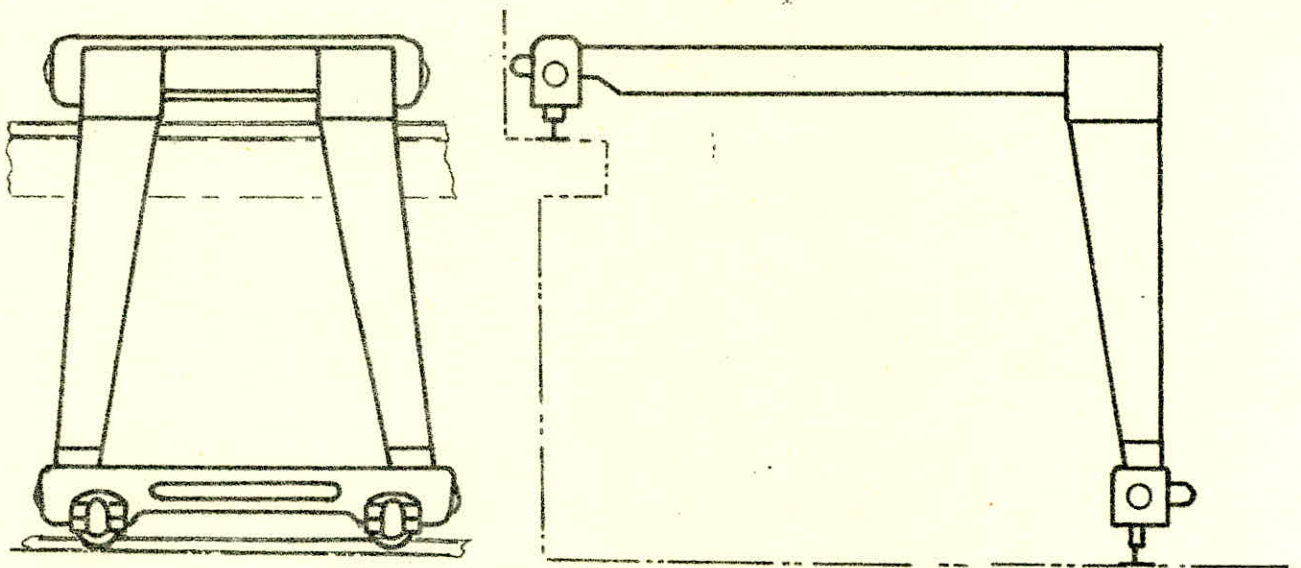
$$\text{l'appui le plus chargé } R_A = \frac{(1570 - 810) \cdot 77490,071}{1570} = 37,51 \text{ kN} < 58,3 \text{ kN}$$

charge max admissible par galet

3-1: Généralités

- structures Principales

Tout pont portique (semi portique) est constitué par une ou deux poutres principales réalisées, en âme pleine, en treillis ou en cadre rigide, deux sommiers disposés à angle droit par rapport aux poutres principales et recevant (notre cas) d'un côté les galets de translation et de l'autre côté les poutres verticales (palé), des poutres de rives, de contreventement, passerelle, cabine... etc les ossatures métalliques doivent être établies pour supporter les effets maximums des forces pondérées qui peuvent leur être appliquées en construction et en service leurs conception, dimensionnement et réalisation doivent être menés de telle sorte que la probabilité de ruine (début d'effondrement, renversement de l'ensemble) de l'ossature soit acceptable en fonction des services demandés et des conséquences hors service.



3-2: sollicitations exercées sur la construction :

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

- . Poids propres de la construction métallique et des mécanismes
- . charge utile
- . forces de résistance au mouvement (frottement au roulement)
- . forces dynamiques et harmoniques des éléments élastiques
- . charges climatiques (vent - neige - séisme)
- . forces de chocs
- . forces technologiques, montage, transport
- . forces résultantes du phénomène de variation de température
- . forces dues aux ondes d'explosions

en fonction des particularités des conditions réelles de fabrication, de transport de montage et des conditions climatiques de l'endroit où l'appareil serait en exploitation. Toutes les forces énumérées ci-dessus doivent être calculées évidemment la probabilité pour que les actions de ces forces soient simultanées est nulle, c'est pourquoi pour des simplicités d'études on a déterminé trois groupes de combinaisons d'actions simultanées appelées cas de sollicitations, principe de base pour le calcul d'un élément, d'un ensemble (semi portique)

- Cas de groupe de sollicitations

1- chargement normal en état de fonctionnement soumis aux efforts:

- . Q_u : poids de la charge nominale
- . G : poids propres de la construction métallique et des mécanismes
- . F_i : forces normales d'inertie dues au démarrage et freinage des mécanismes en état de service normal
- . W_v : surcharge climatique (appareil travaillant plein air)

2 - chargement maximal en état de fonctionnement soumis aux efforts:

- . $Q_u + G$
- . $F_{i\max}$: forces maximales d'inertie ou forces de chocs pendant le tamponnement - calculé à la base de l'accélération maximale $\ddot{\sigma}_{\max}$
- . W_v : surcharge climatique majorée

3 - chargement maximal en état d'arrêt, hors service, cas exceptionnel

- . G, W_{vmax}, Ft
- . changement brusque de température

le calcul d'une construction métallique revient en principe à une étude de ce système

- . à la résistance cas de sollicitation (2-3)
- . à la fatigue cas de sollicitation (1)

dont on ajoutera un surplus de calculs plus détaillés dans le cas de constructions exceptionnelles avec enfin une vérification de la stabilité de l'ensemble généralement en cas de service normal en considérant les combinaisons les plus défavorables de charge et surcharge majorée.

Pour donner un certain aperçu sur le système de travail pour la détermination et conception d'une construction métallique, on se limitera dans ce fascicule à une étude et prédimensionnement relativement simplifié en considérant que les deux cas de sollicitations 1-2 et en supposant quelques négligences d'effets de forces qu'on considérera inexistantes ou trop faibles pour être prises en considérations.

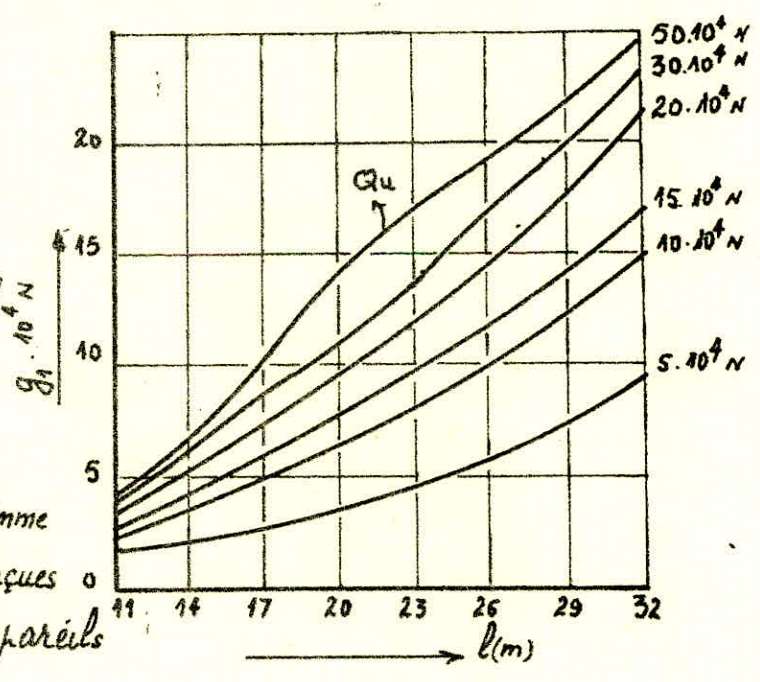
3-3: Déterminations des sollicitations

- . poids propre du semi portique (uniformément répartis)

$$G_p = \xi (g_1 + g_2 + g_3 + g_4 + g_5) \text{ (N)}$$

- . $\xi = 1,15$ coefficient de majoration tenant compte des éléments additifs

- . g_i (N) poids propre des poutres principales d'après le diagramme issus des données statistiques conçues par des constructeurs sur des appareils déjà établis.



$$\left. \begin{array}{l} \text{charges utile } 120 \text{ kN} \\ \text{portée } l = 14,5 \text{ m} \end{array} \right\} \Rightarrow Q_u = 120 \text{ kN} \Rightarrow g_i = 39 \text{ kN}$$

la détermination des différents organes ou éléments succédant à ces poutres se fait généralement pour les premiers calculs d'une manière aléatoire et sur des principes empiriques.

les valeurs exactes de ces masses ne sont mentionnées que sur les nomenclatures des dessins

dans notre cas on optera comme solution approximative que toute la charpente est faite du même acier, donc le poids unitaire par mètre est le même pour tous les éléments formant cette ossature du semi portique, qui seront déterminés en fonction de celui-ci

• g_2 (N) : poids propres des deux poutres du sommier

$$g_2 = g_1 \frac{l_2}{l_1}, \quad \begin{array}{l} l_1 \text{ longueur des poutres principales (m)} \\ l_2 \text{ longueur des poutres du sommier (m)} \end{array}$$

$$l_1 = 14,5 \cdot 2 \text{ (m)} \quad l_2 = 4,2 + 1,3 \text{ (m)}$$

$$g_2 = 7397 \text{ N}$$

• g_3 (N) poids propre du palé (poutres verticales de la construction)

$$g_3 = (0,3 \div 0,5) \cdot g_1 \frac{l_3}{l_1}, \quad l_3 \text{ longueur des poutres verticales (m)}$$

$$l_3 = 8 \times 2 \text{ (m)}$$

$$g_3 = 10758 \text{ N}$$

• g_4 (N) poids propre du seul pied droit

$$g_4 = (0,2 \div 0,4) \cdot g_1 \frac{l_4}{l_1}, \quad l_4 \text{ longueur du pied droit}$$

$$l_4 = 1,3 + 2 \cdot 8 \cdot \tan 8^\circ + 0,65 = 4,2 \text{ (m)}$$

en adoptant un inclinaison de 8° pour les palés

$$g_4 = 4000 \text{ N}$$

• g_5 (N) poids propre du mécanisme de translations

$$g_5 \approx 1,7 \cdot g_{\text{chariot direction}}, \quad g_{\text{ch}} = 3574 \text{ N}$$

$$g_5 = 6076 \text{ N}$$

3-3-1 Efforts verticaux

• Poids propres du semi portique

$$G_{psp} = 1,15(39000 + 7397 + 10758 + 4000 + 6076) = 77317 \text{ N}$$

$$G_{psp} = 77317 \text{ N}$$

• Poids propre du chariot

$$G_c = 47000 + 750 = 47750 \text{ N}$$

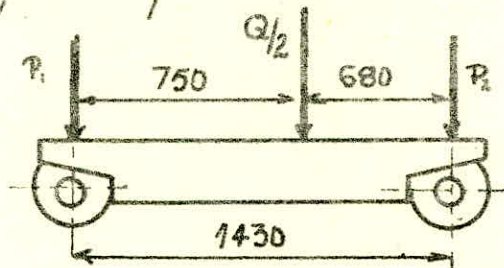
$$G_c = 47750 \text{ N}$$

• Poids de la charge utile + moufle

$$Q = Q_u + G_m = 120000 + 750 = 120750 \text{ N}$$

$$Q = 120750 \text{ N}$$

cette charge étant concentrée sur les galets d'après le schéma:



$$P_1 = 40063 \text{ N}$$

$$P_2 = 44187 \text{ N}$$

• forces dynamiques verticales de levage (descente)

• coefficient dynamique γ caractérisant l'influence de ces forces en processus de levage

$$\gamma_1 = 1 + 1,2 v_l \leq 1,3$$

calcul à la fatigue

$$\gamma_2 = 1 + 2,4 v_l \leq 1,6$$

calcul à la résistance

v_l vitesse de levage en (m/s)

$$\gamma_1 = 1,16$$

$$\gamma_2 = 1,32$$

• forces dynamiques verticales de direction et translation

• coefficient k caractérisant l'influence des forces dues à la mauvaise continuité du chemin de roulement

pour des vitesses $\leq 1 \text{ m/s}$ les coefficients k_1, k_2 respectivement utiles pour le calcul à la fatigue et à la résistance sont égales à 1

3-3-2: Effort horizontal

• $F_c(w)$ forces horizontales de direction - chariot à charge

on détermine la valeur maximale de F_c à partir des conditions de patinage

$$F_c = \mu_1 Q_c \text{ où } \mu_1 = 0,14 \text{ (coef. de frottement galet-rail)}$$

$$F_c = \frac{0,14 \cdot 168500}{2} = 23590 \text{ N}$$

$$F_{cg} = 11795 \text{ N}$$

donc par galet $F_{cg} = F_c/2 = 11795 \text{ N}$

. $F_p(N)$ forces horizontales de translation du semi portique
 on determine la valeur maximale de la maniere suivante:

$$F_p = \mu_2 (G_t + G_{psp}), \quad \mu_2 \text{ (coefft de frottement galet-rail 0,2)}$$

$$F_p = \frac{(168500 + 77317) \cdot 0,2}{2} = 24563,7 N$$

$$F_p = 24563,7 N$$

. $S_i(N)$ forces laterales (Perpendiculaire au mouvement)
 appliquees sur les boudins des galets due au coincement du chariot

$$S_i = 0,1 P_i$$

$$S_1 = 4006,3 N$$

$$S_2 = 4418,7 N$$

. forces dues au vent (voir paragraphe

$$W_v = 3862,5 N, \text{ charge supposee uniformement repartie}$$

On supposera que la poutre principale repose sur des appuis simples.

. coefficient de securite .

en principe 1- $\sigma \leq [\sigma]$ avec $[\sigma] = \frac{\sigma_s}{s}$

tel que

. $\sigma_s [Pa]$ contrainte a la limite d'elasticite

pour le A37 $\sigma_s = 240 \cdot 10^6 Pa$

. s coefficient de securite, pour la construction
 metallique ordinaire $s = 1,4$

2- $\tau \leq [\tau]$ avec $[\tau] = 0,6 \sigma_s$

$$[\sigma] = 171,43 \cdot 10^6 Pa$$

$$[\tau] = 144 \cdot 10^6 Pa$$

3-4 : Combinaisons principales de mouvement

l'existence de trois mouvements differents (levage - direction - translation) et de deux cas d'exercices (marche - arret) nous permettent une multitude de combinaisons dont le nombre exact peut etre determine en se rapportant au systeme d'analyse combinatoire $\binom{k}{n}$ $n \leq k$, dans notre cas 8 combinaisons possibles sont a prévoir dont les calculs de resolutions

de chaque cas seront assez longues et volumineuses.

Pour cela on se limitera à mentionner seulement deux combinaisons certaines pour expliciter au mieux ce type de système de mouvement

a. semi portique et chariot à l'arrêt
existence d'un levage ou d'une descente

b. semi portique en mouvement de translation
seul un des mécanismes de direction ou de levage (descente) est en état de marche

3-5 Calcul et Prédimensionnement de la poutre principale

le choix du laminoir est déterminé par

1. sollicitation en flexion

I- de la charge roulante

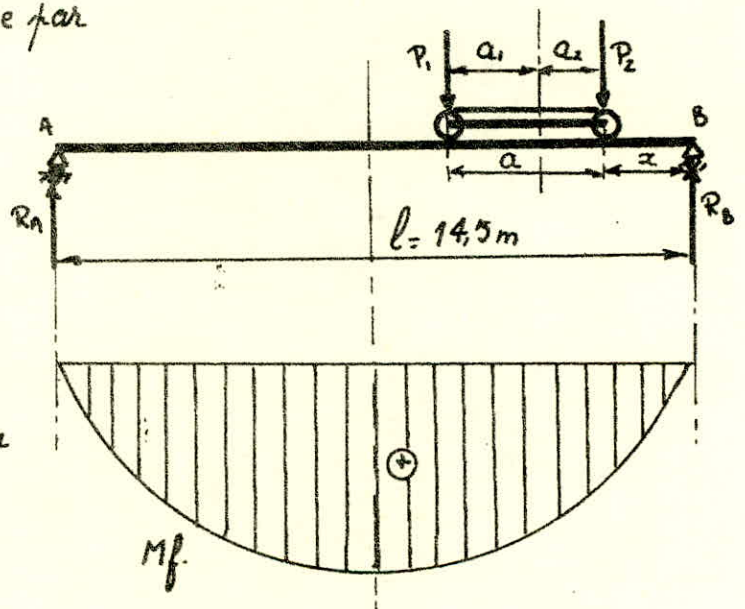
II- du poids propre

III- des forces de freinages

2. Par la fleche de la poutrelle

I- le moment de flexion résultant des deux pressions de galet d'un empattement α sur une portée l

$$M_{fmax} = \frac{(P_1 + P_2)(l - r)^2}{4l}$$



r (m) : distance de la résultante par rapport au $\text{Sup}(P_1, P_2)$

$$M_{fmax} = \frac{(40063 + 44187)(14,5 - 0,68)^2}{4 \cdot 14,5} = 277432,93 \text{ N.m}$$

section de la poutre où ce moment existe

$$x = \frac{l - r}{2} = \frac{14,5 - 0,68}{2} = 6,91 \text{ m}$$

$$M_{fmax} = 277432,93 \text{ N.m}$$

II- moment flechissant sous le poids propre majoré P'

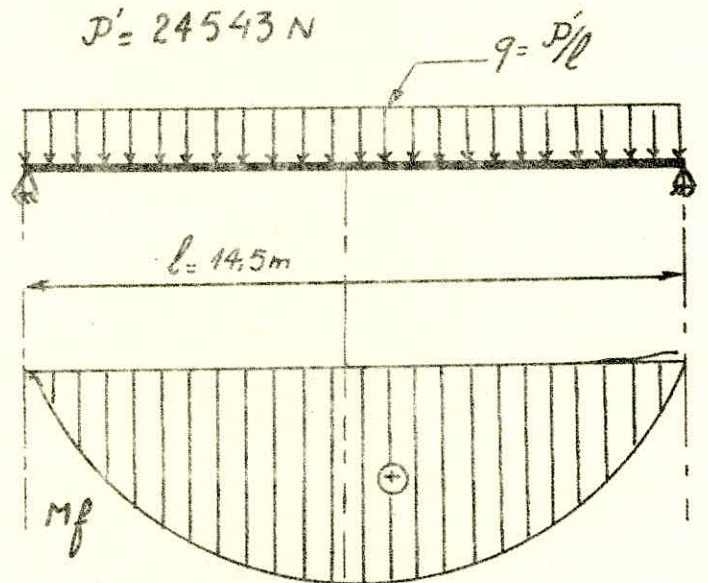
$$2P' = G_{psp} - (g_2 + g_3 + g_4 + g_5)$$

$$M_{fpmax} = \frac{P'l}{8}$$

$$M_{fpmax} = \frac{24543 \cdot 14,5}{8}$$

$$= 44484,2 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{fpmax} = 44484,2 \text{ N}\cdot\text{m}$$



la contrainte de flexion calculée à partir de ces moments avec l'application de la majoration

$$M_{fmax} = \gamma_2 M_{fmax} + M_{fpmax}$$

$$M_{fmax} = 1,32 \cdot 277432,93 + 44484,2 = 410695,67 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{fmax} = 410695,67 \text{ N}\cdot\text{m}$$

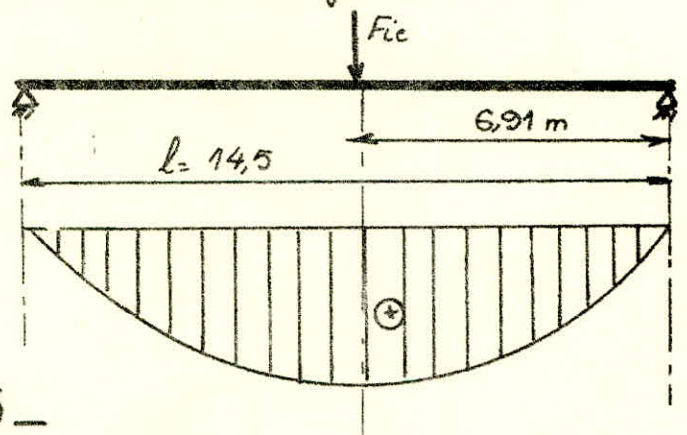
selon le cas 2 de la DIN 120 il faut encore tenir compte des forces de freinage
on admet toujours suivant cette même norme que la force de freinage est
égale au 1/7 de la pression des galets freinés
la deceleration resultante sera

$$\gamma = \frac{\text{force de deceleration}}{\text{masse}} = \frac{\frac{1}{7} G_{psp}}{\frac{G_{psp}}{g}} = \frac{g}{14}$$

forces d'inertie horizontales resultante de la charge + chariot

$$F_{ic} = \frac{Q_t + G_c}{2g} \cdot \frac{g}{14} = \frac{Q_t + G_c}{28}$$

$$F_{ic} = \frac{168500}{28} = 6017,86 \text{ N}$$



le moment de flexion horizontal sera

$$M_{maxh} = \frac{Fic \cdot (l - r)^2}{4l}$$

$$M_{maxh} = \frac{6017,86 (14,5 - 0,68)^2}{4 \cdot 14,5} = 19816,65 \text{ N}\cdot\text{m}$$

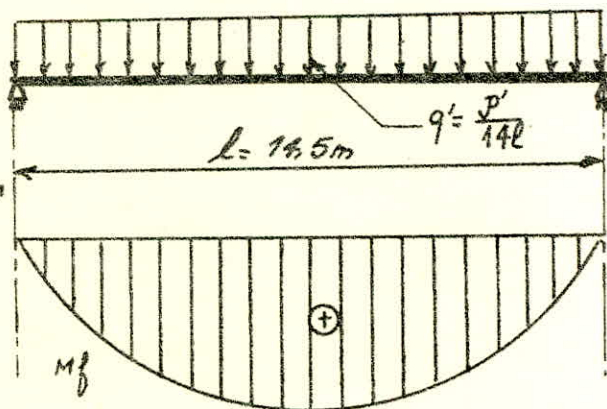
$$M_{maxh} = 19816,65 \text{ N}\cdot\text{m}$$

le moment de flexion dans le sens horizontal du au poids propre majeure

$$M'_{maxp_e} = \frac{P'l}{14,8}$$

$$M'_{maxp_e} = \frac{24543 \cdot 14,5}{14,8} = 3136,92 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M'_{maxp_e} = 3136,92 \text{ N}\cdot\text{m}$$



le moment de flexion dans le sens horizontal du à l'action du vent suppose uniformement reparti le long de la poutre

$$W_v = p_v \cdot S \quad S = S_1 + S_2 \text{ (m}^2\text{)}$$

$$S_1 = 10,3 \text{ m}^2$$

$$S_2 = 15 \text{ m}^2$$

$$W_v = 375 \cdot (10,3 + 15) = 9487,5 \text{ N}$$

moment flechissant :

$$M_{maxhv} = \frac{W_v \cdot l}{8} = \frac{9487,5 \cdot 14,5}{8}$$

$$M_{maxhv} = 17196,1 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{maxhv} = 17196,1 \text{ N}\cdot\text{m}$$

le moment flechissant horizontal total se chiffre à :

$$M_{maxth} = M_{maxh} + M'_{maxp_e} + M_{maxhv}$$

$$M_{maxth} = 19816,65 + 3136,92 + 17196,1 = 40149,67 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{maxth} = 40149,67 \text{ N}\cdot\text{m}$$

3-5-1 Predimensionnement de la poutre

la contrainte totale résultant des effets de forces principales et secondaires

$$\sigma_t = \frac{M_v}{W_{xx}} + \frac{M_h}{W_{yy}} \leq [\sigma]$$

M_v (Nm) : somme des moments
flechissants due aux efforts
verticaux

M_h (Nm) : somme des moments
flechissants due aux
efforts horizontaux

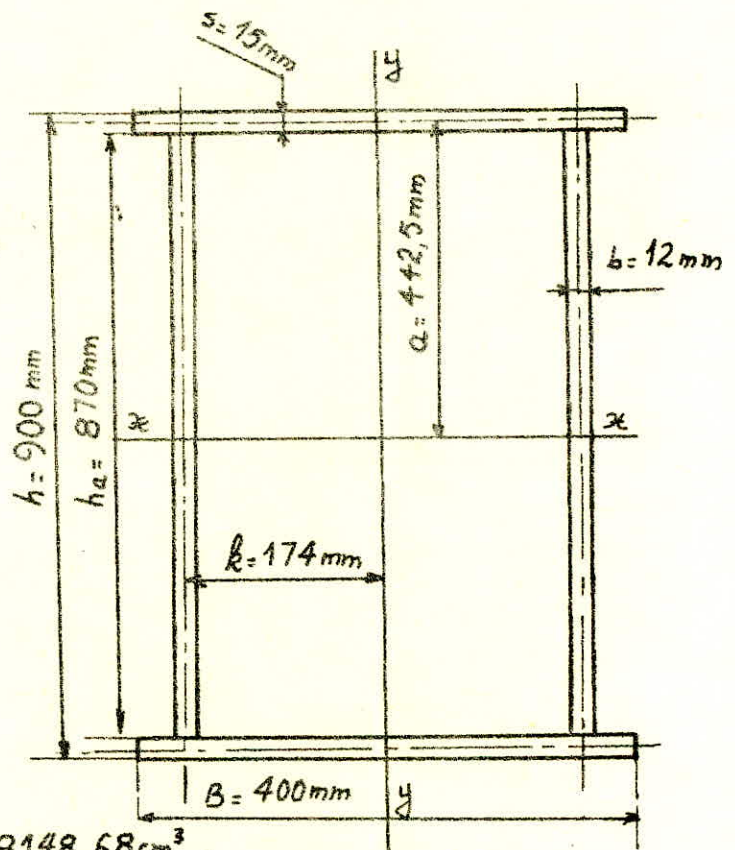
Resultats

$$I_x = \frac{b h a^3}{12} \cdot 2 + \left(\frac{B s^3}{12} + s \cdot B \cdot a^2 \right) \cdot 2$$

$$I_y = \frac{s b^3}{12} \cdot 2 + \left(\frac{h a b^3}{12} + b h a k^2 \right) \cdot 2$$

$$I_x = 366690,6 \text{ cm}^4 \quad W_{xx} = 8148,68 \text{ cm}^3$$

$$I_y = 79241,35 \text{ cm}^4 \quad W_{yy} = 3962,07 \text{ cm}^3$$



3-5-2 : Verification des contraintes de flexion

$$\sigma_x = \frac{M_v}{W_{xx}} = \frac{410695,67}{8148,68} = 5040,03 \text{ N/cm}^2$$

$$\sigma_y = \frac{M_h}{W_{yy}} = \frac{401496,7}{3962,07} = 1013,35 \text{ N/cm}^2$$

$$\sigma_t = \sigma_x + \sigma_y = 5040,03 + 1013,35 = 6053,38 \text{ N/cm}^2 < [\sigma] = 17143 \text{ N/cm}^2$$

3-5-3 : Verification de la contrainte de cisaillement

$$\tau = \frac{T_{max} \cdot S_x}{2 I_x \cdot b} \leq [\tau] \quad \text{avec}$$

S_x (cm³) : moment statique de la poutre de la demi partie situee au
dessus de l'axe neutre

b (cm) : epaisseur de l'ame de la poutre

T_{max} (N): effort maximal tranchant résultant de la charge roulante et du poids propre

I_x (cm⁴): moment quadratique

$$S_x = 8 \cdot s \cdot a + \left(\frac{b h_1}{2} \cdot \frac{h_1}{4} \right) \cdot 2$$

$$S_x = 50 \cdot 1,5 \cdot 44,25 + \frac{(87 \cdot 1,2 \cdot 87) \cdot 2}{8}$$

$$S_x = 5589,45 \text{ cm}^3$$

effort tranchant due à la charge roulante

Reactions:

$$P_1 = 40063 \text{ N} \quad P_2 = 44187 \text{ N}$$

$$R_A = 44100,5 \text{ N}$$

$$R_B = 40149,5 \text{ N}$$

effort tranchant due au poids propre de la poutre majorée

Reactions:

$$R_A' = R_B' = \frac{P'}{2} = \frac{24543}{2} = 12271,5 \text{ N}$$

donc

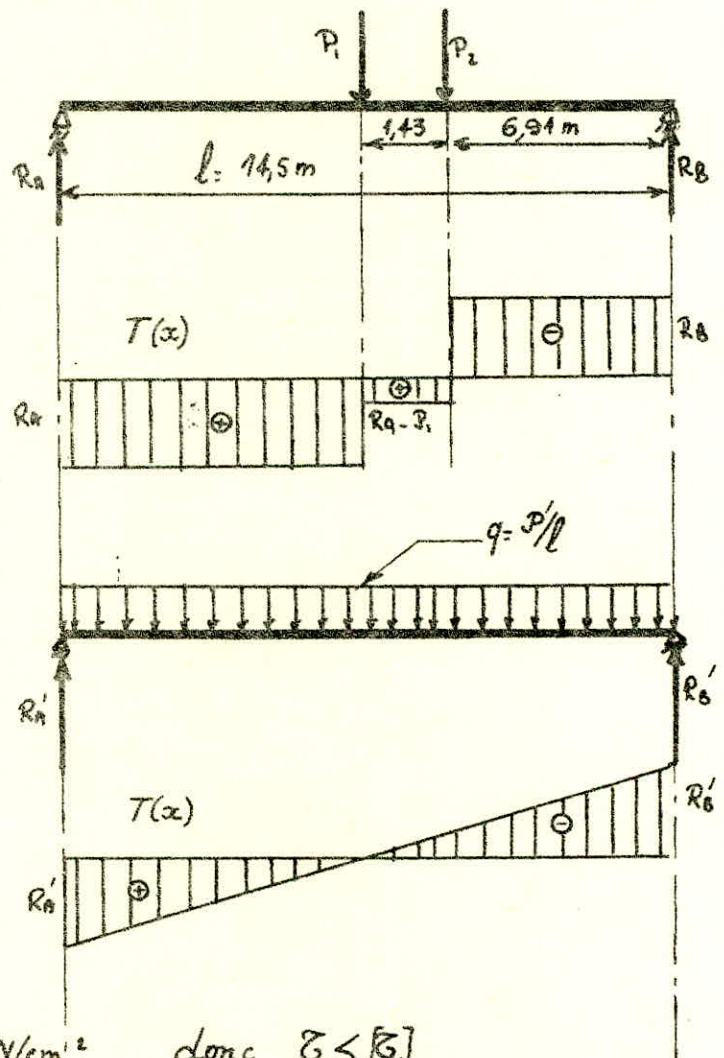
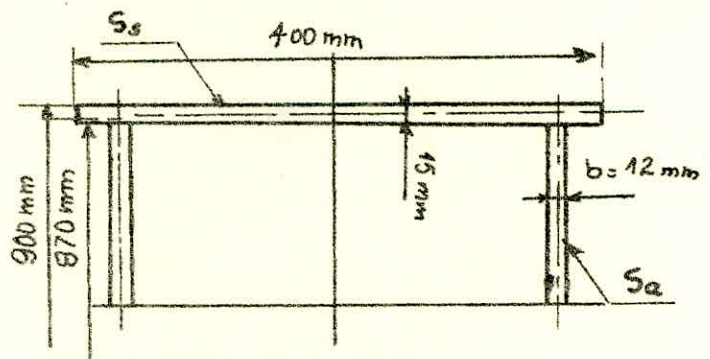
$$T_{max} = 1,32 \cdot 44100,5 + 12271,5$$

$$T_{max} = 70484,16 \text{ N}$$

on aura alors:

$$\tau_{xy} = \frac{70484,16 \cdot 5589,45}{2 \cdot 366690,6 \cdot 1,2}$$

$$\tau_{xy} = 477,66 \text{ N/cm}^2 < 14400 \text{ N/cm}^2 \quad \text{donc } \tau < [\tau]$$



3-5-4: Verification de la contrainte de comparaison

L'existence des contraintes $\sigma_x, \sigma_y, \tau_{xy}$ simultanément nous oblige à

$$\text{cette vérification } \sigma_{comp} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3 \tau_{xy}^2} < \sigma_s$$

$$\sigma_x = 504,003 \text{ daN/cm}^2$$

$$\sigma_y = 101,335 \text{ daN/cm}^2$$

$$\tau_{xy} = 47,766 \text{ daN/cm}^2$$

$$\sigma_{\text{comp}} = 469,105 \frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} < 2350 \frac{\text{daN}}{\text{cm}^2}$$

3-5-5: Verification de la poutre principale à la résistance dynamique
Pour que la poutre principale vérifie la condition de limitation de la fleche, il faut que la fleche composée due au poids propre de celle-ci augmentée de celle due à la charge concentrée soit inférieure à une valeur admissible fixée

Pour les ponts à deux poutres $f < \frac{l}{800} = \frac{14,5}{800} = 18,125 \text{ mm}$
en aura:

$$f_t = f_1 + f_2 \quad \text{avec}$$

$$f_1 = \frac{(Q + G_m + G_c) \cdot l^3}{2 \cdot 48 \cdot E I_x} \quad \text{fleche due à la charge concentrée (mm)}$$

$$f_2 = \frac{P' l^3}{2 \cdot 48 E I_x} \quad \text{(mm) fleche due au poids propre majeure de la poutre}$$

application

$$f_1 = 6,95 \text{ mm} \quad f_2 \approx 1 \text{ mm}$$

$$f_t = 6,95 + 1 = 7,95 \text{ mm} < 18,125 \text{ mm}$$

la verification de la deformation dynamique se reduit à vérifier le temps d'amortissement des vibrations propres de la poutre t_a (s)

$$t_a = \frac{l \sqrt{2 f_t}}{\Delta \delta} \ll [t_a] \approx 15 \text{ s}$$

t_a (s) temps d'amortissement des vibrations

$[t_a]$ (s) temps d'amortissement admissible

$\Delta \delta$ fréquence propre de la poutre $\Delta \delta = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_0}{m_n}}$

C_0 (N/m) rigidité de la poutre $C_0 = \frac{48 E I_x}{l^3}$

$m_n = \frac{17}{35} \frac{G_1}{g} + \frac{G_c}{2g}$ (kg) masse réduite de la poutre

δ decrement logarithmique $h > \frac{l}{20}$, $\delta = 0,07$
application

$$C_0 = 12124310 \text{ N/m} \quad g = 9,81 \text{ donc } m_r = 4364,71 \text{ kg} \quad \gamma = 8,39.$$

$$t_a = \frac{\ln 2 \cdot 7,95}{0,07 \cdot 8,39} = 4,71 \text{ s} < 15 \text{ s}$$

3-6 : Verification des poutres principales à la fatigue

Dans la verification à la fatigue on doit tenir compte des différents paramètres suivants :

- . le nombre conventionnel de cycle et le spectre de contraintes appliquées à la poutre pendant sa durée de vie
- . de la nature du matériau employé et du cas d'entaille au point considéré
- . de la contrainte maximale appliquée à la poutre
- . du rapport k entre les valeurs extrêmes de contraintes

le nombre de cycle conventionnel depend de la classe d'utilisation et de l'état de charge de l'appareil

Pour notre cas semi portique d'utilisation régulière en service intermittent soumis à une charge moyenne il est évalué à
 $N = 2 \cdot 10^5$ cycles.

le matériau de base utilisé pour l'élaboration de la poutre est l'acier de designation A37 de limite élastique $\sigma_e = 24 \text{ daN/mm}^2$
de limite de rupture $\sigma_r = 37 \text{ daN/mm}^2$

le calcul de la poutre à la fatigue est fait dans la zone la plus sollicitée à la flexion car les contraintes de traction et de compression alternées dans les fibres extrêmes de cette zone sont maximales.

3-6-1 : verification de la poutre à la fatigue par traction :

quelque soit la charge du pont la poutre principale est soumise à un moment de flexion dont le maximum est atteint lorsque le pont semi portique soulève la charge maximale 120 kN et le minimum lorsque la poutre est soumise à l'effet de son propre poids augmenté de celui du chariot donc la fibre inférieure de la poutre est constamment soumise à un effort de traction dont les contraintes maximales et minimales dans la section la plus

sollicitée sont données par:

$$\sigma_{t \max} = -\frac{M_{f \max}}{W_{xx}} = \frac{41069567}{8148,68 \cdot 10^3} = -5,04 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_{t \min} = -\frac{M_{f \min}}{W_{xx}}$$

détermination de $M_{f \min}$ au niveau de la section la plus sollicitée

$$M_{f \max} = (P_{10} + P_{20}) \frac{(L-r)^2}{4L}$$

P_{10} et P_{20} réactions sur les galets du chariot à vide

$$P_{10} + P_{20} = 47750/2 = 23875 \text{ N}$$

$$\text{donc } M_{f \min} = 23875 \cdot \frac{(14,5 - 0,68)^2}{4 \cdot 14,5} = 78619,716 \text{ N.m}$$

$$M_{fp \min} = 44484,2 \text{ N.m}$$

$$\text{donc } M_{f \min t} = 1,32 \cdot 78619,716 + 44484,2 = 148262,23 \text{ N.m}$$

$$\text{alors } \sigma_{t \min} = -\frac{148262,23}{8148,68 \cdot 10^3} = -1,82 \text{ daN/mm}^2$$

le rapport entre les contraintes extrêmes

$$k = \frac{\sigma_{t \min}}{\sigma_{t \max}} = \frac{-1,82}{-5,04} = 0,36$$

Pour un rapport k supérieur à zéro, la contrainte admissible de fatigue par traction est donnée par l'expression suivante

$$\sigma_{ta} = \frac{\sigma_0}{1 - \left(\frac{1 - \sigma_0}{\sigma_{m1}}\right) \cdot k}$$

avec σ_0 : contrainte de traction donnée par la formule

$$\sigma_0 = \sigma_w \cdot \frac{5}{3 - 2k} \quad \text{pour } k=0 \quad \sigma_0 = 1,66 \sigma_w$$

σ_w : contrainte alternée pour laquelle des éprouvettes ne présentant pas d'entaille vérifiées en laboratoire ont assurées une durée de vie estimée à 90% de la durée de vie prévue sur laquelle on a appliqué un coefficient de sécurité de 4/3

cette contrainte depend du materiau de l'éprouvette et du nombre de cycle estimé

Pour des éprouvettes en A37 avec un nombre de cycle $N = 2 \cdot 10^5$ suivant FEM $\sigma_w = 16,97 \text{ daN/mm}^2$

σ_{r1} : contrainte de traction pour $k = +1$ = la contrainte de rupture σ_r de l'acier de la poutre affectée du coeff de securité = $4/3$

$$\sigma_{r1} = \frac{\sigma_r}{4/3} = 0,75 \sigma_r = 0,75 \cdot 37 = 27,75 \text{ daN/mm}^2$$

$$\text{donc } \sigma_{ta} = \frac{1,66 \cdot 16,97}{1 - \frac{1 - 1,66 \cdot 16,97}{27,75} \cdot 0,36} = 20,83 \text{ daN/mm}^2$$

Pour que la poutre resiste à la fatigue par traction il faut que la contrainte admissible à la fatigue calculée ci-dessus soit supérieure à la contrainte admissible élastique $[\sigma] = 17,143 \text{ daN/mm}^2$ si la contrainte limite admissible à la fatigue est $> [\sigma]$ et que la poutre resiste à la flexion alors elle resiste à la fatigue

$$\sigma_{ta} = 20,83 \text{ daN/mm}^2 > [\sigma] = 17,143 \text{ daN/mm}^2$$

donc la poutre resiste bien à la fatigue par traction.

3-6-2 : Vérification de la poutre à la fatigue par compression.

la poutre étant constamment soumise à un effort de flexion la fibre extrême supérieure de la poutre est alors constamment soumise à un effort de compression dont les valeurs extrêmes sont

$$\sigma_{cmax} = 5,04 \text{ daN/mm}^2 \quad \sigma_{cmin} = 1,82 \text{ daN/mm}^2$$

donc le rapport $k = 0,36$

$k > 0$ la contrainte admissible de la fatigue par compression recommandée par la FEM $[\sigma_c] = 1,2 \sigma_{ta}$ d'où

$$[\sigma_c] = 25 \text{ daN/mm}^2 > 17,143 \text{ daN/mm}^2$$

donc la poutre resiste à la fatigue par compression alternée d'où la condition de résistance des poutres principales aux différents efforts qui lui sont appliqués est vérifiée.

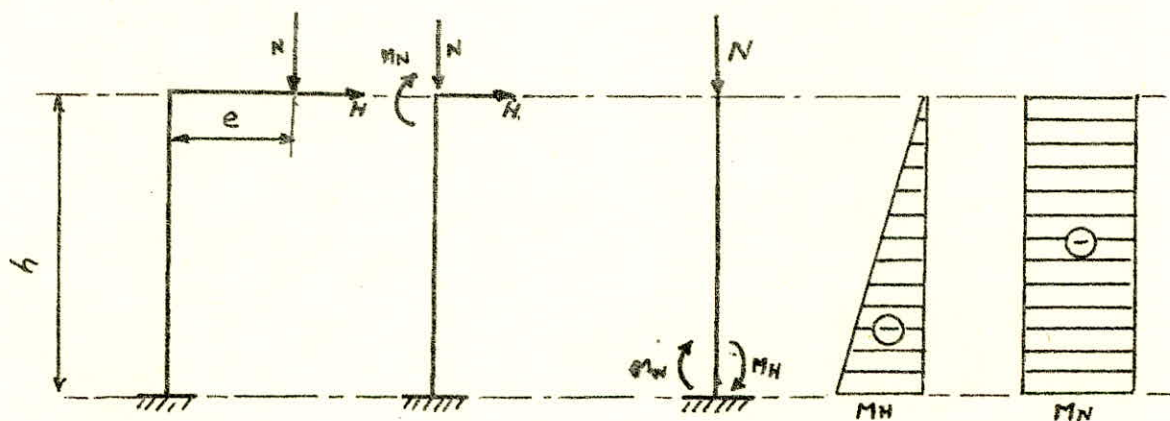
3-7. Determination du palé

le calcul des palés des ponts portiques (semi) étant extrêmement complexe on se limitera seulement à un prédimensionnement de leurs sections et à leur vérification au flambage

on assimilera la palée à une poutre encastrée dans le sommier

le poteau sera soumis principalement aux réactions verticales et horizontales et à la pression du vent

$$h = 7\text{ m} \quad e = 0,5\text{ m}$$



N effort normal

H effort horizontal

les figures ci-dessus représentent le poteau soumis aux réactions avec l'apparition des moments normal et horizontal au cours de chaque déplacement de N et H

3-7-1 Determination des efforts

effort vertical N dans le cas d'une position extrême du chariot côté palée
 $R_B = 84250 \frac{(14,5 - 1,18)}{14,5} = 77393,8\text{ N}$

Poids de la poutre principale : $12271,5\text{ N}$

Poids du sommier côté palée : $1810,7/2\text{ N}$

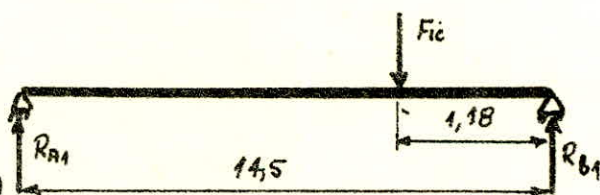
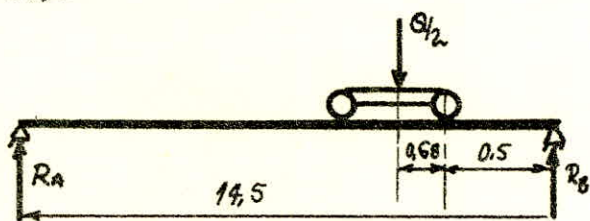
Poids propre du palé : 5379 N

$$N = 95949,65\text{ N}$$

effort horizontal $H = R_{B1} + R_{B2}$

R_{B1} réaction horizontale due à la force d'inertie du chariot $R_{B1} = F_{ic} \frac{(14,5 - 1,18)}{14,5}$

$$R_{B1} = 5528,13\text{ N}$$



R_{B2} reaction horizontale due à la force d'inertie du poids propre de la poutre

$$R_{B2} = \frac{P'}{2} = \frac{24543}{2} = 876,536 \text{ N}$$

$$R_{B2} = 876,536 \text{ N}$$

donc $H = R_{B1} + R_{B2} = 5,52813 + 0,876536 = 6,40466 \text{ N}$

$$H = 6,4047 \text{ N}$$

il faudra ajouter la reaction R_w supplémentaire du vent

$$R_w = \frac{W_s}{2} = \frac{9487,5}{2} = 4743,75 = 4,74375 \text{ KN}$$

donc H_t

$$H_t = 6,4047 + 4,74375 = 11,14845 \text{ KN}$$

$$H_t = 11148,45 \text{ N}$$

moment due à l'effort horizontal sera

$$M_H = H \cdot h = 11148,45 \cdot 7 = 78,039 \text{ KN.m}$$

$$M_H = 78,039 \text{ KN.m}$$

moment due à l'effort normal est

$$M_N = N \cdot e = 95,95 \cdot 0,5 = 47,975 \text{ KN.m}$$

$$M_N = 47,975 \text{ KN.m}$$

Condition de Resistance

$$k_f \frac{M_H + M_N}{W_{xx}} + k_p \frac{N}{S} \leq \sigma_c$$

W_{xx} module de resistance de la section choisie au pied du palier
 S aire de la section

k_f coefficient d'amplification des contraintes de flexion

k_p coefficient d'amplification des contraintes de compression

avec

$$k_f = \frac{\mu + 0,25}{\mu - 1,3}$$

$$k_p = \frac{\mu - 1}{\mu - 1,3}$$

où

$$\mu = \frac{\sigma_{ax}}{\sigma_c}$$

• $\sigma_c = \frac{N}{S}$ contrainte majorée de compression

• $\sigma_x = \frac{\pi^2 E}{\lambda_x^2}$ contrainte critique d'Euler

• $\lambda_x = \text{elancement } \frac{0,7h}{i_x}$

• i_x : rayon de giration $i_x = \sqrt{\frac{J_x}{S}}$

• J_x : moment quadratique

$$J_x = 7054,41 \text{ cm}^4$$

$$W_x = 564,35 \text{ cm}^3$$

$$S = 101 \text{ cm}^2$$

$$i_x = \sqrt{\frac{7054,41}{101}} = 8,35 \text{ cm}$$

$$\lambda_x = \frac{0,7 \cdot 700}{8,35} = 58,7$$

$$\sigma_{xx} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^6}{(58,7)^2} = 6015,1 \text{ daN/cm}^2$$

$$\sigma = \frac{9595}{101} = 95 \text{ daN/cm}^2$$

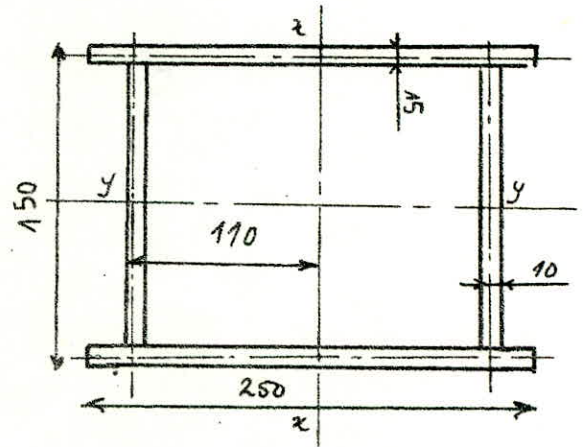
$$\mu = \frac{\sigma_{xx}}{\sigma} = \frac{6015,1}{95} = 63,32$$

$$k_f = \frac{63,32 + 0,25}{63,32 - 1,3} = 1,017$$

$$k_p = \frac{63,32 - 1}{63,32 - 1,3} = 1,005$$

$$1,017 \cdot \left(\frac{780390 + 479750}{564,35} \right) + 1,005 \cdot \frac{9595}{101} = 2366,34 \text{ daN/cm}^2$$

$$2366,34 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_e = 2400 \text{ daN/cm}^2$$



3-7-2 : Verification au flambement

$$k \cdot \frac{N}{S} \leq \sigma_e \quad \text{avec}$$

k : coefficient de flambement
 les annexes de CM 66 donnent pour $\lambda = 58,7 \approx 59 \Rightarrow k = 1,183$

donc

$$1,183 \cdot \frac{9595}{101} = 112,385 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_e \cdot 2400 \text{ daN/cm}^2$$

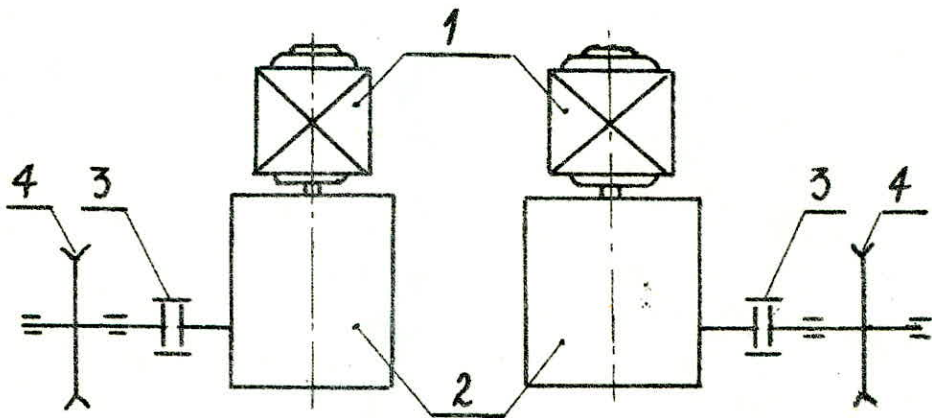
chapitre 4 :

MECANISME DE TRANSLATION

4-1: Paramètres initiaux

- . charge utile ----- 120 kN
- . régime de fonctionnement ----- II (FEM 3m)
- . facteur de marche ----- 25%
- . vitesse de translation ----- $V_t = 40 \text{ m/min}$
- . distance de parcours ----- $d = 50 \text{ m}$
- . lieu d'utilisation ----- plein air

4-2: choix du schéma cinématique



- 1. moteur frein
- 2. réducteur
- 3. accouplement
- 4. galet moteur

L'existence d'une différence de niveau entre les deux appuis de cet appareil nous impose certain nombre de solutions de choix du schéma cinématique dont on se limitera à celui présenté ci-dessus bien qu'il le plus cher mais le mieux approprié
généralement on l'utilise dans des situations où la portée du pont est assez grande

4-3 calcul préliminaire

4-3-1 détermination des galets et rails de roulement

en se rapportant au même principe de calcul du mécanisme de direction est en s'imposant les mêmes critères de choix on aura.

la pression maximale des galets du palier étant plus importante que celle des galets au niveau du sommier, on dimensionnera les galets suivant cette pression

$$P = N = 95,95 \text{ kN}$$

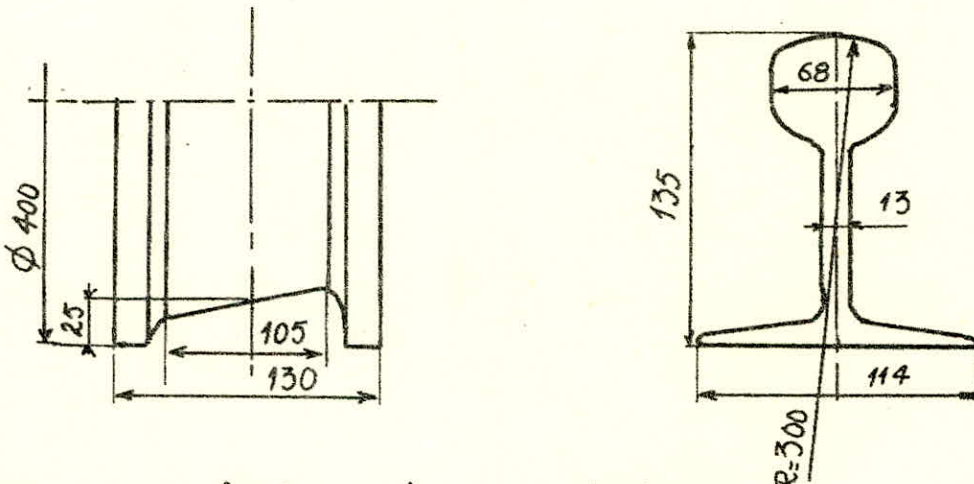
étant donné que $F_{\max} > 2P/n$ avec $n =$ nombre de galets $n=2$

on aura $F_{\max} > P = 95,95 \text{ kN}$

le choix est effectué d'après la norme B.D.5 1610-72

400/R38 avec $F_{\max} = 159 \text{ kN}$.

Rail R38 norme GOST 3542-47



4-3-2 : vérification de la contrainte de contact.

le contact galet - rail étant choisi comme ponctuel d'où

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

avec

σ : contrainte de contact ponctuel

k : coefficient exprimant le rapport galet/rail Pour un rapport

$$\frac{R_{gt}}{R_r} \text{ ou } \frac{R_r}{R_{gt}} = \frac{200}{300} = 0,667 \Rightarrow k = 0,458$$

R_r : rayon de la rail

R_{gt} : rayon galet

F_e : charge équivalente

$F_e = k_1 \cdot k_2 \cdot F_{\max}$ avec

k_1 coefficient exprimant la variation de la charge sur les galets

$$k_1 = \sqrt[3]{\frac{1}{2} \left(1 + \frac{1}{\left(1 + \frac{Q_u}{G_{psp}} \right)^3} \right)} = 0,807$$

donc k_2 : pour un régime de fonctionnement II $\Rightarrow k_2 = 1,2$

$$F_c = 0,807 \cdot 1,2 \cdot 95,95 = 92,918 \text{ kN}$$

Emoy module d'élasticité moyen. pour un même matériau galet-rail (acier) $= 21 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$

$$r_{\max} = \sup(R_g, R_r) = R_r = 0,3 \text{ m}$$

d'où

$$\sigma = 0,458 \sqrt[3]{\frac{92,918 \cdot 10^3 \cdot (2,1 \cdot 10^{11})^2}{0,3^2}} = 1635,4 \text{ MPa}$$

$$\boxed{\sigma = 1635,4 \text{ MPa}}$$

on adoptera donc un acier A50M

. contrainte admissible de contact ponctuel $[\sigma] = 1700 \text{ MPa}$

. Dureté Brinell HB: (350 + 450)

4-3-3: Choix des éléments normalisés :

$$P_3 = \frac{W_t V_t}{1000 \eta} \text{ (kW) avec}$$

a/ choix du moto reducteur

$V_t = 40 \text{ m/min}$ vitesse de translation du semi portique

$\eta = 0,8$ rendement du mecanisme

$$W_t = W_h + W_v + W_p$$

$$W_h = \frac{2(G_{psp} + G_c + Q)}{D_{gt}} \cdot \left(f + \mu \frac{d}{2} \right) \cdot k_v \text{ avec } f = 0,06 \text{ cm}, \mu = 0,015, k_r = 1,5$$

$$W_h = (120750 + 47750 + 77317) \cdot 0,009 = 2,212 \text{ kN}$$

$$W_p = (G_{psp} + G_c + Q) \cdot \alpha -$$

$$W_p = (120750 + 47750 + 77317) \cdot 0,002 = 0,491 \text{ kN}$$

$$W_v = p_v \cdot S \quad S \text{ surface du semi portique} = 18,35 \text{ m}^2$$

$$W_v = 0,375 \cdot 18,35 = 6,88 \text{ kN}$$

$$\text{donc } W_t = 2,212 + 0,4916 + 6,88 = 9,5836 \text{ kN}$$

$$\boxed{W_t = 9,5836 \text{ kN}}$$

$$P = \frac{9,5836 \cdot 10^3 \cdot 40}{60 \cdot 10^3 \cdot 0,8} = 7,986 \text{ kW}$$

cette puissance sera partagée entre les appuis (palee-sommier) la puissance du moteur d'un mecanisme de translation sera

$$P_i = 0,75 P$$

$$\text{donc } P_i = 0,75 \cdot 7,986 = 5,9895 \text{ kW}$$

$$P_i = 5,9895 \text{ kW}$$

choix du moteur frein type LORROY-SOMER

. LS 132 M2-6 CAG FCM2 faces B3 1000 tr/min $P = 5,5 \text{ kW}$

. vitesse 4/4 960 tr/min.

vitesse de rotation du galet :

$$N_{g_t} = \frac{v_t}{\pi \cdot D_{g_t}} = \frac{40}{\pi \cdot 0,4} = 31,831 \text{ tr/min}$$

$$N_{g_t} = 31,831 \text{ tr/min}$$

$$\text{la reduction sera } i_r = \frac{N_n}{N_{g_t}} = \frac{960}{31,831} = 30,159$$

on choisira un reducteur toujours LORROY-SOMER à vis sans fin du type d 30 de $i_{\text{cat}} = 30$

l'erreur commise sur la vitesse sera :

$$\Delta i = \left| \frac{30,159 - 30}{30,159} \right| = 0,53\%$$

les verifications dynamiques se feront de la même maniere et suivant le même principe que pour le mecanisme de direction c'est pourquoi nous estimons qu'il n'est pas necessaire de reproduire cette même methode dans ce fascicule avec seulement une variation des valeurs des mêmes paramètres.

l'équipement électrique du pont semi portique roulant comprend :

- a/ une ligne d'alimentation générale par gaine protégée sur le bâtiment, pouvant alimenter plusieurs semi-portiques (fig 1)

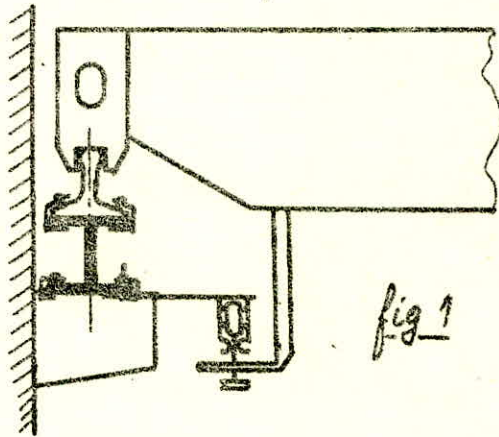


fig 1

- b/ Une ligne d'alimentation du chariot réalisée par des câbles souples plats suspendus à des chariots roulants dans une gaine métallique spécialement conçue le long de la poutre (fig 2)

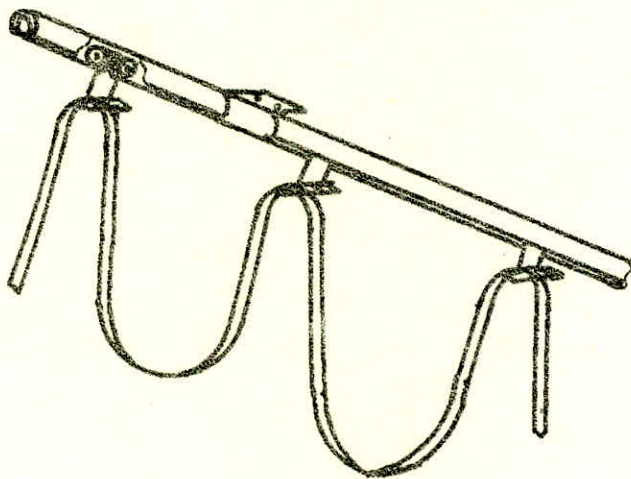


fig 2

- c/ une ligne d'alimentation du système de commande
- d/ une cabine de commande
- e/ des coffrets d'appareillages étanches contenant tous les éléments électriques nécessaires à la marche ou l'arrêt du mouvement voulu généralement constitués de
 - 1- sectionneur à commande extérieure

2. contacteur general
3. contacteur inverseur
4. transformateur pour l'alimentation des circuits de controle et securite
5. disjoncteur principal protegant l'installation entiere contre les danger de court-circuit, baisse de tension et eventuellement une surchage de longue duree

f/ Un systeme d'appareillage (combineurs - controleurs - regulateurs ... etc) permettant :

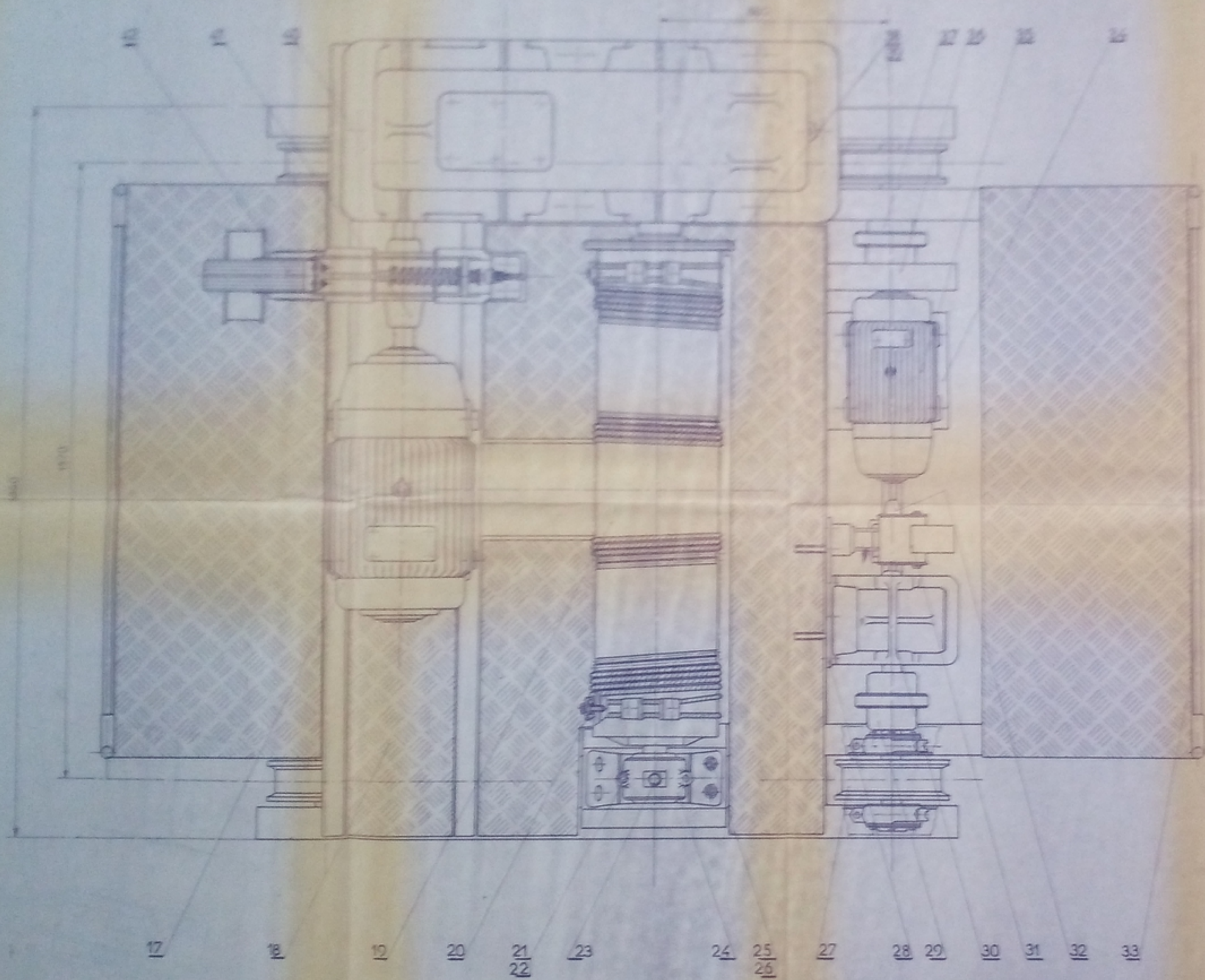
- . le demarrage progressif des moteurs
- . le réglage et le traitement de la frequence vitesse
- . le changement de leur sens de rotation
- . la realisation des connexions necessaires avec les resistances dispositifs de securite (interrupteurs de fin de course) et les electro-freins
- . ralentissement et limitation de mouvement
- . verouillage et repetition de position
- . synchronisation :
regulation et asservissement des palais et le sommier pour eviter le phenomene de decalage accidentel et rester dans les marges de tolerances plausibles .

CONCLUSION

Ce travail si modeste soit-il, ne peut prétendre ou aspirer ni à la nouveauté, ni à l'originalité, ni à une possibilité d'ingéniosité purement personnelle, mais on dira que malgré le manque certain de documentations, senti et reproché depuis toujours. l'étude qui a été faite, qu'il paraît bien clair qu'elle n'est que préliminaire et non complète dans la plus-part des cas et qu'on pense qu'elle a deviné les points les plus essentiels pour la conception de tel appareil et a touché leurs majeures parties, soit par une étude assez approfondie ou par simple mention des parties ne relevant pas de nos compétences. nous a permis de nous familiariser avec la résolution d'un problème et l'étude d'un projet proprement dit, savoir l'entamer, réfléchir dessus, faire des recherches et enfin le présenter sous une forme des plus acceptables pour une éventuelle exploitation future néanmoins avec certaines conditions de reprise et approfondissement des points déjà traités, d'une répartition des tâches et surtout la collaboration d'experts en plusieurs spécialités, vu la diversité d'éléments composants de tels appareils de manutention.

BIBLIOGRAPHIE

1. Règles pour le calcul des appareils de levage
F.E.M section I Appareils lourds de levage et de manutention
- 2^{ème} édition 1970
2. Éléments de construction à l'usage de l'ingénieur
G. Lemasson & A-L-Tourancheau
- 5^{ème} édition Paris 1971
3. Guide d'élaboration de projets d'appareils de levage
Doc - Ing. I. Kolarov
- ed^t Technique . sofia 1978
4. DZwignice tome 2
A. Piatkiéwicz & R. Sobolski - Naukowo - techniczne . Varsovie 1978
5. Appareils de levage tome I & II
Doc. Ing. Hellmut - Ernest
- ed^t Eyrolles Paris 1962
6. les engins de levage tome I & II
Jean Gillmann
- ed^t Dunod 1972
7. Règles de calcul des constructions en acier (Règles CM 66)
- ed^t SDTbtP Dec 1966
8. Appareils de levage
N. Roudenko
- ed^t MOSCOU 1971
9. Cours de Monsieur Grevkowicz " Appareils de levage "
10. Catalogue Leroy - Somer
11. Catalogue Verlind



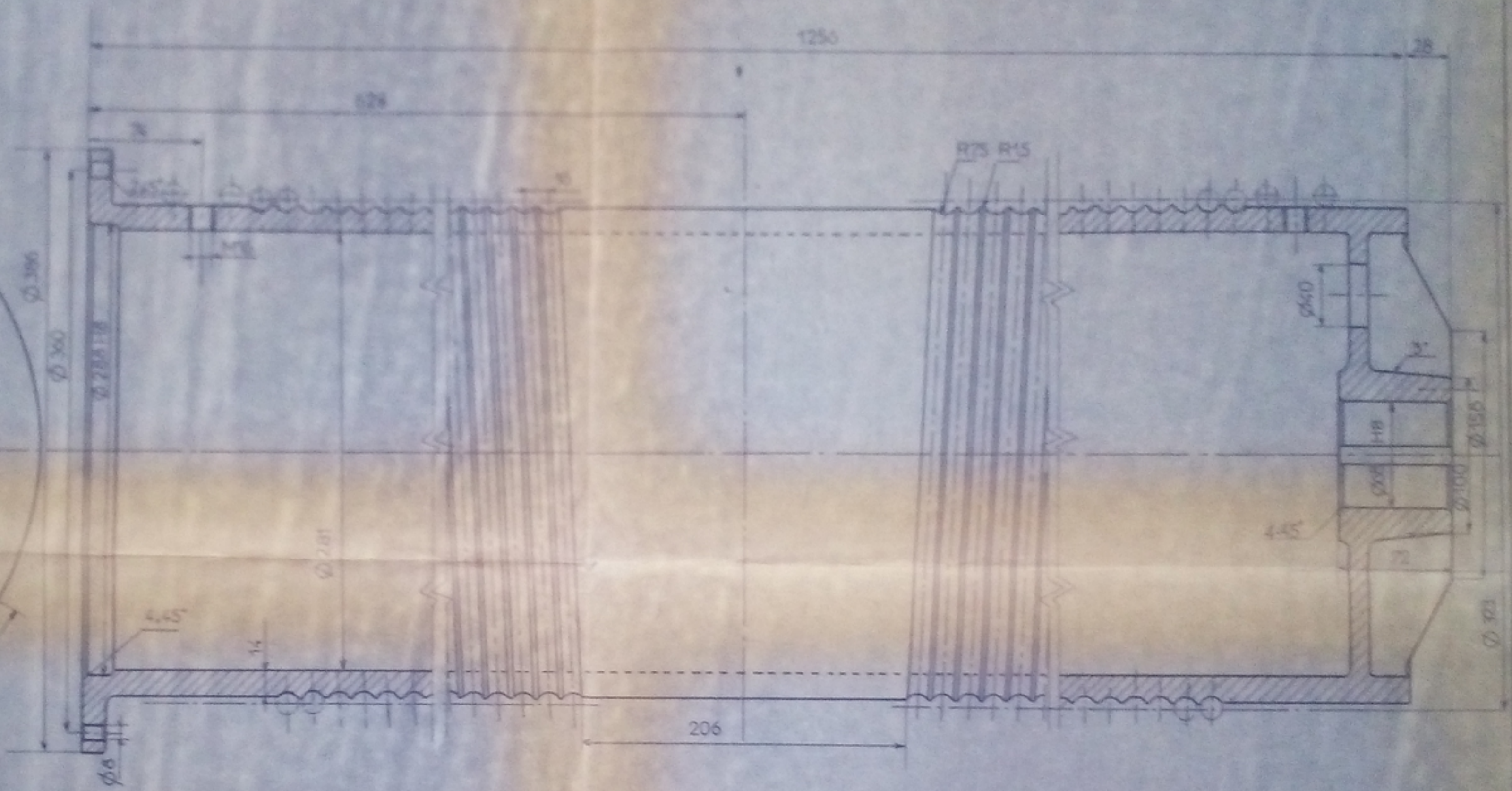
République Française
 Ministère de l'Industrie et de l'Aéronautique
 Direction des Études et Recherches

No 16 83
 Niveau 1

33	-----	Frein T x T 300/300	1	56	
32	-----	accouplement AE 200	1	491	BOS-344-71
31	-----	Reducteur RV 550	1	810	
30	-----	boulon H x B 80 T	6		NC38
29	-----	rondelle W18	6		NC38 NFE2348
28	-----	accouplement CZ 2	2	62	BOS-308-76
27	PSP1050007	visant droite	1		Adv
26	-----	Moteur MTF 11-5	1	76	
25	PSP1050006	Support moteur	1		
24	PSP1050005	Rampede bande	1		
23	-----	accouplement AE 100	1	484	BOS-244-71
22	-----	Frein T x T 200/100	1	27	
21	-----	Reducteur vertical BK300	1	107	
20	-----	accouplement CZ 2	1	63	BOS-308-76
19	PSP1050004	plaque support F-Red	1		
18	-----	Calot moteur 250	2		GOST-3564-60
17	-----	écrou H x M 27	4		BCD41 NFE2348
16	-----	rondelle W18	4		NC38 NFE2348
15	PSP1050500	Peller	1		
14	-----	vis de graissage	1		
13	-----	écrou H x M 16	2		BCD41 NFE2348
12	-----	rondelle W18	2		NC38 NFE2348
11	-----	claque fixation-cable	6		PSA Ph-584-80/19
10	PSP1050400	Tambour (ensemble)	1		
9	PSP1050003	parapet	1		
8	-----	moteur MTF 30-6	1	234	

Re	N° du dessin	Designation	N° Matière	Observ
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE				
échelle	Massis			
02				
dessiné	Balvia			
Dimension	Spindler			
CHARIOT			ENPA	
			Dpt Mécanique	
FSP105.00.00				

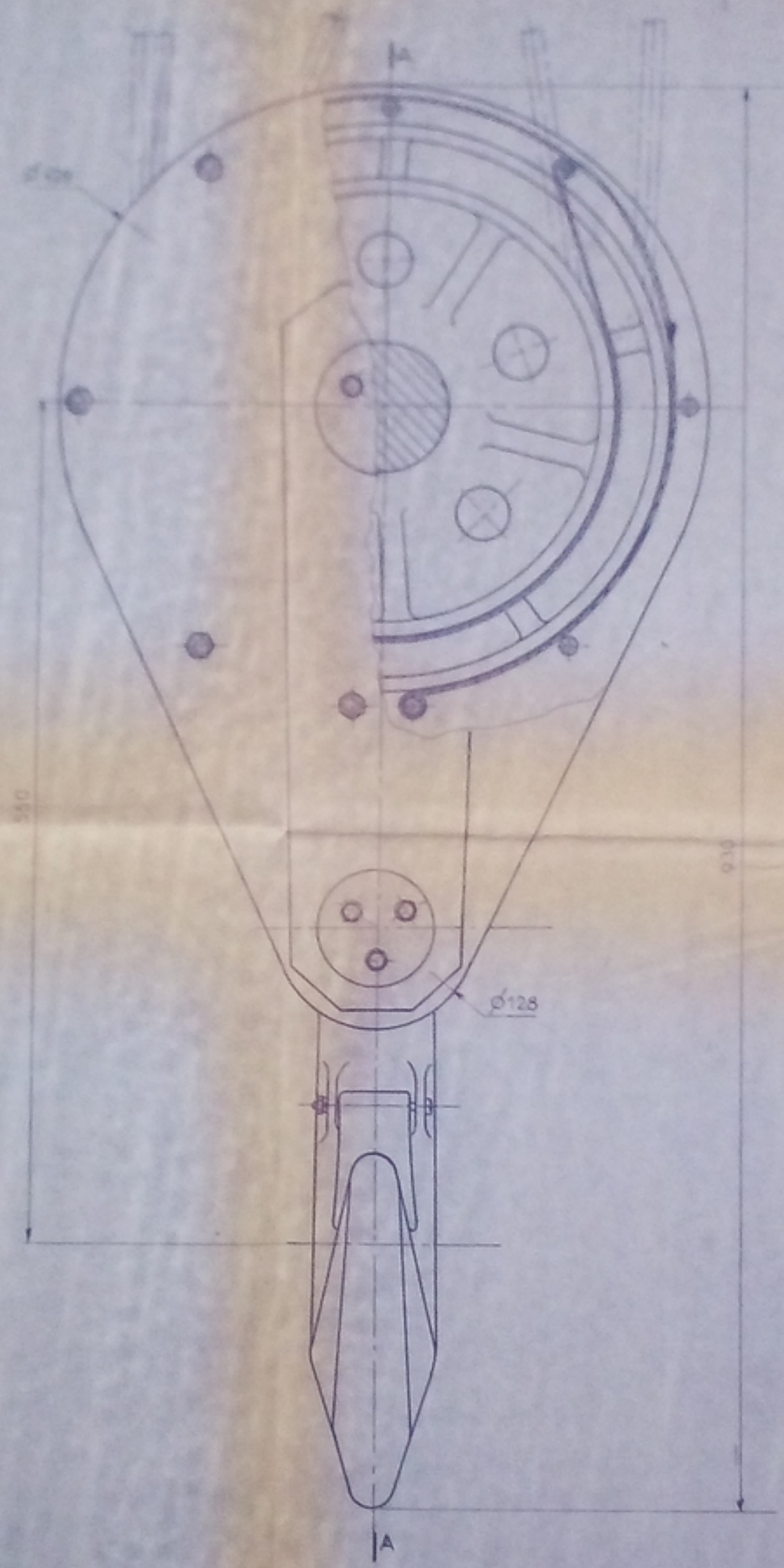
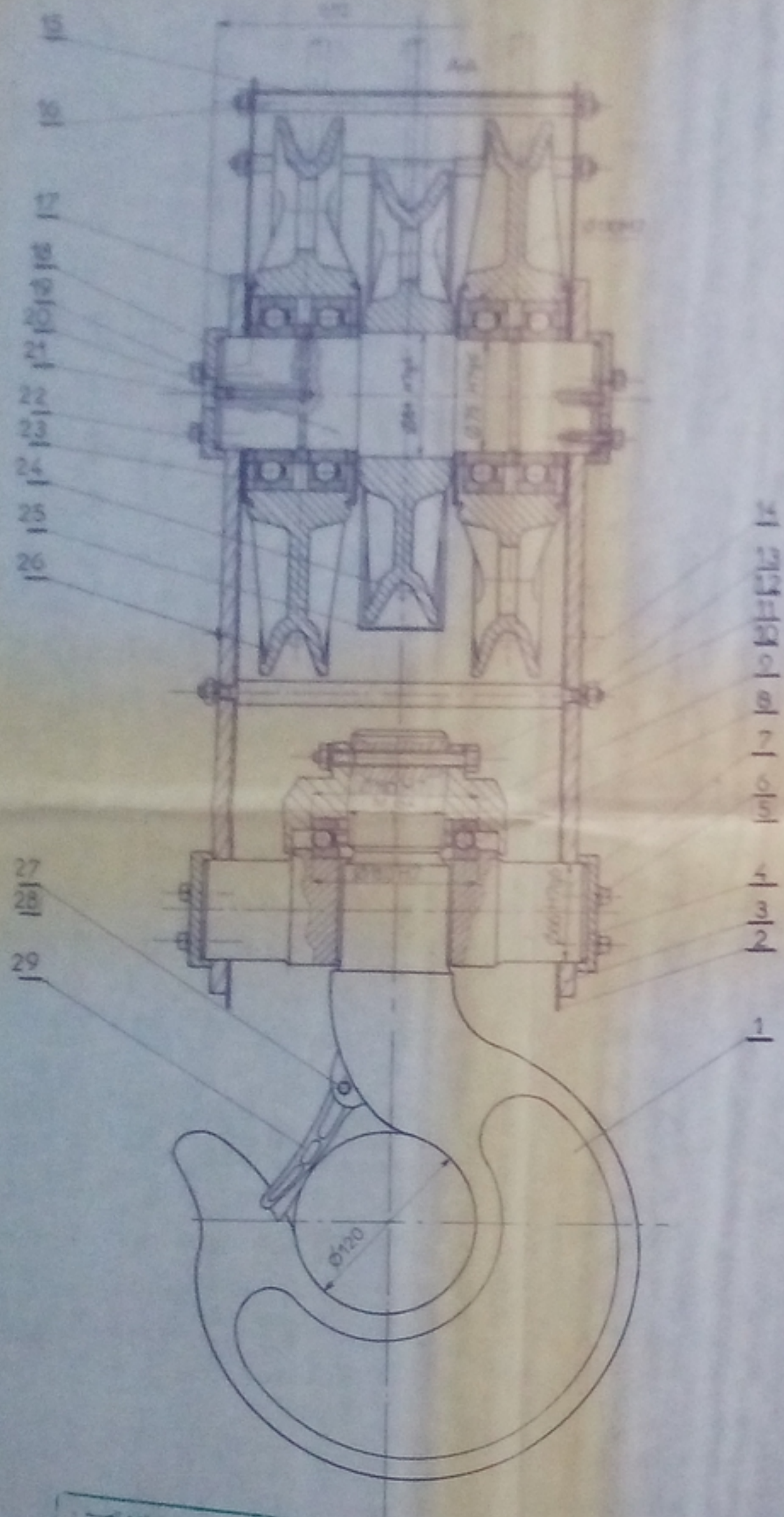
nombre de feuilles : 2
 feuille n° : 2



PM 01683
- 3 -

مكتبة
الكلية الهندسية
الجامعة الوطنية
المصرية
BIBLIOTHEQUE
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
echelle	masse		ENPA
Q5			TAMBOUR
eludiant	Boulahia		Dpt Mecanique
Promoteur	Spiridonov		
			A48 M
			PSP1050401

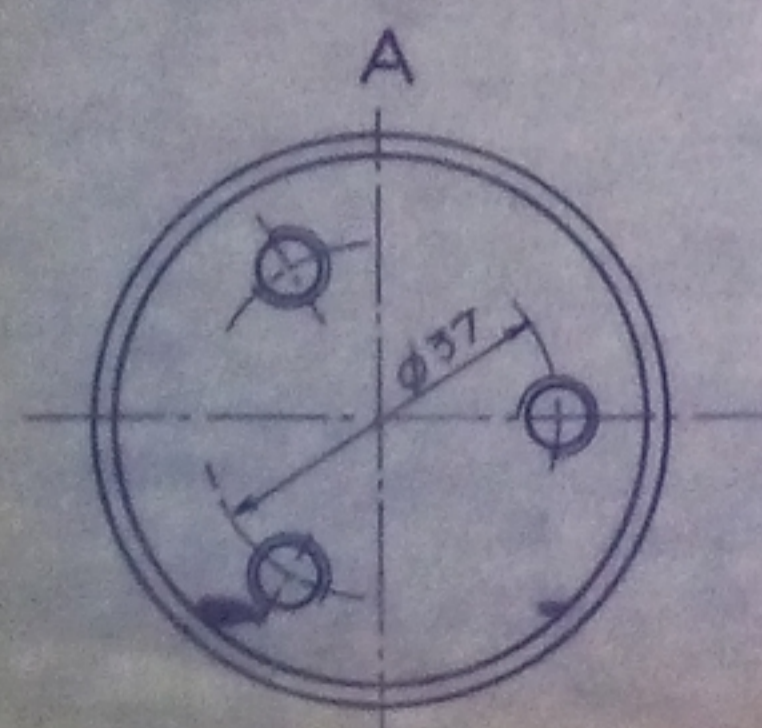
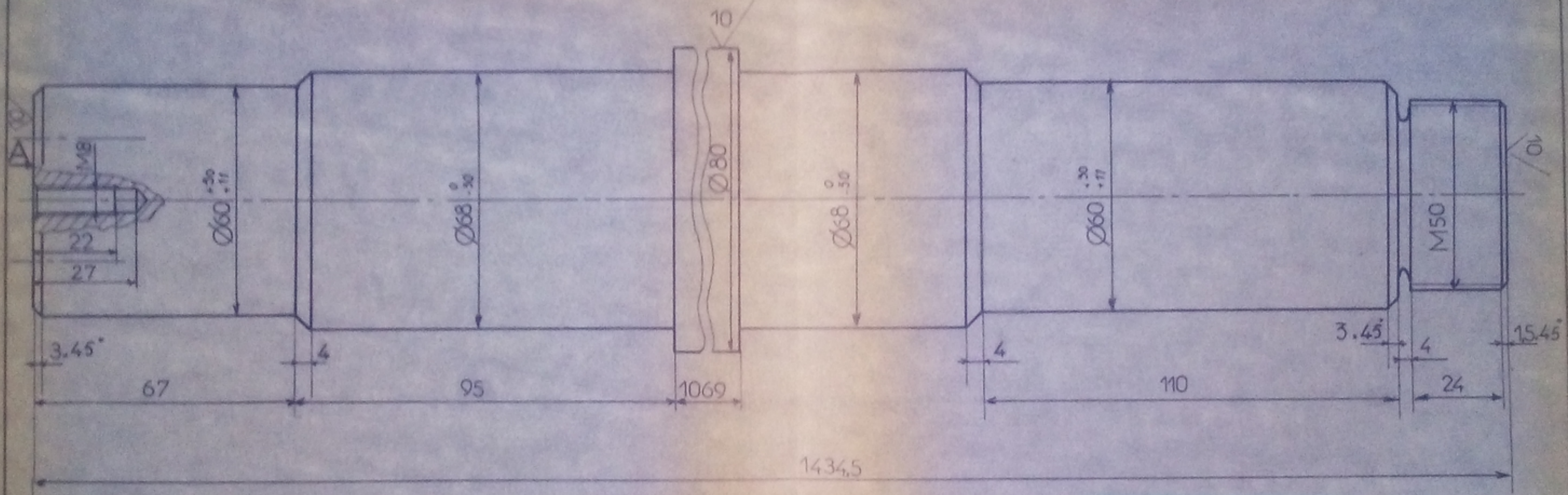


PMo/683
- 4 -

29	Flasque de garde	1	Adx	
28	Boulon H.M4 40T	1	A56.3e	NFE 27-47
27	Rondelle W8	1	XC 65T	NFE 27-48
26	Poulie de fonctionnel	2	A48M	
25	garde-cable	1	Adx	
24	Poulie d'équilibrage	1	A48M	moule
23	roulement 75BC02	4		SCR300
22	entretase	2	Adx	
21	Graisser LUB	2	XC 10	zinc
20	Axe	1	A50	
19	entretase	4	Adx	
18	Chapeau	2	A37	
17	Flasque d'atanchette	4	Adx	
16	Goujon	7	A56.3e	
15	Garde-cable	1	Adx	
14	Goujon	2	A56.3e	
13	ecrou H.M10	18	A56.3e	NFE 27-47
12	Rondelle W8	18	XC 65T	NFE 27-48
11	boulon H.M10 110T	1	A56.3e	NFE 27-39
10	Rondelle W10	1	XC 65T	NFE 27-48
9	ecrou	1	C 20d	
8	roulement 75TA12	1		SCR300
7	Traverse	1	A37T	
6	ecrou H.M6	12	A56.3e	NFE 27-47
5	Rondelle W6	12	XC 65T	NFE 27-48
4	Chapeau	2	A37	
3	Renfort	2	A50	
2	Flasque	1	Adx	
1	crochet n°7 GOST 1688-68	1	C 20d	renfort
R	N° du dessin	Designation	N° m	Matière
				Observ

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE				
échelle	masse			ENPA
0.5				
d'édifiant	bouche			
Projeteur	Spécialiser			
			MOUFLE	Dpt. Mécanique
				PSP1.06.00.00

EGLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHEQUE

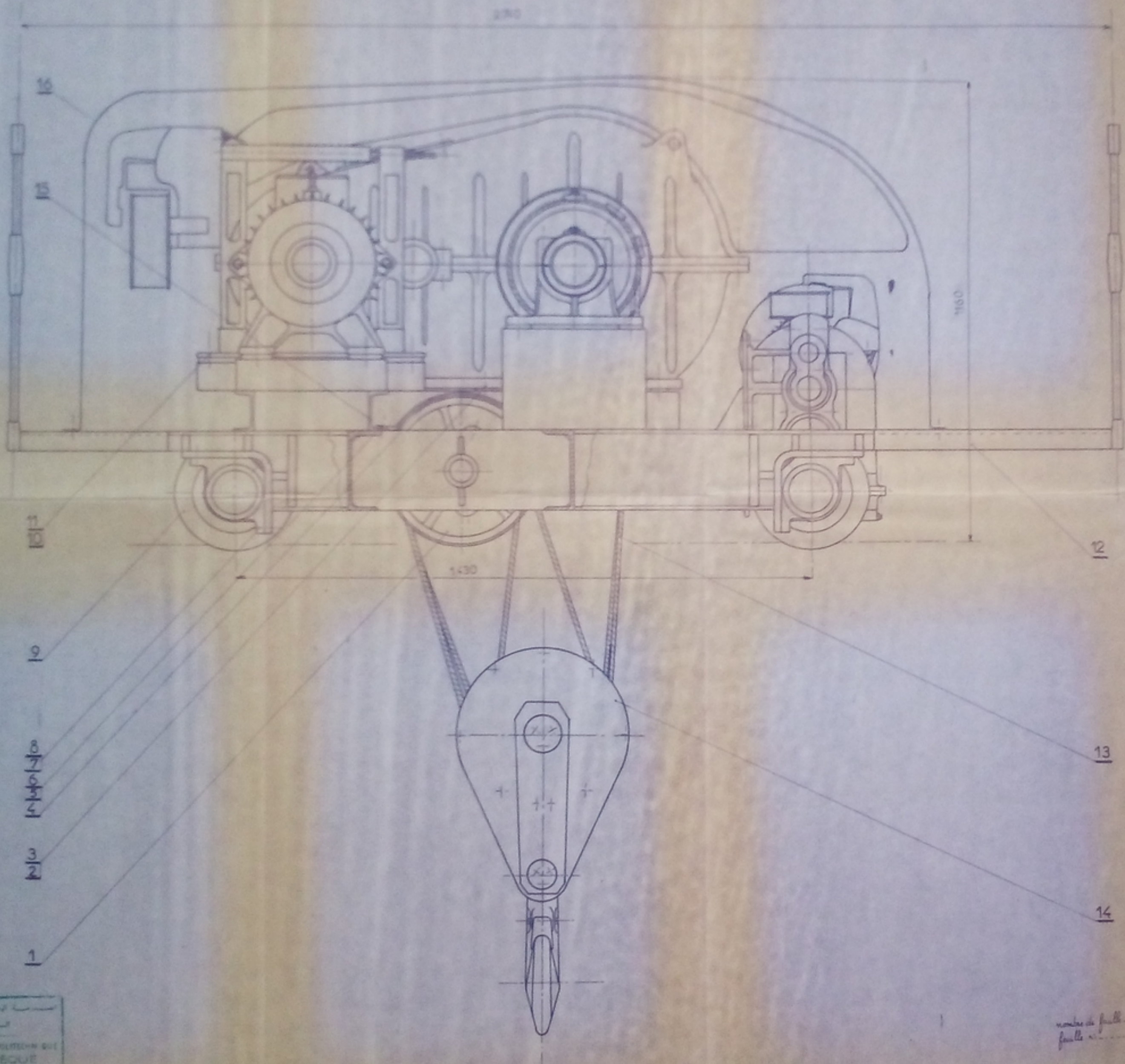


Les surfaces mm indiquées ✓

الجامعة الوطنية للعلوم الهندسية
 ليبيا
 ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
 BIBLIOTHÈQUE

PM 016 83
 -5-

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE				
echelle	masse		ARBRE	ENPA Dpt. Mecanique
1,00				
etudiant	Boulahia		A 50	PSP1.05.04.06
Promoteur	Spiridenov			



16	PSP1050002	Capotage	1		
15	PSP1050300	Châssis de surélévation	1		
14	PSP1050000	Moufle	1		
13	—	Cable B1/4 180kg galvanisé	1	XC 80	DNV 686
12	PSP1050200	Châssis	1		
11	—	boulon HM 20 60T	4	3SC D47	NFE 23198
10	—	rondelle V 20	4	XC 35F	NFE 23198
9	—	gâlet fou 250	2	GOST 3569-60	
8	—	boulon HM 16 70T	16	3SC D47	NFE 23198
7	—	rondelle V 16	16	XC 35F	NFE 23198
6	—	vis HM 16 16	4	3SC D47	NFE 23198
5	—	rondelle V 8	4	XC 35F	NFE 23198
4	PSP1050001	garde câble	1	oak	
3	—	boulon HM 24 85T	8	3SC D47	NFE 23198
2	—	rondelle V 24	8	XC 35F	NFE 23198
1	PSP1050100	ensemble poulies	1		
R	N° du dessin	Designation	N	m	Matière
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE					
échelle	Q2				ENPA
étudiant	Bouhadj				Dpt Mécanique
promoteur	Spirine				PSP105.0000

المكتبة
 ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
 BIBLIOTHÈQUE

nombre de feuilles 2
 feuille n° 1

