

16/82

Ministère de l'enseignement et de la recherche Scientifique

U.S.T.H.B

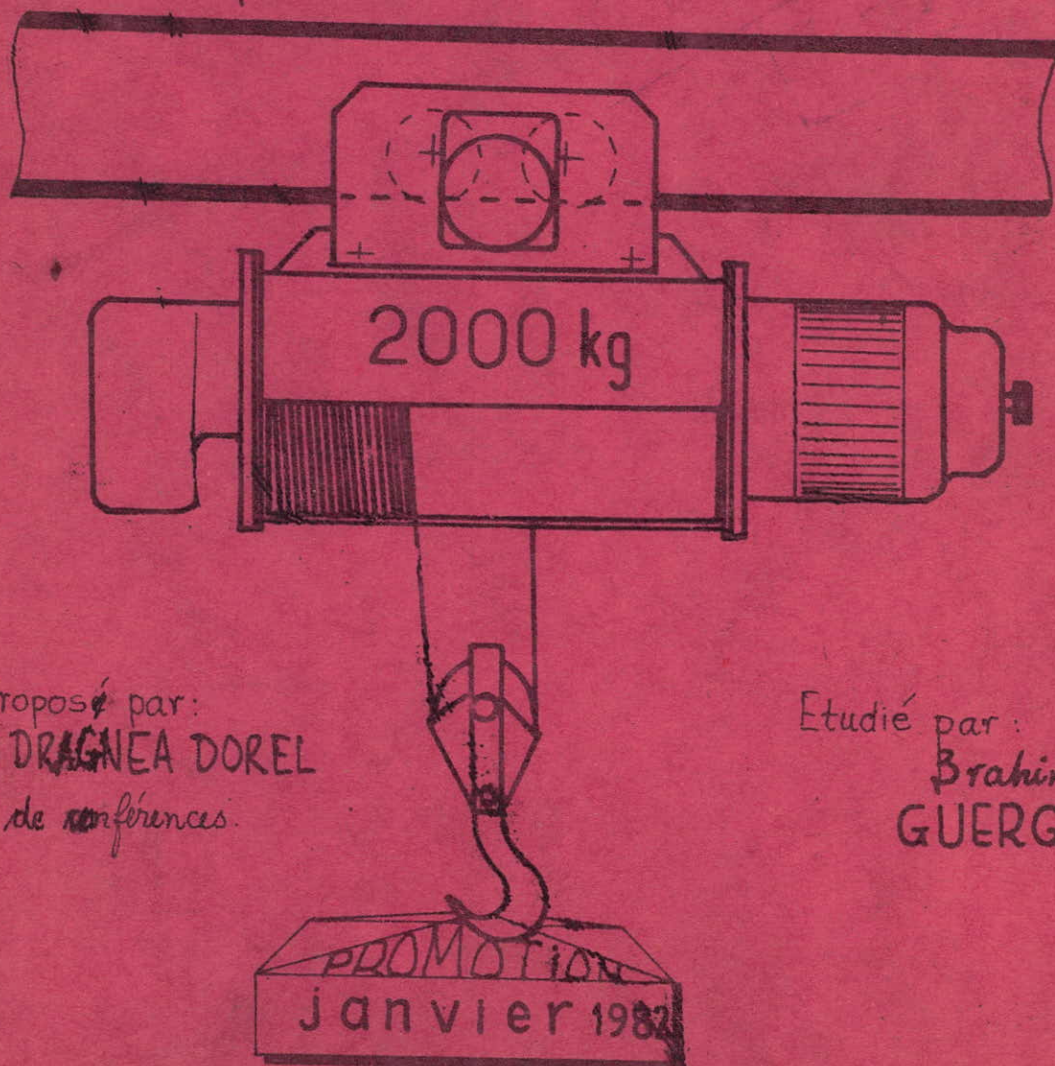
ENP.A

1 ex

المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية
 Département de Génie-Mécanique
 ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
 Bibliothèque de fin d'études
 BIBLIOTHÈQUE

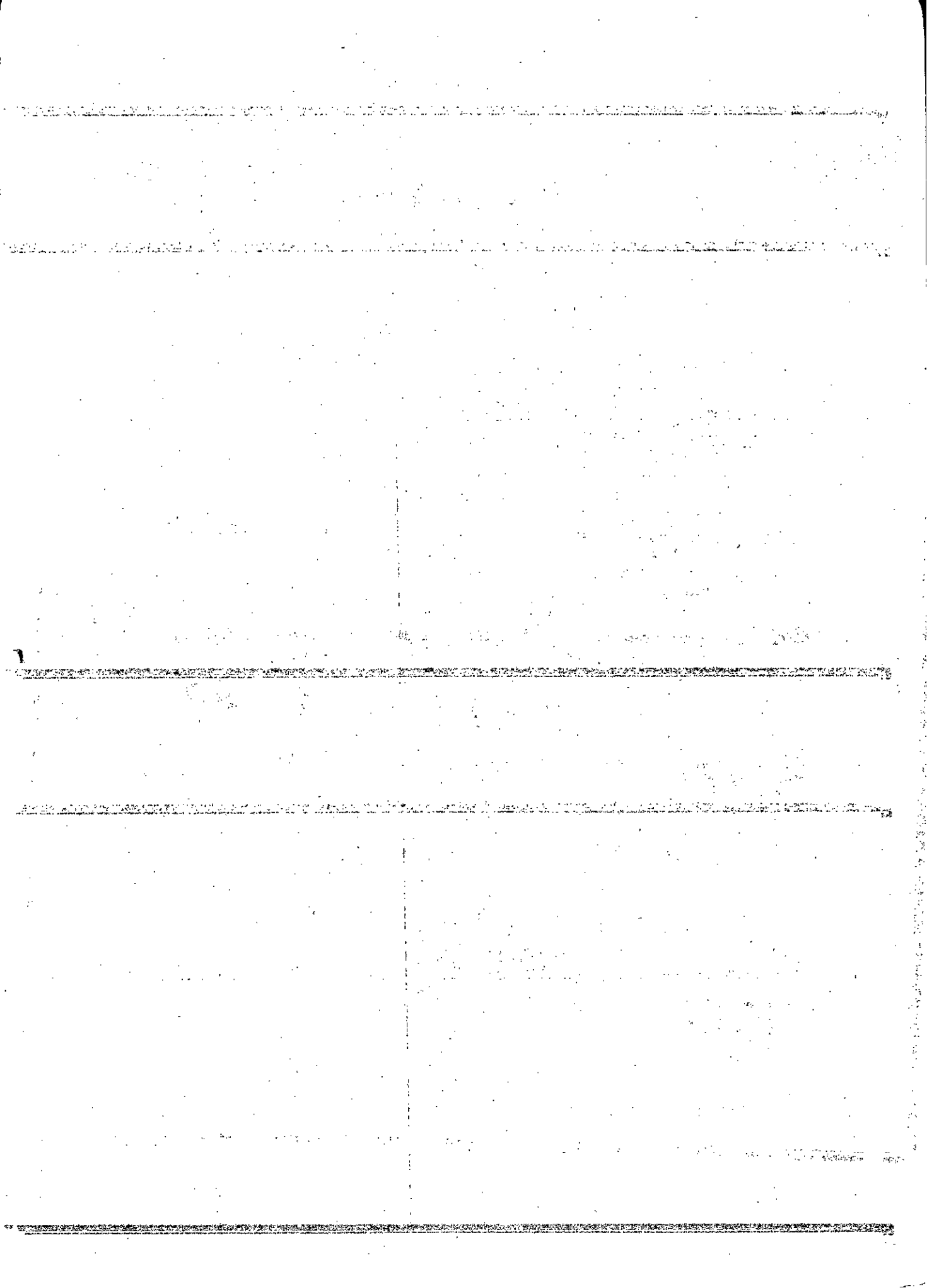
PALAN ELECTRIQUE

Monorail
Suspendu sous Chariot



Proposé par:
 MEIVAN DRAGNEA DOREL
 Maître de conférences.

Etudié par:
 Brahim
 GUERGUEB



Ministère de l'enseignement et de la recherche Scientifique

U.S.T.H.B

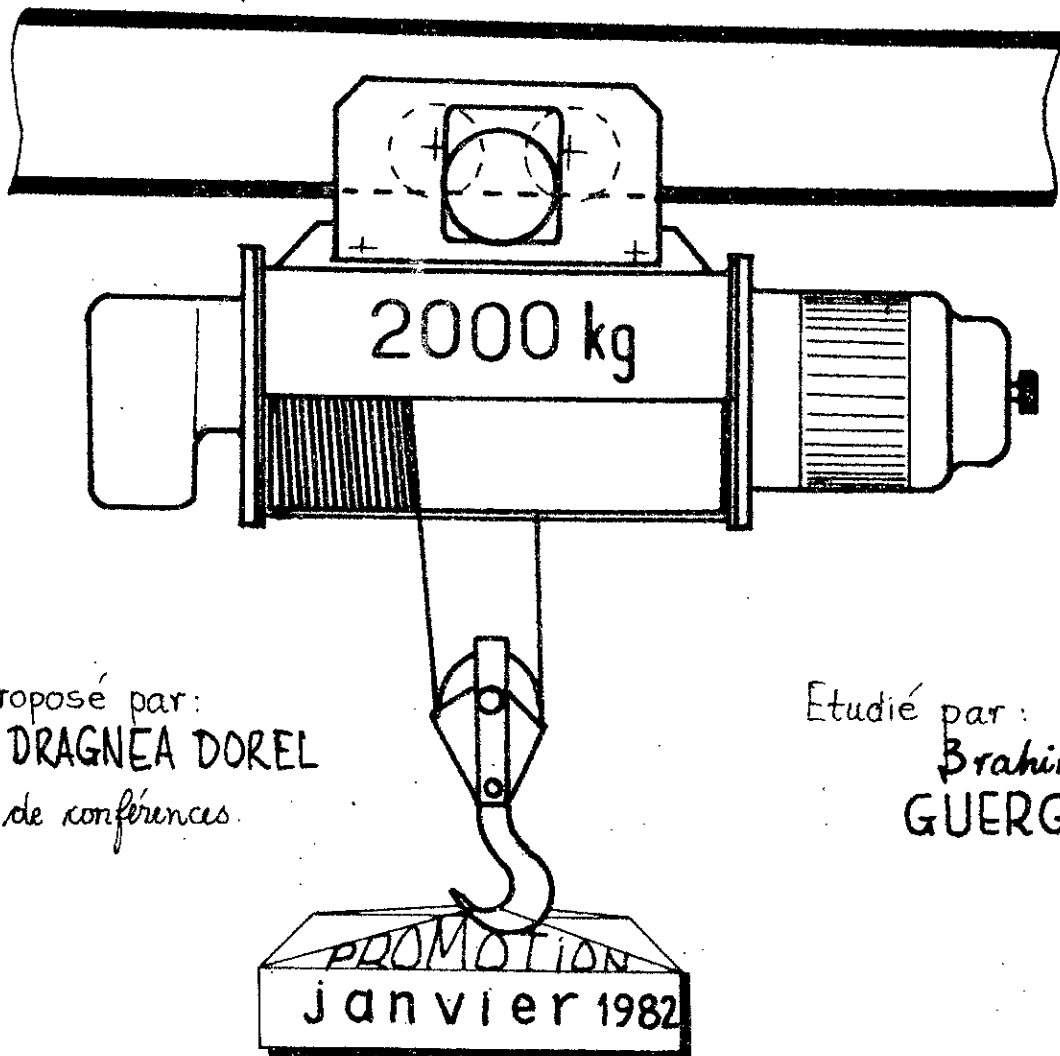
ENP.A

Département de Génie-Mécanique

Thèse de fin d'études

PALAN ELECTRIQUE

Monorail
Suspendu sous Chariot



Proposé par:
M^{me} IVAN DRAGNEA DOREL
Maître de conférences.

Etudié par:
Brahim
GUERGUEB

A la mémoire de
notre cher et regretté
professeur de régulation
industrielle monsieur Romuald
SOWA. SMETNY.

REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier vivement monsieur IYAN DRAGNEA Dorel pour ses conseils et son suivi durant l'élaboration de ce projet.

Mes remerciements pour tout le corps enseignant du département de G. Mécanique et tous ceux qui ont contribué à ma formation d'Ingénieur.

DEDICACES

A

La mémoire de mon père ;
ma mère , mes frères et Soeurs ,
mes amis ;
mes collègues de promotion et en particulier
Benbraïka Med
mon cousin Mohamed .

Je dédie ce modeste travail.



TABLE DES MATIERES

	Pages
Présentation du sujet -----	1
Introduction -----	2
Chapitre I	
Generalités sur les palans électriques ----	3
Chapitre II	
Etude comparative -----	5
* Palan UNELEC -----	6
* Palan VERLINDE -----	8
* Palan DEMAG -----	10
* Palan Balkancar -----	12
* Conclusion -----	12'
Chapitre III	
- Mécanisme de levage	
- Paramètres initiaux -----	13
- Schéma cinématique -----	14
3.1 Calculs préliminaires -----	15
- 3.2 Vérification des contraintes dans le câble -----	19
3.3 Calcul du tambour -----	21
3.4 Choix de certains éléments normalisés -----	25
- 3.4.1 Moteur-Frein -----	25
- 3.4.2 Fixation du câble -----	27
- 3.4.3 Choix du crochet -----	28
- 3.4.4 Choix du moufle -----	30
3.5 Réducteur de vitesse -----	31
3.5.1 Répartition des rapports de réduction -----	35
3.5.2 Puissances sur les arbres -----	35
3.5.3 Couples sur les arbres -----	35
3.5.4 Calcul des efforts -----	36
3.5.5 Vérification des engrenages -----	39
3.6 Calculs définitifs -----	45
3.6.1 Calcul cinématique -----	45
- 3.6.2 Calcul de la puissance de régime -----	45
3.6.3 Vérification dynamique -----	47
3.6.4 Vérification des roulements du Tambour -----	51

3.6.5	Vérification de l'arbre moteur	54
3.6.6	Vérification des roulements de l'arbre moteur	59

Chapitre IV

- Mécanisme de déplacement

	Paramètres initiaux	61
	Schema cinématique	62
4.1	Calculs préliminaires	63
- 4.1.1	Calcul des galets	63
- 4.1.2	Profil du galet	65
- 4.1.3	Détermination du couple moteur et de la puissance de régime	66
- 4.2	Vérification du galet à la pression de contact	68
- 4.3	Choix du profil IPN.	69
4.4.	Calcul cinématique	70
	Conclusion	71

BIBLIOGRAPHIE

N°	AUTEUR	TITRE	EDITION
1		VERLINDE catalogue	VERLINDE
2		UNELEC catalogue	UNELEC.
3		Catalogue SYNDICAT des industries de materiel de manutention.	
4		Moteurs Freins catalogue LEROY SOMER	LEROY SOMER
5	IVAN	Appareils de Levage COURS CM4	ENPA
6	G LEMASSON A L TOURANCHEAU	Elements de construction TOME B	DUNOD 1966
7	HELMUT ERNST	Les appareils de Levage TOME 1: Principes et elements de construction	EYROLLES 1962
8	HELMUT ERNST	Les appareils de Levage TOME 2	EYROLLES 1962
9	G HENRIOT	Traite' theorique et pratique des engrenages TOME 1	DUNOD 1968
10	LENORMAND et TINEL	MEMENTO de Dessin industriel	FOUCHER 1973
11		Normy Zakladowe Tome 4	WARSAWIA 1974

PRESENTATION DU SUJET

Etude d'un palan monorail suspendu sous chariot ;
les parametres de base sont :

- Capacité de charge 2000 kg
- Groupe F.E.M II (moyen)
- Course du crochet 12 m
- Nombre de brins 2
- Vitesse de levage 8 m/min
- Vitesse de déplacement 20 m/min.
- Facteur de marche 40%
- Nombre de démarrages 240/h.

Utilisation: pour mecaniser une ligne de fabrication
de transformateur electriques.

INTRODUCTION

Ce palan sera utilisé dans une ligne de fabrication de transformateurs électriques de puissance moyenne, où les poids manœuvrés (carter, Armature bobinage, couvercle) ne dépassent pas 2000 kg. On suppose donc que sur chaque ligne de fabrication de transformateur on peut utiliser ce palan.

Vu le nombre important de manœuvres qui doivent être exécutées pendant la fabrication des sous-ensembles cités ci-dessus, on admet que pour chaque étape de fabrication le nombre de démarrages ne dépasse pas 6 démarrages/opération. Donc en fonction du nombre de démarrages fixé dans les données (240/h) résulte finalement que ce palan peut exécuter jusqu'à 40 manœuvres/h ; ce qui correspond largement à un rythme de travail normal.

CHAPITRE I

*GENERALITES SUR LES PALANS
ELECTRIQUES*

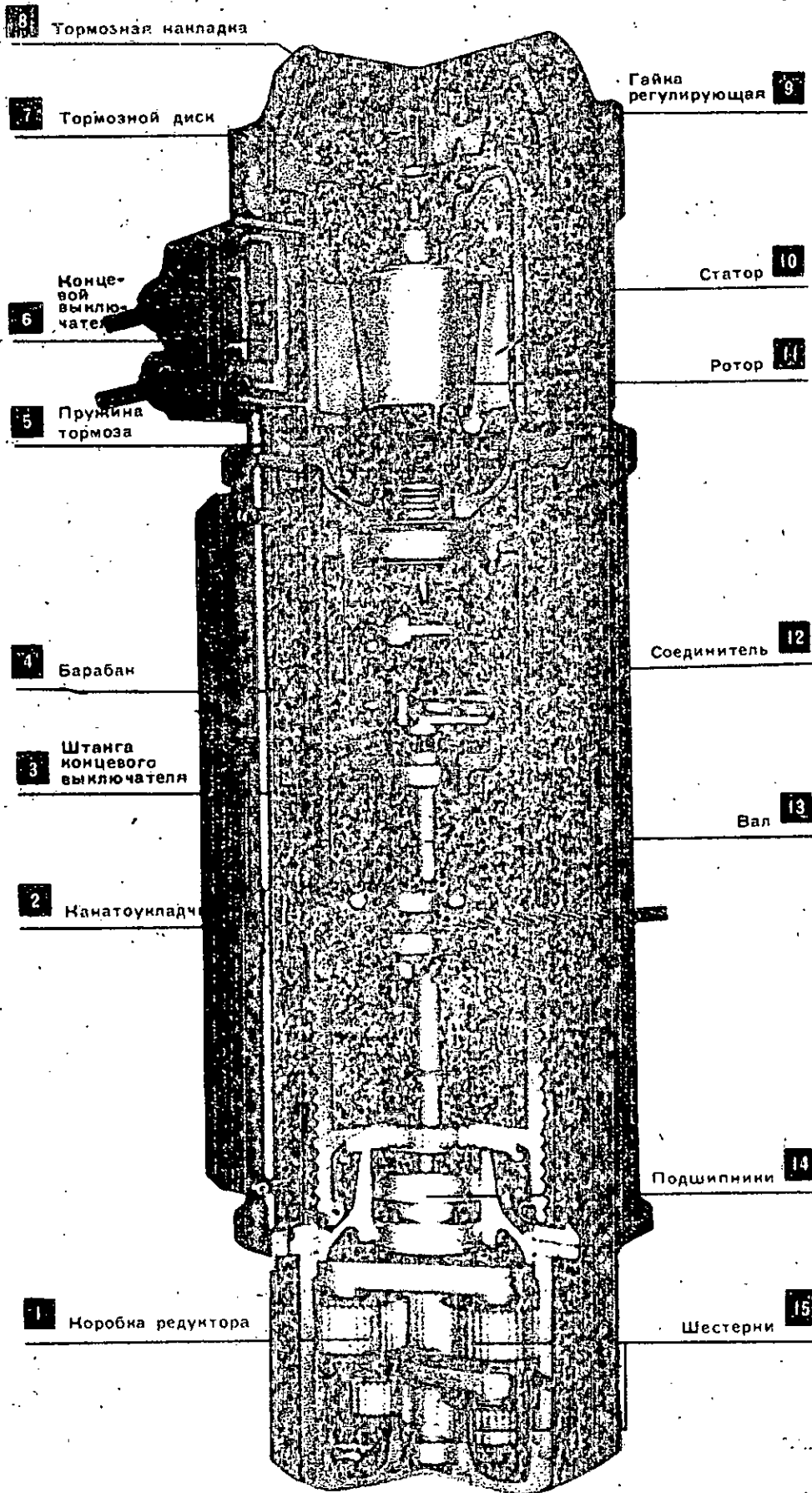
PALANS Balkancar

BULGARIE

Fig. 4

Description

- Réduction par trains épicycloïdaux en acier hautement résistant traité thermiquement.
- Tambour en Acier moulé à 1 filet.
- Moteur électrique représente une combinaison entre moteur électrique et frein conique agissant directement par le déplacement axial du rotor sous l'effet d'un ressort. Lors de l'enclenchement la force électrique axiale agissant sur le rotor, surmonte la force du ressort et libère le frein. Elle est réglée à l'aide d'une rondelle.
- Crochet avec dispositif de Sécurité.
- le palan est équipé de Fins de course haut et bas actionnés par le guide Câble.
- La commande du palan est directe et s'effectue par bouton de commande.



PALAN BALKANСАР

PALAN BALKANСАР

Fig: 4

CONCLUSION

On remarque que les palans des 4 Firmes que nous venons de décrire se ressemblent et ne different que dans la disposition des différents éléments qui composent le palan, et dans l'esthétique (design).

Pour notre palan nous adoptons le schéma cinématique de la page 14 (disposition du moteur frein et du reducteur de part et d'autre du Tambour, pour conserver le centre de gravité de l'ensemble au milieu du tambour et ainsi chargé uniformément les 4 galets du chariot).

Description :

- Reducteur de vitesse à trains d'engrenages hélicoïdaux plus une réduction au niveau du Tambour.
- Moteur. Frein Type Leroy. Somer. Reglage du couple de freinage par écrou.
- Tambour fileté en Acier Toulable.
- Fixation du câble sur le tambour par plaquette et vis.

Pour la partie électrique : nous recommandons.

- * alimentation par câble souple plat suspendu à des chariots roulants dans des gaines métalliques.
- * Coffret électrique placé sur l'enveloppe côté attache câble.
- * Fins de course haut et bas actionnés par le câble.
- * Boite de commande pendante Très basse Tension 24 ou 48 V.

I GENERALITES

Le palan électrique est un mécanisme de levage monté dans une construction mécanique, il est constitué de :

- Un tambour à câble pour soulever la charge.
- Un système de réduction entraîné par un moteur électrique.

Les palans électriques peuvent être fixes ou mobiles.

Les palans stationnaires (fixes) sont utilisés comme appareils de levage simple, ils sont fixés sur les poutres ou sur la charpente métallique.

Les plus utilisés de nos jours sont les palans électriques comportant un mécanisme de translation; dans ce cas les palans sont accrochés sous un chariot qui peut être déplacé par un effort horizontal d'un ouvrier qui pousse ou tire la charge, soit un chariot qui a un mécanisme à chaîne pendante, ou bien par un moteur électrique.

Les moteurs électriques du mécanisme de levage et de translation du palan sont alimentés soit par des conducteurs placés parallèlement aux voies de déplacement soit par câble souple plat (utilisé dans le cas des petits déplacements) suspendus à des chariots roulant dans des gânes métalliques.

Le courant électrique est collecté à l'aide d'un récepteur de courant fixé sur le palan.

La commande du palan peut être réalisée à partir d'une cabine fixe (rarement) ou une commande pendante.

Les palans électriques travaillent dans des régimes moyens 25 à 40%.

Le mécanisme de levage comprend :

- Un moteur électrique fixé sur une construction mécanique.
- Un réducteur à engrenages cylindriques, un tambour et un frein.

Pour les palans électriques ayant une capacité de charge supérieure à 2,5T, ils sont munis de 2 freins; Un frein sur le 2^e ou le 3^e arbre du réducteur (frein régulateur de descente) car le couple de freinage dépend de la charge, le 2^e frein (frein d'arrêt) est monté sur l'arbre d'entrée; la force de pression est équilibrée par un ressort.

Pour les palans dont la capacité de charge est inférieure à 1,5T on utilise d'habitude un seul frein du type à disque.

* Mécanisme de déplacement électrique.

pour les palans dont la capacité de charge ne dépasse pas 5T on utilise un seul chariot à 4 galets: 2 galets moteurs et 2 de guidage.

A partir de 5 tonnes on utilise un système ~~de palan~~ chariots liés entre eux par un palonnier sous lequel est suspendu le palan; un chariot est moteur l'autre de direction.

Les palans électriques peuvent aussi posséder:

- Des limiteurs de course (Levage et déplacement)
- Des limiteurs de charge.

CHAPITRE II

ETUDE COMPARATIVE

II. ETUDE COMPARATIVE

.5.

Pour trouver les meilleures solutions en ce qui concerne les diverses parties du palan qui sera conçu j'ai procédé tout d'abord à une analyse critique sur plusieurs types de palans de mêmes caractéristiques fabriqués actuellement par des firmes spécialisées.

Les résultats de cette étude comparative permettra de tirer profit des expériences de ces firmes afin de réaliser un palan compétitif.

Les caractéristiques à prendre en considération sont :

- . Les meilleures solutions constructives .
- . Les matériaux et technologies d'usinage pour une fabrication en série .
- . Le prix de revient .
- . La fiabilité et l'esthétique (design) .

Description.

- Réduction en carter étanche par trains d'engrenages hélicoïdaux en Acier traité.
- Tambour Acier 1 ou 2 filets.
- Guide câble en polyamide double chargé de fibres de verre.
- Ossature rigide en Acier.
- Moteur de levage : Moteur-Frein compact à rotor cylindrique. Fixation par bride et équipé d'une boîte à bornes de raccordements.
- Fin de course haut et bas à réenclenchement automatique actionné par le guide câble.
- Coffret étanche regroupant tout l'appareillage électrique.
- Commande sous très basse tension 48V.
- Mouflage 1. 2. 2x2 et 4 brins.
- Moufle avec crochet anti-vieillissant et carter acier
- Étanchéité standard IP44.

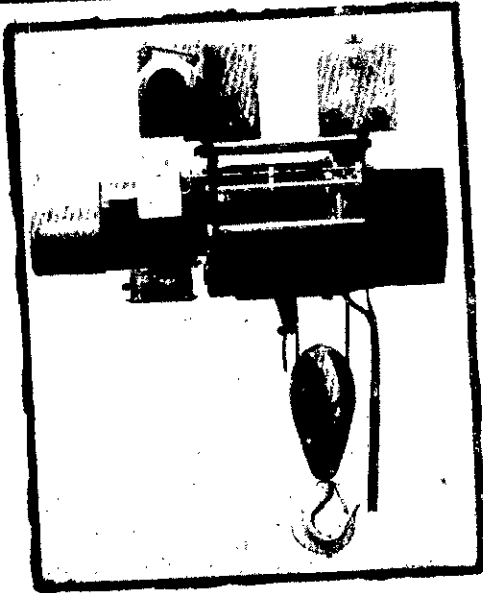


Fig:1a

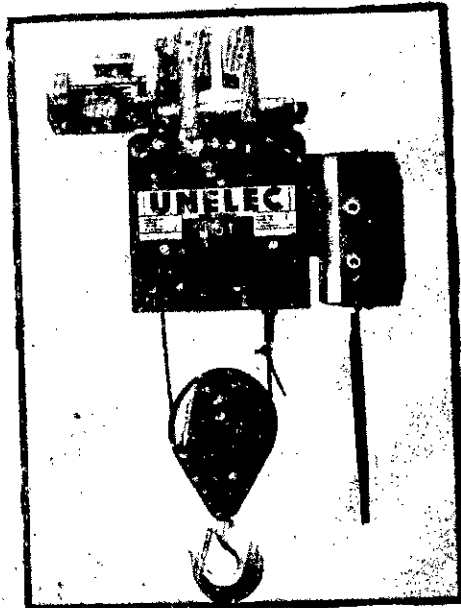
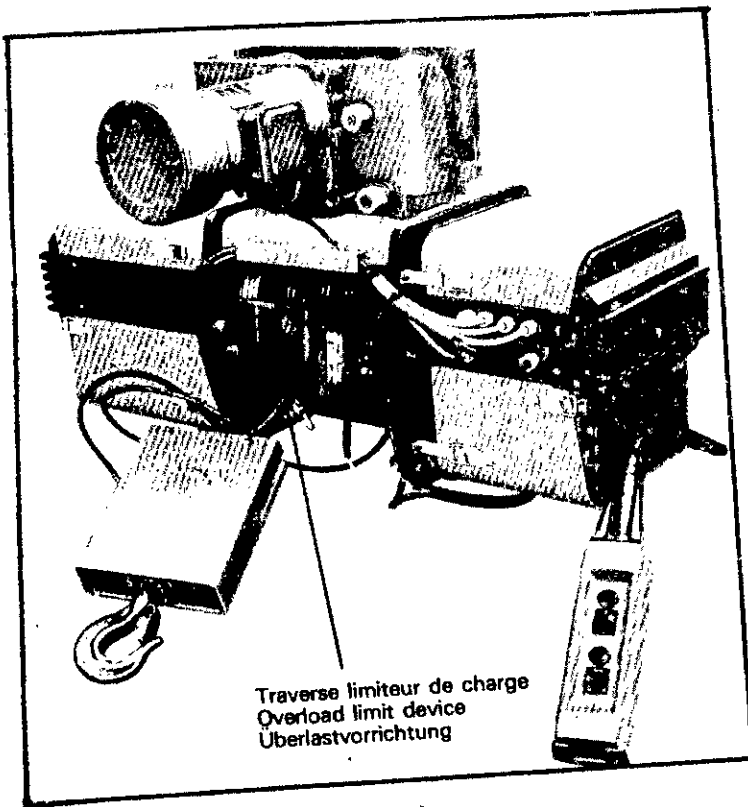


Fig:1b



Traverse limiteur de charge
Overload limit device
Überlastvorrichtung

Fig: 1c

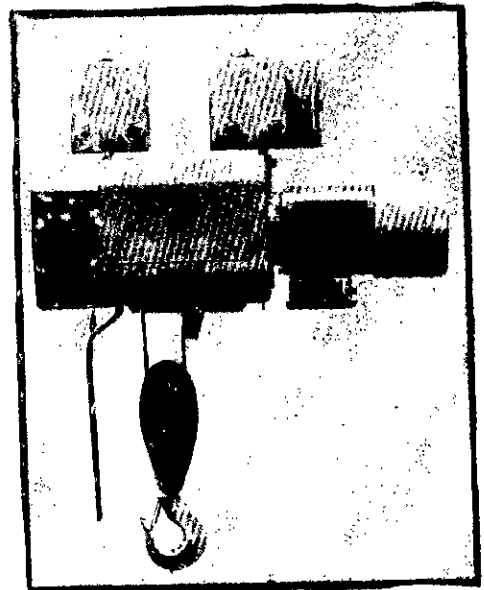


Fig:1d

PALANS UNELEC

* PALANS EUROBLOC VERLINDE France

Palan type D2075L 211

Description:

1. Reduction par trains d'engrenages helicoidaux en aciers speciaux traités, Carter étanche à bain d'huile.
2. Tambour en tube acier-demi-dur laminé monté sur roulements à billes.
3. Arbre de transmission muni de 2 articulations elastiques ameliorant la souplesse de fonctionnement.
4. Guide câble breveté: curseur et anti-mou de câble en polyamide double.
5. Ossature en Acier 2 flasques solidement liés par tube et entretoise.
6. Fins de course haut et bas à renclenchement automatique.
7. Moteur de levage: moteur bride ventilé, Type Levage à rotor cylindrique.
8. Carnages amovibles protégeant tous les organes du palan.
9. Frein à disque breveté: electromagnetique independant du moteur.
10. Appareillage electrique: de marque Telemecanique sous coffret.

MECANISME

De Levage

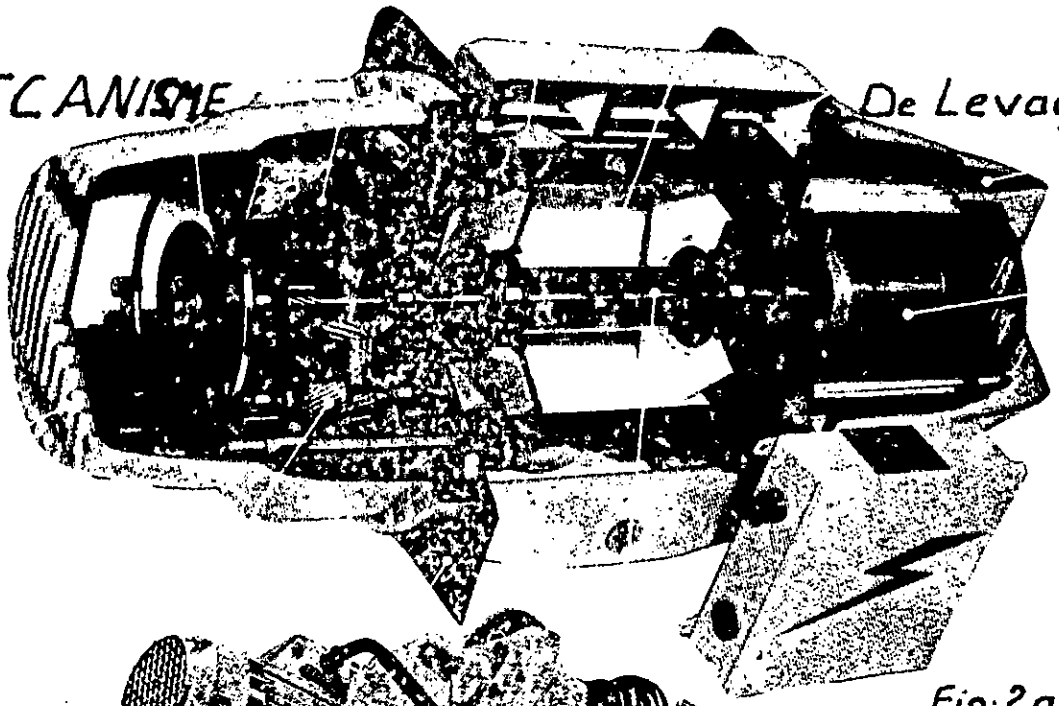


Fig:2a

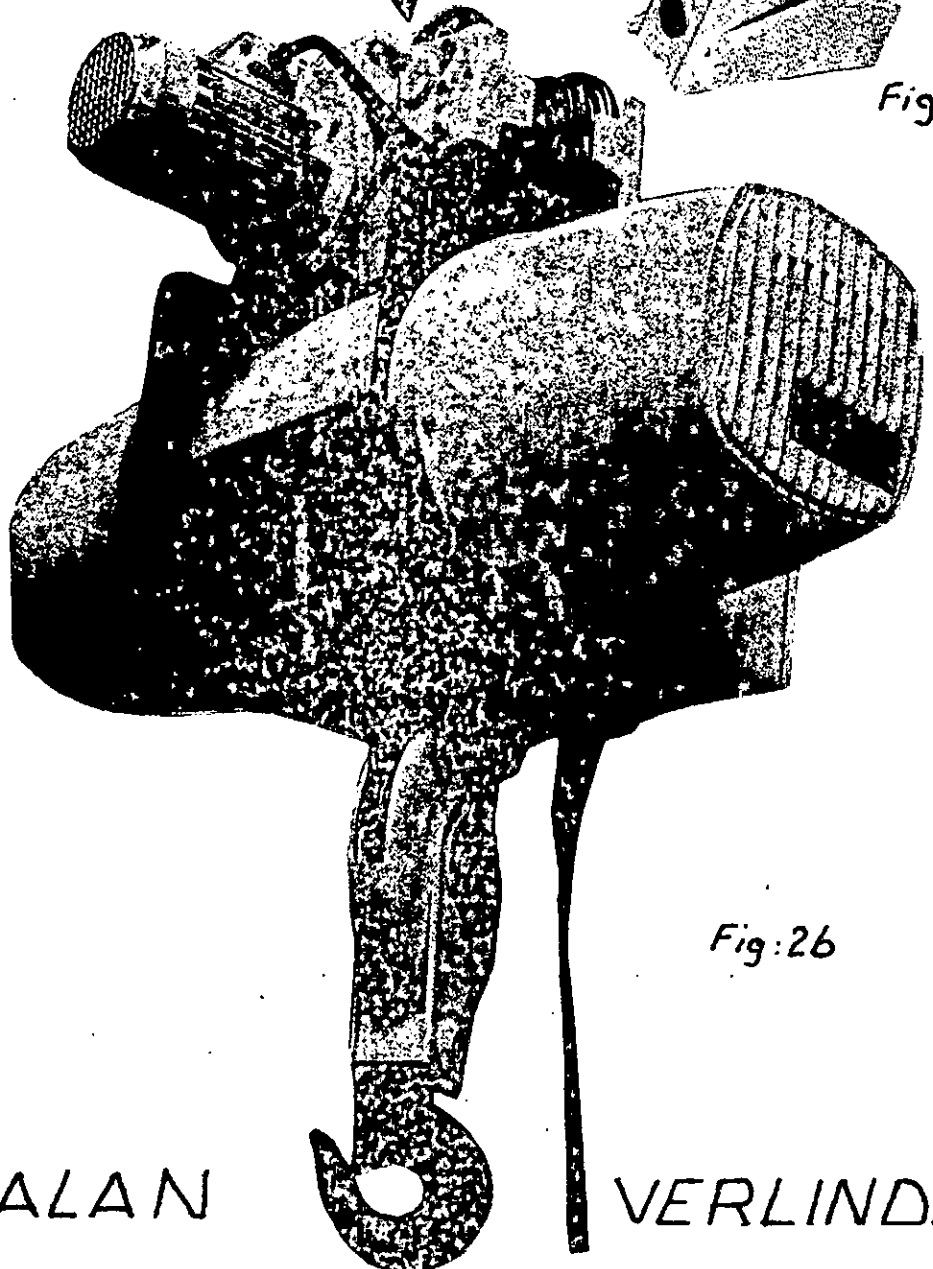


Fig:2b

PALAN

VERLINDE

PALANS DEMAG

R.F.A

.10.

Type PL80

Description

Reducteur à trains d'engrenages hélicoïdaux trempés et montés sur roulements tournants dans un bain d'huile à l'intérieur du tambour forme avec ce dernier un ensemble de fabrication vraiment compact.

Le moteur électrique DEMAG du type à rotor coulissant est la combinaison d'un moteur et d'un frein.

Le Tambour monté sur roulements; les poulies à gorge et le câble métallique sont conformes aux règles de calcul de La F.E.M. Le crochet de levage norme DIN 15401 est pourvu d'une languette de sécurité.

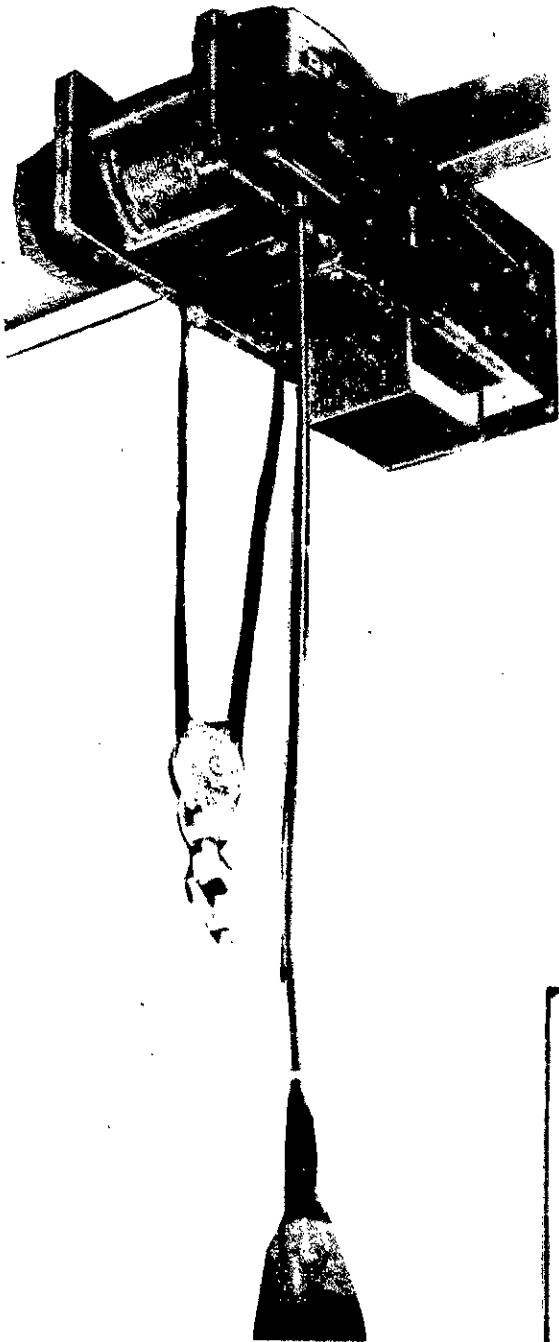


Fig:3a

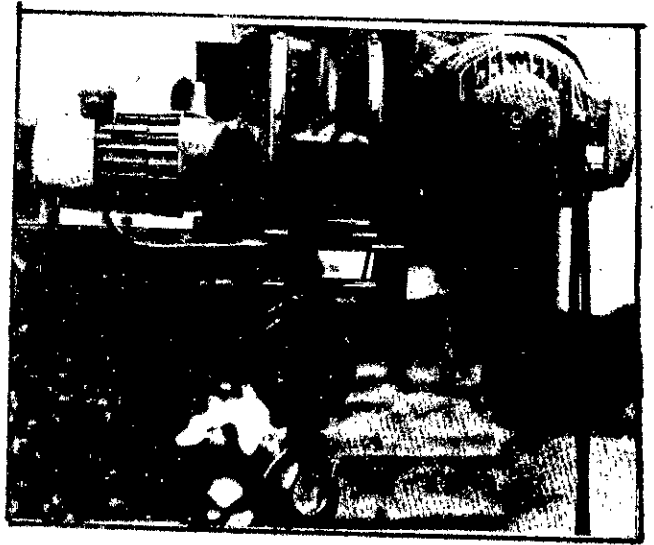


Fig:3b

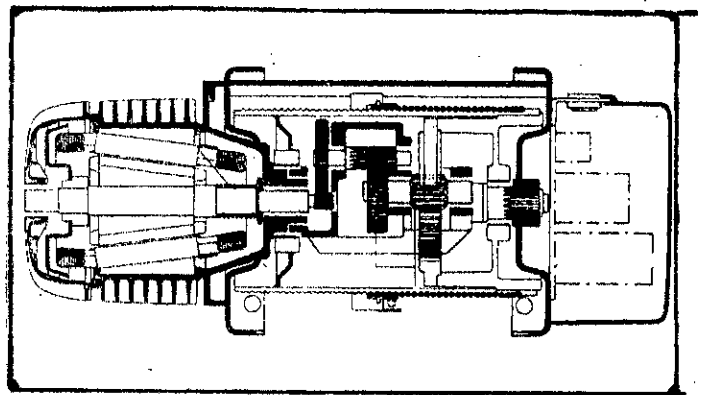


Fig: 3d

PALANS

DEMAG

PALANS Balkancar

BULGARIE

Fig 4

Description

- Réduction par trains épicycloïdaux en acier hautement résistant traité thermiquement.
- Tambour en Acier moulé à 1 filet.
- Moteur électrique représente une combinaison entre moteur électrique et frein conique agissant directement par le déplacement axial du rotor sous l'effet d'un ressort. Lors de l'enclenchement la force électrique axiale agissant sur le rotor, surmonte la force du ressort et libère le frein. Elle est réglée à l'aide d'une rondelle.
- Crochet avec dispositif de Sécurité.
- le palan est équipé de Fins de course haut et bas actionnés par le guide Câble.
- La commande du palan est directe et effectuée par bouton de commande.

8 Тормозная накладная

7 Тормозной диск

6 Концевой выключатель

5 Пружина тормоза

4 Барабан

3 Штанга концевого выключателя

2 Натяжной ролик

1 Коробка редуктора

9 Гайка регулирующая

10 Статор

11 Ротор

12 Соединитель

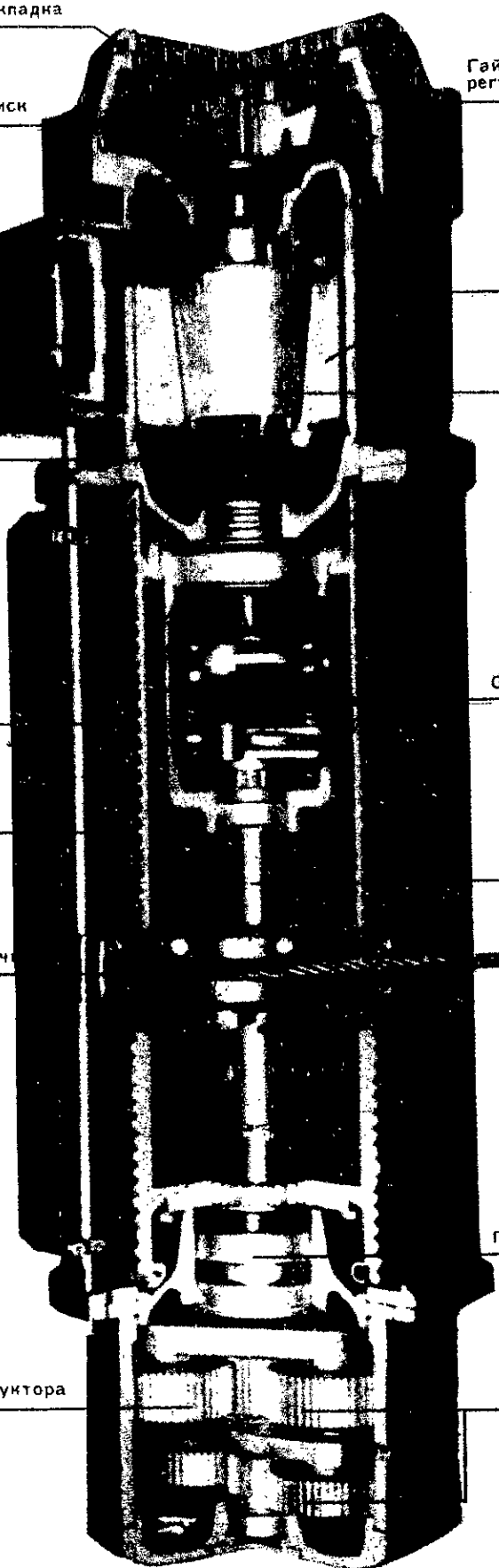
13 Вал

14 Подшипники

15 Шестерни

РАДАН ВАЛКАНСАР

PALAN BALKANCIAR Fig: 4



CONCLUSION

On remarque que les palans des 4 firmes que nous venons de décrire se ressemblent et ne diffèrent que dans la disposition des différents éléments qui composent le palan, et dans l'esthétique (design).

Pour notre palan nous adoptons le schéma cinématique de la page 14 (disposition du moteur frein et du réducteur de part et d'autre du Tambour, pour conserver le centre de gravité de l'ensemble au milieu du tambour et ainsi chargé uniformément les 4 galets du chariot).

Description :

- Réducteur de vitesse à trains d'engrenages hélicoïdaux plus une réduction au niveau du Tambour.
- Moteur. Frein Type Leray. Somer. Réglage du couple de freinage par écrou.
- Tambour fileté en Acier forgé.
- Fixation du câble sur le tambour par plaquette et vis.

Pour la partie électrique : nous recommandons.

- * alimentation par câble souple plat suspendu à des chariots roulants dans des gaines métalliques.
- * Coffret électrique placé sur l'enveloppe côté attache câble.
- * Fins de course haut et bas actionnés par le câble.
- * Boite de commande pendante. Très basse Tension 24 ou 48 V.

CHAPITRE III
MECANISME DE LEVAGE

II MECANISME DE LEVAGE

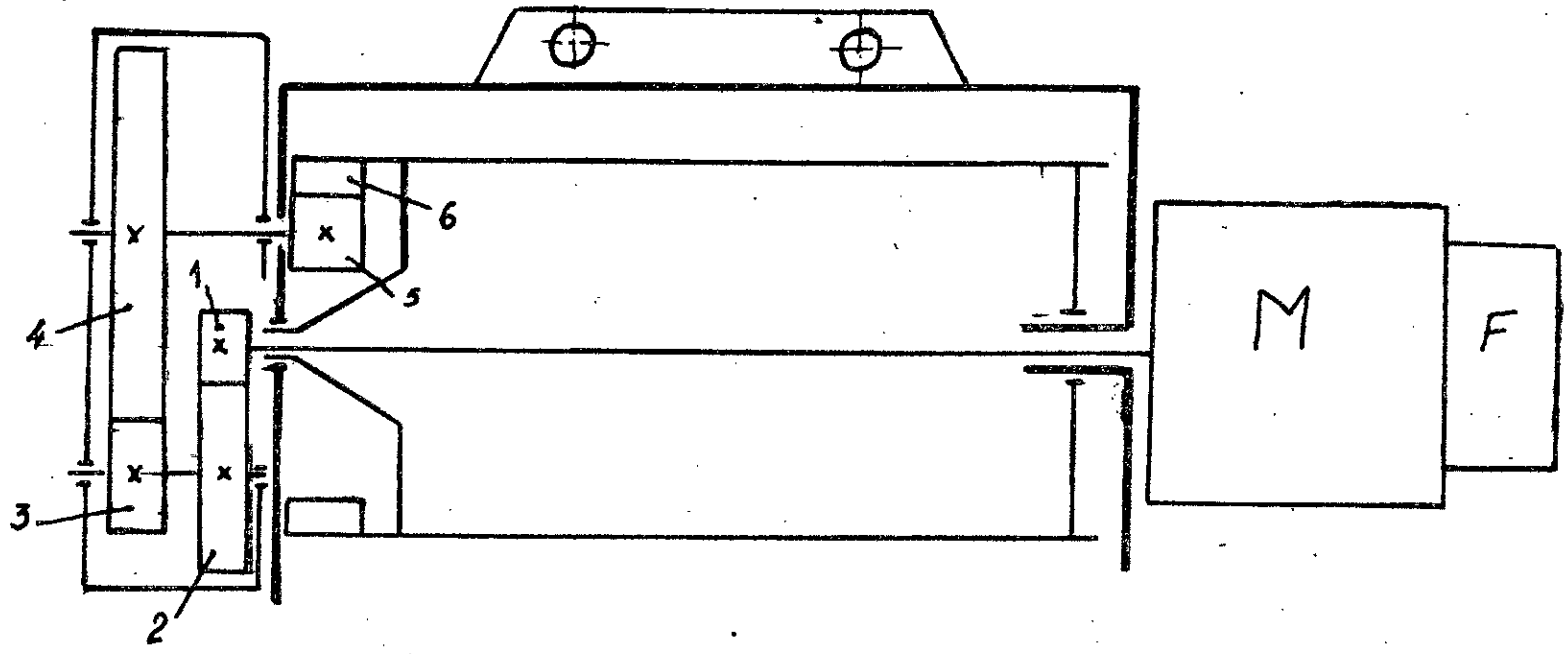
-18-

Le mécanisme de levage est composé d'un moteur électrique, d'un réducteur de vitesse, d'un tambour, d'un câble, d'un moufle et d'un frein d'arrêt.

Paramètres initiaux

- charge utile $Q = 2000 \text{ daN}$.
- Hauteur de levage $H = 12 \text{ m}$.
- Vitesse de levage $V = 8 \text{ m/min}$
- Régime de fonctionnement: II (moyen)
- Facteur de marche 40% .

SCHEMA CINEMATIQUE



3.1 Calculs préliminaires

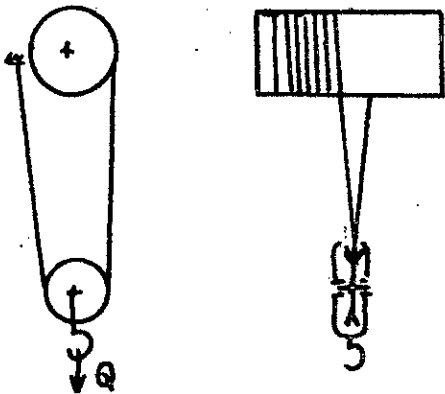
3.1.1 Calcul du palan

a) multiplicité du palan.

La multiplicité du palan est définie comme étant le rapport $\frac{V_c}{V} = \lambda_p$ V_c : vitesse linéaire du câble
 V : vitesse de levage.

On recommande pour un palan de charge utile de 2000 ÷ 8000 daN une multiplicité de 2.

Schema du palan.



b) Rendement du palan.

$$\eta_p = \frac{1 - \eta_{pe}^{\lambda_p}}{1 - \eta_{pe}} \cdot \frac{1}{\lambda_p}$$

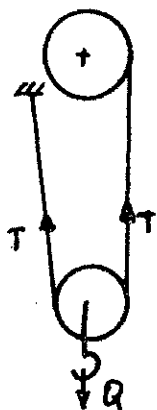
η_{pe} : rendement d'une poulie

$\eta_{pe} = 0,98$ pour poulie montée sur roulements.

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

3.1.2 Calcul du câble

a) Effort de traction s'exerçant sur chaque brin.



T : effort de traction dans le câble

G_m : poids propre du moufle

Q : charge utile.

$$T = \frac{Q'}{2 \times 0,99}$$

$$Q' = Q + G_m$$

Le poids propre du moufle est négligeable devant la charge utile.

Donc on aura.

$$T = \frac{2000}{2 \times 0,99} = 1010 \text{ daN}$$

b) Effort de Calcul (charge effective de rupture).

$$T_r = c T \quad T_r : \text{charge de rupture effective}$$

c : coefficient de sécurité.

$c = 5 \div 6$ pour les palans électriques.

$$T_r = 6 \times 1010 = 6060 \text{ daN}$$

En se référant à la normalisation AFNOR A47 202.
On choisit un câble métallique flexible recommandé pour
Les palans électriques.

diamètre théorique	10,5 mm
diamètre pratique	11 mm
Nature du câble	Ame centrale en textile.
Composition	6 Torons de 37 fils (1+6+12+18)
Qualité	$R_r = 180 : 200 \text{ daN/mm}^2$
charge de Rupture effective	$5900 \div 6700 \text{ daN}$
Poids au mètre	0,405 kg/m.
Section du câble	$43,6 \text{ mm}^2$
diamètre des fils	0,5 mm.

c) Vitesse du câble s'enroulant sur le tambour.

$$r_p = \frac{V_e}{V} \Rightarrow V_e = r_p V = 2 \times 8 = 16 \text{ m/min.}$$

$$V_e = 0,27 \text{ m/s.}$$

3.13 Calcul des diamètres du tambour et de la poulie:

D'après les recommandations de La FEM le diamètre minimal d'enroulement d'un câble est déterminé par.

$$D \geq H_1 H_2 d \quad 15/ \text{ page 11.}$$

H_1 : coef dépendant du groupe du mécanisme Tab 1.2

H_2 : coef dépendant du mouflage Tab 1.3.

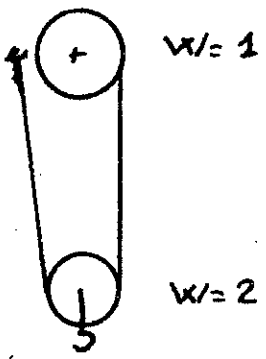
Pour un câble courant CC groupe FEM I_m on nous donne $H_1 = 18$.

Les valeurs du coef H_2 dependent du nombre W_T d'inversions des sens d'enroulement (les poulies d'équilibrage n'entrent pas dans le compte des réflexions)

$W = 1$ pour un Tambour.

$W = 2$ pour une poulie n'apportant pas d'inversion dans le sens d'enroulement.

$W = 4$ pour une poulie qui provoque une inversion (courbure en S).



$$W_T = 1 + 2 = 3$$

$$W_T < 5 \Rightarrow H_2 = 1$$

a) Tambour

$$D_T \geq 18 \times 1 \times 11 = 198 \text{ mm.}$$

diametre arrondi à une serie normale :

$$D_T = 200 \text{ mm}$$

b) Poulie

$$D_p \geq H'_1 H_2 d.$$

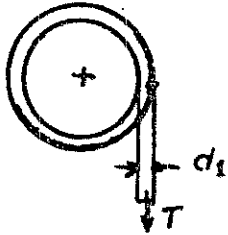
$$H'_1 = 20 \quad \text{B/ Tab 1.2}$$

$$H_2 = 1 \quad \text{B/ Tab 1.3.}$$

$$D_p \geq 20 \times 1 \times 11 = 220 \text{ mm.}$$

3.2 Verification des contraintes dans le câble.

a) Contrainte due à la charge.



d'après 16/ page 20

$$\sigma_1 = \frac{T}{n \frac{\pi d^2}{4}}$$

où T : tension du câble = 1010 daN

n : nombre de fils = 222

d : diamètre du fil = 0,5 mm.

$$\sigma_1 = \frac{1010}{\frac{222 \cdot \pi \cdot 0,5^2}{4}} = 23,17 \text{ daN/mm}^2$$

b) Contrainte d'incurvation.

La contrainte d'incurvation dans le câble est donnée d'après 16/ page 21 sous la forme.

$$\sigma_2 = \kappa E \frac{d}{D}$$

avec d : diamètre du fil = 0,5 mm

D : diamètre minimal d'enroulement = 200 mm.

E : module d'élasticité longitudinal

$E = 22 \cdot 10^3 \text{ daN/mm}^2$ (pour l'acier).

κ : coef $\kappa = \frac{3}{8}$ câble courant.

$\kappa = \frac{1}{8}$ câble souple à fils fins

$$\sigma_2 = \frac{3}{8} \cdot 22 \cdot 10^3 \frac{0,5}{200} = 20,65 \text{ daN/mm}^2.$$

La contrainte totale dans le câble est la somme des contraintes.

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2 = 23,17 + 20,65 = 43,82 \text{ daN/mm}^2.$$

L'acier qui constitue le câble a une charge de Rupture

$$R_r = 180 \text{ daN/mm}^2.$$

Le coef de securité réel.

$$C_R = \frac{R_r}{\sigma} = \frac{180}{43,82} = 4,1 \text{ insuffisant.}$$

On doit augmenter le coef de securité réel et ce-ci est possible soit:

- En augmentant le ϕ du câble \Rightarrow Augmenter le ϕ d'enroulement.
- En prenant un câble de qualité supérieure.
- En augmentant le ϕ d'enroulement donc diminuer la contrainte d'incurvation et augmenter la durée de vie du câble.

Je maintiens la dernière solution.

$$\text{Je prends : diamètre du Tambour } D_T = 280 \text{ mm.}$$

$$\text{: diamètre de la poulie } D_p = 250 \text{ mm.}$$

σ_1 : reste inchangée.

$$\sigma_2 = \frac{3}{8} \cdot 22 \cdot 10^3 \frac{0,5}{250} = 16,5 \text{ daN/mm}^2.$$

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2 = 23,17 + 16,5 = 39,67 \text{ daN/mm}^2.$$

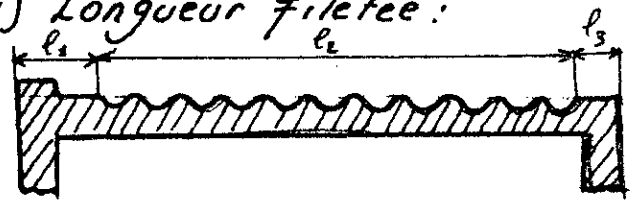
coef de securité réel.

$$C_R = \frac{180}{39,67} = 4,54 \quad \text{acceptable d'après} \\ \text{16/ page 21.}$$

3.3 Calcul du Tambour.

L'enroulement se fera par une seule couche on adopte un tambour fileté.

a) Longueur fileté:



1) Nombre de spires

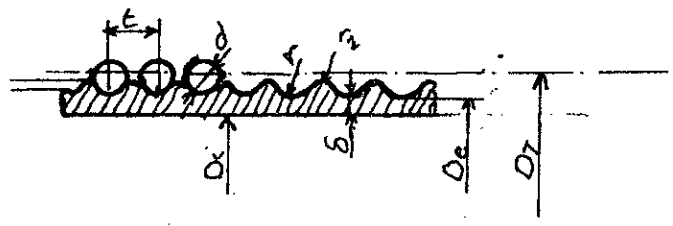
$$n = \frac{H \cdot A_p}{\pi \cdot D_T} + 2 \text{ à } 3 \quad \text{2 à 3 spires de reserve.}$$

$$n = \frac{12 \times 2}{\pi \times 28016^3} + 2 \text{ à } 3 = 27,28 + 2 \text{ à } 3 = 30 \text{ spires.}$$

$$n = 30 \text{ spires}$$

2) Longueur fileté

$$l_2 = n \cdot t.$$



$$d = 11 \text{ mm}$$

$$t = 13 \text{ mm}$$

$$r_1 = 1,5 \text{ mm}$$

$$r = 6 \text{ mm}$$

$$a = 1,5 \text{ mm.}$$

$$l_2 = 30 \times 13 = 390 \text{ mm.}$$

b) Epaisseur du tambour

Pour calculer l'épaisseur δ du tambour j'utilise une formule approchée et vérifie cette épaisseur par la formule de LAME relative aux tubes à parois épaisses.

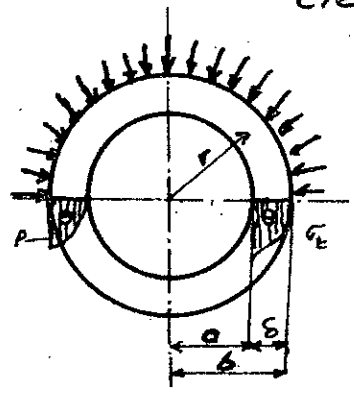
$$\delta = \frac{2 D_e}{100} + 0,6 \div 1 \text{ cm.}$$

$$D_e = 280 - 11 = 269 \text{ mm.}$$

$$\delta = \frac{2 \times 26,9}{100} + 0,6 \div 1 \text{ cm} = 0,54 + 0,6 \div 1 \text{ cm}$$

On prend $\delta = 15 \text{ mm.}$

331 Vérification : Le tambour est assimilé à un tube de paroi épaisse.



σ_r : contrainte radiale,

σ_t : contrainte circonferentielle

P_a : pression à l'intérieur (rayon a)

P_b : pression à l'extérieur (rayon b)

r : rayon variable.

$$\sigma_r = \frac{P_a a^2 - P_b b^2}{b^2 - a^2} - \frac{a^2 b^2}{r^2} \frac{P_a - P_b}{b^2 - a^2}$$

$$\sigma_t = \frac{P_a a^2 - P_b b^2}{b^2 - a^2} + \frac{a^2 b^2}{r^2} \frac{P_a - P_b}{b^2 - a^2}$$

Dans notre cas P_a : Pression atmosphérique = 0

$$P_b = P.$$

$$a = R_i = \frac{D_i}{2} \quad ; \quad b = R_e = \frac{D_e}{2}$$

-- 23.

$$\text{d'où } \sigma_r = - \frac{P R_e^2}{R_e^2 - R_i^2} \left(1 - \frac{R_i^2}{r^2} \right) \quad r \in [R_i; R_e]$$

$$\sigma_t = - \frac{P R_e^2}{R_e^2 - R_i^2} \left(1 + \frac{R_i^2}{r^2} \right)$$

$$\text{Pour } r = R_i \quad \sigma_r = 0$$

$$\sigma_t = \sigma_{\max} = - 2 \frac{P R_e^2}{R_e^2 - R_i^2}$$

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

$$\sigma_{eq} = \sigma_r - \sigma_t = \frac{P 2 R_e^2}{R_e^2 - R_i^2}$$

$$P = \frac{2T}{D_e t} \quad 151 \text{ page } 27$$

$$\sigma_{\max} = \frac{4T D_e}{(D_e^2 - D_i^2) t}$$

$$D_e = 269 \text{ mm.}$$

$$D_i = D_e - 2s = 269 - 30 = 239 \text{ mm.}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{4 \times 1010 \times 269}{(269^2 - 239^2) \times 13} = 5,48 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_{\max} = 548 \text{ daN/cm}^2.$$

332 Matériau du tambour

Le matériau du Tambour doit avoir $\sigma_c > C \sigma_{\max}$.

où σ_c : contrainte de compression du matériau.

C: coef de Sécurité.

$$C = 5$$

.24.

$$\sigma_c \approx 5 \times 548 = 2740 \text{ daN/cm}^2$$

On prend comme matériau du tambour un acier mouvable
A48M ayant $\sigma_c = 2800 \text{ daN/cm}^2$.

coef de Sécurité réel

$$C_2 = \frac{\sigma_c}{\sigma_{\max}} = \frac{2800}{548} = 5,1$$

333 Vitesse de rotation du tambour.

$$N_T = \frac{V_c}{\pi D_T} = \frac{16}{\pi \times 0,28} = 18,18 \text{ tr/min.}$$

$$N_T = 18,18 \text{ tr/min.}$$

3.4 CHOIX DE CERTAINS ÉLÉMENTS NORMALISÉS

-25-

3.4.1 Choix du moteur Frein.

a) Calcul de la puissance de régime.

$$P_R = \frac{Q \cdot V}{\eta}$$

Q: charge maximale à soulever: 2000 daN.
(en négligeant le poids du mouffle)

V: vitesse de déplacement de la charge.
V: 8 m/min.

η : rendement global du mécanisme.

On adopte $\eta \approx 0,9$.

$$P_R = \frac{2010^3 \cdot 8}{60 \cdot 0,9} = 2,96 \cdot 10^3 \text{ W.}$$

J'adopte un moteur ayant une puissance nominale de 3 kW

b) vitesse de synchronisme du moteur.

Les moteurs ayant une vitesse de rotation élevée exigent une réduction très grande d'où poids élevé de l'ensemble.

Les moteurs ayant une vitesse de rotation faible sont de dimensions grandes.

Donc le moteur que l'on doit adopter doit avoir un encombrement réduit et permet un rapport de réduction acceptable avec la fréquence normale de 50 Hz et avec les moteurs de 4, 6, 8 ou 10 pôles on obtient les vitesses synchrones de 1500, 1000, 750 et 600 tr/min. ($n = \frac{60f}{p}$).

La vitesse normale des moteurs en pleine charge est inférieure de 5 à 6% par suite du glissement.

On adopte le moteur Frein LS100L2 d'après la page 16.
caracteristiques du moteur.

N = 1500 tr/min 4 pôles

Puissance = 3 kW.

intensité absorbée sous 220V $I_N = 11,5 A$.

" " " 380V $I_N = 6,6 A$.

$I_D / I_N = 5,8$ (intensité de démarrage / intensité nominale)

Couple de démarrage / couple nominal $C_D / C_N = 2,13$.

couple max / couple nominal : $C_{max} / C_N = 2,1$

$M D^2$ (moment d'inertie moteur + Frein) : $0,0638 m^2 kg$.

Frein à une seule face de freinage FCO

couple de freinage en mdaN = 4.

Vitesse à 4/4 = 1420 tr/min.

Masse du moteur en Kg = 38 Kg.

Remarque : voir calculs definitifs pour la verification
dynamique et du couple de freinage.

c) Calcul du moment de freinage M_f .

$M_f = K \cdot M_{sd}$

K: coef de securité de freinage pour regime de
fonctionnement \bar{P} moyen $K = 1,75$.

M_{sd} : moment statique pendant la descente reduit
au niveau du moteur.

$M_{sd} = \frac{Q \cdot D_c \cdot \eta}{2 \cdot a_i}$ $Q = 2000 daN ; D_c = 0,28 m ; a = 2 ; \eta = \frac{1420}{18,18} = 78,1$
 $\eta = 0,5$

$M_{sd} = \frac{2000 \cdot 0,28 \cdot 78,1}{2 \cdot 2} = 1,6 daN m$.

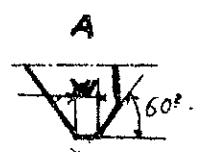
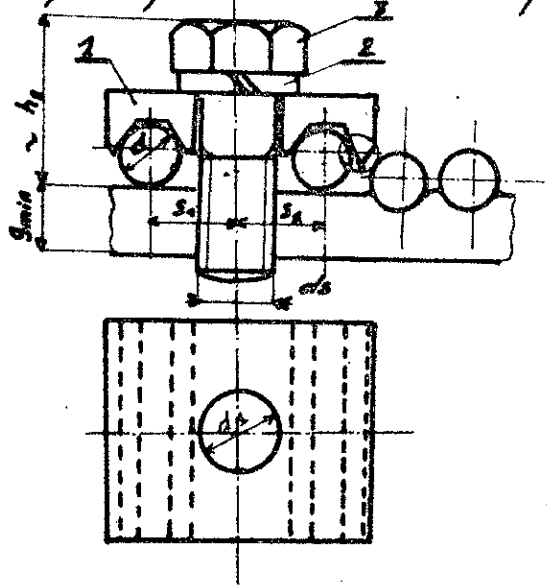
$M_f = 1,75 \cdot 1,6 = 2,8 m daN$.

§ 2.2 Fixation du câble.

a) Sur le tambour

d'après 111/ et sachant le diamètre du câble = 11mm.

on adopte fixation du câble par 2 plaques



- $d = 11$
- $a = 45$
- $b = 35$
- $h = 12$
- $S_1 = 15$
- $K = 6,5$
- $t = 5,5$
- $r = 1$
- $w = 0,5$
- $d_1 = 14$
- $d_0 = 12,2$
- $h_1 = 28$

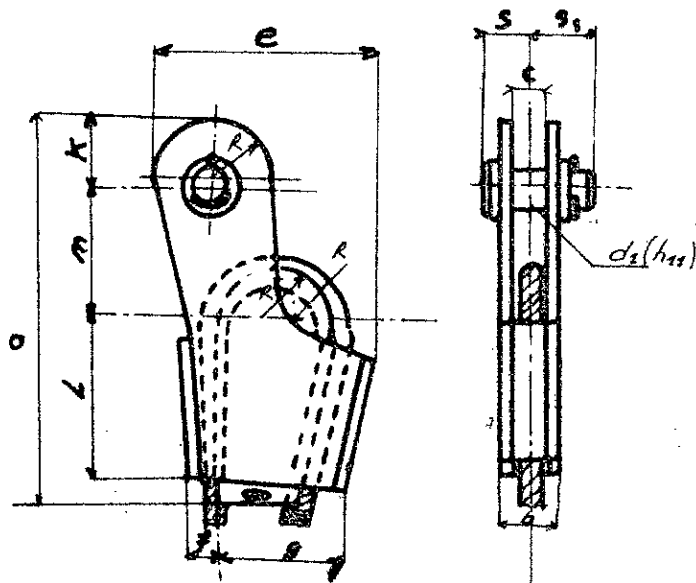
- 1: plaquette
- 2: rondelle frein
- 3: vis M12x35

M12x35 Type S type Z M12x40

masse 0,157 g.

d'après les normes polonaises.

b) Fixation du câble sur le palan (brin fixe).



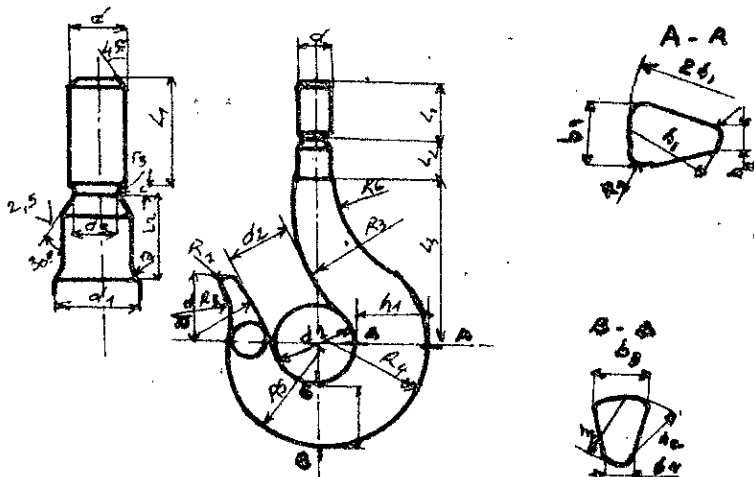
- $d = 11$
- $a = 196$
- $c = 16$
- $d_1 = 20$
- $e = 113$
- $f = 22$
- $g = 64$
- $k = 40$
- $L = 75$
- $m = 70$
- $R = 30$
- $s = 20$
- $s_1 = 34$

Masse 2,60 kg.

cette attache est choisie d'après [M] Normes polonaises
 suivant le ϕ du câble $d = 11$ mm et charge maximale
 2000 daN

303 Choix du crochet:

Sachant la charge maximale à soulever 2000 kg et le
 régime de fonctionnement II moyen. d'après [M] page 60
 On adopte le crochet 1,6 - 37/130 PN 70/M-84510



$L_1 = 35$		$R_1 = 6$
$L_2 = 37$	} minimum.	$R_2 = 9$
$L_3 = 130$		$R_3 = 118$
$d = M30$		$R_4 = 76$
$a_1 = 56$	$n = 5$	$R_5 = 68$
$a_2 = 45$	$Z = 2$	$R_6 = 60$
$b_1 = 45$		$r_1 = 2$
$b_2 = 78$		$r_2 = 2$
$b_3 = 38$		$r_3 = 5$
$b_4 = 24$		$A_1 = 88$
$d_2 = 36$		$F = 75$
$d_L = 32$		$S = 60$
$d_B = 25$		$M = 26$
$h_1 = 56$		$R = 9$
$h_2 = 48$		$d_4 = 9,2$
		$e = 12$

Masse du crochet = 3,76 kg.

d'après les normes polonaises. (Normy Zakładowe)

d'après MAI page 60.

N.B

généralement les aciers utilisés pour la fabrication des crochets sont les aciers forgeables à grand allongement A% Acier martin XC10 ou XC18 d'après 16/ page 34.

Vérification à la traction du crochet.

$$\sigma_t = \frac{Q}{\frac{\pi d^2}{4}} = \quad Q = 2000 \text{ daN.}$$

$$d = 30 \text{ mm.}$$

$$\sigma_t = \text{contrainte de traction}$$

Si on admet dans le noyau de la vis une résistance de sécurité à la traction de 50 à 60 N/mm².

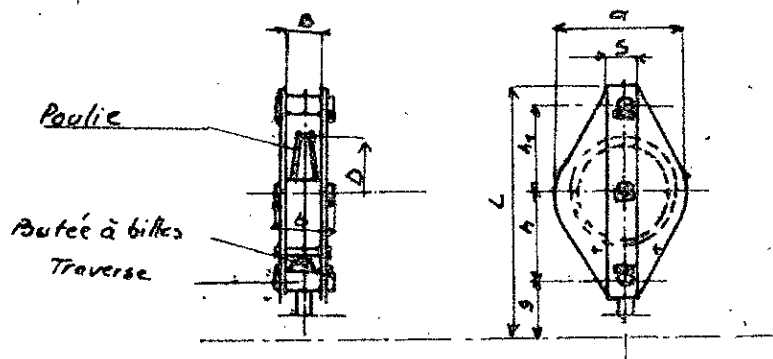
$$\sigma_t = \frac{2000}{\frac{\pi \cdot 30^2}{4}} = 2,83 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_t = 28,3 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{t0} = 50 \div 60 \text{ N/mm}^2$$

Choix du moufle

.30.

Le moufle est choisie suivant la charge maximale à soulever (2000 daN) et le régime de fonctionnement II moyen ce qui nous donne comme groupe dans la norme polonaise 1,6 d'où le moufle suivant d'après [19] page 46.



diamètre du câble 11 mm.

$D = 250$ mm.

$a = 230$

$b \approx 125$

$d e = 75$

$g = 160$

$h = 250$

$h_2 = 210$

$L = 670$

$s = 80$

masse = 30,4 kg

Norme 024 DEa

Norme polonaise

Normy Zakładowe 5.4 NM 65/33125.

N.B

Longueur du câble utilisé $L = 30$ m (d'après le dessin de l'ensemble)

3.5 REDUCTEUR DE VITESSE

Les réducteurs employés dans les palans électriques sont soit des réducteurs à train d'engrenages soit des réducteurs planétaires logés à l'intérieur du tambour ce qui permet de réduire l'encombrement.

L'étude comparative effectuée sur des palans fabriqués par des firmes spécialisées montre que l'on renonce de plus en plus aux réducteurs planétaires et que l'on préfère utiliser les réducteurs à trains d'engrenage.

Les palans utilisant le réducteur à train d'engrenages ont des prix compétitifs sur le marché international.

Inconvénients du réducteur planétaire:

- Difficulté d'usinage des dentures intérieures de diamètre réduit et de qualité supérieure.
- Le prix de revient d'un réducteur planétaire est très élevé (nombre de roues élevé) par comparaison à un réducteur à train d'engrenages.
- Les conditions d'entretien et de réparation sont difficiles.

Le choix du type de réducteur.

rapport de réduction

$$X_T = \frac{N_M}{N_T} = \frac{1420}{18,18} = 78,11.$$

On adopte un réducteur à train d'engrenages à 2 étages

Roues cylindriques à denture hélicoïdale qui, permettent d'avoir un nombre de dents réduit pour les pignons, sans apparition d'interférence, assurent un engrenement plus continu et silencieux et permettent aussi un

grand rapport de réduction sans augmenter l'entraxe.

La forme des dents et la répartition de la charge assurent une plus grande résistance de l'engrenage.

Une deuxième réduction au niveau du tambour assuré par une couronne à denture droite intérieure engrenant avec un pignon.

3.5.1 Repartition des rapports de reduction.

Pour avoir un encombrement reduit nous allons reduire au minimum le nombre de dents sur les 3 pignons.

- Les 2 premiers etages : denture helicoidale.

Le nombre minimum de dents sans apparition d'interference

$$Z_{min} = 17 \cos^3 \beta.$$

Puisque le couple transmis est faible ($C_{Nom} = 2 \text{ m daN}$)

On peut se permettre de prendre un angle β assez grand

Pour $\beta = 35^\circ$

$$Z_{min} = 17 \cos^3 35 = 9,35$$

Donc Pour les 2 premiers etages $Z_{min} = 11 \text{ dts.}$

Pour la reduction au niveau du tambour (denture interieure droite)

$Z_{min} = 17 \text{ dents}$ mais pour des raisons de montage

on prend $Z_5 = 14 \text{ dents}$ (Pour eliminer la petite interference qui apparaitrait la denture sera corrigee)

a) 1^{er} Etage

$$m_{n1} = 2,5$$

$$Z_1 = 11$$

$$Z_2 = 48$$

$$r_1 = 4,36$$

$$\beta_1 = 35^\circ$$

$$d_1 = \frac{m_n Z_1}{\cos \beta} = \frac{2,5 \cdot 11}{\cos 35} = 33,57 \text{ mm.}$$

$$d_2 = \frac{m_n Z_2}{\cos \beta_1} = \frac{2,5 \times 48}{\cos 35} = 146,49 \text{ mm.}$$

$$a_1 = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{33,57 + 146,49}{2} = 90,03 \text{ mm.}$$

b) 2^{eme} Etage.

$$m_{n2} = 3,5$$

$$Z_3 = 11$$

$$Z_4 = 46$$

$$u_2 = \frac{46}{11} = 4,18$$

$$\beta_2 = 35^\circ$$

$$d_3 = \frac{m_{n2} Z_3}{\cos 35} = \frac{3,5 \cdot 11}{\cos 35} = 47 \text{ mm.}$$

$$d_4 = \frac{m_{n2} Z_4}{\cos \beta_2} = \frac{3,5 \times 46}{\cos 35} = 196,54 \text{ mm.}$$

$$\text{entr-axes } a_2 = \frac{d_3 + d_4}{2} = 121,77 \text{ mm.}$$

c) Reduction au niveau du tambour ou 3^e Etage.

$$m_3 = 4$$

$$Z_5 = 14$$

$$Z_6 = 58$$

$$u_3 = \frac{58}{14} = 4,14$$

$$d_5 = m_3 Z_5 = 4 \times 14 = 56 \text{ mm.}$$

$$d_6 = m_3 Z_6 = 4 \times 58 = 232 \text{ mm.}$$

$$\text{entr-axes } a_3 = \frac{d_6 - d_5}{2} = \frac{232 - 56}{2} = 88 \text{ mm.}$$

d) Rapport de reduction total.

$$A_T = i_1 i_2 i_3 = 4,36 \times 4,18 \times 4,14 = 75,6$$

$$\frac{\Delta i}{i} = \frac{78,11 - 75,6}{78,11} = 0,032 = 3,2\% < 4\%$$

3.5.2 Puissances sur les arbres

Arbre 1

$$P_1 = 3000 \text{ W}$$

Arbre 2

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_1 \quad \eta_1 = \text{rendement du 1}^{\text{er}} \text{ Etage} = 0,98$$

$$P_2 = 3000 \times 0,98 = 2940 \text{ W}$$

Arbre 3

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_2 \quad \eta_2 = \text{rendement du 2}^{\text{e}} \text{ Etage} = 0,98.$$

$$P_3 = 2940 \times 0,98 = 2881 \text{ W.}$$

Au niveau du tambour.

$$P_4 = P_3 \cdot \eta_3 \quad \eta_3 = \text{rendement du 3}^{\text{e}} \text{ Etage} = 0,97.$$

$$P_4 = 2881 \times 0,97 = 2795 \text{ W.}$$

3.5.3 Couples sur les arbres.

C: couple en m N

NB. C_i i : indice relatif à l'arbre

ω_j j : indice relatif aux pignons et roues.

$$C = \frac{P}{\omega} \quad ; \quad \omega = \frac{\pi N}{30}$$

$$\omega_1 = \frac{\pi N_1}{30} = \frac{\pi 1420}{30} = 148,7 \text{ rd/p}$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{\lambda_1} = \frac{148,7}{4,36} = 34,1 \text{ rd/p}$$

$$\omega_3 = \omega_2 = 34,1 \text{ rd/p}$$

$$\omega_4 = \frac{\omega_3}{\lambda_2} = \frac{34,1}{4,18} = 8,15 \text{ rd/p}$$

$$\omega_5 = \omega_4 = 8,15 \text{ rd/s}$$

$$\omega_6 = \frac{\omega_5}{\lambda_3} = \frac{8,15}{4,14} = 1,97 \text{ rd/s}$$

$$C_1 = \frac{3000}{148,7} = 20,17 \text{ mN}$$

$$C_2 = \frac{2940}{34,10} = 86,22 \text{ mN}$$

$$C_3 = \frac{2881}{8,15} = 353,5 \text{ mN}$$

$$C_4 = \frac{2795}{1,97} = 1418,78 \text{ mN}$$

3.5.4. Calcul des efforts sur les pignons et les roues

a) Effort tangentiel

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2C_1}{d_1} = \frac{2 \times 20,17}{33,57} = 1202 \text{ N}$$

$$F_{t3} = F_{t4} = \frac{2C_2}{d_3} = \frac{2 \times 86,22}{47 \cdot 10^{-3}} = 3669 \text{ N}$$

$$F_{t5} = F_{t6} = \frac{2C_3}{d_5} = \frac{2 \times 353,5}{56 \cdot 10^{-3}} = 12625 \text{ N}$$

b) Efforts axiaux.

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \operatorname{tg} \beta_1 = 1202 \operatorname{tg} 35 = 842 \text{ N}$$

$$F_{a3} = F_{a4} = F_{t3} \operatorname{tg} \beta_2 = 3669 \operatorname{tg} 35 = 2569 \text{ N}$$

$$F_{a5} = F_{a6} = 0 \quad (\text{denture droite } \beta_3 = 0)$$

c) Efforts radiaux

$$F_r = \frac{F_t}{\cos \beta} \operatorname{tg} \alpha_n$$

Pour la détermination des efforts on prend l'angle de pression réel $\alpha_n = 20^\circ$.

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta_2} = \frac{1202}{\cos 35} \operatorname{tg} 20 = 534 \text{ N.}$$

$$F_{r3} = F_{r4} = F_{t3} \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta_2} = \frac{3669}{\cos 35} \operatorname{tg} 20 = 1630 \text{ N.}$$

$$F_{r5} = F_{r6} = F_{t5} \operatorname{tg} \alpha_n = 12625 \operatorname{tg} 20 = 4595 \text{ N.}$$

	1 ^{er} ETAGE		2 ^{em} ETAGE	
	Pignon 1	Roue 2	Pignon 3	Roue 4
module reel m_n (normalise)	2,5	2,5	3,5	3,5
module apparent $m_e = m_n / \cos \beta$	3,05	3,05	4,27	4,27
Pas reel $P_n = m_n \pi$	7,85	7,85	11	11
Pas apparent $P_e = m_n \pi / \cos \beta$	9,59	9,59	13,42	13,42
nombre de dents Z	11	48	11	46
diamètre primitif $d = m_n Z / \cos \beta$	33,57	146,49	47	196,54
diamètre de tête $d_a = d + 2m_n$	38,57	151,49	54	203,54
Hauteur de dent $h = 2,25 m_n$	5,625	5,625	7,875	7,875
Saillie $h_a = m_n$	2,5	2,5	3,5	3,5
Creux $h_f = 1,25 m_n$	3,125	3,125	4,375	4,375
entr-axes $a = \frac{d_p + d_r}{2}$	90,03	90,03	121,77	121,77
Angle d'hélice β°	35	35	35	35
Rapport de reduction $i = \frac{Z_c}{Z_p}$	4,36	4,36	4,18	4,18

3.5.5 VERIFICATION DES ENGRENAGES.

a) Verification à la résistance

Nous allons utiliser la méthode exposée par G. HENRIOT dans son livre "Traité théorique et pratique des engrenages", tome 1. c'est à dire verification de la force tangentielle admissible et cela en ayant adopté au paravant le matériau.

$$F_{\text{ad}} = \sigma_{\text{blim}} b m_0 \frac{K_v K_{H\beta} K_H K_A}{Y_F Y_E Y_B}$$

Étant donné que les paramètres géométriques et cinématiques des engrenages sont déjà connus; je préfère à partir de cette formule tirer le matériau qui satisfait ces paramètres donc la formule devient.

$$\sigma_{\text{blim}} \geq \frac{F_t Y_F Y_E Y_B}{K_v K_{H\beta} K_H K_A} \frac{1}{b m_0}$$

avec

F_t	: Force tangentielle		
σ_{blim}	: contrainte limite de base	19/	VI. 17
b	: largeur de la denture		
K_v	: facteur de vitesse	19/	VI. 19
$K_{H\beta}$: " de durée	19/	VI. 21
K_H	: " de portée	19/	VI. 23
K_A	: " de Service	19/	paragraphe 4 b.
m_0	: module réel (d'outil)		
Y_F	: Facteur de forme (réel)	19/	III. 7
Y_E	: " de conduite		
Y_B	: " d'inclinaison.	19/	VI. 11

b) Verification à la pression superficielle.

$$\sigma_{\text{Hlim}}^2 = F_{\text{adm}} \frac{1}{b d C_r} \frac{Z_c^2 Z_B^2 Z_e^2}{K_v K_{H\beta} K_H K_A} \quad \text{avec}$$

σ_{Hlim}	: Pression superficielle limite de base	19/	Fig VI. 37.
C_r	: facteur de rapport	19/	Fig VI. 35.
Z_c	: facteur géométrique	19/	formule 239; Z_B : fact de longueur de contact / 19/ Fig VI. 31
Z_e	: fact du matériau	19/	formule 230; $K_{H\beta}$: fact de durée / 19/ Fig VI. 21.

Pignon 1 a) Verification à la rupture

$$b = 25 \text{ mm} ; m_0 = 2,5 \text{ mm.}$$

K_v : depend du groupe du mecanisme et de la vitesse peripherique

Notre mecanisme est classé dans le groupe Ψ Henriot ; donc

$$K_v = \frac{3}{3 + \sqrt{V_E}} ; V_{E1} = \frac{\omega_1 d_1}{2} = \frac{148,7 \cdot 38,5 \cdot 10^{-3}}{2} = 2,5 \text{ m/s}$$

$$\Rightarrow K_v = 0,65.$$

$$K_{bl} = 0,7 ; K_R = 1 ; K_M = 1 ; Y_F = 2,8 ; Y_E \text{ fonction de } q_L = F(F_0/b).$$

$$\frac{F_0}{b_1} = \frac{120,2}{25} = 4,8 \text{ daN/mm.}$$

$$\text{d'après [9] Fig } \Psi-B \quad q_L > \frac{1}{E_n} \Rightarrow Y_E = 1.$$

$$\beta = 35^\circ \Rightarrow Y_\beta = 0,75.$$

$$\sigma_{blim} > F_E \frac{Y_F \cdot Y_E \cdot Y_\beta}{K_v K_{bl} K_M K_R} \cdot \frac{1}{b m_0}$$

$$\text{A.N. } \sigma_{blim} \geq 9,5 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2. \quad \text{même les aciers au C vérifient cette condition.}$$

b) Verification à la pression superficielle.

$$\sigma_{H,lim} \geq \sqrt{F_E \frac{Z_L^2 Z_B^2 Z_E^2}{b d_1 C_r K_H K_{Hc} K_{H\beta} K_H}}$$

$$K_{Hc} = 0,58 ; Z_B^2 = 0,9 ; Z_L^2 = 2,55 ; Z_E^2 = 0,35 E$$

$$C_r = \frac{c}{c+1} = \frac{4,36}{5,36} = 0,81.$$

$$\text{A.N. } \sigma_{H,lim} \geq 9,10 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2 \text{ ou } \sigma_{H,lim} \geq 91 \text{ kbar ce}$$

qui correspond à un acier au carbone de dureté Brinell $150 \div 200$

Donc pour satisfaire les deux conditions et avec une petite majoration pour sécurité ; on prendra comme matériau du pignon un acier de dureté Brinell $250 \div 300$ avec $\sigma_{H,lim} 90 \div 95 \text{ kbar}$

Roue 2

a) Vérification à la rupture

$$b = 25 \text{ mm} \quad ; \quad m_0 = 2,5 \text{ mm}$$

$$K_V = \frac{3}{3 + \sqrt{V_{t2}}} \quad ; \quad V_{t2} = V_{t1} = 2,5 \text{ m/s} \quad \Rightarrow \quad K_V = 0,65$$

$$K_{bL} = 0,82 \quad ; \quad K_A = 1 \quad ; \quad K_M = 1$$

$$Y_F = 2,24 \quad ; \quad Y_E = 1 \quad ; \quad Y_\beta = 0,75$$

$$\sigma_{b,lim} \geq \frac{F_{t1}}{b m_0} \frac{Y_F Y_E Y_\beta}{K_V K_{bL} K_M K_A}$$

$$\text{A.N.} \quad F_{t1} = 1202 \text{ N.} \quad \Rightarrow \quad \sigma_{b,lim} \geq 6,06 \cdot 10^7 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 6,06 \frac{\text{daN}}{\text{mm}^2}$$

ce $\sigma_{b,lim}$ est vérifié quel que soit le type d'acier ou de fonte ayant une charge de rupture supérieure à 20 daN/mm^2 .

b) Vérification à la pression superficielle

$$\sigma_{H,lim} \geq \sqrt{F_{t2} \frac{Z_c^2 Z_\beta^2 Z_e^2}{K_V K_{HL} K_M K_A} \cdot \frac{1}{C_r b d_2}}$$

$$F_{t2} = F_{t1} = 1202 \text{ N.}$$

$$K_{HL} = 0,74 \quad ; \quad Z_\beta^2 = 0,9 \quad ; \quad Z_c^2 = 2,55$$

$$Z_e^2 = 0,35 E = 7,7 \cdot 10^{10} \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \quad ; \quad C_r = \frac{i}{i+1} = 0,81$$

$$\text{A.N.} \quad \sigma_{H,lim} \geq 38,58 \cdot 10^7 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 38,58 \text{ hbar}$$

19/ Tableau II, 37 on déduit que:

Il faut utiliser un matériau dont la dureté Brinell superficielle est supérieure à 100 HB.

Pignon 3

a) Verification à la rupture

$m_0 = 3,5 \text{ m}$; $b = 35 \text{ mm}$.

$K_v = \frac{3}{3 + \sqrt{v_t}}$; $v_{t3} = \frac{\omega_3 d_3}{2} = \frac{34,90 \cdot 47 \cdot 10^{-3}}{2} = 0,8 \text{ m/s}$. $\Rightarrow K_v = 0,77$.

$K_{bL} = 0,82$; $K_A = 1$; $K_M = 1$; $Y_F = 2,8$ (sans correction $x=0$)

$Y_E = 1$; $Y_\beta = 0,75$; $F_{t3} = 3669 \text{ N}$.

$$\sigma_{b,lim} \geq \frac{F_{t1}}{b m_0} \frac{Y_F Y_E Y_\beta}{K_v K_{bL} K_M K_A}$$

A.N $\sigma_{b,lim} \geq 9,96 \text{ hbar}$

Tous les matériaux dont la charge de rupture est supérieure à 85 daN/mm² vérifient cette condition et pour plus de sécurité on va prendre un acier dont la charge de rupture à cœur est supérieure à 50 daN/mm².

b) Vérification à la pression superficielle

$$\sigma_{H,lim} \geq \sqrt{F_{t3} \frac{Z_c^2 Z_\beta^2 Z_e^2}{K_v K_{H\beta} K_M K_A} \cdot \frac{1}{C_r b_0 d_3}}$$

$F_{t3} = 3669 \text{ N}$; $K_{H\beta} = 0,74$; $Z_\beta^2 = 0,9$; $Z_c^2 = 2,55$

$Z_c^2 = 7,7 \cdot 10^7 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$; $C_r = \frac{i}{i+1} = \frac{4,18}{4,18+1} = 0,81$.

A.N $\sigma_{H,lim} \geq 109,342 \text{ hbar}$

19/ fig. VII-37 donne acier allié forgé de dureté Brinell superficielle supérieure à 400 HB ou acier avec trempe superficielle.

Roue 4

a) Vérification à la rupture.

$$m_0 = 3,5 \quad b = 35 \text{ mm}$$

$$K_V = 0,77 \quad ; \quad F_t = 3669 \text{ N.}$$

$$K_{bL} = 0,9 \quad ; \quad K_M = 1 \quad ; \quad K_A = 1$$

$$Y_F = 2,80 \quad ; \quad Y_E = 1 \quad ; \quad Y_\beta = 0,75$$

$$\text{A.N} \quad \sigma_{b,lim} \geq \frac{3669}{3,5 \cdot 35 \cdot 10^{-6}} \cdot \frac{2,80 \cdot 1 \cdot 0,75}{0,77 \cdot 0,9 \cdot 1 \cdot 1} = 9,07 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$$

$$\sigma_{b,lim} \geq 9,1 \text{ hbar}$$

fig. VII-17

Pratiquement tous les matériaux ayant une charge de rupture à cœur supérieure à 35 daN/mm^2 nous donnent

$$\sigma_{b,lim} > 9 \text{ hbar}$$

b) Vérification à la pression superficielle.

$$\sigma_{H,lim} \geq \sqrt{F_{t4} \cdot \frac{Z_C^2 Z_\beta^2 Z_e^2}{K_V K_{HL} K_M K_A} \cdot \frac{1}{C_r b \cdot d_H}}$$

$$F_{t4} = F_{t3} = 3669 \text{ N.}$$

$$K_{HL} = 0,85 \quad ; \quad Z_\beta^2 = 0,68 \quad (E_\alpha = 1,5 \quad ; \quad E_\beta = 1,82)$$

$$Y_E = 1 \quad ; \quad Z_e^2 = 7,7 \cdot 10^{10} \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \quad ; \quad Z_C^2 = 2,24$$

$$C_r = \frac{i}{i+1} = 0,81.$$

$$\text{A.N} \quad \sigma_{H,lim} \geq 34,12 \cdot 10^7 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 34,12 \text{ hbar.}$$

VII-37

Tous les matériaux ayant une dureté Brinell superficielle supérieure à 100 HB vérifient cette condition.

Correction au niveau du 3^e étage.

$Z_5 = 14$; $Z_6 = 58$

le déport minimum est donné par :

$X_{min} = \frac{14 - Z}{17}$ ($Z'_{min} = 14$ on a une petite interférence).
 $X_{min} = \frac{14 - 14}{17} = 0$

donc pour $Z_5 = 14$; ça sera sans correction et on n'aura pas d'interférence ou du moins une faible interférence et pour plus de précision on préfère faire une correction de denture.

$\Sigma Z = 14 + 58 = 72$.

voir 181 page 233 fig 5/59. $\lambda = 0,5$

Pour une meilleure résistance à la rupture et mécanique générale on prendra $\Sigma X = 0,6$.

choix des déports X_1 et X_2

voir 191 page 238.

$$X_1 = \lambda \frac{Z_2 - Z_1}{Z_2 + Z_1} + \Sigma X = \frac{Z_1}{Z_2 + Z_1}$$

$\lambda = 0,5 \div 0,75$ $\Sigma Z = 28$ on prend $\lambda = 0,75$.
 $\Sigma Z = 72$ $\lambda = 0,6$.

$$X_1 = 0,6 \frac{58 - 14}{72} + 0,6 \frac{14}{72} = 0,48$$

$$X_2 = \Sigma X - X_1 = 0,6 - 0,48 = 0,12$$

$\left. \begin{matrix} X_1 > 0 \\ X_2 > 0 \end{matrix} \right\}$ l'interférence est éliminée.

3.6 CALCULS DEFINITIFS

3.6.1 calcul cinématique

a) Vitesse de rotation du tambour.

$$N_T = \frac{N_M}{x_T}$$

N_T = vitesse de rotation du tambour en tr/min

N_M = vitesse de rotation du moteur en tr/min

x_T = Rapport de reduction total.

$$x_T = 75,6 \quad ; \quad N_M = 1420$$

$$N_T = \frac{1420}{75,6} = 18,78 \text{ tr/min.} \quad N_T = 18,78 \text{ tr/min.}$$

b) Vitesse peripherique ou vitesse du câble.

$$V_c = \frac{\pi N_T D_T}{60} = \frac{\pi \cdot 18,78 \cdot 0,28}{60} = 0,27 \text{ m/s.}$$

$$V_c = 16,52 \text{ m/min.}$$

c) Vitesse de levage

$$V = \frac{V_c}{2} = \frac{16,52}{2} = 8,26 \text{ m/min.} \quad V = 8,26 \text{ m/min.}$$

$$\frac{\Delta V}{V} = \frac{8,26 - 8}{8} = 0,0326 = 3,26\% < 10\%.$$

3.6.2 Calcul de la puissance de regime

$$P_R = \frac{Q \cdot V}{\eta}$$

η : rendement global

$$\eta = \eta_p \cdot \eta_R \cdot \eta_{eo}$$

η_p : rendement du palan = 0,99

η_R : rendement des reducteurs = $\eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3$

η_1 : rendement du 1^{er} étage (denture hélicoïdale) = 0,98.

η_2 : rendement du 2^e étage (denture hélicoïdale) = 0,98.

η_3 : rendement du 3^e étage (denture droite) = 0,97.

$$\eta_{br} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = 0,98^2 \cdot 0,97 = 0,93.$$

η_{br0} : Rendement des roulements : on prévoit 8 roulements
rendement d'un roulement = 0,99.

$$\eta_{br0} = 0,99^8 = 0,92.$$

$$\Rightarrow \eta = 0,93 \cdot 0,93 \cdot 0,92 = 0,85.$$

P_R : Puissance de régime à pleine charge.

Q : charge maximale à soulever = 2000 daN = $20 \cdot 10^3$ N.

$$P_R = \frac{20 \cdot 10^3 \cdot 8,26}{60 \cdot 0,85} = 3,24 \cdot 10^3 \text{ W}$$

$$P_R = 3,24 \text{ kW.}$$

Pour un facteur de marche de 40% on admet que la puissance du moteur de levage soit comprise entre $[0,8 \div 1] P_R$ à pleine charge.

donc Il faut que $\frac{P_M}{P_R} = r \in [0,8 \div 1]$.

P_M : Puissance nominale du moteur tirée du catalogue 14/

$$P_M = 3 \text{ kW.}$$

$$r = \frac{3}{3,24} = 0,93 \quad r = 0,93 \in [0,8 \div 1].$$

3.6.3 Verifications dynamiques.

dans cette verification 2 cas seulement necessitent une verification

a) Demarrage pendant le levage.

b) Freinage pendant la descente.

Il faut que dans les cas l'acceleration soit inferieure a l'acceleration admissible. $[a] = 0,5 m/s^2$ [5] page

a) Verification de l'acceleration de demarrage:

$$a_d \leq [a]$$

a_d : acceleration de demarrage en m/s^2

$[a]$: acceleration admissible en m/s^2 .

$$a_d = \frac{v}{t_d}$$

v : vitesse de levage en m/s .

t_d : temps de demarrage en s .

$$t_d = \frac{I \omega}{M_d - M_u}$$

I : moment d'inertie de l'ensemble reduit a l'arbre moteur.

ω : frequence de rotation du moteur en rd/s .

M_d : Couple de demarrage en mN .

M_u : Couple utile en mN .

$$I = \Delta [I_{mf} + I_{acc}] + \frac{m v^2}{\omega^2 \eta}$$

I_{mf} : moment d'inertie du moteur frein = $0,0638 kgm^2$
tire du catalogue 14/ page 16

I_{acc} : moment d'inertie de l'accouplement.

dans notre cas $I_{acc} = 0$.

$\Delta = 1,1 \div 1,2$ coef exprimant les moments d'inertie de tous les elements en rotation

$\Delta = 1,2$ Etant donné que l'on a pas le moment d'inertie de l'accouplement, et aussi les moteurs de construction moderne ont un moment d'inertie faible.

$\frac{m v^2}{\omega^2 r}$ = moment d'inertie equivalent des masses en translation. reduit à l'arbre moteur.

$$I = 1,2 \times 0,0698 + \frac{2000 \cdot 8,26^2}{3600 \cdot 148,7^2 \cdot 0,85} = 0,0858 \text{ kgmf.}$$

$$M_d = 2,13 M_n \quad \text{d'après Catalogue (4)}$$

$$M_n = 20,17 \text{ mN} \quad \text{"} \quad \text{"} \quad \text{"}$$

$$M_u = 18,5 \text{ m.N.}$$

$$M_d = 2,13 \cdot 20,17 = 42,962 \text{ mN.}$$

$$t_d = \frac{0,0858 \cdot 148,7}{42,962 - 18,5} = 0,52 \text{ m/s}^2$$

acceleration de demarrage :

$$a_d = \frac{v}{t_d} = \frac{8,26}{60 \cdot 0,52} = 0,26 \text{ m/s}^2.$$

$$a_d = 0,26 \text{ m/s}^2 < [a] = 0,5 \text{ m/s}^2$$

b) Freinage à la descente

$$M_f = M_{sf} + I_f \frac{\omega}{t_f}$$

M_f : moment moyen de freinage à la descente

$$M_f = 27,54 \text{ mN.}$$

I_f : moment d'inertie de l'ensemble réduit à l'arbre moteur pendant la descente.

$$I_f = \Delta [I_{mf} + I_{acc}] + \frac{mV^2}{\omega^2} \eta.$$

$$I_f = 1,2 [0,0698] + \frac{2000 \cdot 8,26^2}{3600 \cdot 148,7^2} \cdot 0,85 = 0,0852 \text{ kgm}^2$$

$$I_f = 0,0852 \text{ kgm}^2.$$

t_f : temps de freinage en s

$$t_f = \frac{\omega I_f}{M_f - M_{sf}} = \frac{148,7 \cdot 0,0852}{27,54 - 15,74} = 1,073 \text{ s.}$$

$a_f = \frac{V}{t_f}$ a_f : accélération de freinage (ou deceleration)

$$a_f = \frac{8,26}{60 \cdot 1,073} = 0,128 \text{ m/s}^2.$$

$$a_f = 0,128 \text{ m/s}^2 < [a] = 0,5 \text{ m/s}^2.$$

Si on veut avoir un temps de freinage plus réduit ou presque égal au temp de démarrage on adopte le couple de freinage donné par le constructeur

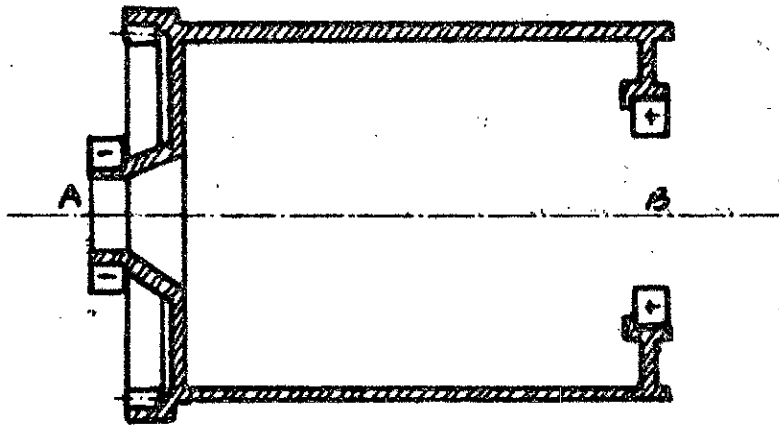
i.e. $M_f = M_{fc} = 40 \text{ mN.}$

$$\Rightarrow t_f = \frac{148,7 \cdot 0,0852}{40 - 15,74} = 0,52 \text{ s}$$

$$\text{d'où } a_f = \frac{8,26}{60 \cdot 0,52} = 0,26 \text{ m/s}^2 < 0,5 \text{ m/s}^2,$$

364 Verification des roulements du tambour

-51-



On utilise en A un Roulement à Rouleaux cylindriques qui permet de supporter un grand effort radial et permet aussi un petit déplacement axial du Tambour.

En B un roulement à billes (rigides) qui permet de supporter des efforts radiaux importants et des efforts axiaux moyens (déplacement ou balancement de la charge).

Les roulements A et B sont des roulements S.I.C.F. graissés à vie.

La durée de vie de ces roulements est estimée à 6300h ce qui correspond à 10 années de travail donc les roulements ne seront pas changés durant toute la durée de vie du palan.

Le cas le plus défavorable en A serait quand la réaction

$$R_A = \frac{Q}{2} + Fr_3 \quad (\text{charge en bas})$$

$$R_A = 1000 + 459,5 \approx 1460 \text{ daN}$$

f : facteur de correction de la charge

f est fonction du genre de transmission (effort à appliquer à l'effort moteur)

Par engrenage $f_k = 1,05 \div 1,3$ on prend $f_k = 1,3$.

f est aussi fonction de la régularité du couple moteur électrique $f_d = 1 \div 1,2$.

On prend $f_d = 1,2$.

$$f = f_k \cdot f_d = 1,3 \times 1,2 = 1,56$$

donc l'effort radial de calcul $F_{rA} = f \cdot R_A$.

$$F_{rA} = 1,56 \cdot 1460 = 2277,6 \text{ daN} \approx 22,8 \text{ kN.}$$

- Charge dynamique équivalente.

$$P = X \cdot F_{rA} + Y F_a \quad f_a: \text{effort axial.}$$

Pour les roulements à rouleaux cylindriques $X=1, Y=0$

$$\Rightarrow P = 1 \cdot 22,8 \text{ kN} \quad P = 22,8 \text{ kN.}$$

Calcul de la charge dynamique de base.

L'abaque 4.21c [80]

donne la valeur du rapport C/P en connaissant la vitesse de rotation n en tr/min. et la durée de vie en heures

$$\left. \begin{array}{l} n = 18 \text{ tr/min.} \\ L_h = 6300 \text{ h.} \end{array} \right\} \Rightarrow \frac{C}{P} = 1,8$$

$$\Rightarrow C = P \cdot 1,8 = 1,8 \cdot 22,8 = 41,04 \text{ kN.}$$

Le roulement 2212 E. ayant une charge dynamique de base $C = 116 \text{ kN}$ vérifie largement.

$$41,04 < 116 \text{ kN.}$$

Roulement B.

Le cas le plus défavorable pour B est qd $R_B = \frac{Q}{2}$
(charge en haut)

$$R_B = \frac{2000}{2} = 1000 \text{ daN} = 10 \text{ kN.}$$

Effort radial de calcul

$$F_{rB} = f R_B = 1,56 \cdot 10 = 15,6 \text{ kN.}$$

charge dynamique équivalente.

$$P = X F_{rB} + Y F_{oB} \quad F_{oB} = 0 \text{ (ou négligeable)}$$

$$\frac{F_{oB}}{F_r} = 0 < e$$

$$\Rightarrow X = 1 \quad Y = 0$$

$$P = F_{rB} = 15,6 \text{ kN.}$$

Calcul de la charge dynamique de base

L'abaque 4.21 c (Roulements à billes) [10]

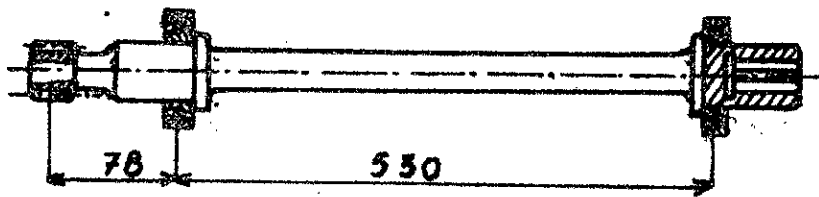
$$\left. \begin{array}{l} n = 18 \text{ tr/min} \\ L_n = 6300 \text{ h} \end{array} \right\} \Rightarrow \frac{C}{P} = 1,9$$

$$\Rightarrow C = 1,9 P = 1,9 \times 15,6 = 29,64 \text{ kN.}$$

Le roulement 6018 ayant une charge dynamique admissible de base $C = 45 \text{ kN}$ vérifie largement.

$$29,64 \text{ kN} < 45 \text{ kN.}$$

3.6.5 Verification de l'arbre moteur



Suivant le sens de rotation du moteur F_A change de sens à droite ou à gauche mais toujours dans la même direction.

Ces forces F_A , F_B et F_1 sont entièrement contenues dans les deux plans vertical et horizontal.

a) Plan horizontal.



M_{O_1} : moment concentrique en O_1 due à la force axiale.

$$M_{O_1} = F_{O_1} \frac{d_1}{2} = 794 \cdot \frac{33,57 \cdot 10^{-3}}{2} = 13,3 \text{ mN.}$$

$$\sum F = 0$$

$$F_{O_1} - R_{HA} + R_{HB} = 0 \Rightarrow R_{HA} = F_{O_1} + R_{HB}$$

$$\sum M/B = 0$$

$$M_{O_1} + F_{O_1}(L_1 + L_2) - R_{HA}L_2 = 0$$

$$R_{HA} = \frac{M_{O_1} + F_{O_1} (L_1 + L_2)}{L_2}$$

$$L_1 = 78$$

$$L_2 = 530$$

$$R_{HA} = \frac{13,3 + 1134(78 + 530)10^{-3}}{530 \cdot 10^{-3}} = 1326 \text{ N}$$

$$R_B = R_{HA} - F_{O_1} = 1326 - 1134 = 192 \text{ N} \quad R_{H0} = 192$$

Calcul du moment flechissant.

$O_1 - A$

$$M_x = -M_{O_1} - F_{O_1} x$$

$$O_1 \rightarrow x = 0 \quad M_{(x=0)} = -M_{O_1} = -13,3 \text{ mN}$$

$$A \rightarrow x = 78 \cdot 10^3 \quad M_A = -M_{O_1} - F_{O_1} \cdot 0,78$$

$$M_A = -13,3 - 1134 \cdot 78 \cdot 10^3 = -101,75 \text{ mN}$$

$$A - B \quad M_x = -M_{O_1} - F_{O_1} x + R_{HA} (x - 0,78)$$

$$\text{en A} \quad M_A = -101,75 \text{ mN}$$

$$\text{en B} \quad M_B = -13,3 - 1134 \cdot 0,608 + 1326(0,530) = 0$$

$x = 0,608$

b) Plan Vertical



$$\sum F = 0$$

$$F_{r1} - R_{vA} + R_{vB} = 0$$

$$R_{vB} = R_{vA} - F_{r1}$$

$$\sum M/B = 0$$

$$F_{r1} (L_1 + L_2) - R_{VA} L_2 = 0$$

$$R_{VA} = \frac{F_{r1} (L_1 + L_2)}{L_2} = \frac{534 \times 0,608}{0,530} = 612,6 \text{ N}$$

$$R_{VB} = R_{VA} - F_{r1} = 612,6 - 534 = 78,6 \text{ N.}$$

Calcul du moment flechissant.

$O_1 - A.$

$$M_{xV} = -F_{r1} x$$

$$\sum_{n O_1} x=0 \Rightarrow M_{xV} = 0$$

$$\sum_{n A} x=0,078 \Rightarrow M_{xV} = -534 \times 0,078 = -41,65 \text{ mN.}$$

$B \rightarrow A.$

$$M_{xV} = -R_{VB} x$$

$$\sum_{n B} x=0 \Rightarrow M_{xV} = 0$$

$$\sum_{n A} x=0,530 \quad M_{xV} = -78,6 \times 0,530 = -41,65 \text{ mN.}$$

Couple moteur

$$C_M = 20,17 \text{ mN.}$$

Les moments resultants

a) moment flechissant.

$$M_f = \sqrt{M_{fA}^2 + M_{fV}^2}$$

Le moment flechissant maximal est en A.

$$M_{fA} = \sqrt{(101,75)^2 + (-41,65)^2} = 109,9 \text{ mN}$$

$$M_{fA} \approx 110 \text{ mN.}$$

b) moment ideal

$$M_i = \sqrt{C_M^2 + M_f^2}$$

$$\sum_{n A} M_{iA} = \sqrt{20,17^2 + 110^2} = 111,8 \text{ mN} \quad M_{iA} = 112 \text{ mN}$$

contrainte ideale

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W}$$

$$W = 0,1 d^3 \quad d = 40 \text{ mm}$$

$$\sigma_i = \frac{112}{0,1 \times (40 \cdot 10^{-3})^3} = 1,75 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$$

$$\sigma_i = 175 \text{ daN/cm}^2$$

d'après 171 page 78 Tab 27 $\sigma_a = 420 \text{ daN/cm}^2$

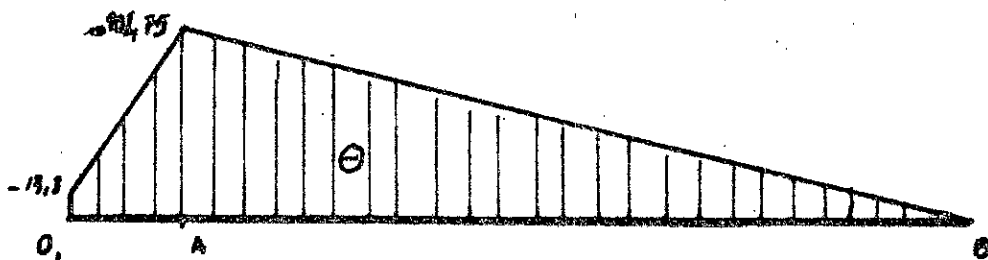
Pour un acier de 50 kg (St 50.11) Norme DIN.

$$\sigma_i = 175 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_a = 420 \text{ daN/cm}^2$$

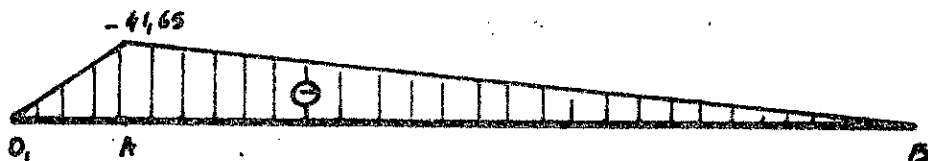
On voit qu'il est inutile de vérifier les autres sections.

DIAGRAMMES DES MOMENTS

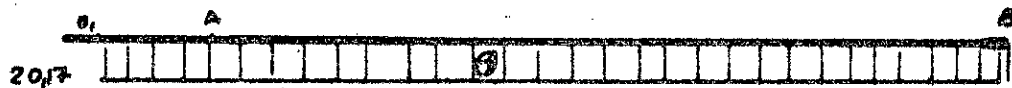
Plan horizontal



Plan vertical



Couple moteur



3.6.6. Verification des roulements A et B.

Pendant la transmission du couple moteur par le pignon 1 (denture hélicoïdale) il se développe un effort axial de sens variable suivant le sens de rotation du moteur électrique (levée ou descente). Pour absorber cet effort ainsi que les réactions en A et B j'utilise 2 roulements à billes à contact oblique à simple effet.

Calcul des réactions

$$\text{En A: } R_A = \sqrt{R_{RA}^2 + R_{YA}^2} = \sqrt{1326^2 + 612,6^2} = 1460,7 \text{ N}$$

$$\text{En B: } R_B = \sqrt{R_{RB}^2 + R_{YB}^2} = \sqrt{192^2 + 78,6^2} = 207,5 \text{ N.}$$

$$\text{L'effort axial } F_{a1} = 842 \text{ N.}$$

$$f = 1,56$$

$$F_{rA} = 1,56 R_A = 1,56 \times 1460,7 = 2279 \text{ N}$$

$$F_a = 1,56 F_{a1} = 1,56 \times 842 = 1313,5 \text{ N.}$$

charge dynamique équivalente:

$$P = X F_{rA} + Y F_a$$

d'après //0/ 4.216 on a :

$$\frac{F_a}{F_{rA}} = \frac{1313,5}{2279} = 0,57 < 1,4$$

$$\text{donc } X = 1 \quad Y = 0,55$$

$$\text{d'où } P = 2279 + 0,55 \times 1313,5 = 3001 \text{ N} \quad P \approx 3 \text{ kN.}$$

$$n = 420 \text{ tr/min.}$$

$$L = 6300 \text{ h}$$

$$\left. \begin{array}{l} n = 420 \text{ tr/min.} \\ L = 6300 \text{ h} \end{array} \right\} \Rightarrow \frac{C}{P} = 8 \quad //0/ \text{ abaque INA 4.21c}$$

$$\text{d'où } C = 8P = 8 \times 3 = 24 \text{ kN.}$$

//0/ Tab 4.22C Le roulement 7208 B ayant une

charge dynamique de Base admissible $C = 24,5 \text{ kN}$
verifie (24,55 24 kN)!

Roulement B.

$R_B = 207,5 \text{ N}$ $F_a = 842 \text{ N}$.

$F_{rB} = f R_B = 1,56 \cdot 207,5 = 323,7 \text{ N}$.

$F_a = f F_{a1} = 1,56 \cdot 842 = 1313,5 \text{ N}$.

charge dynamique equivalente.

$P = X F_{rB} + Y F_a$.

d'après lld 4.21 b

$\frac{F_a}{F_{rB}} = \frac{1313,5}{323,7} = 4,05 > 1,14 \Rightarrow$

On a $X = 0,57$ $Y = 0,93$.

d'où $P = 0,57 \cdot 323,7 + 0,93 \cdot 1313,5 = 1406 \text{ N}$.

$P \approx 1,4 \text{ kN}$.

$\frac{C}{P} = 8 \Rightarrow C = 8 \cdot 1,4 = 11,2 \text{ kN}$.

Le Roulement 7209 B ayant une charge dynamique de Base admissible de 27,5 kN verifie largement.

CHAPITRE IV

MECANISME DE DEPLACEMENT

IV MECANISME DE DEPLACEMENT

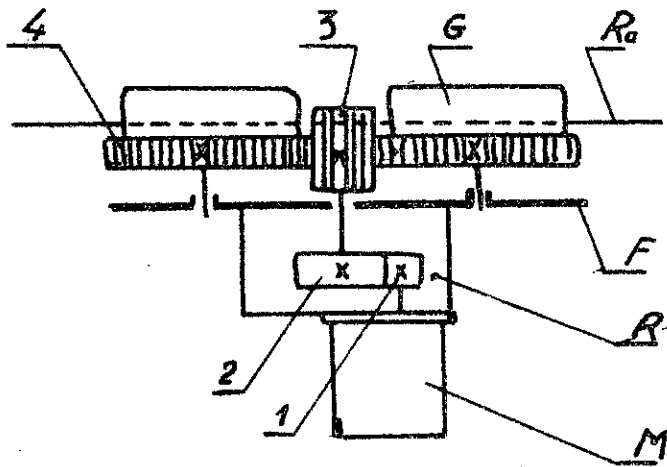
Paramètres initiaux.

Charge utile $Q = 2000$ kg.

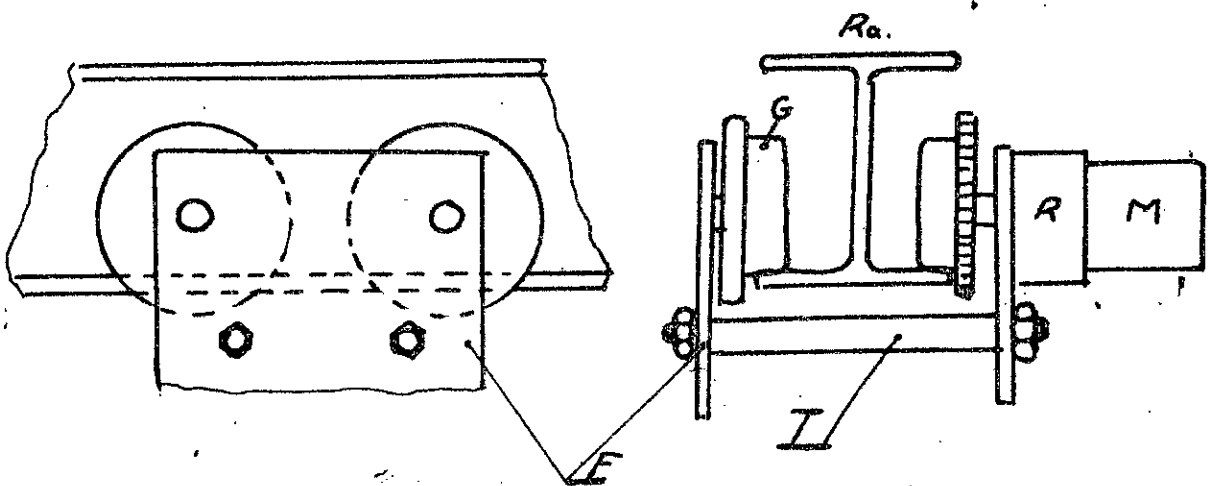
Vitesse de déplacement $v_d = 20$ m/min.

Facteur de marche $F.M = 40\%$

Régime de fonctionnement : II moyen.



G : Golet
F : Flosque
Ra : Rail
T : Traverse
R : Reducteur
M : Moteur



SCHEMA CINEMATIQUE

4.1 CALCULS PRELIMINAIRES

4.1.1 Calcul des galets.

a) Détermination du poids supporté par les galets

$$G = G_p + Q$$

G_p : poids propre du palan estimé à 240 kg.

Q : charge maximale = 2000 kg.

$$\text{d'où } G = 2240 \text{ kg.}$$

Le mécanisme de déplacement comporte 4 galets roulant sur un profil IPN

G_1 : Poids par galet.

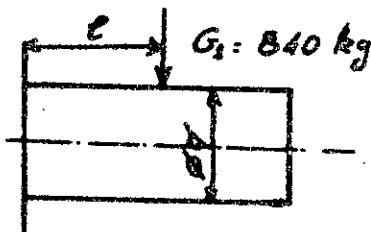
$$G_1 = \frac{2240}{4} = 560 \text{ kg.}$$

Etant donné que le centre de gravité de l'ensemble n'est pas fixe et le profil des rails n'est pas très précis on admet une majoration de 50% par galet.

k : coef de majoration $k = 1,5$.

$$G_2 = k G_1 = 1,5 \times 560 = 840 \text{ kg.}$$

Remarque: Pour des raisons d'encombrement réduit nous allons dimensionner l'axe du galet, adopter les roulements et tracer le profil du galet et vérifier le galet ainsi obtenu à la pression de contact.



L'axe du galet est soumis à la flexion.

$$\sigma_f = \frac{G_2 \cdot l}{\frac{\pi d^3}{32}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 G_2 l}{\pi \sigma_{af}}}$$

\$l = 3 \text{ cm}\$

\$\sigma_{af} = 1150 \text{ daN/cm}^2\$ pour un acier de 50 kg (St 5011)

(contrainte admissible de flexion pour un service moyen)

Axe de galet sur roulement Norme DIN

d'après 171 page 73 Tab 24.

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 840 \cdot 3}{\pi \cdot 1150}} = 2,8 \text{ cm.}$$

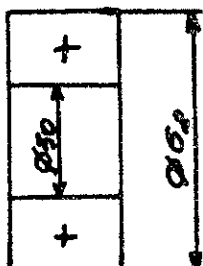
on prend \$d = 50 \text{ mm}\$.

choix du roulement

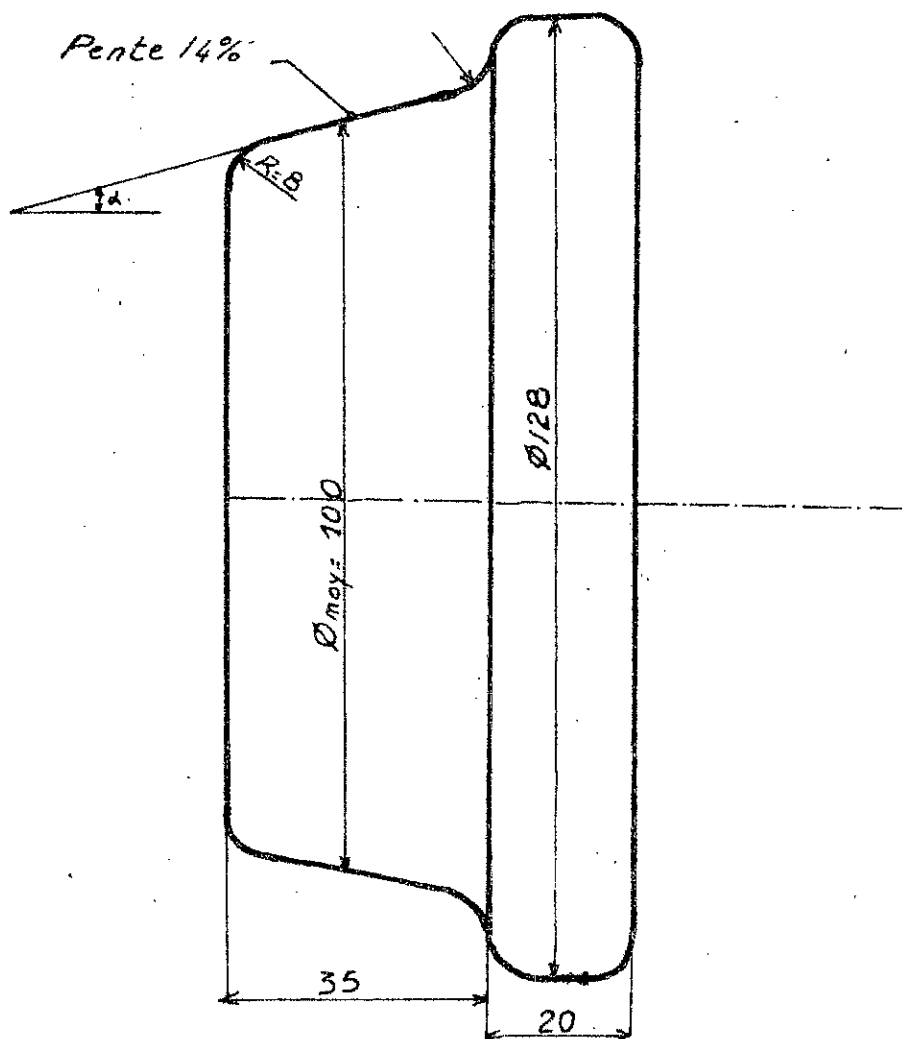
2 roulements à billes (rigides)

Ref SKF 6206

charge dynamique \$C = 15 \text{ kN}\$.



4.1.2 Profil du galet.



$$\text{tga} = 0,14^* \Rightarrow \alpha = 7^{\circ} 58' 10'' \quad \alpha \simeq 8^{\circ}..$$

* les rails IPN sont fabriqués avec une pente de 14%.

4.4.3 Détermination du couple moteur et de la puissance de régime.

a) Vitesse de rotation du galet

$$N_G = \frac{60 v_d}{\pi D_G}$$

v_d : vitesse de déplacement: $20 \text{ m/min} = 20/60 \text{ m/s}$

D_G : diamètre du moyen du galet = $10 \text{ cm} = 0,1 \text{ m}$.

N_G : vitesse de rotation du galet en tr/min.

$$N_G = \frac{60 \times 20/60}{\pi \cdot 0,1} = 63,7 \text{ tr/min.}$$

nous allons adopter un moteur ayant une vitesse de synchronisme de 1000 tr/min ; la vitesse réelle du moteur sera inférieure de $5 \text{ à } 6\%$ à la vitesse de synchronisme en raison du glissement.

donc $N_M = 890 \text{ tr/min}$.

b) Rapport de réduction.

$$X_T = \frac{N_M}{N_G} = \frac{890}{63,7} = 13,97.$$

c) Couple moteur et Puissance de régime.

- Calcul de la force résistance due aux frottements de roulement du galet sur le rail et de frottement du galet sur son essieu.

d'après 16/ page 12

$$F_r = \frac{Q (\delta + f r)}{R}$$

δ : bras de la résistance au roulement $\delta = 0,05 + 1 \text{ cm}$.
prenons $\delta = 0,07 \text{ cm}$.

f : coefficient de frottement galet essieu
galet sur roulement $f = 0,0015$.

r : rayon moyen des roulements, $r \approx 2 \text{ cm}$.

Q : poids du palan en charge = 2240 daN.

R : rayon moyen du galet ≈ 5 cm.

$$F_r = \frac{2240}{5} [0,07 + 0,0015 \times 2] = 32,7 \text{ daN.}$$

d) Couple moteur.

$$C_m = \frac{F_r R_g}{\lambda \cdot \eta_b}$$

C_m : couple moteur daNm.

R_g : rayon du galet (moyen) = 0,05 m.

η_b : rendement global du mécanisme $\approx 0,9$.

$$C_m = \frac{32,7 \cdot 0,05}{13,97 \cdot 0,9} = 0,13 \text{ daNm.} \quad C_m = 1,3 \text{ Nm.}$$

e) Puissance du moteur.

Puissance de régime

$$P_R = \frac{C_m \cdot N_m}{9550} = \frac{1,3 \cdot 980}{9550} = 0,133 \text{ kW.}$$

Dans le cas de la translation on doit installer une puissance supérieure à la puissance de régime dès que la vitesse dépasse 0,3 m/s pour des galets montés sur roulements.

171 page 212 Tab 69.

$$V = \frac{20}{60} = 0,33 \text{ m/s} \Rightarrow \frac{P_{Nom}}{P_R} = 1,3$$

$$P_{Nom} = 1,3 \cdot P_R = 0,133 \cdot 1,3 = 0,175 \text{ kW.}$$

d'après 141 page 17 on adopte le moteur Frein LS 63L2 ayant une vitesse de synchronisme de 1000 tr/min une puissance nominale de 0,18 kW.

Frein à disque à une face de freinage

Couple de freinage = 0,5 mdanl.

Couple de démarrage = 2,15. couple nominal.

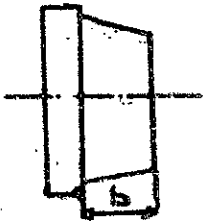
Couple max = 1,87 couple nominal

Alimentation 50 Hz 220 / 380 V.

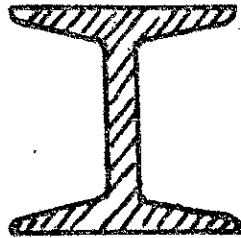
4.2 VERIFICATION DU GALET A LA PRESSION DE CONTACT.

Le principe de calcul de la pression de contact pour un galet cylindrique ou conique est la même.

Si on adopte galet en acier et rail en acier.



Galet



D'après 15/

$$Q_2 = DK$$

Q_2 : charge sur le galet le plus chargé. $Q_2 = 840 \text{ daN}$.

D : diamètre moyen du galet $D = 10 \text{ cm}$.

b : largeur du galet en cm (ou largeur de contact rail/galet).

K : coef $K = 60 \text{ daN/cm}^2$ Acier / Acier.

$$\text{d'où } b = \frac{Q_2}{DK} = \frac{840}{10 \cdot 60} = 1,4 \text{ cm}$$

Si on suppose que la largeur de contact est de 2 cm.

On aura toujours d'après 15/

$$\sigma_{\text{max}} = 600 \sqrt{\frac{2 Q_2 k}{b D}} \quad \sigma_{\text{max}} = \text{pression maximale de contact en daN/cm}^2$$

$$k = \text{coef de vitesse} = 1 + 0,2 v_2 = 1 + 0,2 \times \frac{20}{60} = 1,066$$

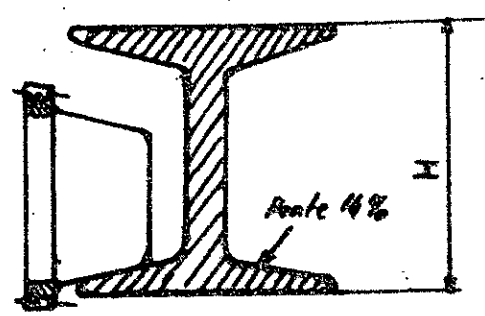
$$\sigma_{\text{max}} = 600 \sqrt{\frac{2 \cdot 840 \cdot 1,066}{2 \times 10}} = 5678 \text{ daN/cm}^2$$

σ_a pour un galet en acier moulé de $R \leq 50 \text{ daN/cm}^2$
 sur rail aplati on est de 6000 daN/cm^2 .

$$\tau_{max} < \tau_a$$

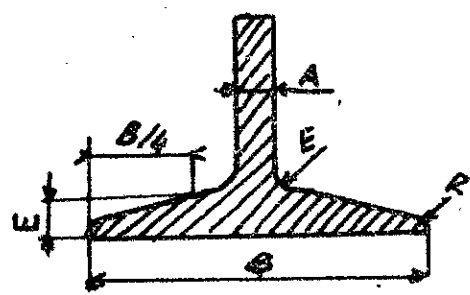
4.3 CHOIX DU PROFIL I PN.

D'après Nof 7.28 le profil choisi est le profil IPN 200



- H = 200 mm
- B = 90 mm
- A = 7,5 mm
- E = 11,5 mm
- R = 4,5 mm.

Section = 3350 mm².
 masse = 26,3 kg/m.



La largeur réelle de contact $b = \frac{B}{4} - R = \frac{90}{4} - 4,5 = 18 \text{ mm}$.
 donc la pression de contact sera:

$$\tau_{max} = 600 \sqrt{\frac{2 \cdot 840 \cdot 1,066}{1,8 \cdot 10}} = 5986 \text{ daN/cm}^2.$$

$$\tau_{max} < \tau_a = 6000 \text{ daN/cm}^2.$$

4.4 Calcul cinématique

a) Rapports de réduction

1^{er} Etage : denture droite

$$m = 1,5 \quad Z_1 = 17 \quad Z_2 = 66$$

$$x_1 = \frac{66}{17} = 3,88$$

$$d_{p_1} = 17 \cdot 1,5 = 25,5 \text{ mm.}$$

$$d_{p_2} = 66 \cdot 1,5 = 99 \text{ mm.}$$

2^e Etage : Réduction au niveau des galets moteurs.

$$m = 2 \quad Z_3 = 20 \quad Z_4 = 73.$$

$$x_2 = \frac{73}{20} = 3,65$$

$$d_{p_3} = 40 \text{ mm} \quad d_{p_4} = 146 \text{ mm}$$

$$\text{Rapport de réduction total } X_T = 3,88 \cdot 3,65 = 14,16.$$

b) Vitesse de Translation:

$$N_G = \frac{N_m}{X_T} = \frac{830}{14,16} = 62,85 \text{ tr/min.}$$

$$V_d = \omega R_G \quad R_G: \text{ Rayon moyen du galet.}$$

$$V_d = \frac{\pi \cdot N_G \cdot R_m}{30} = 0,329 \text{ m/s.} \quad = 19,74 \text{ m/min.}$$

$$V_d = 19,75 \text{ m/min.}$$

$$\frac{\Delta v}{v} = \frac{V_{th} - v}{V_{th}} \cdot 100 = \frac{20 - 19,75}{20} \cdot 100 = 1,27\%$$

CONCLUSION

L'étude complète d'un palan électrique ou de tout appareil nécessite la collaboration de plusieurs spécialistes, un temps alloué plus grand que celui dont nous disposons, une documentation abondante et une collaboration avec les organismes constructeurs (visites d'usines et stages).

Malgré tout cela, dans notre étude nous avons touché aux parties essentielles des appareils de levages et présenté les calculs qui nous semblent les plus importants.

- L'étude comparative effectuée a permis de voir les différentes conceptions de palans de différents pays d'Europe, et la conception d'un palan compétitif répondant aux normes de la F.E.M (Fédération européenne de manutention)

