Ministere De L'enseignement Superieur et de la Recherche Scientifique 137/81

U.S.T.H.B

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER

DEPARTEMENT DE GENIE - MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

ETUDE DUN CHARIOT DE PONT ROULANT A BENNE PREUNEUSE D'UNE CAPACITÉ DE 8 TONNES

PROPOSÉ DIRIGÈ PAR :

M. GREFKOWICZ

ETUDIÈ PAR :

M. BOUGUERRA

PROMOTION JUIN 81.

« Remerciements »

Qu'il me soit permis de présenter à Monsieur GREFKOWICZ mes remerciements les plus sincères pour son suivi dans mon travail. Qu'il trouve ici ma profonde reconnaissance.

Mes vifs remerciements, aussi, à tous ceux qui ont participé de prés ou de loin à ma longue formation.

A MON PERE , A MA MERE , A MES FRERE ET SOEUR , A TOUS MES AMIS ET ENFIN, A TOUS CEUX QUI ME SONT CHERS ;

Je leurs dédie ce modeste projet qui est le résultat de plusieurs années d'études.

Présentation du sujet:

Notre étude portera sur un chariot à benne preneuse de pont roulant d'une capacité de 8 tonnes qui possède les caractéristiques suivantes:

Charge utile : 8000[kg]
Hauteur utile de levage : 8[m]
Vitesse de levage : 63[m/min]
Régime de fonctionnement III (lourd)
Facteur de marche: 40% (pour le levage)
Vitesse de direction : 30[m/min]
Lieu d'Implantation : plein air.
Atmosphère normale.
Alimentation triphasée : 220/380 (volts), 50[Hz].
Facteur de marche : 25 % (pour la direction)

Il sera muni de deux moteurs électriques sans liaisons mécaniques.
Il sera prévu pour le transbordement de matériaux tels que:

minerai léger de fer	:	1,4[tonne/m³]
Sable	:	1,6 [tonne/m³]
Gravier	:	1,8 [tonne/m³]
Terre	:	1,4 [tonne/m³].

CHAPITRE 1

1) Introduction :

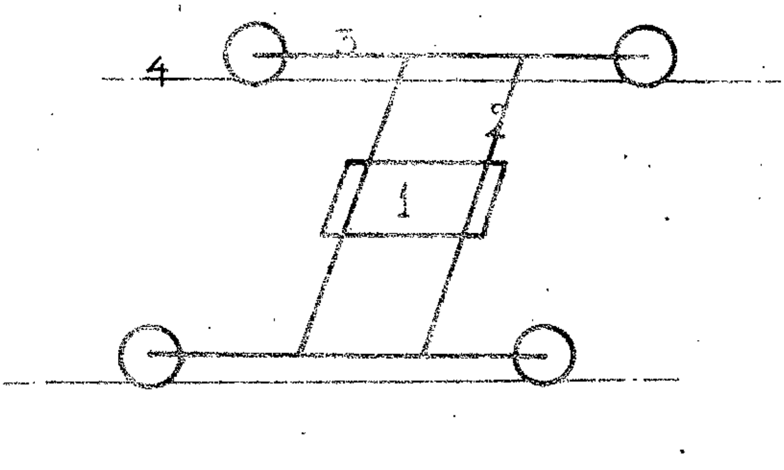
Le rôle d'un appareil de levage est de soulever des charges de différentes capacités et de les déplacer d'un lieu à un autre.
L'extrême diversité des appareils de levage est due au fait qu'ils doivent s'adapter aux conditions d'exploitation. Grues portuaires flottantes, mobiles (sur rails) ou fixes. Grues montées sur roues ou chenilles exploitées essentiellement dans les chantiers. Et enfin toute la gamme des ponts roulants. Ces derniers connaissent un champ d'application très vaste.

° Dans les ateliers : Circulent sur des chemins de roulement reliés généralement à la charpente du batiment, ainsi les ponts roulants dégagent le sol de l'atelier si bien que le travail et le transport au sol ne sont pas gênés.

° En plein air : Dans beaucoup de cas en dehors des ateliers munis de chariots à bennes preneuses pour la manutention des matières en vrac tels que minerais, charbon, coke etc...
Notre étude portera sur le dernier type d'appareils de levage plus exactement sur le chariot et la benne preneuse.

2) Ponts Roulants :

Comme on a déjà dit, les ponts roulants se trouvent généralement dans les ateliers.
Ils se composent de 3 parties :
- le pont roulant proprement dit, composé de
    * 1 à 2 poutres principales servant de chemin de roulement au chariot treuil.
    * 2 sommiers disposés à angle droit par rapport aux poutres principales et recevant les galets de translation.
- Un mécanisme de translation du pont qui repose sur une passerelle.
- Un chariot treuil qui est composé de
    * 1 mécanisme de translation.
    * 1 ou 2 mécanismes de levage.



1 Chariot
2 poutres principales
3 Sommiers
4 Chemin de roulement

Généralités sur les chariots :

1-Définition.

Il a pour rôle de lever et de déplacer des charges.

Il comprend : Un chassis en fers plats (ou profilés) assemblés par soudure servant de support pour les autres éléments.

Un mécanisme de levage (mouvement vertical)

(pour notre cas,un double mécanisme de levage symétrique)

Un mécanisme de direction (mouvement horizontal)

2- Certaines solutions de chariots :

Chariots à un mécanisme de levage.

Chariots à deux mécanismes de levage (pour benne preneuse)

Une grande série de chariots qui diffèrent les uns des autres par leurs éléments,tel que l'incorporation du réducteur de levage au chassis,la liaison de ce réducteur au tambour par un arbre cannelé coulissant etc ...

La variété est due à la transmission.La conception d'un chariot à crochet est différente de celle à benne preneuse parexemple.

Diverses solutions de bennes preneuses :

- Bennes à deux ou quatre cables,les manoeuvres des coquilles étant contrôlées par ces cables.Le type de benne preneuse nécessite un treuil spécial à deux tambours.

- Benne à un cable.Ce type fonctionne avec un cable ou une paire de cables exerçant tous les mouvements ensemble.Pour garantir le fonctionnement de la benne,il faut faire appel à certains mécanismes accessoires.

- Benne éléctrique.La commande électrique pour l'ouverture et la fermeture des coquilles est montée à même la benne.

- Benne hydraulique: commandée par des verins.

Les bennes à un cable et les bennes électriques ne necessitent pas de treuils spéciaux, on peut se servir d'un treuil normal conçu pour le travail au crochet.

A partir de ces types principaux,on a développé des exécutions spéciales tels que grappins, bennes à grande ouverture.

On rencontre également des bennes à fond ouvrant ou bennes basculantes.

4.1 Fonctionnement et description d'une benne preneuse à 4 câbles.

Elles sont utilisées pour le transbordement des matières en vrac. Elles se composent de 2 coquilles guidées par une traverse commune.

Seul le poids propre de la benne intervient pendant les mouvements de charge et décharge.

Schéma du principe de fonctionnement : (voir feuille suivante)

1) ouverture et vidange
2) repos
3) fermeture et remplissage
4) fin de fermeture et levage

désignation

(a) traverse supérieure
(b) traverse inférieure
(c) coquille
(d) articulation
(e) tirant

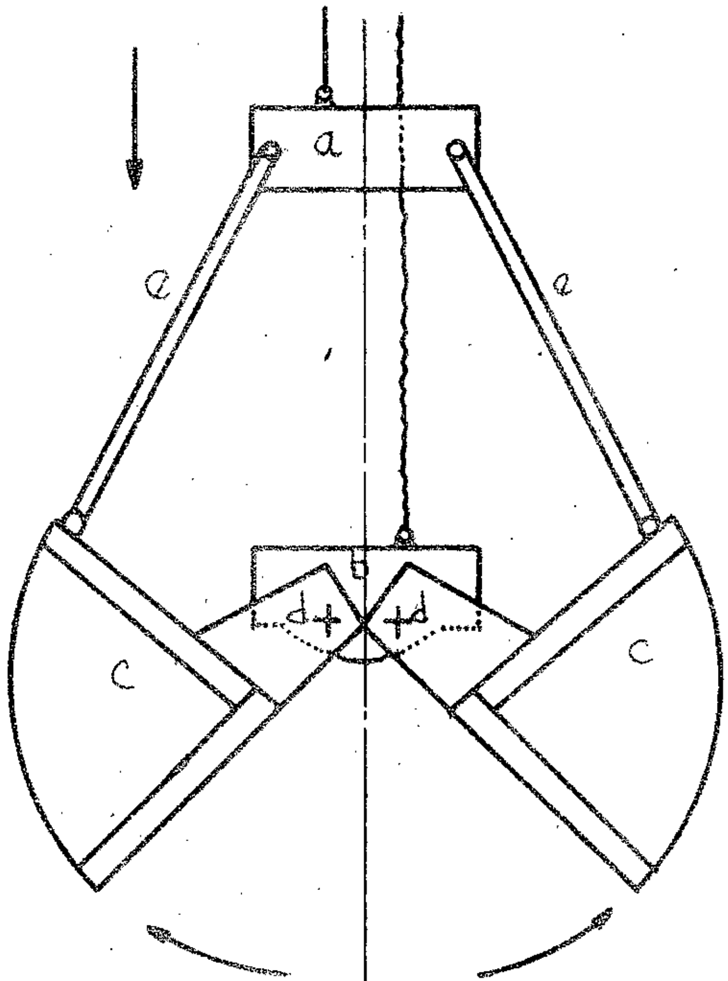
* On peut disposer d'un mouflage pour le cable de levage afin d'augmenter les efforts de fermeture des coquilles.

La réduction de la moufle dépend de la nature du matériau à prendre

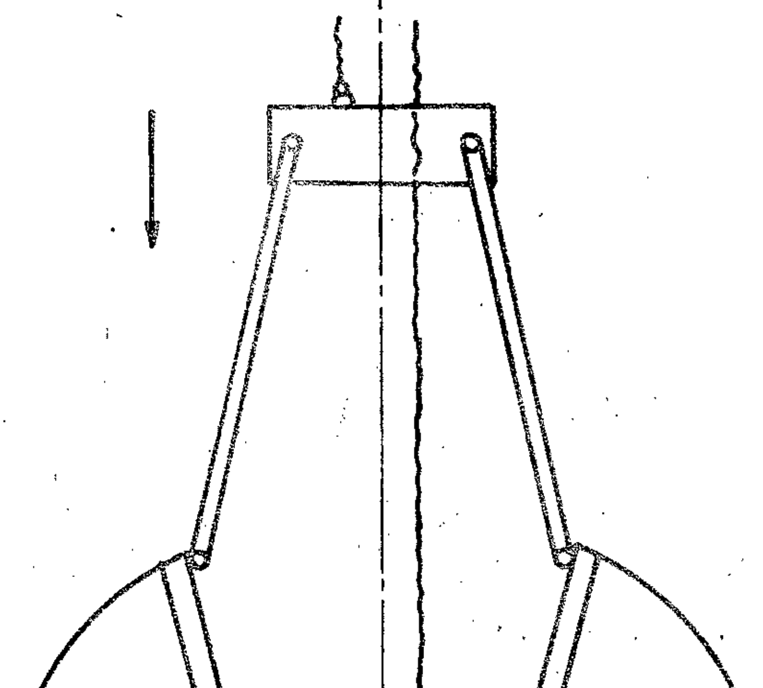
i = 4 pour charbon

i = 5 pour coke et minerai

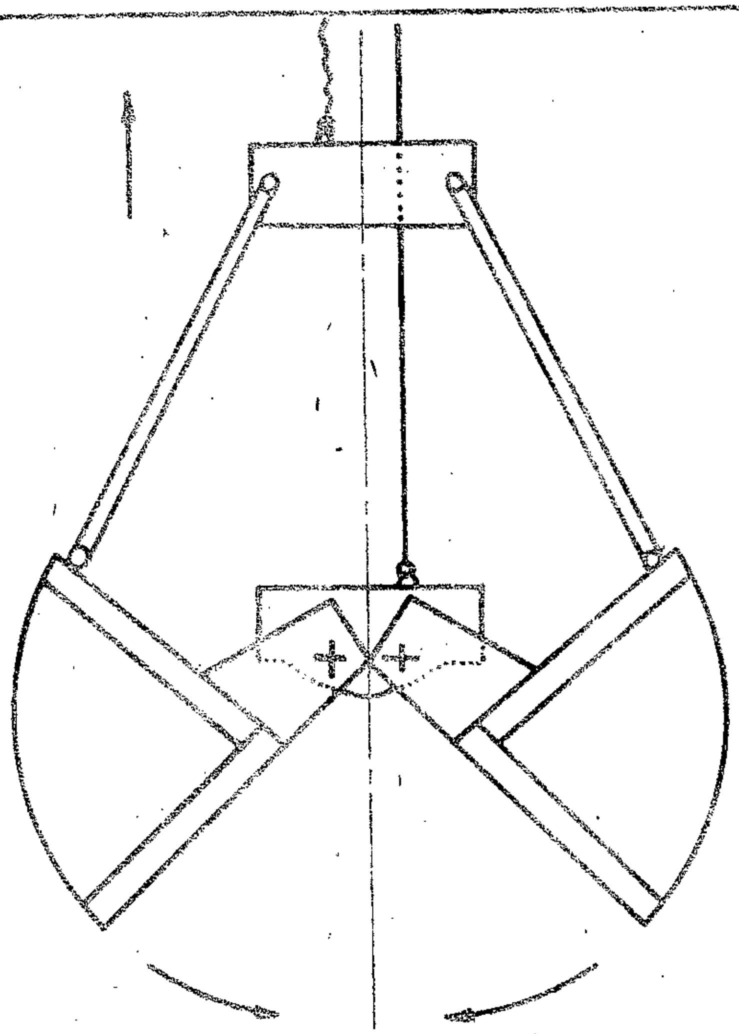
i = 6 pour minerais difficilements préhensibles.



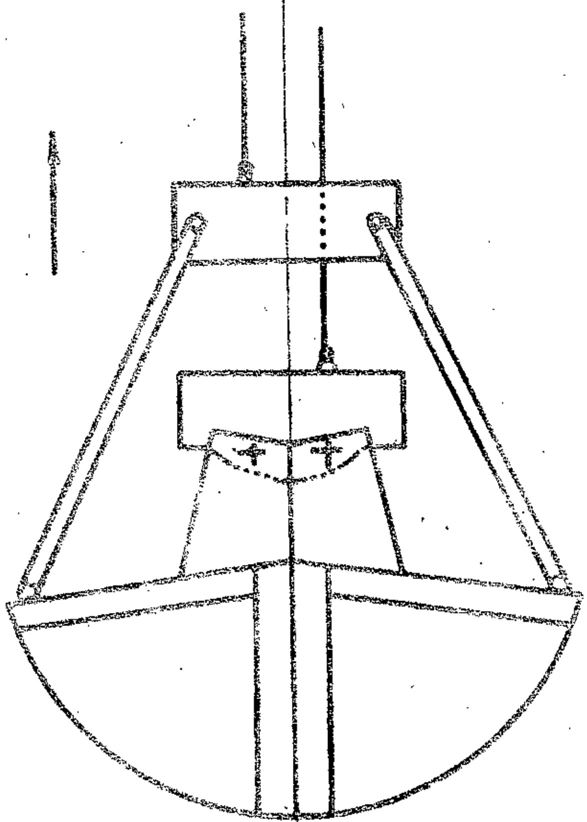
1



2

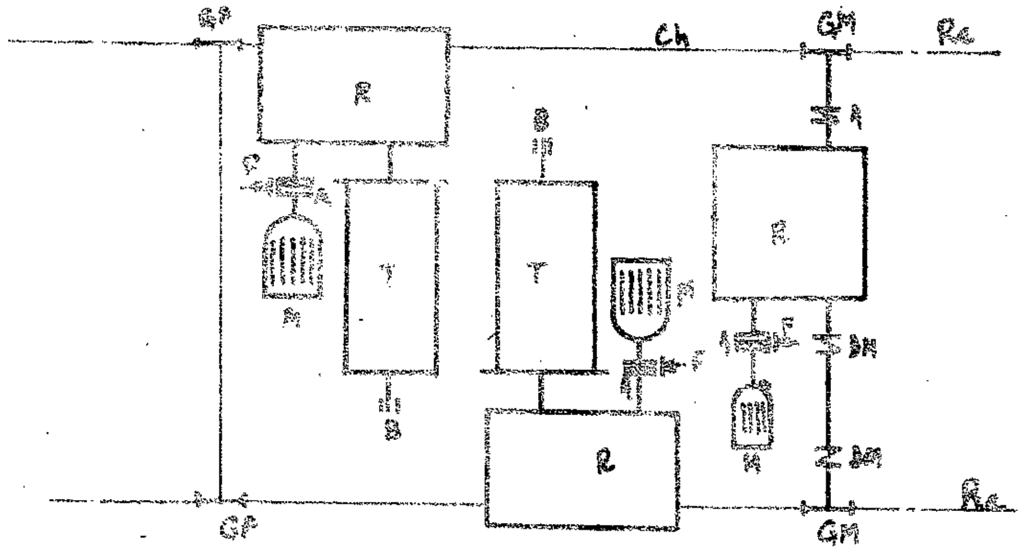


3



4

4.2. Schéma simplifié d'un treuil à benne 4 cables.



M : moteur électrique

F : frein

A : accouplement

R : réducteur

T : tambour

B : boitier

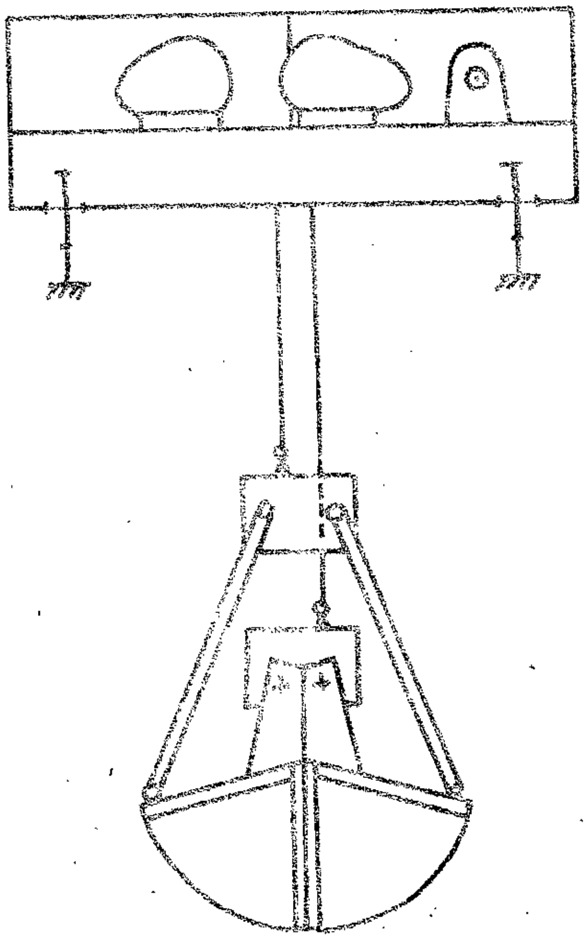
DM : demi-manchon à engrenages.

GM : galet moteur

GF : galet fou

R_a : rail

Ch : chassis



4.3. Etude dynamique :

La force de fermeture des coquilles est proportionnelle au poids propre de la benne. En dépit de l'augmentation du poids, par suite du remplissage de la benne, la force de fermeture de la benne fermée est inférieure à celle de la benne ouverte.
En benne moyenne, on peut compter que le poids propre de la benne est égal au poids de la charge utile ce qui signifie que le treuil doit toujours entrainer un poids mort de 40 à 60 % de sa force.
D'autres facteurs peuvent s'insérer dans le remplissage tels que : profil de la benne, largeur d'ouverture des coquilles. (suivant les essais de Niemann, ce dernier facteur aurait une importance capitale dans le bon remplissage de la benne).

Le chariot possède 2 moteurs distincts pour la commande du tambour de retenue et du tambour de fermeture. Il est possible d'obtenir des mouvements relatifs des 2 tambours par des moyens purement électriques.

Après la fermeture de la benne, la charge est le plus souvent exclusivement supportée par les cables de fermeture si bien que le moteur de fermeture est surchargé au début. Cependant le moteur de retenue qui est alors branché, travaille à vide et tourne à une vitesse plus élevée de sorte qu'il rattrape bientôt le moteur de fermeture fortement chargé et tournant à une vitesse plus faible. Les cables de retenue sont ainsi tendus et absorbent une partie de la charge.

Comme les 2 moteurs sont de la même puissance, et ont la même caractéristique, il s'établit un équilibre correspondant à une répartition environ uniforme de la charge sur les 2 moteurs.

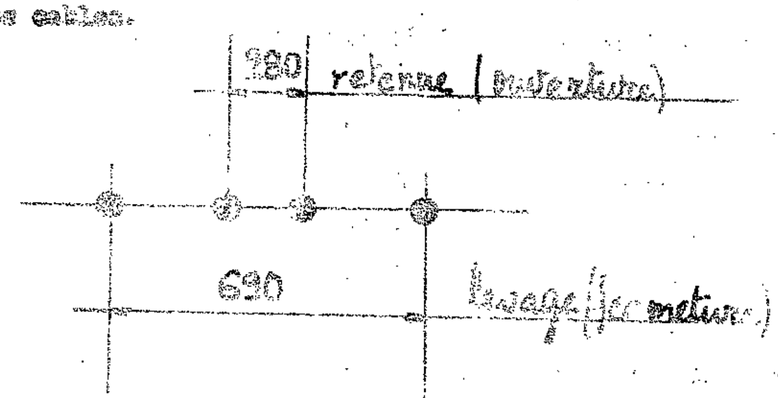
Pendant la descente de la benne fermée, on rencontre à peu près les mêmes conditions. Le moteur surchargé prend de l'avance ce qui à pour effet de le décharger et de charger d'avantage l'autre moteur.

Par contre, pendant le levage et la descente de la benne ouverte, les conditions sont fondamentalement différentes, étant donné que les cables de retenue seuls sont chargés avec presque la totalité du poids ~~de la benne pourvue~~ et qu'il n'est pas possible de répartir ce poids sur les 2 cables sans que la benne se ferme. Pendant le levage de la benne ouverte, le moteur de retenue est seul chargé et prend du retard, tandis que le moteur de fermeture tournant à vide prend de l'avance, il en résulte que la benne se ferme très lentement.

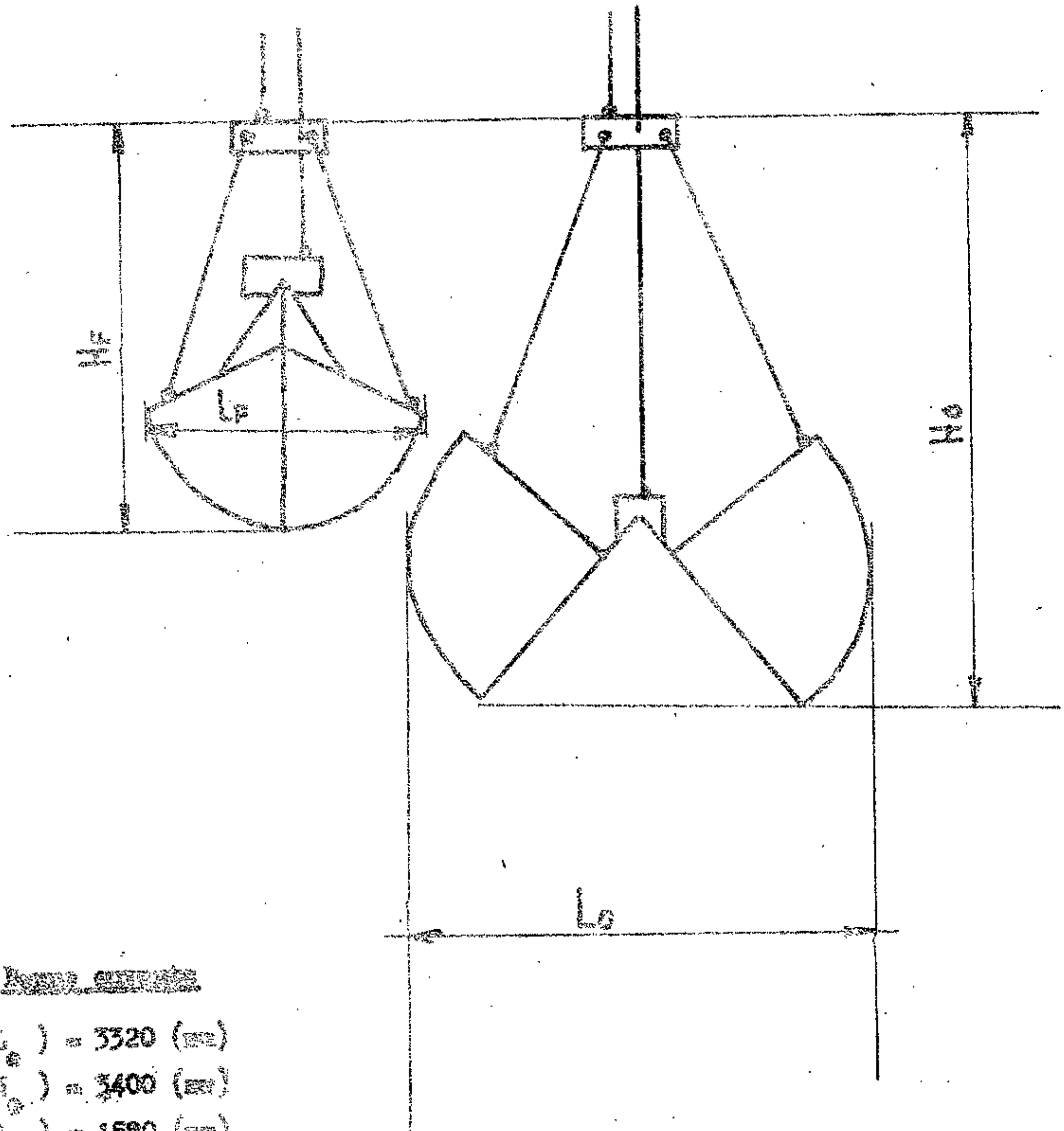
Par contre, pendant la descente, le moteur de fermeture tournant à vide prend du retard par rapport au moteur de retenue chargé, si bien que la benne se ferme de nouveau.

Notre choix portera sur une benne de type BMG 236 système M possédant les caractéristiques suivantes :

- fermeture au moyen de 2 cables de levage.
- ouverture au moyen de 2 cables de retenue.
- poids propre de la benne $G_b \approx 35$ KN soit une masse morte de $3,5.10^3$ Kg.
- capacité de 2500 litres.
- mouflage pour cable de levage et fermeture de rapport i = 5.
- transbordement de minerai léger de fer (1,4 tonne/ m^3)
- distance entre les cables.



- [illegible] :



* Benne ouverte

Longueur (L_o) = 3320 (mm)
Hauteur (H_o) = 3400 (mm)
Largeur (l_o) = 1580 (mm)

* Benne fermée

Longueur (L_f) = 2260 (mm)
Hauteur (H_f) = 2030 (mm)
Largeur (l_f) = 1580 (mm)

Développement (Dev) = 7000 (mm)

CHAPITRE 2

Mécanisme de levage

1) Données préliminaires:

$H_u = 8[m]$: hauteur utile de levage.

$V_l = 63[m/min]$: vitesse de levage.

$Q_u = 80[kN]$: charge utile.

Facteur de Marche : $FdM = 40\%$

Régime de Travail lourd (III)

Comme on a adopté un double système symétrique du mécanisme de levage nos calculs se feront pour un seul, mécanisme de fermeture par exemple.

2) Calculs préliminaires:

La multiplicité étant égale à 1, détermi-nons le rendement global du mécanisme.

$\eta = \eta_p \cdot \eta_T \cdot \eta_R$ où

- η = rendement global

$\eta_p = 1$ - η_p = rendement du palan $a = 1 \Rightarrow \eta_p = 1$

- η_T = rendement du tambour. On adoptera pour ces calculs préliminaires $\eta_T = 0,98$

$\eta_T = 0,98$.

- η_R : rendement du réducteur. A priori le réducteur pourvu de deux étages de réduction. Engrenages cylindriques, denture hélicoïdale, rendement de chaque étage $\eta'_R = 0,98 \Rightarrow \eta_R = \eta'_R \cdot \eta'_R$ soit

$\eta_R = 0,96$ $\eta_R \simeq 0,96$

d'où $\eta = 1 \cdot 0{,}98 \cdot 0{,}96 = 0{,}94$ $\eta = 0{,}94$

2.1) Choix du cable :

Juste à la fin de la fermeture de la benne, toute la charge utile est supportée par le tambour de levage, comme la multiplicité est égale à 1, la charge sera répartie entre deux cables donc sur chaque brin la force sera $F_C = \frac{Q_u}{2} = \frac{80}{2} = 40[kN]$ $F_C = 40[kN]$

La charge de rupture étant :

$F_r \geq S_0 F_c$ où

F_r : charge de rupture

$S_0 = 4{,}5$ S_0 : facteur de sécurité du cable. $S_0 = 4{,}5$

$F_c = 40[k$ $F_C = 40[kN]$

donc

$F_r \geq 4{,}5 \cdot 40 = 180[kN]$ $F_r = 180[kN]$

Selon la norme PN-70 M/80229

on choisira un cable Seale-Warrington

dont la résistance à la traction

$R_T = 200[kg/mm^2]$ et dont le diamètre

nominal $d_c = 16{,}0[mm]$, cable WS 16-S6×36+A0 $d_c = 16{,}0[mm]$

2.1.1) Vérification du cable :

La résistance nominale du cable choisi est $F_{rc} = 220[kN]$, son rendement $\xi = 0{,}82$

donc : $F'_{rc} = \xi F_{rc}$ où F'_{rc} : résistance nominale reelle. $F'_{rc} = 0{,}82 \cdot 220 = 180{,}4[kN]$ $F'_{rc} = 180{,}4[kN]$

$F'_{rc} > F_r$ donc le cable est bon.

2.1.2) Détermination du nouveau facteur de sécurité :

$F'_{rc} = S'_o F_c$ S'_o = facteur de sécurité du cable choisi

$$S'_o = \frac{F'_{rc}}{F_c} = \frac{180,4}{40} = 4,51$$ $S'_o = 4,5$

2.2) Calcul du tambour :

2.2.1) Diamètre du tambour :

$D_c \geqslant d_c . e_1 . e_2$ où

$= 16,0\,[mm]$ - $d_c = 16,0\,[mm]$

- e_1 : facteur qui dépend du régime de travail, pour notre cas régime III donc

$= 22$. $e_1 = 22$

- e_2 : facteur qui dépend du cable

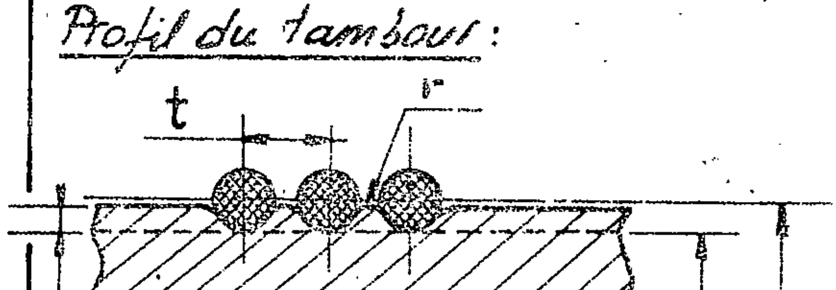
$= 0,9$ pour le WS 16-S6x36+Ao $\Rightarrow e_2 = 0,9$

d'où : $D_c \geqslant 16,0 . 22 . 0,9 = 316,8\,[mm]$

de la norme NM-72/33302, on choisira un tambour N° 004 DBr de diamètre

$D_c = 355\,[mm]$ $D_c = 355\,[m$

Profil du tambour :

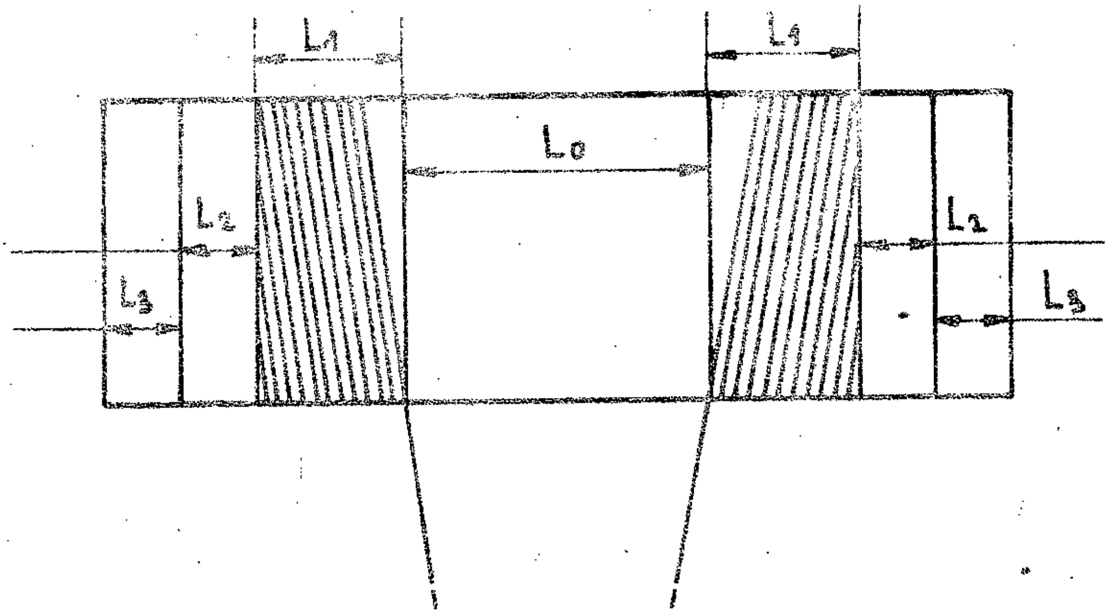


toujours d'après la même norme :
le pas t est égal à 17[mm] — $t = 17[mm]$
le rayon r est de 1 [mm] — $r = 1[mm]$
la profondeur du filetage $h = 6[mm]$ — $h = 6[mm]$
$d_{c max} = 16{,}3[mm]$, $d_{c min} = 15{,}3[mm]$ sont les limite des cables que ce tambour peut accepter.

Diamètre effectif du tambour:

$D_t = D_c - d_c = 355 - 16 = 339[mm]$ — $D_t = 339[mm]$

2.2.2) Calcul de la longueur du Tambour:



$L_t = L_0 + 2(L_1 + L_2 + L_3)$ où

- L_t : longueur totale du Tambour
- L_0 : écart entre les cables
- L_1 : Longueur effective d'enroulement
- L_2 : Longueur de 2 ou 3 filets pour réduire

la force exercée par la charge utile.
- L_3 : 2 ou 3 filets pour la fixation du cable.
Théoriquement les deux tambours n'auront pas la même longueur car pour celui de la fermeture, il faut qu'il assure le developpement de la benne et la distance entre les deux cables est plus importante que celle du Tambour de retenue.

2221) Longueur du Tambour de retenue :

$L_R = L_0 + 2(L_1 + L_2 + L_3)$ où

$L_0 = 280[mm]$ - $L_0 = 280[mm]$ (voir chapitre 2)

$\psi = 1$ - $L_1 = \frac{\psi \, H_u}{\pi \, D_c} \cdot t$ où ψ : réduction, $\psi = 1$

$H_u = 8.10^3[mm]$ $H_u = 8.10^3[mm]$

$D_c = 355[mm]$ $D_c = 355[mm]$

$t = 17[mm]$ $t = 17[mm]$

$L_1 = 122[mm]$ donc $L_1 = \frac{1 \cdot 8.10^3}{\pi \cdot 355} \cdot 17 \simeq 122[mm]$

$L_2 = 34[mm]$ - $L_2 = L_3 = 2t = 2.17 = 34[mm]$

$L_3 = 34[mm]$

et enfin :

$L_R = 280 + 2(122 + 34 + 34) = 660[mm]$ $L_R = 660[mm]$

2222) Longueur du tambour de fermeture :

A partir de la formule identique à celle d'avant on a : $L_F = L_0 + 2(L_1 + L_2 + L_3)$ où

$L_0 = 690[mm]$ | $- L_0 = 690[mm]$ (voir chapitre 1)

$- L_1 = \frac{\psi(Hu + Dev)}{\pi\ Dc} \cdot t$ où $Dev = 7.10^{3}[mm]$

donc :

$L_1 = 230[mm]$ | $L_1 = \frac{1(8+7) \cdot 10^{3}}{\pi\ 355} \cdot 17 = 230[mm]$

- de même qu'avant on prendra

$L_2 = 34[mm]$, $L_3 = 34[mm]$ | $L_2 = L_3 = 34[mm]$

et enfin : $L_F = 690 + 2(230 + 34 + 34)$

$L_F = 1286[mm]$ | $L_F = 1286[mm]$

Du moment que nous prenons des tambours identiques $\Rightarrow L_t = max(L_R, L_F) = 1286[mm]$

Pratiquement nous prenons $L_t = 1300[mm]$ | $L_t = 1300[mm]$

Vitesse du cable s'enroulant autour du Tambour :

$a = \frac{Vt}{Vl}$ comme $a = 1$ donc

$Vt = Vl$ ou Vt = vitesse du cable ou vitesse périphérique du tambour.

$Vl = 63[m/min]$ ce qui nous donne pour Vt :

$Vt = 63[m/min]$ | $Vt = 63[m/min]$

Vitesse de rotation du Tambour :

$N_t = \frac{Vt}{\pi\ Dc}$ où $Vt = 63[m/min]$

$Dc = 355 \cdot 10^{-3}[m]$

et N_t : vitesse de rotation du Tambour en $[tr/min]$

on aura alors

$N_t = \frac{63}{\pi \cdot 355 \cdot 10^{-3}} = 56,5[tr/min]$ | $N_t = 56,5[tr/min]$

2.3) Choix des moteurs électriques:

Du moment qu'on dispose d'une source de courant triphasé il est commode d'utiliser des moteurs électriques pour manoeuvrer le mécanisme. Vu le régime III (lourd) de travail il est important d'utiliser des moteurs qui peuvent supporter des couples de démarrage importants.

La puissance statique sera donnée par la relation : $P'_S = \frac{Qu \cdot Vl}{\eta}$ où

$Qu = 80 [kN]$ - $Qu = 80 [kN]$

$Vl = 1{,}05 [m/s]$ - $Vl = 63 [m/min]$ soit $1{,}05 [m/s]$

$\eta = 0{,}94$ - $\eta = 0{,}94$.

et enfin

$$P'_S = \frac{80 \cdot 1{,}05}{0{,}94} = 89{,}36 [kW] \simeq P'_S = 90 [kW]$$ $P'_S = 90 [kW]$

donc pour chaque moteur

$$P_S = (0{,}5 \div 0{,}6) P'_S = (0{,}5 \div 0{,}6)\ 90\ [kW]$$

soit $P_S = (45 \div 54) [kW]$

Notre choix portera sur un moteur ASEA type Marc 25 N° CEI 280 S possédant les caractéristique suivantes:

P_c : puissance relevée sur catalogue : 52 [kW] $P_c = 52 [kW]$

N_c : Vitesse de rotation de 970 [tr/min] $N_c = 970 [tr/min]$

I_{rc} : moment d'inertie du rotor de 1,97 [kg.m²] $I_{rc} = 1{,}97 [kg.m^2]$

masse du moteur : m = 650 [kg] $m = 650 [kg]$

2.3.1) Détermination du moment nominal:

$P_c = 52[kW]$
$N_c = 970[tr/min]$

$$M_{nom} = \frac{30.P_c}{\pi N_c}$$

d'où $M_{nom} = \frac{30.52.10^3}{\pi\ 970} = 512[N.m]$ $M_n = 512[N.m]$

2.3.2) Détermination du moment maximum:
D'après le moteur choisi on a la relation
$\frac{M_{max}}{M_{nom}} = 2{,}8$ d'où $M_{max} = 2{,}8.M_{nom}$
$M_{max} = 2{,}8.512 = 1434[N.m]$ $M_{max} = 1434[N.m]$

Fréquence du moteur 50[Hz], vitesse de synchronisme 1000[tr/min], moteur à rotor bobiné à bagues.

2.4) Choix du réducteur:
En tenant compte de la puissance statique du moteur et de la vitesse de rotation d'entrée on calculera tout d'abord le rapport de réduction: $i_m = \frac{N_c}{N_t}$ où
$N_c = 970[tr/min]$
$N_t = 56{,}5[tr/min]$
donc $i_m = \frac{970}{56{,}5} = 17{,}17$ $i_m = 17{,}17$

De la norme NM-64/32512 on choisira un réducteur horizontal de type 2W500 qui possède les caractéristiques suivantes:

- P_{ad} = puissance admissible de 94[kW]
- N_{ad} : vitesse de rotation de 1000[tr/min]
- i_{rc} : rapport de réduction de 17,73
- m : une masse de 418 [kg]

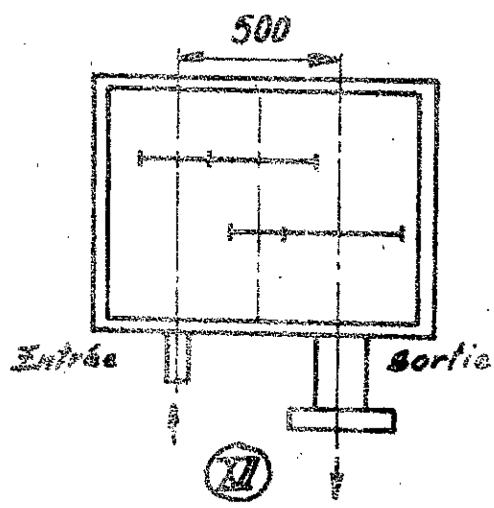
P_{ad} = 94[kW]
N_{ad} = 1000[tr/min]
i_{rc} = 17,73
m = 418[kg]

Vérification du rapport de réduction:

$$\Delta i = \left|\frac{i_m - i_{rc}}{i_m}\right| 100 = \left|\frac{17,17 - 17,73}{17,17}\right| 100 \text{ soit}$$

Δi = 3,3% < 10% donc ce réducteur est bon du point de vue rapport de transmission uniquement.

Δi = 3,3%



XII

25) Choix du frein:

Déterminons le facteur de sécurité d'après le tableau suivant:

	très léger	léger	moyen	lourd	très lourd
regime de fonctionnement	O	I	II	III	IV
facteur de sécurité	1,25	1,50	1,75	2,00	2,50

pour notre cas, régime III nous donne un facteur de sécurité du frein $S_{FR} = 2{,}00$ | $S_{FR} = 2{,}00$

d'après l'inégalité :

$M_f \geq S_{FR} \cdot M_{Sd}$ où

M_f = moment de freinage

$C_{FR} = 2{,}0$ | $S_{FR} = 2{,}0$

M_{Sd} : moment statique du moteur pendant la descente (le cas le plus défavorable pour le frein)

$$M_{Sd} = \frac{(Q_u/2)\, D_c}{2a \cdot i_{rc}} \cdot \eta \quad \text{où}$$

$Q_u = 8.10^3 [kg]$ | $Q_u = 8.10^3 [kg]$

$D_c = 355.10^{-3} [m]$ | $D_c = 355.10^{-3} [m]$

$a = 1$ | $a = 1$

$i_{rc} = 17{,}73$ | $i_{rc} = 17{,}73$

$\eta = 0{,}94$ | $\eta = 0{,}94$

donc

$M_{Sd} = 376{,}4 [N.m]$ | $$M_{Sd} = \frac{(8.10^3/2)\, 355.10^{-3}}{2.1.\ 17{,}73} \cdot 0{,}94 = 376{,}4 [N.m]$$

d'où

$M_f \geq 2{,}00 \cdot 376{,}4 = 752{,}8 [N.m]$ soit | $M_f \geq 753 [N.m]$

on choisira un frein de moment de freinage M_{fc} tel que $M_{fc} > M_f$

de la norme NM-68/32606 type ZHA 75x75/12 N° 016 AHm (à commande électro-hydraulique) qui présente les caractéristiques suivantes :

M_{fc} : moment de freinage de (700 - 1200) (N.m) | M_{fc} = 700 : 1200 (N.m)

une masse m de 107 [kg] | m = 107 [kg]

un diamètre de poulie de freinage de 400 [mm]

2.6) Choix de l'accouplement :

Le choix de l'accouplement se fera à la base du moment maximum à transmettre.

$M_{ac} \geq K_1 . K_2 . K_3 . M_{nom}$ où

- K_1 : coefficient qui dépend du type de moteur et du régime de fonctionnement pour le régime III et un moteur électrique on trouve K_1 = 1,7. | K_1 = 1,7

- K_2 : coefficient qui dépend du temps de travail par 24 heures et du régime de travail ; pour une charge relative moyenne > 75 % , 15 heures par jour soit < 4500 heures par an , régime III , on prendra K_2 = 1,12 | K_2 = 1,12

- K_3 : coefficient dépendant du nombre de cycles par heure ; K_3 = 1,15 | K_3 = 1,15

- M_{nom} = 512 [N.m] | M_{nom} = 512 [N.m]

enfin

$M_{ac} \geq 1,7 . 1,12 . 1,15 . 512 = 1121$ [N.m] | $M_{ac} \geq 1121$ [N.m]

Notre choix portera sur un accouplement élastique de la norme NM-72/32340

N° 020 ATp qui possède les caractéristiques suivantes :

$M_{ac_{adm}}$ = moment admissible de 1000[N.m] | $M_{ac_{adm}} = 1000[N.m]$

$N_{ac_{adm}}$ = vitesse de rotation admissible de 1800[tr/min] | $N_{ac_{adm}} = 1800[tr/min]$

I_{rac} = moment d'inertie de rotation de 1,1 kg.m² | $I_{ac} = 1,1[kg.m^2]$

une masse de (60÷66)[kg] | $m = 60/66[kg]$

Diamètre extérieur $D_{ext} = 400[mm]$ correspondant au frein.

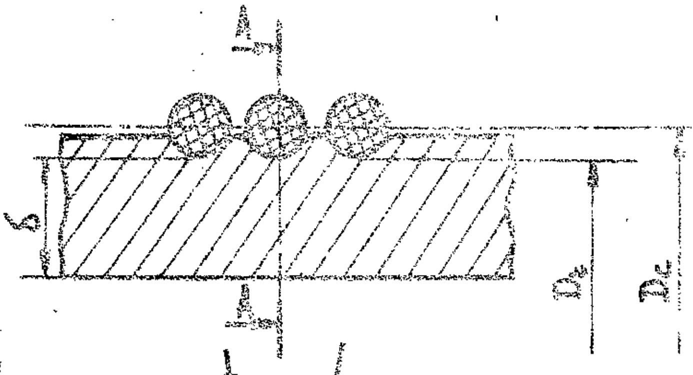
3) Vérification de la résistance des éléments:

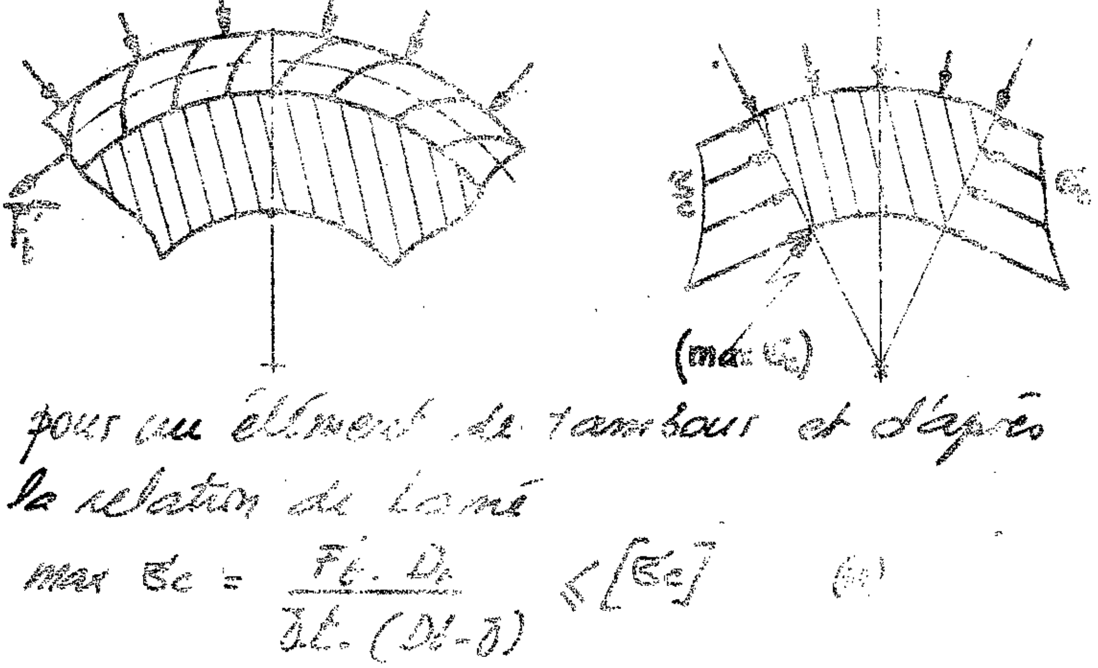
31) Tambour:

311) Epaisseur de la paroi:

$\frac{L_T}{D_i} = \frac{1300}{342} = 3,8 > 3$ donc on doit tenir compte des contraintes de compression de flexion et de torsion.

3111) Contrainte de compression:





pour un élément de tambour et d'après la relation de Lamé

$$\max \sigma_c = \frac{F_t \cdot D_i}{\delta t \cdot (D_i - \delta)} \leq [\sigma_c] \quad (*)$$

$[\sigma_c] = K\,\sigma_r$ où k: coefficient de sécurité

où σ_r: contrainte admissible à la compression.

pour la relation (*) δ représente l'épaisseur de la paroi du tambour.

prenons $\delta = 16[mm]$ et vérifions l'inégalité (*)

$F't = 40.10^3 [N]$

$D_t = 339 [mm]$

$K = 1,5$

$t = 17 [mm]$

donc $\frac{4.10^4 . 339}{17 . 16 (339-16)} . 1,5 \overset{?}{\leqslant} \sigma_s$

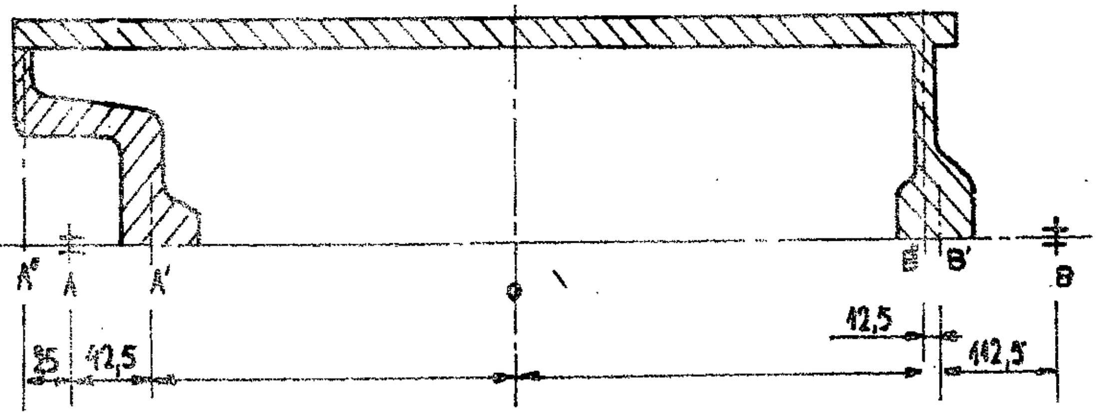
il faut que $\sigma_s \geqslant 231 [N/mm^2]$ soit
$\sigma_s \geqslant 2310 [daN/cm^2]$

pour acier moulu 448M, la contrainte admissible à la compression $\sigma_{ac} = (2000 \div 2800) [daN/cm^2]$, la contrainte σ_s appartient bien à ce domaine donc l'épaisseur 16[mm] de la paroi convient parfaitement.

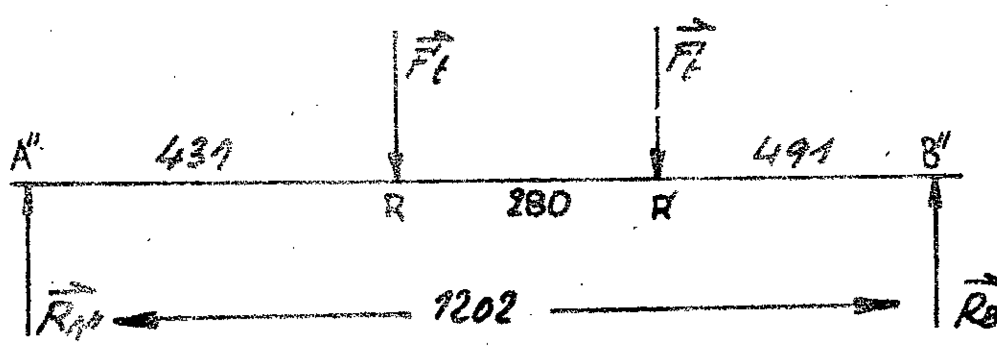
3.11.2) Contrainte de flexion et de torsion:

La flexion est la plus importante pour le tambour d'ouverture donc vérifions ce dernier seulement. Il va de soi que le tambour de fermeture sera vérifié si celui de retenue l'est.

La construction nous donne le schéma suivant:



Coupe du Tambour de retenue en acier moulé
le schéma cinématique sera comme suit :



Détermination des réactions $\vec{R_{A''}}$ et $\vec{R_{B''}}$

$$(\Sigma M)_{A''} = 0 \Rightarrow F't\,(2\overline{A''R} + \overline{RR'}) = R_{B''} \cdot \overline{A''B''}$$

donc

$F't = 40\,[kN]$

$$R_{B''} = F't \cdot \frac{2.\overline{A''R} + \overline{RR'}}{\overline{A''B''}}$$

d'après le schéma cinématique

$$R_{B''} = 40 \cdot \frac{2.431 + 280}{1202} = 39{,}3\,[kN]$$ $R_{B''} = 39{,}3\,[k$

l'équilibre des forces nous donne

$R_{A''} + R_{B''} = 2\,F't$ donc

[kN] $R_{A''} = 40{,}7$

$R_{A''} = 40,7 [kN]$ $\overline{A''R} = 431 [mm]$	$M_{f_R} = R_{A''} \cdot \overline{A''R} = 40,7 \cdot 431 = 17,54 \cdot 10^3 [N.m]$
$R_{B''} = 39,3 [kN]$ $\overline{R'B''} = 491 [mm]$	$M_{f_{R'}} = R_{B''} \cdot \overline{R'B''} = 39,3 \cdot 491 = 19,3 \cdot 10^3 [N.m]$

<u>Calcul des moments de torsion :</u>

$F_t' = 40 [kN]$ $D_c = 355 [mm]$	$Mt_R = 2F_t' \cdot \frac{D_c}{2} = 40 \cdot 355 = 14,2 \cdot 10^3 [N.m]$

$$Mt_{R'} = \frac{Mt_R}{2} = \frac{14,2 \cdot 10^3}{2} = 7,1 \cdot 10^3 [N.m]$$

<u>Calcul de la contrainte équivalente :</u>

$\sigma_e = \frac{\sqrt{Mf^2 + 0,75 \cdot Mt^2}}{w}$ où

σ_e : contrainte équivalente

$Mf = \max(Mf_R, Mf_{R'}) = 19,3 \cdot 10^3 [N.m]$

$Mt = \max(Mt_R, Mt_{R'}) = 14,2 \cdot 10^3 [N.m]$

w : module de résistance

$w \simeq 0,1 \frac{D_t^4 - (D_t - 2\delta)^4}{D_t}$ $D_t = 339 [mm]$

$\delta = 16 [mm]$

$\Rightarrow w \simeq 0.1 \cdot \frac{339^4 - (339 - 2 \cdot 16)^4}{339} [mm^3]$

d'où $w = 12,7 \cdot 10^5 [mm^3]$ soit $w = 12,7 \cdot 10^{-4} [m^3]$

et enfin :

$\sigma_e = \frac{\sqrt{(19,3 \cdot 10^3)^2 + 0,75 \cdot 14,2 \cdot 10^3}}{12,7 \cdot 10^{-4}} \cdot 10^{-6} MPa = 15,2 [MPa]$ $\sigma_e = 15,2 [M...$

<u>Calcul de la contrainte de compression :</u>

$F_t = 40 [kN]$
$D_t = 339 [mm]$
$\delta = 16 [mm]$
$t = 17 [mm]$

$$\sigma_c = \frac{F_t . D_t}{\delta . t (D_t - \delta)} \quad m^2$$

donc

$$\sigma_c = \frac{40.10^3 . 339.10^{-3}}{16.10^{-3} . 17.10^{-3} (339-16) 10^{-3}} . 10^6 [MPa]$$

soit $\sigma_c = 154 [MPa]$

$\sigma_c = 154 [MPa]$

Détermination de la contrainte commune:

$\sigma_e = 15,2 [MPa]$
$\sigma_c = 154 [MPa]$

$$\sigma_\Sigma = \sqrt{\sigma_e^2 + \sigma_c^2}$$

soit

$$\sigma_\Sigma = \sqrt{15,2^2 + 154^2} = 154,8 [MPa]$$

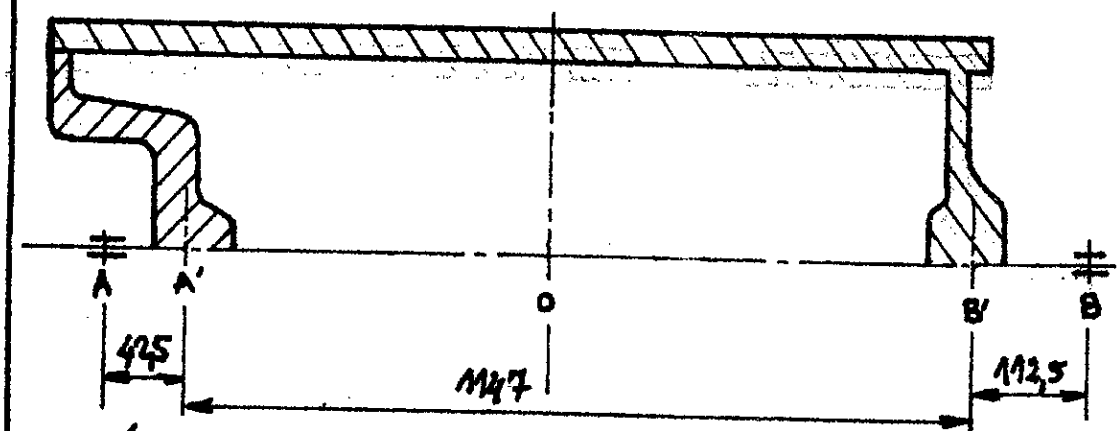
$\sigma_\Sigma = 154 [MPa]$

comme $[\sigma_c] = \frac{\sigma_s}{k} = \frac{231}{1,5} = 154 [MPa]$

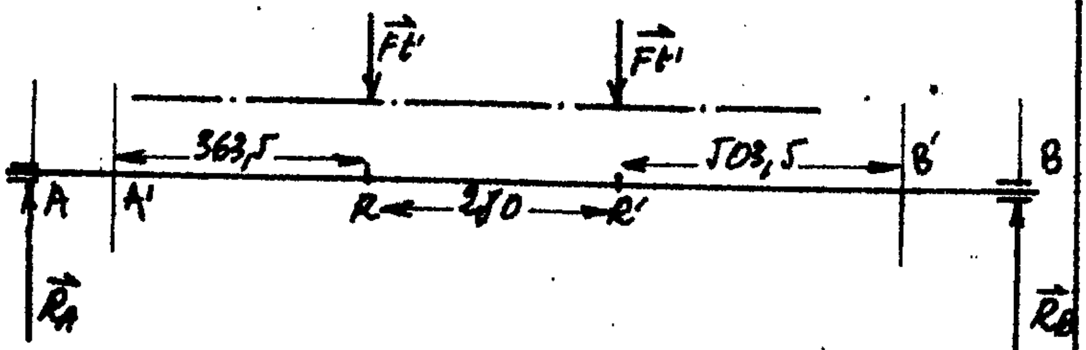
on a σ_Σ sensiblement égale à $[\sigma_c]$ donc pour être sûr de ne pas avoir de contrainte de flexion et torsion on n'aura qu'à augmenter légèrement σ_s de telle manière à avoir l'inégalité $[\sigma_c] > \sigma_\Sigma$.

3.1.2) Vérification de l'axe du Tambour (Arbre) :

On remarque que l'axe du Tambour n'est soumis qu'à la flexion. La construction nous donne le schéma suivant :



Le schéma cinématique sera donc :



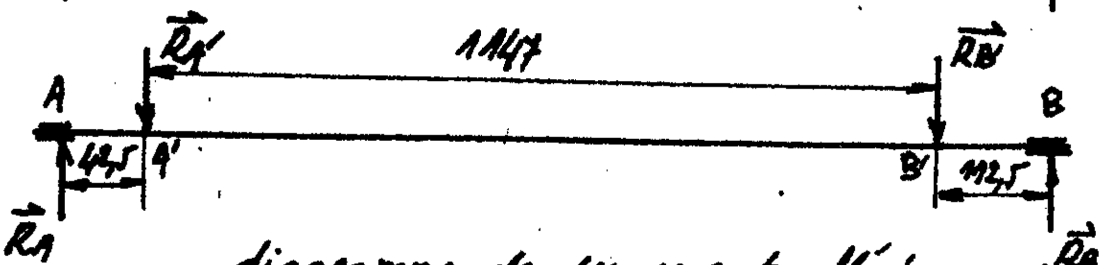
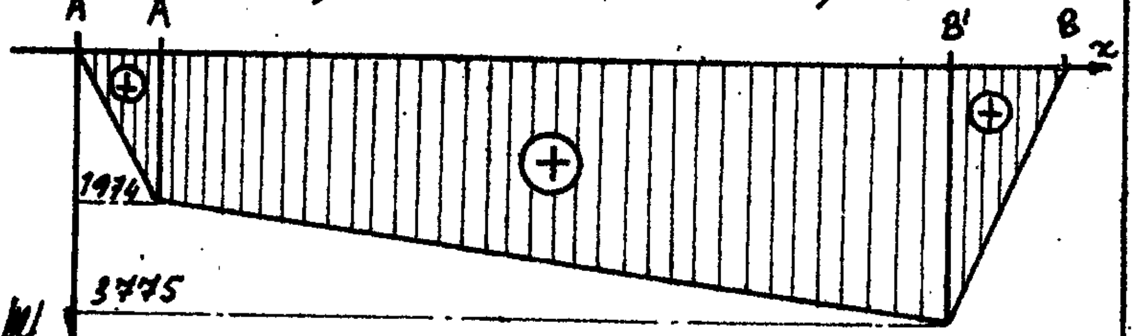


diagramme des moments fléchissants



... des réactions $R_{A'}$ et $R_{B'}$:

Dans notre calcul, on négligera le poids propre du tambour qui est petit devant les forces mises en jeu.

$(\Sigma M)_{A'} = 0$ à l'équilibre:

donc

$\overline{A'R} = 363,5[mm]$

$\overline{RR'} = 280[mm]$

$\overline{A'B'} = 1147[mm]$

$Ft' = 40[kN]$

$$Ft'(2\overline{A'R} + \overline{RR'}) = R_{B'} \cdot \overline{A'B'}$$

soit

$$R_{B'} = Ft' \cdot \frac{2\overline{A'R} + RR'}{A'B'} = 40 \cdot \frac{2 \cdot 363,5 + 280}{1147} =$$

$$R_{B'} = 35,12[kN]$$ $R_{B'} = 35,12[kN]$

L'équilibre des forces nous donne

$R_{B'} + R_{A'} = 2Ft'$ d'où

$R_{A'} = 2Ft' - R_{B'} = 2 \cdot 40 - 35,12 = 44,88[kN]$ $R_{A'} = 44,88[kN]$

Calcul des réactions R_A et R_B:

$(\Sigma M_A) = 0$ nous donne:

$$R_{A'} \cdot \overline{AA'} + R_{B'} \cdot \overline{AB'} = R_B \cdot \overline{AB}$$

$R_{A'} = 44,88[kN]$

$R_{B'} = 35,12[kN]$

d'où $R_B = \dfrac{R_{A'} \cdot \overline{AA'} + R_{B'} \overline{AB'}}{\overline{AB}}$

où $\overline{AA'} = 42,5 \cdot 10^{-3}[m]$

$\overline{AB'} = (42,5 + 1147) 10^{-3}[m]$

$AB = (42,5 + 1147 + 112,5) 10^{-3}[m]$

et enfin:

$$R_B = \frac{44,88 \cdot 0,0425 + 35,12 \cdot 1,1895}{1,302} = 33,55[kN]$$ $R_B = 33,55[kN]$

l'équilibre des forces nous donne :

$R_A + R_B = R_A' + R_B'$

donc $R_A = R_A' + R_B' - R_B$

$R_A' = 44,88\,[kN]$

$R_B' = 35,12\,[kN]$

$R_B = 33,55\,[kN]$

d'où $R_A = 44,88 + 35,12 - 33,55 = 46,45\,[kN]$ $R_A = 46,45\,[kN]$

<u>Détermination des moment fléchissant en A' et B' :</u>

$M_{f_{A'}} = R_A \cdot \overline{AA'}$ soit $R_A = 46,45\,[kN]$

$AA' = 42,5\,[mm]$

donc $M_{f_{A'}} = 1974\,[N.m]$ $M_{f_{A'}} = 1974\,[N.m]$

$M_{f_{B'}} = R_B \cdot \overline{BB'}$ soit $R_B = 33,55\,[kN]$

$BB' = 112,5\,[mm]$

donc $M_{f_{B'}} = 3775\,[N.m]$ $M_{f_{B'}} = 3775\,[N.m]$

voir épure des moments fléchissants :

d'après la construction toujours, les diamètres en A' et B' sont égaux à 80 [mm].

il s'agit de vérifier la résistance en ces endroits.

$\sigma = \frac{M_f}{W_x}$ où M_f = moment fléchissant

et W_x : module de résistance

$W_x = 0,1\, d^3$ donc pour les 2 cas

$W_x = 0,1 \cdot (80 \cdot 10^{-3})^3 = 512 \cdot 10^{-7}\,[m^3]$ $W_x = 512 \cdot 10^{-7}\,[m^3]$

Contrainte en A':

$$\sigma_{A'} = \frac{M_f A'}{W_x} \quad \text{où } M_f A' = 1974 [N \cdot m]$$

$$\sigma_{A'} = \frac{1974 \cdot 10^{-6}}{512 \cdot 10^{-7}} [MPa] = 38,6 [MPa]$$ $\sigma_{A'} = 38,6 [MPa]$

Contrainte en B':

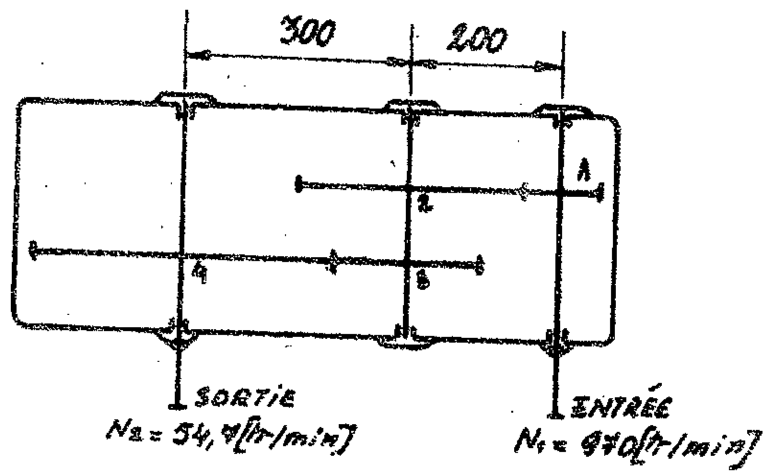
$$\sigma_{B'} = \frac{M_f B'}{W_x} \quad \text{où } M_f B' = 3775 [N \cdot m]$$

$$\sigma_{B'} = \frac{3775 \cdot 10^{-6}}{512 \cdot 10^{-7}} [MPa] = 73,7 [MPa]$$ $\sigma_{B'} = 73,7 [MPa]$

Pour les paliers A' et B' les contraintes sont égales à celles d'un acier ordinaire.

3.2) Vérification du réducteur:

le réducteur qu'on a choisi possède deux étages de type 2 W 500, de rapport de réduction total $i_{rc} = 17,73$ et une puissance de 52 [kW], engrenages cylindriques, denture hélicoïdale et de schéma cinématique comme suit:



Rapport de réduction du 1er étage : i_1

Rapport de réduction du 2ème étage : i_2

$i_{rc} = i_1 . i_2$ de telle manière que

$i_1 = \frac{Z_2}{Z_1}$ et $i_2 = \frac{Z_4}{Z_3}$ où

Z_i = nombre de dents de la roue i.

adoptons dans un premier temps

$$\left.\begin{array}{l} Z_1 = 17 \quad , Z_2 = 77 \\ Z_3 = 19 \quad , Z_4 = 75 \end{array}\right\} \quad \begin{array}{l} i_1 = \frac{77}{17} = 4,53 \\ i_2 = \frac{75}{19} = 3,92 \end{array}$$

$i_1 . i_2 = 4,53 . 3,92 = 17,88$.

Vérification du rapport de réduction:

$$\Delta i = \left| \frac{i_{appr} - i_{rc}}{i_{calc}} \right| 100 = \left| \frac{17,88 - 17,73}{17,88} \right| 100$$

soit $\Delta i = 0,84\% < 4\%$. donc, du point de vue de la réduction, le choix reste satisfaisant.

<u>Vitesses angulaires des trois arbres :</u>

$N_1 = 970 [tr/min]$ - arbre d'entrée : $\omega_1 = \frac{\pi N_1}{30} = \frac{\pi\, 970}{30} = 101,58 [s^{-1}]$ $\omega_1 = 101,6 [s^{-1}]$

$i_1 = 4,53$ - arbre intermédiaire : $\omega' = \omega_1 \cdot \frac{1}{i_1} = \frac{101,6}{4,53} = 22,43 [s^{-1}]$ $\omega' = 22,43 [s^{-1}]$

$i_{calc} = 17,88$ - arbre de sortie : $\omega_2 = \omega_1 \cdot (i_{calc})^{-1} = \frac{101,6}{17,88} = 5,7 [s^{-1}]$ $\omega_2 = 5,7 [s^{-1}]$

<u>Rendement global du réducteur :</u>

pour les engrenages cylindriques les rendements sont de l'ordre de $0,98 = \eta'$

donc pour deux étages en série :

$\eta = (0,98)^2 = 0,96$ $\eta = 0,96$

<u>Puissances sur les arbres :</u>

d'une manière générale :

$P_1 = 52 [kW]$ hypothèse de départ. $P_1 = 52 [kW]$

$P' = \eta' \cdot P_1 = 0,98 \cdot 52 = 50,96 [kW]$ $P' = 50,96 [kW]$

$P_2 = \eta' P' = \eta P_1 = 0,96 \cdot 52 = 49,94 [kW]$ $P_2 = 49,94 [kW]$

<u>Calcul des couples :</u>

$Mn = \frac{P}{\omega}$ donc

$P_1 = 52$ [kW] $\omega_1 = 104,6$ [s^{-1}]	$Mn_1 = P_1/\omega_1 = \dfrac{52 \cdot 10^{+3}}{104,6} = 511,9$ [N.m]	$Mn_1 = 511,9$ [N.m]
$P' = 50,94$ [kW] $\omega' = 22,43$ [s^{-1}]	$Mn'_2 = P'/\omega' = \dfrac{50,94 \cdot 10^{3}}{22,43} = 2272$ [N.m]	$M'_n = 2272$ [N.m]
$P_2 = 49,94$ [kW] $\omega_2 = 5,7$ [s^{-1}]	$Mn_2 = P_2/\omega_2 = \dfrac{49,94 \cdot 10^{+3}}{5,7} = 8792$ [N.m]	$M_{n_2} = 8792$ [N.m]

Calcul à la résistance des dents:

Vérification à la rupture:

Premier étage:

$$m_1 \geqslant \sqrt[3]{\frac{2\, Mn_1}{Z_1^2 \left(\frac{b}{d_1}\right) \sigma_{blim}} \cdot \frac{Y_F \cdot Y_E \cdot Y_\beta}{K_V \cdot K_A \cdot K_M \cdot K_{bL}}} \quad \text{où}$$

$Mn_1 = 511,9$ [N.m] - Mn_1 : couple sur le pignon

- $Z_1 = 17$

- $\left(\frac{b}{d_1}\right)$: le rapport de la largeur de denture sur le diamètre primitif. On adopte $\left(\frac{b}{d_1}\right) = 1,2$

$\left(\frac{b}{d_1}\right) = 1,2$

- σ_{blim} : valeur limite de base ayant un rapport avec la nature du matériau du pignon. Pour un acier allié de cémentation d'une résistance à la rupture de 120 [Hbar] on a $\sigma_{blim} = 35$ [Hbar] soit 400 [MPa]

$\sigma_{blim} = 400$ [MPa]

$K_V = 0{,}73$ — K_V : facteur de vitesse dépend de la vitesse périphérique du pignon et de la classe de précision.

pour une vitesse périphérique de $5 (m/s)$ 7ème classe ISO ou a

$$K_V = \frac{6}{6+\sqrt{5}} = 0{,}73$$

$K_A = 0{,}8.$ — K_A : facteur de service, dépend de l'organe moteur et du degré de chocs.

pour un moteur électrique, degré de chocs II et pour un travail de 12 heures par jour au maximum :

$$K_A = 0{,}8 \text{ ou } \left(\frac{1}{1{,}25}\right).$$

$K_{bL} = 0{,}67$ — K_{bL} : facteur de durée : dépend de la vitesse de rotation du moteur et de la longévité du réducteur.

adoptons une longévité de 10 000 heures et une vitesse de rotation de 970 (Tr/min) on détermine $K_{bL} = 0{,}67$

$K_M = 0{,}98$ — K_M : facteur de portée, dépend du rapport $\left(\frac{b}{d_1}\right)$ et de la correction.

pour $\left(\frac{b}{d_1}\right) = 1{,}2$ sans correction longitudinale, on trouve $K_M = 0{,}98$

$= 0,775$ - Y_β : Facteur d'inclinaison, dépend de l'angle d'inclinaison de l'hélice.

pour β approximativement égal à 20°

on a $Y_\beta = 0,775$

- Y_F : facteur de forme : dépend de la correction, de l'angle de pression α et du nombre de dents.

pour α normalisé $\alpha = 20°$ sans correction de denture $x = 0$ et pour $Z_1 = 17$

$2,86$ on trouve $Y_F = 2,86$

- Y_ε : facteur de conduite

$Y_\varepsilon = 1/\varepsilon_\alpha$ où ε_α = rapport de conduite apparent. Se déterminer de la façon suivante : (Méthode de Mr le recteur Cayelle)

$Z_1 = 17$; la saillie est égale à :
$Z_2 = 77$; $h_{a_1} = y_1 . m$, $h_{a_2} = y_2 . m$

pour des dentures normale $y_1 = y_2 = 1$.

m étant le module.

$\alpha = 20°$: $Z_1 = N_1 = 17 \rightarrow U_1 = 0,91$

$Z_2 = N_2 = 77 \rightarrow U_2 = 0,76$

$\Rightarrow \varepsilon_\alpha = y_1 U_1 + y_2 U_2 = 1.0,91 + 1.0,76 = 1,67$

$= 0,6$ donc $Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1,67} \simeq 0,6$

donc :

$$m_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2.511,0}{17^2 . 1,2 . 4.10^8} \cdot \frac{2,86 . 0,6 . 0,775}{0,73 . 0,8 . 0,98 . 0,67}}$$

soit $m_1 \geq 3,08.10^{-3}$ [m] soit $m_1 > 3,08$ [mm]

on prend une valeur normalisée

$m_n = 4$ [mm] $m_1 = 4$ [mm]

Deuxième étage : au niveau de l'arbre intermédiaire.

$$m_2 \geq \sqrt[3]{\frac{2 Mn'}{Z_3^2 \left(\frac{b'}{d_3}\right) \sigma' blim} \cdot \frac{Y\varepsilon . Y\beta . Y_F}{K_A . K_V . K_M . K_{bl}}}$$

où les facteurs ont la même signification

- $Mn' = 2272$ [N.m]
- $Z_3 = 19$ dts
- $\left(\frac{b'}{d_3}\right) = 1$ valeur adoptée.

- $\sigma' blim = 2.10^8$ (N/m²) valeur limite de base pour un acier de charge de rupture de 68 Hbar.
- $K_M = 0,99$ si $\left(\frac{b'}{d_3}\right) = 1$.

- $K_{bl} = 0,76$ si $N' = 214$ tr/min et une longévité de 10 000 heures.

- $\lambda_q = 0,8$.

- $k_v = 0,83$ si on adopte une vitesse périphérique plus petite (arbre intermédiaire plus lent qu'arbre d'entrée) avec la même classe de précision.

- $Y_F = 2,8$ pour $z = 19$ dts, $\alpha = 20°$
- $Y_\beta = 0,775$
- $Y_\varepsilon = 1/\varepsilon_\alpha$ où $\varepsilon_\alpha = \eta_1' U_1' + \eta_2' U_2'$

$\eta_1' = \eta_2' = 1$ (denture normale)

$z_3 = 19 \Rightarrow U_1' = 0,77$

$z_4 = 75 \Rightarrow U_2' = 0,92 \Big\} \varepsilon_\alpha = 0,77 + 0,92$

$\approx 0,6$ $\quad \varepsilon_\alpha = 1,69 \Rightarrow Y_\varepsilon = 0,592$

donc :

$$m_2 \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 2272}{19^2 \cdot 1 \cdot 2 \cdot 10^8} \cdot \frac{0,6 \cdot 0,775 \cdot 2,8}{0,8 \cdot 0,83 \cdot 0,99 \cdot 0,76}}$$

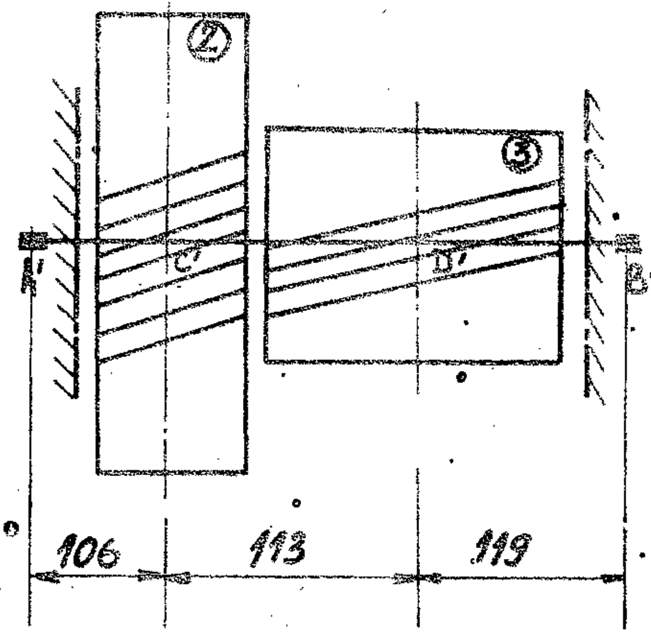
soit $m_2 \geq 5,47 \cdot 10^{-3} [m]$ ou $m_2 \geq 5,47 [mm]$

on choisiera un module normalisé

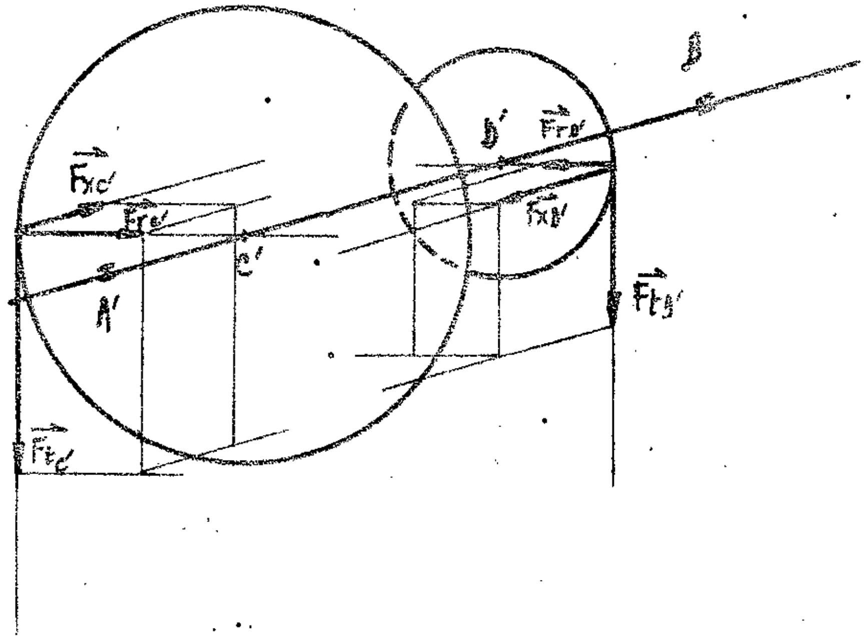
$m_2 = 6 [mm]$ $\quad m_2 = 6 [mm]$

Calcul de l'arbre intermédiaire :

le schéma cinématique sera comme suit.



distribution des forces.



Détermination des efforts:

l'effort tangentiel:

$$F_t = \frac{2 M_n}{d_p}$$ où M_n : couple

d_p : diamètre primitif.

l'effort axial :

$$F_x = F_t \cdot tg\beta$$

l'effort radial :

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

Pour la roue 2 :

$$d_{p_2} = \frac{m_1 Z_2}{\cos\beta} = \frac{4 \cdot 77}{\cos 20°}$$ 328 (mm) | $d_{p_2} = 328$ (mm)

$M_t' = 2272$ [N.m] - $Ft_C' = \frac{2 M_t'}{d_{p_2}} = \frac{2 \cdot 2272}{328}$ [kN] 13,85 [kN] | $Ft_C' = 13,85$ [kN]

- $Fr_C' = \frac{Ft_C'}{\cos\beta} \cdot tg\alpha_n = \frac{13,85}{\cos 20°} \cdot tg$ ° $= 5,35$ [kN] | $Fr_C' = 5,35$ [kN]

- $Fx_C' = Ft_C' \cdot tg\beta = 13,85 \cdot tg 20$ 5,03 [kN] | $Fx_C' = 5,03$ [kN]

Pour la roue 3 :

$$d_{p_3} = \frac{m_2 Z_3}{\cos\beta} = \frac{6 \cdot 19}{\cos 20°} = 1$$ (mm) | $d_{p_3} = 122$ (mm)

- $Ft_D' = \frac{2 M_t'}{d_{p_3}} = \frac{2 \cdot 2242}{122}$ [kN]. 7,25 [kN] | $Ft_D' = 37,25$ [kN]

- $Fr_D' = \frac{Ft_D'}{\cos\beta} \cdot tg\alpha_n = \frac{37,25}{\cos 20} \cdot tg$ ° $= 14,38$ [kN] | $Fr_D' = 14,38$ [kN]

- $Fx_D' = Ft_D' \cdot tg\beta = 37,25 \cdot tg 2$ 13,52 [kN] | $Fx_D' = 13,52$ [kN]

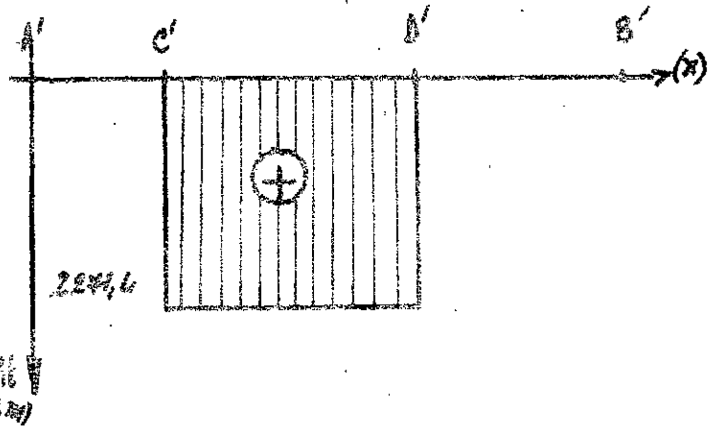
Calcul du moment de t ion :

il n'existe qu'entre C et L ' il est constant.

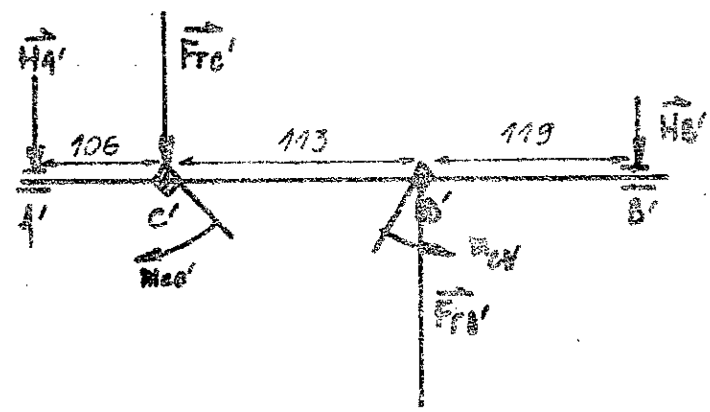
$Mt = Ftc' \cdot \frac{dp_2}{2} = Ftd' \cdot \frac{dp_3}{2}$ soit

$Mt = 13{,}85 \cdot \frac{328}{2} = 2271{,}4\ [N.m]$ $M_t = 2271{,}4 [N.m]$

l'épure du moment de torsion est la suivante:



Suivant le plan Horizontal:



mcc' et mcd' sont des moments concentrés dûs aux forces axiales.

Déterminons HA' et HB'.

$(\Sigma M_{A'}) = 0$ donne

$Frc' = 5{,}35 [kN]$ $m_{cc'} + Frc' \cdot \overline{A'C'} - m_{cd'} - Frd' \cdot \overline{A'D'} = -HB' \cdot \overline{A'B'}$

$Frd' = 14{,}38 [kN]$ $m_{cc'} = Fxc' \cdot \frac{dp_2}{2} = 5{,}03 \cdot \frac{328}{2} = 825\ [N.m]$ $m_{cc'} = 825 [N.m]$

$m_{cd'} = Fxd' \cdot \frac{dp_3}{2} = 13{,}52 \cdot \frac{122}{2} = 825\ [N.m]$ $m_{cd'} = 825 [N.m]$

donc $-H_{B'} = \dfrac{M_{C'} + F_{rC'}\cdot\overline{A'C'} - M_{D'} - F_{rD'}\cdot\overline{A'D'}}{\overline{A'B'}}$

$-H_{B'} = \dfrac{825 + 5,35\cdot 106 - 825 - 14,38\,(106+113)}{(106+113+119)}$

et enfin $H_{B'} = 7,64$ [kN] $H_{B'} = 7,64$ [kN]

pour $H_{A'}$: l'équilibre des forces nous donne :

$H_{A'} = F_{rD'} - H_{B'} - F_{rC'} = 14,38 - 7,64 - 5,35$ [kN]

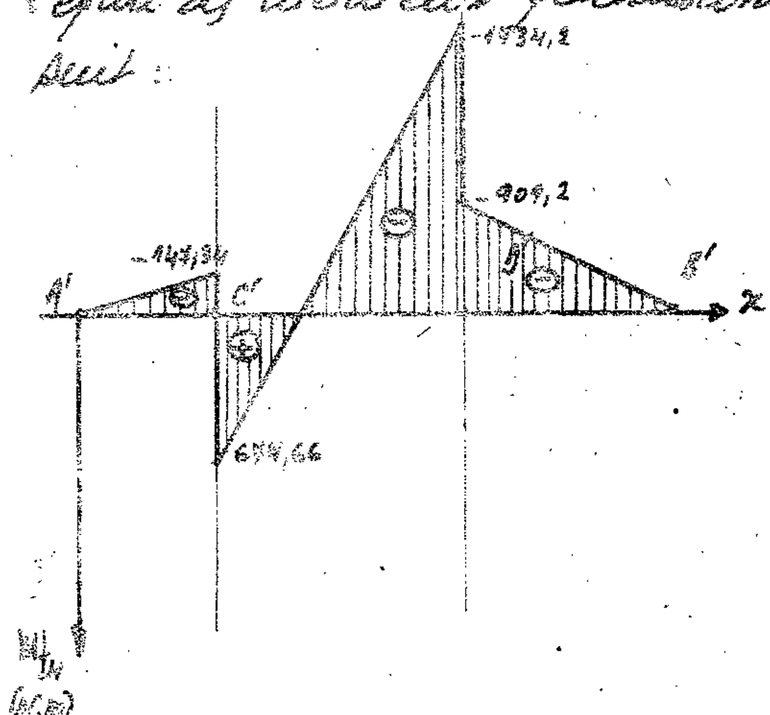
$H_{A'} = 1,39$ [kN] $H_{A'} = 1,39$ [kN]

Diagramme des moments fléchissants :

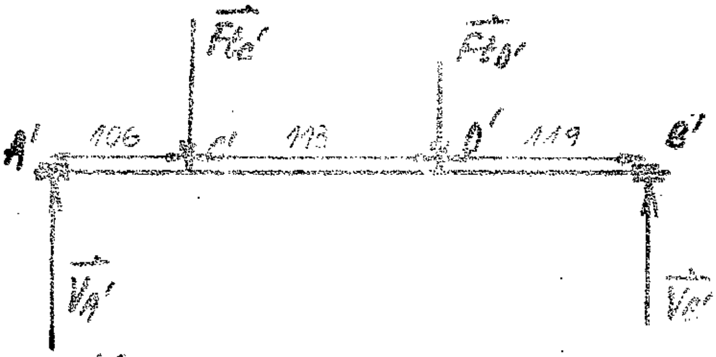
$Mf_{C'H} = -H_{A'}\cdot\overline{A'C'} = -1,39\cdot 106 = -147,34$ [N.m] $Mf_{C'H} = 147,34$ [N.

$Mf_{D'H} = -H_{B'}\cdot\overline{B'D'} = -7,64\cdot 119 = -909,2$ [N.m] $Mf_{D'H} = -909,2$ [N.

L'épure des moments fléchissants sera comme suit :



Suivant le plan vertical:



$Ft_{c'} = 13{,}85\,[kN]$

$Ft_{d'} = 37{,}25\,[kN]$

Déterminons $V_{A'}$ et $V_{B'}$

$(\Sigma M)_{A'} = 0$ nous donne:

$V_{B'} \cdot \overline{A'B'} = Ft_{d'}(\overline{A'C'} + \overline{C'D'}) + Ft_{c'}\,\overline{A'C'}$

d'où $V_{B'} = \dfrac{Ft_{c'}\,\overline{A'C'} + Ft_{d'}(\overline{A'C'} + \overline{C'D'})}{A'B'}$

$V_{B'} = \dfrac{13{,}85 \cdot 106 + 37{,}25(106+113)}{106+113+119}\,(kN)$

$V_{B'} = 28{,}48\,[kN]$ — $V_{B'} = 28{,}5\,[kN]$

l'équilibre des forces nous donne:

$V_{A'} = Ft_{c'} + Ft_{d'} - V_{B'} = 13{,}85 + 37{,}25 - 28{,}5$

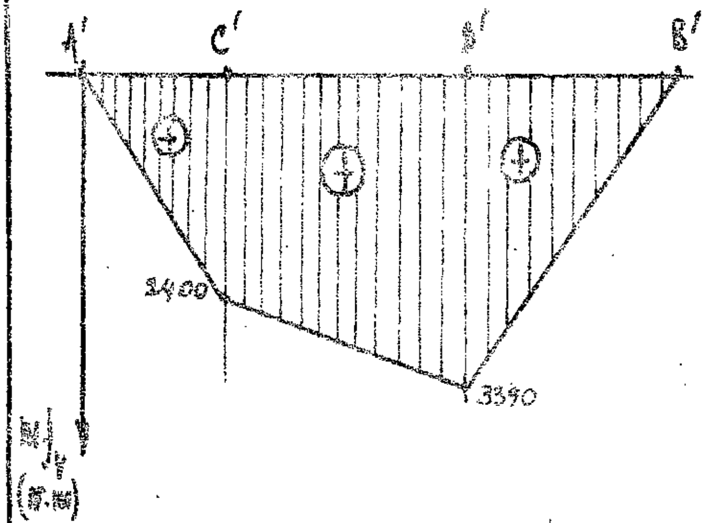
soit $V_{A'} = 22{,}62\,[kN]$ — $V_{A'} = 22{,}62\,[kN]$

Diagramme des moments fléchissants

$Mf_{/Vc'} = V_{A'} \cdot \overline{A'C'} = 22{,}62 \cdot 106 = 2400\,[N \cdot m]$ — $Mf_{/Vc'} = 2400\,[N \cdot m]$

$Mf_{/VD'} = V_{B'} \cdot \overline{D'B'} = 28{,}5 \cdot 119 = 3390\,[N \cdot m]$ — $Mf_{/VD'} = 3390\,[N \cdot m]$

l'épure des moments fléchissants sera:



Calcul des moments idéaux:

$M_{iC'} = \sqrt{M_{fC'H}^2 + M_{fVC'}^2 + 0,43 \cdot M_t^2}$ $\quad M_{fVC'} = 2400$ [N·m]
$M_{fC'H} = 825$ [N·m]
$M_t = 2271,4$ [N·m]

soit $M_{iC'} = \sqrt{825^2 + 2400^2 + 0,43 \cdot 2271,4^2}$
donc $M_{iC'} = 2942,6$ [N·m] $\quad M_{iC'} = 2942,6$ (N·m)

$M_{iD'} = \sqrt{M_{fD'H} + M_{fVD'} + 0,43\, M_t^2}$ $\quad M_{fD'H} = 825$ (N·m)
$M_{fVD'} = 3390$ (N·m)

$M_{iD'} = \sqrt{(825)^2 + 3390^2 + 0,43 \cdot 2271,4^2}$
donc $M_{iD'} = 3793,6$ [N·m] $\quad M_{iD'} = 3793,6$ [N·m]

D' est le plus sollicité donc
$d' \geq \sqrt[3]{\frac{10 M_{iD'}}{[\sigma]}}$ pour de l'acier XC48.
$[\sigma] = 9000$ N/cm²
$\Rightarrow d' \geq \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 3793,6 \cdot 10^2}{9000}}$ [cm]
et enfin $d' \geq 7,5$ [cm] $\quad d' \geq 75$ [mm]

CHAPITRE 3

Mécanisme de direction

1) Données préliminaires :

Charge utile : $Q_u = 80[kN]$

Vitesse de direction : $V_d = 30[m/min]$

Facteur de marche : $FdM = 25\%$

régime de travail III (lourd)

2) Calculs préliminaires :

2.1) Calcul et choix des galets :

$$D_g = \frac{P_{1max}/n}{k(b-2r)} \quad \text{où}$$

- D_g : diamètre du galet.
- P_{1max} : charge totale du mécanisme et de la benne.

$P_{1max} = Q_u + G_c$

G_c = poids du chariot. On adoptera

$G_c = 160[kN]$ une valeur de $160[kN]$.

$Q_u = 80[kN]$ donc $P_{1max} = 160 + 80 = 240[kN]$

$P_{1max} = 240[kN]$

$n = 4$ - n : le nombre de galets, pour nous : $n = 4$

- k : facteur qui dépend du matériau du rail et du galet. On choisit un galet en acier et un rail en

$k = 50[daN/cm^2]$ acier. $k = 50[daN/cm^2]$

on supposera que la charge est répartie uniformément sur les quatre galets.

- $(b-2r)$: longueur effective du rail.

b = largeur totale du rail.

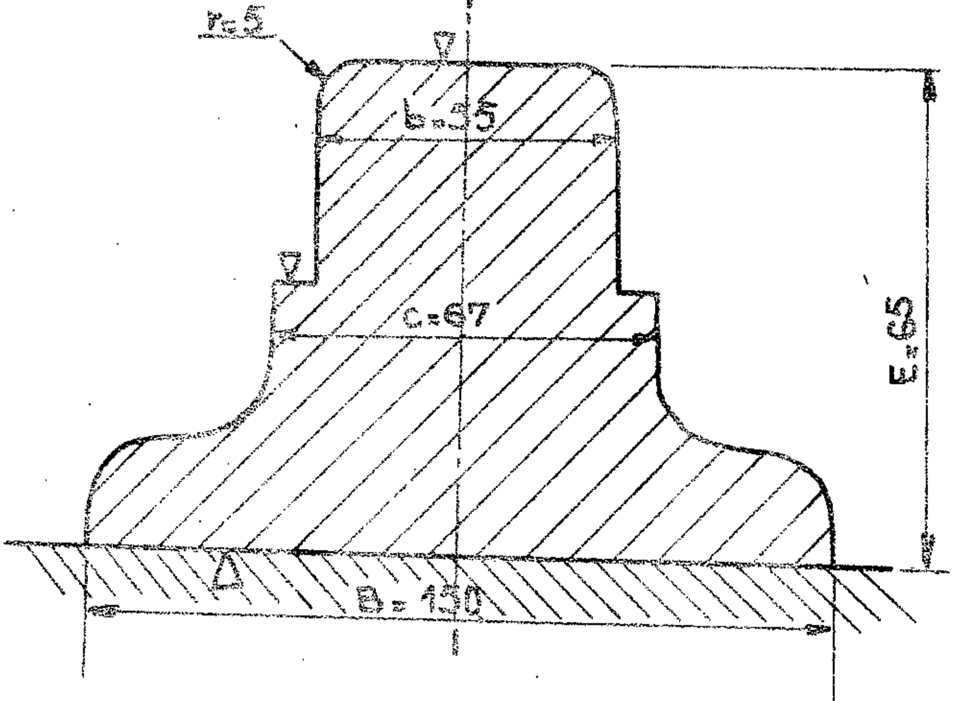
r = rayon de l'arrondi.

Choix du rail:

Suivant la norme de la FEM, on choisit un acier de type infatigable de 70 [kg/mm²] Type B_2 allié avec (Ni, Cr, Mo).

$b = 55$ [mm]

$r = 5$ [mm]



masse linéaire : usiné : 41 [kg]

brute : 54 [kg]

Donc $D_g = \dfrac{240 \cdot 10^3}{4 \cdot 500 \cdot (5,5 - 2 \cdot 0,5)}$ [cm].

$D_g = 26,7$ [cm].

De la norme ZN 67/33242 on choisit un galet N° 22315 qui a un diamètre normalisé $D_g = 315$ [mm] $D_g = 315$ [mm]

$d_i = 75[mm]$ Il sera monté sur roulements à rouleaux dont le diamètre d_i de la bague intérieure est de 75[mm]

22) Calcul de la résistance au mouvement:

$R = R_r + R_v$ où

R : résistance totale au mouvement.

R_r : résistance au roulement

R_v : résistance au vent.

22.1) Détermination de R_r:

$$R_r = (1+\Psi)\, P_{max} \frac{\mu d_i + 2f}{Dg} \quad \text{où}$$

$P_{max} = 240[kN]$ $P_{max} = 240[kN]$

μ : coefficient de frottement sur les rouleaux

$\mu = 0,015$ $\mu = 0,015$

$d_i = 75[mm]$ $d_i = 75[mm]$

f : coefficient de frottement galet rail exprimé

$f = 0,05[cm]$ en [cm] . $f = 0,05[cm]$

Ψ : coefficient de correction qui tient compte

$\Psi = 1,5$ des frottements des boudins. On adopte $\Psi = 1,5$

d'où : $R_r = (1+1,5)\, 240 \dfrac{0,015 . 75 + 2 . 0,05 . 10^{-1}}{315}$

$R_r = 4,05[kN]$ $R_r = 4,05[kN]$

22.2) Détermination de R_v:

$R_v = A . p_0 . K$ où

- A : Surface exposée au vent.

$A = (A_c + A_B)\, k'$ où

A_c : Surface du chariot exposée au vent.

Considérons des dimensions approximatives du chariot.

$A_c = 2{,}1\,[m^2]$ $A_c = 2100 \times 1000 = 2{,}1 \cdot 10^6\,[mm^2]$

$A_B = 6{,}96\,[m^2]$ $A_B = 2260 \times 3080 = 6{,}96 \cdot 10^6\,[mm^2]$

k' : facteur de remplissage, on adopte la valeur

$k' = 0{,}8$ $k' = 0{,}8$

donc $A = (2{,}1 + 6{,}96)\,0{,}8 = 7{,}25\,m^2$

$A = 7{,}25\,[m^2]$

- p_v : pression du vent. Comme on a mentionné au début du sujet, le chariot travaille en plein air, on suppose que le vent souffle horizontalement avec une vitesse de 20 (m/s)

$p_v = 0{,}15\,[kN/m^2]$ donc pour un mécanisme : $p_v = 15\,daN/m^2$

- k : coefficient aérodynamique, pour notre

$k = 1{,}2$ cas, $k = 1{,}2$

donc :

$$R_V = 7{,}25 \cdot 0{,}15 \cdot 1{,}2 = 1{,}31\,[kN]$$ $R_V = 1{,}31\,[kN]$

et enfin :

$$R = 4{,}05 + 1{,}31 = 5{,}36\,[kN]$$ $R = 5{,}36\,[kN]$

2.3) Choix du moteur électrique :

La puissance statique du moteur sera définie par la relation :

$$P'_s = \frac{R \cdot V_d}{\eta'} \quad \text{où}$$

	η' : rendement global du mécanisme de direction.	
	$\eta' = \eta'_a \cdot \eta'_r$	
$\eta'_a = 0,96$	$\eta'_a = (0,98)^2 = 0,96$ rendement des accouplements	
$\eta'_r = 0,96$	$\eta'_r = 0,96$ rendement du réducteur	
$R = 5,36[kN]$	$R = 5,36[kN]$	
$V_d = 0,5[m/s]$	$V_d = 30[m/min]$ soit $0,5[m/s]$	
	donc	
	$P'_S = \dfrac{5,36 \cdot 0,5}{0,96 \cdot 0,96} = 2,97[kW]$	$P'_S = 2,97[kW]$
	Notre choix portera sur un moteur GOST type 112-6 qui possède les caractéristiques suivantes:	
	P'_c = puissance nominale de $3,5[kW]$	$P'_c = 3,5[kW]$
	N'_c = vitesse de rotation nominale de $905[tr/min]$	$N'_c = 905[tr/min]$
	I'_r = moment d'inertie de rotation de $0,05[kg.m^2]$	$I'_r = 0,05[kg.m^2]$
	m : une masse de $76[kg]$.	$m = 76[kg]$
	C'est un moteur à rotor bobiné.	
	231) Moment nominal du moteur:	
	$M_{nom} = \dfrac{30 P'_c}{\pi N'_c} = \dfrac{30 \cdot 3,5 \cdot 10^3}{\pi \cdot 905} = 36,9\,[N.m]$	$M_{nom} = 36,9[N.m]$
	232) Moment maximum:	
	pour le moteur choisi on a:	
	$\dfrac{M_{max}}{M_{nom}} = 2,5$ ce qui fait $M_{max} = 2,5\, M_{nom}$	
	$\Rightarrow M_{max} = 2,5 \cdot 36,9 = 92,33\,[N.m]$	$M_{max} = 92,3[N.m]$

Vitesse de synchronisme : $V_s = 1000$ [tr/min]

2.4) Choix du réducteur :

D'après le schéma simplifié, le réducteur qui sera choisi, sera vertical.

2.4.1) Calcul du rapport de réduction :

$i_m = \dfrac{N_c'}{N_g}$ où

$N_c' = 905$ [tr/min] - $N_c' = [905$ tr/min$]$

- N_g : vitesse de rotation du galet.

$N_g = \dfrac{V_g}{\pi D_g}$; V_g : vitesse périphérique du galet.

$V_g = V_d = 30$ [m/min].

$D_g = 315.10^{-3}$ [m]

donc :

$i_m = \dfrac{905}{30/\pi . 315.10^{-3}} = 29,85$ $\qquad i_m = 29,85$

Le choix du réducteur portera sur un type BKH 480 qui possède les caractéristiques suivantes :

P'_{ad} : puissance admissible de 13,53 [kW] $\qquad P'_{ad} = 13,53$ [kW]

N'_{ad} : vitesse de rotation admissible de 1000 [tr/min] $\qquad N'_{ad} = 1000$ [tr/min]

i'_{rc} : rapport de réduction de 31,5 $\qquad i'_{rc} = 31,5$

m : une masse de 140 [kg] $\qquad m = 140$ [kg]

2.4.2) Vérification du rapport de réduction:

Tout d'abord, il faut calculer Δi

où $\Delta i = \left| \frac{i'm - i'rc}{i'm} \right| 100$

$i'm: 29,85$ $i'm = 29,85$

$i'rc: 31,5$ $i'rc = 31,5$

donc $\Delta i = \left| \frac{29,85 - 31,5}{29,85} \right| 100 = 5,53\%$ $\Delta i = 5,53\%$

$\Delta i < 10\%$ (valeur tolérée), donc le réducteur est bon.

2.4.3) vitesse de sortie du réducteur:

$N_2 = \frac{N'c}{i'rc}$ où

N_2 : vitesse de sortie du réducteur

$N'c = 905 [tr/min]$ $N'c = 905 [tr/min]$

$i'rc = 31,5$ $i'rc = 31,5$

d'où $N_2 = \frac{905}{31,5} = 28,7 [tr/min]$ $N_2 = 28,7 [tr/min]$

2.5) Choix des accouplements:

2.5.1) liaison moteur-réducteur:

Accouplement élastique tel que le moment minimum sera donné par :

$M_{ac} \geq K_1 . K_2 . K_3 . M_{nom}$ où

$M_{nom} = 36,9 [N.m]$ - $M_{nom} = 36,9 [N.m]$

- K_1 : facteur qui dépend du type de moteur et du régime de travail.

pour un moteur électrique et pour le régime III

$K_1 = 2,0$ de travail : $k_1 = 2,0$

. K_2 : facteur qui dépend du temps de travail par 24 heures et du régime de travail.

pour une charge relative > 75% et un nombre de cycles de travail par heure < 30%, on

$K_2 = 1,12$ prend $k_2 = 1,12$

. K_3 : facteur qui dépend du nombre de cycle de travail par heure et du régime de fonctionnement.

pour un nombre de cycle par heure < 30% et le régime lourd (III) de travail,

$K_3 = 1,12$ $K_3 = 1,12$

d'où.

$M_{ac} \geq 2,0 \cdot 1,12 \cdot 1,12 \cdot 36,9 = 92,65 [N.m]$ $M_{ac} \geq 92,7 [N.m]$

Notre choix portera sur un accouplement élastique de la Norme NM 72/32340 N° 093 ATp qui possède les caractéristiques suivantes :

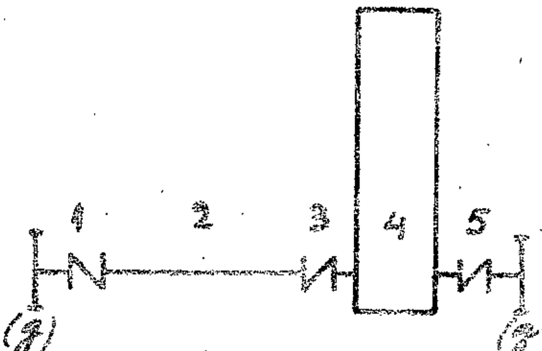
M_{ac} : Moment d'accouplement de 224 [N.m] $M_{ac} = 224 [N.m]$

N_{ac} : Vitesse maximum de 3000 [tr/min] $N_{ac} = 3000 [tr/min]$

$I_{rac} = 0,045 [kg.m^2]$, moment d'inertie de rotation $I_{rac} = 0,045 [kg.m^2]$

une masse de 11,7/12,6 [kg] $m = 11,7/12,6 [kg]$

25.2) liaison réducteur-galet:



1: demi-manchon à engrenage simple.

2: arbre de transmission

3: identique à 1

4: réducteur de ce tème

5: demi manchon à double engrenage

(g): galet moteur.

25.2.1) Choix des demi-manchons à engrenage simple:

$M_{ac(1,2)} \geqslant K_1 . K_2 . K_3 . M_{ns}$ où

- M_{ns} : moment nominal à la sortie du réducteur

$M_{ns} = M_{nom} . i'_{rc} . \eta$

$M_{nom}=36{,}9$ [N.m] — $M_{nom} = 36{,}9$ [N.m]

$i'_{rc}=31{,}5$ — $i'_{rc} = 31{,}5$

$\eta=0{,}94$ — $\eta = \eta_a . \eta_r = 0{,}98 . 0{,}96 = 0{,}94.$

$M_{ns}=1092{,}6$ [N.m] — d'où $M_{ns} = 36{,}9 . 31{,}5 . 0{,}94 = 1092{,}6$ [N.m]

K_1, K_2, K_3 sont les mêmes facteurs que précédement mais qui ont d'autres valeurs.

on trouve :

$K_1 = 1,8$

$K_2 = 1,12$

$K_3 = 1,08$

$K_1 = 1,8$

$K_2 = 1,12$

$K_3 = 1,08$

et enfin

$M_{ac(1,3)} \geq 1,8 \cdot 1,12 \cdot 1,08 \cdot 1092,6 = 2384 [N.m]$ $M_{ac(1,3)} \geq 2384 [N.m]$

On choisira un demi-manchon de la norme NM 65/32357 N° 004 Asg de diamètre intérieur 70 [mm] qui présente les caractéris-tiques suivantes :

$Mac_{(1,8)}$: moment admissible d'accouplement. $Mac_{(1,8)} = 5600 [N.m]$

$Nac_{(1,8)}$: vitesse de rotation admissible $Nac_{(1,8)} = 3000 [tr/min]$

$Irac_{(1,8)}$: moment d'inertie de rotation $Irac_{(1,8)} = 0,2 [kg.m^2]$

m : une masse de 37,6 [kg] $m = 37,6 [kg]$

2.5.2.2) Choix du demi-manchon à double engrenage :

Ce demi-manchon sera calculé sur le même principe et il aura à peu près les mêmes caractéristiques que les précédents.

De la norme NM 65/32356 on choisira le demi-manchon N° 004 ASz qui possède les caractéristiques qui suivent :

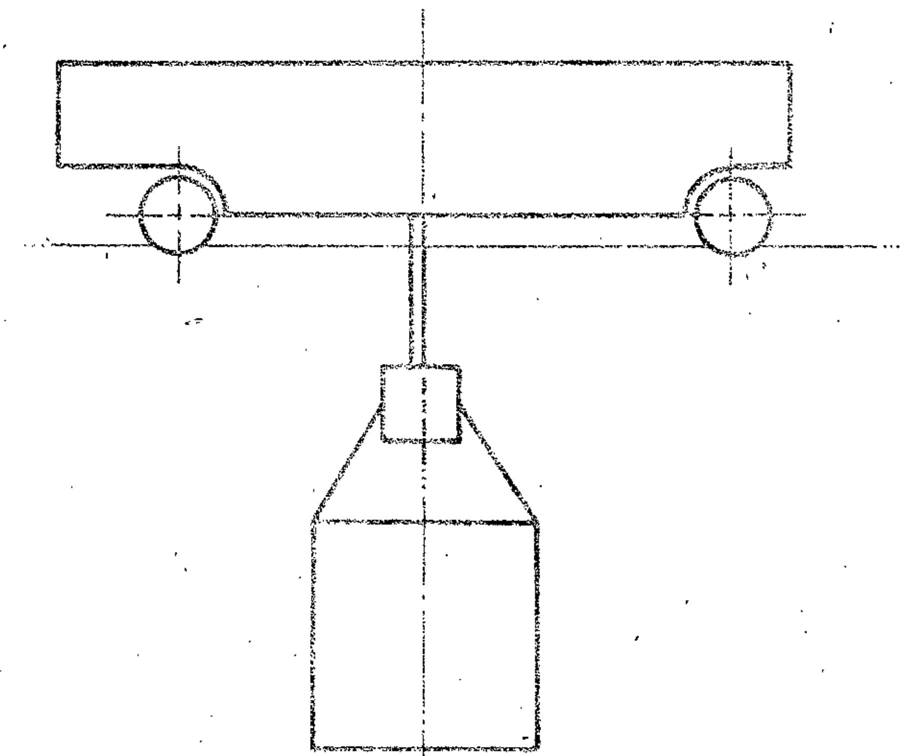
$Mac_{(5)}$: moment admissible d'accouplement $Mac_{(5)} = 5600 [N.m]$

$Nac_{(5)}$: vitesse de rotation admissible $Nac_{(5)} = 3000 [tr/min]$

$Irac_{(5)}$: moment d'inertie de rotation $Irac_{(5)} = 0,2125 [kg.m^2]$

une masse m de 37,7 kg $m = 37,7 [kg]$

3) Vérification dynamique du mécanisme de direction:



Deux conditions peuvent se présenter :

- le chariot est chargé (balancement)
- le chariot est déchargé. (Patinage)

pour ces deux cas, il faut vérifier le démarrage et le freinage.

3.1) Démarrage du chariot chargé, contre le vent:

la vérification se fait à la base de la formule suivante :

$M_d = M_S + M_{dyn}$. où

- M_d : moment de démarrage.
- M_S : moment statique ramené à l'arbre du moteur
- M_{dyn} : moment dynamique.

$Md = \dfrac{Md_{max} + Md_{min}}{2}$ où

Md_{max} : moment maximum du moteur

$Md_{max} = 92,3$ [N.m]

Md_{min} : moment de démarrage minimum

$Md_{min} \simeq 1,2\ M_{nom} = 1,2 \cdot 36,9 = 44,3$ [N.m]

donc

$Md = \dfrac{92,3 + 44,3}{2} = 68,3$ [N.m]

$- M_S = \dfrac{R(D_g/2)}{i_{rc} \cdot \eta}$ où

$R = 5,36$ [kN]

$D_g = 0,315$ [m]

$i_{rc} = 31,5$

η : rendement global $\eta = 0,88$

donc

$M_S = \dfrac{5,36 \cdot (0,315/2) \cdot 10^3}{31,5 \cdot 0,88} = 33,3$ [N.m]

$Mdyn = Ir \cdot \dfrac{\omega}{td}$ où

Ir : moment d'inertie en rotation réduit à l'axe du moteur

ω : vitesse angulaire de l'axe du moteur.

td : temps de démarrage.

$Ir = \Delta(I'r + Ia) + m \dfrac{Vd^2}{\omega^2 \eta}$ où

$I_r = 0{,}05[kg.m^2]$. $I'r$: moment d'inertie de rotation du rotor du moteur choisi. $I'r = 0{,}05[kg.m^2]$

$I_a = 0{,}045[kg.m^2]$. $I_a = 0{,}045[kg.m^2]$

$m = 24.10^3[kg]$. $m = \frac{P_{max}}{g} \approx \frac{240.10^3}{10} = 24.10^3[kg]$

$V_d = 0{,}5[m/s]$. $V_d = 0{,}5[m/s]$

$\omega = 94{,}7[s^{-1}]$. $\omega = \frac{\pi N'_c}{30} = \pi . \frac{905}{30} = 94{,}7[s^{-1}]$

$\eta = 0{,}88$. $\eta = 0{,}88$

$\Delta = 1{,}1$. $\Delta = 1{,}1$

donc :

$I_r = 0{,}864[kg.m^2]$

$$I_r = 1{,}1(0{,}05 + 0{,}045) + \frac{24.10^3 \, (0{,}5)^2}{(94{,}7)^2 . 0{,}88} = 0{,}864[kg.m^2]$$

Maintenant il s'agit de calculer l'accélération a_d à partir de la formule de base.

$$a_d = \frac{M_d - M_s}{I_r . \omega} . V_d$$ en remplaçant chaque terme par sa valeur on trouve :

$$a_d = \frac{68{,}3 - 33{,}3}{0{,}864 . 94{,}7} . 0{,}5 = 0{,}214[m/s^2]$$ $a_d = 0{,}214[m/s^2]$

<u>Calcul du temps de démarrage : t_d :</u>

Valeurs recommandées pour ce type de chariots : $t_d = (2 \div 5)[s]$.

$V_d = a_d . t_d \Rightarrow t_d = \frac{V_d}{a_d} = \frac{0{,}5}{0{,}214} = 2{,}34[s]$ $t_d = 2{,}34[s]$

On fixe $[a] = 0{,}3 [m/s^2]$ dans ce cas $a < [a]$ donc on n'a pas de problème pour le démarrage du chariot chargé!

3.2) freinage du chariot chargé:

Pour la détermination du couple de freinage minimum, on suppose que ce dernier se fait dans le sens du vent et que la résistance au mouvement est minimum c'est à dire que $\psi = 0$.

en supposant également la longueur parcourue pendant le freinage égale à $1[m]$, calculons le temps de freinage

$s = \frac{1}{2} a t^2$ mais $v_f = at$

$1[m]$ où s = longueur parcourue jusqu'au

$0{,}5[m/s]$ freinage absolue.

donc $s = \frac{v_d}{2} t \Rightarrow t_f = \frac{2s}{v_f} = \frac{2 \cdot 1}{0{,}5} = 4[s]$ $t_f = 4s$.

et enfin

$$a = \frac{v_d}{t} = \frac{0{,}5}{4} = 0{,}125 [m/s^2]$$ $a = 0{,}125 [m/s^2]$

La résistance au mouvement sera donc:

$R' = R_r - R_v$ où R_r: résistance au roulement. ; R_v: résistance au vent comptée négativement car elle sera considérée comme une force motrice.

Déterminatio̲n de R_r:

$$R'_r = (1+\Psi)(G_c + Q_u)\,\frac{\mu\, d_i + 2f}{D_g} \quad \text{où}$$

$\Psi = 0$

$G_c + Q = 240$ [kN]

$\mu = 0{,}015$

$d_i = 75$ [mm]

$f = 0{,}05$ [cm]

$D_g = 315$ [mm]

$\Psi = 0$ (résistance minimum)

donc $R'_r = 240\,\frac{0{,}015 \cdot 75 + 2 \cdot 0{,}5}{315} = 1{,}62$ [kN]

$R'_r = 1{,}62$ [kN]

Détermination de R_v: Déjà calculé auparavant.

$R_v = 1{,}31$ [kN]

donc $R' = 1{,}62 - 1{,}31 = 0{,}31$ [kN]

$R' = 0{,}31$ [kN]

le moment de freinage ~~maximum~~ sera donné par la formule suivante:

$$M_{f\,max} = I'_r \cdot \frac{\omega \cdot [a]}{V_d} - M_s \quad \text{où}$$

$$I'_r = \Delta\,(I_m + I_a) + \frac{m \cdot v_d^2}{\omega^2}\,\eta'$$

$\Delta = 1{,}1$

$I_m = 0{,}05$ [kg.m²]

$I_a = 0{,}045$ [kg.m²]

$m = 24 \cdot 10^3$ [kg]

$V_d = 0{,}5$ [m/s]

$\omega = 94{,}7$ [s⁻¹]

$\eta' = 0{,}88$

donc $I'_r = 1{,}1\,(0{,}05 + 0{,}045) + \frac{24 \cdot 10^3 \cdot (0{,}5)^2}{(94{,}7)^2} = 0{,}692$ [kg.m²]

$I'_r = 0{,}692$ [kg.m²]

$i'_{rc} = 31,5$
$R' = 0,31 [kN]$
$D_g = 315 [mm]$
$\eta' = 0,88$

$M_f = \frac{R' \cdot (D_g/2)}{i'_{rc}} \eta'$ où

donc $M_f = \frac{0,31 \cdot 10^3 \cdot (315 \cdot 10^{-3}/2)}{31,5} \cdot 0,88 = 1,36 [N.m]$ $M_f = 1,36 [N.m]$

et enfin

$M_{f_{max}} = 0,692 \cdot \frac{94,7 \cdot 0,125}{0,5} - 1,36 = 15 [N.m]$ $M_{f_{max}} = 15 [N.m]$

le choix du frein se fera à la base de ce moment maximum de freinage. Il portera sur un frein de la norme NM-68/32606 du Type ELHY-BL12 N° 013 AHh et qui possède les caractéristiques suivantes :

$M_{f_{nom}}$: moment de freinage nominal de 105 (N.m) $M_{f_{nom}} = 105 [N.m]$
une masse de 36,4 [kg] $m = 36,4 [kg]$

Remarque : on a choisi le plus petit frein du catalogue dont le moment est tout de même nettement supérieur au moment exigé. La réduction du moment de freinage s'effectuera par la régulation de la tension du ressort.

3.3) Vérification de non-patinage au démarrage

le chariot étant déchargé, calculons l'accélération maximale admissible au démarrage et contre le vent :

$$a_{f,max} = \left\{ \frac{\Sigma G_m}{\Sigma G} \left[\mu_g + (1+\psi)\,\mu\,\frac{d_i}{D_g} \right] - \frac{R_r^o}{\Sigma G} \right\} \cdot g \quad \text{où}$$

ΣG_m = charge totale verticale agissant sur les galets moteurs

ΣG = poids du chariot déchargé.

μ_g : coefficient de frottement galet-rail

R_r^o : résistance au roulement du chariot déchargé.

$$R_r^o = (G_c + G_B)(1+\psi)\,\frac{\mu\,d_i + 2f}{D_g}$$

$\psi = 1,5$

$G_c = 160\,[kN]$

$G_B = 35\,[kN]$

$\mu = 0,015$

$d_i = 75\,[mm]$

$f = 0,5\,[mm]$

$D_g = 315\,[mm]$

donc : $$R_r^o = (160+35)(1+1,5)\,\frac{0,015 \cdot 75 + 2 \cdot 0,5}{315}$$

$$R_r^o = 3,3\,[kN]$$ $R_r^o = 3,3\,[kN]$

en plein air $\mu_g = 0,12$

$\frac{\Sigma G_M}{\Sigma G} = 0,5$, $\Sigma G = G_c + G_B = 195\,[kN]$

donc

$$a_{f,max} = \left[0,5 \left[0,12 + (1+1,5)\,0,015\,\frac{75}{315} \right] - \frac{3,3}{195} \right] 9,81$$

le moment maximum de démarrage est donné par la formule suivante :

$$M_{d,max} \leq M_s^o + I_r^o \cdot \frac{\omega \, [a_{s,max}]}{v_d}$$

$v_d = 0{,}5\,[m/s]$

$\omega = 94{,}7\,(s^{-1})$

$a_{s,max} = 0{,}47\,(m/s^2)$

$$I_r^o = \delta\,(I_m + I_a) + \frac{m^o\, v_d^2}{\omega^2} \cdot \frac{1}{\eta'}$$

$\delta = 1{,}1$

$I_m = 0{,}05\,(kg \cdot m^2)$

$I_a = 0{,}045\,(kg \cdot m^2)$

$m^o = 19{,}5 \cdot 10^3\,(kg)$

$\eta' = 0{,}88$

donc $I_r^o = 1{,}1\,(0{,}05 + 0{,}045) + \dfrac{19{,}5 \cdot 10^3\,(0{,}5)^2}{(94{,}7)^2 \cdot 0{,}88}$

soit $I_r^o = 0{,}72\,[kg \cdot m^2]$ $I_r^o = 0{,}72\,[kg \cdot m^2]$

$$M_s^o = \frac{R^o \cdot (D_g/2)}{i'_{rc} \cdot \eta'}$$ où $R^o = R_r^o + R_v^o = R_r^o + R_v$

$R_r^o = 3{,}3\,[kN]$, $R_v = 1{,}31\,[kN]$

$i'_{rc} = 31{,}5$

$\eta' = 0{,}88$

$D_g = 315 \cdot 10^{-3}\,[m]$

donc $M_s^o = \dfrac{(3{,}3 + 1{,}31)\,10^3 \cdot 315 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 31{,}5 \cdot 0{,}88} = 26{,}2\,(N \cdot m)$ $M_s^o = 26{,}2\,[N \cdot m]$

et enfin :

$$M_{d,max} \leq 26{,}2 + 0{,}72 \cdot \frac{94{,}7 \cdot 0{,}47}{0{,}5} = 90{,}34\,[N \cdot m]$$

Comme $M_{d,max} = 92{,}33\,[N \cdot m]$ d'après le moteur choisi, il y aura un léger patinage au démarrage quand le chariot se trouve déchargé.

3.4) Vérification de non-Patinage au freinage à vide

On suppose comme pour le N° 3.2, le freinage se fait dans le sens du vent pour une résistance au mouvement minimum ($\psi = 0$) l'accélération admissible aura pour valeur :

$$a_{f,max} = \left[\frac{\Sigma G_m}{\Sigma G}\left(\mu_g + \frac{2f + \mu d_i}{D_g}\right) - \frac{R_v^o}{\Sigma G}\right] g$$

(comme pour le paragraphe 3.3)

$\frac{\Sigma G_m}{\Sigma G} = 0,5$, $\mu_g = 0,12$, $f = 0,5 [mm]$, $\mu = 0,015$

$d_i = 75 [mm]$, $D_g = 315 [mm]$, $R_v^o = R_v = 1,31 [kN]$

$\Sigma G = 195 [kN]$, $g = 9,81\ m/s^2$

donc

$$a_{f,max} = \left[0,5\left(0,12 + \frac{2 \cdot 0,5 + 0,015 \cdot 75}{315}\right) - \frac{1,31}{195}\right] \cdot 9,81 (m/s^2)$$

$$a_{f,max} = 0,56 [m/s^2]$$ $a_{f,max} = 0,56 [m/s^2]$

le moment de freinage maximum donné par la formule suivante :

$$M_{f,max} \leqslant I_r^{o\prime} \frac{\omega \cdot a_{f,max}}{V_d} - M_s^{\prime o}$$

$$I_r^{o\prime} = \delta (I_m + I_a) + \frac{m^o \cdot v_d^2}{\omega^2} \cdot \eta'$$

$$I_r^{o\prime} = 1,1 (0,05 + 0,045) + \frac{19,5 \cdot 10^3 \cdot (0,5)^2}{(94,7)^2} \cdot 0,88 = 0,58 [kg \cdot m^2]$$ $I_r^{\sim} = 0,58 [kg \cdot m^2]$

$M_f^{'o} = \frac{R_r^o \cdot (D_g/2)}{i \cdot r_c} \cdot \eta'$; R_r^o tel que $\psi = 0$.

R_r^o déjà calculé. $R_r^o = 3,3 [kN]$

donc $M_f^{'o} = \frac{3,3 \cdot 10^3 \cdot 0,315}{2 \cdot 31,5} \cdot 0,88 = 14,52 [N \cdot m]$ $M_f^{'o} = 14,52 [N \cdot m]$

et enfin :

$M_{f max} \leq 0,58 \cdot \frac{94,7 \cdot 0,56}{0,5} - 14,52 \simeq 47 [N \cdot m]$ $M_{f max} = 47 [N \cdot m]$

$M_{f max} \leq 47 [N \cdot m]$ est une égalité vérifiée d'après le frein déjà choisi qui possède un moment de freinage maximum de $105 [N \cdot m]$ donc il n'y a pas de risque de patinage au freinage dans le sens du vent pour une résistance au roulement minimum lorsque le chariot est déchargé.

— Conclusion —

Un tel chariot nécessite une étude beaucoup plus approfondie. Le domaine le plus interessant n'a pas été developpé dans ce polycopié et qui est l'étude électrique. Il serait souhaitable que des électriciens puissent reprendre ce travail et faire l'étude du circuit électrique, en quelque sorte le rapprocher de plus en plus de la réalité

~ Bibliographie ~

— 1 — Hellmut ERNST – Les appareils de levage
GAUTHIER-VILLARS – Eyrolles –
Tomes I et II

— 2 — NORMY ZAKŁADOWE
WARSZAWA 1974
Tomes 3 et 4

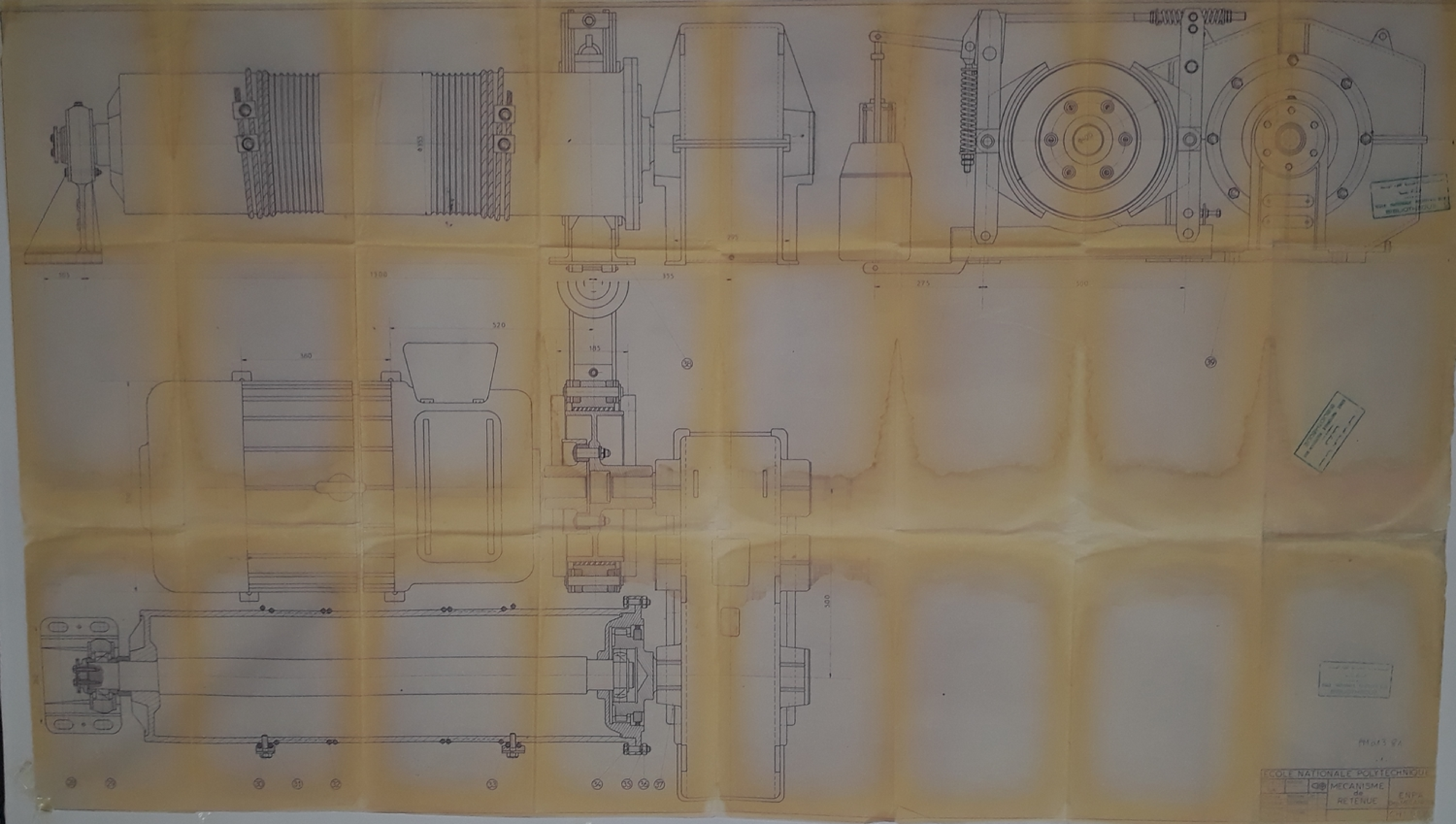
— 3 — DŹWIGNICE Tome I
A. Piatkiewicz et R. Sobolski

— 4 — Georges HENRIOT
Traité théorique et pratique des engrenages (1)
Dunod - Téchnique – BORDAS 1975 –
~ 5ème Edition ~

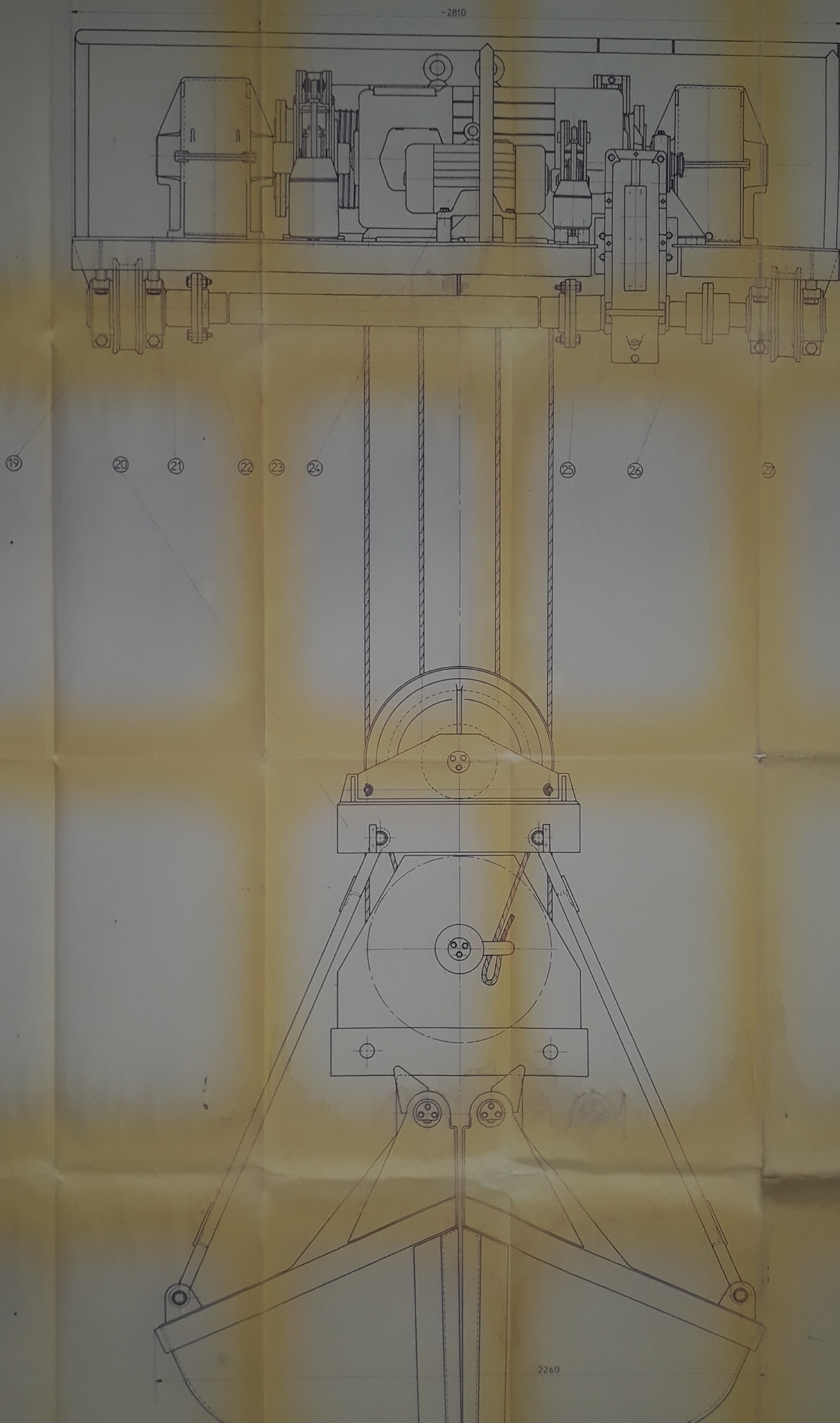
— 5 — Cours sur les Appareils de levage de:
Monsieur IVAN – professeur à l'ENPA.

~ Table des matières ~

Chapitre 3 (Mécanisme de direction)



155
1300
355
295
275
500
520
360
185
500
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
MECANISME
de
RETENUE
ENPA



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE	
CHARIOT	ENPA
	CH1.00