

UNIVERSITÉ D'ALGER

12/75

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

200

DÉPARTEMENT MECANIQUE

THESE DE FIN D'ÉTUDES

**BOITE DE VITESSES D'UNE  
INSTALLATION LOURDE DE FORAGE**

Proposé par :  
OLANESCU M.  
Professeur  
Docteur Ingénieur

Etudié par :  
KAZI - AOUAL F.

PROMOTION 1975



UNIVERSITÉ D'ALGER

---

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

---

**DÉPARTEMENT MECANIQUE**

---

THESE DE FIN D'ÉTUDES

---

**BOITE DE VITESSES D'UNE  
INSTALLATION LOURDE DE FORAGE**

Proposé par :  
OLANESCU M.  
Professeur  
Docteur Ingénieur

Etudié par :  
KAZI - AOUAL F.

PROMOTION 1975

---

Je tiens à exprimer toute ma reconnaissance  
à Monsieur OLANESCU M. Docteur Ingénieur, qui <sup>m'a</sup> proposé  
cette étude, et qui a tenu à la suivre avec une bien-  
veillante attention.

Je remercie d'autre part, tous les professeurs  
qui ont contribué à ma formation.

- S O M M A I R E -  
=====

<u>Chapitre</u>	: Introduction :	<u>Pages</u>
	Description d'une installation lourde de forage. _____	1
<u>Chapitre -II-</u>	: Transmission intermédiaire et boîte de vitesses. _____	4
<u>Chapitre -III-</u>	: Caractéristiques du convertisseur hydrau- lique de couple. _____	6
<u>Chapitre IV</u>	: Calcul des roues et des chaînes. 4.1 - Calcul des roues à chaînes _____	9
	4.1.1 - Choix du nombre de dents _____	9
	4.1.2 - Détermination des différents diamètres de chaque roue. _____	10
	4.2 - Calcul des chaînes de pas 1 3/4" _____	12
	4.2.1 - détermination des entraxes et des nombres d'éclisses. _____	12
	4.2.2 - Calcul des différentes forces auxquelles sont soumises les chaînes. _____	16
	4.2.3 - Détermination du nombre de rangs "J". _____	17
<u>Chapitre -V-</u>	: Calcul de l'arbre d'entrée. 5.1 - Prédimensionnement. _____	20
	5.2 - Vérification à la fatigue. _____	27
	5.3 - Calcul au choc _____	32

.../...

5.4 - Calcul de la flèche. _____	39
5.5 - Calcul des roulements _____	42

Chapitre VI - : Calcul de l'arbre intermédiaire.

6.1 - Prédimensionnement _____	44
6.2 - Vérification à la fatigue _____	47
6.3 - Calcul de la flèche _____	49
6.4 - Détermination des roulements. _____	51

Chapitre VII - : Calcul de l'arbre de sortie.

7.1 - Prédimensionnement _____	52
7.2 - Vérification à la fatigue. _____	56
7.3 - Calcul des flèches _____	58
7.4 - Détermination des roulements. _____	61

Chapitre VIII - : Calcul des accouplements.

8.1 - Accouplements à crabots. _____	62
8.2 - Accouplements à soufflets. _____	65
Entretien - Exploitation. _____	67
Bibliographie. _____	69

-  DONNEES -  
=====

Puissances des moteurs : 3 x 890 cv

Rapports de transmission

- Première vitesse : 0,613
- Deuxième vitesse : 0,93
- Marche arrière : 0,584

Module des pignons :  $m = 10$

Pas des chaines

- $1 \frac{3}{4}$  "
- $1 \frac{1}{2}$  "

- = - C H A P I T R E I - = -

\*\_\*\_\*\_\*\_\*\_\*\_\*\_\*\_\*

I N T R O D U C T I O N  
D E S C R I P T I O N D ' U N E I N S T A L L A T I O N L O U R D E  
D E F O R A G E



## II) DESCRIPTIF D'UNE INSTALLATION

### LOURDE DE FORAGE

Nous nous inspirerons de l'installation 3 DH 250 (fig 1) qui est conçue selon les principes constructifs d'une installation lourde de forage qu'on fabrique dans les pays producteurs et qui est utilisée en Algérie.

On a choisi une chaîne cinématique moderne avec une puissance installée de 2670 cv (soit 3 moteurs diesels de même puissance), de telle manière que le forage puisse être réalisé jusqu'à une profondeur de 5.000 mètres (charge minimale au crochet de 100 tonnes-force, charge maximale de courte durée de 300 tonnes-force.

De manière générale, l'installation est actionnée par des moteurs diesels de 890 cv chacun. Chaque arbre moteur est accouplé par un convertisseur hydraulique de couple (CHC) et par un accouplement pneumatique à soufflets, à un arbre intermédiaire de transmission.

Les trois transmissions intermédiaires sont liées entre elles par des chaînes multiples de telle manière que la puissance des moteurs est transmise soit vers le treuil, soit vers la pompe de circulation.

Les données de l'étude considèrent qu'au treuil ne seront accouplés que deux moteurs simultanément.

En cherchant à obtenir une plus grande simplicité constructive, on a adopté la solution qui consiste à intercaler une boîte de vitesses - (BV) à deux vitesses avant et une vitesse arrière entre la transmission intermédiaire et le treuil.

Dû au fait que le treuil de forage peut aussi réaliser deux vitesses au tambour de manoeuvres, on obtient finalement quatre vitesses avant et deux vitesses arrière.

../..

Les données initiales précisent que la hauteur du derrick est de 44 mètres, que la hauteur de manoeuvre du crochet de 30 mètres et que le treuil assure au tambour une force active maximale de 28 tonnes-force (charge courante de service 25 tf). Le tambour du treuil est muni non seulement d'un puissant frein à bande (pour l'arrêt de la charge) mais aussi d'un frein hydraulique régulateur de descente.

Les principales fonctions accomplies par l'appareillage de levage d'une installation lourde de forage sont les suivantes :

- La montée et la descente des charges au crochet dans le cadre des opérations d'extraction et d'introduction dans les puits du train de tige de forage pour changer l'outil ou procéder à d'autres opérations.

- Le maintien au crochet du poids entier du train de tige dans le cadre des opérations de forage proprement dit et la descente contrôlée du train (mm par mm) au fur et à mesure de l'avance de l'outil dans la roche du fond de puits.

- La réalisation d'une puissance de traction sur le train de tige de forage suspendu au crochet dans les situations où, dû à de certaines causes géologiques, le train de tige est bloqué dans le terrain.

Pour assurer une bonne élasticité, les installations modernes de forage sont munies (entre les moteurs et les arbres de transmission intermédiaire) de convertisseurs hydrauliques de couple qui règlent automatiquement le paramètre coupe-vitesse de rotation quand on doit actionner de grandes charges au crochet. Ils réduisent la vitesse de rotation transmise au crochet, et augmentent en même temps le couple moteur fourni à l'installation, et inversement aux grandes charges, ils augmentent beaucoup la vitesse de rotation en baissant le couple donné par le moteur. Les convertisseurs hydrauliques de couple permettent en même temps un certain glissement (8 à 10%) entre les moteurs et les arbres intermédiaires, protégeant ainsi les moteurs des chocs et des surcharges.

L'accouplement et le découplement des divers arbres de la chaîne cinématique ainsi que la réalisation de certaines vitesses se font à l'aide des accouplements pneumatiques à soufflets, des accouplements pneumatiques à disque et des accouplements à crabots.

Le projet se limite à l'étude de la boîte de vitesses.

L'étude du reste de l'installation étant confiée à :

BABARI Slimane : " le treuil "

BENACHIR Abdelhamid":le mouflage "

- = - C H A P I T R E II - = -

\*-\*-\*-\*-\*-\*-\*-\*-\*

 RBRE INTERMEDIAIRE

ET

BOITE DE VITESSES

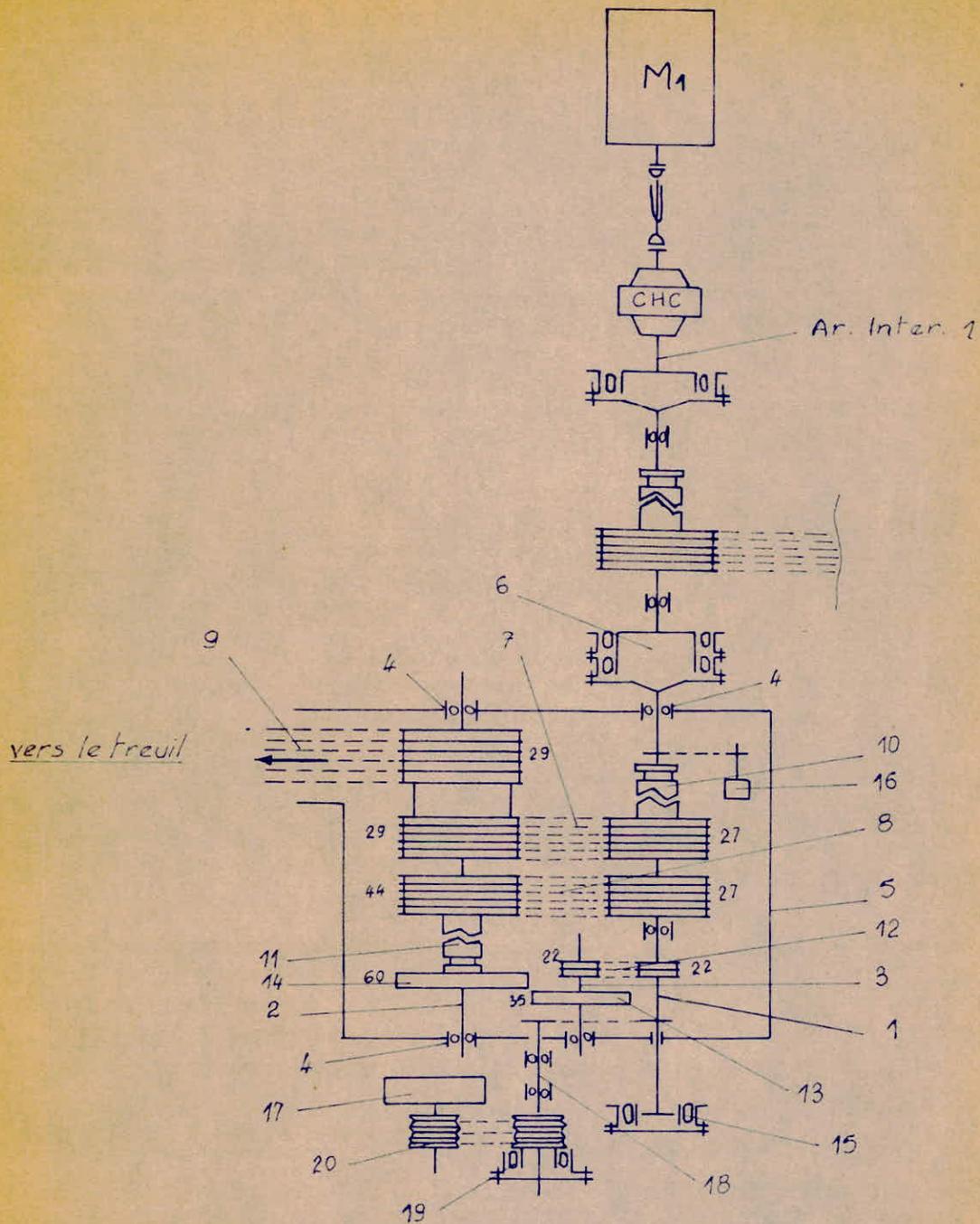


Fig. 2. Chaîne cinématique de la boîte de vitesses et de l'arbre intermédiaire 1

### 1.1. Transmission intermédiaire (fig. 2)

La transmission intermédiaire sera réalisée par un arbre en acier par lequel sera transmise la puissance du moteur M1 et si nécessaire celle du moteur M2 vers la boîte de vitesse (BV).

L'arbre sera muni d'une roue dentée par laquelle est reçue la puissance de M2 ceci par l'intermédiaire d'une chaîne à rouleaux multiple .

Il sera également muni d'un accouplement pneumatique à soufflets pour pouvoir établir ou couper la liaison entre l'arbre intermédiaire 1 et la BV dont l'arbre d'entrée se trouve dans le prolongement de l'AI.1

Cet arbre sera protégé dans un carter métallique on prévoira des roulements pour son montage.

La liaison entre l'arbre du moteur 1 et l'AI1 pourra être établie à l'aide de l'accouplement pneumatique à soufflet

### 1.2. La boîte de vitesses (fig.2)

Elle comprendra trois arbres (d'entrée 1, d'issue 2 et intermédiaire 3). Ces arbres seront montés dans des paliers à roulements 4 soutenus par le bâti métallique confectionné en tôle d'acier soudées entre elles 5.

L'arbre d'entrée 1 recevra le mouvement de l'AI 1 à l'aide d'un accouplement pneumatique double à soufflets 6; la transmission entre les arbres 1 et 2 se fera à l'aide de roues dentées en acier allié et des chaînes de pas égal à 13/4" (1 pouce 3/4) 7 et 8, les deux "vitesses avant" étant transmises au treuil de forage par la chaîne 9 -

L'accouplement des vitesses se fera à l'aide des crabots 10 et 11.

L'inversement du sens de rotation (vitesse arrière) sera réalisé par la chaîne triplex 12 de pas  $1 \frac{1}{2}$ ", l'arbre intermédiaire 3 et la paire de roues dentées 13 et 14 de module dix.

Le changement des vitesses sera réalisé à l'aide des servo-moteurs pneumatiques commandés du pupitre de l'opérateur.

Avant de changer les vitesses, on arrêtera la rotation des arbres à l'aide d'accouplement pneumatique à soufflet 15 qui jouera le rôle de frein d'inertie.

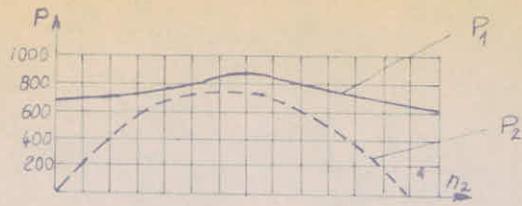
La pompe de graissage 16 sera entraînée par l'intermédiaire de l'arbre d'entrée 1, le compresseur 17 par l'intermédiaire de l'arbre auxiliaire 18, l'accouplement pneumatique 19 et la transmission à courroies trapézoïdales 20.

- = - C H A P I T R E I I I - = -

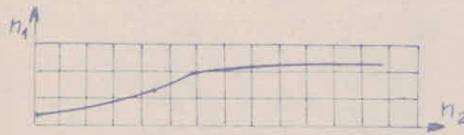
\*-\*-\*-\*-\*-\*-\*-\*-\*

// CARACTERISTIQUES DU CONVERTISSEUR

HYDRAULIQUE DE COUPLE



$P_1$ : puissance à l'entrée du CHC [cv]  
 $P_2$ : puissance à la sortie du CHC [cv]



$n_1$ : vitesse de rotation à l'entrée du CHC (tr/min)  
 $n_2$ : vitesse de rotation à la sortie du CHC (tr/min)

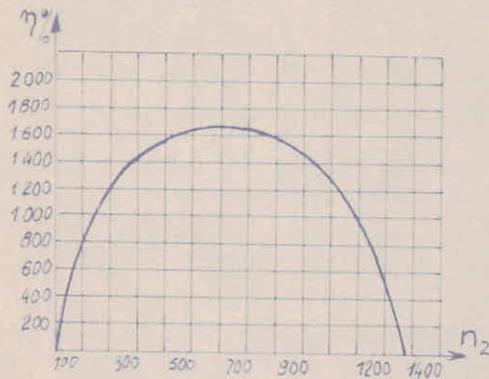


fig.3 : Caractéristiques de fonctionnement du convertisseur hydraulique de couple CHC 750

### 3.1. Caractéristiques du CHC

Le convertisseur hydraulique de couple (CHC) ne fonctionne pas continuellement en rendement maximum. Nous pouvons cependant considérer un intervalle où le CHC présente un intérêt certain. Cet intervalle correspond aux vitesses  $n_2$   $400 < n_2 < 800$  tr/mn  $n_2$  étant la vitesse de rotation à la sortie du CHC d'où celle à l'entrée de la BV.

Il arrive parfois que pour certaines manoeuvres (certaines charges au crochet), la vitesse  $n_2$  soit réduite à 200 tr/min. Au dessous de cette valeur, le convertisseur ne présente plus d'intérêt.

Nous allons donc à l'aide des courbes (fig 3) déterminer les valeurs de  $P_2$  : puissance à la sortie du convertisseur, en déduire celle à l'entrée de la BV et chercher le couple le plus important auquel est soumis l'arbre d'entrée.

Il sera bon de déterminer la puissance à la sortie du CHC et le couple d'entrée à la BV correspondant, pour un rendement maxi du convertisseur ( $n_2 = 600$  tr/mn).

### 3.2. Calcul du couple maximum à l'entrée de la BV

Tenant compte de la puissance des deux moteurs et des différents rendements :

- rendement d'une transmission par chaîne : 0,98
- Rendement d'une paire de roulements : 0,99

Nous pouvons déterminer tout d'abord la puissance réelle à l'entrée de la boîte et en déduire le couple correspondant pour les différentes vitesses de rotation  $n_2$ .

-  $n_2 = 200 \text{ tr/min}$

Les courbes donnent  $P_2 = 400 \text{ cv}$   
soit  $P_1$  la puissance à l'entrée de la BV

$$P_1 = (P_2 \times 0,98 \times 0,99) + (P_2 \times (0,98)^2 \times (0,99)^2)$$

$$P_1 = 764 \text{ cv}$$

$$P_1 [\text{KW}] = \frac{764 \times 736}{10^3} = 562,5 \text{ KW}$$

$$\omega = \frac{2\pi n_2}{60} = \frac{2\pi \times 200}{60} = 20,95 \text{ rd/s}$$

Le couple à l'entrée de la BV est :

$$C = \frac{P_1}{\omega} = \frac{562,5}{20,95} = 26,85 \text{ KN m}$$

$$C = 2685 \text{ daN.m}$$

On opère de même pour :

-  $n_2 = 400 \text{ tr/min}$

$P_2 = 680 \text{ cv}$

$P_1 = 1300 \text{ cv}$

$$C = 2282 \text{ daN.m}$$

-  $n_2 = 600 \text{ tr/min}$

$P_2 = 750 \text{ cv}$

$P_1 = 1434 \text{ cv}$

$$C = 1680 \text{ daN.m}$$

Le couple le plus important est donc pour  $n_2 = 200 \text{ tr/min}$   
c'est de ce résultat qu'il faut donc tenir compte pour le calcul  
des chaines et des arbres de la BV.

- = - C H A P I T R E I V - = -

\*-\*-\*-\*-\*-\*-\*-\*-\*-\*

// ALCUL DES ROUES

ET DES

CHAINES

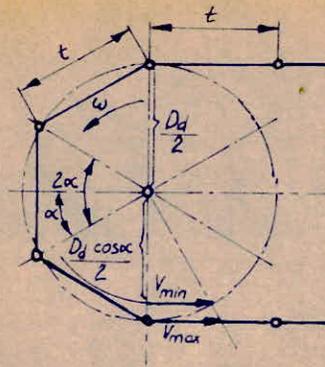


Fig.4.: Exemple d'une roue à 6 dents

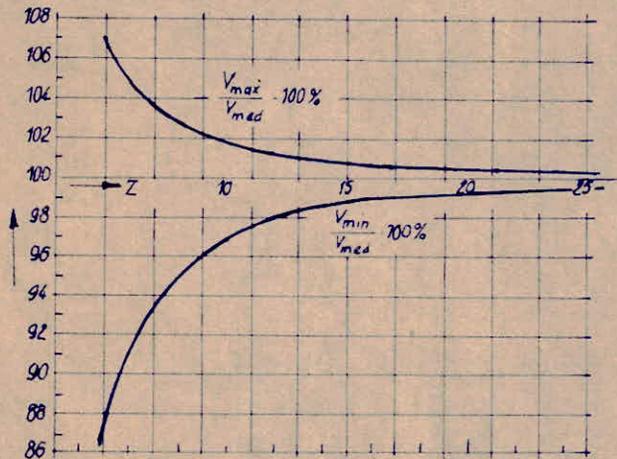


Fig.5:  $\frac{V_{max}}{V_{med}}$  et  $\frac{V_{min}}{V_{med}} = f(z)$

#### 4.1. Calcul de roues à chaînes

##### 4.1.1. Choix du nombre de dents

Dans une transmission à chaînes, le diamètre d'enroulement de la chaîne varie entre  $D_d$  et  $D_d \cos \alpha$  ce qui fait que pour une certaine vitesse angulaire la vitesse linéaire de la chaîne variera entre  $v_{\max} = \omega \frac{D_d}{2}$  et

$$v_{\min} = \omega \frac{D_d}{2} \cos \alpha$$

Le schéma de la fig. 4 est un exemple d'une roue à 6 dents.

La figure 5 représente l'allure des courbes

$$\frac{v_{\max}}{v_{\text{méd}}} = f(z) \quad \text{et} \quad \frac{v_{\min}}{v_{\text{méd}}} = f(z) \quad \text{en pourcentage. } z \text{ étant}$$

le nombre de dents. De ces courbes on déduit que pour diminuer cette variation de vitesse il est recommandé de choisir des roues ayant un nombre de dents  $z > 20$

Nous prendrons pour les deux roues de l'arbre d'entrée de la B V un nombre de dents  $z_1 = 27$

Connaissant les rapports de réduction de la première et deuxième vitesse on en déduit le nombre de dents des deux roues de l'arbre de sortie.

- première vitesse ( $z_2$ )  
 $i = 0,613$  soit  $\frac{z_1}{z_2} = 0,613$

$$z_2 = 44 \text{ dents}$$

- deuxième vitesse ( $z_3$ )

$$i = \frac{z_1}{z_3} = 0,93 \quad \text{soit}$$

$$z_3 = 29$$

4.1.2. Détermination des différents diamètres de chaque roue : ( fig 6)

a) Roues de 27 dents

- Diamètre primitif

Il est déterminé de la manière suivante :

$$D_p = \frac{t}{\sin \frac{180}{z}} \quad \text{sachant que } t = 44,45 \text{ mm} \\ z = 27$$

$$D_p = 380 \text{ mm}$$

- Diamètre intérieur  $D_i$

$$D_i = D_p - d_1 \quad d_1 \text{ étant le diamètre du rouleau} \\ = 380 - 25,4 \quad (\text{voir calcul des chaînes}).$$

$$D_i = 354,6 \text{ mm}$$

- Diamètre extérieur

Il doit être compris entre les limites suivantes :

$$D_{e \text{ max}} = D_p + 1,25 t - d_1 = 410,16 \text{ mm}$$

$$\text{et } D_{e \text{ min}} = D_p + \left(1 - \frac{1,6}{z}\right) t - d_1 = 396,35 \text{ mm}$$

Nous prendrons

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

On calcul de même les différents diamètres des autres roues :

b) Roue de 29 dents

$$D_p = 408 \text{ mm}$$

$$D_i = 382,6 \text{ mm}$$

$$D_e = 430 \text{ mm}$$

c) Roue de 44 dents :

$$D_p = 620 \text{ mm}$$

$$D_i = 594,6 \text{ mm}$$

$$D = 640 \text{ mm}$$

Nous calculerons de même les diamètres des 2 roues utilisées pour le marche arrière. Elles auront le même nombre de dents et donc même caractéristiques.

Nous prendrons  $z = 22$  dents

d) Roues de 22 dents :

Là le pas est différent de l'autre :

$$t = 1 \frac{1}{2} \text{ pouce} = 38,1 \text{ mm} \quad d_f = 22,23$$

$$D_p = 266 \text{ mm}$$

$$D_i = 243,77 \text{ mm}$$

$$D_e = 285 \text{ mm}$$

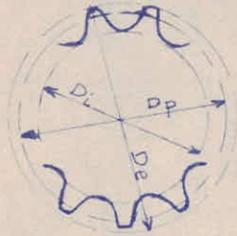


Fig. 6: Diamètres caractéristiques d'une roue à chaîne.

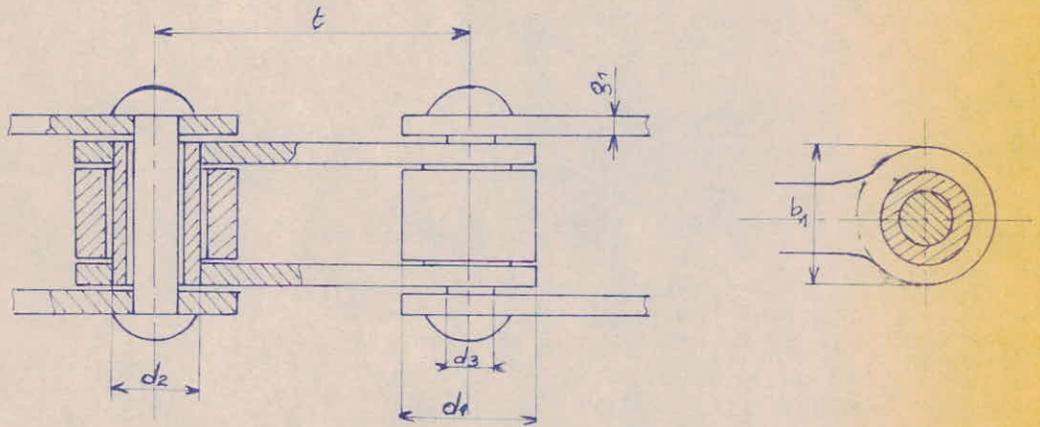


Fig. 7: Éléments de chaîne.

Symbole	Pas: t		d <sub>3</sub>	dimensions de l'éclisse				d <sub>4</sub>	poids de la chaîne daN/m
	mm	in.		g <sub>1</sub>	b <sub>1</sub>	b <sub>2</sub>	Section A (mm <sup>2</sup> )		
24 A	38,1	1 1/2	11,10	4,8	36,20	31,20	86	22,23	5,5
28 A	44,5	1 3/4	12,7	5,6	42,24	36,45	120	25,40	7,5

Fig. 8: Tableau des caractéristiques des chaînes

#### 4.2. Calcul des chaines de pas 1 3/4"

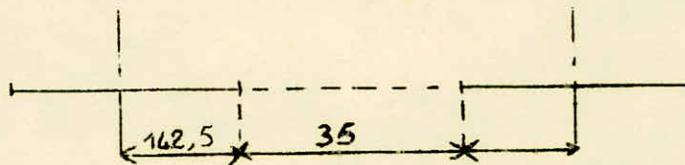
- 12 -

La figure 7 et le tableau fig. 8 donnent les caractéristiques des chaines de pas 1 3/4" et 1 1/2".

##### 4.1.1. Détermination des entraxes et des nombres d'éclisses

###### a) entraxe AE - AI ( A<sub>1</sub> )

Normalement, l'entraxe est compris entre 15 t et 80 t (t = pas de la chaîne). La valeur minimum résulte de la condition qu'entre les sommets des dents, on laisse un espace de 30 à 50 mm et de celle concernant l'angle d'enroulement sur la petite roue qui doit être supérieure à 135°.



En partant des conditions constructives, il résulte une certaine distance entre les axes : A<sub>d</sub>

$$A_d = 142,5 + 142,5 + 35 = 320 \text{ mm}$$

$$A_d = 320 \text{ mm}$$

Cette distance doit cependant satisfaire aux conditions de montage des chaines. Le nombre correspondant d'éléments de la chaîne est donné par la formule suivante :

$$X_d = 2 \frac{A_d}{t} + \frac{z' + z''}{2} + \left( \frac{z'' - z'}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{A_d}$$

z' et z'' étant les nombres de dents des roues en question

$$\text{Ici } z' = z'' = 22$$

$$t = 38,1 \text{ mm}$$

$$X_d = 38,68$$

Le nombre d'éléments de la chaîne (éclisses) devant être pair (condition de montage) et entier, nous prendrons comme nombre réel d'éclisses :

$$X = 40$$

L'entraxe théorique correspondant est déterminé comme suit:

$$A_t = \frac{t}{4} \left[ \left( X - \frac{z' + z''}{2} \right) + \sqrt{\left( X - \frac{z' + z''}{2} \right)^2 - 2 \left( \frac{z'' - z'}{\pi} \right)^2} \right]$$

$$A_t = 342,9 \text{ mm}$$

L'entraxe réel doit être inférieur à la distance théorique pour que le montage de la chaîne soit possible.  $A_1 = A_t - \Delta A$

Il en résulte une flèche de montage "s" qui est donnée en fonction de  $A_t$  par la fig. 9.

Nous devons considérer le domaine optimum

$$s = 7 \text{ mm}$$

La fig.10 nous donne la valeur de  $\Delta A$  en fonction de  $A_t$  et de "s".

$$\Delta A \approx 0,1 \text{ mm}$$

soit :

$$A_1 = 342,8 \text{ mm}$$

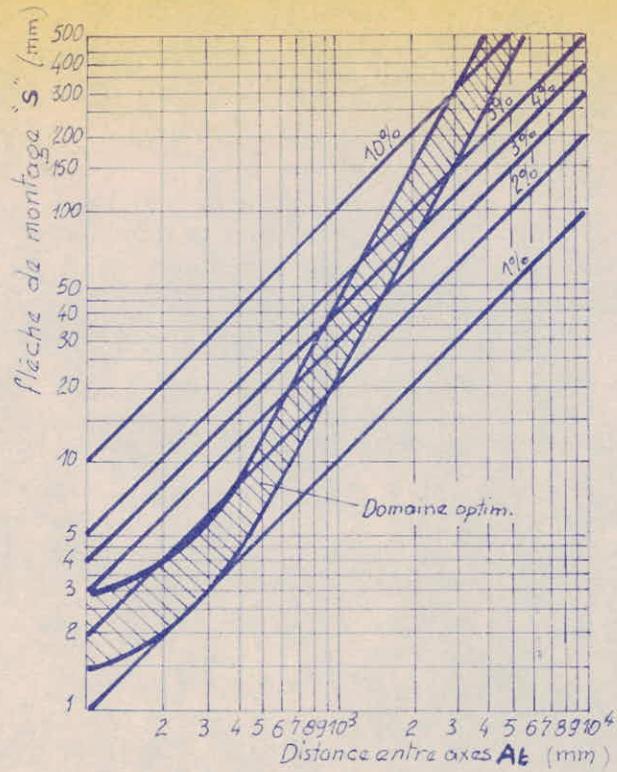


Fig.9: Détermination de la flèche de montage en fonction de  $A_t$

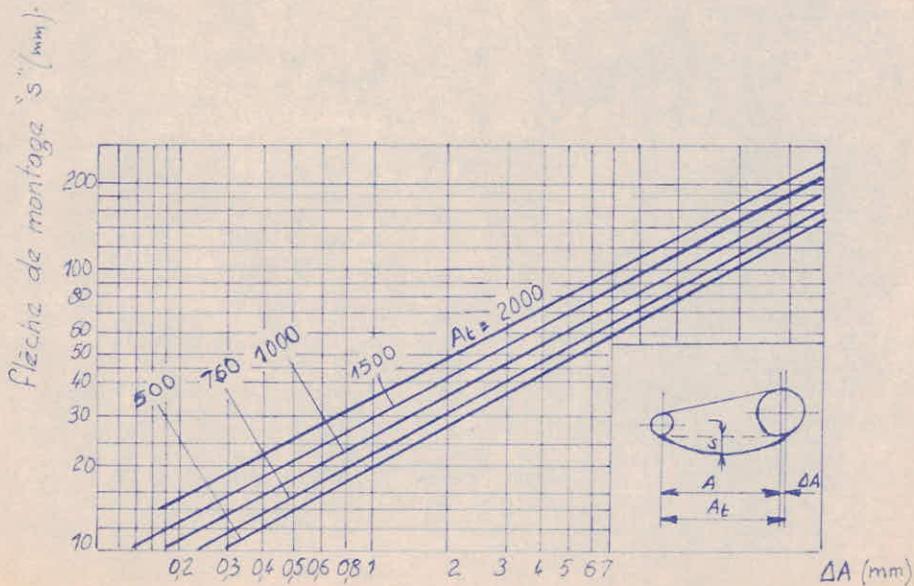


Fig.10: Correction  $\Delta A$

b) Entraxe AI - AS ( $A_2$ )

Il est donné par la somme des diamètres primitifs des 2 roues en contact.

$$D_{p1} = mZ1 = 10 \times 35 = 350 \text{ mm}$$

$$D_{p2} = mZ2 = 10 \times 60 = 600 \text{ mm}$$

$$A_2 = \frac{600 + 350}{2} \text{ soit } \boxed{A_2 = 475 \text{ mm}}$$

c) Entraxe AE - AS

$$A = A_1 + A_2 = 342,8 + 475$$

$$\boxed{A = 817,8 \text{ mm}}$$

Cet entraxe doit cependant satisfaire aux conditions de montage des 2 autres chaînes reliant l'arbre de sortie à l'arbre d'entrée.

La figure 9 donne :

$$\boxed{s = 15 \div 20 \text{ mm}}$$

La fig. 10 nous permet d'approximer un entraxe théorique  $A_t$ .

Pour une valeur de  $A_t$  comprise entre 760 et 900 mm

$$\Delta A = 0,8 \div 0,45 \text{ mm pour}$$

$$s = 15 \div 20 \text{ mm}$$

$$A_t = A + \Delta A$$

$$\boxed{A_t = 818,25 \div 818,6 \text{ mm}}$$

Le nombre d'éclisses correspondant ne peut être fait que sur ordinateur.

Ce calcul part du principe suivant :

Pour avoir un nombre d'éclisses pair et entier, nous jouerons sur la valeur de la flèche de montage  $s$ ; tout en considérant le domaine acceptable :

$$s = 15 \div 20 \text{ mm}$$

4.2.2. Calcul des différentes forces auxquelles sont soumises les chaînes

a) Catégories de forces (fig.11)

Les chaînes sont soumises à trois types de forces  
 $F_p$  : force de traction dans la branche tendue d'ûe à la puissance

$$F_p \text{ [KN]} = \frac{P}{v} \left[ \frac{\text{KW}}{\text{m/s}} \right]$$

$F_c$  : résultante des forces centrifuges qui agissent comme effort de tension dans la chaîne.

$$F_c \text{ [daN]} = \frac{qv^2}{g}$$

avec  $q$  = poids par mètre de chaîne [daN/m]

$F_g$  : Force dans la chaîne due au poids propre pour une chaîne horizontale ou peu inclinée

$$F_g = \sqrt{\left(\frac{qA^2}{8s}\right)^2 + \left(\frac{qA}{2}\right)^2} \text{ [daN]}$$

$A$  = entraxe considérée comme la longueur de la branche de la chaîne [m]

On peut négliger  $\left(\frac{qA}{2}\right)^2$  d'où

$$F_g = \frac{qA^2}{8s}$$

La force totale dans la branche tendue sera :

$$F_b = F_p + F_c + F_g$$

La branche non tendue (brin mou) n'est pas soumise à la force  $F_p$

$$F_m = F_c + F_g$$

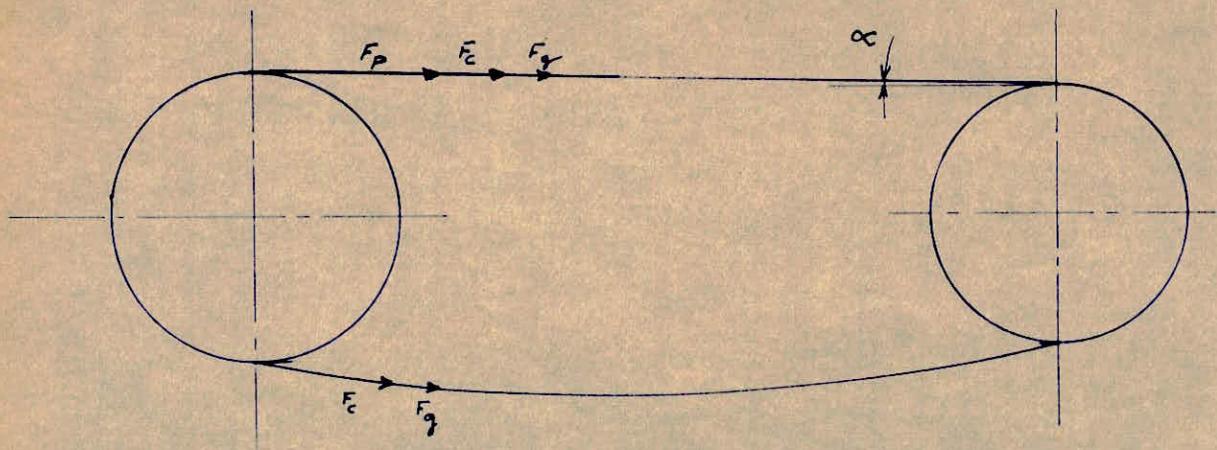


Fig. 11 : Forces agissant sur la chaîne.

b) Calcul de ces forces

Il sera effectué dans le cas le plus défavorable, c'est à dire pour un couple à l'entrée de la BV de 2685 m.daN correspondant à  $n = 200$  tr/mn et à  $P = 562,5$  KW.

- Calcul de  $F_p$

$$F_p = \frac{P}{v} \text{ avec}$$

$$v = \frac{\pi D_p n}{60} = \frac{\pi \times 380 \times 200 \times 10^{-3}}{60} = 3,98 \text{ m/s}$$

$$F_p = \frac{562,5}{3,98} = 141,5 \text{ KN}$$

$$F_p = 14\ 150 \text{ daN}$$

- calcul de  $F_c$

$$F_c = \frac{qv^2}{g} = \frac{7,5 \times (3,98)^2}{9,81}$$

$$F_c = 12,1 \text{ daN}$$

- Calcul de  $F_g$

$$F_g = \frac{qA^2}{8s} = \frac{7,5 \times (817,8)^2 \times 10^{-6}}{8 \times 20 \times 10^{-3}}$$

$$F_g = 31,35 \text{ daN}$$

4.2.3. Détermination du nombre de rangs "j"

Calculons d'abord la force de rupture pour un rang de la chaîne :  $F_{r1}$

$$F_{r1} = \sigma_r \cdot 2 A_e$$

$$\sigma_r = 75 \text{ daN/mm}^2$$

$$A_e = \text{section d'une éclipse} = 120 \text{ mm}^2$$

---

$$F_{r1} = 180 \text{ K N}$$

---

$$\text{d'autre part : } F = \frac{F_{r1} \times j}{C_2}$$

F = Force de traction dans la chaîne que nous prendrons en première approximation égale à  $F_p$   $F \approx F_p$

$C_s$  = Coefficient de sécurité

$5 < C_s < 8$  pour les chaînes situées entre les BV et le treuil - prenons  $C_s = 7$

$$j = \frac{F \cdot C_s}{F_{r1}} = \frac{141,5 \times 7}{180} = 5,5$$

Nous prenons donc :  $\underline{\underline{j = 6}}$

Vérifions le coefficient de sécurité en considérant les forces agissant sur la chaîne.

$$F = F_p + 6 F_c + 6 F_g$$
$$= 141,50 + 6 \times 12,1 + 6 \times 31,35 = 144,10,7 \text{ daN}$$

---

$$F = 144,1 \text{ K N}$$

---

$$\text{d'où } C_s = \frac{F_{r1} \times j}{F} = \frac{180 \times 6}{144,1} = 7,49$$

Ce coefficient est compris dans l'intervalle voulu.

d'où  $\boxed{j = 6}$

A titre préventif, nous pouvons calculer :

- la force exercée sur le brin mou

$$F_{m6} = 6 F_g + 6 F_c = 260,7 \text{ daN}$$

- Les angles  $\alpha$

Première paire de roues (27-29)

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{\frac{D_{p29} - D_{p27}}{2}}{A} = \frac{\frac{408 - 390}{2}}{817,8}$$

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = 0,017 \quad \text{d'où } \alpha_1 = 1^\circ$$

Deuxième paire de roues (27-44)

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{\frac{D_{p44} - D_{p27}}{2}}{A} = \frac{\frac{408 - 380}{2}}{817,8}$$

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = 0,147 \quad \text{d'où } \alpha_2 \approx 8^\circ$$

Les deux angles  $\alpha_1$  et  $\alpha_2$  étant petits ( $\cos \alpha \approx 1$ ), nous pouvons considérer la force  $F_a$  agissant sur l'arbre comme étant

$$F_a = F + F_{m6} = 14\,410 + 260,7$$

$F_a = 14\,670,7 \text{ daN}$
-------------------------------

- = - C H A P I T R E V - = -  
\* - \* - \* - \* - \* - \* - \*

//ALCUL DE L'ARBRE D'ENTREE

PMOIE 75  
Aout 1920

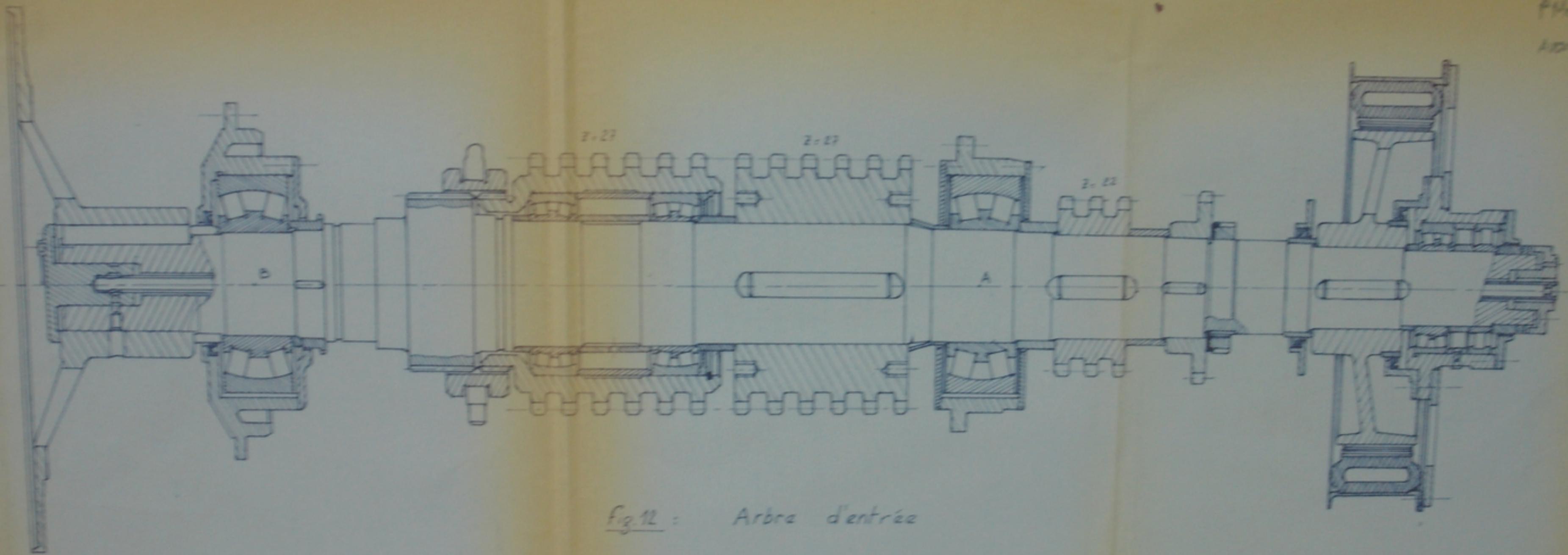


Fig. 12 : Arbre d'entrée

L'arbre d'entrée (fig 12) sera successivement prédimensionné, vérifié à la fatigue et vérifié au choc.

Pour des raisons pratiques, nous départagerons l'arbre en zones vu les différentes sollicitations auxquelles est soumise chacune d'elles. (fig. 13).

### 5.1. Prédimensionnement de l'arbre

#### 5.1.1. Zônes K et N

L'acier composant de l'arbre a une contrainte.

$$\sigma_r = 75 \text{ daN/mm}^2$$

D'autre part, les aciers dont  $\sigma_h = 50$  à  $80 \text{ daN/mm}^2$  ont une contrainte admissible de torsion  $\tau_{at} = 500$  à  $800 \text{ daN/cm}^2$  si la flexion est négligeable et  $\tau_{at} = 150$  à  $250 \text{ daN/cm}^2$  si la flexion est importante.

Considérons uniquement la torsion, en partant de l'hypothèse que la flexion est importante.

Prenons donc  $\tau_{at} = 250 \text{ daN/cm}^2$  (fig.14)

$W_p$  étant le moment de résistance polaire

$$W_p = \frac{I_p}{v} = \frac{\pi d^3}{16}$$

$$\tau = \frac{M_t}{W_p} = \frac{C}{W_p} \quad \text{d'où}$$

$$\tau = \frac{16 M_t}{\pi d^3} \quad \text{Avec } M_t = 2685 \text{ m.daN}$$

et  $\tau = \tau_{at}$

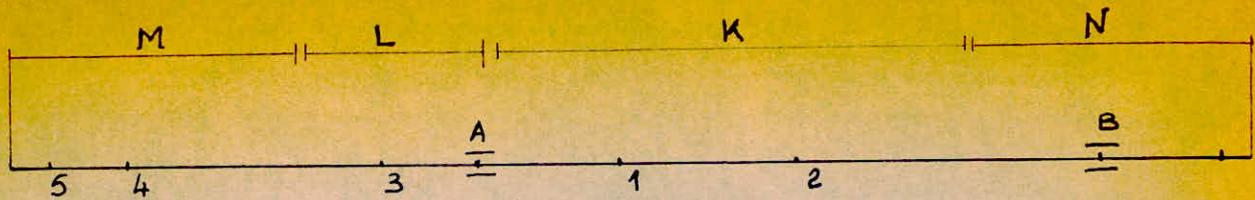


Fig. 13 : Répartition en zones

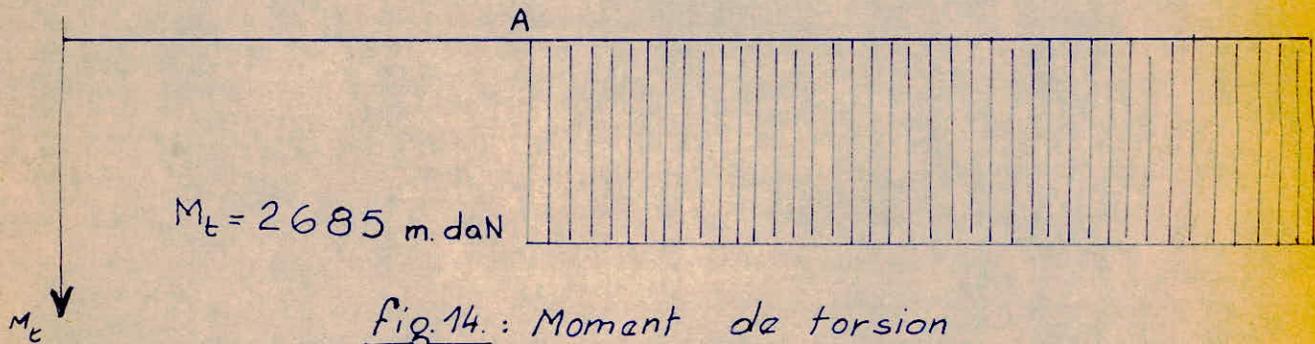
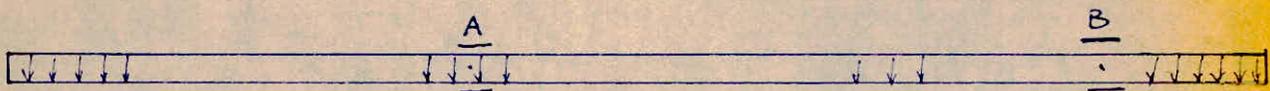


Fig. 14 : Moment de torsion



$M_F$   
(m.daN)

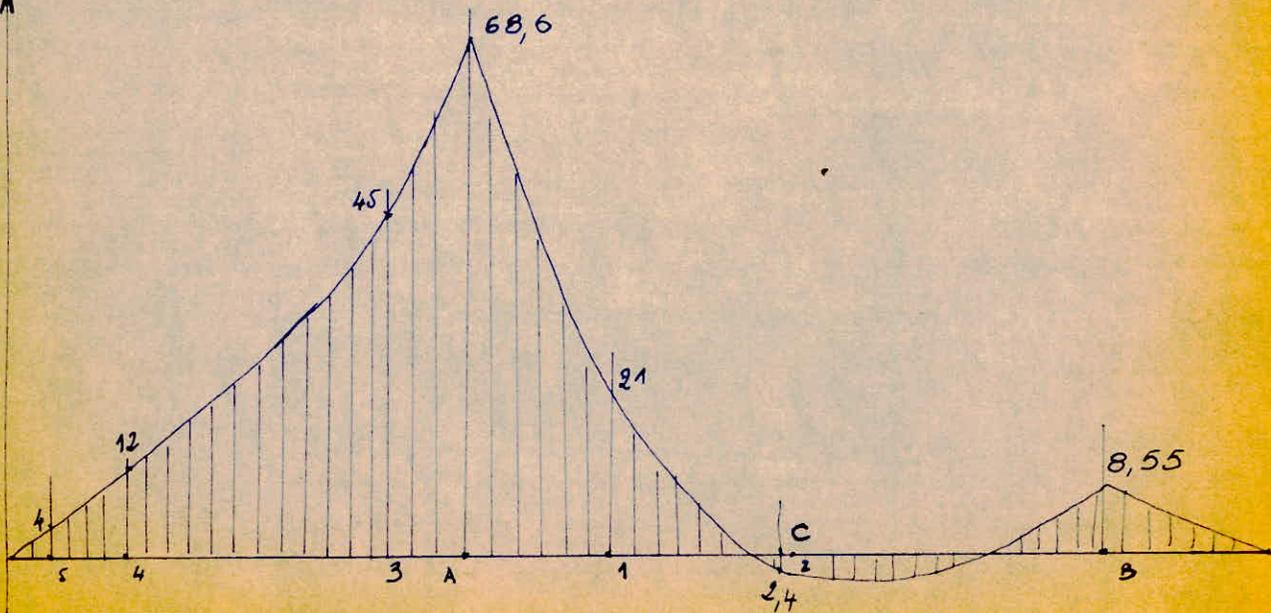


Fig. 15 : Poids propre de l'arbre.

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 M_t}{\pi \sigma_t}}$$

$$d \geq 176 \text{ mm}$$

5.1.1.1. Calcul des moments fléchissants auxquels est soumis l'arbre

L'arbre est soumis à la flexion suivant deux plans

- un plan vertical :

- . Poids propre de l'arbre
- . Poids des organes de fonctionnement

- Un plan horizontal : forces de traction des chaînes

a) Plan vertical

. Poids propre de l'arbre

Déterminons le poids de l'arbre prédimensionné

$$l = 2250 \text{ mm}$$

$$d = 176 \text{ mm}$$

Le poids spécifique de l'acier étant :

$\gamma = 7,85 \text{ kg/dm}^3$ , le poids de l'arbre sera

$$P_a = V \gamma = \frac{\pi d^2}{4} l \gamma$$

$$P_a = 428 \text{ kg}$$

Soit  $q$  la charge par mètre linéaire;

$$q = \frac{P}{l}$$

$$q = 190 \text{ kg/m}$$

- Diagramme (Fig 15)

- Moment en A :  $M_A$

$$M_A = - \frac{q l_1^2}{2} \quad \text{avec } l_1 \approx 850 \text{ mm}$$

$$M_A = - 68,6 \text{ m.daN}$$

- Moment en B :  $M_B$

$$M_B = - \frac{q l_3^2}{2} \quad \text{avec } l_3 \approx 300 \text{ mm}$$

$$M_B = - 8,55 \text{ m.daN}$$

- Calcul des réactions

$$R_A + R_B = 428 \text{ daN}$$

$$M_B = 8,55 = \frac{q l_2^2}{2} - R_A \times l_1 + q l_1 \left( \frac{l_1}{2} + l_2 \right)$$

$$\text{avec } l_2 \approx 1110 \text{ mm}$$

$$\text{d'où } R_A = 321 \text{ daN}$$

$$R_B = 107 \text{ daN}$$

- Moment en C :  $M_C$

$$M_C = - \frac{q l_2^2}{8} + R_A \frac{l_2}{2} - q l_1 \left( \frac{l_1}{2} + \frac{l_2}{2} \right)$$

$$M_C = 2,4 \text{ m.daN}$$

- Poids des organes de fonctionnement

Ces poids ont été évalués d'après les catalogues. Ils sont répartis sur l'arbre de la manière dont le montre la fig. 16.

- Diagramme (Fig 16)

$$R_A + R_B = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5 + F_6$$

$$M_B = - F_6 \times 0,210 = - 27,3$$

$$M_A = - (0,175 F_3 + 0,625 F_4 + 0,770 F_5 )$$

$$= - 0,250 F_1 - 0,565 F_2 + 1,11 R_B - 1,32 F_6$$

$$\text{d'où } R_B = 173 \text{ daN}$$

$$R_A = 402 \text{ daN}$$

Nous déterminons les différents moments

$$M_5 = 0$$

$$M_4 = -7,25 \text{ daN.m}$$

$$M_A = - 33,22 \text{ daN.m.}$$

$$M_1 = 163 \text{ daN.m}$$

$$M_2 = 120 \text{ daN.m}$$

$$M_3 = - 65,8 \text{ daN.m}$$

b) Plan horizontal (F. 17)

Nous devons considérer simultanément les deux cas de fonctionnement.

- Marche en première vitesse
- Marche en deuxième vitesse

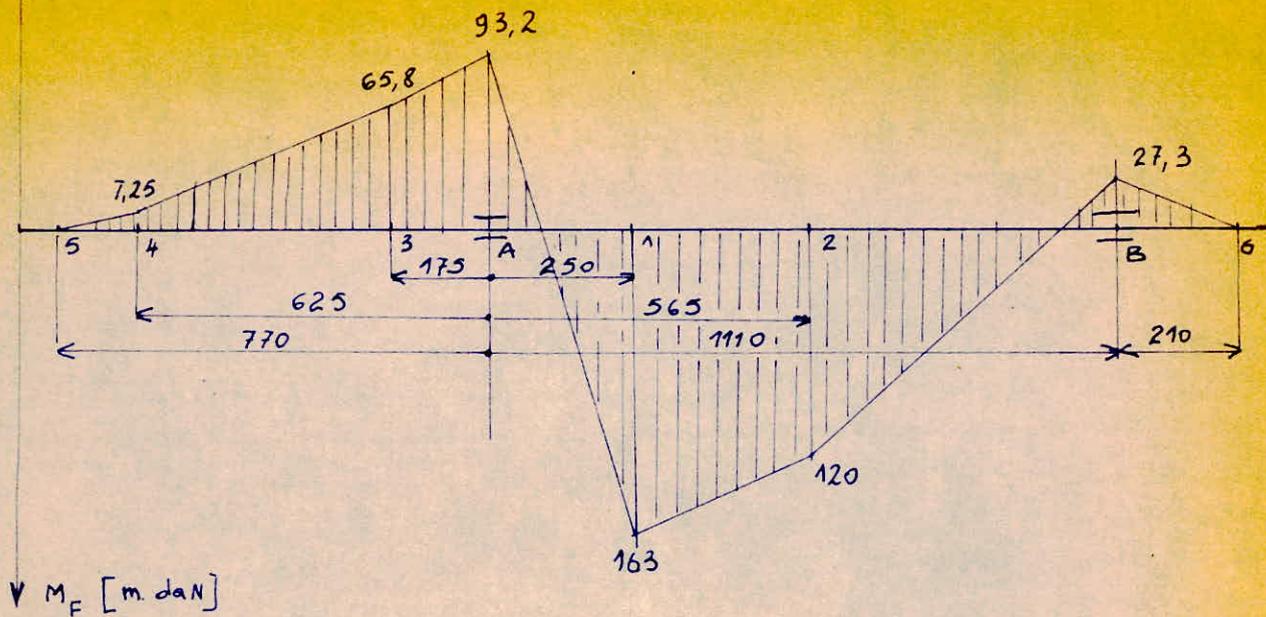
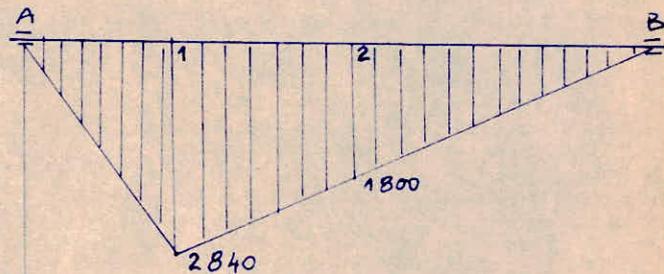


fig. 16: Poids propres des éléments de fonctionnement

1<sup>er</sup> Cas



2<sup>e</sup> Cas

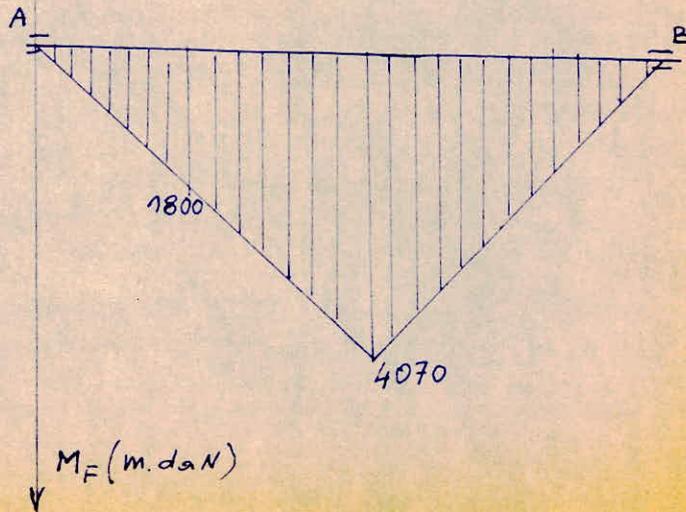


fig. 17: Forces horizontales (2 cas)

- Premier cas :

$$R_A + R_B = F_a = 14.670,7 \text{ daN}$$

$$M_A = 0 = - F_a \times 0,250 + R_B \times 1,11$$

$$R_B = 3300 \text{ daN}$$

$$R_A = 11.370,7 \text{ daN}$$

$$M_1 = R_B \times 0,860$$

$$M_1 = 2840 \text{ m.daN}$$

- Second cas

$$R_A + R_B = F_a = 14\ 670,7 \text{ daN}$$

$$M_A = 0 = - F_a \times 0,565 + R_B \times 1,11 \quad \text{d'où}$$

$$R_B = 7460 \text{ daN}$$

$$R_A = 7210,7 \text{ daN}$$

$$M_2 = R_B \times 0,545 = 4070 \text{ daN.m}$$

Nous prendrons le moment de flexion le plus important, c'est à dire celui au point "2"

5.1.1.2. Détermination des contraintes

Le moment de flexion résultant sera :

$$\sqrt{M_F^2} = \sqrt{M_{FH}^2 + M_{FV}^2} = \sqrt{4070^2 + 120^2}$$

$$M_F = 4072 \text{ m.daN}$$

$W = \frac{I}{v}$  étant le moment de résistance ordinaire .La contrainte de flexion  $\sigma$  sera :

$$\sigma = \frac{M_F}{W} = \frac{M_F}{\frac{\pi d^3}{32}} = \frac{32 M_F}{\pi d^3}$$

$$\sigma = \frac{32 \times 4072}{\pi \times (0,176)^3}$$

$$\sigma = 7,6 \text{ daN/mm}^2$$

La contrainte idéale  $\sigma_i$  sera

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma^2 + 4c^2} = \sqrt{7,6^2 + 4 \times 2,5^2}$$

$$\sigma_i = 9,1 \text{ daN/mm}^2$$

Cependant  $\sigma_i$  doit répondre à la condition

$$\sigma_i \leq \sigma_{af}$$

Pour les aciers ayant  $\sigma_i = 50$  à  $80 \text{ daN/mm}^2$

$$\sigma_{af} = 600 \text{ à } 900 \text{ daN/cm}^2$$

Nous pouvons admettre le  $\sigma_i$  trouvé puisqu'il s'agit d'un prédimensionnement.

### 5.1.2. Prédimensionnement de la zone "I"

Dans le cas de fonctionnement en marche arrière, un seul moteur est utilisé.

La vitesse de rotation minimum désirée est de 400 tr/min. vitesse à laquelle correspond une puissance à la sortie du convertisseur de  $P = 680 \text{ cv}$

Considérons les pertes, la puissance à l'arbre d'entrée est  $680 \times 0,99 \times 736 = 49,55 \quad 10^4 \text{ watts}$

$$P = 495,5 \text{ KW}$$

Le couple correspond est de :

$$C = \frac{P}{\omega} = \frac{30 P}{\pi n^2} = \frac{30 P}{\pi \times 400}$$

$$C = 1182 \text{ m.daN}$$

Déterminons la section minimum au point "3" sachant que  $M_t = C = 1182 \text{ m.daN}$  et que  $M_f$  est celui dû aux poids des éléments. Les diagrammes  $M_f = 110 \text{ m.daN}$ . Nous pouvons donc le négliger. <sup>donnent</sup>

D'où le diamètre en 3

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 M_t}{\pi \sigma_{at}}}$$

$$d \geq 134 \text{ mm}$$

La zone M sera calculée au choc.

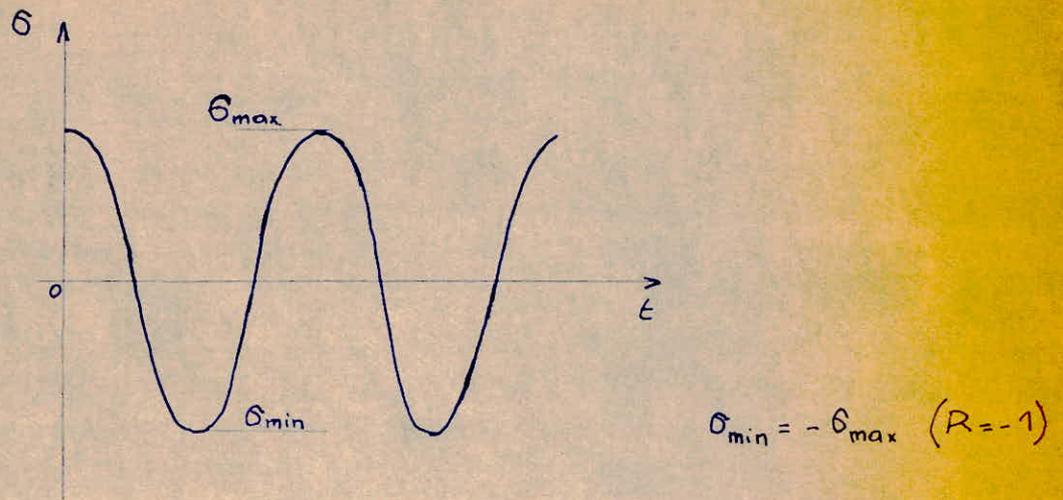


Fig. 18 : Cycle alternatif symétrique.

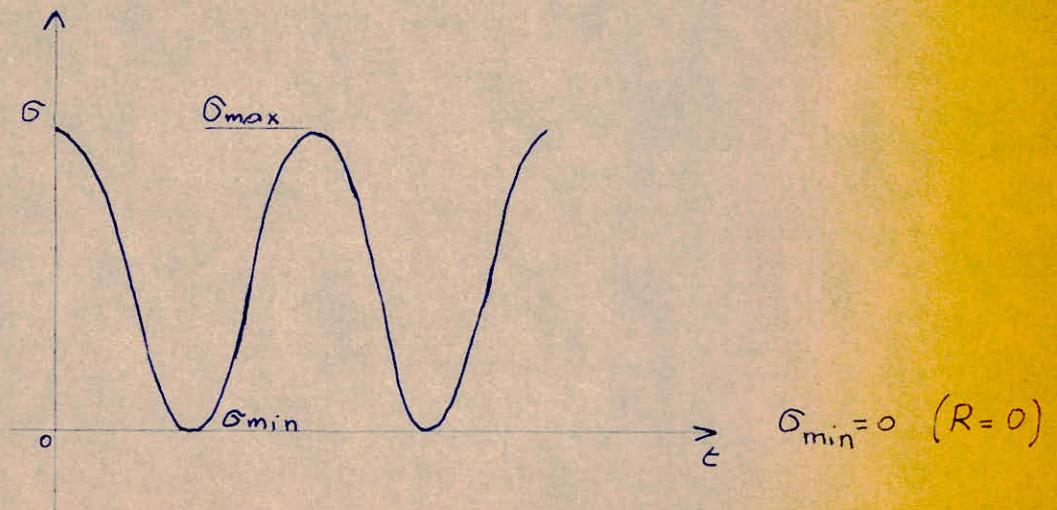


Fig. 19 : Cycle pulsatoire.

5-2 : Vérification à la fatigue :

5.21 - Calcul des coefficients de sécurité :

Pour les ordres de la boîte de vitesse, on peut considérer deux cas de sollicitations à la fatigue.

a) Sollicitation selon un cycle alternatif symétrique dû à la flexion. Les contraintes varient entre deux valeurs  $+\sigma_{f\max}$  et  $-\sigma_{f\max}$  ( voir fig. 18 ).

b) Sollicitation selon un cycle assymétrique (pulsatoire) ( Fig. 19. ). Les contraintes maxi et mini sont celles correspondantes aux valeurs  $M_{\max}$  et  $M_{\min}$ , cette variation est due au changement des valeurs des moments à la sortie des convertisseurs en fonction de la charge au crochet.

5.2.11.- Calcul du coefficient de sécurité pour le cycle alternatif symétrique :  $C_D$

Ce coefficient est donné par la formule :

$$C_D = \frac{1}{\frac{B_k}{E_d \delta} \frac{\sigma_v}{\sigma_{-1}}}$$

$B_k$  : Coefficient effectif de concentration des efforts : variation brusque de section, rainure pour les clavettes.

En considérant qu'à l'usinage, on assure un rayon de courbure de raccordement des deux diamètres de  $r = 4$  mm, et une réduction maximale du diamètre de 10 mm.

$$\beta_k = 1,49$$

$\epsilon_d$  : Facteur dimensionnel qui tient compte du fait que la résistance à la fatigue baisse au fur et à mesure que les dimensions augmentent. Pour un acier allié et pour un diamètre de 180 mm.

$$\epsilon_d = 0,52$$

$\gamma$  : Coefficient de qualité de la surface finement usinée :

$$\gamma = 0,88$$

$$\sigma_v : \quad \sigma_v = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

c'est l'amplitude de contraintes

ici  $\sigma_v = \sigma_{max} = 7,6 \text{ daN/mm}^2$

puisque le cycle est symétrique.

$\sigma_{-1}$  : Résistance à la fatigue par cycle symétrique de flexion ( quand le coefficient d'assymétrie  $R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = -1$  )

Pour l'acier choisi  $\sigma_{-1} = 36 \text{ daN/mm}^2$

$$\text{d'où } C_s = \frac{1}{\frac{1,49}{0,52 \times 0,88} \cdot \frac{7,63}{36}}$$

$$C_s = 1,45$$

5.2.12. - Calcul du coefficient de sécurité pour le cycle pulsatoire :

On utilise la formule de SORENSEN relative aux cycles quelconques.

$$C_z = \frac{1}{\frac{\beta_k}{\epsilon_d \gamma} \frac{\sigma_v}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{-1}} \psi}$$

avec  $\psi = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}$

$\beta_k, \epsilon_d, \gamma$  : mêmes significations et mêmes valeurs que précédemment.

$$\hat{\sigma}_v: \sigma_v = \frac{\hat{\sigma}_{\max} - \hat{\sigma}_{\min}}{2} = \frac{\hat{\sigma}_{\max}}{2} = \frac{2,5}{2}$$

$$\boxed{\sigma_v = 1,25 \text{ daN/mm}^2}$$

$\hat{\sigma}_{-1}$  : Pour l'acier choisi  $\hat{\sigma}_{-1} = 20 \text{ daN/mm}^2$

$\hat{\sigma}_0$  : Résistance à la fatigue par cycle pulsatoire de toison, quand le coefficient d'assymétrie  $R = 0$

$$\boxed{\hat{\sigma}_0 = 28 \text{ daN/mm}^2}$$

$$\hat{\sigma}_m: \sigma_m = \frac{\hat{\sigma}_{\max} + \hat{\sigma}_{\min}}{2} = \frac{\hat{\sigma}_{\max}}{2}$$

$$\boxed{\sigma_m = 1,25 \text{ daN/mm}^2}$$

$$C_z = \frac{1}{\frac{1,49}{0,52 \times 0,88} \times \frac{1,25}{20} + \frac{1,25}{20} \times \frac{40-28}{28}}$$

$$C_z = 4,34$$

### 5.2.2. Calcul des diamètres aux différents points

Nous vérifierons les diamètres successivement à la flexion puis à la torsion.

À la flexion, le diamètre  $d$  sera déduit de l'expression

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 M_F}{\pi \sigma_a}} \quad \text{avec} \quad \sigma_a = \frac{\sigma_{-1}}{C_s} = \frac{36}{1,45}$$

$$\sigma_a = 2482,76 \text{ daN/cm}^2$$

- À la torsion :

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 M_t}{\pi \tau_a}} \quad \text{avec} \quad \tau_a = \frac{\tau_{-1}}{C_z} = \frac{20}{4,34}$$

$$\tau_a = 460,83 \text{ daN/cm}^2$$

-- Point 1 :

Flexion :  $M_{FV} = 163-21 = 142 \text{ m.daN}$

$$M_F = \sqrt{M_{FV}^2 + M_{FH}^2} = 2843,5 \text{ m.daN}$$

$M_{FH} = 2840 \text{ m.daN}$

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \times 2843,5}{\pi \times 2482,76 \times 10^4}}$$

$$d_1 \geq 105 \text{ mm}$$

Torsion :  $M_t = 2685 \text{ m.daN}$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \times 2685}{\pi \times 460,83 \cdot 10^4}}$$

$$-d_1 \geq 145 \text{ mm}$$

- Point 2

Flexion :  $M_F = 4072 \text{ m.daN}$

$$d_2 \geq 119 \text{ mm}$$

Torsion :  $M_t = 2685 \text{ m.daN}$

$$d_2 \geq 145 \text{ mm}$$

- Point 3

La flexion est négligeable

$M_t = 1182 \text{ m.daN}$

$$d_3 \geq 109 \text{ mm}$$

- Point A

$M_t = 1182 \text{ m.daN}$

d'où

$$d_A \geq 109 \text{ mm}$$

- Point B

$M_t = 2685 \text{ m.daN}$

$$d_B \geq 145 \text{ mm}$$

- Point 6

$M_t = 2685 \text{ m.daN}$

$$d_6 \geq 145 \text{ mm}$$

5.3 - Calcul au choc :

On considère qu'au moment où l'on veut changer de vitesse, le tambour du treuil et les moteurs sont découplés.

Pour arrêter le mouvement des arbres compris entre les moteurs et le tambour (y-compris les arbres de la boîte de vitesse), l'opérateur agit sur le frein d'inertie monté en bout extrême de l'arbre d'entrée de la B.V.

L'arrêt produit un blocage de l'arbre d'entrée de la B.V. Si le blocage se fait brusquement, l'entière énergie cinétique des masses en mouvement se transforme en énergie de déformation de l'arbre d'où la contrainte par-choc ce choc produit dans l'arbre une contrainte supplémentaire de torsion.

Nous allons devoir déduire de cela un diamètre admissible pour la zone M et vérifier ceux des autres parties.

5.31 Zone M.

Le moment dû au freinage est donné par la formule.

$$M_{tf} = \sum J_{red} * \frac{dw}{dt}$$

$\sum J_{red}$  : somme de tous les moments d'inertie réduits à l'arbre d'entrée.

$\frac{dw}{dt}$  : décélération angulaire de l'arbre.

$$\frac{dw}{dt} = \frac{w_0}{t}$$

$w_0$  = 600 tr/mn. pour considérer  $M_{tf}$  maximum.

t = Temps de freinage = t = 2s

5.3.11 Calcul des moments d'inertie :

- Disque plein :  $J = \frac{P D^2}{8 g}$

- Organe en forme de couronne circulaire :

$$J = \frac{P D_m'^2}{4 g}$$

P = Poids de l'organe daN

D = Diamètre extérieur

Dm = Diamètre moyen

Ce calcul ne nécessite pas une très grande précision, les diamètres et les poids seront approximatifs.

a) - Arbre d'entrée :

- Roue 1 :  $J = \frac{PD^2}{4G} = \frac{155 \times (0,26)^2}{4 \times 9,81} = 0,267$

- Roue 2 :  $J_2 = \frac{70 \times (0,26)^2}{4 \times 9,81} = 0,12$

- Arbre :  $J_{a_1} = \frac{P D^2}{8g} = \frac{428 \times (0,16)^2}{8 \times 9,81} = 0,14$

$J_I = J_1 + J_2 + J_{a_1} = 0,557 \text{ daN.ms}^2$

$J_I = 0,557 \text{ daN m. s}^2$
----------------------------------

b) - Arbre de sortie :

- Roue 3 :  $J_3 = \frac{368 \times (0,20)^2}{4 \times 9,81} = 0,79 \text{ daN. m s}^2$

- Roue 4 :  $J_4 = \frac{140 \times (0,43)^2}{4 \times 9,81} = 0,66 \text{ daN. m. s}^2$

- Arbre :  $J_{a_2} = \frac{390 \times (0,185)^2}{8 \times 9,81} = 0,17 \text{ daN. ms}^2$

Moment d'inertie globale  $J_{II} = J_3 + J_4 + J_{a_2} = 1,62 \text{ daN. m. s}^2$

Moment d'inertie réduit à l'arbre d'entrée  $J_{II}$  réd :

$$J_{II} \text{ réd} = 1,62 \times \frac{44}{27}$$

$J_{II} \text{ réd} = 2,64 \text{ daN.m.s}^2$
---

c) - Arbre situé entre la B.V. et le treuil

- Roue à 54 dents :  $J_5 = \frac{369 \times (0,41)^2}{4 \times 9,81} = 1,58 \text{ daN.m.s}^2$

- Roue à 28 dents :  $J_6 = \frac{126 \times (0,29)^2}{4 \times 9,81} = 0,27 \text{ daN.m.s}^2$

- Arbre 3 :  $J_{a3} = \frac{420 \times (0,16)^2}{8 \times 9,81} = 0,137 \text{ daN.m.s}^2$

- Arbre 4 :  $J_{a4} = \frac{340 \times (0,15)^2}{8 \times 9,81} = 0,1 \text{ daN.m.s}^2$

$$J_{III} = J_5 + J_6 + J_{a3} + J_{a4} = 2,357$$

$$J_{III} \text{ réd} = 2,357 \times \frac{44}{27} \times \frac{54}{29}$$

$J_{III} \text{ réd} = 7,15 \text{ daN.m.s}^2$
--

d) Les deux roues de l'arbre du treuil

- Roue 36 dents :  $J_7 = \frac{337 \times (0,43)^2}{4 \times 9,81} = 1,6 \text{ daN.m.s}^2$

- Roue 62 dents :  $J_8 = \frac{775 \times (0,65)^2}{4 \times 9,81} = 8,34$

$$J_{7\text{réd}} = 1,6 \times \frac{44}{27} \times \frac{54}{29} \times \frac{36}{28}$$

$$J_{7\text{réd}} = 6,19 \text{ daN.m.s}^2$$

$$J_{8\text{réd}} = 8,34 \times \frac{44}{27} \times \frac{54}{29} \times \frac{62}{28}$$

$$J_{8\text{réd}} = 56,07 \text{ daN.m.s}^2$$

e) Calcul de  $\sum J_{\text{réd}}$  :

$$\sum J_{\text{réd}} = J_I + J_{II\text{réd}} + J_{III\text{réd}} + J_{7\text{réd}} + J_{8\text{réd}}$$

$$\sum J_{\text{réd}} = 72,6 \text{ daN.m.s}^2$$

#### 5.3.4.2. Détermination du diamètre :

Le moment de torsion dû au freinage est :

$$M_{tf} = \sum J_{\text{réd}} \frac{d\omega}{dt} = \sum J_{\text{réd}} \frac{\omega_0}{t}$$

$$M_{tf} = 72,6 \times \frac{600 \times \pi}{30} \times \frac{1}{2}$$

$$M_{tf} = 2280 \text{ m.daN}$$

Dans la zone M, la flexion est négligeable, nous ne considérons donc que la torsion pour le calcul du diamètre.

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 M_{tf}}{\pi \tau_a}} \quad \text{avec } \tau_a = 460,83 \text{ daN/cm}^2$$

$$d \geq 136 \text{ mm}$$

5.3.2. Vérification au choc de la zone N

Au démarrage il y a superposition de deux moments de torsion

- Couple transmis par le moteur  $M_{t1}$
- Moment supplémentaire de choc au démarrage  $M_{t2}$

$$M_t = M_{t1} + M_{t2}$$

$$\text{Avec } M_{t2} = \sum J_{\text{réd}} \frac{d\omega}{dt} = \sum J_{\text{réd}} \frac{\omega_0}{t}$$

Sachant que  $t = 1,5 \text{ s}$  (temps de démarrage)

Déterminons à quelle vitesse de fonctionnement le moment  $M_t$  est-il le plus important.

. à 200 tr/mn

$$M_{t1} = 2685 \text{ m.daN}$$

$$M_{t2} = \sum J_{\text{réd}} \frac{\omega_0}{t} = 72,6 \times \frac{200 \pi}{30} \times \frac{1}{1,5}$$

$$M_{t2} = 1013 \text{ m.daN}$$

$$M_t = 3698 \text{ m.daN}$$

. à 600 tr/mn

$$M_{t1} = 1680 \text{ m.daN}$$

$$M_{t2} = 72,6 \times \frac{600 \pi}{30} \times \frac{1}{1,5} = 3040 \text{ daN.m}$$

$$M_t = 4720 \text{ m.daN}$$

C'est donc à 600 tr/mn que le couple au démarrage est le plus important.

Calculons le diamètre admissible

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 M_t}{\pi \tau_a}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 4720}{\pi \times 460,83}}$$

$$d \geq 177 \text{ mm}$$

### 5.3.3. Vérification au choc de la zone "K"

Au démarrage, cette partie sera aussi soumise à un moment de torsion de 4720 m.da.N

Vérifions la contrainte idéale :

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma_f^2 + 4\tau^2}$$

$$\sigma_f = 7,6 \text{ daN/mm}^2$$

$$\tau = \frac{16 M_t}{\pi d^3} \quad \text{avec} \quad d = 176 \text{ mm}$$
$$M_t = 4720 \text{ m.daN}$$

$$\tau = 4,41 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_i = 11,66 \text{ daN/mm}^2$$

Avec l'acier choisi, nous devons obligatoirement augmenter le diamètre.

Prenons un diamètre de 195 mm, et recalculons les différentes contraintes.

$$\tau = \frac{16 \times 4720}{\pi \times (0,195)^2} \quad \tau = 3,24 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma = \frac{32 \times 4070}{\pi \times (0,195)^2} \quad \sigma = 5,59 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}$$

$$\sigma_i = 8,56 \text{ daN/mm}^2$$

En définitif nous prendrons un diamètre

$$d \geq 195 \text{ mm}$$

Dans la zone où existe la clavette, on augmentera le diamètre d'environ 4 %

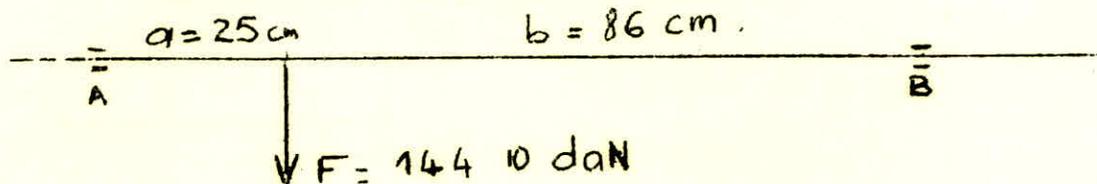
### CONCLUSION

Les dimensions finales de l'arbre tiendront compte de toutes les conditions établies après calcul concernant la flexion, la torsion, la fatigue, le choc et l'existence de la clavette.

#### 5.4. Calcul de la flèche

Sachant que la flèche d'un arbre est généralement limitée à 0,3 mm par mètre de portée entre paliers, calculons celle maximum de celui de l'arbre d'entrée. Nous devons considérer les deux cas de fonctionnement .

1er cas : première vitesse :



$E$  = Module d'élasticité longitudinale de l'arbre.

$$E = 2 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}^2$$

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad \text{Pour un arbre circulaire plein}$$

$$d = 20 \text{ cm} \quad \text{d'où}$$

$$EI = 1,57 \cdot 10^{10} \text{ daN} \cdot \text{cm}^2$$

Cherchons en quel point se situe la flèche maximale, et déterminons sa valeur.

$$0 < x < a =$$

L'équation de la déformée est :

$$y' = -\frac{Fb}{21EI} x^2 - \frac{Fb}{61EI} (b^2 - l^2)$$

$$\text{D'où } y = -\frac{Fb}{61EI} x^3 - \frac{Fb}{61EI} (b^2 - l^2)x$$

Pour trouver x faisons

$$y' = 0 \quad \text{d'où} \quad x^2 = \frac{1}{3} (1^2 - b^2)$$

$$x = + \sqrt{\frac{1^2 - b^2}{3}} = 40,5 \text{ cm}$$

x = 40,5 cm n'est pas compris entre 0 et a

a < x < 1

l'équation de la déformée est :

$$y' = - \frac{F \cdot a}{6 EI l} (2l^2 - 6lx + 3x^2)$$

$$y = - \frac{F \cdot a (1-x)}{6 EI l} [x(2l-x) - a^2]$$

$$y' = 0 \quad \text{d'où} \quad 3x^2 - 6lx + 2l^2 = 0$$

$$\Delta = 12l^2$$

$$x = \frac{+6l \pm 1\sqrt{12}}{6}$$

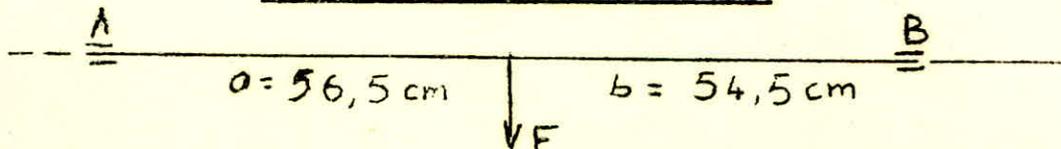
La valeur de x comprise dans l'intervalle est :

$$x = 1 - \frac{1}{6} \sqrt{12} \quad \text{d'où} \quad \boxed{x = 46 \text{ cm}}$$

Pour x = 46 cm,  $\boxed{y = 1,67 \cdot 10^{-2} \text{ cm}}$

Cette valeur de la flèche est admissible

2ème Cas : Seconde vitesse :



Nous procédons de la même manière que précédemment :

$0 < x < a :$

$$x = + \sqrt{\frac{l^2 - b^2}{3}} = 55,8 \text{ cm}$$

Cette valeur de x se trouve dans l'intervalle considérée  
Remplaçons là par sa valeur dans l'équation donnant y : d'où

$y = 2,6 \cdot 10^{-2} \text{ cm}$
------------------------------------

Cette valeur de y est acceptable.

### 5.5. Calcul des roulements

Nous choisirons des roulements à rotule sur 2 rangées de rouleaux, vu l'importance des charges auxquelles sont soumis les paliers.

De ce fait, nous pallierons aux défauts d'alignement appréciables, permanents ou variables.

#### Roulement A

L'arbre n'est soumis qu'à des forces radicales qui sont les réactions.

Les réactions verticales  $R_{AV}$  sont négligeables, nous ne considérerons que celles horizontales.

$$R_{RH} = 11\,371 \text{ daN}$$

Ce sera la charge équivalente P sur le roulement  
La durée en heures de fonctionnement est

$$L_h = 10.000 \text{ h}$$

La durée nominale exprimée en millions de tours est :

$$L = \frac{60 n L_h}{10^6} \quad \text{avec } n = 400 \text{ tr/min}$$

$$L = 240$$

La capacité de charge dynamique  $C_A$  :

$$C_A = k \times R_A \times L^{3/10}$$

avec  $k = 1,4$

D'où  $C_A = 82\,780 \text{ daN}$

Pour un diamètre en A  $D_A$  de 190 mm,

une capacité de charge dynamique  $C = 104.000 \text{ daN}$

Le catalogue SKF fixe le roulement n° 28 138 C

$$190 \times 320 \times 104$$

Roulement B

Procédons de la même manière :

$$R_{BH} = 7.460 \text{ daN}$$

$$L = 240$$

$$C_B = k \times R_B \times L^{3/10}$$

$$C_B = 54.300 \text{ daN}$$

Le catalogue donne pour :

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

$$C_B = 91.500 \text{ daN}$$

Roulement n° 23.136 C

$$180 \times 300 \times 96$$

- = - C H A P I T R E V I - = -

\*\_\*\_\*\_\*\_\*\_\*\_\*\_\*\_\*\_\*\_\*\_\*\_\*

<p>∕ ALGÈBRE DE L'ARBRE INTERMÉDIAIRE</p>
---

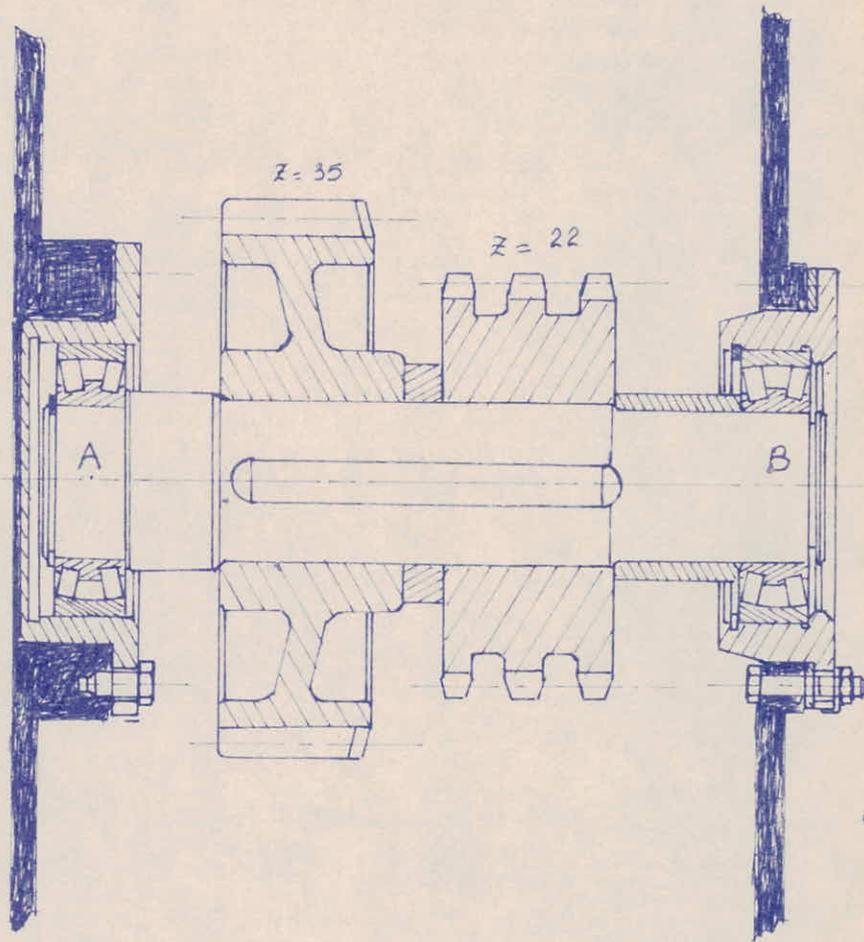


Fig.20: Arbre intermédiaire.

Le calcul sera similaire à celui de l'arbre d'entrée. Cependant, nous négligerons ici les moments fléchissants verticaux c'est à dire ceux dûs aux poids de l'arbre et des éléments de fonctionnement (roues-pignons).

Tenant compte du fait que l'arbre intermédiaire (fig.20) ne fonctionne que dans le cas de la marche arrière (utilisation d'un seul moteur), calculons les éléments qui nous permettent de déterminer l'arbre.

### 6.1. Prédimensionnement

#### 6.1.1. Moment de torsion

La puissance à l'arbre intermédiaire est :

$$P = \frac{680 \times 0,98 \times (0,99)^2 \times 736}{10^3} = 486 \text{ KW}$$

$$C = \frac{P}{\omega} = \frac{486 \times 10^3}{\frac{\pi \times 400}{30}}$$

$$C = M_t = 1160 \text{ m.daN}$$

Prédéterminons le diamètre en prenant :

$$\hat{c}_{ot} = 2,5 \text{ daN/mm}^2$$

$$d \gg \sqrt[3]{\frac{16 M_t}{\pi \hat{c}_{ot}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 1160}{\pi \times 2,5 \times 10^6}}$$

$$d \gg 135 \text{ mm}$$

### 6.1.2. Moment de flexion

Déterminons la force de traction exercée sur les chaînes rapportées à l'arbre. Pour cela, nous ne tiendrons compte que de  $F_p$  considérons que les forces  $F_c$  et  $F_g$  sont négligeables.

$$F_p = \frac{P}{v} = \frac{486 \times 60}{\pi \times 0,266 \times 400}$$

$F_p = 8.725 \text{ daN}$
---------------------------

- Force de contact des dentures des pignons  $F_t$

$$F_t = \frac{C}{\frac{D_p}{2}} = \frac{1160}{\frac{0,3}{2}}$$

$F_t = 6630 \text{ daN}$
--------------------------

- Diagramme (Fig 21)

$$R_A + R_B = F_t + F_p$$

$$M_A = 0 = F_t \times 0,14 + F_p \times 0,285 - R_B \times 0,45$$

$$R_A = 7785 \text{ daN}$$

$$R_B = 7570 \text{ daN}$$

$$M_1 = R_A \times 0,14 = 1090 \text{ m.daN}$$

$$M_2 = R_B \times 0,165 = 1250 \text{ m.daN}$$

Le moment de flexion le plus important est celui au point 2.

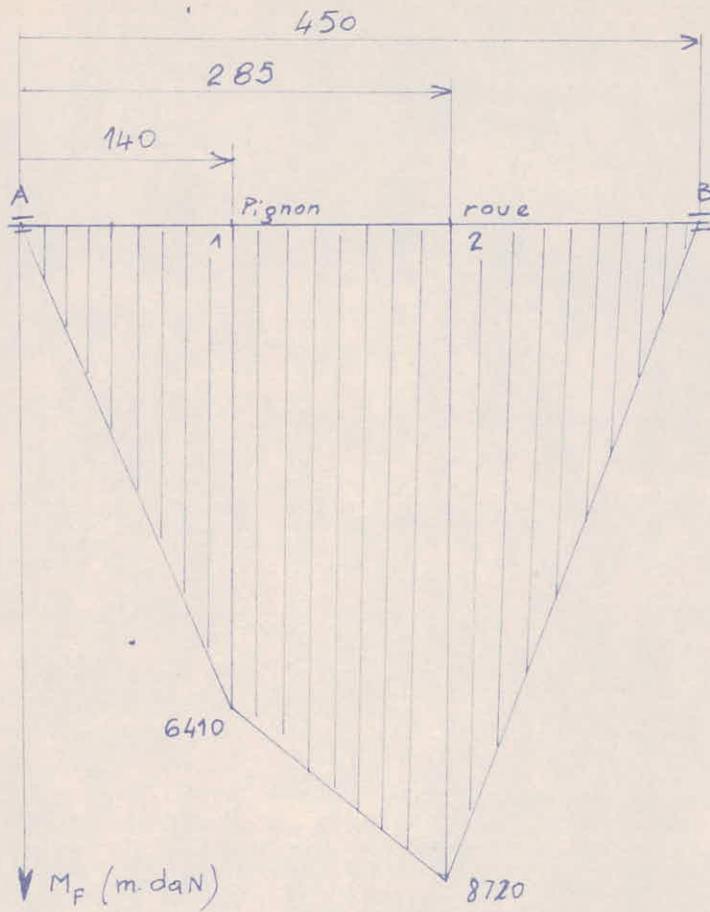


Fig. 21 : Diagramme des  $M_F$  de l'arbre interm.

La contrainte maxi de flexion sera

$$\sigma = \frac{M_f}{\frac{\pi d^3}{32}} = \frac{32 \times 1250}{\pi \times (0,135)^2}$$

$$\sigma = 5,6 \text{ daN/mm}^2$$

La contrainte idéale sera :

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}$$

$$\sigma_i = 7,5 \text{ daN/mm}^2$$

Cette contrainte est admissible pour l'acier choisi.

## 6.2. Vérification de la fatigue

Nous ferons les mêmes considérations que pour l'arbre d'entrée.

### 6.2.1. Calcul des coefficients de sécurité

#### a) Cycle alternatif symétrique

$$C_{\sigma} = \frac{1}{\frac{\beta_k}{\epsilon_d \delta} \frac{\sigma_v}{\sigma_{-1}}}$$

avec, pour un diamètre de 140 mm :

$$\beta_k = 1,7$$

$$\epsilon_d = 0,57$$

$$\text{et } \sigma_v = 5,6 \text{ daN/mm}^2$$

$$C_{\sigma} = 1,89$$

#### b) Cycle pulsatoire

$$\frac{1}{\frac{\beta_k}{\epsilon_d \delta} \frac{\sigma_v}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{-1}} \psi}$$

Les coefficients autres que  $\beta_k$  et  $\epsilon_d$  gardent les mêmes valeurs que dans le chapitre V

$$C_z = 4,19$$

### 6.2.2. Vérification du diamètre à la fatigue

Comme dans le chapitre V, le diamètre sera vérifié successivement à la flexion puis à la torsion.

- Flexion

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 M_f}{\pi \sigma_a}} \quad \text{avec} \quad \sigma_a = \frac{\sigma_{-1}}{C_\sigma} = \frac{36}{1,96}$$

$$\sigma_a = 1836,7 \text{ daN/cm}^2$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \times 1250}{\pi \times 1836,7 \times 10^4}}$$

$$d \geq 89 \text{ mm}$$

- Torsion

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 M_t}{\pi \tau_a}} \quad \text{avec} \quad \tau_a = \frac{\tau_{-1}}{C_\tau} = \frac{20}{4,19}$$

$$\tau_a = 477,3 \text{ daN/cm}^2$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \times 1160}{\pi \times 477,3 \times 10^4}}$$

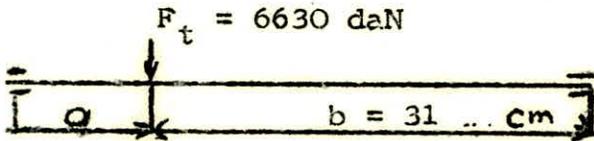
$$d \geq 108 \text{ mm}$$

Nous prendrons donc pour l'arbre intermédiaire un diamètre de 140 mm, vu la présence de la clavette.

6-3- CALCUL DE LA FLECHE :

Considérons d'abord l'ordre uniquement soumis à la force  $F_t = 6630$  daN, nous déduirons la flèche qui en résulte. Nous ferons de même pour  $F_p = 8725$  daN et nous appliquerons éventuellement le principe de superposition.

6.3.1. FLECHE DUE A  $F_t$  :  $y_1$



$I = \frac{\pi d^4}{64}$  avec  $d=14$  cm

d'où  $I = 1884,8$  cm<sup>4</sup>

$EI = 3,77 \cdot 10^9$  daN.cm<sup>2</sup>

$a < x < l$  :

l'équation de la déformée

$y' = \frac{F_t}{6EI} a (2l^2 - 6lx + 3x^2)$

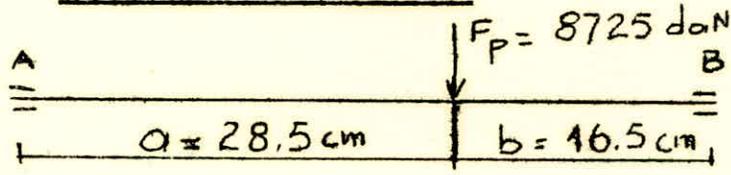
$y' = 0$  d'où  $x = l - \frac{1}{6} \sqrt{12a^2}$

$x = 19$  cm

$y_1 = - \frac{F_t \cdot a \cdot (l-x)}{6EI} [x(2l-x) - a^2]$

D'où  $y_1 = 0,03 \text{ mm}$

63.2.. Flèche due à  $F_p$  :  $y_2$



$0 < x < a$

L'équation de la déformée

$$y' = -\frac{F b}{21EI} x^2 - \frac{F b}{61 EI} (b^2 - l^2)$$

$y' = 0$  d'où  $x = \sqrt{\frac{l^2 - b^2}{3}}$

$x = 24,2 \text{ cm}$

La flèche  $y$  est :

$$y^2 = -\frac{F b}{61EI} x^3 + \frac{F b}{61 EI} (l^2 - b^2)x$$

$y_2 = 0,04 \text{ mm}$

Il n'est pas nécessaire d'appliquer le principe de superposition car nous constatons que la somme des 2 flèches maximales est inférieure à 0,3

$y_1 + y_2 < 0,3 \text{ mm}$

#### 6.4. Détermination des roulements

L'arbre intermédiaire n'est pas soumis à de charges axiales. Nous prendrons les mêmes roulements en A et en B puisque les valeurs des réactions  $R_A$  et  $R_B$  sont voisines.

$$L_h = 10.000 \text{ h} \Rightarrow L = 240$$

$$C_A = k \times R_A \times 240^{0,3}$$
$$= 1,4 \times 7785 \times 5,2$$

$$C_A = 56.700 \text{ daN}$$

Nous prendrons donc le roulement n° 24.128 C

$$140 \times 225 \times 85$$

- = - C H A P I T R E V I I - = -

\*\_\*\_\*\_\*\_\*\_\*\_\*\_\*\_\*\_\*\_\*\_\*\_\*\_\*\_\*\_\*\*

// ALCUL DE L'ARBRE DE SORTIE

PMO 1275

Arbre p. 52

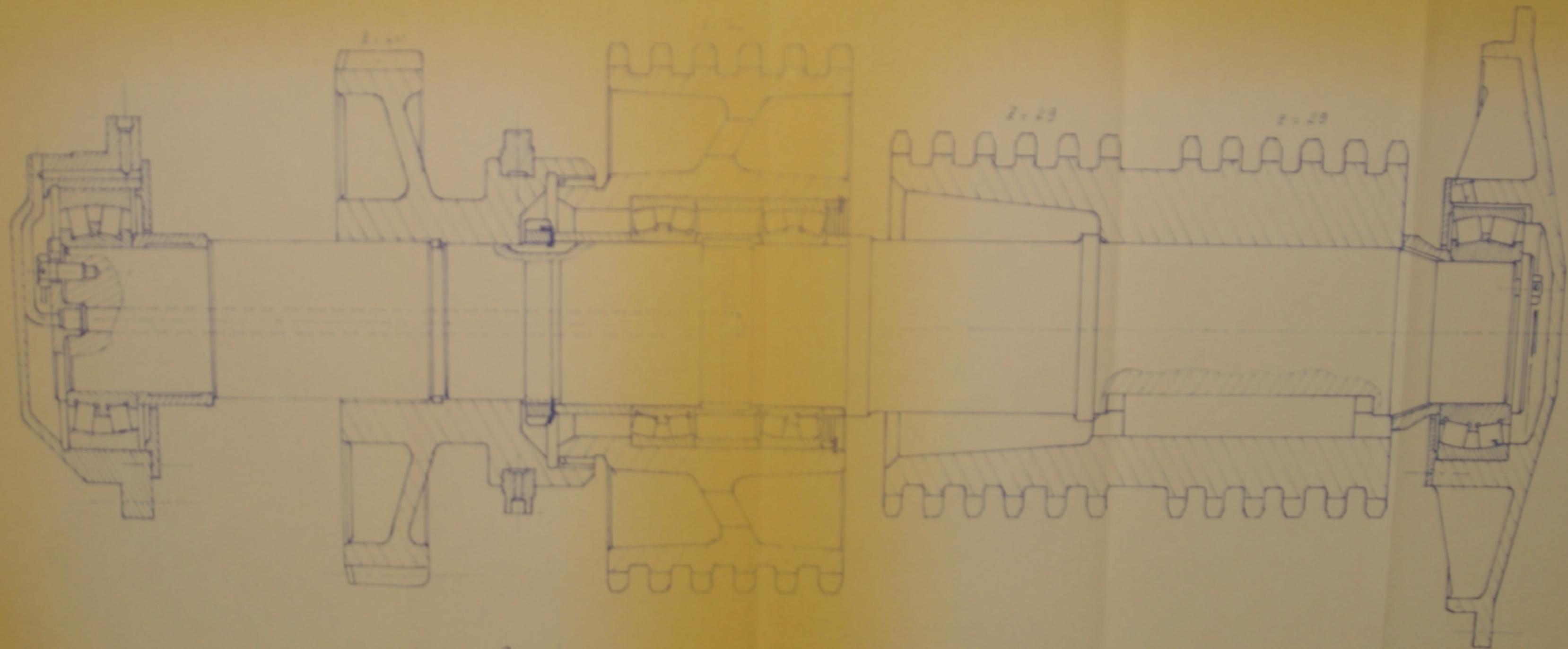


fig 22 : Arbre de sortie

Pour l'arbre de sortie (fig 22), nous devons considérer les trois cas de fonctionnement (fig 23).

### 7.1. Prédimensionnement

#### 7.1.1. Moment de torsion

Il est évident que c'est durant le fonctionnement en première vitesse que le couple à l'arbre de sortie est le plus important.

Déterminons ce couple qui est équivalent au moment de torsion.

La puissance à l'entrée de la boîte étant de 562,5 KW, celle à la sortie sera de :

$$P_s = 562,5 \times (0,99)^2 \times (0,98) = 530 \text{ KW}$$

$$n_s = 200 \times 0,613 = 122,6 \text{ tr/mn}$$

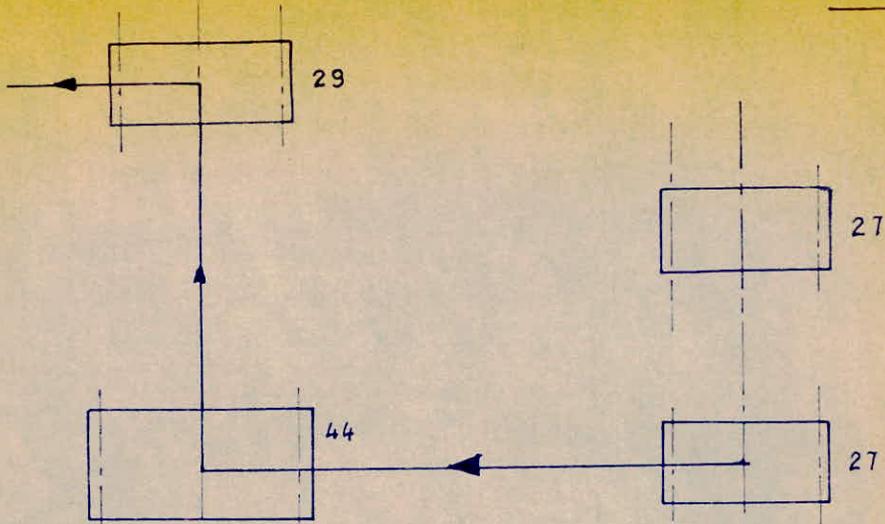
$$\omega_s = \frac{\pi \times n_s}{30} = 12,84 \text{ rd/s}$$

$$v_s = \frac{\pi D_p n_s}{60} = \frac{\pi \times 0,408 \times 122,6}{60} = 2,62 \text{ m/s}$$

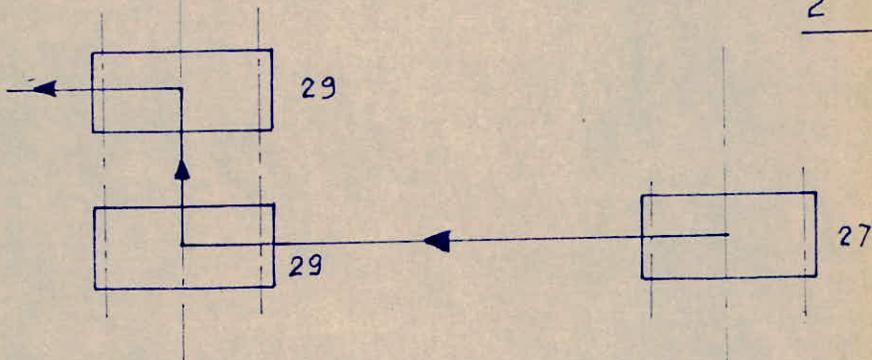
$$C = M_t = \frac{P_s}{\omega_s} = \frac{530 \cdot 10^2}{12,84}$$

$M_t = 4127,7 \text{ m.daN}$
------------------------------

1<sup>ère</sup> Vitesse



2<sup>ème</sup> Vitesse



Marche arrière

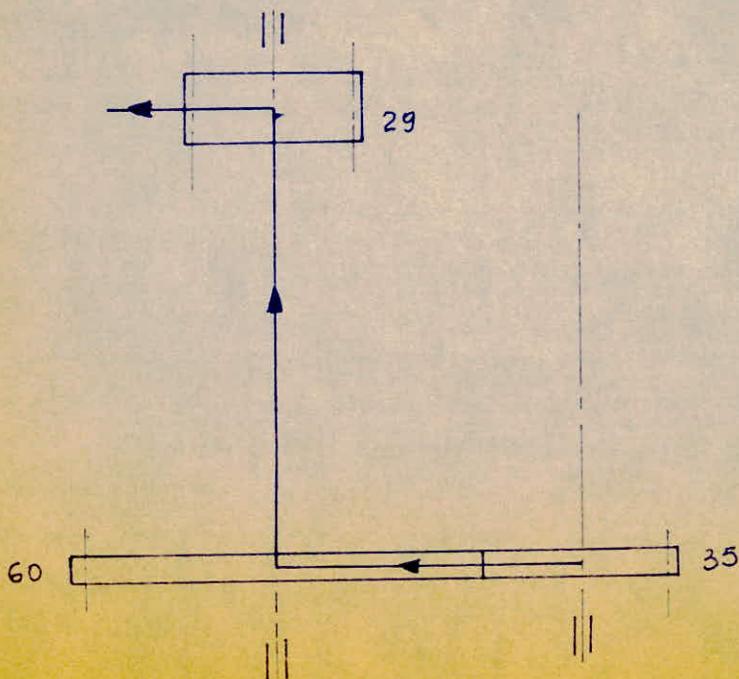
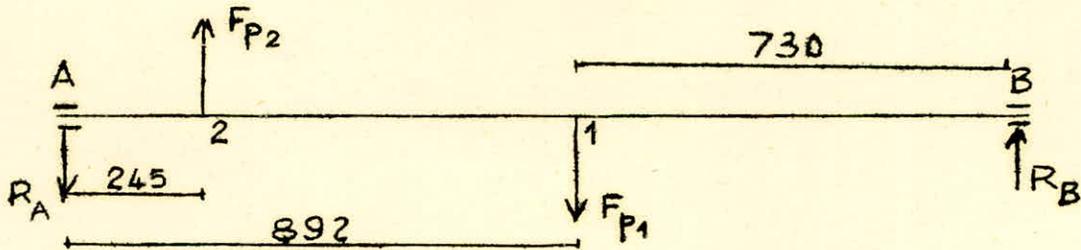


fig.23 : Les 3 cas de fonctionnement.

7.1.2. Moments de flexion

Nous considérerons les 3 cas :

a) 1er cas : Première vitesse



$$R_A + F_{p1} = R_B + F_{p2}$$

$$M_A = 0 \quad \text{d'où} \quad F_{p2} \times 0,245 - F_{p1} \times 0,892 + R_B \times 1,622 = 0$$

$$\text{avec} \quad F_{p2} = \frac{P_s}{v_s} = \frac{530 \cdot 10^2}{2,62} = 20.200 \text{ daN}$$

$$\text{et} \quad F_{p1} = 14.410 \text{ daN}$$

$$\text{d'où} \quad R_B = 4873,5 \text{ daN}$$

$$R_A = 10663,5 \text{ daN}$$

$$M_2 = R_A \times 0,245 = 2613 \text{ daN} \cdot \text{m}$$

$$M_1 = R_B \times 0,730 = 3558 \text{ daN} \cdot \text{m}$$

b) 2ème cas : Seconde vitesse

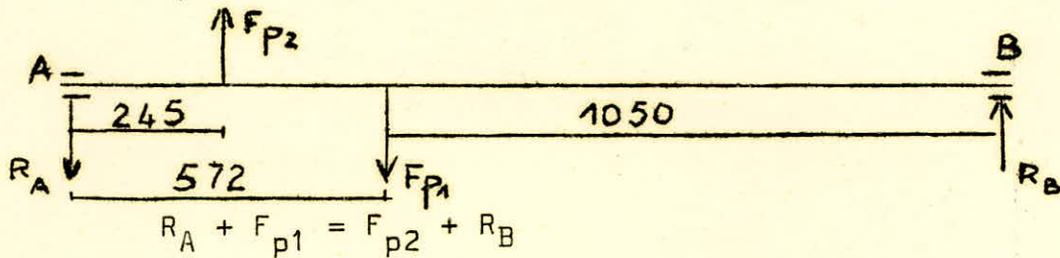
$$n_s = 200 \times 0,93 = 186 \text{ tr/mn}$$

$$\omega_s = 19,48 \text{ rd/s}$$

$$v_s = 3,97 \text{ m/s}$$

$$F_{p2} = \frac{P_s}{v_s} = \frac{530 \cdot 10^2}{3,97} = 13.350 \text{ daN}$$

$$F_{p1} = 14.410 \text{ daN}$$



$$M_A = 0 \text{ d'où } F_{p2} \times 0,245 - F_{p1} \times 0,572 + R_B \times 1,622 = 0$$

$$R_B = 3065 \text{ daN}$$

$$R_A = 2005 \text{ daN}$$

$$M_1 = 3218,25 \text{ m.daN}$$

$$M_2 = 491,2 \text{ m.daN}$$

C) 3ème cas: marche arrière

$$n_s = 400 \times 0,584 = 233,6 \text{ tr/mn}$$

$$\omega_s = 24,45 \text{ rd/s}$$

$$v_s = 5 \text{ m/s}$$

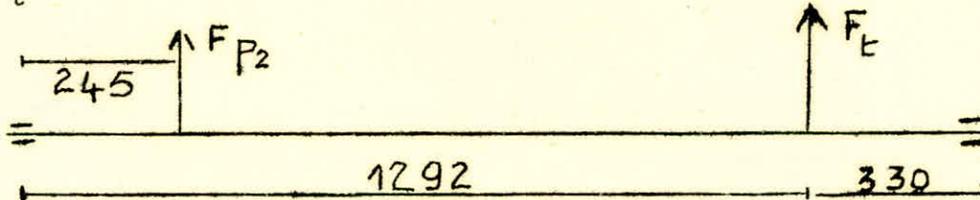
$$P_s = 680 \times (0,99)^4 \times (0,98) \times 0,99 = 633,74 \text{ cv}$$

$$P_s = 466,5 \text{ KW}$$

$$F_{p2} = \frac{P_s}{v_s} = \frac{466,5 \cdot 10^2}{5} = 9330 \text{ daN}$$

$$F_{p2} = \frac{F_s}{v_s} = \frac{466,5 \cdot 10^2}{5} = 9330 \text{ daN}$$

$$F_t = 6630 \text{ daN}$$



$$R_A + R_B = F_{p2} + F_t$$

$$M_A = 0 \text{ d'où } F_{p2} \times 0,245 + F_t \times 1,292 - R_B \times 1,622 = 0$$

$$R_B = 6690 \text{ daN}$$

$$R_A = 9270 \text{ daN}$$

$$M_2 = 2271 \text{ m. daN}$$

$$M_1 = 2208 \text{ m daN}$$

### 7.1.3. - DETERMINATION DU DIAMETRE

Nous procéderons de la même manière que pour l'arbre d'entrée:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 M_t}{\pi \tau_{at}}}$$

avec :  $M_t = 4127,7 \text{ m daN}$

$$\tau_{at} = 2,5 \text{ daN/mm}^2$$

$$d \geq 204 \text{ mm}$$

$$\sigma_f = \frac{32 M_f}{\pi d^3}$$

avec  $M_f$  = moment de flexion maximum auquel est soumise la section de l'arbre.

$$M_f = 3558 \text{ m daN.}$$

$$\text{d'où } \sigma_f = 4,27 \text{ daN / mm}^2$$

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma_f^2 + 4\tau^2}$$

$$\sigma_i = 6,57 \text{ daN/mm}^2$$

, valeur acceptable

7.2 - Vérification à la fatigue

7.2.1 - Calcul des coefficients de sécurité :

a) Cycle alternatif symétrique

$$C_{\sigma} = \frac{1}{\frac{\beta_k}{\epsilon_d \gamma} \frac{\sigma_v}{\sigma_{-1}}}$$

avec :  $\beta_k = 1,94$   
 $\epsilon_d = 0,5$

et  $\sigma_v = 4,27 \text{ daN/mm}^2$ .

$$C_{\sigma} = 1,91$$

b) Cycle sulsatoire :

$$C_z = \frac{1}{\frac{\beta_k}{\epsilon_d \gamma} \frac{\sigma_v}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m \psi}{\sigma_{-1}}}$$

$$C_z = 3,31$$

7.2.2. - Vérification du diamètre à la fatigue :

a) - Flexion :

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 M_F}{\pi \sigma_a}} \quad \text{avec } \sigma_a \frac{\sigma_{-1}}{C_\sigma} = \frac{36}{1,91}$$

$$\sigma_a = 1884,8 \text{ daN/cm}^2$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \times 3558 \times 10^2}{\pi \times 1884,8}} \quad d \geq 125 \text{ mm}$$

b) Torsion

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 M_t}{\pi \tau_a}} \quad \text{avec } \tau_a \frac{\tau_{-1}}{C_\tau} = \frac{20}{3,31}$$

$$\tau_a = 604,23 \text{ daN/cm}^2$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \times 4127,7 \times 10^2}{\pi \times 604,23}}$$

$$d \geq 152 \text{ mm}$$

Le diamètre choisi sera de :

$$d = 206 \text{ mm}$$

### 7.3. Calcul des flèches

#### 7.3.1. Premier cas

Nous calculerons la flèche produite par chaque force et nous appliquerons le principe de superposition.

a)  $F_{p1} = 14.410 \text{ daN}$

$0 < x < a$

$$y_1' = -\frac{F_{p1} b}{6EI} x^2 = -\frac{F b}{6EI} (b^2 - l^2)$$

$$y_1' = 0 \quad \text{d'où} \quad x = \sqrt{\frac{l^2 - b^2}{3}}$$

$x = 83,6 \text{ cm}$

La flèche  $y_1$  est :

$$y_1 = -\frac{F_{p1} b}{6EI} x^3 + \frac{F b}{6EI} (l^2 - b^2)x$$

$$= -\frac{F_{p1} b}{6EI} x (l^2 - b^2 - x^2)$$

avec  $EI = 1,77 \cdot 10^{10} \text{ daN.cm}^2$

$y_1 = 0,714 \text{ mm}$

Pour  $x = a$  :

$$y_a = -\frac{F_{p1} a^2 b^2}{3EI l}$$

$y_a = 0,71 \text{ mm}$

Pour  $x = \frac{l}{2}$

$$y_{\frac{l}{2}} = - \frac{F_{p1} a (3l^2 - 4a^2)}{48 EI}$$

$$y_{\frac{l}{2}} \approx 0,71 \text{ mm}$$

b)  $F_{p2} = 20200 \text{ daN}$  :

$$y_2 = 0,46 \text{ mm}$$

$$y_a = 0,27 \text{ mm}$$

$$y_{\frac{l}{2}} = 0,45 \text{ mm}$$

En appliquant le principe de superposition, nous trouvons une flèche maximum résultante inférieure à 0,3 mm

7.3.2. Second cas :

a)  $F_{p1} = 14.410 \text{ daN}$

$$y_1 = 0,64 \text{ mm}$$

$$y_a = 0,6 \text{ mm}$$

$$y_{\frac{l}{2}} = 0,64 \text{ mm}$$

b)  $F_{p2} = 13.350 \text{ daN}$

$$y_2 = 0,3 \text{ mm}$$

$$y_a = 0,18 \text{ mm}$$

$$y_{\frac{l}{2}} \approx 0,3 \text{ mm}$$

Dans ce cas la flèche maxi résultante est :

$$y = y_1 - y_2 = 0,34 \text{ mm}$$

Cette flèche est acceptable.

7.3.3. Troisième cas :

a)  $F_t = 6630 \text{ daN}$

$$y_i = 0,2 \text{ mm}$$

$$y_a = 0,14 \text{ mm}$$

$$y_{\frac{1}{2}} = 0,12 \text{ mm}$$

b)  $F_{p2} = 9330 \text{ daN}$

$$y_2 = 0,2 \text{ mm}$$

$$y_a = 0,12 \text{ mm}$$

$$y_{\frac{1}{2}} = 0,2 \text{ mm}$$

En appliquant le principe de superposition, nous trouvons une flèche maximum résultante de  $0,35 \text{ mm}$

Cette flèche est acceptable.

#### 7.4. Détermination des roulements

L'arbre de sortie n'est pas non plus soumis à de charges axiales.

Là aussi nous prendrons les mêmes roulements en A et en B. Nous considérerons la réaction la plus importante c'est à dire :

$$R_A = 10\ 664\ \text{daN}$$

$$L = \frac{60\ nL_n}{10^6} \quad \text{avec } n = 400 \times 0,93 = 372\ \text{tr/mn}$$

$$L = \frac{60 \times 372 \times 10.000}{10^6} = 223,2$$

$$C = k \times R_A \times L^{0,3}$$

$$= 1,4 \times 10664 \times 5,08 = 75.700\ \text{daN}$$

Pour  $d$  = diamètre intérieur = 200 mm

Nous prendrons les roulements n° 23040 C

200 × 310 × 82
----------------

- = - C H A P I T R E V I I I - = -

\*\_\*\_\*\_\*\_\*\_\*\_\*\_\*\_\*\_\*\_\*\_\*\_\*\_\*\_\*\_\*

///ALCUL DES ACCOUPLEMENTS

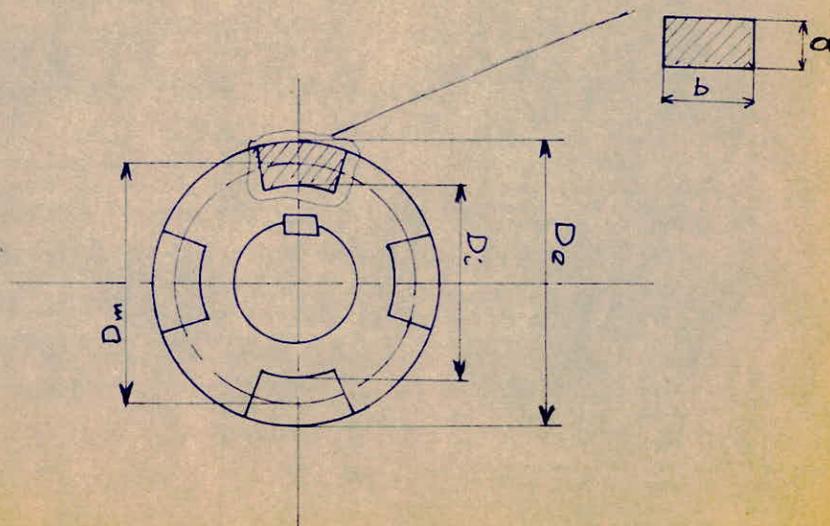
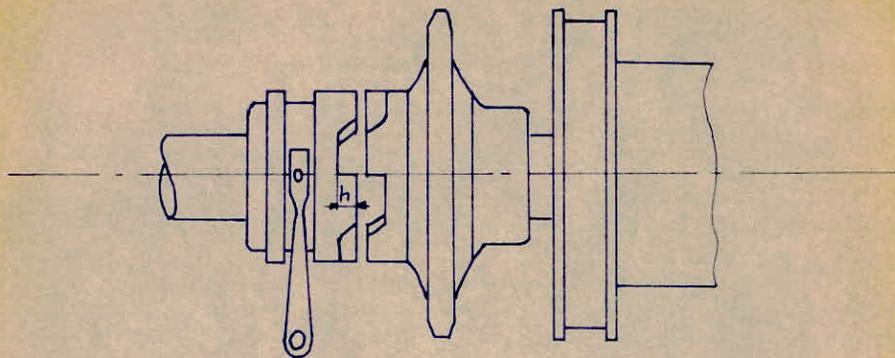


Fig. 24 : Accouplement à crabots

8.1. Calcul des accouplements à crabots (fig..24....)

Dans cette boîte de vitesses, il y a deux accouplements à crabots : un sur l'arbre d'entrée, l'autre sur l'arbre de sortie.

Nous ferons uniquement le calcul de celui de l'arbre d'entrée, l'autre est déterminé de façon similaire.

Nous prendrons des crabots droits et symétriques en acier allié Ni-Cr (13 CN 30).

8.1.1. Calcul de dimensionnement

On considère la pression de contact sur les surfaces actives des crabots et la sollicitation de flexion à la base des crabots.

La contrainte d'écrasement est donnée par la relation suivante :

$$\sigma_{ec} = \frac{F}{A_c} = \frac{F}{\frac{D_e - D_i}{2} \cdot h} = \frac{8 M_t}{i (D_e^2 - D_i^2) h} \leq \sigma_{eca}$$

$\sigma_{ec}$  = contrainte d'écrasement entre les surfaces actives

$A_c$  = Surface active d'une seule dent [cm<sup>2</sup>]

$h$  = Hauteur d'une dent [cm]

$\sigma_{eca}$  = Contrainte d'écrasement admissible [daN/cm<sup>2</sup>]

$F$  = Force qui agit sur une dent

$i$  = Nombre de dents

Nous choisirons  $i = 4$

D'autre part :

$$F = \frac{2 M_t}{i D_m}$$

$M_t$  = moment maximum transmis (daN.cm)

$D_m$  = Diamètre moyen

Là aussi nous devons tenir compte du facteur fatigue, nous déterminons donc  $\sigma_{eca}$  comme suit :

$$\sigma_{eca} = \frac{\sigma_{-1}}{C_\sigma}$$

= contrainte de compression (ou de traction) à la fatigue

= Coefficient de sécurité à la fatigue

Nous prendrons  $C_\sigma = 1,49$

$$\sigma_{-1} = 36 \text{ daN/mm}^2$$

$$C_\sigma = 1,49$$

d'où

$$\sigma_{eca} = 24,2 \text{ daN/cm}^2$$

Pour raison constructive, nous prendrons les diamètres suivants :

$$D_e = 28,5 \text{ cm}$$

$$D_i = 26 \text{ cm}$$

Déterminons  $h$  sachant que  $M_t = 2.685 \text{ m.daN}$

$$h = \frac{8 M_t}{i(D_e^2 - D_i^2) \sigma_{eca}} = \frac{8 \times 2.685 \cdot 10^2}{4(28,5^2 - 26^2) \times 24,2 \cdot 10^2}$$

$$h = 1,5 \text{ cm}$$

### 8.1.2. Vérification à la flexion

Nous considérons la contrainte de flexion à la base de la dent dans le cas le plus défavorable c'est-à-dire dans le cas où la force  $F$  s'applique au sommet de la dent.

$$\sigma_f = \frac{M_i}{W} = \frac{F \cdot h}{W} \leq \sigma_{af} \quad [\text{daN/cm}^2]$$

$$W = \frac{I}{v} = \text{Module de résistance de la section d'encastrement } [\text{cm}^3]$$

Nous allons assimilé la section d'encastrement du crabot à un rectangle de côtés

$$a = \frac{D_e - D_i}{2} \quad \text{et} \quad b = \frac{\pi D_m}{8}$$

$$\text{Avec } D_m = \frac{D_e + D_i}{2} = 27,25 \text{ cm}$$

$$a = 1,25 \text{ cm}$$

$$b = 10,7 \text{ cm}$$

$$W = \frac{ab^2}{6} = 23,85 \text{ cm}^3$$

$$\text{Nous savons que } F = \frac{2M_t}{iD_m} = \frac{2 \times 2.685}{4 \times 0,2725}$$

$$F = 4.927 \text{ daN}$$

$$\sigma_f = \frac{F \cdot h}{W} = \frac{4927 \times 1,5}{23,85}$$

$$\sigma_f = 310 \text{ daN/cm}^2$$

$$\sigma_{df} = \frac{\sigma_{-1}}{C} \quad \text{avec}$$

$\sigma_{-1}$  = contrainte de flexion à la fatigue

$$\sigma_{-1} = 38 \text{ daN/mm}^2$$

$$C_\sigma = 1,49$$

$$\sigma_{df} = \frac{3.800}{1,49} > \sigma_f$$

$$\sigma_f < \sigma_{df}$$

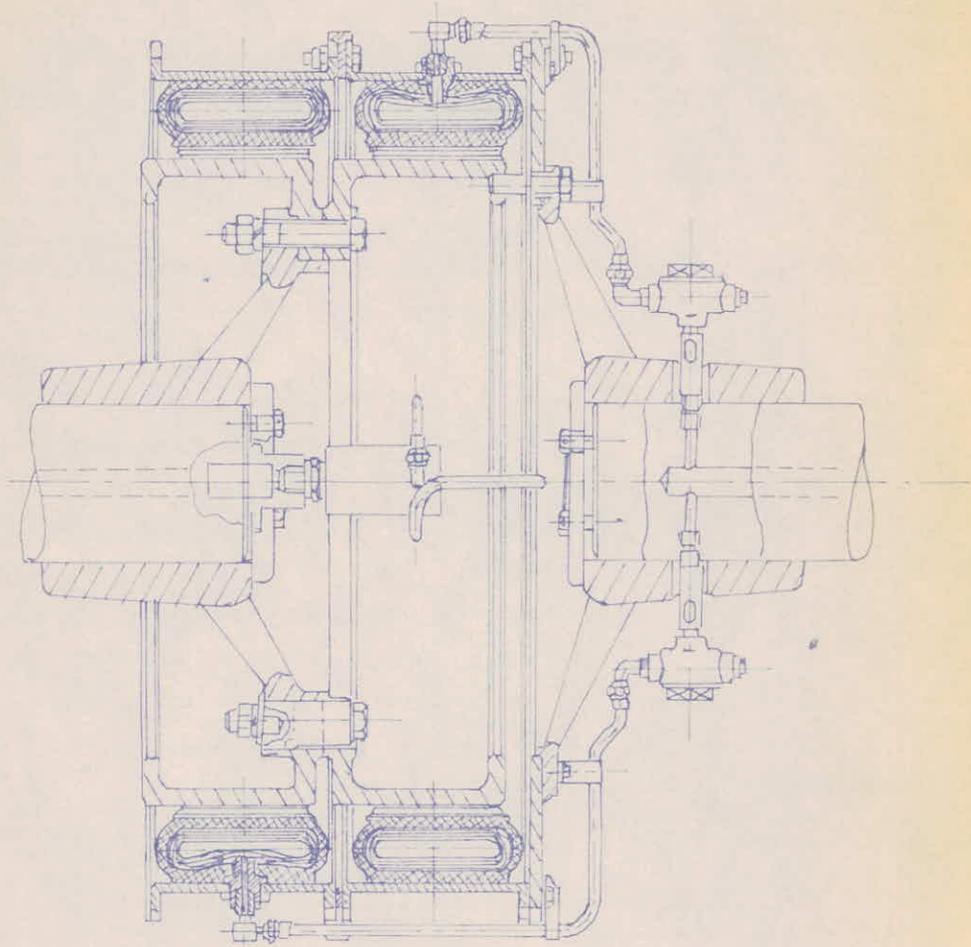


Fig. 25 : Accouplement pneumatique à 2 soufflets

## B.2. Accouplement à soufflet

Le calcul de l'accouplement à soufflet a comme but principal de déterminer la pression intérieure de l'air dans le soufflet. Nous ferons le calcul de celui qui doit lier l'arbre d'entrée de la BV à celui intermédiaire 1.

On choisira un accouplement à soufflet type CB 600x125

Les caractéristiques principales de ce type sont les suivantes :

$\mu$  : Coefficient de frottement Ferrodo-Acier

$$\mu = 0,3$$

R : Rayon extérieur de la roue

$$R = 30 \text{ cm}$$

R' : Rayon intérieur minimum de la chambre du soufflet

$$R' = 30,3 \text{ cm}$$

B : Largeur active des plaques en Ferrodo

$$B = 12,5 \text{ cm}$$

$P_a$  : Pression de l'air dans le soufflet  $\text{daN/cm}^2$

G : Poids de la partie rotative du soufflet

$$G = 100 \text{ kg}$$

r : Rayon au centre de gravité du soufflet

$$r = 35 \text{ cm}$$

Soit  $M_c$  le moment capable de l'accouplement  $M_c = \mu Q R$

Q étant la force totale de pression entre les plaques et le tambour,  $\mu Q$  sera la force périphérique de frottement.

$$Q = p - F_c$$

**p = force due à la pression  $p_a$  de l'air comprimé dans le soufflet**

**$F_c$  = Force centrifuge opposée à l'accouplement**

$$p = 2 \pi R' B p_a$$

$$F_c = \frac{m v^2}{r} = \frac{G}{g r} \left( \frac{\pi r n}{30} \right)^2$$

$$F_c = 1,118 \cdot 10^{-5} G r n^2$$

D'où l'expression du moment de torsion qui peut être transmis par l'accouplement (moment capable).

$$M_c = \mu R (2 \pi R' B p_a - 1,118 \cdot 10^{-5} G r n^2) \quad **$$

Avec  $M_c = k M_t$

$k$  = Coefficient de sureté de fonctionnement

$$k = 1,3$$

$M_t$  = Moment de torsion maximum

$$M_t = 2.685 \text{ m.daN.}$$

Utilisons la relation (\*\*) pour déterminer  $p_a$

$$1,3 \times 2685 \cdot 10^2 = 0,3 \times 30 (2 \pi \times 30,3 \times 12,5 p_a - 1,118 \cdot 10^{-5} \times 100 \times 35 \times 200^2)$$

$$a = 19 \text{ daN/cm}^2 = 19 \text{ atm}$$

Sachant que  $p_a = 7 \div 10 \text{ atm}$ , nous voyons que  $a$  calculé est trop fort.

Prenons 2 soufflets :

dans la relation (\*\*) :

$$\begin{array}{l} B \quad \curvearrowright \quad 2 B \\ G \quad \curvearrowright \quad 2 G \end{array}$$

la pression dans chaque soufflet sera donc égale à

$$p_a = 9,5 \text{ atm}$$

Il est donc nécessaire que l'accouplement en question soit à 2 soufflets (fig.25)

ENTRETIEN - EXPLOITATION

## Entretien - Exploitation

L'entretien correct des transmissions et de la BV nécessite tout d'abord le respect de toutes les règles d'exploitation et ensuite l'observation permanente de l'installation : directe et indirecte.

Par observation directe, on cherche à identifier tout de suite toutes les situations anormales dans le fonctionnement: des vis affaiblies; des boulons et goupilles usés, des freins d'écrou rompus, des chaînes trop tendues ou trop allongées, des axes ou des roues décentrés, non étanchéité et fuite d'huile de la carcasse. On vérifie aussi l'état de certains organes : échauffement des paliers jeux excessifs, chocs et battements, vibrations et tout autre bruit anormal.

L'observation indirecte se réalise à l'aide des appareils de mesure, contrôle et signalisation concentrés au pupitre de commandes et au panneau de contrôle.

Toute défection constatée doit être remédiée immédiatement pour ne pas aggraver la situation.

Très dangereuses sont -- par leur effet -- les défections dans le système de graissage qui peuvent être identifiées à l'aide des appareils à signalisation optique; dans de pareilles circonstances, on arrête obligatoirement le fonctionnement, et après cela on prend des mesures pour réparation.

Pour la BV, on vérifie en permanence le bon fonctionnement de l'entier appareillage, le graissage des pièces en mouvement, le contrôle et le réglage de la tension des chaînes multiples, et on respecte les instructions concernant l'entretien des accouplements et du changement de vitesses.

Chaque jour, on doit contrôler le niveau d'huile, la tension des chaînes et le fonctionnement des accouplements.

En cas d'échauffement des roulements, on doit trouver la cause : rouleaux cassés, graissage insuffisant, usure avancée.... et prendre les mesures nécessaires.

Après une durée de 1.500 heures de service, on doit faire la vidange.

La réparation et le graissage manuel des divers organes sont permis seulement après leur arrêt complet. Dans de pareils cas, on doit arrêter tous les moteurs, débrayer et débloquer les leviers qui commandent l'admission de l'air comprimé aux accouplements, et démonter à un bout les tubes d'alimentation des accouplements pneumatiques.

De graves accidents peuvent se produire lorsque, pendant une réparation (dans la BV) la boîte est mise en marche par erreur.

BIBLIOGRAPHIE

- 1 - R.Prudhomme , A.L. Tourancheau  
" Elements de construction " T.3  
Edition Dunod
- 2 - F.Bernard , A.Bru  
" Elements de construction T.4  
Edition Dunod
- 3 - Hirsch  
" Cours de calcul et construction  
d'outillage petrolier " T.1  
Edition Didactique Bucarest 1963
- 4 - A.Public , V.Cristea  
" Outillage petrolier pour forage et  
extraction " 1968  
Edition Technique Bucarest
- 5 - Gh; Manea  
" Organes de machine " T.1  
Edition Technique Bucarest 1970
- 6 - T.Mladinescu  
" Organes de machines et mecanismes "  
Edition Didactique Bucarest 1972
- 7 - M.Olanescu  
" Forage "  
Edition Didactique Bucarest
- 8 - Notes et cours de construction mecanique  
Données par : M.Pierrozak et  
M.Olanescu

