2/80

UNIVERSITÉ D'ALGER

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

2 ex

DÉPARTEMENT MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ÉTUDES

BOITE DE VITESSE POUR INSTALLATION DE FORAGE

1 PLANS

Proposé par :

Etudié par :

Abdelmadjid BA[illegible]A

BAsbeura

PROMOTION JANVIER 1980

UNIVERSITÉ D'ALGER

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DÉPARTEMENT MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ÉTUDES

BOITE DE VITESSE POUR INSTALLATION DE FORAGE

Proposé par :

M. IVAN

Etudié par :

Abdelmadjid BARBARA

PROMOTION JANVIER 1980

Avec mes remerciements à tous les Professeurs qui ont contribué à ma formation ainsi qu'à tous ceux qui m'ont aidé de près ou de loin.

Qu'ils puissent trouver ici l'expression de toute ma gratitude.

Abdelmadjid BARBARA

—oo0oo— B I B L I O G R A P H I E —oo0oo—

- ELEMENT DE MACHINE ET MECANISME

  DR. ING. IVAN . I DOREL

- ELEMENT DE CONSTRUCTION

  R PRUDHOMME

  A L TOURANCHEAU

  Edition DUNOD

- LE PETROLE

  FLANDINE J et CHAPPELLE J

- LES TRANSMISSIONS PAR CHAINE A ROULEAUX

  DUNOD P KUNTZMANN

- ELEMENT DE MACHINE

  V DOBRO VOLSKI

- COURS DE CONSTRUCTION MECANIQUE

- COURS DE RESISTANCE DES MATERIAUX

- CATALOGUE GENERAL S K F –

PROJET

DE

FIN D'ETUDES

SUJET : BOITE DE VITESSE POUR UNE INSTALLATION LOURDE DE FORAGE.

DONNEES :

Puissances des moteurs : 3 moteurs à 900 cv

Nombre de rotation n_M = 1440 tr/mn

Rapport de transmission

- 1er Vitesse i_{34} = 0,615
- 2ème Vitesse i_{12} = 0,931
- 3ème Vitesse (marche arrière) : i_{67} = 0,583

Module de pignons : m = 10

Pas des chaines 1 3/4 " et 1 1/2 "

Accouplement pneumatique à soufflets

On considère accouplés que deux moteurs simultanément.

Le projet se limitera à l'étude de la boite de vitesse de l'installation du type 3 D H 250.

-0- SOMMAIRE -0-

Introduction :

.../...

= INTRODUCTION =

L'installation considérée est dy type 3 DH 250 , elle est du type lourd c'est à dire conçue pour des sondages entre 2500 et 5000 m.

La chaine cinématique comprend trois moteurs Diesels d'une puissance totale de 2700 CV (soit 900 CV par moteur). Pendant le travail de forage seul deux moteurs sont accouplés au treuil, le troisième n'étant utilisé qu'en cas de panne de l'un des deux premiers.

Ces trois moteurs sont liés entre eux par des chaines multiples.

Pour l'accouplement de l'arbre moteur à l'arbre intermédiaire on utilise des convertisseurs hydrauliques et des accouplements pneumatiques à soufflets.

La boite de vitesse est comprise entre l'arbre intermédiaire et le treuil , cette boite comprend deux vitesses avant et une vitesse arrière.

Le treuil et son moteur constituent l'élément les plus important du matériel de forage au sol , au cours du forage il permet au maitre soudeur de suivre la progression du trépan au fond du forage et de règler la pression exercée sur cet outil lors des manoeuvres correspondant à des temps motrs improductifs , il faut que leur durée soit aussi bref que possible. Pour celà le treuil et son moteur doivent pouvoir développer des puissances considérables qui vont de 100 à 800 CV pour les appareils légers , de 800 à 1400 CV pour les appareils lourds et de 1400 à 2000 CV pour les appareils ultra lourds.

Si cette puissance ne peut être obtenue par un seul moteur , on monte en parallèle un ou deux autre moteurs (c'est notre cas).

Ce sujet se limitera à l'étude de la boite de vitesse pour une installation lourde de forage du type 3 HD 250 .

Ce genre d'installation est fabriqué en Roumanie et utilisé en Algérie dans le cadre de l'exploitation du pétrole au SAHARA.

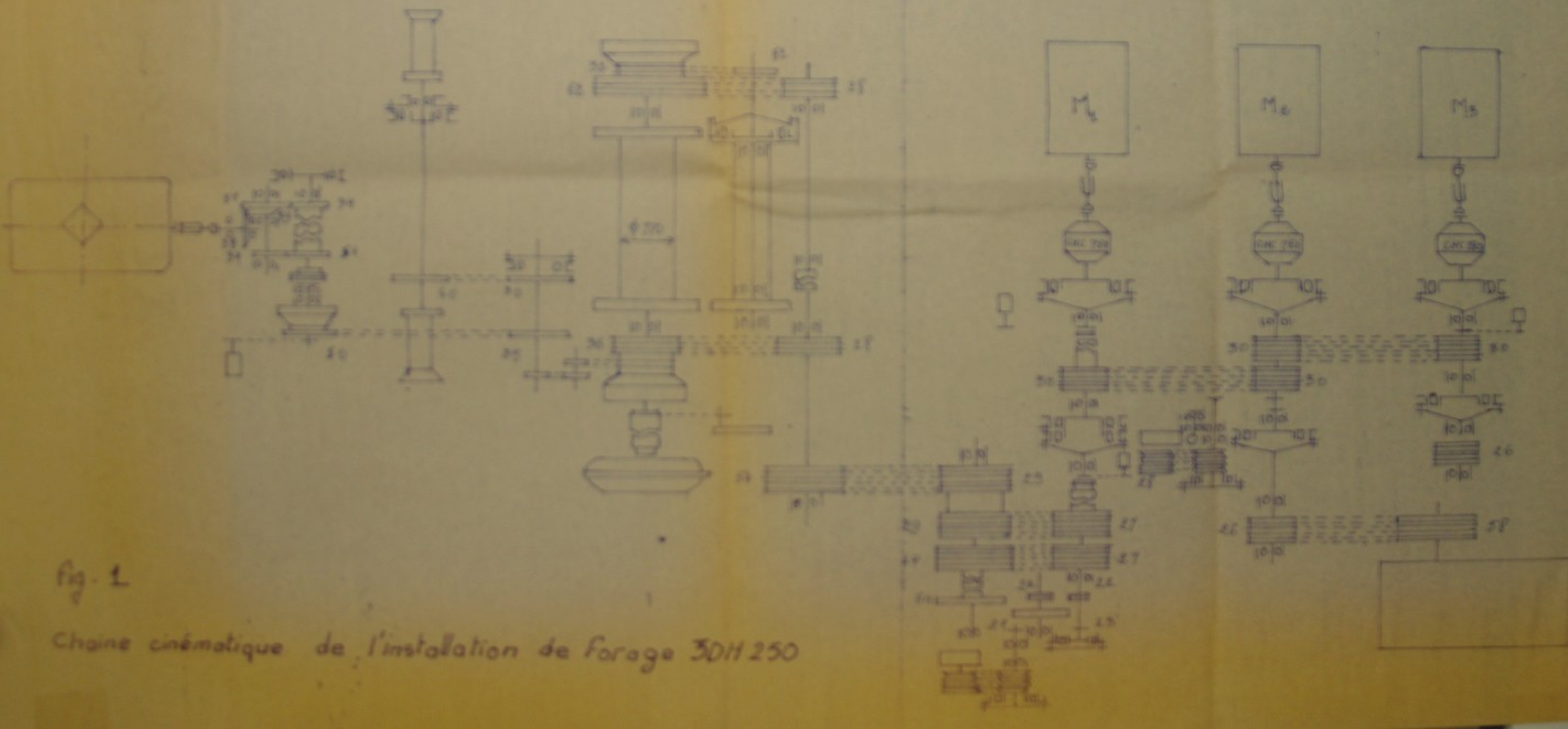


Fig. 1

Chaine cinématique de l'installation de forage 3DH 250

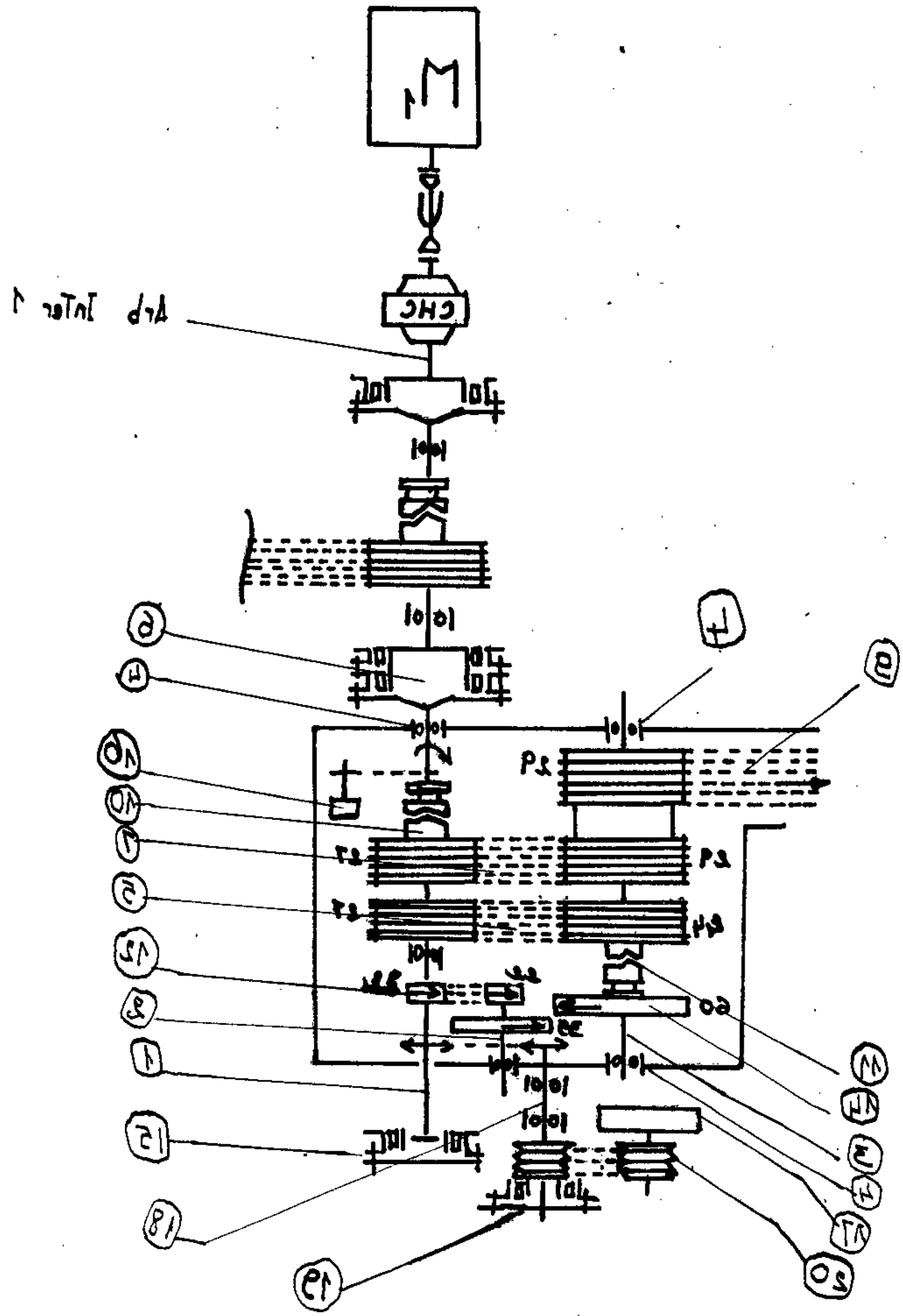


Fig. 2. Chaine cinématique de la boite de vitesse.

-O- CHAPITRE 1 -O-

1.1. ETUDE CINEMATIQUE DE LA BOITE DE VITESSE -

La puissance des deux moteurs en marche est transmise vers la boite de vitesse à l'aide d'un arbre en acier (arbre intermédiaire 1) les transmissions entre M1 , M2 et entre les arbres (1) et (3) se font à l'aide de roues dentées et de chaines à rouleaux multiples.
L'arbre intermédiaire (1) sera muni d'un accouplement pneumatique à soufflets pour établir ou couper sa liaison avec la boite de vitesse , ainsi que pour la liaison entre l'arbre du moteur et l'arbre intermédiaire (1).

D'après le schéma cinématique établi la boite de vitesse comprend trois arbres :

- arbre d'entrée (1)
- arbre intermédiaire (2)
- arbre de sortie (3)

Ces arbres seront montés dans les paliers à roulements (4) soutenus par le bati confectionné en tôles d'acier soudées entre elles (5).

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

L'inversement du sens de rotation est obtenu à l'aide de la chaine triplex (12) de pas 1 1/2 ",
l'arbre intermédiaire (2) et les roues dentées (19) et (14) de module (10).

Avant de procéder à un changement de vitesse on doit arrêter la rotation des arbres à l'aide de l'accouplement pneumatique à soufflets (15).

Les autres appareils auxiliaires sont entrainés par les arbres de la boite de vitesse.

- La pompe de graissage (16) par l'arbre d'entrée (1)
- Le compresseur (17) par l'arbre auxiliaire (18)
  l'accouplement (19) et la transmission à courroies trapézoïdales (20).

1.2. Calcul Cinématique

Vitesse à la sortie du moteur

$$n_M = 1440 \quad /mn$$

Rendement du convertisseur hydraulique : 0,9

Vitesse de l'arbre intermédiaire (1) :

$$n_I = 1400 \times 0,9$$

$$\boxed{n_I = 1300 \quad /mn}$$

1er Vitesse

Rapport de réduction : $i_{34} = 0,615$

$$\frac{n_I}{n_{III}} = 0,615$$

$$n_{III} = \frac{n_I}{0,615}$$

$$\boxed{n_{III}^{I} = 800 \quad /mn}$$

2ème Vitesse

Rapport de Reduction $i_{12} = 0,913$

$$\frac{n_I}{n_{III}} = 0,931$$

$$n_{III} = \frac{n_I}{0,931}$$

$$\boxed{n_{III}^{II} = 1200 \quad /mn}$$

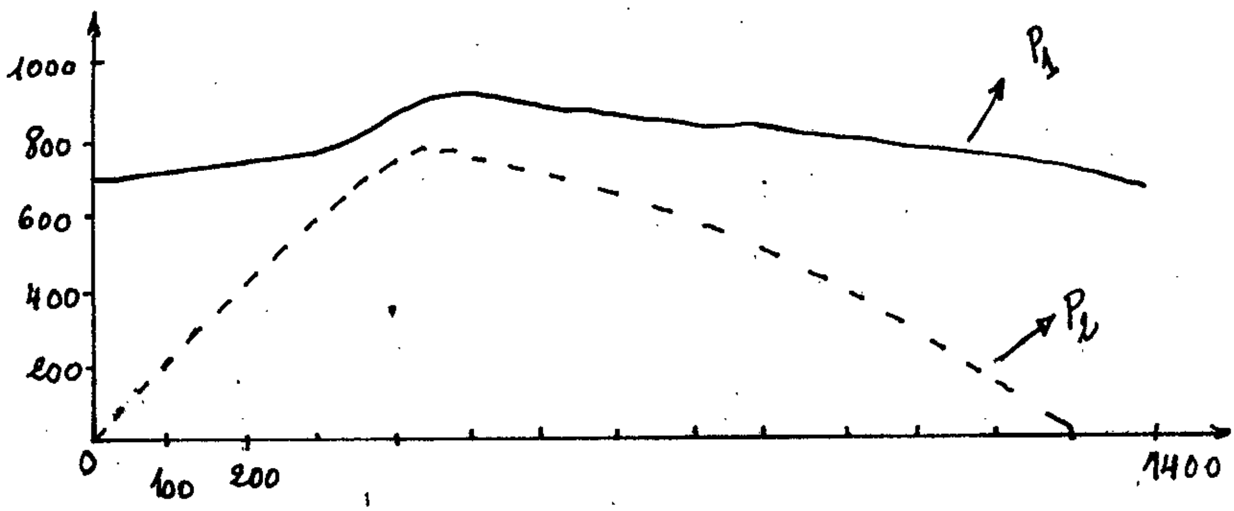
marche arrière

Rapport de Reduction $i_{67} = 0{,}583$

$$\frac{n_I}{n_{III}} = 0{,}583$$

$$n_{III} = \frac{n_I}{0{,}583}$$

$$\boxed{n_{III}^{MA} = 760 \quad /mn}$$



P_1: puissance à l'entrée du convertisseur.

P_2: puissance à la sortie du convertisseur.

fig. 3

1.3. Déterlination du couple maximum à l'entrée de la B V

Nous allons déterminer le couple maximum à l'entrée de la boite de vitesse. Pour celà on déterminera d'abord la puissance réelle à l'entrée de la boite de vitesse et en déduire le couple correspondant pour les différentes vitesse de rotation n_2.

On se limitera aux valeurs de n_2 comprise entre 200 et 800 tr/mn, car c'est dans cette zone que le rendement du convertisseur approche le rendement maximum.

Rendement d'une transmission par chaine : 0,98

Rendement d'une paire de roulement : 0,99

n_2 = 200 tr/mn

Les courbes donnent $P_2 = 400$ CV

Soit P_1' la puissance à l'entrée de la B V

$$P_1' = P_2 \times 0{,}98 \cdot 0{,}99 + (P_2 (0{,}98)^2 \times (0{,}99)^2)$$

$$\boxed{P_1' = 764 \text{ CV}}$$

$$P_1' \text{ (KW)} = \frac{764 \times 736}{10^3} = 526{,}5 \text{ kw}$$

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

Le couple à l'entrée de la B V est :

$$c = \frac{P'_1}{\omega} = \frac{562{,}5}{20{,}95} = 26{,}85 \quad kN.m$$

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

pour $n_2 = 600$ k/mn

$P_2 = 750$ cv

$P'_1 = 1434$ cv

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

d'où C max est obtenu pour $n_2 = 200$ k/mn

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

1.4. Justification de l'utilisation des chaines

1. Pour les installations similaires les masses en rotation entraine une augmentation du couple trois fois supérieur, donc la formule du module doit tenir compte de ce fait par l'introduction d'un coefficient $\beta = 3$ dû à l'effet dynamique, il en résulte un module normalisé de 20 mm

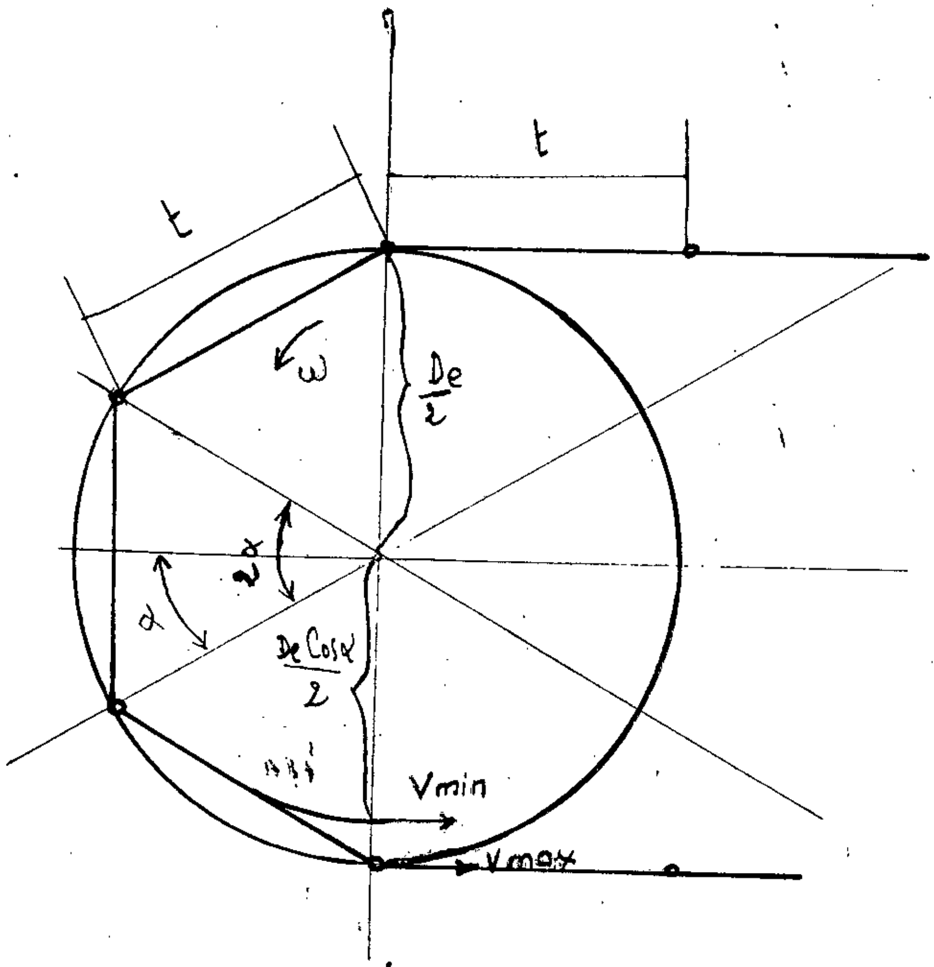
$$Dp_2 = \frac{540}{0{,}615} = 878 \quad mm$$

Ces dimensions sont d'un encombrement considérable.

2. deuxième justification :

On doit réspecter un entraxe qui permet de réaliser le schéma cinématique proposé, afin de pouvoir intercaler les éléments supplémentaires de l'installation.

Conclusion : en utilisant une boite de vitesse à chaines il en résulte un encombrement moindre et des effets dynamique inférieur que dans le cas des engrenages.



Exemple d'une roue à 6 dents.

fig. 4.

-0- CHAPITRE II -0-

2.1. Calcul des transmissions par chaine :

Dans une transmission par chaine la vitesse varie avec le diamètre d'enroulement , or ce diamètre prend des valeurs comprises entre De et De $\cos\alpha$ par conséquent la vitesse linéaire est comprise entre deux valeurs Vmax et Vmin

on a : $V = \omega \frac{D}{2}$

d'où $V_{max} = \omega \frac{D_{max}}{2} = \omega \frac{D_e}{2}$

et $V_{min} = \omega \frac{D_{min}}{2} = \omega \frac{D_e}{2} \cos\alpha$

Pour avoir une bonne transmission on a interêt à ce que la variation de vitesse soit minimum

pour celà on prendra $Z > 20$. Car au dessous de cette valeur la variation est trop importante .

Choix du membre de dents :

D'après le tableau 19.2 du livre " Elément de machine " de V. Dobrevolski (P. 343) on prendra $Z_1 = Z_3 = 27$

Première vitesse :

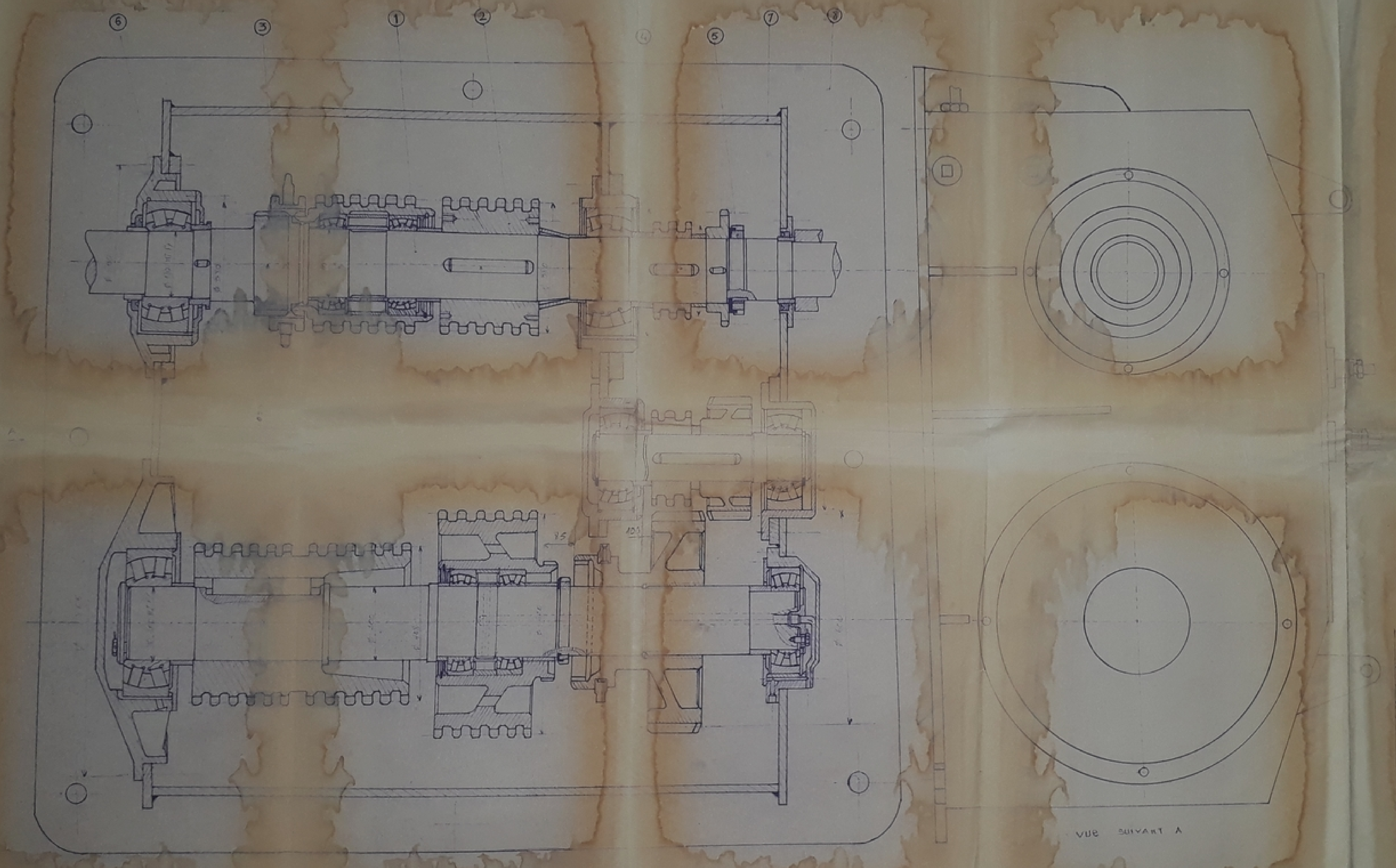
$$i = 0{,}613 = \frac{Z_1}{Z_2}$$

$$\boxed{Z_2 = 44 \text{ dents}}$$

Deuxième Vitesse :

$$i = 0{,}931 = \frac{Z_1}{Z_4}$$

$$\boxed{Z_4 = 29 \text{ dents}}$$



Avant p. 11

8	Semelle	1	X C
7	Bati		X
6	Couvercle		X C
5	Ecrou	2	X
4	clavette	6	X C
3	Accouplement	2	16 N
2	Roue		[illegible]
1	ARBRE	3	16 N
Rp	DESIGNATION	Nb	MATI[illegible]

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

ECHELLE 1/5	DATE: 22.1.80	
ETUDIANT: A. BARBARA	BOITE DE	USTA
PROMOTEUR	VITESSE	ENPA

Détermination des dimaètres des roues -

Roues $Z_1 = Z_3 = 27$ dents

- Diamètre primitif : Dp

$$\alpha = \frac{2\pi}{Z}$$

$$\frac{\alpha}{2} = \frac{\pi}{Z}$$

$$\frac{Dp}{2} = \sin\frac{\alpha}{2} = \frac{t}{2}$$

$$Dp = \frac{t}{\sin\frac{\pi}{Z}}$$

avec $t = 44{,}45$ mn

$Z = 27$ dents

$$Dp_{(1)(3)} = \frac{44{,}45}{\sin\frac{\pi}{27}}$$

$$\boxed{Dp_{(1)(3)} = 380 \text{ mm}}$$

- Diamètre inférieur Di

$$Di = Dp - d_1$$
$$= 380 - 25{,}4$$

d_1 : diamètre du rouleau

$$\boxed{Di_{(1)(3)} = 354{,}6 \text{ mm}}$$

Dimmètre extérieur :

Le diamètre extérieur de être compris entre :

$$De\ max = Dp + 1{,}25\ t - d_1$$

et $De\ min = Dp + (1 - \frac{1{,}6}{Z})\ t - d_1$

on trouve . De max $\Big\}$ = 410,16 mm

et De min = 398,35 mm

on prendra .

$$\boxed{De_{(1)(3)} = 400 \text{ mm}}$$

on calculera de la même manière les diamètres des autres roues ,on obtient :

- Roue de 29 dents (4)

Dp_4 = 408 mm

Di_4 = 382,6 mm

De_4 = 430 mm

- Roue de 44 dents (2)

Dp_2 = 620 mm

Di_2 = 594,6 mm

De_2 = 640 mm

- Roue de 22 dents (5)

t = 1 1/2" = 38,1 mm

d_1 = 22,23 mm

Dp = 266 mm

Di = 243,77 mm

De = 285 mm

2.2 Détermination des entraxes et des nombres d'éclisses

Chaine de pas 1 3/4 "

Entraxe AE - AI (1 - 2) : E_1

entre les 2 roues on laisse un éspace de 30 à 50 mm.

On prendra pour notre part 40 mm

d'où $Ei = \frac{De\ a}{2} + \frac{De\ b}{2} + 40$

$E_{1th} = De + 40$ Do a = De b = De = 285 mm

$= 285 + 40$

$$\boxed{E_{1th} = 325 \text{ mm}}$$ Entraxe theorique

Nombre d'éclisse correspondant

Ce nombre est donné par la formule :

$$Xi = \frac{2Ei}{t} + \frac{Za + Zb}{2} + \left(\frac{Zb - Za}{2\pi}\right)^2 \cdot \frac{t}{Ei}$$

Za et Zb étant le nombre de dents des roues considérées

ici Za = Zb = 22

t = 38,1 mm

$X_1 = 38,97$

Ce nombre devant être pair et entier nous prendrons

$$\boxed{X_1 = 40}$$

Entraxe théorique correspondant :

Il est donné par la formule suivante :

$$Ei_{th} = \left[\frac{t}{4} \left(Xi - \frac{Za + Zb}{2} \right) + \sqrt{\left(Xi - \frac{Za - Zb}{2} \right)^2 - 2 \left(\frac{Za - Zb}{\pi} \right)^2} \right]$$

$$\boxed{E_{1th} = 342{,}9 \text{ mm}}$$

Pour que le montage soit possible il faut que l'entraxe réel soit inférieur à l'entraxe théorique . Ceci est dû à la flèche de montage "S" Cette flèche est donné par la fig (5) en considérant le domaine optimum.

S = 7 mm

d'après cette flèche on en déduit ΔE (fig 6)

ΔE = 0,1 mm

d'où $\boxed{E_{1\,réel} = 342{,}8 \text{ mm}}$

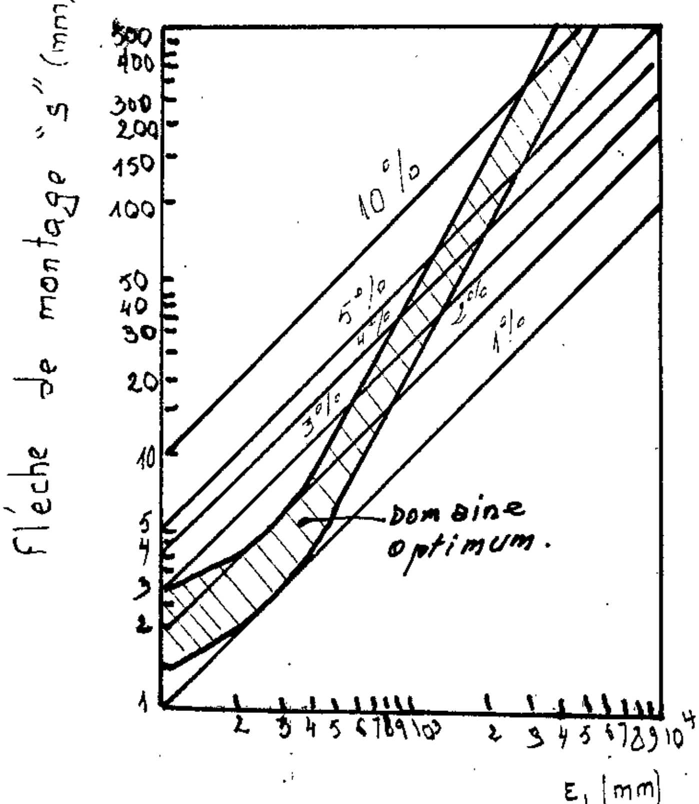
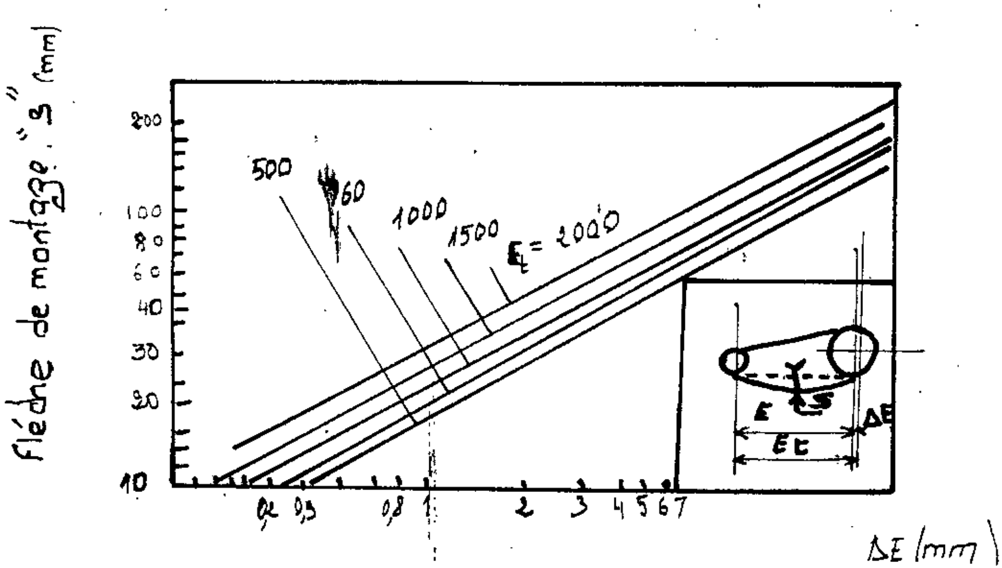


fig 5. Détermination de la flèche de montage en fonction de E_t



Correction ΔE

FiG. 6

3.1. Calcul d'engrenage.

Dans le cas de la marche arrière on n'utilise qu'un seul moteur, l'inversement du sens de rotation est réalisé par une paire de roues à dentures droites.

Choix de Z_6 : on prendra $Z_6 = 35$ dents.

en utilisant le rapport de réduction on en déduit $Z_7 = 60$ dents.

Calcul du module .

$$M = \sqrt[3]{\frac{10{,}6}{Z_6} \quad \frac{C}{k} \quad \frac{10^3}{Rpe}}$$

C : Couple auquel est soumis l'arbre intérmediaire (N.m)

k = 15 (très bonne qualité)

Rpe = 250 N/mm2

Déterminons le couple C dans le cas le plus défavorable c'est à dire pour une vitesse de 400 tr/mn.

la courbe fig (1) donne

$$n_2 = 400 \longrightarrow Pe = 680 \text{ CV} \quad \text{(Puissance à la sortie du CHC)}$$

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

$$C = \frac{P}{\omega} = \frac{486 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 400}{30}} = 11600 \text{ N.m}$$

$$\text{d'où } M = \sqrt[3]{\frac{10{,}6 \cdot 11600 \cdot 10^3}{35 \cdot 15 \cdot 250}} = 9{,}7$$

on prendra $M_{Normalisé} = 10$ mm

$$\boxed{M = 10 \text{mm}}$$

Largeur de denture :

$$L = kM = 15 \cdot 10$$

$$\boxed{L = 150 \text{ mm}}$$

Calcul des roues :

Roue de 35 dents :

$$Dp = m Z_6 = 10 \times 35$$

$$\boxed{Dp_6 = 350 \text{ mm}}$$

$$De_6 = Dp_6 + 2m = 350 + 20$$

$$\boxed{De_6 = 370 \text{ mm}}$$

$$Di_6 = Dp_6 - \underline{2,5}\, m = 350 - 25$$

$$\boxed{Di_6 = 325 \text{ mm}}$$

Roue de 60 dents :

de la même manière on trouve -

$$Dp_7 = 600 \text{ mm}$$

$$De_7 = 620 \text{ mm}$$

$$Di_7 = 575 \text{ mm}$$

Entraxe AI. AS (2, 3) : E_2

$$E_2 = \frac{Dp_6 + Dp_7}{2}$$

$$E_2 = \frac{600 + 350}{2}$$

$$\boxed{E_2 = 475 \text{ mm}}$$

Entraxe AE - AS

$$E_t = E_1 + E_2 = 342,8 + 475$$

$$E_t = 817,8 \text{ mm}$$

La fig. 5 donne

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

La fig 6 donne

$$\Delta A = 0,8 \div 0,45$$

d'où $$\boxed{E_t = 818,25 \div 818,6 \text{mm}}$$

de là on déduira le nombre d'éclisses en jouant sur la valeur de la flèche pour avoir un nombre pair.

-O- CHAPITRE IV -O-

ETUDE DYNAMIQUE

4.1. Calcul des différentes forces auquelles sont soumise les chaines.

Les chaines sont soumises à trois types de forces

- effort dû à la force centrifuge.

$$F_c = q \frac{V^2}{g} \qquad q \;:\; \text{Poids /m de chaine - (N/m)}$$

- effort catenaire : force de traction dans les branches tendu, dû à la puissance .

$$F_p = \frac{P}{V} \qquad \begin{matrix}(W)\\(m/s)\end{matrix}$$

- Force dû au poids propre :

$$Fg = \frac{q}{8}\frac{E^2}{S}$$

- Effort totale dans la branche tendue :

$$F_t = F_p + F_c + F_g$$

Pour le brin mou seul F_c et F_g entre en jeu

Calcul de ces forces .

on prendra V correspondant à n_2 = 200 tr/mn car c'est le cas le plus défavorable, c'est à dire là où le couple est maximum.

$$F_p = \frac{P}{V} \quad \text{avec} \quad P = 562{,}5 \text{ KW} \quad \text{pour } n_2 = 200 \text{ tr/mn}$$

$$V = \frac{\pi \, Dp \, n}{60} = \frac{\pi \; 380 \, . \, 10^{-3} \, . \, 200}{60} = 3{,}98 \text{ m/s}$$

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

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

- Calcul de F_c

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

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

- Calcul de F_g

$$F_g = \frac{qE^2}{8\ S} = \frac{7,5\ (817,8)^2 \cdot 10^{-6}}{8 \cdot 20 \cdot 10^{-3}}$$

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

- F_t : Force totale

$$F_t = F_p + F_c + F_g$$

$$= 14150 + 12,1 + 31,35$$

$$\boxed{F_t = 14.193,45 \text{ daN}}$$

4.2. Détermination du nombre de rangs " J "

Calculons d'abord la force de rupture Fr_1 pour un rang de la chaine .

$Fr_1 = 2\ \sigma r\ A_e$

$\sigma_r = 75$ daN/mm2

Ae = Section d'une éclisse = 120 mm2

$Fr_1 = 2.\ 75.\ 120 = 180.000$ daN

$Fr_1 = \boxed{180 \text{ kN}}$

on a $F = \frac{Fr_1 \cdot j}{Cs}$

$F =$ Force de traction dans la chaine $F \simeq F_p$

Cs : Coefficient de sécurité 5 Cs 8

on prendra $Cs = 7$

$$J = \frac{F \cdot Cs}{Fr_1} = \frac{141,5 \times 7}{180} \simeq 5,5$$

on prendra $\boxed{J = 6}$

Force agissante sur la chaine

$$F_t = F_p + jFc + jFg$$

$$= 141,5 + 6 \times 0,121 + 0,3135$$

$$\boxed{F_t = 144,1 \text{ kN}}$$

Vérifions le coéfficient de Sécurité en utilisant la valeur de F

$$Cs = \frac{Fr_1 \; J}{F} = \frac{180 \cdot 6}{144,1} = 7,49$$

Ce coefficient est compris dans l'intervalle $5 < Cs < 8$

d'où on gardera $\boxed{J = 6}$

Force exerce sur le brin mou

$$Fm = 6\, Fg + 6\, Fc$$

$$= 6 \times 31,35 + 6 \times 12,1$$

$$\boxed{Fm = 260,7 \text{ daN}}$$

L'angle α étant très petit dans les 2 cas on prendra $Fa = F + Fm$

$$Fa = 14410 + 260,7$$

$$\boxed{Fa = 14670,7 \text{ daN}}$$

-O- CHAPITRE V -O-

Calcul d'arbre -

5.1. Prédimentionnement de l'arbre d'entrée

L'acier composant l'arbre à une contrainte σ_r égale à 75 daN/mm^2 , or les aciers dont σ_r est compris entre 50 et 80 daN/mm^2

ont une contrainte admissible de torsion τ_{at} comprise entre 500 et 800 daN/cm^2 si la flexion est négligeable et τ_{at} compris entre 150 et 200 daN/cm^2 si la flexion est importante.

Pour notre part on considerera que la flexion est importante d'où $\tau_{at} = 250$ daN /cm^2

$$W_p = \frac{I_p}{V} = \frac{\pi d^3}{16}$$ W_p : module de résistance polaire.

$$\tau = \frac{M_t}{W_p} = \frac{C}{W_p}$$

d'où $\tau = \dfrac{16\,M_t}{d^3}$

et $d^3 = \sqrt[3]{\dfrac{16\,M_t}{\pi\,\tau}}$ avec $M_t = C_{max} = 2685$ m daN

$\tau = \tau_{at}$

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

$$\boxed{d \geqslant 176 \text{ mm}}$$

Dimensions des différentes parties de l'arbre.

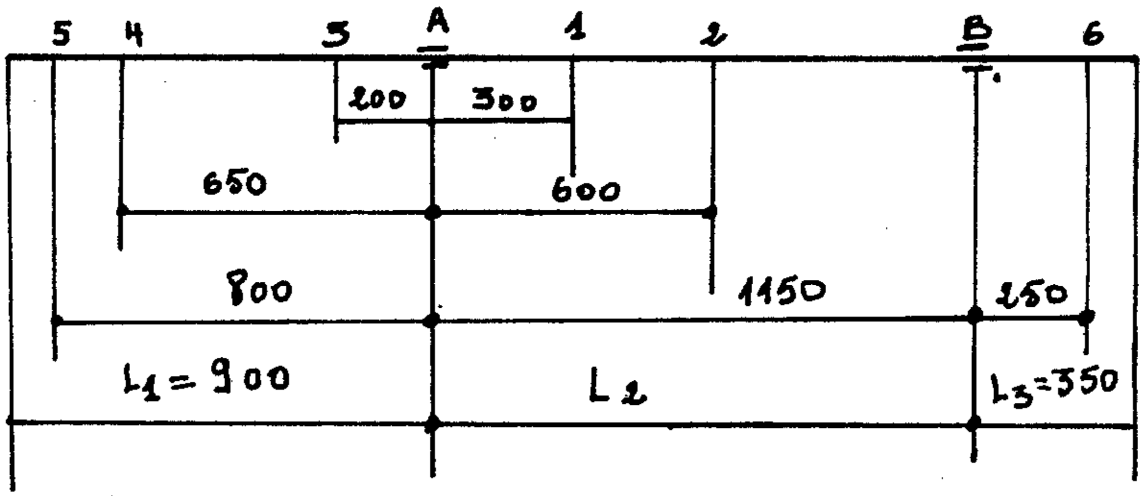


Fig 7

Moment de Torsion

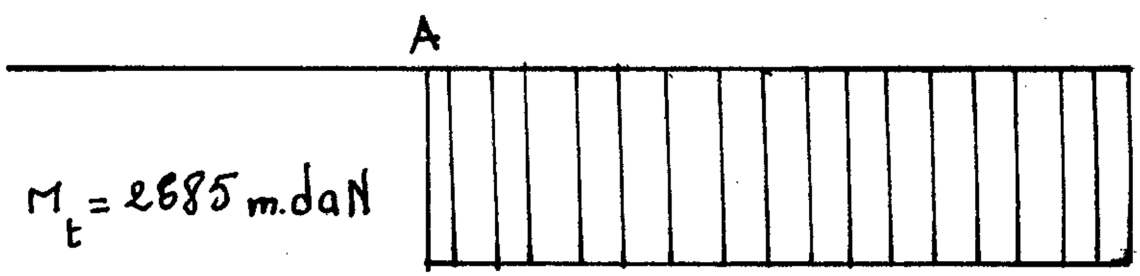


Fig 8

Calcul des moments auquels est soumis l'arbre :

L'Arbre est soumis à la suivant deux plans plans

- Un plan vertical
  - Poids de l'arbre
  - Poids des organes de fonctionnement -
- Un plan horizontal : Forces de traction des chaines .

On remarquera que c'est pratiquement les forces de traction des chaines qui détermine l'arbre.

a) - **Plan Vertical**

- Poids propre de l'arbre.

$L = 2400$ mm

$d = 176$ mm

Poids specifique de l'acier : $\gamma = 7{,}85$ Kg / d m^3

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

$$P_a = \frac{3{,}14 \; (1{,}76)^2}{4} \times 24 \times 7{,}85$$

$$\boxed{P_a = 458 \text{ Kg}}$$

Charge par métre linéaire

$$q = \frac{P}{L} = \frac{458}{2{,}4} = 191 \text{ Kg / m}$$

$$\boxed{q = 191 \text{ Kg /m}}$$

Calcul des moments

Moment en A : M_A

$$M = \frac{q L_I^2}{2} \quad \text{avec} \quad L_I = 900 \text{ mm}$$

$$\boxed{M_A = - 77,35 \text{ m daN}}$$

Moment en B : M_B

$$M_B = - \frac{q L_3^2}{2} \quad \text{avec} \quad L_3 = 350 \text{ mm}$$

$$\boxed{M_B = - II,69 \text{ daN.m}}$$

Calcul des réactions

$$R_A + R_B = 458 \text{ daN} \qquad (I)$$

$$M_A = - \frac{q}{2} (L_2 + L_3)^2 + R_B L_2 \qquad (2)$$

l'équation (2) donne :

$$- 77,35 = - \frac{I9I}{2} x (I,5)^2 + R_B x I,I5$$

d'où $\boxed{R_B = II9,4 \text{ daN}}$

$$M = - \frac{q}{2} (L_I + L_2)^2 + R_A x I,I5 \qquad \text{avec } L_2 = I,I5 \text{ m}$$

$$- II,69 = - \frac{I9I}{2} (2,05) + R_A I,I5$$

d'où $\boxed{R_A = 338,6 \text{ daN}}$

Verification de l'équation (I)

R_A x R_B = II9,4 x 338,6 = 458 daN

Verifié l'équation (I)

Voyons s'il éxiste des points entre les paliers où le moment s'annule :

$$M_x = 0 = -\frac{q}{2}(L_I + x)^2 + R_A x$$

$$= -\frac{q L_I^2}{2} - \frac{qx^2}{2} - q L_I x + R_A x$$

x : distance entre A et le point à determiner

$$\Delta = (q L_I - R_A)^2 - 4 (q L_I + R_A) \; q L_I^2$$

On trouve $\Delta < 0$

d'où l'équation n'admet de racine réelles

M_x est toujours < 0

Calculons M_c : C'étant le milieu de A - B

$$M_c = -\frac{q}{2}\left(L_I + \frac{L_2}{2}\right)^2 + R_A \frac{L_2}{2}$$

$$= -\frac{191}{2}\left(0,9 + \frac{1,15}{2}\right)^2 + 338,6 \times \frac{1,15}{2}$$

$$\boxed{M_c = -13 \text{ daN. m}}$$

<u>Calcul des moments.</u>

$$M_I = -\frac{q}{2}(1,2)^2 + 0,3 \, R_A$$

$$\boxed{M_I = -35,94 \text{ daN. m}}$$

$$M_2 = -\frac{q}{2}(0,9)^2 + 0,55 \, R_B$$

$$\boxed{M_2 = -11,68 \text{ daN.m}}$$

$$M_3 = -\frac{q}{2}(0,7)^2$$

$$\boxed{M_3 = -46{,}79 \text{ daN.m}}$$

$$M_4 = -\frac{9}{2}(0{,}25)^2$$

$$\boxed{M_4 = -5{,}96 \text{ daN.m}}$$

$$M_5 = -\frac{9}{2}(0{,}I)^2$$

$$\boxed{M_5 = -0{,}955 \text{ daN.m}}$$

$$M_6 = -\frac{9}{2}(0{,}I)^2$$

$$\boxed{M_6 = -0{,}955 \text{ daN.m}}$$

Poid des organes de fonctionnement.

Ces poids ont été calculé en prenant γ = 7,85 Kg /dm^3

P_I = I70 Kg

P_2 = I60 Kg

P_3 = 30 Kg

P_4 = 50 Kg

P_5 = 50 Kg

P_6 = I30 Kg

Calcul des réactions.

$R_A + R_B = F_I + F_2 + F_3 \times F_4 + F_5 + F_6$ = 590 daN

$$M_A = -(0{,}2\ F_3 + 0{,}65\ F_4 + 0{,}8\ F_5) = -78{,}5 \text{ daN.m}$$

$$= -0{,}3\ F_I - 0{,}6\ F_2 + I{,}I5\ R_B - I{,}35\ F_6$$

d'où $\boxed{R_B = 2I2{,}I7 \text{ daN}}$

$$M_B = -F_6\ 0{,}25 = -32{,}5 \text{ daN.m}$$

$$= -I{,}95\ F_5 - I{,}8\ F_4 - I{,}35\ F_3 + I{,}I5\ R_A - 0{,}85\ F_I - 0{,}55\ F_2$$

$$\boxed{R_A = 377{,}83 \text{ daN}}$$

Verifiquation :

$$R_A + R_B = 590 \text{ daN}$$

$$2I2{,}I7 + 377{,}83 = 590 \text{ daN}$$

Determinons les differents moments.

$$\boxed{M_5 = M_6 = 0}$$

$$M_A = -78{,}5 \text{ daN.m}$$

$$\boxed{M_B = -32{,}5 \text{ daN.m}}$$

$$M_I = -I{,}I\ F_6 + 0{,}85\ R_B - 0{,}55\ F_2$$

$$\boxed{M_I = -50{,}65 \text{ daN.m}}$$

$$M_2 = -0{,}80\ F_6 + 0{,}55\ R_B$$

$$\boxed{M_2 = I2{,}69 \text{ daN.m}}$$

$$M_3 = -0,45\ F_4 - 0,6\ F_5$$

$$\boxed{M_3 = -52,5 \text{ daN.m}}$$

$$M_4 = -0,15\ F_5$$

$$\boxed{M_4 = -7,5 \text{ daN.m}}$$

Voyons s'il existe des points entre A . B ou le moment est nul

Moment en un point compris entre 2 et B

$$-x F_6 + R_B (x - 0,25) = 0$$

$$x = \frac{0,25\ R_B}{R_B - F_6}$$

: distance entre l'extremité et le point consideré.

$$\boxed{x = 0,64 \text{ m}}$$

Moment en un point compris entre I et 2

$$-x' F_6 + R_B (x' - 0,25) - F_2 (\quad - 0,8) = 0$$

d'où $x'(R_B - F_2 - F_6) - 0,25\ R_B + 0,8\ F_2 = 0$

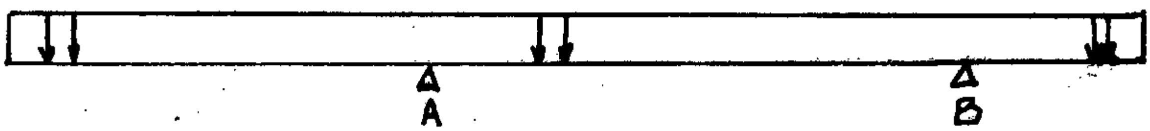
$$x' = \frac{0,25\ R_B - 0,8\ F_2}{R_B - F_2 - F_6}$$

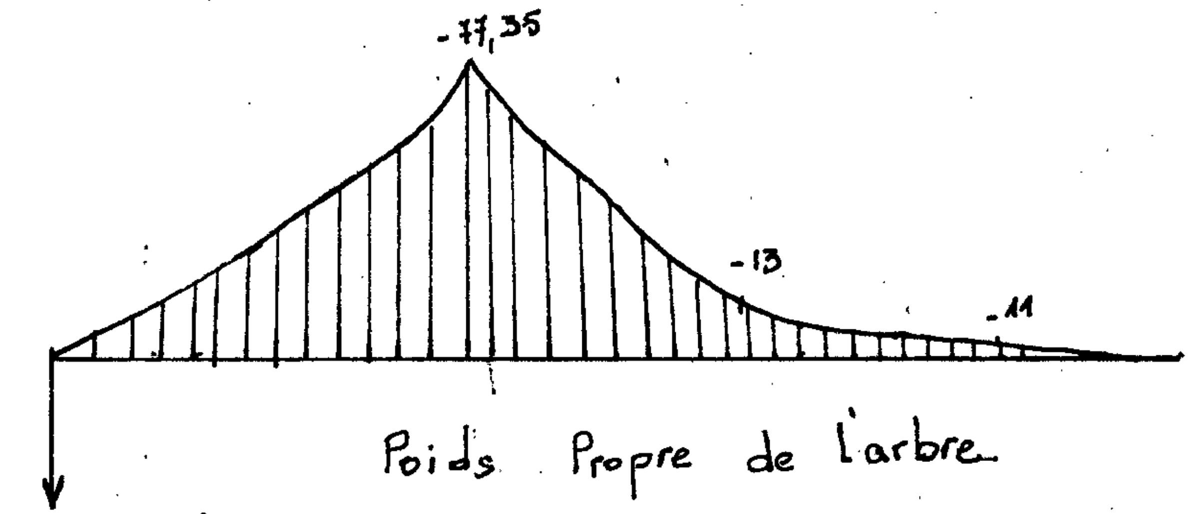
$$\boxed{x' = 0,96 \text{ m}}$$

donc le moment s'annule au points $x = 0,64$ m

et $x' = 0,96$ m.

Forces Verticales.

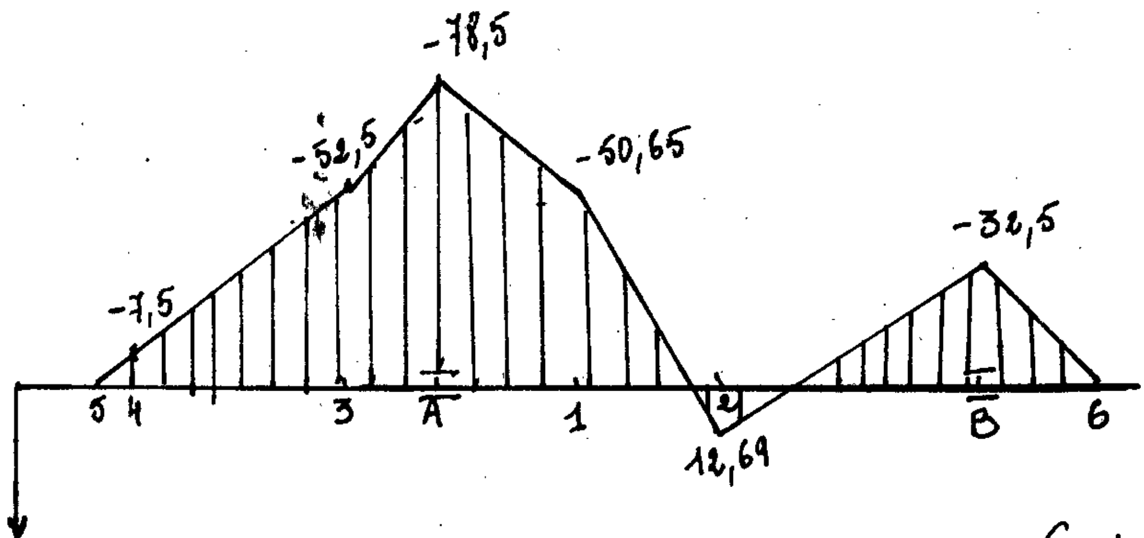




Poids Propre de l'arbre

M_f(m.daN)

Fig 9



M_f(m.daN) Poids Propre des organes de fonctionnement.

Fig 10

b) Plan horizontal

Deux cas sont à consideré

- Iere Vitesse

- 2éme Vitesse

Iér cas :

Calcul des Reactions :

$R_A + R_B = F_a = 14670{,}7$ daN

$M_A = 0 = -0{,}3\ F_a + 1{,}15\ R_B$

d'où $R_B = \dfrac{0{,}3\ F_a}{1{,}15}$

$\boxed{R_B = 3827{,}1 \text{ daN}}$ d'où $\boxed{R_A = 10843{,}5 \text{ daN}}$

Calcul des moments

$M_1 = 0{,}85\ R_B$

$\boxed{M_1 = 3253 \text{daN.m}}$

$M_2 = 0{,}55\ R_B$

$\boxed{M_2 = 2104{,}9 \text{ daN.m}}$

2éme cas :

Calcul des réactions :

$R_A + R_B = F_a = 14670{,}7$ daN

$M_A = 0 = -0{,}6\ F_a + 1{,}15\ R_B$

$R_B = \dfrac{0{,}6\ F_a}{1{,}15}$

Forces horizontales

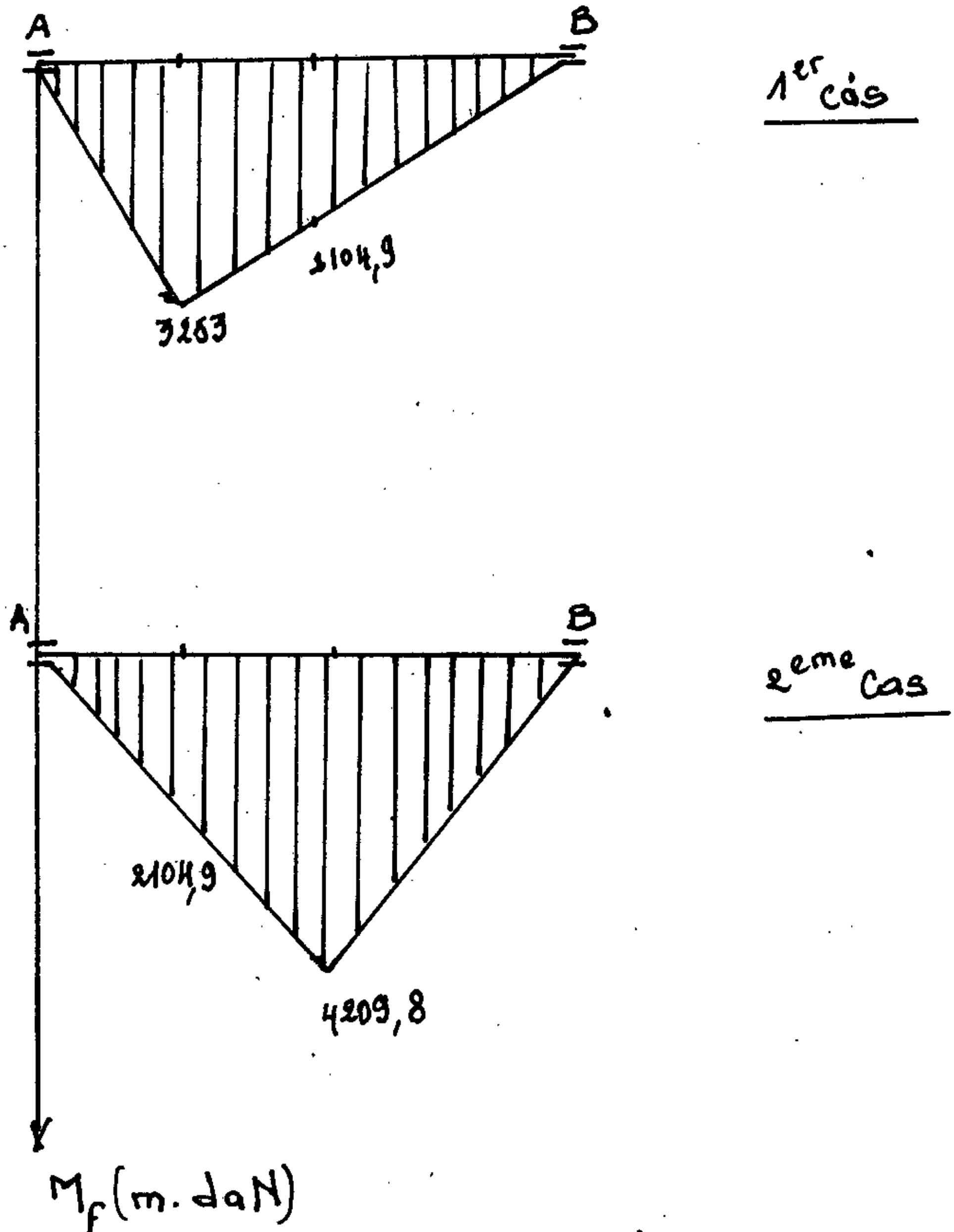


Fig. 11.

$$\boxed{R_B = 7654{,}2 \text{ daN}}$$

d'où

$$\boxed{R_A = 7016{,}5 \text{ daN}}$$

Calcul des moments

$$M_1 = 0{,}3\ R_A$$

$$\boxed{M_1 = 2104{,}9 \text{ daN.m}}$$

$$M_2 = 0{,}55\ R_B$$

$$\boxed{M_2 = 4209{,}8 \text{ daN.m}}$$

D'étermination des containtes :

Nous prendrons pour le calcul du moment de flexion résultant le plus important a savoir celui du point 2 .

Pour le plan horizontal $M_{F_{2H}} = -11{,}68 + 12{,}69 = 1{,}01$ daN.m

Pour le plan vertical $M_{F_{2V}} = 4209{,}8$ daN.m

$$M_{F_r} = \sqrt{M_{F_H}^2 + M_{F_V}^2} = \sqrt{(4209{,}8)^2 + (1{,}01)^2}$$

$$\boxed{M_{F_r} = 4209{,}8 \text{ daN.m}}$$

Comme dit precedemment on voit que le moment dû au forces verticales est négligeable devant le moment dù aux forces de tractions.

$$M_{red} = \sqrt{M_{F_r}^2 + (\alpha M_t)^2}$$

$$\alpha = \frac{\sigma_{af\,III}}{\sigma_{af\,II}}$$

(Contrainte dans le cas d'un cycle alternatif symetrique

(Contrainte dans le cas d'un cycle pulsatoire

$\alpha = \frac{7,5}{13} = 0,57$

d'où $M_{red} = \sqrt{(4209,8)^2 + (0,57 . 2685)^2}$

$M_{red} = 4479,3$ daN.m

$\sigma_f = \frac{M_{red}}{\frac{I}{v}} = \frac{M_{red}}{\frac{\pi d^3}{32}} \leq \sigma_{af_{III}}$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \times 4479,3 \times 10^2}{\pi \times 750}} = 18,258 \text{ cm}$$

En tenat compte de l'éxistenne de clavette ce diametre sera augmenté

de 5 %

d'où d' $\left(18,258 + \frac{5 \times 18,258}{100}\right)$

$\boxed{d' = 19,17 \text{ cm}}$

5.I.I - Vérification à la fatigue.

Utilisons la formule de soderberg pour la determination du coefficient

de securité.

$$\frac{1}{C^2} = \frac{1}{C_\sigma^2} + \frac{1}{C_\tau^2}$$

C_σ : Contrainte normale

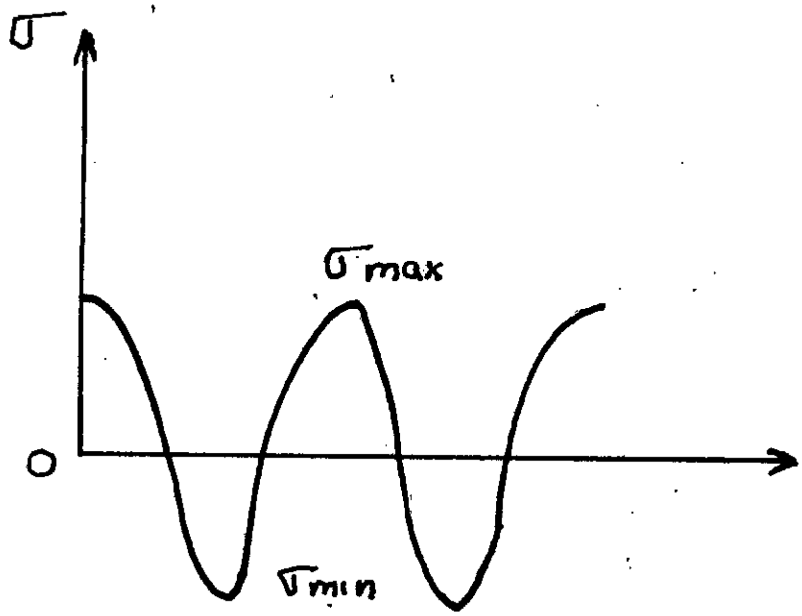
C_τ : Contrainte tangenticle

C doit être $\gg C_a$

$$C_\sigma = \frac{1}{\frac{\beta_k}{\varepsilon \gamma} \frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_e}}$$

avrc $\sigma_{-1} = 35$ daN/mm^2

$= 3500$daN/Cm^2

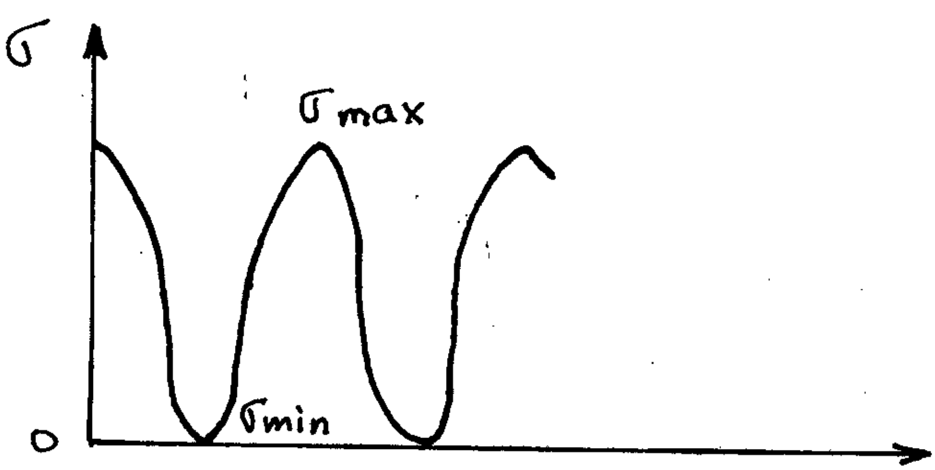


$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$$

$$\sigma_{min} = -\sigma_{max}$$

$$(R = -1)$$

fig 12 Cycle alternatif Symétrique,



$$\sigma_{min} = 0$$

$$R = 0$$

fig 13 cycle. Pulsatoire.

β_k : Facteur de concentration des efforts.

ε : Facteur tenant compte des dimensions.

γ : Facteur tenant compte de la qualité des surfaces.

$$\beta_{k\sigma} = 1,53$$

$$\beta_{k\tau} = 1,75$$

$$\varepsilon_\sigma = 0,58$$

$$\varepsilon_\tau = 0,58$$

$$\gamma_\sigma = \gamma_\tau = 0,88$$

$$\sigma_a = \frac{1}{2} (\sigma_{max} - \sigma_{min})$$

$$\sigma_{max} = - \sigma_{min}$$

d'où $\sigma_a = \frac{2}{2} \sigma_{max} = \sigma_{max}$

$$\sigma_{max} = \frac{M_F}{\frac{\pi d^3}{32}} = \frac{4209,8 \;.\; 10^2}{\frac{\pi \;.\; 20^3}{32}}$$

$$\sigma_{max} = 536,2 \quad daN / cm^2$$

$$\sigma_m = \frac{1}{2} (\sigma_{max} + \sigma_{min}) = \frac{1}{2} (\sigma_{max} - \sigma_{max}) = 0$$

d'où $C_\sigma = \dfrac{\sigma_{-1}}{\dfrac{1,58}{0;58 \;.\; 0,88} \sigma_a} = \dfrac{3500}{2,99 \times 536,2} = 2,18$

$$\boxed{C_{\sigma} = 2{,}18}$$

$$C_{\tau} = \frac{1}{\frac{\beta_{k\tau}}{\varepsilon_{\tau}\gamma_{\tau}} \quad \frac{\tau_a}{\tau_{-1}} + \frac{\tau_m}{\tau_e}}$$

$$\tau_a = \frac{1}{2}\left(\tau_{max} - \tau_{min}\right) = \frac{\tau_{max}}{2}$$

$$\tau_n = \frac{1}{2}\left(\tau_{max} + \tau_{min}\right) = \frac{\tau_{max}}{2}$$

$$\tau_{max} = \frac{M_t}{\frac{\pi d^3}{16}} = \frac{16 .\ 2685\ .\ 10^2}{20^3} = 171{,}019\ daN/cm^2$$

$$C_{\tau} = \frac{1}{\frac{1{,}75}{0{,}58 \times 0{,}88}\left(\frac{1}{2000} + \frac{1}{6000}\right) 85{,}5} = 5{,}11$$

$$\tau_{1} = 20\ daN/mm^2$$

$$\hat{e} = 60\ daN/mm^2$$

$$C = \frac{C_{\sigma} \cdot C_{\tau}}{\sqrt{C_{\sigma}^2 + C_{\tau}^2}} = \frac{2{,}18 \times 5{,}11}{\sqrt{2{,}18^2 + 5{,}11^2}}$$

$C = 2$

$C \geqslant C_a$

C_a = I,3 à I,4 pour un calcul trés juste et une technologie d'usinage superieur

C_a = I,4 à I,7 pour les meilleurs conditions

C_a = I,7 à 2,5 pour un acier dont les caractéristiques ménaniques sont approximes

On trouve C = 2 on peut se situer dans le deuxième cas d'où ce coefficient est acceptable.

5.i.2. Calcul au choc-

Le frein d'inertie étant monté en bout de l'arbre d'entrée de la boite de vitesse , cette partie va être soumise à une contrainte suplémentaire dù à l'énergie cinétique des masses en mouvement si le freinage se fait brusquement, il en résulte un couple d'inertie.

On conmmencera donc par déterminer ce couple d'inertie et on vérifira que le rapport (K) entre le couple total (couple d'inertie - couple moteur) et le couple moteur maximum soit $<$ Ka = 1,25 dans le cas contraire on doit en déduire un diamètre admissible.

Le moment dù au freinage est donné par :

$$Mtf = \sum Jred \frac{d\omega}{dt}$$

$\sum Jred$ = Somme de tous les moments d'inertie réduits à l'arbre d'entrée

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{\omega o}{t}$$

ωo : calculer pour n = 600 tr/mn pour considérer Mtf max.

t : temps de freinage = 1,8 s

Calcul des moments d'inertie .

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

organne en forme de couronne circulaire

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

P : Poids de l'organe

D : Diamètre extérieur

Dm : Dimaètre moyen

a) <u>arbre d'entrée</u>

<u>Roue</u> : Z_1 $\qquad J_1 = \dfrac{170(0,38)^2}{4 \cdot 9,81} = 0,625 \text{ daN m s}^2$

<u>Roue</u> : Z_3 $\qquad J_3 = \dfrac{90(0,38)^2}{4 \cdot 9,81} = 0,331 \text{ daN m s}^2$

<u>arbre</u> $\qquad J_{a1} = \dfrac{458(0,18)^2}{8 \cdot 9,81} = 0,189 \text{ daN s}^2\text{m}$

$$J_I = J_1 + J_3 + J_{a1} = \boxed{1,145 \text{ daN m s}^2}$$

b) arbre de sortie :

Roue : Z_2 $\qquad J_2 = \dfrac{360 \times (0,408)^2}{4 \cdot 9,81} = 1,527$

Roue : Z_4 $\qquad J_4 = \dfrac{140 \times (0,62)^2}{4 \cdot 9,81} = 1,371$

<u>arbre</u> : $\qquad J_{a2} = \dfrac{390 \times (0,185)^2}{8 \cdot 9;81} = 0,170$

$$J_{II} = J_2 + J_4 + J_{a2}$$

$$\boxed{J_{II} = 3,068 \text{ daN m s}^2}$$

moment d'inertie réduit à l'arbre d'entrée

$$J_{IIred} = 3,068 \times 0,613 = 1,88 \text{ daN m s}^2$$

$$\boxed{J_{IIred} = 1,88 \text{ daN m s}^2}$$

Le moment d'inertie total de l'arbre situé entre la B.V et le treuil ainsi que celui des deux roues de l'arbre du treuil seront approximés, les dimensions de ces éléments n'étant qu'approchées.

Le calcul approché donne

$$J_{III\,red} + J_{IV\,red} \simeq 2 \text{ daN m s}^2$$

$$\sum J_{red} = J_I + J_{IIred} + J_{IIIred} + J_{IVred}$$

$$= 1{,}145 + 1{,}88 + 2$$

$$J_{red} = 5{,}025 \text{ daN. m s}^2$$

$$M_{ti} = J_{red} \frac{dw}{dt} = \sum J_{red} \frac{w_0}{t}$$

$$= 5{,}025 \times \frac{600\pi}{30} \cdot \frac{1}{1{,}8} = 175{,}32 \text{ m daN}$$

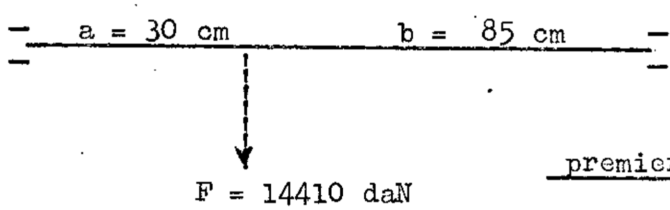
$$K = \frac{Cm + M_{ti}}{Cm} = \frac{2685 + 1{,}75{,}32}{2685}$$

$$K = 1{,}065 < K_a = 1{,}25$$

K étant $< K_a$ la valeur du diamètre trouvé précédement reste admissible.

5.1.3. Calcul de la flèche .

On considérera les deux acs de fonctionnement



premier cas : 1er vitesse

$$EIW'' = -M$$

$0 < x < a$: $M_x = R_A\, x$

$$EIW'' = -R_A x$$

$$W'' = \frac{-F\, b\, x}{L\, E\, I}$$

$\underline{a < x < L}$: $M_x = R_A\, x - F\,(x - a)$

$$EIW'' = F\,(x - a) - R_A\, x$$

$$W'' = \frac{1}{EI}\left[F\,(x - a) - \frac{F\,b}{L}\,x\right]$$

en intégrant deux fois et en utilisant les conditions aux limites on obtient :

$\underline{o < x < a}$: $W' = \dfrac{-\,F\,b}{6LEI}\,x^3 - \dfrac{F\,b}{6LEI}\,(b^2 - L^2)$

$$W = \frac{-\,F\,b}{6LEI}\,x^3 - \frac{F\,b}{6LEI}\,(b^2 - L^2)\,x$$

$\underline{a < x < L}$: $W' = \dfrac{-\,Fa}{6EIL}\,(2L^2 - 6L\,x + 3\,x^2)$

$$W = \frac{-\,Fa\,(L - x)}{6EIL}\left\{(-x + 2L)\,x - a^2\right\}$$

$I = \dfrac{\pi\, d^4}{64}$ pour un arbre circulaire plein

$EI = \dfrac{E\pi\, d^4}{64}$

$d = 20$ cm

$E = 2 \cdot 10^6\ daN/cm^2$: module d'élasticité longitudinale

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

<u>Détermination de la flèche maximale</u> .

$\underline{o < x < a}$: W_{max} est obtenu par la valeur de x qui annule W'

$W' = o$ donne :

$$x^2 = \frac{1}{3}\,(L^2 - b^2)$$

d'où $x = \sqrt{\dfrac{L^2 - b^2}{3}}$ avec $L = 115$ cm

$b = 85$ cm

$x = 44{,}7$ cm

cette valeur de **x** n'est pas comprise dans l'intervalle $o < x < a$

$\underline{a < x < L}$ –

$W' = o$ donne :

$$3\,x^2 - 6\,L\,x + 2\,L^2 = o$$

$$\Delta = 12\,L^2$$

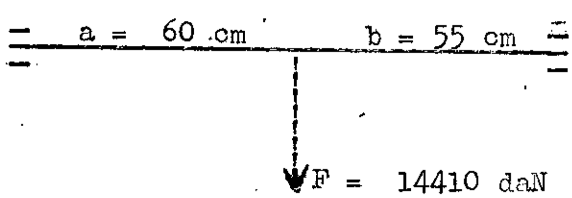
$$x = \frac{6L \mp L\sqrt{12}}{6}$$

$$x = L - \frac{L}{6}\sqrt{12}$$

cette valeur est comprise dans l'intervalle $a < x < L$

$x = 48{,}6$ cm donne $\boxed{W = 2{,}09 .\ 10^{-2}\ \text{cm}}$

<u>2ème cas</u> : <u>2ème vitesse</u> :



$\underline{o < x < a}$:

$W' = o$ donne :

$x = \sqrt{\dfrac{L^2 - b^2}{3}}$ $L = 115$ cm

$b = 55$ cm

$x = 58{,}3$ cm

cette valeur se trouve dans l'intervalle consédéré d'où :

$$\boxed{W = 2{,}9 \cdot 10^{-2}\ \text{cm}}$$

$a \leq x \leq L$

$W' = 0$ donne :

$$x = L - \frac{L}{6}\sqrt{12} = 48{,}6 \text{ cm}$$

cette valeur n'est pas comprise dans l'intervalle $a < x < L$.

<u>Conclusion</u> : Considérant les deux cas de fonctionnement la flèche maximum est de $2{,}9 \cdot 10^{-2}$ cm soit 0,29 mm. comme la flèche d'un arbre est également limité à 0,3 mm par métre de portée cette valeur est accéptable.

5.1.4. Calcul des roulements -

Vu l'importance des charges auquelles sont soumis les paliers, on optera pour des roulements à rotule sur deux rangées de roulaux.

La charge équivalente P sur le roulement sera assimilé aux réactions horizontales, les réactions verticales étant négligeables.

Roulement en A : $d_A = 180$ mm

$R_{AH} = 10843{,}5$ daN.

La durée en heures de fonctionnement est de :

$L_h = 10\ 000$ h

La durée nominale en million de tours est :

$L = 240$

La capacité de charge dynamique C_A est égale à :

$$C_A = K \cdot R_A \cdot L^{3/10}$$

avec $K = 1{,}4$

d'où $C_A = 78\ 588$. daN

Le catalogue S.K.F donne :

$d = 180$ mm

$C = 106.000$ daN

d'où choix du roulement

N° 22336 $\boxed{180 \times 380 \times 126}$

série 23

Roulement en B :

de la même manière on a :

$R_{BH} = 7654$ daN

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

$C_B = 1{,}4 \times 7654 \times 240^{3/10}$

$= 55472$ daN

d_B étant égal à 180 mm

Le catalogue S.K.F nous donne le même roulement que celui en A.

5.2. Prédimentionnement de l'arbre intermédiaire [redacted].

Moment de torsion

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

$$C = \frac{P}{\omega} = \frac{486 \,.\, 10^3}{\frac{\pi \,.\, 400}{30}} = 1160 \text{ daN.m}$$

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

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

$$d \sqrt[3]{\frac{16 \ M_t}{\pi \ \tau_{at}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \,.\, 1160}{2,5 \,.\, 10^6}}$$

$$\boxed{d \geqslant 135 \text{ mm}}$$

Moment de flexion

On ne tiendra pas compte des moments fléchissants verticaux qui, comme on l'a vu pour l'arbre d'entrée sont négligeables. Déterminons la force de traction sur les chaines - on négligera là aussi F_c et F_g ne tenant compte que de F_p.

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

$F_p = 8.725$ daN

Force de contact des dentures des pignons : Ft

$$Ft = \frac{C}{\frac{Dp}{2}} = \frac{1160}{\frac{0,35}{2}}$$

$Ft = 6630$ daN

Calcul des réactions :

$R_A + R_B = Ft + Fp$

$Mc = 0 = Ft \times 0,38 + Fp \times 0,2 - R_D \times 0,555$

$R_D = 7684$ daN

$R_C = 7671$ daN

$M_1 = Rc \times 0,2 = 1534$ daN.m

$M_2 = R_D \times (0,555 - 0,38) = 1345$ daN.m

le moment le plus important est celui de point 2

$$M_{red} = \sqrt{M^2_{f_{max}} + (\alpha M_t)^2}$$

$$\alpha = \frac{\sigma af_{III}}{\sigma af_{II}} = \frac{7,5}{13} = 0,57$$

$$M_{red} = \sqrt{(1534)^2 + (0,57 \times 1160)^2} = 1670 \text{ daN. m}$$

$$\sigma_f = \frac{M_{red}}{\frac{I}{V}} = \frac{M_{red}}{\frac{d^3}{32}} \leqslant \sigma af$$

$$d \geqslant \sqrt[3]{\frac{32 \quad M_{red}}{\pi \quad \sigma af_{III}}}$$

$$d \geqslant \sqrt[3]{\frac{32 \times 1670 \times 10^2}{3,14 \times 750}} = 13,14 \text{ cm}$$

$$\boxed{d \geqslant 131,4 \text{ mm}}$$

tenant compte du clavetage le diamètre sera augmenté de 5 %

$d' = d \times 1,05$ $d' = 138$ mm on prendra $\boxed{d' = 140\text{mm}}$

5.2.1. Vérification à la fatigue :

de la même manière que pour l'arbre d'entrée on utilisera la formule de Soderberg

$$\frac{1}{C_2} = \frac{1}{C_\sigma^2} + \frac{1}{C_\tau^2} \quad \text{ou} \quad C = \frac{C_\sigma \; C_\tau}{\sqrt{C_\sigma^2 + C_\tau^2}} \geqslant C_a$$

$$C = \frac{1}{\frac{\beta_k}{\varepsilon_\sigma \, \gamma_\sigma} \cdot \frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_e}}$$

les courbes donneent

$$\beta_{k\sigma} = 1{,}53$$

$$\beta_{k\tau} = 1{,}75$$

$$\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau = 0{,}62$$

$$\gamma_\sigma = \gamma_\tau = 0{,}88$$

$$\sigma_a = \frac{1}{2} \left(\sigma_{max} - \sigma_{min} \right)$$

$$\sigma_{max} = - \sigma_{min}$$

$$\sigma_a = \sigma_{max}$$

$$\sigma_{max} = \frac{M_f}{\frac{I}{V}} = \frac{M_f}{\frac{d^3}{32}} = \frac{1534 \cdot 10^2}{\frac{\pi \cdot (14)^3}{32}}$$

$$\sigma_{max} = 570 \text{ daN/cm}^2$$

$$\sigma_m = \frac{1}{2} \left(\sigma_{max} + \sigma_{min} \right) = \frac{1}{2} \left(\sigma_{max} - \sigma_{max} \right) = 0$$

$$C_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{1,53}{0,62 \times 0,88} \times \sigma_a} = \frac{3500}{\frac{1,53}{0,62 \times 0,88} \times 570} = 2,19$$

$$C_{\tau} = \frac{1}{\frac{\beta_k}{\varepsilon_{\tau} \, \delta_{\tau}} \cdot \frac{\tau_a}{\tau_{-1}} + \frac{\tau_m}{\tau_e}}$$

$$\tau_a = \frac{1}{2} \left(\tau_{max} - \tau_{min} \right) = \frac{\tau_{max}}{2}$$

$$\tau_m = \frac{1}{2} \left(\tau_{max} + \tau_{min} \right) = \frac{\tau_{max}}{2}$$

$$\tau_{max} = \frac{M_t}{\frac{I}{V}} = \frac{M_t}{\frac{\pi d^3}{16}} = \frac{16 \cdot 1160 \cdot 10^2}{\pi \quad (14)^3} = 215,5$$

$$\tau_{max} = 215,5 \quad daN/cm^2$$

$$C_{\tau} = \frac{1}{\frac{1,75}{0,62 \cdot 0,88} \left\{ \frac{1}{2000} + \frac{1}{6000} \right\} 107,75} = 4,34$$

avec $\tau_{-1} = 2000 daN/cm^2$

$\tau_e = 6000 daN/cm^2$

$$C = \frac{C_{\sigma} \times C_{\tau}}{\sqrt{C_{\sigma}^2 + C_{\tau}^2}} = \frac{2,19 \times 4,34}{\sqrt{(2,19)^2 + (4,34)^2}}$$

$C = 1,95$ doite $\geqslant C_{m}$

la valeur de C se situe dans le cas d'un acier aux caractéristiques mécaniques approximés d'où cette valeur est acceptable.

5.2.2. Calcul de la flèche -

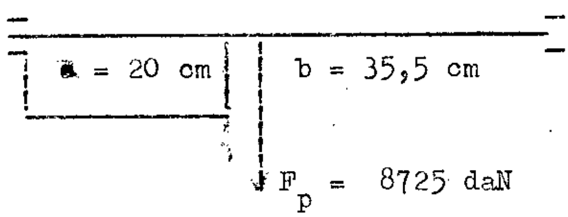
On supposera le diamètre constant et ayant une valeur minimum de 14 cm.

On considerera deux cas :

1. arbre soumis uniquement à la force $F_p = 8725$ daN
2. arbre soumis uniquement à la force $F_t = 66\ 30$ daN

puis on appliquera éventuellement le principe de supperposition .

1. flèche dû à la force F_p :



$L = 55{,}5$ cm

$$I = \frac{\pi d^4}{64} = 1884{,}8 \text{ cm}^4$$

$EI = 3{,}77 \cdot 10^9$ daN.cm^2

$o < x < a$

L'équation de la déformée est :

$$W_1' = \frac{-F_p b}{2 L E I} x^2 - \frac{F_p b}{6 L E I} (b^2 - b^2)$$

$$W_1' = 0 \text{ donne } x = \sqrt{\frac{L^2 - b^2}{3}}$$

d'où $x = 24{,}6$ cm

Cette valeur n'est pas comprise dans l'intervalle considéré.

$\underline{a < x < L}$:

$$W_1' = \frac{-F_p\, a}{6\,E\,I\,L}\left(2L^2 - 6L\,x + 3x^2\right)$$

$$W_1' = 0 \text{ donne } x = L - \frac{L}{6} \quad 12$$

$$= 23{,}4 \text{ cm}$$

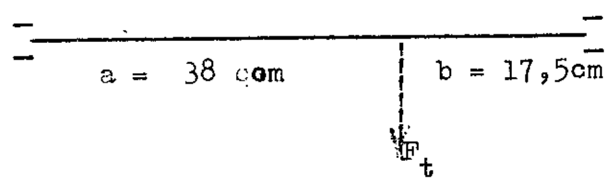
cette valeur est comprise dans l'intervalle .

$$\text{d'où } W_1 = -\frac{F_p\, a\,(L - x)}{6\,E\,I\,L}\left\{x\,(2L - x) - a^2\right\}$$

$W_1 = 0{,}007$ cm où $\boxed{W_1 = 0{,}07 \text{ mm}}$

2. <u>Flèche dû à la force F_t</u> :

$\underline{0 < x < a}$



$$x = \sqrt{\frac{L^2 - b^2}{3}}$$

$$x = 30{,}4 \text{ cm}$$

cette valeur est comprise dans l'intervalle d'où

$$W_2 = -\frac{F_t\, b}{6\,EIL}\,x^2 + \frac{F_t\, b}{6\,EIL}\left(L^2 - b^2\right)$$

$$W_2 = 0{,}005 \text{ cm}$$

$$\boxed{W_2 = 0{,}05 \text{ mm}}$$

On voit que la somme $W_1 + W_2$ est égale à 0,12 donc inférieur à 0,3 mm (valeur maximum admissible de la flèche pour un arbre d'où l'inutilité de l'application du principe de supperposition .

5.2.3. Calcul des roulements .

Les réactions en D et en C étant presque les mêmes on prendra les mêmes roulements -

$L_h = 10\,000$ h

$L = 240$

$C_D = 1{,}4 \cdot 7684 \cdot 240^{0{,}3} = C_c$

$C_D = C_c = 55\,690$ daN

Pour un diamètre d'arbre de 140 mm le catalogue S.K.F nous fixe le roulement

N° 22. 328 - Série - 23

$C = 69\,500$ daN

140 x 300 x 102

5.3. Prédimentionnement de l'arbre de sortie -

On considérera les trois cas de fonctionnement .

Moment de torsion.

C'est durant le fonctionnement en première vitesse que le couple de l'arbre de sortie est le plus important -

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

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

$$n_s = 200 \times 0{,}615 = 123 \text{ tr /mn}$$

$$w_s = \frac{\pi \times n_s}{30} = 12{,}87 \text{ rd / s}$$

$$V_s = \frac{D_p\ n_s}{60} = \frac{.\ 0{,}408 .\ 123}{60} = 2{,}62 \text{ m/s}$$

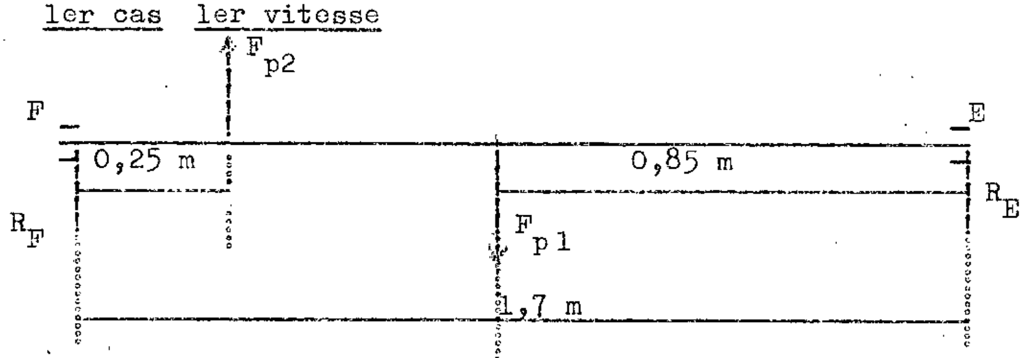
Déterminons le couple qui sera égal au moment de torsion

$$C = M_t = \frac{P_s}{w_s} = \frac{530 \times 10^2}{12{,}87}$$

$$\boxed{M_t = 4118{,}1 \text{ daN-m}}$$

Moment de flexion

1er cas 1er vitesse



$R_F + F_{p1} = R_E + F_{p2}$

$M_F = 0 = F_{p2} \times 0,25 - F_{p1} \times 0,85 + R_E \times 1,7$

avec $F_{p2} = \dfrac{P_s}{V_s} = \dfrac{530 \times 10^2}{2,62} = 20.200$ daN

et $F_{p1} = 14410$ daN

d'où $R_E = 4234,4$ daN

$R_F = 10.024,4$ daN

$M_1 = R_E \times 0,85 = 3599,24$ daN . m

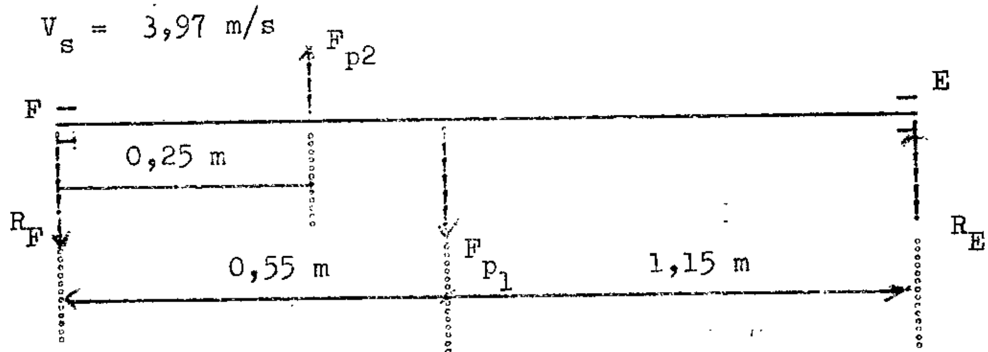
$M_2 = R_F \times 0,25 = - 2506,10$ daN . m

<u>2ème cas</u> : <u>2ème vitesse</u> .

$n_s = 200 \times 0,931 = 186,2$ tr/mn

$\omega_s = 19,48$ rd/s

$V_s = 3,97$ m/s



$F_{p2} = \dfrac{P_s}{V_s} = \dfrac{530 \times 10^2}{3,97} = 13.350$ daN

$F_{p_1} = 14.410$ daN

$R_F + F_{p_1} = R_E + F_{P2}$

$M_F = 0 = F_{P2} \times 0,25 - F_{p_1} \times 0,55 + R_E \times 1,7$

d'où

$R_E = 2698{,}82$ daN

$R_F = 1638{,}82$

$M_1 = 3103{,}64$ daN.m

$M_2 = -409{,}70$ daN.m

<u>3ème cas</u> : <u>3ème vitesse</u> . (marche arrière)

$n_s = 400 \times 0{,}583 = 233{,}2$ tr/min

$\omega_s = 24{,}4$ rd/s

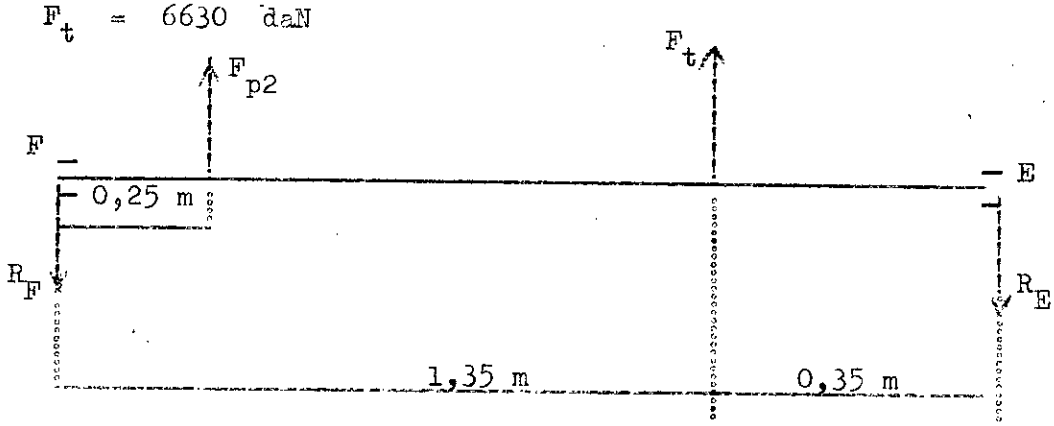
$V_s = 5$ m/s

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

$P_s = 466$ KW

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

$F_t = 6630$ daN



$R_F + R_E = F_{p2} + F_t$

$M_F = 0 = F_{p2} \times 0{,}25 + F_t \times 1{,}35 - R_E \times 1{,}7$

$R_E = 6637$ daN

$R_F = 9323$ daN

$M_1 = -2322,95$ daN.m

$M_2 = 2330$ daN.m

Détermination du diamètre :

$$d \geqslant \sqrt[3]{\frac{16\, M_t}{\pi\, \tau_{at}}} \qquad M_t = 4118,1 \text{ daN.m} \qquad \tau_{at} = 2,5 \text{ daN/mm}^2$$

$$\boxed{d \geqslant 203,22 \text{ mm}}$$

$$M_{red} = \sqrt{M_{f_{max}}^2 + (\alpha\, M_t)^2}$$

$$= (3599,24)^2 + (0,57 \cdot 4118,1)^2$$

$$= 4297 \text{ daN.m}$$

$$\sigma_f = \frac{M_{red}}{\frac{I}{V}} = \frac{M_{red}}{\frac{d^3}{32}} \leqslant \sigma_{af}$$

$$d \geqslant \sqrt[3]{\frac{32 \quad M_{red}}{\pi \quad \sigma_{af_{III}}}}$$

$$d \geqslant \sqrt[3]{\frac{32 .\ 4297 .\ 10^2}{3,14 \ .\ 750}} = 18 \text{ cm}$$

$$d \geqslant 180 \text{ mm}$$

diamètre choisi en tenant compte du clavetage -

$d' = d \times 1,05$

$d' = 189$ mm

on prendra $d' = 190$ mm

5.3.1. Vérification à la fatigue

$$\frac{1}{C_2} = \frac{1}{C_\sigma^2} + \frac{1}{C_\tau^2} \quad \text{ou} \quad C = \frac{C_\sigma \, C_\tau}{\sqrt{C_\sigma^2 + C_\tau^2}} \geqslant C_a$$

$$C_\sigma = \frac{1}{\frac{\beta_k}{\varepsilon_\sigma \gamma_\sigma} \cdot \frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_e}}$$

les courbes donnent -

$$\beta_{k_\sigma} = 1{,}53$$

$$\beta_{k_\tau} = 1{,}75$$

$$\varepsilon_\tau = \varepsilon_\sigma = 0{,}57$$

$$\gamma_\tau = \gamma_\sigma = 0{,}88$$

$$\sigma_a = \frac{1}{2}\left(\sigma_{max} - \sigma_{min}\right)$$

$$\sigma_{max} = - \sigma_{min}$$

$$\sigma_a = \sigma_{max}$$

$$\sigma_{max} = \frac{M_f}{\frac{\pi d^3}{32}} = \frac{5399{,}24 \cdot 10^2}{\frac{\pi \cdot (20)^3}{32}}$$

$$max = 485{,}5 \text{ daN / cm}^2$$

$$C_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{1,53}{0,57 \cdot 0,88}\,\sigma_a} = \frac{3500}{\frac{1,33}{0,57 x 0,88} x 486,5} = 2,35$$

$$C_{\tau} = \frac{1}{\frac{\beta_{k\tau}}{\quad} \cdot \frac{\tau_a}{\tau_{-1}} + \frac{\tau_m}{\tau_e}}$$

$$\tau_a = \frac{1}{2}\left(\tau_{max} - \tau_{min}\right) = \frac{\tau_{max}}{2}$$

$$\tau_{max} = \frac{M_t}{\frac{I}{V}} = \frac{M_t}{\frac{d^3}{16}} = \frac{16 \text{ x } 4118,1 \text{ x } 10^2}{\text{x} \quad 20^3}$$

$$\tau_{max} = 262,29 \text{ daN / cm}^2$$

$$C_{\tau} = \frac{1}{\frac{1,75}{0,57 x 0,88}\left(\frac{1}{2000} + \frac{1}{6000}\right) 131,14} = 3,28$$

$$C = \frac{C_\sigma \text{ x } C_\tau}{\sqrt{C_\sigma^2 + C_\tau^2}} = \frac{2,35 \text{ x } 3,28}{\sqrt{(2,35)^2 + (3,28)^2}} = 1,91$$

cette valeur est acceptable .

5.3.2. Calcul de la flèche -

Premier Cas : 1ere Vitesse

On calculera la flèche produite par chacune des forces puis on appliquera le principe de supperposition .

flèche dûe à : $F_{P_1} = 14410$ daN

$0 < x < a$

$$W_1' = -\frac{F_{p_1} b}{6 E I L} x^2 - \frac{F_{p_1} b}{6 EIL} (b^2 - L^2)$$

$W_1 = 0$ donne $x = \sqrt{\frac{L^2 - b^2}{3}}$

d'où $x = 85$ cm $= a = \frac{L}{2}$

$$W_1 = \frac{-F_{p_1} b}{6 L E I} x (L^2 - b^2 - x^2)$$

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

$$\boxed{W_1 = 0,83 \text{ mm}}$$

flèche dù à $F_{p2} = 20.200$ daN

$a < x < L$

$x = L - \frac{L}{6}\sqrt{12} = 71,8$ cm avec $L = 1,7$ m

$$W_2 = \frac{-F_{p_1} a (L - x)}{6 E I L} (x(2L - x) - a^2)$$

$$\boxed{W_2 = + 0,51 \text{ mm}}$$

en appliquant le principe de supperposition on obtient une flèche maximum résultante égale à 0,32 mm
cette valeur est acceptable .

<u>Second cas</u> : <u>deuxième vitesse</u> :

$a < x < L$

$x = L - \frac{L}{6}\sqrt{12}$

$x = 71{,}85$ cm

$W_1 = 0{,}7$ mm (Flèche dûe à F_{p_1})

$x = a$

$W_{1a} = 0{,}63$ mm

$x = \frac{L}{2}$

$W_{1(\frac{L}{2})} = 0{,}69$ mm

<u>Flèche dûe à F_{p2}</u> = 13350 daN

$a < x < 1$

$x = L - \frac{L}{6}\sqrt{12}$

$x = 71{,}85$

$W_2 = 0{,}35$ mm

$x = a$

$W_{2a} = 0{,}23$ mm

$W_2 \left(\frac{L}{2}\right) = 0{,}35$ mm

Dans ce cas la flèche maximum est égale à

$W = W_1 - W_2 = 0{,}35$ mm

cette valeur est acceptable .

<u>troisième cas</u> : <u>marche arrière</u>

<u>Flèche dû à F_t</u> : = 6630 daN

$W_1 = 0{,}2$[illegible] mm

$W_{1a} = 0{;}16$ mm

$W_1 \left(\frac{L}{2}\right) = 0{,}2$[illegible] mm

Flèche dû à F_{p2} = 9330 daN

W_2 = 0,22 mm

W_{2a} = 0,14 mm

$W_2 \left(\frac{L}{2} \right)$ = 0,22 mm

le principe de supperposition nous donne une flèche résultante maximum de 0,36 mm

cette flèche est accéptable .

5.3.3. <u>Déterminztion des roulements</u>

On considérera la réaction la plus importante pour le calcul de la charge.

$R_E = 10.024,4$ daN

$C = K \; R_E \; L^{0,3}$ avec $L = \dfrac{60 \; n \; L h}{10^6}$

$= 1,4 \times 10.024,4 \times (223,2)^{0,3} = 71.087.67$ daN

d = 200

le catalogue nous fixe le roulement

N° 22.340 série 23

$\boxed{200 \times 420 \times 138}$

Choix des accouplements

Dans la boite de vitesse on utilise deux accouplements à crabots, un sur l'arbre d'entrée l'autre sur l'arbre de sortie. On utilisera des crabots droits symétriques en acier allié [illegible].16NC6
La liaison entre l'arbre d'entrée de la boite de vitesse et l'arbre intermédiaire 1, ainsi que le frein d'inertie sont réalisé à l'aide d'accouplements à soufflets type CB. 600 x 125 dont les caractéristiques principales sont :

: Coefficient de frottement ferrodo - Acier = 0,3

R : Rayon extérieur de la roue - 30 cm

R' : Rayon interieur minimum de la chambre du soufflet $R' = 30,3$ cm

B : Largeur active des palques en Ferrodo $B = 12,5$ cm

P_a : Pression de l'air dans le soufflet daN/cm^2

G : Poids de la partie rotative du soufflet

r : Rayon au centre de gravité du soufflet $r = 35$ cm

Entretien exploitation

Pour un bon fonctionnement , il faut que tous les éléments doivent être vérifiés en permanence afin de palier à toutes défections : vis aafaiblies , boulons et goupilles usés , freins d'écrou rompus, chaines trop tendus ou trop allongées , étanchéité , échauffement des paliers et surtout le système de graissage.

Le vidange doit être effectué après une durée de 1500 heures de fonctionnement.

Toute réparation ne peut être effectué qu'après l'arrêt total de tous les moteurs et le débloquage des laviers qui commandent l'admission de l'air comprimé aux accouplements.