

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE  
HOUARI BOUMEDIENNE

Tex

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER

DEPARTEMENT DE GENIE - MECANIQUE

المركز الوطني للعلوم والتقنية  
المكنية  
MEMOIRE DE FIN D'ETUDES  
BIBLIOTHEQUE

CONSTRUCTION ET INSTALLATION  
D'UNE FRAISEUSE SPECIALE.

Proposé et suivi par :

I. MARINOV

maître assistant à l'ENPA

Etudié par :

C. BOUCHELAGHEM



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

---

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

---

UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE  
**HOUARI BOUMEDIENNE**

**ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER**

---

**DEPARTEMENT DE GENIE - MECANIQUE**

MEMOIRE DE FIN D'ETUDES

**CONSTRUCTION ET INSTALLATION  
D'UNE FRAISEUSE SPECIALE.**

Proposé et suivi par :

**I. MARINOV**

maître assistant à l'ENPA

Etudié par :

**C. BOUCHELAGHEM**

A tous  
Ceux qui me  
sont chers.

## Remerciements.

En présentant ce travail, je tiens à remercier tous -ceuse qui y ont contribué de près ou de loin.

Je remercie en particulier M<sup>r</sup> I. Marinov pour les conseils combien précieux qu'il m'a prodigué et, le dévouement dont il a fait preuve pendant la durée du projet.

Je tiens aussi à remercier tous les enseignants qui ont contribué à ma formation particulièrement ceuse qui ont marqué mes reconnaissance et admiration.

Mes remerciements vont également à mon collègue Omar Toubali auprès duquel j'ai trouvé une aide précieuse et un esprit de collaboration remarquable.

# SOMMAIRE

## chapitre premier

|                    |   |
|--------------------|---|
| INTRODUCTION ..... | 1 |
|--------------------|---|

## chapitre II

### DETERMINATION DES DONNEES TECHNOLOGIQUES ET ETUDE DU MECANISME A CAME

|  |    |
|--|----|
| 2.0 Analyse du problème et choix de la fraise.....           | 3  |
| 2.1 Determination du regime de coupe.....                    | 4  |
| 2.1.1 Calcul de l'avance par dent                            |    |
| 2.1.2 Calcul de la vitesse de coupe.                         |    |
| 2.1.3 Calcul de la vitesse de rotation de la broche.         |    |
| 2.1.4 Calcul de la vitesse de l'avance.                      |    |
| 2.1.5 Calcul du nombre de dents en prise.                    |    |
| 2.1.6 Calcul de l'effort de coupe.                           |    |
| 2.2 Calcul cinématique du mécanisme à came.....              | 7  |
| 2.3 Calcul dynamique du mécanisme à came.....                | 12 |
| 2.3.1 Efforts exercés sur la pièce par les dents de l'outil. |    |
| 2.3.2 Calcul des forces de frottement.                       |    |
| 2.3.3 Calcul de la force du ressort de rappel.               |    |
| 2.3.4 Calcul de la puissance de l'avance de la table.        |    |
| Tableau récapitulatif.....                                   | 19 |

## chapitre III

### CONSTRUCTION DU MECANISME DE L'AVANCE DE LA TABLE

|  |    |
|--|----|
| 3.0 Description de la chaîne cinématique adoptée.....                                | 20 |
| 3.1 Description de l'avance, du cycle automatique et de la commande de la table..... | 21 |
| 3.2 Calcul et construction de l'embrayage.....                                       | 23 |
| 3.2.1 Choix de la commande de l'embrayage  |    |
| 3.2.2 Description et fonctionnement.   |    |
| 3.2.3 Calcul de l'embrayage à friction   |    |
| 3.2.4 Caractéristique de construction.   |    |
| 3.2.5 Vérification à la résistance des organes constitutifs de l'embrayage.          |    |
| 3.3 Calcul et construction du réducteur.....   | 31 |
| 3.3.1 Caractéristique des dentures   |    |
| 3.3.2 Calcul de résistance des dentures  |    |
| 3.3.3 Calcul du diamètre de l'arbre  |    |
| 3.3.4 Calcul des organes annexes   |    |
| 3.3.5 Calcul à l'échauffement du réducteur.  |    |

|       |  |    |
|-------|--|----|
| 3.4   | Calcul et construction du mecanisme á came ..... | 40 |
| 3.4.1 | Calcul de la came.                               |    |
| 3.4.2 | Calcul du galet et axe galet.                    |    |
| 3.4.3 | Calcul de l'arbre á came.                        |    |
| 3.4.4 | Calcul des roulements.                           |    |
| 3.4.5 | Calcul du ressort de rappel de la table.         |    |
| 3.4.6 | Calcul et dimensionnement du levier              |    |
| 3.4.7 | Verification au cisaillement de la tige filetée  |    |
| 3.4.8 | Calcul de clavette.                              |    |

## chapitre IV

### FONDATION DE LA MACHINE

|       |  |    |
|-------|--|----|
| 4.0   | Exécution de la fondation .....                              | 46 |
| 4.1   | Fondation pour effort statique .....                         | 47 |
| 4.1.1 | Calcul de la fondation                                       |    |
| 4.1.2 | Verification de la pression au sol                           |    |
| 4.2   | Fondation pour effort dynamique .....                        | 52 |
| 4.2.1 | Calcul des fréquences propres des oscillations verticales    |    |
| 4.2.2 | Calcul des fréquences propres des oscillations horizontales. |    |
| 4.2.3 | Verification de l'amplitude des oscillations.                |    |
|       | CONCLUSION .....   | 58 |

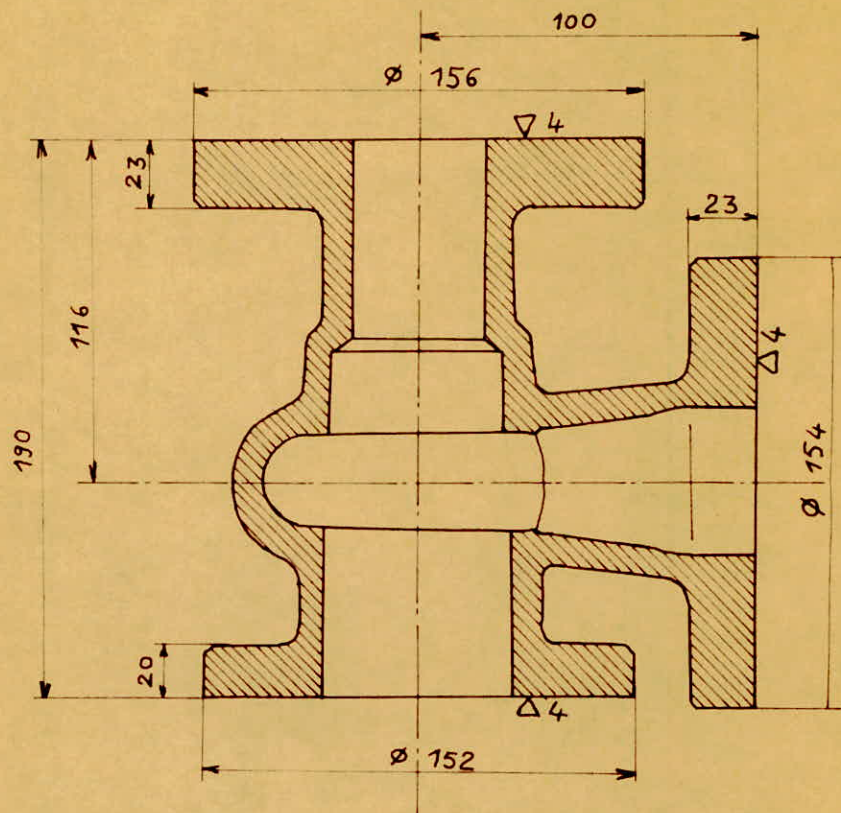
# PRESENTATION DU SUJET

On se propose de construire une fraiseuse spéciale de production pour l'usinage simultanément de trois faces (brides) perpendiculaires d'un corps de robinet ; celles-ci sont destinées à recevoir des tuyaux.

Les données de base dont nous disposons sont :

- Le dessin de définition du corps de robinet avec toutes les dimensions et les états de surfaces requis. (figure en page suivante)
- Les corps de robinet sont moulés en sable.
- matière : Ft 18
- Production en grande série.





## GENERALITES

Les fraiseuses de production en grande série sont largement utilisées dans les pays industrialisés car elles permettent d'augmenter considérablement la productivité de travail et la production des pièces usinées. Elles répondent par conséquent, aux besoins du marché national du pays en produits nécessaires à des prix de revient relativement bas dans des délais de fabrication réduits.

Pour sa part, l'industrie Algérienne en construction mécanique a créé une filiale de production de machine-outils (ALMO) à Constantine en 1976. Parmi sa gamme de production, on peut citer les fraiseuses universelles répondant aux exigences immédiats et prioritaires ; comme par exemple : l'élargissement de la gamme des produits, la création de l'emploi, ... etc.

Néanmoins, dans un avenir proche, elle pourra s'engager à la réalisation d'un nouveau projet, à savoir la construction de fraiseuses de production en grande série où l'accent sera mis sur deux objectifs essentiels qui prennent de l'importance de jour en jour : La production et la productivité.

## INTRODUCTION

L'objectif que nous nous sommes fixé en entreprenant l'étude de la fraiseuse spéciale de production a été l'usinage en grande série des corps de robinet.

Pour cela, nous avons conçu une fraiseuse horizontale de production à cycles automatiques à commande par came. Celle-ci répond particulièrement bien à l'usinage de pièce de faibles dimensions nécessitant des cycles courts.

L'étude constructive de cette machine a été divisé en deux parties :

- 1- Construction du bâti, de la table, du montage de fraisage du corps de robinet, du mécanisme de transmission des broches.
- 2- Construction du mécanisme de l'avance de la table et calcul de la fondation de la machine.

C'est cette dernière partie dont nous proposons l'étude.

Ainsi, à partir du dessin de définition du corps de robinet, nous tenterons de déterminer des données technologiques qui nous permettront d'aborder l'étude cinématique et dynamique du mécanisme à came essentielle pour le calcul

constructive du mécanisme de l'avance de la table.

Enfin, l'étude de la fondation s'effectuera en fonction des renseignements rassemblés, aussi complets que possible, sur l'ensemble de la machine et son environnement.

# chapitre II

## DETERMINATION DES DONNEES TECHNOLOGIQUES ET ETUDE DU MECANISME A CAME

### 2.0 Analyse du probleme et choix de la fraise

Avant d'entreprendre la construction d'une fraiseuse spéciale, il est indispensable d'étudier le régime de coupe et de fixer les buts recherchés.

Pour cela, nous étudierons au préalable la pièce à usiner pour dégager certaines hypothèses.

Etude du corps de robinet :

La pièce en fonte moyenne Ft 18 provient de la fonderie.

Les surfaces à usiner sont les brides du corps de robinet.

La précision d'usinage est donnée par le signe de façonnage  $\nabla 4$ .

La surépaisseur des surfaces à usiner est de  $3 \pm 1$  mm.

Caractéristique de Ft 18 Charge à la rupture à la traction  $\sigma_r = 78 \text{ daN/mm}^2$ .

hypothèses et choix de la fraise :

On effectuera l'usinage des brides en une seule passe (ébauche - finition).

Nous choisirons dans ce sens un outil de nombre de dents réduits.

Dans le souci de diminuer le temps de coupe, nous préférons utiliser une fraise à carbure métallique à plaquettes amovibles.

Cependant, l'emploi de ce type d'outils nécessite une puissance des broches importante. C'est pour cela qu'il est intéressant d'utiliser des fraises à plaquettes de nombre réduits ; car il vaut mieux abaisser la vitesse de coupe que l'avance afin de conserver une bonne formation de copeaux.

(ces constatations seront justifiées au paragraphe )

Choix de la fraise à plaquette amovibles :

Designation : (norme française) fraise T-MAX R 265

$D = 160 \text{ mm}$   
 $d = 40 \text{ mm}$   
 nombre de dents  $Z = 8$   
 profondeur de coupe maximale : 6 mm.

## 2.1 Détermination du régime de coupe.

### 2.1.1 Calcul de l'avance par dent.

L'avance par dent est donnée par la relation suivante : (réf: Théorie et pratique des outils de coupe)

$$S_d \leq \left(\frac{1}{Z}\right)^{1,2} \sqrt{\frac{R_{\max} \times D^{0,77}}{196 \times t_c^{0,13}}}$$

avec  $Z$  : nombre de dents de la fraise.  
 $D$  : diamètre de la fraise.  
 $S_d$  : avance par dent.  
 $t_c$  : profondeur de passe.  
 $R_{\max}$  : valeur maximale de la rugosité en microns

$Z = 8$  ;  $D = 160 \text{ mm}$   
 $t_c = 4 \text{ mm}$  profondeur de passe maximale.

Le signe de façonnage  $\nabla 4$ , nous renseigne sur les différentes rugosités consignées dans des tableaux (ref: guide du dessinateur industriel)

$\nabla 4$  signifie  $R_a = 12,5 \mu\text{m}$   
 $R = 40 \mu\text{m}$   
 $R_{\max} = 50 \mu\text{m}$  ( $R_{\max} \leq 2R$ )

où  $R$  : profondeur moyenne de rugosité.  
 $R_a$  : Écart moyen arithmétique par rapport à la ligne moyenne.

Application numérique :

$$S_d \leq \left(\frac{1}{8}\right)^{1,2} \sqrt{\frac{50 \times (160)^{0,77}}{196 \times 4^{0,13}}} = 0,33 \text{ mm/dent.}$$

on adopte .....  $S_d = 0,32 \text{ mm/dent}$

### 2.1.2 Calcul de la vitesse de coupe

La vitesse de coupe est donnée par la relation

$$V = \frac{C_v \times D^q}{T^m \times t_c^{y_v} \times S_d^{x_v} \times t^r \times Z^n} \quad (\text{ref: Théorie et pratique des outils de coupe})$$

Pour une durabilité  $T = 180$  mn de l'outil (fraise), des tableaux donnent les différents coefficients, qui sont fonctions de la nature de l'outil et de la matière à usiner.

$$C_v = 396$$

$$y_v = 0,15$$

$$q = 0,2$$

$$r = 0,2$$

$$m = 0,35$$

$$t = 156 \text{ mm largeur de passe.}$$

$$x_v = 0,35$$

$$n = 0,3$$

$$AN: \quad V = \frac{396 \cdot (160)^{0,2}}{(180)^{0,35} \cdot (0,32)^{0,35} \cdot (4)^{0,15} \cdot (156)^{0,2} \cdot (8)^{0,3}} = 41,9 \text{ m/mn}$$

Nous pouvons vérifier cette vitesse de coupe à partir d'abaque connaissant l'épaisseur du copeau ou l'avance par dent, la largeur du copeau (pour le fraisage de face, elle représente la profondeur de passe) et la matière à usiner.

On peut lire sur l'abaque du fascicule Dela-grage n°4 fraisage des métaux.

$$V = 45 \text{ m/mn} \quad \text{avec } e = S_d = 0,32 \text{ mm/dent}$$

$$l = \text{largeur du copeau} = 4 \text{ mm}$$

matière: fonte grise  
constitution de l'outil: en lames en carbures durs  
pièce non écroulée.

Pour obtenir une valeur entière de la vitesse de rotation de la broche (voir [2.1.3]), nous adoptons  $V = 42,7 \text{ m/mn}$

### 2.1.3 Calcul de la vitesse de rotation de la broche.

Elle est donnée par la formule:

$$N = \frac{10^3 V}{\pi D} \quad \text{ou} \quad \begin{array}{l} V: \text{vitesse de coupe en m/mn} \\ D: \text{diamètre de la fraise en mm} \\ N \text{ en tr/mn.} \end{array}$$

$$AN: \quad N = \frac{10^3 \cdot 42,7}{\pi \cdot 160} = 85 \text{ tr/mn} \quad \dots \quad \underline{N = 85 \text{ tr/mn}}$$

### 2.1.4 Calcul de la vitesse d'avance

elle est donnée par la formule:

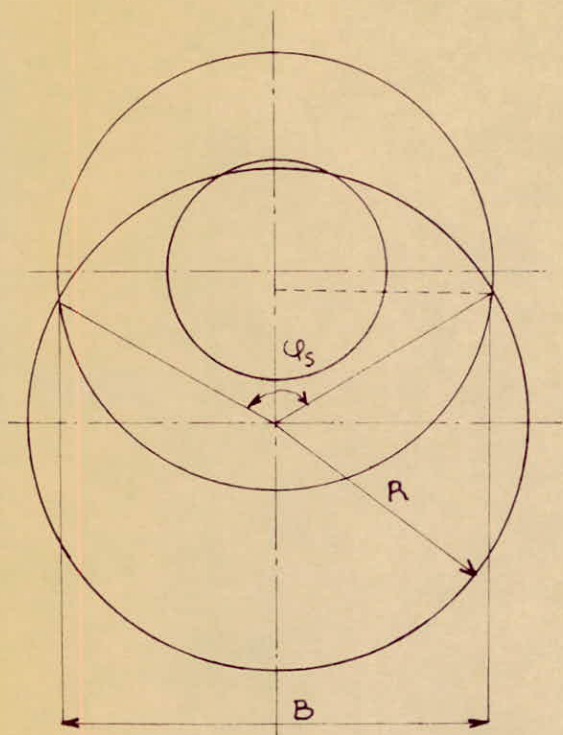
$$A = Z \cdot S_d \cdot N$$

$Z$ : nbre de dent  
 $S_d$ : avance par dent  
 $N$ : vitesse de rotation de la broche

$$AN: \quad A = 8 \cdot 0,32 \cdot 85 = 217,6 \text{ mm/mn} \quad \dots \quad \underline{A = 217,6 \text{ mm/mn}}$$

## 2.1.5 Calcul du nombre de dents en prise.

Pour ce faire, nous devons étudier le mode de fraisage. Nous adopterons le fraisage symétrique c'est à dire, l'axe de symétrie de la pièce dans le sens longitudinal coïncide avec l'axe de la fraise. (voir figure ci-dessous)



Le nombre effectif de dent en prise  $Z_a$ , peut être évalué par calcul. Il est égal à :

$$Z_a = \left\{ E\left(\frac{\varphi_s}{\varphi_p}\right) \text{ ou } E\left(\frac{\varphi_s}{\varphi_p}\right) + 1 \right\}$$

où  $E\left(\frac{\varphi_s}{\varphi_p}\right)$  est la partie entière du rapport  $\frac{\varphi_s}{\varphi_p}$

$$\text{avec } \varphi_p = \frac{2\pi}{z}$$

est l'angle séparant deux dents consécutives

$$\text{et } \varphi_s = 2 \arcsin B/2R$$

est l'angle de contact

Application : face 1 :  $B = 156 \text{ mm}$      $\varphi_s = 2 \arcsin \frac{156}{2 \times 80} = 154,3^\circ$

face 2 :  $B = 152 \text{ mm}$      $\varphi_s = 2 \arcsin \frac{152}{2 \times 80} = 143,6^\circ$

face 3 :  $B = 154 \text{ mm}$      $\varphi_s = 2 \arcsin \frac{154}{2 \times 80} = 148,5^\circ$

$$\varphi_p = \frac{2\pi}{8} \text{ [rad]} \text{ ou } \varphi_p = \frac{360}{8} = 45^\circ$$

En calculant les rapports  $\frac{\varphi_s}{\varphi_p}$  dans chacun des cas :

face 1     $\varphi_s / \varphi_p = 3,4$

face 2     $\varphi_s / \varphi_p = 3,1$

face 3     $\varphi_s / \varphi_p = 3,3$

on déduit le nombre effectif de tranchant maximal en oeuvre lors de l'usinage.

$$Z_a = \{ 3 \text{ ou } 4 \}$$

Car, d'après la théorie de coupe des métaux en fraisage, il apparaît qu'au cours de la rotation de la fraise, existe une configuration « maximale » pour laquelle  $Z_a = 4$  et une autre « minimale » pour laquelle  $Z_a = 3$ .



## 2.1.6 Calcul de l'effort de coupe.

Pour une dent l'effort de coupe est :

$$F_c = K \cdot S \cdot R$$

où  $R$  : résistance à la rupture par compression du matériau.  
 $R = 36 \text{ daN/mm}^2$

$K$  : coefficient (pour fraisage  $K = 4$ )

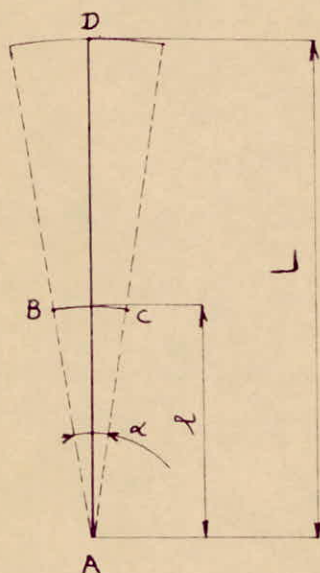
$S$  = épaisseur du copeau  $\times$  largeur de coupe

$$S = S_d \times p = 0,32 \times 4 = 1,28 \text{ mm}^2$$

AN :  $F_c = 4 \cdot 1,28 \cdot 36 = 184,3 \text{ daN} \dots \dots \dots \underline{F_c = 184,3 \text{ daN}}$

## 2.2 Calcul cinématique du mécanisme à came.

On se propose de construire une came disque commandant un levier oscillant.



- Caractéristique du levier AD :  
 (voir figure ci-contre)

axe de rotation A

amplitude d'oscillation  $\alpha = 16^\circ$

positions extrêmes :  $AB = AC = l$

$$l = 190 \text{ mm}$$

longueur du levier oscillant

$$AD = L = 645 \text{ mm}$$

$$\text{rapport } \frac{L}{l} = \frac{645}{190} = 3,4$$

La course de la table sera :

$$S = L \alpha = 645 \times 0,2792 = 180,1 \text{ mm} \dots \dots \dots \underline{S = 180 \text{ mm}}$$

On désire transformer un mouvement circulaire uniforme en un mouvement rectiligne alternatif ; connaissant la vitesse de translation de la table au cours de l'usinage.

$$A = V'_2 = 217,6 \text{ mm/mn}$$

1<sup>er</sup> phase : course aller.

étape I : mouvement uniformément accéléré sur 20 mm  
 engagement :  $e = 20 \text{ mm}$

Etape II: Mouvement uniforme, de vitesse  $V_1 = A = 217,6 \frac{\text{mm}}{\text{mn}}$   
sur 156 mm

Etape III: Mouvement uniformément retardé sur 4 mm  
degageant de l'outil  $d = 4 \text{ mm}$

deuxieme phase: Course retour rapide.

Etape IV: Mouvement uniformément accéléré sur 90 mm

Etape V: Mouvement uniformément retardé sur 90 mm

Les equations et le diagramme des espaces du mouvement du galet permettront de tracer le profil theorique de la came.

Désignons par  $x_1, x_2, x_3 \dots$  les espaces parcourus par le galet respectivement pendant les étapes I, II, III et d'une manière plus générale  $\theta_i, x_i, v_i, \gamma_i$  pour l'étape  $i$ .

$$\begin{cases} x_1 + x_2 + x_3 = l\alpha = 52,97 \text{ mm} \\ x_1 = e/3,4 = 5,88 \text{ mm} \\ x_3 = d/3,4 = 1,17 \text{ mm} \end{cases} \quad \text{d'où } x_2 = 45,91 \text{ mm}$$

Dans le souci de ne pas augmenter indéfiniment la vitesse de retour de la table pour ne pas user les dents de la fraise; nous préférons avoir un angle de rotation de la came correspondant au retour de la table suffisamment important.

Cette hypothèse mène aux résultats suivants:

$$V_2 = \frac{V_1}{3,4} = \frac{217,6}{3,4} = 64 \text{ mm/mn}$$

La vitesse de rotation de la came étant:

$$N = 0,85 \text{ tr/mn}$$

$$t_2 = \frac{x_2}{V_2} = \frac{45,91 \times 60}{64} = 43,04 \text{ s}$$

$$\text{d'où } \theta_2 = \omega t_2 = \frac{360}{60} \cdot N \cdot t_2 = \frac{360}{60} \cdot 0,85 \cdot 43,02 = 219,5^\circ$$

Etape I:

$$\begin{cases} t_1 = 11 \text{ s} \\ \gamma_1 = 0,097 \text{ mm/s}^2 \\ x_1 = \frac{1}{2} \gamma_1 t_1^2 = 5,87 \text{ mm} \\ \theta_1 = \frac{360}{60} \cdot 0,85 \cdot 11 = 56,1^\circ \end{cases}$$

$$\text{étape III: } \left\{ \begin{array}{l} t_3 = 2,2 \text{ s} \\ \gamma_3 = 0,480 \text{ mm/s}^2 \\ x_3 = \frac{1}{2} \gamma_3 t_3^2 = 1,16 \text{ mm} \\ v_3 = \gamma_3 t_3 = 1,08 \text{ mm/s} \\ \theta_3 = \frac{360}{60} \cdot 2,2 \cdot 6 = 11,2^\circ \end{array} \right.$$

$$\text{étape IV: } \theta_4 = \theta_5 = \frac{360 - \theta_1 - \theta_2 - \theta_3}{2} = \frac{360 - 219,5 - 11,2 - 56,1}{2}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \theta_4 = 36,6^\circ \\ t_4 = \frac{\theta_4}{\omega} = \frac{36,6 \times 60}{0,85 \times 360} = 7,17 \text{ s} \\ x_4 = \frac{52,97}{2} = \frac{1}{2} \gamma_4 t_4^2 \Rightarrow \gamma_4 = 1,03 \text{ mm/s}^2 \\ v_4 = \gamma_4 t_4 = 1,03 \cdot 7,17 = 443,5 \text{ mm/mn} \\ \text{d'où } v'_4 = 3,4 v_4 = 1508 \text{ mm/mn} \end{array} \right.$$

étape V: idem que III

Les équations ci-dessous permettent de tracer le diagramme des espaces de la course du galet. (voir fig 1)

Ce dernier suffit pour tracer le profil théorique de la came.

Le problème se ramène à la recherche du profil de came connaissant les positions successives de l'axe galet.

Imprimons au mécanisme tout entier une vitesse angulaire  $\omega = -\omega$  de valeur égale et de sens contraire. La came devient immobile (voir fig 2)

Le point B parcourt les positions  $B_1, B_2, \dots$

Le point A parcourt les positions  $A_1, A_2, \dots$

tel que:  $AB = A_1B_1 = A_2B_2 = \dots$

$$OB_1 = OB + a$$

$$OB_2 = OB + b$$

$$OB_3 = OB + c$$

$$OB_4 = OB + d$$

$$OB_5 = OB + e$$

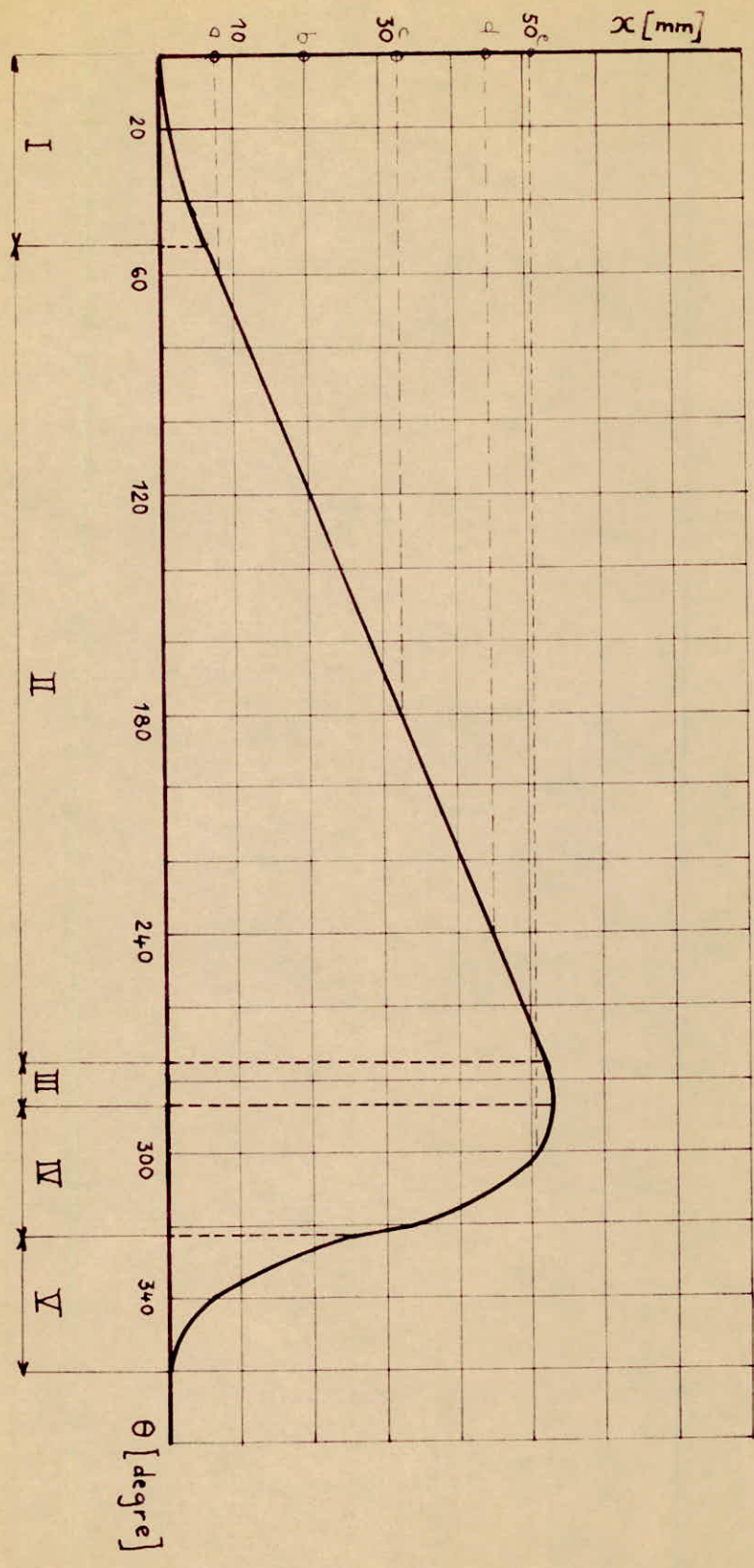
$a, b, c, d, e$  grandeurs reportées sur le diagramme des espaces (fig 1)

$$OB = 128 \text{ mm}$$

Avec six points, on ne peut pas tracer un profil de came. La figure 2 est donnée pour expliquer la méthode du tracé.

En réalité, la came est tracée de 10 en 10 degré d'angle de rotation pour l'étape II et de 4 en 4 degré pour les étapes I, III, IV et V. Enfin, en traçant les positions du galet successives, on obtient une courbe enveloppe qui sera le profil réel de la came.

fig 1: Course du galet



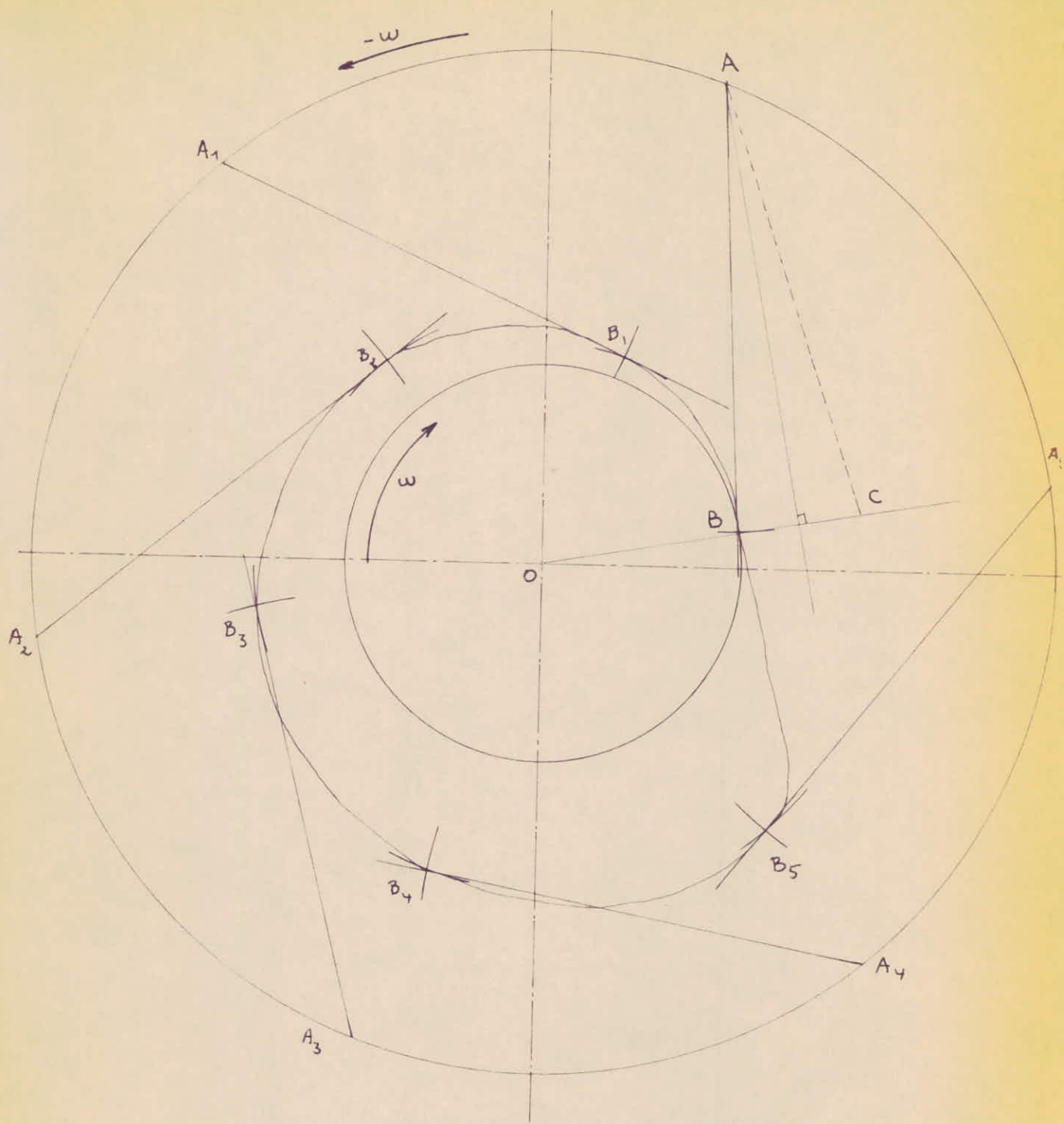


fig 2: profil theorique de la came.

## 2.3 Calcul dynamique du mécanisme à came

Nous présenterons le calcul dynamique du mécanisme à came qui nous permet de déterminer le couple (ou force) maximum nécessaire au déplacement de la table.

La force maximale est évaluée lors de l'usinage des trois brides ; plus exactement lorsque le maximum de dents des trois fraises sont en prises.

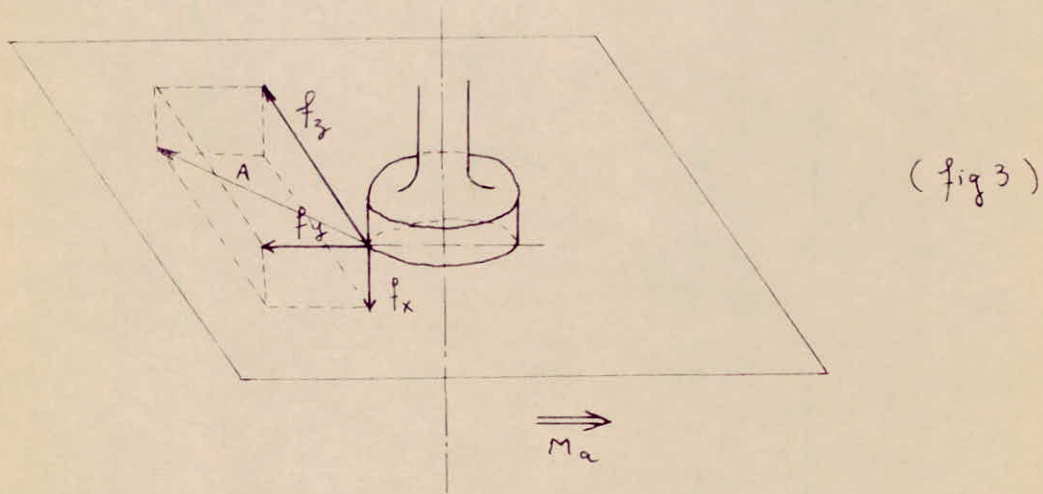
En détail, nous étudierons :

- Les efforts exercés sur la pièce par les dents de la fraise
- Les efforts de frottement
- La force du ressort de rappel de la table.

### 2.3.1 Efforts exercés sur la pièce par les dents de l'outil

L'usinage des trois brides se fait en fraisage de face symétrique.

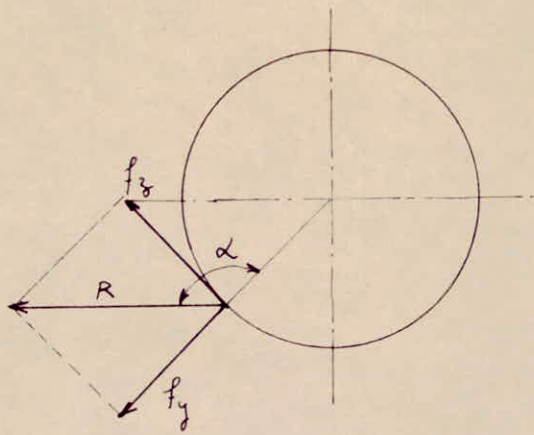
L'action  $A$  exercée sur la pièce par une dent peut être décomposée suivant trois directions orthogonales : (fig 3)



- La première ( $f_x$ ), parallèle à l'axe de la fraise, représente l'effort de pénétration de la fraise dans la matière.
- La deuxième ( $f_y$ ), dirigée suivant un rayon, représente l'effort d'avancement.

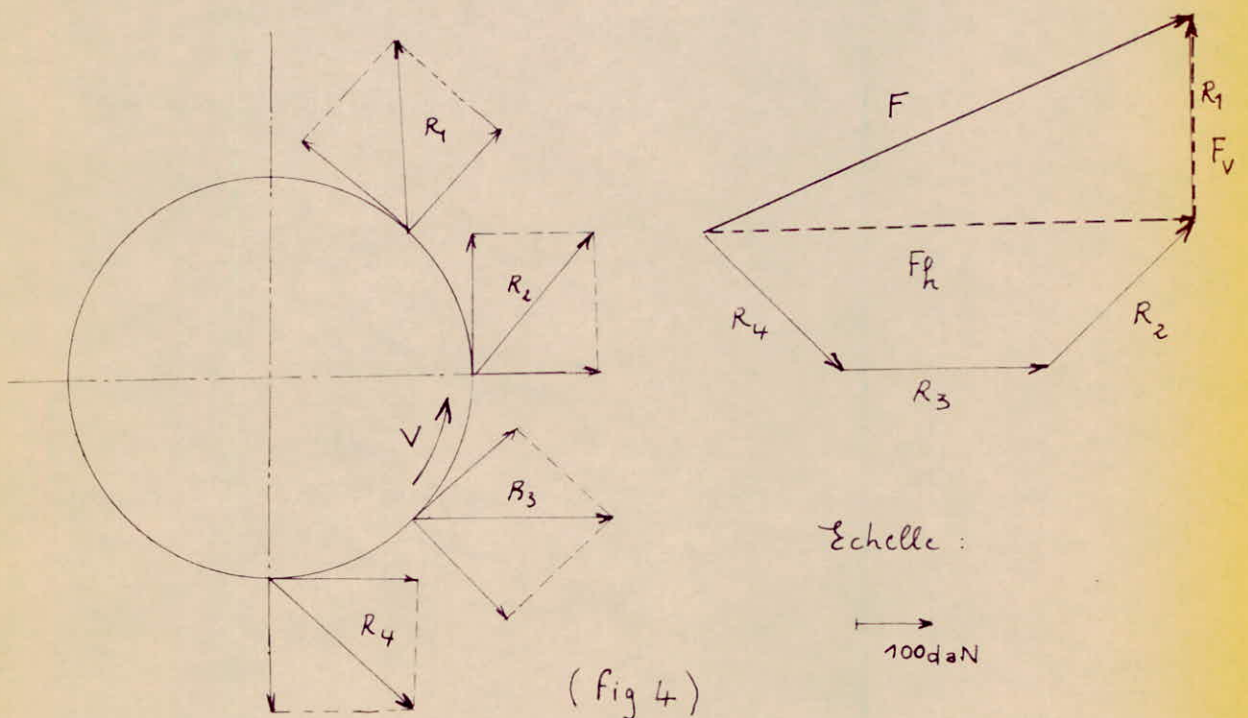
- La troisième ( $f_z$ ), tangente à la fraise représente l'effort de coupe.

La résultante  $R$  des deux dernières est située dans le plan usiné. Elle fait un angle  $\alpha$  avec le rayon de la fraise passant par le sommet. (voir figure ci-dessous)



Si plusieurs dents travaillent simultanément, à chacune d'elles correspond une force  $R$ . La résultante de ces forces est  $F$  que l'on peut construire (fig 4)

Si, quand une dent quitte la pièce, une autre entre immédiatement en action, la force  $F$  reste sensiblement constante en grandeur et en direction.



Le diagramme des forces (fig 4) est tracé à l'échelle tel que  $f_y = f_z = F_c = 184,3 \text{ daN}$ .

En effet,  $f_y$  est toujours inférieure  $f_z$  au cours de l'usinage; mais pour calculer la puissance du moteur d'avance, on prend:  $f_y = f_z$

On relève directement la valeur des forces  $F_v$  et  $F_h$  résultante de  $F$ , à partir de la figure 4.

d'où  $F_v = 260 \text{ daN}$   
 $F_h = 650 \text{ daN}$

L'effort  $F_x$  qui s'applique sur la glissière est égal à :

$$F_x = Z \times f_x \quad \text{ou } Z: \text{ nbre de dent en prise}$$

L'effort  $f_x$  (défini plus haut) est largement inférieur à l'effort de coupe  $f_z$

On adoptera donc  $f_x = \frac{f_z}{2} = \frac{184,3}{2} = 92,1 \text{ daN}$

d'où  $F_x = 4 \times 92,1 = 368,8 = 369 \text{ daN}$

Ainsi, on détermine le bilan des efforts exercés sur la pièce par les dents des trois fraises (illustré fig 5)

En désignant  $F_{vi}$ ,  $F_{hi}$ ,  $F_{xi}$  les efforts respectifs des fraises 1, 2, 3 numérotés figure 5.

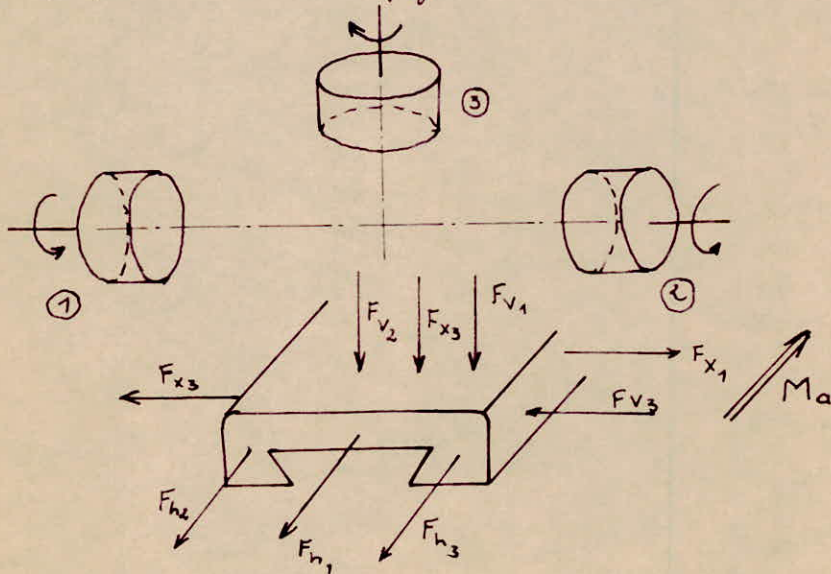


Fig 5



où

$$F_{V_1} = F_{V_2} = F_{V_3} = F_V = 260 \text{ daN}$$

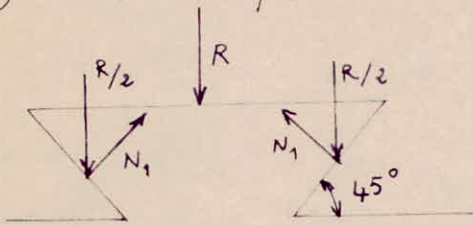
$$F_{X_1} = F_{X_2} = F_{X_3} = F_X = 369 \text{ daN}$$

$$F_{h_1} = F_{h_2} = F_{h_3} = F_h = 650 \text{ daN}$$

### 2.3.2 Calcul des Forces de frottement.

On s'intéresse aux forces perpendiculaires au sens de déplacement de la table.  
Ce sont les forces  $F_{V_1}, F_{V_2}, F_{V_3}, F_{X_3}$  (voir Fig 5)

1) Force de frottement due aux efforts verticaux.



La résultante des forces verticales est:

$$R = F_{V_2} + F_{X_3} + F_{V_1} = 260 + 369 + 260 = 889 \text{ daN}$$

La force de frottement est donnée par:

$$Q_1 = 2 N_1 f \quad \text{où} \quad N_1 \text{ effort normal}$$

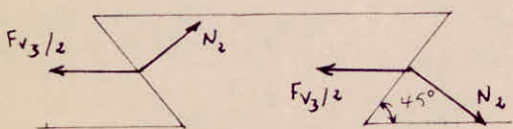
$f$ : coefficient de frottement

$$N_1 = \frac{R}{2 \cos 45} = \frac{889}{2 \cos 45} = 513,2 \text{ daN}$$

$$f = 0,16 \quad \text{coefficient de frottement fonte sur fonte.}$$

$$Q_1 = 2 \cdot 513,2 \cdot 0,16 = 164,2 \text{ daN}$$

2) Forces de frottement due à l'effort horizontal.



Les forces  $F_{X_1}$  et  $F_{X_3}$  s'annulent mutuellement.

L'effort horizontal est  $F_{V_3}$

2.3.3 calcul de la force du ressort de rappel.

elle doit être suffisamment puissante pour déplacer la table lors du retour de celle-ci à sa position verticale. Le ressort de traction n'est pas à prises jointives sa force est estimée à :  $F_R = 46 \text{ daN}$  (voir paragraphe [3.4.5]) correspondant à une course de la table de 92 mm de hauteur et en position verticale. Le maximum de dents de chaque fraise sont en prise.

$$F_f = Q_1 + Q_2 + Q_3 = 164,2 + 41,6 + 26 = 231,8 \text{ daN}$$

La force de frottement totale s'opposant au déplacement de la table sera égale à :

$$Q_3 = \frac{P \cdot f}{\cos 45} = \frac{100 \cdot 0,16}{\cos 45} = 26 \text{ daN}$$

$$Q_3 = 2 \cdot P \cdot f \quad f = 0,16 \text{ coefficient de frottement}$$

La force de frottement est donc égale à :

$$P = mg \approx 100 \cdot 10 = 1000 \text{ N} = 100 \text{ daN}$$

concernant à un poids :

$$m = m_T + m_S = 65 + 35 = 100 \text{ Kg}$$

la masse totale est :

$$m_T = 65 \text{ Kg} \quad m_S = 35 \text{ Kg}$$

masse de la table  
masse surcharge (pièce et montage d'usinage)

3) La force de frottement due au poids de la table et de la surcharge :

$$Q_2 = 2 \cdot 212,1 \cdot 0,16 = 41,6 \text{ daN}$$

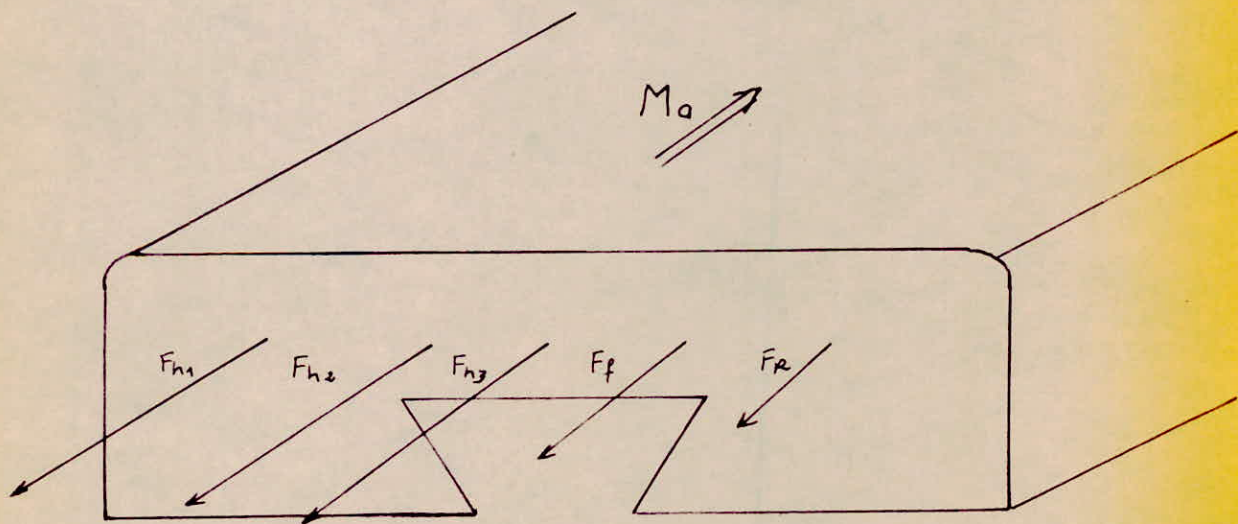
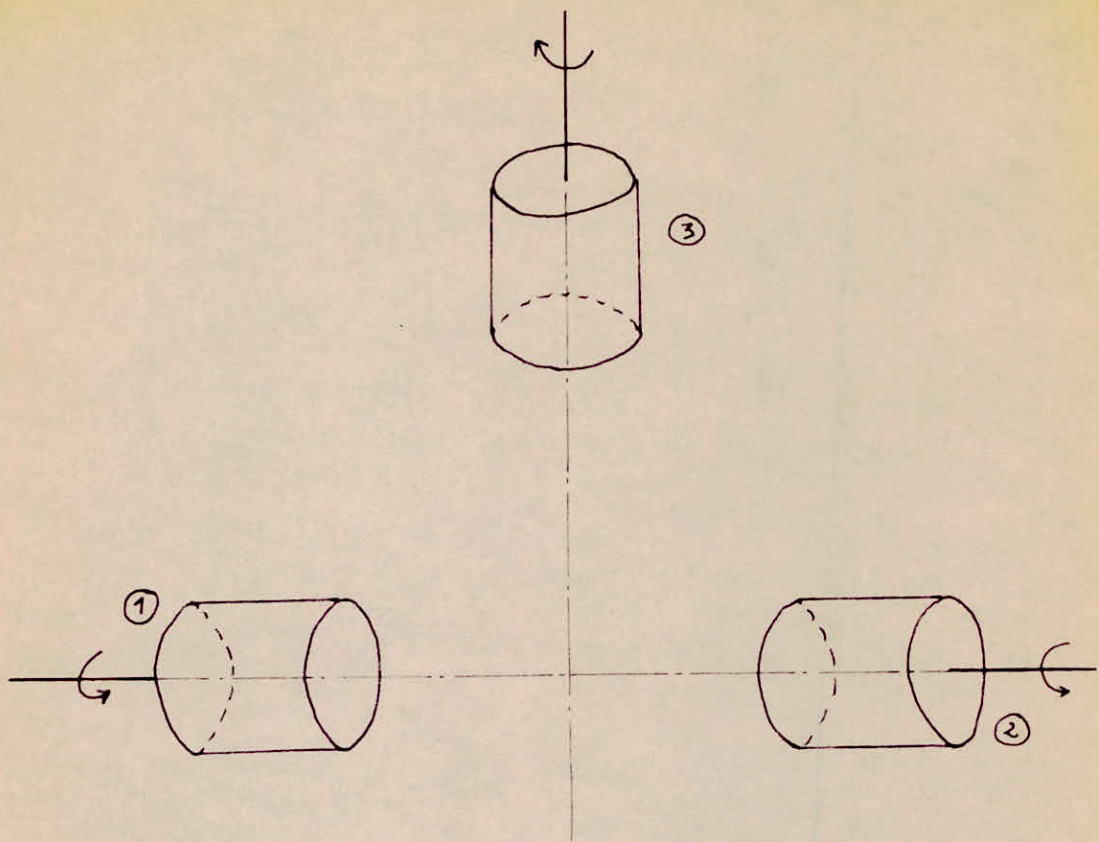
$$N_2 = \frac{F_3}{\cos 45} = \frac{260}{\cos 45} = 212,1 \text{ daN}$$

avec

$$Q_2 = 2 \cdot N_2 \cdot f$$

la force de frottement est :

Fig 6 : bilan des forces s'opposant directement au déplacement de la table



### 2.3.4 Calcul de la puissance de l'avance de la table.

La force maximale s'opposant directement au déplacement de la table est égale à : (voir Fig 6)

$$F_d = F_{h_1} + F_{h_2} + F_{h_3} + F_f + F_R$$

$$F_d = 3F_h + F_f + F_R = 3 \times 650 + 231,8 + 46$$

$$F_d = 2227,3 \text{ daN}$$

La puissance théorique nécessaire au déplacement de la table sera égale à :

$$P_{th} = F_d \times V'_2 \quad V'_2 : \text{vitesse d'avance de la table au cours de l'usinage.}$$

$$F_d \text{ en [N]} ; \quad V'_2 = 217,6 \text{ mm/mn} \quad V'_2 \text{ en [m/s]} ; \quad P_{th} \text{ en [W]}$$

$$P_{th} = 2227,3 \times 10 \times \frac{0,2176}{60} = 81 \text{ W}$$

La puissance pratique est égale à 1,2 à 1,5 la puissance théorique pour permettre au moteur électrique choisi de fonctionner à couple nominal.

$$P_{pr} = 1,4 \times 81 = 114 \text{ W}$$

En tenant compte des rendements des différents éléments participant au mécanisme de transmission (lire paragraphe 3) ; on obtient la puissance réelle nécessaire.

|           |                  |   |
|-----------|------------------|---|
| rendement | embrayage        | $\eta_{emb} = 0,90$                       |
| _____     | accouplement     | $\eta_{acc} = 0,90$ (manchon à engrenage) |
| _____     | réducteur        | $\eta_{red} = 0,50$ (voir paragraphe 3.2) |
| _____     | came - galet     | $\eta_{c-g} = 0,95$                       |
| _____     | moto - réducteur | $\eta_{mr} = 0,95$ (3 trains d'engrenage) |
| _____     | rotule - table   | $\eta_{r-t} = 0,90$                       |

Le rendement total est égal à :

$$\begin{aligned} \eta_t &= \eta_{emb} \times \eta_{acc} \times \eta_{red} \times \eta_{c-g} \times \eta_{mr} \times \eta_{r-t} \\ &= 0,90 \times 0,90 \times 0,50 \times 0,95 \times 0,95 \times 0,90 = 0,328 \approx 0,32 \end{aligned}$$

La puissance  $P$  de l'avance de la table sera :

$$P_a = \frac{P_{pr}}{\eta_t} = \frac{114}{0,32} = 356 \text{ W} \leq P$$

Nous choisissons un moto-réducteur de puissance  $P = 0,37 \text{ kW}$

## Tableau récapitulatif

|   |         |       |
|---|---------|-------|
| Fraisage de face symétrique                 | —       | —     |
| outil : Fraise T-MAX R 265                  | —       | —     |
| Diamètre de la fraise : $D$                 | mm      | 160   |
| Nombre de dent de la fraise : $Z$           | —       | 8     |
| Avance par dent : $S_d$                     | mm/dent | 0,32  |
| Vitesse de coupe : $V$                      | m/mn    | 42,7  |
| Vitesse de rotation de la broche : $N$      | tr/mn   | 85    |
| Vitesse d'avance de travail : $V'_2$        | mm/mn   | 217   |
| Vitesse d'avance retour : $V'_4 = V'_5$     | mm/mn   | 1508  |
| Nombre de dent max en prise : $Z_a$         | —       | 4     |
| Effort de coupe par dent : $F_c$            | daN     | 184,3 |
| temps du cycle d'usinage $\sum_{i=1}^5 t_i$ | sec     | 64    |
| Puissance du moteur d'avance : $P$          | kW      | 0,57  |
| Vitesse de rotation de la came              | tr/mn   | 0,85  |
| course longitudinale                        | mm      | 180   |

### Chapitre III

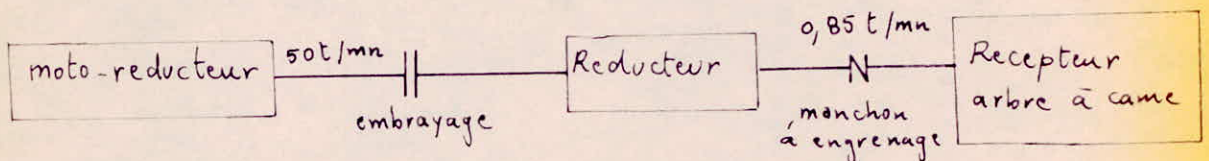
## CONSTRUCTION DU MECANISME DE L'AVANCE DE LA TABLE

### 3.0 Description de la chaîne cinématique adoptée

Pour l'usinage des trois faces du corps de robinet, le déplacement de la table est assuré par la rotation d'une came tournant à  $0,85 \text{ tours/mn}$ .  
Pour réduire la vitesse de rotation du moteur électrique à cette vitesse ; il faut intercaler soit :

- un réducteur : celui-ci devra être construit car il n'existe pas de réducteur normalisé de rapport  $750/0,85$  ;  $1000/0,85$  ou  $1500/0,85$  pour une puissance transmise de  $0,37 \text{ kW}$
- un moto-réducteur et réducteur :  
Le moto-réducteur sera normalisé alors que le réducteur sera construit.

chaîne cinématique adoptée :



- réducteur à vis sans fin.
- moto-réducteur normalisé : HEUC 63L4 - 80MN 3T 15

puissance du moteur =  $0,37 \text{ kW}$   
vitesse à l'arbre Pent =  $50 \text{ tr/mn}$ .

Ce moto-réducteur ne supportant pas les démarrages fréquents, on prévoit un embrayage électromagnétique assurant le désaccouplement de l'arbre du moto-réducteur à celui du récepteur à la fin du cycle d'usinage : le moto-réducteur restant en marche.

### 3.1 Description de l'avance, du cycle automatique et de la commande de la table.

Avance: Le déplacement de la table est assuré par la rotation d'une came agissant sur un galet solidaire d'un levier (voir planche PR 1.00.00). Une extrémité de ce levier est fixée au bâti de la machine par l'intermédiaire d'un support d'axe et l'autre à la table. Le galet est constamment appliqué sur la came par un ressort de rappel qui assure également le retour rapide de la table.

La vitesse de rotation de la came est obtenue grâce à un réducteur à vis sans fin accouplé à l'arbre à came.

Le moto-réducteur de commande est indépendant: Un embrayage électromagnétique assure la transmission du couple à l'arbre à came.

Cycle automatique: Le profil de la came détermine la suite des mouvements lents et rapides, ainsi que leur longueur et leur vitesse, celle-ci étant également fonction de la vitesse de rotation de la came.

Sans intervention manuelle, il est donc possible d'obtenir toutes les combinaisons de mouvements longitudinaux lents et rapides dans

un ordre quelconque, mais qui est dans notre cas : avance rapide, avance de travail, retour rapide.

Commande : — Démarrage du moto-réducteur de l'avance soumis au démarrage des moto-réducteurs des broches.

— L'arrêt de la table est assuré par un fin de course qui coupe le circuit électrique : La bobine de l'embrayage électromagnétique "déséxcitée" favorise le débrayage des deux disques de friction (voir paragraphe [3.2] calcul et construction de l'embrayage)

— Le démarrage de la table est réalisé lorsque l'opérateur agit sur un bouton poussoir de commande de l'embrayage.



## 3.2 Calcul et construction de l'embrayage.

### 3.2.1 Choix de la commande de l'embrayage

Nous avons opté pour un embrayage électromagnétique car il semble convenir parfaitement à la commande des avances de la fraiseuse spéciale de production.

En effet, il possède des avantages certains qui répondent aux exigences exomptées. Nous citons essentiellement :

- augmentation des cadences de fonctionnement.
- commande plus souple et plus rapide.

Alors que l'emplacement d'un embrayage à commande mécanique à levier par exemple, rend la manoeuvre plus difficile et exige des efforts notables.

### 3.2.2 Description et fonctionnement.

L'embrayage électromagnétique a pour organes essentiels :

Un système électromagnétique composé d'un corps de l'électro-aimant, d'un bobinage et d'un induit, ainsi qu'un jeu de disques de friction.

Le bobinage logé dans une rainure circulaire du corps est alimenté en courant continu par deux bagues et des balais qui frottent sur ces bagues.

Le fonctionnement se résume ainsi :

Lorsque le circuit est fermé, l'induit est attiré au corps (le manipulateur agit sur un bouton poussoir marche) et les surfaces de frottement se serrent l'une contre l'autre.

Lorsque le courant est coupé (la table en fin de course retour vient buter sur un fin de course), l'induit est retiré par des ressorts de rappel préliminairement comprimés, et les disques de friction se libèrent.

### 3.2.3 Calcul de l'embrayage à friction

On se borne à définir les dimensions des surfaces de frottement.  
Le problème consiste à vérifier une double équation :

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{fr} = \beta M_t \end{array} \right. \quad (1)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{fr} = z \cdot f \cdot F \cdot r_{moy} = f \cdot F_u \cdot S_{fr} \cdot r_{moy} \cdot z \end{array} \right. \quad (2)$$

avec

- $M_{fr}$  : moment de frottement
- $\beta$  : coeff de marge d'adhérence
- $f$  : coeff de frottement
- $F$  : force de contact des deux plateaux
- $F_u$  : pression unitaire de contact
- $z$  : nombre de surface de contact.
- $S_{fr}$  : surface de frottement

$$r_{moy} = \frac{r_e + r_i}{2} \quad \text{rayon moyen}$$

où  $r_e$  : rayon extérieur du disque  
 $r_i$  : rayon intérieur du disque

Donc, pour déterminer les dimensions et le nombre de surface de frottement ( $S_{fr}$ ,  $r_{moy}$ ,  $z$ ), on doit d'abord choisir les valeurs  $f$ ,  $F_u$  et  $\beta$

Les valeurs  $f$  et  $F_u$  sont consignées sur un tableau de l'ouvrage intitulé « éléments de machines »

Le choix effectué est le suivant :  
 matériaux des surfaces de frottement :  
 cermet - acier

condition de service : à sec  
 coefficient de frottement  $f = 0,4$   
 pression unitaire :  $F_u = 3 \text{ daN/cm}^2$   
 température maximale  $550^\circ\text{C}$

La valeur du coefficient de marge d'adhérence est évaluée dans la pratique :  
 machines - outils  $\beta = 1,25 \div 1,5$

De même que le rapport  $\frac{r_e}{r_i}$  ou  $\frac{r_i}{r_e}$

$$\frac{r_i}{r_e} = 0,6 \div 0,8$$

Application :

$$r_e = 90 \text{ mm}$$

$$r_i = 0,77 r_e = 70 \text{ mm}$$

$$r_{moy} = \frac{r_e + r_i}{2} = 80 \text{ mm}$$

$$S_{fr} = \pi (r_c^2 - r_i^2) = \pi (8^2 - 7^2) = 100,5 \text{ cm}^2$$

d'après la relation (2) on a :

$$M_{fr} = f \cdot F_u \cdot S_{fr} \cdot r_{moy} = 0,4 \cdot 3 \cdot 100,5 \cdot 8$$

$$= 964,8 \text{ daN.cm} \approx 9,65 \text{ daN.m}$$

verification de la relation (1)

$$M_{fr} = \beta M_t$$

$$M_t = \frac{P}{\omega} = \frac{P \times 30}{\pi n} \quad \text{ou} \quad \begin{array}{l} P: \text{puissance transmise} \\ n: \text{vitesse de rotation} \\ \text{de l'arbre de sortie du} \\ \text{moteur-reducteur.} \end{array}$$

$$P = 370 \text{ W}$$

$$n = 50 \text{ tr/mn}$$

$$M_t = \frac{370 \cdot 30}{\pi \cdot 50} = 70 \text{ N.m} = 7,0 \text{ daN.m}$$

En prenant un coeff d'adhérence  $\beta = 1,38$ , on obtient un moment de frottement compatible à la relation (1)

$$M_{fr} = \beta M_t = 1,38 \cdot 7,0 = 9,66 \text{ daN.m}$$

### 3.2.4 Caractéristique de construction

La détermination du circuit magnétique, s'établit en partant de la formule de Maxwell.

$$F \, dc = S \left( \frac{B^2}{2\mu_0} - \frac{B^2}{2\mu_0 \mu_r} \right) dc = \frac{B^2 S}{2\mu_0} \left( 1 - \frac{1}{\mu_r} \right) dc$$

- F : force d'attraction (N)
- B : induction (Tesla ou Wb/m<sup>2</sup>)
- S : surface polaire (m<sup>2</sup>)
- $\mu_0$  : étant égal à  $4\pi \cdot 10^{-7}$  (MKSA)
- e : entrefer en (m)

En raison de la valeur élevée de  $\mu_r$  dans le fer (environ 2000 à 3000 aux inductions usuelles) le terme  $\frac{1}{\mu_r}$  est négligeable devant l'unité d'où :

$$F = \frac{1}{2} \frac{B^2 S}{\mu_0} \quad (\text{ref: Technique de l'ingénieur})$$

Pour un effort donné au plateau de pression, on a donc la valeur de la surface polaire active à réaliser pour une induction dans l'entrefer déterminé.

en effet,

$$S = \frac{2 \mu_0 F}{B^2} = \frac{8 \pi 10^{-7} F}{B^2}$$

$$F = F_u \cdot S_p = 3 \times 100,5 \approx 300 \text{ daN} = 3000 \text{ N}$$

Nous choisissons une induction magnétique  $B = 1 \text{ T}$  et nous déterminons le bobinage nécessaire.

$$AN : \quad S = \frac{8 \pi 10^{-7} \cdot 3000}{1} = 75,49 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$S = 75,5 \text{ cm}^2 \quad \text{surface polaire.}$$

La force magnétomotrice nécessaire sera donc :

$$NI = He$$

$NI$  : force magnétomotrice (A.t) (ampère tour)

$H$  : induction (T)  $H = B/\mu_0$

$e$  : entrefer (m)  $e = 0,75 \text{ mm}$

$$B = \mu_0 \times H$$

densité usuelle du courant traversant un fil en cuivre  $\approx 1,5 \text{ A/mm}^2$

$$I = 2 \text{ A}$$

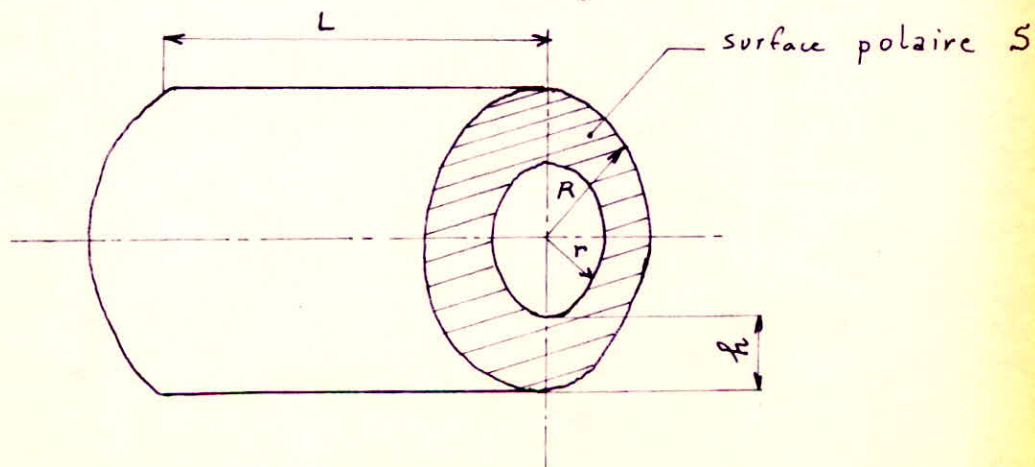
$S = 2 \text{ mm}^2$  : section du fil correspondant à un diamètre  $d = 1,6 \text{ mm}$

$$N = \frac{B e}{\mu_0 I} = \frac{10^7}{4\pi} \frac{B e}{I} = \frac{10^7 \cdot 1 \cdot 0,75 \cdot 10^{-3}}{4\pi \cdot 2}$$

$$N = 299,4 \text{ spires}$$

$$N = 300 \text{ spires.}$$

Emboîtement du bobinage.



Si on adopte  $r = 3,5 \text{ cm}$ , on obtient les résultats suivants :

$$S = \pi R^2 - \pi r^2 \Rightarrow R = \sqrt{\frac{S + \pi r^2}{\pi}} = \left[ \frac{75,5 + \pi(3,5)^2}{\pi} \right]^{1/2}$$

$$R = 6,02 \text{ cm}$$

$$h = R - r = 2,5 \text{ cm}$$

- nombre de couche :

$$c = \frac{h}{d} = \frac{2,5}{1,6} = 15 \text{ couches}$$

nombre de spire par couche :

$$n = \frac{N}{c} = \frac{300}{15} = 20 \text{ spires}$$

- Longueur de la bobine :

$$L = n \cdot d = 20 \times 1,6 = 32 \text{ mm}$$

- Longueur du fil :  $\mathcal{L}$

$$\text{couche 1: } l_1 = \pi(r + 1 \times d) \times 20$$

$$\text{couche 2: } l_2 = \pi(r + 3 \times d) \times 20$$

$$\dots$$
$$\text{couche 15: } l_{15} = \pi(r + 29 \times d) \times 20$$

$$\mathcal{L} = l_1 + l_2 + \dots + l_{15} = \pi(15 \cdot r + d \times P) \times 20$$

$$\text{où } P = \frac{1 - 2^{15}}{(1 - 2)^{15}} \quad : \text{ somme d'une progression arithmétique}$$

$$P = 2184,5$$

de raison 2 et de 15 termes.

$$\text{d'où } \mathcal{L} = 272,6 \cdot 10^2 \text{ cm}$$

- résistance du fil :

$$R = \rho \frac{\mathcal{L}}{S} \quad \text{où } \rho = 1,76 \cdot 10^{-5} \Omega \cdot \text{cm} \quad \text{résistivité du cuivre}$$

(cuivre)

$$R = 1,76 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{272,6 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^{-2}} = 23,98 \Omega$$

$$R = 24 \Omega$$

- Tension au borne des bagues collectrices :

$$U = RI = 24 \times 2 = 48 \text{ V}$$

### 3.2.5 vérification à la résistance des organes constitutifs de l'embrayage.

#### 3.2.5.1 vérification du roulement.

roulement à une rangée de billes à gorge profonde série 10  $d = 30 \text{ mm}$   $C = 1020 \text{ daN}$

$$C = P \times K \times L^{1/3}$$

$$\text{où } P = x F_r + y F_a$$

$P$ : charge dynamique équivalente.

$F_r$ : effort radial

$F_a$ : effort axial

$$K = 1$$

$$F_a = 3000 \text{ N}$$

$$F_r = 200 \text{ N}$$

$$\frac{F_a}{F_r} = 15 > e = 0,44 \Rightarrow \begin{matrix} x = 0,56 \\ y = 1 \end{matrix}$$

$$P = 0,56 \cdot 20 + 1 \cdot 3000 = 311,2 \text{ daN}$$

$$L = \frac{N \times 60 \times L_h}{10^6}$$

$$\begin{matrix} L_h = 10.000 \text{ heures} & \text{durée de service} \\ N = 50 \text{ tr/mn} \end{matrix}$$

$$L = \frac{50 \times 60 \cdot 10000}{10^6} = 30 \text{ millions d'heures}$$

on vérifie ainsi la capacité dynamique du roulement

$$C = 311,2 (30)^{1/3} = 956,0 \text{ daN} < 1020 \text{ daN}$$

#### 3.2.5.2 vérification des goujons au cisaillement.

6 goujons normalisés en A33 de diamètre  $d = 8 \text{ mm}$   
 $R_{emin} = \sigma_t = 16 \text{ daN/mm}^2$  état non défini  
 $[\tau]_{cis} = 0,2 \sigma_t = 3,2 \text{ daN/mm}^2$

La contrainte de cisaillement est égale à :

$$\tau = \frac{F}{S} \quad \begin{matrix} F: \text{force au droit de la section cisailée.} \\ S: \text{section cisailée.} \end{matrix}$$

$$F = \frac{M_{fr}}{r} = \frac{96,5}{0,045} = 2145 \text{ N}$$

$$S = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi (8)^2}{4} = 50,2 \text{ mm}^2$$

$$\tau = \frac{F}{6S} = \frac{2145}{6 \cdot 50,2} = 0,71 \text{ daN/mm}^2 < [\tau]_{\text{cis}}$$

### 3.2.5.3 vérification des vis au cisaillement.

6 vis en A33  $d = 8 \text{ mm}$

De la même façon on a :

$$F = \frac{C}{r} = \frac{M_{fr}}{r} = \frac{96,5}{0,038} = 2539,4 \text{ N} = 254 \text{ daN}$$

$$\tau = \frac{F}{6S} = \frac{F \times 4}{6 \pi d^2} = \frac{254 \times 4}{6 \cdot \pi (8)^2} = 0,84 \text{ daN/mm}^2 < [\tau]_{\text{cis}}$$

### 3.2.5.4 Calcul des ressorts de compression.

La force maximale sur un ressort est, sachant que six ressorts travaillent lors de l'embrayage

$$P = \frac{S_f \cdot F_u}{6} = \frac{300}{6} = 50 \text{ daN}$$

Pour dimensionner le ressort, il faut vérifier les deux relations simultanément :

$$\begin{cases} f = \frac{8PD^3n}{Gd^4} \\ \tau = \frac{8PD}{\pi d^3} \end{cases}$$

où

$f$  : flèche

$P$  : force appliquée au ressort.

$G$  : module d'élasticité transversal

$$G = 8000 \text{ daN/mm}^2$$

$d$  : diamètre du fil du ressort.

$D$  : diamètre d'enroulement du ressort.

$n$  : nombre de spire

$\tau$  : taux de travail du ressort

Le ressort est comprimé en position débrayée d'une charge de 200 N correspondant à une flèche  $f_1$ , et d'une charge de 500 N correspondant à une flèche  $f_2$  en position embrayée

Sachant que  $f = kP$  d'où  $f_1 = 200 k$

$$f_2 = 500 k$$

on peut écrire la relation :

$$f_2 - f_1 = (500 - 200) k = 300 k = 2 \text{ mm}$$

Le disque se déplaçant de 2 mm au cours de l'embrayage.

Si on choisit un ressort 50CV4, on peut admettre un taux de travail maximal de  $80 \text{ daN/mm}^2$

Les relations précédentes deviennent :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{8D^3 \cdot n}{Gd^4} = \frac{2}{300} \left[ \frac{\text{mm}}{\text{N}} \right] \quad (1) \\ \frac{8PD}{\pi d^3} \leq 800 \text{ N/mm}^2 \quad (2) \end{array} \right.$$

$$D = 12 \text{ mm}$$

$$n = 4 \text{ spires}$$

on tire le diamètre du fil de la relation (1)

$$d = \left[ \frac{30}{2} \frac{8D^3 \cdot n}{G} \right]^{1/4} = \left[ \frac{30}{2} \cdot \frac{8 \cdot (12)^3 \cdot 4}{8000} \right]^{1/4}$$

$$d = 2,87 \text{ mm}$$

$$d = 3 \text{ mm}$$

on vérifie la relation (2) avec les caractéristiques du ressort suivants :

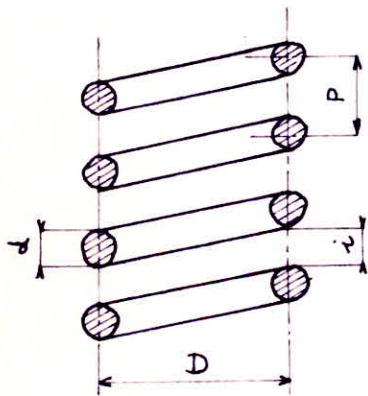
$$D = 12 \text{ mm}$$

$$n = 4 \text{ spires}$$

$$d = 3 \text{ mm}$$

$$\text{avec } P_{\max} = 50 \text{ daN}$$

$$\frac{8P \cdot D}{\pi d^3} = \frac{8 \cdot 50 \cdot 12}{\pi (3)^3} = 56,9 \text{ daN/mm}^2 = 569 \text{ N/mm}^2$$



Le pas  $p$  :

$$p = d + i$$

où  $i$  : intervalle

$$i = \frac{d}{n} = \frac{2}{4} = 0,5 \text{ mm}$$

$$p = 3 + 0,5 = 3,5 \text{ mm}$$

La longueur libre du ressort est :

$$L = np + d = 4 \cdot 3,5 + 3 = 17 \text{ mm}$$



### 3.3 calcul et construction du reducteur

#### 3.3.1 caractéristique des dentures. (voir Planche PR 1.01.00)

- Vis :
    - Nombre de filet  $z_1 = 1$
    - vitesse de rotation  $n_1 = 50 \text{ tr/min}$
    - diamètre primitif  $d_1 = 60 \text{ mm}$
    - Angle d'hélice  $\gamma_1 = 6^\circ$  d'où  $\beta_1 = 84^\circ$
    - Module réel  $m_n = 6 \text{ mm}$  (normalisé)
    - Module axial  $m_x = m_n / \sin \beta_1 = 6,03 \text{ mm}$
    - Pas réel  $P_n = m_n \times \pi = 18,84 \text{ mm}$
    - Pas axial  $P_x = P_n / \cos \gamma_1 = 18,94 \text{ mm}$
    - Pas de l'hélice  $P_z = P_x \cdot z_1 = 18,94 \text{ mm}$
    - Diamètre extérieur  $d_{a1} = d_1 + 2 m_x = 72 \text{ mm}$
    - Diamètre intérieur  $d_{f1} = d_1 - 2,4 m_x = 45,6 \text{ mm}$
  
  - Roue :
    - Nombre de dents  $z_2 = 58$
    - vitesse de rotation  $n_2 = 0,85 \text{ tr/min}$
    - diamètre primitif  $d_2 = 360 \text{ mm}$
    - Diamètre extérieur  $d_{a2} = 372 \text{ mm}$
    - Diamètre intérieur  $d_{f2} = 345,6 \text{ mm}$
    - largeur de la roue
      - $\beta_1 = 84^\circ$
      - $\gamma_1 = 6^\circ$
- $\left. \begin{array}{l} \beta_1 = 84^\circ \\ \gamma_1 = 6^\circ \end{array} \right\} \rightarrow q_1 = \frac{d_1}{m_{x1}} = 10$
- $b_{2\max} = 2 m_x \sqrt{q_1 + 1} = 39,79 \text{ mm} \dots\dots b_2 = 39 \text{ mm}$
- entraxe  $a = \frac{d_1 + d_2}{2} = 210 \text{ mm}$
  - rapport de réduction  $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = 58$
  - sens de l'hélice : « à gauche »

#### 3.3.2 Calcul de résistance des dentures.

roue : fonte grise Ft 25

vis : acier de cémentation à 2% Ni  
 filet rectifié de précision I.S.O 6  
 20 N 8 (0,15 ÷ 0,23% C ; 1,8 ÷ 2,3% Ni)  
 charge de rupture : 65 kgf/mm<sup>2</sup>.

Il suffit de déterminer la capacité de charge de la roue.

Pour ce faire, nous utilisons les formules proposées par G. Henriot dans son ouvrage intitulé 'Traité théorique et pratique des engrenages' (édition 1968)

### 3.3.2.1 Calcul du rendement.

- graissage à l'huile végétale
- vitesse de glissement  $v_g$ :

$$v_g = \frac{w_1 r_1}{\sin \beta_1} = \frac{w_1 r_1}{\cos \gamma_1} = \frac{\pi \times 50 \times 0,03}{\cos 6^\circ \times 30} = 0,157 \text{ m/s}$$

- coefficient de frottement  $f$ :

$$f = 0,07 \cdot k \quad (\text{La valeur } 0,07 \text{ est lue sur l'abaque connaissant } v_g)$$

$k$ : coeff de correction

vis en acier de cémentation

roue en fonte

$$\} \rightarrow k = 1,5$$

(ref: Henriot ed. 68)

$$f = 0,07 \times 1,5 = 0,105 \quad \dots \dots \dots f = 0,10$$

Le rendement de réduction est donné par la relation:

$$\eta_r = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg} (\gamma + \mu)}$$

où  $\gamma = 6^\circ$

$\mu$ : angle de frottement tel que:

$$\operatorname{tg} \mu = f \Rightarrow \mu = 5,71^\circ$$

$$\eta_r = \frac{\operatorname{tg} 6}{\operatorname{tg} (6 + 5,71)} = 0,507 \quad \dots \dots \dots \eta_r = 0,50$$

### 3.3.2.2 calcul de la puissance de l'arbre.

$$P = 370 \text{ W} \quad \text{puissance théorique}$$

$$P_1 = \eta_{mr} \times P \quad \eta_{mr}: \text{rendement moto-reducteur. } \eta_{mr} = 0,95$$

$$P_1 = 0,95 \cdot 370 = 352 \text{ W} \quad \text{puissance de l'arbre d'entrée du reducteur.}$$

$$P_2 = P_1 \times \eta_r \quad \eta_r: \text{rendement reducteur } \eta_r = 0,50$$

$$P_2 = 352 \times 0,5 = 176 \text{ W} \quad P_2: \text{puissance de l'arbre de sortie.}$$

### 3.3.2.3 vérification à la pression superficielle.

$$P_{\text{adm}} = \frac{0,36 \cdot 10^{-6}}{1,96} \cdot \sigma_{02} \cdot b_2 \cdot d_2^{1,8} \cdot n_2 \cdot K_{VH_2} \cdot K_L \cdot K_M \cdot K_A$$

(ref: Henriot ed 68)

Avec:

$$\sigma_{02} = 1$$

facteur de résistance du matériau considéré, compte tenu du matériau de l'organe conjugué.

$b_2 = 39 \text{ mm}$  largeur de la roue  
 $d_2 = 360 \text{ mm}$  diamètre primitif de la roue.  
 $n_2 = 0,85 \text{ tr/mn}$  vitesse de rotation de la roue.  
 $K_{VH_2} = 0,7$  facteur de vitesse connaissant  $v_2 = 0,157 \text{ m/s}$   
 $K_L = 1,3$  facteur de durée (durée 12000 heures)  
 $K_M = 1$  facteur de portée.  
 $K_A = 0,9$  facteur de service (4 heures par jour, chocs modérés, par intermittence)

$$\begin{aligned}
 \text{AN: } P_{2adm} &= \frac{0,36 \cdot 10^6}{1,98} \cdot 1,39 \cdot (360)^{1,8} \cdot 0,85 \cdot 0,7 \cdot 1,3 \cdot 1 \cdot 0,9 \\
 &= 0,199 \text{ kW} < P_2
 \end{aligned}$$

3.3.2.4 vérification à la rupture.

$$P_{2adm} = \frac{1,25}{1,96} \cdot 10^{-6} \cdot \sigma_{b2lim} \cdot b_2 \cdot m_n \cdot d_2 \cdot n_2 \cdot K_{VL_2} \cdot K_M \cdot K_A$$

$$\sigma_{b2lim} = 5,5 \text{ kbar (FE25)}$$

$$b_2 = 39 \text{ mm}$$

$$m_n = 6 \text{ mm} \quad \text{module réel.}$$

$$K_{VL_2} = 0,9 \quad \text{facteur combiné de vitesse et de durée pour la roue}$$

$$K_M = 1$$

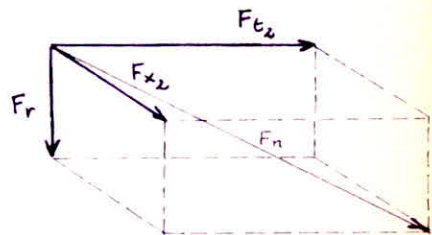
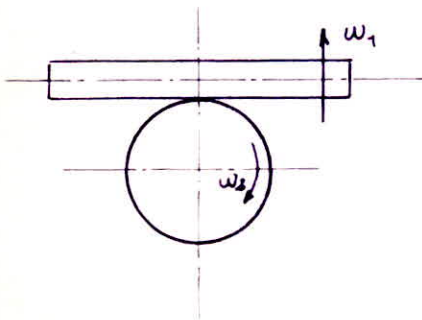
$$K_A = 0,9$$

$$n_2 = 0,85 \text{ tr/mn}$$

$$\begin{aligned}
 \text{AN: } P_{2adm} &= \frac{1,25}{1,96} \cdot 10^{-6} \cdot 6 \cdot 5,5 \cdot 39 \cdot 360 \cdot 0,85 \cdot 0,9 \cdot 1 \cdot 0,9 \\
 &= 0,201 \text{ kW} > P_2
 \end{aligned}$$

Cet engrenage est équilibré à la rupture et à la pression superficielle.

3.3.3 calcul du diamètre de l'arbre de sortie.



—  $F_{t_2}$  : effort tangentiel sur la roue (vis motrice)

$$\begin{aligned}
 F_{t_2} &= 0,98 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_1 \cdot i \cdot r_1}{n_1 \cdot r_2} = 0,98 \cdot 10^6 \cdot \frac{0,352 \cdot 58 \cdot 0,5}{50 \cdot 180} \\
 &= 1122,7 \text{ daN}
 \end{aligned}$$

—  $F_{x_2}$  : Effort axial sur la roue

$$F_{x_2} = F_{t_2} \operatorname{tg}(\gamma_1 + \mu) = 1122,7 \operatorname{tg}(6 + 5,71)$$

$$= 232,7 \text{ daN} \quad \dots \quad F_{x_2} = 232,7 \text{ daN}$$

—  $F_r$  : Effort radial sur la roue.

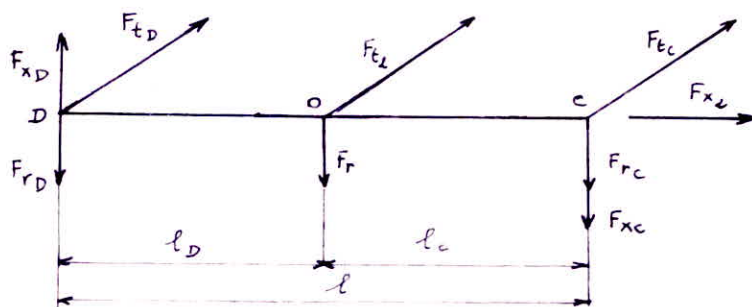
$$F_r = F_{t_2} \operatorname{tg} \alpha_{x_1} \quad \alpha_n : \text{angle de pression réel}$$

$$\alpha_{x_1} : \text{angle de pression axial de la vis}$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{x_1} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\sin \beta_1} = \frac{\operatorname{tg} 20}{\sin 84} = 0,3659 \Rightarrow \alpha_{x_1} = 20,10^\circ$$

$$F_r = 1122,7 \times 0,3659 = 410,8 \text{ daN} \quad \dots \quad F_r = 410,8 \text{ daN}$$

bilan des efforts sur l'arbre de sortie.



$$l_D = l_c = 70 \text{ mm}$$

$$l = 2 l_D = 140 \text{ mm}$$

$$\frac{l_D}{l} = \frac{l_c}{l} = 0,5$$

— effort radial sur le palier C :

$$F_{tC} = F_{t_2} \times \frac{l_D}{l} = 0,5 \cdot F_{t_2} = 561,3 \text{ daN}$$

$$F_{rC} = F_r \times \frac{l_D}{l} = F_r \times 0,5 = 205 \text{ daN}$$

$$F_{xC} = F_{x_2} \times \frac{r_2}{l} = 232,7 \times \frac{180}{140} = 299,1 \text{ daN}$$

— effort radial sur le palier D :

$$F_{tD} = F_{t_2} \cdot \frac{l_c}{l} = 561,3 \text{ daN}$$

$$F_{rD} = F_r \cdot \frac{l_c}{l} = 205 \text{ daN}$$

$$F_{xD} = F_{x_2} \cdot \frac{r_2}{l} = 232,7 \cdot \frac{180}{140} = 299,1 \text{ daN}$$

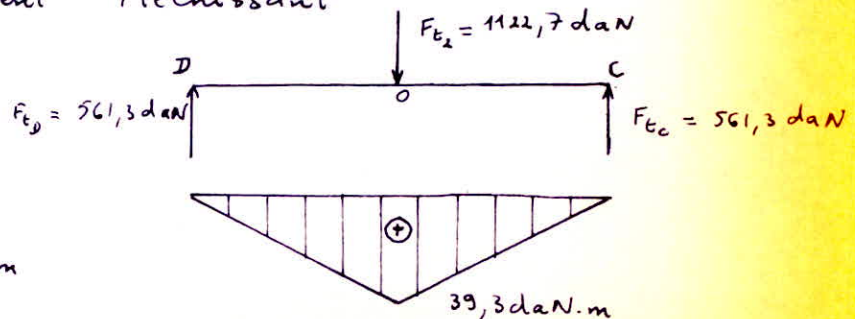
Calcul du moment flechissant

plan horizontal.

$$M(x) = 561,3 \times x$$

$$M(0,07) = 561,3 \cdot 0,07$$

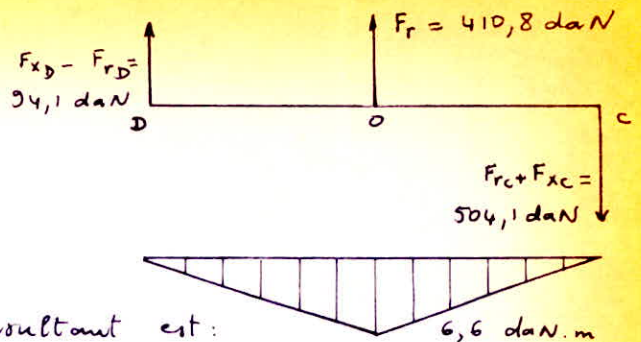
$$= 39,3 \text{ daN}\cdot\text{m}$$



Plan vertical.

$$M(x) = 94,1 \times x$$

$$M(0,07) = 94,1 \times 0,07 = 6,58 \text{ daN}$$



Le moment flechissant resultant est:

$$M_{fr} = (M_{fv}^2 + M_{fn}^2)^{1/2} = (6,6^2 + 39,3^2)^{1/2} = 39,8 \text{ daN.m}$$

Le moment de torsion est égal à:

$$M_t = \frac{P_e}{\omega_x} = \frac{176}{\pi \times 0,85} \times 30 = 1977 \text{ N.m} \dots \dots M_t = 197,8 \text{ daN.m}$$

Le moment ideal est égal à:

$$M_i = (M_t^2 + M_{fr}^2)^{1/2} = (197,8^2 + 39,8^2)^{1/2} = 201,7 \text{ daN.m}$$

Le diametre de l'arbre de sortie sera egal à:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10 M_i}{R_p}}$$

où  $R_p$ : resistance pratique du materian considere

$$R_p = \frac{R_{emin}}{\alpha}$$

$R_{emin}$  = resistance à la traction à la limite elastique apparente du materian  
 $\alpha$  = coefficient de securité.

Pour un arbre en XC48 normalisé 830°C (bonne usinabilité)

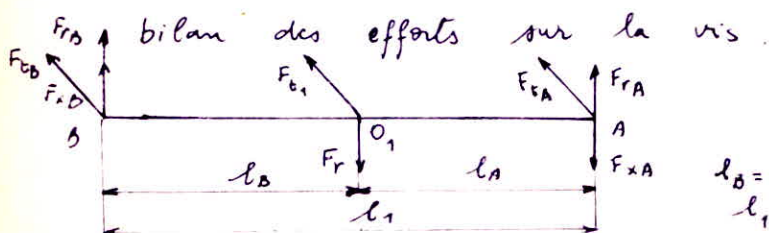
$$\text{on a } R_{emin} = 37 \text{ daN/mm}^2$$

$$R_p = 12,3 \text{ daN/mm}^2 \text{ pour } \alpha = 3$$

Le diametre minimal sera:

$$d \geq 10 \left( \frac{10 \cdot 201,7}{12,3} \right)^{1/3} = 54,7 \text{ mm} \dots \dots d = 55 \text{ mm}$$

### 3.3.4 Calcul des organes annexes.



$$\text{on a: } F_{x1} = F_{t2} = 1122,7 \text{ daN}$$

$$F_{t1} = F_{x2} = 232,7 \text{ daN}$$

$$F_r = 410,8 \text{ daN}$$

$$l_B = l_A = 180 \text{ mm}$$

$$l_1 = 360 \text{ mm}$$

### 3.3.1 calcul des roulements

Palier A :  $F_{rA} = F_r \times \frac{l_B}{l_1} = 410,8 \times 0,5 = 205,4 \text{ daN}$

$$F_{xA} = F_{x_1} \times \frac{r_1}{l_1} = 1122,7 \times \frac{30}{360} = 93,5 \text{ daN}$$

$$A = F_{rA} - F_{xA} = 205,4 - 93,5 = 111,9 \text{ daN}$$

Effort radial résultant  $F_{R3}$  :

$$F_{R3} = (A^2 + F_{xA}^2)^{1/2} = 144,1 \text{ daN}$$

sachant que  $F_{tA} = F_{t_1} \times \frac{l_B}{l_1} = 232,7 \times 0,5 = 116,3 \text{ daN}$

Palier B :  $F_{tB} = F_{t_1} \times \frac{l_A}{l_1} = 232,7 \times 0,5 = 116,3 \text{ daN}$

$$F_{rB} = F_{r_1} \times \frac{l_A}{l_1} = 410,8 \times 0,5 = 205,4 \text{ daN}$$

$$F_{xB} = F_{x_1} \times \frac{r_1}{l_1} = 1122,7 \times \frac{30}{180} = 120,2 \text{ daN}$$

$$B = F_{xB} + F_{rB} = 325,6 \text{ daN}$$

Effort radial résultant  $F_{R4}$  :

$$F_{R4} = (B^2 + F_{tB}^2)^{1/2} = 345,7 \text{ daN}$$

Les paliers A et B sont munis de roulements à rouleaux coniques type KB tel que pour un diamètre d'arbre  $d = 35 \text{ mm}$  les charges dynamiques de base sont  $C = 4400 \text{ daN}$  (serie de dimension 02)

Nous résumerons le calcul de ce type de roulements détaillé dans l'ouvrage « guide du dessinateur industriel » de A. Chevalier.

condition de montage : montage en opposition.  
disposition en X.

condition de charge :  $\frac{F_{R3}}{Y_3} < \frac{F_{R4}}{Y_4}$  tel que  $Y_3 = Y_4 = 0,93$   
 $X_3 = X_4 = 0,57$

$$\text{et } F_A \geq 0,5 \left( \frac{F_{R4}}{Y_4} - \frac{F_{R3}}{Y_3} \right)$$

d'où les efforts axiaux sur les paliers A et B sont successivement :

$$F_{a3} = F_{a4} + F_a = 1200,1 \text{ daN}$$

$$F_{a4} = \frac{0,5 F_{R4}}{Y_4} = 77,4 \text{ daN}$$

on calcul ainsi, la charge dynamique  $P_i$  de chaque roulement

$$P_4 = X_4 F_{R4} + Y_4 F_{a4} = 0,57 \cdot 345,7 + 0,93 \cdot 77,4 = 269,0 \text{ daN}$$

$$P_3 = X_3 F_{R3} + Y_3 F_{a3} = 0,57 \cdot 144,1 + 0,93 \cdot 1200,1 = 1198,2 \text{ daN}$$

sachant que la durée nominale de fonctionnement  $L_n = 12000$  heures  
on calcul aisément la charge dynamique de base de chaque  
roulement par la relation :

$$C = P(L)^k \quad k = \frac{3}{10} \quad (\text{roulement à rouleaux})$$

$$L = \frac{N \times 60 \times L_n}{10^6}$$

donc, palier A :  $C_3 = P_3(L)^{3/10}$   $L = 4,5$  millions de tours  
L étant la durée nominale en millions de tours.

$$C_3 = 1198,2 (4,5)^{0,3} = 1881,4 \text{ daN} < 4400 \text{ daN}$$

palier B :  $C_4 = P_4(L)^{0,3}$   
 $= 269,0 (4,5)^{0,3} = 422,3 \text{ daN} < 4400 \text{ daN}$

palier C : diamètre de l'arbre  $d = 55 \text{ mm}$   
roulement à bille de série de dimension 01

$$C = 2160 \text{ daN}$$

effort axial  $F_a = F_{x_2} = 232,7 \text{ daN}$

effort radial  $F_{R_2} = (F_v^2 + F_h^2)^{1/2} = ((504,1)^2 + (561)^2)^{1/2}$   
 $= 754 \text{ daN}$

$P = X F_{R_2} + Y F_a$   $X = 1$  d'après A. Chevalier.  
 $Y = 0$

$$P = 754 \text{ daN}$$

$$L = \frac{N \cdot 60 \times L_n}{10^6} = \frac{0,85 \cdot 60 \cdot 12000}{10^6} = 0,612 \text{ millions de tours}$$

$C = P(L)^k$   $k = \frac{1}{3}$  (roulement à bille)

$$C = 754 (0,612)^{0,333} = 640,1 \text{ daN} < 2160 \text{ daN}$$

palier D : diamètre de l'arbre  $d = 55 \text{ mm}$   
roulement à bille de série de dimension 01  
 $C = 2160 \text{ daN}$

effort axial  $F_a = F_{x_2} = 232,7 \text{ daN}$

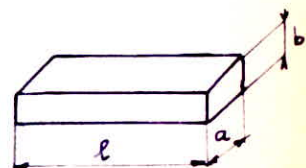
effort radial  $F_{R_1} = ((561)^2 + (94)^2)^{1/2} = 569 \text{ daN}$

$P = F_{R_1} = 569 \text{ daN}$  car  $X = 1$ ;  $Y = 0$

d'où  $C = 569 (0,612)^{0,333} = 483,0 \text{ daN} < 2160 \text{ daN}$

### 3.3.4.2 calcul de la clavette.

dimensions:  $d = 60 \text{ mm}$   
 $l = 60 \text{ mm}$   
 $a = 16 \text{ mm}$   
 $b = 10 \text{ mm}$



Le moment de torsion :  $M = \frac{P_2}{\omega} = \frac{180 \times 30}{0,85 \times \pi} = 202,2 \text{ daN.m}$

verification à la compression :

$$\sigma_c = \frac{P}{\frac{b \cdot l}{2}} \quad \text{où } P: \text{ force tangentielle au droit de la clavette}$$

$$P = \frac{M}{r} = \frac{202,2 \times 2}{60 \cdot 10^{-3}} = 7345 \text{ daN}$$

$$\sigma_c = \frac{7345}{\frac{10 \cdot 60}{2}} = 24,4 \text{ daN/mm}^2 < [\sigma_c]$$

verification au cisaillement :

$$\sigma_{cis} = \frac{P}{l \cdot a} = \frac{7345}{60 \cdot 16} = 7,6 \text{ daN/mm}^2 < [\sigma_{cis}]$$

La clavette de matière 35 NCD 16 possède une contrainte admissible de compression  $[\sigma_c] \approx 0,2 R_{em} = 0,2 \times 127 = 25,5 \text{ daN/mm}^2$ .

### 3.3.5 calcul à l'échauffement du reducteur.

Lorsque la puissance  $P$  absorbée par la transmission est transformée en chaleur  $Q$ .

$$Q = \frac{102}{427} \times 3600 P = 860 P \text{ [kcal/h]} \quad \text{avec } P_{en} \text{ [kW]}$$

$$P = P_1 \times \eta_r = 352 \times 0,5 = 176 \text{ W}$$

$$\text{soit } Q = 860 \times 0,176 = 151 \text{ kcal/h}$$

La surface de refroidissement  $S_m$ , nécessaire pour évacuer la chaleur à partir d'une transmission sous carter travaillant dans l'huile à un régime thermique stable, est définie par les conditions d'un bilan thermique.

$$Q \leq S_m \times k_m \times (t_1 - t_f) \quad (1)$$

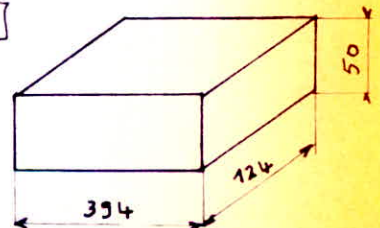
$k_m$  : coeff de transmission de chaleur en  $[\text{kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{deg}]$   
 $k_m = 7,5 \div 15$  suivant la vitesse de l'air baignant le carter.

$t_1$  : température de l'huile  $t_1 = 75 \text{ à } 85^\circ\text{C}$

$t_f$  : température du milieu ambiant  
 cas le plus défavorable  $t_f = 40^\circ\text{C}$

$S_m$  : surface de refroidissement en  $[\text{m}^2]$

L'huile baigne dans un bac parallélépipédique de dimensions données ci-contre





$$\text{d'où } S_m = 0,124 \times 0,394 + 2 \times 0,05 \times 0,394 + 2 \times 0,05 \times 0,124 = 0,100 \text{ m}^2$$

$$k_m = 8,62 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{deg} = 10 \text{ W/m}^2 \cdot \text{deg}$$

$$t_1 = 80^\circ\text{C}$$

$$t_f = 40^\circ\text{C}$$

$$Q > 0,1 \times 8,62 \times (80 - 40) = 34,4 \text{ kcal/h} = 46,4 \text{ W}$$

Pour satisfaire à la condition (1), on est conduit à augmenter la surface de refroidissement du carter avec des ailettes.

On montre dans le cours de thermique que le flux  $\phi$  de chaleur dégagé par convection à travers une ailette est égal à :

$$\phi = \lambda \cdot \beta \cdot \delta \cdot l \cdot \theta_0 \cdot \text{th } \beta H$$

$$\text{avec } \beta = \sqrt{\frac{\lambda k_m}{\delta h}}$$

où  $k_m$  : coefficient de transmission de chaleur par convection.

$\lambda$  : coefficient de conductibilité.

$\delta$  : épaisseur de l'ailette.  $\delta = 8 \text{ mm}$

$l$  : longueur de l'ailette  $l = 394 \text{ mm}$

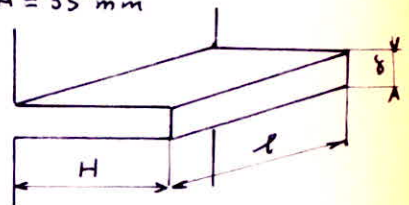
$$\theta_0 = t_0 - t_f$$

$t_0$  : température à la base de l'ailette

$t_f$  : température du milieu ambiant.

$H$  : largeur de l'ailette.  $H = 35 \text{ mm}$

Les dimensions de l'ailette sont montrées sur la figure ci-contre.



$$\lambda = 40 \text{ W/m deg (matériau en fonte)}$$

$$k_m = 10 \text{ W/m}^2 \text{ deg (convection libre)}$$

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

$$t_0 = 80^\circ\text{C}$$

$$t_f = 40^\circ\text{C}$$

$$\Rightarrow \beta = \sqrt{\frac{\lambda \cdot k_m}{\delta \cdot h}} = 7,90 \text{ m}^{-1}$$

$$\Rightarrow \theta_0 = 80 - 40 = 40^\circ\text{C}$$

$$\text{AN: } \phi = 40 \times 7,90 \times 8 \cdot 10^{-3} \times 40 \times 0,394 \times \text{th } 7,9 \times 0,035 = 11,14 \text{ W}$$

donc, le flux de chaleur dégagé par convection à travers douze ailettes sera égal à :

$$\phi_t = 12 \times 11,14 = 133,6 \text{ W}$$

on vérifie ainsi la relation (1) tel que :

$$Q < 133,6 + 46,4 = 180 \text{ W}$$

### 3.4 Calcul et construction du mécanisme à came (voir planche PR 1.00.00)

#### 3.4.1 Calcul de la came.

Pour dimensionner la came, nous effectuerons un calcul de vérification de la pression de Hertz

La force maximale appliquée sur la came est :

$$P = 3,4 F_d = 3,4 \times 2227,3 = 7572,8 \text{ daN}$$

La came aura tourné d'un angle  $\theta = 168,5^\circ$  correspondant à une course de 34 mm de la table.

Le rayon de courbure correspondant est :

$$R_1 = 121 \text{ mm}$$

Le rayon du galet

$$R_2 = 35 \text{ mm}$$

La pression de contact maximale au point de contact galet - came à la position définie plus haut est :

$$P = \frac{\sqrt{2}}{\pi} \sqrt{\frac{P \cdot c}{L \cdot \alpha}} \quad (\text{ref : L. Geminard ; F. Gros La Faige})$$

C.M. éléments de projets 2

$$\text{avec } \alpha = \frac{1 - \eta_1^2}{\pi E_1} + \frac{1 - \eta_2^2}{\pi E_2}$$

$\eta_1$  et  $\eta_2$  coefficient de Poisson des deux matériaux  
 $\eta_1 = \eta_2 = \eta = 0,3$

$E_1$  et  $E_2$  coefficient d'élasticité longitudinal

$$E_1 = E_2 = E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}^2$$

L : largeur de la came.  $L = 40 \text{ mm}$

$$c = \frac{1}{2} \left( \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)$$

$$\alpha = 2 \left[ \frac{1 - \eta^2}{\pi E} \right] = 2 \frac{1 - (0,3)^2}{\pi \cdot 2,1} \cdot 10^{-6} = 0,2758 \cdot 10^{-6} \text{ cm}^2/\text{daN}$$

$$c = \frac{1}{2} \left( \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) = \frac{1}{2} \left( \frac{1}{12,1} + \frac{1}{3,5} \right) = 0,18417 \text{ cm}^{-1}$$

$$P = \frac{\sqrt{2}}{\pi} \sqrt{\frac{7572,8 \times 0,18417}{4 \times 0,2758}} \times 10^3 = 16,00 \cdot 10^3 \text{ daN/cm}^2$$

$$P = 160 \text{ daN/mm}^2$$

On peut admettre pour  $P_{\max}$ , 1,2 à 1,3 fois la résistance à la rupture  $R_r$  du métal le moins résistant.

Ainsi, la came utilisée tourne à vitesse très faible et ne pose pas de sérieux problème dynamique mais,

sa face active subit des fatigues superficielles élevées.  
 elle est donc faite en acier allié (16 NC 11)  
 avec surfaces actives cémentées superficiellement

matériau de la came : 16 NC 11 acier au Ni-Cr  
 charge de rupture à cœur minimum  
 130 kgf/mm<sup>2</sup>  
 Dureté brinell minimum  
 à cœur 330 ÷ 380  
 superficielle 570 ÷ 600

### 3.4.2 calcul du galet et axe galet.

Le galet, en raison de son faible diamètre, est monté sur axe fixe. on le fait ainsi que l'axe en acier de cémentation (16 NC 11)

verification au calcul de resistance et de rigidité de l'axe galet

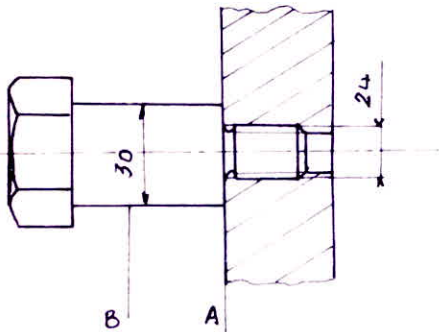
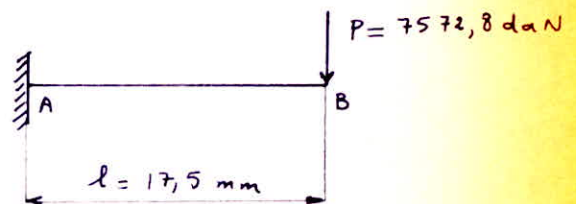


schéma de calcul



Les formules de R.D.M nous donnent:

la flèche maximale est égale à :

$$f_{\max} = \frac{P l^3}{3 E I}$$

$I$ : moment d'inertie  
 $E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}^2$

$$I = \frac{\pi}{4} R^4 = \frac{\pi}{4} (1,5)^4 = 3,976 \text{ cm}^4$$

$$f_{\max} = \frac{7572,8 (1,75)^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 3,976} = 0,0016 \text{ cm} \approx 0,01 \text{ mm}$$

Le moment fléchissant maximal est :

$$M_{f_{\max}} = P \cdot l = 7572,8 \times 17,5 = 132524 \text{ daN} \cdot \text{mm}$$

Le calcul de resistance se fait en vérifiant la relation

$$\frac{M_f}{I/\sigma} < R_p$$

où  $I$  : moment d'inertie  $I = \frac{\pi R^4}{4} = \frac{\pi d^4}{64}$   
 $v$  : distance de la fibre neutre à la fibre la plus tendue  $v = \frac{d}{2}$

on obtient la relation :

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10 M_f}{R_p}} \quad R_p = \frac{R_{\text{min}}}{\alpha} = 50 \text{ daN/mm}^2$$

$\alpha = 2$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 132524}{50}} = 28,8 \text{ mm}$$

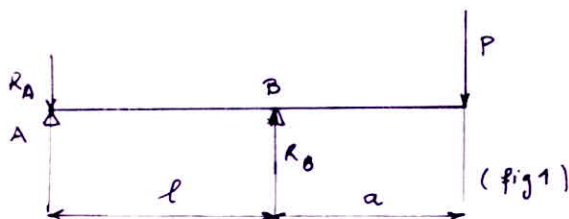
Le diamètre adopté est  $d = 30 \text{ mm}$

### 3.4.3 Calcul de l'arbre à came.

schéma de calcul

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

$$l = 160 \text{ mm}$$



$$R_A = \frac{P a}{l} = 7572,8 \times \frac{75}{160} = 3549,7 \text{ daN}$$

$$R_B = \frac{P(a+l)}{l} = 7572,8 \times \frac{235}{160} = 11122,5 \text{ daN}$$

$$P = 7572,8 \text{ daN.}$$

Arbre est en acier (XC 55) de diamètre  $d = 65 \text{ mm}$

verification à la flèche maximale.

$$f_{\text{max}} = \frac{M l^2 \sqrt{3}}{27 E I} \quad \text{pour } x = l \left(1 - \frac{\sqrt{3}}{3}\right)$$

$$M = P \cdot a =$$

$$I = \frac{\pi R^4}{4} = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi (65)^4}{64} = 87,62 \text{ cm}^4$$

$$\text{AN: } f_{\text{max}} = \frac{7572,8 \cdot 7,5 \cdot (16)^2 \cdot \sqrt{3}}{27 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 87,62} = 0,0050 \text{ cm} = 0,05 \text{ mm}$$

Le diamètre de l'arbre choisi prend une flèche maximale de  $0,05 \text{ mm}$  sous la charge maximale imposée à la came.

flèche admise de  $0,02$  à  $0,05 \text{ mm}$  généralement.

verification à la résistance.

le moment de flexion considéré est :

$$M_f = M_{f_{\text{max}}} = P \cdot a = 7572,8 \cdot 7,5 = 58000 \text{ daN.cm}$$

$$= 580 \text{ daN.m}$$

le moment de torsion est :

$$M_t = C = 202 \text{ daN.m}$$

$$\text{Le moment idéal est : } M_i = (M_f^2 + M_t^2)^{1/2} = (580^2 + 202^2)^{1/2}$$

$$= 614,1 \text{ daN.m}$$

d'où  $d \geq \sqrt[3]{\frac{10 M_i}{R_p}} = \sqrt[3]{\frac{10 \times 614,1}{20}} \times 10 = 57,3 \text{ mm}$

$R_p = 20 \text{ daN/mm}^2$  arbre en XC 55

$d = 65 \text{ mm}$

### 3.4.4 Calcul des roulements (voir fig 1)

palier A : roulement à bille de série de dimension 02.  
C = 3350 daN

effort axial  $F_a \approx 0$

effort radial  $F_r = 3549,7 \text{ daN}$

La charge dynamique équivalente est :

$$P = x F_r + y F_a \quad \begin{matrix} x = 1 \\ y = 0 \end{matrix}$$

$$P = F_r = 3549,7 \text{ daN}$$

La charge dynamique de base est :

$$C = P (L)^{1/3} \quad L = 0,612 \text{ millions de tours}$$

$$= 3549 (0,612)^{0,333}$$

$$= 3024 \text{ daN} < 3350 \text{ daN}$$

palier B : roulement à deux rangées de rouleaux, à rotule dans la bague extérieure Type SC série 22  
C = 12500 daN

effort axial  $F_a \approx 0$

Effort radial  $F_r = 11122,5 \text{ daN}$

La charge dynamique équivalente est :

$$P = x F_r + y F_a \quad \begin{matrix} x = 1 \\ y = 0 \end{matrix}$$

$$P = F_r = 11122,5 \text{ daN}$$

L = 0,612 millions de tours

La charge dynamique de base est :

$$C = 11122,5 (0,612)^{0,3}$$

$$= 9598 \text{ daN} < 12500 \text{ daN}$$

### 3.4.5 Calcul du ressort de rappel de la table

La force nécessaire au déplacement de la table F est :

$$F = P \cdot f \quad \text{où } P \text{ est le poids de la table et surcharge}$$

f : coefficient de frottement

$$P = 1000 \text{ N}$$

$$f = 0,16 \quad \text{frottement fonte sur fonte}$$

$$F = 1000 \times 0,16 = 160 \text{ N} = 16 \text{ daN}$$

on considère que le ressort de traction n'est pas à spires jointives.

Pour une charge de 16 daN correspond une flèche  $f_1$

Pour une charge de 76 daN correspond une flèche  $f_2$

tel que  $f_2 - f_1 = 180 \text{ mm}$  soit la course de la table.

sachant que  $f = kP$  on peut écrire :

$$f_2 - f_1 = k(76 - 16) = 180 \text{ mm} \Rightarrow k = \frac{180}{60} = 3 \text{ mm/daN}$$

Le ressort choisi est un ressort à fil rond de diamètre  $d = 5 \text{ mm}$

l'acier choisi (50CV4) permet d'accepter une contrainte égale aux  $\frac{2}{3}$  de la limite élastique, soit  $60 \text{ daN/mm}^2$

Le diamètre d'enroulement  $D$  est donné par la relation

$$D = \frac{\pi d^3 \tau}{8 P} \quad \begin{array}{l} \tau = 60 \text{ daN/mm}^2 \text{ taux de travail} \\ P = P_{\max} = 76 \text{ daN} \end{array}$$

$$D = \frac{\pi (5)^3 \cdot 60}{8 \cdot 76} = 38,75 \text{ mm} \quad \dots \dots \dots D = 39 \text{ mm}$$

$$\frac{d}{D} = \frac{1}{7,75} \text{ vérifie la relation } \frac{d}{D} = \frac{1}{5} \text{ à } \frac{1}{10}$$

Le nombre de spires du ressort sera :

$$n = \frac{G d^4 k}{8 D^3} \quad \text{où } G = 8000 \text{ daN/mm}^2 \text{ module de cisaillement}$$

$$n = \frac{8000 \cdot (5)^4 \cdot 3}{8 \cdot (39)^3} = 31,6 \quad \dots \dots \dots n = 32 \text{ spires}$$

on s'intéresse à la longueur du ressort correspondant à la flèche :

$$f = 94 + f_1 = 94 + k \cdot 16 = 94 + 3 \cdot 16 = 142 \text{ mm}$$

cette flèche est égale à 32 fois l'intervalle  $i$

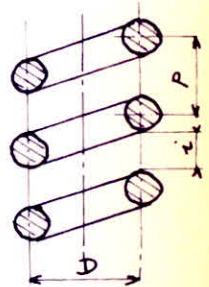
$$i = \frac{142}{32} = 4,4 \text{ mm}$$

par suite, le pas du ressort est :

$$p = d + i = 5 + 4,4 = 9,4 \text{ mm}$$

d'où la longueur du ressort est :

$$L = np + d = 32 \times 9,4 + 5 = 303 \text{ mm}$$



La longueur total du ressort est :

$$L_t = L + 2A$$

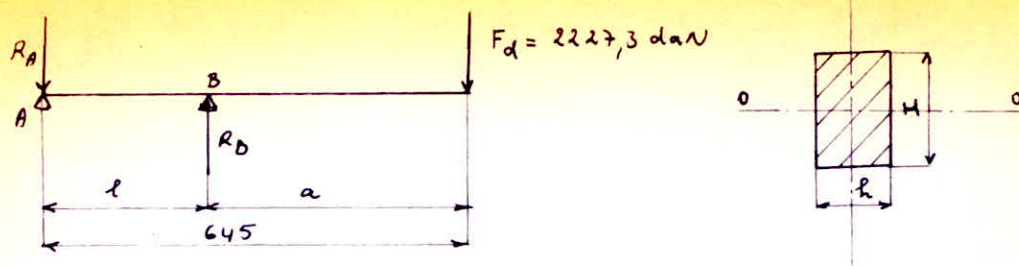
$$A = D - 2d = 39 - 2 \times 5 = 29 \text{ mm}$$

A : longueur du crochet.

$$L_t = 303 + 2 \cdot 29 = 361 \text{ mm}$$

### 3.4.6 Calcul et dimensionnement du levier.

schéma de calcul :



$$l = 190 \text{ mm}$$

$$a = 455 \text{ mm}$$

on adopte  $h = 30 \text{ mm}$   
 $H = 120 \text{ mm}$

on calcul la flèche maximale par la relation connue en résistance des matériaux.

$$f_{\max} = \frac{M l^2 \sqrt{3}}{27 E I_0} \quad E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ daN/cm}^2$$

$$I_0 = \frac{h H^3}{12} = \frac{3 (12)^3}{12} = 432 \text{ cm}^4$$

$$M = a \cdot F_d = 45,5 \cdot 2227,3 = 101342,1 \text{ daN cm}$$

$$f_{\max} = \frac{101342,1 \times (19)^2 \sqrt{3}}{27 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 432} = 0,0025 \text{ cm} = 0,02 \text{ mm}$$

Une flèche de 0,02 mm est acceptable.

Le calcul de résistance se fait en vérifiant la relation :

$$\frac{M_f}{I} < [\sigma_f] \quad (1) \text{ avec } [\sigma_f] \text{ contrainte de flexion admissible}$$

$I$  : moment d'inertie par rapport à l'axe 00

$$v = \frac{H}{2} \text{ distance de la fibre neutre à la fibre la plus tendue}$$

si on adopte  $H = 120 \text{ mm}$

on vérifie la relation déduite de (1) :  $[\sigma_f] = 8 \text{ daN/mm}^2$  acier en A33 ( $R_{\min} = 33 \frac{\text{daN}}{\text{mm}^2}$ )

$$h > \sqrt{\frac{6 \cdot M_f}{[\sigma_f] \cdot H^2}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 101310^3}{8 \cdot (120)^2}} = 17,2 \text{ mm}$$

on choisit  $h = 30 \text{ mm}$

3.4.7 vérification au cisaillement de la tige filetée.

La tige filetée est en 25 CD.4  $R_{\min} = 78 \text{ daN/mm}^2$   
 de diamètre  $d = 16 \text{ mm}$   $[\tau] = 16 \text{ daN/mm}^2$

$$\tau = \frac{F_d}{S} = \frac{F_d}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{2227,3 \times 4}{\pi (1,6)^2}$$

$$\tau = 11,1 \text{ daN/mm}^2 < [\tau]$$

3.4.8 calcul de clavette : (idem que page 37)

clavette de même dimension, le couple est identique

## Chapitre IV

# FONDATION DE LA MACHINE

### 4.0 Execution de la fondation

La fondation d'une machine réclame une étude et des soins particuliers, aussi bien pour assurer son bon fonctionnement, en évitant toute déformation du bâti, que pour s'opposer à la propagation des trépidations ou des chocs qui en rendent le voisinage fort désagréable; et parfois dangereux au point de vue de la solidité des bâtiments.

Comparativement, aux machines où les vibrations et les chocs sont importants comme les marteau-pilons, les turbines, etc... La fraiseuse de production étudiée ne pose pas de sérieux problème du point de vue vibration.

C'est pour cela que nous étudierons pas la mise en place d'une éventuelle suspension élastique car la machine fonctionne à un seul régime de vitesse et de puissance. Toutefois, nous vérifierons la condition d'éviter la résonance entre les oscillations de la fondation et celle de la machine.

La fixation de la machine sur son massif se fait au moyen de boulons d'ancrage qui seront d'autant plus importants que la liaison rigide de la machine au massif sera rendue nécessaire par la grandeur des efforts dynamiques développés.

Dans notre cas, on préfère des boulons, d'une longueur au moins égale à 10 fois leur diamètre (20 mm) qui seront posés dans les trous préalablement ménagés dans le massif et remplis d'un mortier riche en ciment.

Le sol sur lequel on établit la fondation doit posséder des qualités spéciales. S'il est meuble, il sera tassé par les secousses, d'où affaissements; on n'utilisera donc que des sols sains et compacts (rocher, sable homogène à gros grain, gravier, argile compacte et sèche).

Il est indispensable de s'assurer, par sondages préalables, de la nature du sol à une profondeur suffisante et de rester en dessous de  $2,5 \text{ kgf/cm}^2$  comme pression sur le sol.



En bref, l'étude de la mise en place de la machine sur massif en béton avec ou sans support élastique implique le rassemblement préalable de renseignements aussi complets que possible sur la machine et son environnement.

En effet, si l'encombrement, le régime de vitesse et de puissance de la machine et la nature et l'origine des vibrations sont parfaitement connus; la masse de la machine est, par contre, estimée à deux tonnes.

## 4.1 Fondation pour efforts statique

Le calcul de la fondation pour efforts statiques permet de dimensionner le massif de béton et de vérifier la pression au sol.

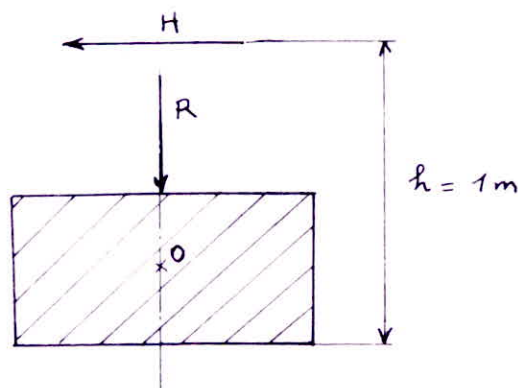
### 4.1.1 Calcul de la fondation

Pour répondre aux conditions de pression admissible et de stabilité de l'installation, on doit avoir recours à une fondation plus longue et plus large que l'encombrement de la machine.

Le choix est porté sur la fondation dure.

Le calcul doit se faire pour que les contraintes normales de flexion restent admissibles et ceci en tenant compte des surcharges supplémentaires.

En effet, en plus du poids de la machine, le massif supporte un effort vertical et un moment dû à l'effort horizontal tel que  $M = H \times h$  (voir figure ci-dessous)



tel que :  $R = F_{v_2} + F_{x_3} + F_{v_1} = 889 \text{ daN}$

$H = F_{v_3} = 260 \text{ daN}$

( voir fig 5 page 14 )

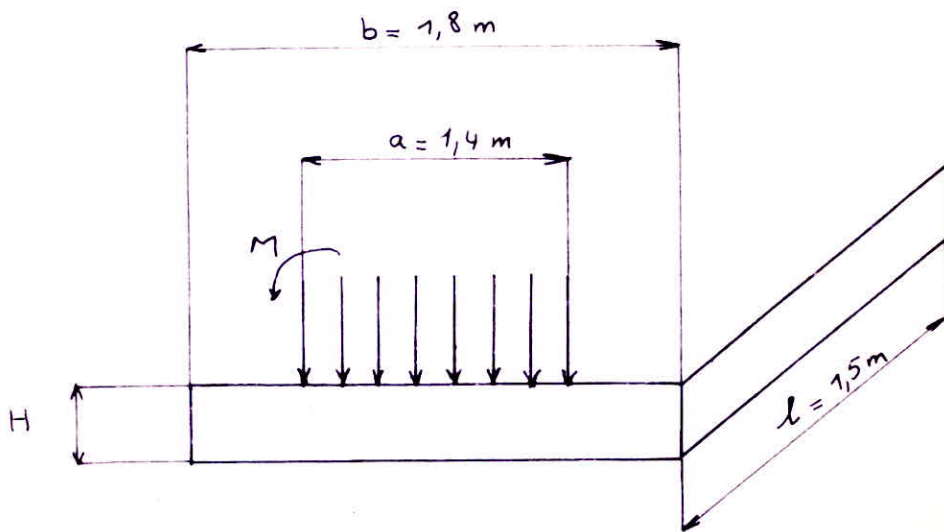
On en déduit le moment de renversement dû à la force horizontale :

$M = H \times h = 260 \times 1 = 260 \text{ daN.m} \approx 260 \text{ kgf.m}$

L'encombrement de la machine étant de :

$1,1 \times 1,4 \text{ m}^2$

Les dimensions du massif en béton sont données sur la figure ci-dessous :



Le moment de flexion maximum est donné par la formule :

$$M_f = \frac{P(2b-a)}{8} + \frac{M}{2}$$

avec  $P = G + \delta R$  : charge totale.

$G$  : poids de la machine.

$R$  : Effort vertical

$\delta$  : coefficient de surcharge qu'on prendra égal à  $\frac{1}{3}$ .

$$\begin{aligned}
 P &= 2000 + 3 \times 889 = 4082 \text{ kgf} \\
 M &= 260 \text{ kgf} \cdot \text{m} \\
 a &= 1,4 \text{ m} \\
 b &= 1,8 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Pour calculer l'épaisseur du massif en béton, on doit tenir compte du coefficient de sécurité  $\mu$  égal généralement à 3.

Le moment de flexion considéré sera :

$$M_{f_{\max}} = \mu \left[ \frac{P(2b-a)}{8} + \frac{M}{2} \right]$$

$$\text{AN : } M_{f_{\max}} = 3 \left[ \frac{4082(2 \times 1,8 - 1,4)}{8} + \frac{260}{2} \right]$$

$$M_{f_{\max}} = 3757,5 \text{ kgf} \cdot \text{m}$$

La condition de résistance de la fondation (semelle) est donnée par la relation :

$$\frac{M_{f_{\max}}}{I/v} \leq \eta_a$$

avec  $\eta_a$  : contrainte ou pression admissible en flexion pure.

$$\eta_a = 16 \text{ kgf/cm}^2 \text{ pour béton.}$$

$$\frac{I}{v} = \frac{lH^2}{6} \quad \text{ou} \quad I = \frac{lH^3}{12}$$

$$v = \frac{H}{2}$$

$I$  : moment d'inertie de la section de la semelle

$v$  : distance de la fibre la plus tendue à la fibre neutre.

On déduit l'épaisseur  $H$ , de la fondation.

$$H \geq \left( \frac{6 M_{f_{\max}}}{l \cdot \eta_a} \right)^{1/2}$$

AN :

$$H \geq \left( \frac{6 \times 3757,5}{1,5 \times 16} \right)^{1/2} = 27,4 \text{ cm}$$

Pour minimiser l'épaisseur et assurer une bonne résistance, on prendra l'épaisseur du béton armé

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

On en déduit le poids approximatif du massif. volume de la fondation est :

$$V = H \times b \times l = 0,3 \times 1,8 \times 1,5 = 0,81 \text{ m}^3$$

Le poids de la fondation est :

$$P_f = \rho_b \times V \times g$$

où  $\rho_b$  : masse volumique du béton.  $\rho_b = 1800 \text{ kg/m}^3$

$$P_f = 1800 \times 0,81 \times 10 = 1458 \text{ daN} \approx 1458 \text{ kgf}$$

$$P_f = 1458 \text{ kgf.}$$

#### 4.1.2 Vérification de la pression au sol.

On suppose que le poids propre de la machine et du massif de la fondation, la force verticale  $R$ , sont appliqués au centre de gravité de l'assise de fondation.

Alors, la réaction du sol sera régulièrement distribuée sous cette surface, est égale à :

$$r = \frac{Q}{b \cdot l}$$

$$\text{avec } Q = R + G + P_f$$

$$= 889 + 2000 + 1458 = 4327 \text{ kgf.}$$

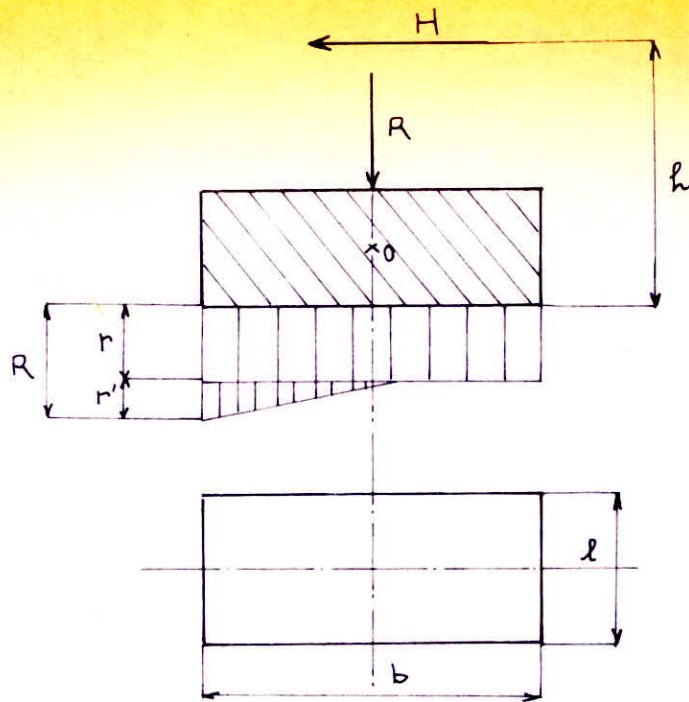
$$b = 180 \text{ cm}$$

$$l = 150 \text{ cm}$$

AN :

$$r = \frac{4327}{180 \times 150} = 0,16 \text{ kgf/cm}^2$$

(voir figure page suivante)



En plus du poids propre de la machine et du massif de la fondation, on doit considérer l'effort horizontal donnant une pression au sol  $r'$  due au moment de renversement.

$$r' = \frac{12 H \cdot h}{l b^2}$$

$$\begin{aligned} H &= 260 \text{ daN} \approx 260 \text{ kgf} \\ h &= 1 \text{ m} = 100 \text{ cm} \\ l &= 150 \text{ cm} \\ b &= 180 \text{ cm} \end{aligned}$$

$$\text{AN: } r' = \frac{12 \times 260 \times 100}{150 (180)^2} = 0,07 \text{ kgf/cm}^2$$

La réaction maximale  $R$  du sol sera:

$$R = r + r' = 0,16 + 0,07 \approx 0,17 \text{ kgf/cm}^2.$$

On vérifie ainsi que la réaction maximum  $R$  est largement inférieure à la valeur admissible prise généralement égale à  $2,5 \text{ kgf/cm}^2$  pour un sol sain.

(lire paragraphe 4.0)

## 4.2 Fondation pour effort dynamique

Généralement, on étudie les effets des efforts dynamiques sur une fondation déjà dimensionnée.

On considérera, la fondation comme un bloc, formant un ensemble rigide avec la machine qu'elle supporte, et reposant sur une base élastique. Que cette base soit le sol naturel, une assise artificielle, ou autre... Il s'agit toujours d'une base plus ou moins élastique.

Les effets des efforts dynamiques pour une fondation sur sol naturel ont été étudiés par le D<sup>r</sup> Rausk, professeur à l'école technique supérieure de Berlin (référence: Traité pratique de construction et aménagement des usines de Leon Griveaud)

Dans le cas de la fraiseuse de production, les forces à considérer au point de vue de leur action sur la fondation sont les forces oscillatoires de masse en mouvement agissant périodiquement: c'est à dire les arbres tournants des différents moto-reducteurs montés sur la machine. Ces derniers développent des forces centrifuges qui peuvent se décomposer en composantes verticales et horizontales.

Dans chaque cas, il faut prendre des dispositions telles que le nombre des oscillations propres de la fondation soit assez différent du nombre de tours de la machine pour éviter l'effet de résonance.

### 4.2.1 Calcul de la fréquence propre des oscillations verticales.

Pour le calcul des oscillations propres de la fondation, Rausk détermine leur fréquence  $n_0$  par minute:

$$n_0 = \frac{60}{T} = \frac{60 \sqrt{g}}{2\pi \sqrt{f}} \quad \text{avec } f \text{ en [m]}$$

$$n_0 = \frac{300}{\sqrt{f}} \quad \text{avec } f \text{ en [cm]}$$

avec  $T$ : période d'une oscillation.

$g$ : accélération due à la pesanteur.

$f$ : l'affaissement de la fondation.

L'affaissement se calculera par la formule :

$$f = \frac{\Sigma P}{b.l.c}$$

avec  $\Sigma P$ : somme des poids de la fondation et de la machine en [kgf]

$b$  et  $l$ : dimensions du rectangle de base (assise du massif en béton) en [cm]

$c$ : coefficient d'affaissement ou rapport entre la pression et le tassement correspondant.

$c = 15$  pour un bon sol.

AN:  $\Sigma P = G + P_f = 2000 + 1458$

$$\Sigma P = 3458 \text{ kgf.}$$

$$f = \frac{3458}{180 \times 150 \times 15} = 0,0085 \text{ cm}$$

d'où

$$n_0 = \frac{300}{\sqrt{0,0085}} = 3246 \text{ osc / mn}$$

Alors que les broches (moteur-réducteur) tournent à une vitesse de 85 tr/mn

$$\text{soit } n = 85 \times 2\pi = 534,0 \text{ rd / mn}$$

on conclut que la résonance est largement évitée car la fréquence propre d'oscillation de la fondation est différente que celle de la machine

$$n_0 > n$$

#### 4.2.2 Calcul de la fréquence propre des oscillations horizontales.

elle est donnée par la formule :

$$n_0 = \frac{60}{T} = \frac{300}{\sqrt{f'}}$$

L'affaissement  $f'$  dû au renversement de la fondation peut être déterminée au moyen du coefficient d'affaissement est, d'après Raush :

$$f' = \frac{12 h^2 \Sigma P}{C \cdot b^3 \cdot l}$$

où  $h$  : hauteur du centre de gravité de l'ensemble massif - machine au dessus de la base de la fondation.

Comme le massif est plus compact et de poids presque identique à celui de la machine on peut largement estimer  $h = 1m$

Les autres paramètres sont définis au paragraphe 4.2.1

$$AN : f' = \frac{12(100)^2 \times 3458}{15(180)^3 \times 150} = 0,0316 \text{ cm}$$

$$\text{d'où } n_0 = \frac{300}{\sqrt{0,0316}} = 1687 \text{ osc/mn}$$

Comme pour les oscillations verticales, la condition de non résonance est vérifiée.

$$n_0 = 1687 \text{ rd/mn} > n = 534 \text{ rd/mn}$$

#### 4.2.3 Vérification de l'amplitude des oscillations.

Pour s'assurer de la bonne tenue de la machine aux vibrations, on doit vérifier que l'amplitude des oscillations (affaissement) reste inférieure à la valeur admissible pour les machines-outils de 0,02 mm.



L'affaissement maximale dû à la force excitatrice  $P_t$  est égal à : (ref : cours de post-graduation de M<sup>r</sup> Marinov)

$$f_d = \frac{P_t}{C_z \cdot F} \times \eta$$

avec  $C_z$  : coefficient d'élasticité du sol  
 $C_z = 4000 \text{ à } 10000 \text{ t/m}^3$  suivant la nature du sol  
 on adopte  $C_z = 8000 \text{ t/m}^3$

$F$  : section de l'assise en béton

$$F = b \cdot l = 1,8 \times 1,5 = 2,7 \text{ m}^2$$

$P_t$  : force excitatrice

$\eta$  : coefficient de dynamisme (ou coefficient d'accroissement des oscillations).

Le coefficient de dynamisme est égal à :

$$\eta = \frac{1}{\left[ \left( 1 - \frac{n^2}{n_0^2} \right)^2 + \left( \frac{\Delta}{\pi} \right)^2 \left( \frac{n}{n_0} \right)^2 \right]^{1/2}}$$

où  $n$  : fréquence circulaire de la force excitatrice

$n_0$  : fréquence propre des oscillations du système

$\Delta$  : dérivé logarithmique caractérisant le calme des vibrations.

$$\Delta = 0,08 \div 0,21$$

on adopte  $\Delta = 0,2$

remarque : A  $n = n_0$   $\eta = \frac{\pi}{\Delta}$

$$\text{d'où } f_d = \frac{\pi}{\Delta} \times \frac{P_t}{C_z \cdot F}$$

A cause de l'existence de forces de résistance,  $f_d$  ne tend pas vers l'infini lorsque  $n = n_0$  (résonance), mais peut atteindre une très grande valeur.

Ainsi, dans la zone de résonance, quand

$$0,7 \leq \frac{n_0}{n} \leq 1,3, \text{ des forces excitantes}$$

relativement petites peuvent provoquer dans les éléments du système oscillant (bâti - fondation) des déformations importantes et, par conséquent, des contraintes importantes.

La force excitatrice est la force centrifuge égale à :

$$P_t = m r \omega^2$$

où  $\omega$  : vitesse angulaire de la broche.  
 $\omega = 8,9 \text{ rd/s}$  ( $N = 85 \text{ tr/mn}$ )

$m$  : masse de la broche  
 $m = 20 \text{ kg}$ .

$r = \frac{D}{10}$   $D$  : diamètre de la fraise  
 $D = 160 \text{ mm}$

$$\text{AN : } P_t = 20 \times 16 \times 10^{-3} \times (8,9)^2 = 25,8 \text{ N}$$

$$P_t = 2,6 \text{ daN}$$

Nous calculerons l'affaissement maximal dû à la force centrifuge des broches en rotation dans le cas des oscillations verticales et horizontales.

Dans le cas des oscillations verticales le coefficient de dynamisme  $\eta_v$  sera égal à :

$$\eta_v = \frac{1}{\left[ \left[ 1 - \left( \frac{534}{3246} \right)^2 \right]^2 + \left( \frac{0,2}{\pi} \right)^2 \left( \frac{534}{3246} \right)^2 \right]^{1/2}}$$

$$\eta_v = 1,0285$$

sachant que  $n = 534 \text{ ox/mn}$   
 $n_0 = 3246 \text{ ox/mn}$  (voir [4.2.1])  
 $\Delta = 0,2$

Comme deux forces excitatrices agissent dans le sens vertical dû aux deux broches horizontales en rotation ; l'affaissement maximal est égal à :

$$f_{d_v} = 2 \times \frac{P_t}{C_2 \cdot F} \cdot \eta_v$$

$$f_{dv} = \frac{8000 \times 2,7}{8000 \times 2,7} = 0,24 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$f_{dv} = 0,00024 \text{ mm} < 0,02 \text{ mm}$$

Dans le cas des oscillations horizontales, le coefficient de dynamisme est égal à :

sachant que  $n = 534 \text{ osc/mn}$   
 $n_0 = 1687 \text{ osc/mn}$  (voir [4.2.2])

$$\eta_h = \frac{1}{\left[ \left[ 1 - \left( \frac{534}{1687} \right)^2 \right]^2 + \frac{0,2}{\pi} \left( \frac{534}{1687} \right)^2 \right]^{1/2}}$$

$$\eta_h = 1,1070$$

Comme trois forces excitatrices agissent dans le sens horizontal dû aux trois broches en rotation; l'affaissement maximal est égal à :

$$f_{dh} = 3 \times \frac{P_t}{C_z \cdot F} \cdot \eta_h$$

$$f_{dh} = 3 \times \frac{2,6 \cdot 10^{-3}}{8000 \times 2,7} \times 1,1070 = 0,39 \cdot 10^{-6} \text{ m}$$

$$f_{dh} = 0,39 \cdot 10^{-6} \text{ m} = 0,00039 < 0,02 \text{ mm}$$

Le fondement construit à la base de cette étude est donné sur la planche reperée PF 1.00.00

## CONCLUSION

Une étude sur une fraiseuse de production, devant l'absence de documentations suffisantes, est souvent un travail ardu et ne peut-être, par conséquent exhaustive et définitive.

Une telle conception de la fraiseuse horizontale de production à cycle automatique à commande par came permet de l'adapter à un problème d'usinage bien précis.

Toutefois, l'étude sur ce type de machine a permis de montrer qu'à partir d'un mécanisme simple d'avance de la table de résoudre un problème d'usinage souvent rencontré dans l'industrie mécanique à savoir la production en grande série de corps de robinet.

Enfin, il faut admettre qu'une fraiseuse spéciale de production à cycle automatique doit bénéficier de l'expérience d'une équipe d'ingénieurs dans des domaines divers : électricité, mécanique, automatisation; pour aboutir à la construction d'une machine plus performante.

# BIBLIOGRAPHIE

1. Technique de l'ingénieur - Mécanique et chaleur
2. Théorie et pratique des outils de coupe - Édouard  
Blainpain
3. Technologie professionnelle pratique pour le fraiseur -  
G. Arnaud ; J. Rollet
4. Éléments de machines - Technique soviétique
5. Traité pratique de construction et aménagement des usines -  
Léon Griveaud.
6. Construction mécanique - Éléments des projets 1  
L. Geminard , F. Gros La Paige
7. Traité théorique et pratique des engrenages  
tome 1 - G. Henriot (ed 1968)



