

23/80

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE

وزارة التعليم والبحث العلمي  
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

المدرسة الوطنية  
المختبة  
Technique

DEPARTEMENT : GENIE MECANIQUE

Tex

# PROJET DE FIN D'ETUDES

(En vue de l'obtention du Diplôme d'Ingénieur d'Etat)

## SUJET

**Etude d'une machine á détourer  
les corps d'essieux**

Proposé par :

S.N.V.I. - CVI Rouiba

Etudié par :

BENCHELLOUIA M.A.

Dirigé par :

BOUAZIZ

PROMOTION : JUIN 1986



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

«\*»

وزارة التعليم والبحث العلمي  
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

«\*»

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

«\*»

DEPARTEMENT : GENIE MECANIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
المكتبة — BIBLIOTHEQUE  
Ecole Nationale Polytechnique

# PROJET DE FIN D'ETUDES

(En vue de l'obtention du Diplôme d'Ingénieur d'Etat)

## SUJET

**Etude d'une machine à détourer  
les corps d'essieux**

Proposé par :

S.N.V.I. - CVI Rouïba

Etudié par :

BENCHELLOUIA M.A.

Dirigé par :

BOUAZIZ

PROMOTION : JUIN 1986



### DEDICACES:

Je dedie ce modeste travail à:

- Mes parents
- Mes frères et sœurs
- et à tous ceux qui témoignent qu'il n'existe de DIEU qu'ALLAH et que MOHAMMED est son envoyé et son prophète.

BENCHELLOUIA . M.A



# REMERCIEMENTS

JE TIENS A EXPRIMER MES REMERCIEMENTS  
A M<sup>r</sup>: BOUAZIZ QUI A SUIVI CE TRAVAIL  
JE TIENS AUSSI A EXPRIMER MES  
REMERCIEMENTS ET MA RECONNAISSANCE  
A TOUS LES ENSEIGNANTS QUI ONT CONTRIBUE  
A MA FORMATION, ET AUX TECHNICIENS ET  
RESPONSABLES DU BATIMENTS DE MECANIQUE  
[C.v.I] ET CEUX DE LA FORMATION QUI  
M'ONT AIDE A REALISER CE MODESTE TRAVAIL

الموضوع : دراسة آلة لقطب ابعاد جسم حامل العجلات.

الخلاصة : لوحظ بأن اطوانات الدوران لجسم حامل العجلات المصنوعة بواسطة الطرق هي ذات اشكال غير منتظمة (اميلينية، فائض كبير في المادة...) وعليه فإن هذا المشروع يتخذ في دراسة آلة لقطب اطوانات الدوران، هذه بالليافية التي تسمح بتصحيح الشكل وتضمن التماسك الضروري للإشتغال عند التركيب.

**Titre :** Etude d'une machine à détourer les corps d'essieux.

**Résumé :** Il a été constaté que les corps d'essieux forgés présentent leurs cylindres pivots ayant des formes très irrégulières (déport, ovalité, forte surépaisseur etc...). Ce projet consiste donc à étudier une machine à détourer ces cylindres pivots de façon à corriger la forme et assurer le jeu nécessaire de fonctionnement dans le montage.

**Title :** Study of a machine trimurning the axle bodies.

**Summary :** Irregular shapes (shift, ovalisation, excessive width etc...) of cylindrical pivots of the forged axle bodies had been observed. This work consists in studying a machine trimurning the to ensure a clearance necessary for the operation of the assembled parts.



# TABLE DES MATIÈRES

	Pages
<b>Chapitre I: INTRODUCTION</b> .....	1
<b>Chapitre II: PRESENTATION DU TRAVAIL DEMANDÉ</b> .....	4
1: Définition de l'opération de détourage du corps d'essieu .....	4
2: Résolution du problème au sein de l'unité .....	6
3: Analyse du problème au niveau du Département de Génie Mécanique .....	9
<b>Chapitre III: GAMME D'USINAGE</b> .....	11
<b>Chapitre IV: DÉPENDANCE DE L'OPÉRATION ON DE DÉTOURAGE VIS À VIS DES DIFFÉRENTES PHASES DE LA GAMME</b> .....	17
1: Phase 200 : Perçage des trous éto- quiaux .....	17
1.1: Montage d'usinage .....	17
1.2: Description de la phase 200 .....	18
1.3: Conclusion .....	18
2: Détermination de départ de côte pour le perçage des cylindres pivots .....	19
2.1: Observation .....	19
2.2: Transfert de côte .....	19



2-3: Conclusion.....	19
3: Phase 500, Perçage des cylindres pivots.....	20
3-1: Montage d'usinage.....	20
3-2: Description de la phase 500.....	21
3-3: Conclusion.....	22
.....	
<b>Chapitre V : ETUDE STATISTIQUE</b> .....	<b>22</b>
1: Définition.....	22
2: Prélèvement de côte sur le E2A.....	23
3: Prélèvement de côte sur le E6A2.....	24
4: Tolérances de côtes résultant du contact sur vé.....	25
4.1: Cas de la forme ovalisée.....	25
4.2: Cas de la forme déportée.....	28
4.3: Cas de la forme réelle.....	30
5: Tolérance admissible de forme de cylindre pivot.....	31
.....	
<b>Chapitre VI : ETUDE CINEMATIQUE DU DETOURAGE</b> .....	<b>34</b>
1: Usinage par une Fraise cylindrique.....	34
1.1: Condition nécessaire et suffisante pour engendrer une surface semi-cylindrique.....	34
1.2: Mouvement d'avance donné à la pièce.....	35
1.2.1 Première application: Rotation du corps d'essieu.....	35
1.2.1.1 Détourage.....	36
1.2.1.2 Amélioration du poste de travail et ...../.....	...../.....

description des organes nouveaux .....	36
1.2.1.3 Schema du montage .....	37
1.2.1.4 Remarque .....	38
1.2.2 Deuxième application: Mouvement excentrique du cylindre pivot .....	38
1.2.2.1 Détourage .....	38
1.2.2.2 Schema du montage .....	40
1.2.2.3 Remarque .....	41
1.3 Mouvement d'avance donné à l'outil .....	42
1.3.1 Détourage .....	42
1.3.2 Schema du montage .....	42
1.3.3 Remarque .....	43
1.4 Conclusion .....	43
2. Quatrième application: Usinage par une fraise de forme .....	43
2.1 Détourage .....	43
2.2 Isostatisme .....	44

## Chapitre VII : APPLICATION DU FRAISAGE DE

### FORME : ETUDE DYNAMIQUE .....

#### 1. Données du travail .....

1.1 matériaux à usiner .....	45
1.2 profondeur de passe: a .....	45
1.3 longueur de passe: B .....	45
1.4 cadence .....	45

#### 2. Choix de matériaux de la fraise .....

#### 3. Détermination de la géométrie de la ---/---



fraise .....	46
3.1 Geometrie du corps de la fraise .....	46
3.2 Geometrie de la dent .....	47
4- Geometrie de la coupe .....	47
5- Choix du régime de coupe .....	48
5.1 epaisseur de coupe : $a_{max}$ .....	48
5.2 avance par dent : $s_2$ .....	48
5.3 vitesse de coupe .....	48
6 - Calcul de régime de coupe .....	48
6.1 vitesse de rotation de broche .....	48
6.2 vitesse de coupe réelle : $v_c$ .....	49
6.3 la vitesse d'avance : $v_a$ .....	49
7 - Calcul du nombre de pièces $x_1$ maximal à usiner entre deux réaffutages .....	49
8 - Calcul de temps d'usinage .....	50
9 - Calcul des efforts de coupe .....	50
9.1 description des efforts .....	50
9.2 effort spécifique de coupe $K_s$ .....	52
9.3 Calcul de l'effort tangentiel effectif max : $F_{te}$ .....	53
9.4 Calcul de l'effort normal effectif max : $F_{ne}$ .....	53
9.5 Calcul de l'effort $F_z$ .....	53
9.6 Calcul de l'effort : $F_x$ .....	54
9.7 Calcul de l'effort : $F_y$ .....	54
10 - Calcul du travail de coupe .....	54
10.1 travail développée par une dent : $P_z$ .....	54



10.2 Puissance absorbée par la coupe

<b>Chapitre VIII DIMENSIONNEMENT DES ORGANES DES MACHINES</b>	<b>57</b>
<b>1. Resistance de la dent de fraise</b>	<b>57</b>
1.1. condition de resistance à la repture	57
1.2. condition de resistance à la déformation	57
1.3. Conclusion	58
<b>2. Calcul du diamètre porte fraise</b>	<b>59</b>
2.1 condition de resistance	59
2.1.1. Mouvement flechissant	59
2.1.2. Moment de torsion	60
2.1.3. Calcul de $\phi d$	60
2.2. Calcul de l'arbre par la méthode de la flèche	61
<b>3. dimensionnement de l'ablocage</b>	<b>61</b>
3.1 schéma de l'ablocage	61
3.2 Calcul de l'effort de l'appui simple $N_1$	63
3.3 Calcul de la force d'action $F$ du verin	63
3.4 diamètre des axes d'articulation	65
3.5 dimensionnement des pièces	66
3.5.1 dimensionnement de la pièce ①	66
3.5.2 dimensionnement de la pièce ②	66
3.5.3 dimensionnement de bielle ④	67
3.5.4 dimensionnement du palonnier ⑤	67
3.6 dimensionnement du verin	68
3.6.1 diamètre $d_p$ de l'axe 6 du verin	68
3.6.2 diamètre $D_p$ du piston	68
3.6.3 épaisseur du cylindre $e_c$	69

3.6.4 :	Course du piston . . . . .	69
3.7	Dimensionnement des vis . . . . .	69
3.7.1:	Dimensionnement de la vis de contact ① . . . . .	69
3.7.1.1:	Diamètre de la vis: $d_1$ . . . . .	69
3.7.1.2	Hauteur $H$ des filets . . . . .	69
3.7.2:	Hauteur des filets de l'axe ⑥ du verin: $H_6$ . . . . .	71
3.7.3 :	Dimensionnement de la vis de l'appui de soutien . . . . .	71
3.7.3.1	Calcul du diamètre nominal: $d_4$ . . . . .	71
3.7.3.2	Hauteur du filetage . . . . .	71
<b>Conclusion</b> . . . . .		<b>72</b>

# TABLE DES FIGURES

Figures	Pages
1	4
2	6
3	8
4	16
5	17
6	20
7	25
8	28
9	34
10	35
11	36
12.a	37
12.b	37
13.a	39
13.b	39
14	40
15	41
16	42
17	46
18	47
19	51
20.a	62
20.b	62

المدرسة الوطنية المتعددة التخصصات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique



## Chapitre I :

### INTRODUCTION

Le complexe Vehicules Industriels [C. V. I] qui se trouve dans la zone industrielle de Rouiba à 30 Km de l'Est d'Alger est l'une des unités issue de la restructuration de la SONACOME. Il lui a été attribué le monopole, le développement, la promotion de l'industrie en Algérie, de répondre aux besoins du marché national en matière d'équipement mécanique (camion et auto-car), et de générer des emplois à long terme pour les citoyens.

En novembre 1974 le premier véhicule entièrement fabriqué à Rouiba, a vu le jour. Néanmoins, l'ensemble de la Gamme SO.NA.COME n'a été produit qu'en Mai 1977.

Évidemment le véhicule est constitué d'éléments (arbres de transmissions, pignons, cloche, corps d'essieux, etc...), et de sous-ensemble (Longerons, carrosserie, boîte de vitesse, etc...).

Dans notre étude, notre attention est portée particulièrement sur la fabrication des corps d'essieux.

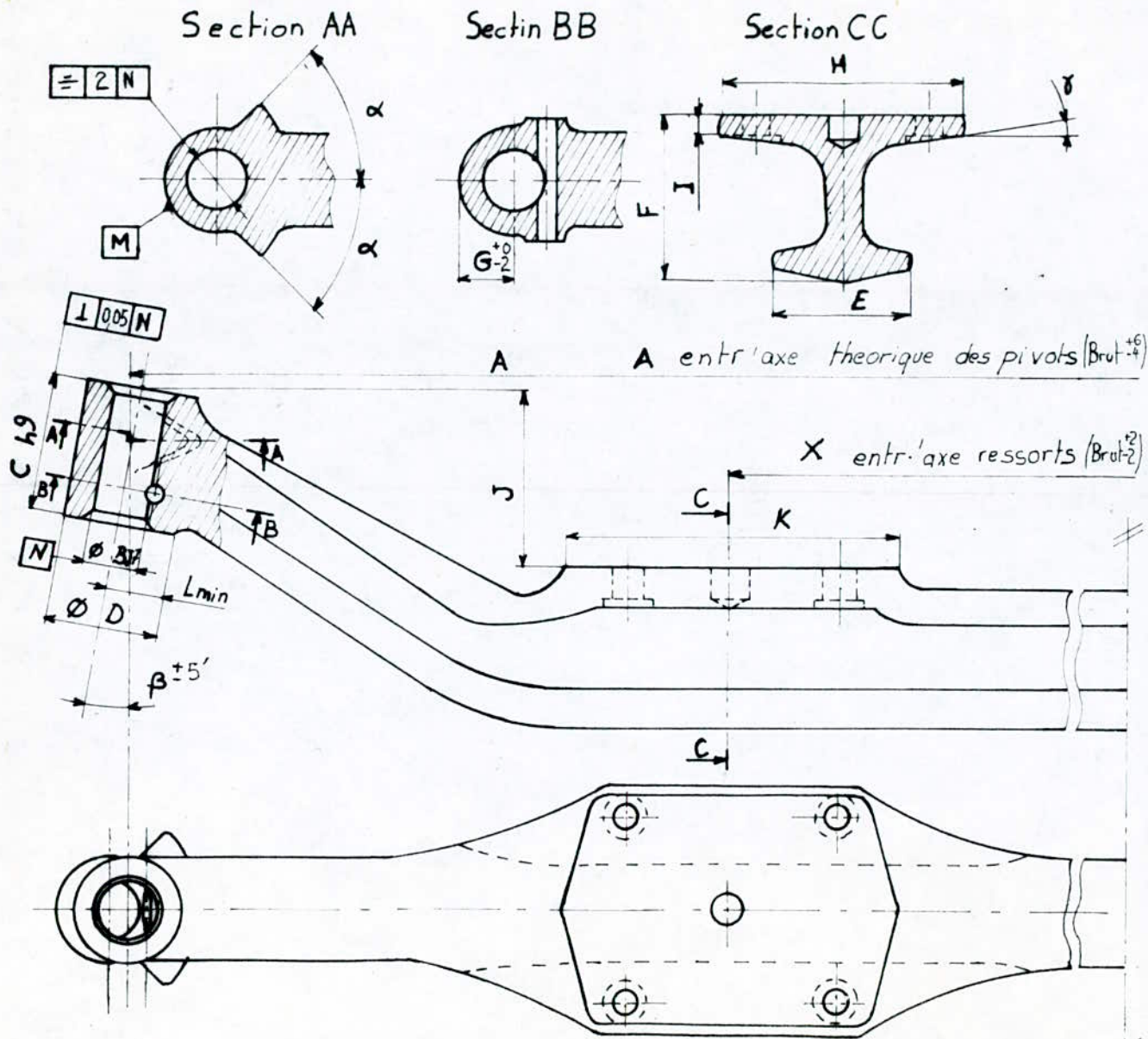
On distingue quatre types, ils sont de fabrication à Grande série. On donne la cadence de fabrication selon les prévisions du plan 1986.

Type de Corps d'essieux	Vehicule auquel est destiné	Caden ce de fabrication
E 2 A : 19295	V:1 ou le K 66	1400
E 4 A2: 191989	V:2 " " K 120	1300
E 6 A2: 191505	V:4 et V:5 ou le BTB260	1150
E 4 AX2: 192990	V:6 " " 49 V 8	300

Soit en total : 4150  
Corps d'essieux

. Les corps d'essieux présentent la même forme globale, seule les côtes qui changent. Un dessin de produit fini représenté dans la page 3 donne une indication sur les différentes côtes jugées utiles pour l'élaboration de notre Projet.





Côte d'usinage, tolérance  
Générale  $\pm 0,5$ .

Matiere R=90/105 Kg/mm<sup>2</sup>

Suivant la fiche technique  
du laboratoire.

Cotes	TYPE			
	E2A	E4AX2	E6A2	E4A2
A	1505	1936	1750	
X	740	1000	800	800
B	30	35	45	35
C	71,5	80,5	98	80,5
D	50	60	76	58
E			72	
F			116	
G	25	30	38	29
H	134	130	176	
I			17	
J	1335	91,8	141	
K	134	130	180	
L	23	28	36	
$\alpha^\circ$	50	45	50	53
$\beta^\circ$	6	1°45'	6	6
$\gamma^\circ$			7	



## Chapitre II :

### PRESENTATION DU TRAVAIL DEMANDE'

Parmi les problèmes que rencontre le Bureau des Methodes dans la vie industrielle, figure le problème de défaut de fonctionnement des produits finis après leurs montage et assemblage, qui relève en principe du domaine du Bureau d'Etude.

Le sujet proposé par le departement des methodes centrales est l'étude conceptionnelle d'une machine à détourer les corps d'essieux.

#### 1: Définition de l'opération de Détourage du corps d'essieux.

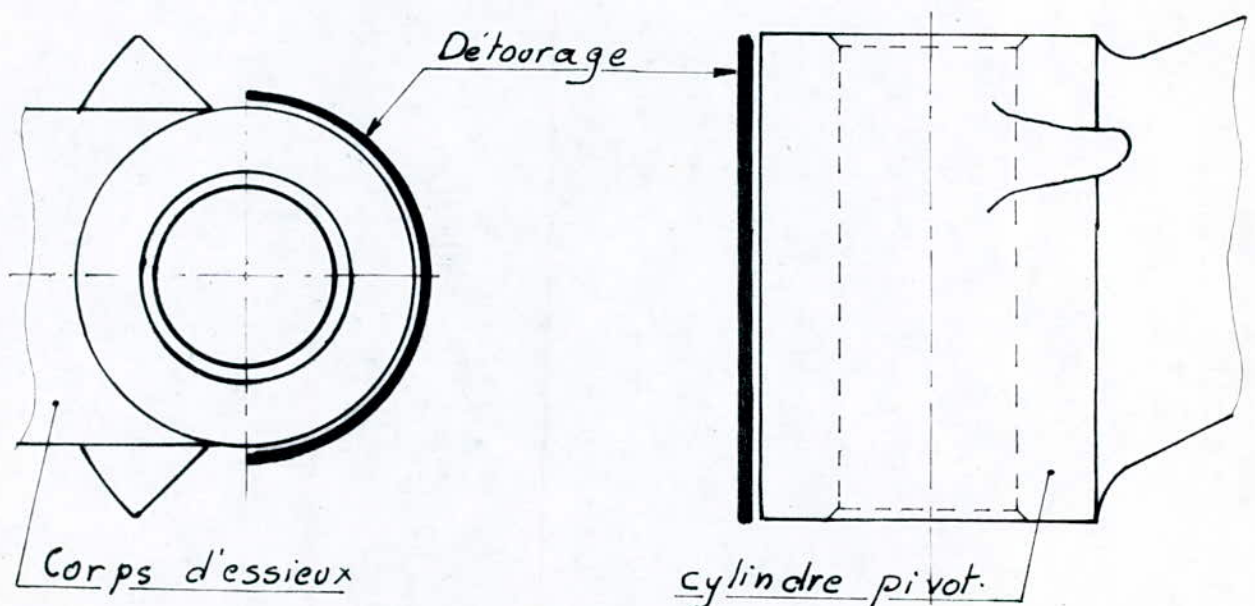


Figure:1

C'est une opération d'usinage par la coupe, consistant à enlever le surplus de matière existant sur le cylindre pivot du corps d'essieux -

Ce surplus de matière risque de stopper le bracoage de l'engin par suite d'un coincement entre fusée (pièce portante du tambour sur lequel est fixée la roue), et le cylindre du pivot du corps d'essieux. Un jeu de fonctionnement de 1,5 à 4,5 comme le montre le dessin du montage Fusée - corps d'essieux (figure 2), est imposé par le bureau d'étude afin d'éviter tout risque de blocage.

D'après les irrégularités de formes des pièces obtenues par forgeage et matrigage, le cylindre pivot du corps d'essieux arrive au bâtiment mécanique avec des formes ovalisées, Déportées, ou avec des diamètres dépassant la tolérance admissible des pièces provenant de la forge, dont nous verrons les influences.

le bureau des méthodes a fait recourt au Débourage qui n'était pas prévu dans la gamme d'usinage.



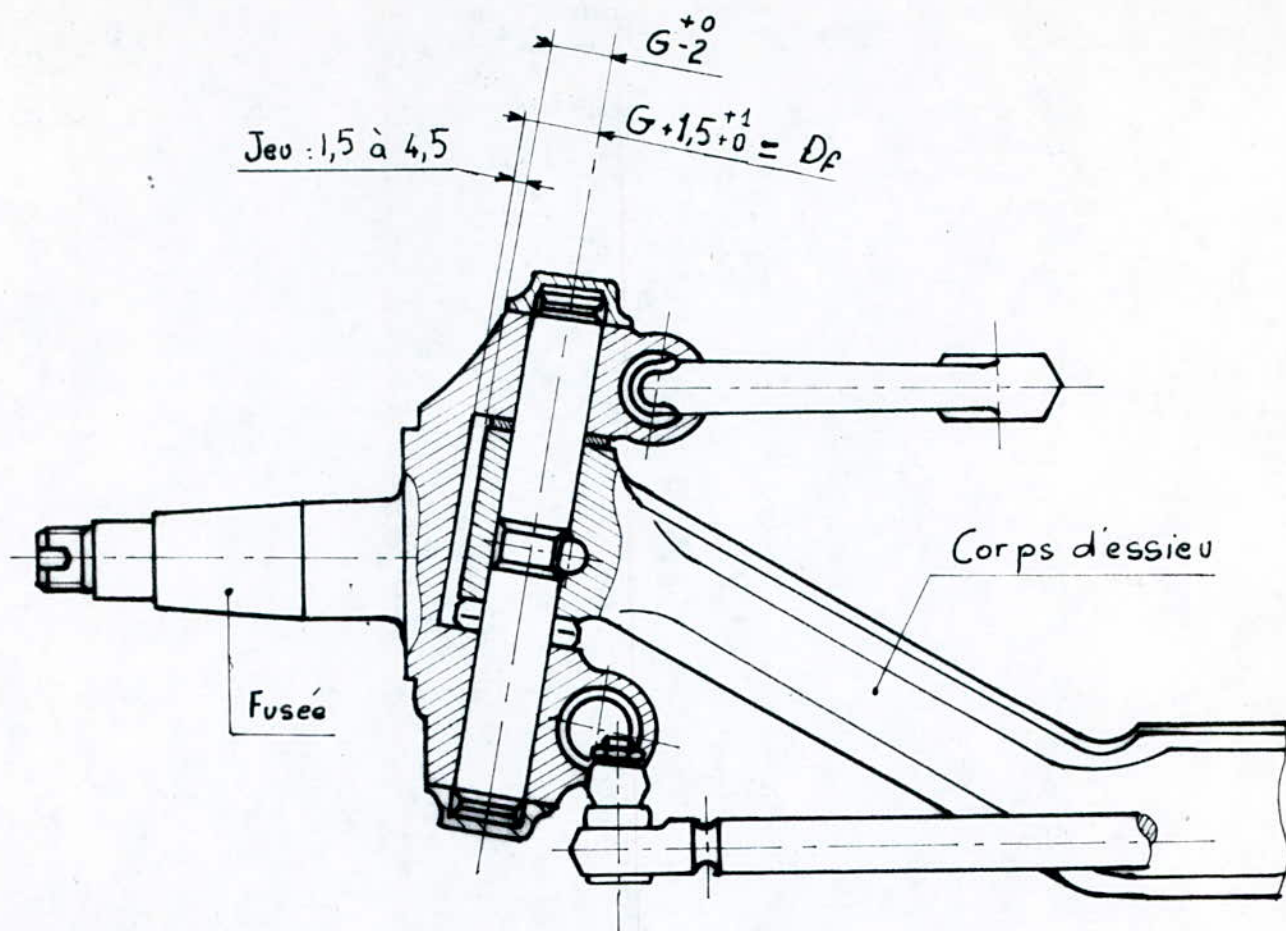


Figure 2

## 2: Résolution Du problème au sein de l'unité.

Au premier temps, l'opération fut exécutée sur une meule, le temps nécessaire pour détourer une seule pièce était au minimum vingt minutes. Le poste de travail était occupé par deux ouvriers qui ne peuvent fournir que 15 pièces par équipe suite à la fatigue musculaire excessive. Le potentiel de production ne dépasse pas 40 pièces par jours ce qui freine la production et qui diminue considérablement la cadence de production.



Les techniciens du bureau des méthodes, ont changé le procédé d'usinage du moulage au fraisage, en réalisant un montage qui permet le pivotement du corps d'essieu comme le montre le dessin du montage (figure 3).

Par ce procédé le temps d'usinage a baissé de moitié, soit 10,5mm ce qui a permis une augmentation de 90% de la production.

La fatigue musculaire a énormément baissé, mais l'opération nécessite toujours deux ouvriers. Les régimes de coupe (vitesse et avance) ne sont pas respectés.

La pièce n'est pas posée d'une façon isostatique, il y a impossibilité d'ablocage cela rend le travail archaïque : tolérance de forme et de côté impossible à respecter. Ainsi le travail se fait avec grandes vibrations, il en résulte des cassures rapides des plaquettes en carbures. une plaquette est jetée en moyenne pour deux pièces.

Le suivi des différentes opérations de fabrication des essieux nous a permis de noter les points suivants :-

- 1° / Manutention de la pièce du conteneur.
- 2° / Mise en position sur la machine après centrage par le simplot centreur ③
- 3° / Serrage par la vis ①.
- 4° / Action au niveau du pupitre ⑦ sur la manœuvre automatique commandée par ⑧, L'avance rapide de la table ⑨ se déclenche.
- 5° / Avance travail jusqu'à la mise en côte de tourage. la machine s'arrête.
- 6° / On change au manuel.
- 7° / On fait pivoter le corps d'essieu ④ par rapport à l'axe du cylindre pivot, après rotation de 180° l'opération est terminée.
- 8° / On change sur l'automatique, la table fait le retour rapide.

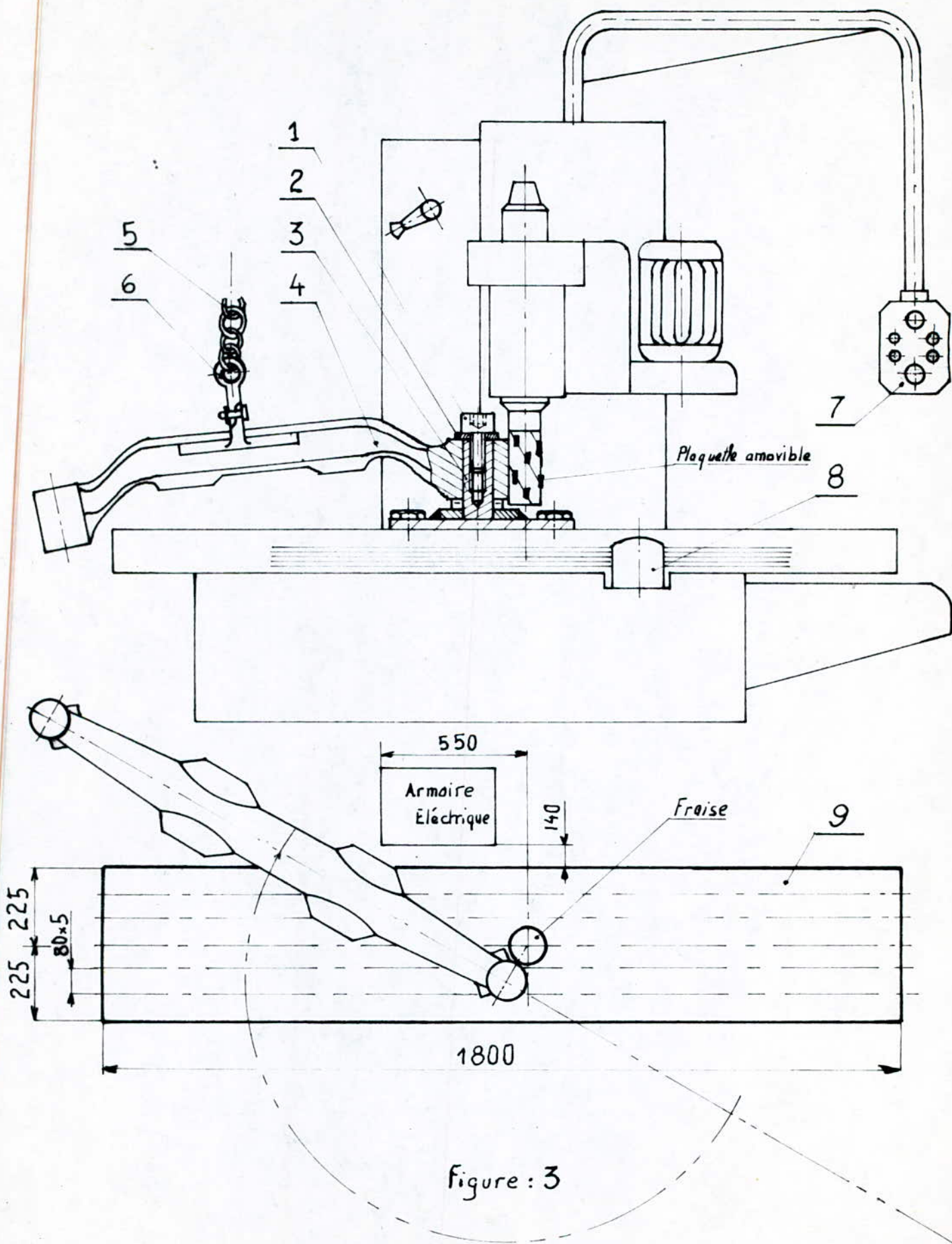


Figure : 3



à sa position initiale.

-9°/ On desserre la vis ①

-10°/ On démonte la rondelle ② et on enlève la pièce pour faire le même cycle d'usinage afin d'exécuter la deuxième partie.

Tout ce travail nuisible et nerveux et qui demande une grande attention pour éviter tout risque accidentel surtout au moment du dégagement brusque et dangereux de la pièce du centreur (centrage considéré long, ce qui nécessite un bon guidage pour éviter tous coincement).

### 3. Analyse du problème

Vu les problèmes de temps d'usinage de fatigue musculaire, et de sécurité, le bureau des méthodes centrales nous expose le problème de détournage, dont nous allons faire l'étude d'une technique d'usinage et d'un appareillage spécial qui donne objectif dans les cadres:-

#### a. Technique :-

Positionnement isostatique correct de la pièce et possibilité d'ablocage.

#### b. Economique :-

Reduction du temps de coupe de manutention de réglage, et permettant l'emploi d'une seule main-d'œuvre.

#### c. Humain

Pour accroître la sécurité, réduire la fatigue musculaire et nerveuse.



Avant de choisir le mode d'usinage et appareillage special, on a jugé utile de faire une étude des différentes phases d'usinage. Pour déduire celle qui influe sur l'importance de l'opération de l'étourage en question.

Pour cela on procède par une étude Statistique sur les formes du cylindre pivot et la détermination des côtes de spécification de liaison au brut, afin de pouvoir orienter la résolution du problème vers une autre technique autre que l'usinage par la coupe.

## Chapitre III :

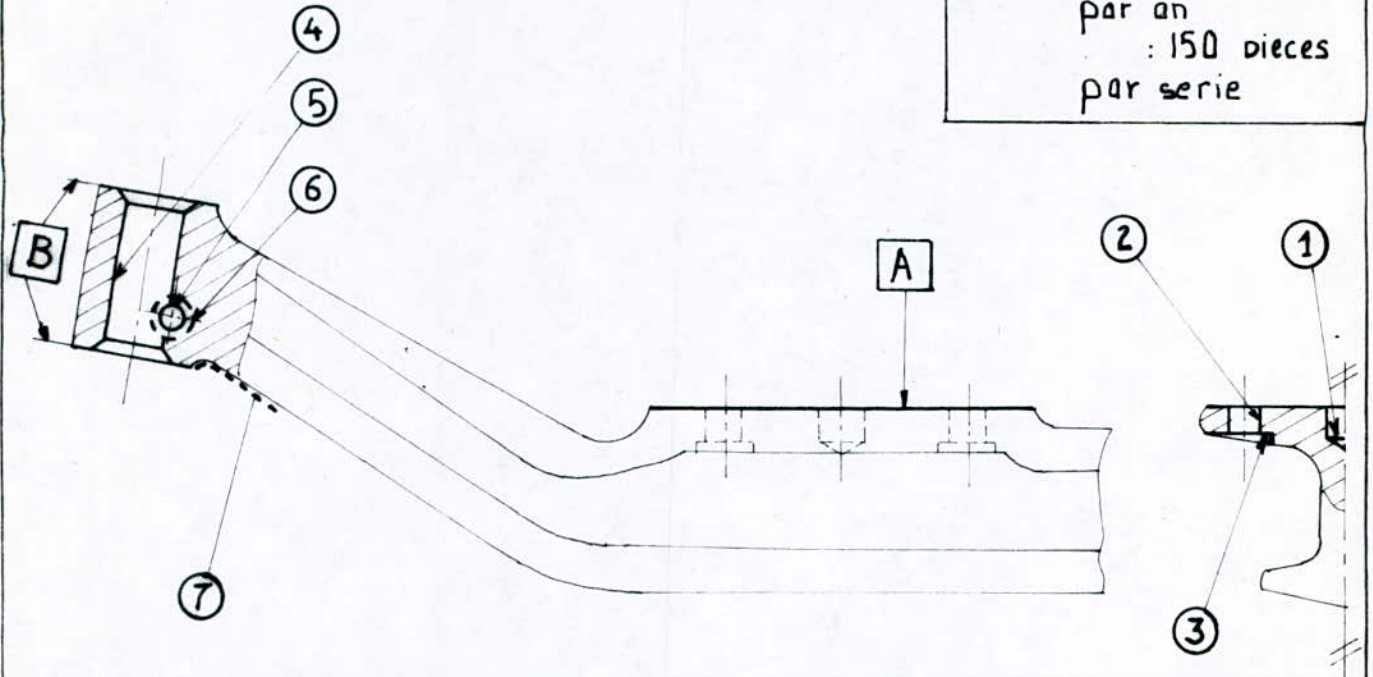
### GAMME D'USINAGE

Comme on a vu dans le premier chapitre l'usine fabrique quatre types de corps d'essieu. La forme générale est presque la même seule les côtes qui changent. En conséquence une phase d'usinage se fait pour chaque type du corps d'essieu, sur la même machine et avec le même montage. pour la mise en position et le maintien de la pièce, sauf les outils coupants qui, dans le cas de perçage, lamage, et alésage, qui changent ainsi que les appareils de guidage (cas des canons de perçage par exemple)

Pour faciliter l'analyse des gammes on a commenté la gamme d'usinage du corps d'essieu type E 6 A.2 -

Gamme de fabrication

Cords d'essieu : Brut  
 par matriçage  
 cadence : 1150 pièces  
 par an  
 : 150 pièces  
 par série



Phase	Designation de phase sous phase opération	Machine (M), Outil (O) Appareillage (A), Contrôle (C)	Croquis de phase
100	<p><b>Fraisage</b></p> <p>Une seule pièce en montage. Ajusté plan 1,2 sur le premier patin, point 3 sur le second. le point 4 est un maintien de contact. quatre serrages opposés à 1,2,3 et 4. Buté point 5 et serrage point 6 oppa 5.</p>	<p>M : Fraiseuse liné G.S.P</p> <p>O : Fraise Walter Ø60 à 18 plaquette</p> <p>C : Pied à coulisse.</p>	
101	Fraisier [A] Ebauche 1 <sup>er</sup> puis 2 <sup>em</sup> patin		
102	Fraisier [A] finition. 1 <sup>er</sup> puis 2 <sup>em</sup> patin.		

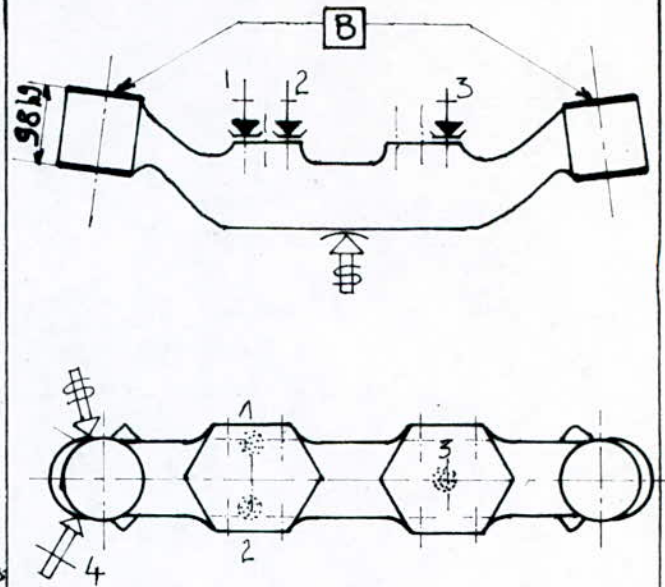


<p>200</p> <p>201</p> <p>202</p>	<p><b>Perçage:</b></p> <p>Centrage par deux vis 12 et 34 Orientation par deux palonniers points 5,6</p> <p>Perçer ① trou étoquiau - Ebauche et finition</p> <p>Perçer ② . 4x2 trous de fixation de ressort à lame Ebauche</p>	<p>M.O Perceuse radiale</p> <p>O: Foret <math>\varnothing 25</math> H8 C: Tampon lisse <math>\varnothing 25</math> H8</p> <p>O: Foret <math>\varnothing 21</math> H8 C: Tampon lisse <math>\varnothing 21^{+0,05}_0</math></p> <p>A: Canon de perçage.</p>	
<p>300</p> <p>301</p>	<p><b>Lamage.</b></p> <p>Après plan SR pt 1,2 sur 1<sup>er</sup> patin . pt 3 sur 2<sup>e</sup> Un centrage cour 4,5 plus locatige pt 6 1<sup>er</sup> et 2<sup>e</sup> trou étoquiau.</p> <p>Lamer ③ Ebauche</p>	<p>M.O: Perceuse radiale.</p> <p>O: Fraise à lamer <math>\varnothing 48</math> A: Guide de fraise à lamer C: Pied à coulisse</p>	

**400** **Fraisage.**  
 Points 1, 2, 3 appués  
 plan S.R., point 4  
 buté éliminant la 3<sup>ème</sup>  
 rotation. Serrages op  
 posés aux pts 1, 2, 3 et 4  
 constituent le système  
 de bridage.

**MO:** Fraiseuse  
 Rochoaud

**O:** 2 Fraise  
 Walter Ø100 à  
 8 plaquette.



**401** Fraiser **B** les  
 bassage du cylindre  
**402** pivot en même tem  
 ps pour un cylindre. Ebauch

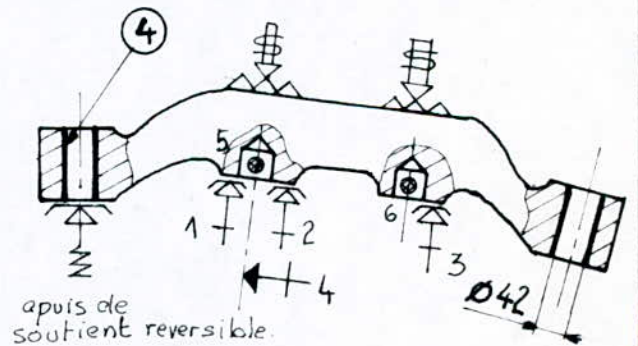
**C:** Pied à couliss  
 se, Calibre à  
 machoire 98 J13

**500** **Perçage.**  
 même ablocage  
 sauf la bote pt 4  
 est remplacée par  
 un centrage court  
 pts 4 et 5 et un loca  
 ling pt 6.

**MO:** Perceuse  
 radiale.

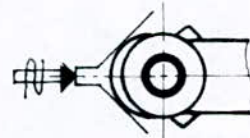
**O:** Foret Ø42,5

**A:** un éanon de  
 perçage.



**501** Percer **4** ebauche  
 1<sup>er</sup> trou pivot  
**502** Percer 2<sup>es</sup> trou  
 pivot.

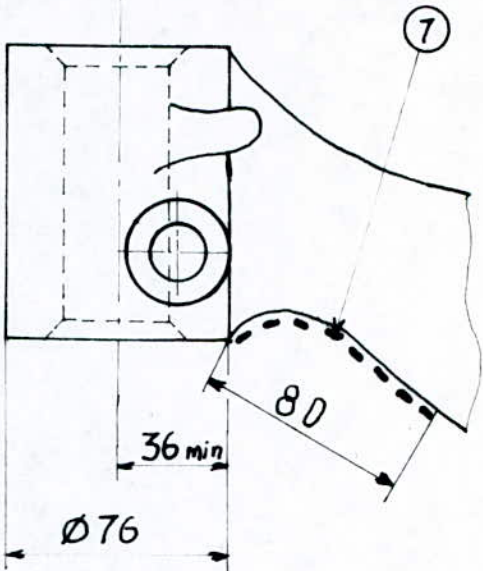
**C:** Tampon lis  
 se Ø42,5  $^{+0,5}_{-0}$





<p>600</p> <p>601</p> <p>602</p> <p>603</p>	<p><b>Fraisage.</b></p> <p>Une seule pièce en montage.   fraisage par 2 fraise. Avant et arrière.</p> <p>Même ablocage sauf appuis de soutien revers possible. changé par l'anti-vibreux de touche en Ve'</p> <p>Alezer (4) Ebauchet Finition</p> <p>Chanfrien.</p> <p>Finition (B)</p>	<p>M.O Aleseuse spéciale.</p> <p>O: Alesoir à plaquettes rapportées.</p> <p>C: Magnet Bar RA29 Angle 20° 1 comparateur en <math>\frac{1}{1000}</math></p> <p>Touche platte LM5006</p> <p>Support comparateur chalon. Tampon Ø45 J7</p> <p>Fer à cheval 98 h 9</p>	
<p>700</p> <p>701</p> <p>702</p> <p>703</p>	<p><b>Perçage Alesage Lamage.</b></p> <p>Centrage long pts 1,2,3,4 point 5 butée éliminant la rotation / axe du centreur. Pt 6 butée axiale SR.</p> <p>Perçer (5)</p> <p>Alezer (5)</p> <p>Lamer (6)</p>	<p>M.O: Perceuse GSP</p> <p>O: foret Ø11,8</p> <p>Fraise à lamer</p> <p>Alesoir Ø12 H10</p> <p>A: canon Ø11,8 F7</p> <p>" Ø 12</p> <p>C: Fosse clavette.</p> <p>Tampon lisse Ø12 H10</p>	



800	<p><b>Meulage</b> Corps d'essieu suspendu par cro- chet de manuten- sion</p>	<p><b>M.O :</b> Meule  <b>O :</b> Bande sans fin  <b>C :</b> Gabarit de contrôl</p>	
801	Meuler (7)		

Remarque:

D'après la gamme d'usinage on voit que la côte  $G_{-2}$  imposée par le bureau d'Etude (figure 4) ne dépend apparemment que de la phase 200 et la phase 500.

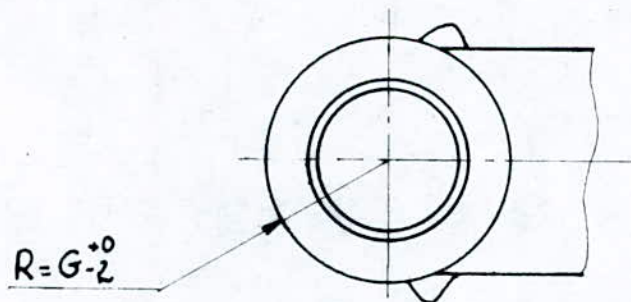


Figure 4

# Chapitre IV :

## DÉPENDANCE DE L'OPERATION DE DETOURAGE VIS A VIS DES DIFFERENTES PHASES DE LA GAMME

1: Phase 200 : Perçage des trous étoquiaux.

1.1: Montage d'usinage.

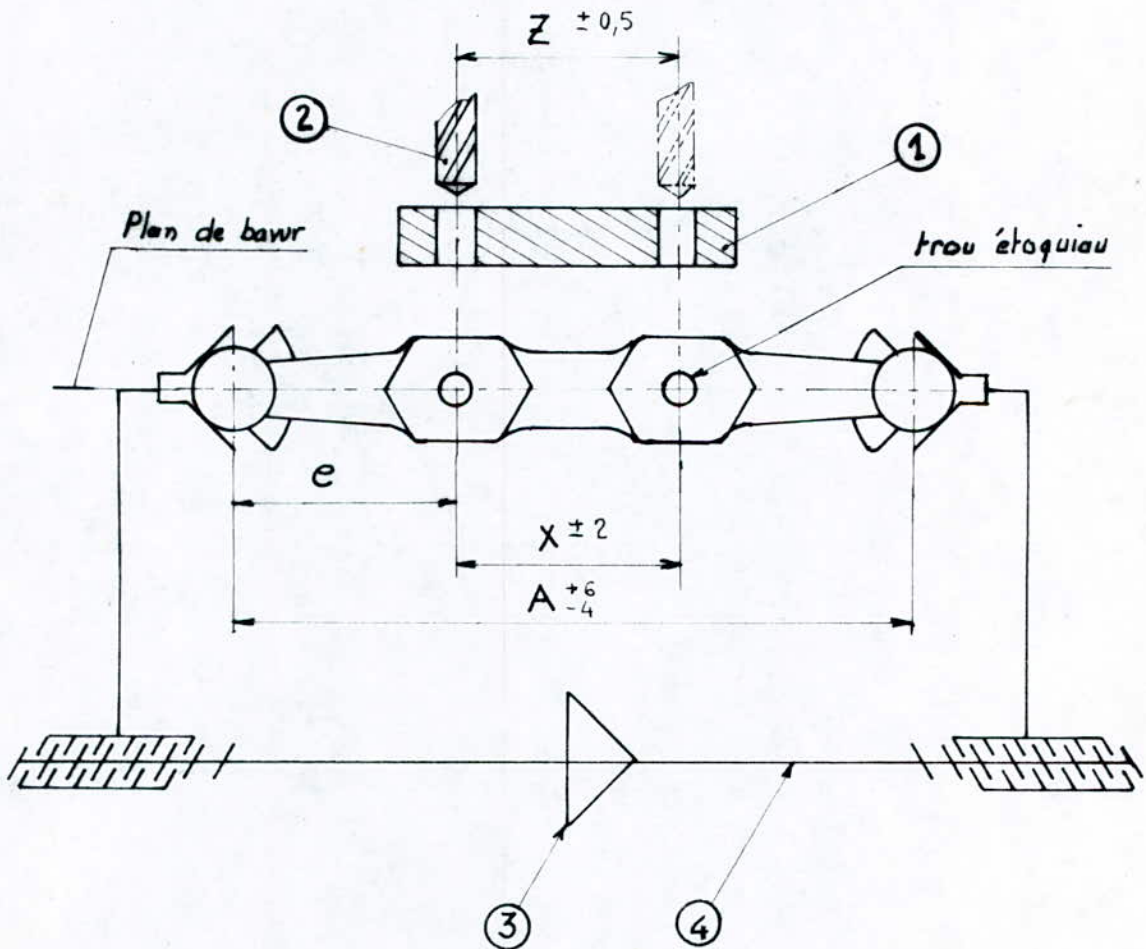


Figure : 5

## 1.2 : Description de la Phase 200

La cote contra  $X \pm 2$  est obtenue par un transfert du cote dessin en cote appareil ou cote montage, par centrage du foret (2) à l'aide du canon de perçage (1). En effet un montage est placé sur la table de la perceuse radiale. Figure 5, permet l'interchangeabilité pour chaque type de corps d'essieux deux canons de perçage (canons pour trous étoquiaux et trou de ressort), distant de la cote  $Z \in [X-2, X+2]$ .

Les canons centreurs fixés rigidement avec la cote  $Z$  dont la tolérance est inférieure à la tolérance générale  $\pm 0,5 (Z \pm 0,5)$ , ce qui permet une exécution des trous étoquiaux (ainsi que les trous de ressort).

La mise en position du corps d'essieu est assurée par la manœuvre du volant (3) qui actionne la tige à filetage immergé (4), fait l'approche simultanée des deux vés. Après contact sur vé des deux cylindres pivots, celui-ci donne un centrage précis des canons au dessus des patins du corps d'essieu.

## 1.3 Conclusion.

Le montage permet une exécution des trous étoquiaux sur la ligne de joint de bavure qui représente la symétrie de la pièce. C'est à dire qu'ils sont alignés avec les axes des cylindres pivots et qu'ils se trouve symé-



triquement par rapport au milieu de la pièce.

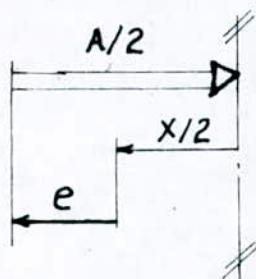
## 2: Détermination du départ de cote pour le perçage des cylindres des pivots

### 2.1: Observation.

Le centrage à partir des trous étoquiaux ne peut jamais être utilisé comme cote de départ pour le perçage des cylindres pivots. En effet La cote  $A \pm \frac{6}{4}$  (figure 5) entr-axe théorique des cylindres pivots et la cote  $X \pm 2$  entr-axe des ressorts sont données sur le dessin de définition par contre la cote  $e$ , ne figure pas elle doit être calculée par un transfert de cote

### 2.2: Transfert de cote.

Utilisons la methode des cotes moyennes.



		Cote moyenne	Interval Tolerance
Cote Resultante	$A/2$	$(A + 1)/2$	5
	$X/2$	$X/2$	2
Cotes à calculer	$e$	$(A - X + 1)/2$	3

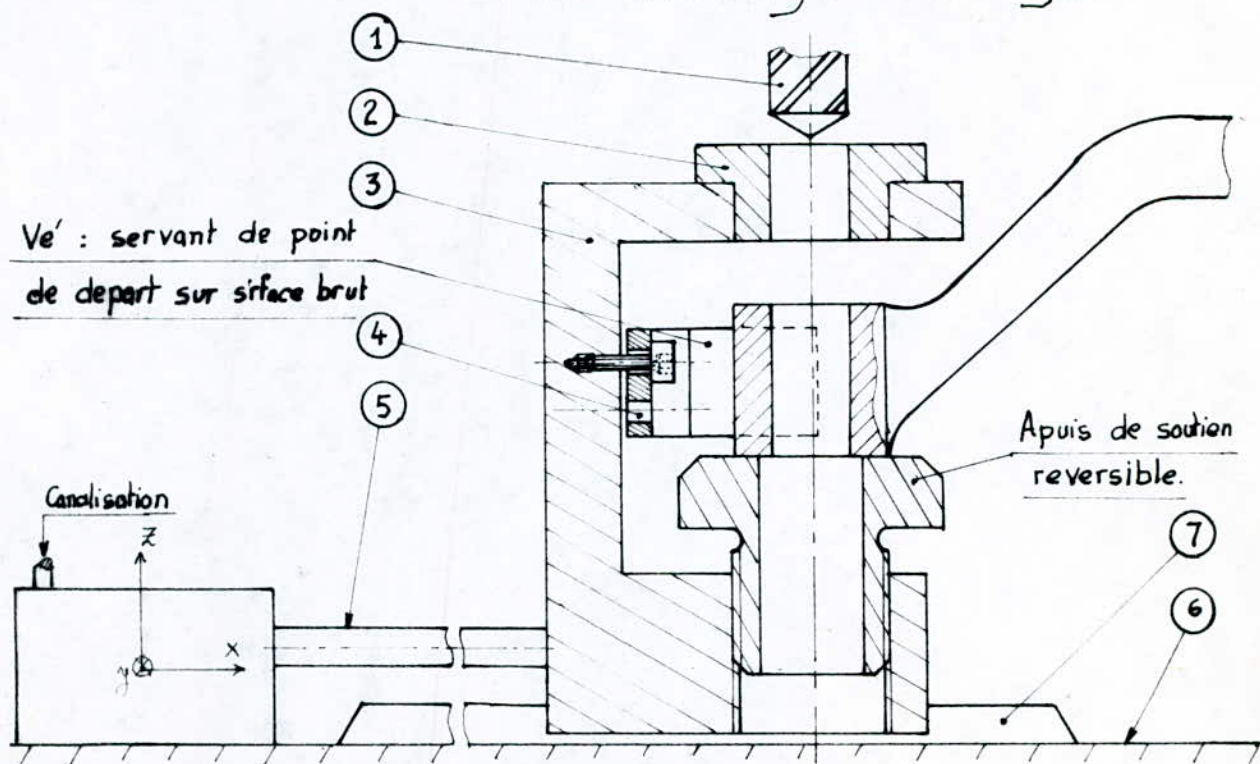
### 2.3: Conclusion.

D'après la valeur calculée de la cote  $e$  et de son intervalle de tolérance qui est

3mm, On voit qu'il est supérieur à celui de la cote G imposée par le bureau d'étude et qui est égale à 2mm ( $G \pm \frac{0}{2}$ ). Une cote appareil ne doit jamais être moins précise qu'une cote de définition, sinon elle nous conduit à des incertitudes de mise en position dépassant la plage de tolérance, ce qui a obligé le bureau des méthodes à changer le départ de cotation pour le perçage des cylindres pivots du centrage à partir des trous étoquiaux, au contact sur vé des cylindres des pivots.

### 3 : Phase 500, Perçage des cylindres pivots

#### 3.1 : Montage d'usinage.





### 3.2 : Description de la phase 500

La mise en position du cylindre pivot et le départ de cotation est fait à partir d'un contact sur vé sur une surface brute.

Le verin (5) pousse le gabarit (3) en liaison glissière (degré -5) avec la glissière (7), le gabarit coulisse sur cette dernière jusqu'à se qu'il soit stoper après contact du vé avec le cylindre pivot. Le canon de perçage (2) en liaison complète avec le gabarit aura donc un seul degré de liberté soit une translation suivant l'axe X du référentiel lié à la table (6) de la perceuse. En fin de course, le canon se trouve centré par rapport à l'axe du cylindre pivot.

Afin que le centrage du foret de perçage (1) soit correct et exact il faut que son guidage (2) le soit aussi. Ceci est une condition en liaison directe avec le contact sur vé qui est une conséquence ou une résultante de la forme du cylindre pivot lui même. Ce qui nécessite qu'il ne soit ni ovalisé ni déporté, pour que la cote  $G^2$  imposée par le bureau d'étude soit respectée, ou autrement dit que le perçage nous conduit à respecter cette cote imposée. Afin d'atténuer les imprécisions de forme du cylindre pivot on a exécuté deux gorges de retraction (4) qui donnent une translation du vé suivant l'axe Y.

Soit un degré de liberté en plus par rapport au canon ou à la trajectoire du foret de perçage.

### 3.3 : Conclusion.

On peut déduire que l'opération détourage dépend uniquement du perçage des cylindres pivots (car l'alésage est une fonction directe du perçage). Pour mettre en évidence l'influence de la forme du cylindre pivot sur le perçage en conséquence sur le détourage, on a procédé à une étude statistique en prélevant des côtes sur des cylindres pivots bruts.

## Chapitre V :

### ETUDE STATISQUE

#### 1 : Définition

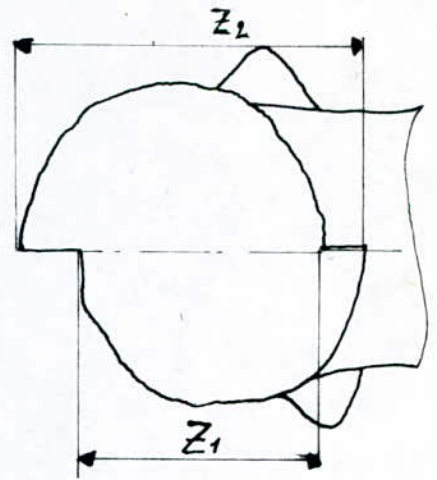
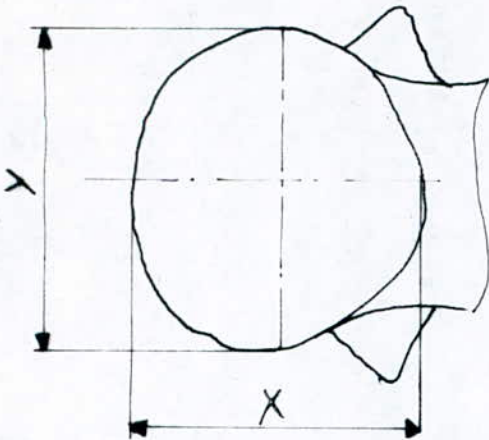
Cette étude a pour but d'analyser les formes brutes du cylindre pivot provenant de la forge., et de déterminer les dispersions des côtes, et de détecter les zones affectées par le détourage autrement dit les pièces nécessitant un détourage.

les mesures ont été faites au niveau du cylindre pivot, du plus grand soit le E.6.A2 et du plus petit soit le E.2.A.

Ces mesures ont montré que le cylindre pivot se présente sous deux formes : Ovalisées, et déportées. Elles étaient faites à l'aide du pied à coulisse. au 1/10 de mm.



## 2 : Prélèvement de côte sur le E.2.A



on a mesuré 47 pièces parmi une série de 150 pièces.

Tableau .1

X	Y	X	Y
54,0	56,5	57,0	55,0
56,0	54,1	53,5	54,0
53,0	53,0	53,0	54,0
51,8	52,2	54,0	55,0
57,2	54,1	55,4	54,2
53,0	54,1	52,1	54,9
55,5	55,5	53,0	55,4
52,3	53,1	55,1	55,2
55,6	55,1	50,2	53,4
55,1	55,2	56,0	58,0
54,5	54,2	53,0	54,0
52,0	51,0		
54,7	54,7		
53,8	54,1		

Z <sub>1</sub>	Z <sub>2</sub>	Z <sub>2</sub> -Z <sub>1</sub>	Z <sub>1</sub>	Z <sub>2</sub>	Z <sub>2</sub> -Z <sub>1</sub>
51,1	56,0	4,9	53,4	56,2	2,8
52,0	56,1	4,1	53,0	58,0	5
52,0	57,0	5,0	53,0	56,1	3,1
51,1	56,6	5,5	52,0	56,0	4
51,8	55,1	3,3	54,3	56,8	2,5
53,0	57,5	4,5	51,7	58,2	6,5
51,1	54,0	2,9	54,1	56,3	2,2
53,7	57,2	3,5	52,0	52,3	0,3
50,9	53,8	2,9			
54,0	57,9	3,9			
54,0	59,0	5,0			
52,0	55,0	3,0			
54,0	55,0	1,0			
55,0	56,6	1,6			

On tire les  
côte max et mini

$$X_{\max} = 57,0, X_{\min} = 50,2$$

$$Y_{\max} = 58,0, Y_{\min} = 51,0$$

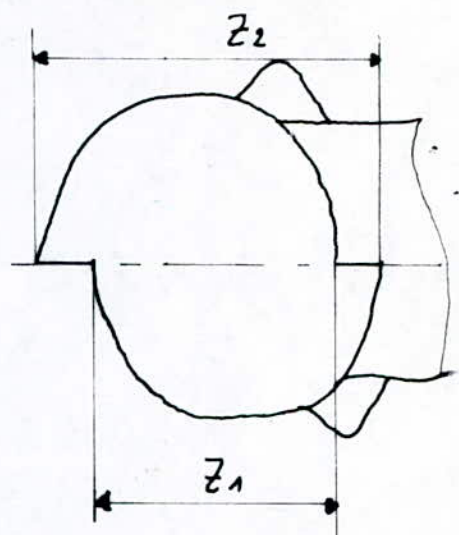
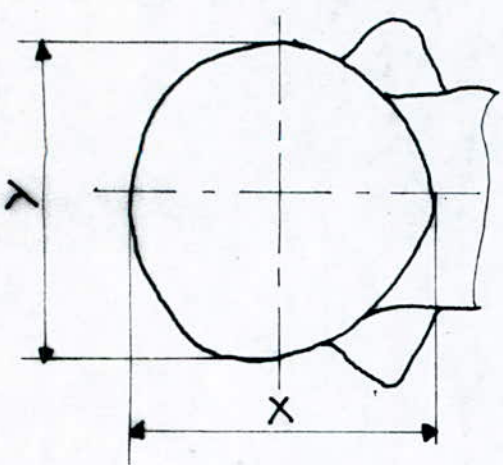
$$[Z_2 - Z_1]_{\min} = 0,3$$

$$[Z_2 - Z_1]_{\max} = 6,5$$

soit les dispersions

	X	Y	Z <sub>2</sub> -Z <sub>1</sub>
Dispersion	6,8	7,0	6,2

3: Prélèvement de côte sur le EGA2



On a mesuré 35 pieces parmi une serie de 150 pieces.

Tableau 2

X	Y	X	Y
74,9	80,5	76,0	78,0
76,0	78,6	76,0	78,0
75,7	80,2	78,5	79,5
73,2	76,4	76,1	77,2
72,9	77,9		
74,5	76,5		
71,2	79,0		
75,0	76,9		
75,1	76,5		
74,0	79,0		
77,1	80,0		
76,8	79,0		
76,5	77,0		
73,0	78,1		

Z <sub>1</sub>	Z <sub>2</sub>	Z <sub>2</sub> -Z <sub>1</sub>
74,5	78,2	3,7
72,5	76,0	3,5
72,2	76,0	3,8
73,0	75,0	2,0
73,5	80,2	6,7
73,2	77,7	4,5
71,2	77,2	6
74,0	76,8	2,8
75,0	78,1	3,1
72,0	77,3	5,3
73,1	76,7	3,6
74,0	78,8	4,8
72,0	78,1	6,1
71,9	76,5	4,6

Z <sub>1</sub>	Z <sub>2</sub>	Z <sub>2</sub> -Z <sub>1</sub>
71,5	79,1	7,6
74,5	79,2	3,7
73,2	77,2	4,0

On tire les côtes maxi et mini

$X_{max} = 78,5$  ,  $X_{min} = 71,2$

$Y_{max} = 80,5$  ,  $Y_{min} = 75,0$

$[Z_2 - Z_1]_{max} = 7,6$  ,  $[Z_2 - Z_1]_{min} = 2,0$

soit les dispersions.

	X	Y	Z <sub>2</sub> -Z <sub>1</sub>
Dispersion	7,3	4,1	5,6



#### 4 : Tolérance de côte résultant du contact sur $Ve'$

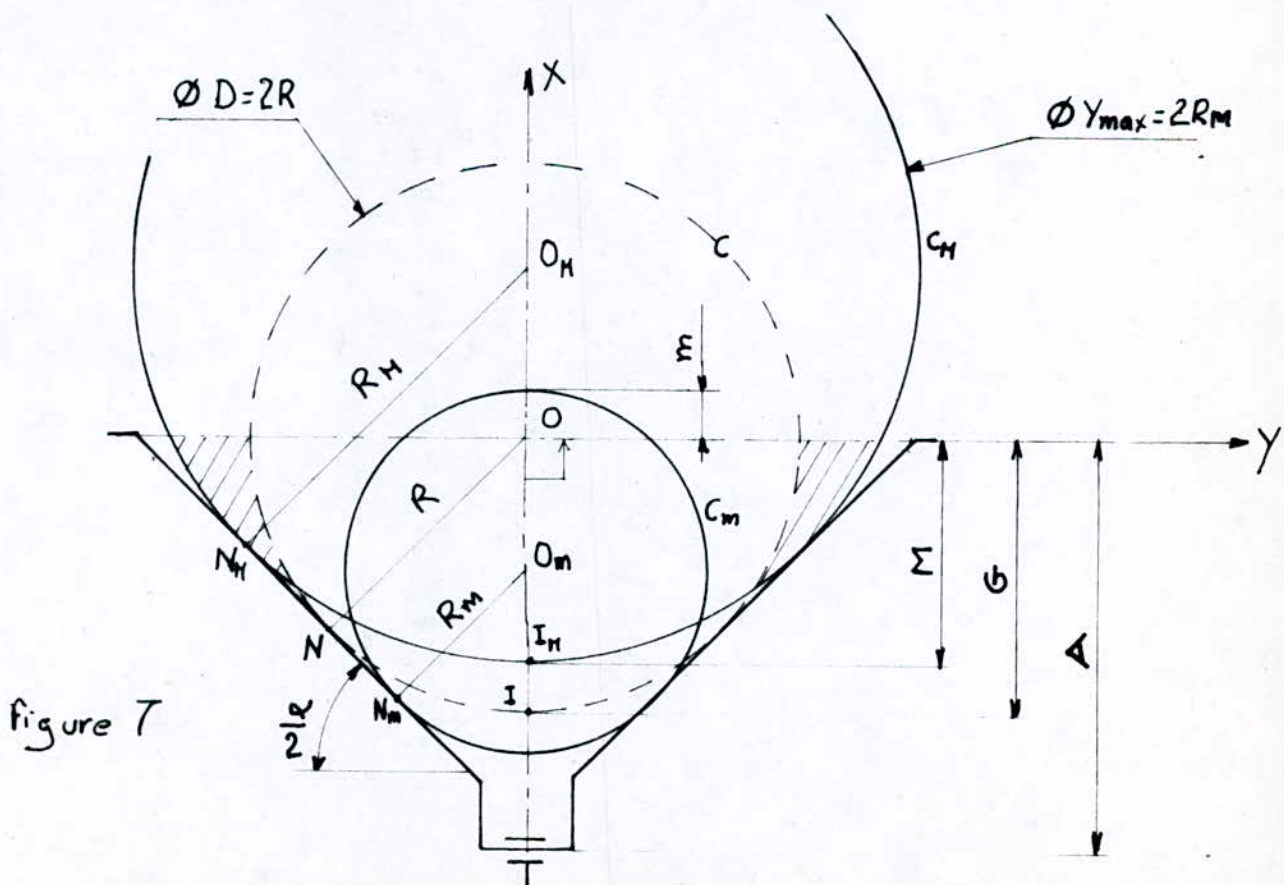
Pour déterminer les tolérances de côtes résultant du contact sur  $ve'$  on suppose deux cas distincts et le troisième comme étant la combinaison des autres

\* Forme ovalisée : comme étant un cylindre ayant des diamètres  $y_{max}$  et  $y_{min}$ .

\* Forme déportée : le cas du cylindre de diamètre  $D$  et de déport  $(Z_2 - Z_1)/2$

\* Forme réelle le cas des cylindres de diamètre être compris entre  $y_{max}$  et  $y_{min}$  et de déport  $(Z_2 - Z_1)/2$

#### 4.1 : Cas de la forme ovalisée.





$O_1$  est le centre du cylindre  $C$  de diamètre  $D$

$O_M$  " " " " "  $C_M$  " "  $y_{\max}$

$O_m$  " " " " "  $C_m$  " "  $y_{\min}$

la côte  $A$  est constante et correspond à la position du centre du canon (centre du foret) pour un cylindre de diamètre nominal  $D$ , le canon parcourt uniquement une translation suivant  $X$ . et non suivant  $Y$  (voir page 21) :

On voit donc que : a) pour un diamètre  $y_{\max}$  on risque de diminuer  $M$  en dessous de  $G-2$ , on affaiblit le devant du cylindre pivot.

b) pour un diamètre  $y_{\min}$  on risque de diminuer  $m$  en dessous de  $G-2$  ou  $D/2 - 2$ .

on tire deux conditions: (a)  $D/2 - 2 = G - 2 \leq M \leq D/2$

(b)  $m \geq D/2 - 2$

la condition (a) pourra être substituée par la condition.

$$0 < II_M < 2$$

$$II_M = \frac{y/2 - D/2}{\sin(\alpha/2)} + D/2 - y/2 \quad \text{c-à-d: } 0 \leq \frac{(y/2 - D/2) - \sin(\alpha/2)(D/2 - y/2)}{\sin(\alpha/2)} \leq 2$$

$$\text{il vient} \quad 0 \leq \frac{y-D}{2} \frac{1 - \sin(\alpha/2)}{\sin(\alpha/2)} \leq 2.$$

Application:

$$\text{cas du E2A} \quad y = y_{\max} = 58 \quad D = 50$$

$$0 \leq \frac{58-50}{2} \left( 1 - \frac{\sin \alpha/2}{\sin \alpha/2} \right) \leq 2 ; 0 \leq \frac{1 - \sin \alpha/2}{\sin \alpha/2} \leq 1/2$$

$$1 - \sin \alpha/2 \leq \frac{\sin \alpha/2}{2} ; 1 \leq (3/2) \cdot \sin \alpha/2 ; \sin \alpha/2 \geq 2/3$$

d'où  $\alpha/2 \geq 41,8^\circ$  soit  $\alpha \geq 83,6^\circ$  on adapte un angle  $\alpha$  normalisé.

$$\alpha = 90^\circ$$

De même pour le E6A2

$y_{\max} = 80,5$  et  $D = 76$ , soit un écart de 3,5 le problème ne se pose pas. la pièce est toujours bonne. On peut effectuer le perçage des cylindre pivot, en prenant comme départ de côté le contact sur  $ve'$  avec un angle  $\alpha = 90^\circ$ .

Cependant on voit que le détournage est inévitable dans le cas où  $y$  dépasse  $D$ . car le problème de surplus de matière se pose dans la zone hachurée.

Figure 7

\* Pour un diamètre  $y < D$  il faut vérifier la condition b) :  $m \geq D/2 - 2$

$$\text{or } m = R_m - 00m = R_m - \frac{R - R_m}{\sin \alpha/2} \geq R - 2.$$

On tire la condition limite de  $R_m$ , pour  $\alpha = 90^\circ$ .

$$R_m - R + 2 \geq \frac{R - R_m}{1/\sqrt{2}}$$

$$\text{d'où } R_m \geq R - 4,82 \text{ ou } y_{\min} \geq D - 9,6$$

D'après les mesures statistiques cette condition est toujours satisfaite.

Dans ce cas on peut se passer du détournage car le surplus de matière qui se trouve en bout du cylindre est abattue au niveau de la forge lors de l'enlèvement des bavures ceci peut être expliqué par la côte  $X$  qui est toujours inférieure à  $y$ .



4.2 : Forme déportée.

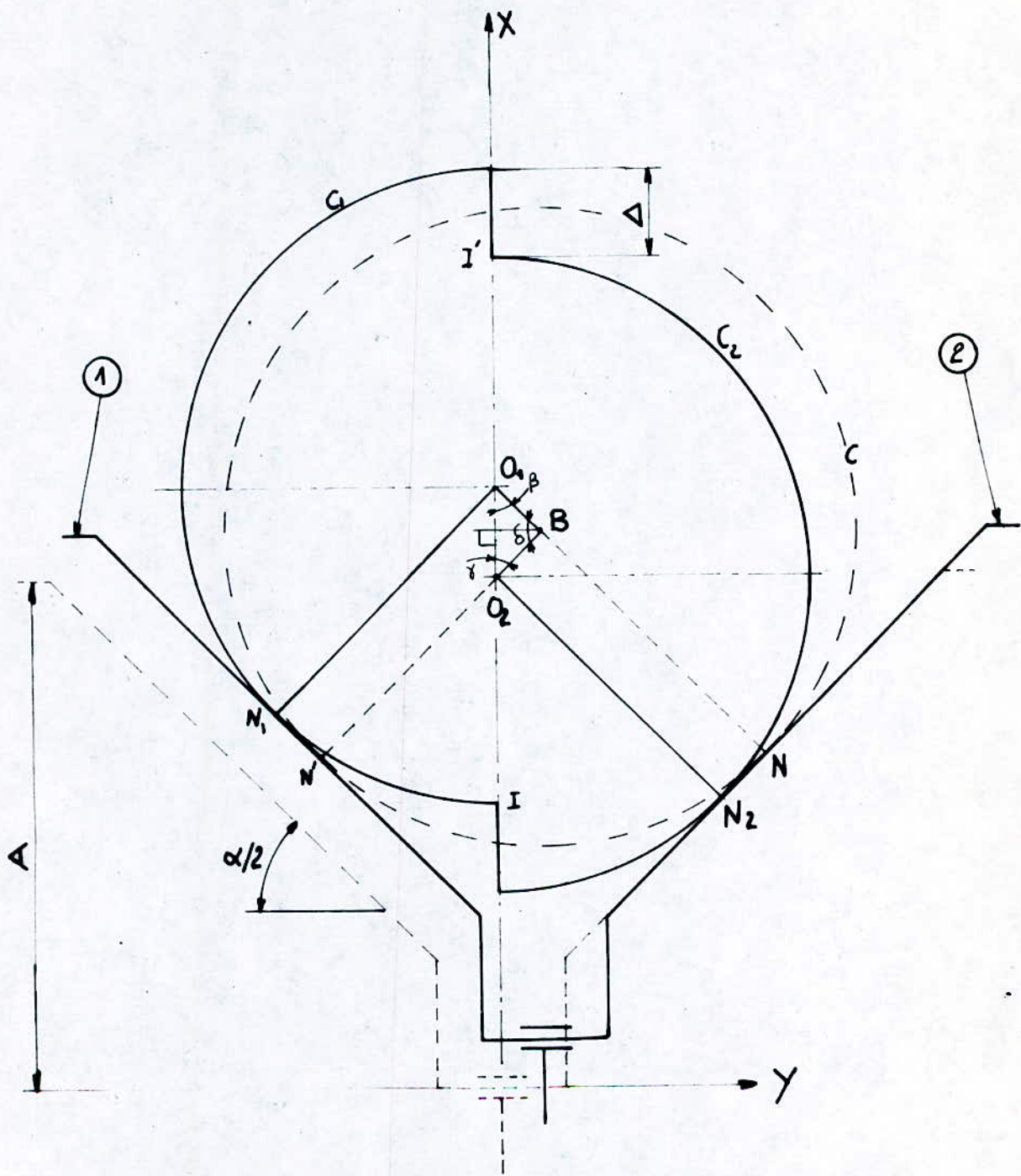


Figure 8

$O_1, O_2$  sont respectivement les centres des demi-cylindre  $C_1, C_2$  de diamètre  $D$  et de déport  $\Delta$ .  $B$  est le centre du cylindre théorique de même diamètre.  $D$  étant le diamètre nominal du cylindre pivot (voir page 3).

La surface de départ est un cylindre brut déporté, en contact sur  $ve'$ , ce qui résulte des erreurs de position suivant  $X$  et  $Y$ . La cote  $A$ , cote montage ou de position de centrage du foret de perçage, et comme on l'a déjà vu, la trajectoire de ce centrage suit toujours l'axe  $X$ . Au premier contact du  $ve'$  en  $N_2$ , le centrage du foret coïncide avec  $O_2$ , ce qui risque d'affaiblir le devant du cylindre  $C_1$ , ceci est équivalent à la condition (a) du cylindre ovalisé. Par contre la condition (b) et d'autant satisfaite que le déport  $\Delta$  est grand. Pour remédier à la première condition et ne pas affecter la deuxième on se permet d'avancer le centrage jusqu'au point, en donnant une translation au  $ve'$  suivant  $Y$ . Ceci est assuré par la gorge de retraction du montage du perçage (Figure 6). Le  $ve'$  se déplace jusqu'au contact avec le cylindre  $C_1$  en  $N_1$ .

\* Détermination de la position du centrage  $O$ .

$O_2N_2$  et  $BN$  sont des rayons de tangence de  $C_2$  et  $C$  avec  $\textcircled{2}$   
 on a  $BN$  et  $O_2N_2$  sont perpendiculaires à  $NN_2$  de plus  $BN = O_2N_2 = D/2$ .

On peut dire que  $O_2B$  et  $NN_2$  sont égaux et parallèles de même que pour  $BN'$  et  $O_1N_1$  on a  $O_1B$  et  $N_1N'$  égaux et parallèles.



Les deux couples de droites  $NN_2 // BO_2$  ;  $N_1N' // O_1B$  forment donc des angles égaux  $\delta = \alpha$ .

de plus :  $O_1B // \textcircled{1}$  et  $BN \perp \textcircled{2}$  donc parallèles à  $\textcircled{1}$  on peut dire que les points  $O_1$ ,  $B$  et  $N$  sont alignés, de même on aura  $B, O_2$  et  $N'$  alignés: d'où  $\beta = \gamma = \alpha/2 = 45^\circ$ .

Le triangle  $O_1BO_2$  est isocèle de côtés  $OB_1 = O_2B$  sa hauteur  $BO$  est médiatrice.

Finalement on peut dire que le centrage se situe au milieu de  $O_1O_2$  ce qui résulte que Lorsque le déport  $\Delta$  croît les deux conditions (a) et (b) déduites précédemment évoluent simultanément dans le même sens et de la même grandeur. Soit la moitié du déport. Ainsi on peut tirer la valeur limite du déport.

$$D/2 - \Delta \leq OI = OI' \leq D/2 \quad OI = O_1I - O_1O = D/2 - \Delta/2$$

$$\text{d'où } D/2 - \Delta \leq D/2 - \Delta/2 \leq D/2 ; \quad 0 \leq \Delta/2 \leq \Delta$$

$$\text{c-à-d } 0 \leq \Delta \leq 4 \text{ mm.}$$

Soit un déport maxi admissible pour un cylindre de diamètre  $D$ .

$$\Delta_{\max} = 4 \text{ mm.}$$

d'après les mesures statistique cette valeur n'est pas dépassée, la valeur maximale relevée est  $7,6/2 = 3,8 < 4 \text{ mm}$

#### 4.3: Forme réelle

Bien sur que la forme réelle du cylindre pivots est toujours déportée et ovalisée. L'influence de la forme

ovalisée qui peut être assimilée à un cylindre de diamètre  $y$ , en effet d'après les mesures statistiques  $y$  est toujours supérieur à  $X$ ; ceci donne un excédent de matière à gauche et à droite du cylindre pivot. Par contre au devant du cylindre il y a un manque de matière. Et comme on l'a déjà traité précédemment le défaut s'affaiblit toujours sur un demi-cylindre le devant de celui-ci et sur l'autre le derrière, ce qui résulte que l'addition de l'influence du défaut sur l'ovalité tend à affaiblir de plus en plus le devant du cylindre pivot et d'irregulariser la répartition de l'excédent de matière sur les côtés, ce qui donne parfois des pièces rebuses après l'opération de perçage.

### 5 : Tolérance admissible de forme de cylindre pivot.

A partir du dessin de brut on a classé dans le tableau 3, pour chaque type de corps d'essieu le diamètre nominal du cylindre pivot et sa tolérance de cote ainsi que son défaut admissible. Et à partir du dessin de définition des fusées (dessin du produit fini) on a relevé les profondeurs  $D_f$  (voir figure 2).

Pour que le montage corps d'essieu-fusée soit possible il faut que le jeu  $J$  (figure 2) soit strictement positif.



Type de corps d'essieu	D	D <sub>f</sub>	Déport admissible Δ	Tolérance sur D
E 2 A	50	27,5 ± <sup>+0</sup> <sub>-0</sub>	1,4	+2,7 -1,3
E 4 A 2	58	31,5 ± <sup>+0</sup> <sub>-0</sub>	1,7	+3,3 -1,7
E 6 A 2	76	40,5 ± <sup>+0</sup> <sub>-0</sub>	1,7	+3,3 -1,7
E 4 A X 2	60	32,5 ± <sup>+0</sup> <sub>-0</sub>	1,7	+3,3 -1,7

$$J_{\min} = D_{f_{\min}} - D_{\max} / 2$$

$$= (D_f + EI_{D_f}) - (D + ES_D) / 2 = (D_f - D) + EI_{D_f} - ES_D / 2$$

$$J_{\min} = 2,5 + 0 - 3,3 / 2 = 0,85 \text{ mm.}$$

D'après les tolérances du brut et du produit fini on peut dire que le montage est toléré, en effet un jeu de fonctionnement de l'ordre du dixième de millimètre est insuffisant. En revanche la plage de tolérance du brut n'est jamais respectée, les tableaux 1 et 2 constituent un argument valable. Le jeu de fonctionnement sera toujours insuffisant ou même négatif.

Tant que la forge nous fournit des pièces avec des défauts de formes dépassant la tolérance normalisée du forgeage, on aura toujours recours à l'opération de déburrage de corps d'essieu.

## 6 : Conclusion.

Quel que soit le procédé choisit, dans notre situation les pièces sont de grandes dimensions provenant de la forge par forgeage manuel et matricage. Les pièces brutes présentent toujours des défauts plus ou moins importants de forme et de dimensions et qui peuvent varier d'une pièce à une autre de la série. Ces dispersions résultent principalement de la déformation des modèles de la matrice. et des variations des retrait du matériau. On doit donc balancer la pièce c'est à dire rechercher une mise en position moyenne qui puisse atténuer le plus possible les inconvénients de ces défauts. Dans notre cas où la production est en grande série "le balancement Mécanique" ou "le traçage balancement" des axes sur quelques pièces tête de la série permet le réglage des organes de mise en position de la pièce sur le montage d'usinage pour obtenir la position moyenne acceptable de toutes les pièces de la série sans retoucher les réglages. Cette proposition conduit donc à régler le centrage du foret de perçage en réglant le canon centreur au milieu du cylindre pivot. Ainsi l'excédé de matière sera uniformément répartie le long de l'arc à détourer.



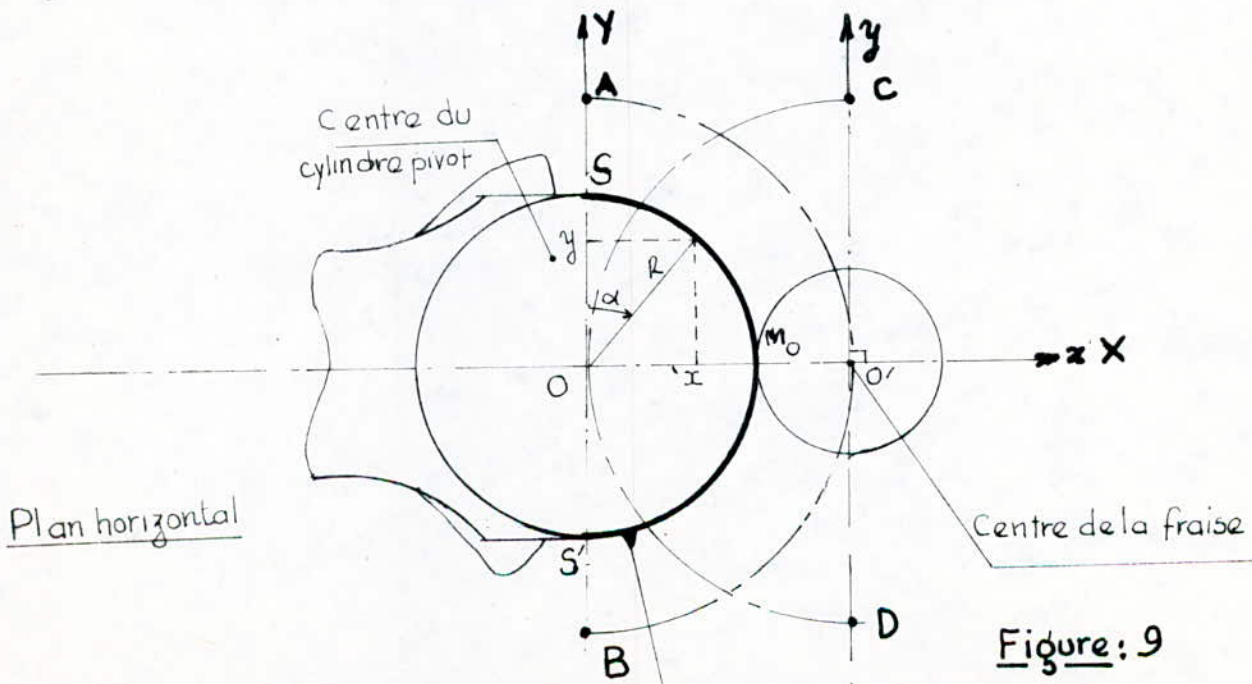
# Chapitre VI :

## ETUDE CINEMATIQUE DU DETOURAGE

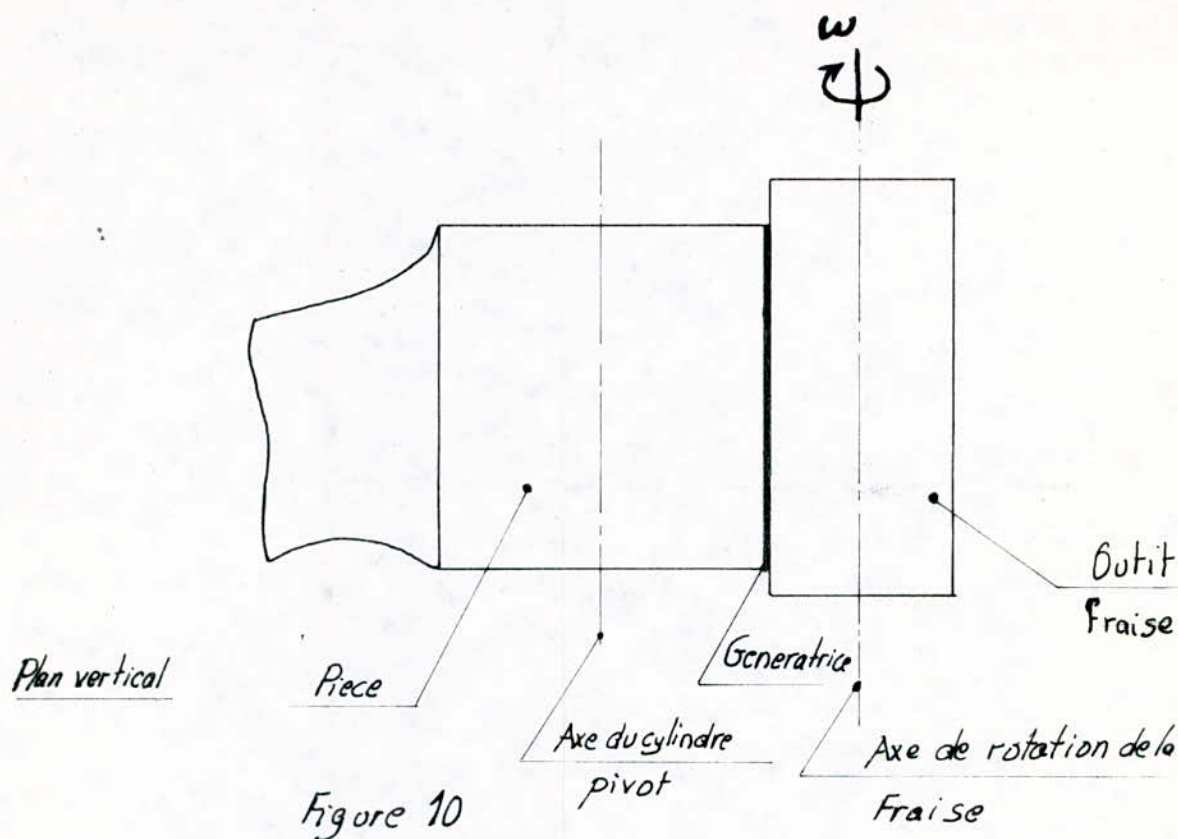
D'après ce qu'on a traité auparavant, on peut déduire que l'opération de détourage consiste à profiler un demi-cylindre dont le rayon est compris dans l'intervalle  $\frac{D}{2} - 2 \leq R \leq \frac{D}{2}$ . En examinant tous les processus permettant d'engendrer cette surface, le mode d'usinage sera le brochage ou le fraisage. Ce sont principalement les techniques qui peuvent exécuter cette opération. Quant au brochage, cela nécessite l'immobilisation de la machine et l'achat de la broche. Pour des raisons à la fois économiques et techniques, on adopte le fraisage aux dépens du brochage.

### 1 Usinage par une fraise cylindrique

#### 1.1: Condition nécessaire et suffisante pour engendrer une surface semi-cylindrique



Profil en  $\frac{1}{2}$  cercle à engendrer lors du fraisage



La surface semi-cylindrique, dont le tracé sur le plan horizontal forme l'arc  $SS'$ , est obtenue par la combinaison de deux mouvements, d'avance et de coupe. le mouvement de coupe toujours donné à l'outil (fraise) dans le cas du fraisage, et le mouvement d'avance est donné à l'outil ou à la pièce. Le mobile  $M$  représentant la trajectoire sur le plan horizontal de la génératrice  $G$  figure:10, de contact pièce fraise, résultant de la combinaison du mouvement de coupe et du mouvement d'avance. C'est aussi la succession des traces des arêtes tranchantes des dents de la fraise lors de la coupe. Une condition nécessaire et suffisante est établie pour exécuter l'opération de débourrage de corps d'essieu: le point  $M$  doit avoir une évolution de  $S$  à  $S'$  figure 9, dont la trajectoire constituera un demi-cercle de rayon  $R = \frac{D}{2}$

1.2) Mouvement d'avance donné à la pièce.

1.2.1: Première Application = Rotation du corps d'essieu.



### 1.2.1.1: Détournage

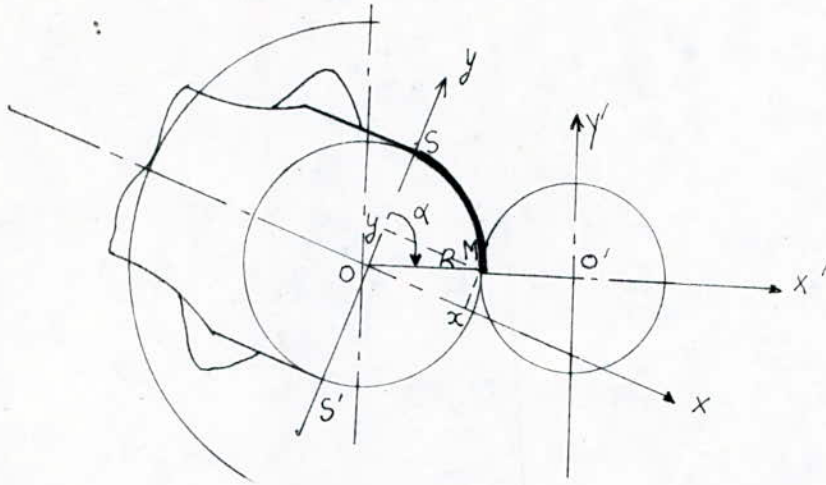


Figure 11

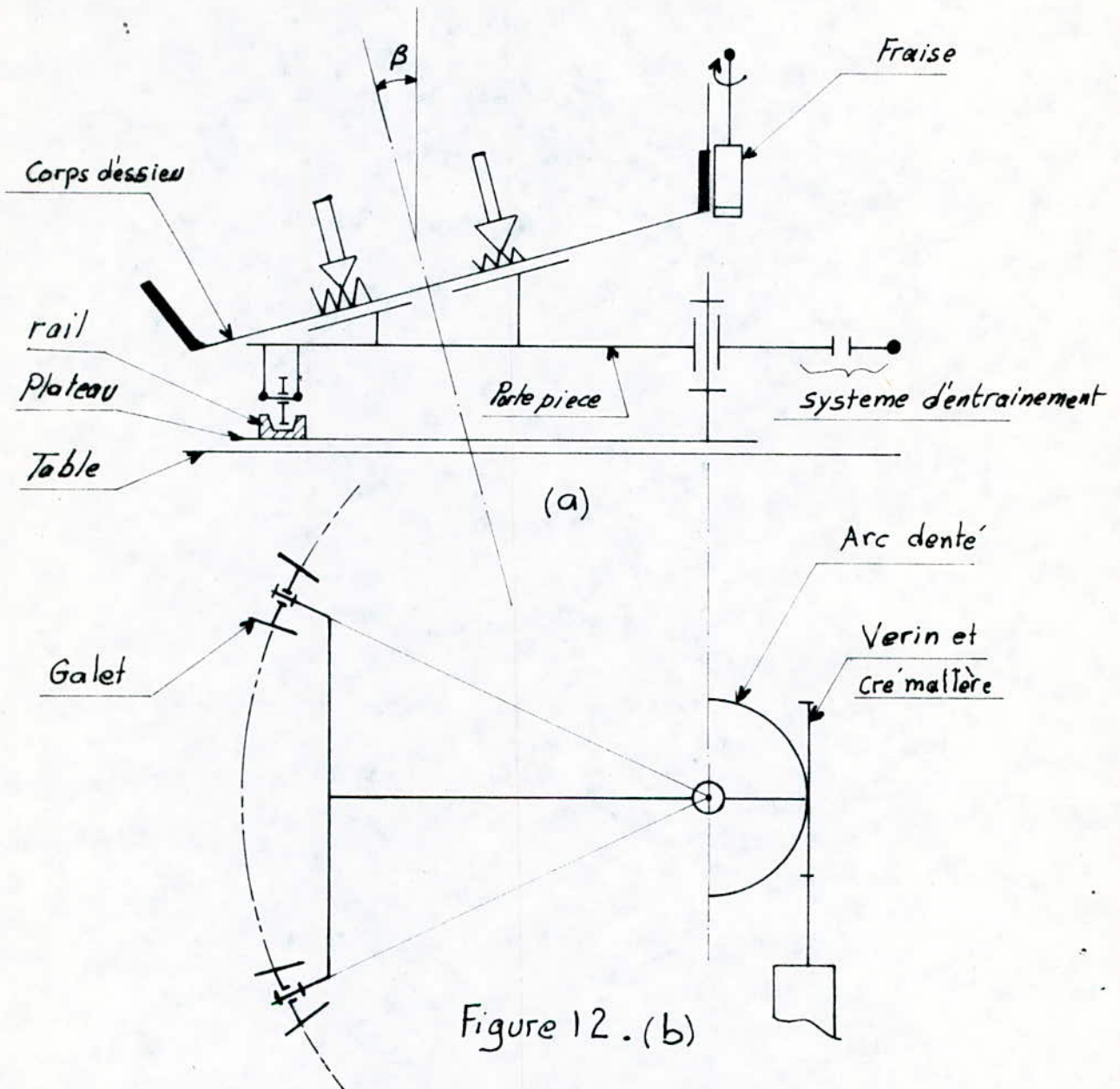
Pour un observateur lié au repère d'axes rectangulaires  $(x, y)$  tournant autour de son centre  $O$  (Fig 11), le mobile décrit en coordonnées polaires, l'équation d'un demi-cercle de rayon  $R$  pour une évolution de  $\alpha$  allant de  $0$  à  $\pi$  (rad)

$$\begin{cases} x = R \cos \alpha \\ y = R \sin \alpha \end{cases} \quad \alpha \in [0, \pi] \text{ rad.}$$

### 1-2-1-2: Amélioration du poste de travail et description des organes nouveaux

C'est la méthode utilisée actuellement, seulement on essaie d'améliorer la situation. Pour avoir un entraînement correct du corps d'essieu, il nous faut un porte pièce roulant sur des rails cintrés en demi-cercle et un système d'ablocage de la pièce (figure 12a), l'ensemble formé, doit être conforme aux lois d'isostatisme afin qu'il puisse pivoter autour de l'axe du cylindre pivot d'une manière stable. Vu l'importance du poids de la pièce qui peut atteindre 140 kgf le cas du E6 A2, et le porte - à - faux. En effet la largeur de la table est beaucoup plus étroite que la largeur utile pour le déplacement de la pièce.

ce qui nous oblige à concevoir un plateau rigide permettant d'agrandir la base du système et le polygone de sustentation. (figure 12b)

1.2.1.3: Schéma du Montage

Pour exécuter toute la surface semi-cylindrique, il nous faut faire pivoter la pièce d'un angle de  $180^\circ$ , ce qui nécessite l'automatisation de l'opération : un verin trop long ou un verin rotatif avec régulateur de débit afin de respecter le mouvement d'avance pour avoir un bon régime de coupe.



## 1.2.1.4 : Remarque.

Vu la complexité du mécanisme et de son encombrement : entraînement de la grande masse en porte-à-faux, ce qui demande un montage robuste et tenace résistant aux efforts, et des guidages avec bon ajustement pour atténuer les vibrations, cette méthode est à rejeter. Cela nous a poussé à chercher une autre possibilité d'usinage, pour limiter la grande surface de rotation du corps d'essieu en une surface plus petite que la surface utile de la table par un simple déplacement du corps d'essieu.

## 1.2.2 : Deuxième application: Mouvement excentrique du cylindre pivot.

## 1.2.2.1 : Détourage.

Imaginons la fraise fixée, et le corps d'essieu subit un déplacement, dont l'axe  $Ox$  de son repère (qui est confondu avec son axe de symétrie) reste parallèle à l'axe de la fraise  $O'x'$ , et son centre  $O$  parcourt l'arc en demi-cercle depuis  $D$  jusqu'à  $C$  figure 13a et b.

Pour un déplacement du corps d'essieu correspondant à une ouverture  $\alpha$ , l'arc  $SS'$  roule et glisse sur le cercle représentant la trace des becs des dents de la fraise en rotation par rapport à son centre  $O'$ .  $S_\alpha$  est la progression des points de contact de fraise-cylindre pivot suivant  $\alpha$ .

Pour une ouverture de  $\alpha$  de  $0$  à  $180^\circ$  le point  $S_\alpha$  se déplace de  $S$  à  $S'$  et le demi-cercle  $SS'$  sera totalement engendré par contact relatif cylindre pivot-fraise.

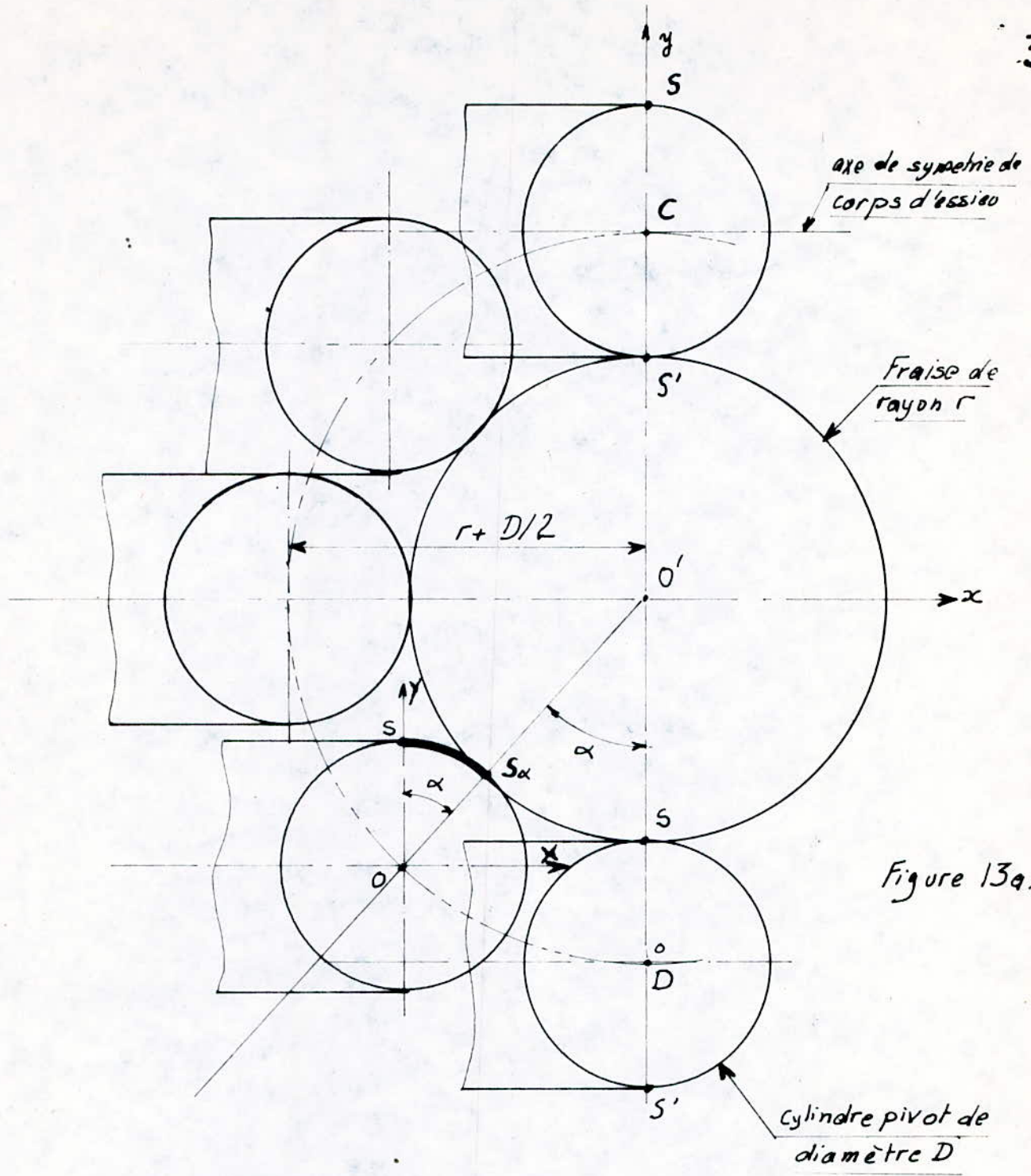
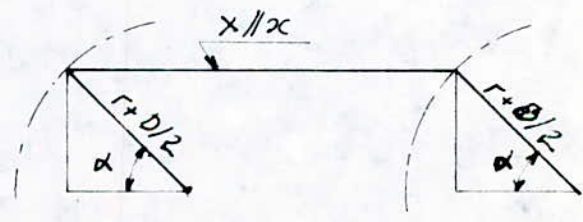


Figure 13a.



Figur 13 b



le schéma représentatif du montage figure 14 explique le mode de réalisation du mécanisme. Deux points distincts sur X pris sur le corps d'essieux figure. 13.b, décrivant un demi-cercle de rayon  $r + D/2$  est une condition suffisante.

1.2.2.2 : Schéma du montage.

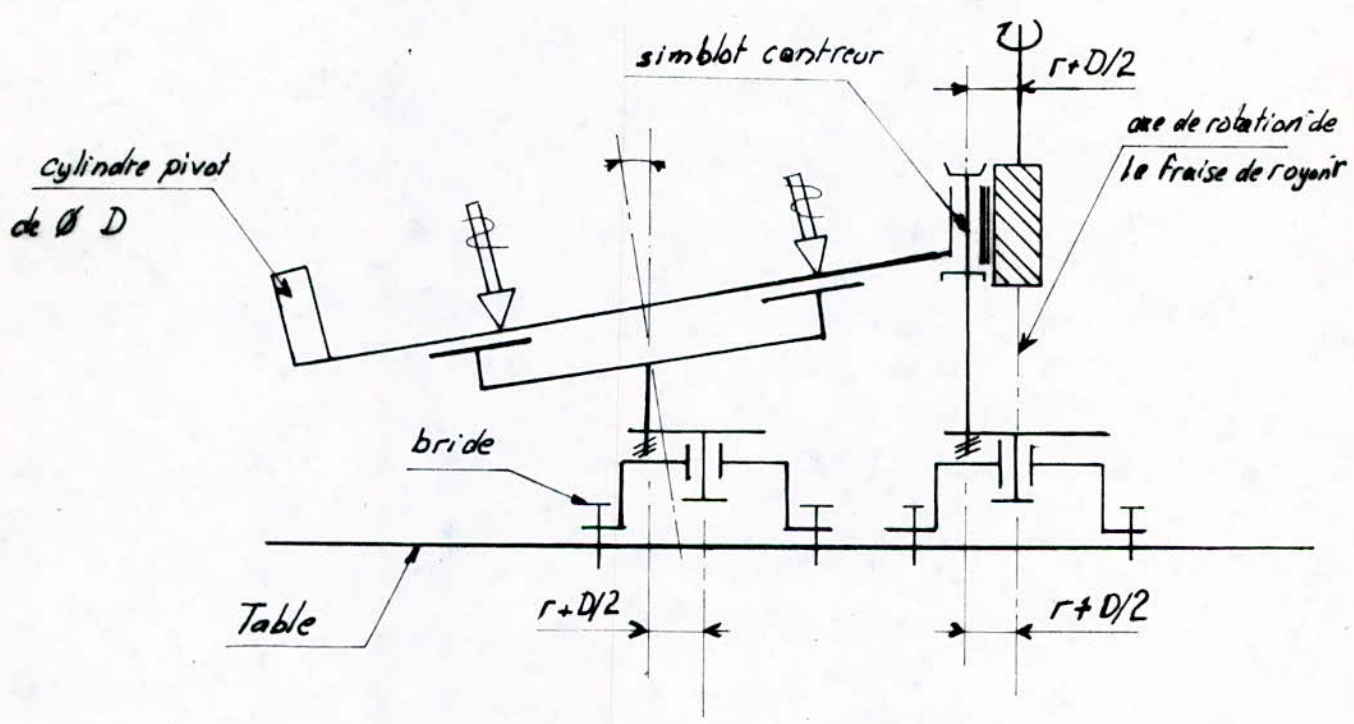


Figure: 14.

Pour des conditions d'usinage on choisit le premier point l'axe pivot lui même qui donne la possibilité de centrage. au départ de cotation et mise en position et encaissé les efforts et les vibrations resultantes de la coupe. Le deuxième point utilisé sera l'axe de symétrie du bras porte pièce.

En déterminant la surface  $A'$  maximale utile pour le déplacement du corps d'essieu soit celle du plus grand figure 15, on voit qu'elle est plus petite que la surface disponible  $A$  (surface utile) de la table de la fraiseuse.

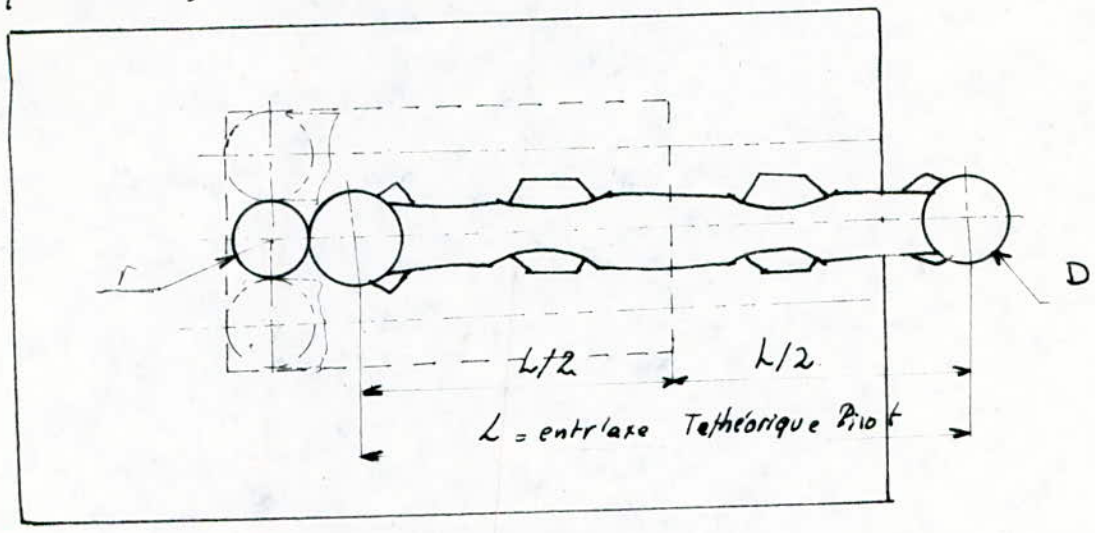


Figure 15.

$$A' = (2D + 2r) \times (r + D + L/2) = (2 \times 76 + 60) \left( 30 + 76 + \frac{1750}{2} \right), \text{ d'où } A' = 212 \times 981$$

$$\text{or } A = 450 \times 1800 \text{ d'où } A' < A.$$

On peut dire donc que cette méthode est beaucoup plus intéressante que celle envisagée précédemment, vu sa simplicité (relative) et de la stabilité du mécanisme.

Pour exécuter tous les corps d'essieux, on règle le rayon de courbure  $r + D/2$ , en jouant sur les écrous de mise en position du simblot centreur et du bras porte pièce, et on change le simblot centreur dont le diamètre est fonction de l'alésage du cylindre pivot.

1.2.2.3 : Remarque.

Malgré la réduction d'entraînement de la pièce, techniquement on cherche toujours à déplacer la petite masse (fraise) et garder fixe la grande masse (corps d'essieu). ce qui fait l'objet des solutions suivantes

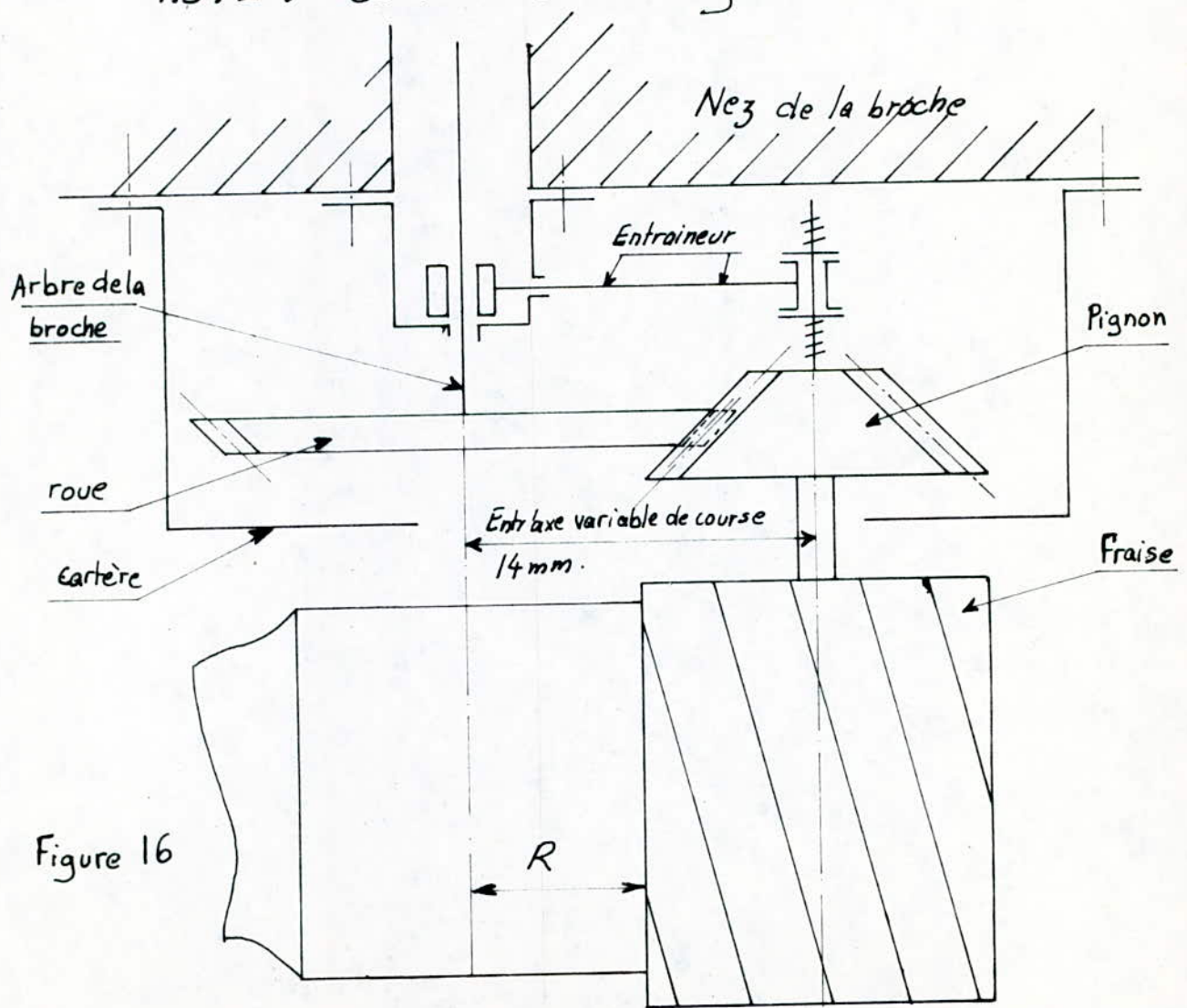


### 1.3: Mouvement d'avance donné à l'outil.

#### 1.3.1 : Détourage.

Il est évident que lorsqu'on donne à la fraise le mouvement de coupe, en même temps le mouvement d'avance dont le centre  $O'$  se déplace de  $A$  à  $B$  figure 9. La fraise décrit un mouvement épicycloïdal, la pièce restant fixe l'opération de détourage est assurée.

#### 1.3.2 : Schéma du montage.



### 1.3.3 : Remarque.

Cette solution paraît logique mais elle présente plusieurs difficultés notamment dans l'entraînement de la fraise qui est une conséquence de l'encombrement du montage qui nécessite un espace plus conforme pour une meilleure disposition des appuis de fixation des organes.

### 1.4 : Conclusion.

Vu la complexité des montages des solutions déjà envisagées notre recherche a abouti à une solution plus meilleure et méthodique à savoir l'usinage à l'aide de la fraise de forme.

## 2 : Quatrième application : Usinage par une fraise de forme.

### 2.1 Détourage.

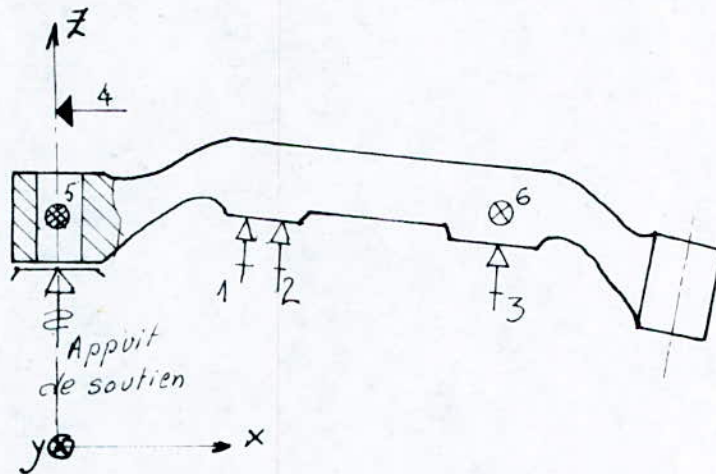
Le contour  $SS'$  Figure 9 est déjà profilé sur la fraise, pour fraiser la surface semi-cylindrique, cette fois il faut faire varier la composante  $Z$  au lieu de déplacer la génératrice  $G$  Figure 10 de  $S$  à  $S'$ .

On doit transférer donc l'opération de détourage de la fraiseuse verticale à une fraiseuse horizontale.



On a discuté le problème de transfert avec le bureau des méthodes qui nous a promis une fraiseuse horizontale carrée (tri-dimensionnelle) et

## 2.2 : Isostatisme.



la pièce est maintenue par l'appui plan point 1, 2 et 3. et le centrage court point 4, 5 éliminent tout déplacement sur le plan horizontal (XY) une butée point 6 élimine la rotation autour de l'axe Z.

## Chapitre VII:

### APPLICATION DU FRAISAGE DE FORME: ETUDE DYNAMIQUE.

#### 1: données du travail.

##### 1.1: matériau à usiner.

Les quatre types de corps d'essieux, sont constitués de la même matière de nuance 25CD4, de résistance à la rupture 90.105 kgf/mm<sup>2</sup> suivant la fiche technique du laboratoire et de composition chimique regroupée dans le tableau ci-dessous

C	Mn	Si	S	P	Ni	Cr	Mo	Cu.
0,25	0,068	0,021	0,09	0,012	0,19	1,1	0,22	0,16

##### 1.2. profondeur de passe: a

D'après les dispersions de cote sur le cylindre pivot de cote 10 mm on admet une profondeur de passe maximale  $a = 5$  mm pour tous les corps d'essieux.

##### 1.3. longueur de passe: B

La longueur de passe est égale au contour AC développé dans le sixième chapitre, il est donc fonction du rayon du contour à profiler. on aura donc quatre longueurs de passe, mais les calculs de résistance seront développés que pour le plus grand corps d'essieux qui correspond au type E6A2 d'où  $R = 38$  mm

$$B = \pi \cdot R = 3,14 \cdot 38 = 119,38$$

##### 1.4. cadence

on a supposé dans le troisième chapitre que la cadence est de 150 pièces par série.



## 2: Choix de matériaux de la fraise.

Les matériaux des outils coupants à nos jours sont de l'acier à coupe rapide, du carbure métallique, et de la céramique. Pour les fraises de forme on prend toujours de l'acier rapide. Dans notre cas on a de l'acier allié dur à usiner, on choisit d'après la normalisation française A.F.NOR. un acier fortement allié pour la fraise de nuance : Z100 DCV 8,7-4-2-1,75

## 3: Détermination de la géométrie de la fraise.

### 3.1: Géométrie du corps de la fraise.

Les rayons de la concavité des fraises ne sont pas normalisés on a fait une extrapolation des valeurs des différentes côtes à partir des côtes de fraise concave demi-cercle NF E66-219.

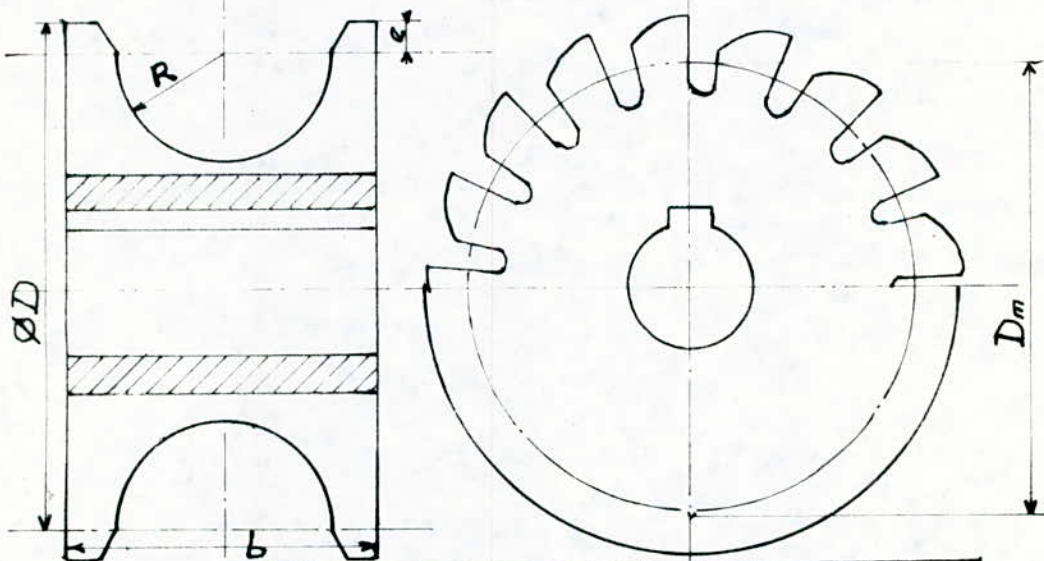


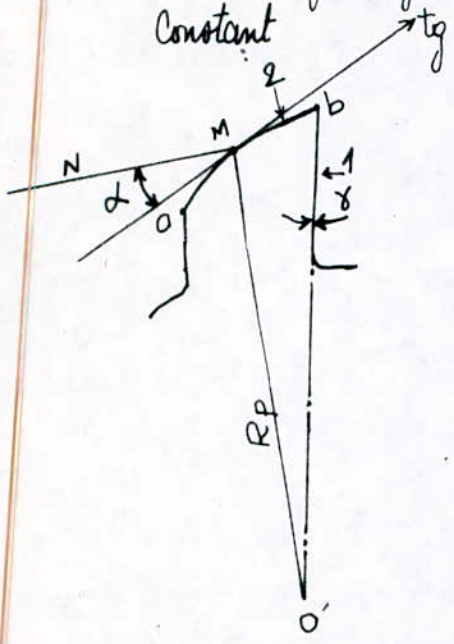
Figure 17

Type	R	D	$D_m$	b	Z	e
E 2 A	25	140	110	70	12	2,5
E 4 A 2	29	140	110	80	12	3,0
E 4 X 2	29	140	110	80	12	3,0
E 6 A 2	38	160	140	110	12	5,0

Tableau 4

### 3.2. géométrie de la dent.

Pour le fraisage de forme on choisit la dent d'étalonnage à profil constant



ab: arc de spirale logarithmique qui est constitué par la face de dépouille  $\epsilon$ .

tg: tangente au dépouille en M

O: Centre de la fraise.

$R_p$ : rayon polaire en M

N: Normale à  $R_p$  en M

1: face d'attaque

$\delta$ : angle d'attaque  $\delta = 0$  coupe nulle.

$\alpha$ : angle de dépouille  $\alpha = \cot \epsilon = 6^\circ$  d'après NFE 66 199.

### 4. géométrie de la coupe.

Le fraisage consiste à surfer un demi-cylindre, il est équivalent au fraisage de profil. On choisit le mode en opposition

$v$ :  $t_r/mn$

$V_c$ : vitesse de coupe [m/mn]

$A_z$ : avance par dent [mm/dent.tour]

$t$ : profondeur de passe [mm]

$\gamma$ : angle de contact.

$a_{max}$ : épaisseur max de copeau [mm]

$L$ : longueur à couper [mm]

$\gamma$ : engagement de la fraise.

$d$ : décalage de la fraise

$L_{ct}$ : longueur de coupe théorique [mm]

$L_{cu}$ : longueur de coupe utile [mm]

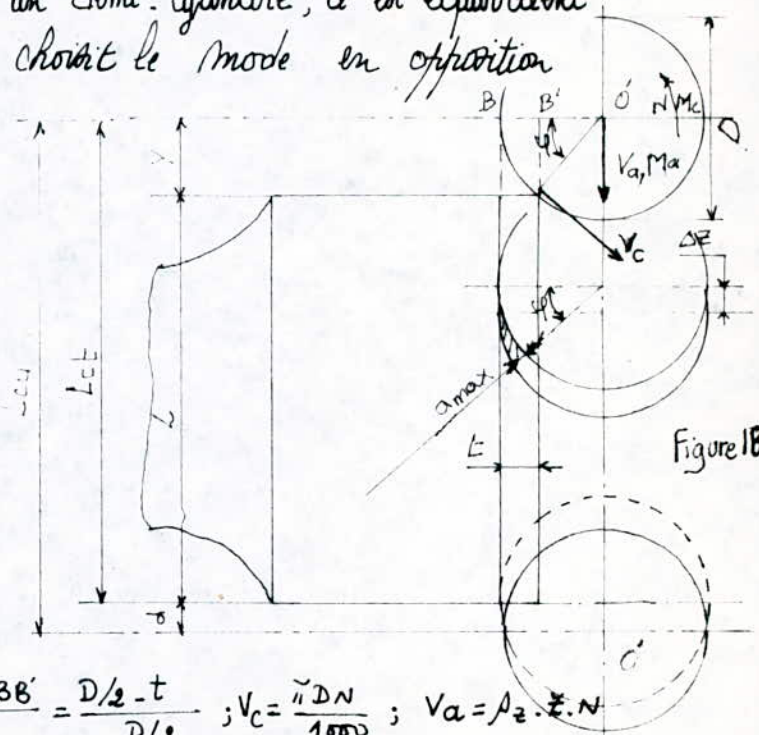


Figure 18

Relations géométriques:  $\cos \gamma = \frac{OB - BB'}{OB''} = \frac{D/2 - t}{D/2}$ ;  $V_c = \frac{\pi D N}{1000}$ ;  $V_a = A_z \cdot Z \cdot N$

$\sin \gamma = \frac{t}{D} \sqrt{t(D-t)}$ ;  $a_{max} = A_z \cdot \sin \gamma = A_z \cdot \frac{t}{D} \sqrt{t(D-t)}$ ;  $\gamma = \frac{D}{2} \sin \gamma = \sqrt{t(D-t)}$

$L_{ct} = L + \sqrt{t(D-t)}$ ;  $L_{cu} = L + \sqrt{t(D-t)} + d$ ;  $d = 2 \text{ mm}$ .



## 5. choix du régime de coupe.

### 5.1. épaisseur de coupe : $a_{max}$

Pour les travaux de fraiseage d'ébauche, l'épaisseur de copeau  $a_{max}$  pour un acier au Cr, Mo 95 ( $R < 115 \text{ kgf/mm}^2$ ), varie dans l'intervalle (d'après NFE 04-015)

$$0,1 < a_{max} < 0,15$$

prenons la valeur  $a_{max} = 0,125 \text{ mm}$ .

### 5.2. avance par dent : $f_z$

$$a_{max} = f_z \cdot \frac{z}{D_m} \sqrt{t(D_m - t)} \Rightarrow f_z = \frac{D_m \cdot a_{max}}{z \sqrt{t(D_m - t)}}$$

A.N

$$f_z = 140 \cdot \frac{0,125}{z \cdot \sqrt{5(140-5)}} = 0,337 \text{ mm}$$

### 5.3. vitesse de coupe.

D'après NFE 04-015 de même pour le choix de  $a_{max}$

$$12 < v_c < 14$$

pour notre cas on prend la vitesse moyenne soit

$$v_c = \frac{12+14}{2} = 13 \text{ m/mn.}$$

## 6. calcul de régime de coupe.

### 6.1. vitesse de rotation de broche.

$$N = \frac{v_c \cdot 1000}{\pi \cdot D} = \frac{13 \cdot 1000}{\pi \cdot 140} = 29,6 \text{ tr/mn.}$$

Cette vitesse  $N = 29,6 \text{ tr/mn}$  ne figure pas dans la gamme des vitesses d'après le cahier de charge. La plus petite vitesse est  $32 \text{ tr/mn}$  on adopte donc

$$N = 32 \text{ tr/mn.}$$

6.2. vitesse de coupe réelle :  $V_c$ .

$$V_c = \frac{\pi \cdot D \cdot N}{1000}$$

d'où  $V_c = \frac{\pi \cdot 140 \cdot 32}{1000} = 14,074 \text{ m/mn.}$

soit  $V_c = 14 \text{ m/mn.}$

6.3. la vitesse d'avance :  $V_a$ .

$$V_a = A_z \cdot Z \cdot N = 0,337 \cdot 12 \cdot 32 = 129,408 \text{ mm/mn.}$$

on règle donc l'avance verticale de la tête de la broche à  $V_a = 130 \text{ mm/mn.}$   
 cette vitesse est comprise dans la plage 6 à 1500 mm/mn.

7. calcul du nombre de pièces  $X_1$  maximal à usiner entre deux réaffûtages.

La vitesse de coupe  $V_c$  déterminée correspond à une durée de vie d'une arête de coupe égale à 90mm. L'usinage étant partagé entre les douze (12) dents de la fraise, ceci augmente la durée totale entre deux réaffûtages de la fraise. Pour le fraisage de profil cette durée assure  $T = 200 \text{ mn}$  de travail d'ébauche.

Pour le contrôle de la fraise on admet une usure frontale  $VB = 0,8 \text{ mm.}$   
 sur une dent de la fraise.

$$X_1 = \frac{T_1}{\frac{2 \cdot L \cdot t}{V_a}} = \frac{T_1 \cdot V_a}{L \cdot \sqrt{t(D-t)}} \times \frac{1}{2}$$

$$X_1 = \frac{200 \cdot 130}{98 + \sqrt{5(140-5)}} \times \frac{1}{2} = 104,85$$

d'où  $X_1 = 105 \text{ pièces.}$

Remarque:

Le nombre de pièces exécutées entre deux (2) réaffûtages est  $X_1 = 105 \text{ pièces}$ , le nombre de pièces de toute la série est  $X = 150 \text{ pièces}$ , on est amené à changer la fraise après le détournage de 100 pièces, afin de répondre au besoin.



économique (temps et coût); de montage, réglage, démontage et affûtage, je propose d'augmenter le nombre de pièces de la série de 150 à un multiple de 100 soit  $X = 200$  pièces par série.

### 8. calcul de temps d'usinage.

Désignons par  $t$ ; le temps de coupe ou de détournage d'un cylindre de la pièce.  $t$ ; le temps d'usinage du corps d'arbre

$$t = \frac{L_u}{V_a} = \frac{L + \sqrt{t(D-t)} + 2}{V_a} = \frac{98 + \sqrt{5(140-5)} + 2}{130}$$

$$t = 0,969 \text{ mn.}$$

On tolère le temps de manutention, de mise en position de la pièce, et d'ablocage automatique à 3 mn, d'où le temps d'usinage  $t_u$ .

$$t_u = 2t + 3 = 4,938 \text{ mn.}$$

$$\text{d'où } t_u = 5 \text{ mn.}$$

### 9. calcul des efforts de coupe.

#### 9.1. description des efforts.

Pour aborder le calcul des efforts de travail, et de puissance développés lors de la coupe, on ramène le mode de fraisage de forme au fraisage cylindrique en roulant. Pour cela on décompose la fraise de forme concave en demi-cercle, en fraise cylindrique élémentaire d'épaisseur  $dx$ , et de rayon  $R_i$  faisant un angle  $E_i$  avec la tangente au contour  $ss'$  à profiler (voir fig xx) puis on intègre sur  $ss'$ .

Dans le fraisage de profil avec fraise cylindrique à denture droite l'effort de coupe se décompose en deux: un effort tangentiel ( $dF_{ti}$ ) et un effort normal ( $dF_{ni}$ ) (voir fig xx)

la résultante de ces efforts se décompose selon trois directions  $x, y, \text{ et } z$ .

Figure 11

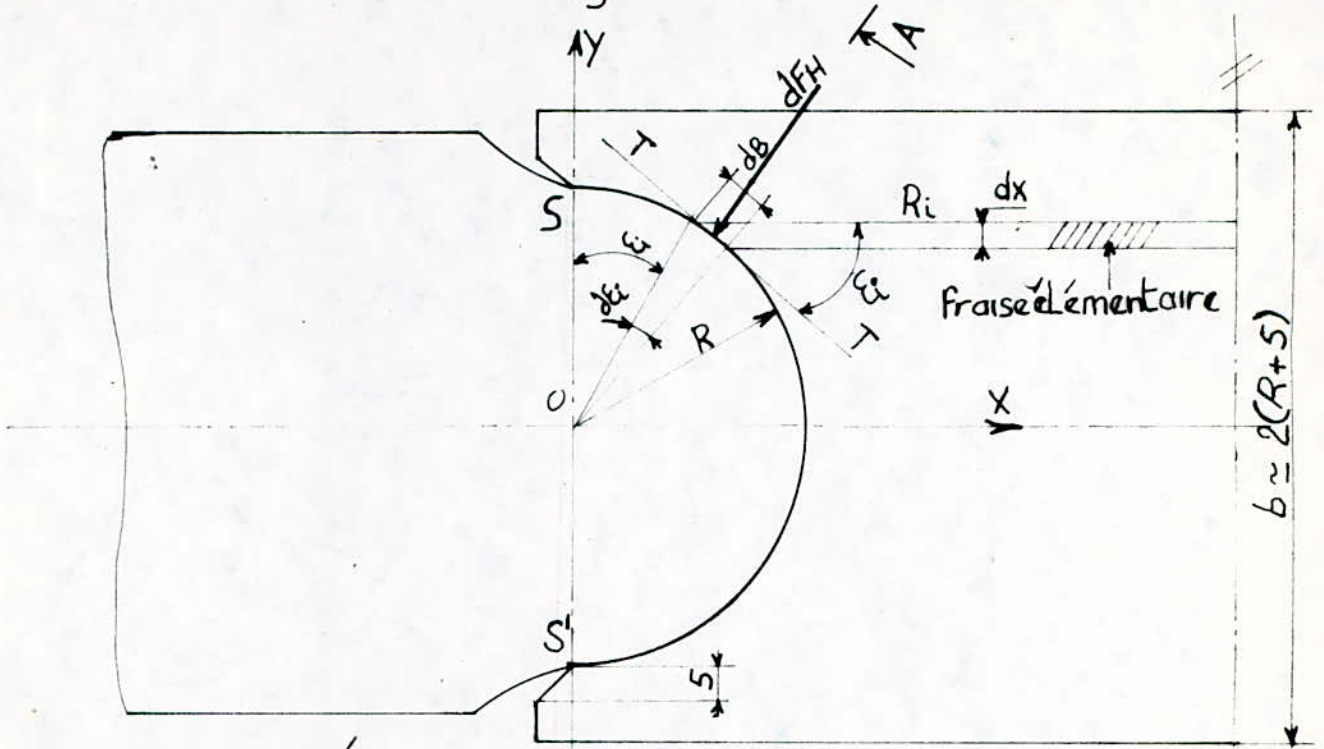


Figure (XX)

- $Az$ : avance par dent
- $Z$ : Nombre de dent
- $\varphi = \frac{2\pi}{Z}$ : Angle entre deux dent consécutives
- $TT$ : tangente à la courbe à profilé de rayon  $R$ .
- $R_i$  = rayon de la Fraise Élémentaire.
- $\varphi_i$ : Angle de contact
- $a_{max}$ : épaisseur maximale de copeau
- $\epsilon_i$ : Angle de tangence en  $i$ .

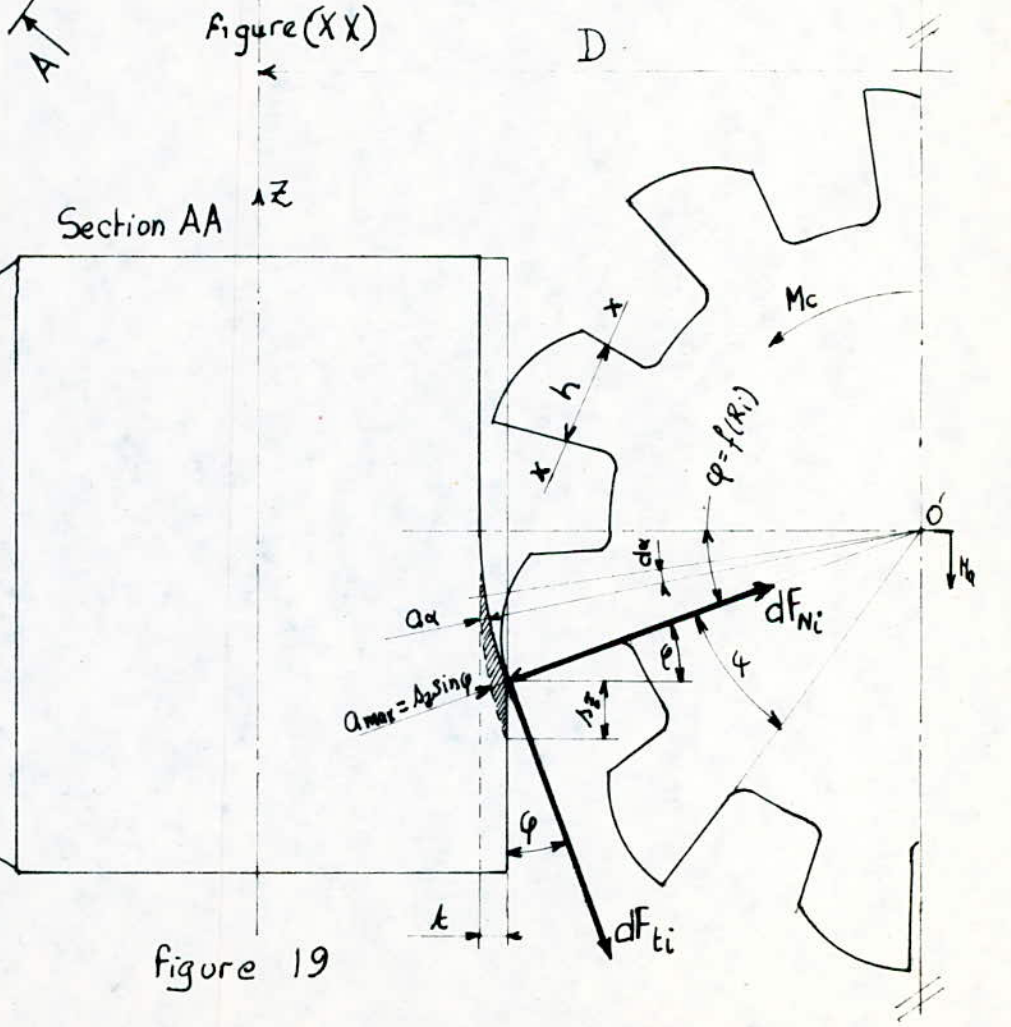


Figure 19



De nombreuses expériences ont montré que l'effort tangentiel  $F_t$  est proportionnel à la section de copeau  $A$ , et à l'effort spécifique  $K_s$ . L'effort normal  $F_n$  ne dépasse pas 35% de l'effort tangentiel.

N.F.E. 04  $F_t = K_s \cdot A$  ;  $F_n = 0,35 F_t$  ;  $K_s = C \cdot K_1 \cdot K_2$ .

## 9.2. effort spécifique de coupe $K_s$ .

Pour le mode de fraisage représenté dans la fig (KX) on a.

$$K_1 = a_\alpha^n ; K_2 = 1 + m\theta ; \theta = 14 - \delta = 14 - 0$$

$$\theta = 14^\circ.$$

$$K_s = C \cdot a_\alpha^n (1 + m\theta).$$

$K_s$  est une fonction de l'épaisseur de copeau  $a_\alpha$ .  
Pour le calcul des efforts maximums, on prend  $a_{\max}$  pour le diamètre moyen  $D_m$ . Ceci dans le but de diminuer les organes de la machine.

A.N:

$$95 < R < 105 \text{ kgf/mm}^2.$$

fraisage de l'acier

$$C = 2900 \text{ N/mm}^2$$

$$n = -0,2.$$

$$m = 0,008.$$

$$\text{d'où } K_s = 2900 \cdot 0,125^{-2} (1 + 0,008 \cdot 14)$$

$$K_s = 4887,88 \text{ N/mm}^2$$

soit

$$K_s = 4888 \text{ N/mm}^2.$$

9.3. calcul de l'effort tangentiel effectif max :  $F_{te}$

$$dF_{te} = K_s a_{max} \cdot dB_i \cdot \sin \varepsilon_i \quad \text{or } dB_i = R \cdot d\varepsilon_i$$

$$dF_{te} = K_s \cdot a_{max} \cdot R \sin \varepsilon_i \cdot d\varepsilon_i$$

$$\Rightarrow F_{te} = K_s \cdot a_{max} \cdot R \int_0^{\pi} \sin \varepsilon_i \cdot d\varepsilon_i = K_s \cdot a_{max} \cdot R [-\cos \varepsilon_i]_0^{\pi}$$

$$\Rightarrow F_{te} = 2 \cdot K_s \cdot a_{max} \cdot R$$

A.N:

$$F_{te} = 2 \cdot 4888 \cdot 0,125 \cdot 38 = 46436 \text{ N}$$

$$F_{te} = 46436 \text{ N}$$

9.4. calcul de l'effort normal effectif max :  $F_{ne}$

$$F_{ne} = 0,35 F_{te} = 16252,6 \text{ N}$$

$$F_{ne} = 16252,6 \text{ N}$$

9.5. Calcul de l'effort  $F_z$ .

$$dF_{ti} = K_s \cdot a_{max} \cdot dB = K_s \cdot a_{max} \cdot R \cdot d\varepsilon_i \Rightarrow F_t = K_s \cdot a_{max} \cdot R \int_0^{\pi} d\varepsilon_i$$

$$F_t = K_s \cdot a_{max} \cdot \pi \cdot R$$

$$F_z = F_t \cos \varphi - F_n \sin \varphi = F_t (\cos \varphi - 0,35 \sin \varphi)$$

$$F_z = K_s \cdot a_{max} \cdot \pi \cdot R (\cos \varphi - 0,35 \sin \varphi)$$

A.N:

$$F_z = 4888 \cdot 0,125 \cdot \pi \cdot 38 \cdot \left( \frac{70-5}{70} - 0,35 \frac{2}{140} \sqrt{5(140-5)} \right)$$

$$F_z = 58256 \text{ N}$$



9.6. calcul de l'effort:  $F_x$ .

$$\begin{aligned} dF_{ix} &= dF_{ni} \cdot \cos \varphi + dF_{ti} \cdot \sin \varphi \\ &= dF_{ti} (\sin \varphi + 0,35 \cos \varphi). \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} dF_{ix} &= dF_{in} \cdot \sin \varepsilon_i \\ &= K_s \cdot a_{max} \cdot dB (\sin \varphi + 0,35 \cos \varphi) \sin \varepsilon_i \\ &= K_s \cdot a_{max} \cdot (\sin \varphi + 0,35 \cos \varphi) \cdot R \cdot \sin \varepsilon_i \cdot d\varepsilon_i. \end{aligned}$$

$$F_x = K_s \cdot a_{max} \cdot (\sin \varphi + 0,35 \cos \varphi) \cdot R \cdot \int_0^{\tilde{\alpha}} \sin \varepsilon_i \cdot d\varepsilon_i.$$

$$\Rightarrow F_x = 2 \cdot R \cdot K_s \cdot a_{max} \cdot (\sin \varphi + 0,35 \cos \varphi).$$

A.N.

$$F_x = 2 \cdot 38 \cdot 4888 \cdot 0,125 \left( \frac{2}{140} \sqrt{5(140-5)} + 0,35 \frac{70-5}{70} \right)$$

$$F_x = 32326,6 \text{ N}$$

soit  $F_x = 32327 \text{ N}.$

9.7. Calcul de l'effort  $F_y$ .

Par raison de symétrie l'effort de coupe suivant  $y$  est nul

$$F_y = 0 \text{ N}.$$

10. calcul du travail de coupe.

10.1. travail développé par une dent:  $P_z$ .

$$dP_z = dF_{t/\text{plan } xz} \cdot R_i \cdot d\alpha.$$

$$dP_z = dF_{ti} \cdot \sin \varepsilon_i \cdot R_i \cdot d\alpha = K_s \cdot a_{\alpha} \cdot dB_i \cdot \sin \varepsilon_i \cdot R_i \cdot d\alpha.$$

$$K_s = C a_\alpha^n (1 + m\theta).$$

$$a_\alpha = A_z \cdot \sin \alpha.$$

$$dB_i = R \cdot d\varepsilon_i$$

$$R_i = D/2 - R \cdot \cos \varepsilon_i.$$

$$dP_z = C \cdot (A_z \cdot \sin \alpha)^n \cdot (1 + m\theta) \cdot A_z \cdot \sin \alpha \cdot R \cdot d\varepsilon_i \cdot \sin \varepsilon_i \cdot (D/2 - R \cos \varepsilon_i) d\alpha.$$

$$dP_z = \frac{C A_z^{n+1} (1 + m\theta) R}{2} \cdot (D \sin \varepsilon_i - R \sin 2\varepsilon_i) d\varepsilon_i \cdot \sin^{n+1} \alpha \cdot d\alpha$$

$$\Rightarrow P_z = \frac{C A_z^{n+1} (1 + m\theta) R}{2} \int_0^{\pi} (D \sin \varepsilon_i - R \sin 2\varepsilon_i) d\varepsilon_i \int_0^{\varphi} \sin^{n+1} \alpha \cdot d\alpha.$$

$$P_z = \frac{C A_z^{n+1} (1 + m\theta) R}{2} \int_0^{\pi} (D \sin \varepsilon_i - R \sin 2\varepsilon_i) d\varepsilon_i \cdot \left( \frac{-\cos \alpha}{\alpha + 2} \right)_{\alpha}^{\varphi}$$

$$\cos \varphi_i = \frac{R_i - t}{R_i} = f(\varepsilon_i)$$

La variation de  $\cos \varphi_i$  en fonction de  $\varepsilon_i$  est très faible, on prend

l'angle de contact  $\varphi_m$  correspondant au diamètre moyen  $D_m$ .

$$\cos \varphi_m = \frac{D_m/2 - t}{D_m/2}$$

$$\Rightarrow P_z = \frac{C A_z^{n+1} (1 + m\theta) R}{2} \cdot (-D \cos \varepsilon_i)_{\varepsilon_i}^{\pi} \cdot \left( \frac{1 - \cos \varphi_m}{n+2} \right)$$

$$P_z = \frac{C (1 + m\theta) A_z^{n+1}}{n+2} \cdot R \cdot D \cdot (1 - \cos \varphi_m)$$

A. N.

$$P_z = \frac{2900 (1 + 0,008 \cdot 14)}{-0,2 + 2} \cdot 0,337^{-0,2+2} \cdot 38 \cdot 140 \cdot \left( 1 - \frac{0,5}{70} \right)^{-0,2+2}$$

$$P_z = 168\,023,06 \text{ mm.N.}$$



$$P_x = 168,023 \text{ J.}$$

10.2.. Puissance absorbée par la coupe : W.

$$W = P_x \cdot t \cdot \frac{N}{60}$$

A.N

$$W = 168,023 \cdot 12 \cdot \frac{32}{60} = 1078,35 \text{ W.}$$

$$W = 1,08 \text{ kW}$$

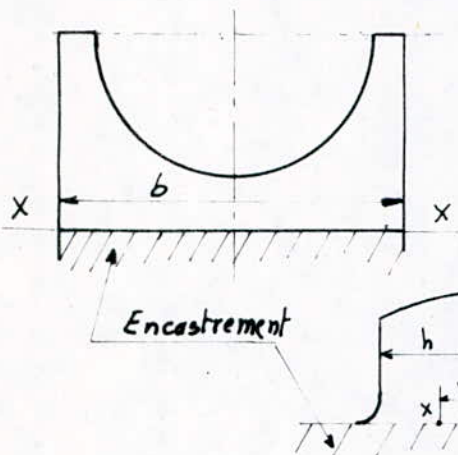
Remarque:

La puissance nominale est 13,2 kW Au cours du détarage la machine ne sera pas surchargée

## Chapitre VII:

## DIMENSIONNEMENT DES ORGANES DE MACHINE.

## 1. résistance de la dent de fraise.



$h$ : épaisseur minimale de la dent. elle définit le dernier affûtage.

$l$ : hauteur maximale en porte à faux.

La dent doit assurer une fonction de coupe, pour cela elle doit remplir certaines conditions dont les plus importantes sont: la résistance du corps d'outil à l'action de l'effort de coupe et la résistance de l'arête de coupe à l'usure et à la formation du copeau.

## 1.1 condition de résistance à la rupture.

Considérons la résistance pratique du métal constituant l'outil:  $R_p$ , le moment d'inertie  $I_x = bh^3/12$ , le moment statique:  $\frac{I_x}{x}$ , et le moment fléchissant:  $M_f = F_c \cdot l$ .

$$\text{Condition de résistance pratique } R_p \gg \frac{M_f}{\frac{I_x}{x}} = \frac{6 F_c \cdot l}{bh^2} \quad \textcircled{a}$$

## 1.2. Condition de résistance à la déformation.

En travail d'ébauche on prend la flèche admissible égale à  $0,1 \text{ mm}$   
 $E$  étant le module d'élasticité longitudinal ( $E = 2 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$  pour les aciers)

$$E \cdot I_x \cdot y'' = -M_f \Rightarrow f \leq F_c \frac{l^3}{3EI_x}$$

$$f \leq F_c \frac{l^3}{3E \cdot bh^3/12} \Rightarrow f \leq \frac{4 F_c}{E \cdot b} \left(\frac{l}{R}\right)^3 \quad \textcircled{b}$$



On suppose un rapport  $\frac{l}{R} = \frac{3}{2}$ .

de la condition (a) on tire

$$R_p \geq \frac{6 \cdot F_c l (3/2) R}{b R^2} = \frac{9 \cdot F_c l}{b \cdot h}$$

$$\text{soit } h \geq \frac{9 F_c l}{b \cdot R_p}$$

Pour la condition (b) on aura.

$$f = \frac{4 F_c}{E \cdot b} \left(\frac{3}{2}\right)^3$$

A.N.

$$E = 2 \cdot 10^5 \frac{N}{mm^2}$$

$$R_p = 600 \frac{N}{mm^2}$$

$$\text{il vient } h \geq \frac{9 \cdot 46436}{110 \cdot 600} = 6,33 \text{ mm.}$$

$$\text{d'où } l \leq \frac{3}{2} \cdot 6,33 = 9,49.$$

$$\text{soient } h = 7 \text{ mm, } l = 9 \text{ mm.}$$

Vérification de la flèche

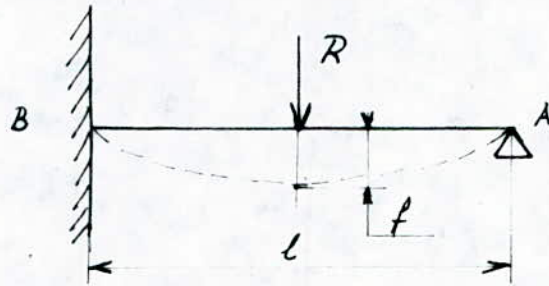
$$f = \frac{4 \cdot 46436}{2 \cdot 10^5 \cdot 110} \left(\frac{3}{2}\right)^3 = 0,028 < 0,1 \text{ mm.}$$

### 1.3. CONCLUSION.

Pour une profondeur de la dent  $l = 9 \text{ mm}$ , on arrête l'affûtage à une épaisseur  $h = 7 \text{ mm}$ .

## 2: Calcul du diamètre porte fraise.

L'arbre porte fraise est suspendu d'un côté par le cône d'assemblage ISO 50 (encastrement) et de l'autre côté par une douille lunette (appui simple).



Soit  $R$  la résultante de  $F_{Ce}$  et  $F_{Ne}$ , et  $l$  la longueur de l'arbre.

$$R = \sqrt{F_{Ce}^2 + F_{Ne}^2}$$

Les longueurs des arbres porte fraise sont normalisées NF 62-502, on doit choisir une longueur supérieure à la largeur de la fraise ( $b = 40 \text{ mm}$ ), soit  $l = 160 \text{ mm}$ .

$$A.N :- R = \sqrt{46436^2 + 16252,6^2} = 49198,0599 \text{ N}$$

$$R = 49198,1 \text{ N}$$

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

### 2.1) Condition de Résistance :-

#### 2.1.1) Moment fléchissant :-

$$M_B = -\frac{3}{16} Rl ; M_C = +\frac{5}{32} Rl \quad (\text{Voir aide-mémoire Résistance des matériaux})$$

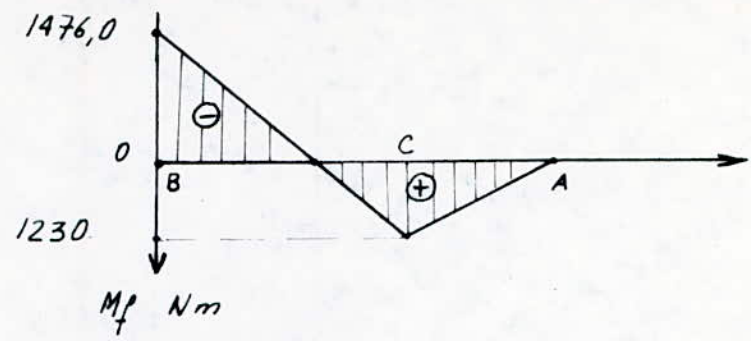
$$A.N :- * M_B = -\frac{3}{16} \cdot 49198,1 \times 160 = -1475941,797 \text{ Nmm}$$

$$* M_C = +\frac{5}{32} \cdot 49198,1 \times 160 = +1229951,5 \text{ Nmm}$$

$$* M_B = -1476 \text{ N.m}$$

$$* M_C = +1230 \text{ N.m}$$





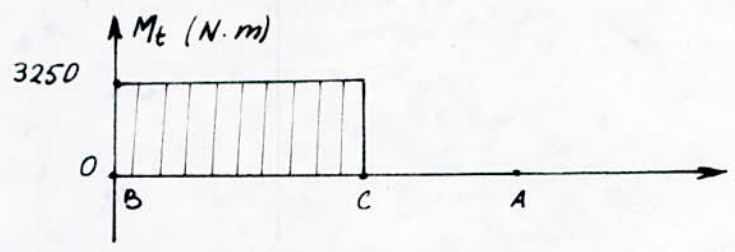
La section dangereuse se trouve au niveau de l'encastrement en B.

2.1.2) Moment de torsion :

$$M_t = F_{tc} \times D_{moy} / 2$$

AN :-  $M_t = 46436 \times \frac{140}{2} = 3250520 \text{ N mm}$

$$M_t = 3250 \text{ N.m.}$$



2.1.3) Calcul du diametre d

$$\sigma_i = \sigma_f^2 + 4(\alpha \tau)^2 \quad \tau_f \text{ est la contrainte de flexion}$$

$$\sigma_f = \frac{M_f}{I_x / v} = \frac{M_f}{\frac{\pi d^4}{64} / d/2} = \frac{M_f}{0,1 d^3}$$

$$\tau = \frac{M_t}{I_0 / v} = \frac{M_t \cdot d/2}{\pi d^4 / 32} = \frac{M_t}{0,2 \cdot d^3} \quad \alpha : \text{coefficient correctif} \quad \alpha = 1$$

$$\sigma_i = \frac{1}{0,1 d^3} \sqrt{M_{f_{max}}^2 + M_t^2} \leq R_p$$

Designons  $\sqrt{M_{f_{max}}^2 + M_t^2}$  par  $M_r$  moment reduit

$$\sigma_i = \frac{M_r}{0,1 d^3} \leq R_p \quad \text{d'où} \quad d \geq \sqrt[3]{\frac{M_r}{0,1 \cdot R_p}}$$

A.N.: On choisit pour tous les organes de machine, le même matériau,  
Soit en aciers de construction non alliés de nuance X42 subissant  
une trempe TE à 850 et un revenu R à 550°

On a les caractéristiques mécaniques :-

Résistance à la rupture  $R = 86 \text{ à } 101 \text{ daN/mm}^2$

Limite élastique  $R_e = 68,5 \text{ daN/mm}^2$

d'où  $R_p = \frac{R_e}{\eta}$  ou  $\eta$  : coefficient de sécurité  
Prenant une large sécurité  $\eta = 1,5$

$$R_p = \frac{68,5}{1,5} = 45,7 \text{ N/mm}^2$$

Soit  $R_p = 400 \text{ daN/mm}^2$

$$M_r = \sqrt{1475941,80^2 + 1229951,5^2} = 1921245,659 \text{ N.mm}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{1921245,659}{0,1 \cdot 400}} \quad d \geq 36,35 \text{ mm}$$

2.2) Calcul de l'arbre par la méthode de la flèche :-

On admet une flèche maximale au milieu de l'arbre de 0,1 mm

$$f = \frac{7 \cdot R \cdot l^3}{768 \cdot E \cdot I} = \frac{7 \cdot R \cdot l^3}{768 \cdot E \cdot \frac{\pi d^4}{64}} \leq 0,1$$

$$\text{d'où } d \geq \sqrt[4]{\frac{448 \cdot l^3 \cdot R}{768 \cdot E \cdot \pi \cdot 0,1}}$$

$$\text{A.N.: } d \geq \sqrt[4]{\frac{448 \cdot 160^3 \cdot 49198,1}{768 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot \pi \cdot 0,1}}$$

$$d \geq 36,98$$

En prend un diamètre  $d = 40 \text{ mm}$

3) Dimensionnement de l'ablocage :-

3.1) Schema de l'ablocage



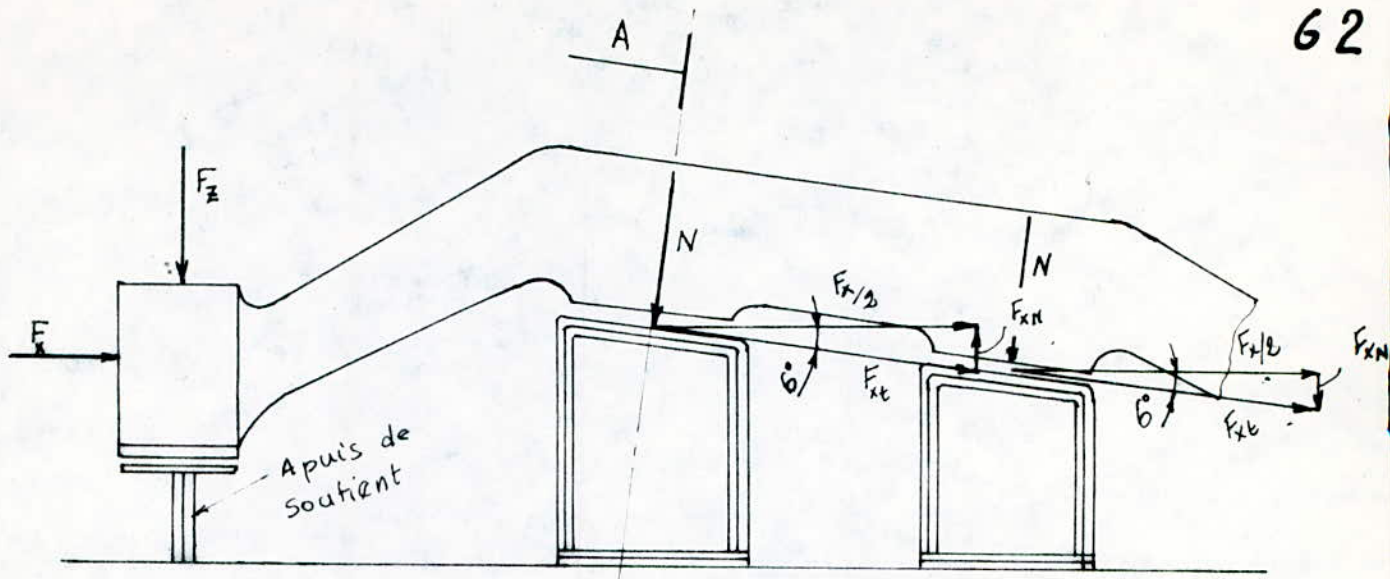


Figure 20 a.

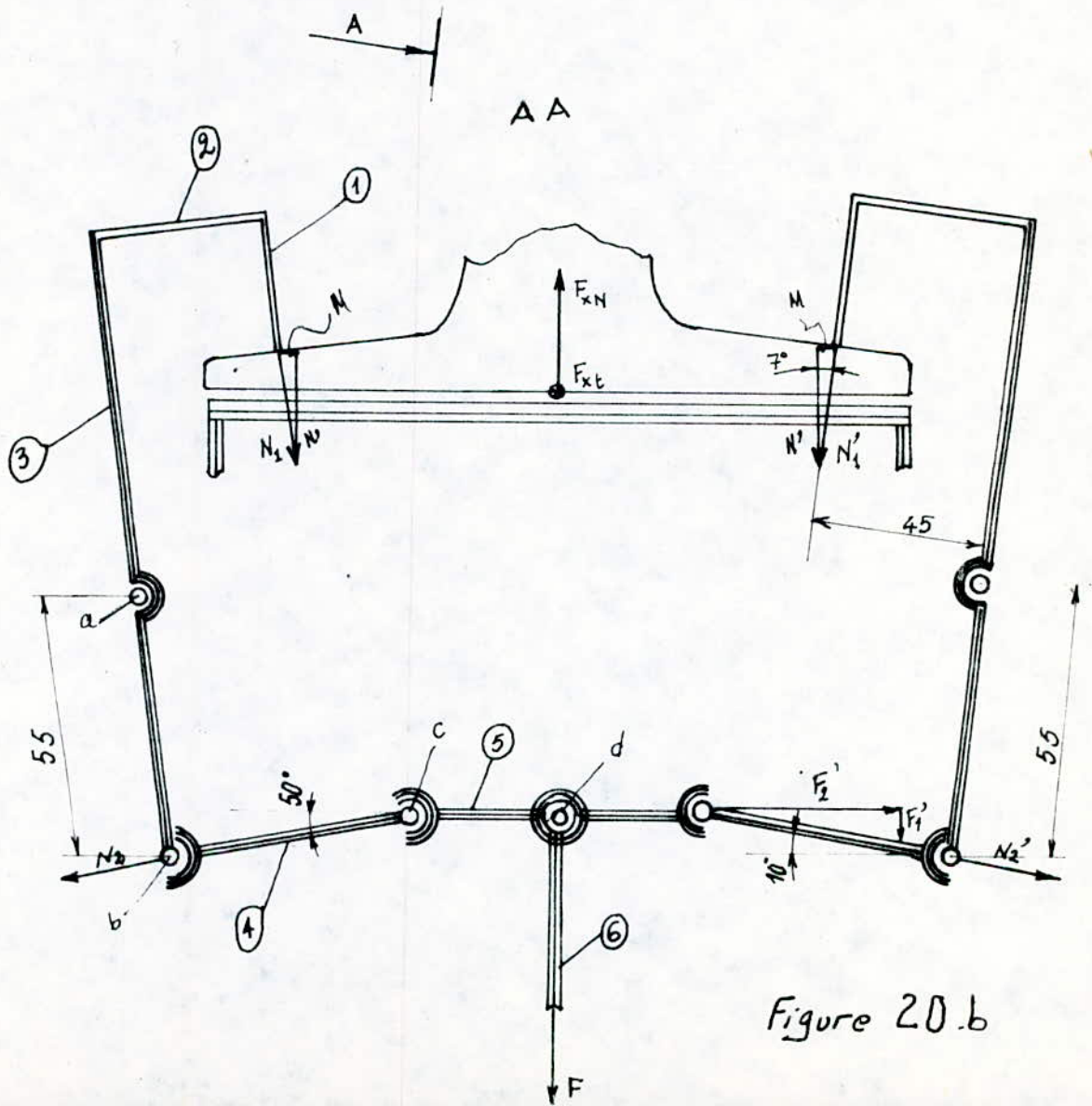


Figure 20 b

3-2. calcul de l'effort de l'appui simple  $N_1$ . figure 20a.

$$N = [F_{xt} / f + F_{xN}] \xi \quad \text{avec : } f : \text{coef. de frottement metal sur metal.}$$

$$F_{xt} = \frac{F_x}{2} \cos 6^\circ ; F_{xN} = \frac{F_x}{2} \sin 6^\circ$$

$\xi$  : coef de securite :  $\xi = 1,2$ .

$$N_1 = N_1' = \frac{N}{2} / \cos 7^\circ$$

$$N_1 = N_1' = \frac{F_x}{4} \cdot \frac{(f \cdot \cos 6^\circ + \sin 6^\circ)}{\cos 7^\circ} \cdot 1,2$$

$$\text{A.N: } N_1 = \frac{32327}{4} \cdot \frac{(0,18) \cdot \cos 6^\circ + \sin 6^\circ}{\cos 7^\circ} \cdot 1,2 = 55006,9 \text{ N.}$$

$$N_1 = 55007 \text{ N.}$$

3-3. Calcul de la force d'action  $F$  du verin.

isolation de ①.

La vis ① sera soumise a la compression pure.

\* isolation de ② et ③

Un corps en equilibre statique soumis sous l'action de trois forces, elle doivent etre concourantes. Les inconnues  $N_2$  et  $R_1$  seront deduites par construction geometrique. On a :

$$N_2 = 44,5 \cdot 10^3 \text{ N} ; R_1 = 65 \cdot 10^3 \text{ N.}$$



Les deux forces de compression  $N_{2c}$  et  $N_{2c}$  seront encaissées par le palonnier (5), l'effort  $F$  exercé par le verin et qui équilibre le palonnier sera égal à la somme des deux efforts de flexion  $N_{2f}$  et  $N_{2f}$

Comme le système est symétrique, on aura  $N_2 = N_2'$  le palonnier (5) sera sollicité à la flexion composée à la compression.

### 3.4) Diamètre des axes d'articulation :-

Tous les axes d'articulation sont sollicités au cisaillement pure, ils sont montés en chape.

\* diamètre ( $d_a$ ) de l'axe a :-

$$\sigma_{\text{cisaillement}} = \frac{R_1/2}{\pi \cdot d_a^2} \leq R_p$$

$$d_a \geq 2 \sqrt{\frac{R_1/2}{\pi \cdot R_p}}$$

A.N:-  $d_a \geq 2 \cdot \sqrt{\frac{65 \cdot 10^3 / 2}{\pi \cdot 400}} = 10,17 \text{ mm}$

Prenons un diamètre  $d_a = 12 \text{ mm}$

Remarque:- Pour les diamètres des axes b et c on prend le même diamètre que a, soit  $d_b = d_c = d_a = 15 \text{ mm}$

\* diamètre ( $d_d$ ) de l'axe d :-

$$d_d \geq 2 \sqrt{\frac{F/2}{\pi R_p}} = 2 \sqrt{\frac{15455/2}{\pi \cdot 400}} = 4,96 \text{ mm}$$

Prenons un diamètre  $d_d = 8 \text{ mm}$

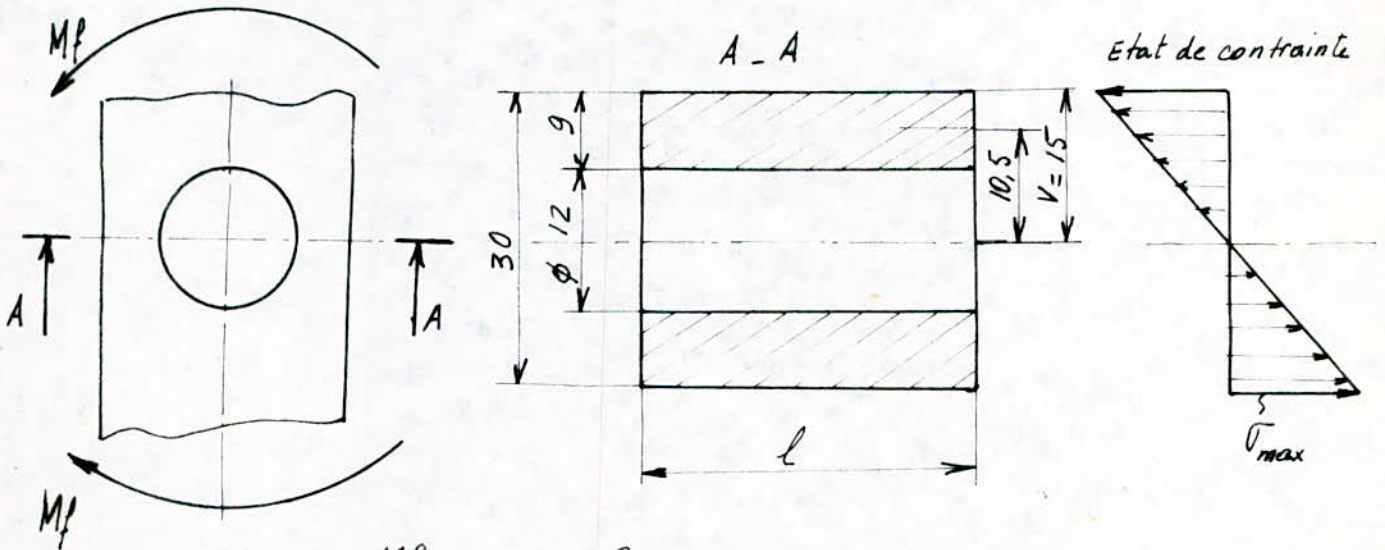


## 3.5) Dimensionnement des pièces

## 3.5.1) Dimensionnement de la pièce ③ ::

③ est sollicitée à la flexion pure

$$M_f = N_1 \times 45 = 55007 \times 45 = 2475315 \text{ N/mm}$$



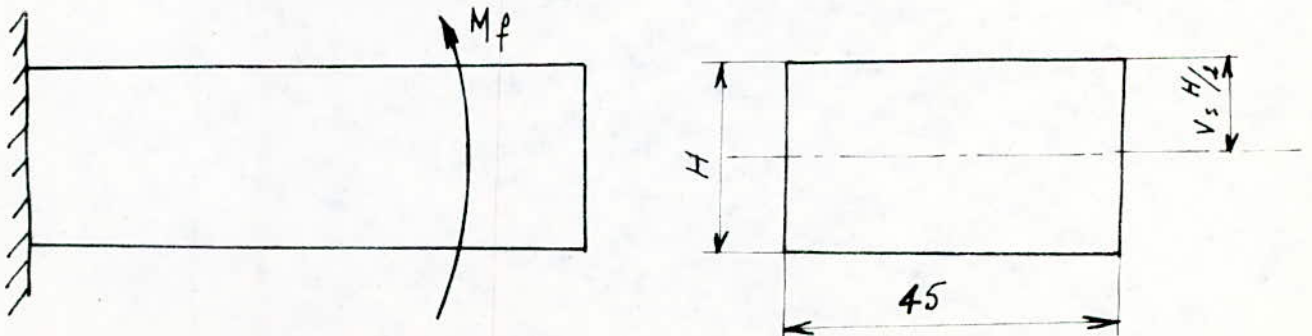
$$\sigma_{max} = \frac{M_f}{I_x / V} \leq R_p$$

$$A.N \text{ :- } \sigma_{max} = \frac{2475315}{2 \left( \frac{9^3 \cdot l}{12} + 9 \cdot l \cdot 10,5^2 \right) / 15} \leq 400$$

$$\text{d'où } \frac{17630,45}{l} \leq 400 \text{ on aura } l \geq 44,07$$

$$\text{soit } l = 45 \text{ mm}$$

## 3.5.2) Dimensionnement de la pièce ② ::



On applique la condition de résistance de la dent de la fraise

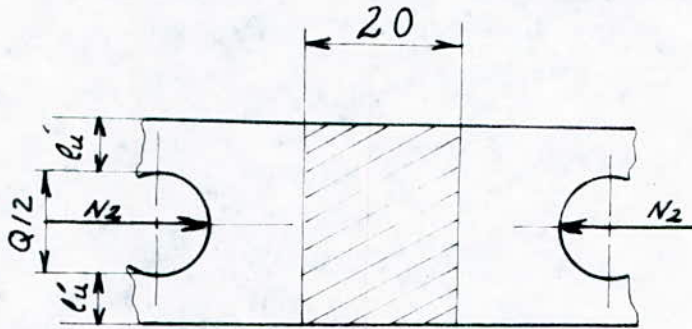
$$\sigma = \frac{6MF}{45H} \leq R_p; R_p \geq \frac{6MF}{45H^2} = \frac{6 \cdot N_1 \cdot 45}{45H^2} = \frac{6N_1}{H^2}$$

$$\text{d'où } H \geq \sqrt{\frac{6N_1}{R_p}}$$

$$\text{A.N.: } H \geq \frac{6.55007}{400} \quad H \geq 28,7 \text{ mm}$$

On prend  $H = 30 \text{ mm}$

3.5.3) Dimensionnement de la bielle ④ :-



Soit la condition de résistance à la compression

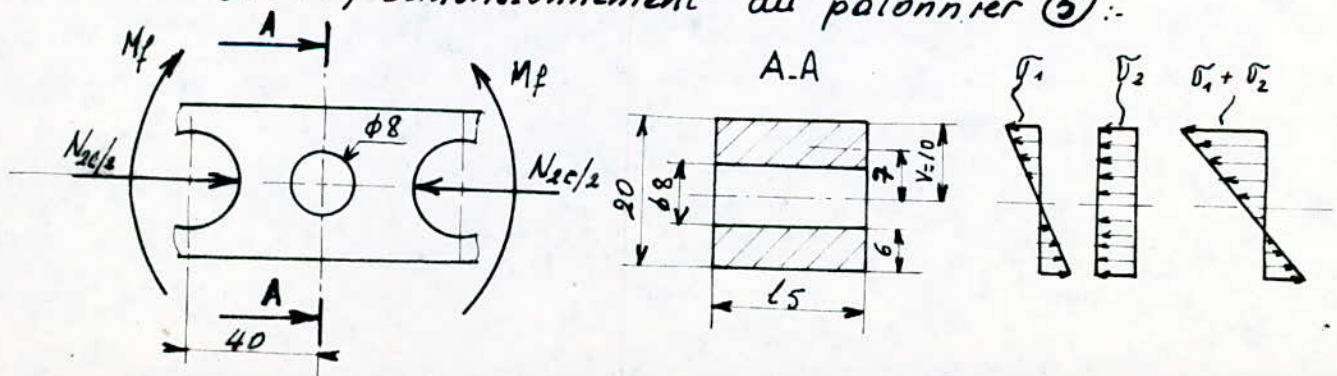
$$\sigma = \frac{N_2}{20 \cdot l_u} \leq R_p \quad \text{d'où } l_u \geq \frac{N_2}{20 \cdot R_p}$$

$$\text{A.N.: } l_u \geq \frac{44,5 \cdot 10^3}{20 \cdot 400} = 5,56 \text{ mm}$$

On prend  $l_u = d + 5,6 \times 2 = 23,2 \text{ mm}$

Soit  $l_u = 25 \text{ mm}$

3.5.4) Dimensionnement du palonnier ⑤ :-



$$N_{2c} = N_2 \cos 10^\circ = 44,5 \cdot 10^3 \cos 10^\circ = 43823,95 \text{ N}$$

$$M_f = N_2 f / 2 \cdot 40 = N_2 \sin 10^\circ / 2 \cdot 40 \\ = 44,5 \times 10^3 / 2 \cdot \sin 10^\circ \cdot 40 = 154546,88 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

\* Contrainte de flexion  $\sigma_1$  :

$$\sigma_1 = \frac{M_f}{I_x/v} = \frac{154546,88}{\left(\frac{6^3 \cdot l_5}{12} + 6 \cdot l_5 \cdot 7^2\right) / 10} = \frac{154546,88}{31,2 \cdot l_5}$$

\* Contrainte de compression  $\sigma_2$  :

$$\sigma_2 = \frac{43823,9}{2 \times 6 \cdot l_5} = \frac{43823,9}{18 \cdot l_5}$$

d'où la résultante des contraintes :

$$\sigma_1 + \sigma_2 \leq R_p \\ \sigma_1 + \sigma_2 = \left( \frac{154546,88}{31,2} + \frac{43823,9}{18} \right) \times \frac{1}{l_5} \leq 400 \\ l_5 \geq 18,47 \text{ mm} \quad \text{soit } l_5 = 20 \text{ mm}$$

### 3.6: Dimensionnement du Verin

3.6.1: Diamètre ( $d_p$ ) de l'axe ⑥ du verrin :



soit la contrainte de traction

$$\sigma = \frac{F}{\frac{\pi d^2}{4}} \leq R_p \quad \text{d'où } d \geq 2 \sqrt{\frac{F}{\pi \cdot R_p}}$$

$$\text{A.N.: } d \geq 2 \sqrt{\frac{15455}{400 \cdot \pi}} = 5,5 \text{ mm}$$

On prend un diamètre  $d_p$  assez grand de façon à pouvoir monter l'axe  $d$

$$d_p = 5,5 \times 2 + 8 = 19 \text{ mm}$$

$$\text{Soit } d_p = 20 \text{ mm}$$

3.6.2: Diamètre du piston  $D_p$  :

$F = P \cdot S = P \times \frac{\pi}{4} (D_p^2 - d_p^2)$  ou  $P$  est la pression à l'intérieur du cylindre.

$$P = 100 \text{ bar} = 100 \cdot 10^{-1} \text{ N/mm}^2 = 10 \text{ N/mm}^2$$



On a donc  $D_p^2 = \frac{4F}{P \cdot \pi} + d_p^2$  ,  $D_p = \sqrt{\frac{4F}{\pi P} + d_p^2}$

A.N:-  $D_p = \sqrt{\frac{4 \cdot 15455}{10 \cdot \pi} + 20^2} = 48,65$   
 soit  $D_p = 50 \text{ mm}$

### 3.6.3 Epaisseur du cylindre $e_c$ :-

Appliquons la formule de Lame pour une raison de sécurité on prend la contrainte admissible  $R_p$  du cylindre égale à  $100 \text{ N/mm}^2$ .

$$e_c \geq \frac{D_p}{2} \left( \sqrt{\frac{R_p + P}{R_p - P}} - 1 \right)$$

A.N:-  $e_c = \frac{50}{2} \left( \sqrt{\frac{100+10}{100-10}} - 1 \right) = 2,63 \text{ mm}$

Pour une logique de fabrication on prend une épaisseur  $e_c = 10 \text{ mm}$ .

### 3.6.4 Course du piston . c.

D'après la construction géométrique, on a une course  $c = 45 \text{ mm}$ .

## 3.7 Dimensionnement des vis

### 3.7.1 Dimensionnement de la vis de contact (1)

#### 3.7.1.1 Diamètre de la vis : $d_1$

La vis est sollicitée à la compression pure

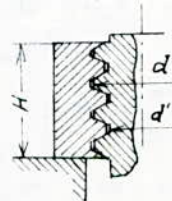
$$d_1 \geq 2 \sqrt{\frac{N_1}{\pi R_p}} = 2 \sqrt{\frac{55007}{\pi \cdot 400}} = 13,23 \text{ mm}$$

On prend un diamètre nominal de la vis (1)

$$d_1 = 20 \text{ mm}$$

#### 3.7.1.2 Hauteur H des filet

\* Résistance au cisaillement:



Soit la condition de cisaillement :

$$N_2 \leq \pi d'_1 \beta H \tau_{cis}$$

où :

$\beta$  est le coefficient de remplissage  $\beta = 0,8$   
 et  $\tau_{cis}$  est la contrainte pratique de cisaillement on prend  
 $\tau_{cis} = 0,5 R_p = 0,5 \cdot 400 = 200 \text{ N/mm}^2$ .

En choisissant le filetage métrique, on a :

$$d'_1 = d_1 - 1,2268 p_1$$

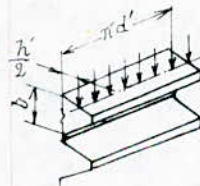
pour  $d_1 = 20 \text{ mm}$  le pas on a  $p_1 = 2,5 \text{ mm}$

$$d'_1 = 20 - 1,2268 \cdot 2,5 = 16,933 \text{ mm}$$

$$\text{d'où } H \geq \frac{N_2}{\pi d'_1 \beta \tau_{cis}} = \frac{55007}{\pi \cdot 16,933 \cdot 0,8 \cdot 200} = 6,46 \text{ mm}$$

$$H \geq 6,46$$

\* Résistance à la flexion :



$$\frac{N_1}{Z} \cdot \frac{h'_1}{2} \leq \frac{\pi d'_1 b_1^2}{6} \cdot \sigma_f$$

$$b_1 = \beta \cdot p_1 = 0,8 \cdot 2,5 = 2 \text{ mm}$$

$$h'_1 = 0,8 p_1 = 2 \text{ mm}$$

$$\sigma_f = 0,5 R_p = 200 \text{ N/mm}^2$$

$$Z \geq \frac{3 N_1 h'_1}{\pi \cdot d'_1 b_1^2 \cdot \sigma_f}$$

$$\text{A.N. : } Z \geq \frac{3 \cdot 55007 \cdot 2}{\pi \cdot 16,9 \cdot 2^2 \cdot 200} = 7,77 \text{ filet.}$$

$$\text{d'où } H = p \cdot Z = 8 \cdot 2,5 = 20 \text{ mm}$$

Soit  $H = 20 \text{ mm}$ .

Remarque: La relation  $H \approx d$  où  $H$  est la hauteur des filets et  $d$  le diamètre nominal, est une relation prévue par les normes est pour toutes les conditions envisagées, d'ordinaire on prend  $H = d$

3.7.2 Hauteur de filetage de l'axe ⑥ du verin:  $H_5$

$$H_5 = d_p = 20 \text{ mm}$$

3.7.3 Dimensionnement de la vis de l'appui de soutien

3.7.3.1 Calcul de diamètre nominal:  $d_a$

$$0,8 d_a \leq 2 \cdot \sqrt{\frac{F_2}{\pi \cdot R_p}} = 2 \sqrt{\frac{58256}{\pi \cdot 400}} = 13,61 \text{ mm}$$

$$d_a = 17,02$$

pour une raison de sécurité, on prend  $d_a = 30 \text{ mm}$ .

3.7.3.2 Hauteur des filets:

$$H_a = d_a = 30 \text{ mm}$$



## Conclusion :

Ce travail consiste à résoudre un problème pratique qui se pose au niveau du bâtiment mécanique de la S.N.V.I.C.V.I Rouiba.

En effet l'usinage des essieux produits par la forge, nécessite une rectification de forme au niveau du cylindre pivot : le détourage.

Cette étude se compose de deux parties à savoir

1°/ La recherche de l'origine du problème à partir de l'analyse de la gamme d'usinage.

2°/ La proposition de différentes solutions pour palier au problème. Parmi ces solutions, on a choisi celle qui nous a paru la plus simple, et dont nous avons détaillé les calculs cinématique et dynamique de la coupe, de même dimensionner le système d'ablocage.

L'élimination radicale du problème réside dans la recherche approfondie d'une solution au niveau du procédé de forgeage.

# BIBLIOGRAPHIE

Les livres consultés pour l'élaboration de ce travail sont:

- Précis de construction mécanique  
T. 2 Méthodes, Fabrication et normalisation  
AFNOR
- Précis des méthodes d'usinage  
Méthodologie, production et normalisation  
AFNOR
- Usinage des métaux par la Coupe  
édition « École Supérieures d'Alsace »
- Fraisage des métaux  
A. Chevalier fascicule 4  
édition DELAGRANGE
- Guide du technicien en fabrication mécanique  
A. Chevalier
- Documentation d'usinage  
Extrait de « L'aide-mémoire de l'élève dessinateur »
- Cours de Construction mécanique. 2 (CME)  
Igor TROITSKI
- Résistance des matériaux  
aide-mémoire
- Éléments de machines  
V. Dobrodoliski
- Usinage Technologie et pratique  
J. Vergnes édition SUNO

