

7/92

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
DEPARTEMENT GENIE MECANIQUE

**PROJET DE FIN D'ETUDES**  
INGENIORAT D'ETAT EN GENIE MECANIQUE

**SUJET**

**ETUDE ET CONCEPTION  
D'UNE SCIE MECANIQUE  
A ARCHET A DISPOSITIF  
HYDRAULIQUE**

18 PLANCHES

Proposé par :  
Mr. GUERGUEB  
Mr. BELHADEF

Etudié par :  
Mr. Larbi FERRAT  
Mr. Kamel KHELIL CHERFI

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

# وقل رب زدني علما

صدق الله العظيم

## ملخص

يحتوي هذا العمل على دراسة تقنية لمنشار ميكانيكي ذو قوس وجهاز هيدروليكي لتقدم الشفرة في اتجاه عمق القطعة بصدد إنجازها في ورشة المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات.

## Abstract

The objective of the project concern a study and conception of mechanical saw with bow hydraulic dispositive for approaching blade fowards the spare. to be realised in a shop of ENP.

## Résumé

Le présent projet concerne une étude et une conception d'une scie mécanique à archet à dispositif hydraulique d'approche de la lame en direction de la pièce en vue d'une réalisation dans l'atelier de l'Ecole Nationale Polytechnique (ENP).

## DEDICACE

Nous dédions humblement cet effort:

A nos parents

Aux chouyoukhs: ABASSI Madani, Ali BENHADJ et Mohamed SAID.

A la mémoire de notre frère étudiant chahid Lyès SERFAG tué par balles de la répression un certain 04 Juin 1991 à la place du 1er Mai.

Aux enseignants et étudiants incarcérés ou poursuivis pour la cause de l'Islam et de l'Algérie

A tous ceux qui nous sont chers, aux hommes libres qui nous ont appris à l'être.

## REMERCIEMENT

*Nous voudrions, au début de ce mémoire, exprimer notre profonde gratitude envers tous ceux et celles qui ont contribué de près ou de loin à notre formation, et au résultat auxquels nous sommes parvenus*

## SOMMAIRE

### CHAPITRE I : GENERALITES

1-1/ Généralités.....	3
1-1-1/ Procédé de sciage.....	3
1-1-2/ Les types de machines à scier et leurs caractéristiques.....	3
a/ La scie mécanique alternative à archet.....	3
b/ La scie à ruban sans fin.....	3
c/ La scie circulaire.....	4
1-2/ Position du problème.....	4
1-2-1/ Sur le plan de la conception.....	4
1-2-2/ Sur le plan de dimensionnement.....	5
1-3/ Description de la machine.....	7
1-4/ Schéma cinématique.....	9
1-5/ Dimensions et capacité de sciage.....	9
1-6/ Calcul de l'intervalle de déplacement de l'étau.....	10
1-7/ Calcul de l'écartement angulaire maximal.....	12
1-8/ Choix du moteur.....	14

### CHAPITRE II : ENSEMBLE MOTO-VARIATEUR- REDUCTEUR

Introduction	
2-1/ Dimensionnement des éléments constitutifs du variateur.....	16
2-1-1/ Choix de la courroie.....	16
2-1-2/ Détermination des diamètres extrêmes des flasques.....	17
a/ Diamètres donnant la vitesse de sortie minimum.....	17
b/ Diamètres donnant la vitesse de sortie maximum.....	17
2-1-3/ Calcul de la longueur de la courroie et de l'entraxe.....	18
a/ Calcul de la longueur de la courroie.....	18
b/ Calcul de l'entraxe.....	19
2-1-4/ Calcul des angles d'enroulements.....	20

2-1-5/ Analyse des forces.....	20
2-1-6/ Calcul des contraintes agissant dans la courroie.....	21
2-1-7/ Calcul relative aux flasques.....	22
1/ Calcul des efforts de la courroie sur le flasque.....	22
2/ Etude de l'équilibre du flasque.....	23
3/ Calcul de résistance du flasque.....	24
4/ Calcul de l'épaisseur du flasque.....	28
2-1-8/ Calcul du système vis-écrou de la commande manuelle.....	29
a/ Choix du matériau.....	29
b/ Choix et type du filet.....	29
c/ Calcul de la longueur de l'écrou.....	29
2-1-9/ Calcul du ressort de la poulie récéptrice.....	31
2-1-10/ Choix et vérification des clavettes.....	33
2-1-11/ Choix et calcul des roulements.....	34
2-2/ Dimensionnement des éléments constitutifs du réducteur.....	36
2-2-1/ Calcul du premier étage.....	36
a/ Calcul du module.....	36
b/ Calcul de la pression superficielle.....	37
c/ Résistance à la rupture.....	39
d/ Calcul de vérification des dentures.....	40
2-2-2/ Calcul du deuxième étage.....	45
a/ Calcul du module.....	45
b/ Calcul de la pression superficielle.....	46
c/ Résistance à la rupture.....	47
d/ Calcul de vérification des dentures.....	48
2-2-3/ Calcul des arbres du reducteur.....	50
2-2-4/ Choix et vérification des clavettes.....	62
2-2-5/ Choix et calcul des roulements.....	63

### CHAPITRE III : ENSEMBLE COULISSEAU-GLISSIERE

#### INTRODUCTION

3-1/ Equations cinématiques du mouvement oscillatoire de l'archet.....	66
3-1-1/ Position instantanée du centre de gravité.....	66
3-1-2/ Vitesse instantanée du centre de gravité.....	67

3-1-3/ Vitesse moyenne de l'archet.....	68
3-1-4/ Accélération instantanée du centre de gravité.....	68
3-2/ Analyse des forces appliquées sur le maneton et les barres glissières.....	68
3-2-1/ Analyse des forces dans la phase retour à vide.....	69
a/ Répartition des efforts dus à la composante du poids.....	69
b/ Répartition des efforts dus aux forces d'inerties.....	71
c/ Répartition des efforts pendant la phase retour.....	74
3-2-2/ Analyse des forces dans la phase du travail.....	75
a/ Etude de la répartition des forces dus à l'effort de coupe.....	75
b/ Répartition des efforts pendant la phase de travail.....	76
3-3/ Dimensionnement des éléments constitutifs de l'ensemble coulisseau-glissière.....	77
3-3-1/ Dimensionnement des bras de l'archet.....	77
3-3-2/ Dimensionnement du dispositif du maintien de la lame de scie.....	80
3-3-3/ Dimensionnement des barres glissières.....	85
3-3-4/ Dimensionnement du maneton.....	90
3-3-5/ Calcul des douilles.....	91

## CHAPITRE IV : DISPOSITIF DE RELEVAGE

Introduction	
4-1/ Equations cinématiques de mouvement de la tête de levier.....	96
4-1-1/ Position instantanée de la tête du levier.....	96
4-1-2/ Vitesse instantanée de la tête du levier.....	97
4-1-3/ Vitesse moyenne de la tête du levier.....	98
4-1-4/ Accélération instantanée de la tête du levier.....	98
4-2/ Calcul de la valeur de l'excentricité.....	99
4-2-1/ Mise en équation et calcul des coordonnées des extrémités de la partie inférieure du levier.....	99

4-2-2/ Détermination de l'écartement angulaire du levier et déduction de la valeur de l'excentricité.....	103
4-3/ Analyse des forces appliquées sur la bielle et le maneton.....	104
4-3-1/ Répartition des efforts dus aux forces d'inertie.....	104
4-3-2/ Répartition des efforts dus aux poids de l'ensemble pivotant.....	108
a/ Moments dus aux poids des éléments constitutifs de l'ensemble pivotant.....	108
b/ Sollicitations sur la bielle.....	109
c/ Sollicitations sur le maneton.....	110
d/ La résultante des efforts appliqués en fin de relevage.....	110
4-4/ Conditions de relevage.....	111
4-4-1/ Condition du couple moteur minimum.....	111
4-5/ Dimensionnement des éléments constitutifs du dispositif du relevage.....	113
4-5-1/ Dimensionnement de la bielle.....	113
4-5-2/ Dimensionnement du maneton.....	115
4-5-3/ Choix et calcul des dimensions de la rotule.....	117
4-5-4/ Dimensionnement du l'axe de levier.....	119
4-5-5/ Dimensionnement du dispositif du relevage en fin d'opération de sciage.....	120

## CHAPITRE V : DISPOSITIF HYDRAULIQUE

Introduction	
5-1/ Variation angulaire maximale du dispositif hydraulique.....	130
5-1-1/ Relation entre la variation angulaire du dispositif hydraulique et l'écartement angulaire de l'ensemble pivotant.....	130
5-1-2/ Calcul de $d\theta_{\max}$ .....	131
5-2/ Calcul de la course maximale du piston du dispositif hydraulique.....	132
5-2-1/ Relation entre la course du piston et $d\beta$ .....	132
5-3/ Calcul du jeu radial.....	133
5-4/ Répartition des efforts sur la tête de la tige du piston.....	134

5-4-1/ Répartition des efforts durant la phase de coupe.....	134
5-4-2/ Répartition des efforts pendant la phase retour.....	137
5-4-3/ Répartition des efforts durant le relevage en fin de course de travail.....	138
5-5/ Dimensionnement de la tige du piston.....	139
5-6/ Choix du diamètre du piston.....	142
5-7/ Dimensionnement de la paroi du cylindre.....	142
5-8/ Dimensionnement de la tige de réglage de la pénétration.....	144
5-9/ Calcul de la soupape de réglage de la pression de coupe.....	145
5-10/ Calcul de l'excentricité du réglage de la pression de coupe.....	149
 CONCLUSION.....	 151
 BIBLIOGRAPHIE.....	 152

## INTRODUCTION

Le présent projet concerne, l'étude pour la conception et le dimensionnement d'une scie mécanique à archet, avec un dispositif hydraulique d'approche de la lame en direction et en profondeur de la pièce.

Pour la conception de la scie nous nous sommes inspirés des solutions apportées par le brevet d'invention allemand exposé à l'INAPI, ainsi que ceux de la scie mécanique SMA 3 fabriqué par PMO de Constantine.

Notre choix pour les brevets d'inventions allemands est justifié par le choix des solutions mécaniques de conception apportées et auxquelles on a apporté notre contribution, de changement afin de permettre, leur réalisation au sein de notre atelier de l'école Polytechnique.

## CHAPITRE I

# GENERALITES

## 1-1/ GENERALITES

### 1-1-1/ PROCEDE DE SCIAGE

Le sciage est un procédé d'usinage qui consiste à enlever de la matière par coupe dans un temps relativement court à l'aide d'un outil à dents multiples (lame de scie) qui se déplace parallèlement à la surface à usiner.

Cette opération est effectuée généralement en plusieurs passe rectiligne.

### 1-1-2/ LES TYPES DE MACHINES A SCIER ET LEURS CARACTERISTIQUES

#### a - LA SCIE MECANIQUE ALTERNATIVE A ARCHET

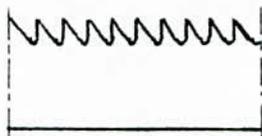
Possède un outil en forme de lame droite fixées aux deux extrémités dans un support en forme de U animé d'un mouvement alternatif et soulevé pendant la phase retour.

La machine lui impose:

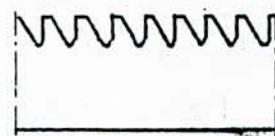
- soit une avance commandée mécaniquement, constante par coup de scie: l'avance moyenne par dent, pour une course donnée, est constante quelque soit l'épaisseur de la scie, et l'effort de pénétration est imposé par un contre poids.

- soit une avance sous un effort donné: celle-ci diminuant alors quand l'épaisseur à scier augmente, l'avance par dent est variable.

les dents de la lame sont en forme triangulaire ou trapézoïdale, ils sont déportés de par et d'autres, pour donner la voie à la scie en produisant une fonte plus large que l'épaisseur de la lame afin d'éviter les frottements.



a. dents triangulaire



b. dents trapézoïdales

(fig:1-1)

- Dents de lame de scies alternatives

#### b - SCIE A RUBAN SANS FIN

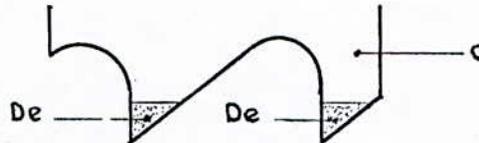
La lame de sciage est montée sur deux volants poulies et animées d'un mouvement continu.

Ces scies sont aussi utilisées pour le tronçonnage, mais

elles ont une application particulièrement intéressante dans le découpage de forme.

Leur largeur peut descendre jusqu'à 2 mm valeur qui permet de suivre n'importe quel contour usuel.

les lames de scies sont en acier au carbone soit en acier rapide monobloc ou bimétal



De : dent en acier rapide

C: corps en acier au carbone

- Lame de scie à ruban, modèle bi-métal - (fig:1-2)

La résistance à la traction est supérieure à 1300 MPa sauf dans le cas d'acier au carbone souple ou elle est supérieure à seulement 630 MPa.

La largeur des lames doit être la plus grande que possible une grande largeur permet un grand effort dont la tension de la lame, et conséquence un grand effort dont la poussé, laquelle détermine l'avance.

### c - SCIE CIRCULAIRE

Les lames sont des scies en forme circulaire en général monobloc pour des diamètres allant jusqu'à 315 mm ou en segment rapport au delà de 315 mm, le corps étant en acier au carbone.

## 1-2/ POSITION DU PROBLEME

### 1-2-1/ SUR LE PLAN DE LA CONCEPTION

La première contrainte auquel nous avons été confronté, réside dans le fait que la machine devait être réalisée dans un atelier dont les possibilités de réalisation était limités car toute solution de moulage était exclue

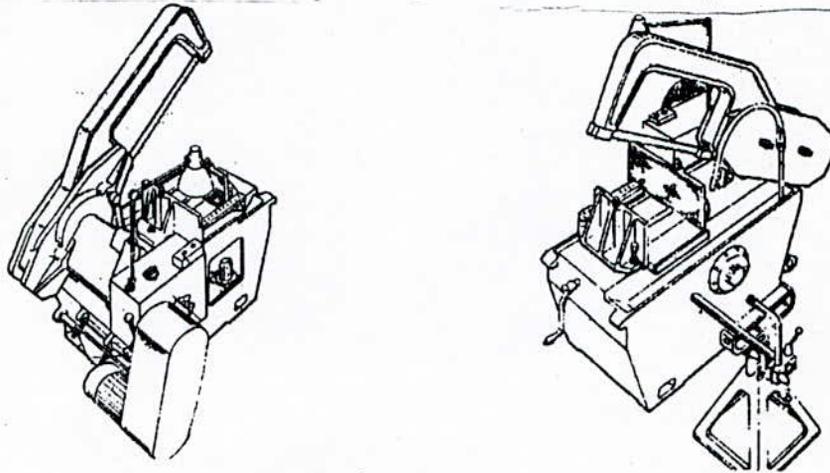
La deuxième contrainte était que le choix des scies mécaniques à archet à contrepoids devait être aussi écarté car présentant un inconvénient majeur, celui de l'usure rapide et destructif de la lame de scie engendré par le non relevage de l'archet en fin d'opération de sciage. Ainsi que la non possibilité du réglage de la pénétration en fonction de la

vitesse de coupe donc de la nature de la pièce à usiner et la non possibilité du réglage de la pression de coupe.

- la première contrainte de moulage nous a obligés d'éliminer les solutions apportées par les scies à archet moulés, et d'opter pour la solution de l'archet apporté par le brevet allemand N° 2262957<sup>(1)</sup> ainsi que de réaliser le bati et le carter de la machine en mécano-soudure.

- la deuxième contrainte nous a orienté pour l'utilisation d'un dispositif hydraulique afin d'éliminer les lacunes du contre-poids (non réglage de la pression de coupe et la pénétration). Le choix que nous avons adopté est inspiré du brevet allemand N° 1068086<sup>(2)</sup>, présente les avantages suivants:

\* le réservoir enveloppe la chambre cylindre piston donc présente moins d'encombrement que la solution présenté par PMO.



- Scie mécanique SMA 3 -

(fig: 1-3)

\* élimination de la tuyauterie extérieure, solution qui atténue le problème d'étanchéité dont sont exposées les scies mécaniques adoptant des dispositifs hydrauliques comme celle de la scie mécanique bulgare de notre atelier.

Pour assuer le relevage durant la fin de la phase de travail, la solution simple présenté par le brevet allemand N° 2313165<sup>(3)</sup>, par le biais d'un L, satisfaisant à cette contrainte.

## 1-2-2/ SUR LE PLAN DE DIMENSIONNEMENT

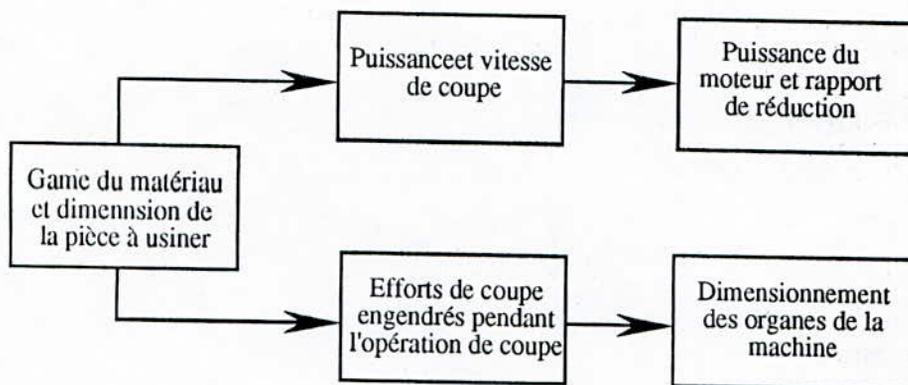
Le dimensionnement d'une machine passe par des étapes essentielles:

- Définition de la gamme de matériaux et des dimensions de la pièces à usiner sur la machine.

- Dédution de la puissance ainsi que de la gamme de vitesses de coupe et les efforts engendrés pendant la coupe.

La puissance et les vitesses nécessaires à la coupe nous permettent de déterminer les caractéristiques du moteur ainsi que le rapport de réduction.

Les efforts de coupe nous permettent le dimensionnement des organes de la machine.



(fig:1-4)

Le problème qui s'est posé est le suivant:

\* Absence de données dans le projet concernant la gamme de matériaux et les dimensions des pièces destinées à être usiner sur la machine.

\* Manque d'informations concernant le procédé de sciage (efforts et vitesse de coupe en fonction du matériau ainsi que de la dimension de la pièce à usiner  $F(\rho, D)$  et  $V(\rho, D)$ ):

- dans les ouvrages et documentations

- au niveau de PMO (SMA réalisée par PMO)

Pour remédier à ce problème nous avons fixé comme puissance nécessaire à la coupe ainsi que la gamme de vitesses de coupe celles utilisées pour la SMA 3, en ce basant sur le faite que cette gamme de vitesse de coupe et la puissance nécessaire à la coupe d'une certaine gamme de matériaux et de dimensions de pièces que nous ignorons les limites donc nous laisserons d'établir ces données après la réalisation de cette machine en tant que banc d'essai.

### 1-3/ DESCRIPTION DE LA MACHINE

Le présent projet concerne la conception et le dimensionnement d'une scie mécanique à archet, comportant une lame de scie encastrée obliquement par rapport à la glissière de l'archet et un bâti de machine muni d'une table, sur le dessus de laquelle la pièce à scier est maintenue pendant l'opération de sciage à l'aide de deux mors de serrage réglables.

Le mouvement de coupe est assuré par un moteur électrique monté dans la partie supérieure de la machine, ainsi que par un variateur de vitesse à commande manuelle disposé de façon à transmettre le mouvement au réducteur qui délivre le couple moteur nécessaire pour l'opération de sciage.

Le dispositif d'entraînement de l'archet est constitué d'un mécanisme de bielle-manivelle comportant un maneton engagé dans une rainure de guidage disposée sur le dos de l'archet. Le guidage de l'archet dans son mouvement de va-et-vient est assuré par deux barres glissières dans les extrémités sont montées sur un carter monté et pivotant sur le bâti de la machine.

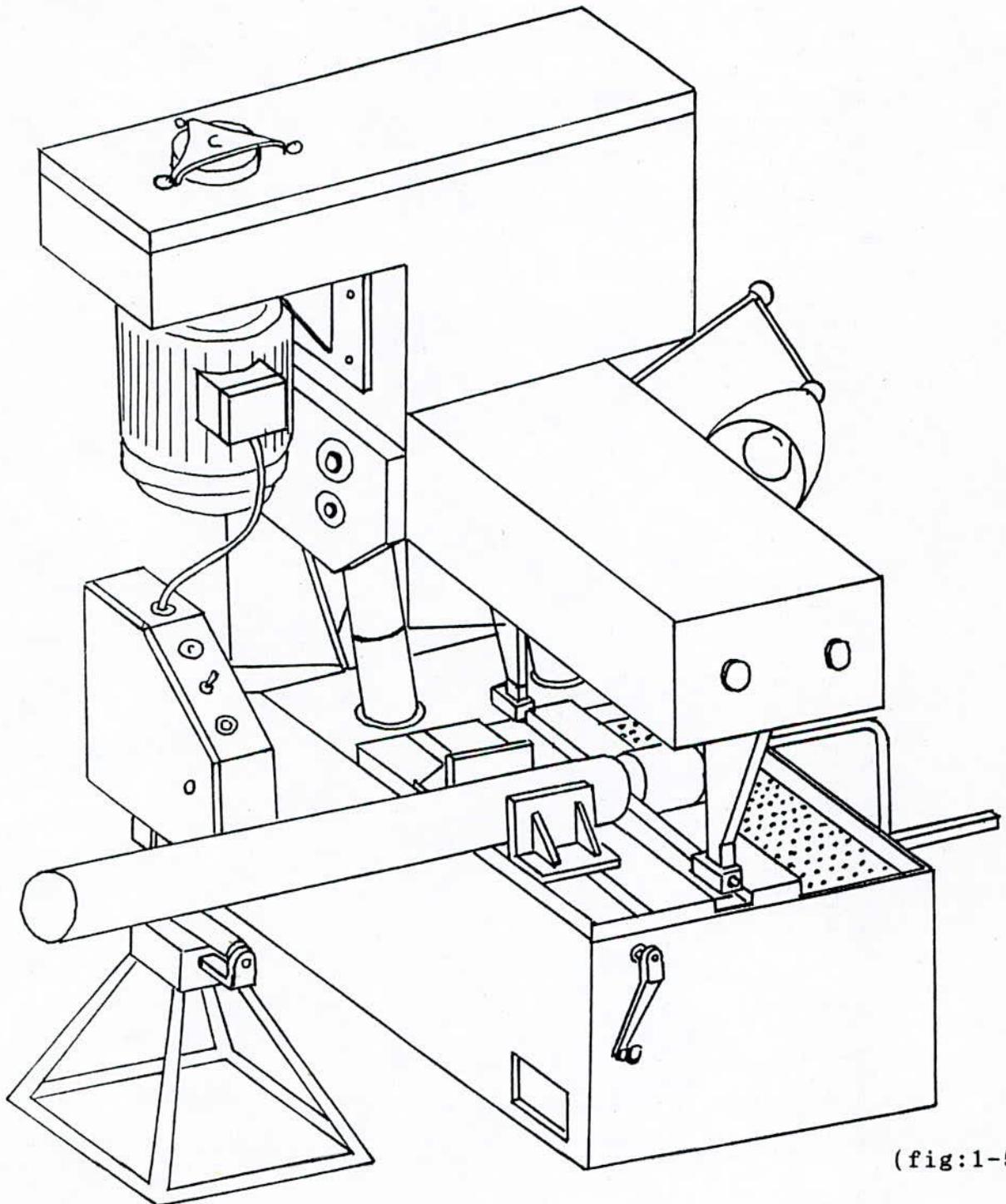
Pour la commande automatique de la pression de coupe et de l'approche de la lame de scie en direction de la pièce, le carter prend appui sur un ensemble hydraulique cylindre-piston logé dans le bâti de la machine. Cette appui étant par l'intermédiaire d'un levier coudé, monté sur le carter de manière à pouvoir tourner à l'endroit de son coude, ce levier coudé attaquant un excentrique porté par la manivelle par l'intermédiaire d'une bielle articulée sur l'une de ses extrémités libres et disposée de façon sensiblement horizontale pour soulever la lame de scie et faire reposer celle-ci lors de son mouvement de retour. Le levier coudé possède la forme d'un L dont le côté court est relié à la tige du piston du groupe cylindre-piston, alors que son côté long s'articule sur la bielle, partant du logement du levier coudé et disposé à l'intérieur du carter, à peu près verticalement derrière la zone de déplacement de l'archet de la scie.

A la fin de chaque opération de sciage le carter pivotant se relève automatiquement pour pouvoir procéder au démontage de la pièce et à la poursuite d'une opération ultérieure en assurant ainsi un gain de temps.

Ce relevage automatique est assuré par l'ouverture d'une électro-vanne disposée dans le groupe cylindre-piston et

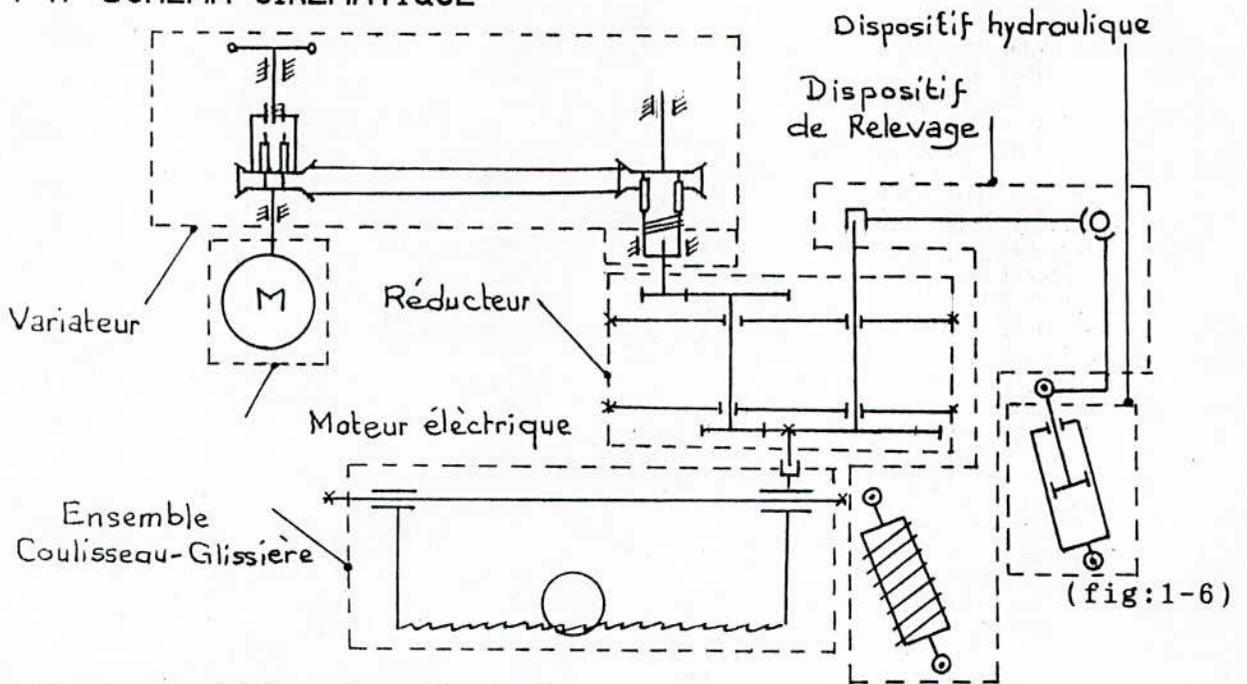
actionnée par l'intermédiaire d'un bouton poussoir monté dans la partie inférieure du carter pivotant, ainsi que par deux ressorts montés latéralement de part et d'autres du trajet de la course du archet.

Vu l'élévation considérable de la température, l'usinage doit être lubrifié. Cette lubrification est assurée par une pompe dont la marche est synchronisée avec celle du moteur électrique.

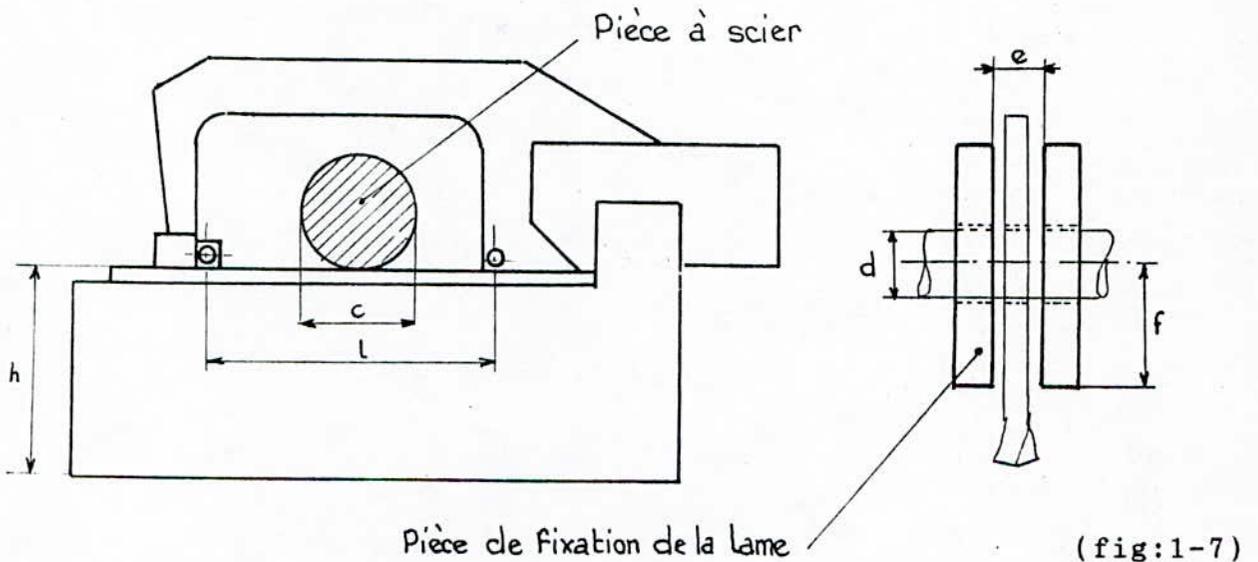


(fig:1-5)

### 1-4/ SCHEMA CINEMATIQUE



### 1-5/ DIMENSIONS ET CAPACITE

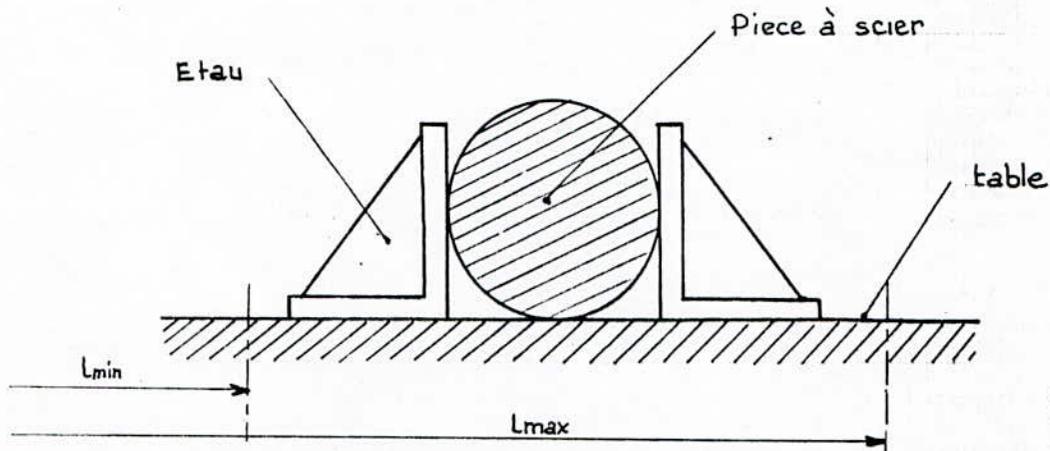


Suivant la normalisation établie par AFNOR<sup>(4)</sup>, les dimensions extérieures et la capacité de sciage de la machine sont exposées dans le tableau suivant:

l	c	d	$e^{+0,35}_{+0,1}$	f	h
450	200	10	2	10	500

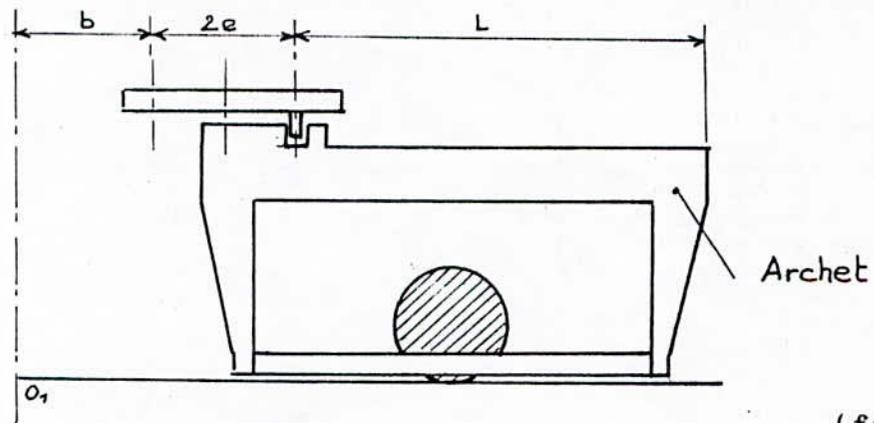
## 1-6/ CALCUL DE L'INTERVALLE DE DEPLACEMENT DE L'ETAU

On conçoit l'étau de la machine de façon à être mobile sur la table, pour permettre à la lame de scie de faire travailler le maximum de dents possibles et cela afin d'augmenter sa durée de vie et atténuer l'usure d'une partie de la lame qui est égale à  $2.e$  = course (quand l'étau ne peut se déplacer sur la table).



(fig:1-8)

Le problème qui se pose, c'est qu'on ne peut pas déplacer l'étau dans n'importe quelle position sur la table pendant une opération de sciage. Car l'archet étant en mouvement, risque de buter contre la pièce par une des extrémités des bras de l'archet.



(fig:1-9)

$L = 630$  (longueur de l'archet obtenue par conception)

$b = 50$  (marge de sécurité)

La distance de l'extrémité droite de la lame de scie en fin de course à vide, comptée du point  $O$  (centre de pivotement du carter) est:

$$X_e = 820 \text{ mm}$$

Quand l'archet se déplace d'une course, l'extrémité du bras

droit de l'archet se trouve distante du point O de:

$$X_e = 680 \text{ mm}$$

Donc la position extrême droite de notre étai se trouve à:

$$l_{\max} = 670 \text{ mm}$$

L'intervalle de déplacement de l'étai doit être supérieur ou égale à la capacité sciage:

$$l_{\max} - l_{\min} \geq D \quad (1-2)$$

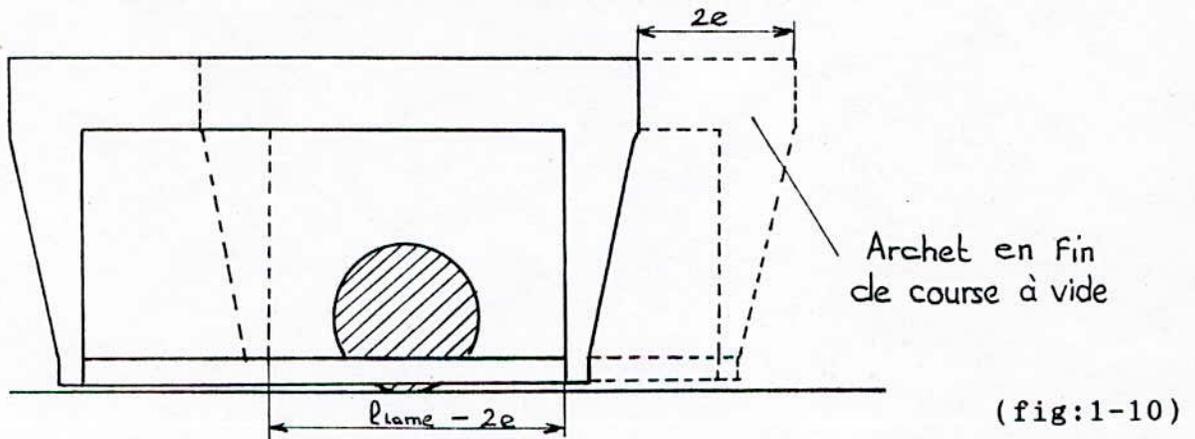
Dans la phase retour ou de travail, pour que l'archet ne bute pas contre la pièce il faut:

$$L_{\text{lame}} - 2.e \geq l_{\max} - l_{\min}$$

d'où en définitif on a:

$$L_{\text{lame}} - 2.e \geq l_{\max} - l_{\min} \geq D \quad (1-3)$$

\* CALCUL DE L'INTERVALLE DE DEPLACEMENT



$$L_{\text{lame}} = 450 \text{ mm} ; e = 70 \text{ mm} ; D = 200 \text{ mm}$$

d'où

$$310 \geq l_{\max} - l_{\min} \geq 200$$

donc on adoptera comme intervalle de déplacement de l'étai:

$$l_{\max} - l_{\min} = 300 \text{ mm}$$

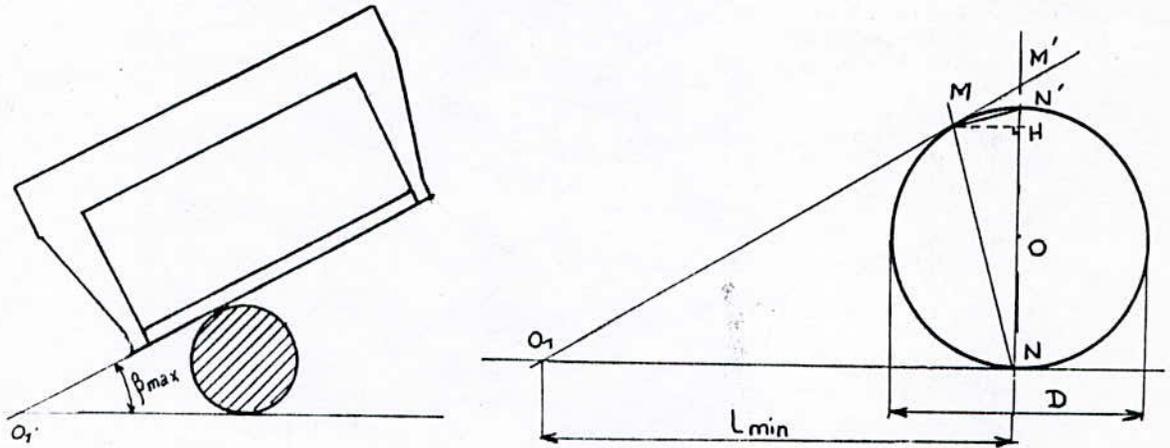
\* DEDUCTION DE LA VALEUR DE  $l_{\min}$

d'où

$$l_{\min} = 370 \text{ mm}$$

### 1-7/ CALCUL DE L'ÉCARTEMENT ANGULAIRE MAXIMAL

Puisque la pièce à scier est maintenue à l'aide d'un étau mobile par rapport à la table, pour calculer l'écartement maximale angulaire, on positionnera notre pièce à une distance  $l_{\min}$  du point de pivotement du carter. Ainsi on fera les calculs pour une pièce de dimensions maximales.



(fig:1-11)

de la fig 1-11 nous avons:

$$\text{tg}(\beta_{\max}) = \text{NM}' / \text{ON} = \text{NM}' / l_{\min} \quad (1-4)$$

et puisque

$$\text{NM}' = \text{D} + \text{M}'\text{M}'$$

et

$$\text{M}'\text{N}' = \text{M}'\text{H} - \text{N}'\text{H}$$

alors

$$\text{N}'\text{H} = \text{NN}' - \text{HN} = \text{D} - \text{HN}$$

et

$$\text{HN} = \text{MN} \cdot \cos(\beta_{\max} / 2)$$

donc

$$\text{MN} = \text{D} \cdot \cos(\beta_{\max} / 2)$$

d'où

$$\text{HN} = \text{D} \cdot \cos^2(\beta_{\max} / 2)$$

donc 
$$N'H = D. [ 1 - \cos^2(\beta_{\max}/2) ]$$

Calculons maintenant M'H:

de la fig 1-11 on a: 
$$MH = MN.\sin(\beta_{\max}/2)$$

$$MN = M'H.tg [ \pi/2 - \beta_{\max} ]$$

d'où

$$M'H = MN. \frac{\sin(\beta_{\max}/2)}{tg(\pi/2 - \beta_{\max})}$$

donc

$$M'H = D. \frac{\cos(\beta_{\max}/2). \sin(\beta_{\max}/2)}{tg(\pi/2 - \beta_{\max})}$$

alors M'N' devient:

$$M'N' = D. \frac{\cos(\beta_{\max}/2). \sin(\beta_{\max}/2)}{tg(\pi/2 - \beta_{\max})} - D. [ 1 - \cos^2(\beta_{\max}/2) ]$$

donc NM' devient:

$$NM' = D. \left[ \frac{\cos(\beta_{\max}/2). \sin(\beta_{\max}/2)}{tg(\pi/2 - \beta_{\max})} + \cos^2(\beta_{\max}/2) \right]$$

alors l'équation 1 devient:

$$tg(\beta_{\max}).l_{\min} = D. \left[ \frac{\cos(\beta_{\max}/2). \sin(\beta_{\max}/2)}{ctg(\beta_{\max})} + \cos^2(\beta_{\max}/2) \right]$$

(1-5)

pour trouver la valeur de  $\beta_{\max}$  on procèdera par itérations successives.

soit 
$$l_{\min} = 370 \text{ mm} \quad ; \quad D = 200 \text{ mm}$$

on trouve une valeur de l'ordre de:

$$\beta_{\max} = 33^\circ$$

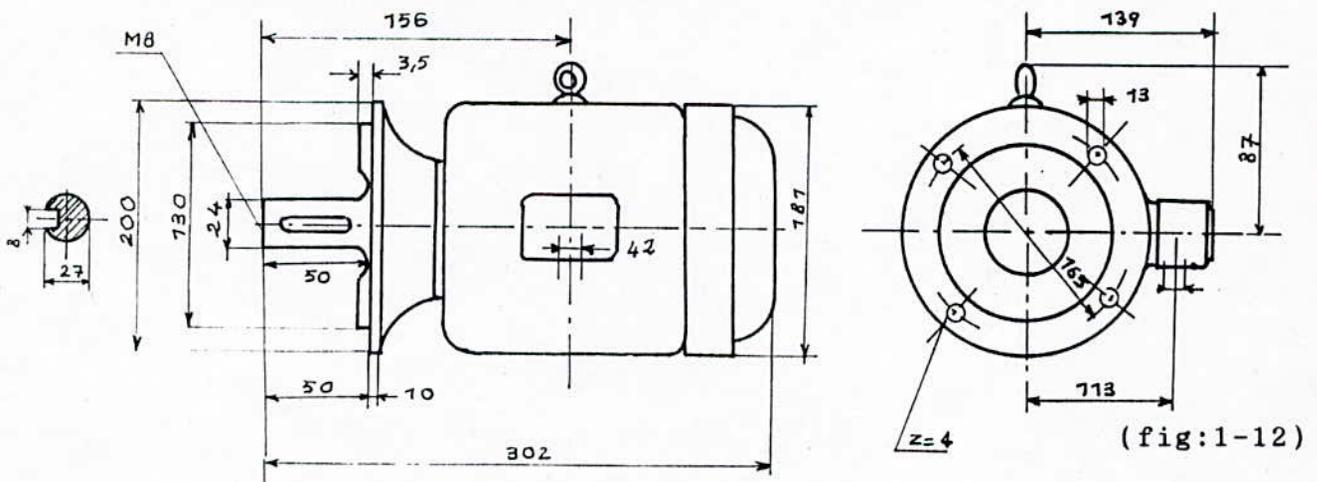
## 1-8/ CHOIX DU MOTEUR

La scie mécanique à archet est une machine conçue pour le sciage de différents métaux, par conséquent à travailler avec différentes vitesses de coupe. La gamme de variation de la vitesse de coupe a été déduite de celle utilisée par la scie mécanique SMA 3 fabriquée par l'Entreprise Nationale de Production de Machines Outils de Constantine, ainsi que la puissance et le couple du moteur électrique nécessaire pour l'opération de coupe.

Le moteur électrique possède les caractéristiques suivantes:

- moteur triphasé, puissance nominale 1,5 KW
- Vitesse de rotation 1500 tr/mn (4 poles)
- forme de construction B3
- désignation de carcasse 90S
- classe de couple 16
- tension  $U = 380 \text{ V } \Delta, 50 \text{ Hz}$
- classe d'isolation F

Les dimensions extérieures du moteur électrique données par le catalogue présenté par l'entreprise ENEL sont <sup>(5)</sup> :



CHAPITRE II

**ENSEMBLE  
MOTO  
VARIATEUR  
REDUCTEUR**

## INTRODUCTION

La partie de transmission de mouvement est composée essentiellement d'un :

- Variateur de vitesses .
- Réducteur avec un rapport de réduction de  $10^{(6)}$  .

Le variateur est composé de deux poulies avec deux flasques mobiles et deux fixes dont la transmission de mouvement est assurée par une courroie trapézoïdale large sans fin. Notre variateur nous permet une variation progressive de la vitesse. Le réglage se fait manuellement au cours du fonctionnement de la machine, ce qui donne une plus grande facilité de choix de la vitesse de coupe qui peut être choisie dans une gamme variant de 35,5 jusqu'à 140 tr/mn<sup>(6)</sup> .

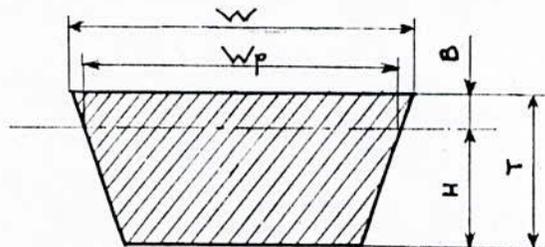
Le réducteur est composé de deux étages avec respectivement un rapport de réduction de 1,76 et 5,61. Pour le choix de ces rapports, on s'est inspiré des valeurs de la scie mécanique SM3 fabriquée par l'Entreprise Nationale de Production de Machines-outils (PMO) de CONSTANTINE<sup>(6)</sup> .

### 2-1/ DIMENSIONNEMENT DES ELEMENTS CONSTITUTIFS DU VARIATEUR

#### 2-1-1/CHOIX DE LA COURROIE:

Suivant le catalogue présenté par la société industrielle de transmission TEXROPE, la courroie la mieux adaptée pour transmettre une puissance de 1,5 KW et une vitesse de 1410tr/mn, est celle de type W25 .

Les dimensions de la section données par la norme ISO, sont exposées dans le tableau suivant:



(fig :2-1)

$W_p$	$W$	$T$	$B$	$H$
25	26	8	2	6

## 2-1-2/ DETERMINATION DES DIAMETRES EXTREMES DES FLASQUES

### a/ DIAMETRES DONNANT LA VITESSE DE SORTIE MINIMUM

Suivant la norme ISO, le diamètre de référence minimale ne doit pas être inférieur à 45 mm<sup>(7)</sup>.

donc  $D_{1min} \geq 45 \text{ mm}$

Pour notre cas, on le fixe à 45 mm

d'où

$$D_{1min} = 45 \text{ mm}$$

pour la poulie réceptrice nous avons:

$$\frac{D_{1min}}{D_{2max}} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{N_2}{N_1}$$

On a  $D_{2max} = (N_1 / N_2) \cdot D_{1min}$

donc  $D_{2max} = 1410 / 355 = 177.3 \text{ mm}$

$$D_{2max} = 177.3 \text{ mm}$$

### b/ DIAMETRES DONNANT LA VITESSE DE SORTIE MAXIMUM:

On a  $D_{1max} / D_{2min} = N_2 / N_1 \Rightarrow D_{1max} = D_{2min}$

Dans notre mécanisme de variation de vitesse progressive, c'est un disque mobile qui fait varier la largeur de la gorge de la poulie, ce qui engendre un déplacement radial de la courroie. Ainsi, on peut écrire:

$$D_{1max} = D_{1min} + x \quad (1)$$

$$D_{2min} = D_{1max} - x \quad (2)$$

où  $D_{1min}$ ,  $D_{1max}$  : diamètres primitifs extrêmes de la poulie motrice.

$D_{2min}$ ,  $D_{2max}$  : diamètres primitifs extrêmes de la poulie réceptrice.

$x$  : déplacement radial de la courroie.

Or en faisant la somme des deux équations (1) et (2), on a l'expression suivante :

$$D_{1max} + D_{2min} = D_{1min} + D_{2max}$$

Comme:  $D_{1max} = D_{2min} = D$

Alors on a  $D = (D_{1min} + D_{2max})/2$

d'où on a

$D = 111,15 \text{ mm}$
-------------------------

## 2-1-3/ CALCUL DE LA LONGUEUR DE LA COURROIE ET DE L'ENTRAXE

### a/ CALCUL DE LA LONGUEUR DE LA COURROIE<sup>(8)</sup>

Des relations géométriques simples permettent de déterminer la longueur de la courroie :

$$L = \left[ 4.C^2 - (D_1 - D_2)^2 \right]^{1/2} + (1/2).(D_2.\theta_2 + D_1.\theta_1)$$

où  $C$  : entraxe

$D_1$ ,  $D_2$  : diamètres primitifs

$\theta_1$ ,  $\theta_2$  : angles d'enroulements

Mais pour faciliter les calculs on exprime la longueur de la courroie par la relation suivante:

$$L \simeq 2.C + (\pi/2).(D_1 + D_2) + (D_2 - D_1)^2/4.C^2$$

Pour un premier choix d'entraxe on doit vérifier la condition :

$$D_2 < C < 3.(D_2 + D_1)$$

alors on a:

$$177,2 < C < 666,9$$

Un entraxe trop grand risque de provoquer des vibrations indésirables et un ballotement du brin lâche. Par contre un entraxe trop court réduit l'angle de contact ce qui contribue à diminuer le rendement de transmission.

On prend un choix de C :

$$C = 333 \text{ mm}$$

donc après calcul on obtient:

$$L = 1028,152 \text{ mm}$$

La longueur normalisée la plus proche est celle dont la valeur est <sup>(7)</sup> :

$$L = 1000 \text{ mm}$$

b/ CALCUL DE L'ENTRAXE<sup>(8)</sup>

Le choix d'une longueur normalisée entraîne une modification correspondante de l'entraxe initial. Pour déterminer l'entraxe final, on procède de la façon suivante:

Soit

$$A = (D_1 + D_2)/2$$
$$B = (D_1 - D_2)^2/4$$

On obtient une première évaluation de l'entraxe à partir de l'équation suivante:

$$C' = (L - A)/2$$

avec  $A = (45 - 177,2)/2 = 111,15$

alors  $C' = 444,425 \text{ mm}$

Finalement la valeur de l'entraxe est donnée par la relation:

$$C'' = C' - B/(2.C')$$

avec  $B = (45 - 177,3)^2/4 = 4375.822$

Alors nous obtenons la valeur finale de l'entraxe:

$$C'' = 439,5 \text{ mm}$$

### 2-1-4/ CALCUL DES ANGLES D'ENROULEMENTS<sup>(8)</sup>

nous avons

$$\theta_1 = \pi - 2.\beta$$

$$\theta_2 = \pi + 2.\beta$$

Avec

$$\beta = \text{Arcsin} \left[ \frac{D_2 - D_1}{2.C} \right]$$

le calcul numérique nous donne:

$\beta = 17,52 \text{ deg}$	$\theta_1 = 145 \text{ deg}$	$\theta_2 = 215 \text{ deg}$
-----------------------------	------------------------------	------------------------------

### 2-1-5/ ANALYSE DES FORCES<sup>(8)</sup>

- Effort périphérique sur la poulie motrice :

$$F = \frac{P}{v}$$

où P : puissance à transmettre

v : vitesse linéaire

on a

$$v = \pi.D.N/60$$

$$v = 3,297 \text{ m/s}$$

d'où finalement

$$F = 455 \text{ N}$$

- Efforts de tension :

Les expressions des tensions sont données par les expressions suivantes :

\*\* Effort de tension dans le brin tendu:

$$F_1 = \frac{P}{v} \cdot \frac{\exp(f_e.\theta)}{\exp(f_e.\theta) - 1} + m.v$$

où

$f_e$  : coefficient de frottement équivalent

$$f_e = f / \sin(\psi / 2) \quad \psi : \text{angle de gorge}$$

f : coefficient de frottement

\*\* Effort de tension dans le brin mou:

$$F_2 = F_1 - (P/v)$$

\*\* Effort de tension de pause:

$$F_0 = (F_1 + F_2) / 2$$

\*\* Effort dû à la force centrifuge:

$$F_c = m \cdot v^2$$

Le calcul numérique nous donne, en sachant que pour les courroies en caoutchouc le coefficient de frottement est de l'ordre de 0,3 et la masse par unité de longueur est égale à 0,2184 Kg /m.

$f_e = 1,33$	$F_1 = 473,6 \text{ N}$	$F_2 = 18,6 \text{ N}$	$F_3 = 246,1 \text{ N}$	$F_c = 2,374 \text{ N}$
--------------	-------------------------	------------------------	-------------------------	-------------------------

## 2-1-6/ CALCUL DES CONTRAINTES AGISSANT DANS LA COURROIE <sup>(8)</sup>

- Contrainte normale dans le brin tendu:

$$\sigma = F / S$$

- Contrainte due à la force centrifuge:

$$\sigma_c = F_c / S$$

- Contrainte due à la flexion:

$$\sigma_f = E_f \cdot e / D$$

où

e : épaisseur de la courroie

$E_f$  : module d'élasticité en flexion

D : diamètre de la poulie

S : section de la courroie

Le calcul numérique nous donne des valeurs des contraintes en MPa avec  $E_f = 18 \text{ MPa}$ .

$\sigma_1 = 2,602$	$\sigma_2 = 0,102$	$\sigma_c = 0,013$	$\sigma_{f1} = 3,200$	$\sigma_{f2} = 0,812$
--------------------	--------------------	--------------------	-----------------------	-----------------------

Pour que l'utilisation de la courroie soit sécuritaire, il faut que la somme de ces contraintes soit inférieure à la contrainte admissible qui est de l'ordre de 50 MPa pour les courroies courrantes.

on a

$$\sigma = \sigma_i + \sigma_c + \sigma_t$$

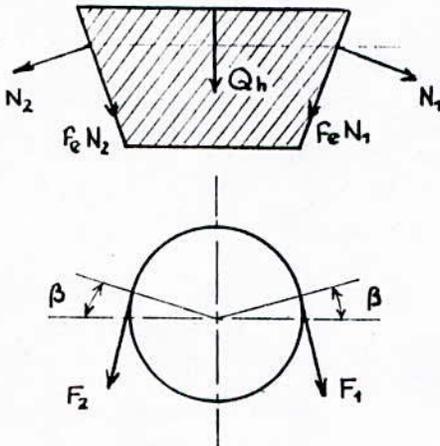
$$\sigma = 6,729 < [\sigma]$$

Donc notre courroie est fiable.

## 2-1-7/ CALCUL RELATIF AUX FLASQUES

### 1/ CALCUL DES EFFORTS DE LA COURROIE SUR LE FLASQUE

a/efforts dans le plan vertical :



(fig:2-2)

On a aussi

où

$N_1$  : action de la courroie sur le flasque mobile

$N_2$  : action de la courroie sur le flasque fixe

nous avons

$$Q = 2 \cdot N_1 (\sin(\psi) + f_e \cdot \cos(\psi))$$

$$N_1 = Q_v / (2 \cdot (\sin(\psi) + f_e \cdot \cos(\psi)))$$

$$N_2 = (F_1 + F_2) \cdot \cos(\beta)$$

d'où on a :

$$N_1 = \frac{(F_1 + F_2) \cdot \cos(\beta)}{2 \cdot (\sin(\psi) + f_e \cdot \sin(\psi))}$$

le calcul donne

$$N_1 = 154,29 \text{ N}$$

b / Efforts dans le plan horizontal :

On a

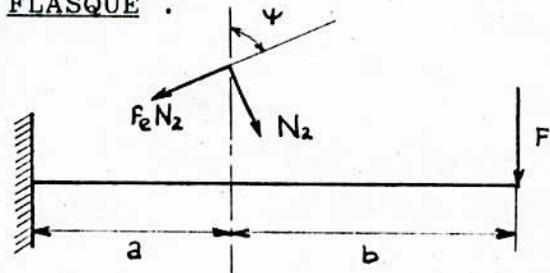
$$Q_h = (F_1 - F_2) \cdot \sin(\beta)$$

$Q_h$  : action horizontale de la courroie

$$Q_h = 137 \text{ N}$$

## 2/ ETUDE DE L'EQUILIBRE DU FLASQUE .

a/ PLAN OXY



Avec  $a = 33 \text{ mm}$  ;  $b = 40 \text{ mm}$  .

(fig:2-3)

$F$  : Effort dû au poids des éléments de la  
commande manuelle  $F = 20 \text{ N}$

alors on a :

Selon l'axe OX.

$$R_{x1} - N_1 \cdot \cos(\psi) + f_e \cdot N_1 \cdot \sin(\psi) = 0$$

donc

$$R_{x1} = (\cos(\psi) - f_e \cdot \sin(\psi)) \cdot N_1$$

$$R_{x1} = 104,2 \text{ N}$$

Selon l'axe OY.

$$F - R_{y1} + \sin(\psi) \cdot N_1 + f_e \cdot N_1 \cdot \cos(\psi) = 0$$

donc

$$R_{y1} = (\sin(\psi) + f_e \cos(\psi)) \cdot N_1 + F$$

$$R_{y1} = 254,7 \text{ N}$$

la somme des moments donne :

$$73 \cdot F - M_y + ((f_e \cdot \sin(\psi) - \cos(\psi)) \cdot D_1 / 2 + (\sin(\psi) + f_e \cos(\psi)) \cdot 33) \cdot N_1 = 0$$

on a donc

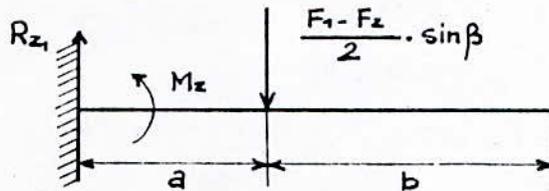
$$M_y = 73 \cdot F + ((f_e \cdot \sin(\psi) - \cos(\psi)) \cdot D_1 / 2 + 33 \cdot (\sin(\psi) + f_e \cdot \cos(\psi)))$$

alors nous obtenons:

$$M_y = 6,87 \text{ N.m}$$

b/ PLAN OXZ

Selon l'axe OZ.



(fig:2-4)

$$(F_1 - F_2) \cdot \sin(\beta) / 2 - R_{z1} = 0$$

$$R_{z1} = (F_1 - F_2) \cdot \sin(\beta) / 2$$

$$R_{z1} = 68.5 \text{ N}$$

la somme des moments nous donne:

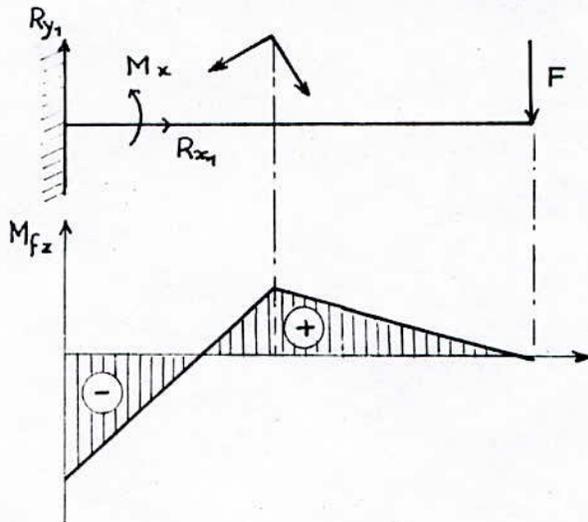
$$M_z = (F_1 - F_2) \cdot 33 \cdot \sin(\beta) / 2$$

$$M_z = 2,26 \text{ N.m}$$

3/CALCUL DE RESISTANCE DU FLASQUE

a/CALCUL DES MOMENTS DE FLEXION .

\*\* SELON LE PLAN VERTICAL :



(fig:2-5)

$$0 < x < 33$$

$$M_{fz} = R_{y1} \cdot x - M_x$$

$$M_{fz} = 0,255 \cdot x - 6,87$$

pour :  $x = 0$        $M_{fz} = -6,87 \text{ N m}$

$x = 33$        $M_{fz} = 1,54 \text{ N m}$

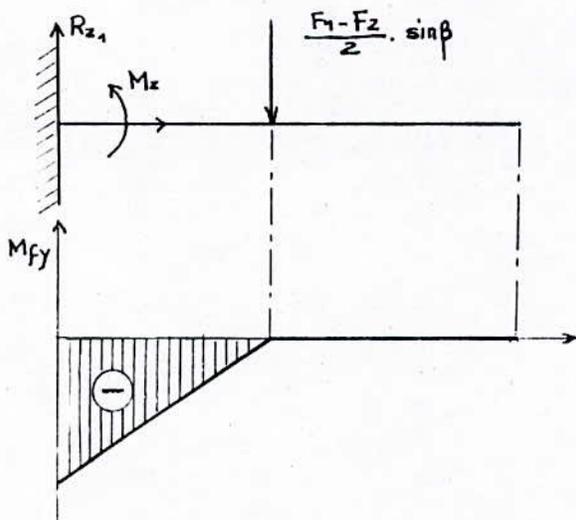
$$- 33 < x < 40$$

$$M_{fz} = 0,020 \cdot x - 1,46$$

pour       $x = 33$        $M_{fz} = -0,8 \text{ N m}$

$x = 43$        $M_{fz} = 0$

\*\* SELON LE PLAN HORIZONTAL .



(fig:2-6)

$$- 0 < x < 33$$

$$M_{fy} = R_{z1} \cdot x - M$$

$$M_{fy} = 0,068 \cdot x - 2,26$$

pour  $x = 0$        $M_{fy} = - 2,26 \text{ N m}$

$x = 33$        $M_{fy} = 0 \text{ N m}$

De ces calculs on peut conclure que la section critique est

située au niveau de l'encastrement.

la valeur du moment résultant est :

$$M_f = (M_{fz}^2 + M_{fy}^2)^{1/2}$$

$$M_f = 7,23 \text{ N m}$$

b/CALCUL DU DIAMETRE MINIMAL DE L'ARBRE DU FLASQUE.

Nous avons le module de résistance de la section

$$W_o = 2.W_z = 2 I_o / D$$

avec  $I_o = \Pi.(D^4 - d^4)/32$

Où D, d : diamètres extérieur et intérieur du flasque

La contrainte réduite est:

$$\sigma_r = M_r / W_z = 32.M_r . D / (\Pi.(D^4 - d^4))$$

Où  $M_r$  : moment réduit qui selon la théorie de VON-MISES-HENCKI est donné par l'expression

$$M_r = (M_f^2 + 3.M_t^2 / 4)$$

avec  $M_f$  : moment de flexion résultant

$M_t$  : moment de torsion dû au couple du moteur

$$M_t = 10,2 \text{ N m}$$

après calcul nous obtenons:

$$M_r = 12,5 \text{ N m}$$

En utilisant la condition:

$$\sigma_r < [\sigma]$$

nous avons

$$\frac{32.M_r.D}{\Pi.(D^4 - d^4)} < [\sigma]$$

Où  $[\sigma] = b. \left[ 0,18.\sigma_r ; 0,33.\sigma_e \right]_{\min}$

avec

$\sigma_r$  : contrainte de rupture

$\sigma_e$  : limite d'élasticité

$$b \begin{cases} 1 & : \text{pour arbre sans concentration de contraintes} \\ 0,75 & : \text{pour arbre avec concentration de contraintes} \end{cases}$$

Nous utilisons pour le flasque un alliage d'aluminium ayant pour caractéristiques :

$$\sigma_r = 330 \text{ MPa} \quad \text{et} \quad \sigma_e = 200 \text{ MPa}$$

$$[\sigma] = 0,75. \left[ 0,18.330 ; 0,33.200 \right]_{\min}$$

$$[\sigma] = 44,55 \text{ MPa}$$

nous adoptons un diamètre intérieur :  $d = 24 \text{ mm}$

Le diamètre extérieur minimal sera donné par l'équation.

$$139730.D^4 - 400.D - 46359,62 > 0$$

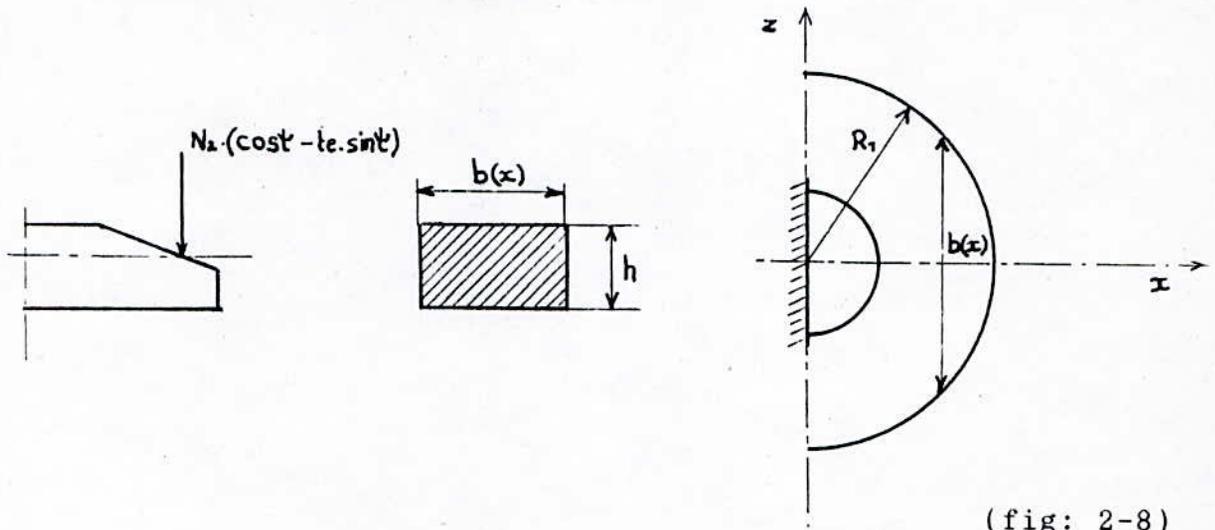
Une résolution numérique de l'équation nous donne:

$$D > 25,3 \text{ mm}$$

Pour notre conception nous adopterons un diamètre minimal

$$D = 30 \text{ mm}$$

#### 4/CALCUL DE L'ÉPAISSEUR DU FLASQUE



(fig: 2-8)

Pour le calcul de l'épaisseur du flasque, nous le modélisons par une poutre encastree d'un côté et soumise à une force concentrée de l'autre.

Le moment de flexion est maximal à l'encastrement

on a donc 
$$M_{f_{\max}} = N_2 \cdot (\cos(\psi) - f_e \sin(\psi)) \cdot l$$

La courroie étant en position de diamètre maximum

Nous avons 
$$N_1 = 149,6 \text{ N}$$

d'où 
$$M_{f_{\max}} = 5,9 \text{ N m}$$

Le module de résistance est minimal à :  $x = r_{p1}$

$$W_{z_{\min}} = b_{\min} \cdot x \cdot h / 6 = (R^2 - r^2)^{1/2} \cdot h^2 / 3$$

$$\sigma_{\max} = M_{f_{\max}} / W_{f_{\min}} = 3M_{f_{\max}} / ((R^2 - r^2) \cdot h^2)$$

En utilisant la condition:

$$\sigma_{\max} < [\sigma]$$

alors on a:

$$h > \left[ \frac{3 \cdot |M_{f_{\max}}|}{[\sigma] \cdot [R^2 - r_{p1}^2]} \right]^{1/2}$$

En utilisant les données suivantes:

$$[\sigma] = 44,55 \text{ MPa} ; R = 55,6 \text{ mm} ; r = 22,5 \text{ mm}$$

nous obtenons

$$h > 2,79 \text{ mm}$$

Pour notre conception nous utiliserons:

$$h = 4 \text{ mm}$$

## 2-1-8/ CALCUL DU SYSTEME VIS-ECROU DE LA COMMANDE MANUELLE

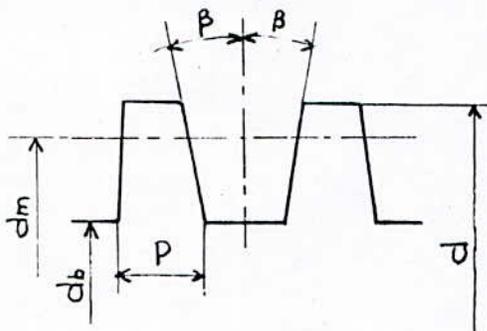
### a/ CHOIX DU MATERIAU

Nous utiliserons un acier E 32 ayant pour caractéristique:

$$\sigma_r = 320 \text{ MPa} \quad \sigma_e = 180 \text{ MPa}$$

### b/ CHOIX ET TYPE DU FILET

Le profil ISO à pas fin



$$\beta : 30^\circ$$

$d$  : diamètre nominal

$d_m$  : diamètre moyen

$d_b$  : diamètre de base

$p$  : 1,5 pas

(fig:2-9)

### c/ CLCUL DE LA LONGUEUR DE L'ECROU

Les trois modes de faillite possible des filets sont:

- le cisaillement à la base des filets de la vis
- le cisaillement à la base des filets de l'écrou
- l'usure des filets due à la pression de contact

C'est en prenant un écrou suffisamment long que l'on évitera la faillite. Par conséquent on choisira la longueur la plus grande parmi celle que l'on obtient en calculant les trois modes de faillites

\* faillite due au cisaillement des filets de la vis.

Pour le cisaillement à la base des filets de la vis on a <sup>(8)</sup> :

$$\tau = \frac{F_a}{\pi \cdot d_r \cdot t \cdot n}$$

où

$F_a$  : charge axial

$d_r$  : diamètre à la racine

$t$  : épaisseur du filet à la racine

$n$  : nombre de filets recouverts par l'écrou

En sachant que la contrainte permise en cisaillement est <sup>(8)</sup> :

$$\tau = \frac{0,577 \cdot \sigma_e}{K_s}$$

où

$\sigma_e$  : limite d'élasticité

$K_s$  : facteur de sécurité

La longueur nécessaire de l'écrou afin d'éviter le cisaillement des filets de la vis sera donc obtenue de ces deux équations <sup>(8)</sup> :

alors

$$L_v = n \cdot p = \frac{p \cdot F_a \cdot K_s}{0,577 \cdot \sigma_e \cdot \pi \cdot d_r \cdot t}$$

\* faillite due au cisaillement des filets de l'écrou

La longueur nécessaire à l'écrou pour éviter le cisaillement de ces filets est donnée par l'expression <sup>(8)</sup> :

$$L_e = n \cdot p = \frac{p \cdot F_a \cdot K_s}{0,577 \cdot \sigma_e \cdot \pi \cdot d \cdot t}$$

\* faillite due à l'usure

La longueur nécessaire à l'écrou pour éviter l'usure est <sup>(5)</sup> :

$$L_e = \frac{4 \cdot p \cdot F_a}{\pi \cdot (d^2 - d_r^2) \cdot P_{adm}}$$

où  $P_{adm}$  : pression admissible sur le filet. Elle est de l'ordre de 15 MPa.

Pour le calcul final de la longueur de l'écrou nous avons :

$$L = \max(L_v ; L_e ; L_u)$$

avec les données suivantes :

$$d = 84 \text{ mm} ; d_r = 81,54 \text{ mm} ; t = 2 \text{ mm} \text{ et } P_{adm} = 15 \text{ MPa}$$

$$L = 0,048 \text{ mm}$$

Pour notre conception nous utiliserons :

$$L = 5 \text{ mm}$$

## 2-1-9/CALCUL DU RESSORT DE LA POULIE RECEPTRICE<sup>(9)</sup>

Nous adoptons un ressort hélicoïdal en acier à section circulaire constante, de diamètre  $d$  et un diamètre moyen  $D$ .

Le ressort est soumis à la compression par une force axiale d'intensité.

$$F_a = N_2 \cdot (\cos(\psi) - f_e \cdot \sin(\psi))$$

$$F_a = 104,2 \text{ N}$$

En prenant un acier ayant une contrainte admissible au cisaillement de 350 MPa, le diamètre du fil devra satisfaire à la relation :

$$d > \left[ \frac{8 \cdot F_a \cdot D}{\pi \cdot [\tau]} \right]^{1/3}$$

Le ressort a un diamètre moyen :

$$D = 55 \text{ mm}$$

alors après calcul nous obtenons:

$$d > 3,12 \text{ mm}$$

Pour notre mécanisme nous avons:

$$d = 4 \text{ mm}$$

Les longueurs de fonctionnement du ressort sont:

$$l_{\min} = 40 \text{ mm}$$

$$l_{\max} = 54,27 \text{ mm}$$

La longueur écrasée du ressort est alors

$$L_e = \frac{8.F_a.N.D_m^2}{G.d^4}$$

G : module de cisaillement      G = 80 MPa

N : nombre de spires effectives

alors on a:

$$L = 6,78.N$$

Le nombre de spires est obtenu en vérifiant

$$L < l_{\min} \text{ on obtient } N < 6$$

Pour notre mécanisme nous avons:

$$N = 5$$

La constante de raideur du ressort est donnée par l'expression

$$k = G.d^4 / (8.N.D^3)$$

le calcul numérique nous donne:

$$k = 3077 \text{ N/m}$$

Pour assurer un contact permanent du flasque mobile avec la courroie on a :

$$F_s > K.(l_{\max} - l)$$

F : force délivrée par le ressort

On obtient:

$$l > 88 \text{ mm}$$

alors nous adoptons:

$l = 89 \text{ mm}$
---------------------

## 2-1-10/ CHOIX ET VERIFICATION DES CLAVETTES

a/ CLAVETTE DU MOTEUR :

Nous choisissons une clavette usuelle en acier en forme A.  
Les dimensions de la clavette sont :

clavette forme A de 8 x 7 x 20

\*\*\*/ VERIFICATION AU MATAGE

La pression admissible de matage est de l'ordre de 150 MPa<sup>(9)</sup>.

Les pressions entre la clavette et l'arbre, la clavette et le moyeu, sont respectivement:

$$P_a = F_t / (b.l) \quad \text{et} \quad P_m = F_t / (a.l)$$

avec  $F_t = 2.C / d$   $F = 850 \text{ N}$

on a donc  $P_a = 10,62 \text{ MPa}$

$$P_m = 14,16 \text{ MPa}$$

donc nous avons  $P_a < P_m < P_{adm}$

la clavette est résistante au matage.

\*\*\*/ VERIFICATION AU CISAILLEMENT

La contrainte admissible au cisaillement de l'acier est:

$$[\tau] = 60 \text{ MPa}$$

on a la contrainte de cisaillement

$$\tau = F/S \Rightarrow \tau = 5,31 \text{ MPa} < [\tau]$$

de là on peut conclure que notre clavette est convenable.

#### b/ CLAVETTE DU FLASQUE FIXE.

On a une clavette : Forme A de 10 x 8 x 40

nous avons:

$$F_t = 637,5 \text{ N}$$
$$P_\alpha = 1,59 \text{ MPa}$$
$$P_m = 5,31 \text{ MPa}$$
$$\tau = 1,59 \text{ MPa}$$

Notre clavette est convenable.

## 2-1-11/ CHOIX ET CALCUL DES ROULEMENTS

Les roulements dans le mécanisme de commande manuelle du variateur sont chargés essentiellement axialement.

La charge axiale est:

$$F_\alpha = N_2 \cdot [\cos(\psi) - f_e \cdot \sin(\psi)]$$

$$F_\alpha = 104,2 \text{ N}$$

Pour des raisons de résistance du flasque fixe, le diamètre minimal de la bague intérieure du roulement doit être supérieur ou égale à 30 mm.

#### a/- CALCUL DU ROULEMENT R1

Alors pour le roulement 1, nous adoptons celui désigné par:

35 BC 02 <sup>(10)</sup>

#### CALCUL DE LA CHARGE EQUIVALENTE

On a  $F_\alpha / F_r = 5,21 > e$

d'où  $X = 0,56$  ;  $Y = 1$

alors on a:  $P = X \cdot F_\alpha + Y \cdot F_r$

On obtient après calcul une charge équivalente:

$$P = 115,4 \text{ N}$$

LA DUREE DE VIE

$$L = (C / P)^n \quad (n = 3 \text{ pour un roulement à bille})$$

$$L = (1960/11,54)^3 = 4899 \text{ millions de tours}$$

l'arbre tourne à 1410 tr/min

$$L_h = 57 \ 90 \ 180 \text{ heures}$$

b/- CALCUL DU ROULEMENT R2

Pour des raisons de conception, on a un diamètre intérieur de 45 mm<sup>(10)</sup>.

On choisit le roulement

45 BC 02

## 2-2 / DIMENSIONNEMENT DES ELEMENTS CONSTITUTIFS DU REDUCTEUR

La deuxième partie de cette étude sera consacrée au dimensionnement des éléments constitutifs du réducteur.

Le réducteur est composé de deux étages avec respectivement un rapport de réduction de 5,61 est 1,78 pour le choix de ces rapports on s'est inspiré de la scie mécanique SM3 fabriquée par l'entreprise PMO.

### 2-2-1 / CALCUL DU PREMIER ETAGE:

Les données de l'installation sont:

Puissance du moteur: 1.5 KW  
Rapport de réduction: 5,61  
Pignon et roue en acier de cémentation 60 HRC  
Engrenage à denture droite.

#### a - CALCUL DU MODULE:

Le module est défini par la relation suivante:

$$m \geq \left[ \frac{2 \cdot C_m}{t \cdot \Pi \cdot Z_1 \cdot \sigma_c \cdot y} \right]^{1/3}$$

où  $C_m$  : Couple transmis par paire de dents  
 $Z_1$  : Nombre de dents du pignon  
 $\sigma_c$  : Contrainte pratique à l'extention  
 $y$  : Facteur de forme

- le couple transmis par paire de dents est défini tel que:

$$C_n = C_1 / n$$

où  $n$  : nombre de paires de dents lors de l'engrènement  
(on choisit  $n = 3$ )

$C_1$  : couple moteur

$$C_1 = P/\omega_1 \quad \text{avec} \quad \omega_1 = \pi \cdot n_1 / 30$$

après calcul nous obtenons:

$$C_1 = 71,98 \text{ N.m}$$

- pour notre choix d'acier de cémentation pour la roue et le pignon on a:

$$\sigma_c \simeq 15 \text{ daN /mm}^2$$

- le facteur de forme est défini par la relation:

$$y = 0,154 - 1,2/Z_1$$

on choisi  $Z_1 = 18$  ( $Z_1 > 17$  pour éviter les interférences)

$$\text{on a} \quad y = 0,154 - \frac{1,2}{18} = 0,087$$

le calcul final du module nous donne:

$$m \geq \left[ \frac{2 \cdot 71,98 \cdot 10^3}{10 \cdot 3 \cdot 3,14 \cdot 18 \cdot 150 \cdot 0,087} \right]^{1/3} \simeq 1,87$$

On choisit un module normalisé de:

$$m = 2$$

Nous obtenons les diamètres primitifs:

$$D_1 = 36 \text{ mm}$$

$$D_2 = 202 \text{ mm}$$

b-CALCUL DE LA PRESSION SUPERFICIELLE <sup>(11)</sup>:

Le calcul de la pression superficielle nous permet d'avoir un aperçu sur les conditions auxquelles les dentures sont soumises. Car une pression superficielle très élevée peut engendrer des détériorations superficielles qui se manifestent par des piqures ou des trous qui peuvent se développer et devenir destructifs.

La pression superficielle est définie par la relation suivante:

$$\sigma_{Ho} = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot \left[ \frac{F_t \cdot (U + 1)}{b \cdot D_1 \cdot U} \right]^{1/2}$$

où

- $Z_H$  : Facteur géométrique
- $Z_E$  : Facteur d'élasticité
- $Z_\varepsilon$  : Facteur de conduite
- $F_t$  : Effort tangentielle
- $U$  : Rapport de réduction
- $b$  : largeur de la denture
- $D_1$  : Diamètre primitif du pignon

-  $Z_H$  : pour  $\alpha = 20^\circ$  et denture non déportée on a :

$$Z_H = 2,5$$

-  $Z_E$  : pour roue et pignon en acier de cémentation on a :

$$Z_E = 61 (\text{daN/mm}^2)^{1/2}$$

-  $Z_\varepsilon$  : le facteur de conduite est donné par la relation suivante

$$Z_\varepsilon = \left[ (4 - \varepsilon_\alpha) / 3 \right]^{1/2}$$

on a

$$\varepsilon_\alpha = v_1 \cdot U_1 + y_2 \cdot U_2$$

où  $\varepsilon_\alpha$  : rapport de conduite

avec  $y_1 = y_2 = 1$  (pour dentures normales).

et  $U_1 = 0,78$  ;  $U_2 = 0,92$

alors  $Z_\varepsilon = 0,876$

-  $F_t$  : pour le calcul de l'effort tangentielle on a :

$$F_t = 2 \cdot \frac{C}{D_1} = 2 \cdot \frac{71,98}{0,036} = 4000 \text{ N}$$

En substituant toutes les valeurs des facteurs, le calcul final de la pression superficielle nous donne:

$$\sigma_{Ho} = 2,5 \cdot 61 \cdot 0,87 \cdot \left( \frac{400 \cdot 6,61}{27 \cdot 36 \cdot 5,61} \right)^{1/2} \quad \text{avec } b / D_1 = 0,75$$

on a

$$\sigma_{Ho} = 92,38 \text{ daN / mm}^2$$

Notre choix d'acier de cémentation convient avec une bonne marge de sécurité, car pour les aciers de cémentation avec 60 HRC nous avons:

$$\sigma_{Hlim} = 150 \text{ daN / mm}^2$$

où  $\sigma_{Hlim}$  : limite de pression de Hertz répétée qui peut être supportée en permanence.

### c- RÉSISTANCE À LA RUPTURE <sup>(11)</sup>:

La résistance à la rupture est évidemment une qualité importante pour un engrenage. Une rupture de dent est une avarie dont la rapidité et l'imprévisibilité peuvent avoir des répercussions très néfastes pour notre machine.

La valeur de la contrainte au pied de dent est donnée par la formule suivante:

$$\sigma_{Fa} = \left( \frac{F_t}{h \cdot m} \right) \cdot v_{Fa} \cdot v_{\epsilon} \cdot v_{sa}$$

où  $v_{Fa}$  : Facteur de charge appliquée au sommet  
 $v_{\epsilon}$  : Facteur de conduite

$y_{sa}$  : Facteur de concentration de contraintes avec les conditions de charge appliquées au sommet

les différentes valeurs sont:

$$\begin{aligned} * y_{Fa} : \text{ pour } \alpha = 20^\circ & ; & h_a / m = 1 \\ & & h_{ao} / m = 1,25 ; & S_{ao} / m = 0,38 \end{aligned}$$

$$y_{Fa} = 2,91$$

$$* y_\varepsilon : \quad y_\varepsilon = 0,25 + (0,75 / \varepsilon_\alpha)$$

$$y_\varepsilon = 0,69$$

\*  $y_{sa}$  : pour la même denture

$$y_{sa} = 1,57$$

Après substitution des facteurs, le calcul final de la contrainte nous donne:

$$\sigma_{Fo} = 23,35 \text{ daN} / \text{mm}^2$$

Cette valeur est acceptable car pour les aciers de cémentation avec 60 HRC on a:

$$\sigma_{Flim} \simeq 45 \text{ daN} / \text{mm}^2$$

où  $\sigma_{Flim}$  : Limite d'endurance normale à la rupture

#### d- CALCUL DE VÉRIFICATION DES DENTURES :

Le calcul de vérification que nous allons aborder nous permettra de nous prononcer sur le choix du module et le matériau utilisé.

On a les données suivantes:

$D_1$	$D_2$	U	$Z_1$	$Z_2$	$\alpha$	b
36 mm	202 mm	5,61	18	101	20°	27 mm
m	HRC	Qualité denture		Vitesse tangentielle		
2	60	5 (ISO)		$V_t = 1,48 \text{ m/s}$		

CAPACITÉ DE CHARGE À LA PRESSION SUPERFICIELLE <sup>(11)</sup> :

$$P_{adm} = \frac{C_1 \cdot C_2 \cdot C_3 \cdot C_4 \cdot C_5 \cdot C_6}{K_B}$$

où  $P_{adm}$  : puissance admissible  
 $C_i$  : facteurs  
 $K_B$  : facteur de service

Calcule des facteurs:

\*  $K_B$  : le facteur de service est donné par l'expression suivante

$$K_B = K_A \cdot \frac{K_R}{Z_N^2}$$

où  $K_A$  : facteur d'application  
 $K_B$  : facteur de fiabilité  
 $Z_N$  : facteur de durée

Pour notre cas, machine à chocs modérés entraînée par un moteur électrique on a:

$$K_A = 1,25$$

Pour une installation à fiabilité normale et une durée de fonctionnement entre 8 et 10 heures on a:

$$K_R / Z_N^2 \approx 1$$

d'où on obtient  $K_B = 1,25$

$$* C_1 : C_1 = \frac{0,525 \cdot n_1 \cdot U_1}{(U_1 + 1)}$$

où  $n_1$  : nombre de tours / min du pignon  
 $U_1$  : rapport de réduction

nous avons:  $C_1 = 88,57$

$$* C_2 : C_2 = \frac{1}{Z_H^2 \cdot Z_E^2 \cdot Z_E^2}$$
$$C_2 = 0,202$$

$$* C_3 : C_3 = \frac{Z_v^2}{K_v}$$

pour une denture de qualité 5, la vitesse tangentielle

$$V_t = 1,46 \text{ m/s}$$

$$C_3 = 0,94$$

$$* C_4 : C_4 = \frac{b \cdot D_1 \cdot 10^{-6}}{K_{HB} \cdot K_{H\alpha}} \quad \text{avec } b = 27 \text{ mm ; } D_1 = 36 \text{ mm}$$

$$\frac{b}{K_{HB} \cdot K_{H\alpha}} = 23 \quad \text{avec} \quad \frac{b}{D_1} = 0,75$$

on a donc  $C_4 = 0,03$

$$* C_5 : C_5 = \frac{\sigma_{Hlim}^2}{Z_E}$$

$C_5 = 6$  pour HRC  $\approx$  60

\*  $C_{\sigma}$  : pour le cas de roue et pignon en acier de cémentation.

$$C_{\sigma} = 1$$

d'où en substituant les valeurs des facteurs nous obtenons:

$$P_{adm} = \frac{38,57.0,202.0,94.0,03.6.1}{1,25}$$

$$P_{adm} = 2,42 \text{ KW}$$

Notre moteur délivre une puissance de 1,5 KW. Donc on peut conclure que notre choix de dimensionnement est correct pour ce qui concerne la capacité de charge à la pression superficielle.

CALCUL DE LA CAPACITÉ DE CHARGE À LA RUPTURE <sup>(11)</sup>:

$$K_B \cdot P_{adm} = C_{B1} \cdot C_{B2} \cdot C_{B3} \cdot C_{B4} \cdot C_{B5} \cdot C_{B6} \cdot C_{B7}$$

Les formules littéraires des différents facteurs sont:

$$C_{B1} = 0,524 \cdot 10^{-6} \cdot Z_1 \cdot \frac{m^2}{n} \cdot n_1$$

$$K_B = \frac{K_A \cdot K_R}{y_{NT}} \quad ; \quad C_{B2} = \frac{1}{y_{\epsilon} \cdot y_B \cdot \cos(\beta)}$$

$$C_{B3} = 1 / K_v \quad ; \quad C_{B4} = \frac{1}{y_{Sa} \cdot y_{Fa}}$$

$$C_{B5} = \frac{b}{K_{Fa} \cdot K_{F\beta}} \quad ; \quad C_{B6} = \sigma_{Flim} \cdot y_{ST}$$

$$C_{B7} = y_{STil} \cdot y_{RTil} \cdot y_X$$

Le calcul des différents facteur nous donne:

$$\begin{aligned} * \quad K_B &= 1,25 & ; & \quad C_{B1} = 7,51 \cdot 10^{-3} \\ * \quad C_{B2} &= 1,45 & ; & \quad C_{B3} = 1 \\ * \quad C_{B4} &= 0,204 & ; & \quad C_{B5} = 23 \\ * \quad C_{B6} &= 94,5 & ; & \quad C_{B7} = 1 \end{aligned}$$

donc on a 
$$P_{adm} = \frac{7,5 \cdot 10^{-3} \cdot 1,45 \cdot 1 \cdot 0,204 \cdot 23 \cdot 94,5 \cdot 1}{1,25}$$

$$P_{adm} = 3,86 \text{ KW}$$

On a une capacité de charge à la rupture qui est supérieure à la capacité de charge à la pression superficielle d'environ 40% ceci ne peut être que favorable car, la résistance à la repture est le facteur le plus important.

Tableau récapitulatif:

Caractéristiques		Pignon	Roue
Nombre de dents:	Z	18	101
Module:	m	2	2
Diamètre primitif:	$D_p$	36	202
Saillie:	$h = m$	2	2
Creux :	$h_f = 1,25 \cdot m$	2,5	2,5
Hauteur:	h	4,5	4,5
Largeur:	$b = k \cdot m$	27	27

## 2-2-2/ CALCUL DU DEUXIEME ETAGE

Pour le calcul du deuxième étage nous avons les données suivantes:

- Puissance du moteur: 1,5 KW
- Rapport de réduction: 1,78
- Pignon et roue en acier de cémentation 60 HRC
- Engrenage à denture droite

Le couple transmis est: 
$$C_1 = \frac{1500}{\omega_1}$$

avec 
$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 355}{30} = 37,16 \text{ rad / s}$$

on a 
$$C_1 = 40,37 \text{ rad / s}$$

Le couple transmis par paire de dents est (avec 3 paires de dents en engrenement).

$$C_m = C_1 / 3 = 13,45 \text{ N.m}$$

### a- CALCUL DU MODULE :

Le calcul du module nous donne:

$$m \geq \left[ \frac{2 \cdot 13,45 \cdot 10^3}{10 \cdot 3,14 \cdot 20 \cdot 150 \cdot 0,094} \right]^{1/3} \approx 1,45$$

on prend comme module normalisé

$$m = 1,5 \text{ mm}$$

d'où les diamètres primitifs qui sont:

$$D_1 = 30 \text{ mm}$$

$$D_2 = 54 \text{ mm}$$

#### b- CALCUL DE LA PRESSION SUPERFICIELLE :

La pression superficielle est donnée par l'expression suivante <sup>(11)</sup> :

$$\sigma_{Ho} = Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_E \cdot \left[ \frac{F_t \cdot (U + 1)}{b \cdot D_1 \cdot U} \right]^{1/2}$$

où

$$- Z_A = 2,5$$

$$- Z_E = 61 \text{ (daN / mm}^2\text{)}^{1/2}$$

$$- Z_\varepsilon = 0,887$$

on a avec  $b / D_1 = 0,5$  où  $b$  est la largeur de la denture

d'où

$$\sigma_{HO} = 130 \text{ daN / mm}^2$$

On remarque que notre pression de Hertz est assez proche de la limite possible qui est de  $150 \text{ daN / mm}^2$  pour un matériau de 60 HRC. Alors on propose d'augmenter la largeur des dentures telle que:

$$b / D_1 = 0,75 \quad \Rightarrow \quad b = 22,5$$

on a 
$$\sigma_{Ho} = 2,5.61.0,887. \left[ \frac{269.2,78}{22,5.30.1,78} \right]^{1/2}$$

d'ou

$$\sigma_{Ho} = 106,72 \text{ daN} / \text{mm}^2$$

On remarque que cette valeur reste assez élevée, mais elle est plus éloignée de la valeur admissible. Cependant ceci n'est pas néfaste pour les dentures, car les conditions de travail ne comportent pas toujours un couple résistant maximal, ceci n'est valable que dans le cas du sciage des métaux durs.

c- CALCUL DE LA RÉSISTANCE À LA RUPTURE :

La contrainte de rupture est donnée par l'expression suivante (11) :

$$\sigma_{Fa} = \left[ \frac{F_t}{b \cdot m} \right] \cdot y_{Fa} \cdot y_{\varepsilon} \cdot y_{sa}$$

avec  $F_t = 269 \text{ daN}$  ;  $b = 22,5 \text{ mm}$  ;  $m = 1,5$

les différentes valeurs des facteurs sont:

\*  $y_{Fa}$  : pour une denture non déportée ayant:

$$\alpha = 20^\circ, \quad h_a / m = 1, \quad h_{ao} / m = 1,25, \quad S_{ao} / m = 0,25$$

$$y_{Fa} = 2,9$$

\*  $y_{\varepsilon}$  :  $y_{\varepsilon} = 0,71$

\*  $y_{sa}$  :  $y_{sa} = 1,66$

d'où on a 
$$\sigma_{Fo} = \left[ \frac{269}{22,5.1,5} \right] \cdot 2,9.0,71.1,66$$

$$\sigma_{Fo} = 27,24 \text{ daN} / \text{mm}^2$$

Avec notre choix d'acier on a  $\sigma_{Flim} \approx 45 \text{ daN} / \text{mm}^2$  donc la valeur  $\sigma_{Fo}$  est acceptable.

d- CALCUL DE VÉRIFICATION DES DENTURES :

On a les données suivantes:

$D_1$	$D_2$	U	$Z_1$	$Z_2$	$\alpha$	b
30 mm	54 mm	1,78	20	36	20°	22,5 mm
m	HRC	Qualité denture		Vitesse tangentielle		
1,5	60	5 (ISO)		$V_t = 2,20 \text{ m/s}$		

CAPACITÉ DE CHARGE À LA PRESSION SUPERFICIELLE :

La puissance admissible qui peut être transmise est donnée par la relation suivante:

$$P_{adm} = \frac{C_1 \cdot C_2 \cdot C_3 \cdot C_4 \cdot C_5 \cdot C_6}{K_B}$$

$$* C_1 : C_1 = \frac{0,24 \cdot n_1 \cdot U_1}{(U_1 + 1)} = \frac{0,524 \cdot 355 \cdot 1,78}{2,78}$$

$$C_1 = 199,106$$

$$* C_2 : C_2 = 0,202$$

\*  $C_3$  : pour une vitesse  $V_t = 2,20 \text{ m/s}$  on a:

$$C_3 = 0,93$$

$$* C_4 : C_4 = \frac{b \cdot D_1 \cdot 10^{-6}}{K_{Ha} \cdot K_{H\beta}} \quad \text{avec } b / D_1 = 0,75, \text{ qualité ISO 5}$$

on a 
$$\frac{b}{K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}} = 23$$

$$C_4 = 0,018$$

\*  $C_5$  :  $C_5 = 6$  (HRC  $\approx$  60)

\*  $C_6$  :  $C_6 = 1$

Après substitution des facteurs et calcul nous obtenons:

$$P_{adm} = \frac{199,206.0,202.0,93.0,018.6}{1,25}$$

$$P_{adm} = 1,93 \text{ KW}$$

Donc on peut conclure que le choix de nos dimensions pour la capacité de charge à la pression superficielle est correct.

### CALCUL DE LA CAPACITÉ DE CHARGE À LA RUPTURE :

La puissance admissible à la rupture est définie par la relation suivante:

$$K_B \cdot P_{adm} = C_{B1} \cdot C_{B2} \cdot C_{B3} \cdot C_{B4} \cdot C_{B5} \cdot C_{B6} \cdot C_{B7}$$

où les différentes valeurs des facteurs sont:

\*  $K_B$  :  $K_B = 1,2$

\*  $C_{B1}$  :  $C_{B1} = 0,01$

\*  $C_{B2}$  :  $C_{B2} = 1,41$

\*  $C_{B3}$  :  $C_{B3} \approx 1$

\*  $C_{B4}$  :  $C_{B4} = 0,208$

- \*  $C_{B5}$  :  $C_{B5} = 20$
- \*  $C_{B6}$  :  $C_{B6} = 94,5$  (pour HRC  $\approx 60$ )
- \*  $C_{B7}$  :  $C_{B7} = 1$

Après substitution des facteurs et calcul nous obtenons:

$$P_{adm} = \frac{8,37 \cdot 10^{-3} \cdot 1,41 \cdot 1,0 \cdot 208 \cdot 20 \cdot 94,5}{1,25}$$

$$P_{adm} = 3,71 \text{ KW}$$

On a une capacité de charge à la rupture qui est supérieure à la capacité de charge à la pression superficielle, ce qui est très favorable.

Tableau récapitulatif:

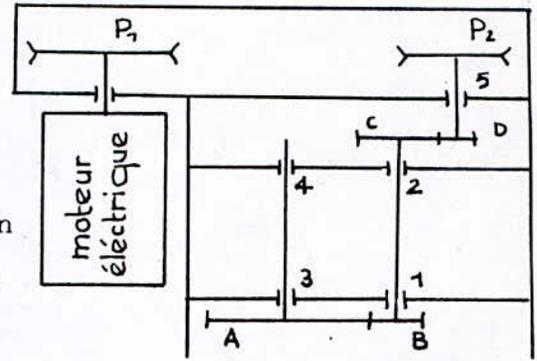
Caractéristiques		Pignon	Roue
Nombre de dents:	Z	20	30
Module:	m	1,5	1,5
Diamètre primitif:	$D_p$	30	54
Saillie:	$h = m$	1,5	1,5
Creux :	$h_f = 1,25 \cdot m$	1,875	1,875
Hauteur:	h	3,375	3,375
Largeur:	$b = k \cdot m$	22,5	22,5

### 2-2-3/ CALCUL DES ARBRES DU REDUCTEUR

Puissance du moteur: 1,5 KW

Diamètres minimales des roues:

$D_B = 36 \text{ mm}$        $D_A = 202 \text{ mm}$   
 $D_C = 54 \text{ mm}$        $D_D = 30 \text{ mm}$   
 Vitesse minimum de sortie: 35,5 c/mn  
 Vitesse maximum de sortie: 140 c/mn



(fig:2-10)

a/ CALCUL DU DIAMETRE MINIMUM DE L'ARBRE BC:

Effort sur la roue B:

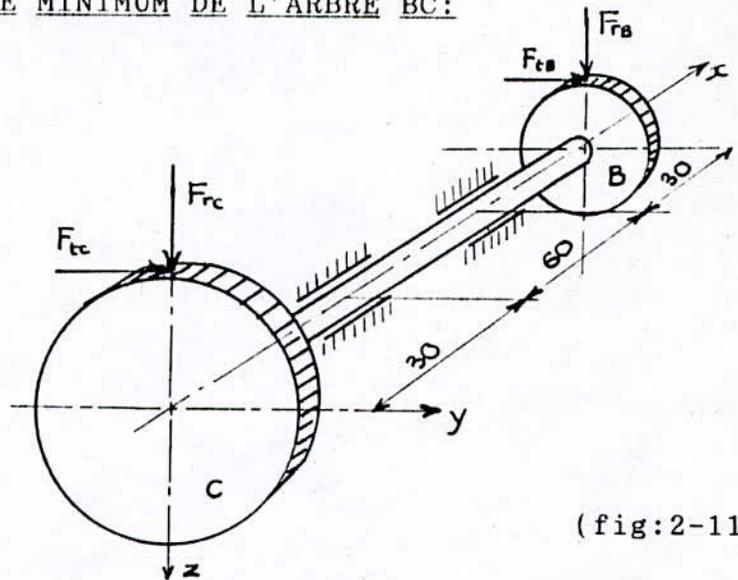
$$F_{tB} = 4000 \text{ N}$$

$$F_{rB} = 1455,881 \text{ N}$$

Effort sur la roue C:

$$F_{tC} = 2691,33 \text{ N}$$

$$F_{rC} = 279,564 \text{ N}$$



(fig:2-11)

CALCUL DES RÉACTIONS DES APPUIS:

Les équations d'équilibre nous donnent :

Plan oxy:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum F_{oy} : R_{y1} - F_{rB} - F_{rC} + R_{y2} = 0 \\ \sum M/z : 9 \cdot F_{rB} - 6 \cdot R_{y1} - 3 \cdot F_{rC} = 0 \end{array} \right.$$

$$R_{y1} = \frac{9 \cdot F_{rB} - 3 \cdot F_{rC}}{6} = \frac{9 \cdot 1455,881 - 3 \cdot 279,564}{6}$$

$$R_{y1} = 1694,040 \text{ N}$$

$$R_{y2} = F_{rC} + F_{rB} - R_{y1} = 1455,881 + 979,564 + 1694,040$$

$$R_{y2} = 741,405 \text{ N}$$

plan oxz :

$$\begin{cases} \sum F_{oz} : R_{z1} - F_{tB} - F_{tC} + R_{z2} = 0 \\ \sum M : 9.F_{tB} - 3.F_{tC} - 6.R_{z1} = 0 \end{cases}$$

donc on a :

$$R_{z1} = \frac{9.F_{tB} - 3.F_{tC}}{6} = \frac{9.4000 - 3.2691,33}{6}$$

$$R_{z1} = 4654,335 \text{ N}$$

et on a :

$$R_{z2} = F_{tC} + F_{tB} - F_{z1} = 4000 + 2691,330 - 4654,335$$

$$R_{z2} = 2036,995 \text{ N}$$

CALCUL DES MOMENTS DE FLEXION :

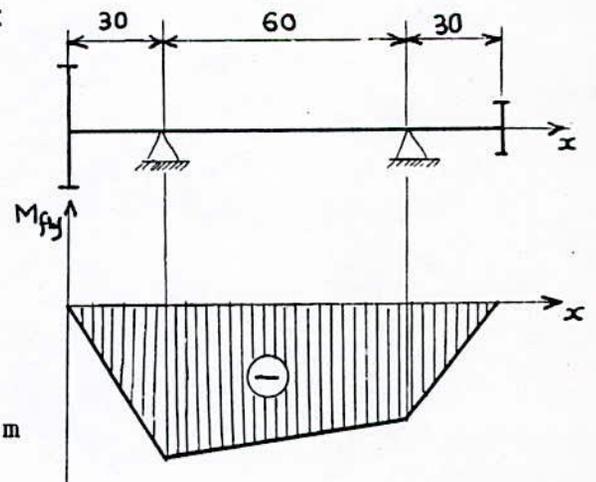
Plan oxy:

\* pour:  $0 \leq x \leq 30$

$$M_{fy} = - F_{rB} \cdot x$$

$$M_{fy} = - 1455,881 \cdot x$$

pour  $x = 30 \Rightarrow M_{fy} = - 436,764 \text{ N.m}$



(fig:2-12)

\* pour:  $30 \leq x \leq 90$

$$M_{fy} = (R_{y1} - F_{rB}) \cdot x - 3 \cdot R_{y1}$$

$$M_{fy} = 238,159 \cdot x - 5082,120$$

pour  $x = 30 \Rightarrow M_{fy} = -4367,643 \text{ N.m}$

pour  $x = 90 \Rightarrow M_{fy} = -2938,689 \text{ N.m}$

\* pour:  $90 \leq x \leq 120$

$$M_{fy} = (R_{y1} + R_{y2} - F_{rB}) \cdot x - 3 \cdot R_{y1} - R_{y2}$$

$$M_{fy} = 979,564 \cdot x - 11754,765$$

pour  $x = 90 \Rightarrow M_{fy} = -293,869 \text{ N.m}$

pour  $x = 120 \Rightarrow M_{fy} = 0 \text{ N.m}$

Plan  $oxz$ :

\* pour:  $0 \leq x \leq 30$

$$M_{fz} = -F_{tB} \cdot x$$

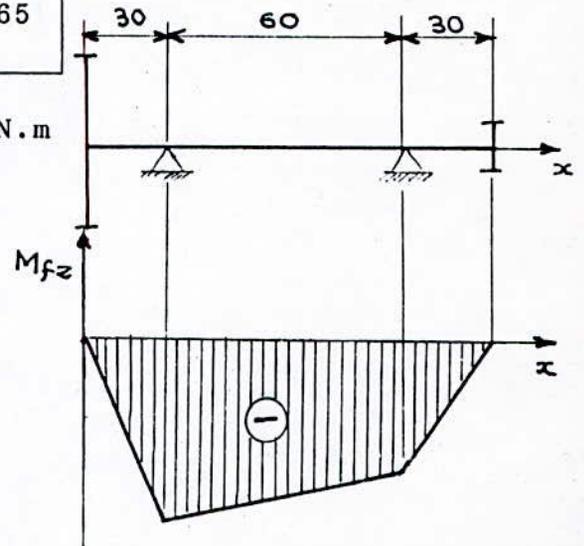
$$M_{fz} = -4000 \cdot x$$

pour:  $x = 30 \Rightarrow M_{fz} = -1200 \text{ N.m}$

\* pour:  $30 \leq x \leq 90$

$$M_{fz} = (R_{z1} - F_{tB}) \cdot x - 3 \cdot R_{z1}$$

$$M_{fz} = 654,335 \cdot x - 13963,005$$



(fig:2-13)

$$\text{pour } x = 30 \quad \Rightarrow \quad M_{fz} = - 1200 \text{ N.m}$$

$$\text{pour } x = 90 \quad \Rightarrow \quad M_{fz} = - 807,399 \text{ N.m}$$

\* pour:  $90 \leq x \leq 120$

$$M_{fz} = (R_{z1} + R_{z2} - F_{tB}) \cdot x - 3 \cdot R_{z1} - 9 \cdot R_{z2}$$

$$M_{fz} = 2691,330 \cdot x - 32295,960$$

$$\text{pour } x = 90 \quad \Rightarrow \quad M_{fz} = - 8073,990 \text{ N.m}$$

$$\text{pour } x = 120 \quad \Rightarrow \quad M_{fz} = 0 \text{ N.m}$$

Moment de torsion:

Le moment de torsion est constant, et il est égale à:

$$M_t = 72,666 \text{ N.m}$$

Conclusion:

On peut conclure, que la section critique se trouve au niveau de l'appui 1. Elle est soumise à un moment de flexion résultant:

$$M_{fT} = \left[ (M_{fy1})^2 + (M_{fz1})^2 \right]^{1/2}$$

$$M_{fT} = \left[ (4367,643)^2 + (12000)^2 \right]^{1/2}$$

d'où on à:

$$M_{fT} = 127,70 \text{ N.m}$$

et un moment de torsion:

$$M_t = 72,666 \text{ N.m}$$

### CALCUL DU DIAMÈTRE DE L'ARBRE:

Calcul par code ASME<sup>(B)</sup> :

Ce code utilise la théorie de limitation statique basée sur le cisaillement maximal. Le code ASME définit la contrainte admissible comme étant la plus petite des valeurs suivantes:

$$\sigma_{adm} = b \cdot \left[ 0,18 \cdot S_{ut} , 0,30 \cdot S_y \right]_{\min}$$

avec

$$b \begin{cases} 1 & \text{avec concentration de contraintes} \\ 0,75 & \text{sans concentration de contraintes} \end{cases}$$

et  $S_{ut}$  : résistance à la rupture en traction  
 $S_y$  : limite d'élasticité

pour un acier à HB:223 on a:

$$S_{ut} = 740 \text{ MPa} , \quad S_y = 660 \text{ MPa}$$
$$S_p = (0,18 \cdot 740 ; 0,30 \cdot 660)_{\min} \cdot 0,75$$

$$S_p = 99,9 \text{ MPa}$$

on a l'expression qui donne le diamètre:

$$d = \left\{ \frac{5,1}{99,9 \cdot 10^6} \cdot \left[ (C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

où  $C_m, C_t$  : facteurs de charge  
 $M$  : moment fléchissant  
 $T$  : couple de torsion

pour un arbre de transmission subissant des chocs modérés:

$$C_m = 1,7 \quad C_t = 1,3$$

Après substitution des différents facteurs nous obtenons:

$$d = \left\{ \frac{5,1}{99,9 \cdot 10^6} \cdot \left[ (1,7 \cdot 127,70)^2 + (1,3 \cdot 72,666)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

donc

$d = 23 \text{ mm}$
---------------------

Calcul de vérification <sup>(12)</sup> :

$$d \geq \left[ \frac{32 \cdot M_r}{\pi \cdot \sigma_{adm}} \right]^{1/3}$$

$$M_r = \left[ (M_f)^2 + 3/4 \cdot (M_t)^2 \right]^{1/2}$$

$$M_r = \left[ (127,70)^2 + 3/4 \cdot (72,666)^2 \right]^{1/2}$$

$$M_r = 142,364 \text{ N.m}$$

d'ou

$$d \geq \left[ \frac{32 \cdot 142,364}{3,14 \cdot 99,9 \cdot 10^6} \right]^{1/3}$$

donc on prend un diamètre:

d	25 mm
---	-------

b/CALCUL DU DIAMETRE MINIMUM DE L'ARBRE A A:

Effort sur la roue A:

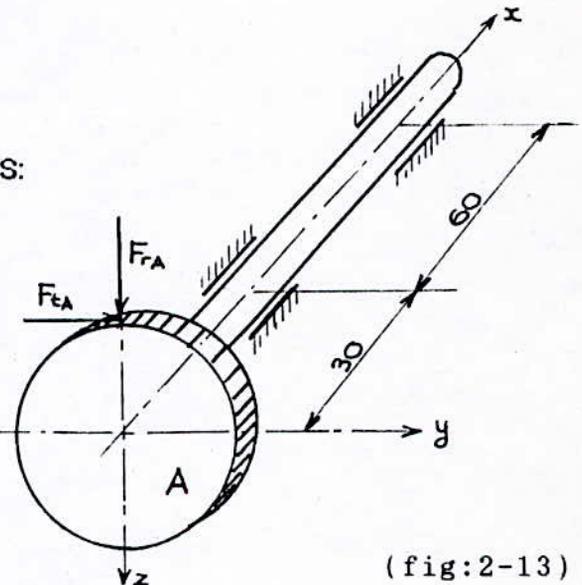
$$F_{tB} = 4000 \text{ N}$$

$$F_{rB} = 1455,881 \text{ N}$$

CALCUL DES RÉACTIONS DES APPUIS:

Plan oxy:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum F_{oy} : R_{y4} - F_{rA} + R_{y3} = 0 \\ \sum M/A : 9 \cdot F_{rA} - 6 \cdot R_{y3} = 0 \end{array} \right.$$



(fig:2-13)

$$R_{y3} = \frac{9 \cdot F_{rA}}{6} = \frac{9 \cdot 1455,881}{6}$$

$R_{y3} = 2083,821 \text{ N}$
-------------------------------

$$R_{y4} = F_{r4} - R_{y3} = 1455,881 - 2183,821$$

$R_{y4} = - 727,940 \text{ N}$
--------------------------------

Plan oxz:

$$\begin{cases} \sum F_{oy} : R_{z4} - F_{tA} + R_{z3} = 0 \\ \sum M/4 : 9 \cdot F_{tA} - 6 \cdot R_{z3} = 0 \end{cases}$$

$$R_{z3} = \frac{9 \cdot F_{tA}}{6} = \frac{9 \cdot 4000}{6}$$

$$R_{z3} = 6000 \text{ N}$$

$$R_{z4} = F_{tA} - R_{z3} = 4000 - 6000$$

$$R_{z4} = -2000 \text{ N}$$

CALCUL DES MOMENTS DE FLEXION:

Plan oxy:

\* pour:  $0 \leq x \leq 30$

$$M_{fy} = - F_{rt} \cdot x$$

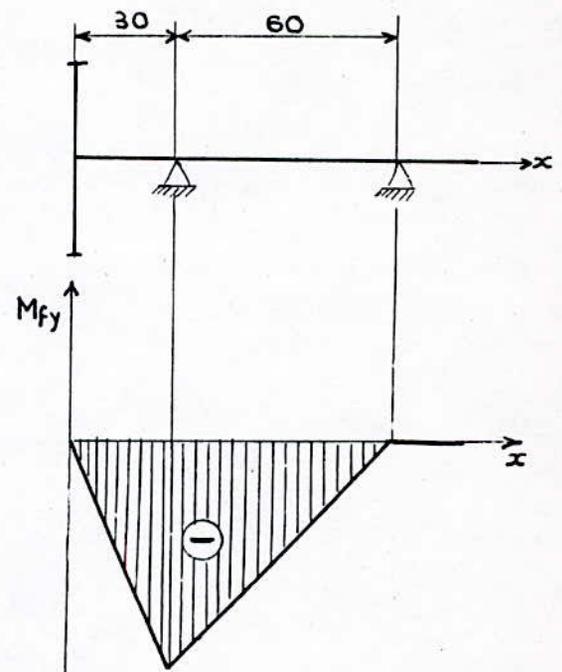
$$M_{fy} = -1455,881 \cdot x$$

pour  $x = 30 \Rightarrow M_{fy} = -436,764 \text{ N.m}$

\* pour:  $30 \leq x \leq 90$

$$M_{fy} = (R_{y3} - F_{rB}) \cdot x - 3 \cdot R_{y3}$$

$$M_{fy} = 727,940 \cdot x - 6551,463$$



(fig:2-14)

pour  $x = 3 \Rightarrow M_{fy} = - 4367,643 \text{ N.m}$

pour  $x = 9 \Rightarrow M_{fy} = 0 \text{ N.m}$

Plan  $oxz$ :

\* pour:  $0 \leq x \leq 30$

$$M_{fz} = - F_{tA} \cdot x$$

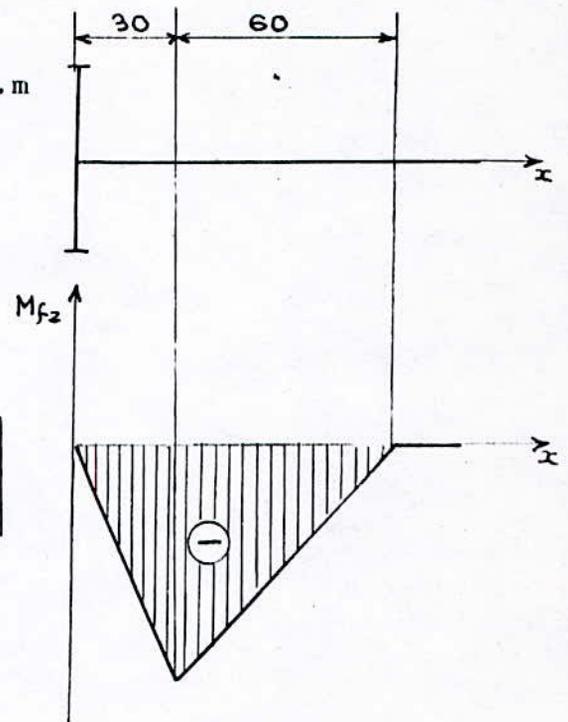
$$M_{fz} = - 4000 \cdot x$$

pour  $x = 30 \Rightarrow M_{fz} = - 1200 \text{ N.m}$

\* pour:  $30 \leq x \leq 90$

$$M_{fz} = (R_{z3} - F_{tA}) \cdot x - 3 \cdot R_{z3}$$

$$M_{fz} = 2000 \cdot x - 18000$$



(fig:2-15)

pour  $x = 30 \Rightarrow M_{fz} = - 1200 \text{ N.m}$

pour  $x = 90 \Rightarrow M_{fz} = 0 \text{ N.m}$

Moment de torsion:

le moment de torsion est constant, et il est égale à:

$$M_t = 403,888 \text{ N.m}$$

Conclusion:

On peut conclure que la section critique se trouve au niveau de l'appui 3. Elle est soumise à un moment de flexion résultant:

$$M_{fT} = \left[ (M_{fy3})^2 + (M_{fz3})^2 \right]^{1/2}$$

$$M_{fT} = \left[ (-4367,643)^2 + (-12000)^2 \right]^{1/2}$$

d'où on a:

$$M_{fT} = 127,70 \text{ N.m}$$

et un moment de torsion:

$$M_t = 403,888 \text{ N.m}$$

Calcul du diamètre de l'arbre:

on a l'expression qui donne le diamètre:

$$d = \left\{ \frac{5,1}{99,9 \cdot 10^6} \cdot \left[ (C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2 \right] \right\}^{1/2 \cdot 1/3}$$

$$d = \left\{ \frac{5,1}{99,9 \cdot 10^6} \cdot \left[ (1,7 \cdot 127,70)^2 + (1,3 \cdot 403,888)^2 \right] \right\}^{1/2 \cdot 1/3}$$

donc

$$d \geq 31 \text{ mm}$$

Calcul de vérification:

$$d \geq \left[ \frac{32 \cdot M_r}{\pi \cdot \sigma_{adm}} \right]^{1/3}$$

$$M_r = \left[ (M_f)^2 + 3/4 \cdot (M_t)^2 \right]^{1/2}$$

$$M_r = \left[ (127,70)^2 + 3/4 \cdot (403,888)^2 \right]^{1/2}$$

$$M_r = 372,359 \text{ N.m}$$

$$d'ou \quad d \geq \left[ \frac{32 \cdot 372,359}{3,14 \cdot 99,9 \cdot 10^6} \right]^{1/3}$$

donc on prend un diamètre:

$$d = 34 \text{ mm}$$

### c/CALCUL DU DIAMETRE MINIMAL DP1:

Effort sur la roue D:

$$F_{tB} = 2691,33 \text{ N}$$

$$F_{rD} = 979,564 \text{ N}$$

Le moment de flexion résultant sur l'appui 5:

$$M_{fT} = \left[ (2938,689)^2 + (8073,990)^2 \right]^{1/2}$$

d'où on à:

$$M_{fT} = 85,92 \text{ N.m}$$

Le moment de torsion:

$$M_t = 40,37 \text{ N.m}$$

### CALCUL DU DIAMETRE DE L'ARBRE <sup>(12)</sup>

$$d \geq \left[ \frac{32 \cdot M_r}{\pi \cdot \sigma_{adm}} \right]^{1/3}$$

$$M_r = \left[ (M_f)^2 + 3/4 \cdot (M_t)^2 \right]^{1/2}$$

$$M_r = \left[ (85,92)^2 + 3/4 \cdot (40,37)^2 \right]^{1/2}$$

$$M_r = 92,76 \text{ N.m}$$

d'ou

$$d \geq \left( \frac{32.92,76}{3,14.99,9.10^6} \right)^{1/3}$$

donc on prend un diamètre:

$d = 22 \text{ mm}$
---------------------

## 2-2-4/CHOIX ET VERIFICATION DES CLAVETTES:

### a/ Clavette de l'arbre BC

Nous choisissons une clavette parallèle en forme A de 8x7x120<sup>(13)</sup>  
Vérification au matage:

L'effort tangentielle à transmettre est:

$$F_{tmax} = 5813 \text{ N}$$

donc le matage admissible est<sup>(13)</sup>:

$$P_{adm} = 150 \text{ MPa}$$

- La pression entre la clavette et l'arbre est:

$$P_a = \frac{F_{tmax}}{b.l} = \frac{5813}{4.20}$$

$$P_a = 72,66 \text{ MPa}$$

- La pression entre la clavette et le moyeu est:

$$P_m = \frac{F_t}{a.l} = \frac{5813}{3.20}$$

$$P_m = 96 \text{ MPa}$$

Donc on a:

$$P_a < P_m < P_{max}$$

donc notre clavette est convenable.

Vérification au cisaillement

La contrainte admissible de cisaillement est <sup>(13)</sup> :

$$[\tau] = 600 \text{ MPa}$$

on a  $\tau = F_t / 8.18 = 40 < [\tau]$

notre clavette est convenable.

b/ LA CLAVETTE DE L'ARBRE AA<sub>1</sub> :

On a l'effort tangentielle  $F_t = 23758 \text{ N}$

On opte pour deux clavette parallèles en forme A de 10x8x26 <sup>(13)</sup>.  
Vérification au matage:

on a  $P_a = F_t / 2.b.l = 23758 / (2.5.26)$

$$P_a = 91 \text{ MPa}$$

et  $P_m = F_t / 2.a.l = 23758 / (2.3.26)$

$$P_m = 152 \text{ MPa}$$

on a une pression au matage  $P_{\max} > 250 \text{ MPa}^{(13)}$

donc les clavettes sont résistantes.

Vérification au cisaillement:

$$[\tau] = F_t / S = 23758 / (8.26.2)$$

$$[\tau] = 57,11 \text{ MPa}$$

donc notre choix de clavette est convenable.

## 2-2-5/ CHOIX ET CALCUL DES ROULEMENTS

a/ Roulements supportants l'arbre BC

Notre roulement a deux types de charges:

- charge radiale due aux efforts d'engrènement:

$$F_r = 1694 \text{ N}$$

- charge axiale due au poids de l'arbre BC et du pignon C

$$F_a = 25 \text{ N}$$

Les conditions de résistance et des déformations nous imposent un diamètre minimal pour l'arbre de 35 mm.

Nous adoptons les roulements de série 02

on a:  $F_a / F_r = 0,014 < e$

d'où  $X = 1 ; Y = 0 \Rightarrow P = F_r = 1694 \text{ N}$

La capacité de charge dynamique du roulement est:

$$C = 1960 \text{ daN}$$

alors la durée de vie sera:

$$L_h = 32\,887 \text{ heures}$$

donc nous adoptons deux roulements de type<sup>(10)</sup>

35 BC 02

b/ Calcul des roulements supportant l'arbre AA<sub>1</sub>

Nous avons  $F_a = 25 \text{ N} ; F_r = 2184 \text{ N}$

nous utiliserons alors des roulements de types<sup>(10)</sup>

35 BC 02

La durée de vie des roulements est estimée à:

$$L_h = 86\,046 \text{ heures}$$

CHAPITRE III

**ENSEMBLE  
COULISSEAU  
GLISSIERE**

## INTRODUCTION

L'ensemble coulisseau-glissière comporte essentiellement:

- Un coulisseau en forme de U dont les deux bras serviront pour la fixation de la lame de scie obliquement par rapport à la table d'un angle  $\lambda$ , afin de faciliter la pénétration et le dégagement de la lame de scie en phase de coupe et de retrait. Sur son dos, une rainure de guidage est disposée perpendiculairement à la trajectoire de la lame de scie et dans laquelle est engagé le maneton qui entraînera l'archet (coulisseau) dans son mouvement de va-et-vient.

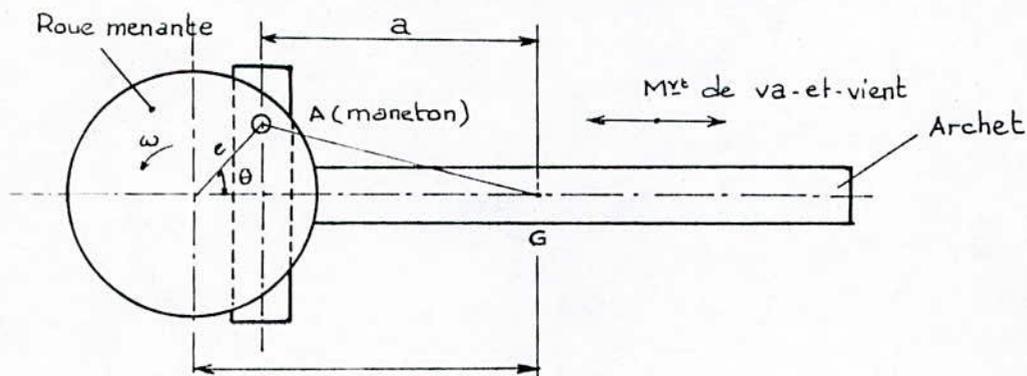
- Deux barres glissières pour le support et le guidage de l'archet par l'intermédiaire de deux élargissements transversals disposés de part et d'autre de l'archet. Cette disposition permet un guidage toujours sans jeu de l'archet de la scie sur les barres, lors de la variation de la tension de la lame de scie, qui provoque une variation de la courbure du dos de l'archet de la scie, ceci sans que par ailleurs l'archet de la scie ne puisse se coincer dans son guidage par les barres.

### 3-1/EQUATIONS CINEMATIQUE DU MOUVEMENT OSCILLATOIRE DE L'ARCHET

Pour étudier la cinématique de l'archet, nous nous proposons d'étudier la cinématique de son centre de gravité G.

Pour cela nous assimilerons le système excentrique à un système bielle-manivelle. La bielle sera la distance entre le maneton A et le centre de gravité de l'archet G et la manivelle sera la distance entre le maneton A et le centre de rotation de la roue O (l'excentricité e).

#### 3-1-1/ POSITION INSTANTANEE DU CENTRE DE GRAVITE



(fig:3-1)

soit  $OA = e$  : excentricité.

$\theta$  : position angulaire du maneton.

$HG = a$  : distance du point  $G$  à l'élargissement postérieur.

soit  $X$  l'élongation à partir du centre  $O$ .

A l'aide de la fig 3-1 on peut écrire:

$$OG = X$$

$$OG = OH + HG = a + e \cdot \cos(\theta)$$

d'où

$$X = a + e \cdot \cos(\theta)$$

(3-1)

Les positions extrêmes de  $G$  par rapport à  $O$ :

$$\text{pour } \theta = 2 \cdot k \cdot \pi \text{ (k entier naturel)} \quad X = a + e$$

$$\theta = k \cdot \pi \quad X = a - e$$

### 3-1-2/VITESSE INSTANTANEE DU CENTRE DE GRAVITE

Il suffit de dériver par rapport au temps l'expression (3-1) de l'élongation  $X$

$$V = dX/dt = - e \cdot \sin(\theta) \cdot d\theta/dt$$

Sachant que la vitesse angulaire ( $d\theta/dt = \omega$ ) de la roue est constante pendant une opération de sciage.

$$V = - e \cdot \omega \cdot \sin(\theta)$$

(3-2)

Les vitesses max et min de l'archet seront atteintes :

$$\text{pour } \theta = k \cdot \pi \quad V_{\max} = e \cdot \omega$$

$$\theta = 2 \cdot k \cdot \pi \quad V_{\min} = 0$$

### 3-1-3/ VITESSE MOYENNE DE L'ARCHET

Puisque l'archet parcourt la course 2.e de (0 à  $\pi$ ) et de ( $\pi$  à  $2\pi$ ) pour  $\theta$ , on peut écrire que la vitesse moyenne:

$$V_{\text{moy}} = \frac{1}{\pi} \int_0^{\pi} v.d\theta = \frac{1}{\pi} \int_0^{\pi} e.\omega.\sin(\theta).d\theta$$

$$V_{\text{moy}} = \frac{2.e.\omega}{\pi}$$

ou bien

$$V_{\text{moy}} = \frac{c.\omega}{\pi}$$

(3-3)

### 3-1-4/ ACCELERATION INSTANTANEE DU CENTRE DE GRAVITE

En dérivant l'expression (3-2) de la vitesse par rapport au temps on obtient:

$$a = dv/dt = d^2x/dt^2 = - e.\omega.\cos(\theta).d\theta/dt$$

$$a = - e.\omega^2.\cos(\theta)$$

(3-4)

Du fait que la vitesse angulaire  $\omega$  dépend du matériau à usiner, les graphes de l'élongation, de la vitesse et de l'accélération constituent des familles de courbes en fonction de l'inconnue  $\theta$  et du paramètre  $\omega$ .

### 3-2/ANALYSE DES FORCES APPLIQUEES SUR LE MANETON ET LES BARRES GLISSIERES

Dans cette analyse nous nous proposons d'étudier les effets des forces du poids de l'ensemble coulisseau, d'inertie ainsi que celui dû à l'effort de coupe, en phase de retour à vide et de travail.

La machine est conçue pour travailler à l'aide d'un outil de coupe pivotant progressivement pendant la coupe et oscillant avec des vitesses de coupe variables en fonction du matériau à usiner. Ce qui nous amène à chercher les équations qui illustrent les effets du poids et des forces d'inerties et

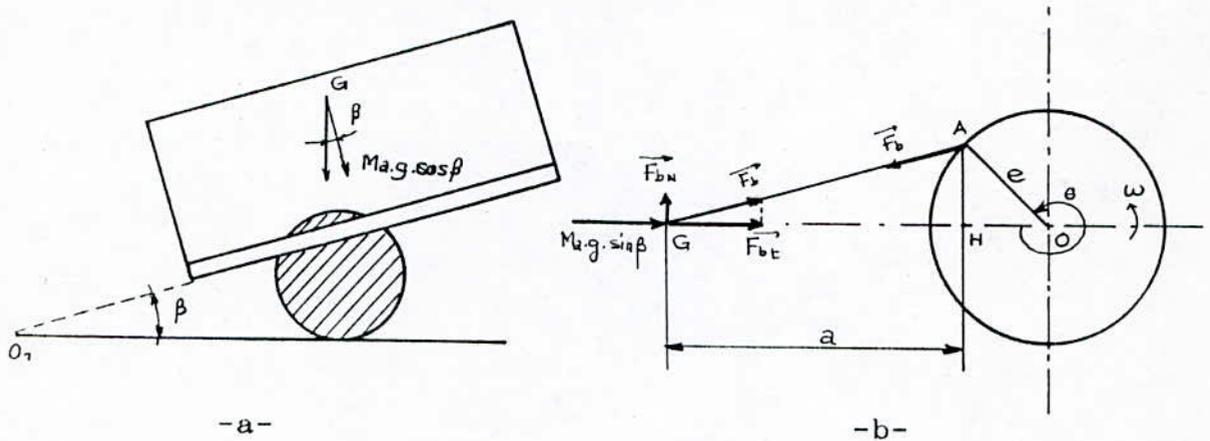
l'effort de coupe sous différents angles de pivotement et différentes vitesses de coupe, pour ensuite permettre de justifier le dimensionnement des éléments constitutifs de l'ensemble.

### 3-2-1/ ANALYSE DES FORCES DANS LA PHASE RETOUR A VIDE

#### a/ REPARTITION DES EFFORTS DUS A LA COMPOSANTE DU POIDS

Nous allons supposer que notre archet est immobile faisant un angle  $\beta$  avec la table, pour une position angulaire du maneton  $\theta$  (résolution d'un problème statique).

#### \*\* SOLLICITATIONS SUR LES BARRES GLISSIÈRES



(fig: 3-2)

Nous avons d'après la fig (3-2-b)

$$F_{bt} = M_a \cdot g \cdot \sin(\beta)$$

$$F_b = \frac{F_{bt}}{\cos(\gamma)} = \frac{M_a \cdot g \cdot \sin(\beta)}{\cos(\gamma)}$$

$$F_{bn} = F_{bt} \cdot \text{tg}(\gamma) = M_a \cdot g \cdot \sin(\beta) \cdot \text{tg}(\gamma)$$

où

$F_{bt}$  : composante du poids

$F_b$  : effort appliqué sur le pied de bielle

$F_{bn}$  : effort appliqué sur les barres glissières

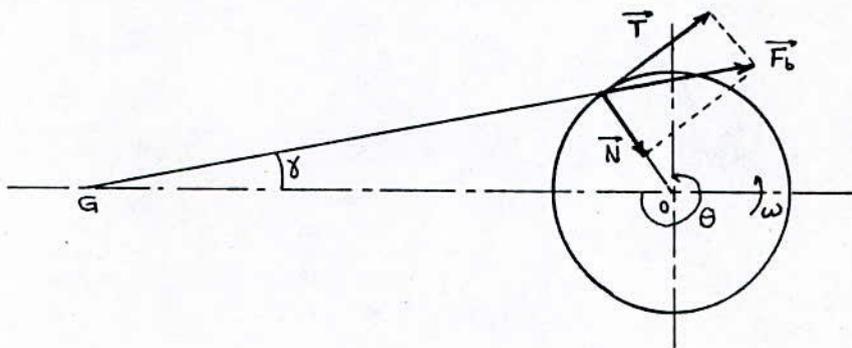
En estimant la masse de l'ensemble coulisseau à :  $M_a = 16,68 \text{ Kg}$

alors nous obtenons les expressions suivantes:

d'où

$F_{bt} = 163,63 \cdot \sin(\beta)$
$F_b = 163,63 \cdot \sin(\beta) / \cos(\gamma)$
$F_{bn} = 163,63 \cdot \sin(\beta) \cdot \text{tg}(\gamma)$

**\*\* SOLLICITATIONS SUR LE MANETON**



(fig: 3-3)

D'après la fig 3-3 nous avons:

$N = \frac{163,63 \cdot \sin(\beta)}{\cos(\gamma)} \cdot \cos(\gamma - \theta)$
$T = \frac{163,63 \cdot \sin(\beta)}{\cos(\gamma)} \cdot \sin(\gamma - \theta)$

la relation entre  $\gamma$  et  $\theta$  est:

$$AH = e \cdot \sin(2\pi - \theta) = AG \cdot \sin(\gamma) = GH \cdot \text{tg}(\gamma) = a \cdot \text{tg}(\gamma)$$

$$\text{tg}(\gamma) = - \frac{e}{a} \cdot \sin(\theta)$$

d'où

$\gamma = \text{Arctg} \left[ - \frac{e}{a} \cdot \sin(\theta) \right]$
---

CONCLUSION

Les expressions finales des efforts dans la phase retour à vide dus à la composante du poids de l'ensemble coulisseau deviennent:

pour  $a = 259,04 \text{ mm}$

$e = 70 \text{ mm}$

$$F_b = \frac{163,63 \cdot \sin(\beta)}{\cos[\text{Arctg}(-0,27 \cdot \sin(\theta))]}$$

$$F_{bn} = 44,18 \cdot \sin(\beta) \cdot \sin(\theta)$$

$$N = 163,63 \cdot \sin(\beta) \cdot \frac{\cos[\text{Arctg}(-0,27 \cdot \sin(\theta) - \theta)]}{\cos[\text{Arctg}(-0,27 \cdot \sin(\theta))]}$$

$$T = 163,63 \cdot \sin(\beta) \cdot \frac{\sin[\text{Arctg}(-0,27 \cdot \sin(\theta) - \theta)]}{\cos[\text{Arctg}(-0,27 \cdot \sin(\theta))]}$$

b/REPARTITION DES EFFORTS DUS AUX FORCES D'INERTIES

Afin de simplifier certains calculs, on modélisera l'archet-maneton excentré par une bielle fictive<sup>(14)</sup> avec une manivelle.

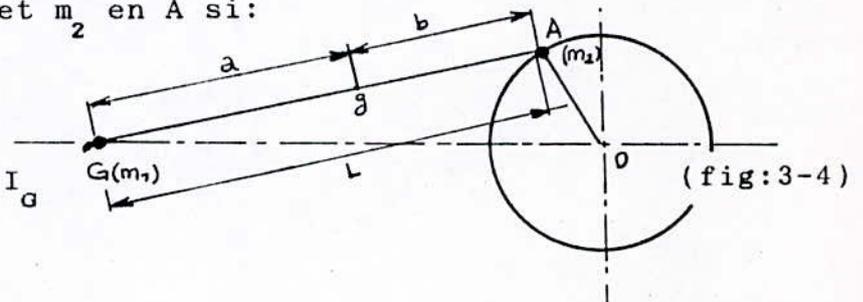
La théorie de la bielle fictive est la suivante:

Soit une bielle de longueur  $L = a + b$ , de centre de gravité  $G$ , de masse  $M_b$  et de moment d'inertie  $I_G$ . On pourra obtenir une bielle fictive dynamiquement équivalente formé de masse ponctuelle  $m_1$  en  $G$  et  $m_2$  en  $A$  si:

$$m_1 + m_2 = M_b$$

$$m_1 \cdot a = m_2 \cdot b$$

$$m_1 \cdot a^2 + m_2 \cdot b^2 = I_G$$



Ce système de 3 équations pour déterminer  $m_1$  et  $m_2$  donne généralement lieu à une incompatibilité dans les équations d'équilibrages et des vibrations. On remplace la bielle réelle par deux masses ponctuelles  $m_1$  et  $m_2$  satisfaisants aux deux premières équations, et on tiendra compte d'un moment d'inertie complémentaire:

$$I' = I_G - (m_1 \cdot a^2 + m_2 \cdot b^2)$$

Souvent on se contente de prendre:

$$m_1 = (1/3) \cdot M_b \quad \text{en G}$$

$$m_2 = (2/3) \cdot M_b \quad \text{en A}$$

Pour notre cas nous supposons que le 1/3 de la masse de l'archet est concentré en son centre de gravité G dont le mouvement est rectiligne alternatif, et le 2/3 de la masse s'ajoute à la masse du roulement et du maneton excentré dont le mouvement est circulaire.

## \*\* SOLLICITATIONS SUR LES BARRES GLISSIÈRES

Dues essentiellement aux forces d'inerties de la masse concentrée au centre de gravité de l'archet.

Au point G, la masse  $m_1$  se déplace avec un mouvement rectiligne alternatif et soumise à une force d'inertie dont le module est:

$$\vec{F}_{bt} = - m_1 \cdot \vec{a}_G$$

En supposant l'archet dans sa phase accélérée nous aurons  $\vec{F}_{bt}$ , force qui s'oppose au mouvement.

De l'étude cinématique de l'archet on a:

$$a = - e \cdot \omega^2 \cdot \cos(\theta)$$

$\vec{F}_{bt}$  se décompose en deux forces  $\vec{F}_b$  et  $\vec{F}_{bn}$

La bielle fictive est soumise à une compression engendrée

par la composante  $\vec{F}_b$

nous avons

$$F_b = \frac{F_{bt}}{\cos(\gamma)}$$

alors

$$F_b = \frac{m_1 \cdot e \cdot \omega^2 \cdot \cos(\theta)}{\cos[\text{Arctg}(-0,27 \cdot \sin(\theta))]}$$

et

$$F_{bn} = F_{bt} \cdot \text{tg}(\gamma)$$

d'où

$$F_{bn} = \frac{m_1 \cdot e^2 \cdot \omega^2}{a} \cdot \cos(\theta) \cdot \sin(\theta)$$

## \*\* SOLLICITATIONS SUR LE MANETON

- L'effort  $\vec{F}_b$  appliqué sur le maneton se décompose en  $\vec{T}$  et  $\vec{N}$

- L'effort  $\vec{N}$  s'ajoute avec l'effet centrifuge  $m \cdot \omega^2 \cdot e$

alors on a

$$T = F_b \cdot \sin(\gamma - \theta)$$

$$N = m \cdot \omega^2 \cdot e - F_b \cdot \cos(\gamma - \theta)$$

d'où

$$T = m_1 \cdot e \cdot \omega^2 \cdot \cos(\theta) \cdot \frac{\sin[\text{Arctg}(-0,27 \cdot \sin(\theta)) - \theta]}{\cos[\text{Arctg}(-0,27 \cdot \sin(\theta))]}$$

$$N = m \cdot \omega^2 \cdot e - m_1 \cdot e \cdot \omega^2 \cdot \cos(\theta) \cdot \frac{\cos[\text{Arctg}(-0,27 \cdot \sin(\theta)) - \theta]}{\cos[\text{Arctg}(-0,27 \cdot \sin(\theta))]}$$

## CONCLUSION

Sachant que:

$$m_1 = 5,56 \text{ Kg} \quad m = 11,33 \text{ Kg}$$

$$a = 259,04 \text{ mm} \quad e = 70 \text{ mm}$$

Les expressions finales des efforts dus aux forces d'inerties sont:

$$F_b = 0.390.\omega^2 \cdot \frac{\cos(\theta)}{\cos[\text{Arctg}(-0,27.\sin(\theta))]}$$

$$F_{bn} = 0,105.\omega^2 \cdot \cos(\theta) \cdot \sin(\theta)$$

$$T = 0,390.\omega^2 \cdot \cos(\theta) \cdot \frac{\sin[\text{Arctg}(-0,27.\sin(\theta) - \theta)]}{\cos[\text{Arctg}(-0,27.\sin(\theta))]}$$

$$N = \omega^2 \cdot \left[ 0,793 - 0,390.\cos(\theta) \cdot \frac{\cos[\text{Arctg}(-0,27.\sin(\theta) - \theta)]}{\cos[\text{Arctg}(-0,27.\sin(\theta))]} \right]$$

c/ REPARTITION DES EFFORTS PENDANT LA PHASE RETOUR

Tenant compte à la fois des efforts causés par la composante du poids ainsi que ceux engendrés par les forces d'inerties on obtient les expressions finales suivantes:

\* SOLLICITATIONS SUR LES BARRES GLISSIÈRES

$$F_{bn} = \left[ 0,105.\cos(\theta).\omega^2 + 44,18.\sin(\beta) \right] \quad (3-5)$$

\* SOLLICITATIONS SUR LE MANETON

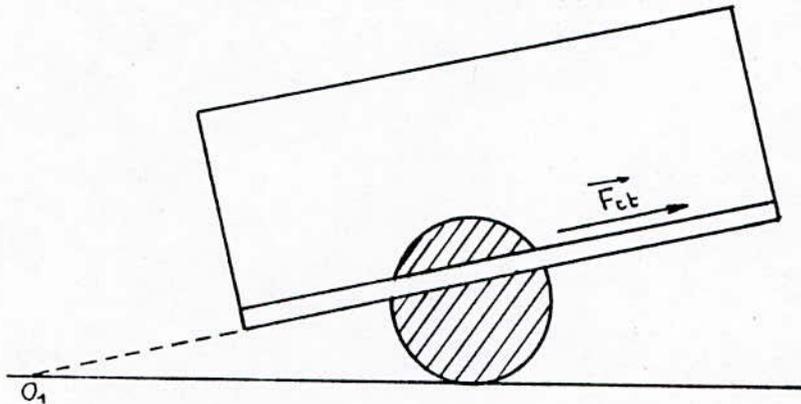
$$N = \left[ 163,63.\sin(\beta) - 0,39.\omega^2.\cos(\theta) \right] \cdot \left[ \cos(\theta) - 0,27.\sin^2(\theta) \right] + 0,79.\omega^2 \quad (3-6)$$

$$T = \left[ 163,63.\sin(\beta) + 0,39.\omega^2.\cos(\theta) \right] \cdot \left[ 0,27.\cos(\theta) + 1 \right] \cdot \sin(-\theta) \quad (3-7)$$

### 3-2-2/ ANALYSE DES FORCES DANS LA PHASE DE TRAVAIL

Dans la phase de travail, en plus des sollicitations engendrées par les effets dus à la composante du poids et des forces d'inerties, nous avons une sollicitation additionnelle due à l'effet de l'effort de coupe.

#### a/ ETUDE DE LA REPARTITION DES FORCES DUS A L'EFFORT DE COUPE



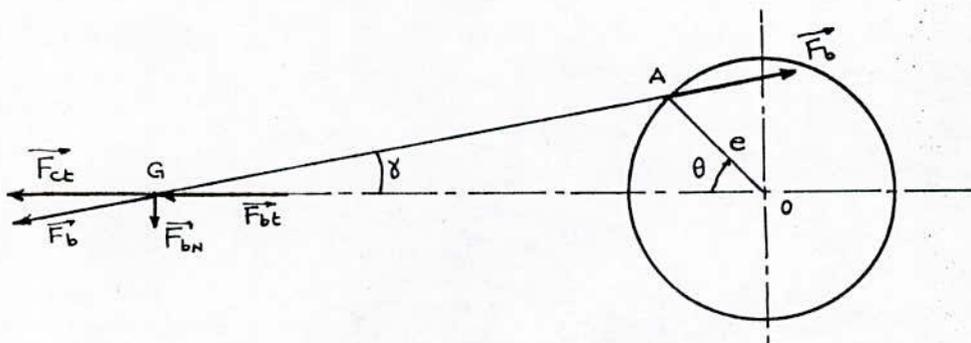
(fig: 3-5)

Nous supposons un cas statique, la manivelle faisant un angle  $\theta$  avec l'horizontale.

Dans la phase travail,  $\gamma$  aura l'expression suivante:

$$\gamma = \text{Arctg} \left[ \frac{e}{a} \cdot \sin(\theta) \right]$$

#### \*\* SOLLICITATIONS SUR LES BARRES GLISSIÈRES



(fig: 3-6)

alors nous avons:

$$F_b = \frac{F_{ct}}{\cos(\gamma)} = \frac{F_{ct}}{\cos[\text{Arctg}(0,27.\sin(\theta))]}$$

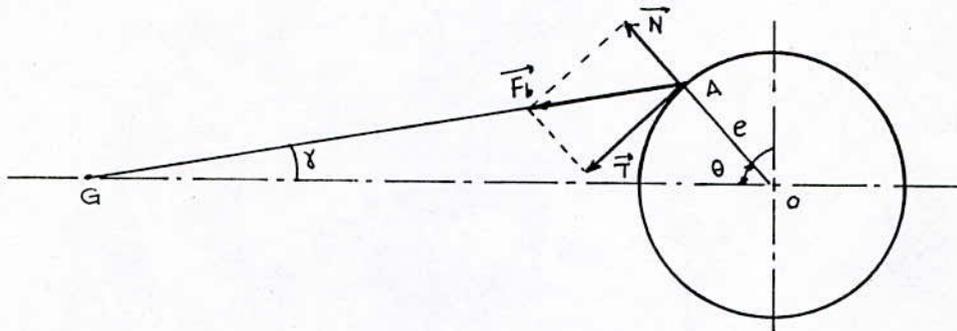
avec

$$F_{bn} = F_{ct} . \text{tg}(\gamma)$$

alors

$$F_{bn} = 0,27 . F_{ct} . \sin(\theta)$$

## \*\* SOLLICITATIONS SUR LE MANETON



(fig: 3-7)

nous avons d'après la fig: 3-7

$$N = F_b . \cos(\theta + \gamma) = F_{ct} . \frac{\cos[\text{Arctg}(0,27.\sin(\theta) + \theta)]}{\cos[\text{Arctg}(0,27.\sin(\theta))]}$$

$$T = F_b . \sin(\theta + \gamma) = F_{ct} . \frac{\sin[\text{Arctg}(0,27.\sin(\theta) + \theta)]}{\cos[\text{Arctg}(0,27.\sin(\theta))]}$$

## b / REPARTITION DES EFFORTS PENDANT LA PHASE DE TRAVAIL

En tenant compte des efforts causés par la composante du poids ainsi que ceux engendrés par les forces d'inertie on obtient les expressions suivantes :

\* SOLLICITATIONS SUR LES BARRES GLISSIÈRES

$$F_b = \left[ F_{ct} + 0,39.\omega^2.\cos(\theta) - 163,63.\sin(\beta) \right] \frac{1}{\cos[\text{Arctg}(0,27.\sin(\theta))]} \quad (3-8)$$

$$F_{bn} = \left[ 0,27.F_{ct}.\sin(\theta) + 0,105.\omega^2.\cos(\theta) - 44,18.\sin(\beta) \right] .\sin(\theta) \quad (3-9)$$

\* SOLLICITATIONS SUR LE MANETON

$$N = \left[ F_{ct} + 0,390.\omega^2.\cos\theta - 163,63.\sin\beta \right] . \left[ \cos\theta + 0,27.\sin^2(\theta) \right] + 0,79.\omega^2 \quad (3-10)$$

$$T = \left[ F_{ct} + 0,390.\omega^2.\cos\theta - 163,63.\sin\beta \right] . \left[ 0,27.\cos\theta + 1 \right] .\sin\theta \quad (3-11)$$

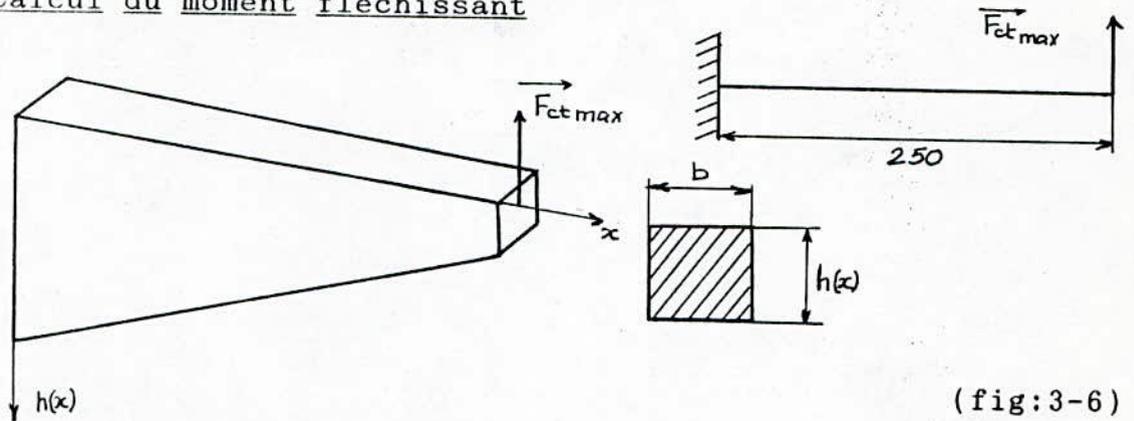
### 3-3/ DIMENSIONNEMENT DES ELEMENTS CONSTITUTIFS DE L'ENSEMBLE COULISSEAU-GLISSIERE

#### 3-3-1/ DIMENSIONNEMENT DES BRAS DE L'ARCHET

L'archet dans sa phase de coupe subira essentiellement une flexion due à l'effort engendré par la coupe qui se transmet aux extrémités des bras de l'archet par l'intermédiaire de la lame de scie.

Pour dimensionner le bras de l'archet, on le modélisera en une poutre encastree en une seule extrémité, chargée d'une force  $\vec{F}_{ct}$  en son extrémité libre.

a/ Calcul du moment fléchissant



(fig:3-6)

soit  $\vec{F}_{ctmax}$  : force de coupe tangentielle maximale

alors le moment de flexion engendré par la tension dans la est donné par l'expression suivante:

lame,

$$M_f(x) = F_{ctmax} \cdot (l-x) \quad (3-12)$$

b/ Calcul des sections min et max du bras de l'archet

Le module de résistance d'une section droite de la poutre est:

$$W_x = \frac{b \cdot h^2(x)}{6}$$

d'après l'équation de la poutre d'égale résistance on a:

$$\frac{b \cdot h^2(x)}{6} = \frac{M_f(x)}{2 \cdot [\sigma]} = \frac{F_{ctmax} (l-x)}{2 \cdot [\sigma]}$$

d'où

$$h(x) = \left[ \frac{6 \cdot F_{ctmax} \cdot (l-x)}{b \cdot 2 \cdot [\sigma]} \right]^{1/2} \quad (3-13)$$

pour  $x = 250 \text{ mm} \Rightarrow h_{min}(250) = 0$  et  $M_f(250) = 0$

La section théorique est nulle à l'extrémité libre, mais pour une construction réelle on doit prévoir une section minimale afin de permettre la fixation du dispositif du maintien

de la lame. On détermine la hauteur minimale d'après la condition de résistance au cisaillement:

$$\tau_{\max} = \frac{3}{2} \cdot \frac{F_{ct\max}}{b \cdot h_0} \leq [\tau]$$

d'où

$$h_0 \geq \frac{3}{2} \cdot \frac{F_{ct\max}}{b \cdot [\tau]}$$

où  $h_0$  : hauteur minimale du bras en son extrémité libre

On trouve la longueur  $x_0$  des extrémités de la poutre de hauteur  $h_0$  d'après la condition suivante:

$$h_0 = \frac{3}{2} \cdot \frac{F_{ct\max}}{b \cdot [\tau]} = \left[ \frac{6 \cdot F_{ct\max} \cdot (1-x)}{b \cdot 2 \cdot [\sigma]} \right]^{1/2}$$

$$x_0 = 1 - \frac{3}{4} \cdot \frac{F_{ct\max} \cdot [\sigma]}{b \cdot [\tau]^2}$$

Sachant que  $[\tau] = (0,5 \div 0,6) \cdot [\sigma]$

nous avons:

$$x_0 = 1 - \frac{3}{4} \cdot \frac{F_{ct\max}}{b \cdot (0,5)^2 \cdot [\sigma]} \quad (3-14)$$

La contrainte admissible est:

$$[\sigma] = b \cdot \left[ 0,18 \cdot \sigma_r ; 0,30 \cdot \sigma_e \right]_{\min}$$

pour un acier E 24 on a:  $\sigma_r = 37 \text{ daN/mm}^2$  et  $\sigma_e = 24 \text{ daN/mm}^2$

On prendra  $b = 0,75$  (sans concentration de contrainte)

d'où

$$[\sigma] = 49,95 \text{ daN/mm}^2$$

d'où, la section minimale sera de l'ordre:

$$h_o = \frac{3}{2} \cdot \frac{5900}{20 \cdot (0,5) \cdot (49,95)} = 17,72 \text{ mm}$$

On prendra comme valeur

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

alors  $x_o$  aura la valeur

$$x_o = 250 - \frac{2 \cdot 20 \cdot (20)^2 \cdot (49,95)}{6 \cdot 5900}$$

$$x_o = 227,42 \text{ mm}$$

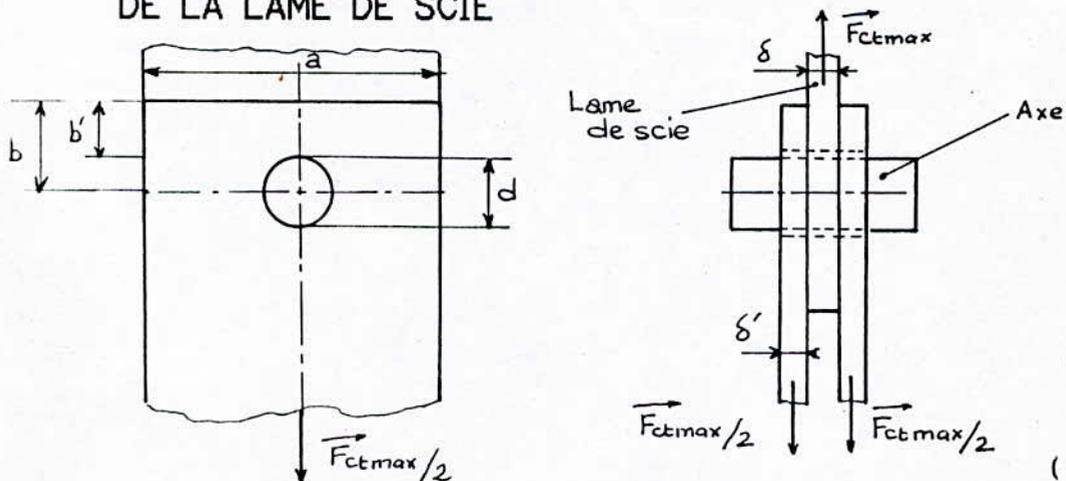
La section maximale sera de l'ordre:

$$h_{\max} \geq \left[ \frac{6 \cdot 5900 \cdot 250}{2 \cdot 20 \cdot (49,95)} \right]^{1/2} = 66,55$$

On prendra une valeur

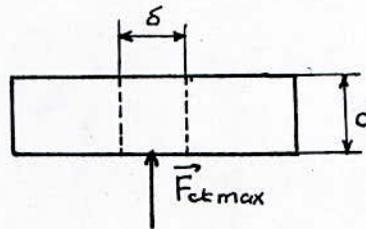
$$h_{\max} = 67 \text{ mm}$$

### 3-3-2/ DIMENSIONNEMENT DU DISPOSITIF DU MAINTIEN DE LA LAME DE SCIE



(fig:3-7)

a/ DETERMINATION ET CHOIX DU MATERIAU DE L'AXE



(fig:3-8)

On détermine le matériau de l'axe d'après la condition de résistance au cisaillement fig:3-8:

$$S_{cis} > \frac{T}{[\tau]}$$

$S_{cis}$  : aire de cisaillement

$T$  : effort tranchant

Sachant que le diamètre de l'axe du maintien de la lame est fixé par la norme AFNOR ( $d = 10 \text{ mm}$ ) on a

$$2 \cdot (\pi \cdot d^2) / 4 > F_{tmax} / [\tau]$$

d'où

$$[\tau] > \frac{2 \cdot F_{tmax}}{\pi \cdot d^2} \quad (3-15)$$

pour  $F_{ctmax} = 5900 \text{ N}$  on a:

$$[\tau] > 37,56 \text{ N/mm}^2$$

on prendra une valeur:

$$[\tau] = 70 \text{ N/mm}^2$$

Sachant que  $[\tau] = (0,5 \div 0,6) \cdot [\sigma]$

d'où  $[\sigma] = [\tau] / 0,55$

alors

$$[\sigma] = 127,27 \text{ N/mm}^2$$

Or nous avons:

$$[\sigma] = b \cdot \left[ 0,18 \cdot \sigma_r ; 0,30 \cdot \sigma_e \right]_{\min}$$

on supposera qu'il n'y a pas de concentration de contrainte:

$$b = 1$$

nous supposons d'abord que le minimum est  $0,18 \cdot \sigma_r = [\sigma]$

d'où  $\sigma_r = 70,705 \text{ daN/mm}^2$

pour  $\sigma_r = 73 \text{ daN/mm}^2$  et  $\sigma_e = 43 \text{ daN/mm}^2$

on aura alors un acier dur de nuance

XC 55

## \*\* CALCUL DE VÉRIFICATION

Pour faire notre calcul on a supposé que  $0,18 \cdot \sigma_r$  a été le minimum. Il faudra maintenant vérifier la validité de notre hypothèse.

$$0,18 \cdot \sigma_r = 0,18 \cdot 73 = 131 \text{ N/mm}^2$$

$$0,30 \cdot \sigma_e = 0,30 \cdot 43 = 129 \text{ N/mm}^2$$

d'où

$$0,30 \cdot \sigma_e < 0,18 \cdot \sigma_r$$

## \*\* CALCUL DE CORRECTION $[\sigma]$ ET $[\tau]$

$$[\sigma] = 0,30 \cdot \sigma_e = 0,30 \cdot 43$$

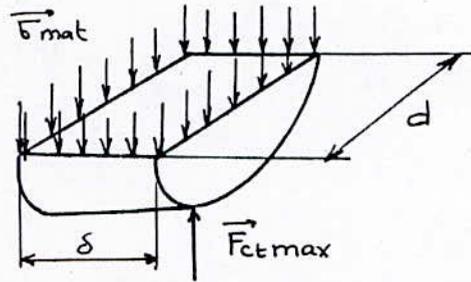
$$[\sigma] = 129 \text{ N/mm}^2$$

sachant que:

$$[\tau] = 0,55 \cdot [\sigma]$$

$$[\tau] = 70,95 \text{ N/mm}^2$$

b/ DETERMINATION DE L'ÉPAISSEUR  $\delta$



(fig:3-9)

La détermination de cette épaisseur se fait d'après la condition de non-matage exprimée par l'expression suivante:

$$\delta . d > \frac{F_{tcmax}}{2 . [\sigma]_{mat}}$$

nous supposerons un matage important.

$$[\sigma]_{mat} > 250 \text{ N/mm}^2$$

on prendra une valeur  $[\sigma]_{mat} = 250 \text{ N/mm}^2$

alors

$$\delta > \frac{F_{tcmax}}{2 . d . [\sigma]_{mat}}$$

(3-16)

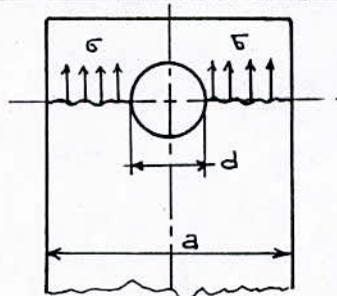
d'où

$$\delta > 1,18 \text{ mm}$$

pour des raisons d'usinage on adoptera une valeur

$$\delta = 4 \text{ mm}$$

c/ DETERMINATION ET CHOIX DU MATERIAU DU DISPOSITIF DE MAINTIEN DE LA LAME DE SCIE



(fig:3-10)

La valeur de  $[\sigma]$  sera calculée d'après la condition de rupture:

$$(a - d) \cdot \delta \geq \frac{F_{ctmax}}{2 \cdot [\sigma]}$$

La valeur de  $a$  est fixée par la norme AFNOR<sup>(4)</sup>  $a = 20 \text{ mm}$

$$[\sigma] \geq \frac{F_{ctmax}}{2 \cdot (a - d) \cdot [\sigma]} \quad (3-17)$$

$$[\sigma] \geq 73,75 \text{ N/mm}^2$$

d'où

$$[\sigma] = 120 \text{ N/mm}^2$$

Sachant que:  $[\sigma] = b \cdot \left[ 0,18 \cdot \sigma_r ; 0,30 \cdot \sigma_e \right]_{\min}$

nous supposons d'abord que le minimum est:

$$[\sigma] = 0,18 \cdot \sigma_e \Rightarrow \sigma_e = 40 \text{ daN/mm}^2$$

d'où pour  $\sigma_e = 37 \text{ daN/mm}^2$  et  $\sigma_r = 67 \text{ daN/mm}^2$

on a un acier de nuance

XC 48

## \*\* CALCUL DE VÉRIFICATION

$$0,18 \cdot \sigma_r = 0,18 \cdot 67 = 120,6 \text{ N/mm}^2$$

$$0,30 \cdot \sigma_e = 0,30 \cdot 37 = 111 \text{ N/mm}^2$$

d'où on a  $0,30 \cdot \sigma_e < 0,18 \cdot \sigma_r$

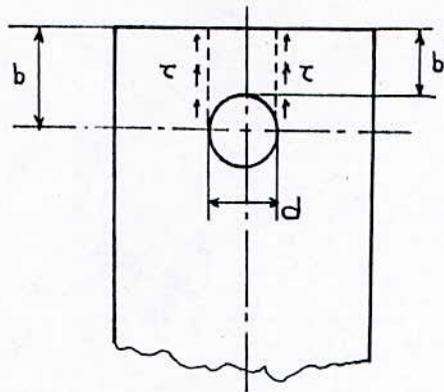
## \* CALCUL DE CORRECTION $[\sigma]$

$$[\sigma] = 0,30 \cdot \sigma_e$$

d'où

$$[\sigma] = 111 \text{ daN/mm}^2$$

d/ DETERMINATION DE LA LONGUEUR b



(fig:3-11)

Cette longueur sera calculée par la condition de cisaillement:

$$2 \cdot b' \cdot \delta' \geq \frac{F_{ctmax}}{2 \cdot [\tau]}$$

d'où

$$b' \geq \frac{F_{ctmax}}{4 \cdot \delta' \cdot [\tau]} \quad (3-18)$$

sachant que:  $[\tau] = (0,5 \div 0,6) \cdot [\sigma]$

$$[\tau] = 61,05 \text{ N/mm}^2$$

donc

$$b' \geq 6,04 \text{ mm}$$

on adoptera une valeur:  $b' = 8,5 \text{ mm}$

d'où

$$b = b' + d/2$$

alors

$$b = 13,5 \text{ mm}$$

### 3-3-3/ DIMENSIONNEMENT DES BARRES GLISSIERES

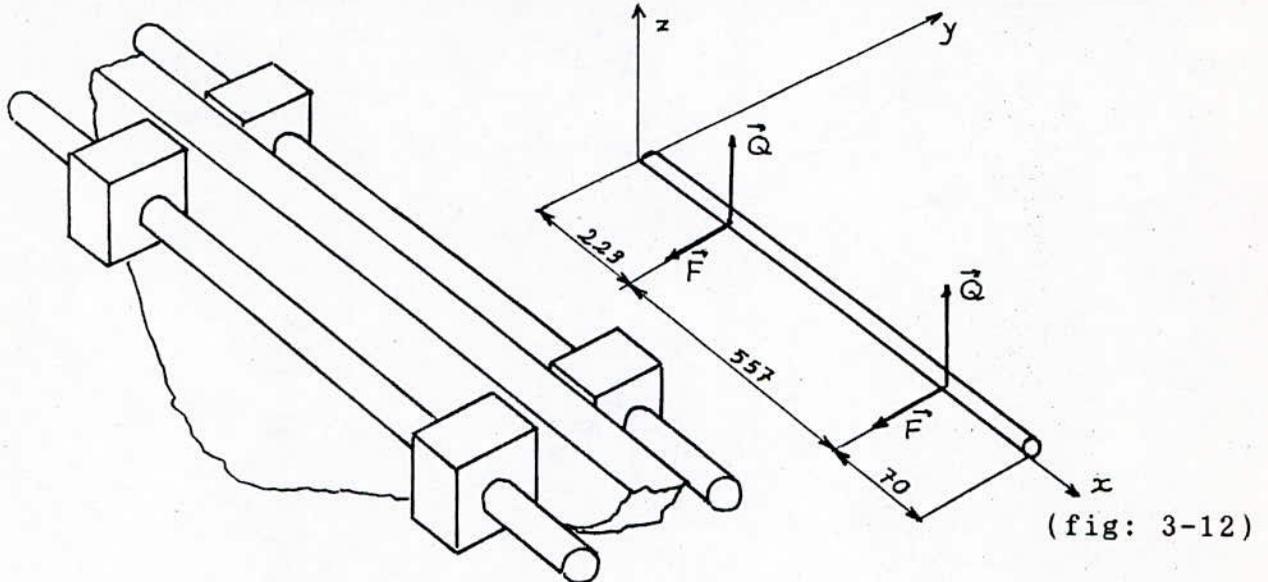
Suite à l'analyse des efforts appliqués sur les barres glissières, et d'après le tracé des graphes, nous remarquons que le maximum de l'effort apparaît en phase de travail (phase de coupe), et au moment où la position angulaire du maneton est à:

$$\theta = \pi/2$$

Par conséquent le premier point d'application des forces se trouve distant de:

$$C/2 = e = 70 \text{ mm}$$

a/ CALCUL DES EFFORTS APPLIQUES SUR LES BARRES GLISSIERES



- avec

$$F = F_{bn} / 2 \quad (3-19)$$

où  $F_{bn}$  : effort résultant des effets dus aux poids, forces d'inertie et de la composante tangentielle de l'effort de coupe.

$F_{bn}$  est déduit graphiquement nous obtenons la valeur:

$$F_{bn} = 1580 \text{ N}$$

d'où on a

$$F = 790 \text{ N}$$

-

$$Q = F_{cn} / 4 - (M_a \cdot g \cdot \cos(\beta_{moy})) / 4 \quad (3-20)$$

où  $F_{cn}$  : la composante normale de l'effort de coupe

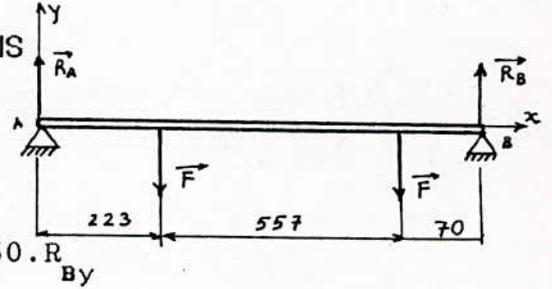
$$Q = 452,44 \text{ N}$$

b/ CALCUL DE RESISTANCE

\* CALCUL DES RÉACTIONS DES APPUIS

- Plan oxy

$$\begin{cases} \sum F_y = 0 \Rightarrow R_{Ay} + R_{By} = 2.F \\ \sum M/A = 0 \Rightarrow 223.F + 780.F = 850.R_{By} \end{cases}$$



d'où

$$R_{By} = \frac{1003.F}{850}$$

(fig:3-13)

alors

$$R_{By} = 932,20 \text{ N}$$

et

$$R_{Ay} = 2.F - R_{By}$$

$$R_{Ay} = 647,80 \text{ N}$$

- Plan oxz

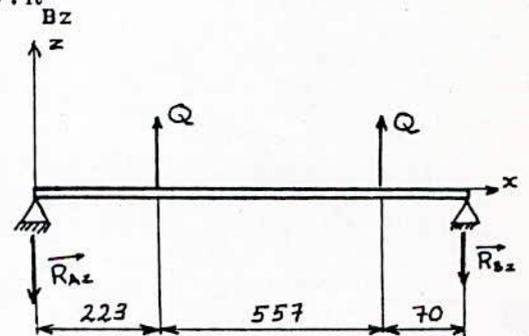
$$\begin{cases} \sum F_y = 0 \Rightarrow R_{Az} + R_{Bz} = 2.Q \\ \sum M/A = 0 \Rightarrow 223.Q + 780.Q = 850.R_{Bz} \end{cases}$$

d'où

$$R_{Bz} = 533,88 \text{ N}$$

et

$$R_{Az} = 371 \text{ N}$$



(fig:3-14)

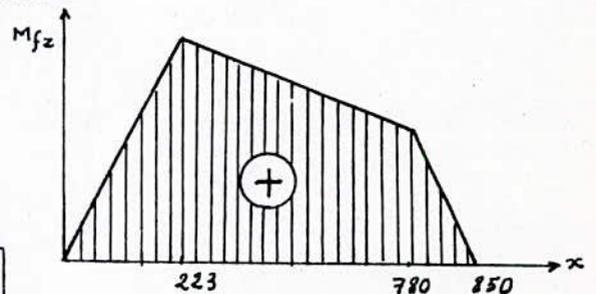
\* CALCUL DES MOMENTS DE FLEXION

- Plan oxy

- pour:  $0 \leq x \leq 223$

$$M_{fz}(x) = R_{Ay} \cdot x$$

$$M_{fz}(x) = 647,80 \cdot x$$



(fig:3-15)

$$\text{pour: } x = 223 \quad \Rightarrow \quad M_{fz} = 144,46 \text{ N.m}$$

$$\text{- pour: } 223 \leq x \leq 780$$

$$M_{fz}(x) = (R_{Ay} - F).x + 223.F$$

$$M_{fz}(x) = - 142,20.x + 176,17$$

$$\text{pour: } x = 780 \quad \Rightarrow \quad M_{fz} = 65,25 \text{ N.m}$$

$$\text{- pour: } 780 \leq x \leq 850$$

$$M_{fz}(x) = (R_{Ay} - 2.F).x + 1003.F$$

$$M_{fz}(x) = - 932,20.x + 792,37$$

$$\text{pour: } x = 850 \quad \Rightarrow \quad M_{fz} = 0 \text{ N.m}$$

- Plan oxz

$$\text{- pour: } 0 \leq x \leq 223$$

$$M_{fy}(x) = - 371.x$$

$$\text{pour: } x = 223 \quad \Rightarrow \quad M_{fy} = - 82,73 \text{ N.m}$$

$$\text{- pour: } 223 \leq x \leq 780$$

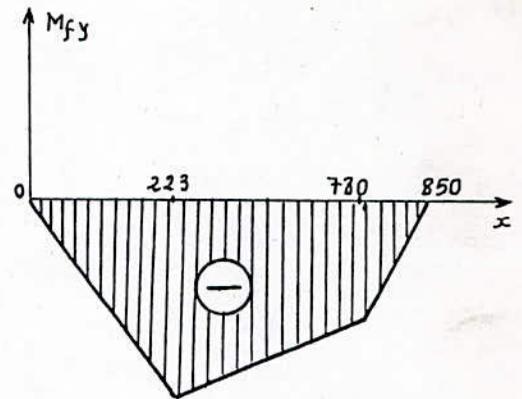
$$M_{fy}(x) = 81,44.x - 100,89$$

$$\text{pour: } x = 780 \quad \Rightarrow \quad M_{fy} = - 37,37 \text{ N.m}$$

$$\text{- pour: } 780 \leq x \leq 850$$

$$M_{fy}(x) = 533,88 \cdot x - 453,80$$

pour:  $x = 850 \Rightarrow M_{fy} = 0$



(fig:3-16)

Conclusion:

On peut conclure que la section dangereuse se trouve au niveau de l'appui A.

\* CALCUL DU DIAMETRE MINIMAL DES BARRES GLISSIÈRES

Le diamètre minimal est donné par l'expression suivante:

$$d \geq \left[ \frac{32 \cdot M_r}{\pi \cdot [\sigma]} \right]^{1/3}$$

avec  $M_r$  : moment de flexion résultant

$$M_r = 166,47 \text{ N.m}$$

Pour un acier étiré destiné à un traitement thermique (trempe et un revenu), on choisit un acier de nuance

XC 35

avec  $\sigma_r = 740 \text{ MPa}$                        $\sigma_e = 560 \text{ MPa}$

$$[\sigma] = b \cdot \left[ 0,18 \cdot \sigma_r ; 0,30 \cdot \sigma_e \right]_{\min}$$

avec  $b = 1$  (sans concentration de contraintes)

$$[\sigma] = 133,20 \text{ MPa}$$

Le calcul final du diamètre minimal nous donne:

$$d \geq 23,35 \text{ mm}$$

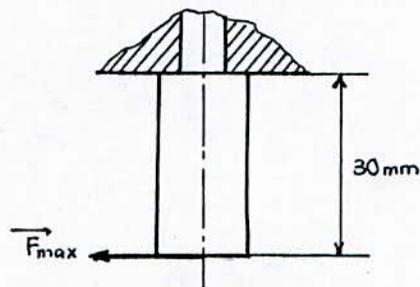
pour notre conception nous adopterons la valeur:

$$d = 25 \text{ mm}$$

### 3-3-4/ DIMENSIONNEMENT DU MANETON

Les deux faillites possibles à vérifier pour le dimensionnement du maneton sont:

#### a/ Faillite due à la flexion



(fig:3-17)

L'effort résultant appliqué sur le maneton est:

$$F_{\max} = \left[ T_{\max}^2 + N_{\max}^2 \right]^{1/2} \quad (3-21)$$

où  $N_{\max}$ ,  $T_{\max}$  : efforts normal et tangentiel maximaux appliqués sur le maneton et déduits des graphes

$$F_{\max} = 8408,27 \text{ N}$$

La section dangeureuse se trouve au niveau de l'encastrement. Le calcul du moment de flexion maximal nous donne:

$$M_{f\max} = 252,25 \text{ N.m}$$

pour un maneton destiné à subir des chocs importants on utilise

un acier allié de nuance

20 NC 6

avec  $\sigma_r = 1230 \text{ MPa}$   $\sigma_e = 980 \text{ MPa}$

alors on a:

$$[\sigma] = 221,40 \text{ MPa}$$

Le calcul du diamètre minimal du maneton afin d'éviter la faillite due au cisaillement nous donne:

$$d \geq 23 \text{ mm}$$

b/ Faillite due au cisaillement

La condition de résistance au cisaillement est:

$$(\pi \cdot d^2) / 4 \geq F_{\max} / [\tau]$$

d'où

$$d \geq \left[ \frac{4 \cdot F_{\max}}{\pi \cdot [\tau]} \right]^{1/2}$$

avec

$$[\tau] = 122 \text{ MPa}$$

Le calcul du diamètre minimal du maneton afin d'éviter la faillite due au cisaillement nous donne:

$$d \geq 9,40 \text{ mm}$$

La valeur finale que nous utiliserons pour notre conception est:

$$d = 25 \text{ mm}$$

Pour le choix du roulement, nous utiliserons un roulement de type:

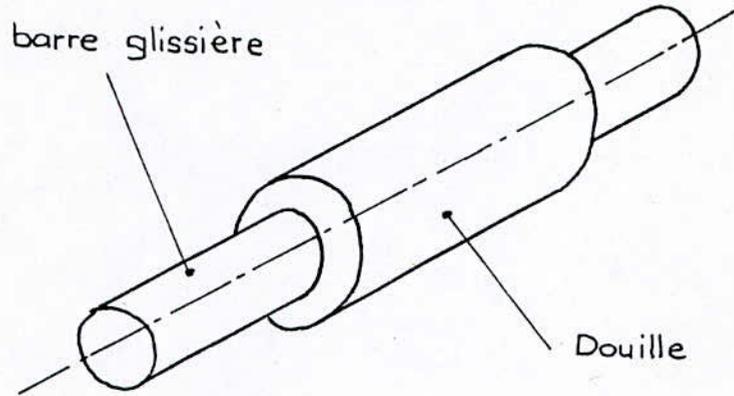
$$25 \text{ BC } 02$$

### 3-3-5/ CALCUL DES DOUILLES A BILLES<sup>(13)</sup>

Connaissant le diamètre des barres glissières, on peut définir le type de douilles à billes à utiliser, mais il faut aussi que la valeur calculée de la durée de fonctionnement soit convenable pour ce genre de machine à régime de travail moyen.

Pour ce faire, nous allons considérer la machine travaillant

dans les conditions les plus sévères (sciage du matériau le plus dur de la gamme choisie). La charge appliquée sur les douilles sera définie comme étant la moyenne des efforts moyens appliqués dans les deux phases travail-retour à vide.



(fig: 3-18)

avec 
$$F_{\text{moy}} = \left[ F_{\text{moy}}(\text{retour}) ; F_{\text{moy}}(\text{travail}) \right]_{\text{moy}} \quad (3-22)$$

et 
$$Q_{\text{moy}} = \left[ Q(\text{retour}) ; Q(\text{travail}) \right]_{\text{moy}} \quad (3-23)$$

$$F_{\text{moy}}(\text{retour}) = F_{\text{bn moy}}(\text{retour}) / 2$$

$$F_{\text{moy}}(\text{retour}) = \frac{1}{2 \cdot \pi} \int_0^{\pi} (0,105 \cdot \omega^2 \cdot \cos(\theta) + 44,18 \cdot \sin(\beta_{\text{moy}})) d\theta$$

où  $\omega = 3,72 \text{ rad/s}$  et  $\beta_{\text{moy}} = 16^{\circ}30'$

alors

$$F_{\text{moy}}(\text{retour}) = 6,28 \text{ N}$$

$$F_{\text{moy}}(\text{travail}) = \frac{1}{2 \cdot \pi} \int_0^{\pi} (0,27 \cdot F_{\text{ct}} \cdot \sin\theta + 0,105 \cdot \omega^2 \cdot \cos\theta - 44,18 \cdot \sin\beta_{\text{moy}}) d\theta$$

où  $\omega = 3,72 \text{ rad/s}$  ;  $\beta_{\text{moy}} = 16^{\circ}30'$  et  $F_{\text{ct}} = 5900 \text{ N}$

alors

$$F_{\text{moy}}(\text{travail}) = 500,58 \text{ N}$$

d'où 
$$F_{\text{moy}} = \frac{F_{\text{moy}}(\text{retour}) + F_{\text{moy}}(\text{travail})}{2}$$

donc

$$F_{\text{moy}} = 254,54 \text{ N}$$

et nous avons:

$$Q_{\text{moy}} = \frac{Q(\text{retour}) + Q(\text{travail})}{2}$$

d'où

$$Q_{\text{moy}} = 245,83 \text{ N}$$

alors l'effort résultant appliqué sur la douille est:

$$F_r = \left[ F_{\text{moy}}^2 + Q_{\text{moy}}^2 \right]^{1/2}$$

donc

$$F_r = 353,83 \text{ N}$$

pour  $d = 25 \text{ mm}$  on a:  $D = 40 \text{ mm}$  ;  $B = 58 \text{ mm}$  et  $C_o = 2160 \text{ N}$

où

$d$  : diamètre intérieur de la douille

$D$  : diamètre extérieur de la douille

$B$  : longueur de la douille

$C_o$  : capacité de charge statique

### \* CALCUL DE LA CHARGE FICTIVE

Pour un fonctionnement lent, intermittent et subissant des chocs, la charge fictive sera définie d'après la relation suivante:

$$P_o = \frac{F_r}{f_H \cdot f_P} \quad (3-23)$$

- Calcul des facteurs

$f_H$  : facteur de dureté l'arbre

pour HRC  $\geq$  60  $f_H = 1$

$f_p$  : facteur de chargement

pour une douille fermée et fondue  $f_p = 1$

d'où

$$P_o = F_r = 353,15 \text{ N}$$

d'où le facteur de durée sera calculé d'après l'expression suivante:

$$f_L = \frac{P_o}{F_r}$$

$$f_L = 0,16$$

donc nous avons la durée nominale:  $L_n = 260 (10^5 \text{ m})$

d'où la durée de fonctionnement en heures est:

$$L_h = (5 \cdot 10^6) / (6 \cdot C \cdot V) \quad (3-24)$$

où C : course de va-et-vient (C = 140 mm)

V : vitesse moyenne (V = 35,5 c/min)

$$L_h = 44 \ 218 \text{ heures}$$

CHAPITRE IV

**DISPOSITIF  
DE RELEVAGE**

## INTRODUCTION

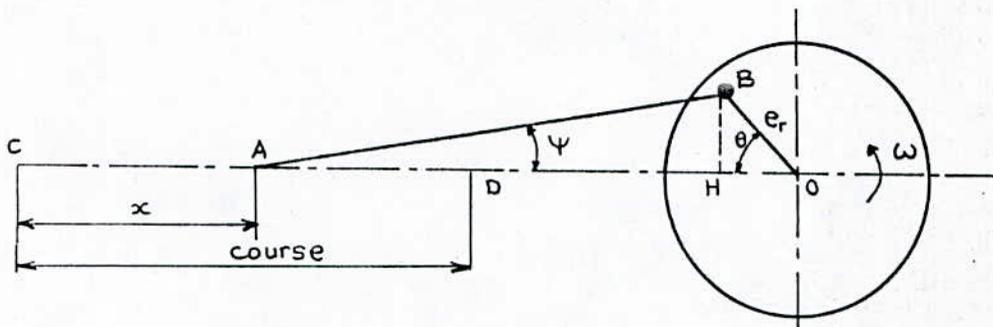
Le dispositif de relevage de l'archet est constitué essentiellement:

- du dispositif de relevage en fin de course de travail qui permet le degagement de la lame de scie pour éviter une usure supplémentaire et augmenter sa durée de vie.

- du dispositif de relevage en fin d'opération de sciage qui permet un relevage automatique de l'archet pour éviter que l'archet ne bute avec la table et amortir le temps mort du relevage.

### 4-1/ EQUATIONS CINEMATQUES DU MOUVEMENT DE LA TETE DU LEVIER

#### 4-1-1/ POSITION INSTANTANEE DE LA TETE DU LEVIER



(fig:4-1)

Soit X l'élongation à partir du point C. A l'aide de la fig:4-1 on peut écrire :

$$X = CO - AO = l + e_r - (l \cdot \cos(\psi) - e_r \cdot \cos(\theta))$$

On pose

$$\lambda = \frac{e_r}{l}$$

où  $e_r$  : excentricité permettant le relevage en fin de course de travail.

$l$  : longueur de la bielle.

d'où

$$X = e_r \cdot \left[ 1 - \cos(\theta) + (1/\lambda) \cdot (1 - \cos(\psi)) \right]$$

Or on a:

$$e_r \cdot \sin(\theta) = 1 \cdot \sin(\psi) \Rightarrow \frac{\sin(\psi)}{\sin(\theta)} = \frac{e_r}{1} = \lambda$$

donc on peut exprimer le tout en fonction de  $\theta$

$$\sin(\psi) = \lambda \cdot \sin(\theta)$$

$$\cos(\psi) = \left[ 1 - \lambda^2 \cdot \sin^2(\theta) \right]$$

d'où

$$X = e_r \cdot \left[ 1 - \cos(\theta) + (1/\lambda) \cdot \left( 1 - \left[ 1 - \lambda^2 \cdot \sin^2(\theta) \right] \right) \right]$$

Simplifions la relation en développant en série:  $\left[ 1 - \lambda^2 \cdot \sin^2(\theta) \right]^{1/2}$   
 $\left[ 1 - \lambda^2 \cdot \sin^2(\theta) \right]^{1/2} = 1 - (1/2) \cdot \lambda^2 \cdot \sin^2(\theta) - (1/8) \cdot \lambda^4 \cdot \sin^4(\theta) \dots$

Comme  $\lambda$  a une valeur généralement faible, alors le terme  $1/8 \cdot \lambda^4 \cdot \sin^4(\theta)$  est négligeable donc on aura:

$$X = e_r \cdot \left[ 1 - \cos(\theta) + (\lambda/2) \cdot \sin^2(\theta) \right] \quad (4-1)$$

donc l'élongation  $X$  du point A est une fonction périodique.

#### 4-1-2/ VITESSE INSTANTANEE DE LA TETE DU LEVIER

Dérivons l'expression (4-1) par rapport au temps:

$$V = dX/dt = (dX/d\theta) \cdot (d\theta/dt)$$

sachant que  $d\theta/dt = \omega$  (vitesse de rotation de l'arbre)

$$V = e_r \cdot \omega \cdot \left[ \sin(\theta) + (\lambda/2) \cdot \sin(2\theta) \right] \quad (4-2)$$

La vitesse du point N est composée d'une sinusoïde  $\sin(\theta)$  et d'une harmonique  $\sin(2\theta)$ . Pour connaître la valeur de  $\theta$  où la vitesse est maximum, il faut varier  $dX/dt$  par rapport à  $\theta$ .

#### 4-1-3/ VITESSE MOYENNE DE LA TETE DU LEVIER

D'après la fig 4-1, le point N parcourt la course  $c = 2.e$  de  $(0 \text{ à } \pi)$  puis de  $(\pi \text{ à } 2.\pi)$ . On peut écrire donc:

$$V_m = (1/\pi) \int_0^{\pi} e.\omega. [\sin(\theta) + (\lambda/2).\sin(2.\theta)] .d\theta$$

d'où 
$$V_m = (2.e.\omega)/\pi \quad \text{ou bien} \quad V_m = (c.\omega)/\pi \quad (4-3)$$

#### 4-2-4/ ACCELERATION INSTANTANEE DE LA TETE DU LEVIER

En dérivant l'expression (4-2) par rapport au temps:

$$a = dV/dt = d^2X/dt^2$$

$$a = e.\omega^2. [\cos(\theta) + \lambda.\cos(2.\theta)] \quad (4-4)$$

- l'accélération s'annule pour  $\cos(\theta) + \lambda.\cos(2.\theta) = 0$

- l'accélération passe par un maximum et un minimum :

$$\frac{d}{dt} \left[ d^2X/dt^2 \right] = 0$$

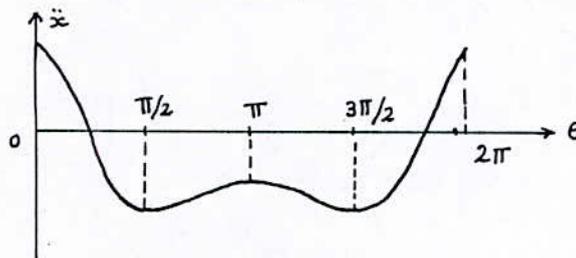
c.à.d

$$\left[ 1 + 4.\lambda.\cos(\theta) \right].\sin\theta = 0$$

$$\Rightarrow \begin{cases} \sin(\theta) = 0 & \Rightarrow \theta = 0 \text{ et } \pi \\ \text{ou} \\ (1 + 4.\lambda.\cos(\theta)) = 0 & \Rightarrow \cos(\theta) = -1/4.\lambda \end{cases}$$

Cela est possible si et seulement si  $\lambda > 1/4$

Dans ce cas l'allure de la courbe de l'accélération sera de la forme:



(fig:4-3)

Celà entraîne des variations trop fréquentes de l'accélération, et alors naissent des chocs importants. Pour palier à celà, on doit éliminer l'extrémum dû à :

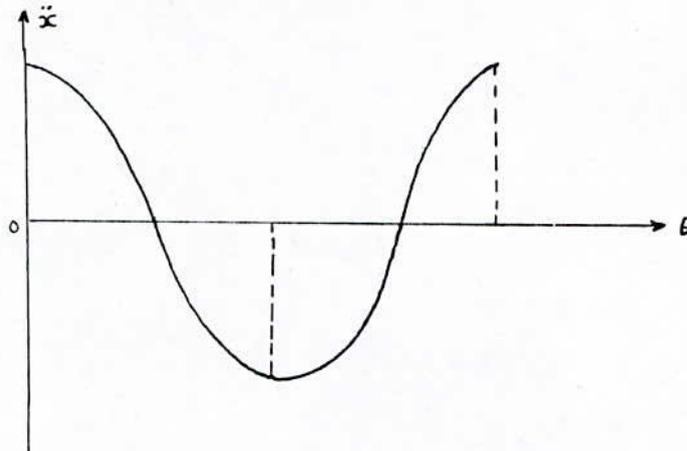
$$1 + 4.\lambda.\cos(\theta) = 0$$

on a qu'a prendre :

$\lambda < 1/4$
-----------------

(4-5)

Ainsi la courbe sera de la forme :



(fig:4-4)

#### 4-2/ CALCUL DE LA VALEUR DE L'EXCENTRICITE

##### 4-2-1/ MISE EN EQUATION ET CALCUL DES COORDONNEES DES EXTREMITES DE LA PARTIE INFERIEUR DU LEVIER

D'après la fig: 4-5 on a :

- le repère  $XO_1Y$  pivotant avec le carter

- l'équation du premier cercle ( $C_1$ ) de centre  $O_1$  est :

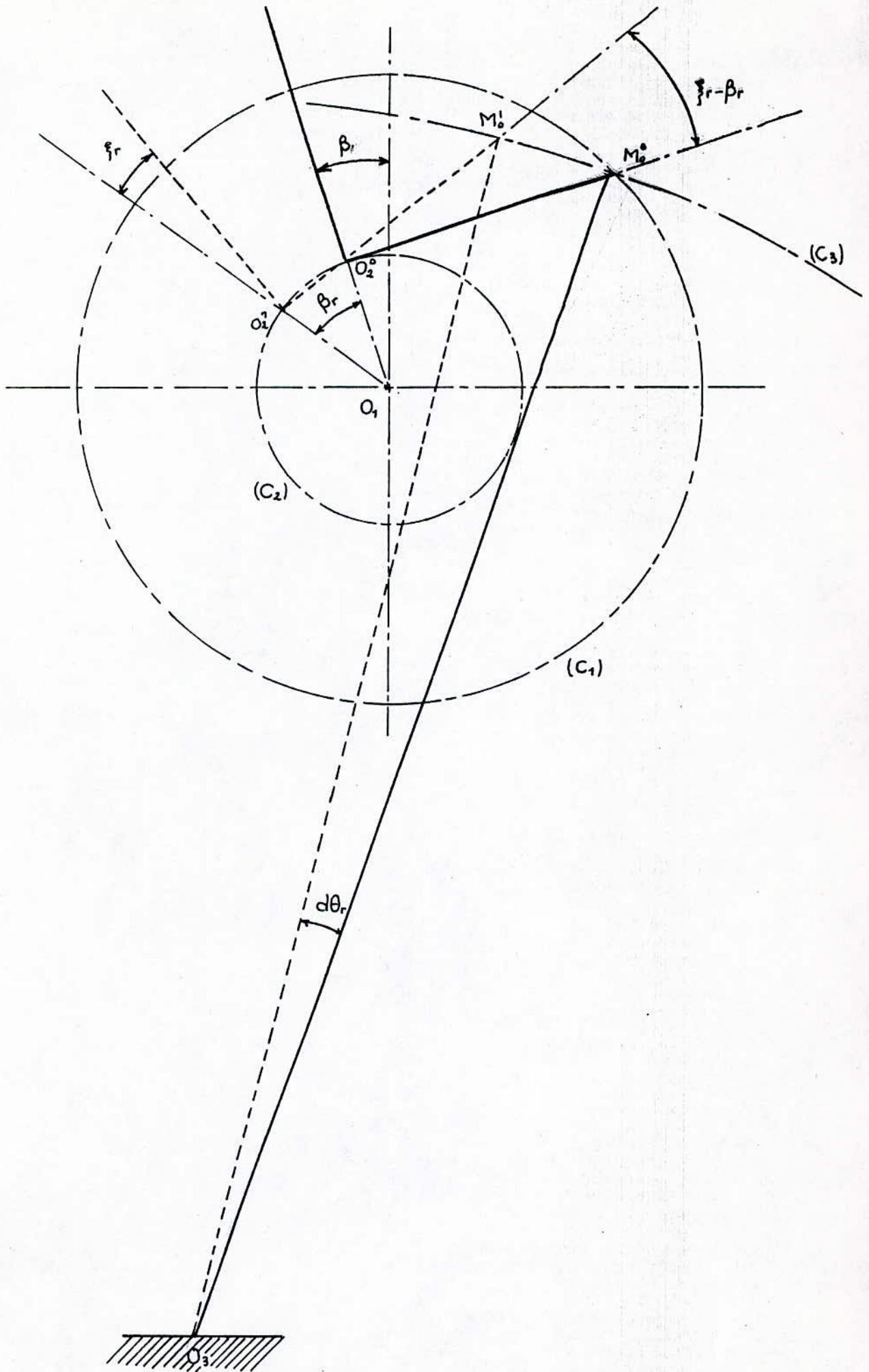
$$x^2 + y^2 = a^2 \quad \text{avec } a = O_1M$$

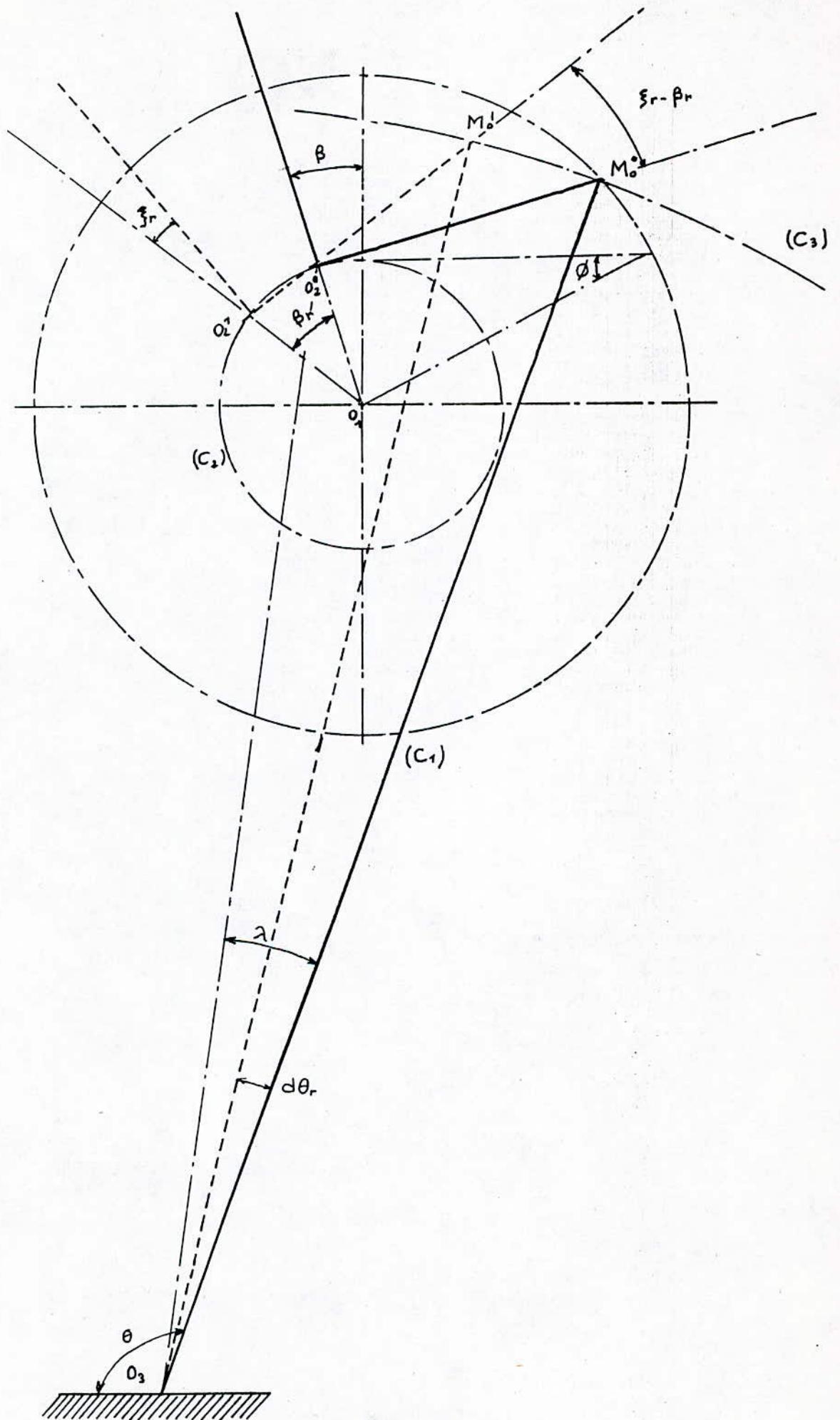
- l'équation du deuxième cercle ( $C_2$ ) de centre  $O_1$  est :

$$x^2 + y^2 = b^2 \quad \text{avec } b = O_1O_2$$

- l'équation du troisième cercle ( $C_3$ ) de centre  $O_3$  est :

$$(x - x_{O_3})^2 + (y - y_{O_3})^2 = c^2 \quad \text{avec } c = O_3M$$





- l'équation de la tige  $O_2M_0$  est :

$$(x_M - x_O)^2 + (y_M - y_O)^2 = L^2 \quad \text{avec} \quad L = O_2M_0$$

Pour une orientation quelconque  $\beta$  de la tige avant le relevage, les coordonnées des extrémités de la tige  $O_2M_0$  sont:

$$M_0^O (X_M^O, Y_M^O) \quad \text{et} \quad O_2^O (X_O^O, Y_O^O)$$

avec

$$\begin{cases} X_M^O = O_1M_0 \cdot \cos(\beta + \phi) \\ Y_M^O = O_1M_0 \cdot \sin(\beta + \phi) \end{cases} \quad \text{et} \quad \begin{cases} X_O^O = -O_1O_2 \cdot \sin(\beta) \\ Y_O^O = O_1O_2 \cdot \cos(\beta) \end{cases}$$

avec

$$\phi = \text{Arctg}(O_1O_2 / O_2M_0)$$

Pour un relevage d'écartement angulaire du carter de  $\beta_r$ , les coordonnées des extrémités de la tige sont:

$$\begin{cases} X_O^1 = -O_1O_2 \cdot \sin(\beta + \beta_r) \\ Y_O^1 = O_1O_2 \cdot \cos(\beta + \beta_r) \end{cases}$$

Puisque  $M_0$  appartient au cercle (Cs) et la tige, ses coordonnées doivent vérifier le système d'équations suivant:

$$\begin{cases} (X_M^1 - X_{O3}^1)^2 + (Y_M^1 - Y_{O3}^1)^2 = c^2 & (1) \\ (X_M^1 - X_O^1)^2 + (Y_M^1 - Y_O^1)^2 = L^2 & (2) \end{cases}$$

de l'équation (1) on a:

$$\boxed{X_M^1 = X_{O3}^1 - \left[ c^2 - (Y_M^1 - Y_{O3}^1)^2 \right]^{1/2}} \quad \text{car } X_{O3}^1 > X_M^1 \quad (4-6)$$

d'où de l'équation (2) On a:

$$Y_M^1 = Y_O^1 + \left[ L^2 - (X_M^1 - X_O^1)^2 \right]^{1/2} \quad \text{car } Y_M^1 > Y_O^1$$

en substituant l'équation (4-1) dans l'équation (2) on a:

$$Y_M^1 = Y_O^1 + \left[ L^2 - \left[ X_{O_3} - \left[ c^2 - (Y_M^1 - Y_{O_3})^2 \right]^{1/2} - X_O^1 \right]^2 \right]^{1/2}$$

(4-7)

- CALCUL DES COORDONNÉES DES POINTS  $O_2$  ET  $M_O$  AVANT LE RELEVAGE

Sachant que:

$$L = O_2 M_O = 150 \text{ mm} ; \quad c = O_3 M_O + C_P ; \quad O_3 M_O = 430 \text{ mm}$$

où  $C_P$  : course du piston du dispositif hydraulique

$$\text{pour } \beta = 33^\circ \quad \text{on a: } C_P = 102 \text{ mm}$$

$$\text{d'où } c = O_3 M = 532 \text{ mm}$$

$$O_1 O_2 = 110 \text{ mm} ; \quad O_1 M_O = 180 \text{ mm}$$

$$\text{alors } X_O^0 = -59,91 \text{ mm} \quad \text{et} \quad Y_O^0 = 92,25 \text{ mm}$$

$$\text{et } \phi = 36,25^\circ$$

$$\text{d'où } X_M^0 = 65,90 \text{ mm} \quad \text{et} \quad Y_M^0 = 173,94 \text{ mm}$$

donc

$O_2^0 (-59,91 \text{ mm} ; 92,25 \text{ mm})$
$M_O^0 (65,90 \text{ mm} ; 173,94 \text{ mm})$

- CALCUL DES COORDONNÉES DU POINT  $O_3$

De la fig 4-5 nous avons:

$$X_{O_3} = O_1 O_3 \cdot \cos(\theta_O - d\theta_{\max} - \lambda) \quad (4-8)$$

$$Y_{O_3} = O_1 O_3 \cdot \sin(\theta_O - d\theta_{\max} - \lambda) \quad (4-9)$$

Soit le triangle  $O_1 O_3 M$  nous avons:

$$O_2 M^2 = O_1 O_3^2 + O_3 M^2 - 2 \cdot O_1 O_3 \cdot O_3 M \cdot \cos(\lambda)$$

En substituant cette valeur dans l'équation (4-5) on obtient:

$$Y_M^1 = 168,75 \text{ mm}$$

$M_0$  par itérations successives on obtient: En utilisant la formule (4-6), on calcule l'ordonnée du point

- DÉTERMINATION DES COORDONNÉES DU POINT  $M_0$  EN FIN DU RELEVAGE

$$\begin{matrix} O_1^1 \\ O_2^1 \end{matrix} (-61,51 \text{ mm} ; 91,19 \text{ mm})$$

alors

nous avons  $X_1^0 = -61,51 \text{ mm}$  et  $Y_1^0 = 91,19 \text{ mm}$

$$Y_1^0 = O_2^1 \cdot \cos(\beta + \beta^r) \quad (4-11)$$

$$X_1^0 = -O_2^1 \cdot \sin(\beta + \beta^r) \quad (4-10)$$

et sachant que  $O_2^2$  appartient au cercle ( $C_2$ ) on a:

$$\beta^r = 1^\circ$$

L'écartement angulaire du carter pivotant nécessaire au décollement des dents de la lame de scie est:

CALCUL DES COORDONNÉES DU POINT  $O_2^2$  EN FIN DU RELEVAGE

$$O_3^2 (388,76 \text{ mm} ; -254,69 \text{ mm})$$

alors

$X_{O3}^2 = 388,76 \text{ mm}$  et  $Y_{O3}^2 = -254,69 \text{ mm}$

alors

$$\lambda = 84,83^\circ$$

$$\lambda = \text{Arcos} \left[ \frac{O_2^2 M_3^2 + O_3^2 M_3^2 - O_2^2 O_3^2}{2 \cdot O_2^2 M_3^2} \right]$$

d'où

$$X_M^1 = 66,70 \text{ mm}$$

alors

$$M_O^1 (66,70 \text{ mm} ; 168,75 \text{ mm})$$

#### 4-2-2/ DETERMINATION DE L'ÉCARTEMENT ANGULAIRE DU LEVIER ET DEDUCTION DE LA VALEUR DE L'EXCENTRICITE

##### - ÉCARTEMENT ANGULAIRE DU LEVIER

D'après la fig:4-6 on a:

$$(\vec{O}_2^0 M_2^0 ; \vec{O}_2^1 M_2^1) = \xi_r - \beta_r$$

où  $\xi_r$  : écartement angulaire du levier

les vecteurs  $\vec{O}_2^0 M_2^0$  et  $\vec{O}_2^1 M_2^1$  auront les coordonnées suivantes:

$$\vec{O}_2^0 M_2^0 (125,79 \text{ mm} ; 81,69 \text{ mm}) \text{ et } \vec{O}_2^1 M_2^1 (128,21 \text{ mm} ; 77,56 \text{ mm})$$

$$\text{d'où } \vec{O}_2^0 M_2^0 \cdot \vec{O}_2^1 M_2^1 = \|\vec{O}_2^0 M_2^0\| \cdot \|\vec{O}_2^1 M_2^1\| \cdot \cos(\vec{O}_2^0 M_2^0 ; \vec{O}_2^1 M_2^1)$$

alors

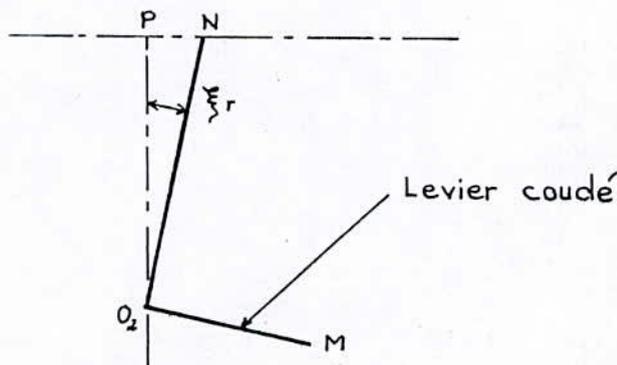
$$\xi_r = (\vec{O}_2^0 M_2^0 ; \vec{O}_2^1 M_2^1) - \beta_r = \text{Arcos} \left[ \frac{\vec{O}_2^0 M_2^0 \cdot \vec{O}_2^1 M_2^1}{|\vec{O}_2^0 M_2^0|^2} \right] - \beta_r$$

(4-12)

donc

$$\xi_r = 3,20^\circ$$

##### - DÉDUCTION DE LA VALEUR DE L'EXCENTRICITÉ NÉCESSAIRE AU RELEVAGE



(fig:4-6)

De la fig:4-6 nous avons:

$$PN = 2 \cdot e_r = O_2 N \cdot \xi_r$$

d'où 
$$e_r = (O_2 N \cdot \xi_r) / 2$$

où  $O_2 N$  : partie supérieure du levier

alors

$e_r = 7 \text{ mm}$
----------------------

En calculant  $\lambda$  on trouve une valeur de l'ordre de 0,032 qui vérifie la condition cinématique (4-5).

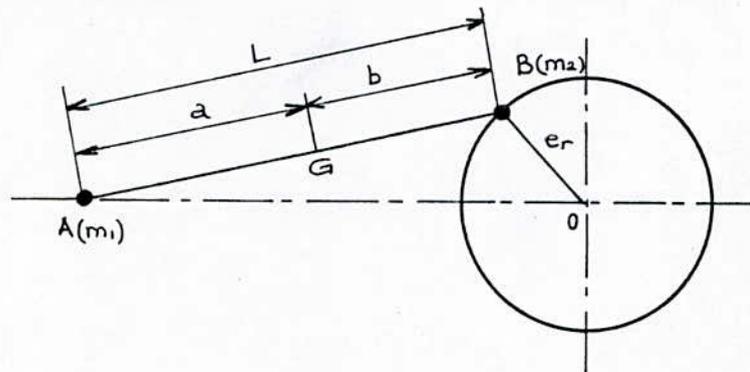
### 4-3/ ANALYSE DES FORCES APPLIQUEES SUR LA BIELLE ET LE MANETON

Par suite de la cinématique du système bielle-manivelle (excentrique), il existe des forces d'inertie variables en fonction de la position. Elles sont de la forme  $m \cdot \vec{a}$ ,  $m$  étant la masse de l'élément considéré et  $\vec{a}$  son accélération. Comme elles apportent toujours des perturbations dans la transmission de mouvement et une fatigue supplémentaire des organes, elles doivent être évaluées et équilibrées. Ces forces d'inertie provoquent des sollicitations composées dans le corps de la bielle.

Au moment du relevage des efforts supplémentaires aux forces d'inertie, dus au moment développé par la composante du poids de l'ensemble pivotant, sollicitant la bielle et le maneton de façon considérable.

#### 4-3-1/ REPARTITION DES EFFORTS DUS AUX FORCES D'INERTIE

- SOLLICITATIONS DE LA BIELLE



(fig:4-7)

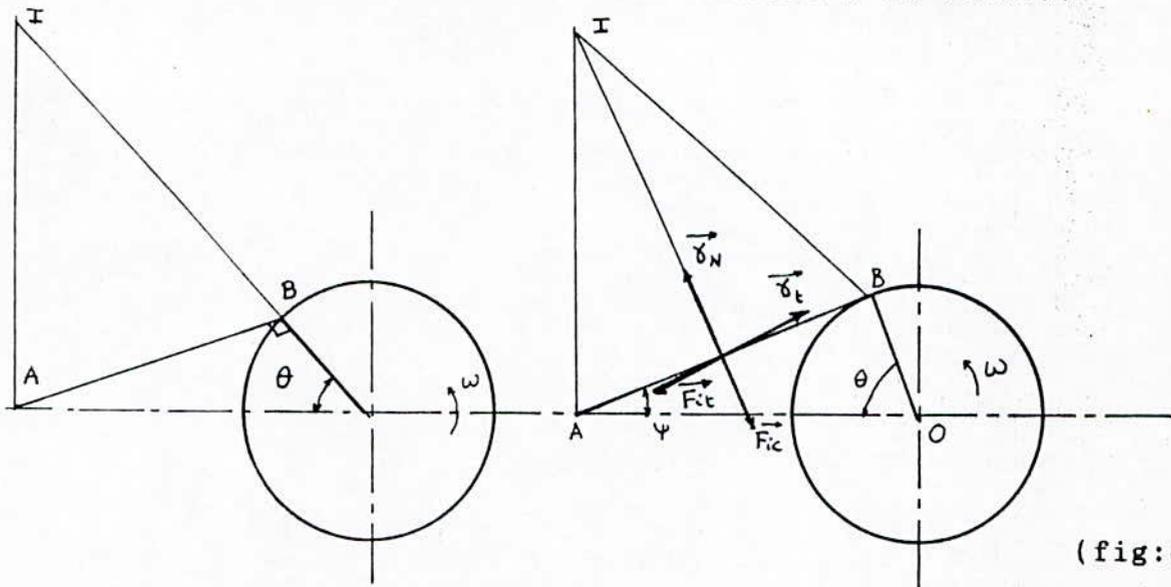
Afin de simplifier certains calculs, on fait appel à la théorie de la bielle fictive<sup>(14)</sup> dont la répartition des masses ponctuelles est la suivante:

$$m_1 = (1/3).M \text{ en } A$$

$$m_2 = (2/3).M \text{ en } B$$

$m_1$  s'ajoute à la masse de la tête du levier en forme de L ainsi qu'à la masse de la rotule dont le mouvement est rectiligne alternatif,  $m_2$  s'ajoute à la masse du maneton excentré et au roulement dont le mouvement est circulaire.

La sollicitation de flexion est sensiblement maximale quand la bielle est sensiblement perpendiculaire à la manivelle. A ce moment les forces d'inerties sont normales à la bielle.



(fig:4-8)

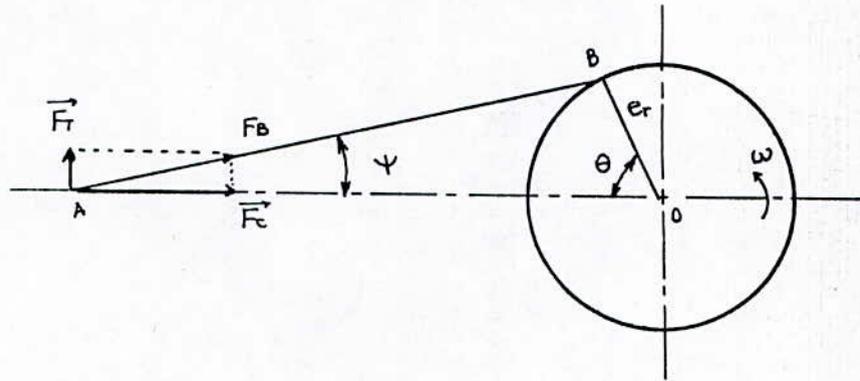
Soit un point N quelconque de la bielle, il peut être considéré comme subissant à chaque instant une rotation infiniment petite autour du centre instantané de rotation I, d'où une force tangentielle  $F_t$  normale à IN. La bielle est soumise à la résultante de toutes ces forces d'inertie cette résultante tend à faire fléchir la bielle qui est maintenue en A et B.

#### Compression - flambement

Due principalement aux forces d'inertie de la masse  $(m_c + m_1)$  (masse de la tête du levier - rotule).

En N, la masse  $(m_c + m_1)$  de la tête du levier et du pied de bielle, ainsi que la rotule, se déplacent avec un mouvement rectiligne alternatif. Le pied de bielle étant soumis à une force d'inertie dont le module est:

$$F_c = (m_c + m_1) \cdot a$$



(fig:4-9)

Cette force se décompose en  $F_T$  et  $F_B$ . La bielle est soumise à la force  $F_B$ :

$$F_B = F_c / \cos(\psi)$$

$$F_B = (m_c + m_1) \cdot \frac{a}{\cos(\psi)}$$

et sachant que:  $\sin(\psi) = \lambda \cdot \sin(\theta)$

d'où  $\psi = \text{Arcsin}(\lambda \cdot \sin(\theta))$

et  $a = e_r \cdot \omega^2 \cdot \left[ \cos(\theta) + \lambda \cdot \cos(2\theta) \right]$

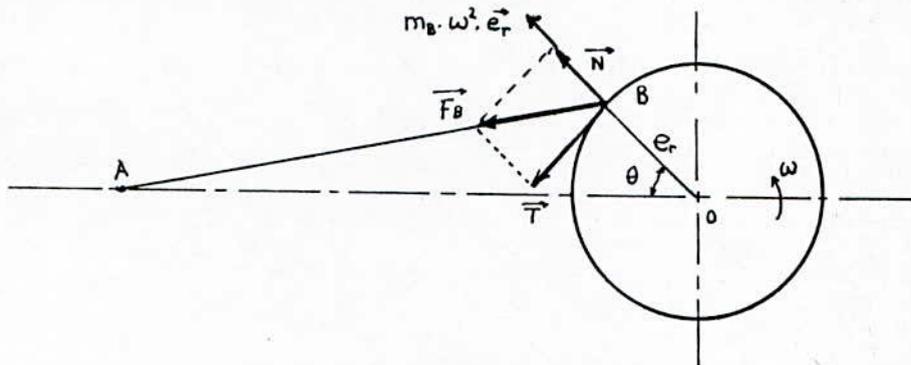
alors 
$$F_B = (m_c + m_1) \cdot \frac{e_r \cdot \omega^2 \cdot (\cos(\theta) + \lambda \cdot \cos(2\theta))}{\cos(\text{Arcsin}(\lambda \cdot \sin(\theta)))}$$

avec

$$m_1 = 0,33 \text{ Kg} ; m_c = 0,5 \text{ Kg} ; e_r = 7 \text{ mm} ; \lambda = 0,032$$

$$F_B = 6 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\omega^2 \cdot (\cos(\theta) + 0,032 \cdot \cos(2\theta))}{\cos(\text{Arcsin}(0,032 \cdot \sin(\theta)))} \quad (4-13)$$

- SOLLICITATIONS SUR LE MANETON



(fig:4-10)

D'après la fig:4-10 on peut voir que le point B est soumis aussi bien à  $F_B$  qu'à  $m_B \cdot \omega^2 \cdot e$  en module.

L'effort  $F_B$  se décompose en T et N'.

L'effort N' se compose avec  $m_B \cdot \omega^2 \cdot e$  (force centrifuge).

La masse  $m_B$  est composée de la masse de la tête de bielle, du roulement et du maneton.

on a:

$$T = (m_1 + m_c) \cdot a \cdot \frac{\sin(\psi + \theta)}{\cos(\psi)}$$

$$N = m_B \cdot \omega^2 \cdot e - (m_1 + m_c) \cdot a \cdot \frac{\cos(\psi + \theta)}{\cos(\psi)}$$

d'où

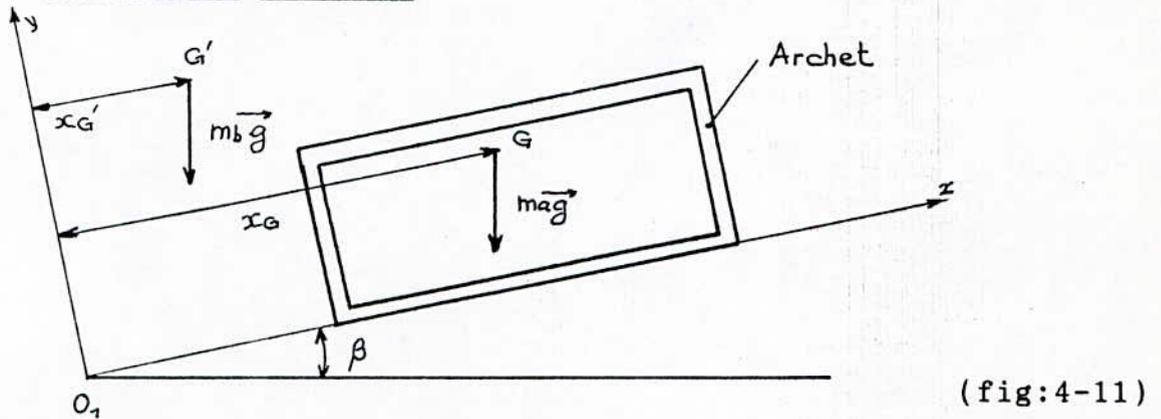
$$T = 6 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\omega^2 \cdot (\cos(\theta) + 0,032 \cdot \cos(2 \cdot \theta))}{\cos(\psi)} \cdot \sin(\psi + \theta) \quad (4-14)$$

$$N = 6 \cdot 10^{-3} \cdot \omega^2 \left[ 1 - \frac{(\cos(\theta) + 0,032 \cdot \cos(2 \cdot \theta))}{\cos(\psi)} \cdot \cos(\psi + \theta) \right] \quad (4-15)$$

Ces forces d'inertie sont calculées seulement pour dimensionner les pièces. Pour cela, on les calculera à leurs valeurs maximales.

## 4-3-2/ REPARTITION DES EFFORTS DUS AUX POIDS DE L'ENSEMBLE PIVOTANT

### a/ MOMENTS DUS AUX POIDS DES ELEMENTS CONSTITUTIFS DE L'ENSEMBLE PIVOTANT



Soit le repère  $XO_1Y$  repère pivotant avec l'ensemble.

- Le moment dû aux poids des éléments immobiles en translation tendant à faire descendre l'ensemble pivotant est:

$$m_b \cdot g \cdot \cos(\beta) \cdot X_{G'}$$

avec

$m_b$  : masse de tous les éléments immobiles en translation

$X_{G'}$  : l'abscisse du centre de gravité des éléments immobiles en translation dans le repère  $XO_1Y$

- Le moment dû aux poids des éléments mobiles en translation tendant à faire descendre l'ensemble pivotant est:

$$m_a \cdot g \cdot \cos(\beta) \cdot X_G$$

où

$$X_G = X_{(ox)} + OO_1$$

avec

$$X_{(ox)} = a + e \cdot \cos(\theta)$$

où

$m_a$  : masse des éléments coulissants

$X_G$  : l'abscisse instantanée du centre de gravité

Le moment résultant engendré par le poids des éléments constitutifs de l'ensemble pivotant est:

$$M_T = m_b \cdot g \cdot \cos(\beta) \cdot X_{G'} + m_a \cdot g \cdot \cos(\beta) \cdot X_G \quad (4-16)$$

b/ Sollicitations sur la bielle

La force appliquée sur l'axe  $O_2$  de pivotement du levier est:

$$F_{O_2} = M_T / O_1 O_2$$

Pour qu'il y ait équilibre autour de  $O_2$  il faut :

$$F_b \cdot O_2 N = F_M \cdot O_2 M_O^1$$

avec

$F_b$  : force appliquée sur le pied de bielle

$F_M$  : force appliquée au point  $M_O^1$

et pour qu'il y ait équilibre autour de  $O_1$  il faut:

$$F_{O_2} \cdot O_1 O_2 = F_M \cdot O_1 M_O^1$$

d'où la force appliquée sur le pied de bielle est:

$$F_b = \frac{O_2 M_O^1}{O_2 N \cdot O_1 M_O^1} \cdot M_T$$

En fin de course de travail ( $\theta = \pi$ ) la force  $F_b$  sera maximum pour  $M_T$  maximum (c.à.d pour  $\beta = 0$ ):

alors on a:  $M_T = m_b \cdot g \cdot X_{G'} + m_a \cdot g \cdot X_G$

Sachant que:

$$a = 259,04 \text{ mm} ; e = 70 \text{ mm} ; m_b = 28 \text{ Kg} ; m_a = 16,68 \text{ Kg}$$

$$X_{G'} = 250 \text{ mm} ; O_2 M_O^1 = O_2 M_O = 150 \text{ mm} ; O_1 O = 220 \text{ mm}$$

$$O_2 N = 250 \text{ mm} ; O_1 M_O^1 = 181,45 \text{ mm}$$

d'où

$$M_T = 135,60 \text{ N.m}$$

La valeur de la force appliquée au pied de bielle est:

$$F_b = 448,36 \text{ N}$$

c/ Sollicitations sur le maneton

L'effort  $F_b$  se décompose en deux forces:

$$T = F_b \cdot \frac{\sin(\theta + \psi)}{\cos(\psi)}$$

(4-17)

et

$$N = F_b \cdot \frac{\cos(\theta + \psi)}{\cos(\psi)}$$

(4-18)

avec

$$\psi = \text{Arcsin}(\lambda \cdot \sin(\theta))$$

En fin de course de travail ( $\theta = \pi$ )  $\Rightarrow \psi = 0$

d'où

$$T = 0$$

et

$$N = F_b = 448,36 \text{ N}$$

d/ La résultante des efforts appliqués en fin de relevage

La force résultante maximale sollicitant la bielle et le maneton en fin de course de travail sera la somme de l'effort engendré par le poids des éléments de l'ensemble pivotant avec celui engendré par les forces d'inertie.

- SOLLICITATIONS SUR LA BIELLE

Au moment du relevage on a:

$$F_b = F_b(\text{poids}) + F_b(\text{inertie})$$

sachant que pour  $\theta = \pi$  et  $\omega = 14,66 \text{ rad/s}$

$F_b(\text{poids})$  aura la valeur suivante:

$$F_b(\text{poids}) = 1,25 \text{ N}$$

d'où

$$F_b = 449,61 \text{ N}$$

## - SOLLICITATIONS SUR LE MANETON

Au moment du relevage on a:

$$T = T(\text{poids}) + T(\text{inertie})$$

et 
$$N = N(\text{poids}) + N(\text{inertie})$$

sachant que pour  $\theta = \pi$  et pour  $\omega = 14,66 \text{ rad/s}$  on a:

$$T(\text{inertie}) = 0 \text{ N} \quad \text{et} \quad N(\text{inertie}) = 0,0413 \text{ N}$$

d'où

$$T = 0 \text{ N}$$

et

$$N = 448,40 \text{ N}$$

## 4-4/ CONDITIONS DU RELEVAGE

### 4-4-1/ CONDITION DU COUPLE MOTEUR MINIMUM

Pour qu'il y ait relevage en fin de course de travail, il faut que le moment développé par le couple moteur minimum soit supérieur au moment développé par le poids des éléments de l'ensemble pivotant autour du point  $O_1$ .

Le moment développé par la force engendrée par le couple moteur est:

$$(C_m / e_r) \cdot O_2 N = F_M \cdot O_2 M$$

avec 
$$(C_m)_{\min} = (P_m) / \omega_{\max} \cdot e$$

où

$C_m$  : couple moteur

$e_r$  : exentricité

$O_2 N$  : bras superieur du levier

$O_2 M$  : bras inferieur du levier

$P_m$  : Puissance du moteur

$\omega_{\max}$  : vitesse maximum de l'arbre

D'après la fig:4-12, la composante de la force  $F_M$  provoquant le pivotement autour de  $O_3$  est:

$$F_{MT} = F_M \cdot \cos(\theta + \beta)$$

La force appliquée au point M et qui le fait tourner autour du point  $O_1$  est:

$$F_L = F_M \cdot \cos(\theta + \beta) \cdot \sin(\theta + \beta)$$

le moment développé par la force  $F_L$  autour du point  $O_1$  doit être supérieur au moment développé par le poids des éléments constitutifs de l'ensemble pivotant pour satisfaire à la condition du relevage.

$$F_L \cdot O_1 O_2 \geq M_T$$

d'où

$$(C_m)_{\min} \geq 2 \cdot e \cdot \frac{O_2 M_2}{O_1 O_2 \cdot O_2 N} \cdot \frac{M_T}{\sin(2 \cdot (\theta + \beta))} \quad (4-19)$$

Du fait que  $\theta$  (position angulaire instantanée du dispositif hydraulique) varie avec  $\beta$  (position angulaire progressive de l'ensemble pivotant) et que cette variation n'est pas aussi importante que celle de  $\beta$  le deuxième membre atteindra la valeur maximale quand  $\sin(2 \cdot (\beta + \theta))$  atteindra la valeur minimale c.à.d pour  $\beta = 33^\circ$  d'où  $\theta = 53^\circ$ .

La valeur du couple moteur minimum est :

$$(C_m)_{\min} = 102,32 \text{ N.m}$$

et en calculant le deuxième membre on aura:

$$2 \cdot e \cdot \frac{O_2 M_2}{O_1 O_2 \cdot O_2 N} \cdot \frac{M_T}{\sin(2 \cdot (\theta + \beta))} = 62,40 \text{ N.m}$$

Donc on remarque bien que le moment développé par le couple moteur minimum est supérieure au moment développé par le poids des éléments constitutifs de l'ensemble pivotant.

## 4-5/ DIMENSIONNEMENT DES ELEMENTS CONSTITUTIFS DU DISPOSITIF DU RELEVAGE

### 4-5-1/ DIMENSIONNEMENT DE LA BIELLE

La bielle est soumise à des sollicitations composées, extension ou compression avec flexion qui sont variables avec la position.

Etant donné que la bielle est lente ( $n < 500$  tr/mn) la vitesse de rotation maximale de l'arbre est de l'ordre 140 tr/mn. La sollicitation principale est le flambement.

#### CALCUL DE LA SECTION DU CORPS DE LA BIELLE

Nous choisissons un corps de bielle de section rectangulaire dont le module d'inertie est donné par l'expression suivante:

$$I = b.h^3/12$$

D'après la formule d'EULER on a:

$$F_b \cdot k = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{(\alpha \cdot L_b)^2}$$

où

$F_b$  : force appliquée au pieds de bielle

$k$  : coefficient de flambement ( $k = 7 \div 10$ )

$\alpha$  : coefficient tenant compte de la fixation des extrémités

$E$  : module d'élasticité du matériau

$L_b$  : longueur de la bielle

d'où

$$I = \frac{F_b \cdot k \cdot (\alpha \cdot L_b)^2}{\pi^2 \cdot E} = b.h^3/12$$

d'où, l'expression donnant la hauteur nécessaire à la section du corps de la bielle est:

$$h = \left[ \frac{12.F_b.k.(\alpha.L_b)^2}{b.\pi^2.E} \right]^{1/3} \quad (4-20)$$

- pour une bielle lente on choisit  $k = 10$
- pour une bielle articulée des deux extrémités  $\alpha = 1$
- pour un acier destiné à la fabrication de bielles, on adopte un acier de nuance A 70 dont les caractéristiques sont les suivantes:

$$E = 2.10^5 \text{ N/mm}^2 ; \sigma_e = 365 \text{ N/mm}^2 \text{ et } \sigma_r = 750 \text{ N/mm}^2$$

Sachant que:  $b = 7 \text{ mm}$  et  $L_b = 220 \text{ mm}$

alors h aura la valeur  $h = 5,74 \text{ mm}$

on adoptera une valeur pour h:

$$h = 15 \text{ mm}$$

### CALCUL DE VÉRIFICATION

La formule de RANKINE nous permettra de vérifier la résistance de la section du corps de bielle déjà calculée.

Le domaine d'application de cette formule pour les aciers est pour un élancement

$$20 < \lambda_e < 100$$

avec  $\lambda_e = (\alpha.L_b)/\rho$

d'où  $\rho$  : est le rayon de giration  $\rho = (I / S)^{1/2}$

avec  $S$  : section du corps de la bielle

donc  $\rho = 4,33 \text{ mm}$

alors  $\lambda_e = 50,81$

Donc on peut appliquer la formule de RANKINE pour la vérification de la section du corps de bielle

La formule de RANKINE est donnée par l'expression suivante:

$$[\sigma] \geq (F_b/S) \cdot (1 + \sigma_e/K)$$

où 
$$K = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{(\alpha \cdot L_b)^2 \cdot S} \quad \text{avec } S = b \cdot h$$

En remplaçant les coefficients par leur valeur on obtient:

$$K = 764,69 \text{ N/mm}^2$$

d'où 
$$(F_b/S) \cdot (1 + \sigma_e/K) = 6,33 \text{ N/mm}^2$$

et sachant que 
$$[\sigma] = b \cdot [0,18 \cdot \sigma_r ; 0,30 \cdot \sigma_e]_{\min}$$

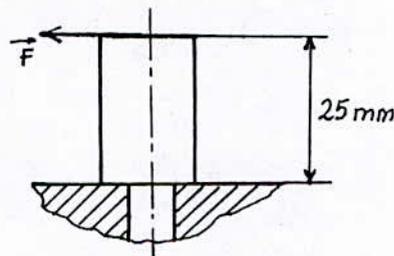
donc 
$$[\sigma] = 109,5 \text{ N/mm}^2$$

Alors  $[\sigma]$  est supérieure à  $(F_b/S) \cdot (1 + \sigma_e/K)$ , donc la résistance au flambement est bien assurée.

#### 4-5-2/ DIMENSIONNEMENT DU MANETON

Les deux faillites possibles à vérifier pour le dimensionnement du maneton sont:

a/ Faillite due à la flexion



(fig:4-13)

L'effort résultant appliqué sur le maneton en fin de course

$$F = \left[ T^2 + N^2 \right]^{1/2} \quad (4-21)$$

où N , T : efforts normal et tangentiel appliqués sur le maneton en fin de course de travail

$$F = 448,40 \text{ N}$$

La section dangereuse se trouve au niveau de l'encastrement.  
Le calcul du moment de flexion maximal nous donne:

$$M_{f \max} = 11,21 \text{ N.m}$$

pour un maneton destiné à subir des chocs importants on utilise

un acier allié de nuance 20 NC 6

avec  $\sigma_r = 1230 \text{ MPa}$        $\sigma_e = 980 \text{ MPa}$

alors on a:

$[\sigma] = 221,40 \text{ MPa}$

Le diamètre doit vérifier la condition suivante:

$$d \geq \left[ \frac{32 \cdot M_{f \max}}{\pi \cdot [\sigma]} \right]^{1/3}$$

Le calcul du diamètre minimum du maneton afin d'éviter la  
faillite due à la flexion nous donne:

$d \geq 8,02 \text{ mm}$

#### b/ Faillite due au cisaillement

La condition de résistance au cisaillement est:

$$(\pi \cdot d^2) / 4 \geq F_{\max} / [\tau]$$

d'où

$$d \geq \left[ \frac{4 \cdot F_{\max}}{\pi \cdot [\tau]} \right]^{1/2}$$

avec

$[\tau] = 122 \text{ MPa}$

Le calcul du diamètre minimal du maneton afin d'éviter la  
faillite due au cisaillement nous donne:

$$d \geq 2,16 \text{ mm}$$

La valeur finale que nous utiliserons pour notre conception est:

$$d = 10 \text{ mm}$$

### CHOIX ET CALCUL DU ROULEMENT

Le roulement est sollicité radialement:

- charge radiale:

$$F_r = F = 448,40 \text{ N}$$

Les conditions de résistance du maneton nous impose un diamètre minimal de 10 mm.

Nous adoptons un roulement de type BC de série 02

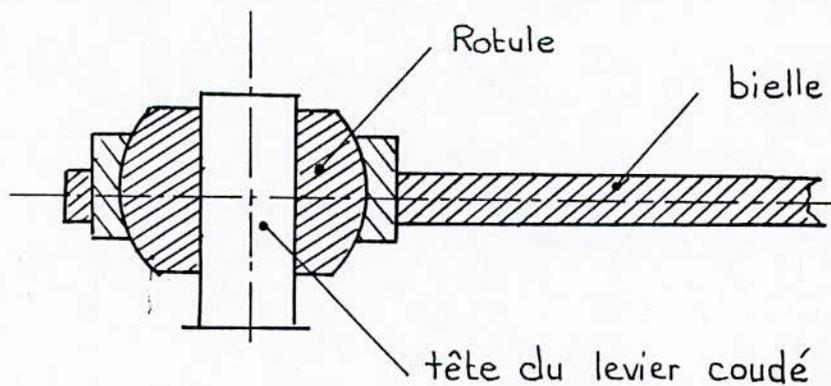
La capacité de charge dynamique du roulement est:

$$C = 390 \text{ daN}$$

alors la durée de vie nominale en heures sera :

$$L_h = 78\,325 \text{ heures}$$

### 4-5-3/ CHOIX ET CALCUL DES DIMENSIONS DE LA ROTULE



(fig:4-14)

La pression spécifique est donnée par la relation suivante:

$$P_s = (K.P)/C$$

avec  $C = K_r \cdot P$

où  $C$  : capacité de charge dynamique

$P$  : charge dynamique équivalente ( $P = F_b$ )

$K_r$  : facteur de charge

Pour de la mécanique générale et pour une rotule acier/acier

on a :  $P_s = 20$  et  $K_r = 2,5$

d'où  $C = 1124,03 \text{ N}$

Donc on choisit une rotule SKF série E désigné par:

GE 8 E

de capacité de charge  $C = 1,53 \text{ KN}$

et de diamètre de sphère  $d_s = 10 \text{ mm}$

#### DÉTÉRMINATION DE LA DURÉE NOMINALE D'UTILISATION

La durée nominale d'utilisation, exprimée en heures de fonctionnement est donnée par l'expression suivante:

$$G_h = b_1 \cdot b_2 \cdot b_3 \cdot b_4 \cdot b_5 \cdot \frac{8,33}{d_s \cdot \xi \cdot f} \cdot \frac{C}{P} \cdot 10^4$$

où  $b_1$  : facteur de direction de charge

$b_2$  : facteur d'entretien

$b_3$  : facteur de température

$b_4$  : facteur de glissement

$b_5$  : facteur de matière

$d_s$  : diamètre de sphère

$\xi$  : demi angle d'oscillations

$f$  : fréquence des oscillations

#### Choix des facteurs

\*  $b_1$  : pour une charge discontinue et une rotule acier/acier

$$b_1 = 5$$

\*  $b_2$  : pour une lubrification périodique

$$b_2 = 1$$

\*  $b_3$  : pour une température allant jusqu'à  $>+60^\circ$

$$b_3 = 1$$

\*  $b_4$  : pour une valeur de  $d_s < 40$  mm

$$b_4 = 1$$

\*  $b_5$  : pour  $C/P = 3,40$

$$b_5 = 1,5$$

\*  $f$  : sachant que notre machine travaille avec un régime variable

alors  $f = f_{\text{moy}} = (14,66 + 3,35) / (2.60) = 1,46$  Hz

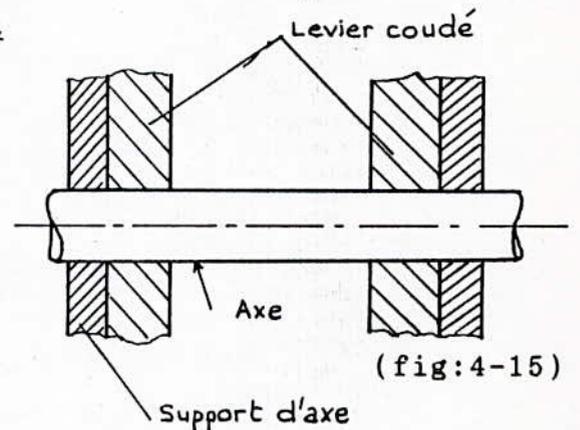
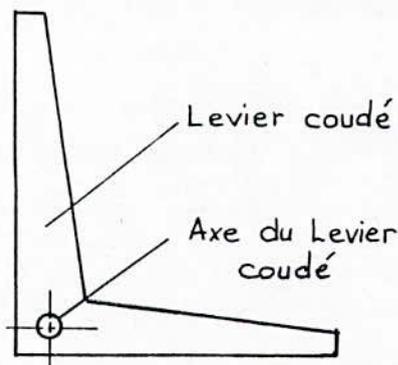
alors

$G_h = 45465,54$ heures
-------------------------

Pour une machine travaillant avec un régime moyen. Une durée nominale de fonctionnement de l'ordre de 45465 heures est convenable.

#### 4-5-4/ DIMENSIONNEMENT DE L'AXE DE LEVIER

b/ Faillite due au cisaillement



Le calcul du diamètre minimal de l'axe afin d'éviter la faillite nous donne:

$$d \geq \left[ \frac{4 \cdot F_{O2}}{\pi \cdot [\tau]} \right]^{1/2}$$

avec

$$F_{O2} = M_T / O_1 O_2$$

En fin de course de travail  $F_{O2}$  aura la valeur suivante:

$$F_{O2} = 1232,73 \text{ N}$$

Nous utiliserons un acier de nuance CC 10

d'où

$$[\tau] = 33,66 \text{ N/mm}^2$$

alors

$$d \geq 6,83 \text{ mm}$$

La valeur finale que nous utiliserons pour notre conception

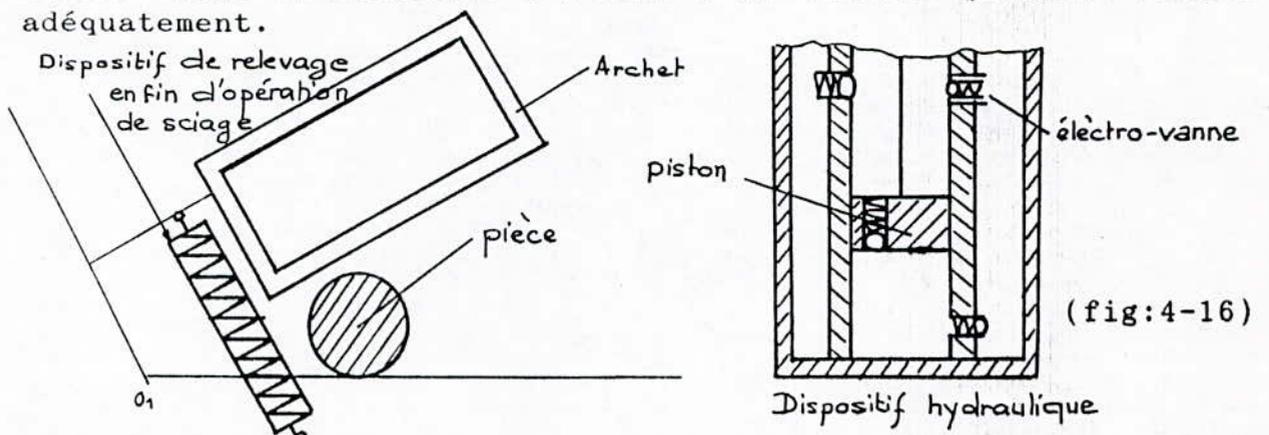
sera:

$$d = 10 \text{ mm}$$

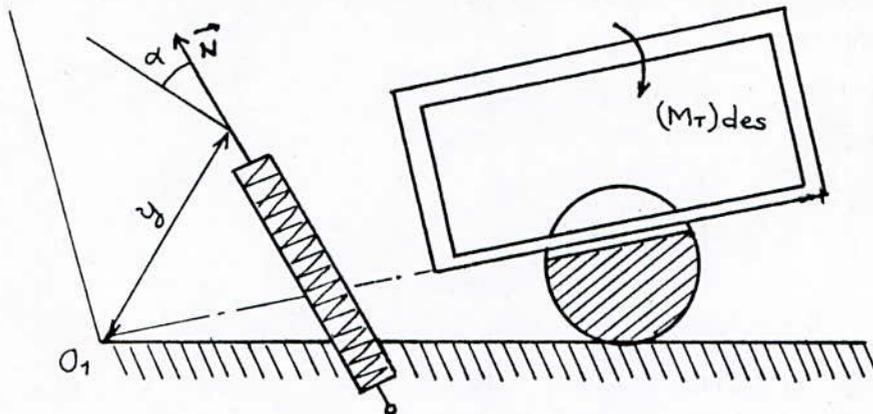
#### 4-5-5/ DIMENSIONNEMENT DU DISPOSITIF DU RELEVAGE EN FIN D'OPERATION DE SCIAGE

Pour des raisons de gain de temps mort et pour éviter que l'archet ne bute avec la table conçue pour le support de la pièce en fin d'opération de sciage, on prévoit un relevage automatique de l'ensemble pivotant et cela par l'intermédiaire de deux ressorts disposés latéralement du trajet de l'archet et logés dans deux cylindres coaxiaux.

Quand l'archet termine une opération de sciage, une électro-vanne se déclenche à l'aide d'un bouton poussoir monté adéquatement.



## CONDITIONS SUR L'EFFORT DEVELOPPÉ PAR LES RESSORTS



(fig:4-17)

a/- Puisque l'archet est destiné à chaque fin de course à vide à descendre progressivement il ne faut pas que le dispositif du relevage bloque cette descente. Pour ce faire il faut que le moment développé par les éléments constitutifs de l'ensemble pivotant soit supérieur au moment développé par les forces de compression des deux ressorts

nous avons

$$2.N.y.\cos(\alpha) \leq (M_T)_{des}$$

(4-22)

où

$N$  : force développée par un ressort pour une position angulaire  $\beta$ .

$y$  : distance du point d'application de  $N$  par rapport à  $O_1$ .

$(M_T)_{des}$  : moment développé par le poids des éléments constitutifs de l'ensemble pivotant au moment de la descente.

b/- pour qu'il y ait relevage en fin d'opération de sciage, il faut que la force développée par les ressorts au moment du relevage soit supérieure à la force développée par le moment du poids sur la tête du dispositif:

$$N \geq (M_T)_1 / 2.y.\cos(\alpha_1)$$

(4-23)

où

$(M_T)_1$  : moment développé par le poids des éléments constitutifs de l'ensemble pivotant au début du relevage.

c/- pour qu'il n'y ait pas arrêt de l'ensemble pivotant au cours du relevage, il faut que la force développée par le ressort soit supérieure à la force développée par le poids de l'ensemble pivotant en fin du relevage:

$$N \geq (M_T)_2 / 2.y.\cos(\alpha_2) \quad (4-24)$$

où  $(M_T)_2$ : moment développé par le poids des éléments constitutifs de l'ensemble pivotant en fin du relevage.

### LA POSITION DE L'ARCHET AU MOMENT DU RELEVAGE

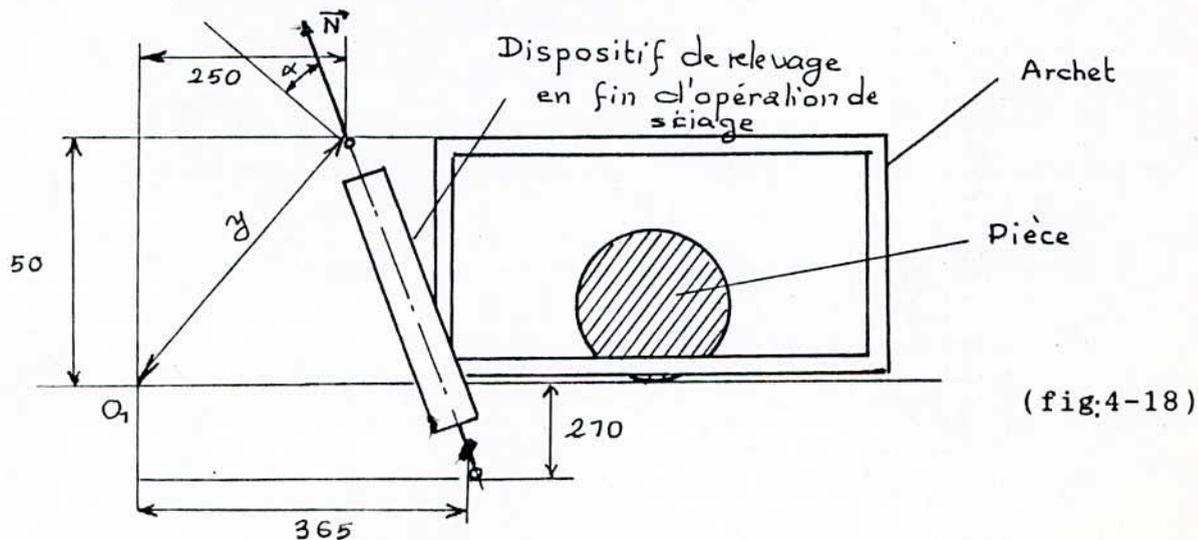
Afin de permettre le soulèvement de l'archet en fin d'opération de sciage, il faut que la plage du moment développé par le poids des éléments de l'ensemble pivotant au cours du relevage soit inférieure au moment exercé par l'effort des ressorts.

Pour vérifier cette condition définie par l'équation (4-23), on fixe la position angulaire du maneton à:

$$\theta = 170^\circ$$

### CALCUL DE LA FORCE EXERCÉE PAR LE RESSORT NÉCESSAIRE AU RELEVAGE

Afin de dimensionner le ressort, le calcul de l'effort de tension exercé par le ressort nécessaire au relevage doit satisfaire aux trois conditions énumérées ci-dessus.



(fig:4-18)

b/- Au moment du relevage on a:

$$\beta = 0^\circ \quad \text{et} \quad \theta = 170^\circ$$

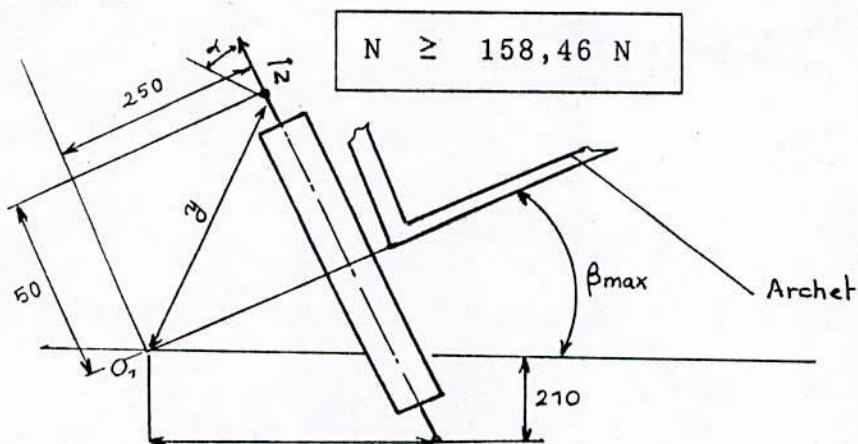
d'où le calcul numérique du moment résultant nous donne:

$$M_T = 135,78 \text{ N.m}$$

De la fig:4-18, des relations géométriques simples nous donnent:

$$y = 452,35 \text{ mm} \quad \alpha_1 = 18,71^\circ$$

d'où on a:



(fig:4-19)

c/- A la fin du relevage on a :  $\beta = 33^\circ$  ;  $\theta = 170^\circ$

$$M_T = 113,87 \text{ N.m}$$

De la fig:4-19, des relations géométriques nous donnent:

$$y = 452,35 \text{ mm} ; \quad \alpha_2 = 35,20^\circ$$

alors

$$N \geq 154,03 \text{ N}$$

on prendra comme valeur préliminaire  $N = 160 \text{ N}$  satisfaisant aux conditons b/ et c/.

La valeur finale de l'effort nécessaire au relevage devra être sanctionnée par la vérification de la condition a/.

Le moment developpé par le poids des éléments constitutifs de l'ensemble pivotant au moment de la descente est:

pour  $\beta = 0^\circ$  où le moment de descente est maximum

pour  $\theta = 10^\circ$  position angulaire permettant le début de la descente de l'ensemble pivotant.

alors  $(M_T)_{des} = 158,34 \text{ N.m}$

on a aussi  $\alpha = 18,71^\circ$

donc  $(M_T)_{des} / (2.y.\cos(\alpha)) = 184,78 \text{ N}$

par conséquent on peut conclure que la condition a/ est satisfaite.

La valeur finale de l'effort N est:

$$N = 160 \text{ N}$$

## CALCUL DES DIMENSIONS DES RESSORTS

Sous l'action de la charge N le ressort subit une torsion .  
Le moment de torsion par rapport au centre de gravité d'une section quelconque est:

$$M_t = N.r$$

où  $r$  : rayon moyen du ressort  $r = D_m / d$

la contrainte relative à la torsion est donnée par:

$$R = (8.N.D_m) / \pi.d^3$$

On calcul le diamètre du fil du ressort en vérifiant la condition de résistance:

$$(8.D_m.N.K) / \pi.d^3 \leq [\sigma]_g$$

alors 
$$d \geq \left[ \frac{8.N.C.K}{\pi. [\sigma]_g} \right]^{1/2}$$

où  $K$  : facteur tenant compte de la contrainte de cisaillement et l'angle d'hélice

$C$  : indice du ressort

Le ressort est en acier dur de nuance XC 65 dont les

caractéristiques sont les suivantes:

$$\sigma_r = 820 \text{ MPa} \quad ; \quad \sigma_e = 450 \text{ MPa}$$

l'indice du ressort  $C = D_m / d$

on adopte  $C = 13$

d'où  $K = 1,11$

et on a  $[\sigma]_g = 540 \text{ MPa}$

alors  $d \geq 3,30 \text{ mm}$

on adopte un diamètre normalisé:

$$d = 3,40 \text{ mm}$$

sachant que  $C = D_m / d = 13$

alors  $D_m = 42,90 \text{ mm}$

le diamètre extérieur du ressort est:

$$D_e = D_m + d$$

alors  $D_e = 46,30 \text{ mm}$

le diamètre intérieur du ressort est:

$$D_i = D_m - d$$

alors  $D_i = 39,50 \text{ mm}$

Pour un calcul préliminaire de la longueur écrasée on choisi un nombre de spires:

$$n = 10$$

on vérifie notre choix par la condition suivante:

$$L_e < L_{lim}$$

(4-20)

où  $L_e$  : longueur écrasée du ressort

$L_{lim}$  : longueur minimum sous la charge maximum

Pour un ressort équarris et meulé nous avons:

avec  $L_e = d.n_T$   
où  $n_T = n + 2$   
alors  $n_T$  : nombre totale d'enroulement du ressort  
d'où  $n_T = 12$   
 $L_e = 40,8 \text{ mm}$

Nous choisissons une longueur minimum satisfaisant la condition (4-20)

$$L_{lim} = 60 \text{ mm}$$

Pour une longueur libre:

$$L_l = 450 \text{ mm}$$

la constante de raideur est donnée par l'expression suivante:

$$k = N / x$$

où  $N$  : charge du ressort en fin du relevage

$x$  : l'affaissement sous la charge  $N$

La valeur de l'affaissement en fin de relevage est

$$x = L_l - L_{lim} - \Delta x$$

où  $\Delta x$  : variation de la longueur du ressort  
durant une opération du relevage

avec  $\Delta x = 231,53 \text{ mm}$

alors  $x = 158,47 \text{ mm}$

donc la constante de raideur aura une valeur:

$$k = 980 \text{ KN / m}$$

Le calcul final du nombre de spires est donnée par l'expression suivante:

$$n = (d.G)/(8.C^3.k)$$

où  $G$  : module de rigidité à la torsion

$$G = 80 \text{ GPa}$$

alors  $n = 15,79$

nous adoptons

$$n = 15 \text{ spires}$$

d'où la valeur finale de la longueur écrasée est:

$$L_e = 57,8 \text{ mm}$$

Donc nous remarquons que la longueur écrasée est inférieure à la longueur la longueur minimum satisfaisant la condition (4-20).

d'où la valeur finale de la constante de raideur est:

$$k = 1031,71 \text{ N/m}$$

CHAPITRE V

**DISPOSITIF  
HYDRAULIQUE**

## INTRODUCTION

Le dispositif hydraulique d'approche de la lame de scie dans le sens de la pièce, et de création de la pression de coupe, est connu selon le brevet d'invention allemand N°1068086.

Il se compose essentiellement d'un ensemble cylindre-piston à double effet, dans les chambres de cylindre situées sur les deux côtés sont reliées l'une à l'autre par une tuyauterie de trop-plein et dans lesquelles on peut régler l'approche de la lame de scie en direction de la pièce, alors que pendant la course à vide, on peut réaliser une descente plus ou moins rapide du piston, sous l'effet du poids de la partie pivotante de la machine, qui pèse sur lui.

Pendant la course de travail, le piston est chargé en sens inverse par la pression de coupe, reliées alors à la chambre cylindrique mise sous pression, il a pour rôle de veiller à ce que la pression de coupe désirée ne soit pas dépassée, le liquide de pression peut alors s'écouler de la chambre cylindrique en question, dans la réserve du fluide de pression, en passant par la soupape de la pression de coupe.

Il y a avantage à ce que le groupe cylindre-piston comporte un piston à double effet, logé dans un cylindre étanche au liquide des deux côtés, et à ce que les deux chambres du cylindre soient reliées l'une à l'autre par une tuyauterie de trop-plein comportant une soupape d'approche, pour régler dans l'intervalle entre les courses de travail l'approche de la lame de scie en direction de la pièce, et à ce que la chambre du cylindre dont le volume diminue au fur et à mesure de l'approche de la lame de scie soit reliée à la réserve du liquide de pression, et enfin à ce que le liquide de pression sortant de l'autre chambre du cylindre sous l'effet de la pression de coupe, puisse refluer dans la réserve de liquide de pression, par l'intermédiaire d'une soupape de pression de coupe réglable.

En définitive, il y a avantage à ce que la réserve de liquide de pression soit logé dans une enceinte dont l'enveloppe entoure le cylindre du groupe cylindre-piston, et à ce que, de là une tuyauterie d'aspiration passe au dessus du fond du cylindre, et ainsi à ce qu'une soupape de retenue, montée sur elle, passe dans la chambre cylindrique, dont le volume diminue au fur et à mesure de l'approche de la lame de scie et enfin à ce que la soupape de pression de coupe disposée dans le

couvécle du cylindre comporte un orifice d'écoulement communiquant avec la dite enceinte.

## 5-1/ VARIATION ANGULAIRE MAXIMALE DU DISPOSITIF HYDRAULIQUE

L'archet, dans sa descente au début de la phase de sciage ou au moment du relevage automatique en fin de course de travail, provoque un pivotement du dispositif hydraulique. Donc c'est primordial de connaître la valeur de cette variation angulaire pour permettre au tambour du réglage de la pression de coupe un pivotement sur le carter du bati et cela on prévoyant un jeu radiale entre le bati et l'axe du tambour pour éviter toute détérioration dû au coincement.

### 5-1-1/ RELATION ENTRE LA VARIATION ANGULAIRE DU DISPOSITIF HYDRALIQUE ET L'ECARTEMENT ANGULAIRE DE L'ENSEMBLE PIVOTANT

De la fig 5-1 on a :

$$\hat{\gamma} = M'_O M_O H_O = (\pi - \pi/2 - d\theta) - \lambda$$

et sachant que:  $O_1 O_3^2 = O_1 M_1^2 + O_3 M_3^2 - 2 \cdot O_1 M_1 \cdot O_3 M_3 \cdot \cos(\lambda)$

d'où

$$\lambda = \text{Arcos} \left[ \frac{O_1 O_3^2 - O_1 M_1^2 - O_3 M_3^2}{- 2 \cdot O_1 M_1 \cdot O_3 M_3} \right]$$

du triangle  $M_H M_O$  on a :

$$\pi = \alpha + \pi/2 + (\phi - \gamma)$$

or

$$\phi = (\pi - d\beta)/2$$

d'après la fig 1 nou avons:

$$M_O H_O = O_3 M_3 \cdot \sin(d\theta)$$

$$M_O H_O = M M_O \cdot \sin(\alpha)$$

et sachant que:

$$M M_O = 2 \cdot O_1 M_1 \cdot \sin(d\beta/2)$$

donc

$$O_3 M_3 \cdot \sin(d\theta) = 2 \cdot O_1 M_1 \cdot \sin(d\beta/2) \cdot \sin(\alpha)$$



$$\text{d'où} \quad \alpha = \text{Arcsin} \left[ \frac{O_3 M_0 \cdot \sin(d\theta)}{2 \cdot O_1 M_0 \cdot \sin(d\beta/2)} \right]$$

En remplaçant les équations précédentes on trouve:

$$\pi/2 = \text{Arcsin} \left[ \frac{O_3 M_0 \cdot \sin(d\theta)}{2 \cdot O_1 M_0 \cdot \sin(d\beta/2)} \right] - d\beta/2 + d\theta + \text{Arcos} \left[ \frac{O_1 M_0^2 - O_1 O_3^2 + O_3 M_0^2}{2 \cdot O_1 M_0 \cdot O_3 M_0} \right]$$

(5-1)

### 5-1-2/ CALCUL DE $d\theta_{\max}$

quand l'écartement de l'ensemble pivotant prend la valeur maximale  $d\beta = \beta_{\max} = 33^\circ$ ,  $d\theta$  aura la valeur max  $d\theta_{\max}$ :

Sachant que:

$$O_1 O_2 = 50 \text{ mm} ; \quad O_2 M_0 = 150 \text{ mm} ; \quad O_3 M_0 = 350 \text{ mm} ; \quad \theta_0 = 100^\circ$$

$$\text{d'où} \quad O_1 M_0 = \left[ O_2 M_0^2 + O_1 O_2^2 \right]^{1/2}$$

$$\text{alors} \quad O_1 M_0 = 158 \text{ mm}$$

$$\text{et sachant que:} \quad \widehat{O_2 M_0 O_1} = \text{Arctg} \left[ O_1 O_2 / O_2 M_0 \right] = 18^\circ$$

$$\text{et sachant que:} \quad \lambda = \pi - \theta_0 - \widehat{O_2 M_0 O_1}$$

$$\text{d'où} \quad \lambda = 62^\circ$$

$$\text{et puisque} \quad O_1 O_3 = \left[ O_1 M_0^2 + O_3 M_0^2 - 2 \cdot O_1 M_0 \cdot O_3 M_0 \cdot \cos(\lambda) \right]$$

$$\text{alors} \quad O_1 O_3 = 309 \text{ mm}$$

En remplaçant ces valeurs dans l'équation et en faisant un calcul itératif on trouve une valeur pour  $d\theta_{\max}$  de l'ordre de:

$$d\theta_{\max} = 8^\circ 30'$$

## 5-2/ CALCUL DE LA COURSE MAXIMALE DU PISTON DU DISPOSITIF HYDRAULIQUE

Le piston du dispositif hydraulique est à descente progressive pour permettre d'effectuer des approches progressives de la lame de scie.

En fin d'opération de sciage d'une pièce dont le diamètre est égale à la capacité de sciage et dont la position sera égale à  $l_{\min}$  sur la table de l'étau par rapport au centre de pivotement de l'ensemble, le piston aura ainsi effectué une course maximale dans le cylindre.

### 5-2-1/ RELATION ENTRE $C_p$ (COURSE DU PISTON) ET $d\beta$

De la fig 5-1 on a:  $C_p = HM$

et  $\widehat{HM O_3} = (\pi - d\theta)/2$

et  $\widehat{M H M} = \pi/2 + d\theta/2$

en plus on a  $\widehat{M M H} = \pi/2 - d\theta/2 - \alpha$

et sachant que:

$$\frac{MM_O}{\sin(\pi/2 + d\theta/2)} = \frac{HM}{\sin(\pi/2 - d\theta/2 - \alpha)}$$

donc

$$HM = MM_O \cdot \frac{\sin(\pi/2 - d\theta/2 - \alpha)}{\sin(\pi/2 + d\theta/2)}$$

or on sait que

$$MM_O = 2 \cdot O_1 M_1 \cdot \sin(d\beta/2)$$

d'où  $C_p = HM = 2 \cdot O_1 M_1 \cdot \sin(d\beta/2) \cdot \frac{\sin(\pi/2 - d\theta/2 - \alpha)}{\sin(\pi/2 + d\theta/2)}$

$$C_p = 2 \cdot O_1 M_1 \cdot \sin(d\beta/2) \cdot \frac{\sin \left[ \pi/2 - d\theta/2 - \text{Arcsin} \left[ \frac{O_3 M_3 \cdot \sin(d\theta)}{2 \cdot O_1 M_1 \cdot \sin(d\beta/2)} \right] \right]}{\sin(\pi/2 + d\theta/2)}$$

(5-2)

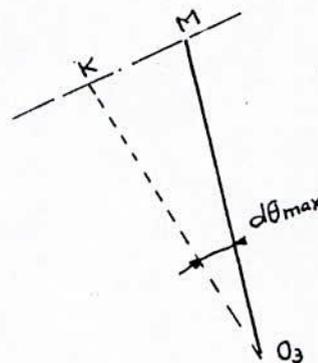
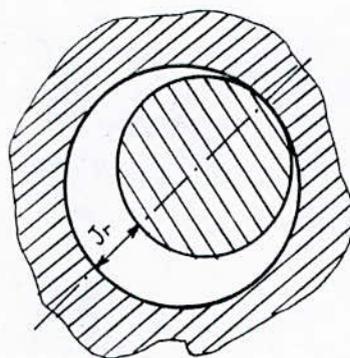
$C_p$  prendra une valeur maximal  $C_{pmax}$  quand  $d\beta$  prendra la  
 $\beta_{max} = 33^\circ$  d'où  $d\theta = d\theta_{max} = 8^\circ 30'$   
 $O_3 M_3 = 350 \text{ mm}$  ;  $O_1 M_1 = 158 \text{ mm}$

$$C_p = 70 \text{ mm}$$

### 5-3/ CALCUL DU JEU RADIAL ENTRE LE CARTER DE L'ENSEMBLE PIVOTANT ET L'ALESAGE DU TAMBOUR DE REGLAGE DE LA PRESSION DE COUPE

Durant la descente progressive de l'ensemble pivotant et durant son relevege automatique en fin d'opération de sciage le dispositif hydraulique pivote autour de  $O_3$ . Afin d'éviter le coincement et la détérioration du tambour de réglage. on prévoit un jeu radial entre l'alésage du tambour et le carter.

Pour un écartement maximal de l'ensemble pivotant, la variation angulaire du dispositif hydraulique sera maximale:



(fig: 5-2)

alors le jeu radial aura la valeur:

$$J_r = O_3 K \cdot \theta_{max}$$

où

$O_3 K$ : distance du centre de l'alésage et  $O_3$  centre de pivotement du dispositif hydraulique.

donc

$$J_r = 22,50 \text{ mm}$$

## 5-4/ REPARTITION DES EFFORTS SUR LA TETE DE LA TIGE DU PISTON

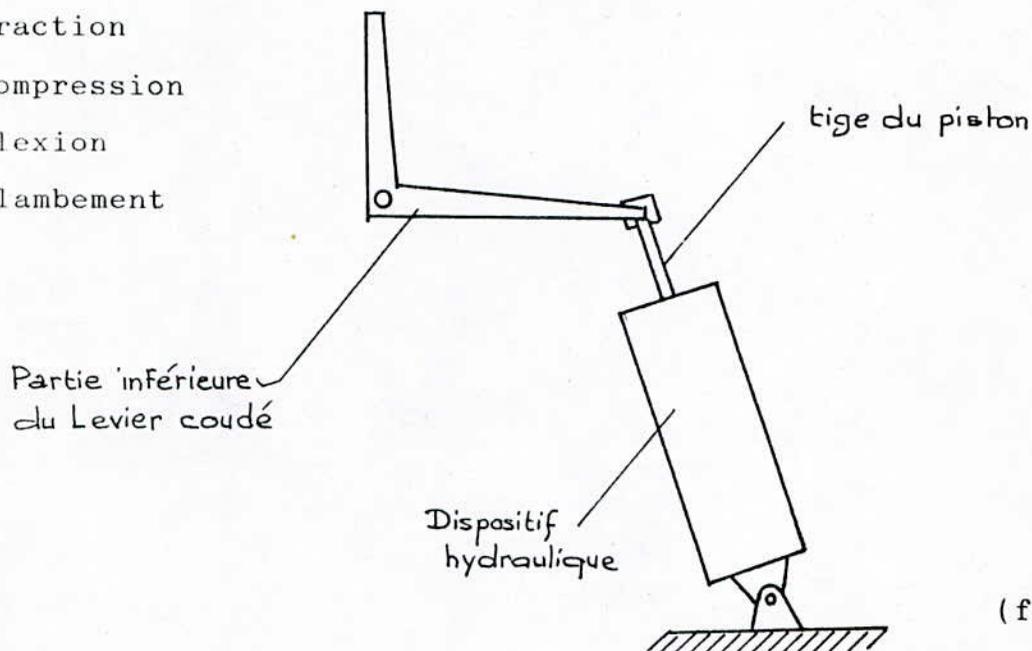
Du fait que l'ensemble pivotant repose sur la tête de la tige du piston du dispositif hydraulique et sachant la variation des moments développés durant la course de travail et durant la course à vide ainsi que pendant le relevage de l'ensemble pivotant, on a l'influence sur la direction et le module de la force appliquée sur la tête de la tige qui provoque à son tour une variation des sollicitations:

- traction

- compression

- flexion

- flambement



(fig:5-3)

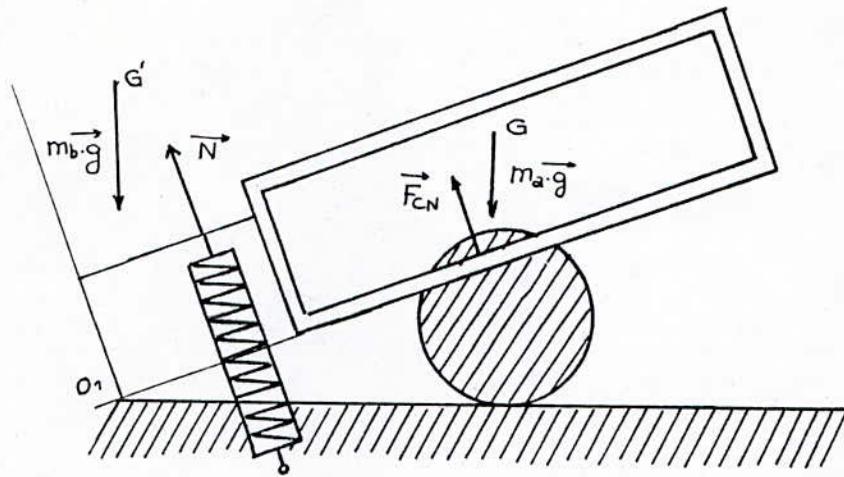
### 5-4-1/ REPARTITION DES EFFORTS DURANT UNE PHASE DE COUPE

D'après la fig:5-3 l'effort développé sur la tige dû au moment de l'effort normal de coupe, sollicite la tige:

- à une traction due à l'effort normal sur la tige.

- à une flexion due à l'effort tangentiel sur la tige.

Et du fait que l'effort de coupe atteint sa valeur maximale pendant une opération de sciage quand la lame de scie coupera sur la plus grande dimension de la pièce, l'écartement angulaire de l'ensemble pivotant ne dépassera pas  $16,5^\circ$ , pour cet écartement il s'avère que la longueur libre de la tige ne sera pas assez importante pour qu'il y ait une sollicitation à la flexion importante. Donc nous supposons que durant une phase de coupe la sollicitation prépondérante est la traction.



(fig:5-4)

donc l'effort développé sur la tête de la tige est:

$$F_N = \frac{M_{CN} + M_{res} + M_T}{O_1 M. \cos(\Omega)}$$

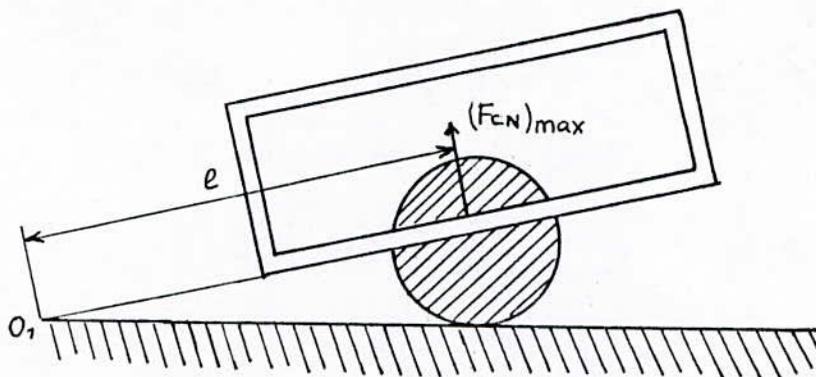
où

$M_{CN}$ : moment développé par l'effort normal de coupe autour de  $O_1$ .

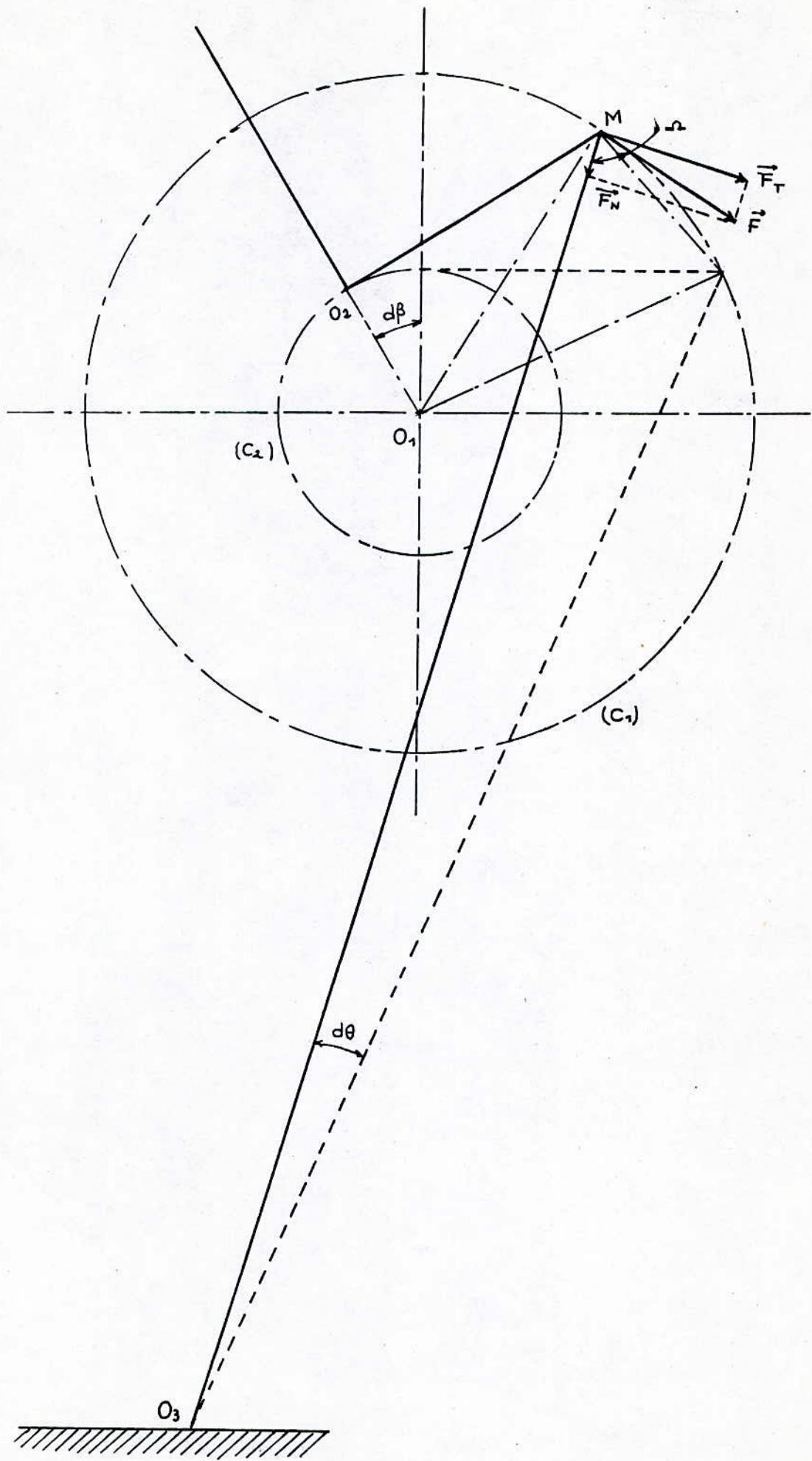
$M_{res}$ : moment développé par des ressorts du dispositif de relevage en fin d'opération de sciage.

$M_T$ : moment développé par le poids des éléments constitutifs de l'ensemble pivotant.

L'effort normal développé sur la tête de la tige sera maximal quand le moment développé par l'effort de coupe normal sera maximal c.à.d pour le sciage du matériau le plus dur et pour une pièce de dimension la capacité de sciage.



(fig:5-5)



alors

$$(M_{CN})_{\max} = (F_{CN})_{\max} \cdot l$$

où

l: la distance entre le centre de la pièce à usiner et le centre de pivotement  $O_1$ .

Pour une pièce de dimension la capacité de sciage 200 mm et pour une position de la pièce la plus éloignée du centre de pivotement sur la table. Nous supposons que l'écartement angulaire de l'ensemble pivotant avec la table sera de l'ordre de  $15^\circ$ .

alors

$$M_{CN} = 1160,54 \text{ N.m}$$

Au début de coupe le moment développé par le poids des éléments constitutifs de l'ensemble pivotant sera de l'ordre:

$$M_T = 158 \text{ N.m}$$

Pour une orientation  $\beta = 15^\circ$  la valeur du moment développé par le dispositif du relevage automatique en fin d'opération de sciage sera de l'ordre:

$$M_{\text{res}} = 127 \text{ N.m}$$

la valeur de  $\Omega$  sera de l'ordre:

$$\Omega = 22,73^\circ$$

donc la valeur de l'effort normal développé sur la tête de la tige est:

$$F_N = 6584,15 \text{ N}$$

l'effort tangentiel sollicitant la tige à la flexion est:

$$F_T = F_N \cdot \text{tg}(\Omega)$$

alors

$$F_N = 2758,26 \text{ N}$$

## 5-4-2/ REPARTITION DES EFFORTS PENDANT LA PHASE RETOUR

Pendant la phase retour, la variation du moment du poids des éléments constitutifs de l'ensemble pivotant due au mouvement de translation de l'ensemble coulisseau ainsi qu'à l'écartement angulaire du carter provoque une variation de l'effort sur la tête de la tige en direction et en module.

- L'effort normal sollicite la tige à une compression et à un flambement.

- L'effort tangentiel sollicite la tige à une flexion.

L'effort normal sur la tige sera maximum (solicitation au flambement et compression sera plus importante) quand le moment du poids de l'ensemble pivotant sera maximum c.à.d pour  $\beta = 0$  (dernières phases de coupe) et au moment de descente progressive.

alors

$$F_N = \frac{(M_T)_{des} - M_{res}}{O_1 M \cdot \cos(\Omega)}$$

au moment de descente, le moment dû au poids aura la valeur:

$$(M_T)_{des} = 158,34 \text{ N.m}$$

le moment dû aux ressorts du dispositif de relevage est:

$$M_{res} = 137,10 \text{ N.m}$$

pour  $\beta = 0$ , on a:  $\Omega = 35^\circ$

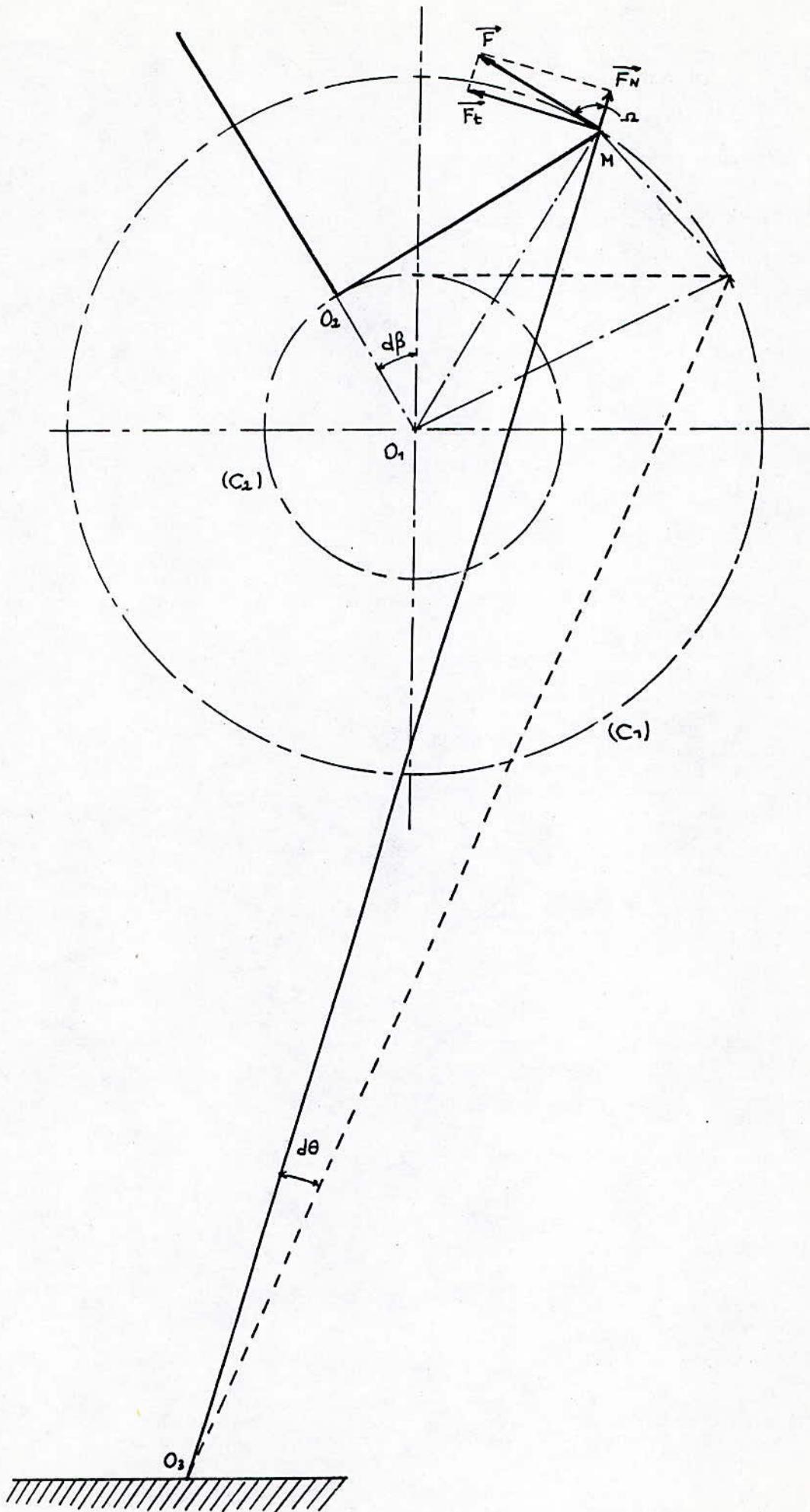
alors l'effort normal appliqué sur la tête de la tige est:

$$F_N = 139,40 \text{ N}$$

l'effort tangentiel sera de l'ordre:

$$F_T = 97,61 \text{ N}$$

Pour un écartement maximum de l'ensemble pivotant ( $\beta = 33^\circ$ ) la flexion sera aussi importante que celle de la compression et le flambement du fait que la longueur libre de la tige sera la plus étendue.



Le moment dû aux poids de l'ensemble pivotant est:

$$(M_T)_{des} = 132,80 \text{ N.m}$$

le moment dû aux ressorts du dispositif de relevage est:

$$M_{res} = 144,59 \text{ N.m}$$

pour  $\beta = 33^\circ$ , on a:  $\Omega = 30,47^\circ$

alors la valeur de l'effort normal sur la tête de la tige est:

$$F_N = 113,56 \text{ N}$$

l'effort tangentiel sera de l'ordre:

$$F_T = 66,83 \text{ N}$$

### 5-4-3/ REPARTITION DES EFFORTS DURANT LE RELEVAGE EN FIN DE COURSE DE TRAVAIL

Durant le relevage et à la fin de chaque course de travail le levier coudé agit sur le dispositif hydraulique et du fait que la pression développée par l'effort normal sur la tête de la tige est très inférieure à la pression de coupe nécessaire à l'approche de la lame en profondeur de la pièce, le dispositif pivote autour de  $O_1$  en faisant basculer l'ensemble pivotant vers le haut. Ceci engendre des sollicitations au flambement et à la flexion de la tige qui peut devenir importante quand la longueur libre de la tige devient importante (c.à.d  $\beta = 33^\circ$ ).

D'après la fig:5-6, l'effort normal sur la tête de la tige est:

$$F_N = \frac{M_T - M_{res}}{O_1 M \cdot \cos(\kappa)}$$

avec

$$\kappa = \pi/2 - \beta - \Phi - \theta_r$$



où

$\theta_r$  : variation angulaire du dispositif hydraulique durant le relevage de l'ensemble pivotant.

Pour  $\beta = 0$  la sollicitation la plus importante est la compression et le flambement.

on a  $\theta_r$  négligeable devant  $\Phi$

d'où

$$\alpha = 53,75^\circ$$

le moment développé par le poids de l'ensemble pivotant sera de l'ordre:

$$M_T = 135,60 \text{ N.m}$$

et le moment développé par les ressorts du dispositif du relevage est:

$$M_{res} = 137,10 \text{ N.m}$$

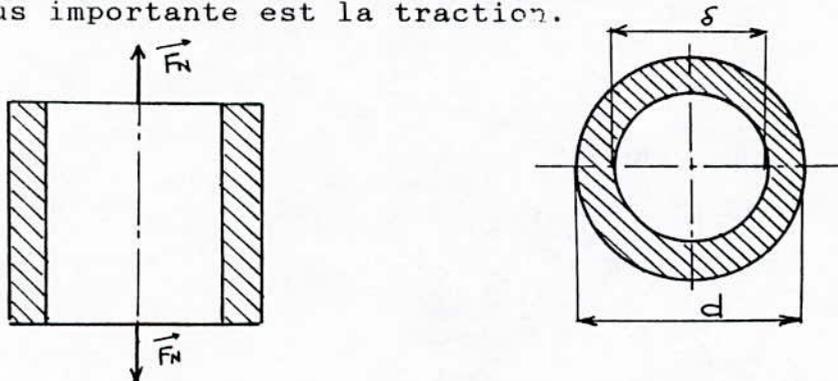
alors l'effort normal sur la tête de la tige sera de l'ordre:

$$F_N = - 0,014 \text{ N}$$

On remarque qu'au début du relevage, les moments développés par les ressorts du dispositif de relevage compensent celui développé par le poids des éléments constitutifs de l'ensemble pivotant et sollicite ainsi la tige à une traction et non pas une compression mais qui reste très faible.

## 5-5/ DIMENSIONNEMENT DE LA TIGE DU PISTON

Suite à l'étude des répartition des efforts sur la tige, nous avons vu que pendant la phase de sciage, la sollicitation la plus importante est la traction.



(fig:5-6)

D'après la condition de résistance à la traction on a :

$$[\sigma] = F_N / S_t$$

où

$S_t$  : surface de la tige

avec

$$S_t = \pi \cdot (d^2 - \delta^2) / 4$$

où

$\delta$  : diamètre de l'alésage de la tige de réglage de la pénétration.

$$d \geq \left[ \delta^2 + \frac{4 \cdot F_N}{[\sigma]} \right]^{1/2}$$

pour un acier de nuance A 70 la contrainte admissible est de l'ordre :

$$[\sigma] = 109,5 \text{ MPa}$$

avec  $\delta = 5 \text{ mm}$

on a

$$d \geq 10,08 \text{ mm}$$

on adoptera un diamètre normalisé (ISO)

$d = 12 \text{ mm}$
---------------------

#### A/ CALCUL DE VÉRIFICATION DE LA RÉSISTANCE DE LA TIGE AU FLAMBEMENT

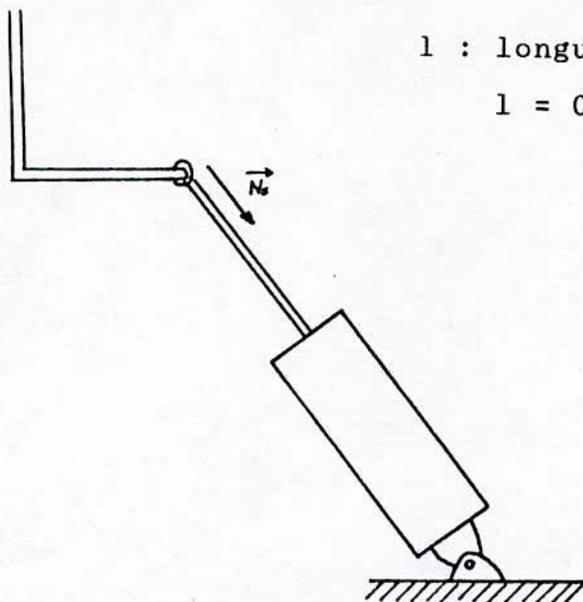
D'après la formule d'Euler la charge critique au flambement est définie par :

$$N_K = \frac{\pi \cdot E \cdot I}{l^2}$$

où

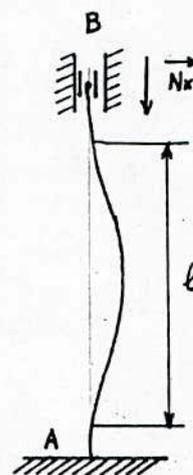
$E$  : module d'élasticité longitudinal du matériau ( $E = 20 \cdot 10^4 \text{ N/mm}^2$ )

$I$  : module d'inertie de la tige



$l$  : longueur théorique de la tige

$$l = 0,7 \cdot L_t$$



(fig:5-7)

avec

$$L_t = 170 \text{ mm}$$

La charge admissible ou de sécurité est définie par la relation suivante:

$$N_S \leq N_K / \alpha$$

avec

$\alpha$  : coefficient de sécurité

où

$$\alpha = \sigma_e / [\sigma]$$

Pour une poutre annulaire et articulée en une seule extrémité:

$$I = \pi \cdot (d^4 - \delta^4) / 64$$

et

$$l = 0,7 \cdot L_t$$

d'où

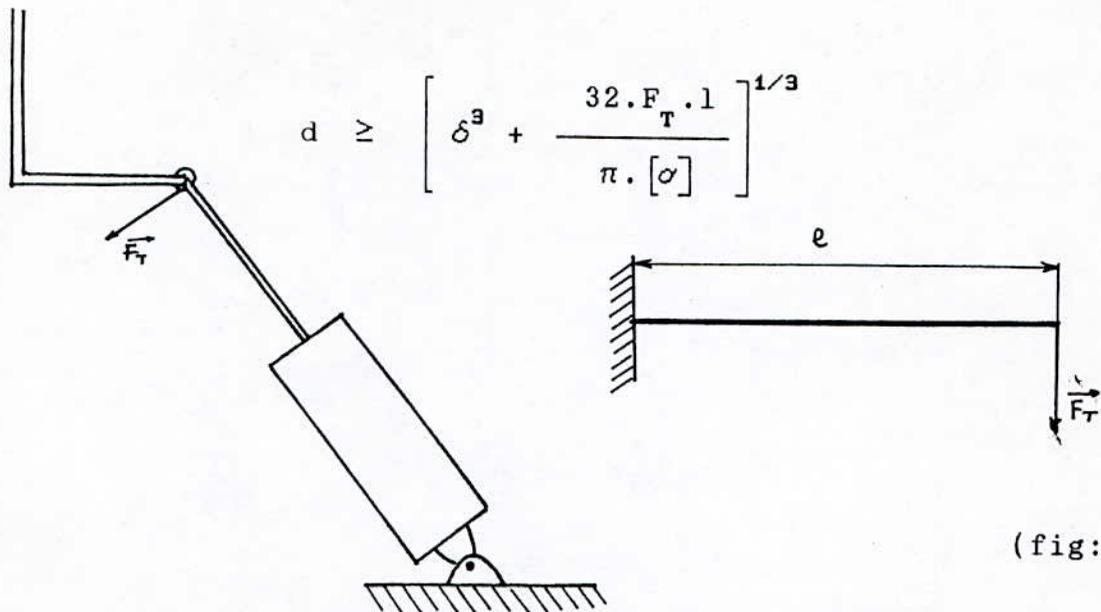
$$N_S \leq 4128 \text{ N}$$

D'après notre calcul l'effort normal maximal appliqué sur la tête de la tige est de l'ordre de 140 N.

De là on peut conclure que pour un diamètre de 12 mm la tige résiste au flambement.

## B/ CALCUL DE VÉRIFICATION À LA FLEXION

D'après la condition à la flexion nous avons:



(fig:5-8)

où

$l$  : longueur libre de la tige du piston

$$l = 130 \text{ mm}$$

pour  $\beta = 33^\circ$  (phase retour à vide) on a :

$$F_T = 66,83 \text{ N}$$

alors

$$d \geq 9,77 \text{ mm}$$

Donc le diamètre choisi  $d = 12 \text{ mm}$  satisfait à la condition de résistance à la flexion.

## 5-6/ CHOIX DU DIAMETRE DU PISTON

En se basant sur la normalisation établie par ISO, on choisit un diamètre peu encombrant :

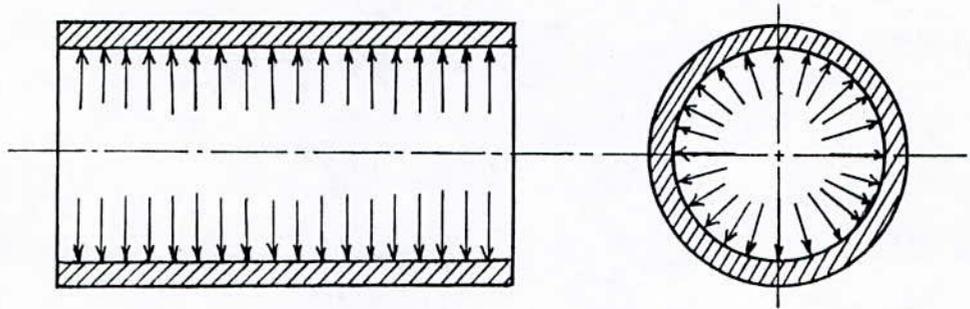
$$D = 40 \text{ mm}$$

## 5-7/ DIMENSIONNEMENT DE LA PAROI DU CYLINDRE

### CALCUL DES PRESSIONS

De l'étude des variations de la répartition des efforts sur la tête de la tige du piston durant les différentes phases (travail, retour et relevage automatique) on voit que la pression dans le cylindre varie.

Pour dimensionner l'épaisseur du cylindre, on tiendra compte de la pression maximale.



(fig:5-9)

Pression durant la phase de travail

Durant la phase de travail, la pression dans le cylindre est:

$$P_{\max} = F_N / S$$

où

$$P_{\max} = \frac{4 \cdot F_N}{\pi \cdot (D^2 - d^2)}$$

alors

$$P_{\max} = 57,58 \text{ bar}$$

Pression durant la phase de retour à vide

Durant la phase de retour à vide et au moment de descente progressive, la pression dans le cylindre est:

$$P_{\max} = F_N / S = 4 \cdot F_N / \pi \cdot D^2$$

alors

$$P_{\max} = 1.11 \text{ bar}$$

On remarque que la pression maximale durant le sciage est plus importante que celle engendrée pendant la phase à vide.

Pour calculer l'épaisseur du cylindre on doit traiter le cas d'un cylindre soumis à une pression intérieure  $P_i$  égale à  $P_{\max}$  et une pression extérieure (pression dans le réservoir)  $P_e$  négligeable devant  $P_i$ .

L'épaisseur du cylindre est donnée par la formule suivante:

$$e \geq \frac{D}{2} \cdot \left[ \left[ \frac{[\sigma] + P_i}{[\sigma] - P_i} \right]^{1/2} - 1 \right]$$

Pour obtenir une bonne étanchéité des parois le cylindre sera exécuté par certiçage d'une tôle d'acier de nuance E 36 puis rectifié.

avec  $[\sigma] = \sigma_e / 5 = 72 \text{ MPa}$

d'où  $e \geq 1,67 \text{ mm}$

on adopte une tôle d'épaisseur:

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

#### VÉRIFICATION DE LA CONDITION DE RÉSISTANCE

La condition de résistance est définie par:

$$\sigma \leq [\sigma]$$

la contrainte  $\sigma$  est donnée par la formule de Lamé:

$$\sigma = P_i \cdot \frac{D_i^2 + D_e^2}{D_e^2 - D_i^2}$$

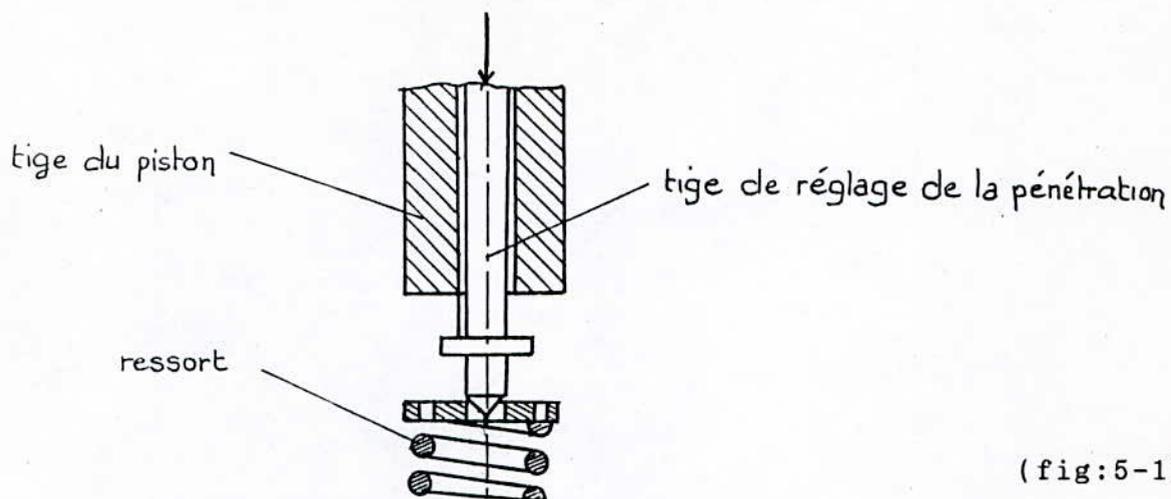
alors

$$\sigma = 41,47 \text{ MPa}$$

On vérifie bien que la contrainte  $\sigma$  est inférieure à la contrainte admissible. Alors le cylindre du dispositif hydraulique résistera en toute sécurité.

#### 5-8/ DIMENSIONNEMENT DE LA TIGE DE REGLAGE DE LA PENETRATION

Du faite que la tige est logée tout le long de sa longueur dans l'alésage de la tige du piston le risque de flambement est exclu. Il reste à dimensionner cette tige par la condition de résistance à la compression.



(fig:5-10)

$$[\sigma] \geq F/S = 4.F/(\pi.\delta^2)$$

où  $F$  : effort sur la soupape de pénétration

avec  $F = P.S$

où  $S$  : surface de la tuyauterie de la soupape.

avec  $\delta = 5 \text{ mm}$

Durant la phase de retour à vide et au moment de descente la pression générée dans la chambre inférieure du cylindre est:

$$P = 1,109 \text{ bar}$$

avec un diamètre de la tuyauterie de 7 mm, la force appliquée sur la tige est:

$$F = 4,27 \text{ N}$$

alors

$$\sigma = F/S = 0,2 \text{ MPa}$$

donc la valeur de  $\sigma$  due à la compression est loin de la valeur admissible par le matériau  $[\sigma]$ , donc notre tige de réglage résistera en toute sécurité.

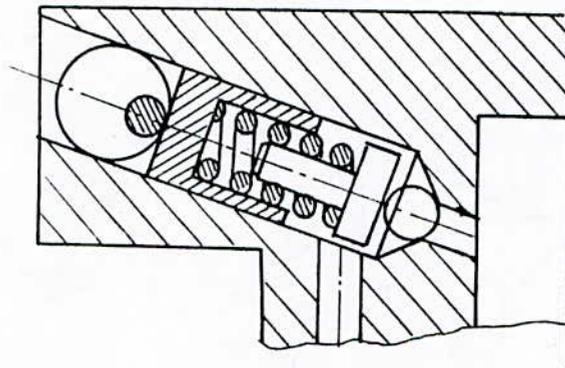
## 5-9/ CALCUL DE LA SOUPE DE REGLAGE DE LA PRESSION DE COUPE

Durant la phase de coupe, la force normale de coupe n'atteint pas celle déterminée par la soupape de réglage de la pression de coupe. Cette soupape reste fermée pendant la course

de travail de la lame de scie. Il résulte que le piston ne peut pas déplacer vers le haut sous l'effort de la force de coupe, ce qui veut dire que la lame de scie pénètre dans la pièce avec l'avance maximale donnée par la position oblique de la lame.

Mais si la force de coupe appliquée sur la lame est plus importante que celle déterminée par la soupape de réglage, celle-ci s'ouvre un peu et si on se réfère au dessin d'ensemble du dispositif hydraulique, le piston se déplace vers le haut ce qui provoque un pompage d'une partie du liquide de pression contenu dans la chambre cylindrique vers le réservoir. Ce mouvement provoque en même temps une aspiration de liquide de pression dans la chambre cylindrique inférieure par l'intermédiaire du perçage de la soupape de retenue.

La soupape de réglage est maintenue en service normale sur son siège par un ressort travaillant à la compression.



(fig:5-11)

## CALCUL DU RESSORT

La pression nécessaire pour faire fonctionner la soupape est réglée au moyen d'un excentrique permettant de comprimer à volonté le ressort.

Le ressort qu'on choisit est un ressort hélicoïdal à fil rond.

Le diamètre du ressort satisfaisant à la condition de résistance est donnée par l'expression suivante:

$$d \geq \left[ \frac{8.N.C.K}{\pi. [\tau]} \right]^{1/2}$$

## CHARGE DU RESSORT

Le ressort subit la force due à la pression du fluide, et doit réagir à l'augmentation de la pression lorsque celle-ci dépasse la pression fixée par réglage.

L'effort de compression du ressort est:

$$N > F = P_{\max} \cdot S$$

où

$P_{\max}$  : pression maximale de coupe  
( $P_{\max} = 57,58 \text{ bar}$ ).

S : surface de la tuyauterie

pour un diamètre de la tuyauterie de 5 mm la surface est de l'ordre:

$$S = 19,63 \text{ mm}^2$$

d'où

$$N > 113,05 \text{ N}$$

on adopte une valeur de N de l'ordre:

$$N = 114 \text{ N}$$

Pour un acier fortement allié de nuance 45 SCD 6 dont les caractéristiques sont:

$$\sigma_e = 157 \text{ daN/mm}^2 \quad \text{et} \quad \sigma_r = 137 \text{ daN/mm}^2$$

d'où

$$[\tau] = 411 \text{ N/mm}^2$$

pour un diamètre de l'ordre:

$$C = 6$$

alors

$$K = 1,25$$

alors le diamètre du ressort sera de l'ordre:

$$d \geq 2,30 \text{ mm}$$

on adopte un diamètre normalisé

$$d = 2,40 \text{ mm}$$

Le diamètre moyen du ressort est:

$$D_m = 14,4 \text{ mm}$$

Le diamètre extérieur du ressort est:

$$D_e = 16,8 \text{ mm}$$

Le diamètre intérieur du ressort est:

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

pour un calcul préliminaire on choisit un nombre de spires:

$$n = 4$$

On vérifie notre choix par la condition suivantes:

$$L_e < L_{\min}$$

pour un ressort équarri et meulé nous avons:

$$L_e = 14,4 \text{ mm}$$

nous choisissons une longueur minimum:

$$L_{\min} = 28 \text{ mm}$$

pour une longueur libre:

$$L_l = 38 \text{ mm}$$

la constante de raideur est donnée par l'expression suivantes:

$$k = F / x$$

où

$$x = L_l - L_{\min}$$

alors

$$x = 10 \text{ mm}$$

d'où, la constante de raideur aura la valeur:

$$k = 11400 \text{ N / mm}$$

Le calcul final du nombre de spires est donné par l'expression suivante:

$$n = (d.G)/(8.C^3.k)$$

on a:

$$n = 9,75 \text{ spires}$$

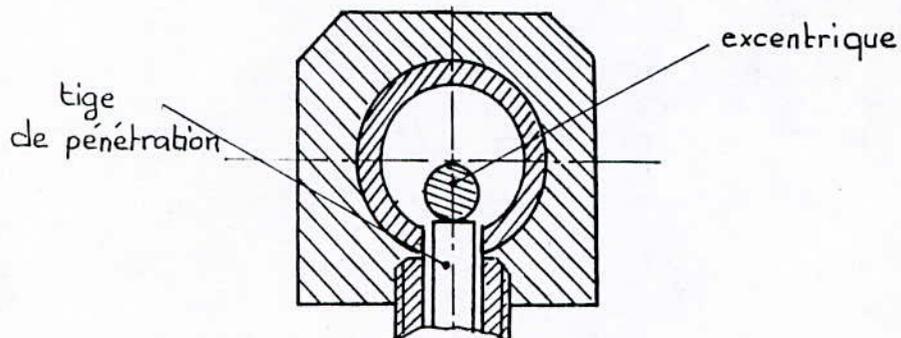
on adopte

$$n = 9 \text{ spires}$$

d'où la valeur finale de la longueur écrasée:

$$L_e = 26,4 \text{ mm}$$

#### CALCUL DE L'EXCENTRICITÉ DU RÉGLAGE DE LA PRESSION DE COUPE



(fig:5-12)

Pour un effort normal minimal de coupe:

$$F_{CN} = 460 \text{ N}$$

l'effort normal sur la tige la sollicitation à la traction est:

$$F_N = 1401,30 \text{ N}$$

La pression minimale développée dans le cylindre pendant la course de travail est:

$$P_{\min} = 12,25 \text{ bar}$$

d'où la charge appliquée sur le ressort due à la pression minimale:

$$N_{\min} = 24,05 \text{ N}$$

l'affaissement du ressort sous cette charge est:

$$x = 2,11 \text{ mm}$$

d'où la longueur du ressort sous la charge:

$$L = L_1 - x = 35,89 \text{ mm}$$

l'excentricité de réglage est donnée par la formule suivantes:

$$e = (L - L_{\min})/2$$

alors la valeur de l'excentricité est:

$e = 3,95 \text{ mm}$
-----------------------

## CONCLUSION

La conception est une science d'analyse des critères de besoins auxquels doivent satisfaire l'utilisation de la machine.

Dans la conception technique présentée dans notre travail, nous avons jugé intéressant de conclure en mettant en évidence ces quelques remarques:

- pour l'assemblage de la machine on s'est limité aux assemblage obtenu par mécano-soudure, ce qui a engendré une multitude de pièces que le procédé de moulage aurait pu réduire.

- le prototype de la machine peut constituer un banc d'essai pour établir des relations empiriques pour les efforts de coupe engendré l'or de l'opération de sciage ainsi que l'angle d'inclinaison de la lame nécessaire à la coupe.

- la conception de l'archet logé dans le carter pivotant présente une forme de sécurité pour l'opérateur.

- l'opération de sciage dans la phase travail de l'archet, présente un rendement meilleur dû à la contribution de la composante du poids dans l'effort de coupe.

- aux concepts techniques nous aurions souhaiter ajouter les concepts économiques intervenant dans le choix de la conception et la fabrication de la machine, mais nous pensons que les frais financiers sortent du cadre de cette étude, et que le prix de revient n'a de signification que s'il est rattaché à une production réelle dans le contexte du fabricant.

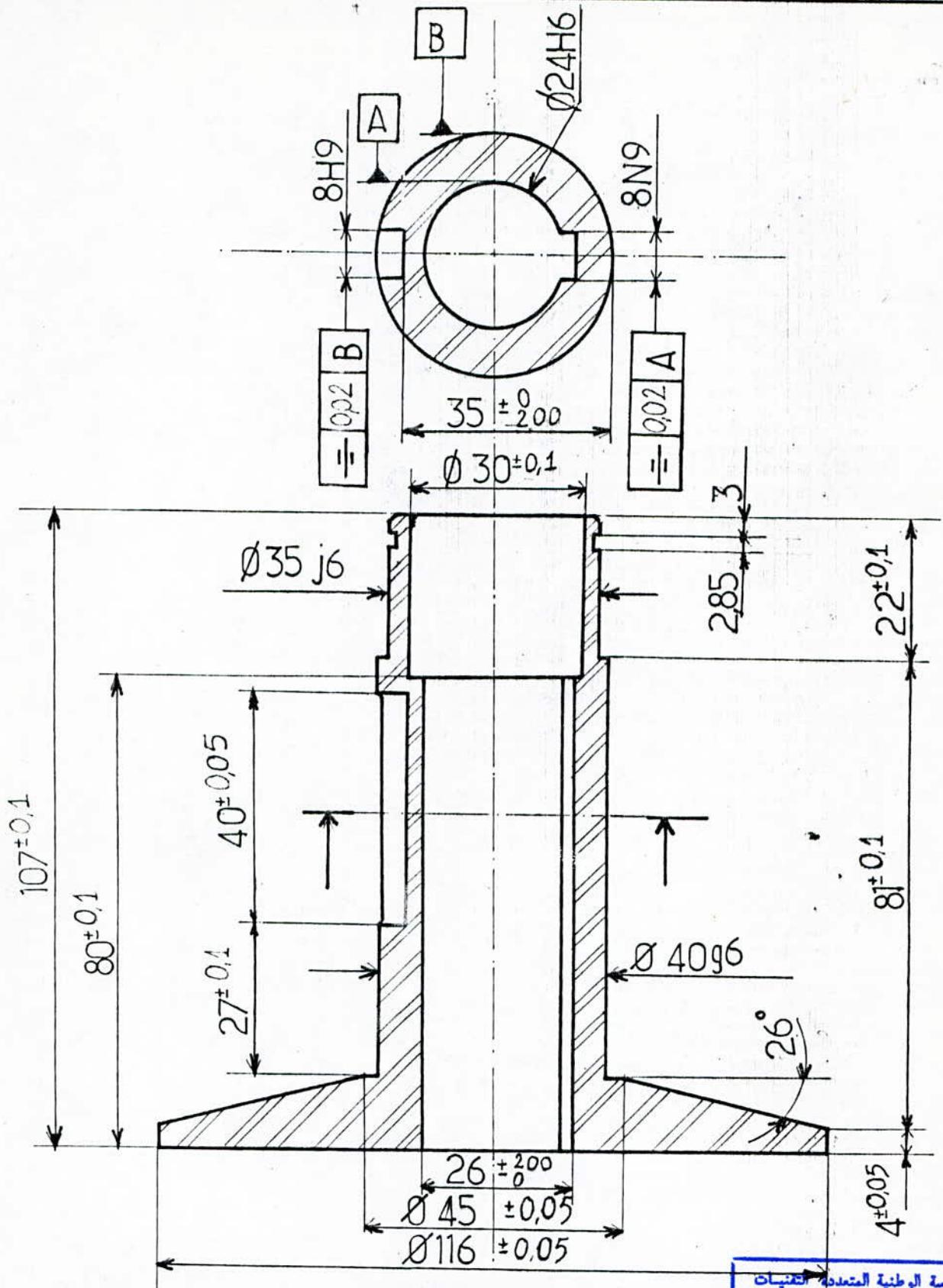
Cette étude nous a permis de marquer notre première appréciation dans le domaine, de la conception technique et nous a été intéressante à bien des égards.

Nous souhaitons à priori que se présent projet puisse être une étape en vue d'une conception d'une scie mécanique à archet, afin de le présenter comme une licence pour une réalisation au sein de PMO au lieu de la licence allemande qui nous coute des somme forte en devise.

## BIBLIOGRAPHIE

- [1] - Brevet d'invention allemand  
N° de publication 2 262 957  
"Scie mécanique à archet".
- [2] - Brevet d'invention allemand  
N° de publication 1 068 086  
"Dispositif hydraulique".
- [3] - Brevet d'invention allemand  
N° de publication 2 313 165  
"Scie mécanique à archet".
- [4] - Document de normalisation NF E 62 151  
"Machines à scier à métaux alternatives".
- [5] - Documents techniques ENEL  
"Moteurs asynchrones triphasés"  
Reghaia 1990. ENAG.
- [6] - Documentation technique PMO  
"Scie mécanique à archet SMA 3".  
Oued Hamimime - Constantine.
- [7] - Document de normalisation NF ISO 1604  
"Transmission par courroies. -Courroies trapézoïdales  
larges sans fin pour variateurs de vitesse industriels et  
profils de gorge des poulies correspondantes".
- [8] - G.DROUIN. M.GOU.  
"Eléments de machines".  
2ème édition. Montréal 1986.  
Ecole Polytechnique de Montréal.
- [9] - V. DOBROVOLSKI, K.ZABLONSKI  
"Eléments de machines"  
Moscou 1971. MIR.

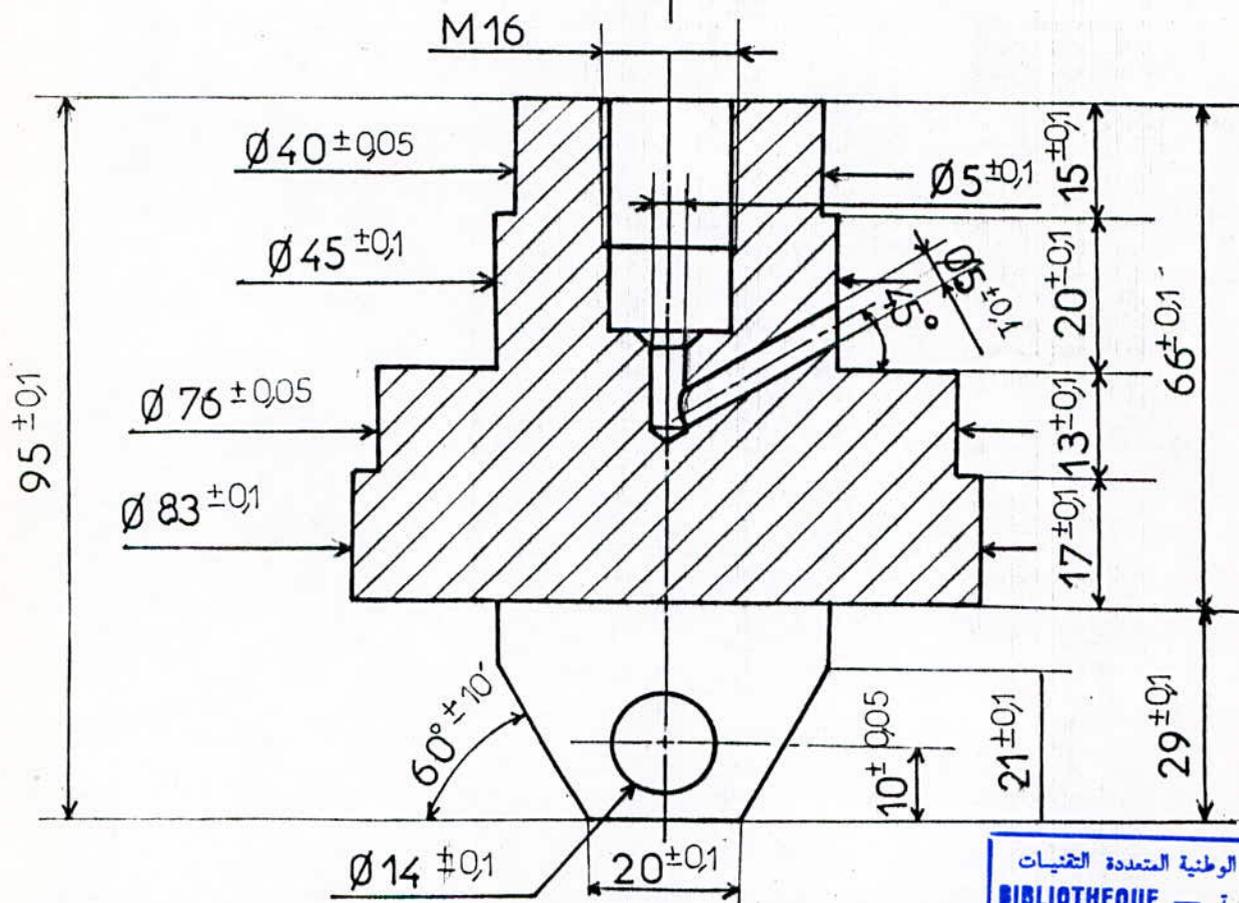
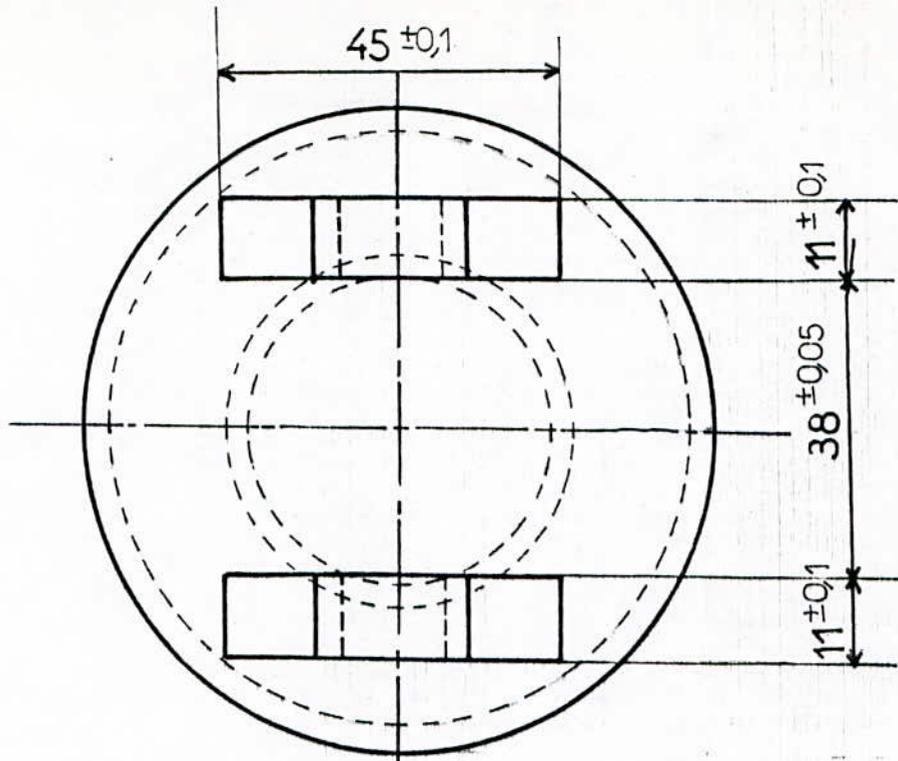
- [10] - A.CHEVALIER  
"Guide du dessinateur industriel"  
Edition Hachete - Paris 1990.
- [11] - G.HENRIOT  
"Traité théorique et pratique des engrenages"  
Vol 1 et 2 5ème édition - Dunod - Paris 1972.
- [12] - A. COMPA & R. CHAPPERT & R. PICAND  
"Résistance des matériaux"  
Edition Foucher 1986
- [13] - D SACQUEREY, D. SPENLE  
"Précis de construction mécanique".  
Vol 3. Calculs technologiques et normalisation  
3ème édition Nathan - Afnor. 1989.
- [14] - A. AMIRI, R. AMOURA  
"Groupe moto-pompe"  
Thèse de fin d'étude, ENP 1975.
- [15] - R. QUATREMER et J.P. TROMGNON  
"Précis de construction mécanique"  
Vol 1 dessein conception et normalisation  
12ème édition 1990
- [16] - G. LENORMAND et J. TINEL  
"Memento de dessein industriel"  
Tome II. Documentation dimensionnelle  
Edition Foucher. Paris 1979.



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
 BIBLIOTHEQUE المكتبة  
 Ecole Nationale Polytechnique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

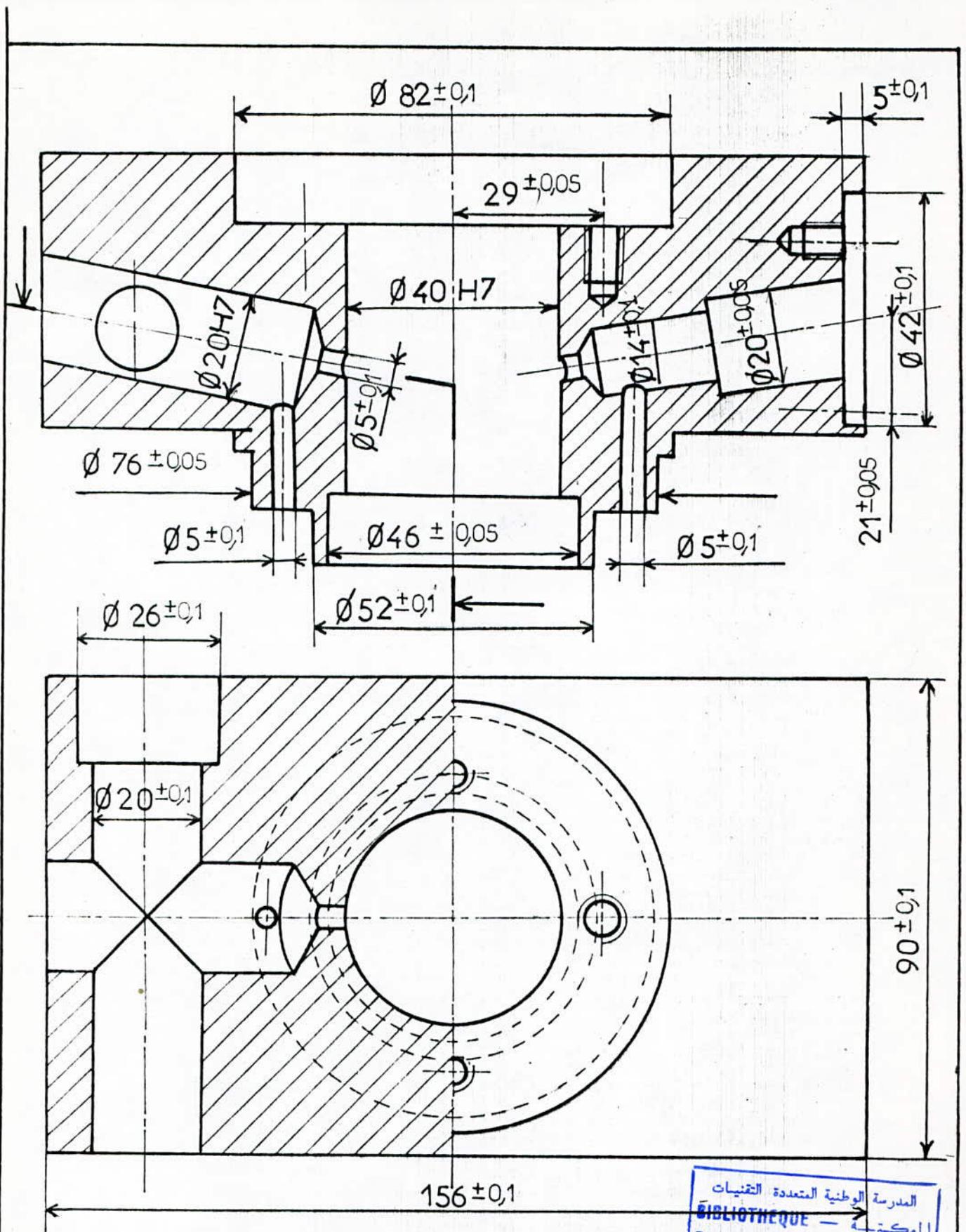
ECHELLE 1	MASSE		FLASQUE FIXE	ENP
Etudiants	k. Khellil.c			Dépt G Mécanique
	L. Ferrat			
Promoteurs	Belhadef		AU4G	SMA 00 01 02
	Guergueb			



الدرسة الوطنية المتعددة التخصصات  
 BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
 Ecole Nationale Polytechnique

# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

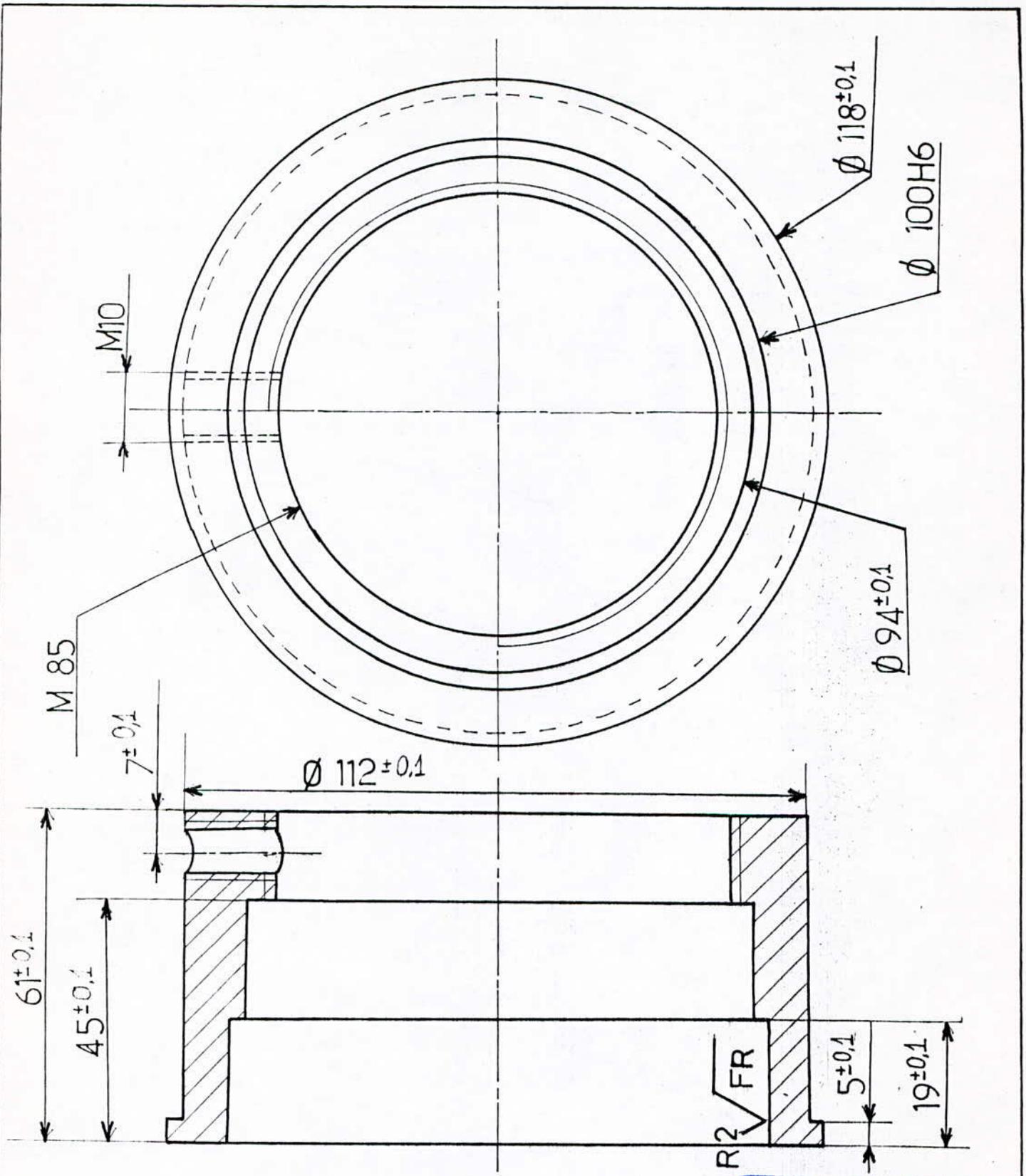
ECHELLE: 1	MASSE		SEMELLE	ENP
Etudiants	K. Khellil, C			
Promoteurs	L. Ferrat		Dept G-Mecanique	SMA 0402
	Belhadeb			
	Guergueb			



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE - المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

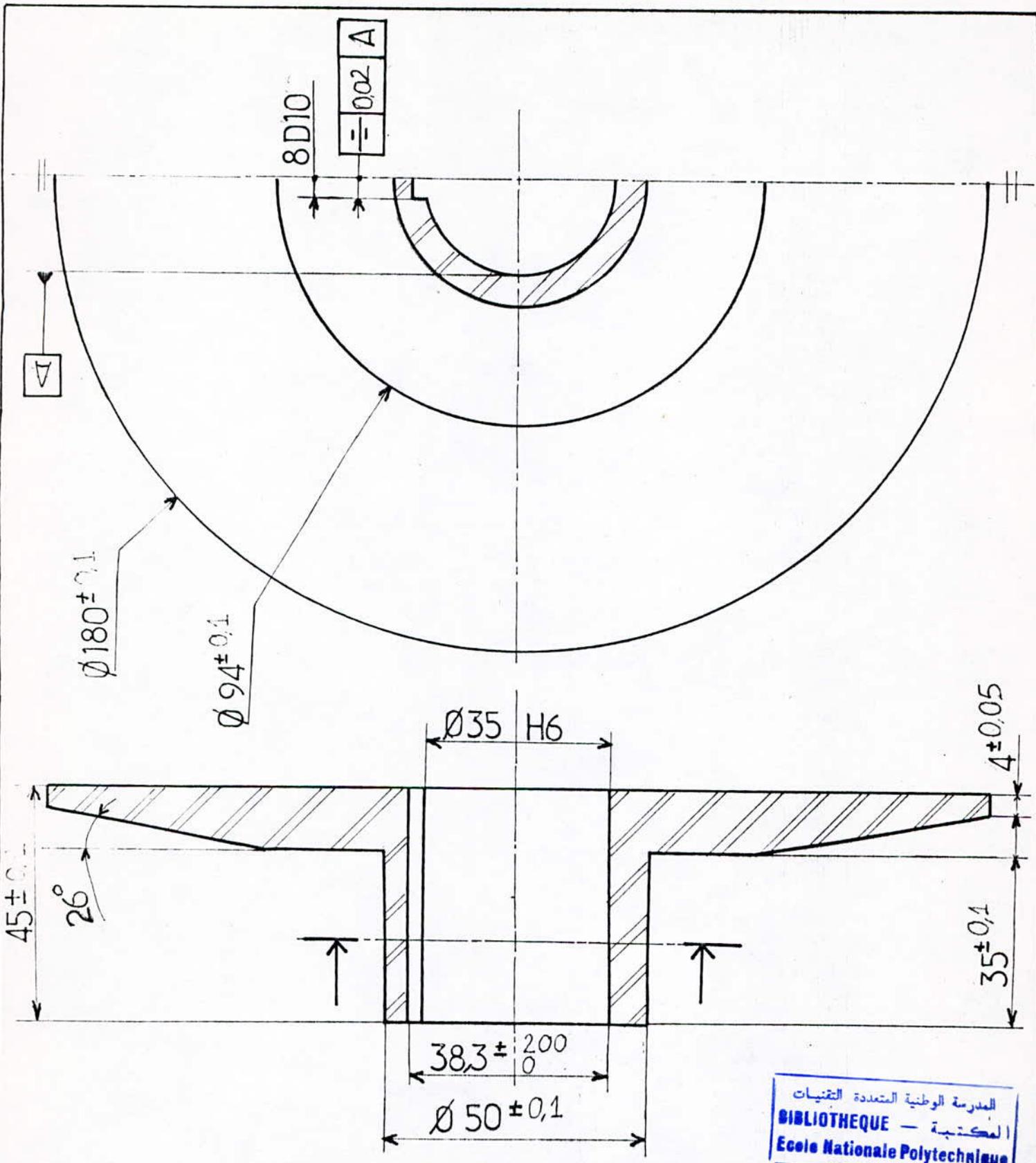
ECHELLE	MASSE		ENP
Etudiants	K. Khellil cherfi		COUVERCLE
	L. Ferrat		
Promoteurs	Belhadef		Dept G-Mecanique
	Guergueb		SMA 0401



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
 المكتبة  
 BIBLIOTHEQUE  
 Ecole Nationale Polytechnique

ECOLE NATIONAL POLYTECHNIQUE

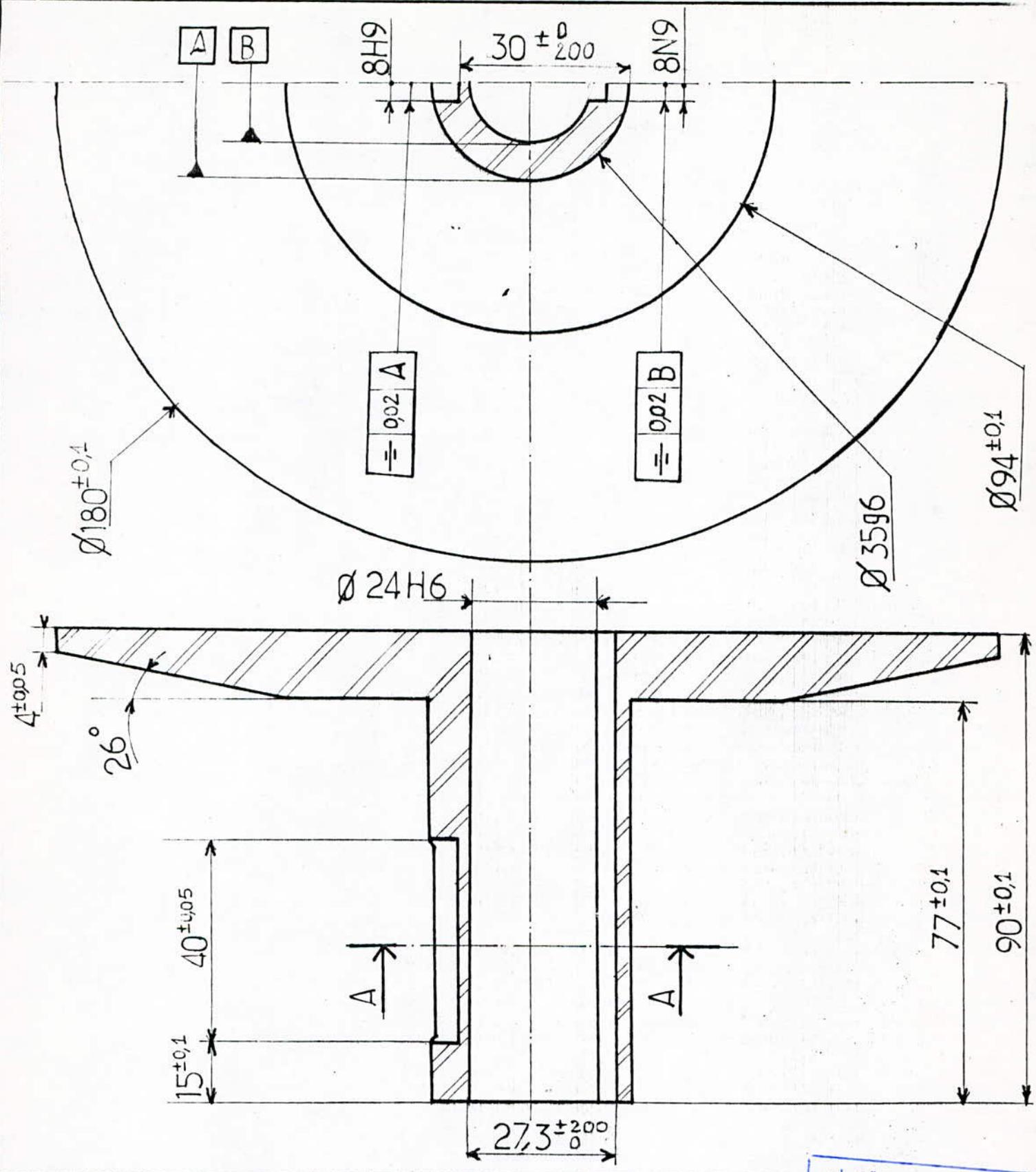
ECHELLE 1	MASSE		DOUILLE DE REGLAGE	ENP
Etudiants	K. Khellil.c		A 70	Dépt G-Mécanique
	L. Ferrat			
Promoteurs	Guergueb			
	Belhade f			SMA 00 01 04



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
 BIBLIOTHEQUE - المكتبة  
 Ecole Nationale Polytechnique

# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

ECHELLE 1	MASSE		FLASQUE MOBILE	ENP Dept G Mecanique
Etudiants	k.Khellil.c L.Ferrat		AU 4G	SMA 00 01 06
Promoteurs	Gue Gueb Belhadef			



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التخصصات  
 المكتبة  
 Ecole Nationale Polytechnique

EGHELLE 1	MASSE	
Etudiants	K. Khellil. c L. Ferrat	
Promoteurs	Belhadef. Guergueb*	

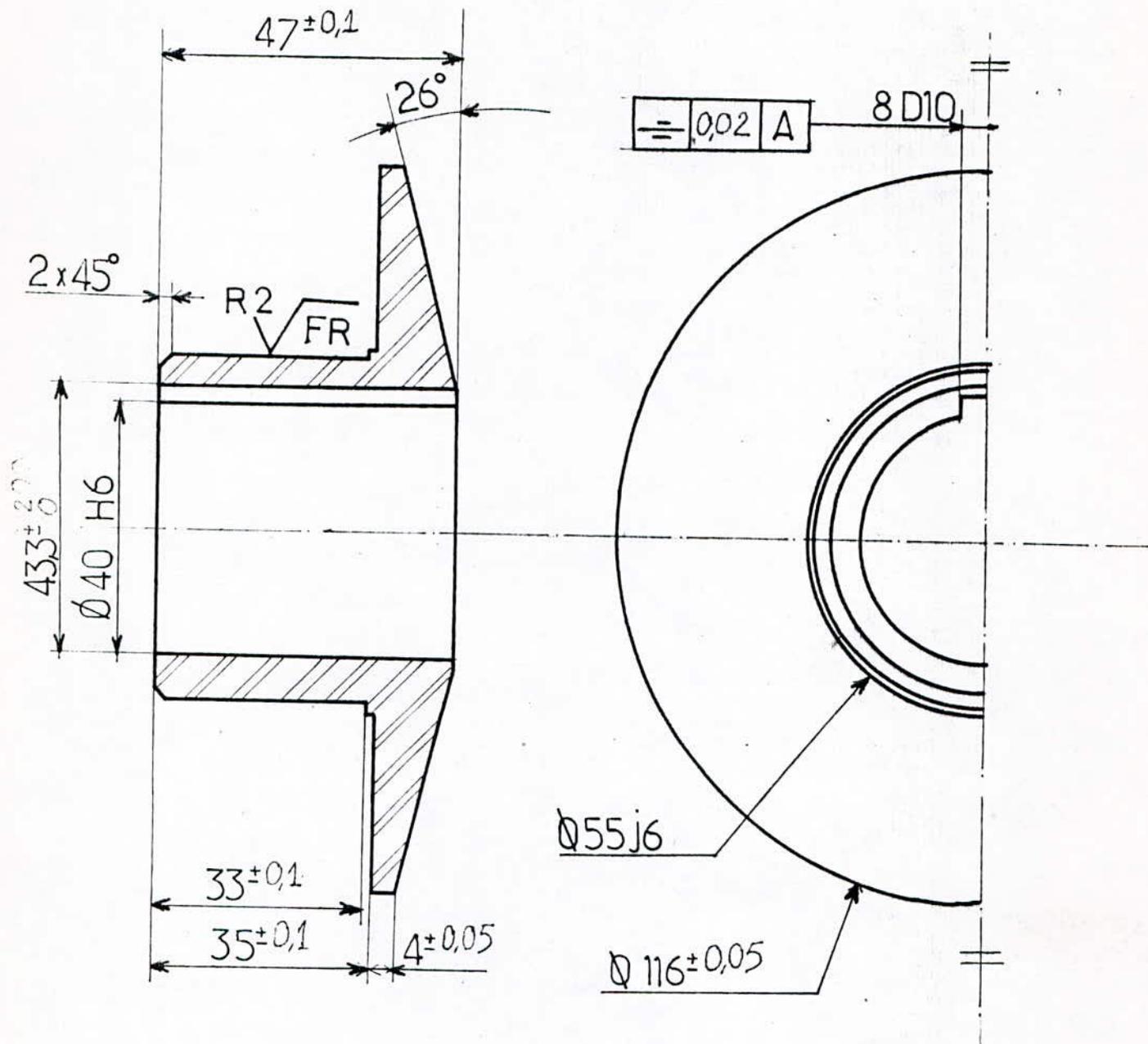

FLASQUE  
 FIXE

AU 4G

ENP

Dépt G-Mecanique

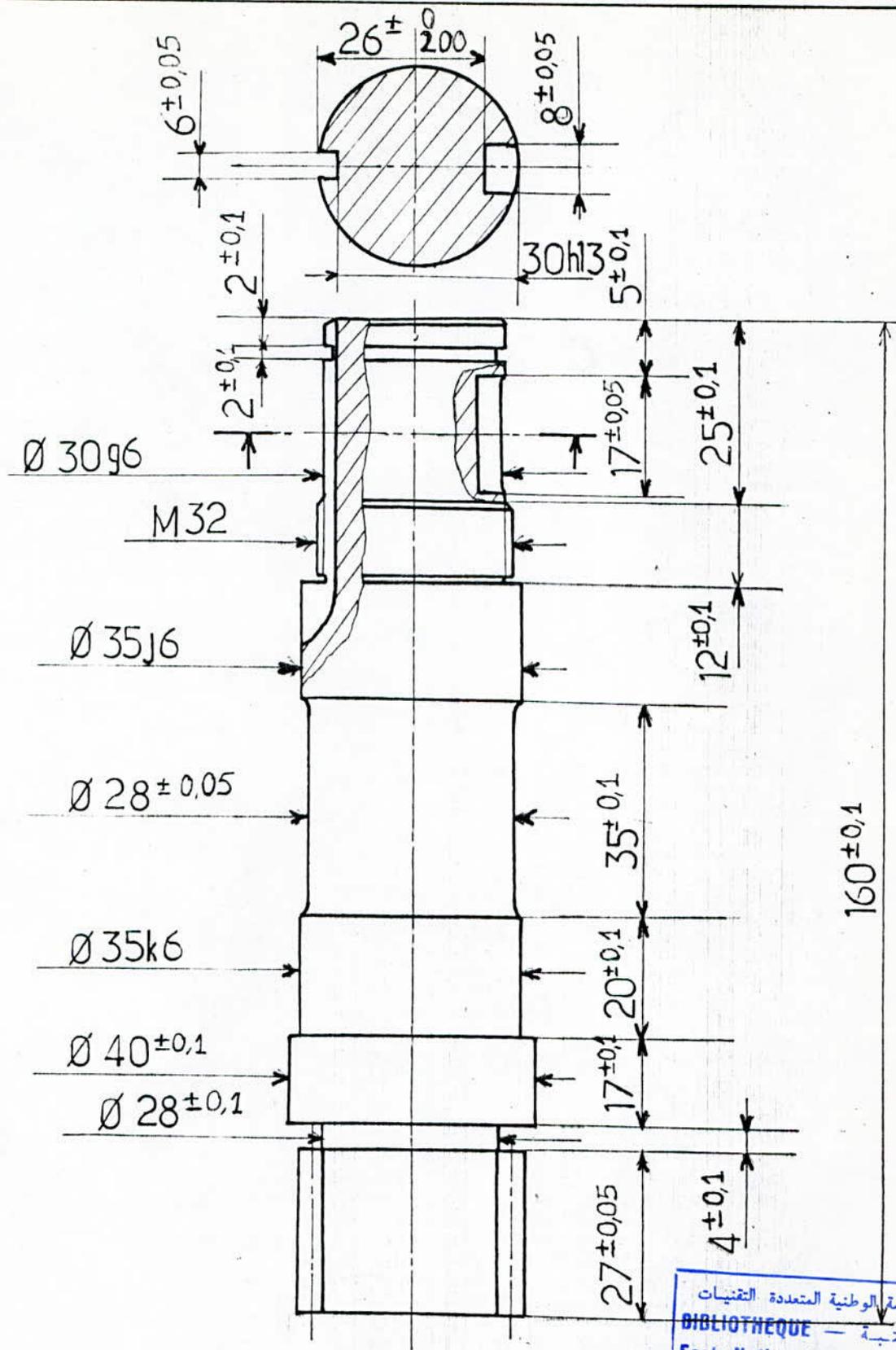
SMA 00 01 05



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
 المكتبة — BIBLIOTHEQUE  
 Ecole Nationale Polytechnique

# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

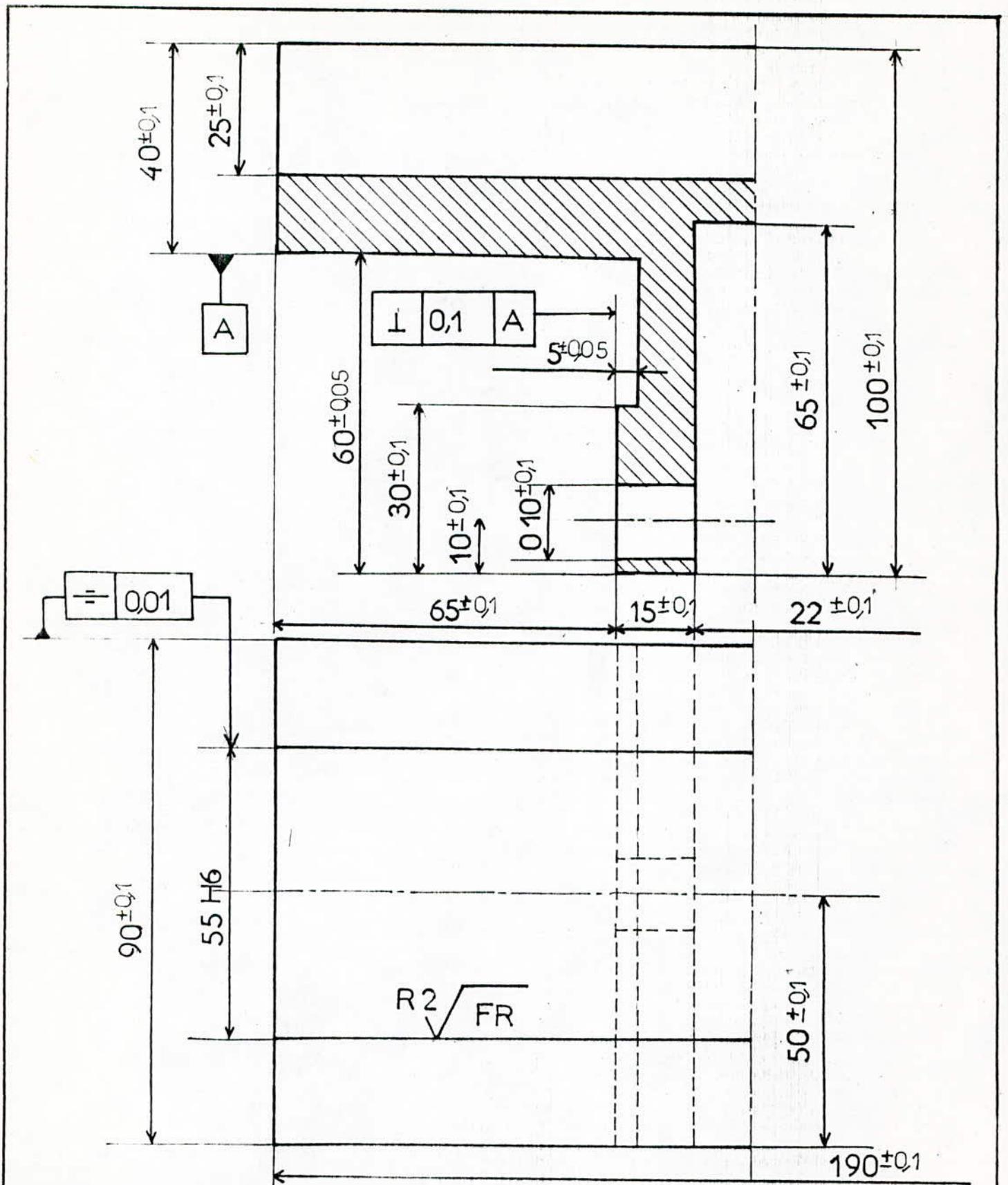
ECHELLE 1	MASSE		FLASQUE MOBIL	ENP
Etudiants	K. Khellil.c			
	L. Ferrat			
Promoteurs	Guergueb			
	Belhadef		AU 4G	SMA 00 01 03



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
 المكتبة - BIBLIOTHEQUE  
 Ecole Nationale Polytechnique

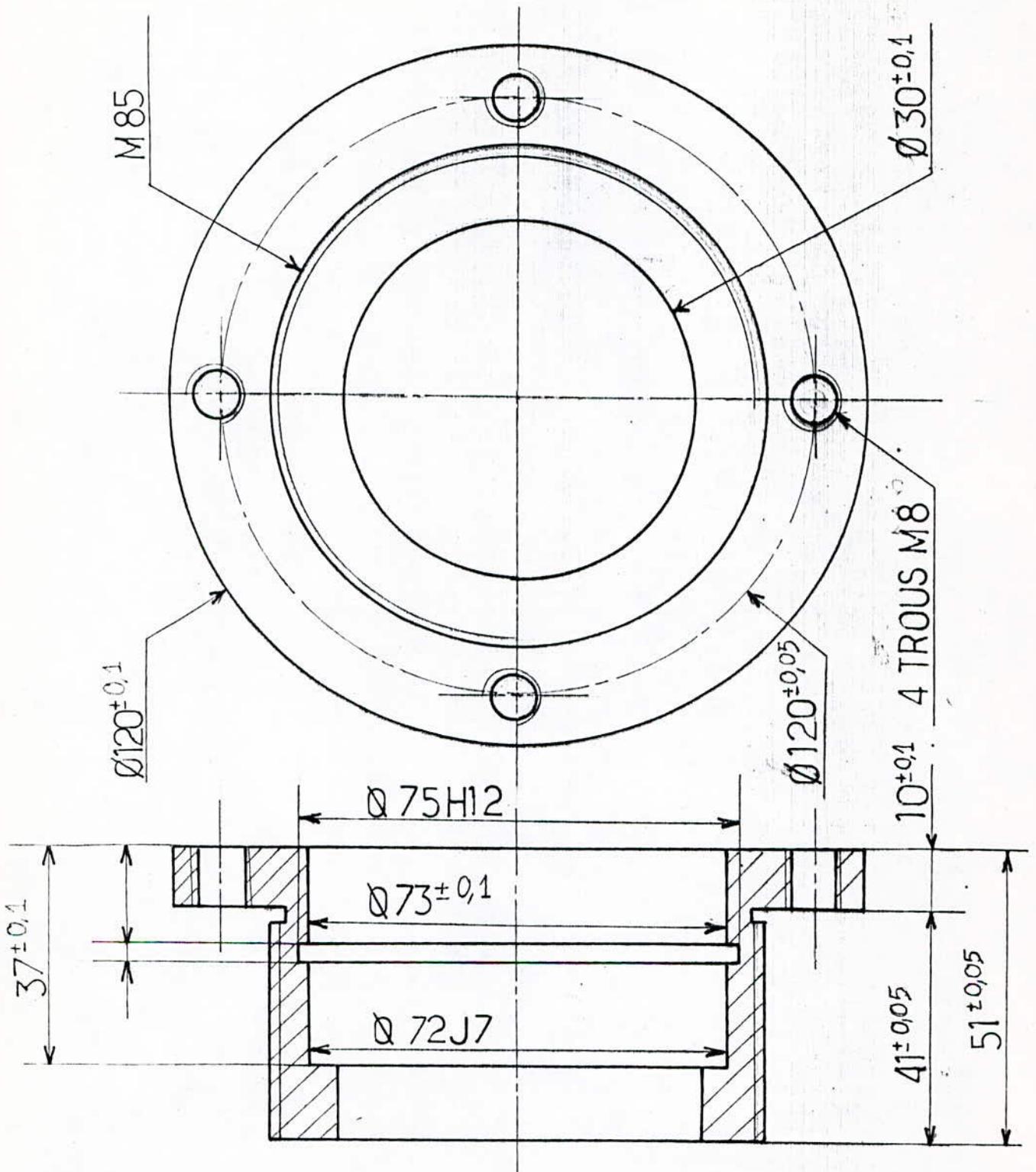
# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

ECHELLE	MASSE		ARBRE	E. N P
1				
Etudiants	K. Khellil .c		16 MC5	Dept G-Mecanique
	L. Ferrat			
Promoteurs	Guergueb			
	Belhadef			SMA 00 01 07



# ECOLE NATIONAL POLYTECHNIQUE

ECHELLE 1	MASSE		ELARGISSE- MENT	المدرسة الوطنية للتقنيات <b>ENP</b> المكتبة Ecole Nationale Polytechnique
Etudiants	K.Khellil cherfi			
Promoteurs	BelhadeF			
	Guergueb			SMA 02 01



# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

ECHELLE  
1

MASSE



DOUILLE  
FILETEE



Etudiants

k.khellil.c

L.Ferrat

Promoteurs

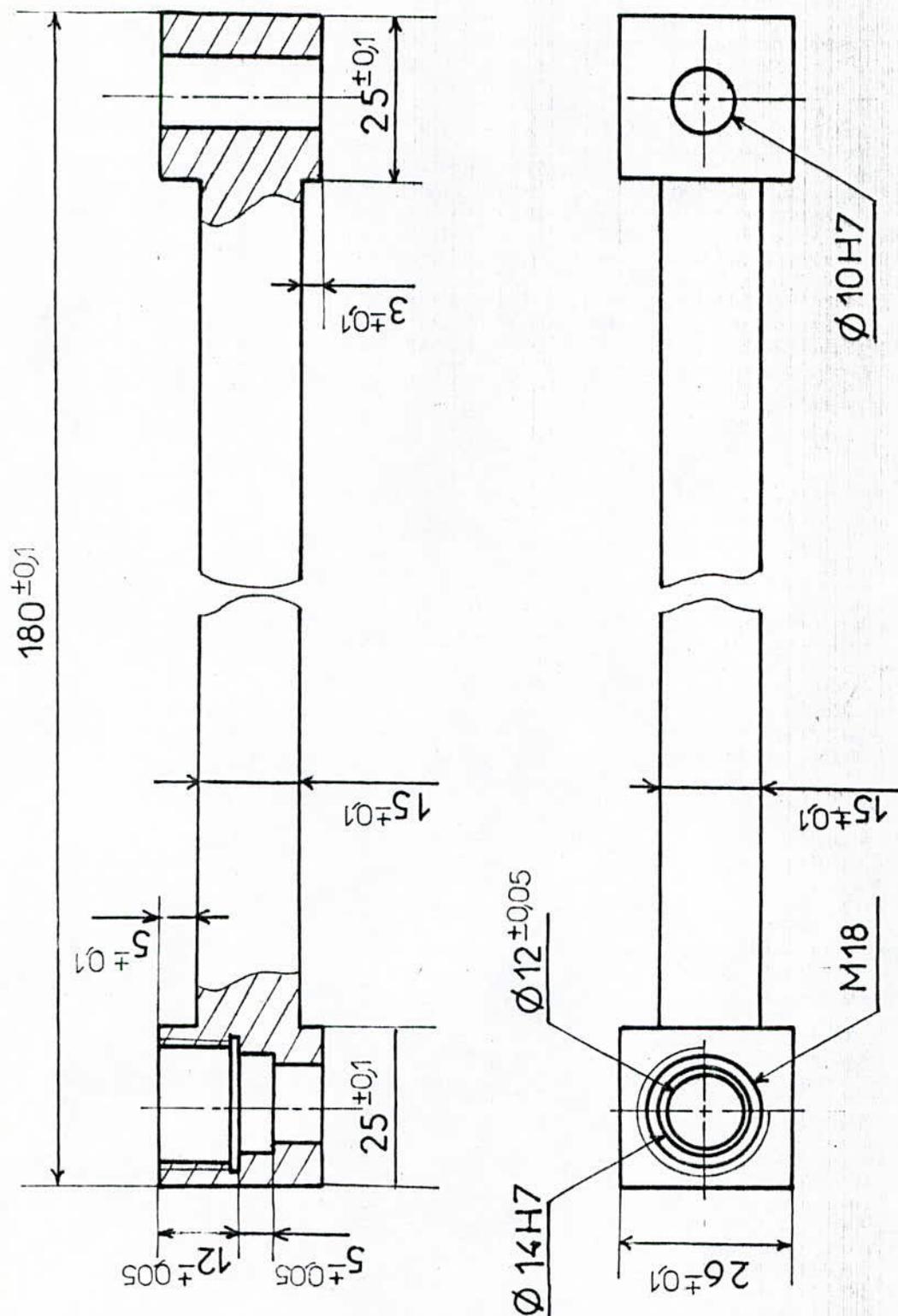
Guergueb

Belhadef

Dép G Mécanique

A 70

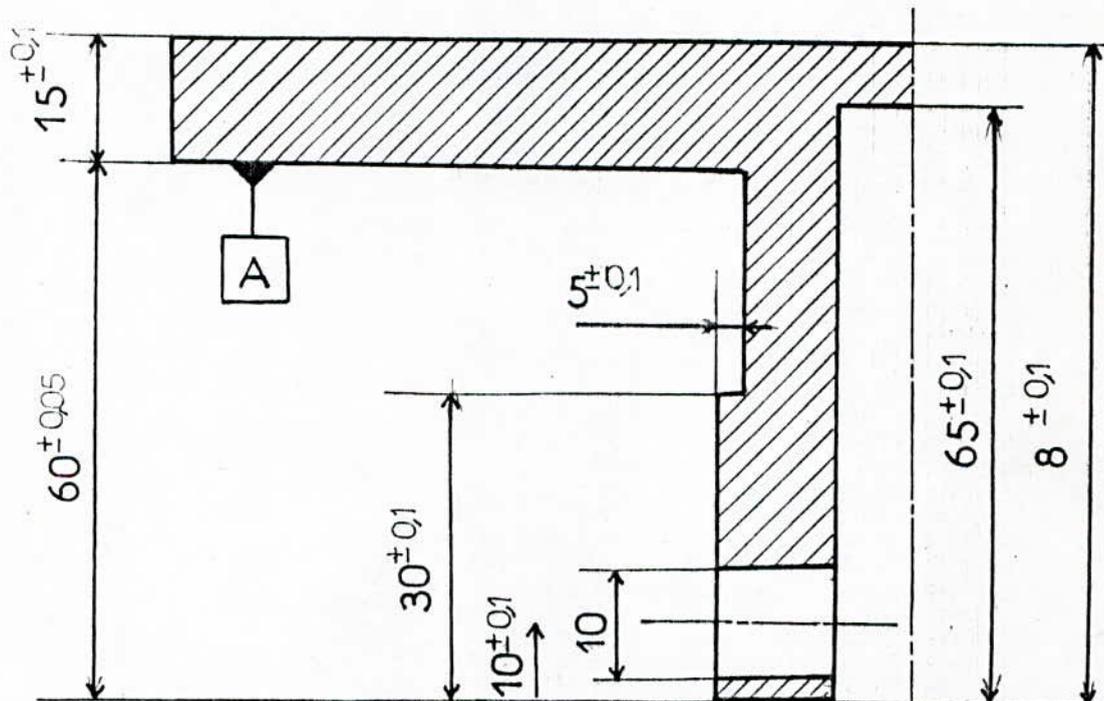
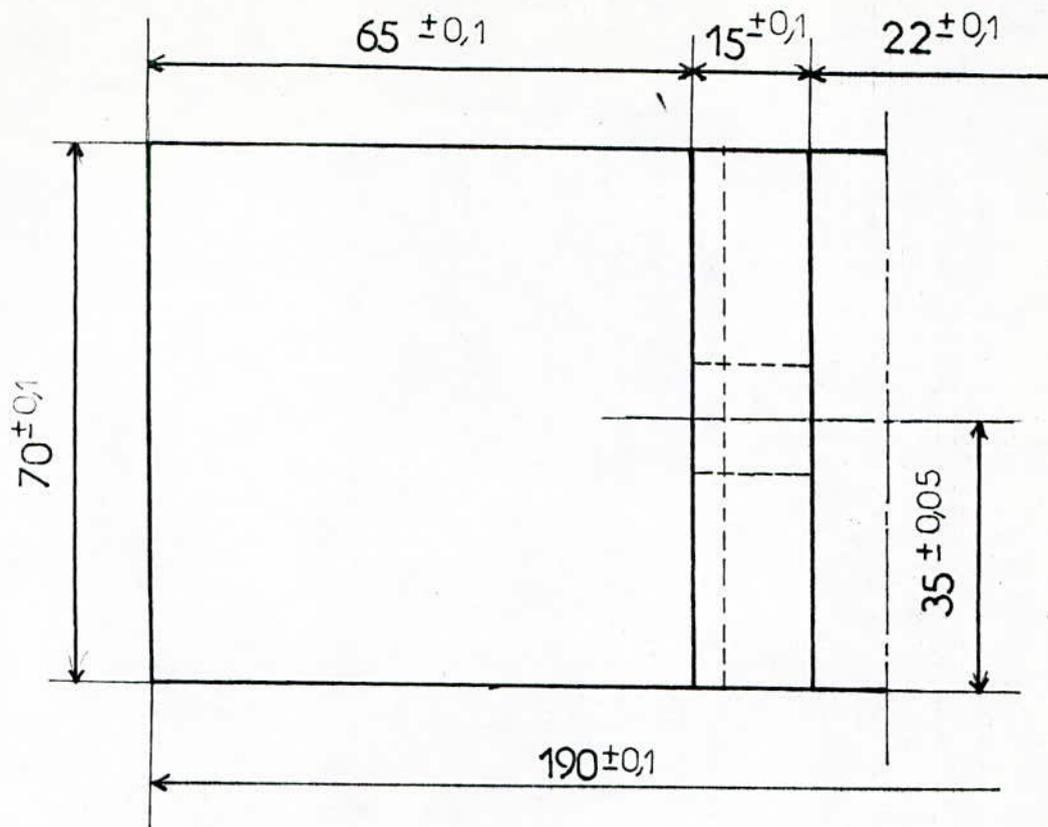
SMA 00 01 01



# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle 1		BIELLE	المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات <b>BIBLIOTHEQUE</b> — المكتبة Ecole Nationale Polytechnique
Etudiants	K.Khellil cherfi		
Promoteurs	L Ferrat	A70	
	Gergueb Belhadef		SMA 03 01



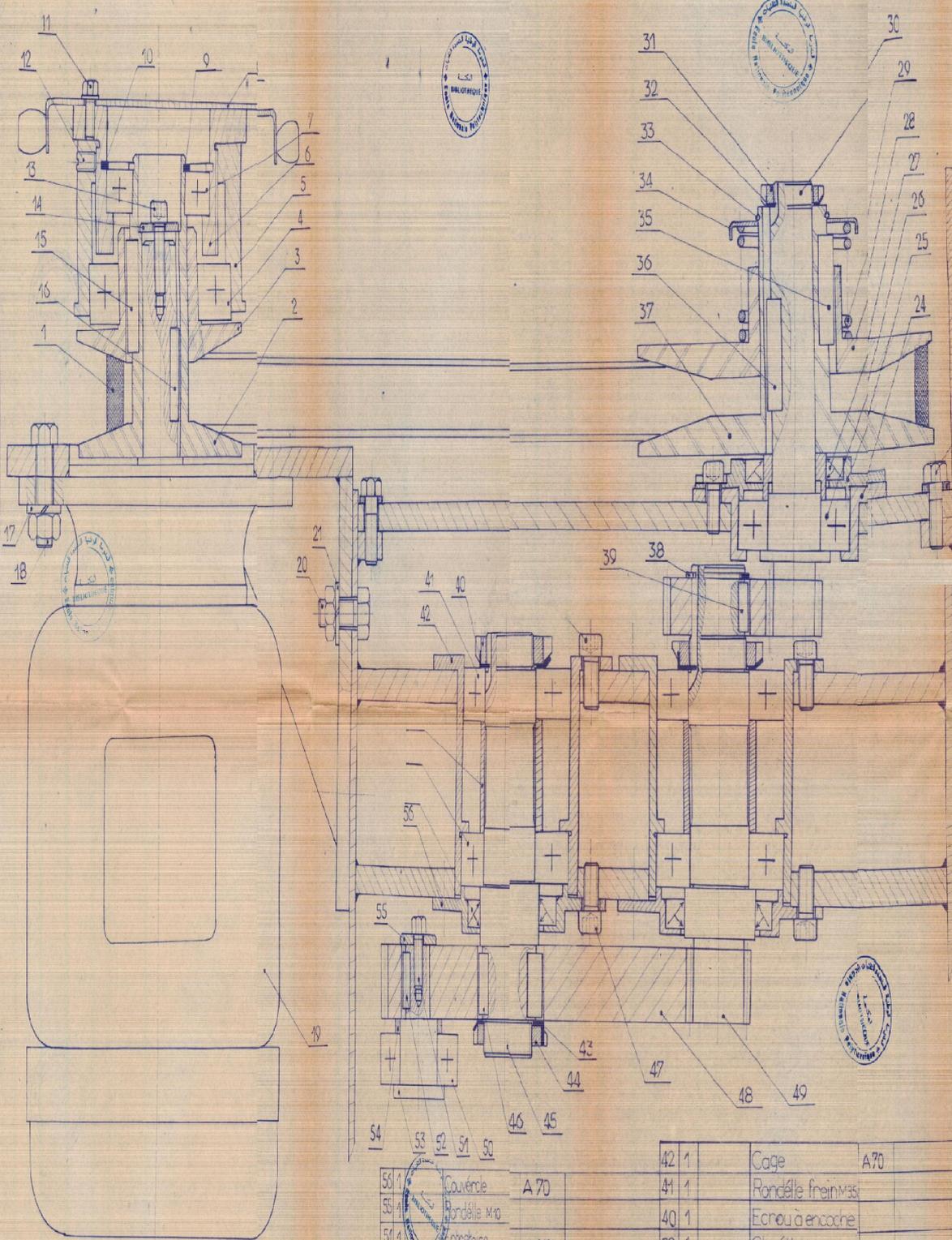


1 0,1 A

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

# ECOLE NATIONAL POLYTECHNIQUE

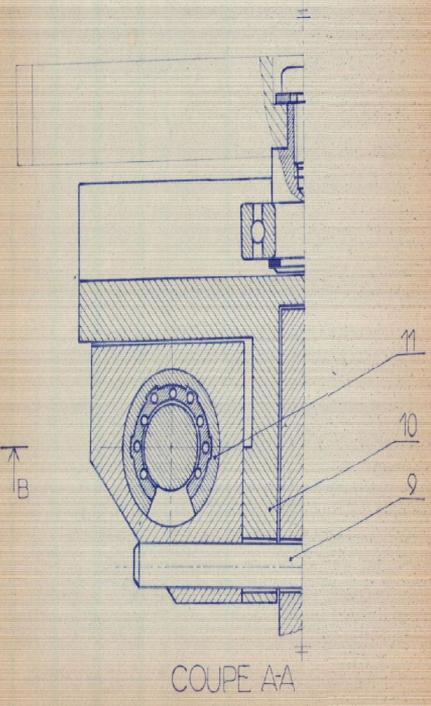
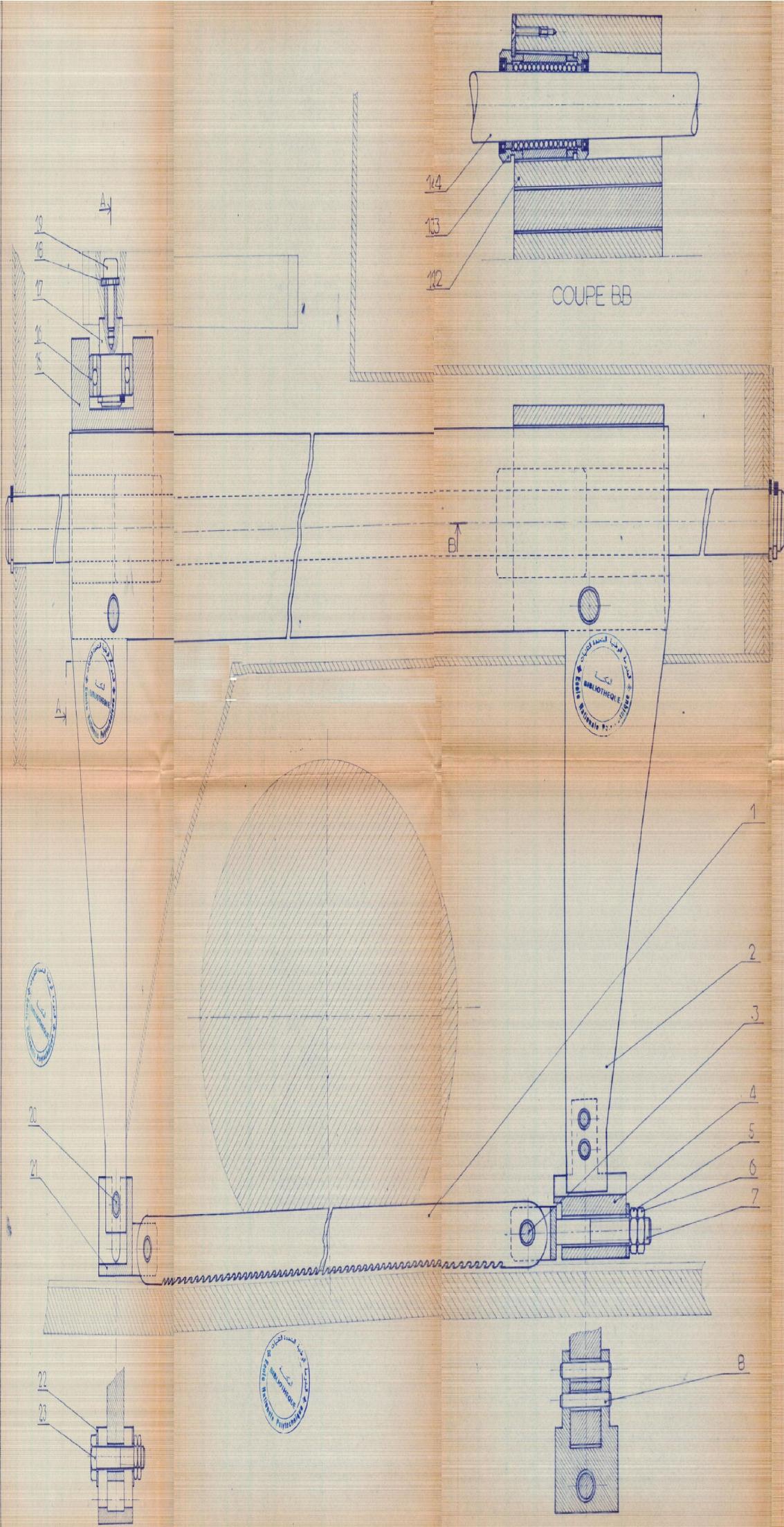
ECHELLE: 1	MASSE		ELARGISSE- -MENT	ENP
Etudiants	K. Khellil .c			Dept G-Mecanique
Promoteurs	L. Ferrat			
	Guergueb			
	Belhadeb			SMA 02 02



28	1	000106	Frasque mobile	AUAG
27	1		Joint d'arbre	NFE 991 011
26	1		Roulement 35x62	
25	1		Couvercle	A 33
24	1		Cage	A 70
23	6		Rondelle M10	
22	6		Vis H M8-20	
21	4		Rondelle M12	
20	4		Boulon H M10-25	
19	1		Moteur	
18	4		Boulon M10-25	
17	4		Rondelle M12	NFE 27 122
16	1		Clavette A 8x7-20	
15	1		Clavette A 10x8-20	NFE 07 655
14	1		Rondelle M8	
13	1		Vis CH M6-25	NFE 27 125
12	1		Vis sans tête M8-2	NFE 27 110
11	4		Vis H M8-20	NFE 25 114
10	1		Circulps 72x3	
9	1		Circulps 35x2	NFE 22 163
8	1		Volant de réglage	
7	1		Roulement 35x62	
6	1	000101	Double fileté	A 70
5	1	000104	Double dentage	A 70
4	1		Roulement 35x62	NFE 22 300
3	1	000102	Frasque mobile	AUAG
2	1	000103	Frasque fixe	AUAG
1	1		Courroie W25	
pp N°2 Dessin Désignation Matière Observation				
Ecole National Polytechnique				
Echelle 1/1 Masse 100g MCO ENP				
Elucubrations K. Khelchemi VARIATEUR				
L. Forret REDUCTEUR				
Promoteurs B. Gergueb				
SMA 0100				

54	1		Couvercle	A 70
53	1		Rondelle M10	
52	1		Arrière	A 33
51	1		Moteur	20NC6
50	1		Clavette	
49	1		Vis H M8-20	NFE 25 114
48	1		Roulement	
47	1	000108	Arbre pignon	
46	1		Pignon	16MC5
45	1		Vis CH M6-25	NFE 27 125
44	2		Clavette A 10x8-20	
43	1		Rondelle frein M35	
42	1		Ecrin à encoche	

42	1		Cage	A 70
41	1		Rondelle frein M35	
40	1		Ecrin à encoche	
39	1		Clavette A 8x7x20	
38	1		Circulps 30x2	
37	1	000105	Frasque fixe	AUAG
36	1		Clavette A 8x7x20	
35	1		Clavette A 10x8x20	
34	1		Cage	
33	1		Arceau	
32	1		Rondelle frein M32	NFE 22 306
31	1		Ecrin à encoche	NFE 22 306
30	1		Arbre pignon	16MC5
29	1		Roulement 35x62	

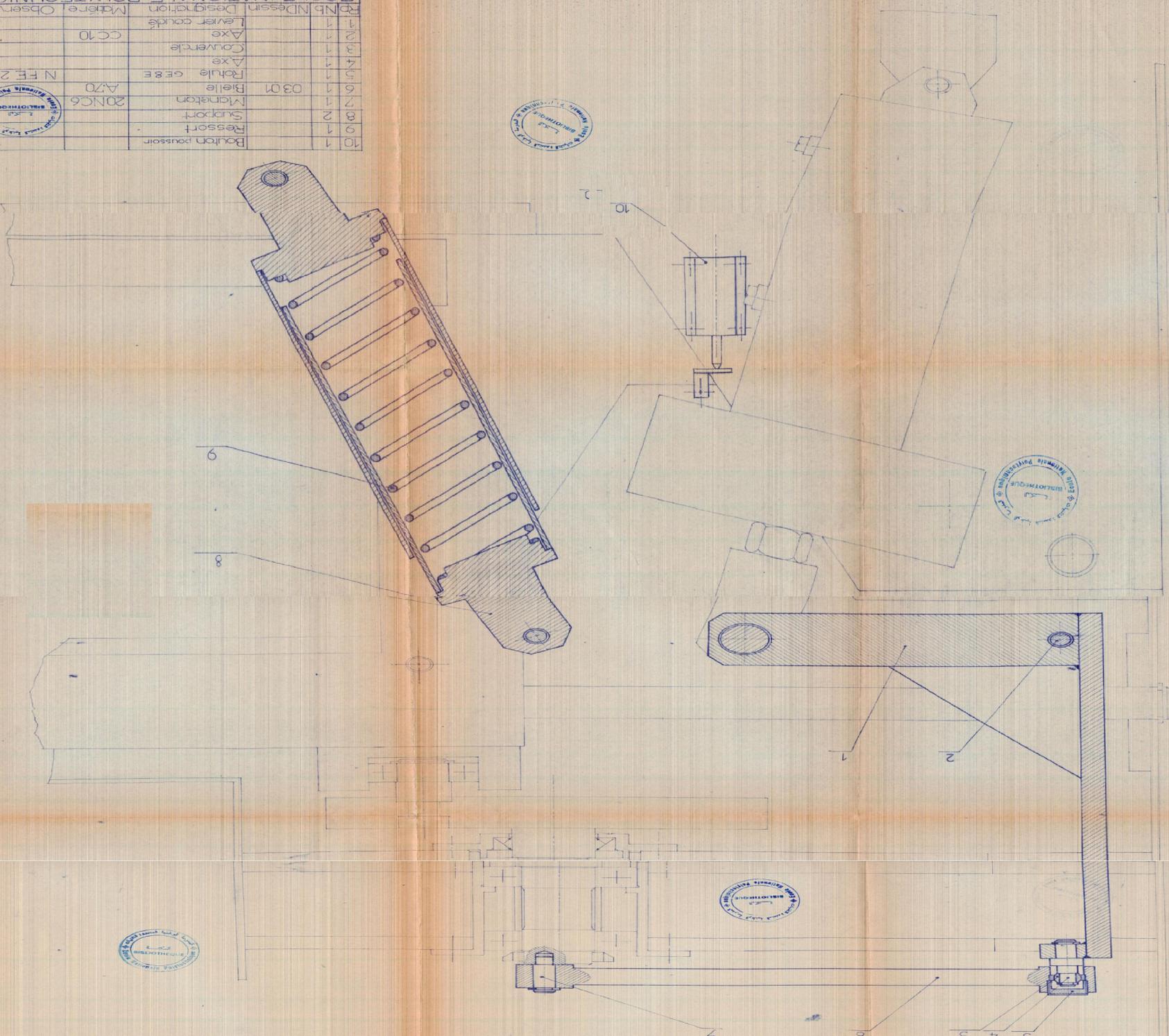


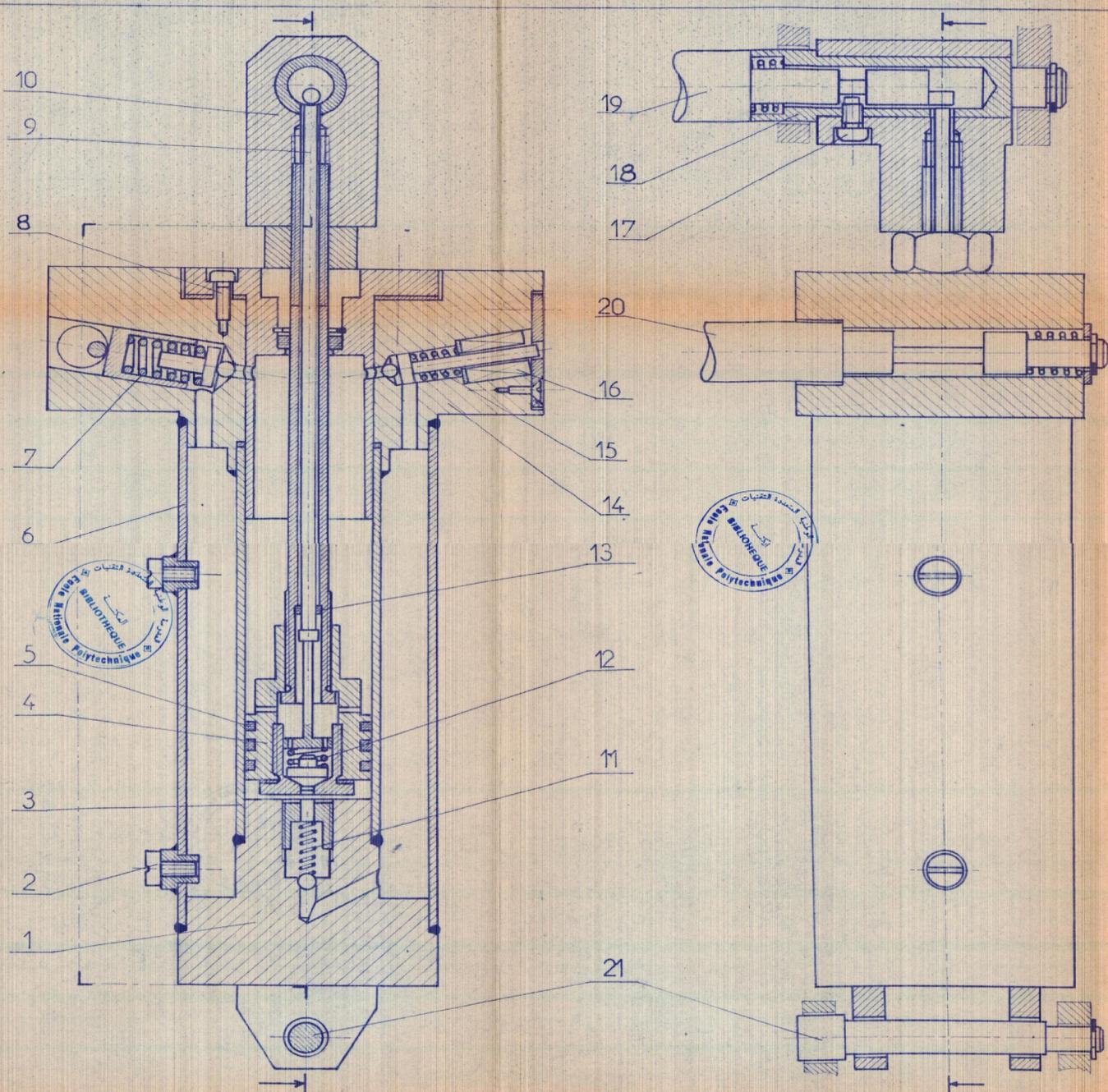
23	1	Boulon HM8x58	
22	1	Rondelle M9	
21	1	Support réglable	
20	1	Axe	
19	1	Vis CHCM8x18	NE 27 656
18	1	Rondelle M8	NE 27 622
17	1	Maneton 20NC6	
16	1	Roulement	NE 22 300
15	1	0201 Elargissement	
14	2	Barre glissière XC35	
13	2	Douille	
12	1	Elargissement	
11	2	Douille	
10	1	0202 Elargissement	
9	2	Axe	
8	2	Goupille	NE 27 484
7	1	Tige de montage XC48	
6	1	Contre-Ecrou	
5	1	Ecrou HM10	NE 22 306
4	1	Support fixe	
3	2	Axe XC35	
2	1	Archêt E24	
1	1	Lame de scie	



N° Dessin				N° Matière		Observation	
Ecole Nationale Polytechnique				ENSEMBLE COULISSEAU		ENP Dept Gmécanique	
Echelle Masse 1				GLISSIERE		SMA 0200	
Etu diants		K Khellil cherfi					
		L Ferrat					
Promoteurs		Guergueb					
		Belhade F					

10	1	Bouton poussoir	
9	1	Ressort	
8	2	Support	
7	1	Magneton	
6	1	Bielle	03 01
5	1	Rouleau	GE8E
4	1	Axe	
3	1	Couvercle	
2	1	Axe	
1	1	Lever courbe	
RPNb		NDessin	Designation
Matiere		Observation	
Ecole NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Masse			
Echelle			
K Rhélin C			
de RELEVAGE			
SMA 03 00			





21	1	Axe de pivotement		
20	1	Axe tambour		
19	1	Axe tambour		
18	1	Bague		NFE 27-110
17	1	Vis de guidage		
16	1	Electro-vanne		
15	1	Ressort		
14	1	04 01 Couvrcle		
13	1	Joint d'etanchete		
12	1	Ressort		
11	1	Ressort		
10	1	Logement d'axe		
9	1	Tige	A 70	
8	6	Vis CHc M6-15		NFE 27 161
7	1	Ressort	E 36	
6	1	Reservoir		
5	3	Joint d'etanchete		
4	1	Piston		
3	1	Chambre cylindre		
2	2	Vis C M8-12	E 36	NFE 27 115
1	1	04 02 Sernelle		

RPNbNDessin Désignation Matière Observation

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse	DISPOSITIF	ENP
Etudiants	K Kheilil C L Ferrat	HYDRAULIQUE	.Dépt. G - Mécanique
Promoteurs	Guergub Belhadef		SMA0400



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
 E N P  
 COUPE  
 TRANSVERSAL  
 Echelle 1/50  
 Etablissements  
 Kieckhefer  
 DE LA SCIE  
 Fabrication de  
 l'acier  
 S.M.A. 05 00

