

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

7/94

وزارة التربية الوطنية

MINISTERE DE L'EDUCATION NATIONALE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT G. Mécanique

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
المكتبة — BIBLIOTHEQUE  
Ecole Nationale Polytechnique

## PROJET DE FIN D'ETUDES

### SUJET

ETUDE CONCEPTION ET REALISATION  
D'UNE MACHINE DESSAI DE  
FATIGUE PAR FLEXION

ROTATIVE  
1 PLANCHE

Proposé par :

E. GUELLI  
Y. BELKACEM

Etudié par :

M. BELKACEM  
M. BELKACEM

Dirigé par :

M. GUELLI  
M. BELKACEM

PROMOTION JUIN 95.

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
المكتبة — BIBLIOTHEQUE  
Ecole Nationale Polytechnique

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التربية الوطنية

MINISTRE DE L'EDUCATION NATIONALE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT GENIE MECANIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
المكتبة — BIBLIOTHEQUE  
Ecole Nationale Polytechnique

# PROJET DE FIN D'ETUDES

## SUJET

ETUDE, CONCEPTION ET REALISATION  
D'UNE MACHINE D'ESSAI DE  
FATIGUE PAR FLEXION  
ROTATIVE

Proposé par :

Y. BELKACEMI  
B. GUERGUEB

Etudié par :

H. BOULANOUAR  
K. LAHLAH

Dirigé par :

Y. BELKACEMI  
B. GUERGUEB

PROMOTION

**DEDICACE**

*Je dédie ce travail à :*

- *Mes chers parents,*
- *Mes frères,*
- *A toute ma famille,*
- *Et à tous mes amis qui me sont les plus proches.*

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
المكتبة — BIBLIOTHEQUE  
Ecole Nationale Polytechnique

DEDICACE

Je dédie ce mémoire à :

Mes parents, ma soeur et mon frère, à mes grands  
parents, à toute ma famille et mes amis.

Karim

## REMERCIEMENTS

Nous tenons à remercier sincèrement nos promoteurs Mr. GUERGUEB et Mr. BELKACEMI ainsi que Mr. MECHERI pour leurs conseils judicieux.

Nous remercions aussi tous les agents de l'atelier de mécanique et toutes les personnes qui ont contribué de près ou de loin à l'aboutissement de ce travail.

المملق من هذا العمل هو دراسة ، إدراك وإنجلز آلة تجريبية  
يتم فيما إخضاع عينة للإجهاد تحت تأثير التثني الدوراني .

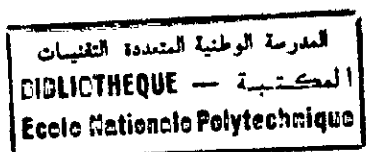
ABSTRACT :

This work is devoted to the study conception and realisation  
of a machine for fatigue test by rotary flexion.

RESUME :

L'objectif de ce travail est l'étude, conception et réalisa-  
tion d'une machine d'essai de fatigue par flexion rotative.

## SOMMAIRE



	Page
INTRODUCTION GENERALE.....	1
CHAPITRE I : LES ESSAIS MECANIQUES	
I.1- Introduction.....	2
I.2- Classification des essais.....	2
I.3- Etude des principaux essais.....	3
I.3.1- Essais statiques.....	3
I.3.1.1- Essai de traction.....	3
I.3.1.2- Essai de flexion.....	4
I.3.2- Essais dynamiques.....	5
I.3.2.1- Essai de choc.....	5
I.3.2.2- Essai de fatigue.....	6
CHAPITRE II : L'ESSAI DE FATIGUE	
II.1- Généralités et définitions.....	9
II.2- Classification générale des sollicitations dans les essais de fatigue.....	10
II.2.1- Essais sous amplitude constante.....	10
II.2.2- Essais sous amplitude variable.....	12
II.3- Classification des essais et des machines de fatigue.....	13
II.4- Essai de fatigue par flexion rotative.....	13
II.4.1- Principe des essais.....	13
II.4.2- Eprouvettes d'essai.....	15
II.4.3- Machines d'essai.....	17
II.4.4- Essais de fatigue sur pièces et ensembles mécaniques.....	18
II.5- Résultats des essais de fatigue.....	20
II.5.1- Courbe d'endurance ou de Wöhler.....	20
II.5.2- Méthodes de détermination de la limite d'endurance.....	22



CHAPITRE III : CRITERES DE CHOIX DES ORGANES

III.1- Introduction.....	25
III.2- Principe de fonctionnement et description de la machine.....	26
III.3- Choix des matériaux.....	27
III.4- Critères généraux de choix des organes de liaison.....	27
CHAPITRE IV : CALCUL DES ORGANES.....	30
CONCLUSION.....	42

ANNEXES :

- Annexe -I- Gammes d'usinage.
- annexe -II- Dessins de définition.

## INTRODUCTION GENERALE

Parmi les causes qui abrègent la durée de service des pièces de machine et des constructions, la fatigue est un phénomène qui peut engendrer la rupture brutale de tout l'ensemble mécanique.

On étudie la résistance à la fatigue, ou de l'endurance, toutes les fois qu'on a des sollicitations à des efforts d'intensité périodiquement variable. Ce problème touche, par conséquent, plusieurs types de constructions:

- chemin de fer,
- constructions automobiles, navales, aéronautiques et spatiales
- matériels de travaux publics et de mines,
- appareils de manutention et de levage,
- moteurs et turbomachines,
- enceinte sous pression et réacteurs nucléaires,
- et même les constructions métalliques statiques inévitablement soumises à des variations de charges ou d'efforts.

Il est donc apparu indispensable de faire sur des éprouvettes et sur les pièces elles-mêmes des essais dans des conditions aussi voisines que possible de celles d'utilisation. De tels essais sont appelés d'endurance ou de fatigue.

Dans ces conditions, notre travail consiste à étudier et réaliser une machine pour essais de fatigue par flexion rotative.

CHAPITRE -I-

-= LES ESSAIS MECANIKUES =-

### I.1- INTRODUCTION.

Les organes qui constituent les machines, les constructions civiles et les ouvrages d'art, doivent résister aux efforts aux quels ils sont soumis sans risque de rupture, de détérioration ou d'usure prématurées.

Les dimensions des pièces ne peuvent être déterminées entre autre si l'on ne connaît avec précision les propriétés des matériaux employés.

L'étude des matériaux techniques, comme toute autre étude scientifique, dépend en définitive de la recherche expérimentale.

A cet effet, les essais ont pour objet la détermination des caractéristiques des matériaux. Ils sont exécutés dans des laboratoires et nécessitent l'utilisation de machines et d'outillages spéciaux.

### I.2- CLASSIFICATION DES ESSAIS :

On distingue les familles d'essais suivantes :

#### - Essais statiques :

Durant les essais, les éprouvettes sont soumises à des efforts croissants d'une façon monotone à partir de zéro jusqu'à à la rupture.

Les principaux essais sont : les essais de traction, compression, cisaillement et les essais de flexion.

#### - Essais dynamiques :

La plupart des éléments de construction, en particulier les organes de machines en mouvement, sont généralement soumis à des charges variables.

Les principaux essais sont : les essais de choc et les essais d'endurance ou de fatigue.

- **Essais complémentaires :**

Ce sont des essais d'importance considérable dans la pratique. On distingue les essais d'usure et de dureté.

- **Essais chimiques :**

Ils ont pour but de déterminer exactement la composition qualitative et quantitative des produits employés ou élaborés.

- **Essais texture :**

Ce sont les essais micrographiques et macrographiques.

**I.3- ETUDE DES PRINCIPAUX ESSAIS :**

Cette étude ne portera que sur les essais fondamentaux, en dynamique et en statique.

**I.3.1- Essais statiques :**

**I.3.1.1- L'essai de traction :**

L'essai de traction est depuis bien des années, le procédé expérimental le plus employé dans l'étude du comportement mécanique.

On l'appelle souvent l'essai mécanique fondamental et la plupart de nos connaissances actuelles proviennent de lui.

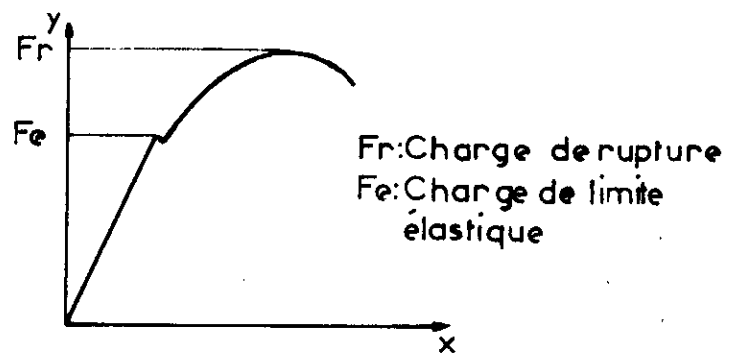
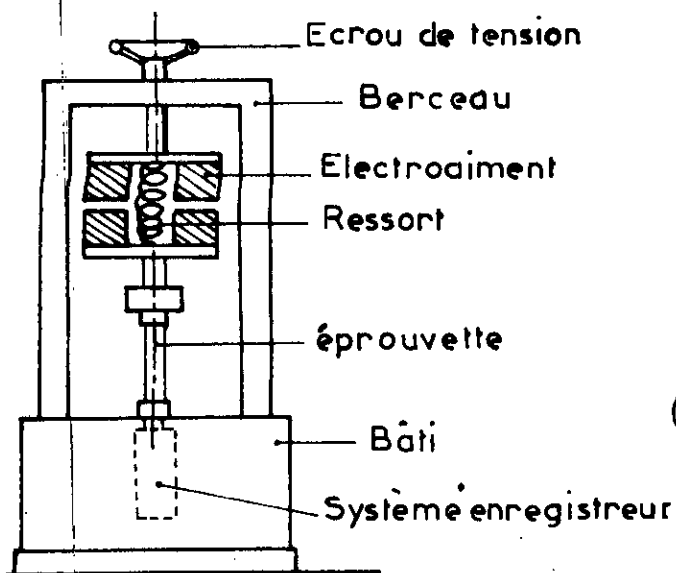
Une barre est sollicitée à la traction simple lorsque la résultante des efforts auxquels elle est soumise tend à l'allonger et qu'elle est dirigée suivant son axe.

L'éprouvette est soumise à l'action de charge de tension

que l'on fait croître progressivement. On observe la déformation correspondante (allongement) (fig.I-1).

Les éprouvettes sont solidairement maintenues par leurs têtes entre les mâchoires de la machine. Ces dernières en s'écartant l'une de l'autre, exercent une force de traction suivant l'axe géométrique de l'éprouvette.(fig.I-2).

Des appareils sont adaptés à la machine, permettent de mesurer à chaque instant l'effort de traction ou la charge et l'allongement correspondant de l'éprouvette.



(fig I-1)-DIAGRAMME des contraintes-

- Machine de traction- (figI-2)

### I.3.1.2- L'essai de flexion :

Moins fréquent que l'essai de traction, l'essai de flexion s'effectue sur des membrures reposant sur deux appuis dont la distance est invariable. On applique au milieu du barreau une charge  $P$ , graduellement croissante. On mesure la flèche au milieu qui est enregistrée après amplification. On peut obtenir un dia-

gramme montrant la variation de la charge en fonction de la flèche.

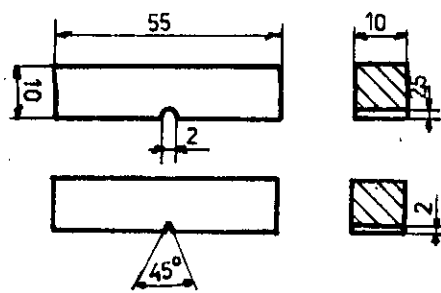
On observe tout d'abord une période de déformation élastique où la flèche est proportionnelle à  $P$ . Au delà d'une certaine charge à laquelle correspond la limite élastique, les déformations permanentes apparaissent et croient très rapidement jusqu'à la rupture qui se produit au milieu du barreau.

I.3.2- Essais dynamiques :

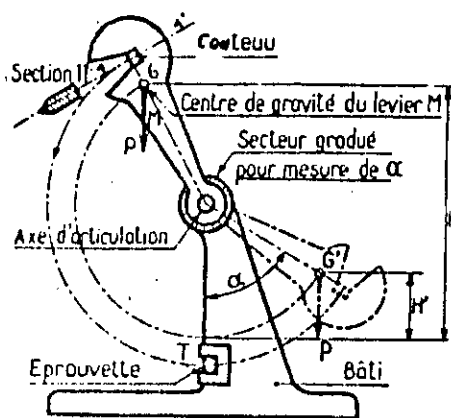
I.3.2.1- L'essai de choc :

La machine normalisée d'essai par choc sur éprouvette entaillée est du type à pendule.

L'éprouvette supportée par une enclume est rompue par un seul coup du pendule ou mouton, qui tombe d'un point de départ déterminé. L'éprouvette est préparée suivant les indications de la figure (I-3).



- (fig I-3) -  
Eprouvette pour essai de choc



Machine d'essai de choc (pendule CHAPY)

- Fig I4 -

### I.3.2.2- L'essai de fatigue :

Les essais usuels de traction, choc, dureté... ne permettent pas de qualifier avec exactitude les métaux en vue des applications courantes où les efforts sont le plus souvent variables. Il y a en effet, peu d'exemple d'organes essentiels de machines qui n'aient à supporter en service que des efforts simples et constants dans le temps.

Pour se mettre à l'abri des défaillances possibles du métal par suite de la fatigue, on a été amené à calculer les pièces soumises à des efforts variables. En outre, les changements brusque de section par les entailles, les trous conduisent à des concentrations de contraintes qui ont eux aussi une influence importantes sur la tenue des pièces en fatigue.

Il est donc apparu indispensable de faire des essais dans des conditions aussi voisine que possible de celles d'utilisation sur des éprouvettes ou des pièces elles mêmes.

#### - Principales machines d'essais de fatigue :

Il existe, pour chaque matériau métallique soumis à des efforts variables, quelle que soit sa nature, une limite de résistance dite limite de fatigue ou d'endurance.

Pour déterminer cette caractéristique les chercheurs ont conçu différentes machines permettant de réaliser sur des éprouvettes des efforts :

- Axiaux : traction et compression.
- De flexions : plane et rotative.
- Et de torsions.

On peut citer parmi ces machines :(Réf.R CAZAUD [1])

a) Machines à pulsateur pour essais de fatigue à efforts axiaux. Exemple : Pulsateur Amsler. (fig.I-5).



b) Machines d'essai de fatigue par flexion rotative.

Exemple : machine de flexion rotative Shenck "Rapid" à moment constant. (fig.II-10).

c) Machines d'essai de fatigue par flexion plane.

Exemple : machine de flexion plane alternée ou répétée Shenck "Webi" (fig.I-6)

d) Machines d'essai de fatigue par torsion cyclique.

Exemple : machine de torsion alternée Shenck "Flato".(fig.I-7)

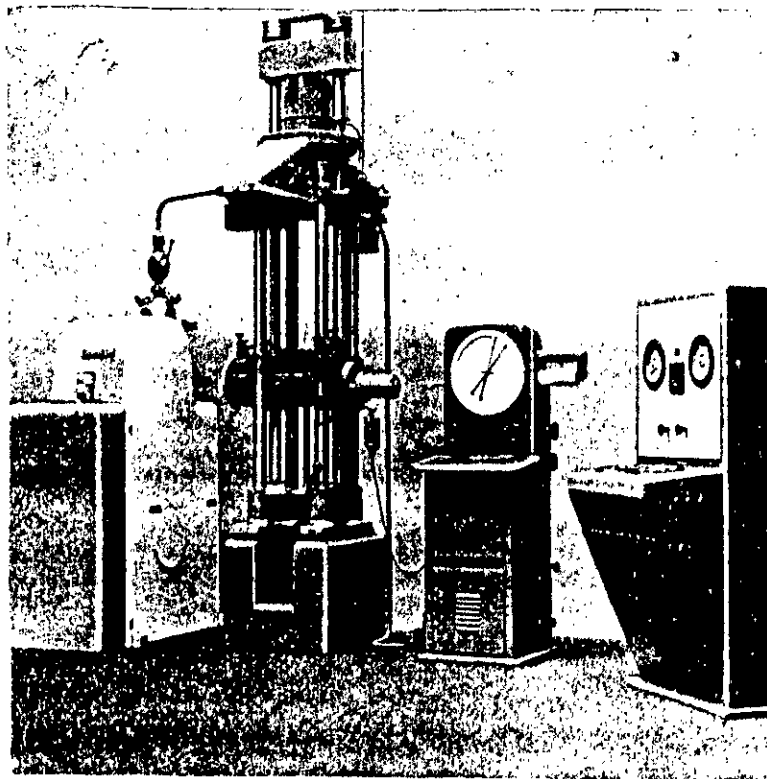


FIG I-5

Machine à pulsateur pour essais de fatigue à efforts axiaux Pulsateur Amsler

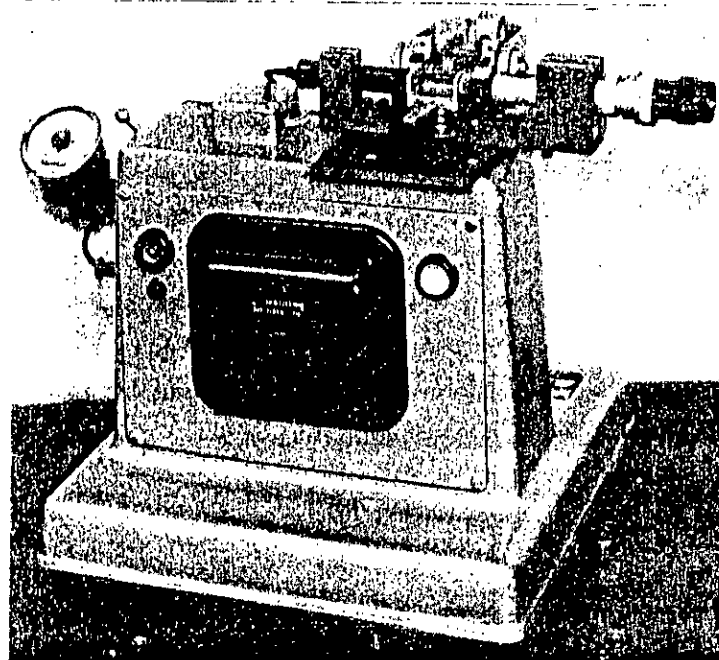


Fig I-6  
Machine de flexion plane alternée ou répétée Shenck "Webi"

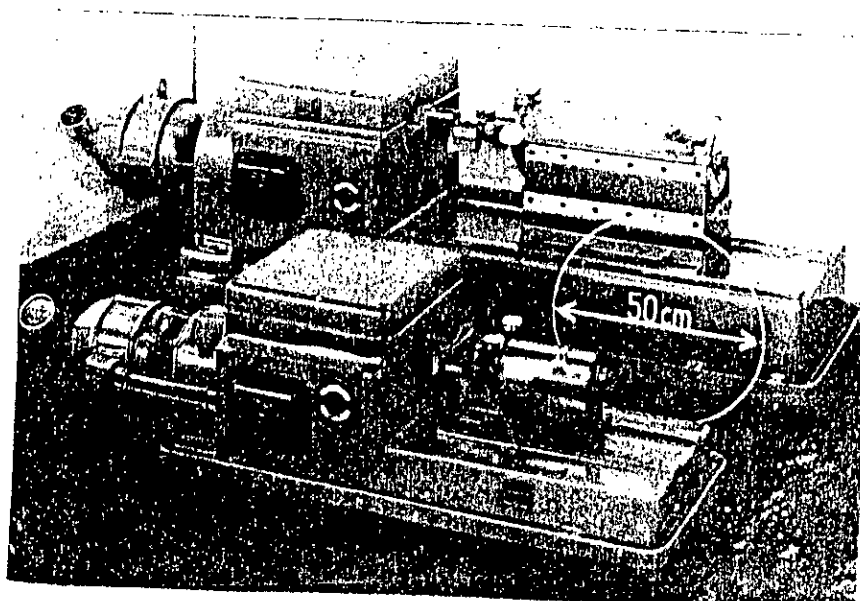


Fig I-7  
Machine de torsion alternée Shenck "Flato".

CHAPITRE -II-

-= L'ESSAI DE FATIGUE =-

## II.1- GENERALITES ET DEFINITIONS.

On s'est aperçu depuis longtemps que des pièces mécaniques soumises à des efforts variables et répétés plusieurs fois se rompent brusquement sans déformation permanente annonciatrice.

Par contre les mêmes pièces résistent correctement quand elles sont soumises à des efforts monotones. On a appelé la cause de cette défaillance "la fatigue".

Dés lors, on s'est préoccupé de connaître la résistance et la durée de service des pièces qui ont à supporter de tels efforts.

Parmi les chercheurs qui se sont intéressés à ce domaine on peut citer :(Réf.R.CAZAUD [1])

- l'allemand ALBERT en 1829 qui a entrepris des essais de traction répétées sur des chaînes de mine, c'était l'un des premiers essais.
  - l'anglais RANKINE en 1843 qui a reconnu les caractères distinctifs des cassures de fatigue et souligna par la suite le danger des pièces comportant des angles vifs.
  - l'allemand WÖHLER a entrepris de nombreux essais en vue de déterminer les causes de rupture d'essieux, il inventa les premières machines d'essais répétés, de flexion rotative notamment, et formula les lois fondamentales de la fatigue
- " Le fer est l'acier peuvent se rompre sous un effort unitaire inférieur non seulement à la charge de rupture statique, mais aussi à la limite élastique, lorsque l'effort est répété un nombre suffisant de fois "
- " La rupture n'a pas lieu quel que soit le nombre de sollicitation si l'écart extrême entre l'effort maximal et l'effort minimal est inférieur à une certaine valeur

limite ".

Cette valeur limite a été appelée par WÖHLER " résistance en service" par Tresca "charge naturelle de rupture" et par Baushinger "limite élastique naturelle".

Ces diverses dénominations correspondent à ce que l'on appelle aujourd'hui la limite d'endurance à la fatigue ou simplement "limite d'endurance ou encore limite de fatigue".

Dans ce chapitre nous indiquerons quels sont les principaux types de machines, puis nous exposerons les modes d'essais et les méthodes de détermination de la limite d'endurance les plus couramment employées.

## **II.2- CLASSIFICATION GENERALE DES SOLLICITATIONS DANS LES ESSAIS DE FATIGUE.**

### **II.2.1- Essais sous amplitude constante.**

En général, les sollicitations de fatigue résultent d'efforts combinés. On peut donc distinguer trois cas :

**a-** Sollicitation avec efforts statiques et efforts variables de même direction.

exemple : traction statique et traction variable alternative.

On peut considérer, quelle que soit la nature des efforts agissants (traction, flexion, torsion), trois sortes de sollicitations en fonction du temps : alternées, répétées, ondulées.

- Sollicitations alternées :

Les efforts changent de sens alternativement ; un cas particulier est celui où leurs valeurs extrêmes sont égales et de signe contraire :  $-\sigma$  et  $+\sigma$  ; la valeur moyenne étant nulle. Dans ce cas, la sollicitation est dite alternée pure ou alternée symétrique. (fig.II.1.a)

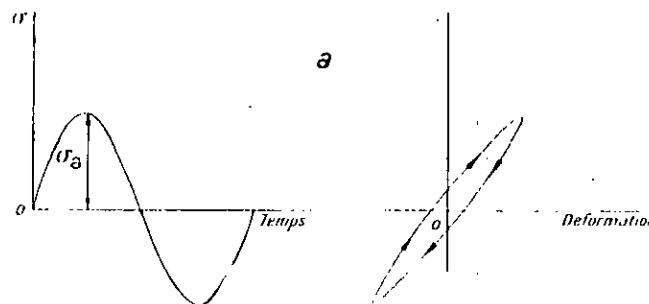


fig. II-1.a

- Sollicitations répétées :

Les efforts sont toujours de même signe et varient de zéro à une valeur soit positive, soit négative, les valeurs extrêmes sont 0 et  $+\sigma$  ; 0 et  $-\sigma$  la valeur moyenne étant soit  $+\sigma/2$  , soit  $-\sigma/2$ . (fig.II.1.b)

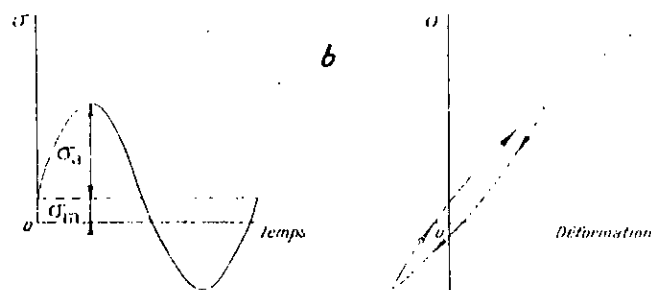


fig. II.1.b

- Sollicitations ondulées :

La variation des efforts a lieu de part et d'autre d'une certaine valeur moyenne non nulle positive ou négative. La valeur minimale demeure différente de zéro. La valeur moyenne de la cont-

raite est égale à  $(\sigma_{\min} + \sigma_{\max})/2$ ,  $\sigma_{\min}$  et  $\sigma_{\max}$  étant les valeurs minimale et maximale. (fig.II.1.c)

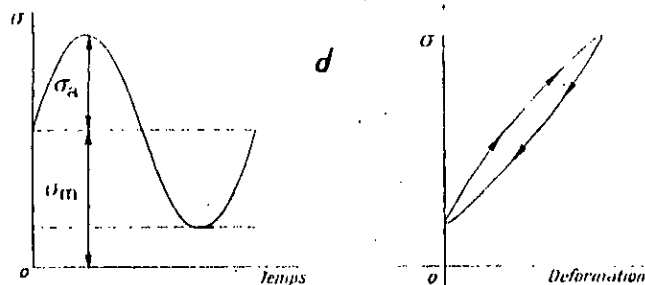


fig.II.1.c

b- sollicitations avec efforts statiques et efforts variables de natures différentes:

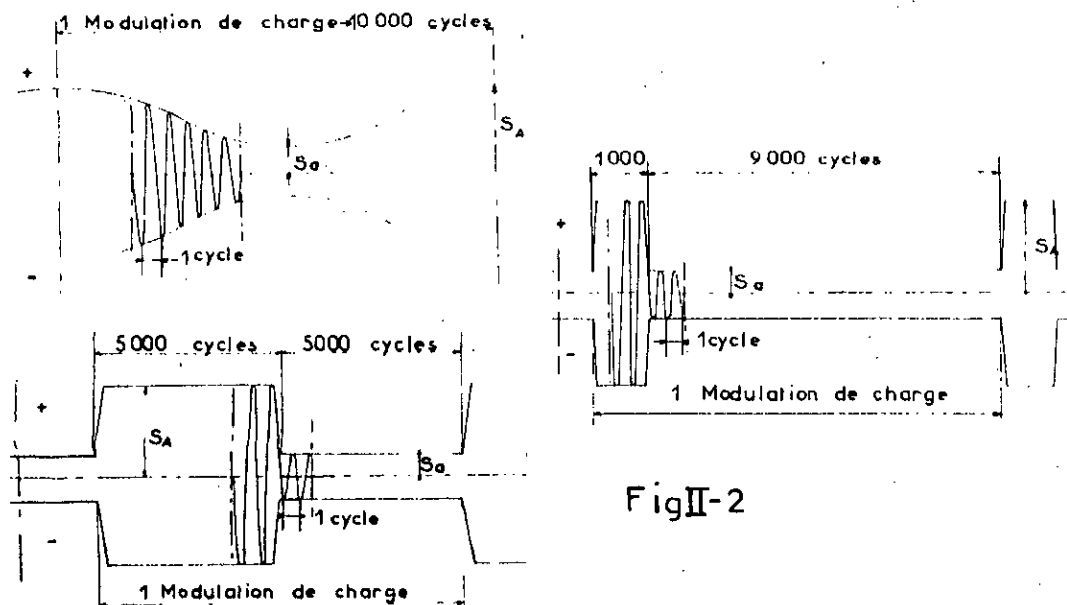
- traction statique et torsion variable, alternative ;
- torsion statique et traction variable, alternative ;

c- sollicitations avec efforts combinés variables de nature différente:

- efforts de traction ou de torsion alternatifs, en phase;
- efforts de traction ou de torsion alternatifs, déphasés.

### II.2.2- Essais sous amplitude variable

Pour se rapprocher des conditions de la pratique, on a cherché à effectuer des essais sous amplitude variable. Des expérimentateurs ont imaginé des essais avec modulation de l'amplitude sinusoidale ou non, tels que ceux représentés sur la figure (II-2).



FigII-2

### II.3- CLASSIFICATION DES ESSAIS ET DES MACHINES DE FATIGUE :

On peut établir une classification d'après la nature des efforts agissant, quel que soit le mode de sollicitation en fonction du temps. On a ainsi quatre catégories principales d'essais:

- essais sous efforts axiaux (tension, compression),
- essais de flexion plane ou rotative,
- essais de torsion,
- essais sous efforts combinés.

A ces différents catégories d'essais correspondent les divers types de machines : pulsateurs, machines de flexion plane, machines de flexion rotative, machines de flexion par chocs, machines de torsion, machines à efforts combinés. Ces machines permettent d'effectuer des essais sous amplitude constante ou, à l'aide d'un système de programmation, des essais sous amplitude variable.

### II.4- ESSAIS DE FATIGUE PAR FLEXION ROTATIVE.

#### I.4.1- Principe des essais de fatigue de flexion rotative :

Dans les essais de flexion rotative, l'éprouvette, entraînée en rotation, est soumise à un effort de flexion de direction fixe, par conséquent, toutes les fibres, sauf la fibre neutre, sont successivement tendues puis comprimées.

Il existe deux modes de montage de l'éprouvette : en console (en porte-à-faux), ou sur deux appuis. Si l'effort est appliqué en un point, le moment de flexion varie linéairement le long de l'éprouvette (fig.II-3.a et b). S'il est appliqué en deux points, le moment de flexion peut être constant tout le long de la partie utile de l'éprouvette (fig.II-3.c et d).



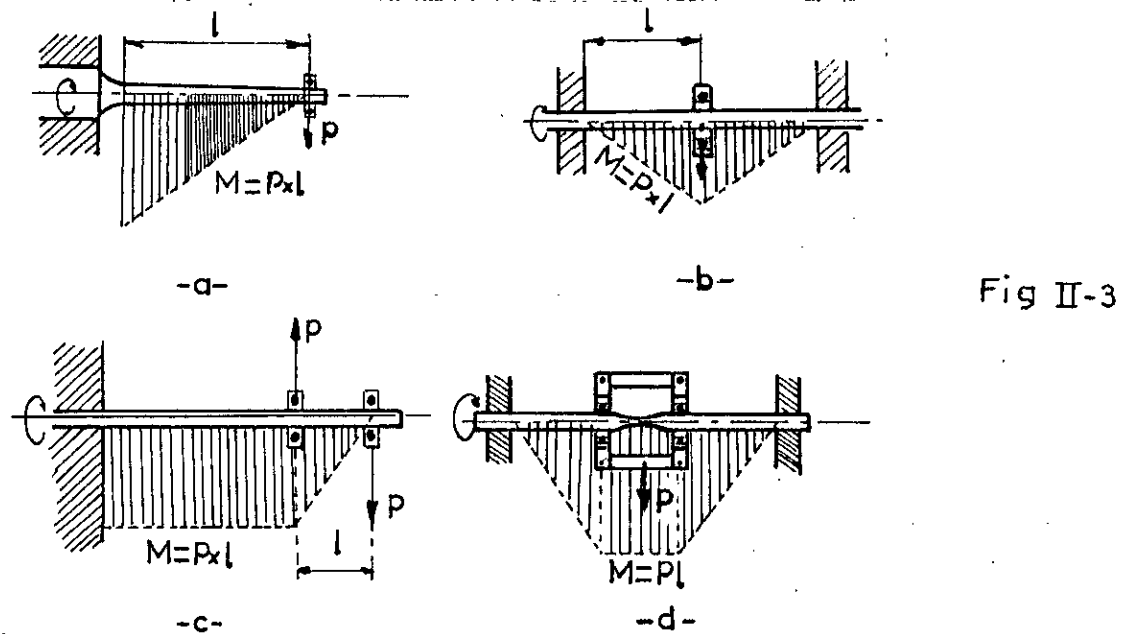


Fig II-3

Dans chaque cas, l'éprouvette tourne à une certaine vitesse, le plus souvent de 1500 à 12000 tours/minute, et supporte l'effort (donné par un poids) par le moyen d'une chape montée sur un roulement à billes.

Chaque révolution correspondant à une période ou à un cycle de l'effort et les contraintes agissant sur chaque fibre seront donc alternées pure ou symétrique.

Un autre mode d'essai qui correspond à une flexion rotative est celui où l'éprouvette est fixe d'une extrémité et soumise à l'autre à une flexion tournante par l'effet de la force centrifuge au moyen d'une masse excentrée par exemple.

La contrainte de la fibre externe, qui est la plus sollicitée, se calcule par la formule de NAVIER :

$$\sigma = M / (I / v) \quad ; \quad \text{avec}$$

M : moment fléchissant par rapport à la section considérée  $M = Pl$  ;

P : charge appliquée ;

l : distance de l'axe d'application de la charge à la section considérée ;

considérée ;

I : moment d'inertie de la section par rapport à l'axe neutre ;

v : distance de la fibre neutre à la fibre externe.

$$I/v = \pi d^3/32 \quad (\text{cas d'une section circulaire}).$$

#### II.4.2- Epreuve d'essai de flexion rotative :

Les éprouvettes utilisés dans les essais de flexion rotative sont toujours de révolution. Elles peuvent être coniques, cylindriques ou toroïdales.

\* Dans le cas des éprouvettes coniques qui sont essayées sur des machines à moment linéaire, on calcule la conicité de façon à avoir une contrainte de flexion sensiblement constante tout le long de la partie utile de l'éprouvette.

La contrainte pour toutes les sections de cette éprouvette est calculée par la formule de NAVIER :

$$\sigma = KP \quad \text{avec} \quad K = 32l/\pi d^3 \quad \text{ou} \quad K = l/(I/v)$$

La figure (II-4) représente la variation de k en fonction de la distance x des différentes sections à la naissance du cône d'une éprouvette conique; l étant la distance de l'axe d'application de la charge à la naissance du cône. La rupture aura tendance donc, à se produire dans la section correspondante à la valeur maximale de K (1.08).

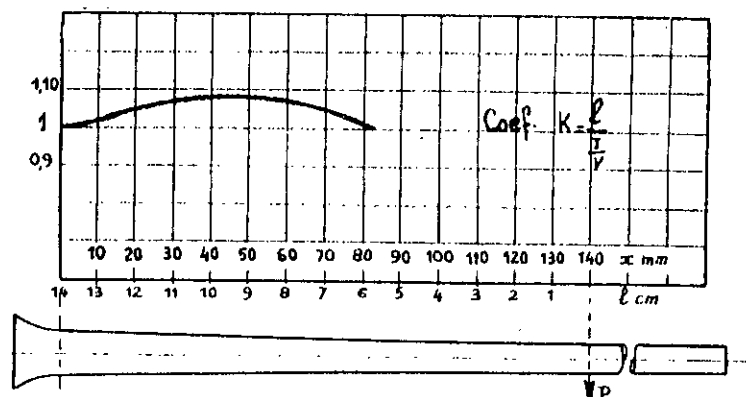
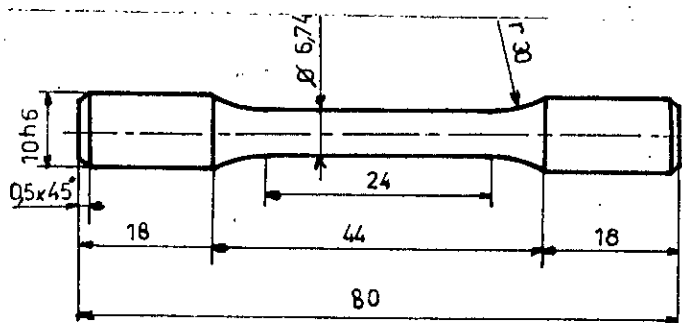


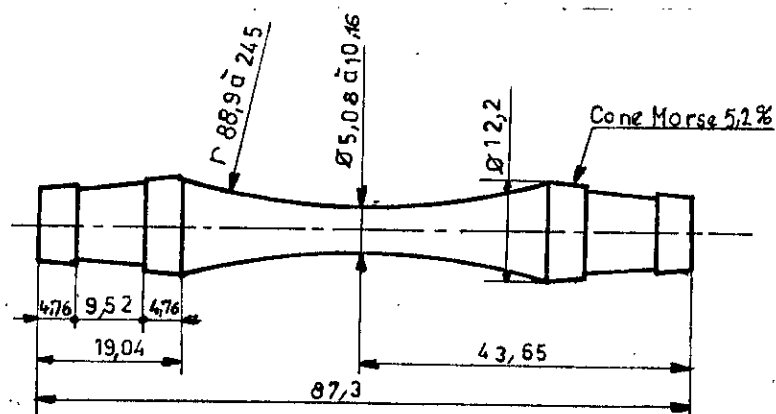
Fig II-4

\* Les éprouvettes cylindriques (fig.II-5) sont utilisées sur des machines à moment constant. Dans ce cas, la rupture de l'éprouvette peut se produire indifféremment tout le long de la partie utile.

\* Les éprouvettes de forme toroïdale, à grand rayon de gorge, permettent de localiser la section de rupture. Deux types sont utilisés : type R.R.MOORE (fig.II-6) qui se monte sur les machines de flexion rotative américaines et type SCHENCK (fig.II-7) qui est employé très couramment.



(fig II-5) - Epreuve cylindrique.



(Fig. II-6) - Epreuve R.R.MOORE.

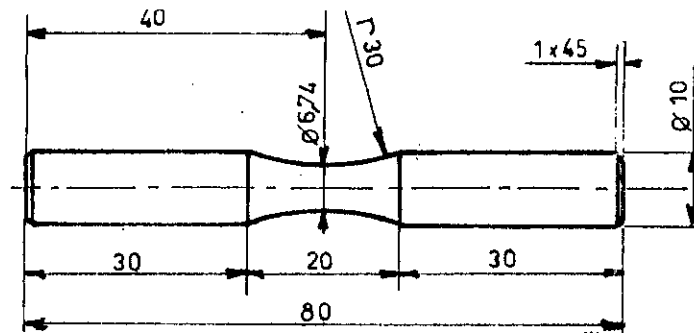


Fig II-7  
Eprovette toroïdale

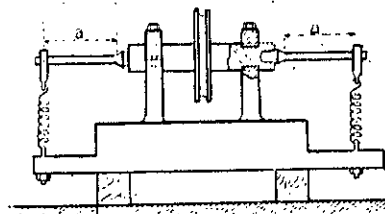


Fig II-8  
Machine de Wöhler pour l'essai  
de fatigue en porte-à-faux.

#### II.4.3- Machines d'essai de flexion rotative :

On distingue deux types de machines :

##### II.4.3.a- Machines de flexion rotative à moment linéaire :

La première machine de ce type a été réalisée par WÖHLER vers 1870. Elle était prévue au montage de deux éprouvettes en porte-à-faux dont l'effort était donné par la tension d'un ressort, et la vitesse était de 80 tours/minute. (fig.II-8)

Par la suite, beaucoup de machines ont été réalisées sur le même principe telles que : les machines Anseler, Trayvou, Prot

et les machines Schenck "rapid" type Punn (figII-9). Les plus couramment utilisées, tournent à des fréquences de 100 ou 200HZ et comportent un système de balance pour l'application des charges.

#### II.4.3.b- Machines de flexion rotative à moment constant :

Dans ce cas, l'effort est appliqué en deux points soit à une extrémité de l'éprouvette avec l'autre encastree, c'est le cas de la machine Schenck "rapid" type Punz (fig.II-10) dont la charge est donnée par un système de balance au moyen d'un poids curseur et qui tourne à des fréquences de 100 ou 200HZ, soit entre deux appuis fixes, c'est le cas de la machine Moore (figII-11) où la charge est donnée par des poids que l'on place sur un plateau et la fréquence est de 170HZ.

#### II.4.4-Essais de fatigue sur pièces et ensembles mécaniques :

Récemment, on a tendance à construire des machines spéciales d'essai des pièces en vraie grandeur. Ces essais donnent des résultats directement utilisables.

Les pièces de petites dimensions tels que boulons, axes... peuvent être essayées sur des machines ordinaires. cependant il faut souvent avoir recours à des machines spécialement conçues pour les essais de dimension moyenne ou de grande dimension. Nous citerons à titre d'exemple les essais sur dentures d'engrenage, vilebrequins, bielles, rails, essieux de wagons etc...

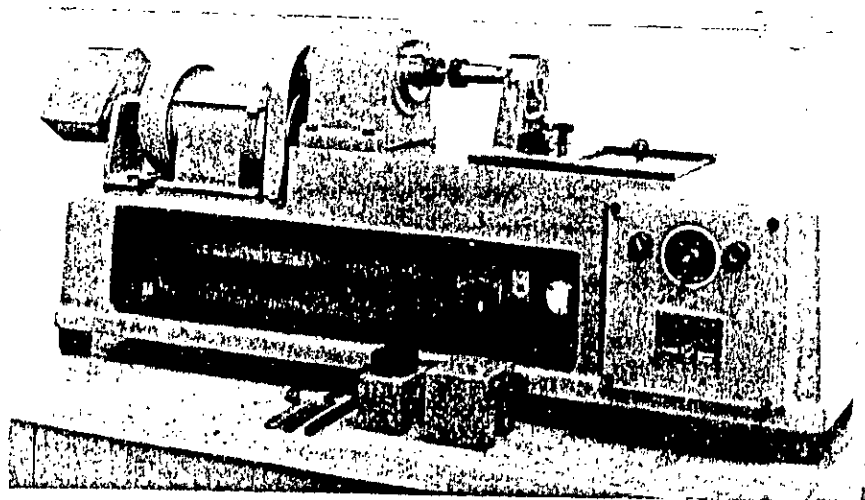


Fig.II-9.  
Machine "Punn" de flexion rotative à moment linéaire

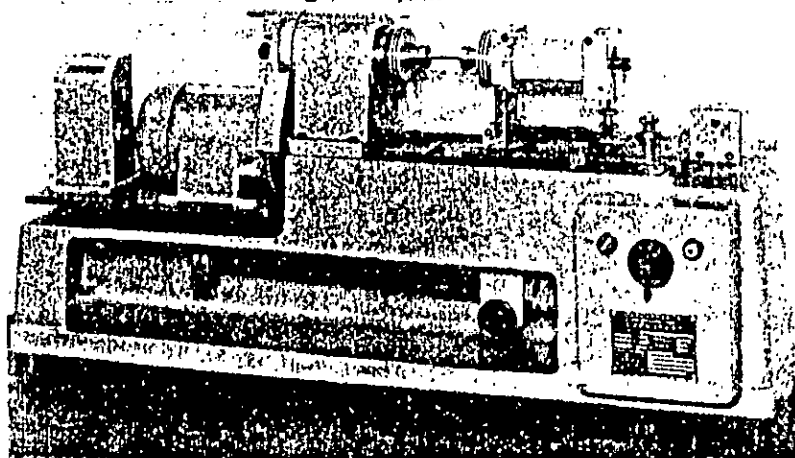


Fig II-10  
Machine de flexion rotative Schenc Rapide (6 000 à 120 000)  
à moment constant.

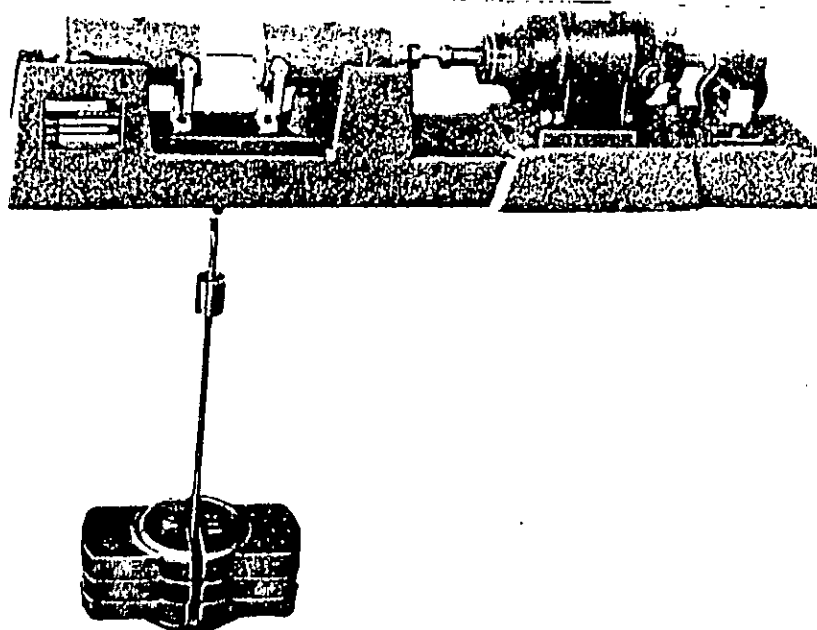


Fig II-11  
Machine de flexion rotative type "Moore.R.R." à moment  
constant.

## II.5- RÉSULTATS DES ESSAIS DE FATIGUE :

### II.5.1- Courbe d'endurance ou de Wöhler.

#### II.5.1.a- Méthode expérimentale : Réf. L. Geminard [2]

L'essai est réglé de la façon suivante : on fixe la contrainte maximale à atteindre et on met la machine en route, si la pièce ne se rompt pas au bout d'environ 100 millions d'alternance, on estime que la limite de fatigue n'est pas atteinte.

Le réglage est alors modifié pour que la contrainte maximum soit augmentée et l'essai est repris.

On peut aussi trouver pour quel maximum de contrainte il y a rupture au bout de N millions d'alternances.

#### II.5.1.b- Tracé de la courbe de Wöhler :

Avec plusieurs éprouvettes identiques, il est possible d'obtenir la courbe de Wöhler sur laquelle les contraintes sont en ordonnées et le nombre de cycles en abscisses. La courbe présente une allure asymptotique et sépare le plan en deux zones : une zone supérieure correspondant à la rupture, et une zone inférieure pour laquelle il n'y a pas de rupture. Sur cette dernière on distingue une partie droite inclinée.

La rencontre de ces deux parties engendre un point anguleux ou coude qui se situe pour les aciers entre  $10^6$  et  $10^7$  cycles (fig II-12.a). par ailleurs, pour certains alliages d'aluminium ou de cuivre, ce point est moins net et l'allure horizontale commence à partir de  $10^6$  cycles (fig II-12.b).

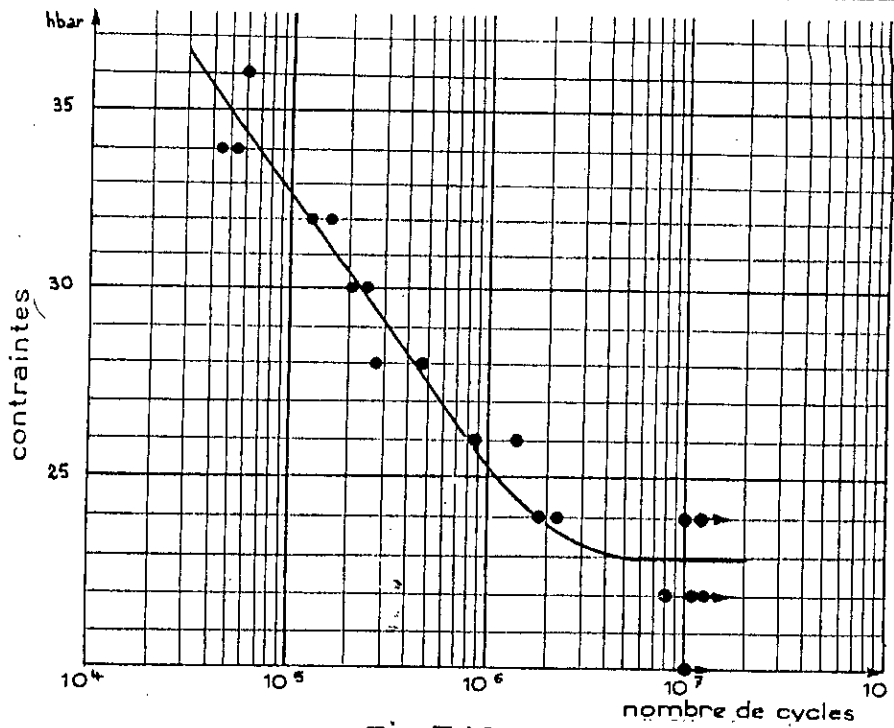
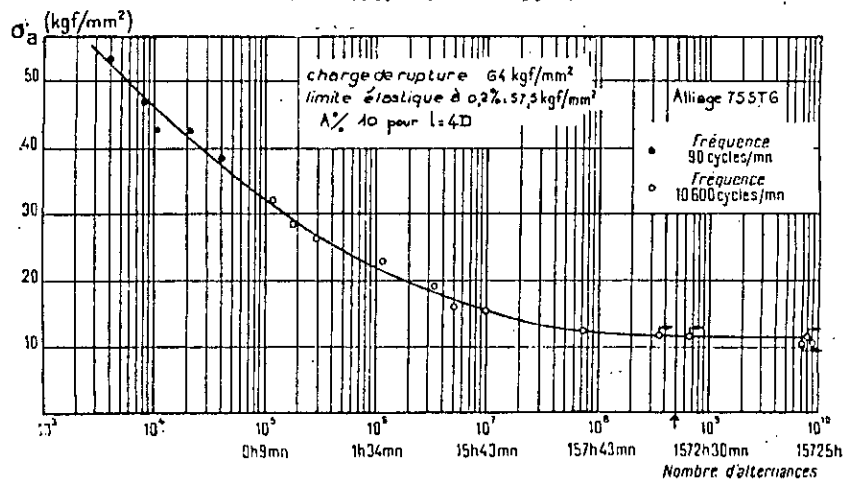


Fig-II.12.a.

Courbe de Wohler pour un acier doux ( $R_m=44$  hbar)



Courbe d'endurance pour un alliage léger d'aluminium

Fig.II-12.b.



### II-5.1.c- Limite d'endurance :

L'endurance est l'aptitude de résistance à la fatigue. Elle est caractérisée par la limite de fatigue. On peut définir, par conséquent :

- la limite d'endurance théorique : c'est la limite supérieure de l'amplitude de la contrainte périodique qui <sup>peut</sup> être appliquée indéfiniment sans amener la rupture. Comme la durée de vie des mécanismes est limité par suite de l'usure, de la corrosion et d'autres causes, cette valeur théorique n'est d'aucun intérêt pratique.

- la limite d'endurance conventionnelle : c'est la limite supérieure de l'amplitude de la contrainte périodique qui peut être appliquée pendant un nombre conventionnel de cycles sans amener la rupture. Ce nombre est généralement un multiple de  $10^6$ , soit  $10^7$  ou  $3 \cdot 10^7$  cycles pour les aciers,  $10^8$  et quelques fois même  $5 \cdot 10^8$  cycles lorsque le point anguleux de la courbe de Wöhler n'est pas net.

Cependant, le nombre de cycle choisi tient compte des conditions de service. A titre d'exemple :

Pour les rails de chemin de fer le nombre d'alternance est de 10 millions de cycles ; pour le vilebrequin d'un moteur Diesel de 100 millions de cycles ; pour un arbre de turbine à vapeur de 60 milliards et pour certaines construction métallique il est de 2 millions de cycles.

### II.5.1- Methodes de détermination de la limite d'endurance

#### II.5.1.a- Essais de longue durée :

On essaie une série d'éprouvettes identique, de même métal, sous des charges d'amplitude décroissante  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$ ,  $\sigma_3$ ... et

l'on détermine pour chacune d'elles le nombre correspondant de cycles  $n_1, n_2, n_3, \dots$  pour lesquels la rupture a lieu ou n'a pas lieu.

Chaque éprouvette n'est soumise qu'à une seule charge pendant toute la durée de l'essai. on reclasse ensuite les résultats de ces essais en affectant toutes les éprouvettes rompues aux niveaux de contraintes les plus élevés et les éprouvettes non rompues aux niveaux de contraintes les plus élevés et les éprouvettes non rompues aux niveaux de contraintes les plus bas. La limite d'endurance est définie par la contrainte correspondant au milieu de l'intervalle séparant la dernière éprouvette non rompue de la première éprouvette rompue.

#### II-5.2.b- Méthodes statistiques :

On remarque sur la courbe de Wöhler que les points sont plus ou moins dispersés. Les causes de la dispersion sont multiples et dues entre autre :

- aux tolérances d'usinage et de montage des éprouvettes ;
- aux défauts de centrage des éprouvettes par rapport à l'axe de sollicitation ;
- à l'état de surface et, notamment, au rayures d'usinage, à la présence de contraintes résiduelles (superficielles) dues à l'usinage ou à des traitements thermiques ou mécaniques.
- aux variations des paramètres pendant l'essai : température, échauffement par suite des efforts alternés, corrosion atmosphérique.
- à la dispersion des caractéristiques mécaniques d'un point à autre due au manque d'homogénéité et à la présence des défauts (inclusions).

En tenant compte des lois de distribution des durées de vie en fatigue, la limite d'endurance peut être déterminée par

une méthode statistique qui indiquera la moyenne et la dispersion de la distribution. On peut citer : méthode des probits, méthodes de l'escalier et la méthodes des approximations successives. Ces méthodes se caractérisent par la rigueur de leur expérimentation et la précision de leur résultats.

CHAPITRE -III-

-= CRITERES DE CHOIX DES ORGANES =-

### III.1- INTRODUCTION.

Une machine doit satisfaire aux divers impératifs concernant sa productivité et sa longévité. A cette fin, chaque pièces doit satisfaire rigoureusement à toutes les prescriptions de résistance, de rigidité, tenue aux vibrations...

Parmi ces prescriptions, il y en a dont l'inobservation rend impossible le fonctionnement normal de la machine, ce qui nous amène à les considérer comme critères principaux d'aptitudes au calcul des éléments de machines. Parmi ces critères, on distingue:

**a- La résistance** : Pour assurer une résistance nécessaire et suffisante au matériau, il faut établir les dimensions et les formes des éléments de machines susceptibles de rendre impossible les déformations résiduelles, les ruptures prématurées et les détériorations superficielles.

**b- La rigidité** : La qualité fonctionnelle d'une machine est définie par la rigidité de ses ensembles et pièces. C'est la limitation de la valeur de la déformation sous l'effet d'une charge extérieure.

Il est très important dans le cas de l'étude des arbres, des paliers, des engrenages, des transmissions à vis,... de leur assurer une rigidité suffisante.

Les principaux moyens pour augmenter la rigidité propre, par le choix des éléments fonctionnels sont :

- diminution des bras de forces (leviers) de flexion et de torsion,
- exécution d'appuis auxiliaires,
- utilisation des sections droites résistant à la flexion et la torsion,
- diminution de la longueur de pièces sollicitée à la traction

et augmentation de la section droite,

Pour renforcer la rigidité de contact il faut :

- améliorer la qualité d'usinage des surfaces en contact ;
- prévoir le montage des assemblages avec un presséage;
- produire un film d'huile entre les surfaces de contact.

#### c- Vibration :

les vitesses de travail toujours accrues et l'alignement des constructions dans les machines, contribuent souvent à la production des vibrations qui peuvent provoquer la rupture par fatigue.

### III.2. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT ET DESCRIPTION DE LA MACHINE.

La machine est formée par deux parties : (voir schéma fonctionnel).

- partie de commande où on trouve le moteur et la broche de commande.
- et partie chargement où il y a la broche de charge.

Son fonctionnement peut être expliqué par le schéma de la figure suivante.

L'éprouvette (1) étant encastrée à ses deux extrémités dans des pinces (2) et entraînée en rotation par l'arbre (3) qui est lié au moteur (4) par une courroie trapézoïdale (5) et deux poulies (6).

- Le guidage en rotation de l'arbre de chargement (7) est assuré par deux paliers (8) à roulements à billes.

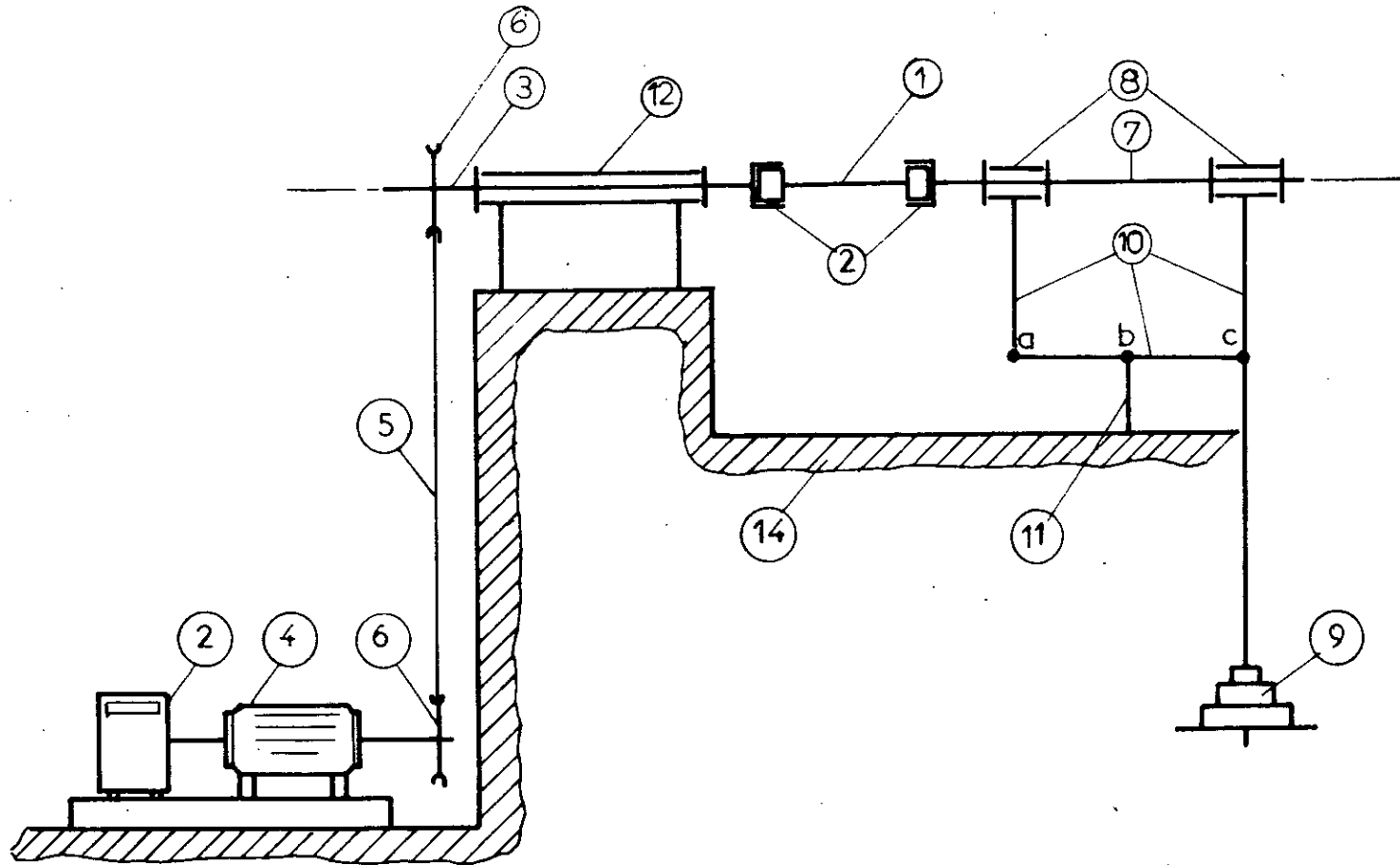
- L'arbre (3) est guidé en rotation dans un cylindre par l'intermédiaire de roulements à billes.

- La flexion de l'éprouvette au cours de l'essai est provoquée par le poids des masses (9) qui sont liées aux paliers (8) par l'intermédiaire des trois tiges (10) articulées en a, b et c.

- Le moteur est relié à un compteur qui indique le nombre de cycle effectué par l'éprouvette pendant l'essai.

→ LEGENDE :

- ① éprouvette
- ② pinces de serrage
- ③ arbre de charge
- ④ moteur
- ⑤ courroie
- ⑥ poulies
- ⑦ arbre de charge
- ⑧ paliers
- ⑨ masses
- ⑩ tiges
- ⑪ chape
- ⑫ cylindre
- ⑬ compteur
- ⑭ bâtis



---= SCHEMA=---

FONCTIONNEL DE LA MACHINE

### III.3- CHOIX DES MATERIAUX.

Le choix des matériaux est un élément important pour l'élaboration des pièces. Pour le mener à bien, il faut connaître les propriétés des matériaux et les spécifications qui leur sont imposées par les conditions de service et de fabrications de pièces considérées.

Par ailleurs, ce choix est guidé par les considérations suivantes :

- a- **Fonctionnelle** : le matériau doit satisfaire aux spécifications imposées par le fonctionnement de la pièce dans la machine.
- b- **Technologique** : le matériau doit satisfaire aux spécifications imposées par une quantité minimale de travail que la pièce doit effectuer.
- c- **Economique** : le matériau doit présenter des avantages quant au prix de revient total de la pièce.

### III.4- CRITERES GENERAUX DE CHOIX DES ORGANES DE LIAISON.

La conception et le choix des éléments de la machine doivent obéir à un certain nombre d'exigences qui sont :

- assurer un bon fonctionnement de la machine ;
- assurer la flexion rotative ;
- avoir une longue durée de travail ;
- avoir la possibilité de réaliser des essais sur différents matériaux ;
- possibilité de montage et de démontage des différents organes de la machine ;
- assurer un bon équilibrage aux grandes vitesses.

#### III.4.1- Organes de transmission de puissance :

L'organe de transmission de puissance sera choisi en fonc-



tion des conditions de résistance (couple à transmettre), conditions cinématiques (vitesse d'entraînement) et conditions économiques (prix de revient).

Dans notre cas, la liaison est assurée par courroie. Ce type de transmission a des qualités qui méritent d'être signalées:

- transmission souple ;
- marche silencieuse ;
- bon rendement (95 à 97%) ;
- montage , démontage et entretien facile ;
- longue durée de service ;
- amortissement des vibrations ;
- absorption des à-coups ;
- frais d'installation faible ;
- sécurité de l'appareil en cas d'incident ou surcharge.

La courroie utilisée est de forme trapézoïdale, elle dispose d'une capacité de traction élevée étant donné sa bonne adhérence avec les poulies.

Les poulies sont en alliage léger (alliage d'aluminium) à une seule gorge.

#### III.4.2- Paliers :

Le nombre et la disposition des paliers dépendent de l'intensité et de la position des charges supportées par l'arbre ; pour réduire la flèche. On a en effet intérêt à placer les appuis aussi près que possible des charges.

Le rôle des paliers est de guider le mouvement en rotation et de supporter les charges transmises par les arbres. Le graissage devra être assuré de façon à réduire les pertes par frottements.

#### III.4.3- Roulements :

On doit identifier les conditions qu'ils doivent remplir et par conséquent, les qualités qu'ils doivent présenter. Ensuite la recherche parmi les différents types de celui d'entre eux qui possèdent ces qualités à un degré suffisant.

Les conditions que doit remplir un roulement sont :

- son encombrement ;
- facilité de mise en place et de démontage ;
- rigidité ;
- précision de guidage qu'il assure ;
- la possibilité d'alignement automatique de l'arbre guidé ;
- la charge qu'il peut supporter (direction et ordre de grandeur de l'intensité) ; - l'ordre de grandeur de la vitesse qu'il peut atteindre ;
- le silence de son fonctionnement.

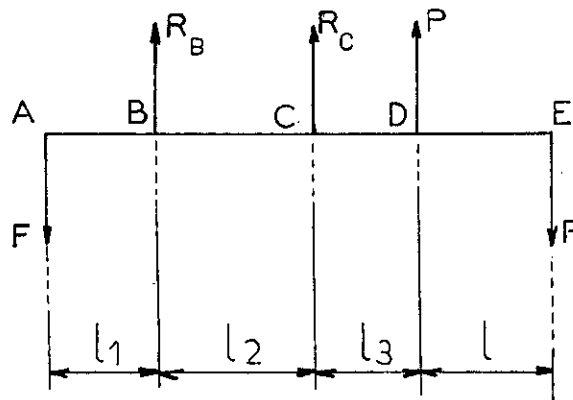
Nous avons choisi des roulements à une rangé de billes à contact radial pour les raisons suivantes :

- ils ont un encombrement modéré du point de vue largeur ;
- faciles à monter et démonter ;
- ils supportent des charges radiales importantes ;
- ils permettent de grandes vitesses.

CHAPITRE -IV-

-= CALCUL DES ORGANES =-

On assimile la machine à une poutre constituée par deux arbres et une éprouvette solidaires entre eux, chargée comme suit :



On impose :

$$l_1 = 60 \text{ mm}$$

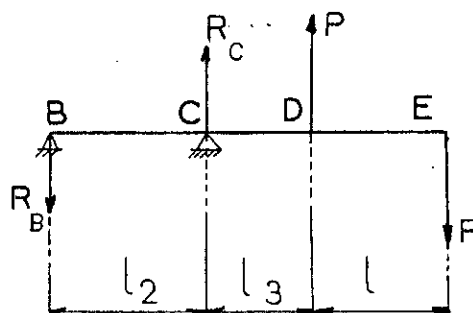
$$l_2 = 150 \text{ mm}$$

$$l = 100 \text{ mm}$$

$l_3$  = dépend de la longueur de l'éprouvette.

Le couple résistant sur l'arbre qui est dû aux frottements au niveau des paliers est très petit. Par conséquent, l'effort dû aux tensions de la courroie ne sera pas important. Ce qui nous permet de le négliger pour un calcul préliminaire afin d'estimer la puissance nécessaire.

**\*) Calcul des réactions :**



$$\sum F = 0$$

$$R_B + P = R_C + P$$

$$\rightarrow R_B = R_C$$

$$\sum M/B = R_C l_2 + P (l_2 + l_3) - P (l_2 + l_3 + l) = 0$$

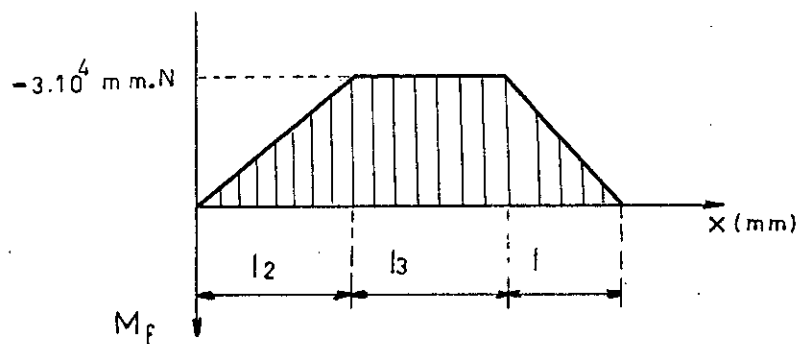
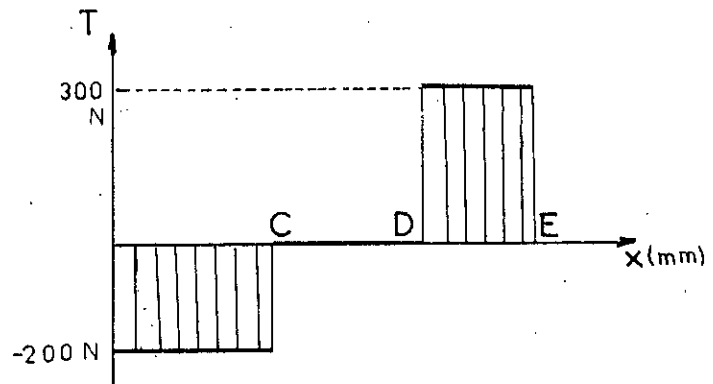
$$R_C l_2 = P l$$

D'où :

$$R_B = R_C = P \frac{l}{l_2}$$

On impose  $P = 300 \text{ N}$   
 Application numérique :

$$R_B = R_C = 200 \text{ N}$$



**\*) Calcul des diamètres:**

- Calcul des sections en B et E au cisaillement :

La condition de résistance est :

$$\frac{T}{S} \leq \tau_{adm} = \frac{R_p}{2} \quad (1)$$

T : effort tranchant,

S : section droite de l'arbre,

$R_p = R/\alpha$

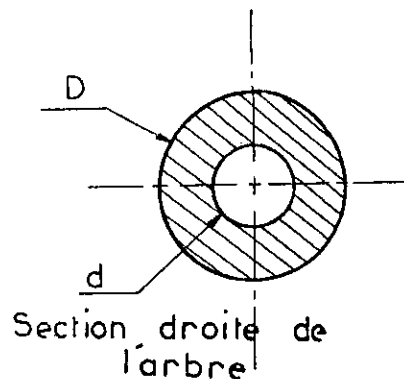
R = 550 N/mm<sup>2</sup> : résistance à la rupture,

$\alpha = 2$  : coefficient de sécurité (Réf. Tourancheau [4])

$d_B = d_D = 14 \text{ mm}$  } imposés par le dispositif de serrage de  
 $d_C = d_E = 25 \text{ mm}$  } l'éprouvette.

$$(1) \rightarrow S \geq \frac{2T}{R_p}$$

$$\rightarrow D \geq \sqrt{\frac{8T}{R_p \pi} + d^2}$$



la section dangereuse est au point E.

$$D_E \geq \sqrt{\frac{8 \times 300}{275 \pi} + 14^2} = 14.098 \text{ mm}$$

-Calcul des sections en C et D à la flexion :

Le moment de torsion est négligeable par rapport au moment de flexion.

La condition de résistance est : (Réf. A.CAMPA [6])

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{f\max}}{\frac{I}{V}} \leq R_p$$

$$\Rightarrow \frac{I}{V} \geq \frac{M_{f\max}}{R_p} \quad ; \text{ avec :}$$

$$I = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4), V = \frac{D}{2}$$

$$\Rightarrow \frac{\pi}{32} \frac{D^4 - d^4}{D} \geq \frac{M_{f\max}}{R_p}$$

D'où :

$$D^4 - 32 \frac{M_{f\max}}{\pi R_p} D - d^4 \geq 0$$

Après résolution on trouve :

$$D_{\min} = 25.44 \text{ mm}$$

On prend  $D_B = D_C = D_D = D_E = 30 \text{ mm}$

On a augmenté les diamètres jusqu'à cette valeur pour donner plus de rigidité à la machine.

**\*) calcul du moment résistant :**

Le moment résistant est dû aux frottements dans les roulements. Sa valeur est donnée par la formule expérimentale :  
(Réf. SZWARCMAN [5])

$$M_{r1} = 0.5 \times F \times f_o \times d_1$$

$$\text{et } M_r = \sum_{i=1}^n M_{r1}$$

Avec

$d_1$  : diamètre intérieur du roulement au point i.

$F_1$  : charge appliquée sur le roulement au point i.

Pour les roulements à billes à contact radial  $f_e = 0.0014$

$n$  : nombre de roulements.

Application numérique :

$$M_r = 0.5 \times 0.0014 \times 30 \times 2 (200 + 300) = 21 \text{ mm.N}$$

\*) Calcul de la puissance minimale :

$$P_{\min} = M_r \times \omega$$

Les vitesses de rotation utilisées dans les essais de fatigue sont entre 3000 et 12000 tr/min

$$P_{\min} = M_r \frac{\pi N}{30} = 21 \times 10^{-3} \frac{\pi 6000}{30} = 13.194 \text{ W}$$

Afin que le système ne décroche pas il faut avoir une marge de sécurité suffisante, on a donc intérêt à majorer la  $P_{\min}$  en la multipliant par deux.

$$P = 2 \times P_{\min} = 26.389 \text{ W} = 0.026 \text{ Kw}$$

Conclusion :

La puissance de 0.026 Kw est largement suffisante au bon fonctionnement de la machine, mais comme on est limité par la disponibilité du matériel, on utilisera un moteur de puissance  $P = 0.25 \text{ Kw}$  et de vitesse  $V = 6000 \text{ tr/min}$ .



Considérons maintenant l'arbre avec l'effort dû aux tensions dans la courroie et recalculons les réactions :

Calculons d'abord la transmission par courroie : (Technique de l'ingénieur [8])

On impose :

- Rapport de transmission :  $r = 1$
- Et diamètre des poulies :  $d = 100 \text{ mm}$

-vitesse linéaire de la courroie :

$$V = \frac{\pi d \times N}{60} = \frac{\pi \times 100 \times 10^{-3} \times 6000}{60} = 31.41 \text{ m/s}$$

On constate que :

$$V \leq V_{\max} = 35 \text{ m/s}$$

- Longueur de la courroie :  $L = 1140 \text{ mm}$
- entraxe :

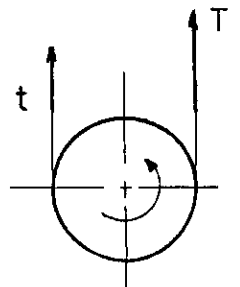
$$E = \frac{L - \frac{\pi}{2} (D + d)}{2} - \frac{(D - d)^2}{4 [L - \frac{\pi}{2} (D + d)]} = 412.292 \text{ mm}$$

où  $D = d = 100 \text{ mm}$

-Arc de contact :

$$\alpha = \pi - 2 \arcsin\left(\frac{D - d}{2E}\right) = \pi$$

\*) Calcul des tensions :



L'isolement de la roue motrice montre que :

$(T - t) R = C$  où  $T$  : tension dans le brin tendu.  
 $t$  : tension dans le brin mou.  
 et  $C$  : le couple.

Or on a :

$$P = C \times \omega = R \times \omega (T - t) = V (T - t)$$

$$T - t = \frac{P}{V} \quad (2)$$

Par ailleurs :

$$\frac{T}{t} = \exp(f \times \alpha)$$

avec  $f=0.6$  coefficient de frottement,  
 et d'après les propriétés des rapports :

$$\frac{T}{T - t} = \frac{\exp(f \times \alpha)}{\exp(f \times \alpha) - 1}$$

D'où

$$T = (T - t) \frac{\exp(f \times \alpha)}{\exp(f \times \alpha) - 1}$$

$$(2) \Rightarrow T = \frac{P}{V} \frac{\exp(f \times \alpha)}{\exp(f \times \alpha) - 1}$$

$$t = \frac{T}{\exp(f \times \alpha)}$$

Par conséquent, l'effort dû aux tensions est :

$$F = T + t$$

Application numérique :

$$T = \frac{26.389}{31.41} \frac{\exp(0.6\pi)}{\exp(0.6\pi) - 1} = 0.99 \text{ N}$$

$$t = \frac{0.99}{\exp(0.6\pi)} = 0.15 \text{ N}$$

$$F = 0.99 + 0.15 = 1.14 \text{ N}$$

\*) Calcul des réactions :

$$\sum F_x = 0$$

$$\rightarrow R_B + R_C = F \quad \text{---(3)}$$

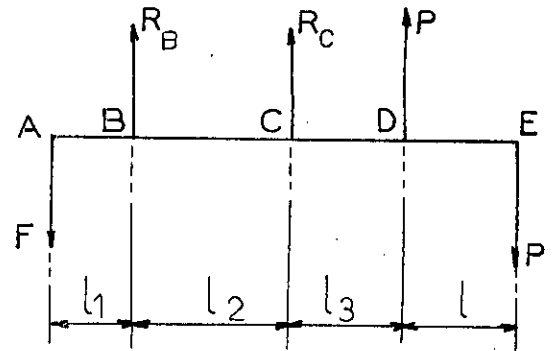
$$\sum M_B = 0$$

$$\rightarrow F \cdot l_1 + R_C \cdot l_2 + P(l_2 + l_3) + P(l_2 + l_3 + l) = 0$$

$$\rightarrow F \cdot l_1 + R_C \cdot l_2 - P \cdot l = 0$$

$$\rightarrow R_C = \frac{P \cdot l - F \cdot l_1}{l_2}$$

$$(3) \rightarrow R_B = F - R_C$$



A.N :

$$R_C = 199.54 \text{ N}$$

et  $R_B = -198.40 \text{ N}$

Le signe (-) signifie que  $R_B$  est dirigé vers le bas d'où le chargement devient :

\*) Calcul des moments :

- Pour  $0 \leq x \leq l_1$

$$M_f = -Fx$$

- Pour  $l_1 \leq x \leq (l_1 + l_2)$

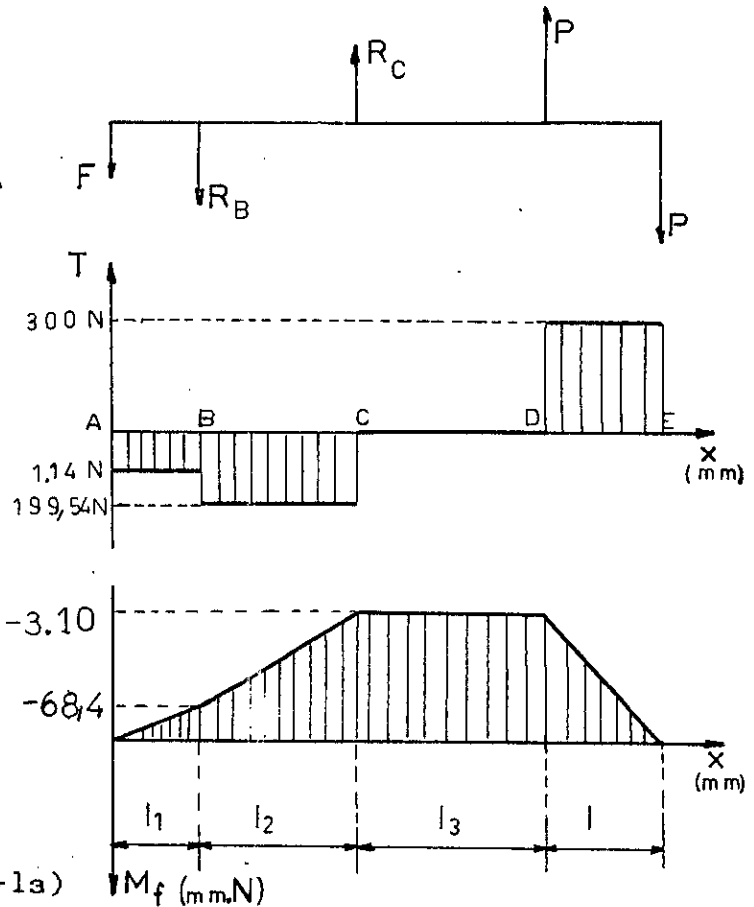
$$M_f = -Fx - R_B(x - l_1)$$

- Pour  $(l_1 + l_2) \leq x \leq (l_1 + l_2 + l_3)$

$$M_f = -Fx - R_B(x - l_1) + R_C(x - l_1 - l_2)$$

- Pour  $(l_1 + l_2 + l_3) \leq x \leq L$

$$M_f = -Fx - R_B(x - l_1) + R_C(x - l_1 - l_2) + P(x - l_1 - l_2 - l_3)$$



**Conclusion :**

Les efforts au niveau des sections dangereuses n'ont pas changé, par conséquent, on maintient les valeurs des diamètres calculées précédemment.

$$D_A = 25 \text{ mm}$$

$$D_B = D_C = D_D = D_E = 30 \text{ mm.}$$

**\*) Vérification des arbres à la fatigue:**

- Calcul de la limite de fatigue :

D'après la formule expérimentale : (Réf. Formulaire [9])

$$\sigma_D = 0,4.R$$

où  $R = 550 \text{ N/mm}^2$  : Résistance à la rupture  
on trouve :

$$\sigma_D = 0,4.550 = 220 \text{ N/mm}^2$$

La condition de résistance : (Réf. A. CAMPA [6])

$$\sigma_{\max} \leq \sigma'_D = \sigma_D / \alpha \quad \alpha = 2 : \text{coefficient de sécurité}$$

$$\text{soit} \quad \frac{M_{f\max}}{I/V} \leq \sigma'_D$$

$$\text{avec } M_{f\max} = 3.10^4 \text{ mm.N} ; 21,69 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma'_D = 110 \text{ N/mm}^2$$

les arbres sont donc vérifiés à la fatigue.

\*) Calcul des roulements : (Réf. A. CHEVALIER [7])

Les roulements utilisés sont à billes à contact radial Réf 6206 ≡ BC02

- charge dynamique de base maximale :  $C_{max} = 1950 \text{ daN}$
- durée de vie :  $L_h = 10000 \text{ heures}$

or :

$$\left(\frac{C}{P}\right)^k = \frac{L_h 60 N}{10^6}$$

avec  $k = 3$  pour les roulements à billes.  
d'où

$$C = \left(\frac{L_h 60 N}{10^6}\right)^{1/3} \times P$$

C : charge dynamique de base [daN].

N : vitesse de rotation [tr/min].

P : charge équivalente [daN].

$$P = V \times F_r + Y F_a$$

V = 1 (bague int. tournante par rapport à la charge)

Y = 0

X = 1

d'où

$$P = F_r$$

Application numérique :

$$C_B = 304.077 \text{ daN} < C_{\max}$$

$$C_C = 305.825 \text{ daN} < C_{\max}$$

$$C_d = C_E = 459.785 \text{ daN} < C_{\max}$$

Par conséquent, les roulements sont vérifiés aux charges appliquées.

Remarque :

Nous proposons d'ajouter un deuxième roulement au niveau du point C afin de s'approcher au maximum des caractéristiques d'un encastrement.

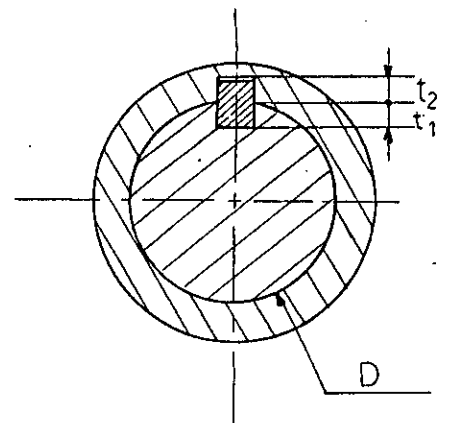
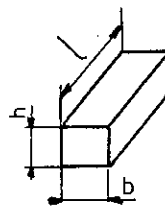
\*) Vérification de la clavette :

$$D = 25$$

$$b = 8, h = 7, l = 14$$

$$t_1 = 4.0,$$

$$t_2 = 3.3.$$



- Vérification au cisaillement :

La contrainte moyenne au cisaillement est:

$$\tau_{moyen} = \frac{F_t}{S} = \frac{F_t}{l \times b} \leq R_{pg}$$

où :

$R_{pg}$  : résistance pratique au cisaillement.

$$R_{pg} = R_p/2 = 137.5 \text{ N/mm}^2$$

et :

$$F_t = C/(D/2) = 2P/D\omega = 60 P/\pi N D = 3.359 \text{ N}$$

Alors:

$$\tau_{moyen} = 0.029 \text{ N/mm}^2 \leq R_{pg}$$

Donc la condition est respectée.

- Vérification au matage :

La condition à respecter est :

$$P_{arbre} < P_{moyeu} < P_{adm}$$

où :

$P_{arbre}$  : pression dans l'arbre.

$P_{moyeu}$  : pression dans le moyeu.

$P_{adm}$  : pression admissible.  $P_{adm} = 60 \text{ N/mm}^2$

$$P_{arbre} = \frac{F_t}{S_1} = \frac{F_t}{l t_1} = 0.059 \text{ N/mm}^2$$

$$P_{moyeu} = \frac{F_t}{S_2} = \frac{F_t}{l (h - t_1)} = 0.079 \text{ N/mm}^2$$

On vérifie bien que la condition est respectée.

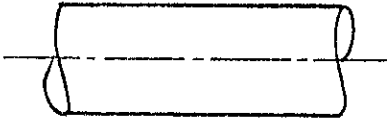
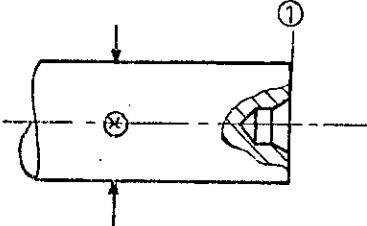
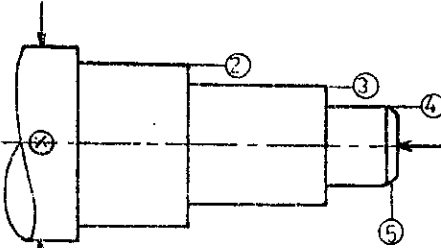
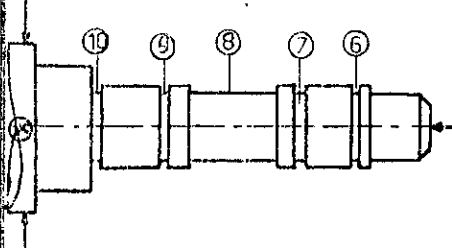


—= ANNEXES =—

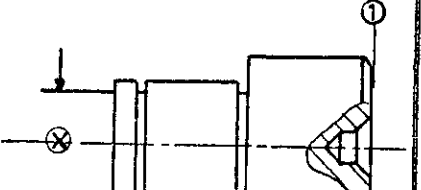

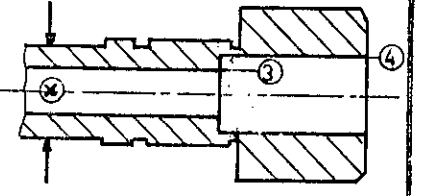

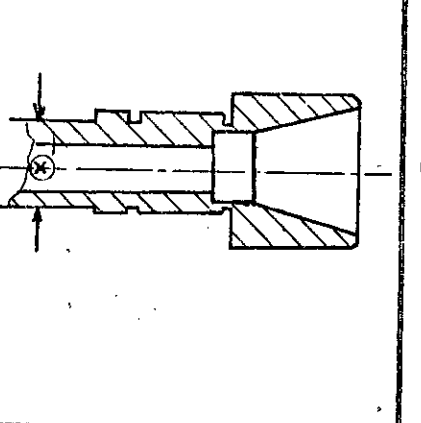
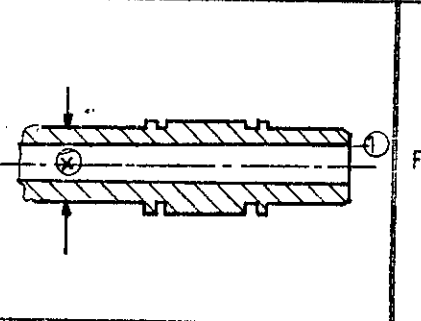
**ANNEXE -I**

**-= LES GAMMES D'USINAGE =-**

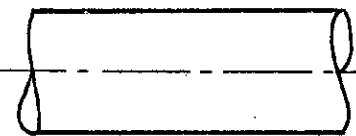
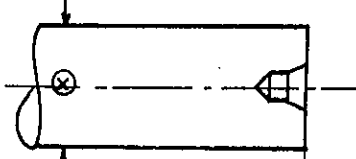
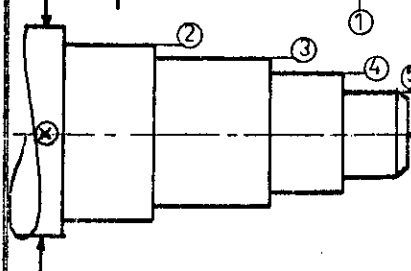

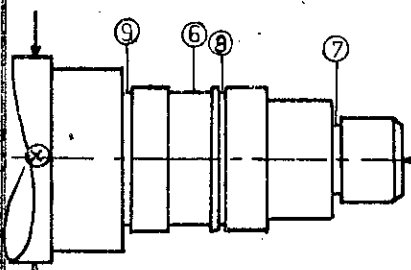
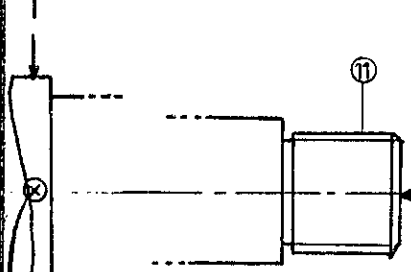
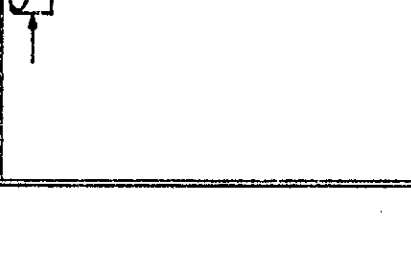

1 - Arbre de charge

N° DES Ph/S.Ph	DESIGNATION DES PHASES	M.O	CROQUIS	OUTIL	CONTROLE
100	Vérifier si le brut est capable de donner la pièce demandée.				Pied à coulisse
200	<p>Montage en air</p> <p>Dresser et centrer (1)</p>	Tour			Outil à dresser et forêt à centrer
201	<p>Montage mixte</p> <p>Charioter (2) sur 60 au <math>\varnothing 38 \pm 0.8</math></p>			Outil à charioter droit	Pied à coulisse
202	Charioter (3) sur 150 au $\varnothing 30 \text{ KG}$			//	Micro mètre 25 - 50
203	Charioter (4) sur 28 et au $\varnothing 28 \pm 0.5$ et chanfreiner (5)			//	Pied à coulisse
204	Rénurer (6) à 36, (7) à 52, (8) de 63 à 132, (9) de 138 et (10) à 153 au $\varnothing 28 \pm 0.5$			Outil à gorge	//
205	Trançonner à 208.5			Outil à saigner	

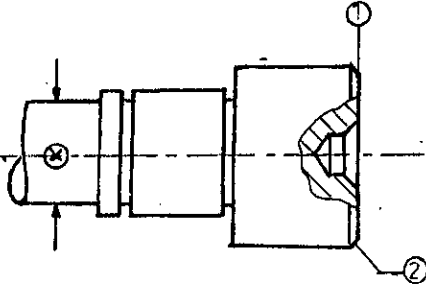

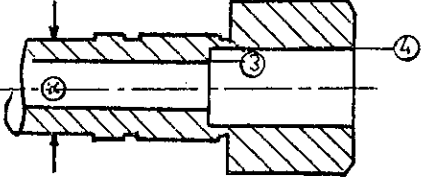

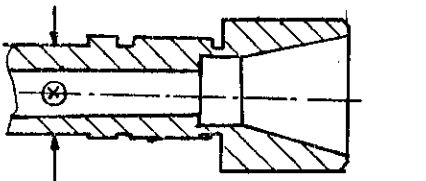
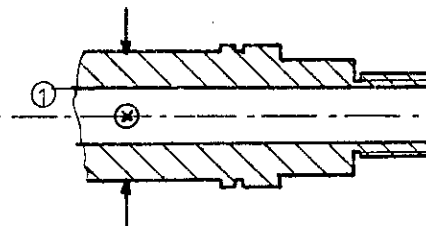
1 - Arbre de charge :

N° DES Ph/S.Ph	DESIGNATION DES PHASES	M.O	CROQUIS	OUTIL	CONTROLE
	Montage en air	Tour			
300	Centrer l'arbre				Comparateur
301	Dresser et centrer(1) et chanfreiner(2)			Forêt à centrier et outil à dresser.	
302	Percer(3) au ø 14			Forêt 10 à 14	
303	Percer(4) au ø 25 sur 60			Forêt 14 à 25	
304	Réalisation d'un cône $\alpha = 5,7^\circ$			Outil à aléser	
400	Montage en air "Retournement" Percer (1) au ø 14	Tour		Forêt 10 à 14	

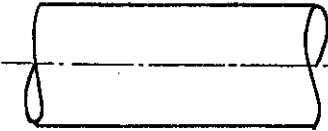
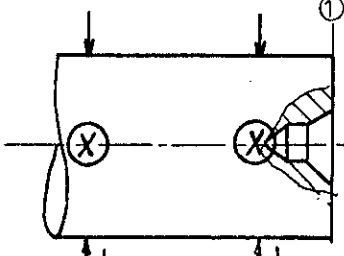
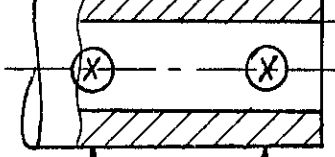
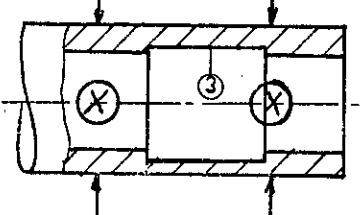
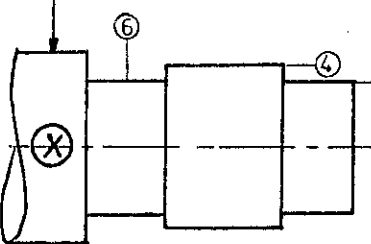


2 - Arbre de commande :

N° DES Ph/S.Ph	DESIGNATION DES PHASES	M.O	CROQUIS	OUTIL	CONTROLE
100	Vérification du brut				Pied à coulisse
200	Montage en air Dresser et centrer (1)	Tour		Outil à dresser et forêt à centrer	
201	Charioter (2) sur 60 au $\varnothing 38 \pm 0.8$			Outil à charioter droit	Pied à coulisse
202	Charioter (3) sur 273 au $\varnothing 30 \pm 0.06$			//	Palmer 25 - 50
203	Charioter (4) sur 109 au $\varnothing 25 \pm 0.06$			//	Palmer 25-50
204	Charioter (5) sur 50 au $\varnothing 20$ avec chanfreinage			//	//
205	Rainurer (6) de 157 à 229 au $\varnothing 28$			Outil à gorge	//
206	Rainurer (7) à 223, (8) à 99 et (9) à 191,5 au $\varnothing 28 \pm 0.05$			Outil à gorge	Pied à coulisse
207	Fileter (11) sur 50 à M 20 x 2.5			Outil à fileter	
208	Trançonner à 311			Outil à saigner	

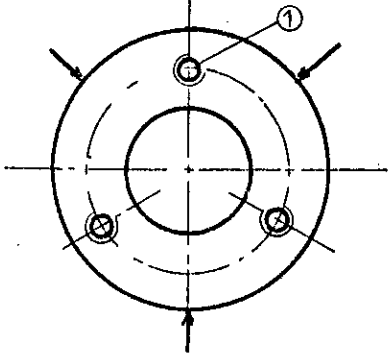
2 - Arbre de commande :

N° DES Ph/S.Ph	DESIGNATION DES PHASES	M.D	CROQUIS	OUTIL	CONTROLE
300	Montage en air Centrer l'arbre	Tour			Comparateur
301	Dresser et centrer (1) et chanfreiner (2)			Foret à centrer et outil à dresser	
302	Percer (3) au $\phi$ 14			Foret 10 à 14	
303	Percer (4) au $\phi$ 25 sur 60			Foret 14 à 25	
304	Réalisation d'un cône $\alpha = 5.7^\circ$			Outil à aléser	
400	Montage en air "Retournement" Percer (1) au $\phi$ 14	Tour		Foret 10 à 14	

3 - Cylindre :


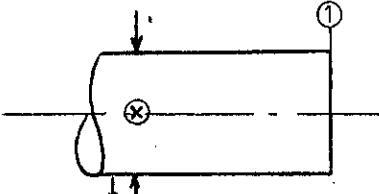

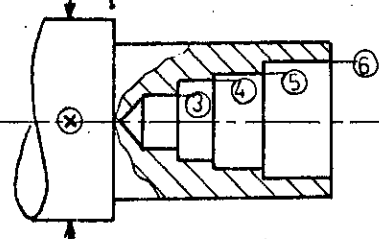
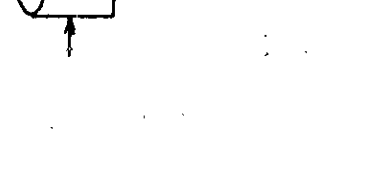
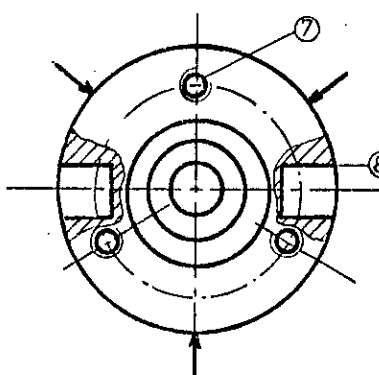
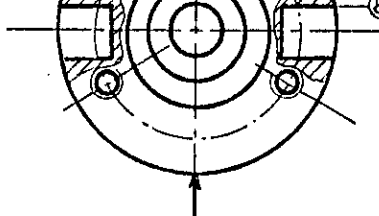

N° DES PH/S.PH	DESIGNATION DES PHASES	M.O	CROQUIS	OUTIL	CONTROLE
100	Vérification du brut				Pied à coulisse
200	Montage en air avec utilisation de lunette Dresser et centrer(1)	Tour		Outil à dresser et forêt à centrer	
201	Perçer(2) sur 170 au $\varnothing$ 50			Forêt de 10 à 50	Pied à coulisse
202	Aléser(2) sur au $\varnothing$ 62 H7			Outil à aléser	Tampon 62H7
203	Chambrier(3) de 42 à 138 au $\varnothing$ 65			Outil à chambre	
	Montage en air sans lunette			//	//
204	Charioter(4) au $\varnothing$ 86			Outil à charioter droit	Pied à coulisse
205	Charioter(5) sur 40 au $\varnothing$ 84			//	//
206	Rainurer(6) de 124 à 170 au $\varnothing$ 84			Outil à gorge	//
207	Trançonner à $162^{+0,2}$			Outil à saigner	

3 - Cylindre :


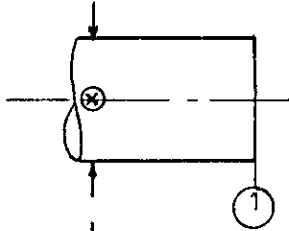
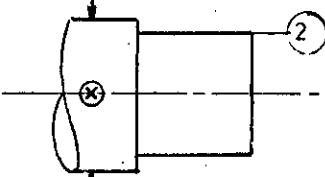
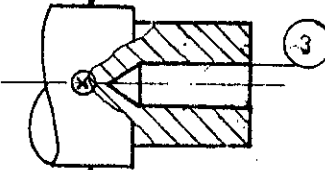
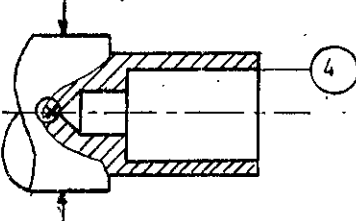
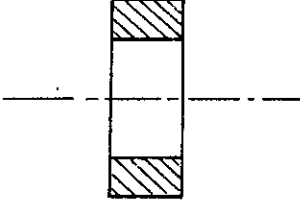
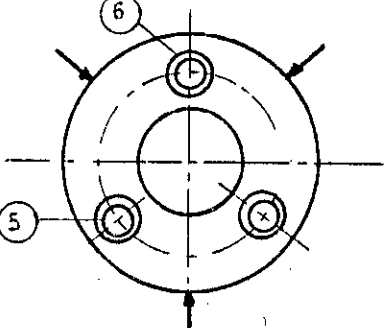
N° DES Ph/S.Ph	DESIGNATION DES PHASES	M.O	CROQUIS	OUTIL	CONTROLE
300	<p>Montage sur plateau diviseur</p> <p>Centrer et percer (1) à 120° au <math>\phi</math> 4.2 sur 25 à 68 du centre</p>	Fraiseuse		Forêt à centre et forêt 4.2	
400	Taraudage de (1) à Tr 5 x 0.8				




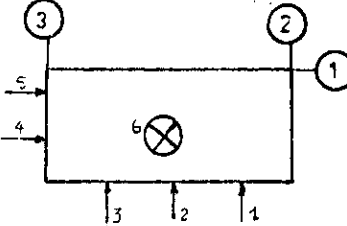
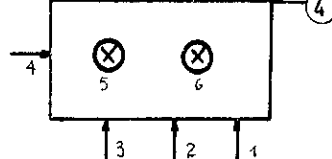
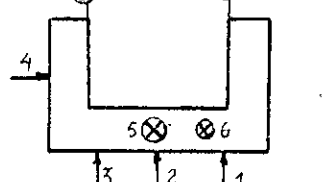
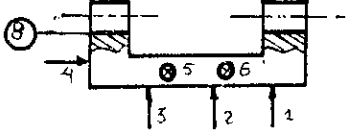
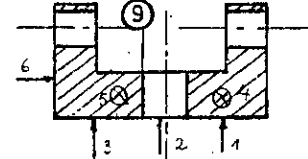
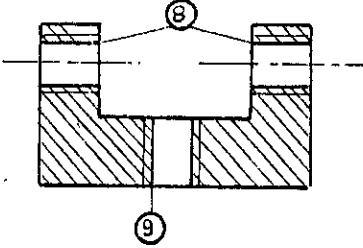
4 - Paliers de chargement ( Nombre de 2 ) :

N° DES Ph/S.Ph	DESIGNATION DES PHASES	M.O	CROQUIS	OUTIL	CONTROLE
100	Vérification du brut				Pied à coulisse
200	Montage en air Dressage (1)	Tour		Outil à dresser	
201	Charioter (2) sur 30 Ø 88 <sup>+1</sup>			Outil à charioter droit	Pied à coulisse
202	Centrage et perçage (3) Ø 30,2 sur 45			forêt à centrer forêt Ø 30	
203	Alésage (4) Ø 38 Alésage de (5) à Ø 58 Alésage de (6) à Ø 62H7			Outil à aléser	//
204	Trançonnage à (23)			Outil à trançonner	
300	Perçage de (7) sur plateau diviseur à 120° sur 25 Ø 4	Fraiseuse		Forêt Ø 4	
301	Percer (8) sur 11 ou Ø 8				//
400	Taraudage des 3 trous Tr 5 x 0.8				

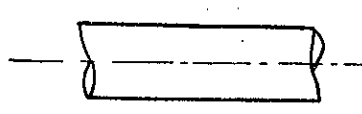
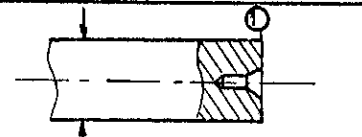
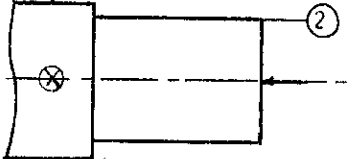
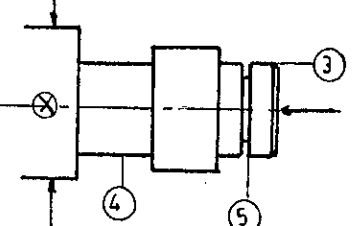

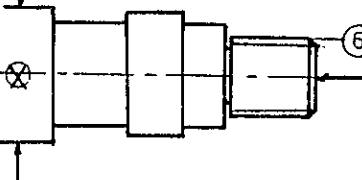
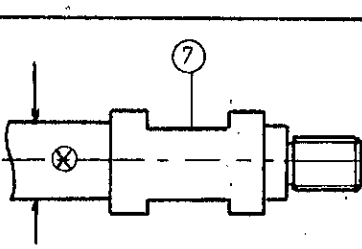
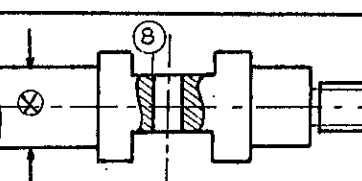
5 - Couvercle :

N° DES Ph/5.Ph	DESIGNATION DES PHASES	M.O	CROQUIS	OUTIL	CONTROLE
100	Contrôle du brut				
200	Montage en air Dressage (1)	Tour		Outil à dresser	
201	Chariotage (2) $\varnothing 88$ sur 20 centrage			Outil à charioter droit	Pied à coulisse
202	Perçage de (3) $\varnothing 30$			forêt $\varnothing 30$	
203	Alésage (4) $\varnothing 38$			Outil à aléser	=
204	Tronçonnage à 10			Outil à saigner	
300	Montage sur plateau diviseur passage de 5 à 120° $\varnothing 5$ Fraisage de $\varnothing 8$			Fraise $\varnothing 8$	


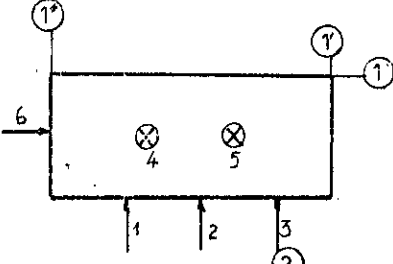
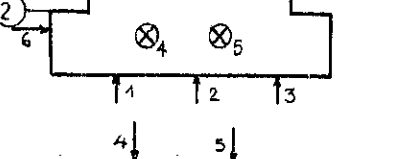
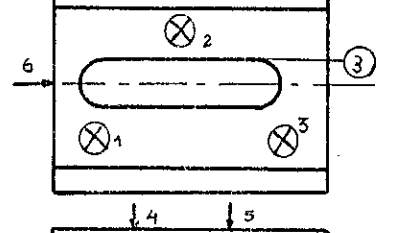
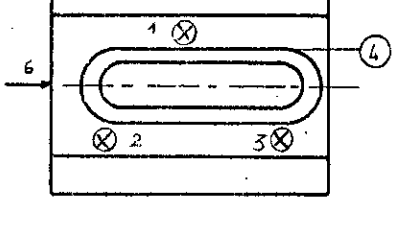
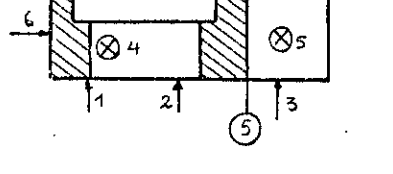
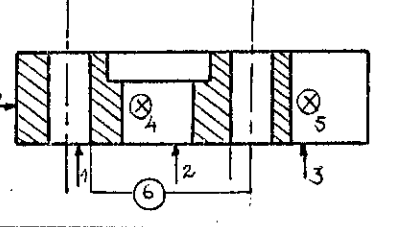
6 - Réalisation de la chape :

N° DES Ph/S.Ph	DESIGNATION DES PHASES	M.O	CRDQUIS	OUTIL	CONTROLE
100	Contrôle du brut				Pied à coulisse
200	Surfaçage (1) (2) et (3)	F.V		Fraise 2 taille	Pied à coulisse
201	Surfaçage (4)	F.V		//	//
202	Renurage de (5), (6),	F.V		Fraise 2 taille ø 80	//
203	Perçage à ø 12 de (8)			Forêt ø 12	Pied à coulisse
204	Perçage à ø 14 de (9)			Forêt ø 14	Pied à coulisse
300	Taraudage de (8) à M 13 x 1.75 et de (9) à M 16 x 2			Taraud M 16 x 2 M 13 x 1.75	

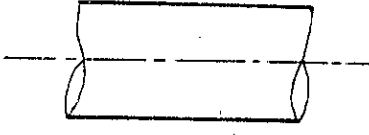
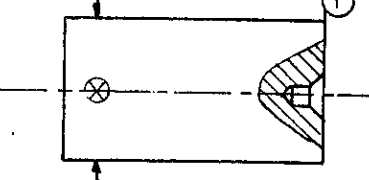
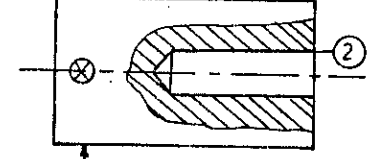
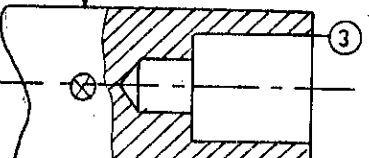
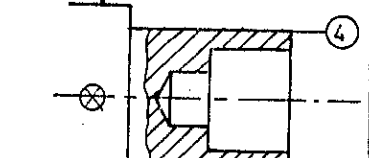

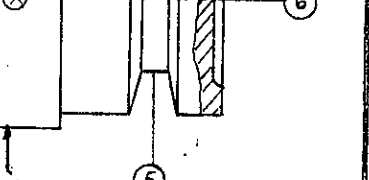

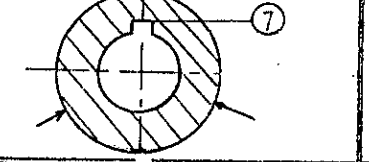
7 - Tige de chargement :

N° DES Ph/S.Ph	DESIGNATION DES PHASES	M.D	CROQUIS	OUTIL	CONTROLE
100	Contrôle du brut				Pied à coulisse
200	Montage en air Dressage et centrage de (1)	Tour		Outil à dresser et forêt à	Pied à coulisse
201	Montage mixte avec utilisation de la lunette chariotage (2) sur 320 au $\phi$ 19			Outil à charioter droit	Pied à coulisse
202	Chariotage de (3) sur 320 au $\phi$ 16 et chanfreinage			Outil à charioter droit	Pied à coulisse
203	Rainurer (4) à $\phi$ 16 et (5) à $\phi$ 14			Outil à rainurer	Pied à coulisse
204	Filetage (6) M 16 x 2 sur 20			Outil à fileter	Pied à coulisse
205	Tronçonnage à Refaire 203, 204 Pour l'autre extrémité			Outil à tronçonner	Pied à coulisse
300	Surfaçage "Meplat" (7) du $\phi$ 19 utilisation du plateau diviseur	Fraiseuse		Fraise 1 taille	Pied à coulisse
400	Perçage de (8) au $\phi$ 8	Fraiseuse		Forêt $\phi$ 8	Pied à coulisse

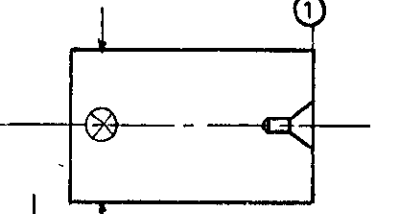
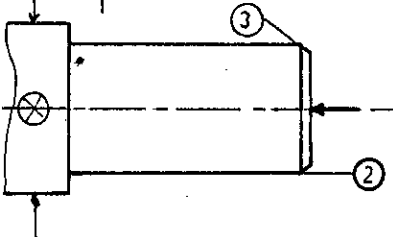
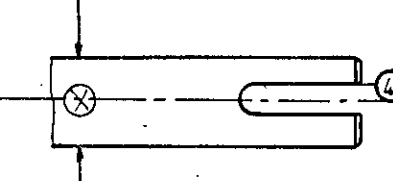
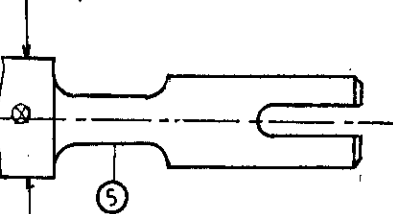

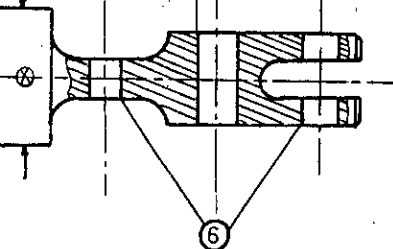
8 - SUPPORT COULISSANT:

N° DES Ph/S.Ph	DESIGNATION DES PHASES	M.O	CROQUIS	OUTIL	CONTROLE
100	Verifier si le brut et capable de donner la pièce demandée.				Pied à coulisse
200	Surfaçage de(1) jusqu'à la côte 18 de même (1)et(1)''	Fraiseuse verticale		Fraise 2 taille	Pied à coulisse
201	Rainage de(2) 10 x 5 à la côte 13	//		Fraise 2 taille	Pied à coulisse
202	Perçage de(3) ø 16 sur une longueur 50	//		Fraise 2 taille ø 16	Pied à coulisse
203	Réalisation de la-maige (4) ø 26			Fraise 2 taille ø 26	Pied à coulisse
204	Perçage du trou oblant(5) ø 26 sur 35 mm			Fraise 2 taille ø 16	Pied à coulisse
205	Perçage de 2 trou(6) ø 10			Forêt 10	Pied à coulisse

9 - Les poulies :

N° DES Ph/S.Ph	DESIGNATION DES PHASES	M.D	CROQUIS	OUTIL	CONTROLE
100	Contrôle du brut				Pied à coulisse
200	Montage en air Dressage et centrage de (1)	Tour //		Outil à dresser et forêt à centrer	
201	Perçage de (2) $\varnothing$ 20 sur 35	//		Forêt	Pied à coulisse
202	Alésage de (3) $\varnothing$ 25 H7 sur 30	//		Outil à aléser	Tampon H7
203	Chariotage de (4) au $\varnothing$ 110 sur 30	//		Outil à charioter	Pied à coulisse
204	Gorgeage de (5) au $\varnothing$ 90	//		Outil de forme	Pied à coulisse
205	Réalisation des évidements (6)	//		Outil de forme	Pied à coulisse
206	Tronçonnage à 20	//		Outil à tronçonner	
300	Mortaisage de (7) à la profondeur de 3.5	Mortaiseuse			

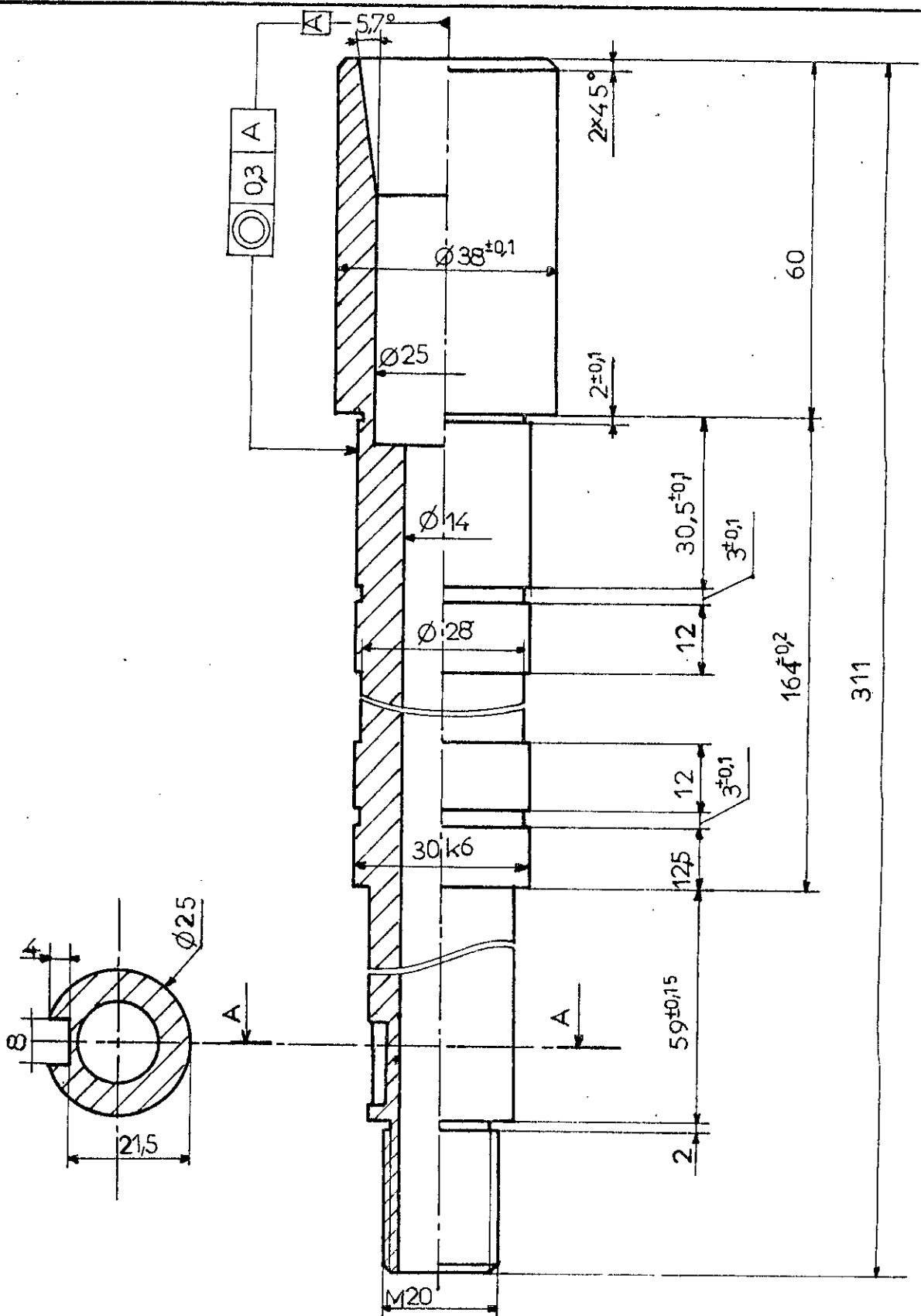
10 - Tige centrale :

N° DES Ph/S.Ph	DESIGNATION DES PHASES	M.O	CROQUIS	OUTIL	CONTROLE
100	Contrôle du brut				Pied à coulisse
200	Montage en air Dressage et centrage de (1)	Tour //		Outil à dresser et forêt à centrer	
201	Montage mixte chariotage au $\varnothing$ 19 de (2) sur 150	//		Outil à charioter	Pied à coulisse
202	Chanfreinage de (3)	//		Outil coudé	
300	Montage sur plateau diviseur Perçage du trou oblant (4) $\varnothing$ 8 sur 34	F.V		Fraise $\varnothing$ 8	Pied à coulisse
301	Surfaçage de (5) sur 34 jusqu'à 5.5			Fraise 2 tailles	Pied à coulisse
302	Perçage (6) au $\varnothing$ 8			Forêt $\varnothing$ 8	
303	Perçage (7) au $\varnothing$ 10			Forêt $\varnothing$ 10	

**ANNEXE -II**

**-= LES DESSINS DE DEFINITIONS =-**

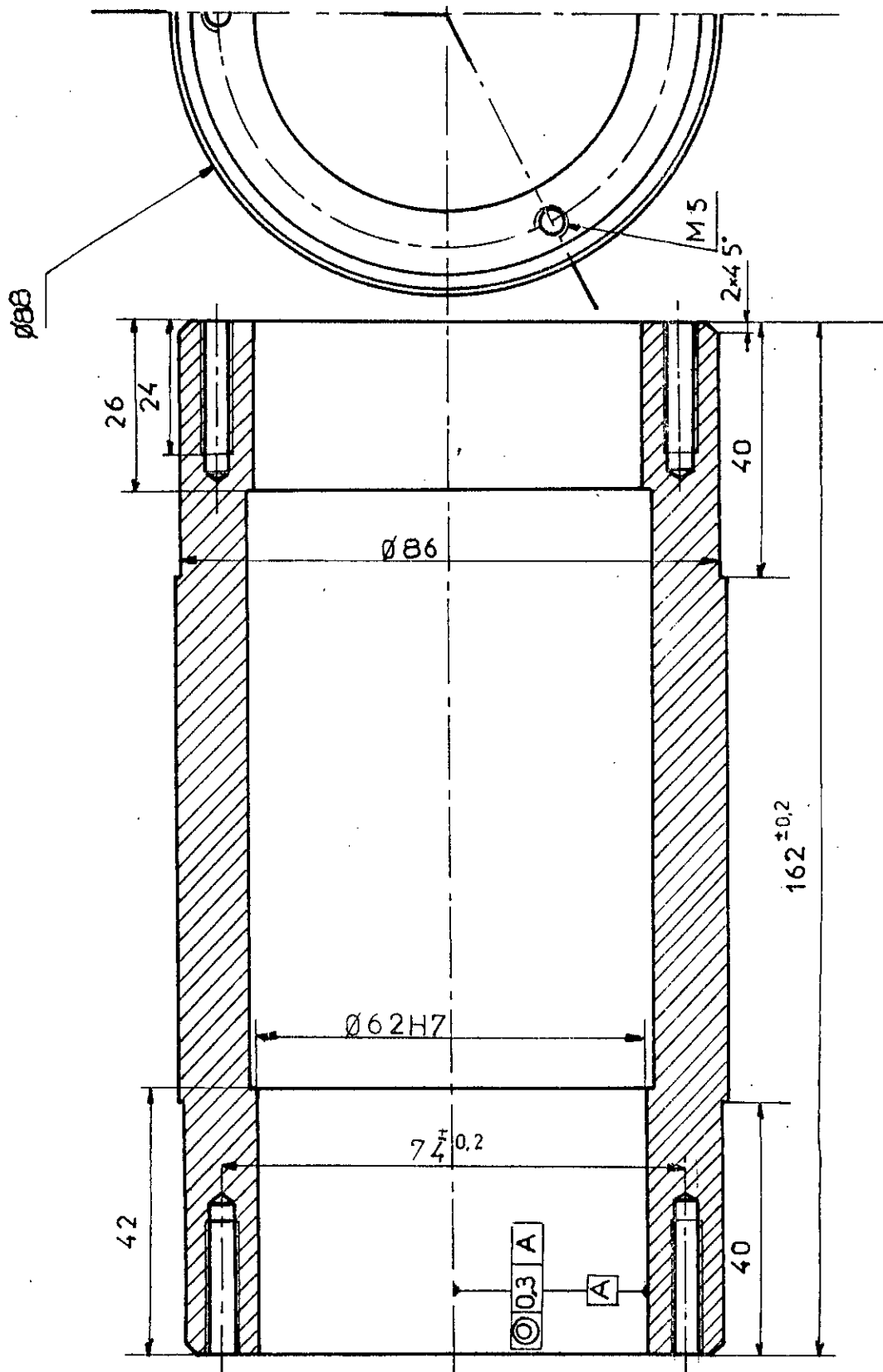




ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		ARBRE DE COMMANDE	ENP
1:1				
Etudiants	Boulanouar Lahlah		E 36	Dép.G.Mécanique
Promoteurs	GUERGUE B BELKACEMI			
				MFR 00 01

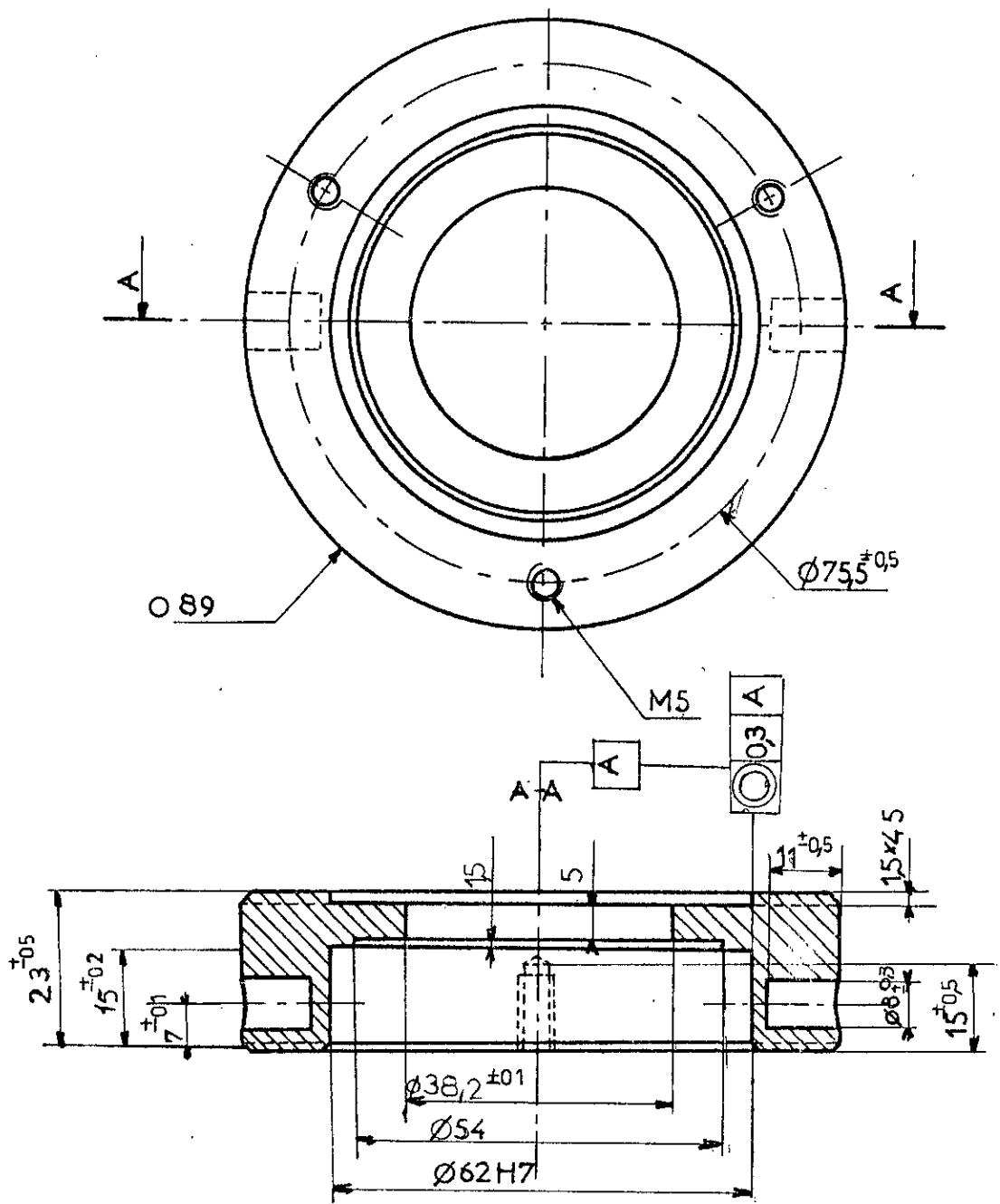




ECOLE NATIONALE

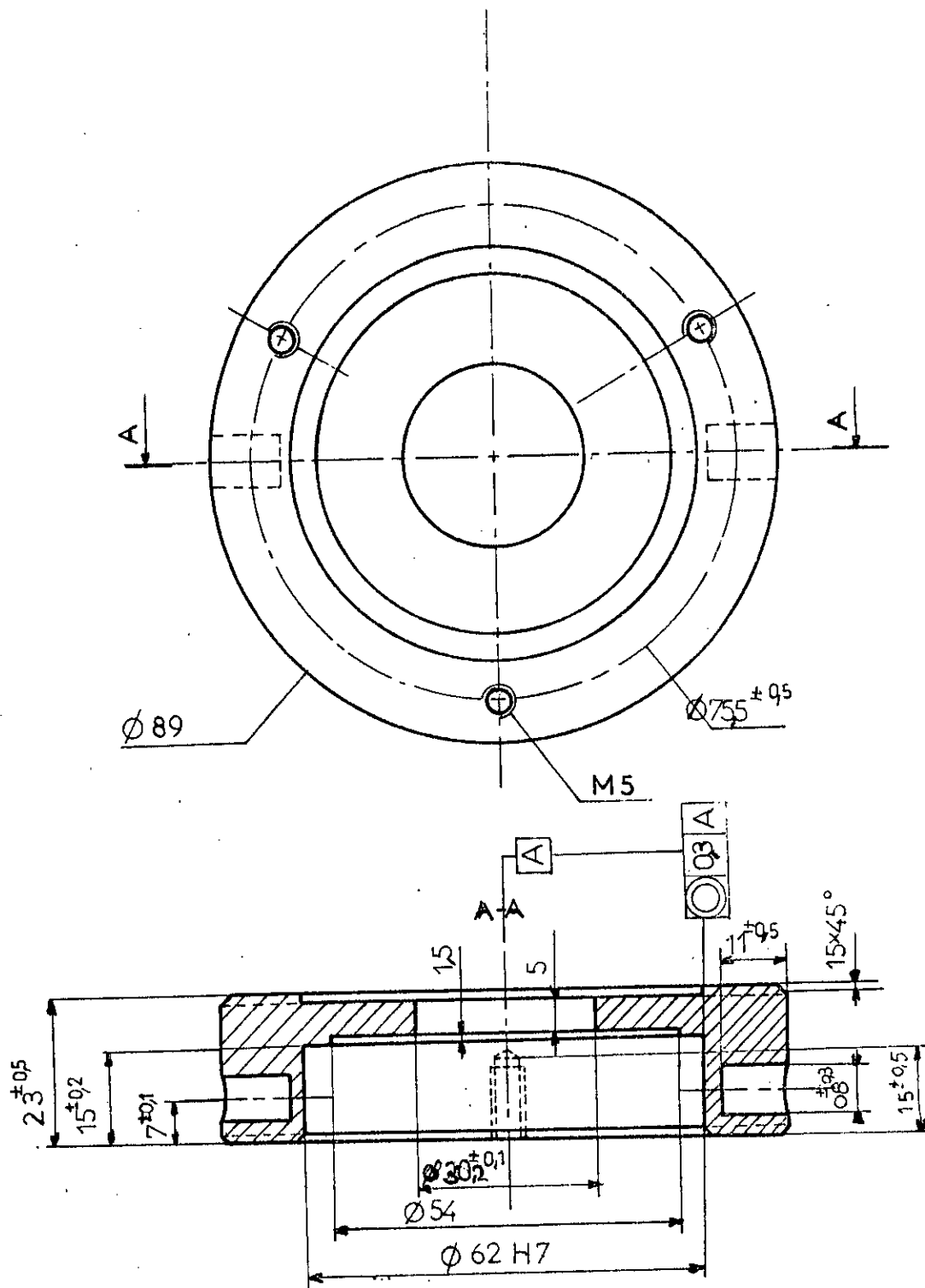
POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		CYLINDRE	ENP
1:1				
Etudiants	BOULANOUAR		E 36	Dép.G.Mécanique
	LAHLA H			
Promoteur	GUERGUEB		MFR 00 03	
	BELKACEMI			



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		PALIER DE CHARGEMENT	ENP
1:1				
Étudiants	BOULANOUA R LAHLAH		Dép. G.Mécanique	MFR 00 04
Promoteurs	GUERGUEB BELKACEMI			
			E 36	



ECOLE

NATIONALE

POLYTECHNIQUE

Echelle

Masse



PALIER DE

ENP

1:1

CHARGEMENT

Dép.G.Mécanique

Etudiants

LAHLAH

BOULANOUAR

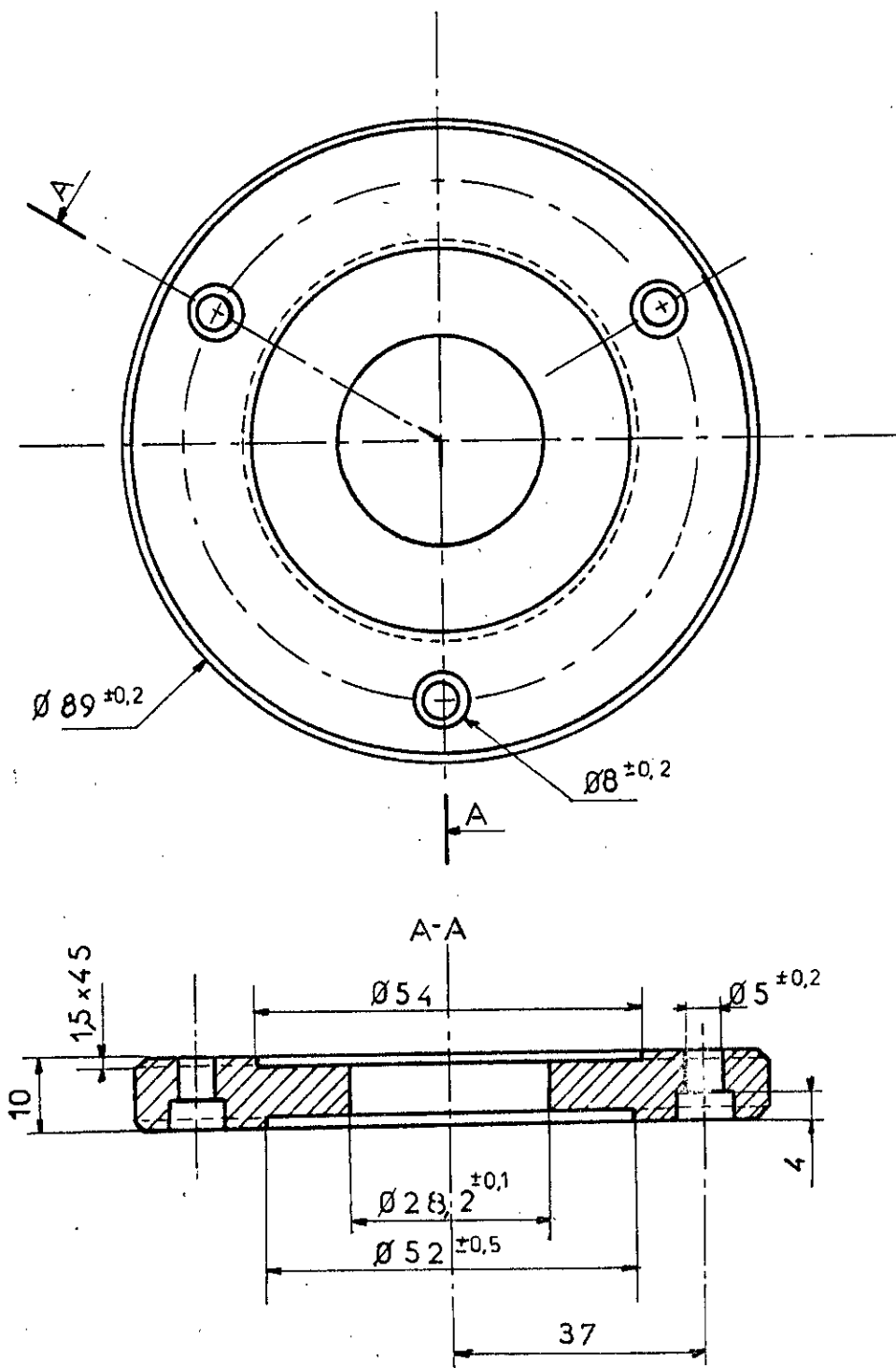
Promoteurs

GUERGUEB

BELKACEMI

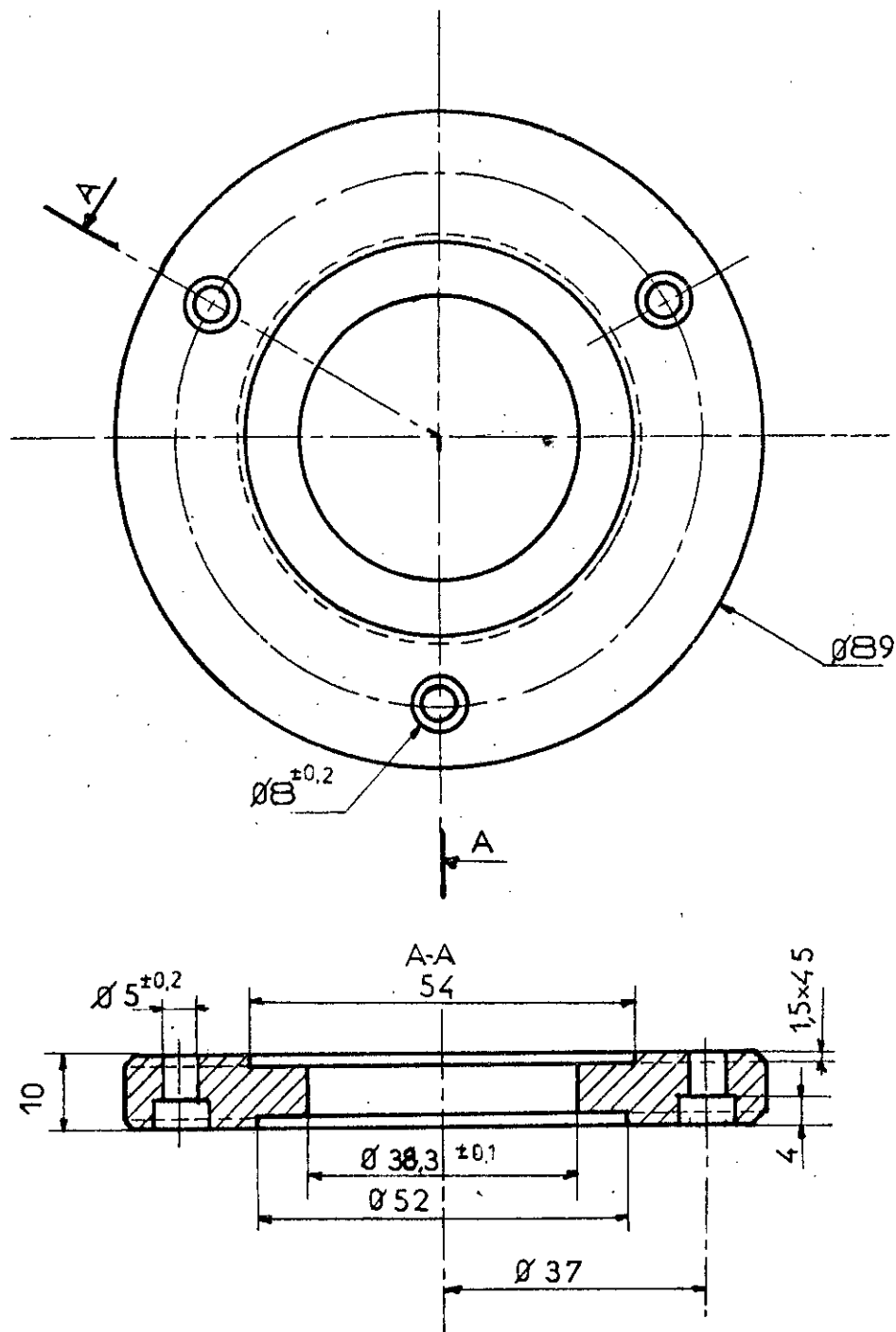
E 36

MFR 00 05

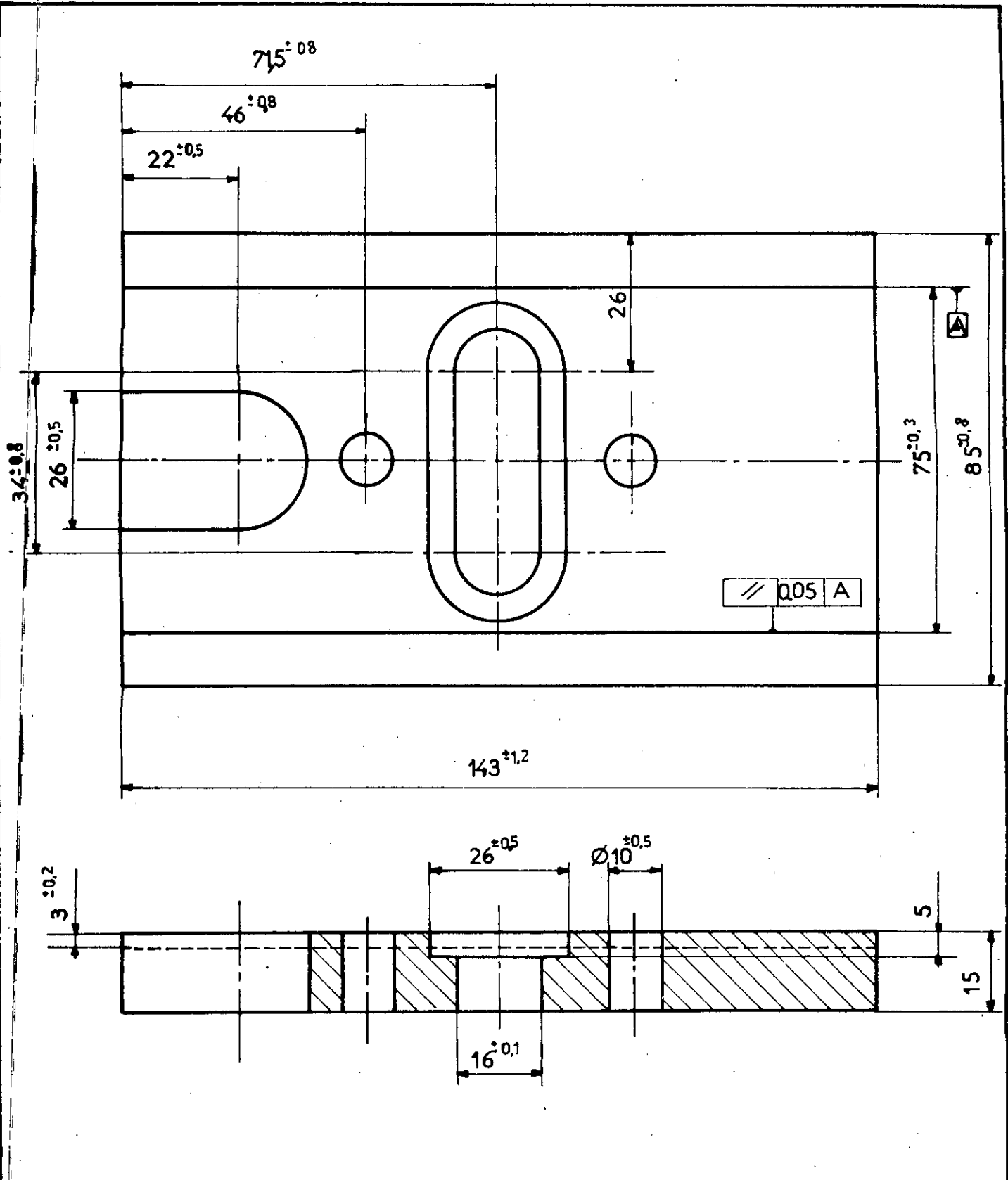


ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		COUVERCLE	ENP
1:1				Dép.G.Mécanique
Etudiants	BOULANOUAR		E36	MFR 00 06
	LAHLAH			
Promoteurs	GUERGUEB			
	BELKACEMI			

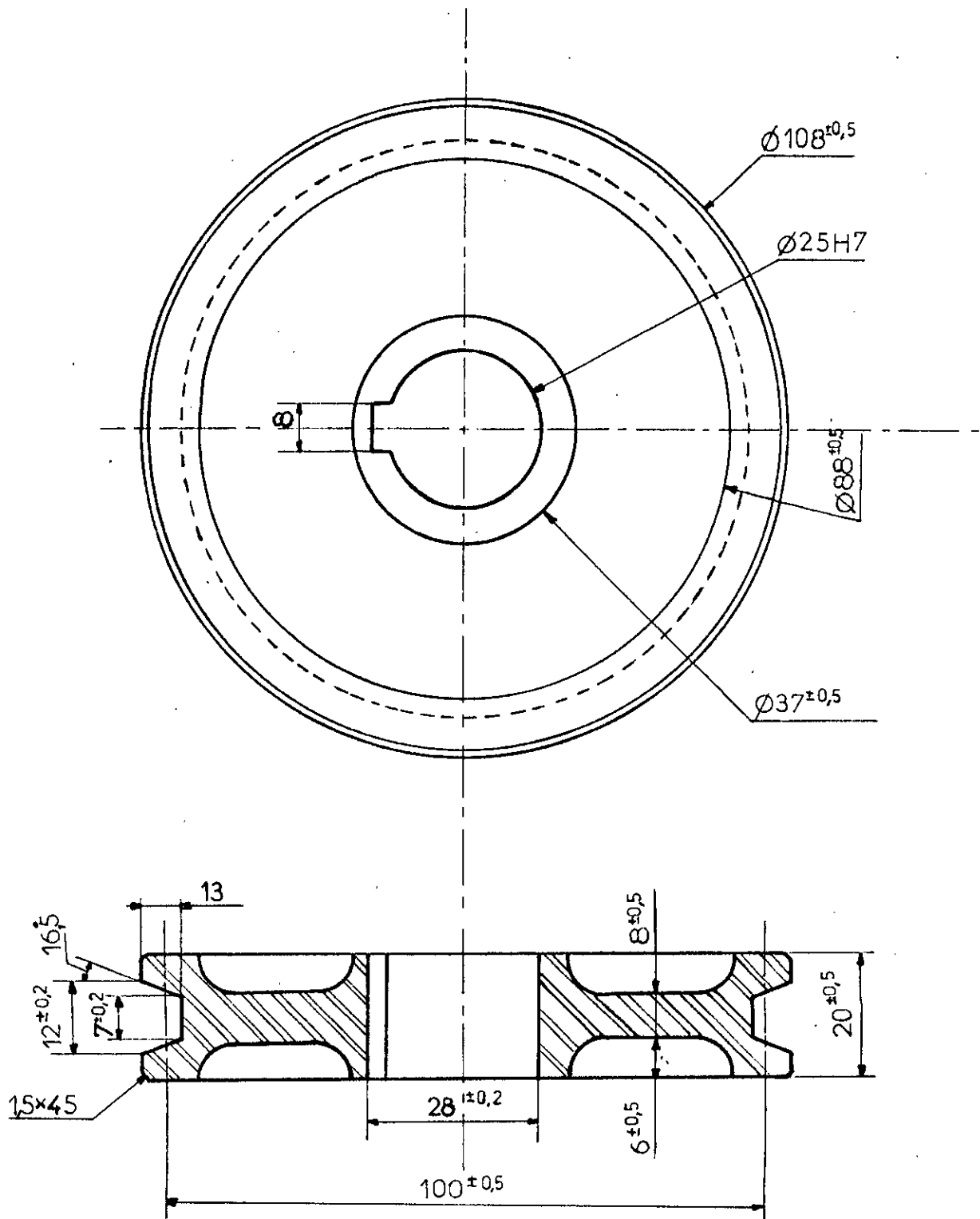


ECOLE		NATIONALE		POLYTECHNIQUE	
Echelle 1:1	Masse		COUVERCLE		ENP Dép.G.Mécanique
Etudiants	BOULANOUAR				
	LAHLAH		E 36		MFR 00 07
Promoteurs	GUERGUEB				
	BELKACEMI				



ECOLE		NATIONALE		POLYTECHNIQUE	
Echelle	Masse		SUPPORT COULISSANT		ENP
1:1					
Etudiants	BOULANOUAR		Dép.G.Mécanique		
	LAHLAH				
Promoteurs	GUERGUEB		E 36		MFR 00 08
	BELKACEMI				



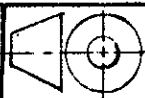


ÉCOLE

NATIONALE

POLYTECHNIQUE

Echelle Masse



POULIE

ENP

1:1

Étudiants: BOULENOUAR

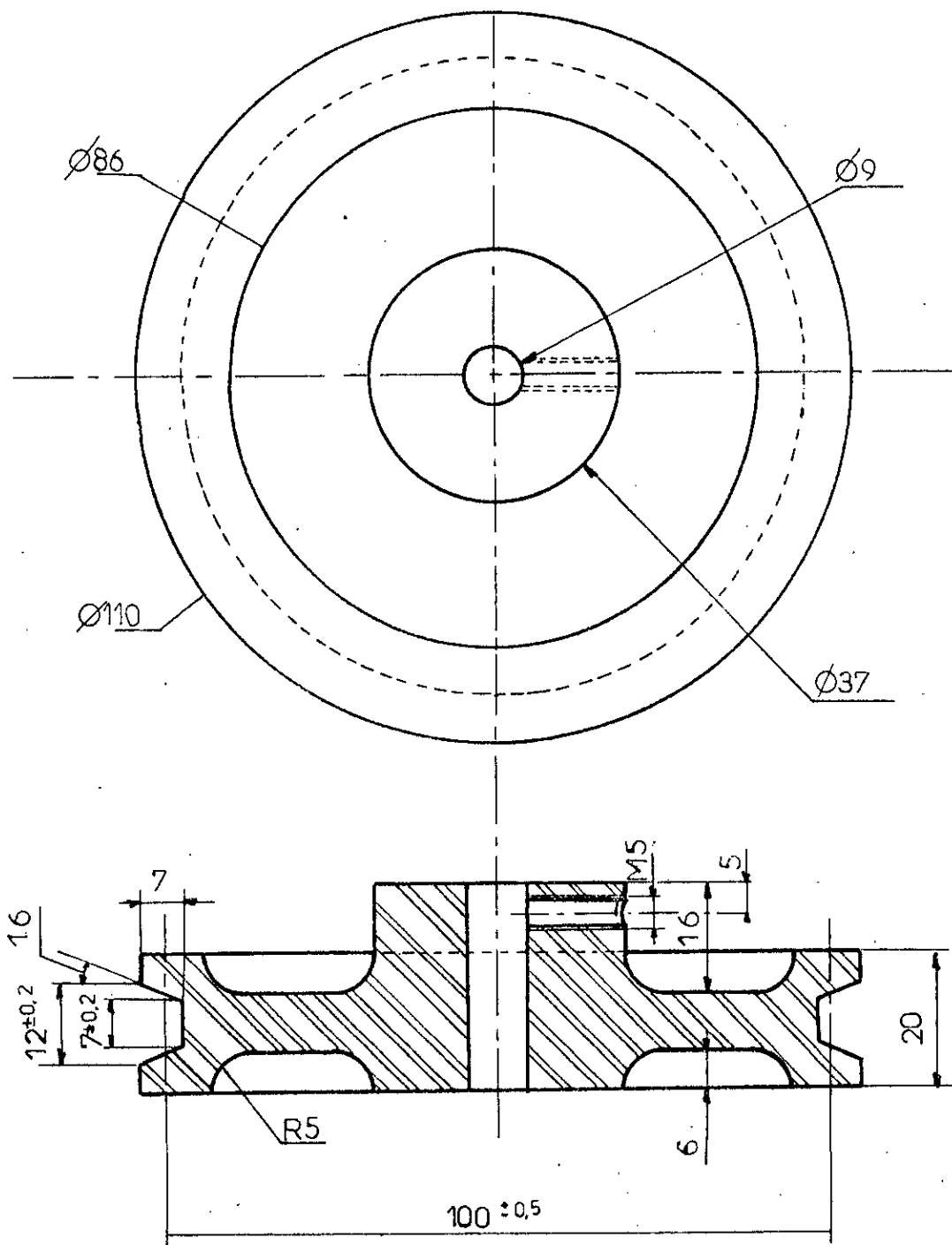
LAHLAH

Dép. G. Mécanique

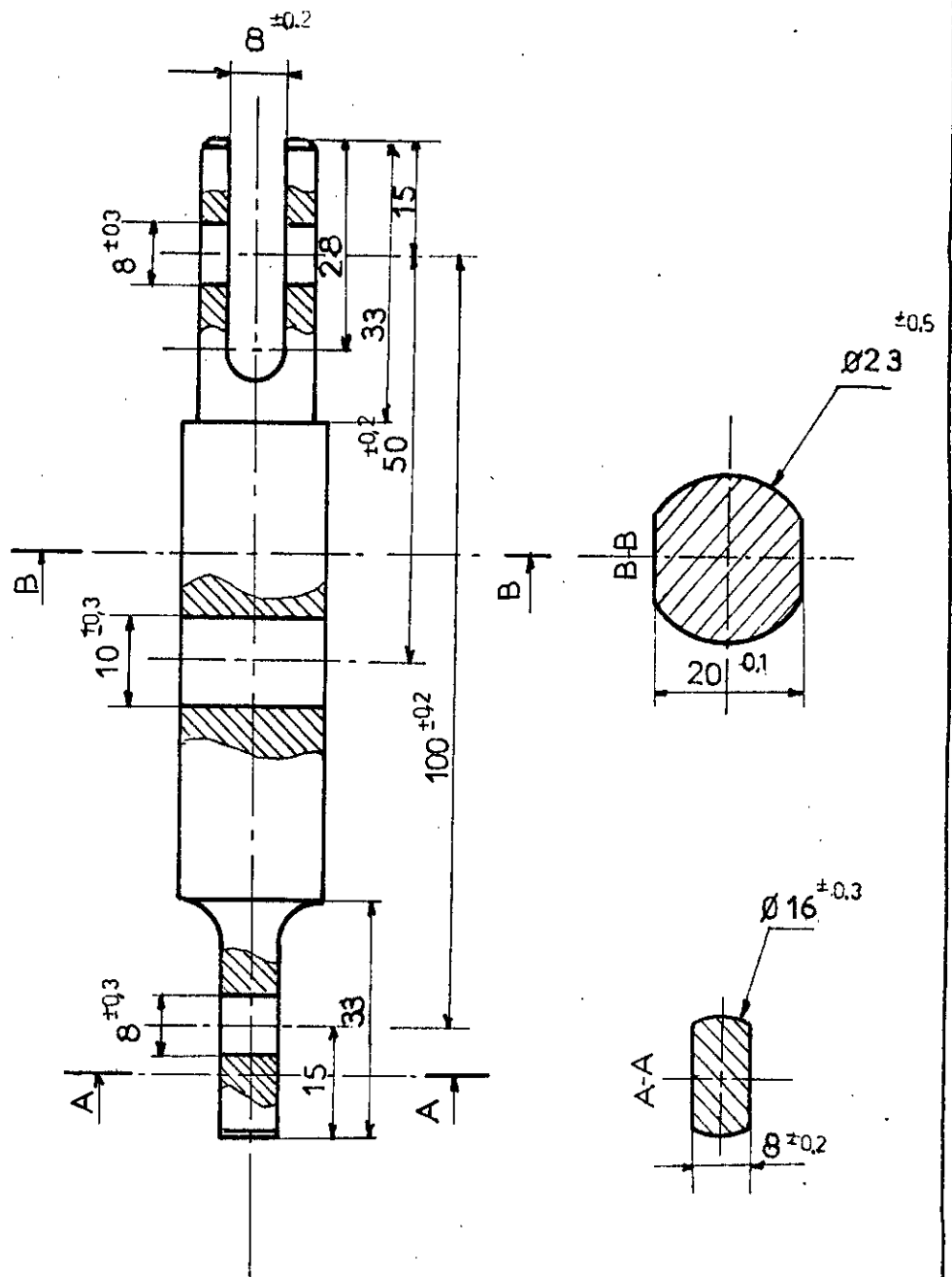
Promoteurs: GUERGUEB

BELKA CEMI

MFR 00 09



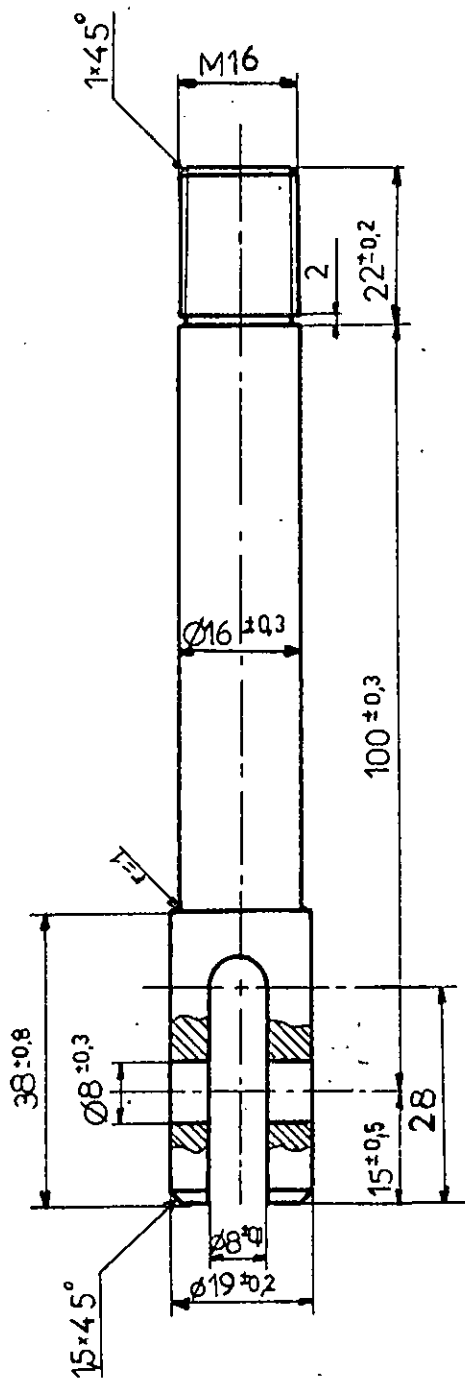
ECOLE		NATIONALE		POLYTECHNIQUE	
Echelle	Masse			ENP	
1:1					
Etudiants	BOULANOUAR	POULIE		Dép G Mécanique	
	LAHLAH				
Promoteurs	GUERGUEB			MFR 00 10	
	BELKACEMI				



ECOLE NATIONALE

POLYTECHNIQUE

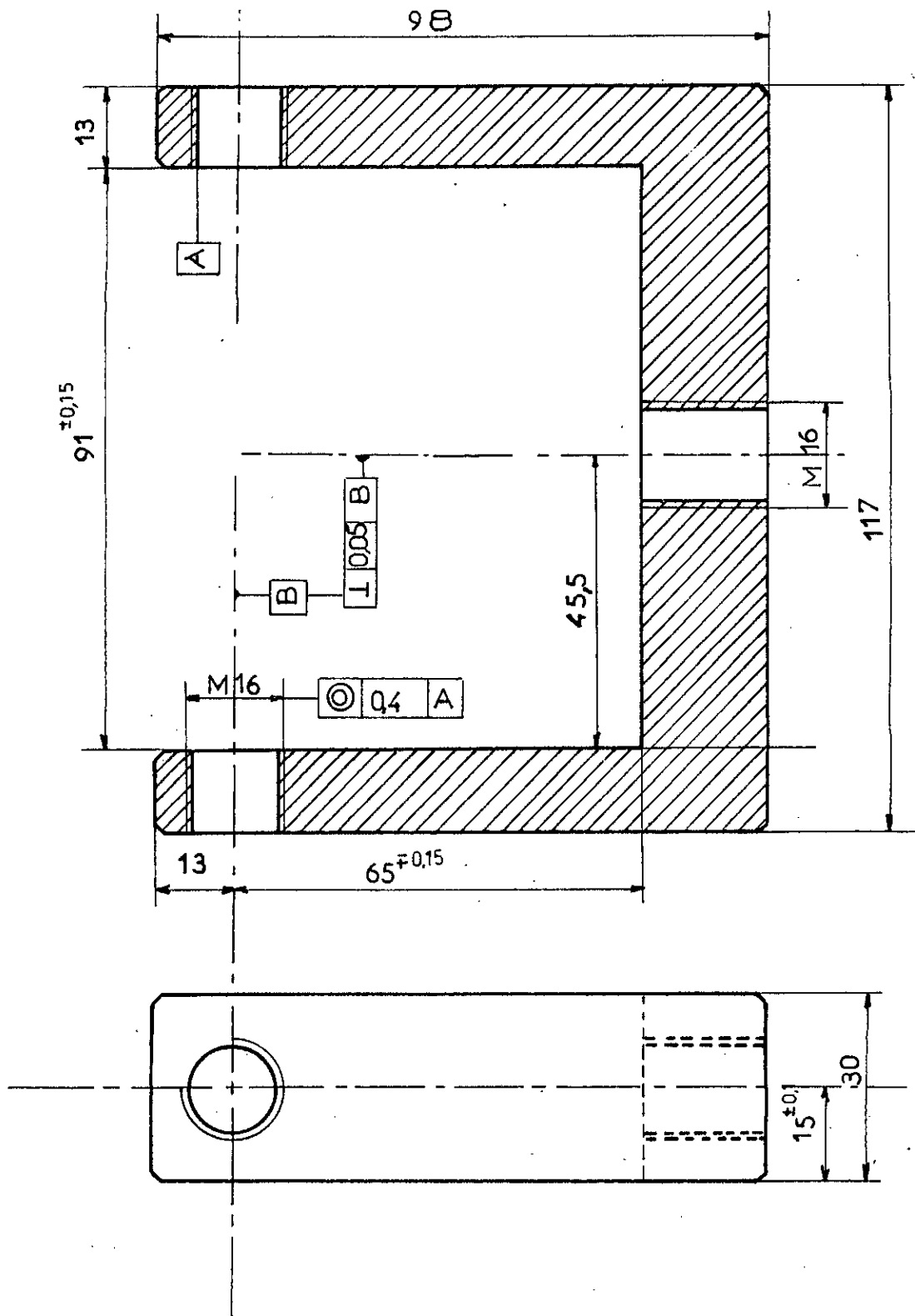
Echelle 1:1	Masse		TIGE	ENP
Etudiants	BOULANOUAR LAHLAH			Dép.G.Mécanique
Promoteurs	B.GUERGUEB Y.BELKACEMI			MFR 00 11



ECOLE NATIONALE

POLYTECHNIQUE

Echelle 1:1	Masse		TIGE	ENP
Etudiants	BOULANOUAR			Dép.GMécanique
	LAHLAH			
Promoteurs	GUERGUE B			MFR 00 12
	BELKACE MI			



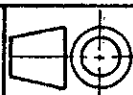
ECOLE

NATIONALE

POLYTECHNIQUE

Echelle

Masse



1:1

Etudiants

BOULANOUAR

LAHLAH

Promoteur

B.GUERGUEB

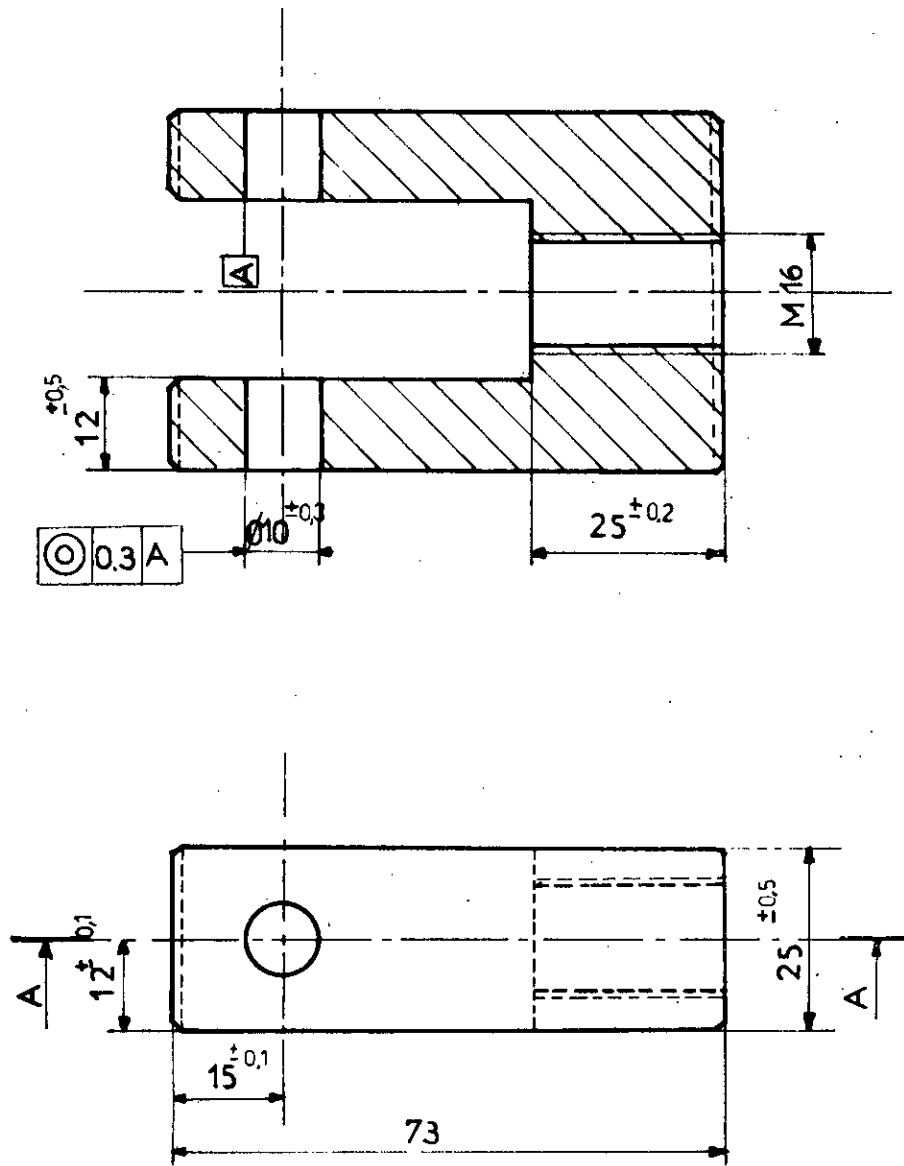
Y.BELKACEMI

CHAPE

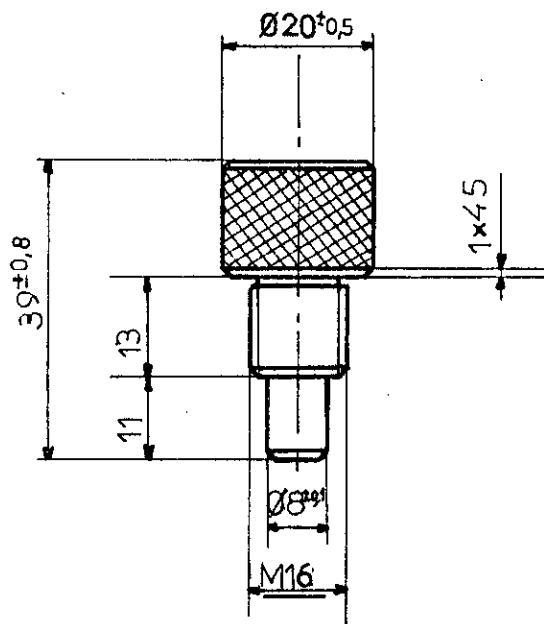
ENP

Dép.G.Mécanique

MFR 00 13



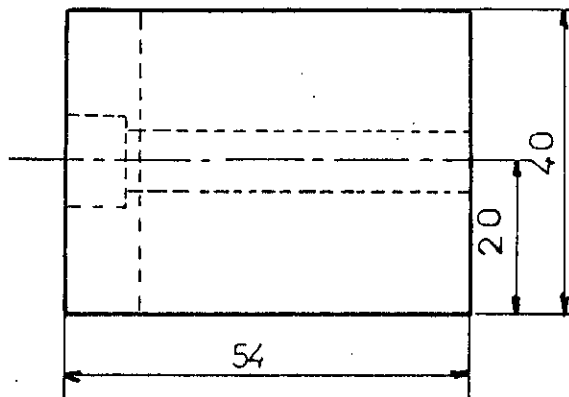
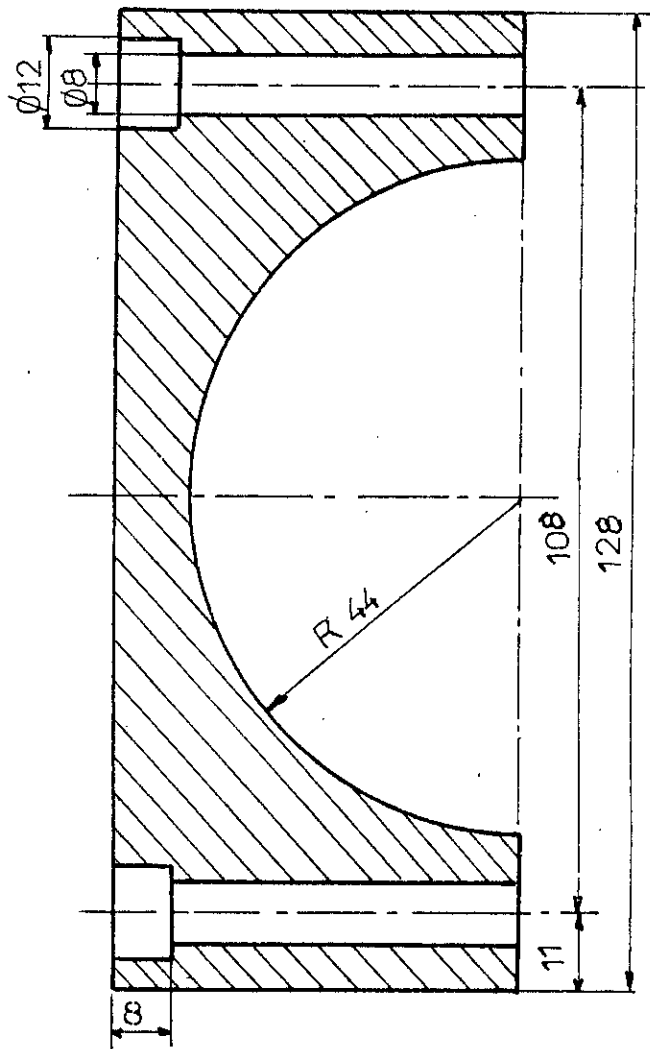
ECOLE			NATIONALE		POLYTECHNIQUE	
Echelle	Masse		CHAPE		ENP	
1:1						
Etudiants	BOULANOUAR		SUPPORT		Dép.G.Mécanique	
	LAHLAH					
Promoteurs	GUERGUEB		E 36		MFR 00 14	
	BELKACEMI					



ECOLE NATIONALE

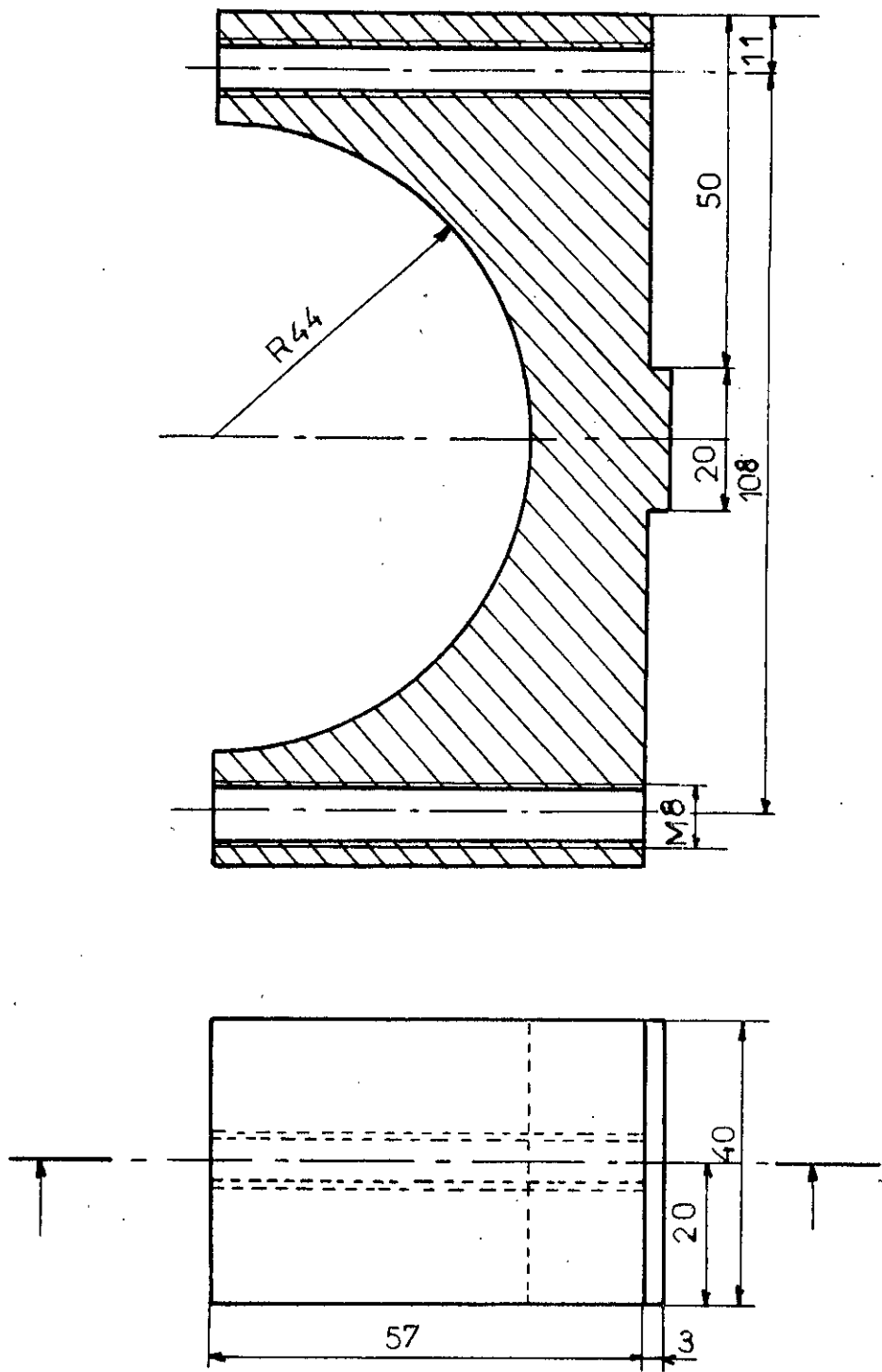
POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		VIS	ENP
1:1				
Etudiants	BOULENOUAR			Dep.G.Mecanique
	LAHLAH			
Promoteurs	B.GUERGUEB			MFR 00 15
	Y.BELKACEMI			

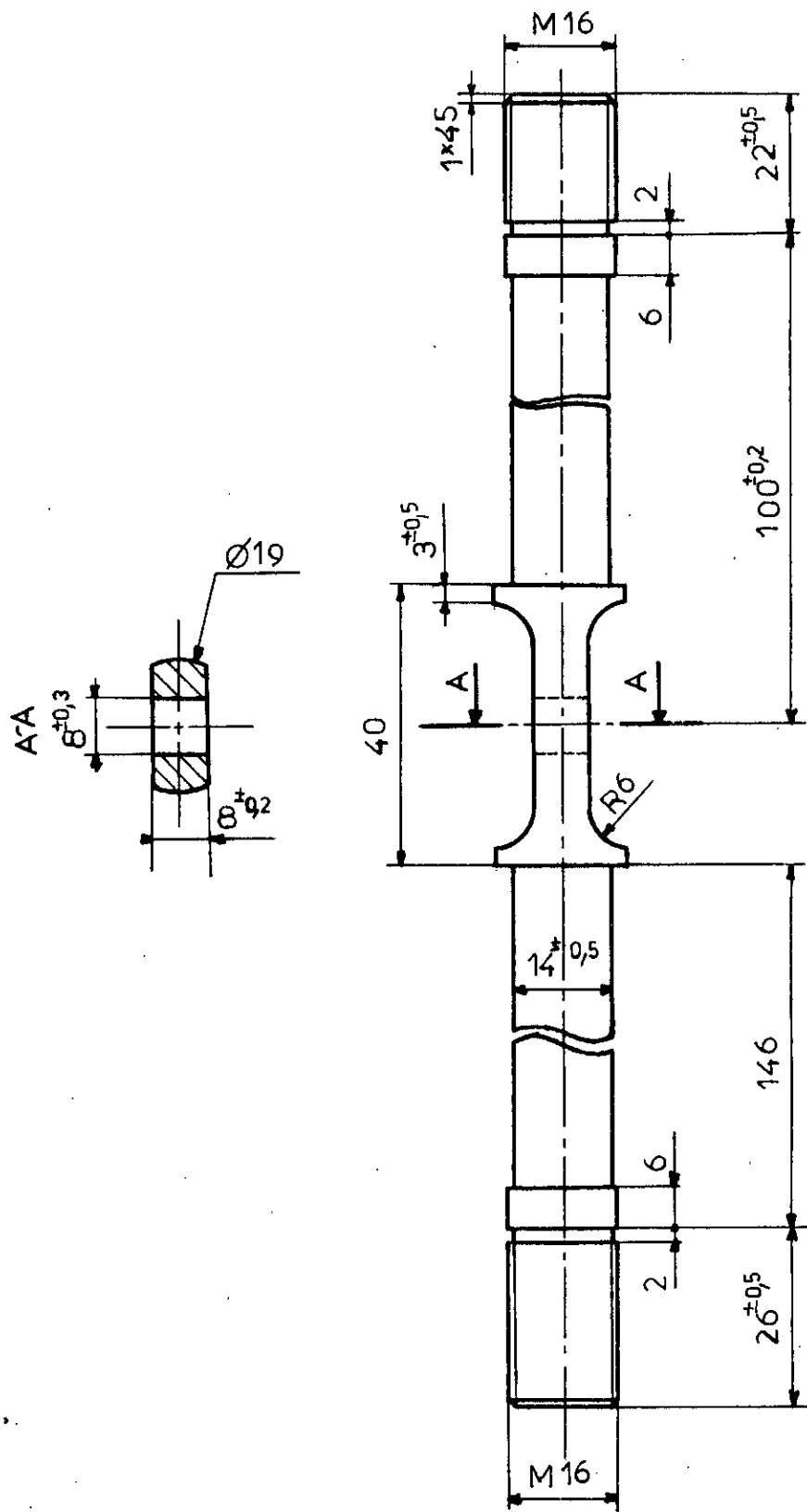


ECOLE		NATIONALE		POLYTECHNIQUE	
Echelle	Masse		<b>BRIDE</b> (partie superieure)		ENP
1:1					Dép. G. Mécanique
Etudiants	BOULANOUAR LAHLAH		<b>XC 33</b>		<b>MFR 00 16</b>
Promoteurs	B. GUERGUEB BE LKACEMI				





ECOLE		NATIONALE		POLYTECHNIQUE	
Echelle	Masse		<b>BRIDE</b> (PARTIE INFERIEURE)		ENP
1:1					Dép .G.Mécanique
Etudiants	BOULANOUAR				
	LAHLAH				
Promoteur	GUERGUEB				
	BELKACEMI			MFR 00 17	



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		TIGE DE CHARGEMENT	ENP	
1:1					
Etudiants	BOULANOUAR				Dép.G.Mécanique
	LAHLAH				
Promoteurs	GUERGUEB				
	BEKACEMI				
		MFR 00 18			

## CONCLUSION

Le problème de la fatigue est un problème important, il a fait, depuis bien longtemps, l'objet de plusieurs recherches et publications, à ce jour, le nombre de mémoires dépassent les milliers et s'accroît de plusieurs titres chaque année.

De tels ouvrages peuvent rendre service à la fois au mécanicien et au métallurgiste, à tous ceux qui conçoivent, construisent ou utilisent des assemblages dans les branches les plus divers de la construction métallique et mécanique.

Cependant, les machines d'essai conçues dans ce domaine sont de divers types. Notre étude s'est intéressée à l'essai de fatigue par flexion rotative. Elle a été vérifiée par la réalisation de la machine correspondante avec les moyens disponibles. Par conséquent, l'exécution d'essai d'endurance est rendue possible au niveau de notre laboratoire.

Enfin, nous souhaitons que ce domaine soit enrichi par la réalisation d'autres types de machines pour le développement de l'expérimentation.

## BIBLIOGRAPHIE

- [1] R.CAZAUD ; G.POMEY "La fatigue des métaux".  
Dunod.Edition 1969.
- [2] L.GEMINARD "Construction mécanique, éléments de projets".  
Paris Dunod .Edition 1966.
- [3] C.BATHIAS "La fatigue des matériaux et des structures".  
Collection université de compiegn Ed 1980.
- [4] TOURANCHEAU "Eléments de construction à l'usage de  
l'ingénieur" Dunond Ed 1961.
- [5] M.SZWRCMAN "Eléments de machines" TECetDOC ed83
- [6] A.CAMPA "Technologie professionnelle pour les mécaniciens"  
Tome 3 "résistance des matériaux".  
Maison Foucher Ed 1971.
- [7] A CHEVALIER "Guide du dessinateur industriel"  
HACHETTE TECHNIQUE Ed 1989-1990.
- [8] Technique de l'ingénieur form B 5680 et 5681.
- [9] Formulaire Construction Mécanique (ENP).



