

2/98

République Algérienne Démocratique et Populaire  
Ministère de l'Enseignement Supérieure  
Et de la Recherche Scientifique

**Ecole Nationale Polytechnique**  
Département : Génie Mécanique



# Conception d'une tronçonneuse à bois

## « *scie circulaire* »

Présenté en vue de l'Obtention du  
Diplôme d'Ingénieur d'état en Génie-Mécanique

Proposé par :

Mr : I.BELHADEF

Etudié par :

Mr : S.BENDEBBAH

Dirigé par :

Mr : I. BLHADEF

# 3 PLANCHES

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

10 ,Avenue Hassen Badi-El-Harrach-Alger Algerie

JUIN 98

République Algérienne Démocratique et Populaire  
Ministère de l'Enseignement Supérieure  
Et de la Recherche Scientifique

**Ecole Nationale Polytechnique**  
Département : Génie Mécanique



# Conception d'une tronçonneuse à bois « *scie circulaire* »

Présenté en vue de l'Obtention du  
Diplôme d'Ingénieur d'état en Génie-Mécanique

**Proposé par :**

Mr : I.BELHADEF

**Etudié par :**

Mr : S.BENDEBBAH

**Dirigé par :**

Mr : I. BLHADEF

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

10 ,Avenue Hassen Badi-El-Harrach-Alger Algérie

JUIN 98

Un le 04/07/1998

Le promoteur

T. Belhadef

A large, stylized handwritten signature in black ink, overlapping the circular stamp below it.



## DEDICACE

Je dédie ce modeste travail en signe de reconnaissance et de respect :

A mes parents a qui je doit tout

A mes freres et soeurs

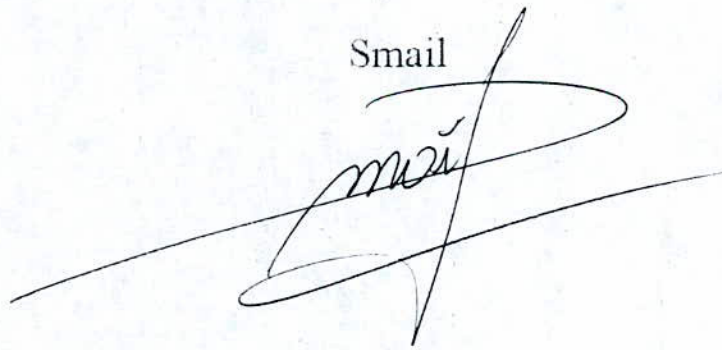
A ma famille

A mes enseignants a qui je doit ma formation

Et à tout mes amis

Qu'ils trouvent ici l'expression de ma profonde gratitude.

Smail

A handwritten signature in black ink, appearing to be 'Smail', written in a cursive style with a large, sweeping flourish that extends across the page.



## REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier Mr BELHADEF qui à bien voulu mettre à ma disposition sa

compétence et ses conseils.

Toute ma gratitude au membres du jury qui ont accepté d'examiner ce modeste travail

de mêmes à tous les enseignants qui ont contribué à ma formation .

Enfin à tout mes amis et à tout ceux qui mon aidé de prés ou de

Smail  
Smail

### abstract

The goal of this project is the conceptual study of an industrial  
Machine destined to wood works. we should dimensionate the  
Essential elements of this machine are the transmittional axis,  
Pulley ,running gear

### résumé

Notre but est l'étude conceptuelle d'une machine industrielle destinée  
au travail de bois, et pour cela on a dimensionner les éléments essentiels  
de celle-ci à savoir l'arbre de transmission, les poulies, les roulements, etc..

ملخص :  
يهدف هذا العمل الى الدراسة التصميمية  
لآلة نجارة ، ومن أجل هذا قمنا بتحديد  
ابعاد العناصر الأساسية لهذه الآلة  
خاصة منها : محور نقل الحركة ، البكرات ، ... الخ



## NOMENCLATURE

- $a$  : longueur des plaques du batie. (mm)  
 $b$  : l'argeur des plaques du batie. (mm)  
 $\sigma_{c_r}$  : contrainte critique de compression. (daN/mm<sup>2</sup>)  
 $h$  : épaisseur du batie. (mm)  
 $h$  : épaisseur du batie. (mm)  
 $P$  : le pois . (daN)  
 $\sigma_c$  : contrainte de compression. . (daN/mm<sup>2</sup>)  
 $R_{A,Bx}$  : réactipn suivant (ox). (daN)  
 $R_{A,By}$  : réaction suivant (oy). (daN)  
 $R_{C,Dz}$  : réaction suivant (oz).(daN)  
 $M_f$  : moment de fléxion (dan/mm)  
 $M_{ft}$  : moment de fléxion totale. (daN/mm)  
 $M_s$  : couple de serrage. (N . m)  
 $f$  : coefficient de frottement  
 $F$  : l'effort axiale sur la vis.(daN)  
 $F_f$  : Effort de flexion (daN)  
 $F_c$  : Effort de compression.(daN)  
 $\sigma_t$  : contrainte totale. (daN/mm<sup>2</sup>)  
 $\sigma_f$  : contrainte de flexion. (daN/mm<sup>2</sup>)  
 $d_r$  : diametre de la vis à la racine (mm)  
 $\sigma_b$  : contrainte admissible du materiau. (daN/mm<sup>2</sup>)  
 $L$  : longueur de la vis .(mm)  
 $S$  :facteur de sécurité  
 $P$  : le pas (mm)  
 $D_m$  :diametre moyen de la vis (mm)  
 $\alpha$  : angle des filets (°)  
 $T_M$  : Couple de monte ( N.m)  
 $\sigma_{tn}$  : Contrainte de tension (daN)  
 $F_{tn}$  : Effort de tension (daN)  
 $d$  : Diametre (mm)  
 $P_M$  : Puissance du moteur (KW)  
 $N_0$  : Vitesse de rotation dnominale ( tr/min)  
 $N$  : Vitesse de rotation( tr/min)  
 $V_c$  : Vitesse de coupe ( m/s)  
 $F_Z$  : L'avence par dent ( mm/dent)  
 $H$  : Epaisseur à sciee (mm)  
 $f$  : Depacement d'outil (mm)  
 $V_f$  : Vitesse d'avence (m/mn)  
 $F_c$  : Effort de coupe (dan)  
 $F_{fn}$  : Effort nominale (dan)  
 $F_f$  : Effort axial (dan)



## TABLE DES MATIERES



INTRODUCTION .....	1
<b>CHAPITRE I : DESCRIPTION DE LA MACHINE</b>	
I.1 INTRODUCTION .....	2
I.2 DEFINITION DE LA SCIE CIRCULAIRE .....	2
I.3 MONTAGE DU DISQUE.....	2
I.4 SCIAGE DU BOIS MASSIF.....	2
I.5 ANALYSE TECHNOLOGIQUE DE LA MACHINE .....	2
I.6 LES CARACTERISTIQUES DE LA MACHINE .....	3
<b>CHAPITRE II : TRAVAUX DU BOIS</b>	
II.1 INTRODUCTION .....	4
II.2 DOMAINE D'UTILISATION DU BOIS .....	4
II.3 PROPRIETES DU BOIS .....	4
II.3.1 PROPRIETES PHYSIQUES .....	4
II.3.2 PROPRIETES MECANIQUES .....	5
II.4 CONDITION D'USINAGE SUR LE BOIS .....	6
II.4.1 VITESSE DE COUPE ( $V_c$ ) .....	6
II.4.2 VITESSE DE COUPE PRATIQUE .....	6
II.4.3 VITESSE D'AVANCE ( $V_f$ ) .....	6
II.4.4 VITESSE DE MOINDREUSURE.....	7
II.5 L'OUTIL .....	8
II.5.1 LA DENT.....	8
II.5.1.1 ARETE DE COUPE .....	9
II.5.1.2 ANGLES.....	9
II.5.2 MATERIAUX DE COUPE.....	9
II.5.2.1 OUTILSMATERIAUX.....	9
II.5.2.2 OUTILS MULTIMATERIAUX .....	9
II.5.3 CONCEPTION D'OUTIL.....	10
II.5.3.1 L'OUTIL A QUEUE .....	10
II.5.3.2 L'OUTIL A ALESAGE.....	10
II.6 LE COPEAU .....	10
II.6.1 DIRECTION DE COUPE .....	10
II.6.2 EFFORT DE COUPE .....	11
II.6.3 DECOMPOSITION DE L'EFFORT DE COUPE .....	11
II.6.4 PUISSANCE DE COUPE.....	12
II.6.5 CALCUL DE LA PUISSANCE DE COUPE.....	13
II.6.6 PUISSANCE DU MOTEUR.....	13



CHAPITRE III : DIMENSIONNEMENT DES ELEMENTS  
CONSTITUTIFS DE LA MACHINE

III.1 INTRODUCTION .....	16
--------------------------	----

*1<sup>re</sup> PARTIE: Dimensionnement des organes mobiles*

III.2 TYPES DE MOTEUR .....	16
III.2.1 CHOIX DU TYPES DE MOTEUR .....	16
III.2.2 CHOIX DE LA VITESSE DE ROTATION MAXIMALE .....	16
III.3 ETUDE DE LA TRANSMISSION .....	16
III.3.1 CHOIX DE LA TRANSMISSION.....	17
III.3.2 DIMENSIONNEMENT DE LA COURROIE.....	17
III.3.2.1 DETERMINATION DE LA LONGUEUR DE LA COURROIE.....	18
III.3.2.2 DETERMINATION DE L'ANTRAXE FINAL .....	21
III.3.2.3 CHOIX DE SECTION DE LA COURROIE .....	22
III.3.2.4 NOMBRES DE COURROIES NECESSAIRES.....	22
III.4 DIMENSIONNEMENT DE L'ARBRE.....	22
III.4.1 CHOIX DU MATERIAU.....	22
III.4.2 DETERMINATION DU DIAMETRE DE L'ARBRE .....	23
III.5 DIMENSIONNEMENTS DES ROULEMENTS.....	23
III.5.1 CHOIX DES ROULEMENTS.....	34
III.5.2 CALCUL DES ROULEMENTS .....	35

*2<sup>eme</sup> PARTIE : Dimensionnement des organes fixes*

III.6 DETERMINATION DE L'EPAISSEUR DU BATIE .....	36
III.7 DIMENSIONNEMENT DES ELEMENTS DE SUPPORT MOTEUR .....	37
III.7.1 CALCUL DU PIVOT.....	37
III.7.2 CALCUL DE L'AXE FILETE.....	38
III.7.3 CALCUL DU COUPLE DE SERRAGE .....	39
III.8 CALCUL DES VIS MONTE CHARGE .....	40
III.9 CALCUL DES PIVOT.....	45
III.10 CLAVETTE DES CLAVETTES47	

CHAPITRE IV : ANALYSE FONCTIONNELLE

IV.1 INTRODUCTION.....	48
------------------------	----

IV.2 BRANCHEMENT ELECTRIQUE .....	48
IV.3 MONTAGE DES OUTILS.....	48
IV.4 MISE EN FONCTIONNEMENT.....	49
IV.5 CHANGEMENT DES VITESSES .....	49
IV.6 SYSTEME DE ROTATION .....	50
IV.7 DEGAGEMENT DES COPEAUX .....	50
CONCLUSION.....	51



## BIBLIOGRAPHIE

ANNEXE A(*les dessins de definition*)  
 ANNEXE B(*tables des données*)



المدرسة الوطنية المتعددة التخصصات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

# INTRODUCTION

## INTRODUCTION :

Dans l'industrie du bois, le sciage est une opération indispensable, soit pour réaliser des ébauches en partant des pièces à grandes dimensions, soit pour usiner à la cote finale (finition), en effet la tronçonneuse à bois est parmi les machines les plus demandées dans les entreprises qui utilisent le bois comme matière première.

L'homme étant de plus en plus engagé dans l'entreprise moderne, a conduit l'industrie à réaliser des machines offrant :

- Un bon rendement, et une qualité supérieure.
- Un coût plus économique.
- Une facilité de la maintenance, et de l'utilisation.
- Une configuration esthétique.

Notre but est l'étude conceptuelle de la tronçonneuse à bois tout en prenant en considération les conditions qui se posent sur le marché. Nous visons à avoir une machine avec un minimum d'encombrement (réduire le nombre des pièces constitutives), donc une facilité de montage et d'utilisation. Notre conception doit assurer la protection suffisante de l'utilisateur et la stabilité de la machine, bref concevoir une machine moins coûteuse avec un bon rendement.

Afin de bien cerner le sujet on prit la démarche suivante :

Le chapitre 1 englobe l'étude descriptive de la machine et son fonctionnement global. Le chapitre 2 contient un résumé sur les travaux du bois, ses qualités et les outils d'usinage.

En chapitre 3 on entame le dimensionnement des différentes pièces de la machine, en se basant sur la résistance des matériaux et les méthodes de calcul des éléments de machines.

Enfin une analyse fonctionnelle de la machine en chapitre 4, comportant des conseils pour une meilleure utilisation de celle-ci.

*Chapitre I*

---

**DESCRIPTION DE LA  
MACHINE**



## I. 1 INTRODUCTION

Les produits fabriqués en scierie sont toujours des ébauches, souvent à faible valeur ajouté, il s'agit donc de produits à cadence élevée, ce qui nécessite des puissances installées de plusieurs dizaines de Kilowatts .

Les exigences en qualité sont essentiellement dimensionnelles (régularité, respect des cotes ), avec des tolérances de l'ordre de millimètres , les états de surfaces commencent à devenir une préoccupation , mais ce n'est pas encore un vrai critère de choix.

## I. 2 DEFINITION DE LA SCIE CIRCULAIRE [1]

La scie circulaire se présente sous la forme d'un disque en acier muni de dents sur sa circonférence , de dimension variable , selon les travaux à effectuer . Elle est faite de carbures métalliques.

L'outil doit être parfaitement adapté aux conditions de travail. C'est ce qui explique la grande variété de scie proposés , qui se distinguent essentiellement par la forme de leur denture, les angles et leur nombre de dents. Accessoirement, elles possèdent ou non des raidisseurs et des découpes de refroidissement (*saignées de dilatation*).

## I. 3 MONTAGE DU DISQUE

Il est monté directement sur un arbre récepteur qui traverse un plateau support réglable en hauteur, et inclinable (volant et curseur gradué). Ce qui permet de faire varier sa saillie selon les épaisseurs à scier, et pour réaliser des sciages pentés. Il est fixé entre des « *flasques* » à l'aide d'un écrou se vissant en sens contraire de celui de mouvement des lames (*blocage*) . Les diamètres des flasques sont proportionnelles avec le diamètre de la lame scie (voir tableau I.1. ANNEXE B)

## I. 4 . SCIAGE DU BOIS MASSIF

La scie circulaire permet l'exécution de plusieurs opérations sur le bois massif.

- ◆ **Délinage** : C'est le sciage selon une trajectoire rectiligne dans le sens des fibres.
- ◆ **Tronçonnage** : C'est le sciage selon une trajectoire rectiligne dans le sens transversal.
- ◆ **Chantournage** : C'est le sciage selon une trajectoire quelconque par rapport aux fibres.



## I. 5 ANALYSE TECHNOLOGIQUE DE LA MACHINE [2]

Cette machine est constituée essentiellement des éléments suivants :

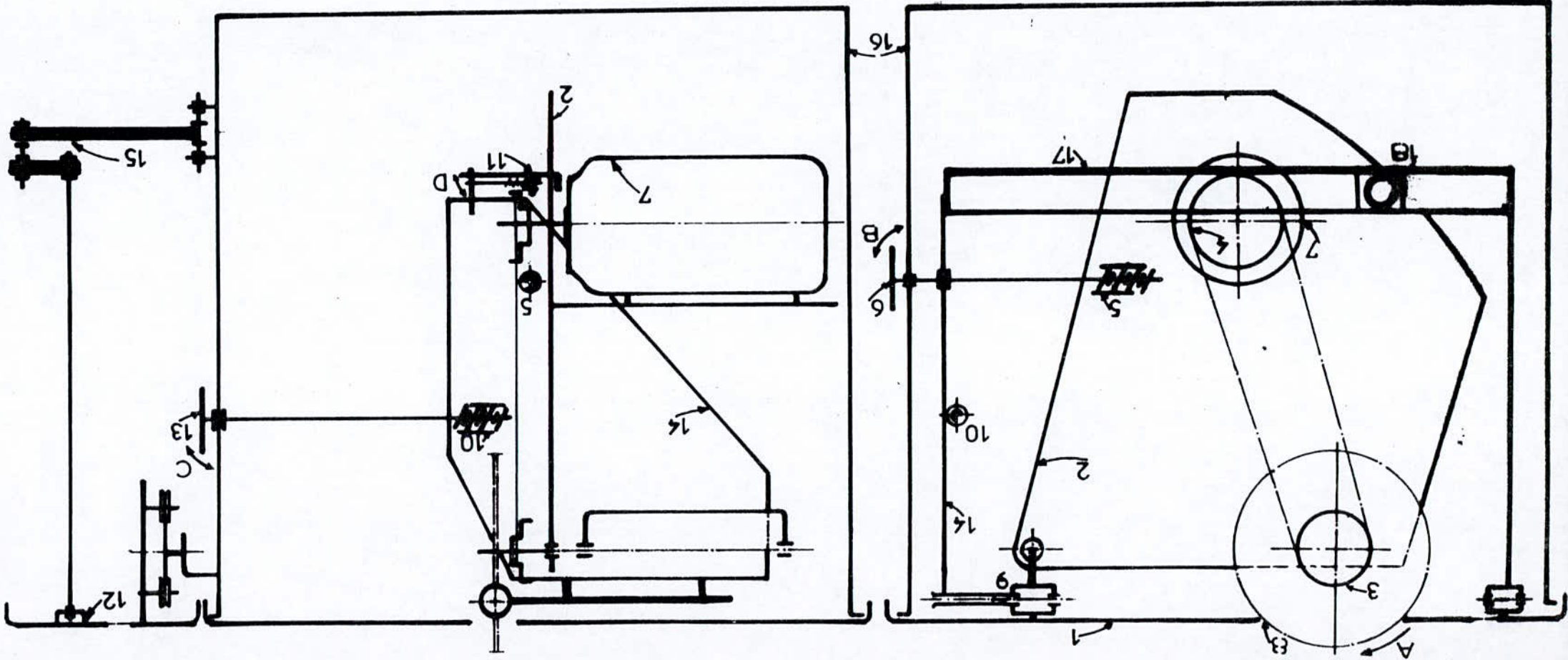
- Le bâti: en fonte comporte quatre toles liées par des vis, exceptionnellement robuste assurant à la machine le maximum de stabilité. Formant parfois réservoir à sciure. Possédant une porte de visite, des buses d'opposition. Un interrupteur simple de commande de mise en marche.
- La table: en fonte rectifiée d'une forme en générale rectangulaire, avec un angle arrondi du côté de l'ouvrier, comportant des rallonges amovibles pour augmenter la portée en cas d'usinage sur pièce de grande surface.
- Le chariot (*table roulante*): est destinée aux travaux qui nécessitent la fixation des pièces à usiner. Pour cela, il peut comporter des presseurs. Il comporte une règle circulaire graduée de 0 à 45° pour les sciages d'angles.
- Le Protecteur qui comporte à l'arrière de la lame un couteau diviseur dont l'épaisseur est plus faible que la longueur du trait de scie. Il est fixé de façon à suivre le disque dans ses déplacements. Au dessus de la lame, un carter protecteur couvrant constamment celle-ci. La lame s'il y a lieu, muni éventuellement d'une buse d'aspiration.

## I. 6 LES CARACTERISTIQUES TECHNIQUES DE LA MACHINE

Les caractéristiques de la machine diffèrent d'un constructeur à un autre. Le tableau I. 2 regroupe les caractéristiques essentielles de la scie circulaire pour trois constructeurs. Ces données représentent les limites qui peuvent nous guider à obtenir les résultats favorables.

	<i>France</i>	<i>Suisse</i>	<i>Italie</i>	
	<i>LUREM</i>	<i>INC</i>	<i>SCM</i>	<i>GRIGGIO</i>
$\phi$ de l'arbre en (mm)	30	30-50	30-40	30
$\phi_{\max}$ de la lame (mm)	315	400	300	400
Vitesse de rotation en (tr/mn)	2400-4800	3600-4800	4000	3500-4000
Puissance (KW)	2.8-3	4	3	4
Hauteur max de coupe (mm)	100	130	100	135

**Tableau I. 2. Caractéristiques techniques de la scie circulaire pour trois constructeurs**



- 1- Table
- 2- Plaque support
- 3- Poulie réceptrice
- 4- Poulie motrice
- 5- Système Vis - écrou

- 6- Volant
- 7- Moteur
- 8- Lame Scie
- 9- Chape

- 10- Système Vis - écrou

- 11- Etau
- 12- Chariot
- 13- Volant
- 14- Plaque Support
- 15- Guide

- 16- Bâtie
- 17- Plaque support
- 18- Système de blocage

- A- Mouvement d'outil
- B- Réglage Saille sur table
- C- Réglage d'angle
- D- Système de blocage

Figure I-1 : Schéma fonctionnel de la machine [2]



*Chapitre II*

---

**TRAVAUX DU BOIS**

## II. 1. INTRODUCTION

Il n'est pas possible de fixer les origines de la menuiserie, dès que l'homme établit sa suprématie grâce à son intelligence. Il eut recours principalement au bois pour construire des habitations, des ponts, etc.

Ces travaux rudimentaires à l'origine, exécutés avec des outils primitifs (Hache en selex), ces outils sont devenus de plus en plus performants avec l'apparition des machines-outils (Scies, Raboteuse, Toupie, etc. . .).

Le style « *Art Nouveau* » connaît quelque faveur, et depuis le style « *moderne* » cherche sa voie, influencé par le développement des machines.

## II. 2. DOMAINE D'UTILISATION DU BOIS

Les bois sont utilisés, souvent en charpentes, menuiserie de bâtiments et menuiserie de meubles, ébénisterie, boiserie, caisserie, marqueterie, tonnellerie, charbonnerie, et chacune réclame des connaissances très spéciales alliées à la technique de base que doit posséder tout ouvrier du bois. Les bois transformés, fournissent le papier, les copeaux, et la frisure. La plupart des bateaux de pêche et, même quelques maisons de luxe sont encore construites en bois.

Les modèles qui servent à la réalisation des pièces de fonderie sont surtout confectionnés en bois, puisque celui-ci est peu coûteux et parce qu'il présente de grandes facilités de mise en œuvre.

## II. 3. PROPRIÉTÉS DES BOIS [1]

### II. 3. 1. PROPRIÉTÉS PHYSIQUES

Sur le plan physique, le bois est caractérisé par :

#### II. 3. 1. 1. TAUX D'HUMIDITÉ

L'humidité ou taux d'humidité du bois est la quantité d'eau qu'il renferme, exprimée en pourcentage de sa masse à l'état anhydre.

Le point de saturation des fibres, au-dessous duquel se manifeste le jeu du bois, est de l'ordre de 30% pour toutes les essences, en fonction de la température et surtout de l'humidité de l'air ambiant, le bois se stabilise à une humidité d'équilibre (*équilibre hygroscopique*), qui est pratiquement indépendante de l'essence du bois.



### II. 3. 1. 2. LA DENSITE

C'est le rapport entre la masse d'un volume de bois et la masse d'un même volume d'eau. Elle varie évidemment avec le taux d'humidité . aussi elle est généralement indiquée à 12% d'humidité, qui est l'humidité de référence utilisée pour établir les caractéristiques des bois.

Une densité élevée n'est pas un critère de difficulté d'usinage ni d'usure accélérée des arrêts tranchants. En revanche, elle augmente les efforts de coupe, donc la puissance absorbée, et la fatigue de l'opérateur si l'usinage est réalisé manuellement.

D'autres propriétés est importantes telles que :

L'abrasivité, elle conditionne l'usure plus ou moins rapides des outils de coupe.

la rétractabilité, elle conditionne la stabilité en ambiance extérieure d'une essence.

La conductibilité (*phonique, thermique et électrique*).

Le grain-texture, etc.. .

### II. 3. 2. PROPRIETES MECANIKES

Elles ne sont pas bien définies que celles des métaux, car le bois à cause de sa formation, est un matériaux hétérogène. Elles dépendant pour une même essence d'un grand nombre de facteurs (*du degrés de séchage, de la densité, de la texture des fibres et de la direction des efforts par rapport au sens des fibres et de la présence des noeuds*).

En général ce sont les résistances à la rupture qui sont mesurées pour chaque essai. Ces essais sont réalisés à 12% d'humidité sur des éprouvettes sans défaut et de droit fil.

◆ Dans la pratique, les règles de calcul actuelle affectent les valeurs de résistance à la rupture d'un coefficient de sécurité qui dépend de la destination de l'ouvrage et de la qualité du bois.

Le tableau II.1 ( Annexe B) indique les valeurs de la résistances à la rupture moyenne des essences les plus courantes en compression et en traction, selon la qualité et la densité.

## II. 4. CONDITIONS D'USINAGE SUR LE BOIS [1], [2]

### II. 4. 1. VITESSE DE COUPE ( $V_c$ )

C'est l'espace parcouru par le tranchant d'un outil en une seconde . Pour les outils circulaires, elle est en fonction du diamètre de lame  $D(\text{mm})$  , et de la vitesse de rotation de porte-outil  $N (\text{Tr}/\text{mn})$  . Elle est exprimée en (m/s) dans l'équation (I. 1).

$$V_c = \frac{\pi DN}{60} 10^{-3} \quad (\text{II. 1})$$

En travaillant du bois plus la vitesse de coupe est grande, plus le travail est net. Pratiquement la vitesse de coupe est limitée par la dureté ou l'abrasivité du matériau à usiner et par la qualité du métal constituant l'arête de coupe de l'outil.

### II. 4. 2 VITESSE DE COUPE PRATIQUE

Avec les outils à haute teneur en Chrome et les aciers rapides qui constituant un outillage de bonne qualité, on recommande actuellement des vitesses de coupe moyennes, de l'ordre de 50 m/s environ. Cette vitesse peut être augmentée pour les bois tendres et diminuée pour les bois durs selon leur dureté. Avec des outils à mise de Carbure, les bois tendres peuvent être scies à **90 m/s**, des bois durs scies à **80 m/s**, les panneaux des particules et contre-plaqués à **70 m/s**, les panneaux durs et stratifiés à **40 m/s** environ.

### II. 4. 3 VITESSE D'AVANCE $V_F$

C'est la longueur de pièce usinée en une minute, elle s'exprime en (m/mn). Si l'avance est manuelle, le machiniste, lui donne d'instinct une valeur correcte, ou proche de la valeur correcte. Avec l'emploi d'entraîneur automatique le calcul d'une vitesse d'avance correcte prend de plus en plus d'importance. Elle est fonction de plusieurs facteurs tels que :La vitesse de rotation du porte-outil, le nombre de dents de l'outil, la qualité du travail à obtenir, la genre de profil et la dureté du matériau à travailler.

Dans tous les cas, une avance correcte permet l'obtention de copeaux fins et bien formés par contre ; une avance trop forte donne des copeaux éclatés et une surface usinée défectueuse (*ondulée*), donc on peut, soit diminuer la vitesse d'avance, soit augmenter le nombre de dents ;une avance trop faible donne seulement de la poussière au lieu de copeaux provoque la carbonisation



superficielle du bois et émousse rapidement les tranchants. On peut donc, soit augmenter la vitesse d'avance, soit diminuer la vitesse de tranchants.

Pour l'usinage d'un matériau donné (*dureté donnée*), avec un outil donné, on devra donc d'abord choisir la vitesse de coupe la plus indiquée qui sera fournie par un nombre de tour calculé du porte-outil, puis ensuite une avance en fonction des résultats à obtenir.

#### II. 4. 4. VITESSE DE MOINDRE USURE

En aura le maximum de rendement avec le minimum d'usure idéale du tranchant, et l'on qualifiera cette vitesse idéale de vitesse de moindre usure. En général, en contrôlant les vitesses (*coupe et avance*), et les éléments de l'usinage (*nombre de dents, profondeur de passe*) à l'aide de formule qui donne la valeur de l'épaisseur du copeau « e », on doit obtenir une valeur de la vitesse d'avance pour l'épaisseur du copeau « e » supérieure à 0.05 mm.

##### a. EPAISSEUR MOYENNE DU COPEAU

D'après la figure II. 1. On a :

$$e_m = \frac{F_z}{D} \left\{ \sqrt{(D - H - f) \cdot f} + \sqrt{(D - H)(H - f)} \right\} \quad (\text{II. 2})$$

« Formule de Schlésinger »

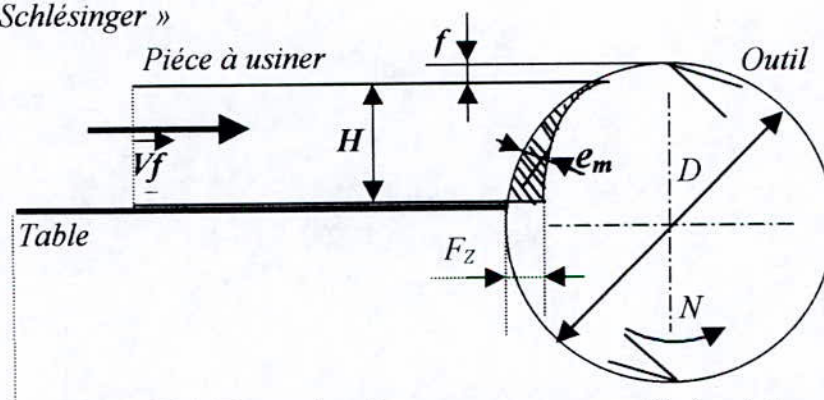


Figure II.1 Formation du copeau par un outil circulaire

Où

$F_z$  : [mm/dent] l'avance par dent.

$D$  : [mm] diamètre de lame.

$e_m$  : [mm] épaisseur moyenne du copeau.

$H$  : [mm] épaisseur à scie ou profondeur de passe.

$f$  [mm] dépassement de l'outil.

En général  $f$  est plus petit par rapport à l'épaisseur à scier, donc on peut la négliger

Donc d'après la formule (II. 2) on aura :

$$e_m = F_z \sqrt{\frac{H}{D}} \quad (\text{II. 3})$$

## b. L'AVANCE PAR DENT

D'après la figure (II. 1) on a :

$$F_z = \frac{V_f}{Z.N} \cdot 10^3 \quad (\text{II. 4})$$

Où :

$V_f$  [m/mn] ; vitesse d'avance.

$Z$  ; nombre de dent.

$N$  [tr/mn] ; vitesse de rotation.

Des équations (II. 3) et (II. 4) on aura :

$$e_m = \frac{10^3 \cdot V_f}{Z.N} \sqrt{\frac{H}{D}} \quad (\text{II. 5})$$

à l'aide de la formule (II. 5), on doit obtenir une valeur de la vitesse d'avance pour l'épaisseur du copeau « e » supérieure à 0.05 mm.

## II. 5. L'OUTIL [ 2 ]

### II. 5. 1. LA DENT

La dent est un coin qui sépare la matière lors de sa pénétration. Elle est matérialisée par deux faces, une face de coupe et une face de dépouille. L'intersection de ces deux faces définit l'arête<sup>de</sup> la face de coupe. La face de coupe est celle sur laquelle vient glisser le copeau. La face de dépouille est celle le long de laquelle vient défilier la surface usinée.

#### II. 5. 1. 1. ARETE DE COUPE

Cette arête peut être orientée de différentes façons, pour un outil tournant. Elle peut être dans un plan, perpendiculaire à l'axe de rotation (*fraise à feuillures ou à rainures, ou à plates-bandes*), ou incliné par rapport à l'axe de rotation (*porte-outils à tenonner*) ; ou peut être dans un plans passant par l'axe de rotation (*scies, outils de rabotage, etc. . .*).



## II. 5. 1. 2. ANGLES

Les principaux angles qui définissent la géométrie de l'outil, d'après la norme NFE 66-503, sont :

L'angle de coupe (*angle d'attaque*) est celui compris entre la face de coupe et le plan perpendiculaire à la direction de la coupe, il est en grande partie responsable de l'état de surface engendrée, ainsi que du niveau d'énergie absorbée par la coupe. Il varie selon les outils de  $-10^{\circ}$  à  $40^{\circ}$ .

L'angle de dépouille, est formée par la face de dépouille et la surface usinée, il évite le frottement ; il varie de  $5^{\circ}$  à  $25^{\circ}$ .

L'angle de taillant, est l'angle aigu défini par les faces, de coupe et de dépouille, il confère à l'outil sa capacité à absorber les efforts et les chocs.

## II. 5. 2. MATERIAUX DE COUPE

La panoplie des matériaux actuellement disponibles est très vaste. Seuls quelques-uns possèdent des qualités rendant possible la coupe du bois. Certains sont connus depuis longtemps déjà, d'autres ne font que commencer leur carrière le tableau II. 3 (voir Annexe B), indique le choix du matériau pour outils de coupe :

### II. 5. 2. 1. OUTILS MONOMATERIAUX

Jusqu'à un passé récent, seuls ces outils ont été utilisés pour le travail du bois. Bien que moins recherchés, ils conservent encore des applications privilégiées.

- Certaines scies circulaires en acier lorsque les travaux exécutés imposent des outils ultra-minces ou avec des dentures très fines ;
- Des mèches à percer ou à défonceur en acier ou en carbure de tungstène monobloc.
- Des fraises de toupie en acier lorsque les bois sont peu abrasifs, très tendres, ou que les séries sont trop petites pour justifier un outillage plus élaboré.
- De nombreux bédanes, des outils de tour, etc. . . , en acier.

### II. 5. 2. 2. OUTILS MULTIMATERIAUX

De loin les plus utilisés, ils combinent les avantages de l'acier ou de l'alliages légers pour le corps et de matériaux durs pour des les dents (*acier rapide, Stellite, carbure de tungstène et, depuis quelques années, diamant synthétique*).

Ces matériaux de coupe sont fixés sur le corps de différentes façons :

- fusion directe sur le support en acier.
- Par brasage .
- Par fixation mécanique (*porte-outil*).

On retient que le produit fabriqué laisse entrevoir une durée suffisante pour amortir cette acquisition.

### II. 5. 3. CONCEPTION D'OUTIL

Les qualités exigées des parties tranchantes et du corps de l'outil sont différentes, et parfois même contradictoires. Pendant longtemps, les recherches faisaient obtenir le meilleur compromis, avec ce que cela comporte de difficultés. Actuellement, les ressources de la technique et, la panoplie de matériaux de coupe disponibles, permettent les combinaisons très variées.

Ces combinaisons concernent aussi bien les outils à queue que les outils à alésage.

#### II. 5. 3. 1. L'OUTIL A QUEUE

Est un outil dont une extrémité est un cône ou un cylindre qui permet la fixation dans un mondrin installé sur la broche de la machine. Ce mode de fixation est fréquent pour des outils de petit diamètre (*fraise de défonçage, etc. . .*) mais il se généralise sur tous les centres d'usinage, équipés d'un magasin et d'un changeur d'outil automatique.

#### I. 5. 3. 2. L'OUTIL A ALESAGE

Est un cylindre percé en son centre d'un alésage. Cet outil (*fraise, scie cylindrique, etc. . .*) est installé directement sur l'arbre de la machine.

## II. 6. LE COPEAU [2]

### II. 6. 1. DIRECTION DE COUPE

Pour appréhender la phénomènes de la coupe, il est indispensable de connaître l'organisation de la matière bois.

Le bois est un matériau anisotrope. La matière ligneuse (*fibres, vaisseaux et rayons*) est orientée selon trois directions principales.



la direction axiale (*ou longitudinale*), définie par l'orientation des fibres, c'est également la direction générale de la grume.

La direction radiale, perpendiculaire aux deux précédentes et définie tangentiellement aux cernes d'accroissement.

La conséquence directe de cette anisotropie est la différence de comportement du bois selon le sens de sollicitation, aussi bien vis-à-vis des contraintes mécaniques que sous l'action de l'outil. Cela explique pourquoi les outils ont une géométrie distincte suivant qu'ils opèrent dans l'une ou l'autre de ces directions.

## II. 6. 2. EFFORT DE COUPE

On appelle efforts de coupe, l'effort qu'exerce l'outil sur la matière et qui est suffisant pour détacher un copeau. Cet effort est la résultante de plusieurs forces (*force nécessaire pour faire fléchir les fibres, la force de coupe par cisaillement et les frottements qui s'exercent sur les surfaces de l'outil*).

L'effort de coupe, est fonction de plusieurs paramètres :

- Les paramètres liés au matériau usiné.
- Les conditions des travail
- Les paramètres propres à l'outil.



## II. 6. 3. DECOMPOSITION DE L'EFFORT DE COUPE

Il est possible de décomposer l'effort de coupe  $F_c$ , selon deux composantes, selon les symbolisations de la norme NFE 66-507 :

Composante normale,  $F_m$  : Elle est orthogonale à la trajectoire de l'outil, donc elle est orthogonale à la vitesse d'avance.

Composante axiale,  $F_f$  : Elle est parallèle au vecteur de la vitesse d'avance et au sens inverse.

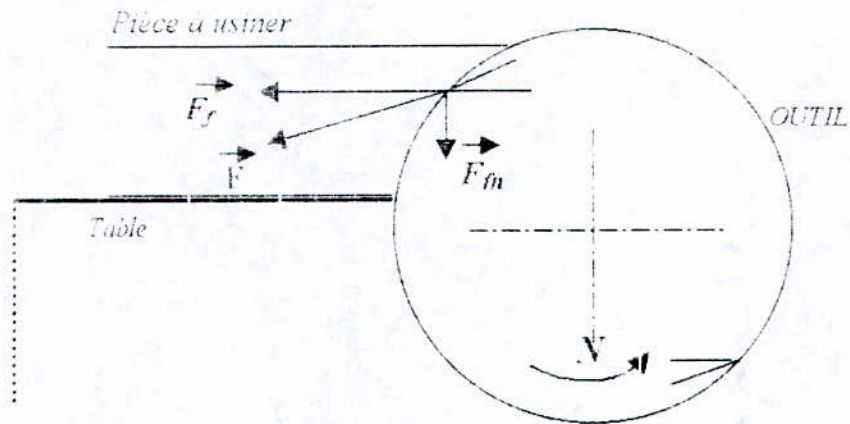


Figure II.2 : Décomposition de l'effort de coupe

L'importance de  $F_m$  influe sur le couple que doit développer le moteur actionnant l'outil.  $F_f$  caractérise la résistance à l'avancement, donc l'effort que doit vaincre l'opérateur (ou le moteur d'avance si l'avance est faite automatiquement sur la machine).

Dans la réalité, l'arête de coupe est toujours plus ou moins arrondie, ce qui empêche de définir exactement la direction de l'effort de coupe. Les conséquences sont toujours :

- Un accroissement de l'effort de coupe, car l'arête est moins tranchante.
- Une diminution de l'effort normale  $F_m$ .
- Une augmentation de l'effort axiale  $F_f$ .

#### II. 6. 4. PUISSANCE DE COUPE

La pénétration d'un outil dans une pièce n'est possible que s'il est animé d'un mouvement avec une énergie suffisante (*énergie de coupe*). Cet énergie est égale au travail de l'ensemble des forces s'exerçant sur l'outil.

L'énergie de coupe par unité de volume  $E_{cs}$  multiplié par le volume de matière transformée en copeau par seconde, correspond de la puissance de coupe. Le facteur  $E_{cs}$  est fonction des paramètres liés au matériau et aux conditions de travail. un modèle mathématique qui prendrait en compte l'ensemble de ces paramètres serait très complexe. De plus, il ne présenterait qu'un intérêt



mineur, du fait de l'impossibilité de maîtriser l'ensemble des conditions de travail (*matériau et outil compris*).

### II. 6. 5. CALCUL DE LA PUISSANCE DE COUPE

Les résultats de calcul permettent en effet de concevoir des machines (*puissance des moteurs, dimensionnement des organes mécaniques*) autrement que par l'essai ou par tâtonnement. Naturellement, le résultat est affecté de ce qu'il est convenu d'appeler un coefficient de sécurité. Le tableau II. 4. (*ANNEXEB*) Indique les valeurs approximatives de  $E_{cs}$  pour deux modèles d'usinages (*tronçonnage à la scie circulaire et délignage à la scie circulaire*), en établissant une distinction entre les essences de densité inférieure ou supérieure à 0. 7.

Ces valeurs permettent de calculer la puissance de coupe  $P_c$  par la formule (II. 6) :

$$P_c = \frac{\ell \cdot H \cdot V_f \cdot E_{cs}}{60} \quad (\text{II. 6})$$

où :  $E_{cs} [J/mm^3]$  : énergie de coupe par unité de volume.

$V_f [m/mn]$  : vitesse d'avance.

$P_c [KW]$  : puissance de coupe.

$\ell [mm]$  : Largeur de copeau.

$H [mm]$  : profondeur de passe.

### II. 6. 6. PUISSANCE DE MOTEUR

En comparant les résultats obtenus en faisant varier l'épaisseur de copeau, on s'aperçoit que lorsque l'épaisseur croît, la puissance augmente mais que l'énergie absorbée  $E_c$  diminue. Cela signifie que toutes conditions égales par ailleurs, il est plus économique d'usiner avec des copeau épais, bien qu'il faille installer un moteur plus puissant.

**REMARQUES :**

Le résultat du calcul ne doit jamais être considéré comme une valeur exacte, mais comme un ordre de grandeur pour les raisons suivantes :

Les valeurs approximatives de  $E_{cs}$  ont été mesurées sur des pièces de bois exemptes de défaut, ce qui n'est pas toujours le cas en production ;

les caractéristiques physiques et mécaniques d'une même essence sont variables en fonction de nombreux facteurs liés aux conditions de croissance de l'arbre.

Souvent, les usinages ne se font pas selon une des trois directions principales (*axiale, tangentielle et radiale*) mais suivant une direction intermédiaire.

Les caractéristiques de l'outil (*les angles de dents, état de fraîcheur des arêtes tranchantes, nombre de dents, nature du matériau de coupe, etc. . .*), ne sont pas pris en compte alors qu'ils ont une importance considérable.

Dans le calcul, on a utilisé la formule (II. 3) où on a négligé la valeur de  $f$  qui représente le dépassement de l'outil, par contre en pratique et surtout dans le cas du sciage, ce terme n'est pas toujours négligeable.

Pourtant effectuer ce calcul est profitable, les résultats permettent en effet de concevoir des machines (*Puissance des moteurs, dimensionnement des organes mécaniques*).

En utilisant les formules (II. 3), (II. 5) et (II. 6) pour calculer la puissance de coupe  $P_c$ . le calcul se fait pour le sciage, en utilisant un disque de diamètre  $D=250$  mm à nombre de dent  $Z=40$  et de longueur  $l=3.2$  mm, pour une vitesse de rotation  $n=3600$  tr/mn, et l'épaisseur à scie  $H=50$  mm. Les résultats de calcul est regrouper sur le tableau II. 5. 1.

$l_m$ (mm)	D (mm)	Z	$V_f$ (m/mn)	$F_z$ (mm)	$E_{cs}$ (J/mm <sup>3</sup> )	$P_c$ (KW)
0.05	250	40	11.384	0.079	$117.10^3$	3.551
0.10	250	40	22.768	0.158	$73.10^3$	4.432
0.20	250	40	45.536	0.316	$53.10^3$	6.436

**Tableau II. 5. 1.** Variation de la puissance de coupe nécessaire pour le sciage en fonction de  $e_m$ . Pour disque de ( $\phi = 250$ ,  $z = 40$ )



Pour un disque de diamètre  $D=150$  mm à nombre de dents  $Z=42$ , pour une vitesse de rotation  $N=4500$  tr/mn et pour  $H=5$  mm on aura :

$\ell_m$ (mm)	D (mm)	Z	$V_f$ (m/mn)	$F_z$ (mm)	$E_{cs}$ (J/mm <sup>3</sup> )	$P_c$ (KW)
0.05	150	42	51.76	0.274	$117.10^3$	1.614
0.10	150	42	103.52	0.548	$73.10^3$	2.015
0.20	150	42	207.04	1.095	$53.10^3$	2.926

**Tableau II. 5. 2 .** Variation de la puissance de coupe nécessaire pour le sciage en fonction de  $e_m$ , pour disque à couper à ( $\phi=150$ ,  $z=42$ )

En comparant les résultats obtenus en faisant varier l'épaisseur de copeau, on constate que lorsque l'épaisseur croît, la puissance augmente, et l'énergie absorbée  $E_{cs}$  diminue. Cela signifie que toutes conditions égales, par ailleurs, il est plus économique d'usiner avec des copeaux «épais», bien qu'il faille installer un moteur plus puissant. Cette contradiction apparente s'explique par le fait que le produit puissance par temps d'usinage diminue lorsque l'épaisseur des copeaux augmente.

Par conséquent, les calculs de la puissance de coupe  $P_c$  peuvent nous conduire à des valeurs très grandes. Pour cela et pour limiter ainsi le prix de revient de la machine, on choisit un moteur de 4 KW (voir tableau II. 6).

D (mm)	Z	$V_f$ (m/mn)	N (tr/mn)	$F_z$ (mm)	$E_{cs}$ (J/mm <sup>3</sup> )	H (mm)	L (mm)	$e_m$ (mm)	$P_c$ (KW)
150	42	59.1	4500	0.55	$73.10^3$	5	3.2	0.1	1.23
190	20	41.9	4500	0.46	$53.10^3$	24	3.4	0.2	3.306
200	32	3.2	4500	0.21	$73.10^3$	28	3.2	0.1	3.76
250	40	3.2	3600	0.08	$117.10^3$	47	3.2	0.05	3.989
300	28	3.2	3600	0.08	$117.10^3$	74	3.2	0.05	3.979
350	54	3.5	3600	0.08	$117.10^3$	50	3.5	0.05	3.954

**Tableau II. 6 .** Choix des caractéristiques pour la scie circulaire

*Chapitre III*

---

**DIMENSIONNEMENT  
DES ELEMENTS  
CONSTITUTIFS DE LA  
MACHINE**



### III. 1. INTRODUCTION

Notre travail est basé sur l'étude conceptuelle d'une machine industrielle, et pour cela on doit dimensionner tous les éléments constitutifs de cette machine, en garantissant une diminution de l'effort physique et une augmentation du rendement. Cette machine doit satisfaire aux divers impératifs concernant sa productivité et sa longévité, aussi chaque pièce doit satisfaire rigoureusement à toutes les prescriptions de résistance, de rigidité et de vibration.

Nous nous basons sur les résultats et les formules que nous avons trouvés dans les chapitres précédents. La machine est constituée de deux types d'organes l'un représente les organes mobiles et l'autre représente les organes fixes, pour cela on peut diviser ce chapitre en deux parties:

## *1<sup>ERE</sup> PARTIE : ETUDE DES ORGANES MOBILES.*

### III. 2. TYPE DU MOTEUR [ 3 ]

#### III. 2. 1. CHOIX DU TYPE DU MOTEUR

Le moteur asynchrone est le moteur le plus utilisé dans les applications industrielles, du fait de sa facilité d'installation, de son bon rendement, et de son excellente fiabilité. Ce type de moteur possède ses meilleures caractéristiques quand il fonctionne près de sa puissance nominale.

Les caractéristiques techniques du moteur pour notre machine, doivent être conformes aux données fondamentales de celle-ci à l'ambiance de travail et au réseau électrique d'alimentation. Pour ces raisons, on peut choisir un moteur du type asynchrone triphasé à cage d'écureuil, avec bride de fixation à trous lisses ou taraudés.

#### III. 2. 2. CHOIX DE LA VITESSE DE ROTATION NOMINALE

Le moteur asynchrone comporte un enroulement inducteur polyphasé qui est fixe (*stator*), et un second enroulement induit qui est mobile (*rotor*), pour caractériser la vitesse du rotor, on définit le glissement qui est le rapport entre la pulsation des courants induits, et la pulsation des courants inducteurs.

$$g = \omega_m / \omega_s \quad (\text{III. 1})$$

où :

$$w_m = 2. \pi. N/60. P \quad (\text{III. 2})$$

$$w_s = 2. \pi. F \quad (\text{III. 3})$$

Des équations (III. 1), (III. 2) et (III. 3) on aura :

$$N = 60. g. f/P \quad (\text{III. 4})$$

Donc la vitesse de rotation (N) à vide est directement proportionnelle à la fréquence (f) d'alimentation, et inversement proportionnelle à son nombre de paires de pôles (P).

Les moteurs à grandes vitesses ont l'avantage d'être moins encombrants (*le poids est relativement faible*) que celui des moteurs à faible vitesse. Mais ils ont un temps de démarrage long. Notre machine travaille sur une matière tendre, donc elle est entraînée à faible inertie, et fonctionne à de grande vitesse, cela nous permet de choisir un moteur de vitesse de rotation nominale 3000 tr/mn.

### III. ETUDE DE LA TRANSMISSION [4]

#### III. 1. CHOIX DE LA TRANSMISSION

Le nom de transmission mécaniques est donné aux mécanismes susceptible de transmettre l'énergie des moteurs aux organes d'exécution des machines, généralement avec le changement des vitesses, et d'après le mode de transmission du mouvements de l'élément menant à l'élément mené, on distingue :

Les transmissions par frottement : à contact directe (*par friction*) ou à lien flexible (*par courroie*).

Les transmissions par engrènement : à contact direct (*roues et pignon dentés*) ou à lien flexible (*chaîne de courroie dentée*).

Certains facteurs nous permettent de choisir tel ou tel mode de transmission , tels que la résistance, l'encombrement, les conditions du travail (*vitesse de rotation, soulèvement des arbres, vibration, etc. . .*), les grandes vitesses linéaires , la possibilité de couvrir les grandes distances entre les arbres, le fonctionnement sans choc, la souplesse, la machine silencieuse, le bon rendement, la facilité de montage et de l'entretien, la longévité, les frais de l'installation, la limitation des charges.



Ces facteurs nous incitent à choisir la transmission à courroie, et on distingue trois types de courroies (*plate, ronde ou trapézoïdale*). Ici aussi nous faisons appel à certains facteurs qui nous permettent de choisir le type de la courroie à utiliser pour notre machine.

Dans le domaine du travail du bois, on cite le type plate et le type de courroie trapézoïdale (*les autres ne sont pas utiliser dans ce domaine à cause de leur coût économique relativement élevé*). Soient  $f_1$  et  $f_2$  des coefficients de frottement respectifs de la courroie plate et de la courroie trapézoïdale.

Soit  $f_e$  le coefficient de frottement équivalent, d'après [4] il est donné par la formule suivante :

$$f_e = f / \sin(\phi / 2)$$

où :

$f$  : le coefficient de frottement de la courroie

$\phi$  : l'angle de la gorge de la poulie.

Pour une courroie plate ; on a  $\phi=0$ .

Pour une courroie trapézoïdale ; on a  $\phi \cong 37$ .

Donc on aura :  $f_e = f_1 / \sin(37 / 2)$

Soit :  $f_2 \cong 3 f_1$

Donc un élément d'arc d'une courroie trapézoïdale est susceptible de transmettre un effort périphérique presque trois fois supérieure à celui d'un courroie plate, donc une courroie trapézoïdale assure une traction plus forte qu'une courroie plate.

### III. 3. 2. DIMENSIONNEMENT DE LA COURROIE [4]

#### III. 3. 2. 1. DETERMINATION DE LA LONGUEUR DE LA COURROIE[4]

Dans notre cas on a les axes sont parallèles, la courroie a une position droite, la longueur de cette courroie est déterminée à l'aide de la relation suivante :

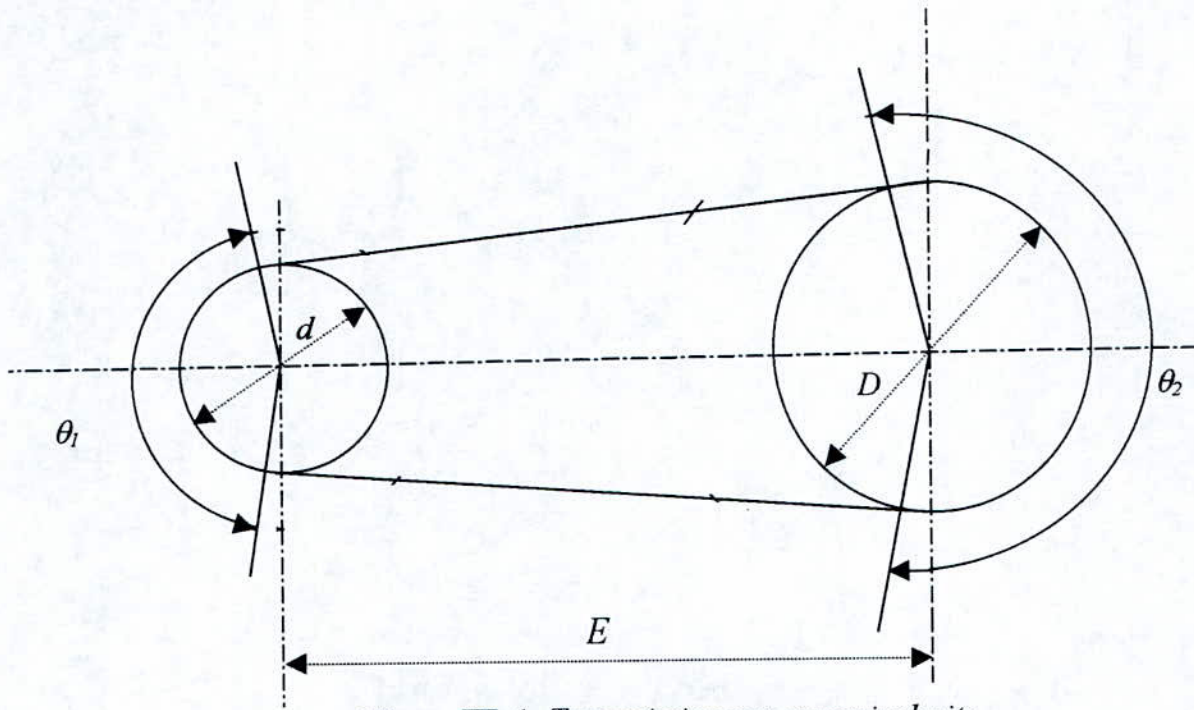


Figure III. 1. Transmission par courroie droite

$$L = 2E + \frac{\pi}{2}(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4E} \tag{III. 1}$$

Dans le cas d'une transmission plusieurs vitesses, les diamètres des poulies seront obtenus en égalisant les longueurs  $L$  de la courroie de toutes les transmissions, donc de l'équation (III. 1) on obtient l'équation suivante :

$$\frac{1}{4E} [(\eta_i - 1)^2 \cdot d_i^2 - (\eta_j - 1)^2 \cdot d_j^2] + \frac{\pi}{2} [(\eta_i + 1) \cdot d_i + (\eta_j + 1) \cdot d_j] = 0 \tag{III. 2}$$

où :

$d$  : le diamètre primitif de la poulie.

$i$  et  $j$  : donnent référence aux vitesses.

$\eta$  : le rapport de transmission ( $\eta = D/d$ ), ( $D$  : le diamètre de la poulie réceptrice).

La scie fonctionne avec deux vitesses :



$$N_1 = 3900 \text{ tr/mn} \quad ; \quad N_2 = 4800 \text{ tr/mn} .$$

On aura :

$$\eta_1 = D_1 / d_1 = N_1 / N_0 = 3900 / 3000 = 1.3 .$$

$$\eta_2 = D_2 / d_2 = N_2 / N_0 = 4800 / 3000 = 1.8 .$$

On choisit le diamètre de plus petite poulie. Soit  $d_2 = 90 \text{ mm}$ , ce qui donne  $D_2 = 162 \text{ mm}$ . Nous utilisons l'équation (III. 2), avec un choix de l'entraxe initial  $E = 280 \text{ mm}$ , les calculs nous donnent des résultats suivantes :

N (tr/mn)	$\eta$	D(mm)	d (mm)	L (mm)
3900	1.3	143.6	110.5	100.05
4800	1.8	162.0	90.0	995.9

**Tableau 3. 1.** *Longueur de la courroie*

Les équations utilisées pour calculer la longueur de la courroie font intervenir les diamètres primitifs des poulies, la longueur ainsi obtenue est donc, la longueur primitive, en se basant sur l'entraxe initial E, après on choisit la longueur normalisée la plus proche de celle calculée, on trouve :  $L = 1000 \text{ mm}$  (NFT 47-106).

Les valeurs trouvées doivent vérifiées la limite de la vitesse linéaire de la courroie, qui est donnée par l'équation suivante :

$$V (\text{m} / \text{s}) = \frac{\pi \cdot d (\text{mm}) \cdot N (\text{tr} / \text{mn})}{60 \cdot 10^3} \quad (\text{III. 3})$$

Les limites de la vitesse linéaire de la courroie sont données par la relation :

$$5 (\text{m/s}) < V (\text{m/s}) < 25 (\text{m/s}) \text{ longueur (m)} .$$

nous utilisant l'équation (III. 3), nous obtenons :

$$V_1 = \pi \cdot d_1 \cdot N_1 / 60 \cdot 10^3 = 22.56 \text{ m/s}$$

$$V_2 = \pi \cdot d_2 \cdot N_2 / 60 \cdot 10^3 = 22.62 \text{ m/s}$$

**III. 3. 2. 2. DETERMINATION DE L'ENTRAXE FINAL . [4]**

Le choix d'une longueur normalisée entraîne obligatoirement une modification correspondante de l'entraxe initial. Lorsque les axes sont parallèles, et la courroie non croisée, l'entraxe final est donné en fonction de la longueur sur la relation suivante :

$$E = \frac{L - \frac{\pi}{2} \cdot (D + d)}{2} - \frac{(D - d)^2}{8 \cdot [L - \frac{\pi}{2} \cdot (D + d)]} \quad (\text{III. 4})$$

On recalcule le nouveau entraxe, on trouve : **E ≅ 300 mm.**

**III. 3. 2. 3. CHOIX DE LA SECTION DE LA COURROIE. [5]**

Les abaques de la figure (35) [5], donnent plusieurs sections possibles. Nous choisissons la section la plus petite (SPZX), soit **S = 10 x 8**

Les tables de dimension de la courroie donnent les différentes dimensions de la courroie en fonction de sa longueur, et de même pour les poulies. Le Tableau III. 2(ANNEXE. B) . indique les dimensions de la courroie et des poulies utilisées dans notre machine

**III. 3. 2.4 NOMBRE DE COURROIES NECESSAIRES**

Le nombre de courroies qu'il faut employer est donné par l'équation :

$$Z = P_{ef} / P_{nt} \quad (\text{III. 5})$$

où :

$P_{ef}$ : la puissance effective.

$P_{nt}$ : la puissance nette transmise par la courroie.

La puissance effective est donnée par l'équation :

$$P_{ef} = K_s \cdot P \quad (\text{III. 6})$$

où : P est la puissance à transmettre ( $P = 4Kw$ ).

$K_s$  facteur du surcharge en service (d'après le tableau XV [5], pour 8h/jour de fonctionnement on a  $K_s = 1$ ).

La puissance nette transmise par la courroie, est donnée par l'équation :



$$P_{nt} = K_i \cdot K_\alpha \cdot P_{bt} \quad (\text{III. 7})$$

où :  $P_{bt}$  Puissance de brute.

$K_\alpha$  : facteur appliqué à l'angle d'enroulement.

$K_i$  : facteur appliqué à la longueur.

A l'aide du tableau XVII [5], et par interpolation nous aurons :

$$\begin{cases} K_i = 0.91 \\ P_{bt1} = 6.27 \text{ kW} \\ P_{bt2} = 5.14 \text{ kW} \end{cases}$$

( 1 et 2 : donnent les références des vitesses).

Le facteur  $K_f$  est donné par l'équation :

$$K_\alpha = 1.25 \cdot [1 - 5^{(\alpha/\pi)}] \quad (\text{III. 8})$$

$\alpha$  l'arc de contact (l'angle d'enroulement). Sur la petite poulie, et elle est donnée par l'équation suivante :

$$\alpha = \pi - 2 \arcsin \left[ \frac{D-d}{2E} \right] (\text{rd}) \quad (\text{III.9})$$

Les calculs nous donnent les résultats suivantes :

N(tr/min)	$P_{bt}$ (kW)	$\alpha$ (rd)	$K_\alpha$	$P_{bt}$ (kW)	$P_{nt}$ (kW)	z
3900	6.27	3.03	0.985	4	5.62	0.75
4800	5.14	2.90	0.967	4	4.52	0.88

Tableau III. 3 Nombre de courroie nécessaire

Donc une seule (01) courroie est suffisante pour transmettre la puissance nécessaire.

### III. 4. DIMENSIONNEMENT DE L'ARBRE[6]

#### III. 4. 1. CHOIX DU MATERIAU

L'arbre est une pièce, normalement de section circulaire, qui supporte en générale, des éléments qui transmettent un mouvement ou une puissance. Le choix des matériaux est important

pour l'élaboration des pièces. Pour obtenir un meilleur choix, il faut savoir les caractéristiques et les spécifications qui leur sont imposées par des conditions de services de fabrication. Par ailleurs, ce choix est guidé par des autres considérations telle que (*économique, fonctionnelle, technologique etc. . .*).

### III. 4. 2. DETERMINATION DU DIAMETRE DE L'ARBRE

L'arbre de notre machine est positionner horizontalement, il repose sur deux plaies et supporte la poulie réceptrice et la lame scie. Donc il est soumis à des contraintes de torsion. Pour déterminer le diamètre de l'arbre, il nous faut prendre en considération certaines conditions telle que :

- A. Condition de résistance.
- B. Condition de rigidité.
- C. Vérification au vibration.
- D. Vérification à la fatigue.

#### A - CONDITION DE RESISTANCE [6]

Le diamètre de l'arbre doit vérifier la formule suivante (*cas de flexion et torsion combinée*) :

$$d \geq \left[ \frac{10 \cdot M_i \cdot F_s}{\sigma_b} \right]^{1/3} \quad (\text{III. 10})$$

où :

$F_s$  : coefficient de sécurité.

$\sigma_b$  : la contrainte admissible du matériau

$M_i$  : le moment idéal donné par l'équation :

$$M_i = \frac{1}{2} M_f + \frac{1}{2} (M_f^2 + M_t^2)^{1/2} \quad (\text{III. 11})$$

où :  $M_f$  : moment de flexion.

$M_t$  : moment de rotation.



## A. 1. CALCUL DES REACTIONS SUR L'ARBRE

### A. 1. 1. AU NIVEAU DE LA LAME

Au paragraphe (II. 6. 3) nous avons décomposé la force de coupe  $F_c$  selon deux composantes ( $F_f$ ,  $F_n$ ). On ne peut pas déterminer ces composantes puisque celle-ci dépendent de la constitution du lois, pour cela on prend leurs valeurs maximales qui sont égales à la valeur de la force de coupe  $F_c$  qui est donnée par la formule suivante :

$$F_c = P / V_{\text{moy}} \quad (\text{III. 12})$$

où :

$P$  : la puissance du moteur égale à KW

$V_{\text{moy}}$  : la vitesse moyenne de la coupe et d'après le paragraphe (II.4. 2), on a choisi  $V_{\text{moy}} = 50$  m/s.

Donc :  $F_f = F_n = 8$  daN

### 1. 2. AU NIVEAU DES POULIES

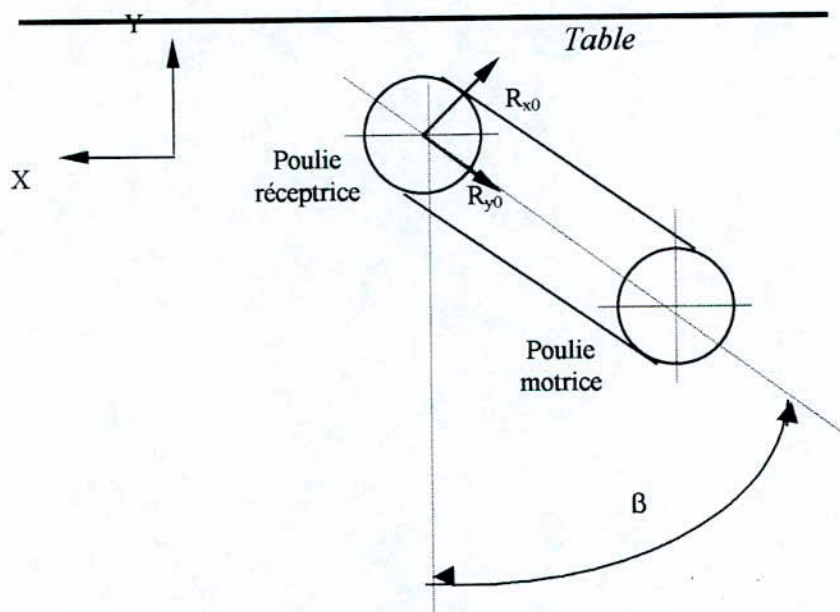


Fig. (III. 2) Réalisation au niveau des poulies

Les réactions au niveau des poulies sont dépendantes, de la vitesse linéaire de la courroie, et la puissance brute transmise, la réaction suivant les deux axes sont données par l'équation :

$$\begin{cases} R_{x0} = \frac{100.(2.5 - K_{\alpha}).K_l.P_{bt}}{V} . \sin(\alpha / 2) \\ R_{y0} = \frac{100.K_{\alpha}.K_l.P_{bt}}{V} . \cos(\alpha / 2) \end{cases} \quad (\text{III. 13})$$

Les calculs nous donnent les résultats suivants /

N (tr / mn)	$R_{x0}$ (daN)	$R_{y0}$ (daN)
3900	34. 29	1. 25
4800	27. 67	2. 12

Tableau (III. 4) Réactions sur l'arbre au niveau de la poulie

De la figure (III. 2) et pour  $\beta = 15^\circ$ , nous avons :

$$\begin{cases} R_x = -R_{x0} . \sin(15^\circ) + R_{y0} \cos(15^\circ) \\ R_y = -R_{x0} . \cos(15^\circ) + R_{y0} \sin(15^\circ) \end{cases} \quad (\text{III. 14})$$

Les résultats sont regrouper dans le tableau suivant :

N (tr / mn)	$R_x$ (daN)	$R_y$ (daN)
3900	-7. 67	-32. 80
4800	-5. 11	-26. 18

Tableau (III. 5) Projection des réactions au niveau des poulies

### III. 1. 3. AU NIVEAU DES PALIERS

pour déterminer les réactions au niveau des paliers, on doit étudier l'équilibre de l'arbre, dans ce cas on a deux plans pour l'étude de l'équilibre de l'arbre, ils sont le plan horizontal et le plan vertical.

#### III. 3. 1. PROJECTION DES FORCES SUR LE PLAN HORIZONTAL (XY).

La projection des forces s'exerçant sur l'arbre dans le plan (XZ) est représenté par la figure ci-dessus :



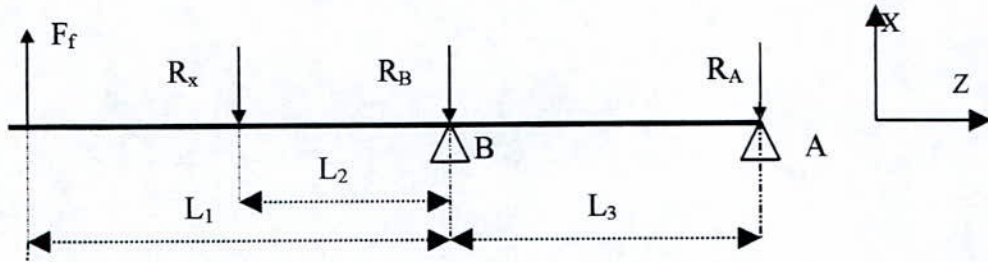


Fig (III. 3) Projection des réactions sur le plan (XZ)

En étudiant l'équilibre de l'arbre nous avons les équations suivantes :

$$\begin{cases} R_{Ax} = R_x \cdot \frac{L_2}{L_3} - F_f \cdot \frac{L_1}{L_3} \\ R_{Bx} = R_x \cdot \frac{L_2 + L_3}{L_3} - F_f \cdot \frac{L_1 + L_3}{L_3} \end{cases} \quad \text{(III. 15)}$$

Les valeurs de  $L_1$  et  $L_3$  sont constantes.  $L_1$  c'est la distance entre la lame et le palier le plus proche, et entre eux il existe les paliers et leurs couvercles, et un flasque intérieur. Donc  $L_1=110$  mm.  $L_3$  c'est la distance entre les deux paliers, et pour une meilleure stabilité de l'arbre on doit choisir  $L_3$  supérieure à  $L_1$ , soit  $L_3= 120$  mm.

La valeur de  $L_2$  varie en fonction de la vitesse, c'est-à-dire en fonction de la position de la courroie, d'après le choix des valeurs de  $L_2$  on aura les résultats suivantes :

N (tr / mn)	$L_2$ (mm)	$R_{Ax}$ (daN)	$R_{Bx}$ (daN)
3900	85	1. 90	-2. 23
4800	90	3. 50	-6. 39

Tableau (III. 6) Les réactions au niveau des paliers sur le plan XZ

**A. 1. 3. 2. PROJECTION DES FORCES SUR LE PLAN VERTICAL (YZ)**

La projection des forces s'exerçant sur l'arbre dans le plan YZ est représentée par la figure ci-dessous :

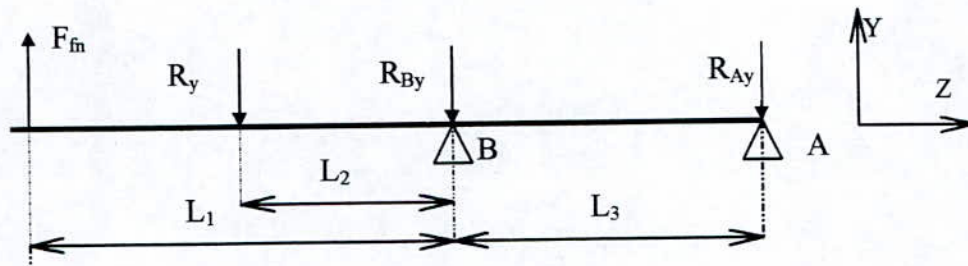


Fig. (III. 4) Projection des forces sur le plan (YZ).

L'équilibre de l'arbre nous donne les équations suivantes :

$$\begin{cases} R_{Ay} = R_y \cdot \frac{L_2}{L_3} - F_{fm} \cdot \frac{L_1}{L_3} \\ R_{By} = R_y \cdot \frac{L_2 + L_3}{L_3} - F_{fm} \cdot \frac{L_1 + L_3}{L_3} \end{cases} \quad \text{(III. 16)}$$

On utilise les mêmes données précédentes, nous avons les résultats suivantes :

N (tr / mn)	L <sub>2</sub> (mm)	R <sub>Ax</sub> (daN)	R <sub>Bx</sub> (daN)
3900	85	-15. 90	40. 70
4800	90	-12. 30	30. 48

Tableau (III. 7). Les réactions au niveau des paliers sur le plan YZ

### A. 2. CALCUL DES MOMENTS DE FLEXION

Les moments de flexion, c'est le moment qu'il résulte des forces de flexion, et il varie en fonction de la longueur (Z), et en fonction des forces agissantes. Dans notre cas on peut diviser l'arbre sue trois partie, tel que chaque partie nous donne une fonction de moment. La figure ci-dessous représente ces trois parties :



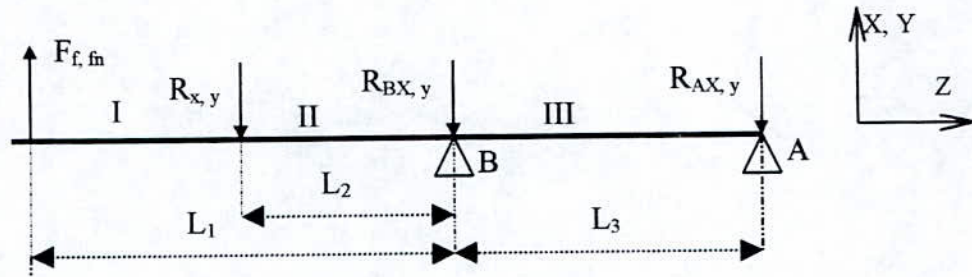


Fig. (III. 4) . Les réactions sur l'arbre

L'équation du moment de flexion de chaque partie est obtenue après l'étude de l'équilibre de l'arbre. On aura l'équation suivante :

$$\begin{cases} M_{fI} = F_{f,fn} \cdot Z \\ M_{fII} = (F_{f,fn} - R_{x,y}) \cdot Z + R_{x,y}(L_1 - L_2) \\ M_{fIII} = (F_{f,fn} - R_{x,y} + R_{Bx,y}) \cdot Z + R_{x,y}(L_1 - L_2) - R_B \cdot L_2 \end{cases} \quad \text{(III. 17)}$$

Ces équations nous donnent les résultats suivants :

**A . 2 . 1. LES MOMENTS DE FLEXION SUR PLAN XZ**

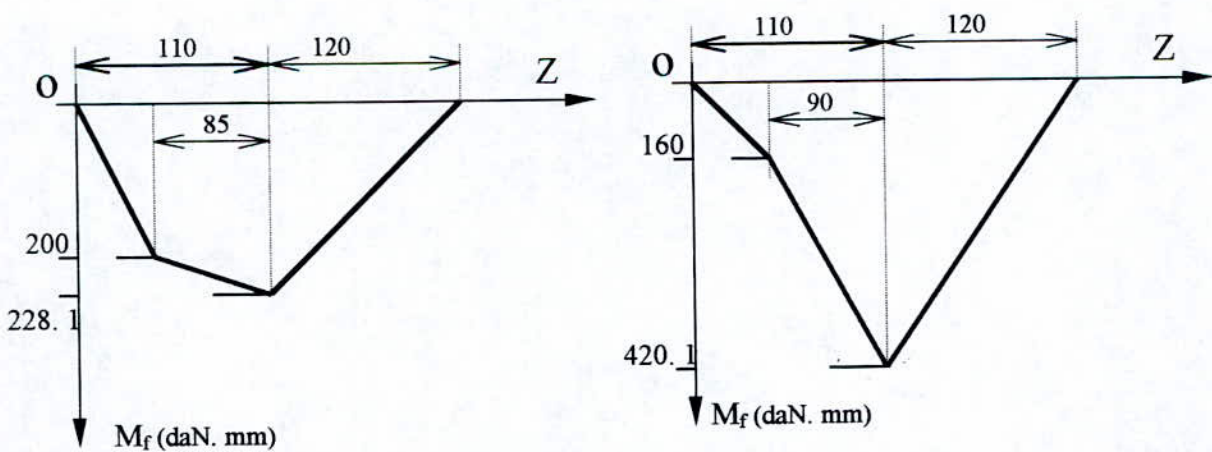


Fig. (III. 6). Diagrammes des moments fléchissants sur XZ

2. 2. LES MOMENTS DE FLEXION SUR LE PLAN XZ

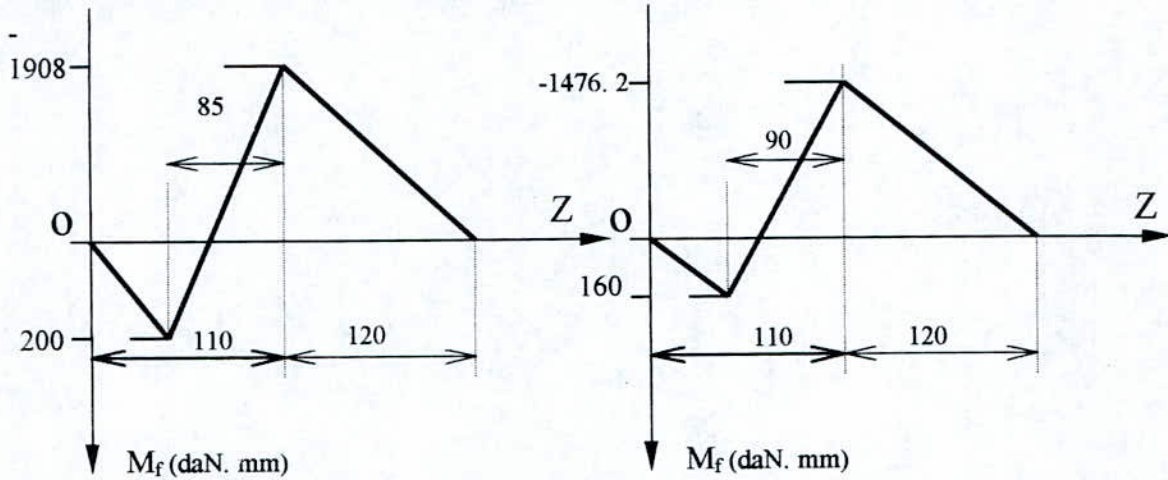


Fig. (III. 7). diagrammes des moments fléchissants sur YZ

A. 3. CALCUL DU MOMENT DE TORSION  $M_T$

Le moment de torsion est le même sur toute la longueur d'arbre, et il est donnée par la formule suivante :

$$M_t = \frac{30.P}{\pi.N} \tag{III. 18}$$

Le calcul donne les résultats suivants :

N (tr/mn)	$M_t$ (daN. mm)
3900	979. 42
4800	795. 77

Tableau (III. 10). Les moments de torsion sur l'arbre



## A. 4. LA SECTION DANGEREUSE

### A. 4. 1. DETERMINATION DE LA SECTION DANGEREUSE

La section dangereuse (*critique*) est la section de l'arbre où la composition des moments de flexion et de torsion est la plus élevée. D'après les figures (III. 6), (III. 7) et le tableau (III. 10) on trouve que cette section est au niveau du palier (B) pour les deux vitesses, et pour déterminer la section la plus dangereuse, on va calculer les valeurs du moment idéal au point (B) pour les deux vitesses.

Pour calculer le moment de flexion total, on utilise l'équation suivante :

$$M_{ft} = (M_{fx}^2 + M_{fy}^2)^{1/2} \quad (\text{III. 19})$$

On utilise l'équation (III. 11), on aura les résultats suivantes :

N (tr/mn)	$M_t$ (daN. mm)	$M_r$ (daN. mm)	$M_i$ (daN. mm)
3900	979. 42	1921. 58	2039. 18
4800	795. 77	1535. 81	1631. 83

**Tableau (III. 11).** Valeurs des moments idéaux

La section dangereuse est donc au palier (B) pour la première vitesse.

### A. 4. 2. DETERMINATION DU DIAMETRE DE L'ARBRE

Pour déterminer le diamètre de l'arbre, on doit utiliser la relation (III. 10) tel que :

$$F_s = 2$$

$$M_i = 2039. 18 \text{ daN. mm.}$$

$$\sigma_b = 34 \text{ daN / mm}^2 \text{ (pour un acier mi-dur A60)}$$

On obtient :  $d \geq 10. 625 \text{ mm.}$

## B. CRITERE DE RIGIDITE (DEFORMATION) [6]

La déformation généralement permise en torsion dépend de l'utilisation. Pour ce qui est des arbres de transmission, l'angle de torsion doit être inférieure à  $1^\circ$  sur une distance équivalente à vingt fois le diamètre de l'arbre. Pour les arbres de renvoi l'angle de torsion doit être inférieure de  $0.25^\circ$  par mètre de largeur si la charge est constante et à  $0.15^\circ$  par mètre de longueur si la charge est subites.

La formule relative à la déformation angulaire  $\theta$  d'un arbre soumise à un moment de torsion  $M_t$  s'écrit :

$$\theta = \frac{M_t \cdot 180}{G \cdot I \cdot \pi} \quad (\text{III. 20})$$

où :

$G$  : le module de cisaillement (pour l'acier  $G=7.93 \cdot 10^3$  daN/mm).

$I$  : le moment d'inertie polaire de la section ; il est donné par la formule suivante :

$$I = \pi \cdot d^4 / 32 \quad (\text{III. 21})$$

Il faut que la déformation angulaire  $\theta$  ne dépasse pas la relation admissible  $\theta_0$  (dans notre cas  $\theta_0=0.25 \cdot 10^{-3}/\text{mm}$ ), donc on aura :

$$d \geq \left\{ \frac{32 \cdot 180 \cdot M_t}{\pi^2 \cdot G \cdot \theta_0} \right\}^{1/4} \quad (\text{III. 22})$$

Soit :  $d \geq 23.17$  mm.

D'après les résultats que nous avons trouvés suivant les deux critères précédents (*résistance et rigidité*), on va choisir une valeur normalisée, la plus proche de ces résultats (voir tableau (I. 2)), soit  $d=30$  mm.

## C. VERIFICATION EN VIBRATION [7]

La vitesse critique de rotation, c'est la fréquence naturelle de vibration latérales ou de vibration de torsion de l'arbre. Dans la grande majorité des cas, les arbres sont en acier, donc le diamètre de l'arbre devient la variable qui détermine la fréquence naturelle.



Il existe plusieurs méthodes pour déterminer la fréquence naturelle de vibration d'un arbre. L'absence d'une solution analytique exacte, nous a conduit à choisir une méthode approximative.

### C. 1. DETERMINATION DE LA FREQUENCE NATURELLE

La méthode de « Rayleigh Ritz » est la plus utilisée car ses pulsations sont obtenues à moins de 1% des pulsations exactes. Le principe de cette méthode est le suivant :

#### C. 1. 1. PRECISER LE NOMBRE DE FREQUENCE EQUIVALENT

La valeur de diamètre obtenue, nous a permis de choisir une structure de l'arbre scie, qui est représentée sur la figure ci-dessous :

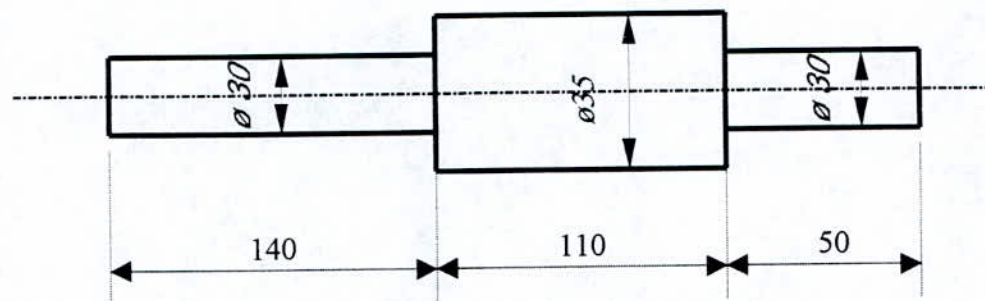


Fig. (III. 8). La structure de l'arbre.

Le choix de la structure ci-dessus nous permet de déterminer (04) fréquences propres. Pour cela on doit choisir les fonctions admissibles.

#### C. 1. 2. CHOIX DE LA FONCTION ADMISSIBLE $U$

Le choix de la fonction admissible  $U$  est proportionnel aux choix des fonctions admissibles  $\phi_i(x)$  tel que :

$$U(x) = \sum_{i=1}^n a_i \phi_i(x) \quad (\text{III. 23})$$

où :

$a_i$  : des constantes.

$\phi_i(x)$  : doivent satisfaire les conditions géométriques aux limites.

$\phi_i(x)$  sont indépendantes linéairement l'une par rapport l'autre.

Donc on choisit comme fonction admissible U les fonctions linéaires suivantes :

$$U(x) = a_1(x-140)(x-250) + a_2(x-140)(x-250)^2 + a_3(x-140)^2(x-250) + a_4(x-140)^2(x-250)^2$$

### C. 2. DETERMINATION DES QUATRE FREQUENCES PROPRES

Après le choix de la fonction admissible U. On va calculer les fonctions N et D telle que :

$$\begin{cases} N(a_i) = \int_0^l ES \left[ \frac{dU}{dx} \right]^2 dx - \left[ ES.U(x) - \frac{dU}{dx} \right]_0^l \\ D(a_i) = \int_0^l \rho.S[U(x)]^2 dx \end{cases} \quad \text{(III. 24)}$$

où :

S : aire de la section droite ( $S = \pi. d^2$ )

E : module de Young ( $E = 207.0 \text{ Gpa}$ ).

$\rho$  : masse volumique (pour l'acier A60,  $\rho = 7850 \text{ Kg/m}^3$ ).

On aboutit finalement à un système d'équations donné par :

$$\frac{\partial N(a_i)}{\partial a_i} - w^2 \frac{\partial D(a_i)}{\partial a_i} = 0 \quad \text{(III. 25)}$$

La résolution du système (III. 25) nous permis d'obtenir quatre (04) fréquences propres.

$$W_1 = 6740.5 \text{ rd/s}, \quad W_2 = 13790.0 \text{ rd/s}, \quad W_3 = 45925.8 \text{ rd/s}, \quad W_4 = 73935.7 \text{ rd/s}.$$

Ce qui donne :  $N = W / (2.\pi). 60 \text{ (tr/mn)}$

$$N_1 = 64367.0 \text{ tr/mn}, \quad N_2 = 131684.8 \text{ tr/mn}, \quad N_3 = 438559.0 \text{ tr/mn.}, \quad N_4 = 706033.9 \text{ tr/mn.}$$

Si l'arbre tourne à une vitesse critique, il risque de se rompre car il aura subi des déformations excessives. Devant cette éventualité, il faut changer soit la vitesse de fonctionnement soit le diamètre de l'arbre.

### D. VERIFICATION A LA FATIGUE

Pour la fatigue on peut choisir la formule expérimentale suivante :



$$\sigma_D = 0.4 \cdot R \quad (\text{III. 26})$$

Où : R : la résistance à la coupure.

La condition de résistance est donc :  $\sigma_{\max} \leq \sigma_D / f_s$

Où :

$F_s$  : facteur de sécurité

$\sigma_{\max}$  : la contrainte maximale telle que :

$$\sigma_{\max} = (\sigma^2 + 4\tau^2)^{1/2} \quad (\text{III. 27})$$

où :

$$\sigma = \frac{32M_t}{\pi \cdot d^3} \quad \text{et} \quad \tau = \frac{16M_t}{\pi \cdot d^3}$$

En utilisant les résultats du tableau (III. 11) ( pour l'acier A60,  $R = 59 \text{ daN/mm}^2$ )

Et  $\sigma_D = 23.6 \text{ daN/mm}^2$ , et  $\sigma = 0.723 \text{ daN/m}^2$ ,  $\tau = 0.185 \text{ daN/mm}^2$ .

Donc  $F_s \cdot \sigma_{\max} = 1.628 \text{ daN/mm}^2$ .

Donc la condition est vérifiée, et donc l'arbre pour un diamètre 30 m est vérifié à la fatigue.

### III. 5. DIMENSIONNEMENT DES ROULEMENTS [8]

#### III. 5. 1. CHOIX DES ROULEMENTS

L'étude des arbres a montré que des forces de réaction axiales ou radiales doivent être reprises pour garder l'arbre en équilibre ; les roulements et les paliers lisses sont conçus pour remplir ce rôle. Les paliers lisses sont généralement utilisés lorsque les réactions sont très grandes et que les vitesses sont très élevées . dans les autres situations ou modes de chargement (*comme notre machine*), les roulements sont très utilisés.

A cause des différents modes de chargements possibles construits pour subir :

- soit une charge radiale seulement
- soit une charge axiale seulement
- soit une charge combinée des deux précédentes.

Dans notre machine, l'arbre est soumis à des charges axiales faibles, des charges radiales importantes. On peut donc choisir des roulement à billes à une seule rangée à contacte radiale.

**III. 5. 2. CALCUL DES ROULEMENTS**

Le calcul permet de déterminer les dimensions des roulement capable d 'encaisser pour une durée de vie nominale en heure de fonctionnement (**Lh**), les charges appliquées pour des vitesses de rotation données (**N(tr/mn)**). A l'aide de ces paramètres, on calcule la charge dynamique de base **C**, par la formule suivante :

$$C = (60 \cdot 10^{-6} \cdot Lh \cdot N)^{1/k} \cdot P \tag{III. 28}$$

avec **P** : la charge dynamique équivalente (Tableau (III. 6) et (III. 7))

**K=3**, pour les roulements à billes.

Pour le calcul, on suppose que cette machine travaillera **8 heures** par jour et cela pendant huit (08) ans. Ce qui donne une durée de vie nominale **Lh = 23360 h**. Pour **P** on utilise les résultats du tableaux (III. 6) et (III. 7) telle que :

$$P = (R_x^2 + R_y^2)^{1/2} \tag{III. 29}$$

Les résultats du calcul sont regroupés sur le tableau suivant :

N (tr/mn)	Palier A		Palier B	
	P (daN)	C (daN)	P (daN)	C (daN)
3900	16. 01	282. 03	40. 76	718. 03
4800	12. 79	241. 42	31. 14	587. 91

**Tableau (III.13). Valeurs des charges dynamiques**

On choisira comme roulement le type BC, série de dimension 02 [8].

Palier	d (mm)	D(mm)	B(mm)	r (mm)	C <sub>0</sub> (dan)	C (daN)	N <sub>max</sub> (tr/mn)
A	30	62	16	1. 5	980	1500	13000
b	35	72	17	2	1340	1960	10000

**Tableau (III. 13). Ccaractéristiques des roulements choisis**



## 2<sup>EME</sup> PARTIE : DIMENSIONNEMENT DES ORGANES FIXES

L'organe fixe est un élément qui est fixe durant le fonctionnement de la machine, et qui est soumis à des efforts de compression/torsion, flexion ou d'une combinaison de ces efforts. Dans ce partie, on étudie le calcul de la résistance de ces éléments afin d'éviter leurs rupture pendant le fonctionnement de la machine

### III 6. DETERMINATION DE L'EPAISSEUR DU BATIE [10].

Le bâti est en fonte, comporte quatre tôles de forme rectangulaire, exceptionnellement robuste, supporte le poids de l'ensemble de la machine. Donc il est soumis à une compression qui peut causer le flambage de ses parois. Elle se compose de quatre tôles, d'une forme rectangulaire, liées par soudage. De largeur 550 et 1000 mm .

pour une plaque rectangulaire, la valeur critique de la contrainte de compression est donnée par la relation :  $\sigma_e = \beta \cdot \sigma_{cr}$

où: 
$$\sigma_e = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot h^2}{12 \cdot b^2 \cdot (1 - \mu)^2} \quad (\text{daN/mm}^2) \quad (\text{III. 30})$$

$$\beta = \left( \frac{a}{m \cdot b} + \frac{m \cdot b}{a} \right)^2$$

h : l'épaisseur de la plaque, b et a sa , largeur et longueur

m : choisi de façon à rendre  $\beta$  minimum (on peut voir que ce minimum est égale à 4 qu'il a lieu pour  $a = m \cdot b$ )

d'après le tableau (14)[10]. On a pour  $a/b=1$

$$\beta=4 \text{ et } \sigma_{cr}=7.63 \cdot 10^4 \cdot h^2/b^2$$

pour éviter le flambage de la plaque, il faut que :

$$\sigma_{cr} > \sigma_c = P/S \quad (\text{III. 31})$$

où :  $\sigma_c$  : contrainte de compression.

P : le poids de supporté par une plaque et, S sa section ( $S = b \cdot h$ )

Un calcul approximatif du poids de l'ensemble de la machine donne :

$$P_{\text{total}} = 250 \text{ daN.}$$

ce qui donne :  $P = P_{\text{total}}/4 = 62.5 \text{ daN.}$

de l'équation (III. 31) on aura :  $h > \left[ \frac{62.5 \cdot b}{7.63 \cdot 10^4} \right]^{1.3}$

Pour  $b = 550$  on a :  $h > 0.767 \text{ mm}$

Pour  $b = 1000$  on a :  $h > 0.936 \text{ mm.}$

### III. 7. DIMENSIONNEMENT DES ELEMENTS DE SUPPORT MOTEUR

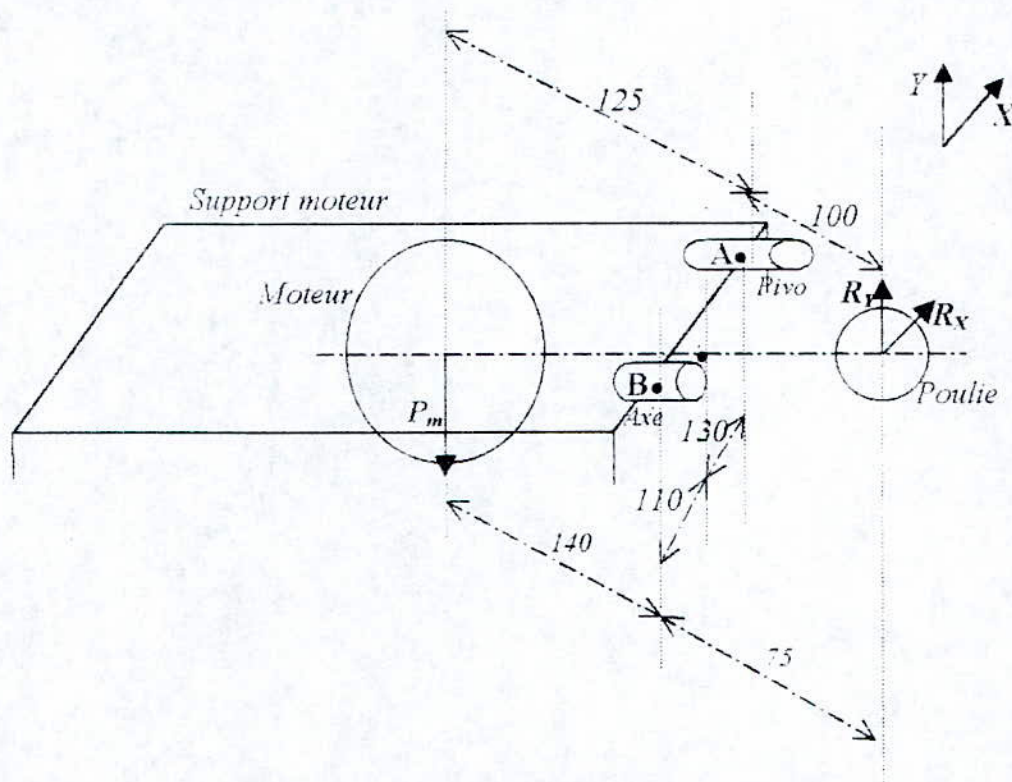


fig. (III. 9). Schématisation du moteur et son support

#### III. 7. 1. CALCUL DU PIVOT

La figure (III. 9) représente le système support moteur.

$P$  est le poids de l'ensemble, moteur et son support, un calcul approximatif nous donne  $P = 30 \text{ daN.}$

D'après les résultats du tableau (III. 5) on a :

$$R_x = 7.67 \text{ daN.}$$

$$R_y = 32.80 \text{ daN.}$$



L'équilibre de système donne :

◆ Suivant (OX)

$$R_{Ax} = R_{Bx} = \frac{1}{2} R_x$$

D'où :  $R_{Ax} = R_{Bx} = 3.84 \text{ daN}$ .

Le moment de flexion maximal est :

$$M_{fx} = R_{ax} \cdot 100, \text{ soit } M_{fx} = 384 \text{ daN}.$$

◆ Suivant (OY) :

•  $R_{Ay1}$  dû à l'effort  $R_y$ .

$$R_{Ay1} = R_y \cdot 110 / (110 + 130), \text{ soit } R_{Ay1} = 15.03 \text{ daN}.$$

•  $R_{Ay2}$  dû à l'effort  $P$  :

$$R_{Ay2} = P \cdot 110 / (110 + 130), \text{ soit } R_{Ay2} = 13.75 \text{ daN}.$$

Le moment de flexion maximal est donc :

$$M_{fy} = R_{Ay1} \cdot 100 + R_{Ay2} \cdot 125 = 3222.08 \text{ daN} \cdot \text{mm}$$

D'où le moment de flexion total  $M_{ft}$  est :

$$M_{ft} = (M_{fx}^2 + M_{fy}^2)^{1/2} = 3244.88 \text{ daN} \cdot \text{mm}$$

La condition de résistance est donnée par l'équation (III. 12), et dans ce cas ;  $M_i = M_{ft}$

$\sigma_b = 15.5 \text{ daN/mm}^2$  (acier A33), donc on aura :

$$d \geq [10 \cdot M_{ft} / 2 / 15.5]^{1/3}.$$

D'où :  $d \geq 16.12 \text{ mm}$ .

### III. 7. 2. CALCUL DE L'AXE FILETE

De même que celui du pivot, l'équilibre du système donne :

◆ Suivant (OX) :

$$R_{Bx} = \frac{1}{2} R_x = 3.84 \text{ daN}.$$

Le moment de flexion maximal est :

$$M_{fx} = R_{Bx} \cdot 75, \text{ soit } M_{fx} = 288 \text{ daN} \cdot \text{mm}$$

♦ Suivant (OY) :

•  $R_{By1}$  dû à l'effort  $R_y$  :

$$R_{By1} = R_y \cdot 130 / (110+130), \text{ soit } R_{By1} = 17.77 \text{ daN}.$$

•  $R_{By2}$  dû à l'effort P :

$$R_{By2} = P \cdot 130 / (110+130), \text{ soit } R_{By2} = 16.25 \text{ daN}.$$

Le moment de flexion maximal est donc :

$$M_{fy} = R_{By1} \cdot 75 + R_{By2} \cdot 140 = 3607.75 \text{ daN} \cdot \text{mm}$$

D'où le moment de flexion total  $M_{ft}$  est :

$$M_{ft} = (M_{fx}^2 + M_{fy}^2)^{1/2} = 3619.23 \text{ daN} \cdot \text{mm}.$$

Ce qui donne :  $d \geq [10 \cdot M_{ft} \cdot 2/32 \cdot 5]^{1/3}$ . (Acier E36).

D'où :  $d \geq 13.06 \text{ mm}$ .

### III. 7. 2. CALCUL DU COUPLE DE SERRAGE

La différence entre l'effort  $R_{By1}$  et  $R_{By2}$  (*sens et valeur*) nous oblige à bloquer le support, et dans ce cas, on doit appliquer un effort résistant  $F$  supérieur ou égale à la différence ( $R_{By1} - R_{By2}$ ), dirigé dans le sens de l'effort le plus petit.

$$\text{Soit } F = (R_{By1} - R_{By2}) = 1.52 \text{ daN}$$

Donc  $F$  est dirigé dans le sens de  $R_{By2}$  (vers le bas).

où Le couple de serrage nécessaire est donné par :  $M_s = 0.20 F_i \cdot d$   
 $d$  : diamètre de la vis égale à 16 mm.

$F_i$  : l'effort axial sur la vis.

$$F_i = F/f = 1.52 / 0.015, \text{ d'où } F_i = 10.13 \text{ daN}.$$



$f$  : le coefficient de frottement entre la tête de la vis et le support (  $f=0.15$ , Acier sur acier), ce qui donne  $M_s = 32.5 \text{ N. m}$ .

Donc on peut utiliser une manette de blocage. (*manette boule inclinée Type lisse M16* ).

### III. 8. CALCUL DES VIS MONTE CHARGES [4]

#### III. 8. 1. CALCUL DE LA VIS (46)

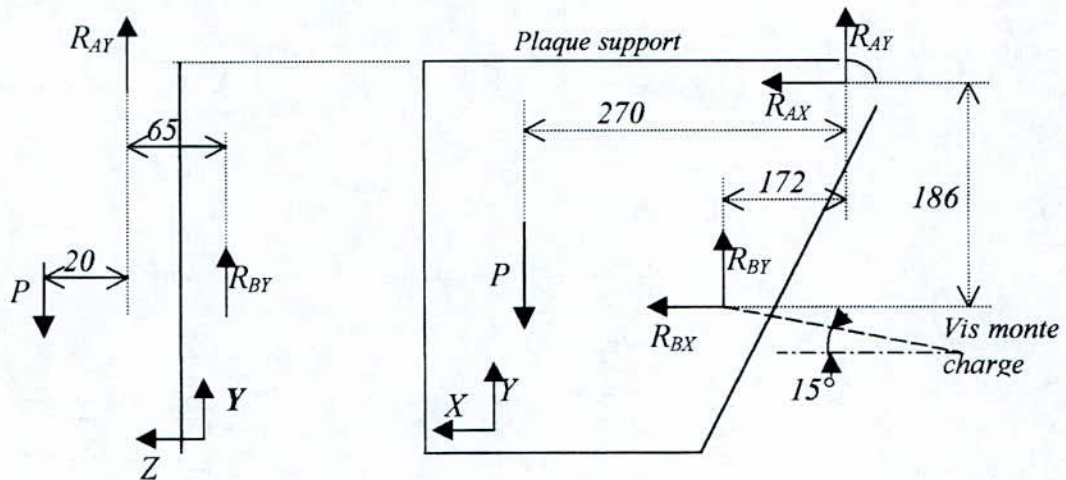


Figure III.10. Mécanisme de la vis monte charge(46)

#### III. 8. 1. 1 CALCUL DE LA VIS

La figure (III. 10) représente la mécanique de la vis monte charge, qui nous permet de varier la hauteur du disque au-dessus de la table.

L'équilibre de la plaque support dans les plans  $(XY)$  et  $(YZ)$  nous donne les résultats suivants :

$$R_{Ax} = -35.01 \text{ daN}$$

$$R_{Ay} = 39.23 \text{ daN}$$

$$R_{Bx} = 35.01 \text{ daN}$$

$$R_{By} = -9.23 \text{ daN}$$

Un calcul approximatif, nous donne  $P \approx 150 \text{ daN}$

La vis soumise à une effort de compression et à une effort de flexion.

## ♦ Effort de compression :

$$F_{Bc} = R_{Bx} \cdot \cos(15^\circ) - R_{By} \cdot \sin(15^\circ),$$

D'où :  $F_{bc} = 31.43 \text{ daN.}$

## ♦ Effort de flexion :

$$F_{Bf} = R_{By} \cdot \cos(15^\circ) + R_{Bx} \cdot \sin(15^\circ),$$

D'où:  $F_{Bf} = 17.90 \text{ dan,}$

donc la vis est soumise à des contraintes de flexion et de compression, Ce qui donne une contrainte totale  $\sigma_t$  tel que :

$$\sigma_t = \sigma_f + \sigma_c.$$

Où :  $\sigma_f = 32 \cdot F_f \cdot L / (\pi \cdot d^3)$  et  $\sigma_c = 4 \cdot F_c / (\pi \cdot d^2).$

$d_r$  : le diamètre de la vis à la racine.

$L$  : la longueur de la vis ( $L = 180 \text{ mm}$ ).

La vis doit vérifier la relation :  $\sigma_t \leq \sigma_b / S.$

$$\sigma_b = 25.5 \text{ daN/mm}^2 \text{ (acier E28).}$$

$S = 3$  (facteur de sécurité).

On aboutit à un polynôme de 3<sup>ème</sup> degré de  $dr$ , soit :

$$\frac{\sigma_b}{S} dr^3 - \frac{4 \cdot F_c}{\pi} dr - \frac{32 \cdot F_f}{\pi} \cdot L \geq 0.$$

Ce qui donne :  $dr \geq 15.814 \text{ mm.}$

Pour une vis de fileté métrique on a :

$$d = d_1 + 1.0825 P.$$

$P$  : le pas.

Donc on aura :  $d \geq 20 \text{ mm.}$



## III. 8. 1. 2. CALCUL DE LA NOIX [4]

C'est le calcul de la longueur nécessaire de la noix afin d'éviter le cisaillement des filets

◆ Pour ce qui est de cisaillement à la base des filets de La noix:

$$\tau = F_c / \pi \cdot d \cdot e \cdot n.$$

e : l'épaisseur du filet à la racine.

N : nombre de filets recouverts par la vis.

La résistance permise en cisaillement maximale,  $\tau_{\max}$  peut être obtenu en fonction de la limite minimale apparente d'élasticité  $\sigma_b$  avec un facteur de sécurité S comme étant :

$$\tau_{\max} = \sigma_b \cdot 0.577/S.$$

La longueur nécessaire de la Noix afin d'éviter le cisaillement des filets de la Noix,  $L_N$  est :

$$L_N = n \cdot p = \frac{P \cdot F_c \cdot S}{\pi \cdot d \cdot e \cdot \sigma_b \cdot 0.577} \quad (\text{III. 32})$$

D'où :  $L_N = 0.102$  mm.

◆ Pour éviter le cisaillement des filets de la vis.

De même que l'écrou on aura :

$$L_v = \frac{P \cdot F_c \cdot S}{\pi \cdot d_r \cdot e \cdot \sigma_b \cdot 0.577} \quad (\text{III. 33})$$

D'où :  $L_v = 0.118$  mm.

◆ Pour éviter l'usure entre l'écrou et la vis, la longueur de l'écrou nécessaire est donnée par :

$$L_U = \frac{4 \cdot P \cdot F_c}{\pi \cdot (d^2 - d_r^2) \cdot \sigma_p} \quad (\text{III. 34})$$

$\sigma_p$  : la pression permise entre la vis et l'écrou, elle est donnée en fonction de la vitesse, du diamètre moyen, et des matériau de la vis et de l'écrou. Pour une basse vitesse (*mouvement intermittent*)  $\sigma_p = 1.5$  daN/mm<sup>2</sup>.

D'où :  $L_u = 0.0661$

D'après les trois valeurs de la longueur de la noix que nous avons obtenu, la longueur nécessaire de l'écrou soit au moins égale à le max ( $L_N, L_v, L_u$ ).

**III. 8. 1. 3. COUPLE DE MONTE [4]**

le couple nécessaire pour faire monter le disque est donné par l'équation suivante :

$$T_M = F_c \cdot \frac{d_m}{2} \left[ \frac{P + f \cdot \pi \cdot d_m \cdot \cos(\alpha)}{\pi \cdot d_m - f \cdot \pi \cdot \cos(\alpha)} \right] \tag{III. 35}$$

où :  $f$  : coefficient de frottement  $f = 0.15$ .

$d_m$  : diamètre moyen de la vis,  $d_m = d - 0.6495 P$ .

$\alpha$  : l'angle des filets,  $\alpha = 30^\circ$ .

Pour une vis de diamètre  $d = 20$  mm, on trouve :

$$T_M = 50.3 \text{ daN} \cdot \text{mm} \approx 0.503 \text{ N} \cdot \text{m} ;$$

donc on peut utiliser un valant plein. (Valant plein  $D = 200$  mm,  $d = 18$  mm).

**III. 8. 2. CALCUL DE LA VIS D'INCLINAISON DU DISQUE [4]**

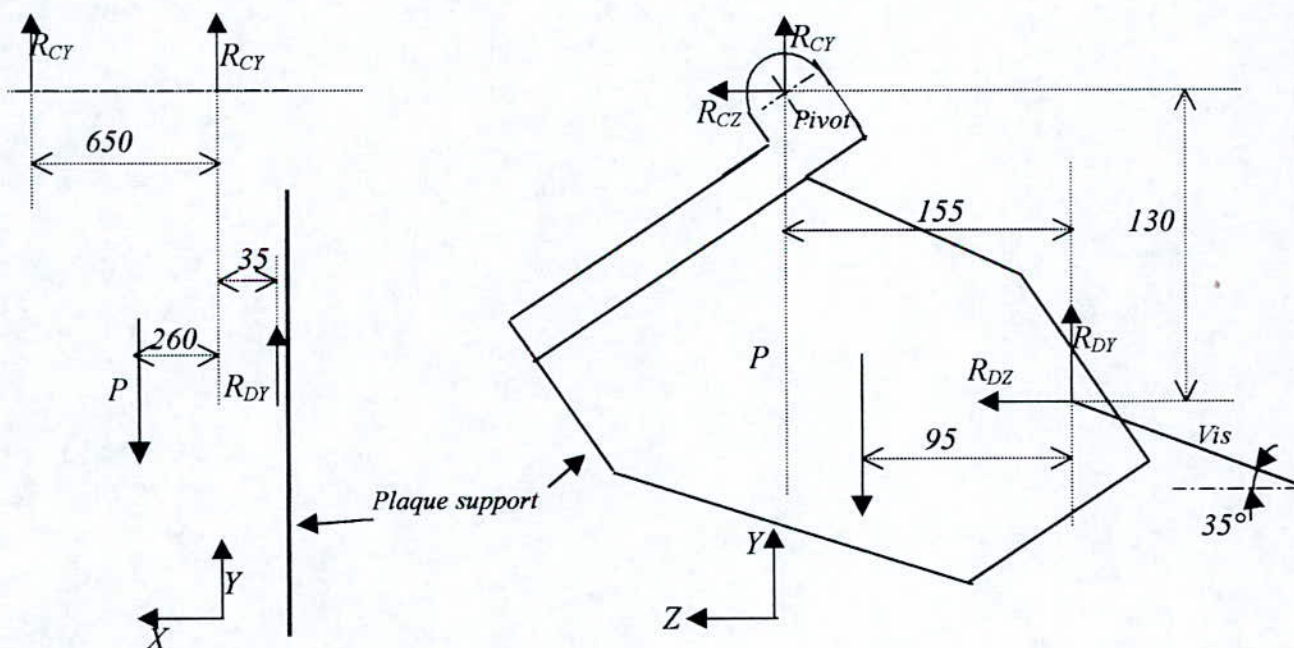


Fig. (III. 11). Mécanisme de la vis d'inclinaison



### III. 8. 2. 1. CALCUL DE LA VIS

De même que la vis monte charge (*Paragraphe* : III. 8. 1) et d'après la figure (III. 11) , l'équilibre de la plaque support.

Dans les plans (*XY*) et (*YZ*) on a les résultats suivants :

$$R_{cy} = 73.75 \text{ daN}$$

$$R_{cz} = 22.16 \text{ daN}$$

$$R_{Dy} = 32.5 \text{ daN}$$

$$R_{Dz} = -44.33 \text{ daN}$$

dans ce cas la vis est soumise à des efforts de tension et de flexion.

◆ Effort de tension :

$$F_{Dt_n} = R_{Dz} \cdot \cos(35^\circ) - R_{Dy} \cdot \sin(35^\circ).$$

$$\text{d'où : } F_{Dt_n} = 17.67 \text{ daN.}$$

◆ Effort de flexion :

$$F_{Df} = R_{Dz} \cdot \sin(35^\circ) + R_{Dy} \cdot \cos(35^\circ).$$

$$\text{d'où : } F_{Df} = 52.05 \text{ daN.}$$

La contrainte totale  $\sigma_t$  est donnée par :  $\sigma_t = \sigma_f + \sigma_{tn}$ .

$$\text{Où : } \sigma_f = 32 \cdot F_f \cdot L / (\pi \cdot d^2) \quad \text{et} \quad \sigma_c = 4 \cdot F / (\pi \cdot d^2).$$

La vis doit vérifier la condition:  $\sigma_t \leq \sigma_b/s$ .

On aboutit à une polynôme de 3<sup>ème</sup> degré de  $dr$ , soit :

$$\frac{\sigma_b}{S} dr^3 - \frac{4 \cdot F_{tn}}{\pi} dr - \frac{32 \cdot F_f}{\pi} \cdot L \geq 0$$

Ce qui donne :  $d_r \geq 19.60 \text{ mm}$ .

D'après les dimensions normalisés (NFE03-013-014-053) on aura :

$$d_r \geq 20.752 \text{ mm.}$$

### III.8. 2. 2. CALCUL DE LA NOIX

De même que la paragraphe (III. 8. 12), on trouve :

$$L_N = 0.048 \text{ mm.}$$

$$L_v = 0.055 \text{ mm.}$$

$$L_u = 0.310 \text{ mm.}$$

### III.8. 2.3. COUPLE DE MONTE.

On utilise l'équation (III. 35) pour une vis de diamètre  $d=20$  mm, on trouve :

$$T_M = 33.94 \text{ daN. mm} \approx 0.34 \text{ N. m}$$

on peut donc utiliser un volant plein ( $D=200$ ,  $d=18$ ).

### III.9. CALCUL DES PIVOTS

Les pivots (3), et (48) et d'après les figures (III. 10) et (III. 11) sont soumis à des efforts de flexions seulement. La figure (III. 12) représente le schéma des efforts appliqué sur le pivot.

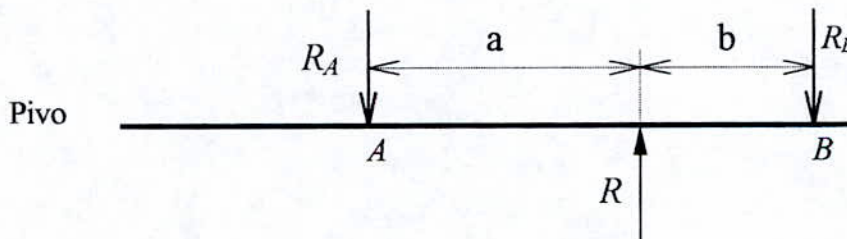


Fig. (III. 12). Schémas des pivots

♦ Dans le cas du pivot (48)(planche SC 00. 00 1/2), on a :

$$R = (R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2)^{1/2} = 52.58 \text{ daN, et}$$

$$a = 62 \text{ mm,} \quad b = 25 \text{ mm.}$$

Ce qui donne  $R_A = 15.12$  daN et  $R_B = 37.46$  daN.

Donc un moment de flexion maximal :  $M_f = 937.44$  daN. mm.



et d'après la relation (III. 12) on aura :  $d \geq [10. M_f. 2/\sigma_b]^{1/3}$ .

$$d'ou : \quad d \geq [10.(937, 44). 2/15. 5]^{1/3}=10. 65 \text{ mm.}$$

♦ Dans le cas du pivot (3), on a :

$$R=(R_{cy}^2 + R_{cz}^2)^{1/2} = 77. 01 \text{ daN.}$$

$$\text{et } a= 57.57 \text{ mm ,} \quad b= 57.5 \text{ mm.}$$

Ce qui donne  $R_A=R_B=38.50 \text{ daN.}$

Donc un moment de flexion maximal :

$$M_f = 2214.04 \text{ daN. mm.}$$

$$D'ou : \quad d \geq 14. 19 \text{ mm.}$$

### III. 10. CALCULE DES CLAVETTES

Les dimensions principales des clavetages sont normalisées, c'est pourquoi leur calcul consiste ordinairement à déterminer la longueur L pratique des clavettes, cette longueur peut être calculer suivant deux conditions :

♦ Condition de compression:

$$L_1 \geq 4. M_t/a.d. \sigma_{mat} \quad \text{avec : } \sigma_{mat} = 65 \text{ daN. mm}^2$$

d : diamètre de l'ordre (mm)

♦ Condition de résistance ou cisaillement :

$$L_2 \geq 2.M_t/b.d. \sigma_{cis} \quad \text{avec : } \sigma_{cis} = 40 \text{ daN/mm}^2$$

#### III. 10. 1. CLAVETAGE POUR L'ARBRE SCIE

Pour une diamètre de l'arbre Scie (30 mm), nous avons :  $a = 8 \text{ mm, } b = 7 \text{ mm}$

Le moment de tension maximale est  $M_t = 979. 42 \text{ daN. mm}$

$$D'ou : \quad L_1 \geq 0. 251 \text{ mm}$$

$$L_2 \geq 0. 233 \text{ mm}$$

On choisira des clavettes parallèles ordinaires de longueur  $L = 35 \text{ mm}$

(clavette parallèle, forme A de  $8 \times 7 \times 35$  ).

### III. 10. 2. CLAVETAGE POUR L'ARBRE MOTEUR

Pour un diamètre de l'arbre moteur (38 mm), nous avons  $a = 10 \text{ mm}$  et  $b = 8 \text{ mm}$

Le moment de torsion  $M_t = 3 \cdot P_M / \pi \cdot N_0$ .

D'où :  $M_t = 1273.24 \text{ daN} \cdot \text{mm}$ .

On aura :

$$L_1 \geq 0.206 \text{ mm.}$$

$$L_2 \geq 0.209 \text{ mm.}$$

On choisira des clavettes parallèles ordinaires, de longueur  $L = 40 \text{ mm}$

(clavette parallèle, forme A de  $10 \times 8 \times 40$  ).



*Chapitre IV*

---

**ANALYSE  
FONCTIONNELLE DE LA  
MACHINE**

## IV. 1. INTRODUCTION

Notre machine comme toutes les machines qui ont un contacte directe avec l'utilisateur, et comme elle rend des beaux services à l'homme, elle donne aussi des mauvais résultats, a cause de la mauvaise utilisation de celle-ci. Donc il faut prendre toute les précautions nécessaires pour éviter le contacte des organes dangereux avec la main ou une autre partie du corps, quand la machine est en marche, et parfois même à l'arrêt (*le contacte avec les dents de la lame et dangereux* ). Pour cela en va terminer notre travail, dans ce chapitre, pour donner le maximum des conseil, pour éviter le maximum des accidents.

## IV. 2. BRANCHEMENT ELECTRIQUE

l'utilisation d'un moteur de puissance suffisante permettant d'animer la lame de la vitesse de coupe nécessaire à sa bonne tenue. On choisit le type de démarrage (*étoile-triangle*).

### IV. 2. 1. INSTALLATION ELECTRIQUE

On doit tout simplement, connecter la ligne aux trois bornes du bornier. Il faut avant de donner le courant, vérifier que les branchements sur les borines du moteur correspondant à la fréquence et à la tension de la ligne. Ensuite il faut vérifier le sens de la rotation de la lame, en cas de rotation contrainte on doit inverser deux conducteurs sur le borine et le conducteur de mise à terre doit rester à sa place.

### IV. 2. 2. MISE EN MARCHE DE LA MACHINE

Pour mettre en marche la machine, il est fort recommandable de faire deux opérations au moment de l'actionnement du commutateur Porter d'abord l'interrupteur sur la position en « étoile » .

1. après quelques secondes porter le commutateur sur la position en « triangle » , qui est la position normale de travail.

Pour arrêter le moteur on met directement le commutateur sur la position «O» sans s'arrêter sur celle de « l'étoile ».

## IV. 3. MONTAGE DES OUTILS

pour monter les lames on doit créer un espace suffisant (*dégagement un chariot, mettre l'arbre à sa basse position, etc. . .* ), bloquer l'arbre à l'aide d'une clé à son



extrémité ; dévisser l'écrou de fixation des lames et monter la lame entre les flasques et serrer peu à peu l'écrou de fixation.

#### IV. 4. MISE EN FONCTIONNEMENT

La mise en fonctionnement doit être précédée par :

*1<sup>er</sup>* : La vérification des caractéristiques de la lame selon le travail à effectuer (*voir chapitre. II*), et de sa vitesse de rotation.

*2<sup>ème</sup>* : Le réglage de la saillie de la lame sur la table qui doit être légèrement supérieure à l'épaisseur des pièces à scier de façon à ce que l'on ait le plus de dents possibles en prise (tel que : trop de saillies dans une face inférieure éclatée ; et trop peu de saillies donne une face supérieure peu propre, en évitant d'avoir un éclatement de la face inférieure de la pièce à cause d'une saillie importante.)

Pour régler la hauteur de saillie, on agit sur le volant (*planche SC 00. 00. (1/2)*), jusqu'à obtenir la hauteur désirée, il faut vérifier que l'écrou à croisillons de ce volant, soit position libre.

*3<sup>ème</sup>* : pour régler l'angle d'inclinaison de la lame (*dans le cas des sciages pentés*), on agit sur le deuxième volant (*planche SC 00. 00.(2/2)*), et avant d'effectuer cette opération il faut vérifier que les deux écrous à croisillon de blocage soient en position libre.

*4<sup>ème</sup>* : Le réglage du guide c'est-à-dire la vérification de son parallélisme par rapport à la lame .

*5<sup>ème</sup>* : La mise en place et le réglage dispositif de protection.

#### V.5. CHANGEMENT DE VITESSE

Selon les caractéristiques de la lame et de la pièce on peut utiliser deux vitesses, et pour le passage d'une vitesse à une autre, on doit tout simplement arrêter la machine, l'ouverture des portes N°67 .

*1<sup>ème</sup>* : débloquer la manette boules inclinée, jusqu'à ce qu'on déplace l'ensemble (moteur et leur support) vers le haut vers le bas.

*2<sup>ème</sup>* détendre la courroie.

*3<sup>ème</sup>* : déplacer la courroie de transmission (77) sur les deux poulies (*motrice (76) et réceptrice (16)*).

4<sup>me</sup> : régler la tension de la courroie en jouant sur la manette boules inclinée jusqu'à la vérification du degré de tension tel que :

En exerçant une pression de 3Kg au centre de la portion libre de la courroie elle doit céder de 4 à 6 mm ; on ne peut pas dépasser ces valeurs de tensionnement indiqués (tel que : une tension très importante tension, surchauffe rapidement les roulement, et endommage la courroie , et une trop faible tension, facilite la sortie et le glissement de la courroie dans les gorge des poulies).

**Remarque :**

Le réglage de tension de la courroie ne suffit pas seulement après chaque changement de vitesse, mais il faut le contrôler après chaque 50 heures de travail.

## **VI. 6. SYSTEME DE PROTECTION**

### **VI. 6. 1. AU-DESSUS DE LA TABLE (EXTERIEUR)**

On met un couvercle fixé au couteau diviseur, réglable en hauteur et ayant une articulation qui doit porter le disque.

### **VI. 6. 2. AU-DESSUS DE LA TABLE (INTERIEUR)**

On met un système qui doit couper le courant électrique en cas d'ouverture des portes , le système donne à l'utilisateur une confiance totale, la maintenance (*graisage, changement d'outil, changement de la vitesse, etc. . .* )

## **VI. 7. DEGAGEMENT DES COPEAUX**

Une machine d'usinage du bois doit être équipée d'un aspirateur de copeau, pour éviter les tourbillons engendrés à cause des mouvement des outils, et des faibles masses des copeaux, il faut dégager ces copeaux pour obtenir un travail plus net pour cela on doit mettre un circuit d'aspiration capable d'avancer le maximum de copeaux possibles, le circuit doit comprendre :

- Un aspirateur qui doit assurer une absorption minimale de 1200 m<sup>3</sup>/heure d'air. Pour une vitesse minimale de l'air 30 m/s .
- Les conduits se sont des tubes circulaires dans lesquels circulent les copeaux aspirés vers le lieu de décharge, elles sont de diamètres 120mm.



# CONCLUSION

## CONCLUSION

L'objectif pertinent pour la réalisation d'une machine industrielle, est de concevoir une machine efficace au moindre coût. dans cette perspective nous avons réaliser l'étude d'une scie mécanique destinée au travaux de bois, dont les dimensions sont compatibles avec les machines à bois, en tenant compte du choix des matériaux.

Dans ce travail on a mis au jour les travaux imputables aux bureaux d'étude, à savoir , l'étude conceptuelle, le dessin d'ensemble et les dessins de définitions, comprenant la cotation fonctionnelle et les tolérances nécessaires.

On souhaite que ce travail soit compléter par la réalisation des gammes d'usinages et les contrats de phases, relevant des prérogatives du bureaux de méthode.

L'étude conceptuelle peut être perfectionner par l'automatisation des fonctions de coupe et des travaux de séries. Il est souhaitable aussi de munir la machine de dispositifs de protection pour répondre aux normes de sécurité des opérateurs.



## Bibliographie

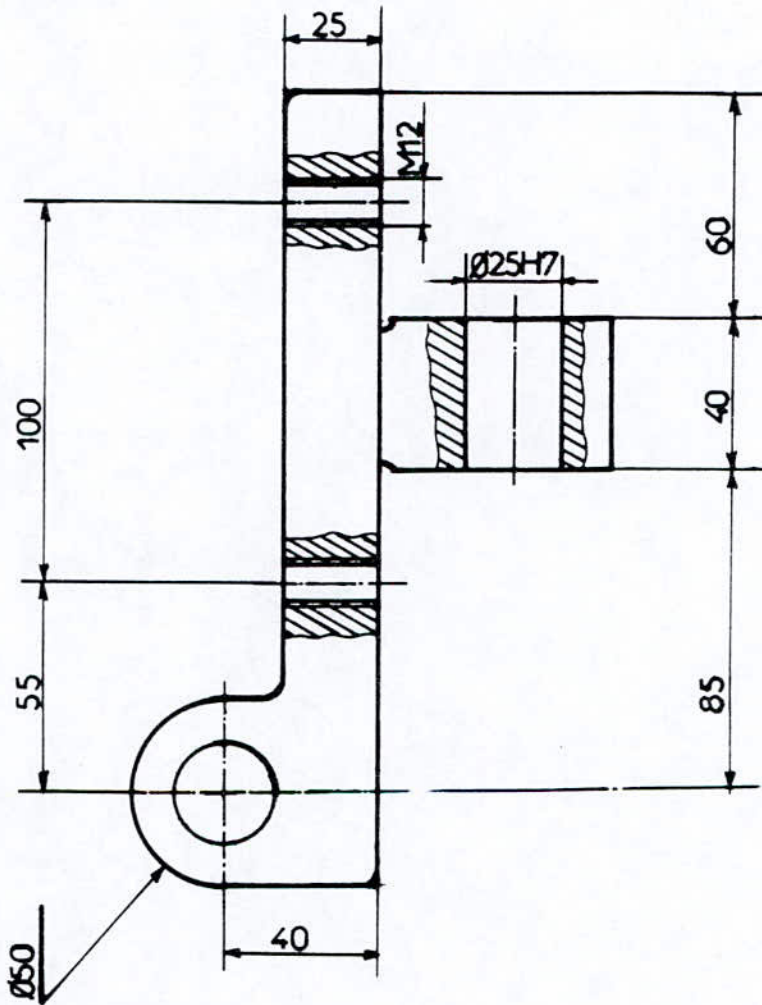
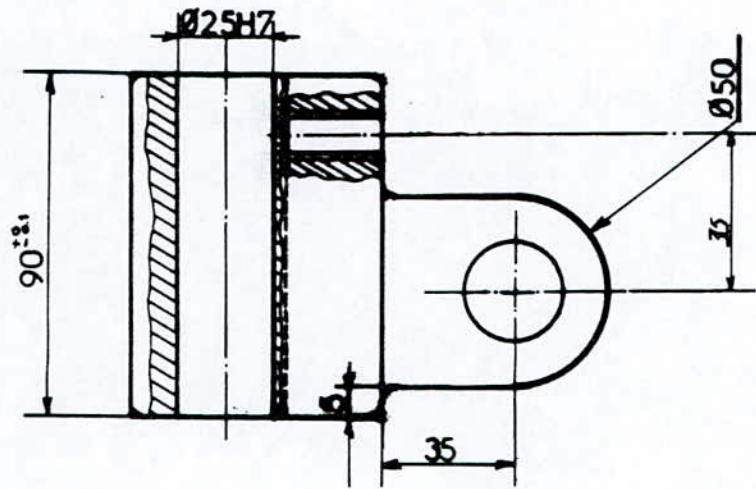
- [1] Techniques de l'ingénieur  
Travail mécanique du bois  
J. JUAN
- [2] Technologie des métiers du bois  
H. TRILLAT  
B. AMPEAU  
R. TRILLAT
- [3] Techniques de l'ingénieur  
Moteur asynchrone
- [4] Eléments de machines  
D. GILBERT  
G. MICHEL  
T. PIERRE  
V. ROBERT  
2<sup>ème</sup> édition
- [5] Techniques de l'ingénieur  
Organes de machines
- [6] Cours de C.M 4<sup>ème</sup> Année  
M<sub>r</sub> MADANI
- [7] Cours de V.C.D.S 4<sup>ème</sup> Année  
M<sub>r</sub> Rechak
- [8] Guide de dessinateur industriel  
A. CHEVALIER (édition 89-90)
- [9] Précis de construction mécanique  
D. SACQUEPEY  
D. SPENLE  
tome 3. 2<sup>ème</sup> édition
- [10] Résistance des matériaux  
S. TIMOSHENKO
- [11] vibration des machines tournantes  
D. RIXEU

*ANNEXE A*

---

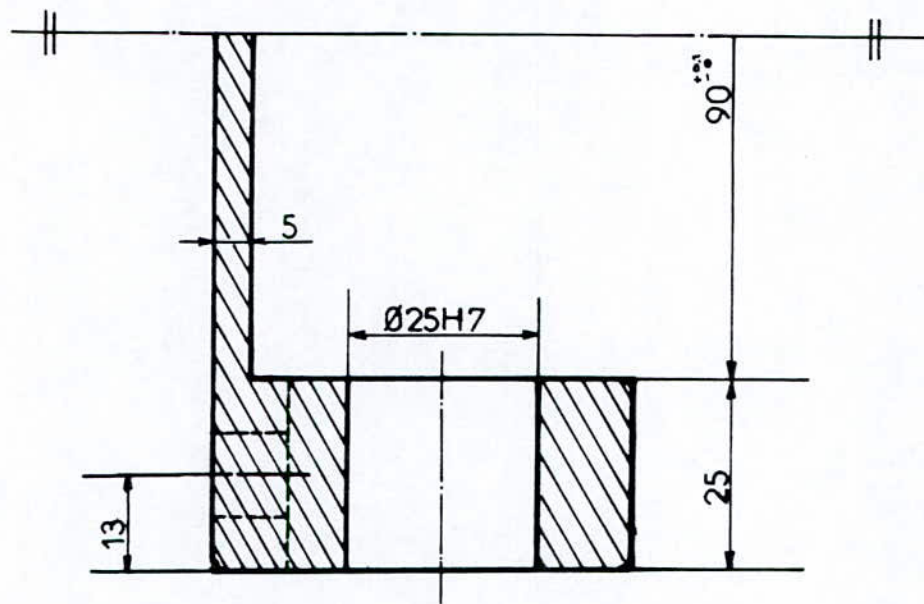
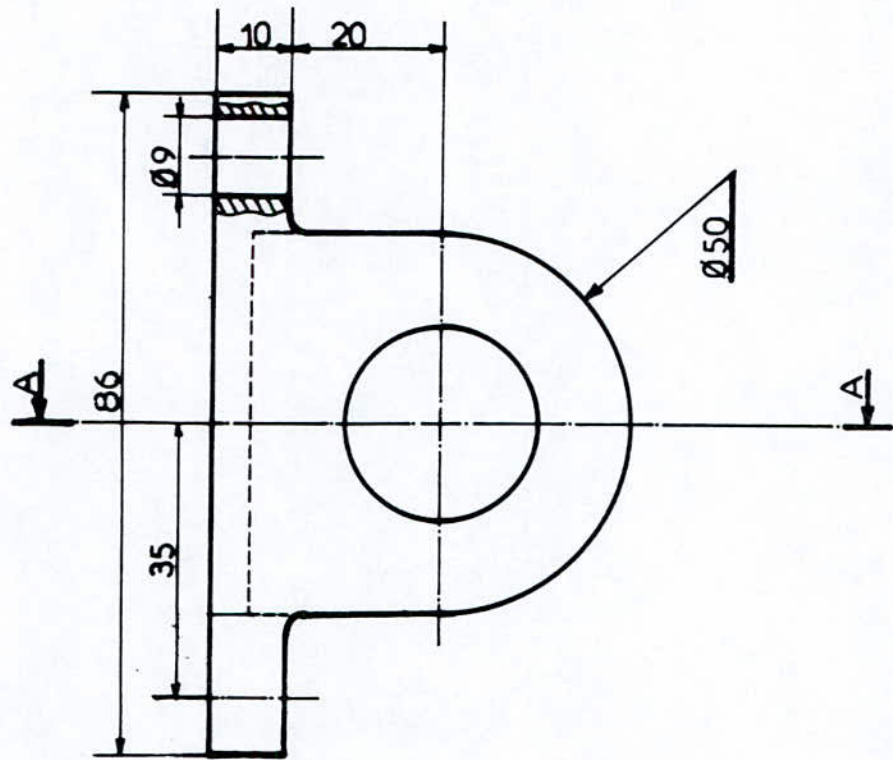
**DESSINS DE DEFINITION**





# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

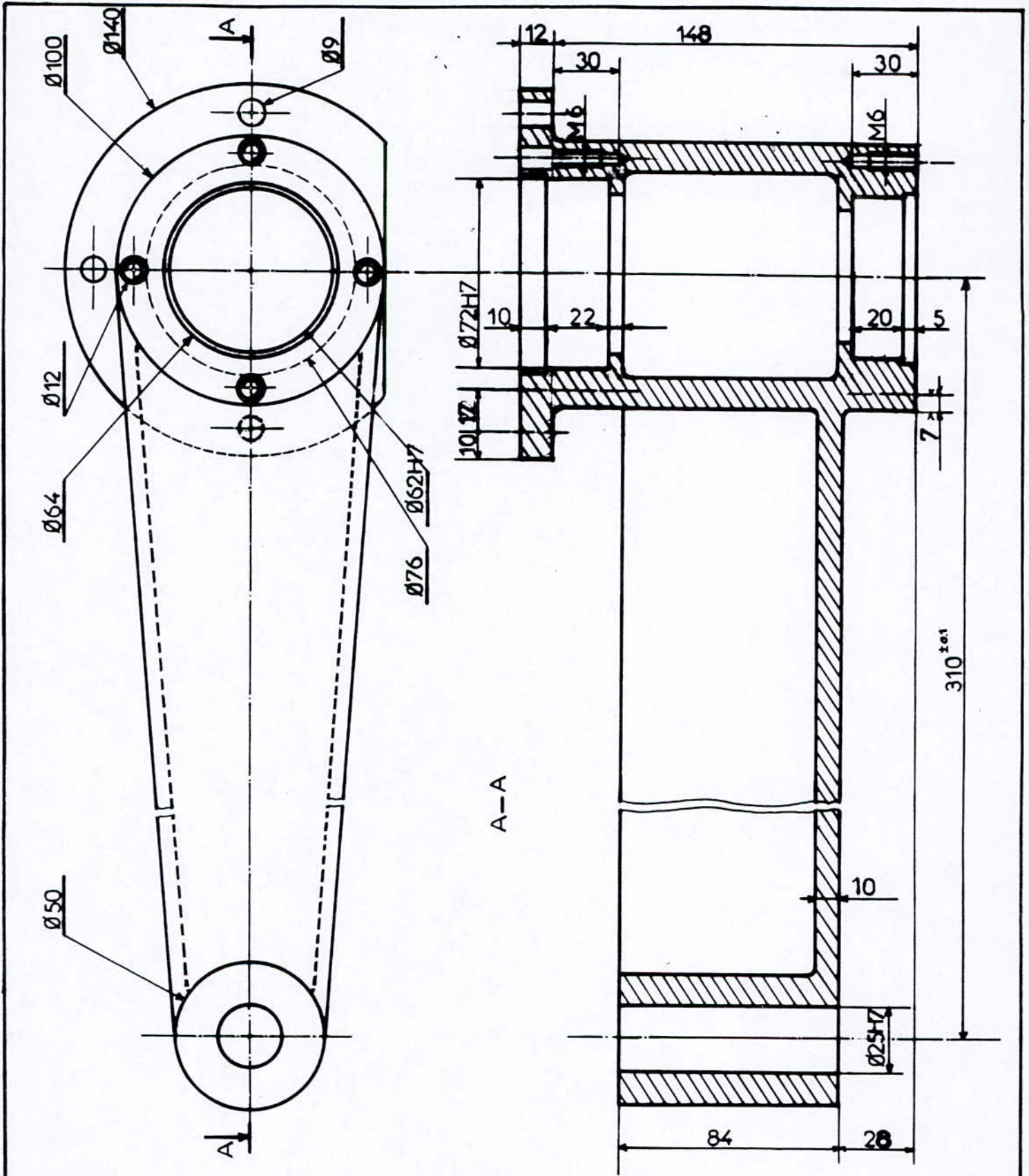
Echelle	Masse		Chape	ENP Dpt. G Mécanique
1/2				
Etudiant	Bendebbah			
Promoteur	Belhadef			
Prés. Jury	Madani			
Examineur	Guergueb			
Examineur	Tazi			SC 00.02



# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse			Chape	ENP Dpt. G. Mécanique
1/1					
Etudiant	Bendebbah				
Promoteur	Belhadef				
Prés. Jury	Madani				
Examineur	Guergueb				
Examineur	Tazi				SC 00.03



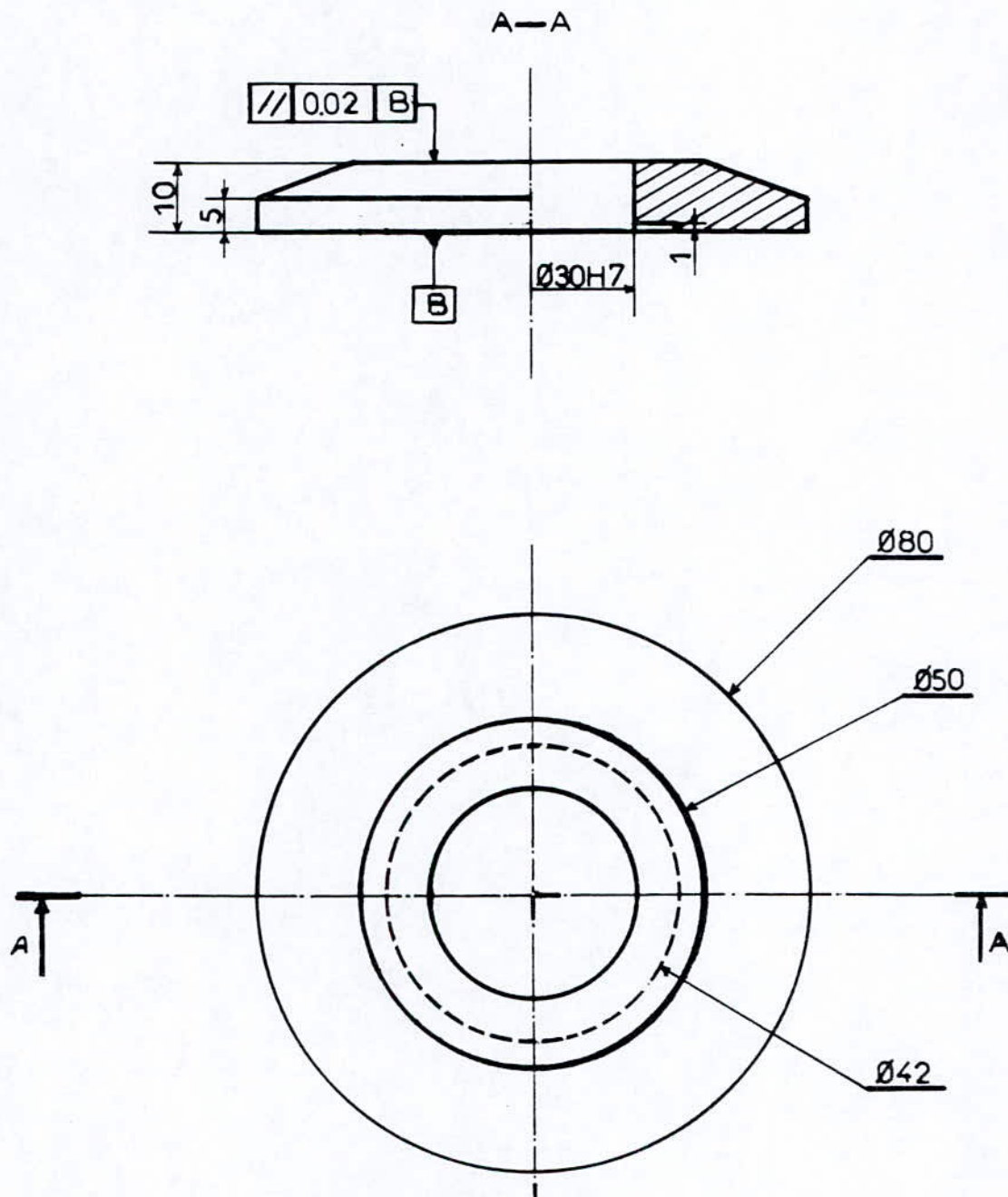


# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE



Echelle	Masse		Porte Roulements	ENP Dpt. G. Mécanique
1/2				
Etudiant	Bendebbah			SC 00.04
Promoteur	Belhadef			
Prés. Jury	Madani			
Examineur	Guergueb			
Examineur	Tazi			

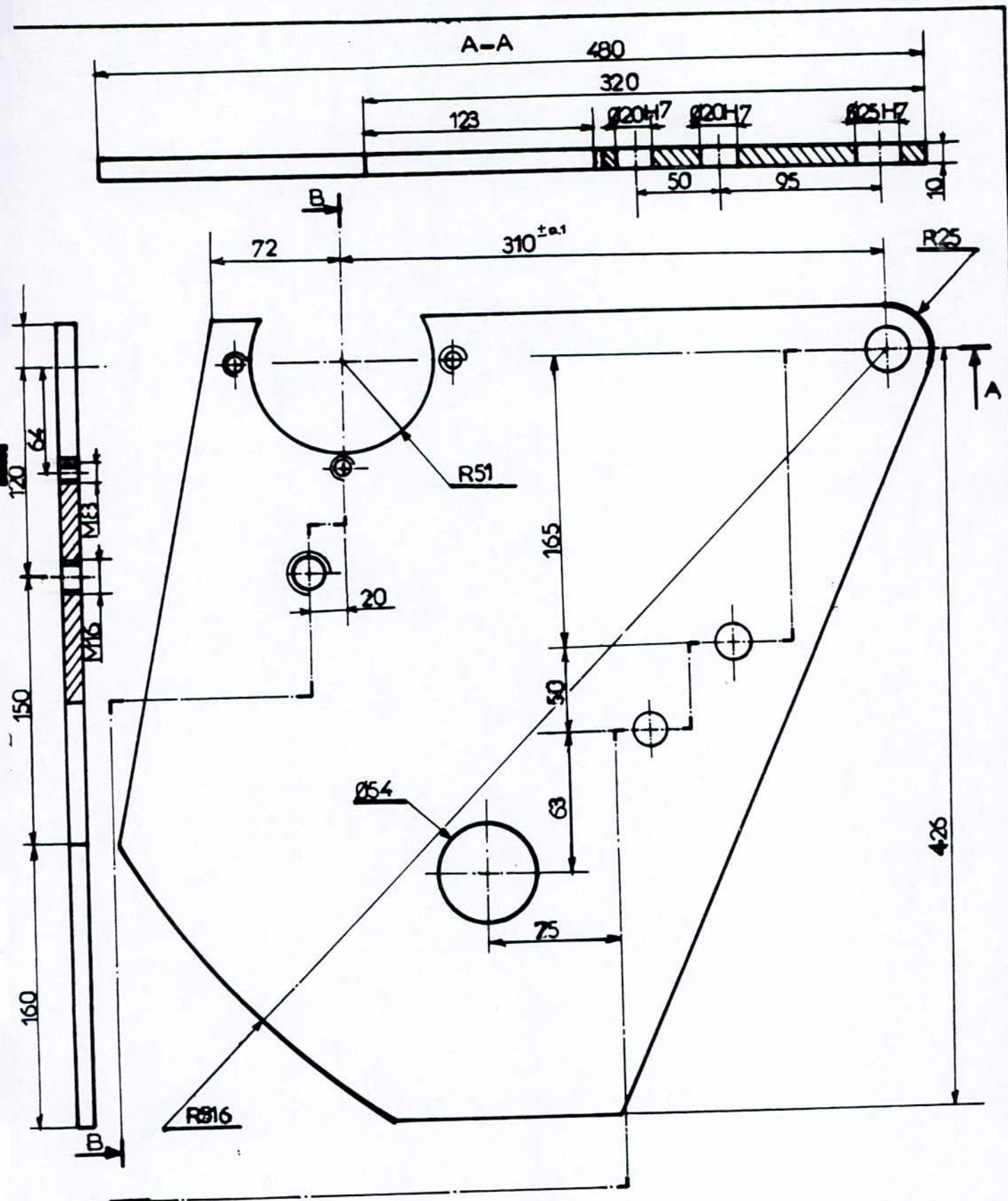








# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse			Flasque Extérieur	ENP Dpt. G. Mécanique
1/1					
Etudiant	Bendebbah				
Promoteur	Belhadef				
Prés. Jury	Madani				
Examineur	Guergueb				
Examineur	Tazi				SC 00.06

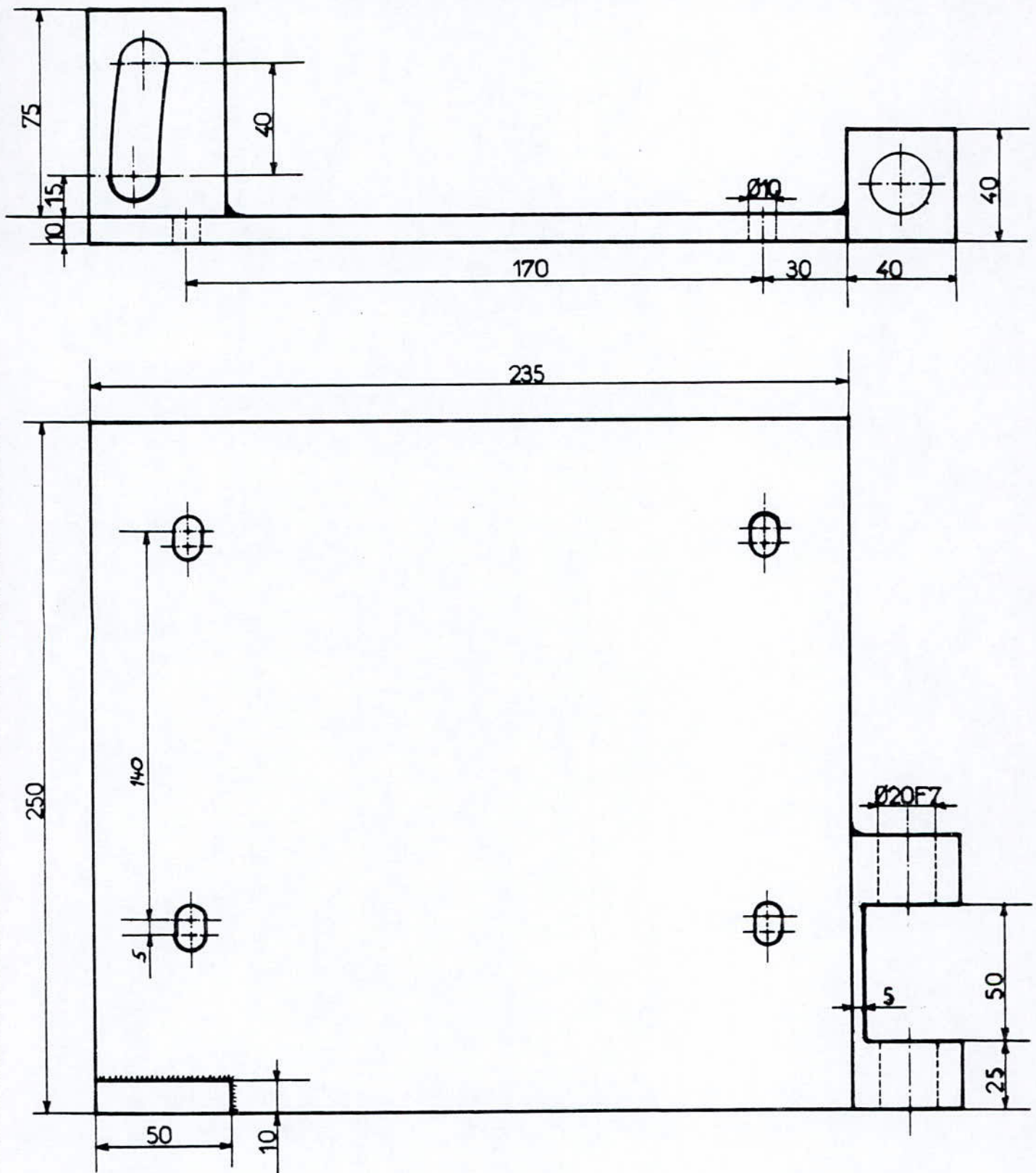


# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse			Plaque Support	ENP Dpt. G. Mécanique
1/3					
Etudiant	Bendebbah				SC 00.09
Promoteur	Belhadef				
Prés. Jury	Madani				
Examineur	Guergueb				
Examineur	Tazi				



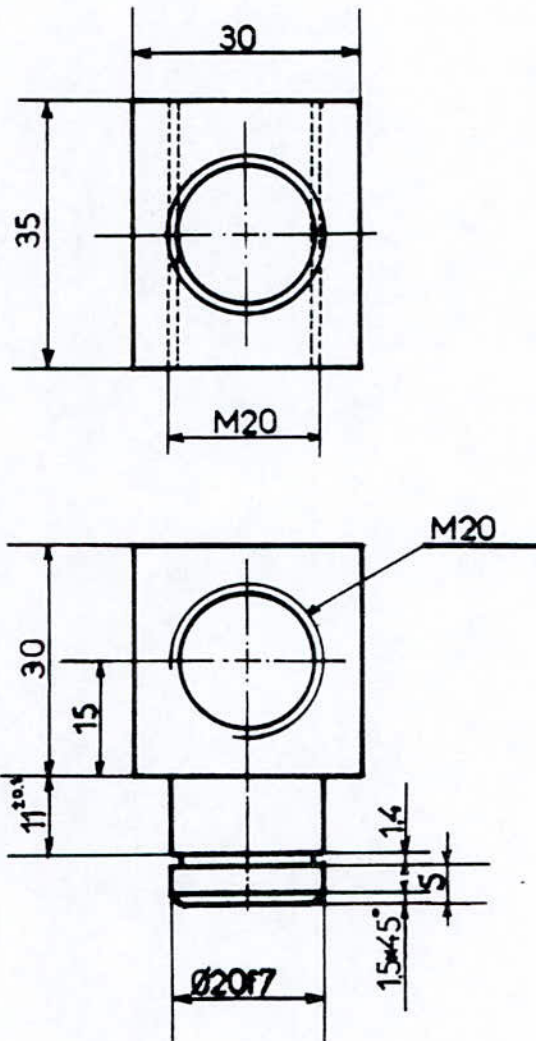




# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

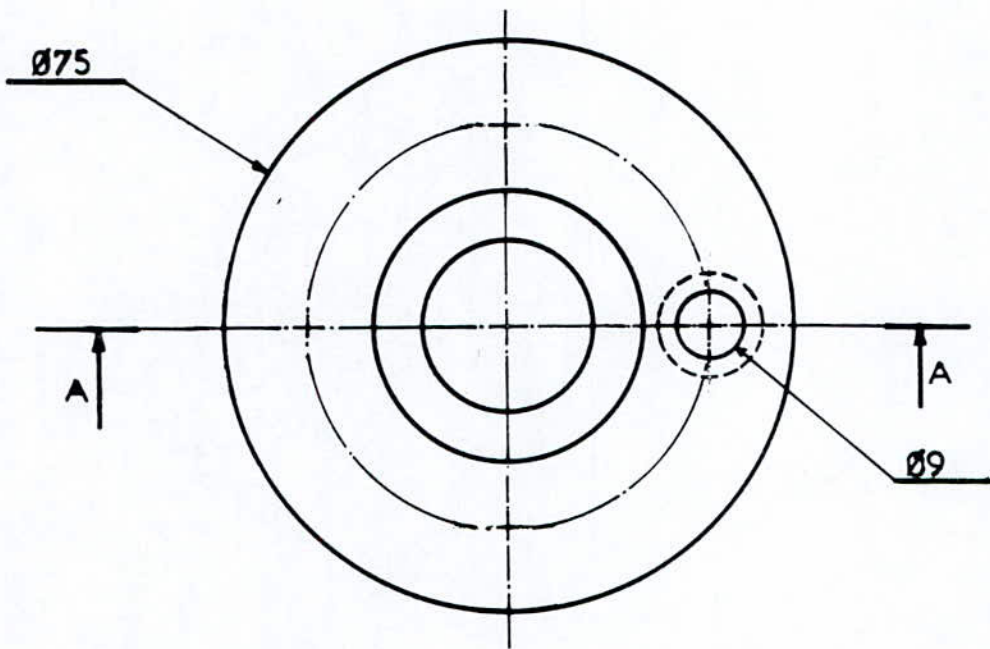
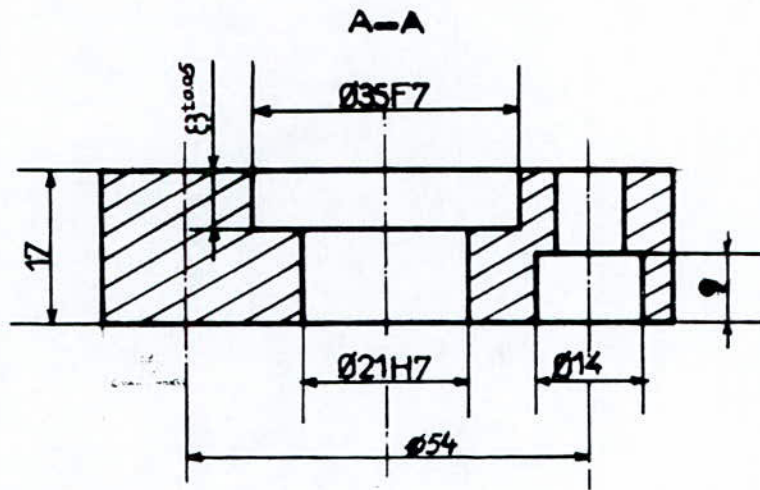
Echelle	Masse			Support Moteur	ENP Dpt. G. Mécanique
1/2					
Etudiant	Bendebbah				
Promoteur	Belhadeb				
Prés. Jury	Madani				
Examineur	Guergueb				
Examineur	Tazi				SC 00.10







# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

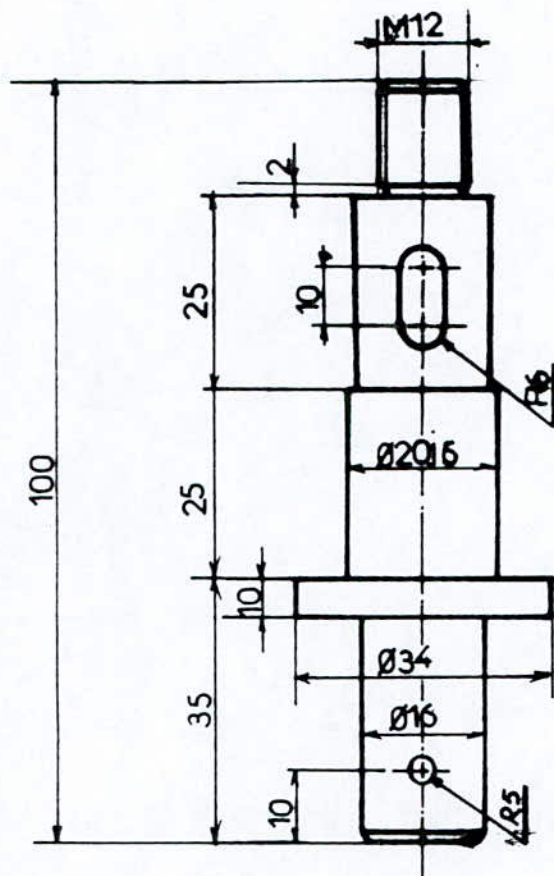
Echelle	Masse		Noix	ENP Dpt. G. Mécanique
1/1				
Etudiant	Bendebbah			
Promoteur	Belhadeb			
Prés. Jury	Madani			
Examineur	Guergueb			
Examineur	Tazi			SC 00.12



# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

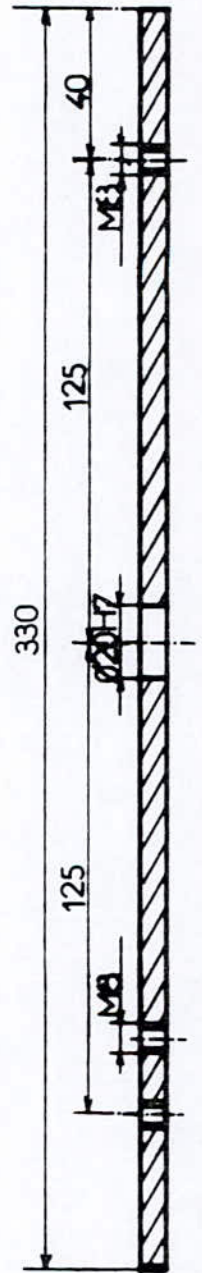
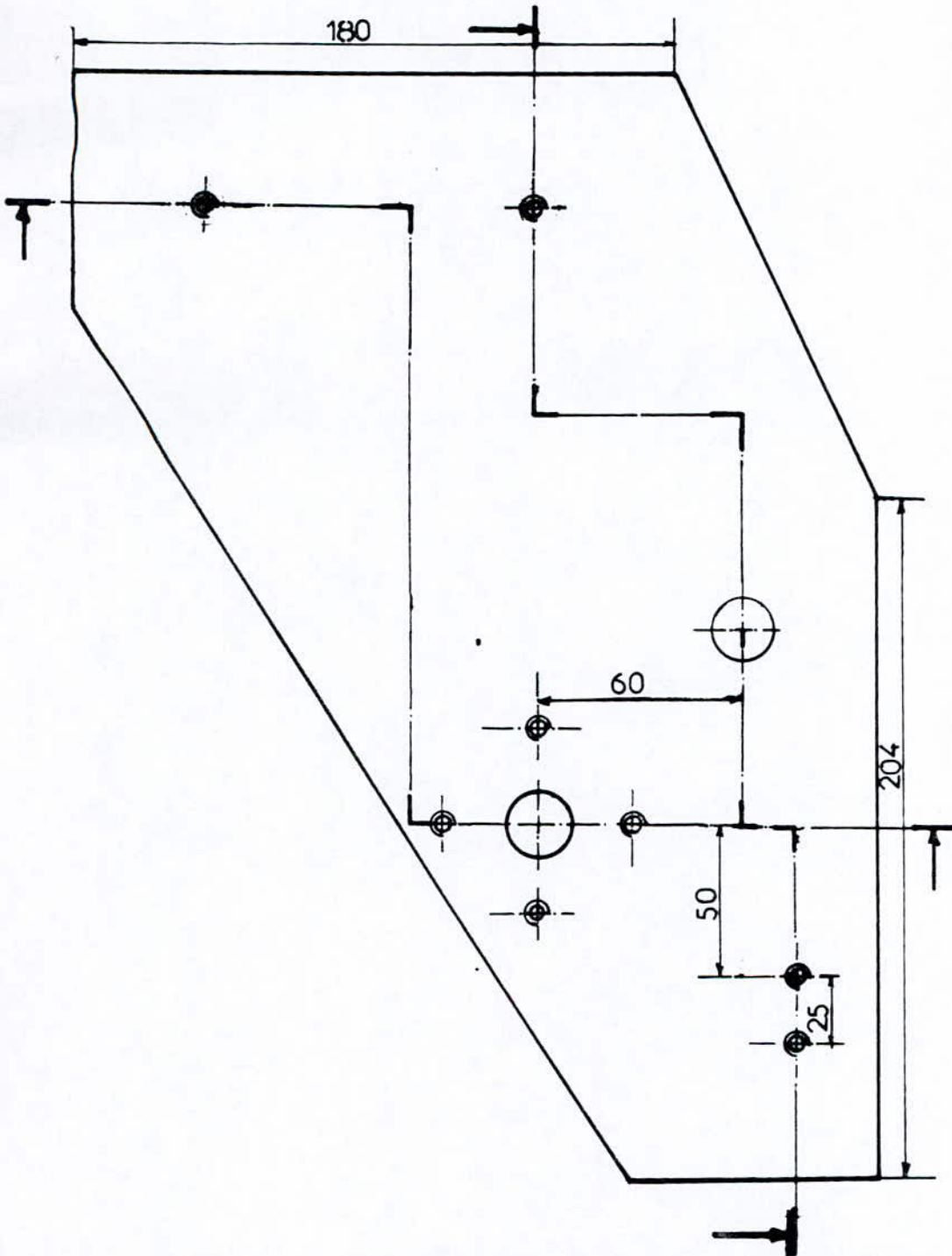
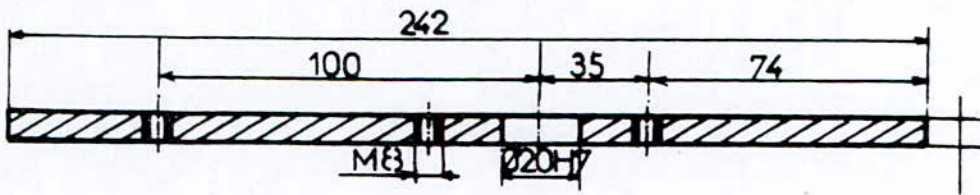
Echelle	Masse			Couvercle	ENP Dpt. G. Mécanique		
1/1							
Etudiant	Bendebbah						
Promoteur	Belhadef						
Prés. Jury	Madani						
Examineur	Guergueb						
Examineur	Tazi				SC 00.13		





# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

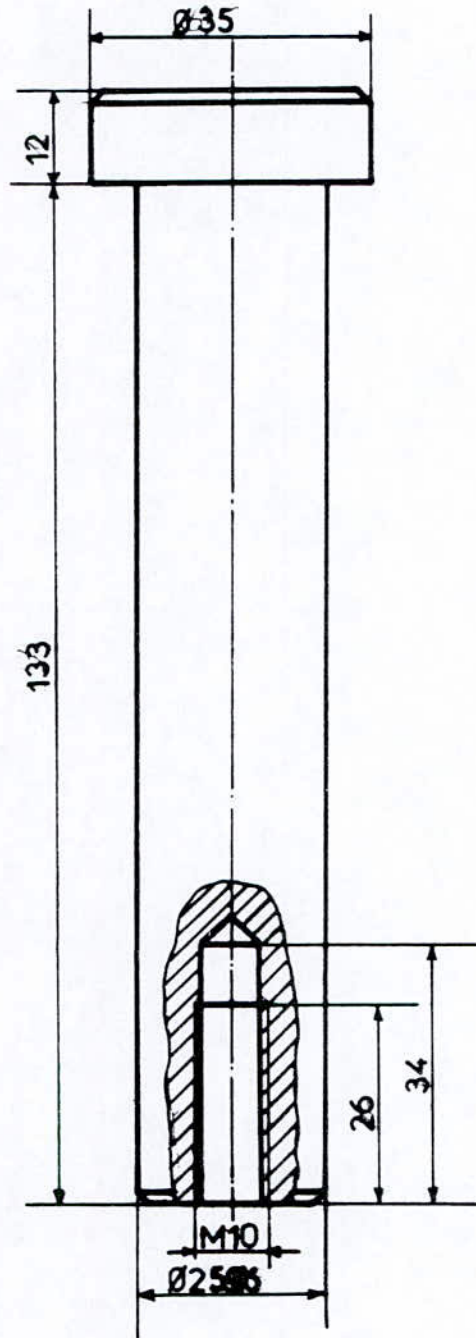
Echelle	Masse		Axe	ENP Dpt. G. Mécanique
1/1				
Etudiant	Bendebbah			
Promoteur	Belhadef			
Prés. Jury	Madani			
Examineur	Guergueb		SC 00.14	
Examineur	Tazi			



# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

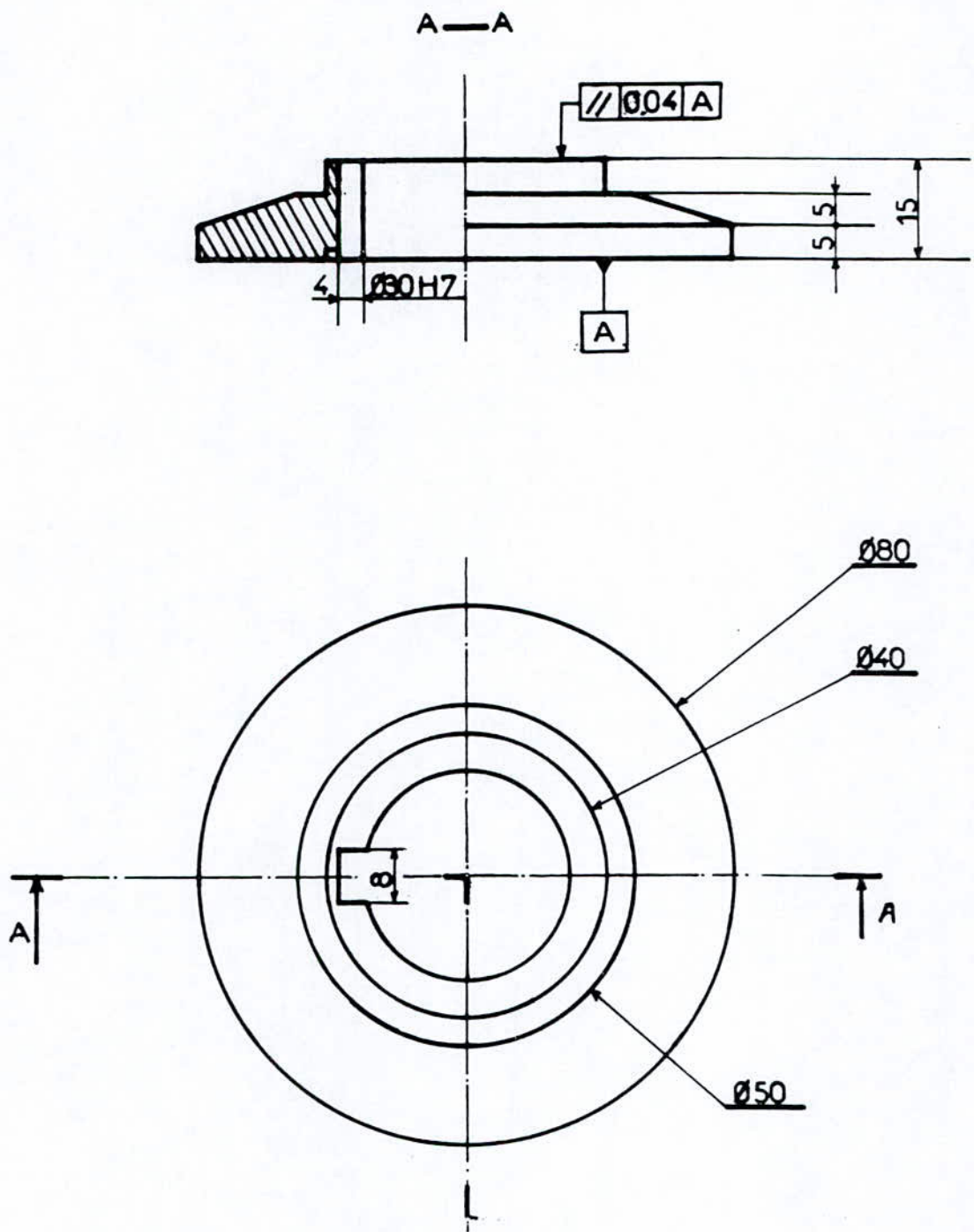
Echelle	Masse		Plaque support	ENP Dépt. G .Mécanique
1/3				
Etudiant	Bendebbah			
Promoteur	Belhadef			
Chef. Dépt	Madani			
Prés. Jury	Guergueb			
Examineur	Tazi			SC 00.015





# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse			Pivot	ENP Dpt. G. Mécanique
1/1					
Etudiant	Bendebbah				
Promoteur	Belhadeb				
Prés. Jury	Madani				
Examineur	Guergueb				
Examineur	Tazi				SC 00.18

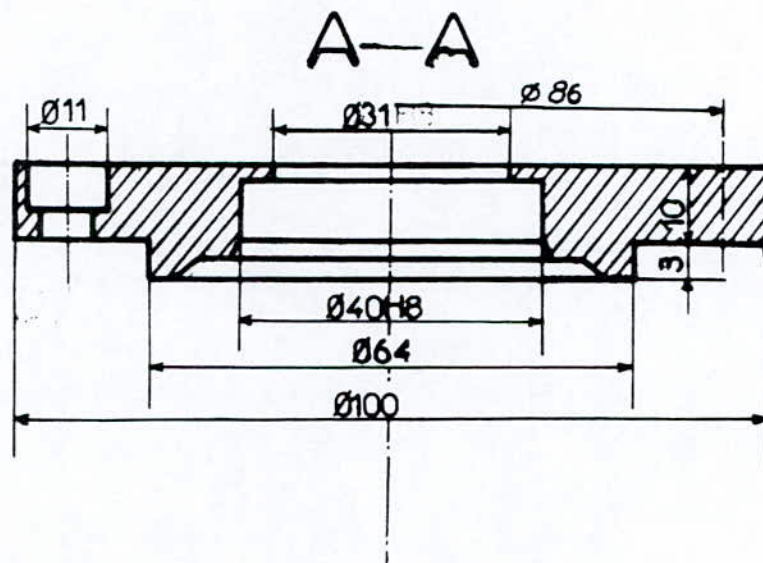
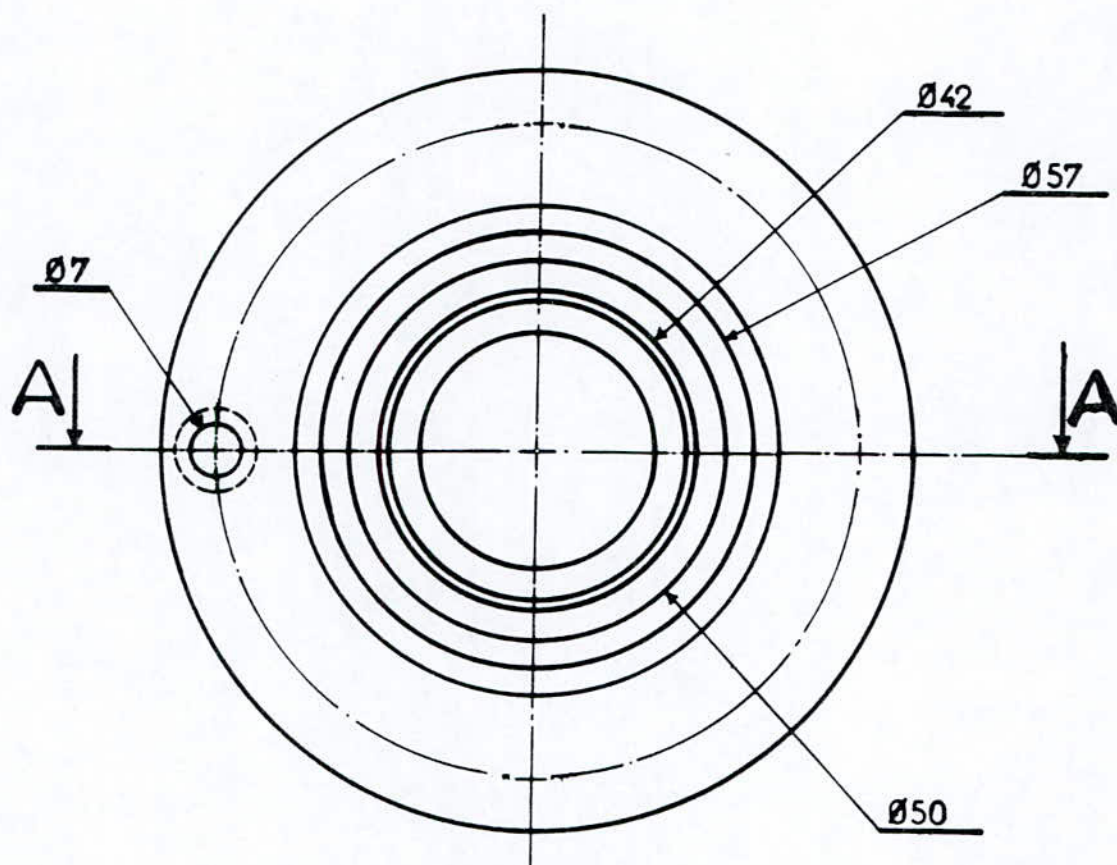


# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		Flasque Intérieur	ENP Dpt. G. Mécanique
1/1				
Etudiant	Bendebbah			
Promoteur	Belhadeb			
Prés. Jury	Madani			
Examineur	Guergueb			
Examineur	Tazi			SC 00.19



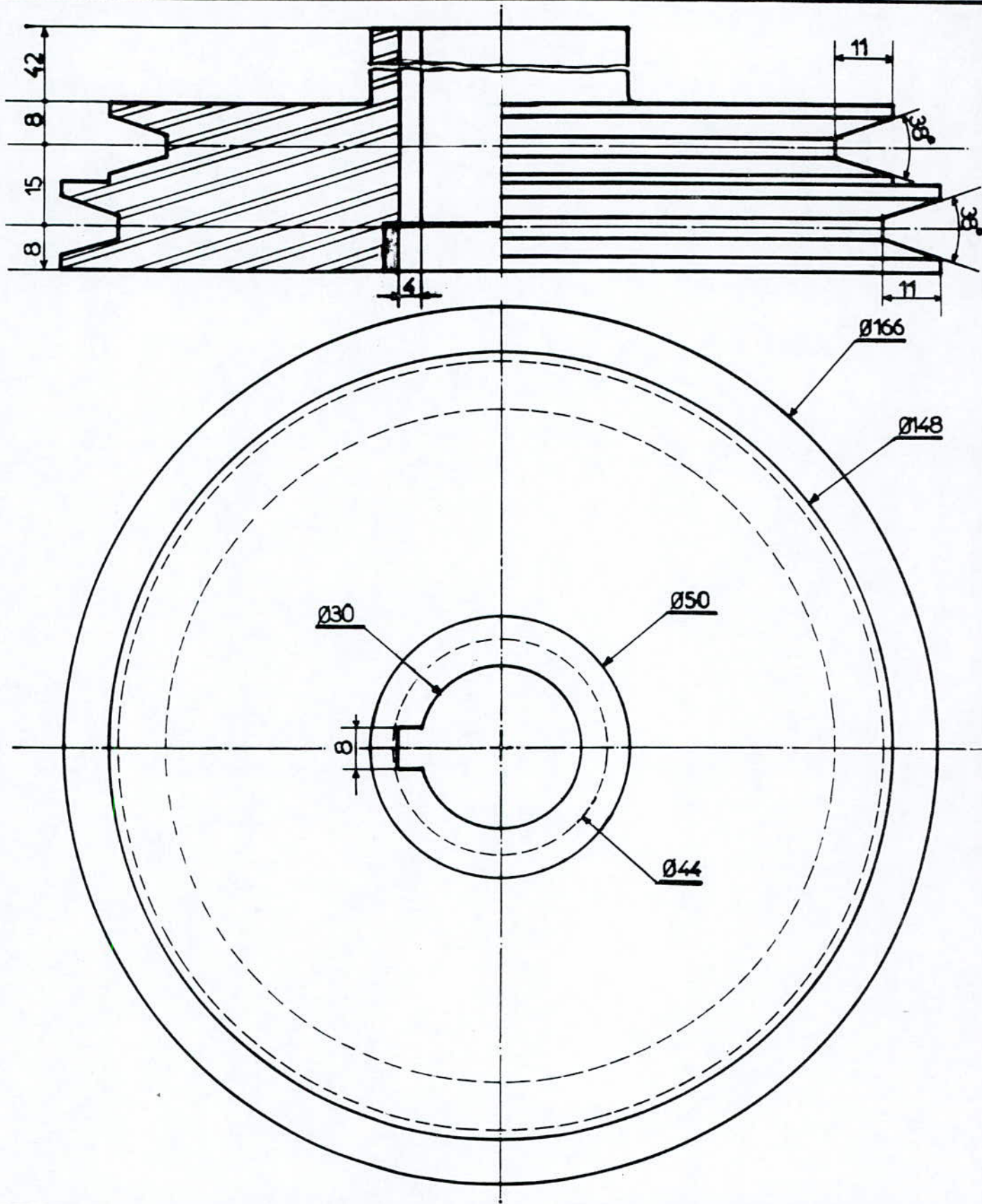




# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		Couvercle	ENP Dpt. G. Mécanique
1/1				
Etudiant	Bendebbah			
Promoteur	Belhadeb			
Prés. Jury	Madani			
Examineur	Guergueb			
Examineur	Tazi			SC 00.20





# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		Poulies Motrices	ENP Dpt. G. Mécaniqu
1/1				
Etudiant	Bendebbah			
Promoteur	Belhadeb			
Prés. Jury	Madani			
Examineur	Guergueb			
Examineur	Tazi			SC 00.22

*ANNEXE B*

---

**TABLEAUX**



scie		Diamètre extérieur $d_3$ (mm)  du flasque
Diamètre extérieur $d_2$ (mm)	Diamètre alésage $d_1$ (mm)	
100	20	50
140	20	50
160	20	50
	30	60
200	30	60
	60	80
250	30	60
	60	100
	85	125
300	30	80
	60	100
	85	125
400	60	125
	85	160
500	60	125
	85	200

Tableau I. 1. *Diamètres des flasques recommandés*

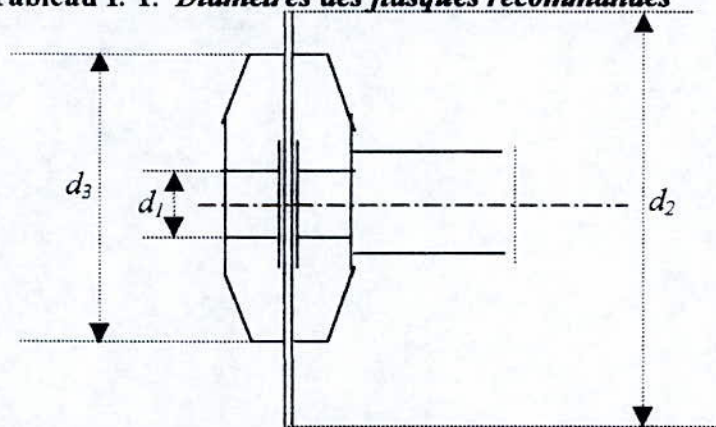


Fig. I.1. *Scie circulaire à mise rapportées en métal dur*

**ANNEXE B**

	Essences	Densités moyennes à (12% d'humidité)	Résistance à la rupture moyenne (MPa)			
			compression		Traction	
			Axial	transversal	axial	transversal
<b>RESINEUX</b>	Epicéa, Spin, Western	0.35 à 0.50	35 à 45	6 à 8	90 à 100	1.2
	Pins, Douglas	0.50 à 0.60	40 à 50	7.5 à 8	100 à 20	1.8
	Mélèze de montage.	0.60 à 0.70	40 à 55	9 à 10	100 à 120	2
<b>FEUILLUS</b>	Acajours, Oktalmé, Peupliers, Somba	0.40 à 0.50	30 à 40	7.5 à 10	80 à 100	2
	Chêne tendre, Erable framiré, Frêne, Hêtre, Lamin, Sipo, Iroko, Sapelli.	0.50 à 0.70	40 à 60	12 à 15	100 à 120	3
	Charme, Chémdur, Doussie, MOUAbi, Orme, Teck	0.70 à 0.80	50 à 80	18 à 20	120 à 150	4
	Azobé	0.90 à 1.10	90 à 100	>20	150 à 200	5

**Tableau II.1** : Résistances à la rupture moyennes des essences les plus courantes sur des éprouvettes sans défaut à 12% d'humidité



**ANNEXE B**

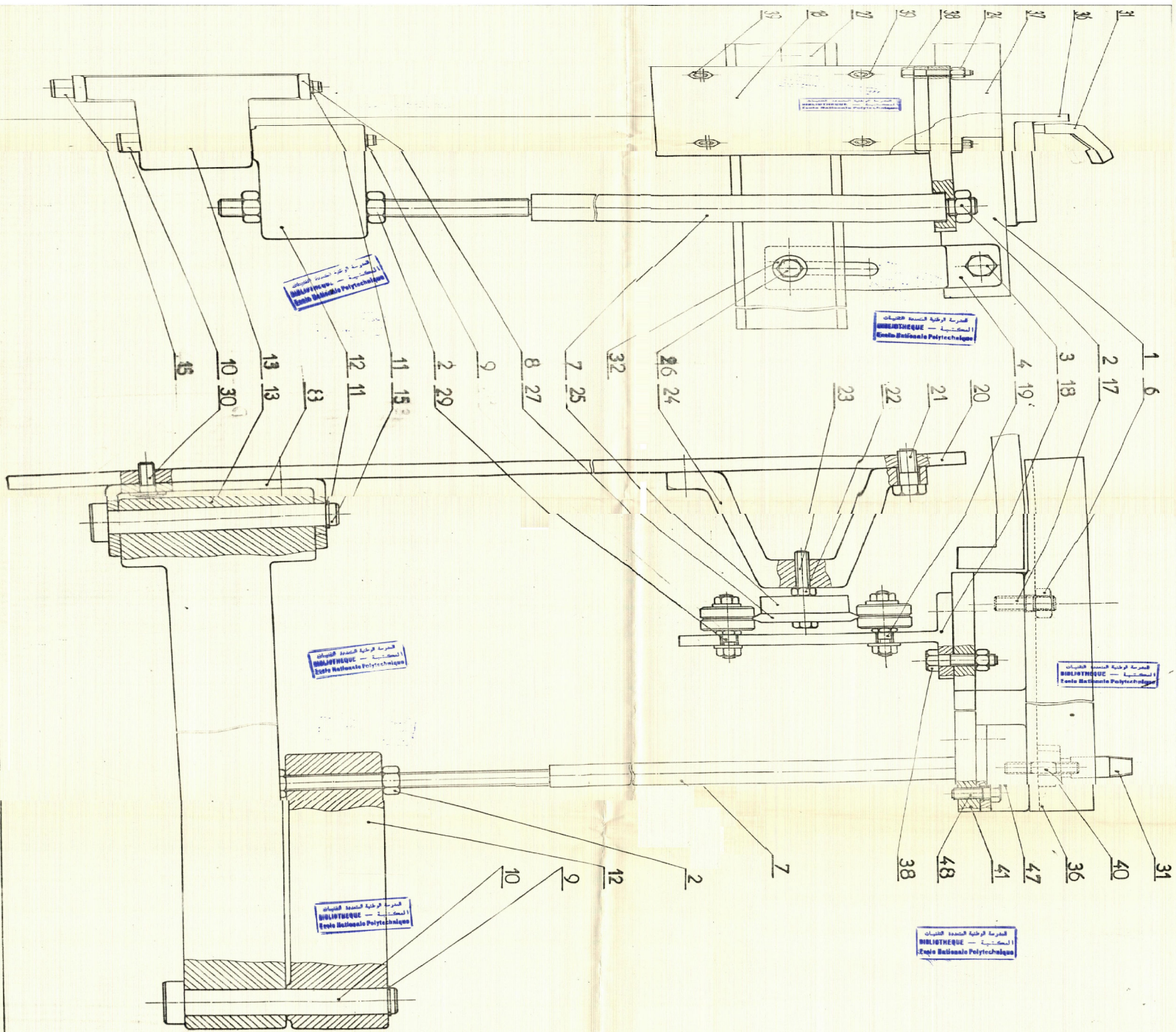
*** très bon ** bon * assez déconseillé.	<i>Bois passif</i>				<i>Panneau x</i>
	<i>tendres</i>		<i>durs</i>		
	<i>abrasifs</i>	<i>non abrasifs</i>	<i>abrasifs</i>	<i>non abrasifs</i>	
Acier		***		*	
Carbure de tungstène	**	*	***	***	***
Diamant polycristallin			**		***
Stellite	***	*	***	**	

**Tableau II. 3 : Le choix du matériau de coupe**

	Désignation de la courroie	SPZX
Courroie	Vitesse maximale (m/s)	45
	Masse linéaire (Kg/m)	075
	L'angle de la courroie (°)	34 - 38
	Largeur primitive (mm)	5
	Largeur de la grande base (mm)	10
	L'hauteur de la courroie (mm)	8
	Désignation courante (mm x mm)	10x8
poulie	Diamètre minimal d'enroulement (mm)	65
	Largeur primitive (mm)	5
	$b_{min}$ (mm)	2.1
	$h_{min}$ (mm)	5
	e (mm)	$12 \pm 0.25$
	f (mm)	8
	angle de gorge (°)	34 - 38

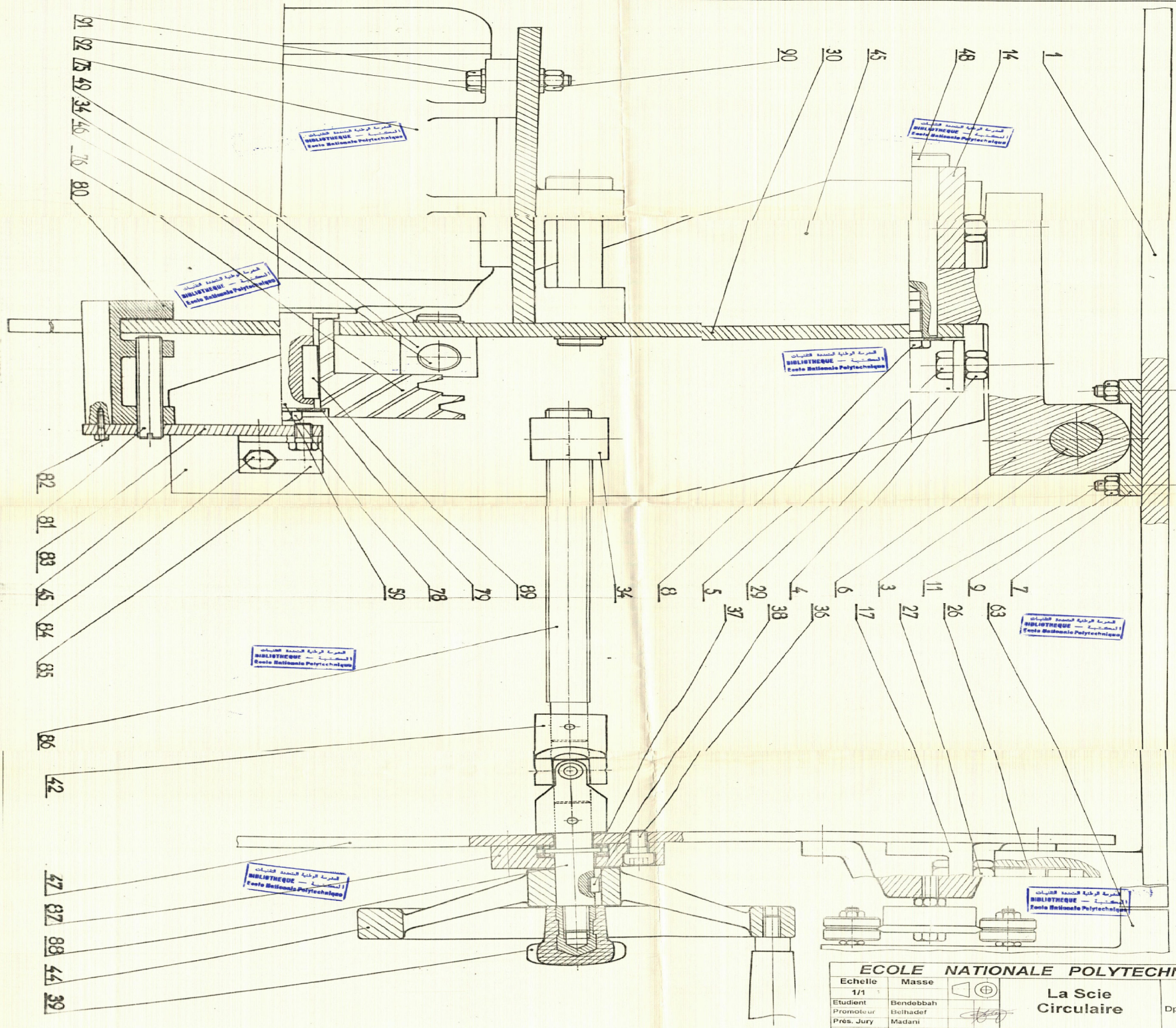
Tableau (III. 2) Caractéristique de la courroie choisie





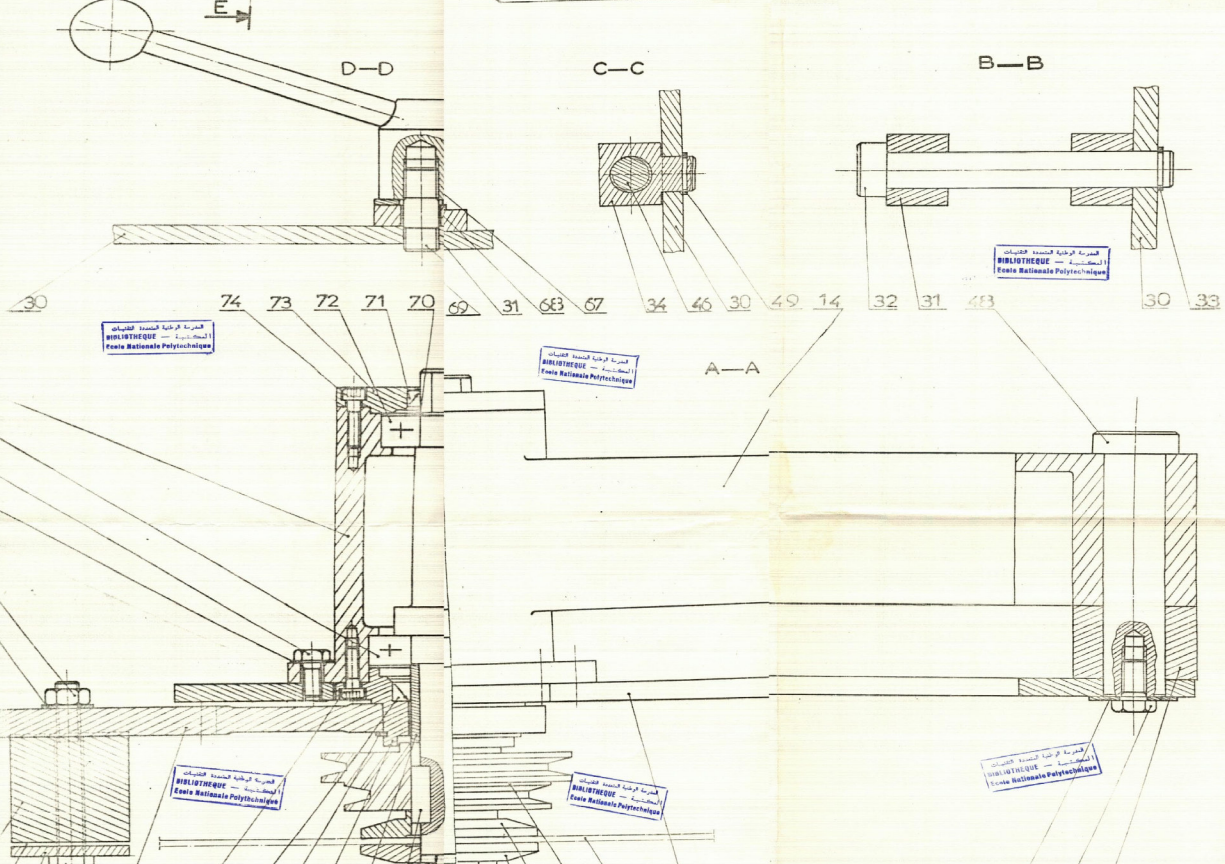
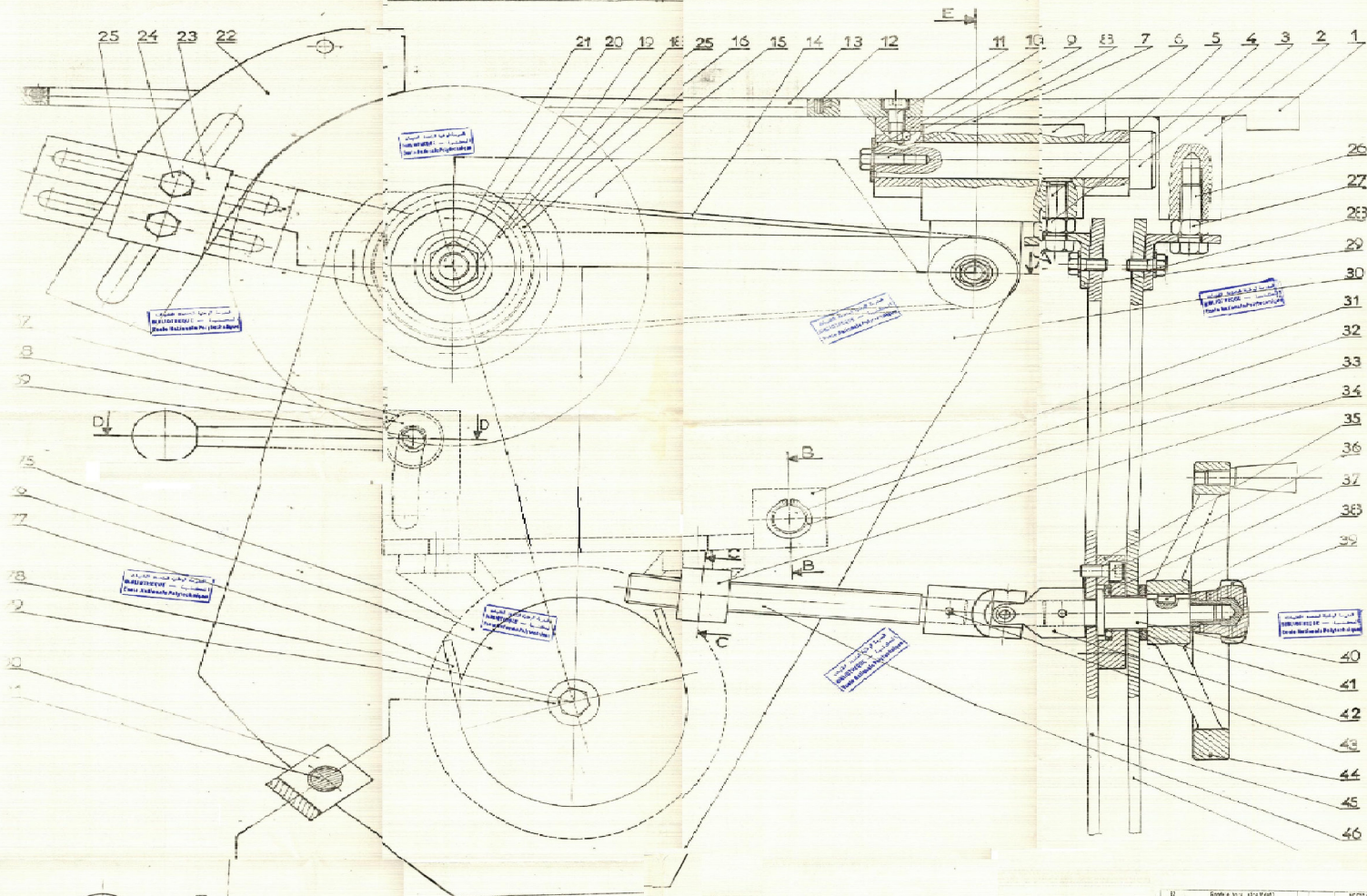
Echelle		Masse			ENP Dpt. G Mécanique
1/1					
Etudiant	Bendebbah			<b>Le Chariot</b>	CH 00.00
Promoteur	Belhadef				
Pres. Jury	Madani				
Examineur	Guergueb				
Examineur	Tazi				





Echelle		Masse			<b>La Scie Circulaire</b>	ENP Dpt. G Mécanique
1/1						
Etudiant	Bendabbah					
Promoteur	Belhader					
Prés. Jury	Madani					
Examinateur	Guergueb					
Examinateur	Tazi					





No	Designation	Quantity	Material	Remarks
1	...	...	...	...
2	...	...	...	...
3	...	...	...	...
4	...	...	...	...
5	...	...	...	...
6	...	...	...	...
7	...	...	...	...
8	...	...	...	...
9	...	...	...	...
10	...	...	...	...
11	...	...	...	...
12	...	...	...	...
13	...	...	...	...
14	...	...	...	...
15	...	...	...	...
16	...	...	...	...
17	...	...	...	...
18	...	...	...	...
19	...	...	...	...
20	...	...	...	...
21	...	...	...	...
22	...	...	...	...
23	...	...	...	...
24	...	...	...	...
25	...	...	...	...
26	...	...	...	...
27	...	...	...	...
28	...	...	...	...
29	...	...	...	...
30	...	...	...	...
31	...	...	...	...
32	...	...	...	...
33	...	...	...	...
34	...	...	...	...
35	...	...	...	...
36	...	...	...	...
37	...	...	...	...
38	...	...	...	...
39	...	...	...	...
40	...	...	...	...
41	...	...	...	...
42	...	...	...	...
43	...	...	...	...
44	...	...	...	...
45	...	...	...	...
46	...	...	...	...