

21/96

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieur
et de la Recherche Scientifique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
Département de Génie Mécanique

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

MEMOIRE

*Pour l'obtention du Diplôme d'Ingénieur d'Etat en
Génie-Mécanique*

THEME

***Etude conceptuelle
d'une machine combinée à trois opérations
« Scie - Toupie - Ténonneuse »
5 PLANCHES***

Proposé par :

E.N.D.E.I

Etudié par :

M^r MEDJKOUN LHACHEMI
M^r MEHERHERA FAYÇAL

Dirigé par :

M^r BELHADEF
M^r GUERGUEB

SEPTEMBRE 1996

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieure
et de la Recherche Scientifique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
Département de Génie Mécanique

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
المكتبة — BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

MEMOIRE

*Pour l'obtention du Diplôme d'Ingénieur d'Etat en
Genie-Mecanique*

THEME

***Etude conceptuelle
d'une machine combinée à trois opérations
« Scie - Toupie - Ténonneuse »***

Proposé par :

E.N.D.E.I

Etudié par :

M^{rs} MEDJKOUN LHACHEMI
MEHERHERA FAYÇAL

Dirigé par :

Mr BELHADEF
Mr GUERGUEB

SEPTEMBRE 1996

DÉDICACE

A MA MÈRE ET A MON PÈRE QUI ONT TOUT FAIT POUR MOI

A MES FRÈRES: MOUHAMMED, FARID, ILYÈS, SOFIÈNE, YACINE

A MES SOEURS ET BELLES SOEURS

A MON NEVEU ABDELLAH

ET A TOUS CEUX QUI ME SONT CHERS.

FAYÇAL

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

DÉDICACE

A MA MÈRE ET A MON PÈRE QUI ONT TOUT FAIT POUR MOI

A MES FRÈRES, HOCINE, RACHID, MOHAND

A MES SOEURS ET BELLE SOEUR

A MON NEVEU SOFIANE

ET A TOUS CEUX QUI ME SONT CHERS.

EL-HACHEMI



Nous tenons à adresser nos vifs et chaleureux remerciements à **Mr AOUCHICHE**, **Mr KESSAÏ** et **Mlle AMITUCHE** respectivement chef de département technique de la **D. E . I**, ingénieur d'état en maintenance mécanique et technicien supérieur en informatique; pour leurs conseils et leurs suivis ainsi que tout le personnel du département.

Aussi, nous tenons également à remercier **Mr GUERGUEB** et **Mr BELHADEF** nos encadreurs qui ont bien voulu mettre à notre disposition leur compétence en nous orientant pour l'élaboration de ce travail.

Ainsi que **Mr BELHANECHÉ** d'avoir accepté d'être président du jury, ce qui nous fait honneur.

De même à tous nos enseignants qui, durant ces longues années, ont contribué à notre formation et nous ont transmis le savoir.

Enfin, nous remercions tous nos amis, particulièrement **ABDESSLAM MUSTAPHA** et **SOFIANE**, qui, chacun à sa manière, nous ont apportés concours, aides, services, réconfort et humour.

NOMENCLATURE

- a [mm]: Entraxe.
- α [°]: Angle d'enroulement sur la petite poulie.
- β [°]: Angle d'inclinaison de la courroie.
- C [daN]: Charge dynamique équivalente.
- C_0 [daN]: Charge dynamique de base.
- C_α : Facteur d'arc.
- C_L : Facteur de longueur.
- D[mm]: Diamètre.
- d[mm]: Diamètre.
- E [mm]: Entraxe.
- E_C [J/mm³]: Energie spécifique de coupe.
- e_m [mm]: épaisseur du copeau.
- η : Inverse du rapport de transmission.
- f[Hz]: Fréquence
- f : Coefficient de frottement.
- F_C [daN]: Effort de coupe.
- F_S : Facteur de sécurité.
- f_Z [mm/dent]: Avance par dent.
- G [daN/mm²]: Module de cisaillement.
- H[mm]: Profondeur de passe (ou épaisseur sciée), Hauteur de la courroie.
- L [mm]: Longueur de la courroie; Largeur de la grande base.
- l [mm]: Largeur du copeau.
- L_h : durée de vie nominale.
- L_p [mm]: Largeur primitive de la courroie.
- M_f [daN.mm]: Moment de torsion.
- M_i [daN.mm]: Moment idéal de flexion.
- N [tr/mn]: Vitesse de rotation.



p : Nombre de paire de pôles.
 P [kW]: Puissance du moteur.
 P_0 [kW]: Puissance brute transmissible.
 P_C [kW]: Puissance de coupe.
 P_{cal} [kW]: Puissance calculée.
 P_{cor} [kW]: Puissance corrigée.
 ρ [kg/m]: Masse linéique de la courroie.
 R [daN/mm²]: Résistance à la rupture.
 $R_{A,BX}$ [daN]: Réaction suivant OX sur les paliers A, B.
 $R_{A,BY}$ [daN]: Réaction suivant OY sur les paliers A, B.
 R_{X0} [daN]: Réaction sur les poulies suivant OX₀.
 R_{Y0} [daN]: Réaction sur les poulies suivant OY₀.
 S_s : Facteur de service.
 σ_b [daN/mm²]: Contrainte admissible du matériaux.
 σ_D [daN/mm²]: Contrainte de résistance à la fatigue.
 σ_{max} [daN/mm²]: Contrainte maximale.
 V [m/s]: Vitesse linéaire.
 V_C [m/s]: Vitesse de coupe.
 V_f [m/min]: Vitesse d'avance.
 θ [°/mm]: Rotation admissible.
 τ [daN/mm²]: Contrainte de cisaillement.
 T_M [daN.mm]: Couple pour la montée.
 Z : nombre de dents, Nombre de courroies.



SOMMAIRE



INTRODUCTION 01

CHAPITRE I Etude descriptive de la machine combinée

I.1/ Introduction 02

I.2/ Définition de la combinée 02

I.2.1/ Le sciage à la scie circulaire 02

I.2.2/ Le toupillage et le Ténonnage 02

I.3/ Analyse technologique 03

I.4/ Les caractéristiques techniques des machines combinées 05

CHAPITRE II Le travail mécanique du bois

II.1/ Introduction 07

II.2/ La vitesse de coupe 07

II.3/ La vitesse d'avance 07

II.4/ Effort de coupe 08

II.5/ Puissance de coupe 09

II.6/ Calcul de la puissance de coupe 09

II.7/ Choix de la puissance du moteur 10

CHAPITRE III Etude analytique de la machine combinée

1ère partie : Etude des organes mobiles

III.1/ Introduction 12

III.2/ Choix du moteur 12

III.2.1/ Choix du type de moteur 12

III.2.2/ Choix de la vitesse 13

III.3/ Choix de la transmission 13

III.4/ Correction de la puissance 14

III.5/ Etude de la transmission 14

<u>III.5.1/</u> Procédure de calcul	14
<u>III.5.2/</u> Etude de la transmission à l'arbre scie	19
<u>III.5.2.1/</u> Détermination du diamètre de l'arbre	21
<u>III.5.3/</u> Etude de la transmission à l'arbre toupie	28
<u>III.5.3.1/</u> Détermination du diamètre de l'arbre	29

2ème partie : Etude des organes fixes

<u>III.6/</u> Mécanisme de la scie	36
<u>III.6.1/</u> Calcul de résistance du pivot	36
<u>III.6.2/</u> Calcul de résistance de l'axe fileté	37
<u>III.6.3/</u> Calcul du couple de serrage nécessaire au blocage du support moteur	38
<u>III.6.4/</u> Détermination de l'épaisseur du bâti	39
<u>III.7/</u> Calcul de la vis monte-charge	40
<u>III.8/</u> Etude de soulèvement de l'arbre toupie	41
<u>III.8.1/</u> Etude de la vis monte-charge	41
<u>III.8.1.1/</u> Calcul du diamètre de la vis monte-charge	41
<u>III.8.1.2/</u> Etude de la résistance de la vis	42
<u>III.8.1.3/</u> Vérification du flambage	43
<u>III.8.1.4/</u> Calcul de l'écrou	43
<u>III.8.2/</u> Choix de l'engrenage	44
<u>III.8.2.1/</u> Caractéristiques de l'engrenage à vis sans fin	45
<u>III.8.2.2/</u> Calcul de la résistance de l'engrenage	46
<u>III.9/</u> Choix et Calcul des clavettes	48
<u>III.9.1/</u> Pour la scie	49
<u>III.9.2/</u> Pour la toupie	49

CHAPITRE IV Mode d'emploi de la machine

<u>IV.1/</u> Introduction	50
<u>IV.2/</u> La sécurité de la machine	50
<u>IV.3/</u> Système d'aspiration des copaux	50

IV.4/ Branchement électrique	51
IV.4.1/ Détermination du mode de démarrage	52
IV.4.2/ La fixation du moteur	53
IV.4.3/ Moteur auto-freinant	53
IV.4.4/ Installation électrique	53
IV.5/ Montage et réglage des outils	55
IV.5.1/ Montage et réglage des lames	55
IV.5.2/ Montage et réglage des fraises	55
IV.6/ Soulèvement de l'arbre	55
IV.7/ Changement de vitesse	55
IV.7.1/ Réglage de la tension des courroies.....	56

Conclusion

Annexe A

Annexe B

Annexe C

Références bibliographiques

LISTE DES TABLEAUX

Tableau I-1 Comparaison des caractéristiques techniques des machines combinée.....	08
Tableau II-1 Variation de la puissance de coupe nécessaire pour le sciage en fonction de e_{mm}	12
Tableau II-1 Variation de la puissance de coupe nécessaire pour le toupillage et le ténonnage en fonction de e_{mm}	13
Tableau III-1: Diamètre des poulies pour la scie.....	22
Tableau III-2: Le nombre de courroies pour la section SPZX de la scie.....	23
Tableau III-3: Réactions sur l'arbre scie au niveau des poulies.....	23
Tableau III-4: Projection des réactions au niveau des poulies.....	24
Tableau III-5: Les réactions au niveau des paliers.....	25
Tableau III-6: Réaction au niveau des paliers (Plan YZ).....	27
Tableau III-7: Valeurs des moments idéaux.....	28
Tableau III-8: Valeurs des charges dynamiques équivalentes.....	30
Tableau III-9: Caractéristiques des roulements.....	30
Tableau III-10: Diamètres des poulies (Toupie).....	31
Tableau III-11: Comparaison de la capacité de transmission entre SPZ et SPZX.....	31
Tableau III-12: Les réactions au niveau des poulies suivant XZ.....	32
Tableau III-13: Les réactions au niveau des paliers suivant XZ.....	33
Tableau III-14: Les réactions au niveau des paliers YZ.....	34
Tableau III-15: Valeurs des moments idéaux.....	35
Tableau III-16: Valeurs des charges dynamiques équivalentes.	38
Tableau III-17: Caractéristiques des roulements.....	39

LISTE DES FIGURES

Figure I-1. Schéma fonctionnel de la toupie	05
Figure I-1. Schéma fonctionnel de la scie	07
Figure III-1. Transmission par courroie	17
Figure III-2. Projection des réactions au niveau de la poulie.	24
Figure III-3. Projection de forces sur le plan XZ (pour la sire).....	25
Figure III-4. Diagramme des moments fléchissants (plan XZ).	26
Figure III-5. Projection des forces sur plan YZ.....	26
Figure III-6. Diagramme de moment fléchissant (plan YZ).....	27
Figure III-7. Représentation de la structure de l'arbre.....	29
Figure III-8. Projection des forces sur le plan XZ.....	32
Figure III-9. Diagramme des moments fléchissants (plan XZ).....	34
Figure III-10. Projection des forces sur le plan YZ.....	34
Figure III-11. Diagramme des moments fléchissants (Plan YZ).....	35
Figure III-12. Représentation de la structure de l'arbre.....	36
Figure III-13. Schématisation des pivots.....	40
Figure III-14. Caractéristique du profil trapézoïdal.....	46
Figure III-15. Schéma de l'engrenage à vis.....	49
Figure IV-1 Schéma électrique.....	54

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

INTRODUCTION

INTRODUCTION

L'homme est de plus en plus engagé dans l'entreprise moderne car elle lui fournit, dans un champ d'activité parfaitement délimité, l'occasion de comprendre par l'observation et de faire preuve de jugement en plaçant les faits extérieurs à l'intérieur du problème à résoudre.

Le rythme de travail et la qualité exigée a conduit l'industrie à remplacer plusieurs machines par une seule qui fait le même travail, avec un meilleur rendement et une qualité supérieure. Le succès d'un travail de conception est généralement le fruit d'une organisation dont la qualité réside, essentiellement, dans la préparation du travail en utilisant au mieux les données disponibles, tout en recherchant les solutions les plus économiques, réclamant le minimum de frais, c'est-à-dire réduisant le prix de revient au moindre coût.

Le but de ce travail est de faire la conception d'une machine à trois opérations (scie-toupie - tenonneuse) destinée au travail du bois. Ce projet a été proposé par l'entreprise nationale de distribution des équipements industrielles (ENDEI) en vue de rapprochement entre l'entreprise et l'université. Cette machine est très demandée sur le marché et la technologie de réalisation est maîtrisable par les moyens de l'ENDEI c'est ce qui explique le choix de cette machine.

Nous donnons dans cette partie, au vue de l'organisation de ce mémoire, les parties essentielles traitées afin de bien cerner le sujet. Dans la première partie de cette introduction, nous venons de donner un aperçu sur la technologie conceptuelle. Ainsi, le chapitre I, présente une description détaillée de la machine combinée. Dans le chapitre II, nous abordons le domaine du travail du mécanique du bois, c'est à dire sa résistance à la coupe, en étudiant tous les facteurs influant sur la détermination de la puissance de coupe. Le chapitre III, qui est le plus important, est consacré au dimensionnement des organes mobiles et fixes tout en appliquant la résistance des matériaux et les méthodes de calcul des éléments de machines. Finalement, le chapitre IV donne le mode d'emploi de la machine pour une bonne utilisation de celle-ci. Une conclusion générale comportant des remarques et des perspectives terminera notre travail.



I- ETUDE
DÉSCRIPTIVE
DE LA
MACHINE

I.1/ Introduction :

Dans les métiers de la transformation du bois, l'usinage avec formation du copeau est de très loin le plus répandu. Bien que pour des raisons d'économie de matière et d'énergie, on cherche à réduire le volume de copeau créé, ce mode d'usinage n'est pas prêt de disparaître.

I.2/ Définition de la combinée :

C'est un bloc réunissant plusieurs machines sur un même bâti. Une machine combinée bien établie permet un travail normal des bois avec autant de précision que les machines séparées, dont elle conserve les caractéristiques principales et a le grand avantage d'être moins chère que celles-ci et de demander beaucoup moins de place pour son installation. Elle convient particulièrement au travail artisanal et aux ateliers de modelage et d'entretien dans les usines. Toutefois, il existe des machines combinées spécialement conçues pour entrer dans la chaîne de fabrication. Pour notre cas de combinée, et comme nous l'avons mentionné au début, elle permet les opérations suivantes :

I.2.1/ Le sciage à la scie circulaire :

La scie circulaire est un disque en acier muni de dents. L'outil doit être parfaitement adapté aux conditions de travail. C'est ce qui explique la grande variété de scie proposées, qui se distinguent essentiellement par la forme de leurs dentures, les angles et leurs nombres de dents. Elle est montée directement sur un arbre récepteur qui traverse un support réglable en hauteur, ce qui permet de faire varier sa saillie, selon les épaisseurs à scier. Elle peut assurer des sciages dans le sens des fils du bois (**le délignage**), dans le sens transversal (**le tronçonnage**) ou selon une direction quelconque par rapport au fil du bois.

I.2.2/ Le toupillage et le tenonnage :

La toupie se compose essentiellement d'un arbre porte-outil vertical traversant un plateau support horizontal et réglable en hauteur par rapport à ce plateau. L'outillage monté sur l'arbre est très divers, selon les profils à pousser et selon les conditions de métrage, de précision, etc. Les méthodes de travail sont également diverses; travail à l'arbre avec guide,

à la butée, aux appareils divers que l'on peut monter ou pousser sur la table de la machine. En travail de profilage normal, les pièces sont présentées et poussées à la main et maintenues par des « **presseurs** ». L'adjonction d'un chariot coulissant sur la table permet l'exécution de tenons divers (tenonnage) et transforme la machine de profilage en machine d'assemblage. Elle comporte aussi un frein d'arbre pour le blocage de celui-ci. La toupie nous permet tous genres de moulures, rainures et feuillures.

I-3/ Analyse Technologique [1]:

La machine est constituée de deux mécanismes; un mécanisme pour la scie et l'autre pour la toupie-tenonneuse (**Voir les schémas fonctionnels**). Les éléments en commun sont la table, le bâti et un chariot coulissant.

Le bâti est en acier possédant une porte de visite et un interrupteur de commande de mise en marche pour chacun des deux mécanismes.

La table est en fonte rectifiée, rectangulaire, avec un angle arrondi du côté de l'ouvrier. Elle est munie de trous taraudés pour fixation des protecteurs.

Le chariot est destiné aux travaux qui nécessitent la fixation des pièces à usiner.

La toupie est composée de :

- Un porte-outil vertical, réglable en hauteur par un volant (système roue et vis sans fin). Il est entraîné par un moteur électrique par l'intermédiaire d'une courroie trapézoïdale. Il tourne à quatre vitesses à dispositif de changement de poulie;
- Un guide équipé d'un carter en tôle jouant le rôle de protection arrière et muni d'une buse d'aspiration. Il comporte un réglage longitudinal des plaques guides en bois. Ce réglage se fait par des boulons. Son rôle est de :

- * Servir d'appui et de coulisse pour les pièces à usiner;
- * Permettre le réglage de saillie des outils utilisés;
- * Canaliser les copeaux et permettre leur aspiration;

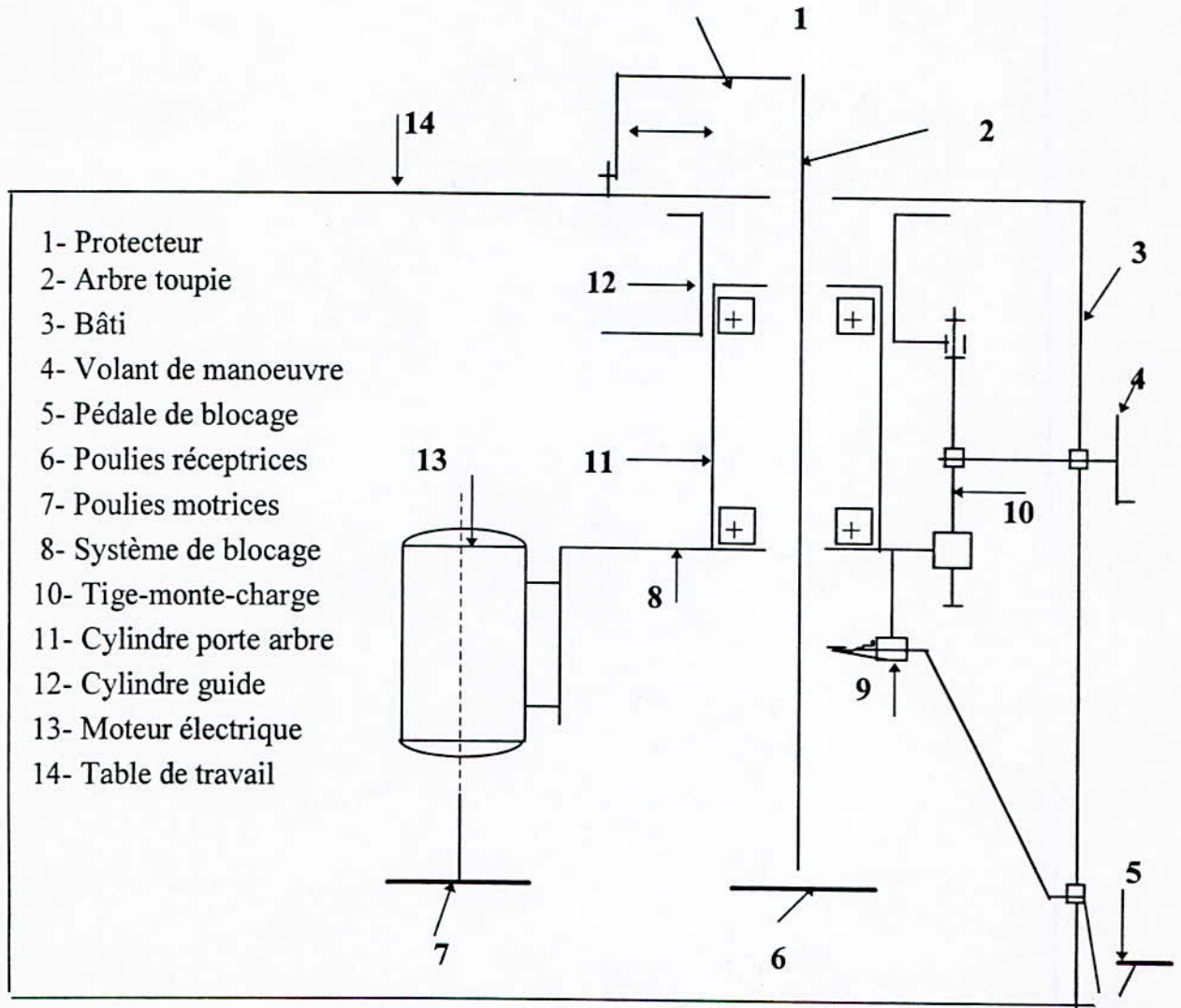


Fig I.1 : Schéma fonctionnel de la toupie

La scie circulaire comporte :

-Un porte-outil réglable en hauteur à l'aide d'un volant motivant un système vis-écrou. Il tourne à deux (02) vitesses transmises par courroie trapézoïdale à partir d'un moteur électrique .Le changement de vitesse se fait par poulies.

- Un guide inclinable monté sur un secteur gradué de 0° à 45° qui permet des sciages d'angles .

- Un Protecteur qui comporte à l'arrière de la lame un couteau diviseur dont l'épaisseur est plus faible que la largeur du trait de scie. Il est fixé de façon à suivre la lame dans ses déplacements. Au dessus de la lame, un carter protecteur couvrant constamment celle-ci.

I.4/ Les caractéristiques techniques des machines combinées [2]:

Les caractéristiques techniques des machines combinées diffèrent d'un constructeur à un autre. Le tableau (I.1) regroupe les caractéristiques essentielles de ces machines pour trois constructeurs (**Italie, France et suisse**). Ces données nous permettent de faire une comparaison avec les résultats qu'on va obtenir dans les chapitres qui suivent et faire ensuite un choix pour notre machine.

		ITALIE		FRANCE	SUISSE
		SCM	GRIGGIO	LUREM	INC
Scie	Ø de l'arbre (mm)	30-40	30	30	30-50
	Ømax de la lame (mm)	300	400	315	400
	Vitesse de rotation (Tr/mn)	4000	3500-4500 6000	2400-4800	3600-4800
	Puissance du moteur (Kw)	3	4	2,8-3	4
	Hauteur max de coupe (mm)	100	135	100	130
Toupie Tenonneuse	Ø de l'arbre (mm)	30	35	50	50
	Course verticale (mm)	170	180	140	200
	Vitesse de rotation (Tr/mn)	3000-4500	1800-3000 4500-6000 8000	3200-6400	3000-4000 6000-8000
	Puissance du moteur (Kw)	3	4	3	4,5

Tableau I.1 : Comparaison des caractéristiques techniques des machines combinées pour trois constructeurs.

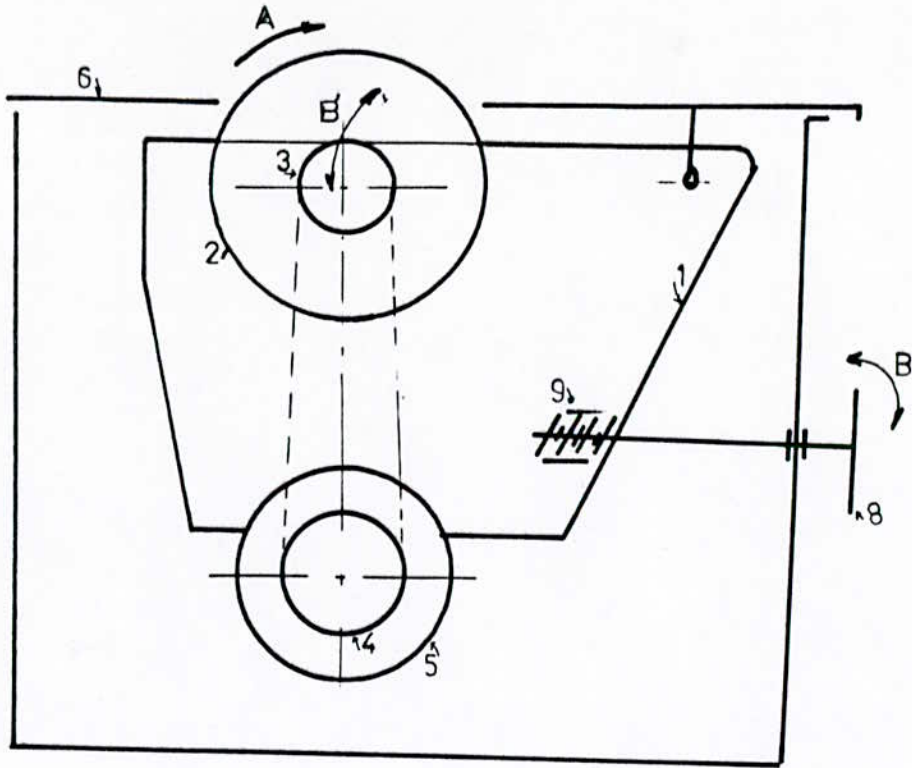
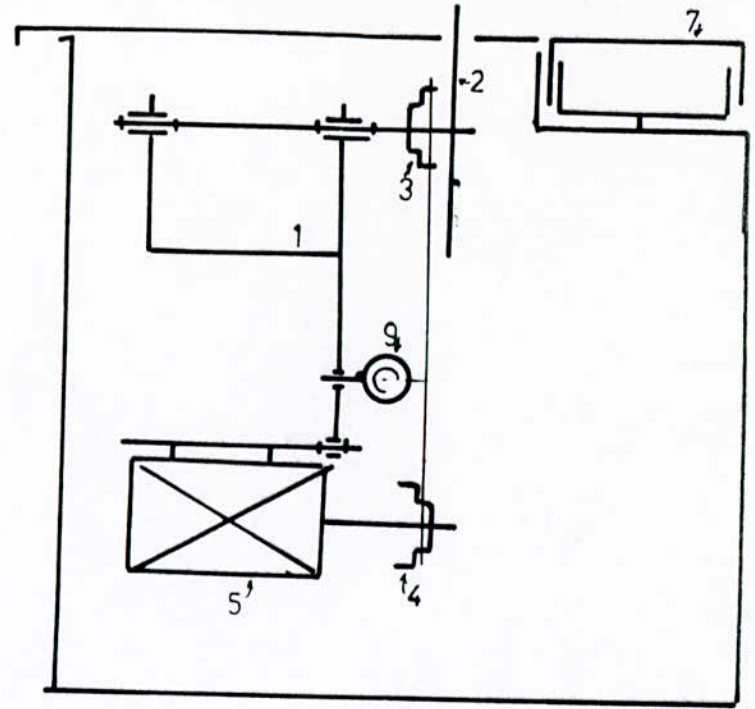


Fig I.2 : Schéma fonctionnel de la scie.



- 1. Plaque support
- 2. Lame scie
- 3. Poulie réceptrice
- 4. Poulie motrice
- 5. Moteur
- 6. Table
- 7. Chariot
- 8. Volant
- 9. Système vis-écrou

A - Mouvement outil
 BB - Réglage saillie
 outil sur table



II- TRAVAIL
MÉCANIQUE DU
BOIS

II.1/ Introduction:

La pénétration d'un outil dans une pièce n'est possible que s'il est animé d'un mouvement avec une énergie suffisante. Ce mouvement de coupe peut-être affecté à l'outil, c'est le cas le plus fréquent (fraisage, perçage, etc.), mais aussi quelquefois à la pièce (tournage, par exemple).

II.2/ La Vitesse de coupe [3]:

La vitesse de coupe V_c correspond à la vitesse linéaire de l'arête de coupe de l'outil par rapport à la pièce. Chaque matériau travaillé doit être usiné avec une vitesse adaptée à ses propres caractéristiques. Le matériau de l'outil intervient également dans la détermination de cette vitesse, les matières usinées tendres permettant l'utilisation de vitesse de coupe plus élevée que les matières dures. Pour le bois, les études faites avec des outils en excellent état ont montré qu'une variation de la vitesse de coupe de **5 m/s** avait peu d'influence sur la formation du copeau. L'expérience prouve toutefois que la capacité de coupe d'un outil au tranchant parfait est améliorée, dans une certaine mesure, par l'accroissement de la vitesse. Mais en contre partie, l'usure augmente avec la vitesse de coupe. C'est pourquoi il est raisonnable de se fixer une vitesse moyenne de **50 m/s**, avec possibilité de la réduire légèrement (**40 m/s**) pour des outils peu résistants à l'usure ou pour des matériaux usinés durs, et l'augmenter un peu (**60 à 70 m/s**) pour des matériaux de coupe plus résistants ou des matériaux usinés tendres.

II.3/La Vitesse d'avance [1]:

C'est la longueur de pièce usinée par minute, elle s'exprime en mètre à la minute La vitesse d'avance V_f a une influence sur la détermination de la puissance de coupe. Elle est fonction de nombreux facteurs tels que la vitesse de rotation, le nombre de tranchants, la qualité du travail à obtenir et la résistance du matériau à usiner. Une avance trop faible donne seulement de la poussière au lieu de copeaux et provoque la carbonisation superficielle du bois et émousse rapidement les tranchants; on peut alors soit augmenter cette avance, soit diminuer le nombre de tranchants. Une avance trop forte donne des copeaux éclatés et une surface usinée défectueuse, dans ce cas, soit on diminue l'avance, soit on augmente le nombre de tranchants.

Pour les travaux de fraisage l'avance d'une dent se situe en général entre [4] :

$f_z = 0,3$ à $0,8$ mm, copeau fin;

$0,8$ à $2,5$ mm, copeau normal;

$2,5$ à 5 mm, copeau d'ébauche.

Il n'est pas recommandé d'aller en dessous de $0,3$ mm étant donné que l'on obtiendra aucune amélioration de la surface.

Pour les lames de scie circulaires l'avance par dent ou groupe de dents est en général la suivante :

Bois tendre en travers	$0,10$ à $0,20$ mm
Bois tendre en long	$0,20$ à $0,90$ mm
Bois durs	$0,05$ à $0,15$ mm
Panneaux de particules	$0,10$ à $0,25$ mm
Panneaux de fibres durs	$0,05$ à $0,12$ mm
Panneaux plaqués	$0,05$ à $0,10$ mm

Le mode de travail en opposition est exigé pour toutes les opérations, car c'est celui qui offre la meilleure sécurité.

II.4/ Effort de Coupe [1]:

En pénétrant dans la matière pour détacher un copeau, la dent doit exercer un effort supérieur à la cohésion du matériau. Cet effort est la résultante de plusieurs forces : celle nécessaire pour faire fléchir les fibres, la force de coupe par cisaillement et les frottements qui s'exercent sur la face de l'outil. Cet effort, appelé effort de coupe, est fonction du matériau usiné, des conditions de travail et de l'outil ;

-Les paramètres liés au matériau usiné sont sa masse volumique, la nature de l'essence (abrasivité) et son humidité ;

-Les facteurs liés aux conditions de travail sont le sens de travail par rapport aux fibres, la profondeur de passe, la largeur et l'épaisseur du copeau et les vitesses de coupe et d'avance ;

-Les paramètres propres à l'outil sont le diamètre, l'angle de coupe, l'angle de dépouille, la finesse de l'arête de coupe et le nombre d'arêtes tranchantes.

II.5/ Puissance de coupe [3]:

L'énergie absorbée par la coupe est égale au travail de l'ensemble des forces s'exerçant sur l'outil. La puissance correspond au volume de matière transformée en copeau, par seconde, multiplié par l'énergie de coupe par unité de volume E_C . Ce facteur E_C 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 complexes. 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).

Le tableau **B.1**(voir annexe B) indique les valeurs approximatives de E_C pour trois modes d'usinage (délignage, tronçonnage et toupillage en bout), en établissant une distinction entre les essences de densité inférieur ou supérieur à 0,7.

II.6/ Calcul de la puissance de coupe [3]:

Les valeurs de E_C permettent de calculer la puissance de coupe P_C par la formule suivante

$$P_C = \frac{lHV_f E_C}{60} \quad (\text{II.1})$$

Avec : P_C (Kw) puissance de coupe;

E_C (J/mm³) énergie de coupe par unité de volume;

V_f (m/min) vitesse d'avance;

l (mm) largeur de copeau;

H (mm) profondeur de passe(ou épaisseur sciée).

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

- Les valeurs de E_C on 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 paramètres liés à l'outil : angle de coupe, angle de dépouille, état de fraîcheur des arêtes tranchantes, nature du matériau de coupe, etc. ne sont pas pris en compte alors qu'ils ont une importance considérable. Pourtant, effectuer ce calcul est profitable. Les résultats permettent en effet de concevoir des machines (puissance des moteurs, dimensionnement des organes mécaniques).

II.7/Choix de la puissance du moteur :

Le tableau suivant (II.1) regroupe les résultats de calcul de la puissance de coupe en utilisant une lame de scie de 250 mm de diamètre à nombre de dents $Z = 40$ en utilisant l'équation (II.1) et les équations (B.1) et (B.2) (voir annexe B) donnant f_z (l'avance par dent) et e_m (l'épaisseur du copeau).

D (mm)	Z	L (mm)	Vf (tr/mn)	N (t/mn)	Fz (mm)	e_m (mm)	E_c (J/mm ³)	H (mm)	Pc (Kw)
250	40	3,2	12.22	3600	0,08	0,05	$117, 10^{-3}$	50	3,812
250	40	3,2	24.44	3600	0,17	0,1	$78, 10^{-3}$	50	5,083
250	40	3,2	48.88	3600	0,34	0,2	$58, 10^{-3}$	50	7,560

Tableau II.1 : Variation de la puissance de coupe nécessaire pour le sciage en fonction de e_m .

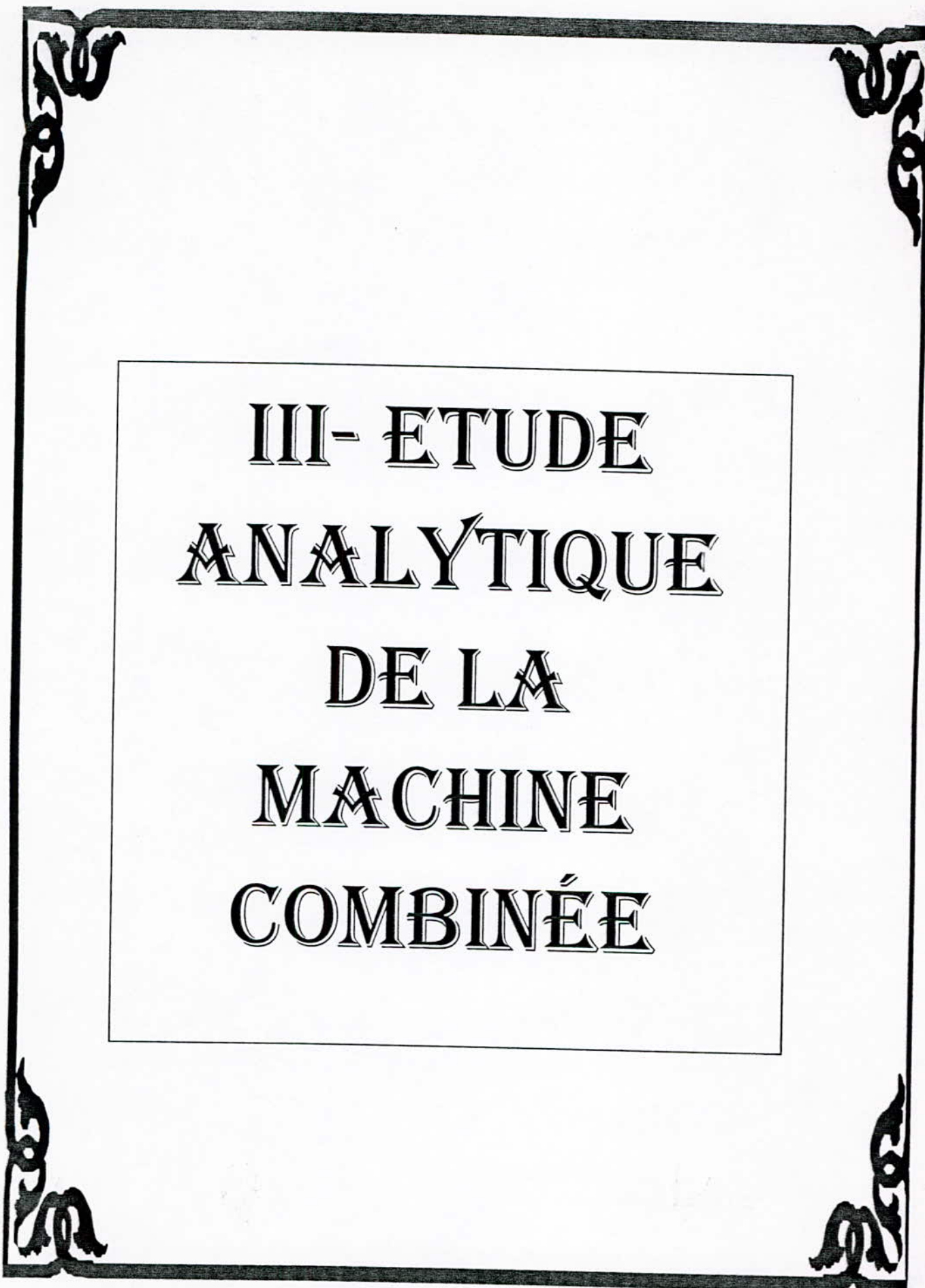
Ainsi que le tableau (II.2) donne la variation de la puissance de coupe nécessaire pour le toupillage et le tenonnage en fonction de l'épaisseur du copeau en appliquant les équations (II.1), (B.I) et (B.3) (voir AnnexeB).

D (mm)	Z	L (mm)	Vf (tr/mn)	N (t/mn)	Fz (mm)	e_m (mm)	E_c (J/mm ³)	H (mm)	Pc (Kw)
160	2	20	6	6000	0,50	0,2	78.10^{-3}	25	3,829
160	2	20	9,11	6000	0,76	0,3	69.10^{-3}	25	4,781
160	2	20	12,14	6000	1,01	0,4	56.10^{-3}	25	5,667

Tableau II.2 : Variation de la puissance de coupe nécessaire pour le toupillage et le tenonnage en fonction de e_m .

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 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 peuvent nous conduire à des valeurs très grandes (Les puissances de l'ordre de **10 kw**). Pour cela, on choisit un moteur de quatre (**04**) **kw** pour limiter ainsi le prix de revient de la machine (voir tableaux **B.2** et **B.3** pour les limites d'utilisation de cette machine).



III- ETUDE
ANALYTIQUE
DE LA
MACHINE
COMBINÉE

III.1/ Introduction :

Les machines sont destinées à assurer les biens et services à l'homme tout en lui garantissant une diminution de l'effort physique et une augmentation du rendement. Pour ce faire, leurs performances est de rigueur, il faut donc, les maintenir en état de marche correcte, car le risque de défaillance est omniprésent. Cette machine doit satisfaire aux divers impératifs concernant sa productivité et sa longévité. A cette fin, chaque pièce doit satisfaire rigoureusement à toutes les prescriptions de résistance, de rigidité, tenue aux vibrations. Parmi ces prescriptions, il y en a dont l'inobservation rend impossible le fonctionnement normal de la machine, ce qui nous amène à les considérer comme critères principaux d'aptitudes au calcul des éléments de machines.

1ère partie : Etude des organes mobiles :

III.2/ Choix du moteur :

III.2.1/ Choix du type du moteur [5]:

L'entraînement des machines est assuré en très grande majorité par des moteurs asynchrones, alimentés en courant alternatif triphasé et quelquefois en monophasé. Ce type de moteur s'impose en effet dans la plupart des applications par son prix de revient avantageux, ses qualités de robustesse et sa simplicité d'entretien . Celui-ci possède ses meilleurs caractéristiques - rendement, facteur de puissance -quand il fonctionne près de sa puissance nominale. Le choix en faveur ne peut se préciser, qu'après avoir rassemblé le maximum de renseignements sur :

- 1- Les données fondamentales de la machine;
- 2- L'ambiance de travail;
- 3- Le réseau électrique d'alimentation.

Les caractéristiques techniques des moteurs qui sont à notre disposition sont celles de l'ENEL. Ces moteurs répondent aux exigences citées ci-dessus. Ils sont du type asynchrone triphasé à carcasse ventilé et à rotor en court-circuit (**cage d'écureuil**) avec deux (02) formes de constructions **B3** (avec pattes de fixation à trous lisses) et **B5** (avec bride de fixation à trous lisses ou taraudés).

III.2.2/ Choix de la vitesse :

La vitesse de rotation à vide d'un moteur asynchrone est directement proportionnelle à la fréquence d'alimentation et inversement proportionnelle à son nombre de paires de pôles, elle est donnée par $N = 60 \times f / p$ où N est la Vitesse de synchronisme en **tr / min**, f est la fréquence en **Hz** et p est le nombre de paires de pôles.

Il faut, si possible, choisir comme vitesse de base du moteur, la vitesse de **1500 tr/mn** qui correspond à une construction électrique courante et bien adaptée. On peut également choisir sans inconvénient la vitesse de **1000 tr/mn**.

Les moteurs à **3000 tr/mn** ont un temps de démarrage long et un couple nominal, à une hauteur d'axe identique, sensiblement inférieure aux couples nominaux des moteurs à **1000** et **1500 tr/mn**, mais ils ont l'avantage d'être moins encombrants (poids du moteur relativement faible) et d'avoir un rendement et surtout un facteur de puissance meilleur que celui des moteurs à faibles vitesses. Notre moteur est destiné à entraîner une machine à faible inertie fonctionnant à de grande vitesse, cela favorise le choix d'un moteur à vitesse de rotation nominale **3000 tr/mn**.

III.3/ Choix de la transmission [6]:

Les courroies sont les organes de transmission, au même titre que les engrenages ou les chaînes à rouleaux. Leur rôle est de transmettre la puissance d'un organe tournant à un autre. Compte tenu des conditions du travail de la machine, qu'ils soient les conditions de coupes (vitesse de rotation, vibration etc.) ou des conditions relatives aux possibilités de fonctionnement (soulèvement des arbres, inversion du sens de rotation, etc.) on choisit les courroies comme organes de transmission. Bien qu'organe mécanique, la courroie permet, en raison de sa souplesse, une certaine imprécision de réalisation qui évite d'avoir recours à des solutions très sophistiquées, donc beaucoup plus coûteuses. Lorsqu'une courroie est correctement déterminée et utilisée, son rendement est de l'ordre de **98 à 99 %**; mais si les conditions de fonctionnement diffèrent des conditions optimales, cette valeur peut descendre jusqu'à **80 %**. On conçoit donc l'intérêt de calculer correctement une transmission par courroie. Pour cela, on doit faire le choix entre les différents types de courroies utilisés dans le domaine du travail du bois à cité la courroie plate et la courroie trapézoïdale (les autres types de courroies ne sont pas utilisés dans ce domaine à cause de leur coût économique relativement élevé). Pour la courroie plate, elle n'est pas utilisée pour des machines

disposant de plusieurs vitesses (cas de notre machine), on préfère donc équiper la machine des poulies dites à gradins.

III.4/ Correction de la puissance [6]:

Théoriquement, la transmission doit être calculée pour la puissance absorbée par la machine, majorée des pertes des transmissions (de l'ordre de **1 à 2 %**). En général, la puissance du moteur est supérieure à la valeur ainsi déterminée; par mesure de sécurité et pour l'étude de la transmission, nous retiendrons uniquement la puissance du moteur. Il faut également tenir compte des à-coups de fonctionnement et des irrégularités du couple. Pour ce faire, il faut majorer la puissance P du moteur en la multipliant par un coefficient S_s appelé « **facteur de service** ». La puissance $P_{cor} = S_s \cdot P$ ainsi obtenue est appelée puissance corrigée.

III.5/ Etude de la transmission [6]:

III.5.1/Procédure de calcul:

Les différentes étapes à suivre pour le calcul d'une transmission sont :

a- Choix des diamètres des poulies :

Il n'existe pas de règle générale dans le choix d'un diamètre, mais deux critères peuvent nous guider :

- Avoir une transmission la plus compacte possible; dans ce cas, il est conseillé de choisir le plus petit diamètre utilisable.
- Le choix ci-dessus n'est pas nécessairement économique à l'exploitation; effectivement, à nombre de courroies égal, dans une même section, le fait d'augmenter de **10%** le diamètre de la petite poulie, double la durée de vie des courroies. Pour cela, il est préférable de choisir en premier le diamètre de la petite poulie d , ensuite le grand diamètre D en calculant d'abord le rapport de transmission η ($\eta = D/d$). Il faut cependant, veiller à ce que la vitesse linéaire de la courroie donnée par :

$$V(m/s) = \frac{\pi d(mm) N(tr/min)}{60 \cdot 10^3} \quad (\text{III.1})$$

n'excède pas la valeur maximale de la courroie envisagée.

- Remarque : D et d sont des diamètres primitifs des poulies.

b- Détermination de la longueur de la courroie :

Pour un entraxe donné, la longueur de la courroie est déterminée à l'aide de la relation suivante :

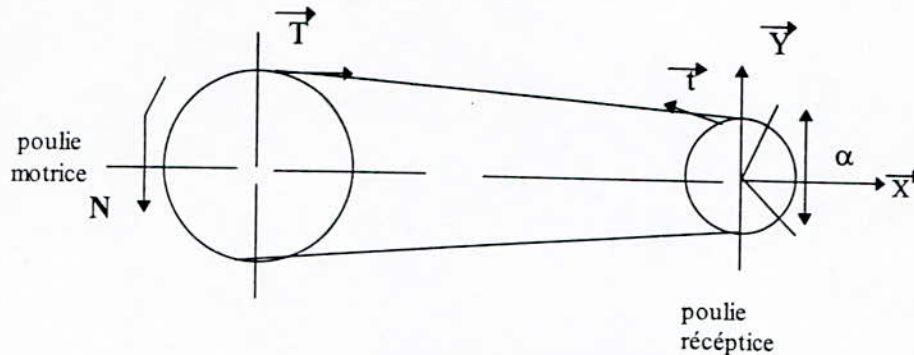


Fig III.1 : Transmission par courroie.

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

Cette longueur est la longueur théorique, après avoir choisi la longueur standard du constructeur la plus proche de celle-ci et fait ainsi un premier choix de la section, il faut recalculer l'entraxe réel avec la relation suivante :

$$E = \frac{L - \frac{\pi}{2} (D + d)}{2} - \frac{(D - d)^2}{4 \left[L - \frac{\pi}{2} (D + d) \right]} \quad (\text{III.3})$$

Dans le cas d'une transmission à plusieurs vitesses, les diamètres des poulies des autres transmissions seront obtenus en égalisant les longueurs L de la courroie de toutes les transmissions, on obtient ainsi l'équation suivante :

$$\frac{(\eta_i - 1)^2}{4E} d_i^2 + \frac{\pi}{2} (\eta_i + 1) d_i + \frac{\pi}{2} (\eta_j + 1) d_j - \frac{(\eta_j - 1)^2}{4E} d_j^2 = 0 \quad (\text{III.4})$$

où : i et j donnent référence aux vitesses.

c- Choix de la section :

Les abaques de la figure 35 [6] permettent de déterminer, en fonction de la puissance corrigée et du régime de la petite poulie, la section de la courroie à retenir . Si deux sections sont possibles, il faut essayer d'abord la plus petite, une correction pouvant être apportée au vu des autres paramètres intervenants.

d- Détermination du nombre de courroies

Il faut calculer d'abord l'arc de contact α sur la petite poulie à l'aide de l'équation suivante:

$$\alpha = \pi - 2 \arcsin \left(\frac{D-d}{2E} \right) \text{ (en radians) } \quad (\text{III.5})$$

Puis le facteur d'arc C_α donnée par :

$$C_\alpha = 1,25 \left(1 - 5 \left(\frac{\alpha}{\pi} \right) \right) \quad (\text{III.6})$$

ensuite rechercher le facteur de longueur C_L pour la longueur de la courroie choisie. Les puissances brutes transmissibles P_0 permettent de calculer le nombre de courroies en utilisant l'équation :

$$Z = \frac{P_{cor}}{P_{cal}} = \frac{S_S P}{C_\alpha C_L P_0} \quad (\text{III.7})$$

E- Calcul des réactions sur l'arbre au niveau des poulies :

Il s'agit de déterminer les composantes suivant les axes x et y de la réaction sur l'arbre de transmission et ce en utilisant les équations suivantes :

$$\begin{cases} R_{X0} = \frac{100 (2,5 - C_\alpha) C_L P_0}{V} \sin \left(\frac{\alpha}{2} \right) \\ R_{Y0} = \frac{100 C_\alpha C_L P_0}{V} \cos \left(\frac{\alpha}{2} \right) \end{cases} \quad (\text{III.8})$$

f- détermination du diamètre de l'arbre :

Le choix des matériaux est un élément important pour l'élaboration des pièces. Pour le mener à bien, il faut connaître les propriétés des matériaux et les spécifications qui leur sont imposées par les conditions de services et de fabrication de pièces considérées. Par ailleurs, ce choix est guidé par les considérations suivantes :

-**Fonctionnelle**: le matériau doit satisfaire aux spécifications imposées par le fonctionnement de la pièce dans la machine.

-**Technologique** : le matériau doit satisfaire aux spécifications imposées par une quantité minimal du travail que la pièce doit effectuer.

- **Economique** : le matériau doit présenter des avantages quant au prix de revient total de la pièce [voir annexe C pour les matériaux de l'arbre].

Ce choix nous permet de déterminer le diamètre de l'arbre en tenant compte du :

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

Le diamètre doit vérifier (dans le cas de la flexion et torsion combinée), la formule suivante:

$$d \geq \left(\frac{10 M_i F_S}{\sigma} \right)^{1/3} \quad (\text{III.9})$$

Avec M_i est le moment idéal de flexion égal à $\frac{1}{2} M_f + \frac{1}{2} (M_f^2 + M_t^2)^{1/2}$
 F_s est le facteur de sécurité pris égal à 2.

- **Critère de rigidité** : La qualité fonctionnelle d'une machine est définie par la rigidité de ses ensembles et pièces. C'est la limitation de la valeur de la déformation sous l'effet d'une charge extérieure. Il est très important dans le cas de l'étude des arbres, des paliers, des vis de transmission de leur assurer une rigidité suffisante.

Le diamètre, dans ce cas (torsion pure), est donné par la formule suivante :

$$d \geq \left(\frac{32 \times 180 M_t}{\pi^2 G \theta} \right)^{1/4} \quad (\text{III.10})$$

Avec M_t est le moment de torsion égal à $30. P / \pi . N$;

G est le module de cisaillement. Pour un acier $G = 7,93 . 10^3 \text{ daN} / \text{mm}^2$;

θ est la rotation admissible, elle est égale à $0,25 . 10^{-3} \text{ }^\circ/\text{mm}$.

g- Vérification en vibration et à la fatigue: [7]

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

Pour les vibrations, l'absence d'une solution analytique exacte, nous a conduit à choisir une méthode approximative dite « **Méthode de Rayleigh-Ritz** ».

Le principe de cette méthode est le suivant :

- Préciser le nombre de fréquences désirées, et cela en choisissant les fonctions admissibles $U_i(x)$ qui doivent :

- * Vérifier les conditions géométriques au limites (déplacement, rotation) ;
- * Etre linéairement indépendantes.

-Calculer les fonctions suivantes:

$$N(a_i) = \int_0^l E A \left[\frac{d\phi}{dx} \right]^2 dx - \left[E A \phi(x) - \frac{d\phi}{dx} \right]_0^l$$

$$D(a_i) = \int_0^l \rho S [\phi(x)]^2 dx$$

$$\text{tel que : } \phi(x) = \sum_{i=1}^n a_i U_i(x). \quad (\text{III.11})$$

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

$$\frac{\partial N(a_i)}{\partial a_i} - \omega^2 \frac{\partial D(a_i)}{\partial a_i} = 0 \quad (\text{III.12})$$

La résolution de ce système donne les fréquences propres.

Pour la fatigue, on choisira la formule expérimentale suivante :

$$\sigma_D = 0,4 R \quad (\text{III.13})$$

où R est la résistance à la rupture.

La condition de résistance est donc :

$$\sigma_{\max} \leq \sigma_D / F_s$$

La contrainte maximale, pour notre cas, est une combinaison de deux contraintes de nature différentes flexion et torsion; cette combinaison est la plus couramment rencontrée dans

l'industrie mécanique, notamment dans le calcul des arbres de transmission. Elle est donnée par :

$$\sigma_{\max} = (\sigma^2 + 4\tau^2)^{1/2} \quad (\text{III.14})$$

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

h - Choix et calcul des roulements [8]:

On doit identifier les conditions qu'ils doivent remplir et par conséquent, les qualités qu'ils doivent présenter. Ensuite la recherche parmi les différents types de celui d'entre eux qui possèdent ces qualités à un degré suffisant. Le type de roulement sera choisi en fonction des charges qu'il supporte (direction et ordre de grandeur de l'intensité) et la vitesse qu'il peut atteindre.

Dans notre cas, l'arbre est soumis à des forces axiales faibles et des forces radiales importantes. On choisira des roulements à billes à une seule rangée à contacte radial .

La détermination des dimensions des roulements nécessite la connaissance des paramètres suivants :

- 1- La charge dynamique équivalente **P** (la résultante de l'effort sur le roulement) ;
- 2- La durée de vie nominale en heure de fonctionnement **Lh** ;
- 3- La vitesse de rotation **N** de l'arbre en tour par minute (**tr / min**) .

De ces paramètres, on calcule la charge dynamique de base **C** par la formule suivante :

$$C = (60 \cdot 10^{-6} \cdot Lh \cdot N)^{1/k} \cdot P \quad (\text{III.15})$$

avec **k = 3** pour les roulements à billes.

III.5.2/ Etude de la transmission à l'arbre scie :

La scie fonctionne avec deux vitesses de rotation :

$$N_1 = 3600 \text{ tr/mn} \quad N_2 = 4500 \text{ tr/mn}$$

La vitesse de rotation du moteur est **N₀ = 3000 tr/mn**

$$\text{On a : } \eta_1 = N_1 / N_0 = 3600 / 3000 = 1,2$$

$$\eta_2 = N_2 / N_0 = 4500 / 3000 = 1,5$$

On choisit en premier lieu, le diamètre de la plus petite poulie. Soit $d_2 = 80 \text{ mm}$, ce qui donne $D_2 = 120 \text{ mm}$. nous obtenons le tableau ci-dessous en utilisant l'équation (III.4) avec un entraxe initial $E = 300 \text{ mm}$.

	η	$d(\text{mm})$	$D(\text{mm})$	$L(\text{mm})$
1ère vitesse	1,2	91,2	109,4	915,4
2ème vitesse	1,5	80	120	915,5

Tableau III.1 : diamètres des poulies.

Les vitesses linéaires de la courroie, pour les deux transmissions, sont données par l'équation (III.1) :

$$V_1 = \pi \cdot d_1 \cdot N_1 / 60 = 17,19 \text{ m / s}$$

$$V_2 = \pi \cdot d_2 \cdot N_2 / 60 = 18,85 \text{ m / s}$$

On remarque que ces deux valeurs sont inférieures à la vitesse limite des courroies trapézoïdales.

D'après [VI], la longueur standard de la courroie la plus proche de celle calculée est de $L = 900 \text{ mm}$. Après avoir choisi la longueur de la courroie, on recalcule le nouveau entraxe, on trouve $E = 292,3 \text{ mm}$.

Les abaques de la figure (35) [6] donnent plusieurs sections possibles. Essayons d'abord la section la plus petite **SPZ** ou **SPZX**.

Pour la section **SPZ**, Le nombre de courroies Z nécessaire pour transmettre la puissance du moteur à l'arbre est donné par l'équation (III.8).

A partir du tableau XVI [6] nous avons :

$$P_{01} = 4,22 \text{ Kw}$$

$$P_{02} = 3,8 \text{ Kw}$$

$$C_L = 0,89$$

L'indice 1 donne référence à la première vitesse et 2 à la deuxième.

Des équations (III.5) et (III.6) on a :

$$\alpha_1 = 3,079 \text{ rd} \quad \text{et} \quad C\alpha_1 = 0,992$$

$$\alpha_2 = 3,005 \text{ rd} \quad \text{et} \quad C\alpha_2 = 0,982$$

Ainsi des tableaux XIV et XV [6], le facteur de service pour 8 heures de fonctionnement par jour est de $S_s = 1$.

Nous aurons donc :

$$Z_1 = 0,77 \quad \text{et} \quad Z_2 = 0,79$$

Un calcul analogue à celui-ci nous donne les résultats suivants en utilisant la section SPZX.:

	Po (Kw)	C ₁	Z
1 ^{ère} Vitesse	5,62	0,93	0,77
2 ^{ème} Vitesse	5,5	0,93	0,79

Tableau III.2 : le nombre de courroies pour la section SPZX.

On remarque que l'encombrement sera réduit en choisissant la section trapézoïdale à flancs nus SPZX (voir caractéristiques au tableau C.3 à l'annexe C).

III.5.2.1/ Détermination du diamètre de l'arbre:

A. Suivant la condition de résistance :

A.1 Calcul des réactions sur l'arbre:

A.1.1 Au niveau des poulies :

Les réactions aux niveau des poulies suivant les deux axes sont données par l'équation (III.8). Les résultats sont exposés dans le tableau suivant :

	1 ^{ère} vitesse	2 ^{ème} vitesse
R _{X0} (daN)	45,82	41,10
R _{Y0} (daN)	0,94	1,82

Tableau III.3 : Réactions sur l'arbre scie au niveau des poulies

La disposition des poulies motrices et réceptrices selon le repère (X,Y) tel que X est parallèle au plan de la table et Y est perpendiculaire à celui-ci est donnée par la figure suivante :

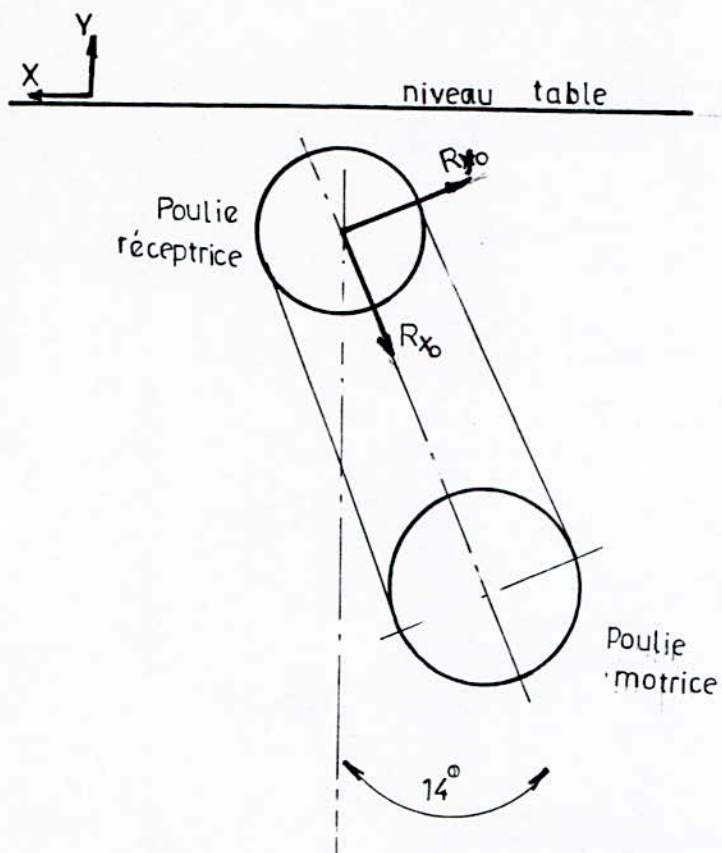


Fig III.2 :Projection des réactions au niveau des poulies

De la figure nous avons :

$$R_X = - R_{X0} \sin (14^\circ) + R_{Y0} \cos (14^\circ)$$

$$R_Y = - R_{X0} \cos (14^\circ) + R_{Y0} \sin (14^\circ)$$

L'application numérique est donnée sur le tableau suivant :

	1ère vitesse	2ème vitesse
R_X (daN)	-10,17	-8,18
R_Y (daN)	-44,23	-39,44

Tableau III.4 :Projection des réactions au niveau des poulies

A.1.2 Projection des forces sur le plan XZ :

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

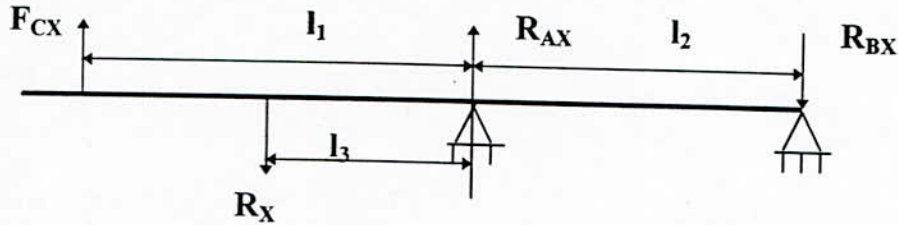


Fig III.3 : Projection des efforts sur le plan XZ .

A.1.2.1 Calcul des réactions au niveau des paliers :

En étudiant l'équilibre de l'arbre nous aurons les réactions aux paliers :

$$\begin{cases} R_{AX} = R_X \frac{(I_1 + I_3)}{I_3} - F_{CX} \frac{(I_2 + I_3)}{I_3} \\ R_{BX} = R_X \frac{I_2}{I_3} - F_{CX} \frac{I_1}{I_3} \end{cases} \quad (\text{III-16})$$

Tel que : $l_1 = 108 \text{ mm}$ et $l_3 = 118 \text{ mm}$.

R_X est la réaction sur l'arbre au niveau des paliers (voir tableau III.4);

F_{CX} est la projection de l'effort de coupe F_C sur l'axe (OX);

l_2 varie en fonction de la vitesse (dépend de la position de la courroie).

Etant donné que l'effort de coupe dépend de plusieurs paramètres tels que la nature du bois, la hauteur à scier, le diamètre de la lame scie, la vitesse d'avance, etc., on ne peut pas déterminer ces projections suivant les axes. On prendra donc le cas où $F_{CX} = F_C$ avec F_C égale à P / V_{moy} tel que P est la puissance du moteur égale à 4 kw et V_{moy} est la vitesse moyenne de coupe choisie égale à 50 m/s (voir paragraphes II.2 et II.7).

Le calcul des réactions est illustré sur le tableau suivant :

	l_2 (mm)	R_{AX} (daN)	R_{BX} (daN)
1 ^{ère} Vitesse	70	0,88	1,29
2 ^{ème} Vitesse	85	-1,25	1,43

Tableau III.5 : Les réactions au niveau des paliers

A.1.2.2 Calcul des moments de flexion :

On donne ci-après les diagrammes des moments fléchissants pour les deux vitesses:

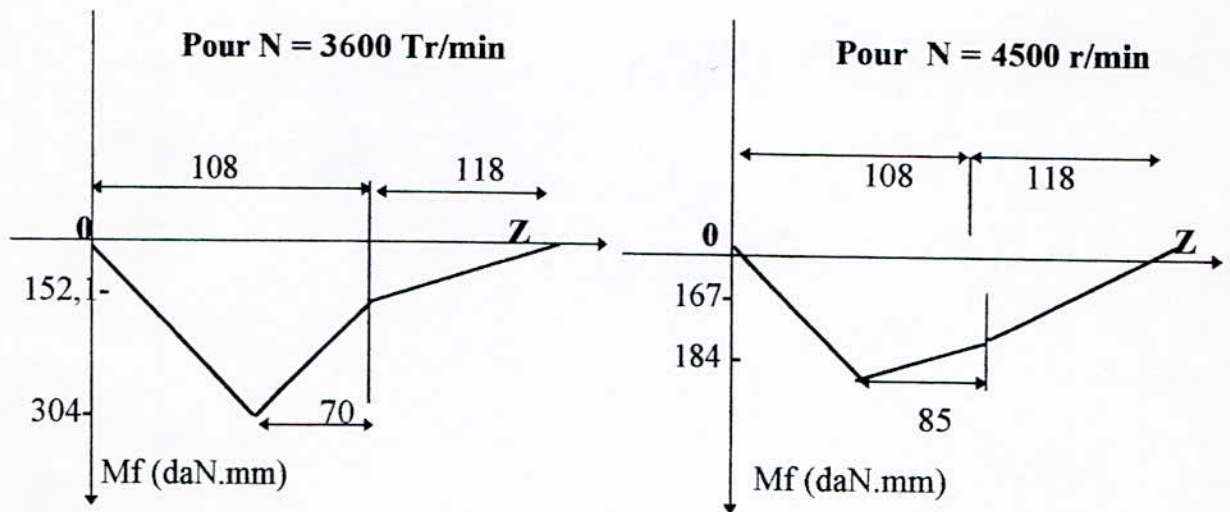


fig III.4 : Diagramme des moments fléchissants.

A.1.3 Projection des forces sur le plan YZ :

L'arbre est représenté comme suit :

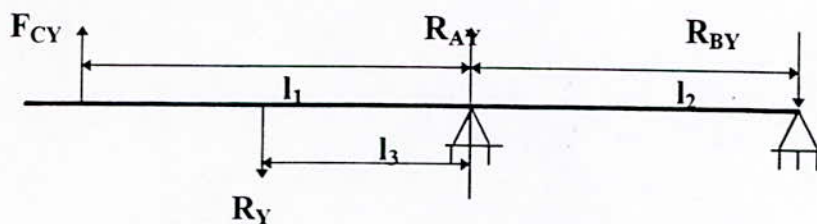


Fig III.5 Projection des forces sur le plan YZ.

Pour les mêmes raisons citées précédemment, on prend le cas où $F_{CY} = F_C = 8$ daN.

A.1.3.1/ Calcul des réactions au niveau des paliers:

En appliquant le même principe que précédemment, on aura:

$$\begin{cases} R_{AY} = R_Y \frac{(I_1 + I_3)}{I_3} - F_{CY} \frac{(I_2 + I_3)}{I_3} \\ R_{BY} = R_Y \frac{I_2}{I_3} - F_{CY} \frac{I_1}{I_3} \end{cases} \quad (\text{III.17})$$

Les résultats sont présentés dans le tableau suivant:

	l_2 (mm)	R_{AY} (daN)	R_{BY} (daN)
1 ^{ère} Vitesse	70	55,15	18,92
2 ^{ème} Vitesse	85	52,53	21,09

Tableau III.6 : : Les réactions au niveau des paliers.

A.1.3.2 Calcul des moments de flexion

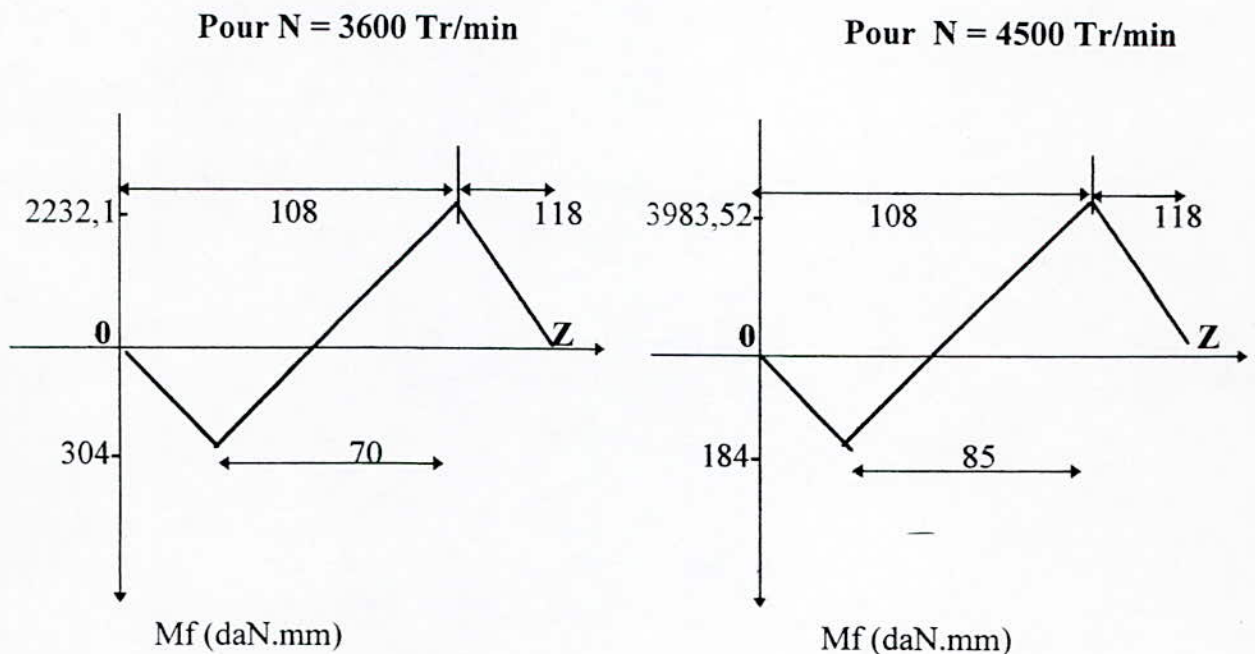


fig III.6 : Diagramme des moments fléchissants.

A.2 Détermination de la section dangereuse (critique) :

La section critique est la section où la sollicitation composée (torsion et flexion) est la plus élevée. Elle est déterminée par la relation (III.9). Les diagrammes des moments fléchissants montre que cette section est au point A. On présente dans le tableau ci-dessous le moment idéal au point A pour les deux vitesses.

	M_t (daN)	M_{fA} (daN)	M_i (daN)
1 ^{ère} Vitesse	1061,03	2237,28	2356,70
2 ^{ème} Vitesse	848,83	2494,11	2564,35

Tableau III.7 : Valeurs des moments idéaux.

La section dangereuse est donc au palier A pour la 2^{ème} vitesse.

Dans ce cas, le diamètre de l'arbre doit vérifier la formule (III.9) :

Avec : $M_i = 2564,35$ daN. mm.

$\sigma_b = 34$ daN/mm² (Acier mi-dur A60).

Soit $d \geq (10 \cdot 2564,35 \cdot 2 / 34)^{1/3}$

$d \geq 11,47$ mm

B- suivant la condition de rigidité :

Dans ce cas, la condition à respecter est donnée par l'équation (III.10) :

Soit $d \geq (32 \cdot 180 \cdot 1061,01 / (3.14)^2 \cdot 7,93 \cdot 10^3 \cdot 0,25 \cdot 10^{-3})^{1/4}$

$d \geq 23,64$ mm

C- Vérification en vibration :

La détermination du diamètre de l'arbre par les deux conditions précédentes (résistance et rigidité) nous a permis de choisir la structure de l'arbre scie qui est représentée par la figure suivante :

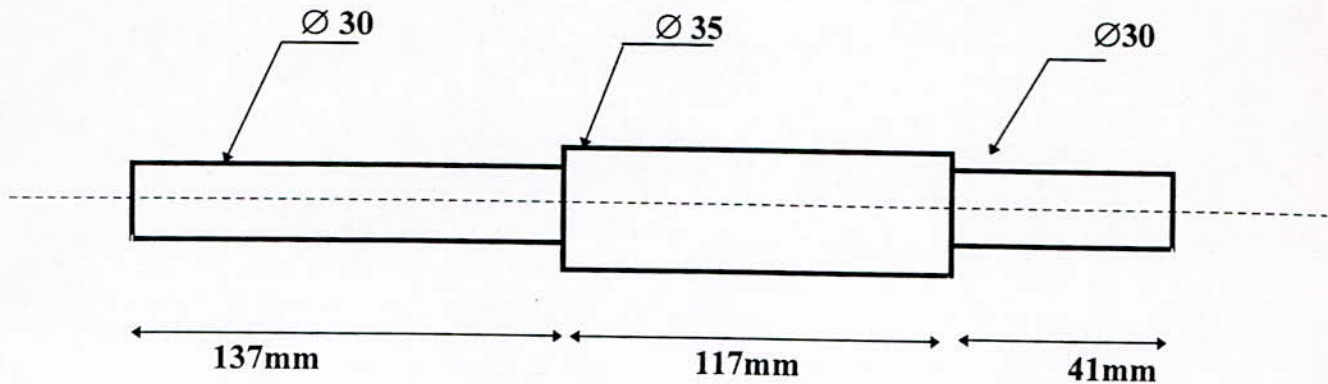


Fig III.7 : Représentation de la structure de l'arbre.

On choisit comme fonction admissible les fonctions linéaires suivantes :

$$\begin{aligned} \varnothing(x) = & a_1 (x - 137) (x - 255) + a_2 (x - 137)^2 (x - 255)^2 + a_3 (x - 137) (x - 255)^2 \\ & + a_4 (x - 137)^2 (x - 255). \end{aligned}$$

Le choix cité ci-dessus nous permet de déterminer quatre (04) fréquences propres.

la résolution du système en utilisant les intégrales numériques donne :

$$w_1 = 7052,44 \text{ rad/s} ; w_2 = 15499,04 \text{ rad/s} ; w_3 = 64520,72 \text{ rad/s} \text{ et } w_4 = 82921,12 \text{ rad/s.}$$

Ce qui donne $N_1 = w_1/2 \pi = 1123 \text{ tr/min}$; $N_2 = 2468 \text{ tr/min}$; $N_3 = 10274 \text{ tr/min}$ et $N_4 = 13204 \text{ tr/min}$.

D- Vérification à la fatigue :

En appliquant l'équation (III.13) on aura :

$$\sigma_D = 24 \text{ daN/mm}^2 \text{ (} R = 60 \text{ daN/mm}^2 \text{ pour le matériau choisi).}$$

$$\sigma_{\max} = (\sigma^2 + 4 \tau^2)^{1/2}$$

D'après les diagrammes des moments fléchissants, on a:

$$\sigma = 0,94 \text{ daN/mm}^2$$

La contrainte de cisaillement maximale est:

$$\tau = 0,20 \text{ daN/mm}^2$$

$$\text{Donc: } \sigma_{\max} = 1,02 \text{ daN/mm}^2$$

L'arbre scie est donc vérifié à la fatigue.

E- Choix et calcul des roulements :

On suppose que cette machine travaille **8 heures** par jour et cela pendant dix (**10**) ans, ce qui donne une durée de vie nominale **Lh = 24960 heures**. Les résultats du calcul de la charge dynamique de base sont les suivants :

	CA (daN)	CB (daN)
1ère vitesse	967,16	332,53
2ème vitesse	992,51	399,28

Tableau III.8 : Valeurs des charges dynamiques équivalentes

On choisira comme roulement le type **BC**, série de dimension (**02**) [8]

	d (mm)	D (mm)	B (mm)	r (mm)	C ₀ (daN)	C (daN)
Palier A	35	72	17	2	1340	1960
Palier B	30	62	16	1,5	680	1500

Tableau III.9 : Caractéristiques des roulements.

III.5.3/ Etude de la transmission à l'arbre toupie :

La toupie dispose de quatre vitesses de rotation **3000; 4500; 6000 et 8000 tr/min** (voir chapitre IV pour l'utilité de chaque vitesse).

$$\eta_1 = N_1 / N_0 = 3000/3000 = 1 \quad \eta_2 = N_2 / N_0 = 4500/3000 = 1,5$$

$$\eta_3 = N_3 / N_0 = 6000/3000 = 2 \quad \eta_4 = N_4 / N_0 = 8000/3000 = 8/3$$

On adopte un diamètre de **72 mm** pour la petite poulie (**d₄ = 72 mm**), ce qui donne **D₄ = 192 mm**. L'utilisation des formules (III.1), (III.2) et (III.4) permet de dresser le tableau suivant en choisissant un entraxe initial de **250 mm**.

	η	d (mm)	D (mm)	L (mm)	V (m/s)
1ère vitesse	1	136,6	136,6	929,08	21,5
2ème vitesse	1.5	108,5	162,8	929,08	25,6
3ème vitesse	2	89,4	178,7	929,08	28,1
4ème vitesse	8/3	72	192	929,08	30,2

Tableau III.10 Diamètres des poulies.

On remarque que les vitesses linéaires de la courroie ne dépassent pas la vitesse limite des courroies trapézoïdales (environ **35 m/s**).

D'après [6] la longueur normalisée la plus proche de celle-ci est de **1000 mm**.

En utilisant l'équation (III.3) on trouve un entraxe égale à **256,5 mm**.

A l'aide des abaques de la fig 36 [6] nous pouvons choisir plusieurs sections possibles. On choisit la section la plus faible **SPZ** ou **SPZX**. En suivant les mêmes étapes que celles de la scie, nous aurons les résultats suivants :

	SPZ					SPZX		
	α (rad)	$C\alpha$	C_L	P_0 (kw)	Z	C_L	P_0 (kw)	Z
1ère vitesse	3,14	1	0,91	6,81	0,6	0,95	8,3	0,5
2ème vitesse	2,95	0,97	0,91	6,65	0,6	0,95	8,7	0,5
3ème vitesse	2,83	0,96	0,91	5,63	0,7	0,95	8,1	0,5
4ème vitesse	2,72	0,94	0,91	4,0	1,1	0,95	6,1	0,7

Tableau III.11: Comparaison de la capacité de transmission entre SPZ et SPZX

On choisira la section **SPZX** pour les mêmes raisons illustrées au paragraphe (III.5.1).

III.5.3.1/ Détermination du diamètre de l'arbre:

A. Suivant la condition de résistance :

A.1 Calcul des réactions sur l'arbre:

A.1.1 Au niveau des poulies :

Les forces appliquées au niveau des poulies sont données par l'équation (III.8).

	1ère vitesse	2ème vitesse	3ème vitesse	4ème vitesse
R_{X0} (daN)	55,01	49,17	41,66	29,27
R_{Y0} (daN)	0	3,00	4,08	3,77

Tableau III.12 : Les réaction au niveau des poulies.

A.1.2 Projection des forces sur le plan XZ :

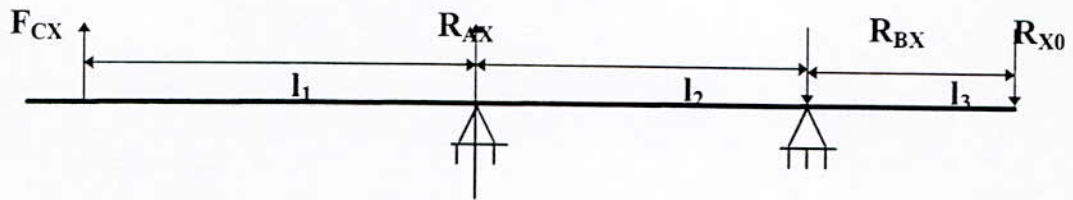


Fig III.8 : Projection des forces sur le plan XZ.

A.1.2.1 Calcul des réactions au niveau des paliers:

Pour l'arbre représenté ci-dessus, l'équilibre des forces donne :

$$\begin{cases} R_{AX} = R_X \frac{(I_1 + I_2)}{I_2} - F_{CX} \frac{I_3}{I_2} \\ R_{BX} = R_X \frac{I_1}{I_2} - F_{CX} \frac{(I_3 + I_2)}{I_2} \end{cases} \quad (\text{III.18})$$

Tel que: R_{X0} est la réaction au niveau des poulies donnée par le tableau (III.10)

$$l_1 = 226 \text{ mm}$$

$$l_2 = 282 \text{ mm}$$

l_3 : varie en fonction de la vitesse (c'est à dire la distance entre le palier B et l'emplacement de la courroie sur les gorges des poulies).

F_{CX} : même que la scie on la prend égale à F_C .

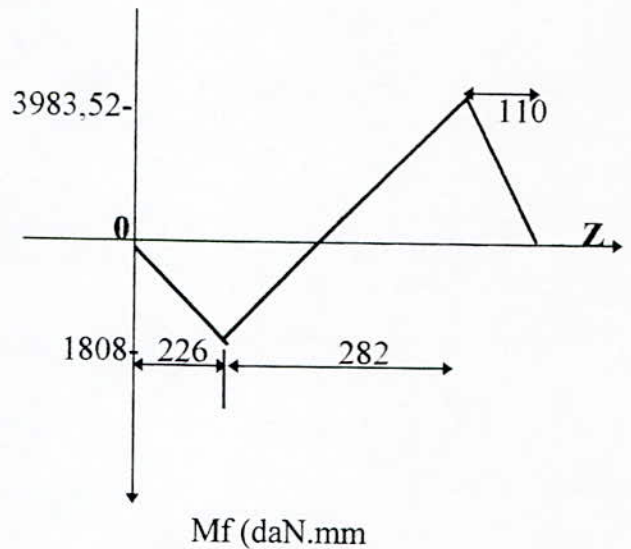
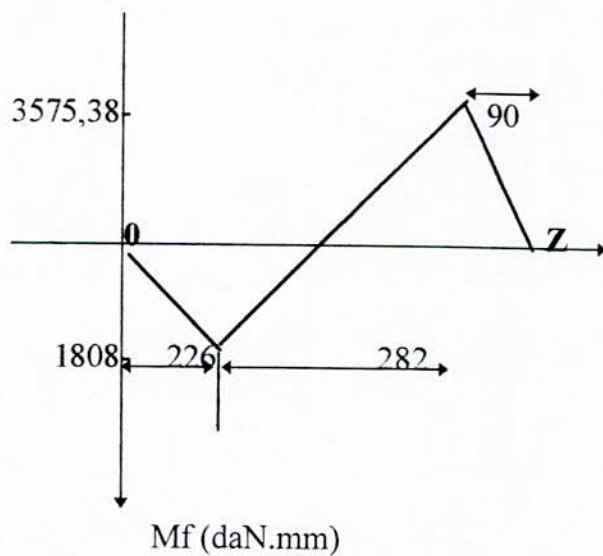
	1ère vitesse	2ème vitesse	3ème vitesse	4ème vitesse
l_3 (mm)	65	80	95	110
R_{AX} (daN)	27,09	28,36	28,45	25,83
R_{BX} (daN)	74,01	69,53	62,11	47,10

Tableau III.13 : Les réactions au niveau des paliers

A.1.2.2 Calcul des moments fléchissants :

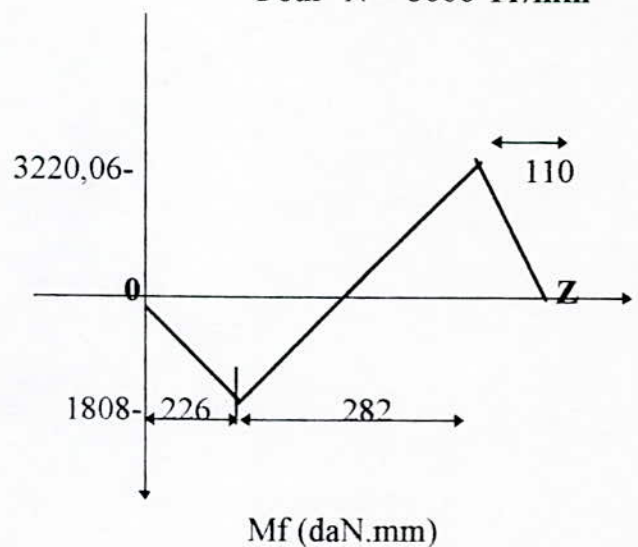
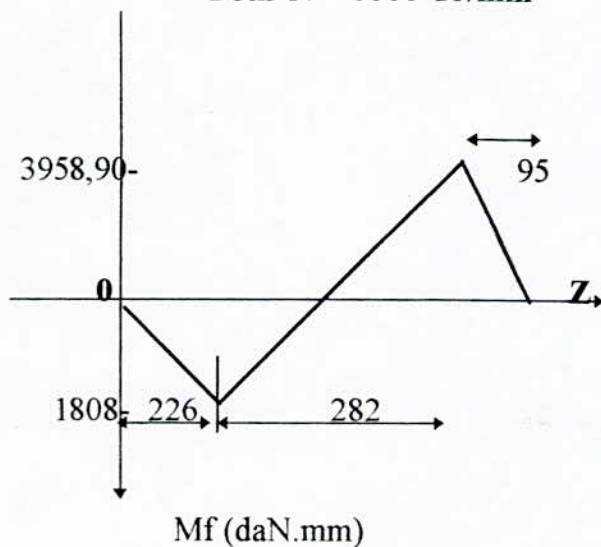
Pour $N = 3000$ Tr/min

Pour $N = 4500$ Tr/min



Pour $N = 6000$ Tr/min

Pour $N = 8000$ Tr/min



A.1.3 Projection des forces sur l'axe YZ :

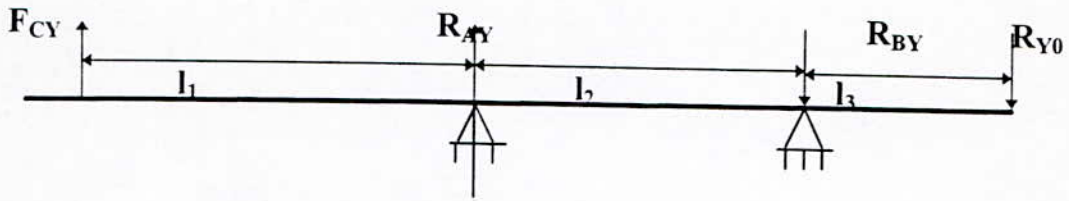


Fig III.10 : Projection des forces sur le plan YZ.

A.1.3.1 Calcul des réactions au niveau des paliers:

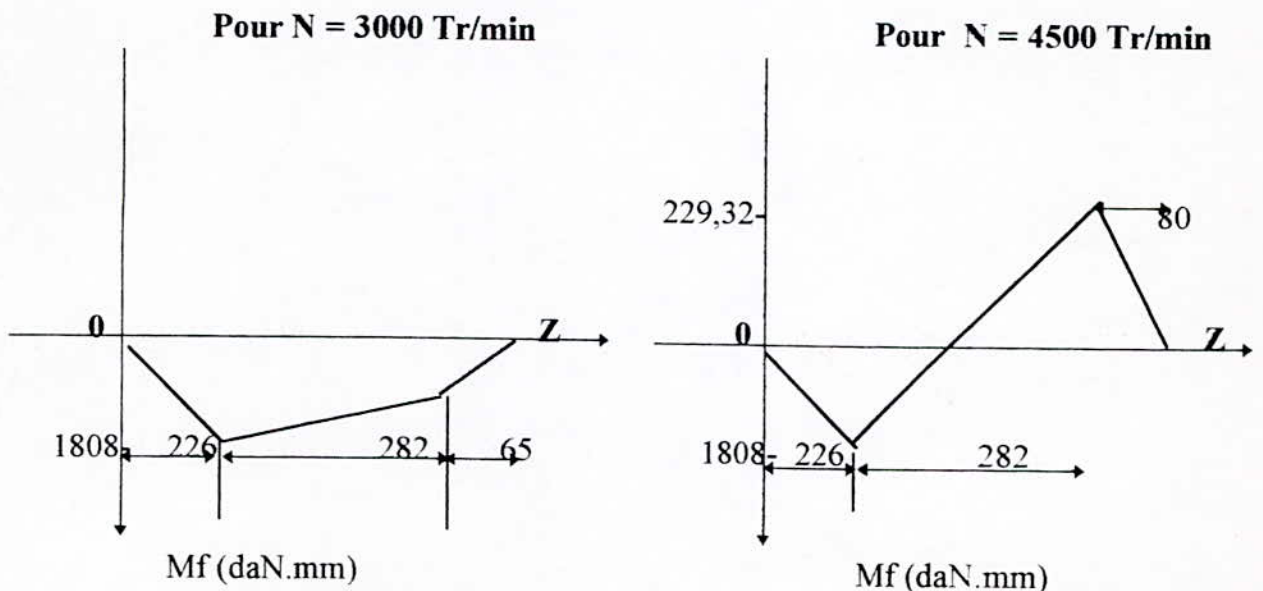
De même, on aura suivant YZ :

$$\begin{cases} R_{AY} = R_Y \frac{(I_1 + I_2)}{I_2} - F_{CX} \frac{I_3}{I_2} \\ R_{BY} = R_X \frac{I_1}{I_2} - F_{CY} \frac{(I_3 + I_2)}{I_2} \end{cases} \quad (\text{III.19})$$

	1ère vitesse	2ème vitesse	3ème vitesse	4ème vitesse
l_3 (mm)	65	80	95	110
R_{AY} (daN)	14,41	15,26	15,79	15,88
R_{BY} (daN)	6,41	10,26	11,87	11,65

Tableau III.14: Les réactions au niveau des paliers.

A.1.3.2 Calcul des moments fléchissants



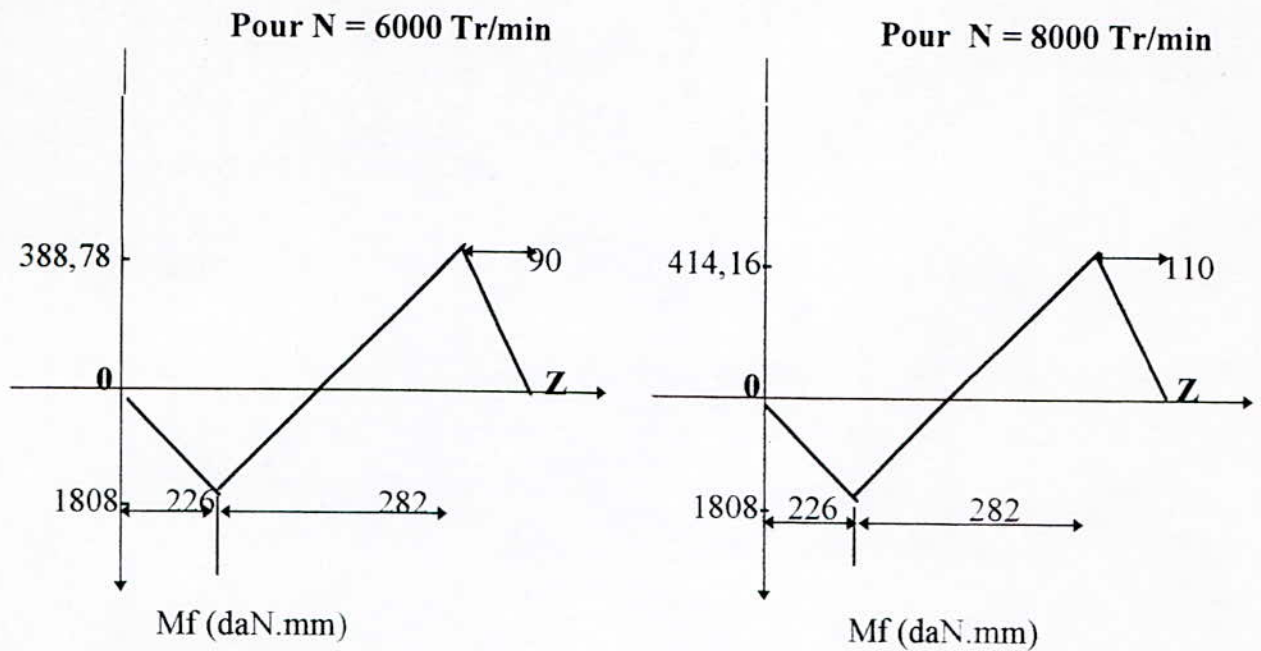


Fig III.11 : Diagrammes des moments fléchissants.

A.2 Détermination de la section critique :

En appliquant les mêmes formules appliquées pour la scie, on aura le tableau suivant :

	M_t (daN)	M_{tA} (daN)	M_{tB} (daN)	M_{iA} (daN)	M_{iB} (daN)
1ère vitesse	1273,24	2556,90	3575,38	2706,64	3685,35
2ème vitesse	848,83	2556,90	3940,79	2625,51	3985,98
3ème vitesse	636,62	2656,90	3977,94	2595,93	4003,25
4ème vitesse	477,46	2556,90	3246,59	2579,00	3264,05

Tableau III.15 : Valeurs des moments idéaux.

La section dangereuse est donc au palier **B** pour la 3ème vitesse ($N = 6000 \text{ tr/mn}$).

Le diamètre de l'arbre par la condition de résistance est donné par la formule (III.9).

Il est donné par la formule :

$$d \geq (10 \cdot M_i \cdot FS / \sigma_b)^{1/3}$$

Soit $d \geq 13,30 \text{ mm}$

B- Suivant la condition de rigidité :

Le diamètre par cette condition doit vérifier, comme pour la scie, l'équation (III.10)

$$d \geq (32.180.1273,24 / \pi^2 \cdot 7,93 \cdot 10^3 \cdot 0,25 \cdot 10^{-3})^{1/4}$$

$$d \geq 24,74 \text{ mm}$$

C- Vérification en vibration :

L'arbre toupie est représenté comme suit :

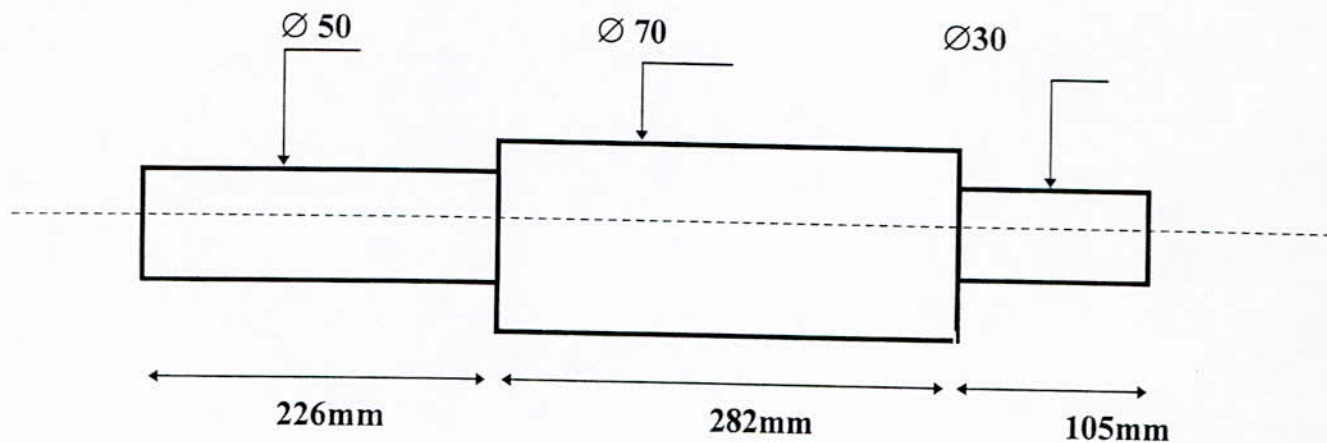


Fig III.12 : Représentation de la structure de l'arbre.

On choisit la fonction suivante :

$$\begin{aligned} \varnothing(x) = & a_1 (x - 226) (x - 508) + a_2 (x - 226)^2 (x - 508)^2 + a_3 (x - 226) (x - 508)^2 \\ & + a_4 (x - 226)^2 (x - 508) + a_5 (x - 226)^3 (x - 508)^2 + a_6 (x - 226)^2 (x - 508)^3 \\ & + a_7 (x - 226)^3 (x - 508)^3. \end{aligned}$$

Ce choix permet de déterminer sept (07) fréquences propres de l'arbre toupie :

$$\begin{aligned} w_1 = & 7724,2 \text{ rad/s} ; w_2 = 14601 \text{ rad/s} ; w_3 = 32247,8 \text{ rad/s} ; w_4 = 56432,08 \text{ rad/s} ; \\ w_5 = & 71095,88 \text{ rad/s} ; w_6 = 84384,36 \text{ rad/s} ; w_7 = 100272,76 \text{ rad/s} ; \text{ d'où on aura} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} N_1 = & w_1 / 2 \pi = 1230 \text{ tr/min} ; N_2 = 2325 \text{ tr/min} ; N_3 = 5135 \text{ tr/min} ; N_4 = 8986 \text{ tr/min} ; \\ N_5 = & 11321 \text{ tr/min} ; N_6 = 13437 \text{ tr/min} ; N_7 = 15977 \text{ tr/min} . \end{aligned}$$

On remarque que ces valeurs sont proches des vitesses choisies, on risque d'avoir donc un cas de résonance. Etant donné que la méthode choisie est approximative, on ne peut pas déterminer exactement si le cas se présente. Cela ne peut être acquis qu'après avoir réalisé le projet. Dans le cas contraire on doit faire comme déjà décrit dans (III.5.1.C).

D- Vérification à la fatigue :

En appliquant l'équation (III.13) on aura :

$$\sigma_D = 24 \text{ daN/mm}^2 \text{ (} R = 60 \text{ daN/mm}^2 \text{ pour le matériau choisi) .}$$

$$\sigma_{\max} = (\sigma^2 + 4 \tau^2)^{1/2}$$

D'après le diagramme des moments fléchissant, on a:

$$\sigma = 1,50 \text{ daN/mm}^2$$

La contrainte de cisaillement maximale est:

$$\tau = 0,76 \text{ daN/mm}^2$$

Donc: $\sigma_{\max} = 2,14 \text{ daN/mm}^2$

L'arbre toupie est donc vérifié à la fatigue.

E- Choix des roulements :

On suppose, comme pour la scie, que cette machine travaille 8 heures par jour et cela pendant dix (10) ans, d'où $L_h = 29200$ heures. Les résultats sont présentés dans le tableau ci-dessous :

	1ère vitesse	2ème vitesse	3ème vitesse	4ème vitesse
C_A (daN)	506,31	608,31	674,82	693,81
C_B (daN)	1225,80	1327,56	1314,62	1110,22

Tableau III.16 : Valeurs des charges dynamiques équivalentes.

On choisira comme roulement le type **BC**, série de dimension (10) [8]

	d (mm)	D (mm)	B (mm)	r (mm)	C_0 (daN)	C (daN)
Palier A	60	95	18	1.1	1830	2960
Palier B	50	80	16	1	1320	2160

Tableau III.17 : Caractéristiques des roulements.

2ème partie : Etude des organes fixes

Introduction :

Dans cette partie de l'étude, on étudie le calcul de la résistance des éléments qui sont soumis à des efforts de compression /tension , torsion , flexion ou d'une combinaison de ses efforts afin d'éviter leurs ruptures pendant le fonctionnement.

III.6/ Mécanisme de la scie :

III.6.1/ Calcul de résistance du pivot (20) [9]:

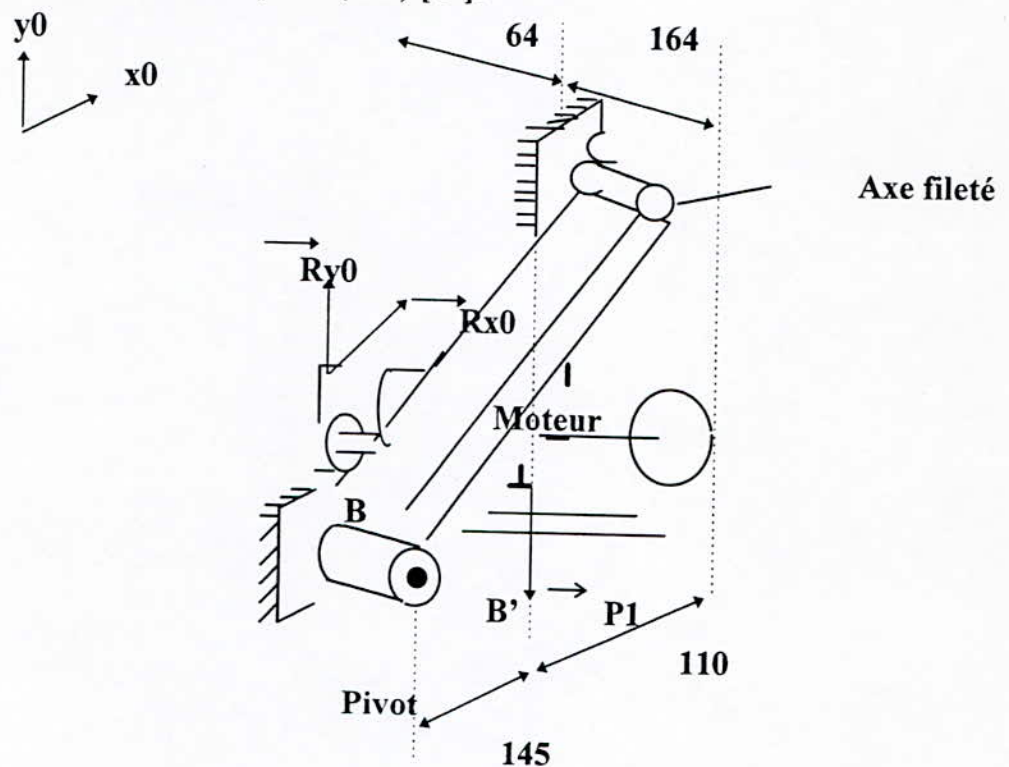


Fig III.13 : Schématisation des pivots.

La figure 10 représente le système support moteur.

P_1 est le poids de l'ensemble moteur et son support.

Soit $P_1 = 42 \text{ daN}$

$R_x = 10,17 \text{ daN}$

$R_y = 44,23 \text{ daN}$

L'équilibre du système nous donne :

Suivant OY :

$$R_{B1} = \frac{R_y \cdot 110}{145 + 110} = \frac{48,34 \times 110}{145 + 110} = 19,08 \text{ daN.}$$

R_{B1} est dû à l'effort R_x

$$R_{B2} = \frac{P_1 \cdot 110}{145 + 110} = \frac{42 \times 110}{145 + 110} = 18,11 \text{ daN.}$$

R_{B2} est dû à l'effort P_1

Le moment de flexion maximal suivant y est :

$$M_{fy} = R_{B1} \cdot 64 + R_{B2} \cdot 164 = 4191,13 \text{ daN. mm.}$$

Suivant ox :

$$R_{B1} = R_x / 2 = 10,17 / 2 = 5,085 \text{ daN}$$

Le moment de flexion maximal suivant x est :

$$M_{fx} = R_{B1} \cdot 64 = 6,55 \cdot 64 = 419,52 \text{ daN. mm}$$

Le moment de flexion total sur le pivot est alors :

$$M_{ft} = (M_{fx}^2 + M_{fy}^2)^{1/2} = 4203,75 \text{ daN. mm}$$

la condition de résistance est :

$$d \geq (10 \text{ fs} \cdot M_{ft} / \sigma)^{1/3}$$

avec : fs = 2

$$M_{ft} = 4203,75 \text{ daN.mm}$$

$$\sigma = 15,5 \text{ daN/mm}^2 \text{ (pour un acier doux A33).}$$

$$D'où \quad d \geq 17,6 \text{ mm}$$

III.6.2/ Calcul de résistance de l'axe fileté (21) :

Le même travail que celui du pivot (20)

Suivant OY :

$$\begin{cases} R_{C1} = \frac{R_y \times 145}{145 + 110} = \frac{44,23 \times 145}{145 + 110} = 25,15 \text{ daN} \\ R_{C2} = \frac{P_1 \times 145}{145 + 110} = \frac{42 \times 145}{145 + 110} = 23,88 \text{ daN} \end{cases}$$

Le moment de flexion maximal suivant y est :

$$M_{fy} = R_{c1} \cdot 64 + R_{c2} \cdot 164 = 5525,94 \text{ daN} \cdot \text{mm}.$$

Suivant OX :

$$R_{c1} = R_x / 2 = 10,17 / 2 = 5,085 \text{ daN}$$

Le moment de flexion maximal suivant x est :

$$M_{fx} = R_{c1} \cdot 64 = 325,44 \text{ daN} \cdot \text{mm}$$

Le moment de flexion total sur l'axe (21) est alors :

$$M_{ft} = (M_{fx}^2 + M_{fy}^2)^{1/2} = 5535,51 \text{ daN} \cdot \text{mm}$$

la condition de résistance est :

$$d \geq (10 f_s \cdot M_f / \sigma)^{1/3}$$

avec : $f_s = 2$

$$M_f = 5535,51 \text{ daN} \cdot \text{mm}$$

$$\sigma = 32,5 \text{ daN/mm}^2 \text{ (Acier E36)}.$$

D'où $d \geq 15,04 \text{ mm}$.

III.6.3/ Calcul du couple de serrage nécessaire au blocage du support moteur :

D'après la figure (10), l'effort R_{B1} a tendance à déplacer le support vers le haut et R_{B2} vers le bas. Donc pour bloquer ce support, on doit appliquer un effort résistant égal au moins à $F = R_{B1} - R_{B2}$ dirigé vers le bas.

$$\text{Donc } F = 19,08 - 18,11 = 0,97 \text{ N}$$

Le couple de serrage nécessaire est donné par [9] :

$$M_s = 0,2 \cdot F_i \cdot d$$

d : diamètre de la vis égal à **16 mm**.

F_i : effort axial dans la vis.

$F_i = F/f$ (f est coefficient de frottement entre la tête de la vis et le support, il pris égal à **0,15**).

$$F_i = 0,97 / 0,15 = 6,47 \text{ N}$$

$$\text{Ce qui donne } M_s = 0,2 \cdot 16 \cdot 6,47 = 0,20 \text{ N} \cdot \text{m}.$$

On peut alors utiliser pour cela une manette de blocage (manette boule inclinée type lisse M12).

III.6.4/ Détermination de l'épaisseur du bâti [10] :

Le bâti supporte le poids de l'ensemble de la machine. Ses parois sont soumises à une compression qui peut causer leurs flambage. Si l'épaisseur de la tôle n'a pas été convenablement choisi. D'après [10] pour une plaque rectangulaire appuyée sur ses quatre côtés, (comme dans notre cas) la valeur critique de la contrainte de compression est donnée par la relation suivante : $\sigma_{cr} = \sigma_e$.

Dans laquelle

$$e = \frac{\pi^2 E h^2}{12 b^2 (1 - \mu)^2} \text{ (daN / mm}^2\text{)}$$

h : étant l'épaisseur de la plaque et **b** sa largeur.

$$\beta = \left(\frac{a}{mb} + \frac{mb}{a} \right)^2$$

représente un coefficient qui dépend de la valeur du rapport **a/b** et du nombre entier **m**. Ce nombre doit être choisi de façon à rendre σ minimum. (soit $\sigma = 4$).

Dans ce cas, $\sigma_{cr} = 7,63 \cdot 10^4 \cdot h^2/b^2$.

Un calcul approximatif du poids supporté par le bâti nous a donné **p = 4300N**.

Le poids supporté par l'une des quatre tôles du bâti est égal à **p' = 4300/4 = 1075 N**.

Pour éviter le flambage, il faut que $\sigma_{cr} > p' / S$.

tel que **S** : section de la tôle. **S = b . h**.

Soit $7,63 \cdot 10^4 \cdot h^2/b^2 > p'/s = p'/ b.L$.

$$\text{Ce qui donne : } h^3 > \frac{p' b}{7,63 \cdot 10^4}$$

Le bâti se compose de quatre tôles liées par soudage de largeur **800** et **1300 mm**.

Pour **b = 800 mm**

$$\text{On a } h > \left(\frac{107,5 \cdot 800}{7,63 \cdot 10^4} \right)^{1/3} = 1,04 \text{ mm.}$$

pour **b = 1300mm**.

$$\text{On a } h > \left(\frac{107,5 \cdot 1300}{7,63 \cdot 10^4} \right)^{1/3} = 1,22 \text{ mm}$$

III.7/ Calcul de la vis monte charge [9]:

La figure ci-dessous représente le mécanisme de la scie.

P est le poids approximatif de l'ensemble scie.

En étudiant son équilibre on aboutit aux résultats suivants :

$$R_{AX} = 813,56 \text{ N (Réaction au point A suivant X)};$$

$$R_{AY} = 485,96 \text{ N};$$

$$R_{BX} = R_{CX} = R_{DX} = -813,56 \text{ N};$$

$$R_{BY} = R_{CY} = R_{DY} = 164,04 \text{ N};$$

$$M_D = 7381,89 \text{ N.mm (le moment au point D)}.$$

L'éléments (3) est la vis monte charge à filet métrique. Elle est soumise à une compression et à une flexion.

Effort de flexion est :

$$F_1 = R_{BX} \cdot \sin (11,5) + R_{BY} \cdot \cos (11,5)$$

$$F_1 = 315,26 \text{ N.m}$$

La longueur de la vis entre les supports est $L = 140 \text{ mm}$.

La contrainte induite dans la vis est alors $\sigma_1 = 32 F_1 L / \pi d^3 = 56,2 \text{ N/mm}^2$

Effort de compression est :

$$F_2 = R_{BX} \cdot \cos (11,5) - R_{BY} \cdot \sin (11,5) = 726,73 \text{ N}$$

D'où la contrainte de compression est $\sigma_2 = 4 \cdot F_2 L / \pi d^2 = 2,31 \text{ N/mm}^2$

La contrainte totale dans la vis est $\sigma = \sigma_1 + \sigma_2 = 58,51 \text{ N/mm}^2$

- Calcul du couple de monté :

Le couple nécessaire pour monter l'ensemble de la scie est donné par la formule suivante :

$$T_M = \frac{F_a d_m / 2 (p + \pi \mu d_m \cos \alpha / 2)}{\pi d_m - \mu p \cos \alpha / 2} \quad (\text{III.20})$$

Où $\mu \simeq 0,15$ (frottement entre Acier et Acier)

d_m est le diamètre moyen = $d - 0,6594 \cdot p$

α est l'angle des filets . pour un profile métrique $\alpha = 60^\circ$.

Pour une vis de diamètre $d = 20 \text{ mm}$, ce qui donne

$$d_m = 20 - 0,6594 \cdot 2,5 = 18,35 \text{ mm}.$$

F_a est effort axial dans la vis, égal à F_2

Le couple de montage est par conséquent égal à **0,568 N.m**

III.8/ Etude du soulèvement de l'arbre toupie

III.8.1/ Etude de la vis monte charge [9]:

Le choix d'un profil pour la vis de transmission dépend de :

- de l'état de fonctionnement (charge appliquée, ...)
- du prix de revient

L'utilisation d'un profil spécial augmente toujours ce dernier, donc il ne doit être utilisé qu'en cas de besoin réellement justifié.

Pour les vis de transmission il est préférable d'utiliser un profil trapézoïdal pour améliorer le rendement, la durée de vie et diminuer le couple nécessaire pour le soulèvement.

III.8.1.1/ Calcul du diamètre de la vis de transmission

On choisit pour la vis, un acier non allié **A60** de résistance à la limite d'élasticité $\sigma = 34 \text{ daN/mm}^2$.

Le calcul du diamètre de base (à la racine) est donné par la formule suivante :

$$d_3 \geq (4 F \cdot F_s / \sigma \cdot \pi)^{1/2}$$

Où : F : la charge appliquée sur la vis, elle est approximativement égale à **80 daN**;

F_s : C'est le coefficient de sécurité, on le prend égale à **2**.

Le calcul donne $d_3 \geq 2,45 \text{ mm}$.

Pour plus de sécurité on va choisir un diamètre nominal égal à **25 mm**.

donc $d = 25 \text{ mm}$;

P (le pas) = **4 mm**;

a (vide à fond des filets) = **0,25 mm**;

$d_2 = d - 0,5 p = 23 \text{ mm}$;

$d_3 = d - p - 2 a = 20,5 \text{ mm}$.

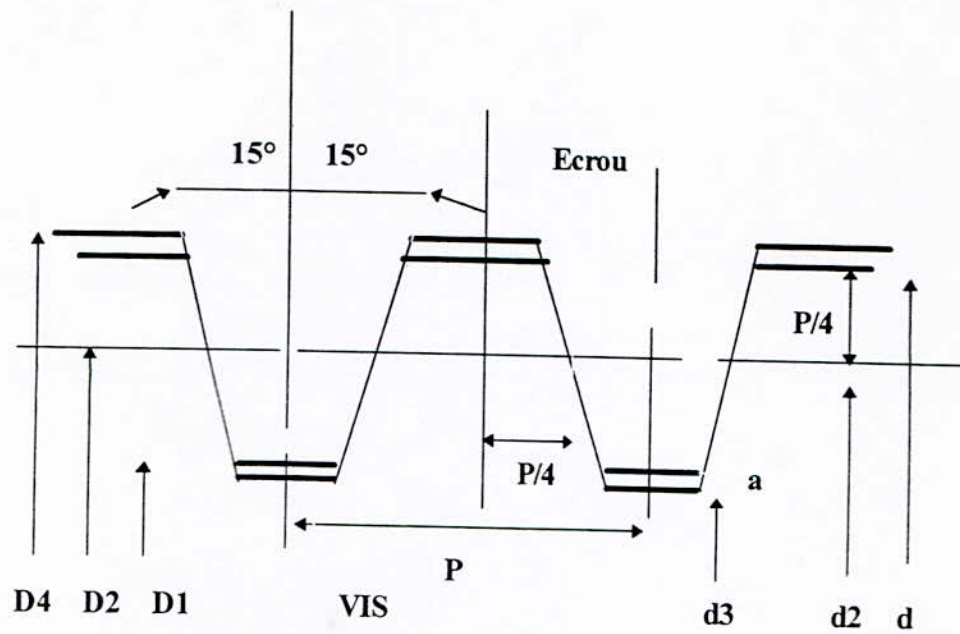


Fig III.14 : Caractéristiques du profil trapézoïdal.

III.8.1.2/ Etude de la résistance de la vis :

L'équilibre des forces permet de calculer la couple nécessaire pour " montée " ou " descente " d'une charge donnée. Soit P la résultante des forces horizontales agissant au diamètre primitif d_3 .

En appliquant la formule (III.20), nous aurons un couple nécessaire pour la montée de $186,6 \text{ daN} \cdot \text{mm}$, avec μ est le coefficient de frottement qui est égale à $0,15$ et α égale à 30° (pour le profil trapézoïdal).

Dans certain cas, lorsque le coefficient de frottement est suffisamment petit et que l'angle d'hélice est suffisamment grand, il peut arriver que la vis se déroule d'elle même par l'action de la force axiale seulement. Dans ce cas, on dira que la vis n'est pas auto-bloquante. Pour y remédier, il faudra que $\pi \mu d_m \cos \alpha / 2 \geq P$ d'où $10,5 \geq 4$.

Les forces agissantes sur la vis engendrent des contraintes de :

- **Traction - compression** : elle donnée par :

$$\sigma = F / A = 4 F / d_3^2 \text{ on trouve } \sigma = 0,24 \text{ daN/mm}^2.$$

-**Torsion** : elle est donnée par

$$\tau = 16 T / \pi d_3^3 \text{ on trouve } \tau = 0,11 \text{ dan/mm}^2$$

Ces contraintes sont combinées pour produire un état de sollicitation complexe. On calcule le degré de charge $R = (\alpha^2 + 4 \tau^2)^{1/2}$ ce qui donne $R = 0,33 \text{ daN/mm}^2$. Ce degré de charge calculé devra donc être inférieur à la résistance pratique du matériau utilisé.

III.8.1.3/ Vérification du flambage :

Si la charge en compression est trop grande, il y aura flambage de la vis. Il s'agit donc de déterminer quelle est la charge critique au-delà de laquelle cette instabilité mécanique se produira.

Un des facteurs importants relatifs à cette analyse est le rapport d'élanement L/d_3 où

L : la longueur de la vis, pour notre cas égale à **280 mm**.

d_3 : diamètre de base (à la racine).

ce qui donne un rapport d'élanement égale à $13,7 > 6$, on doit donc vérifier le flambage.

Calculons tout d'abord le rapport L/K tel que $K = (I_3/A_3)^{1/2}$ est le moment de giration à la racine ce qui donne $L/K = 54,6$ et calculons aussi $(2 C \pi^2 E / \sigma)^{1/2}$ où $C = 0,25$ tient compte du montage, on trouve **54,8**, donc on y dans le cas où $L/K \leq (2 C \pi^2 E / \sigma)^{1/2}$

On utilisera la formule de **Johnson**.

$$P_{c_r} = \frac{A_3 C \pi^2 E}{(L/K)^2} = 206,6 \text{ daN}$$

qui est $(L/K)^2$ supérieur à $F = 80 \text{ daN}$. Donc il y a pas risque de flambement.

III.8.1.4/ Calcul de l'écrou :

Les trois modes de faillite possibles des filets sont :

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

C'est en prenant un écrou suffisamment long que l'on évitera la faillite.

1-Cisaillement des filets de la vis :

Pour ce qui est du cisaillement à la base des filets de la vis, on a la longueur nécessaire de l'écrou, afin d'éviter le cisaillement des filets de la vis L_{ev} sera donc :

$$L_{ev} = \frac{P \cdot F \cdot F_s}{0.577 \sigma \pi d_3 t}$$

t : l'épaisseur du filet à la racine.

$$t = P/2 - (d_2 - d_3) \operatorname{tg} \alpha/2$$

$$\text{d'où } L_{ev} = 0,33 \text{ mm}$$

2- Cisaillement des filets de l'écrou :

$$L_{ee} = \frac{P \cdot F \cdot F_s}{\sigma \pi d t} \quad \text{on obtient une longueur de } 0,18 \text{ mm .}$$

3- L'usure des filets :

la contrainte en compression à la surface des filets limitée. D'après [VIII] donne une pression S_p égale 18 MPa.

On aura la longueur nécessaire pour éviter l'usure L_{eu} :

$$L_{eu} = \frac{4 \cdot P \cdot F}{\pi (d^2 - d_3^2) S_p} \quad \text{on trouve } L_{eu} \text{ égale à } 1,1 \text{ mm.}$$

En pratique, pour avoir un bon , on choisit $L_e = \max (L_{ev}, L_{ee}, l_{eu})$ égale à plus ou moins 1.5 d (vis).

On choisira donc une longueur de l'écrou L_e égale à 20 mm .

III.8.2/ Choix de l'engrènement :

Le choix du système pour le soulèvement de l'arbre toupie est basé sur deux principes :

Fonctionnelle : Il doit exécuter la tâche (pour notre cas soulèvement en hauteur de l'arbre), pour cela les axes de l'engrenage doivent former un angle de 90°;

Economique : Le prix de revient de l'engrenage choisi doit être optimisé (entraînement manuel).

Le choix de l'engrenage à vis sans fin, pour notre machine, est avantage par tous ces facteurs.

III.8.2.1/ Caractéristiques de l'engrenage à vis sans fin : [11 et 12]

L'engrenage à vis sans fin est un engrenage gauche se caractérisant tout d'abord par la forme particulière de son pignon, qui se présente sous l'aspect d'une vis sans fin. Le système ainsi décrit sert, dans notre cas, à entraîner manuellement l'arbre toupie en hauteur, par l'intermédiaire d'un volant de manoeuvre

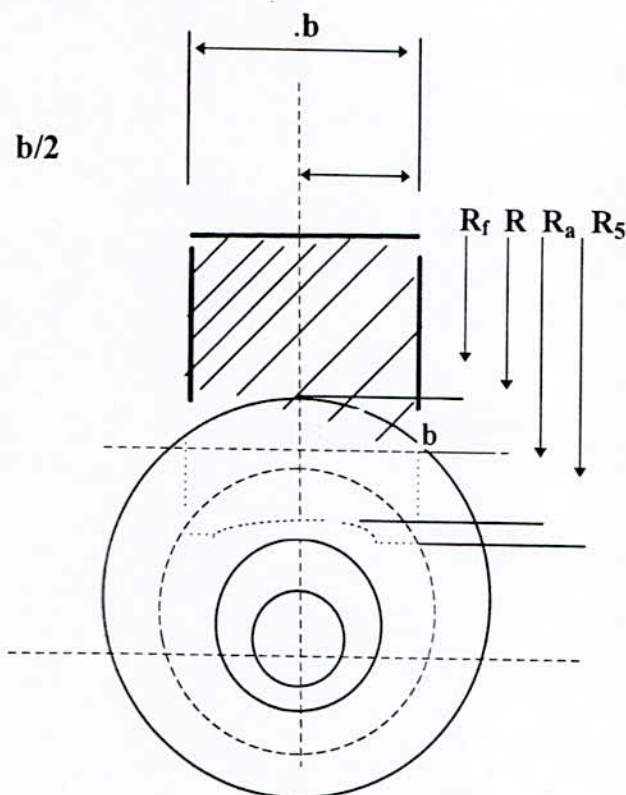


Fig III.15 : Schéma de l'engrenage à vis sans fin.

Pour déterminer toutes les caractéristiques, on doit fixer quelques paramètres essentiels qui sont :

$$a = 48\text{mm};$$

$$i = n_1 / n_2 = 15;$$

$$n_1 = 240 \text{ tr/min d'où } n_2 = n_1 / 25 \text{ égale à } 16 \text{ tr/min.}$$

η est le rendement. $\eta = \cotg \beta_1 / \text{tg} [(90 - \beta_1) + \varphi]$ et φ est l'angle de frottement.

Le rendement maximum a lieu pour $\beta_1 = 45^\circ$, mais celui-ci conduit à un diamètre trop faible de la vis; pratiquement on n'emploie pas moins de 60° ; si l'engrenage doit être strictement irréversible, avec une vis motrice seulement (**cas de notre machine**), β_1 doit être supérieure à 85° pour avoir une grande suffisante.

Pour éviter l'interférence, on fait $Z_2 \geq 30$ dents; si $n_1/n_2 < 30$; faire la vis à 2 ou 3 filets. On prendra donc 2 filets pour la vis, ce qui donne pour la roue 30 dents.

Par sa continuité, le filet de la vis est plus résistant que la denture de la roue; le calcul porte donc sur la dent de celui-ci.

III.8.2.2/ Calcul de résistance de l'engrenage :

Pour un premier calcul, on prend $\beta_1 = 85^\circ$ et on choisit comme matériau de la vis l'acier nitruré (30 NC11 ou 30NCD16 dont la contrainte admissible varie entre 9 et 25 daN/mm²), et pour la roue le bronze phosphoreux (dont la contrainte admissible est de l'ordre de 5 à 8,5 daN/mm²).

La détermination des diamètres primitifs de la vis et de la roue se fait à partir de deux équations suivantes:

$$D/d = n_1 / n_2 \cdot 1/\operatorname{tg}\beta_1 \quad \text{et} \quad D+d = 2a$$

La résolution de ces deux équations donne :

$$d = 30,3 \text{ mm}$$

$$D = 39,7 \text{ mm}$$

Cela nous permet de déterminer le module apparent ($m_t = d/Z_1 \operatorname{tg} \beta_1 = D/Z_2$) ainsi que le module réel ($m_n = m_t \sin \beta_1$), on trouve un module apparent égale à 1,32 mm d'où $m_n = 1,31 \text{ mm}$. Les valeurs du module réel sont normalisés; on prend une valeur de 1,25mm; cette modification influe sur l'angle β_1 qui doit être recalculer en utilisant cette valeur de m_n .

Soit $N_1 = Z_1 \cdot m_n / 2a$ et $N_2 = Z_2 \cdot m_n / 2a$, la solution de β_1 doit vérifier l'équation suivante:

$N_1 / \cos \beta_1 + N_2 / \sin \beta_1 = 1$ la solution donne un angle d'inclinaison β_1 égale à $85^\circ 35'$ acceptable pour l'irréversibilité.

La méthode générale de calcul de résistance des engrenages est très complexe; elle fait intervenir tous les facteurs influençant de près ou de loin la résistance des dentures à la pression superficielle et à la rupture. C'est uniquement une méthode de vérification de la capacité de charge d'un engrenage dont on connaît déjà tous les éléments. On doit vérifier maintenant que la valeur de m_n choisie (1,25 mm) est satisfaisante, pour cela, on doit déterminer la puissance transmise par la vis qui sera calculée par la formule suivante :

$$P = T_M \cdot \omega_2$$

Où T_M : le couple nécessaire pour effectuer la montée de la charge (il a été calculé de la section III.8.1.2), il est évident que le couple nécessaire pour effectuer la montée donne la grande puissance

w_2 est la vitesse angulaire de la roue égale à $0,84 \text{ rad / s}$, la puissance transmise est donc égale à $1,57 \text{ w}$.

L'abaque 79 du document B039-18 donne un coefficient de frottement entre la vis (acier) et la roue (bronze) pour une vitesse de la vis de $0,38 \text{ m/s}$ égale à $0,05$ (d'où un angle de frottement $\varphi = \arctg 0,05$ égale à $2^\circ 51'$), le rendement est par conséquent égale à $0,60$ ce qui donne, une puissance P' à transmettre égale à $2,60 \text{ w}$ ($P' = p / \eta$).

Le module m_n choisi doit vérifier la condition suivante :

$$m_n \geq 3241 (P' / K_n \cdot \sigma \cdot d \cdot n)^{1/2}$$

avec

P' : puissance à transmettre en **Kw**;

b_n : largeur réelle de la roue en **mm**;

K_n : coefficient égale à b_n / m_n ;

b_n : largeur réelle de la roue en **mm**;

σ : contrainte admissible en **daN/mm²**;

d : diamètre primitif de la vis égale à **30,3 mm**;

n : vitesse de rotation de la vis en **tr/min**.

on trouve $m_n \geq 0,27 \text{ mm}$

Le module réel choisi précédemment convient donc largement du point de vue de la résistance.

Caractéristique de la vis

diamètre primitif $d = 30,3 \text{ mm}$.

diamètre de tête $d_a = d + 2 m_t = 32,8 \text{ mm}$

diamètre de pied $d_f = d - 2,4 m_t = 27,3 \text{ mm}$

Inclinaison β_1 de l'hélice primitive $85^\circ 35'$

nombre de filets 2

module réel **1,25 mm**

module apparent $M_t = M_n \sin \beta_1 \simeq 1,25 \text{ mm}$

pas réel $P_n = \pi \cdot m_n = 3,9 \text{ mm}$

pas primitif $P_t = \pi \cdot m_t = 3,9 \text{ mm}$

pas H de l'hélice primitive $H = \pi \cdot d / \text{tg}\beta_1 = 7,4 \text{ mm}$

Saillie $n_a = m_t \simeq 1,25 \text{ mm}$

Creux $n_f = 1,2 m_t \simeq 1,5 \text{ mm}$

Longueur L de la partie filetée $L = (8 D \cdot h \cdot a)^{1/2} = 20 \text{ mm}$

Hauteur des filets $h = 2,2 m_t \simeq 2,75 \text{ mm}$

Largeur de la denture de la vis $b = 2 \pi m_t = 23,5 \text{ mm}$

angle de pression apparent $\alpha = \text{arctg}(\text{tg}\alpha_n / \sin\beta_1) = 20^\circ 1'$

angle $\gamma = \arccos d/d+2m = 22^\circ 30'$

Caractéristiques de la roue

diamètre primitif $D = 39,7 \text{ mm}$.

diamètre de tête $D_a = D + 2 m_t = 42,2 \text{ mm}$

diamètre de pied $D_f = D - 2.4 m_t = 36,7 \text{ mm}$

Inclinaison β_2 de l'hélice primitive $\beta_2 = 90^\circ - \beta_1 = 4^\circ 25'$

nombre de dents 30

rayon R_3 $R_3 = d/2 - m_n = 13,9 \text{ mm}$

rayon R_4 $R_4 = d/2 + 1,25 m_n = 16,7 \text{ mm}$

rayon R_5 $R_5 = D/2 + (d/2 - R_3 \cdot \cos \gamma) = 22,2 \text{ mm}$

largeur apparente de la dent $b = 2,3 m_t (Z_1 \text{tg}\beta_1 + 1)^2 = 14,9 \text{ mm}$

III.9/ Choix et calcul des clavettes : [13]

Une clavette est destinée à rendre solidaire un organe de machine et un arbre. Les dimensions principales d'une clavette sont normalisées. C'est pourquoi leur calcul consiste à déterminer la longueur pratique des clavettes. Pour cela on doit tenir compte de deux conditions pour la résistance d'une clavette.

a- Condition de matage ou de compression :

$$L_1 \geq 4 \cdot M_t / b \cdot d \cdot \sigma_{\text{mat}}$$

b- condition de résistance au cisaillement :

$$L_2 \geq 2 \cdot M_t / b \cdot d \cdot \sigma_{\text{cis}}$$

Les matériaux recommandés pour les clavettes ont en général une contrainte de compression de l'ordre de **65 daN/mm²** et une contrainte au cisaillement de l'ordre de **40 daN/mm²**.

III.9.1/ Pour la scie :

a - Condition de matage :

Pour un diamètre de l'arbre scie de **30 mm**, nous avons [8] :

$$a = 8 \text{ mm} \quad , \quad b = 7 \text{ mm}.$$

Le moment de torsion maximal sur l'arbre toupie est : $M_t = 1061,03 \text{ daN.mm}$

$$\text{D'où } L_1 \geq 0,311 \text{ mm}.$$

b - Condition de cisaillement :

$$L_2 \geq (2 \cdot 1061,03) / 8.30.40 \quad \text{Soit } L_2 \geq 0,221 \text{ mm}.$$

c - Choix des clavettes :

On choisira des clavettes longitudinales parallèles de désignation **8 x 7 x 30**.

III.9.2/ Pour la toupie :

a - Condition de matage :

Pour un diamètre de l'arbre toupie de **30 mm** le même tableau donne :

$$a = 8 \text{ mm} \quad , \quad b = 7 \text{ mm} .$$

Le moment de torsion maximal sur l'arbre toupie est : $M_t = 1273,24 \text{ daN} \cdot \text{mm}$

$$\text{D'où } L_1 \geq 0,373 \text{ mm} .$$

b - Condition de cisaillement :

$$L_2 \geq (2 \cdot 1273,24) / 8.30.40 \quad \text{Soit } L_2 \geq 0,265 \text{ mm} .$$

c - Choix des clavettes :

On choisira des clavettes longitudinales parallèles de désignation **8 x 7 x 30** .



IV- MODE
D'EMPLOI DE
LA MACHINE
COMBINÉE

IV.1/ Introduction :

Un outil est un objet possédant des arêtes tranchantes, il est donc, par définition, dangereux. Aussi convient-il de prendre toutes les précautions nécessaires pour éviter le contact des arêtes avec la main ou une autre partie du corps, même à l'arrêt, et à fortiori en rotation à vitesse élevée. Cette évidence ne doit pas faire oublier que les accidents ont malheureusement bien d'autres origines et concernant de très nombreux salariés.

IV.2/ La sécurité de la machine :

Cette machine a été conçue pour offrir le maximum de sécurité de même que de haute performance; la sécurité ne dépend que de vous car l'utilisation de toute machine-outil comporte de risques donc faite preuve d'une extrême vigilance avant de commencer tout travail. L'expérience a prouvé que les accidents provoqués par l'utilisation des machines à bois ont pour causes principales :

- Le contact des mains de l'ouvrier avec les outils ou autre organe en mouvement, ce contact est souvent la cause de la projection des pièces;
- La rupture d'outils ou de pièces en fonctionnement.

Pour en sortir avec moins de dégâts, nous devons équiper notre machine d'un système de sécurité actionné manuellement ou automatiquement. Pour cela nous avons :

- Un poussoir installé proche de l'ouvrier pour couper le courant en cas d'urgence ;
- Un système au niveau des portes de la machine qui coupe automatiquement le courant en cas où les portes sont ouvertes. Cette coupure rassure l'ouvrier lorsqu'il fait le nettoyage, le réglage des courroies ou le démontage de quelques pièces internes.

IV.3/ Système d'aspiration des copeaux :

Une machine à bois doit être équipée d'un aspirateur de copeaux. Ces copeaux, obtenus pendant l'usinage, engendrent des tourbillons autour des outils à cause de leurs faibles masses. C'est dommageable à la qualité du travail (marque de copeaux sur les pièces, côtes non respectées, etc.), mais c'est aussi contraire aux règles d'hygiène et de sécurité. Un bon réseau d'aspiration est celui qui aspire et qui évacue tous les copeaux (ou presque). Un circuit d'aspiration doit comprendre :

- Un ventilateur :

Pour effectuer le captage optimal des copeaux et poussières, le ventilateur doit assurer une absorption minimale de $1200 \text{ m}^3/\text{h}$ d'air pour une vitesse minimale de l'air de 30 m/s .

- Les conduits :

ce sont les tubes dans lesquels circulent les copeaux aspirés vers le lieu de décharge (silo), elles sont de diamètre de **120 mm** .

- Les capots de captations :

Les capots sont des éléments déterminants pour l'efficacité de l'ensemble de l'installation. En effet, la vitesse de l'air dans les conduits chute considérablement dès que l'on s'éloigne de l'orifice du tuyau. Donc, il faut que le capot soit :

- Le plus près possible de la zone d'aspiration des copeaux;
- Epouse la trajectoire des copeaux, pour profiter au maximum de leur inertie;
- Conçu pour éviter les tubulaires internes et externes;
- Ne gêne pas l'accessibilité à la machine.

On distingue :

- **Pour la scie :** une buse, placée sous la table au niveau de la lame, de **120 mm** de diamètre.
- **Pour la toupie :** une buse de **120 mm** de diamètre sur le guide.

Le bon fonctionnement du système d'aspiration est déterminant pour une bonne qualité du travail exécuté sur cette machine.

IV.4/ Branchement électrique:

La source est susceptible de fournir une puissance $P_0 = U.I$ en **KVA** sous une tension en (**V**) et une fréquence en (**HZ**) données. Pour une puissance donnée, l'augmentation de la tension entraîne une diminution du courant, d'où diminution des pertes par effet **JOULE**. Il faut donc, tout d'abord, s'assurer que cette puissance est suffisante pour fournir le courant nécessaire.

IV-4.1/ Détermination du mode de démarrage [14] :

Le choix d'un moteur et de son mode de démarrage dépendent souvent de la puissance installée et du réseau d'alimentation qui définit le courant admissible. La formule donnant le courant de démarrage est :

$$I_d = I_n / \eta \cos\phi$$

Avec

I_n : le courant nominal sous une tension de 380V

η : c'est le rendement du moteur

$\cos\phi$: c'est le facteur de puissance

Le catalogue de L'ENEL donne pour une puissance de 4 Kw :

$$I_n = 8,1 \text{ A}$$

$$\eta = 0,85$$

$$\text{Cos} = 0,88$$

En appliquant la formule précédente, on trouve un courant de démarrage égale à **10,83 A**.

Au démarrage, le courant I_d peut être très élevé, il peut atteindre 3 à 10 fois la valeur de courant en marche. Ces courants peuvent déterminer :

- 1- Des échauffements dangereux;
- 2- Des déclenchements des relais de protection (étant réglé à un seuil inférieur à I_d).

Pour réduire le risque de détérioration dû au surintensité, on utilise les artifices suivants :

- 1-Démarrage étoile - triangle;
- 2-Démarrage par résistance statorique;
- 3-Démarrage par réactance statorique;
- 4-Démarrage avec autotransformateur à coupure de point neutre;
- 5- Démarrage directe avec coupleur hydraulique.

Pour notre cas le rapport entre le courant de démarrage « I_d » et le courant nominal « I_n » étant environ 1,3. D'autre part le rapport entre le courant initial de démarrage et le courant nominal pour une puissance de 4 Kw est de 7,6 [14], cela signifie que l'utilisation d'un démarrage étoile-triangle peut réduire ce rapport jusqu'à 2,53. Donc, on va choisir entre deux types de démarrage (Direct ou Etoile-Triangle).

IV-4.2/ La Fixation du moteur :

Quant au positionnement du moteur, il doit être fait de telle sorte qu'il reste aisément accessible pour la vérification, l'entretien, le graissage et le démontage. On doit pouvoir facilement tendre ou changer les courroies. Les compartiments des moteurs doivent être propres et secs, et munis d'orifices de ventilation communiquant directement avec l'extérieur de la machine. Ces orifices doivent être à une hauteur telle, au dessus du sol, que lors des balayages ou lavages de celui-ci, la poussière, la projection d'eau ne pénètrent pas à l'intérieur du compartiment [**Extrait des normes NF C 79-110 et NF C 79-100**].

IV.4.3/ Moteur auto-Freinant:

Pour contrôler l'efficacité du frein, mesurer régulièrement le temps nécessaire à l'arbre pour arriver à l'arrêt complet. S'il emploie plus de 10 secondes, le frein devra être réajusté. L'entrefer est la distance entre l'électro-aimant et l'armature. Cette distance doit être comprise entre **0,1 et 0,3 mm**.

L'entrefer doit être contrôlé et éventuellement réajusté à chaque fois que le frein perd son efficacité.

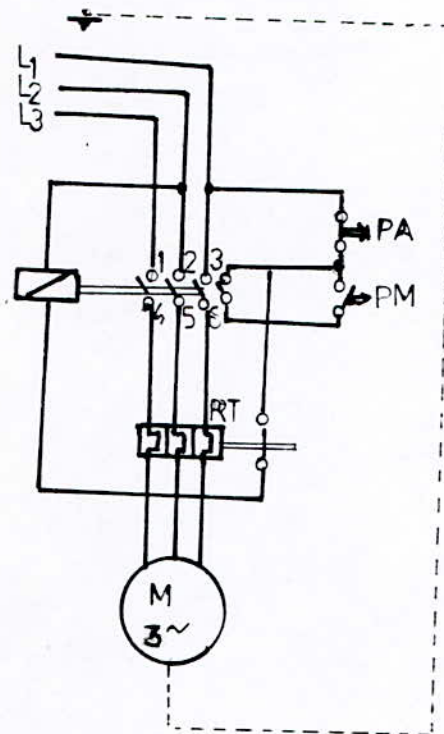
Pour cela, on procède de la manière suivante :

- Enlever le couvercle de protection.
- Introduire une clé hexagonale dans l'habitacle situé à l'extrémité de l'arbre pour l'empêcher de tourner.
- Serrer peu à peu l'écrou jusqu'à ce que l'entrefer ait été annulé complètement.
- Desserrer l'écrou d'un demi tour.
- Vérifier que la distance (défini précédemment) est comprise entre **0,1 et 0,3 mm**.
- remettre le couvercle de protection.
- Faire quelques essais en allumant et éteignant plusieurs fois de suite le moteur pour vérifier le bon fonctionnement du frein.

Le déblocage mécanique du frein s'obtient en augmentant l'entrefer jusqu'à **1 mm** environ.

IV.4.4/Installation électrique:

On doit tout simplement, connecter la ligne aux trois bornes (voir les schémas électriques) et vérifier que le sens de rotation de l'arbre est juste (c'est-à-dire rotation en sens horaire en regardant l'arbre par devant). Dans le cas contraire, couper le courant et inverser deux phases sur la boîte de dérivation et vérifier de nouveau.



IV.5/ Montage et réglage des outils:

IV.5.1/ Montage et réglage des lames:

Pour monter les lames, on doit dégager le chariot à sa position extrême pour dégager le siège de la lame. Au moyen d'une clé bloquer l'arbre à son extrémité. Dévisser la vis de blocage et monter la lame entre les flasques et serrer modérément la vis de blocage. Pour régler la hauteur de la lame scie, on agit sur le volant jusqu'à obtenir la hauteur désirée.

IV.5.2/ Montage et réglage des fraises:

Pour débloquer la vis sur l'extrémité supérieure de l'arbre toupie, bloquer la position de l'arbre par la pédale placée sur le front de la machine et tourner à la main jusqu'à ce qu'on entend que le pivot de blocage s'est inséré dans son siège.

Pour l'emploi correct de la machine on conseille de :

- 1- Monter les outils dans la partie la plus basse de l'arbre;
- 2- Les outils simples doivent rester exactement dans la lumière et être pourvus d'une dent supérieure ou inférieure de sûreté. Avant chaque montage, on doit nettoyer soigneusement les surfaces d'appui des brides et des outils et s'assurer qu'ils soient parfaitement équilibrés.

IV.6/ Soulèvement de l'arbre :

On obtient le réglage en hauteur de l'arbre en agissant sur le volant placé sur le front de la machine. Avant d'effectuer cette opération, il faut pourtant vérifier que la manette de blocage (pour la scie) soit en position libre; au contraire on pourrait endommager la tige filetée de soulèvement. Atteindre la hauteur désirée en soulevant l'arbre (et non pas en l'abaissant) de cette façon on élimine l'effet des jeux du mécanisme de soulèvement.

IV.7/ Changement de vitesse :

Selon le diamètre de l'outil, le type de matériaux, le degré de finition désiré, on peut utiliser deux vitesses pour la scie et quatre vitesses pour la toupie.

Pour la toupie, la première vitesse sert pour travailler avec des disques de diamètre supérieur à 200 mm et avec outils simples insérés dans la lumière, le ténonnage s'effectue seulement avec cette vitesse. La deuxième vitesse est employée pour les travaux avec porte-outils ou

fraises de diamètres moyens. Finalement, la troisième et la quatrième vitesse sont indiquées pour employer des outils de petits diamètres ou des fraises très équilibrées. Le changement de vitesse s'effectue en tirant vers soi le levier de vitesse en lâchant ainsi la courroie pour la mettre dans la gorge correspondante à la vitesse de rotation.

Pour la scie, il faut desserrer le blocage et tourner en sens anti-horaire le levier de vitesse jusqu'au positionnement de l'arrêt.

IV.7.1 Réglage de la tension des courroies:

La tension de la courroie doit être contrôlée après les **50** premières heures de travail de la machine.

Pour ce faire, on suit le procédé suivant :

- Ouvrir la porte d'accès aux courroies, située dans la partie antérieure de la machine.
- Vérifier le degré de tension des courroies en exerçant une pression de **3 KG** au centre de la portion libre de la courroie : La courroie doit céder de **4 à 6 mm** environ.
- Si ce n'est pas le cas il faut régler la tension en jouant sur le poignée.
- Ne pas dépasser les valeurs de tensionnement indiquées pour ne pas surchauffer les roulements ou endommager la courroie même.



CONCLUSION

CONCLUSION

La réduction des coûts de revient et l'augmentation des taux de disponibilité des équipements industriels constituent un challenge vital pour toute entreprise.

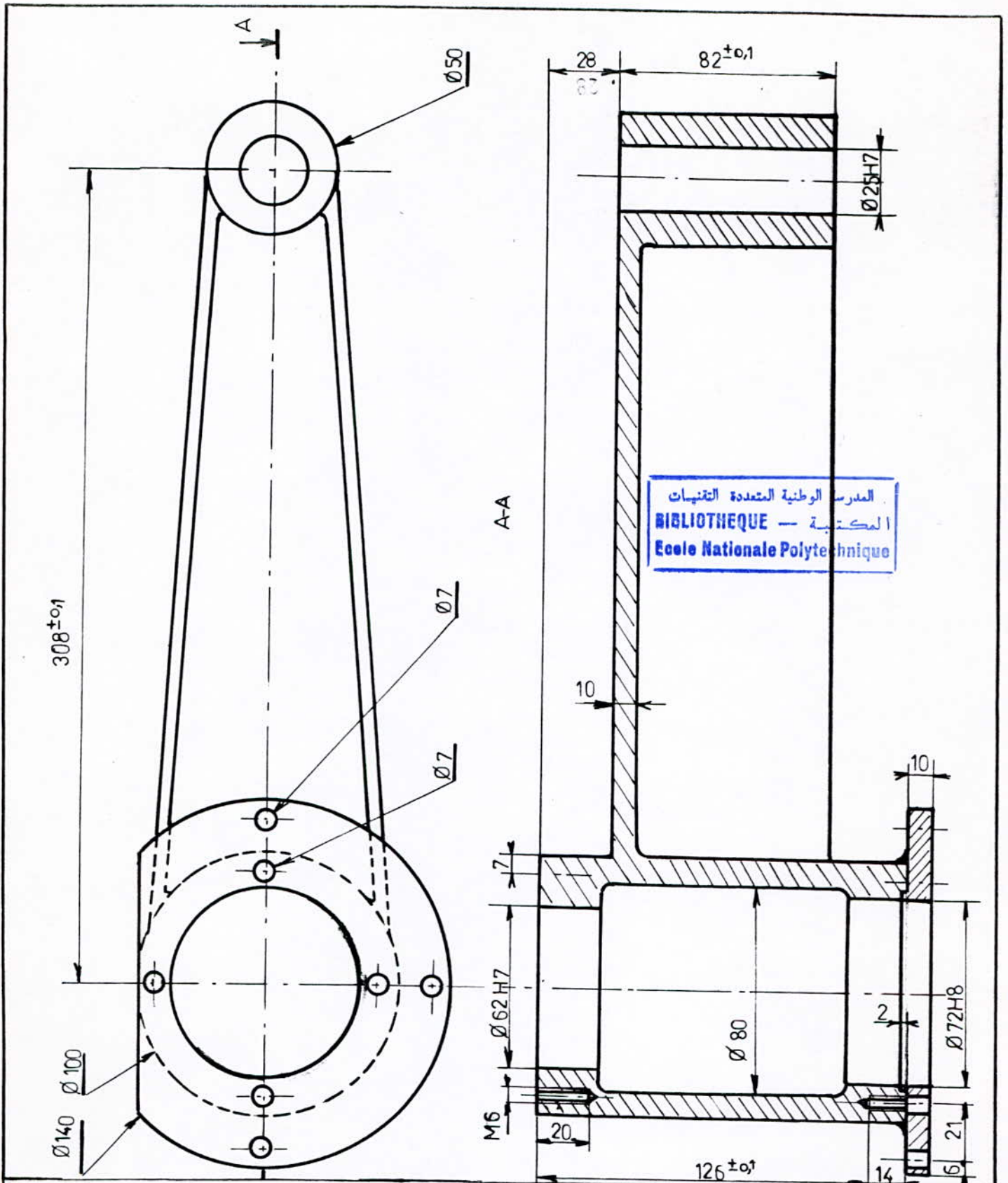
L'étude entreprise dans le présent concept a permis d'orienter notre conception à un choix des matériaux et des dimensions compatibles avec les machines à bois les plus usuelles.

Sur cette base des améliorations peuvent être envisagées pour d'autres options telles que: l'orientation des lames et des fraises, l'avance et soulèvement automatique, visualisation digitale des vitesses et l'inclinaison, utilisation des moteurs à deux vitesses, affichage automatique des conditions de coupe (la vitesse d'avance et de rotation à choisir pour un diamètre donné), estimation des prix de revient de la machine, détermination de la gamme d'usinage pour la réalisation de la machine, etc.

Cependant, la réalisation complète de ce projet nécessite une étroite collaboration avec le département mécanique de la **D. E. I.**



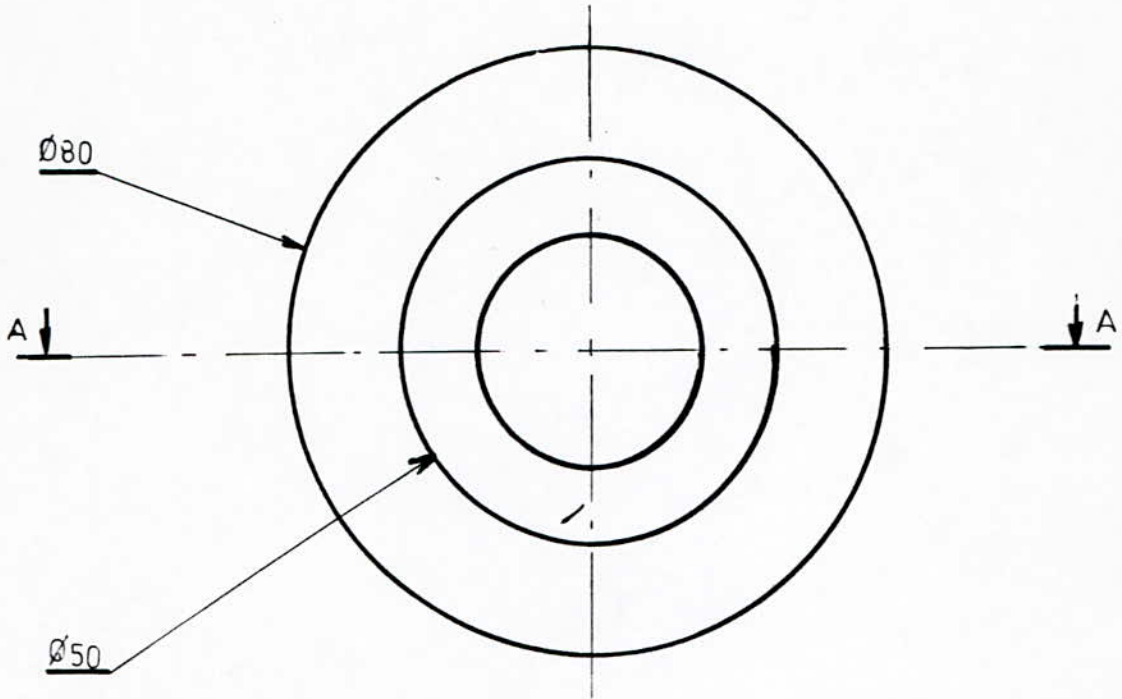
ANNEXE A



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
 BIBLIOTHEQUE — المكتبة
 Ecole Nationale Polytechnique

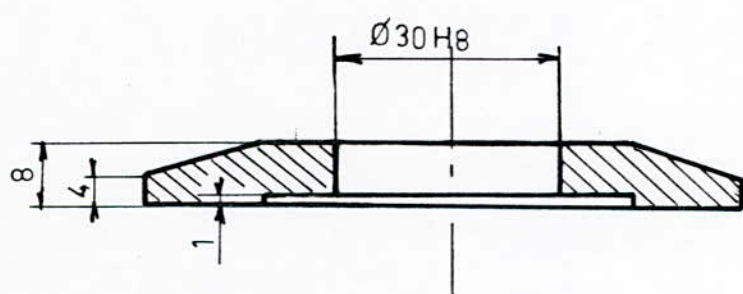
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse			SUPPORT	ENP Dép. MECANIQUE
Etudiants	Medjkoone Meherhera				
Promoteur	Guergueb				
Chef dép'	BOUAZIZ				
Prés. jury					MS 00 01



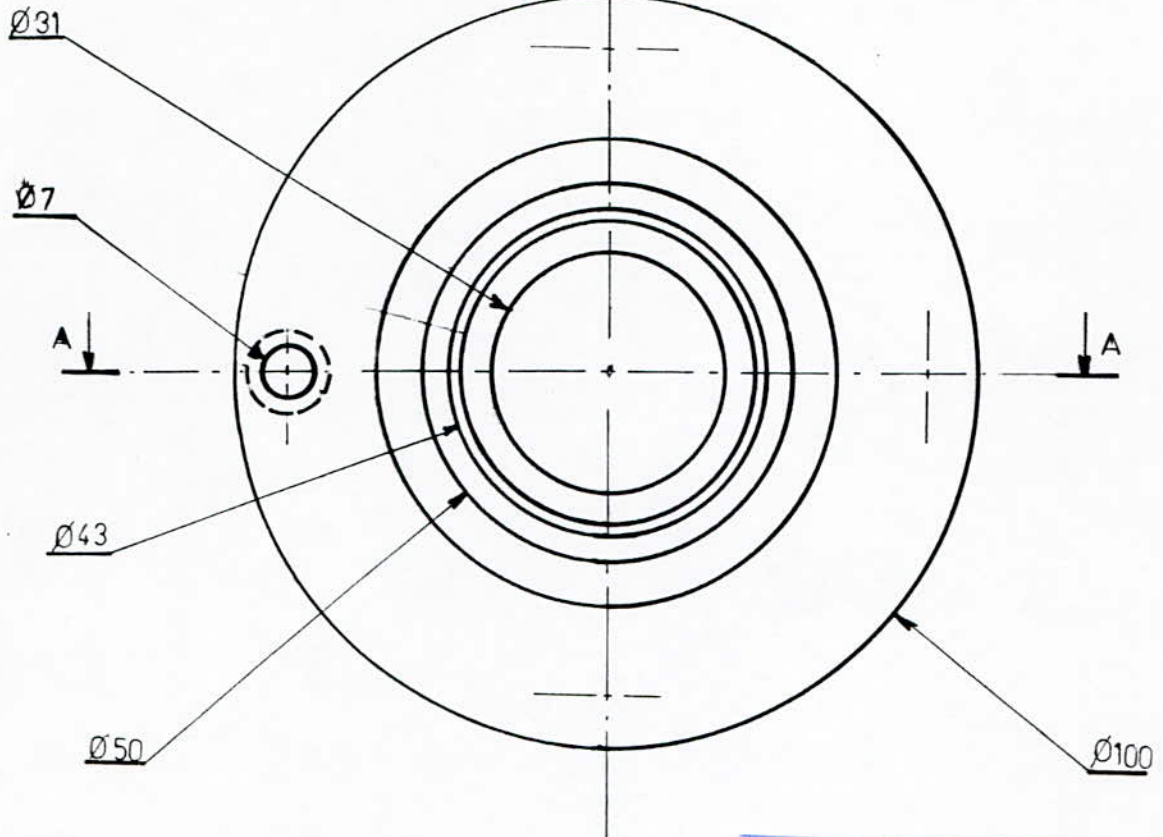
المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
 BIBLIOTHEQUE — المكتبة
 Ecole Nationale Polytechnique

A-A



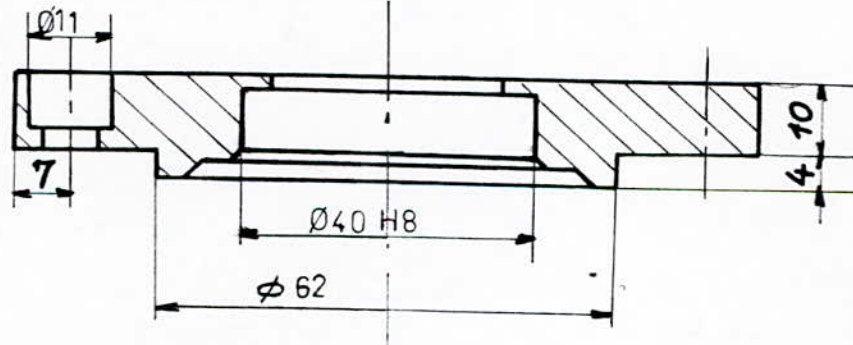
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		FLASQUE	ENP Dép. MECANIQUE MS 00 02
1:1				
Etudiants	Medjkoine Meherhera			
Promoteur	Guergueb			
Chef dép'	BOUAZIZ			
Prés. jury				



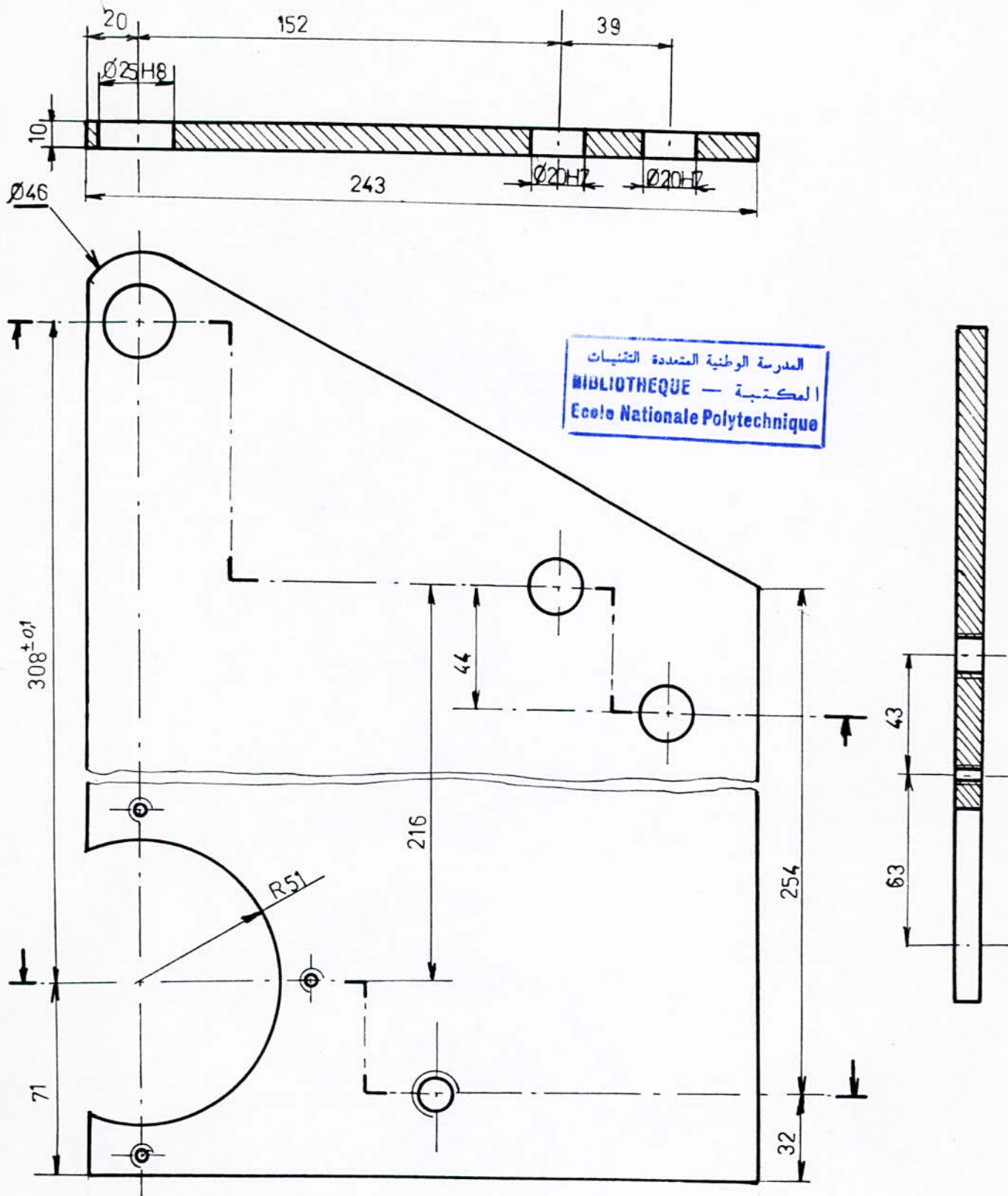
المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
 BIBLIOTHEQUE — المكتبة
 Ecole Nationale Polytechnique

A-A



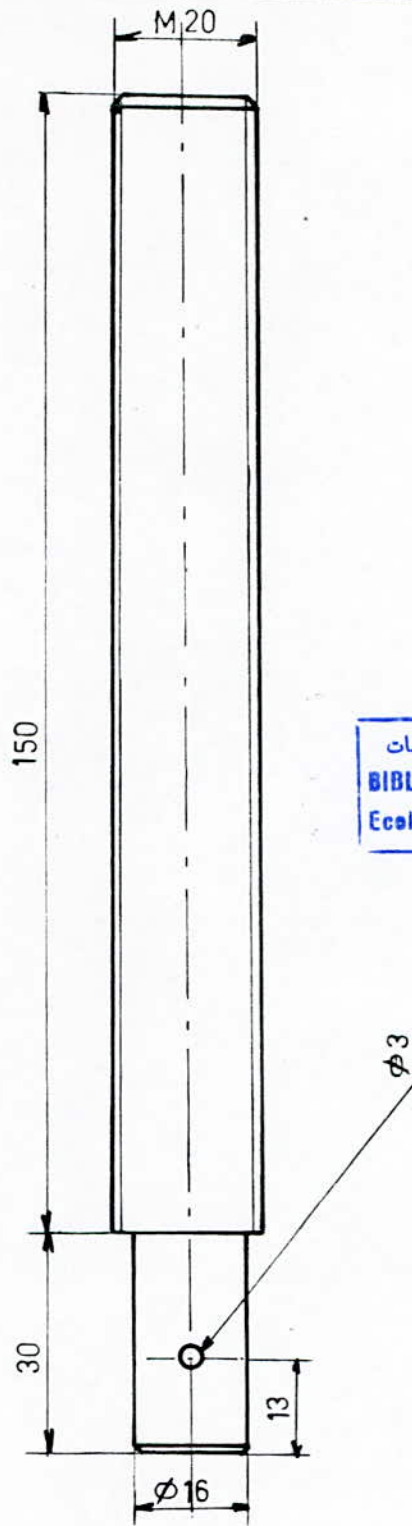
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		COUVERCLE	ENP Dép. MECANIQUE
Etudiants	Medjkoune Meherhera			
Promoteur	Guergueb			
Chef dép'	BOUAZIZ			
Prés. jury				
			MS 00 03	



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

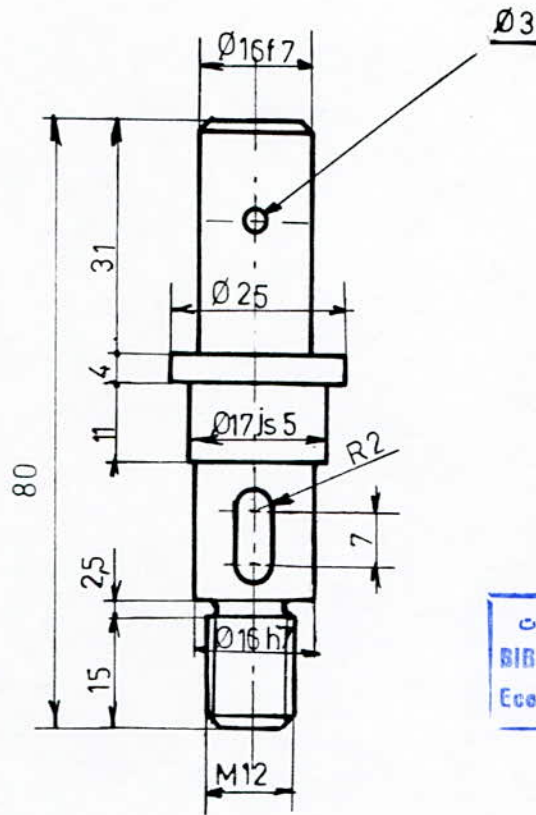
Echelle	Masse		PLAQUE SUPPORT	ENP Dép. MECANIQUE MS 00 04
Etudiants	Medjkoune Meherhera			
Promoteur	Guergueb			
Chef dép ^t	BOUAZIZ			
Prés. jury				



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
 BIBLIOTHEQUE — المكتبة
 Ecole Nationale Polytechnique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

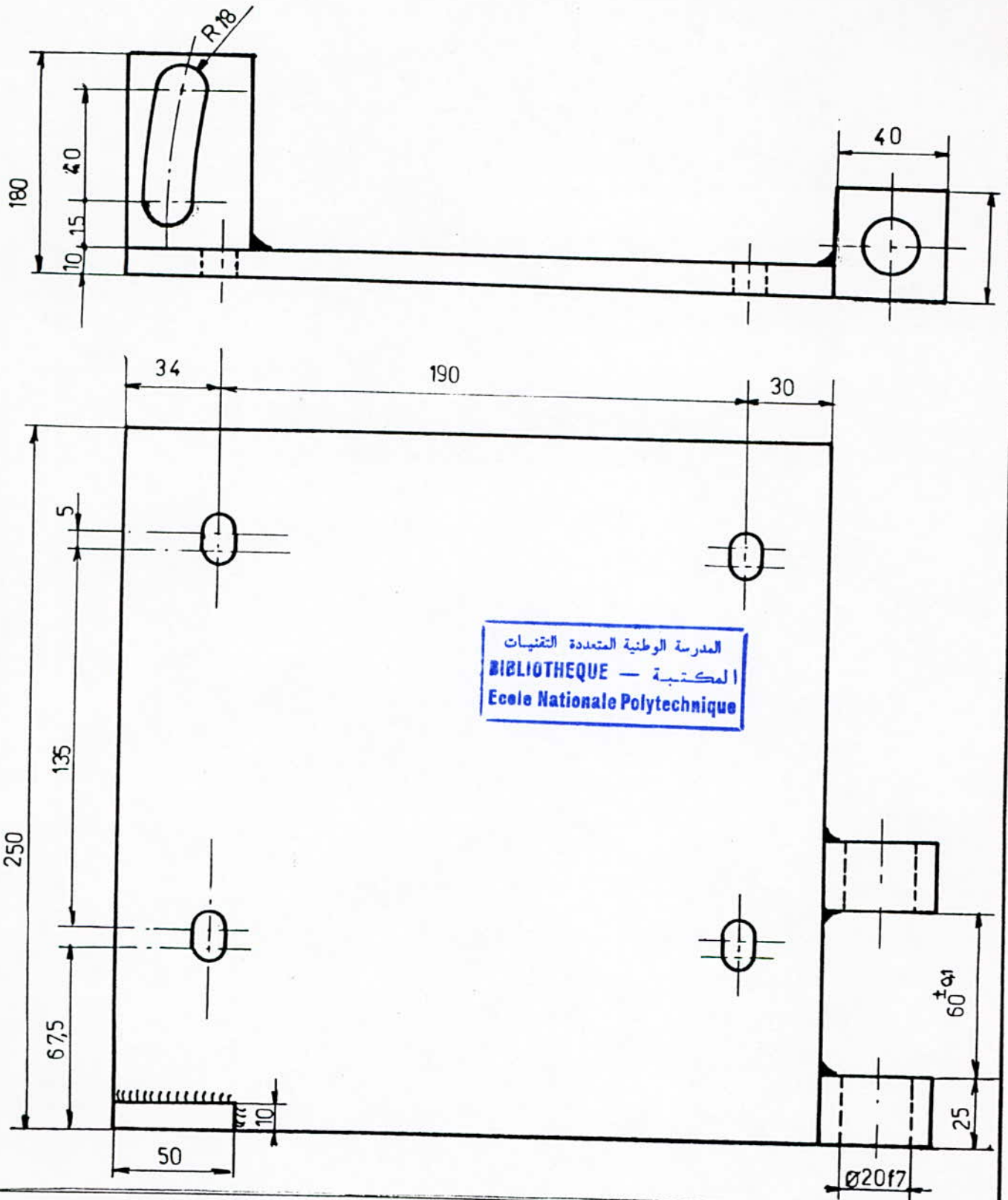
Echelle	Masse			VIS MONTE-CHARGE	ENP Dép. MECANIQUE
Etudiants	Medjkoune Meherhera				
Promoteur	Guergueb				
Chef dép ^t	BOUAZIZ				
Prés. jury					MS 00 05



الدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
 BIBLIOTHEQUE — المكتبة
 Ecole Nationale Polytechnique

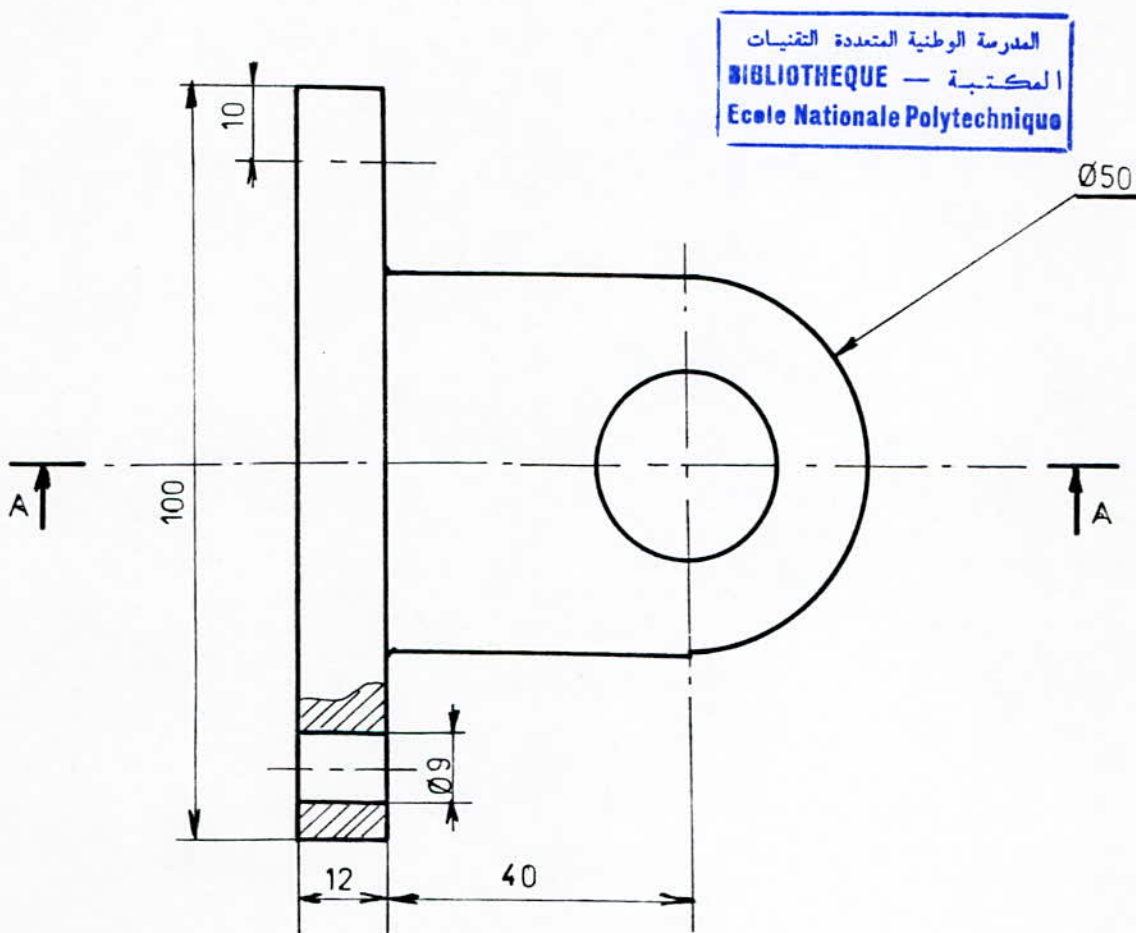
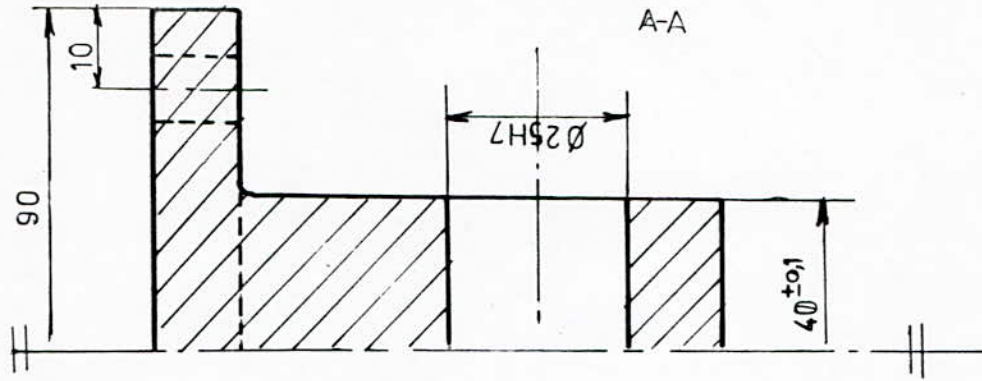
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		A X E	ENP Dép. MECANIQUE MS 00 06
Etudiants	Medjkoune Meherhera			
Promoteur	Guergueb			
Chef dép'	BOUAZIZ			
Prés. jury				



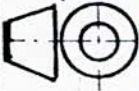
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

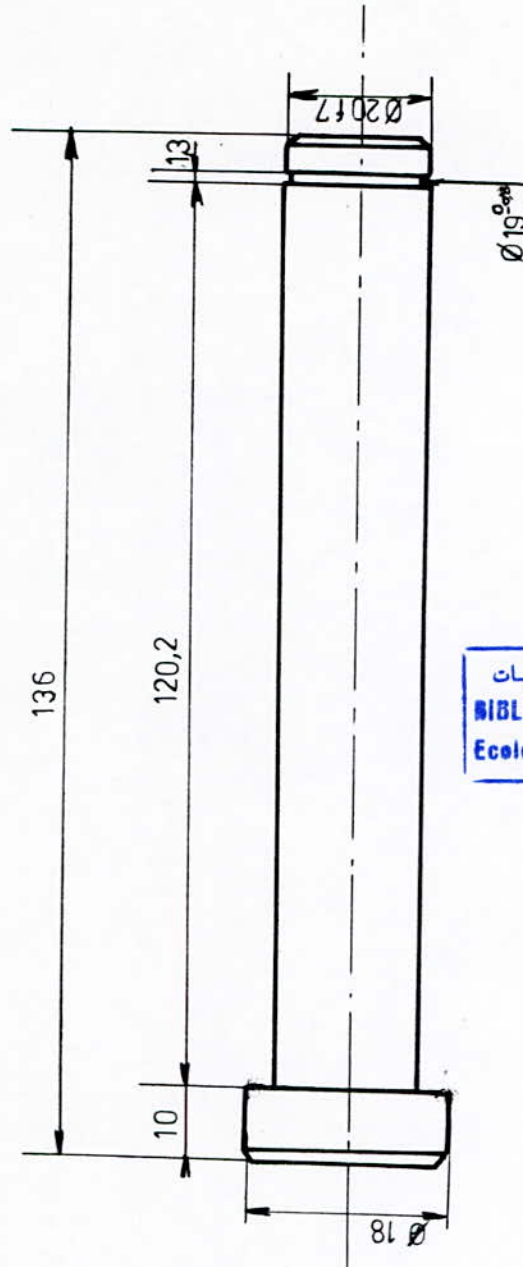
Echelle	Masse		SUPPORT MOTEUR	ENP Dép. MECANIQUE MS 00 09
Etudiants	Medjkoine Meherhera			
Promoteur	Guergueb			
Chef dép'	BOUAZIZ			
Prés. jury				



المدسة الوطنية المتعددة التقنيات
 BIBLIOTHEQUE — المكتبة
 Ecole Nationale Polytechnique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

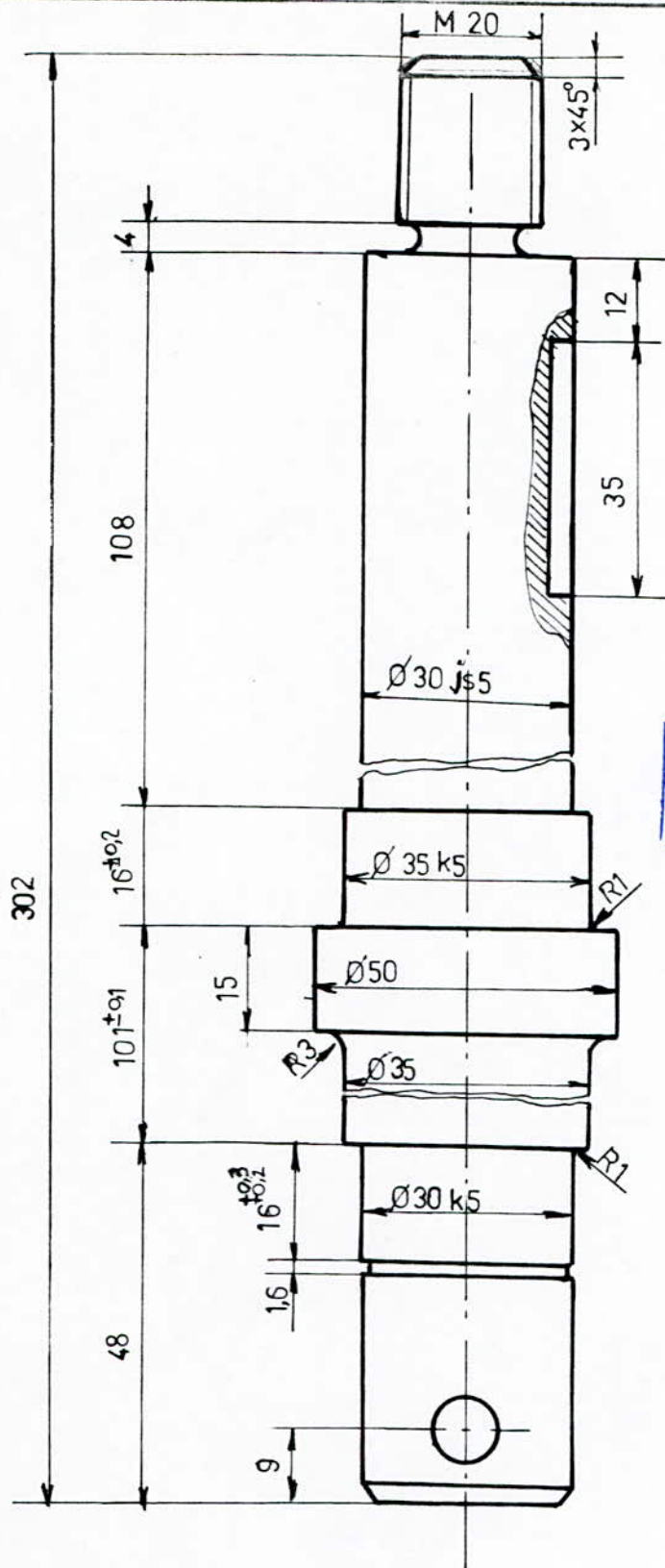
Echelle	Masse		CHAPE SUPPORT	ENP Dép. MECANIQUE
Etudiants	Medjkoune Meherhera			
Promoteur	Guergueb			
Chef dép ^l	BOUAZIZ			
Prés. jury				MS 00 10



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
 BIBLIOTHEQUE — المكتبة
 Ecole Nationale Polytechnique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

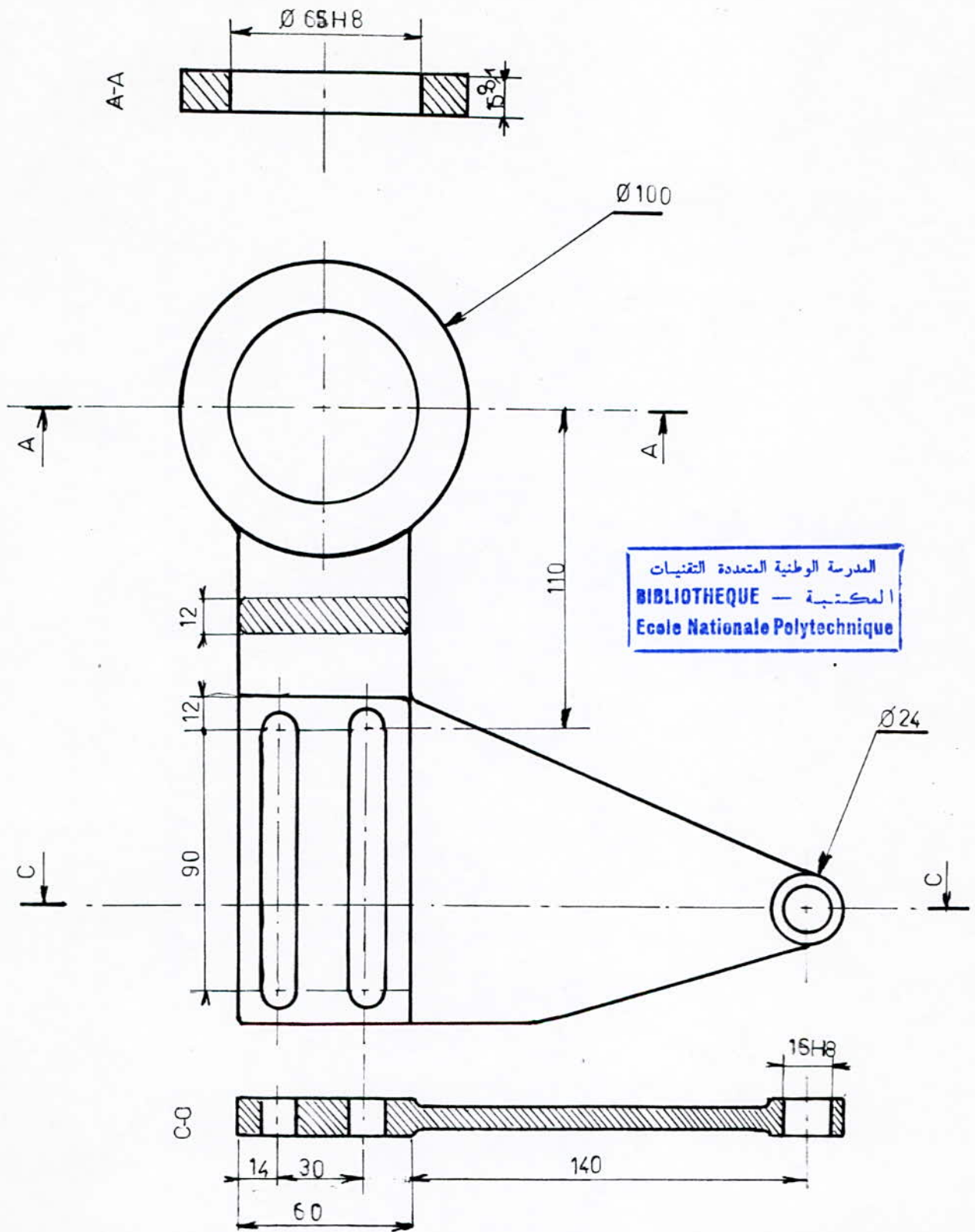
Echelle	Masse		PIVOT	ENP Dép. MECANIQUE
Etudiants	Medjkoune Meherhera			
Promoteur	Guergueb			
Chef dép'	BOUAZIZ			
Prés. jury				
			MS 00 11	




المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
 المكتبة — BIBLIOTHEQUE
 Ecole Nationale Polytechnique

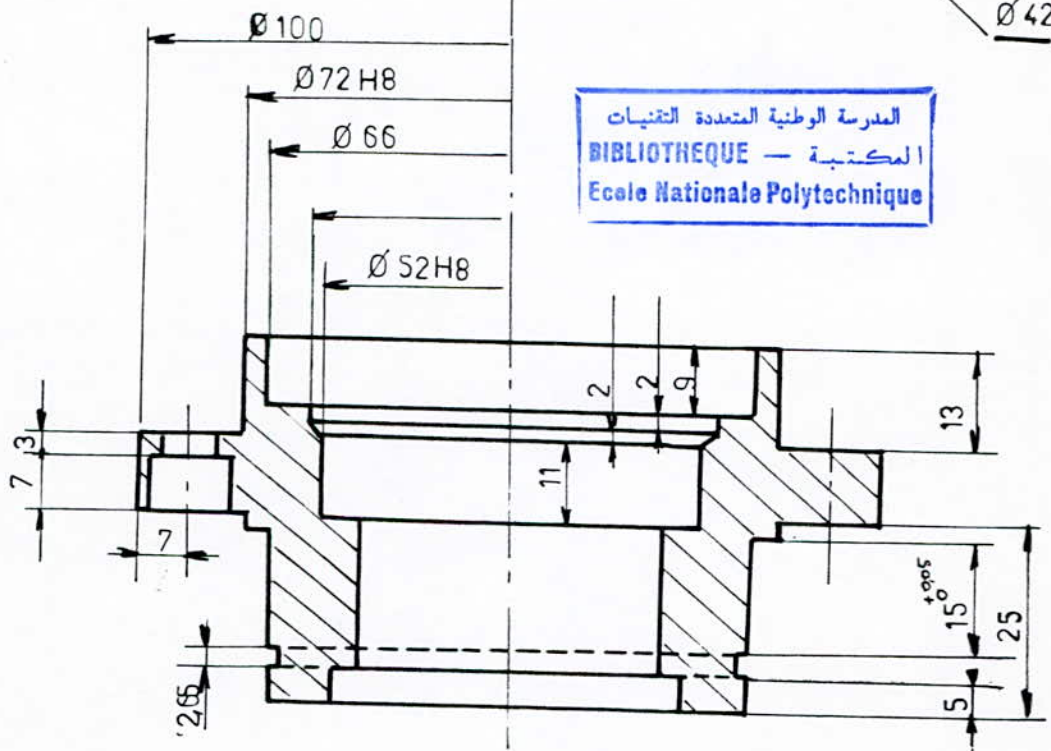
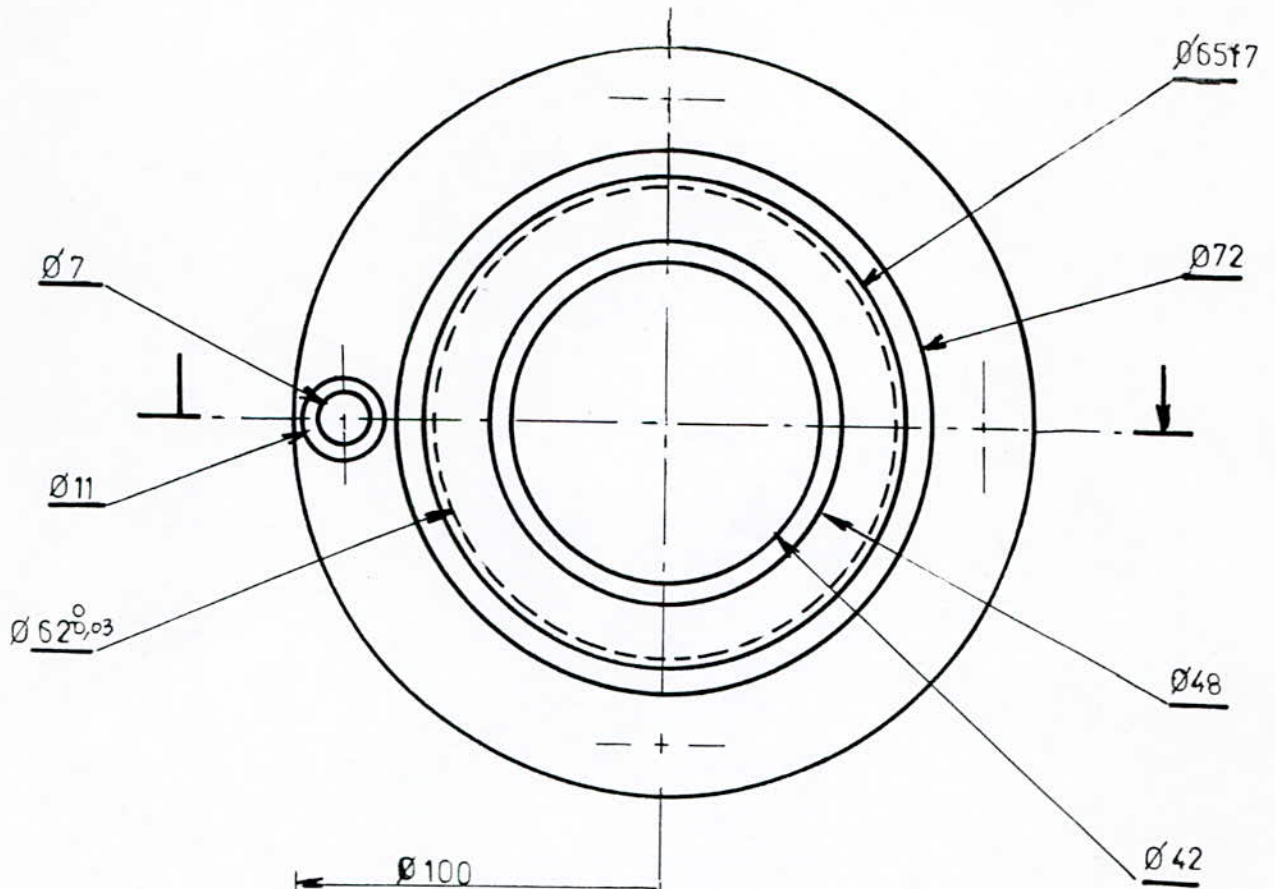
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		ARBRE SCIE	ENP Dép. MECANIQUE
Etudiants	Medjounne Meherhera			
Promoteur	Guergueb			
Chef dép'	BOUAZIZ			
Prés. jury				
			MS 00 12	



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

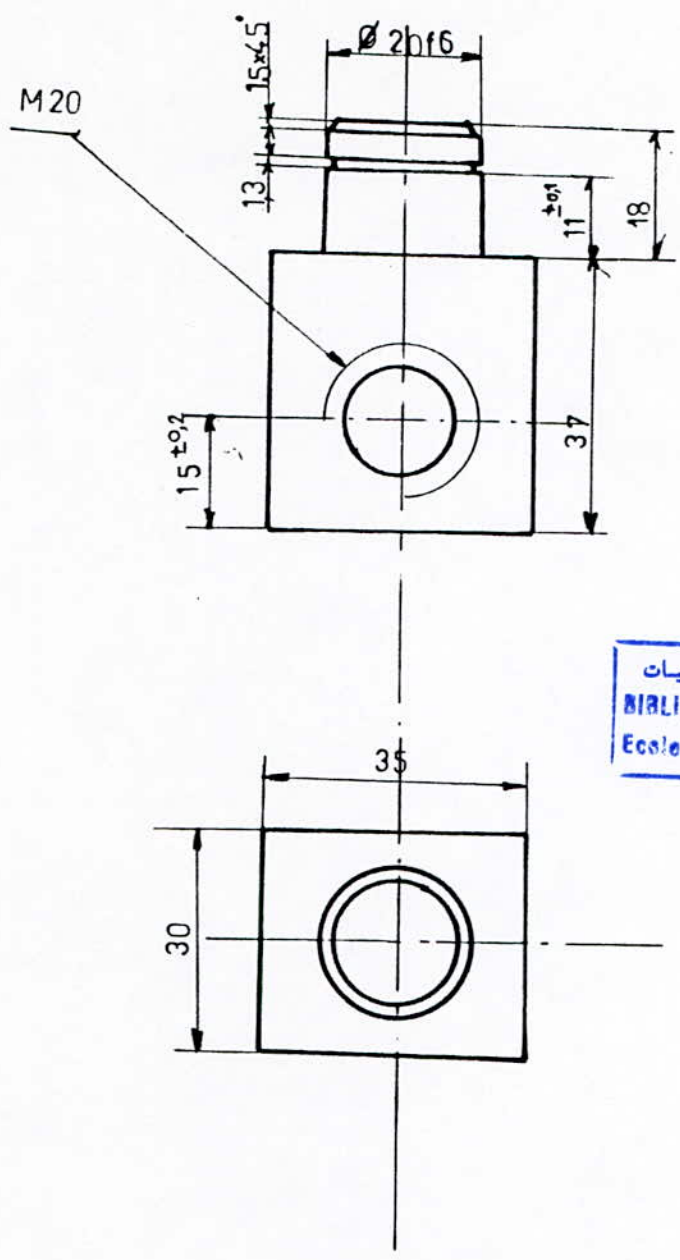
Echelle	Masse		PORTE COUTEAU DIVISEUR	ENP Dép. MECANIQUE
1:2				
Etudiants	Medjkoune Meherhera			
Promoteur	Guergueb			
Chef dép'	BOUAZIZ			
Prés. jury				MS 00 13



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
 BIBLIOTHEQUE — المكتبة
 Ecole Nationale Polytechnique

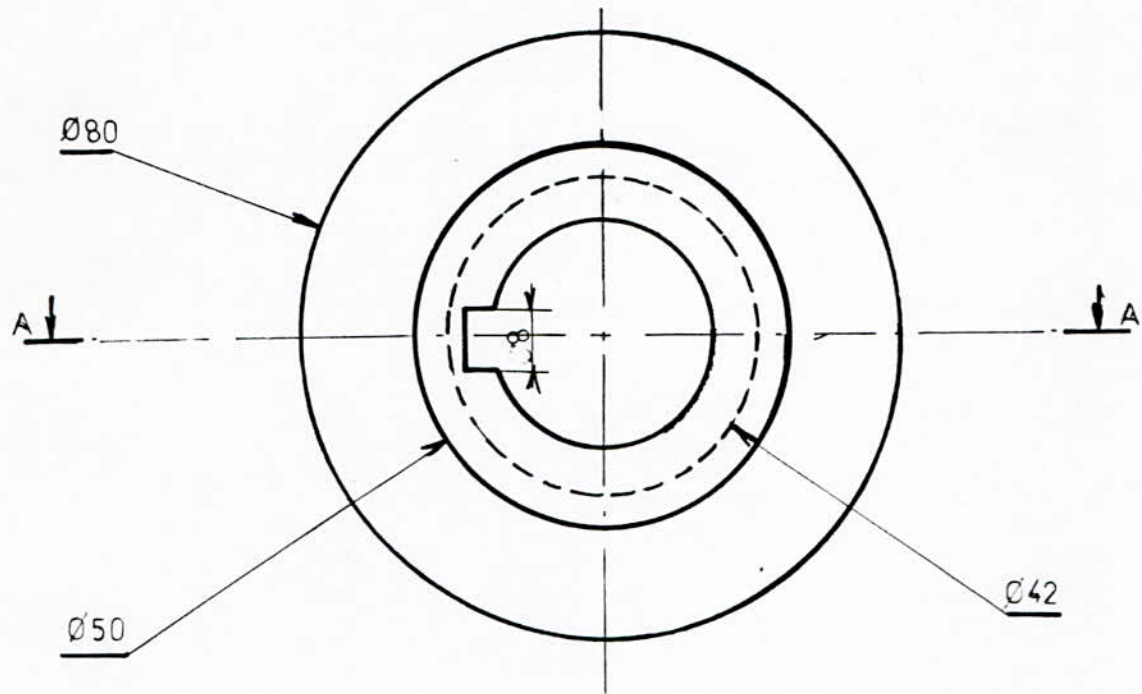
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		COUVERCLE	ENP Dép. MECANIQUE MS 00 14
Etudiants	Medjkoune Meherhera			
Promoteur	Guergueb			
Chef dép'	BOUAZIZ			
Prés. jury				



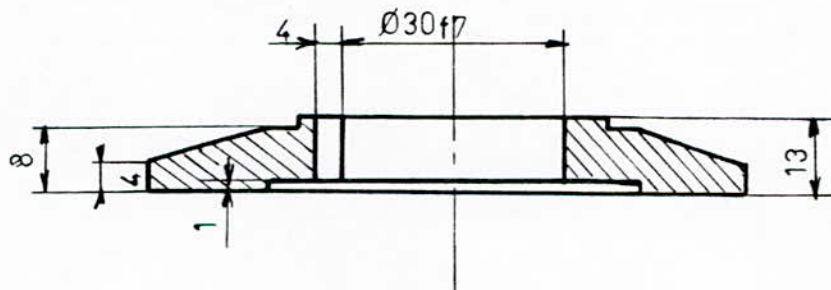
المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
 المكتبة — BIBLIOTHEQUE
 Ecole Nationale Polytechnique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Echelle	Masse		ECROU
Etudiants	Medjkoune Meherhera		
Promoteur	Guergueb		ENP Dép. MECANIQUE
Chef dép'	BOUAZIZ		
Prés. jury			MS 00 16



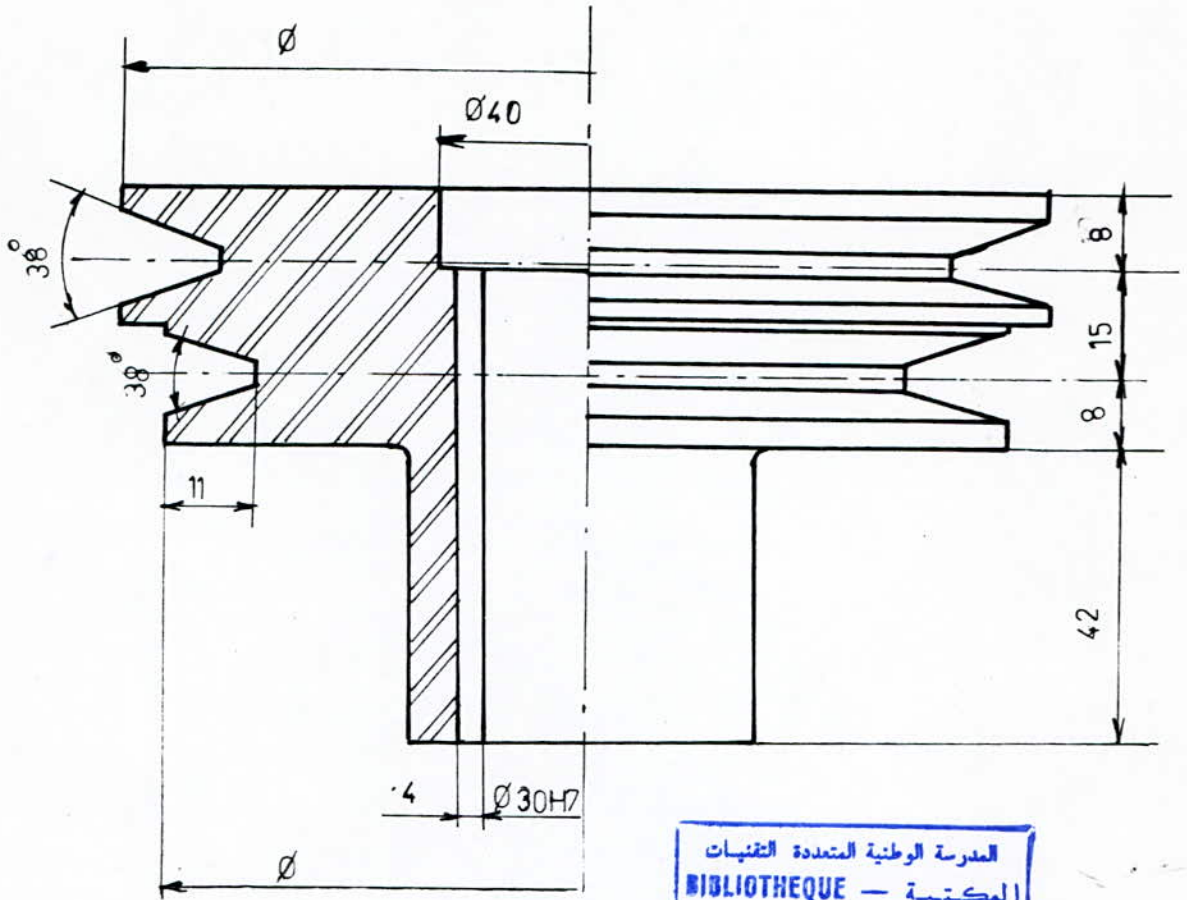
المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
 المكتبة — الميكانيكية
 Ecole Nationale Polytechnique

A-A

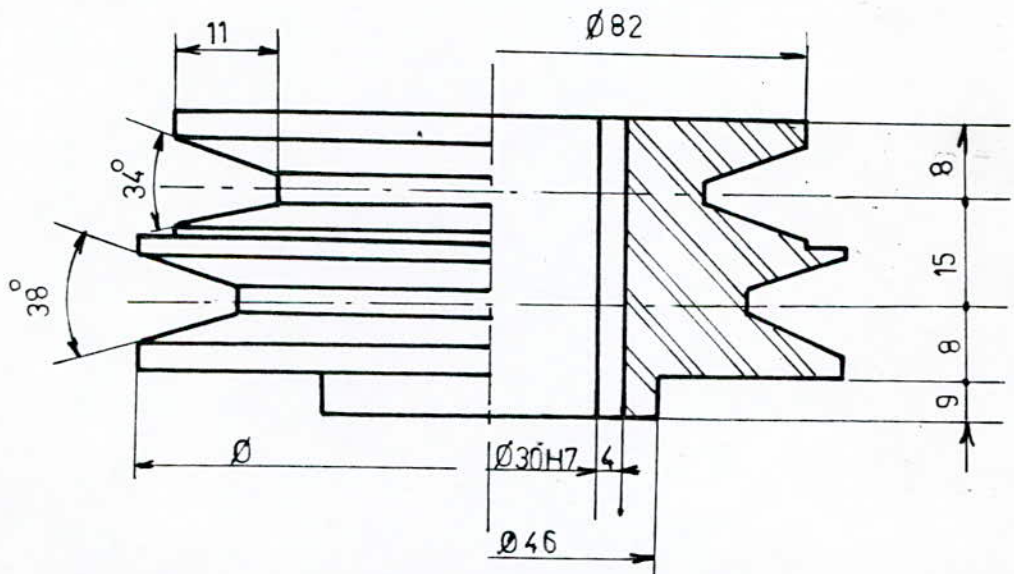


ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		FLASQUE	ENP Dép. MECANIQUE
1:1				
Etudiants	Medjkoune Meherhera			
Promoteur	Guergueb			
Chef dép ^l	BOUAZIZ			
Prés. jury				MS 00 15



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
 BIBLIOTHEQUE — المكتبة
 Ecole Nationale Polytechnique

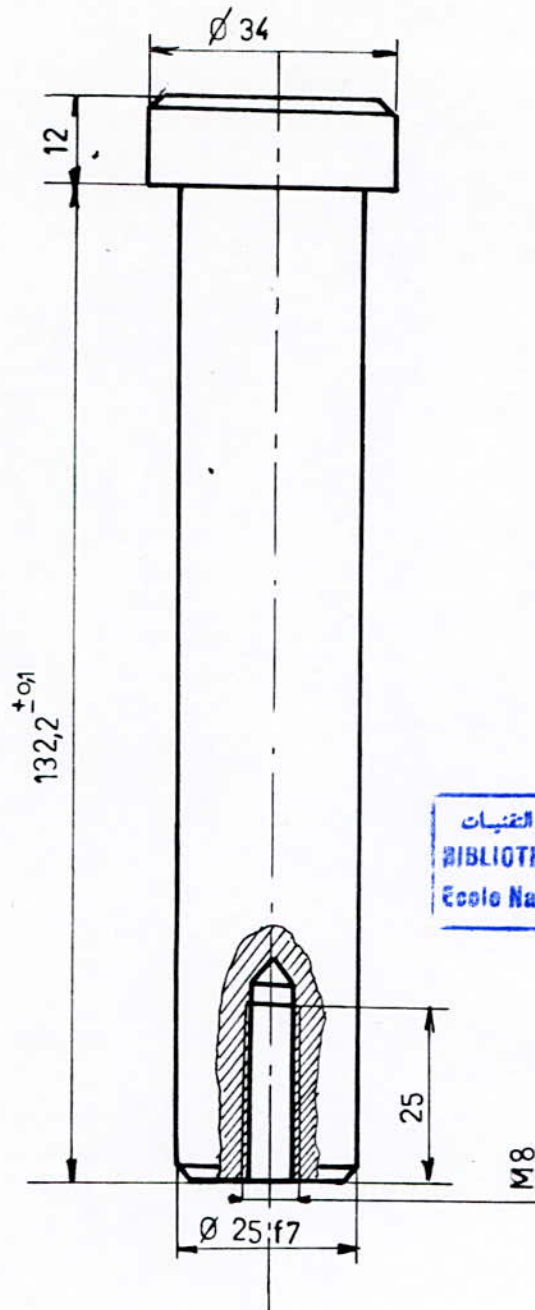


ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse	
Etudiants	Medjkoune Meherhera	
Promoteur	Guergueb	
Chef dép ^t	BOUAZIZ	
Prés. jury		

POULIES
 A GRADINS

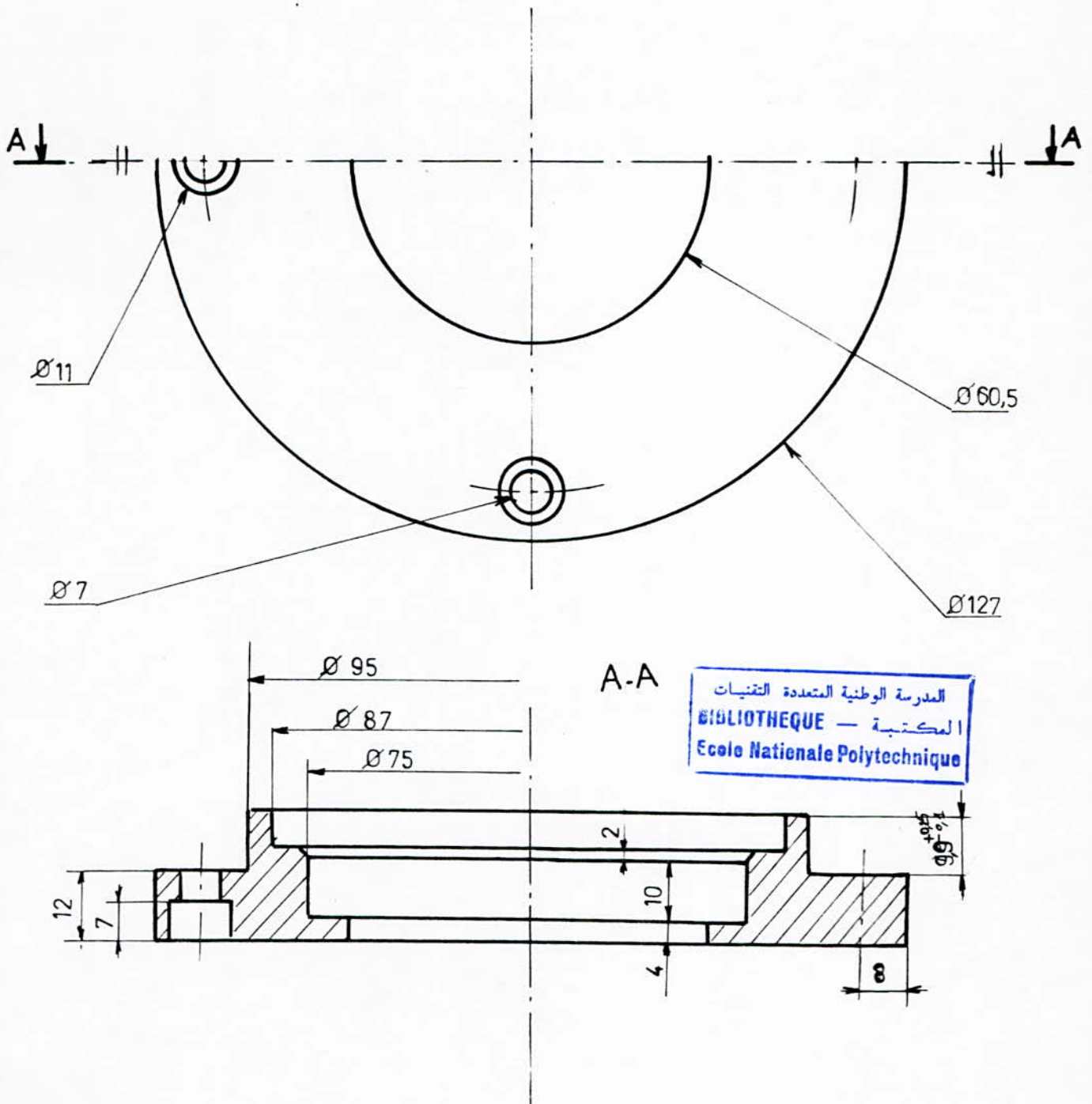
ENP
 Dép. MECANIQUE
 MS 0017



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

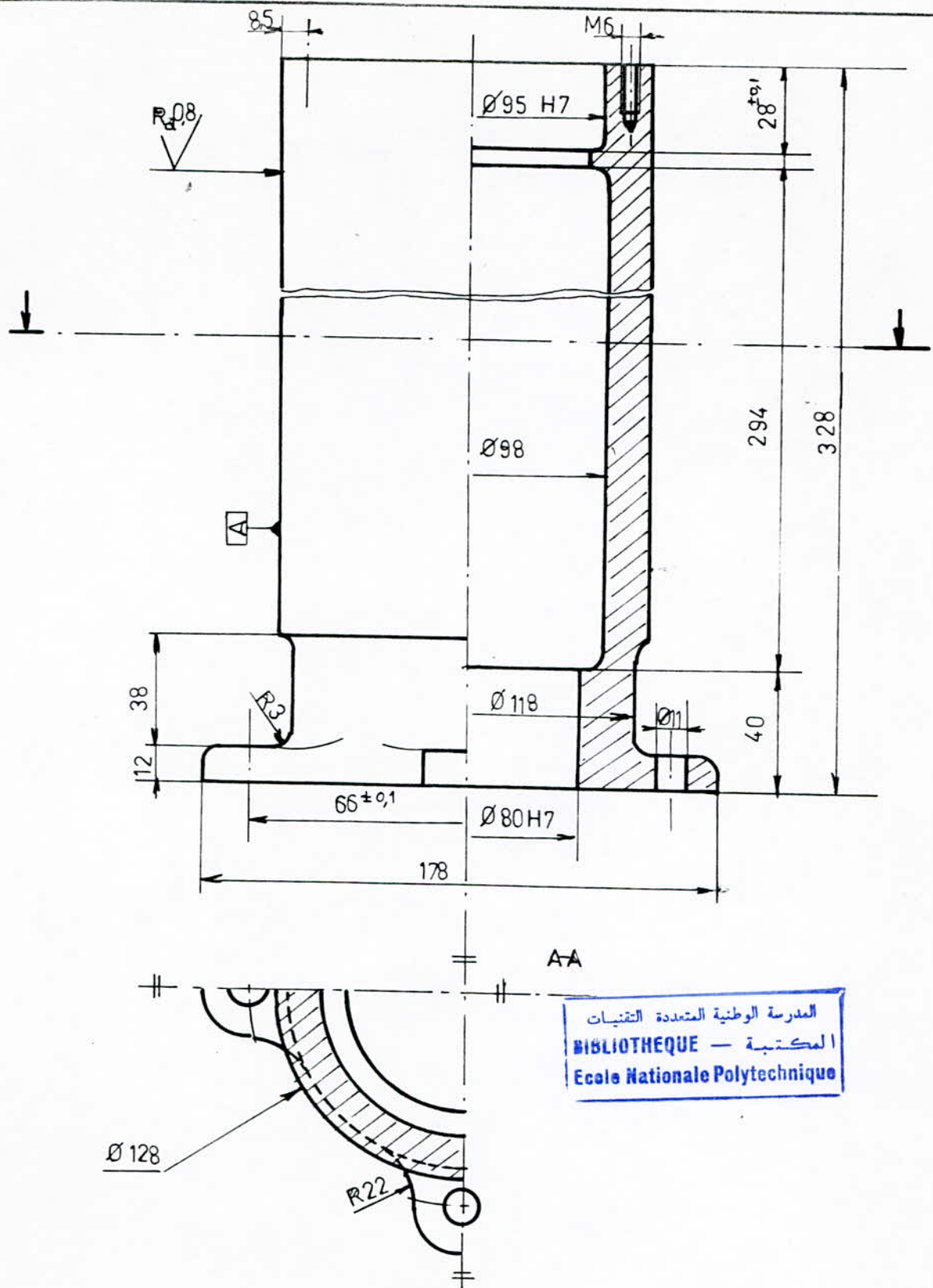
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		PIVOT	<p>ENP Dép. MECANIQUE</p> <p>MS 60 18</p>
Etudiants	Medjkoune Meherhera			
Promoteur	Guergueb			
Chef dép'	BOUAZIZ			
Prés. jury				



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

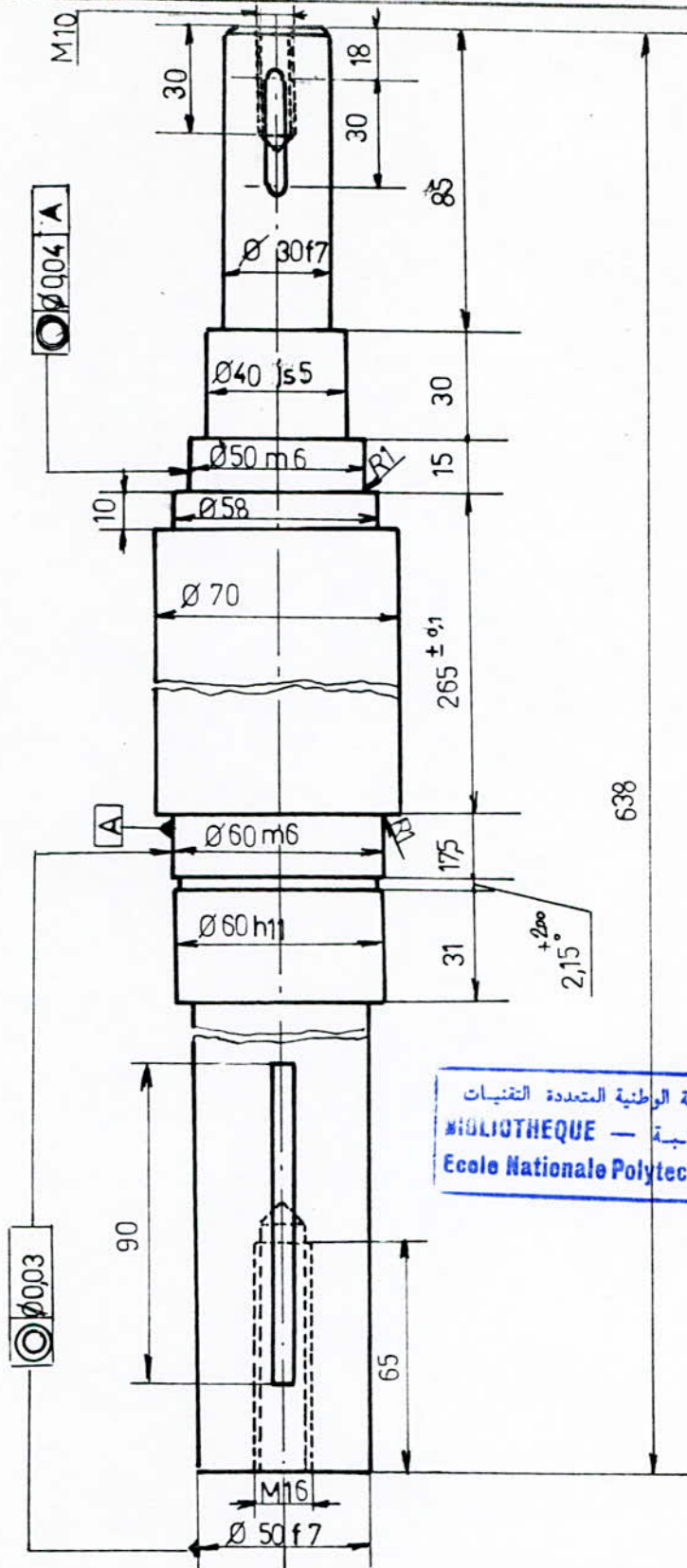
Echelle	Masse			COUVERCLE	ENP Dép. MECANIQUE T 01 0 2
Etudiants	Medjkoune Meherhera				
Promoteur	Guergueb				
Chef dép'	BOUAZIZ				
Prés. jury					



المكتبة — المكتبة
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
Ecole Nationale Polytechnique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

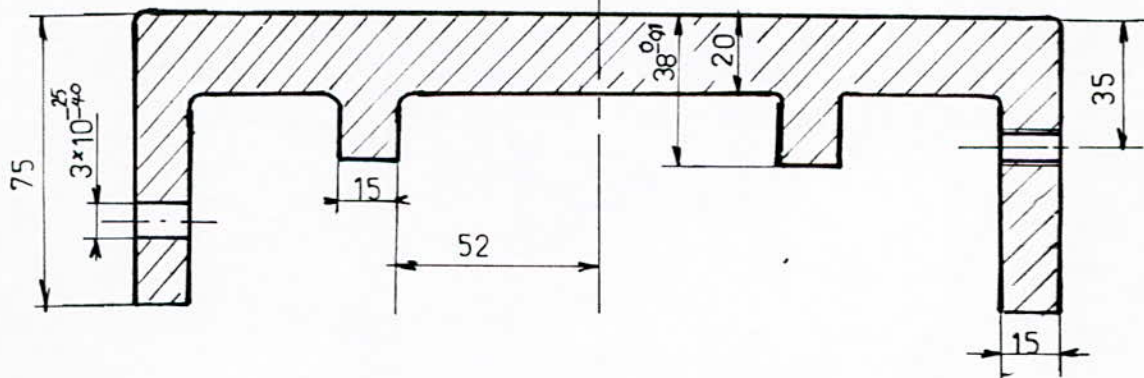
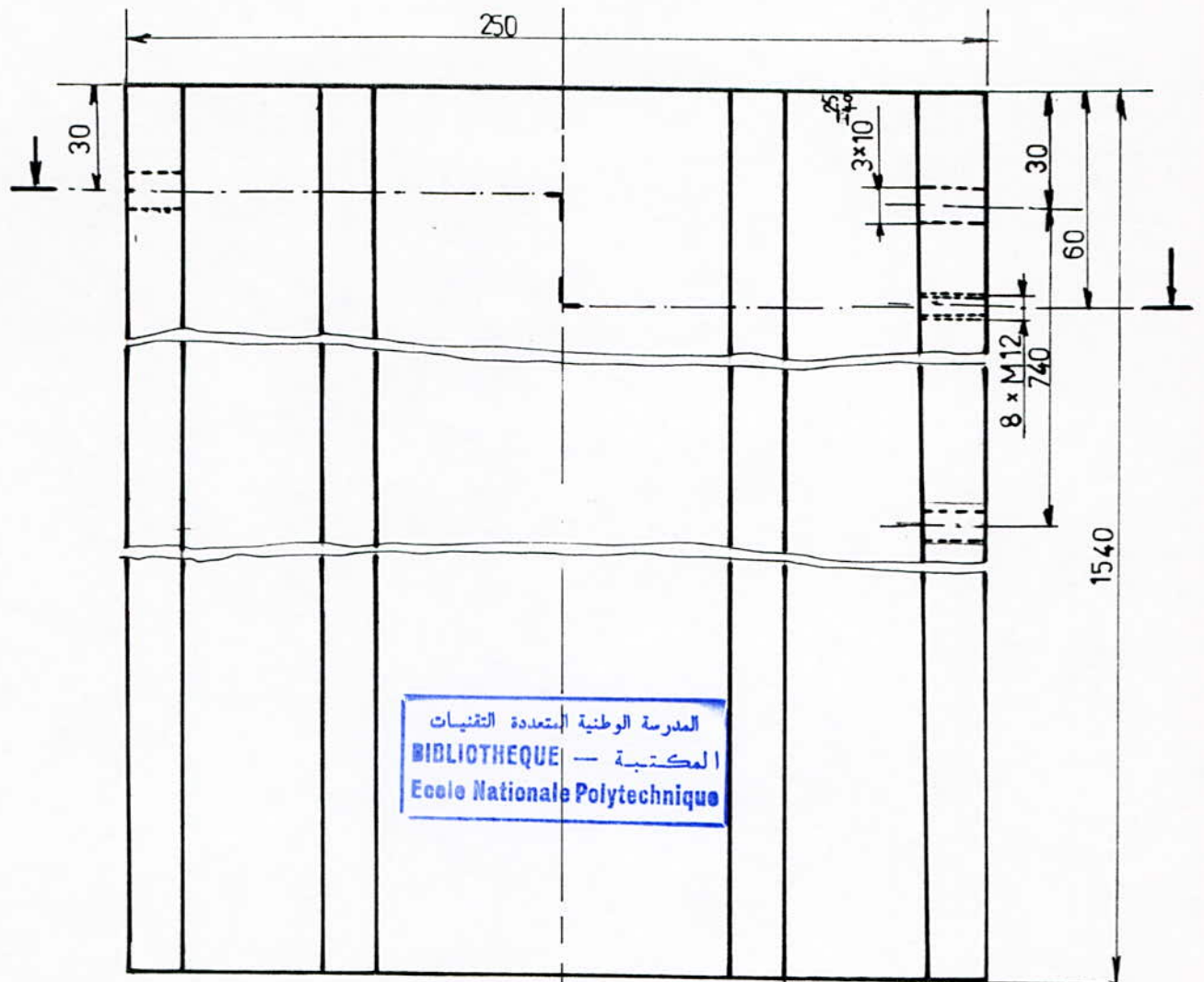
Echelle	Masse		PORTE ARBRE	ENP Dép. MECANIQUE
Etudiants	Medjkoune Meherhera			
Promoteur	Guergueb			
Chef dép'	BOUAZIZ			
Prés. jury				
			T 01 03	



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
 المكتبة — BIBLIOTHEQUE
 Ecole Nationale Polytechnique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

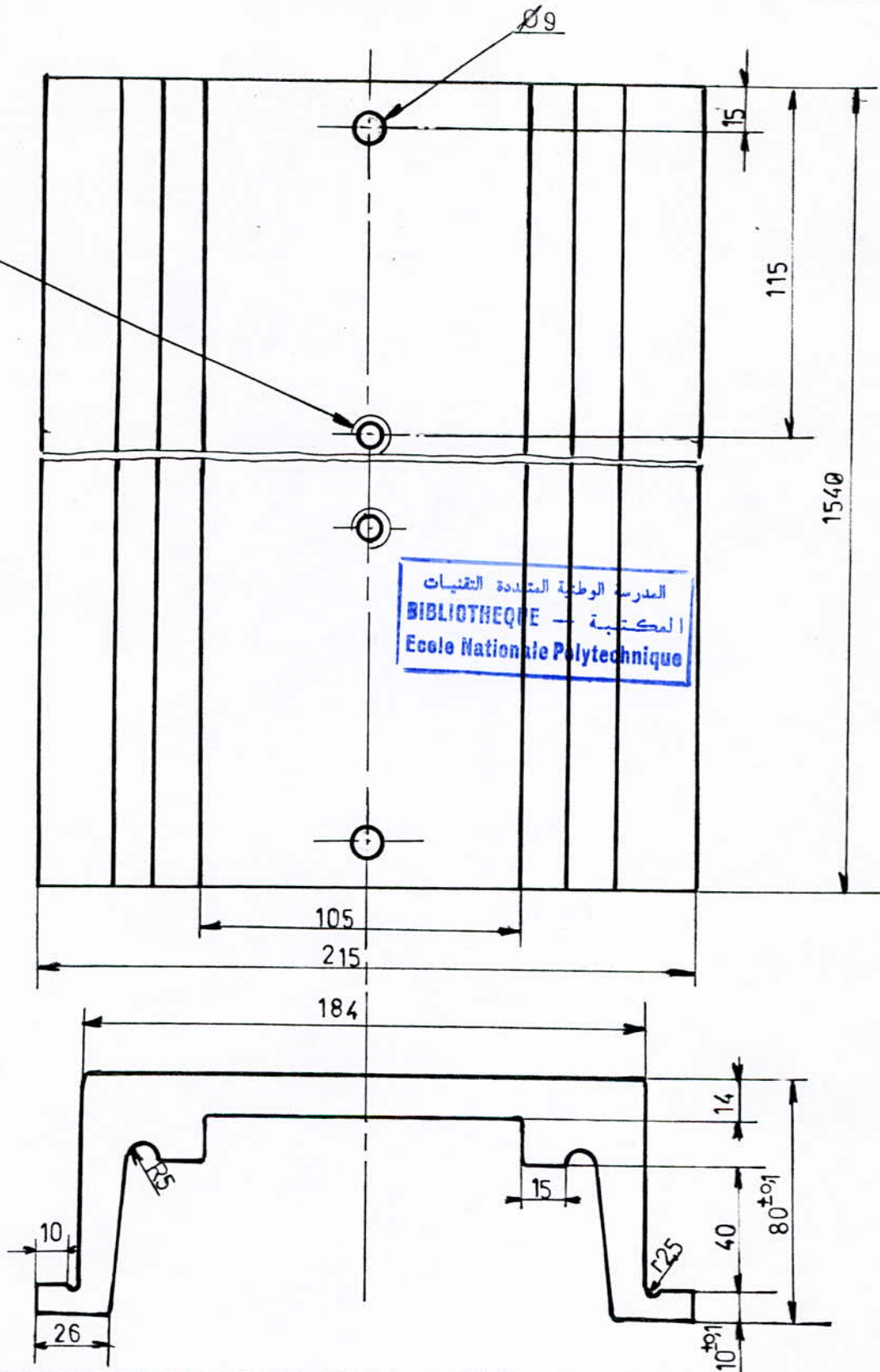
Echelle	Masse		ARBRE TOUPIE	ENP Dép. MECANIQUE
Etudiants	Medjkoune Meherhera			
Promoteur	Guergueb			
Chef dép'	BOUAZIZ			
Prés. jury				
			T C 04	



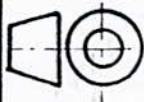
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

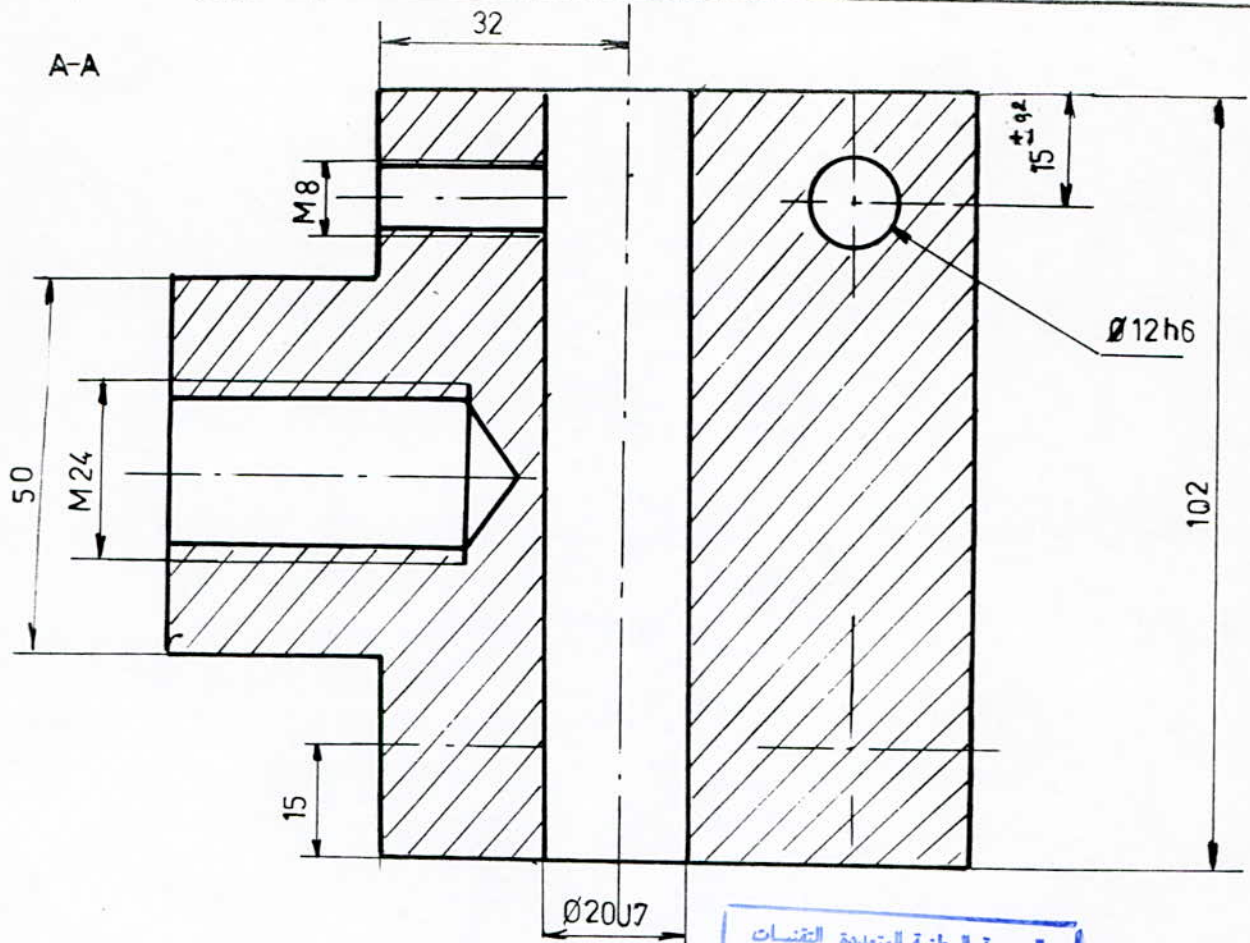
Echelle	Masse		CHARIOT MOBILE	ENP Dép. MECANIQUE
Etudiants	Medjkoune Meherhera			
Promoteur	Guergueb		T 03 01	
Chef dép ^t	BOUAZIZ			
Prés jury				

M 11

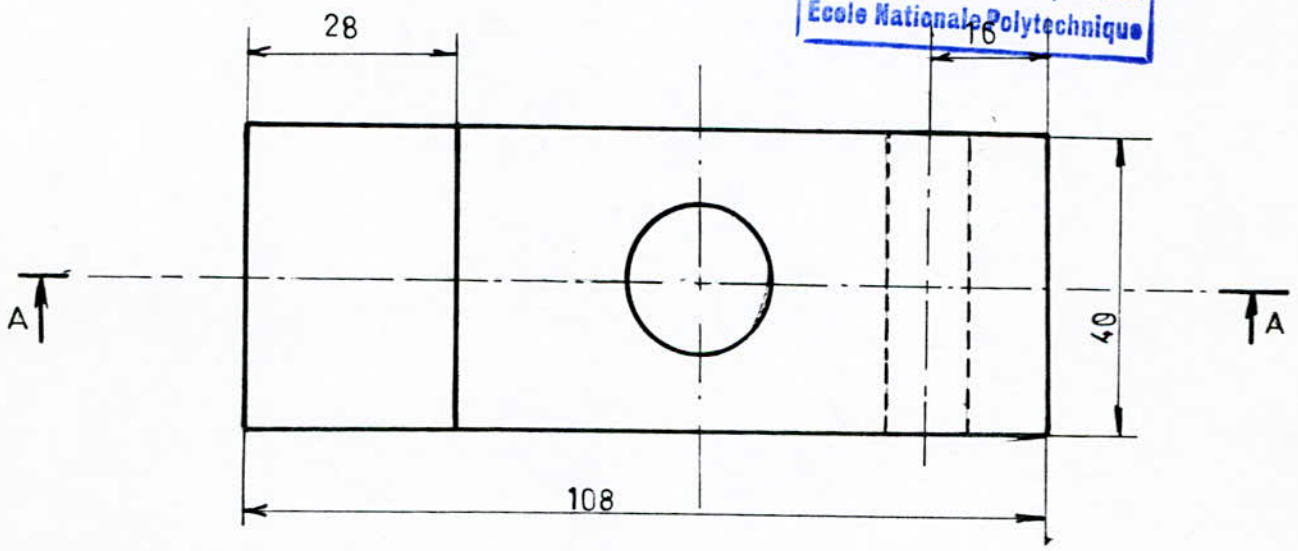


ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		CHARIOT FIXE	ENP Dép. MECANIQUE
1:2				
Etudiants	Medjkoune Meherhera			T 03 02
Promoteur	Guergueb			
Chef dép'	BOUAZIZ			
Prés. jury				



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
 المكتبة — BIBLIOTHEQUE
 Ecole Nationale Polytechnique



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		PORTE ROULEMENTS	ENP Dép. MECANIQUE T 03 03
1:1				
Etudiants	Medjkoune Meherhera			
Promoteur	Guergueb			
Chef dép'	BOUAZIZ			
Prés. jury				



ANNEXE B

Type de travaux			Déclignage à la scie circulaire	Toupillage en bout	Tronçonnage à la scie circulaire
mode de coupe (*)			90-60	90-90	0-60
Épaisseur du coupeau en mm	0.05	Densité < 0.7	117	147	98
	0.10		78	93	70
	0.20		58	63	44
	0.30		44	58	32
	0.40		29	53	29
	0.05	Densité > 0.7	137	157	117
	0.10		88	107	73
	0.20		68	78	53
	0.30		52	63	39
	0.40		47	56	34

TABLEAU (B.1) : Valeurs approximatives de E_c (en 10^{-3} J/mm^3).

Humidité 12 % [3].

(*) : Pour faciliter la description des modes de coupes, on utilise une représentation à base de deux (02) nombres :

- Le premier nombre représente l'angle formé entre la direction de l'arête de coupe et le fil du bois .
- Le second représente l'angle formé entre la direction de déplacement de l'outil et le fil du bois .

Tous les modes d'usinages peuvent-être représentés ainsi, les principaux, pour notre cas, sont indiqués sur le tableau (B.1)

$$F_z = \frac{10^3 \cdot V_f}{Z \cdot N} \quad (\text{B.1})$$

F_z (mm/dent) l'avance par dents

V_f (m/min) vitesse d'avance

Z nombre de dents

N (tr/min) vitesse de rotation

$$e_m = \frac{10^3 \cdot V_f}{Z \cdot N \cdot D} \left[\sqrt{D - H - f} + \sqrt{(D - f)(H + f)} \right] \quad (\text{B.2})$$

D (mm) diamètre des lames

H (mm) épaisseur à sciée ou profondeur de passe

f (mm) Dépassement de l'outil

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

F_z (mm/dent) l'avance par dents

H (mm) épaisseur à sciée ou profondeur de passe

D (mm) diamètre des lames

D (mm)	Z	L (mm)	Vf (tr/mn)	N (t/mn)	Fz (mm)	em (mm)	Ec (J/mm ³)	H (mm)	Pc (Kw)
150	242	3,2	59,1	4500	0,55	0,1	78	5	1,23
190	20	3,4	41,9	4500	0,46	0,2	58	24	3,306
200	32	3,2	30,1	4500	0,21	0,1	75	28	3,76
250	40	3,2	11,62	3600	0,08	0,05	117	47	3,989
300	28	3,2	7,97	3600	0,08	0,05	117	74	3,979
350	54	3,5	11,59	3600	0,08	0,05	117	50	3,954

Tableau B.2 : choix des caractéristiques pour la scie

D (mm)	Z	L (mm)	Vf (tr/mn)	N (t/mn)	Fz (mm)	em (mm)	Ec (J/mm ³)	H (mm)	Pc (Kw)
124	2	16	22,53	8000	1,4	0,4	56	10	3,365
149	2	9	24,7	8000	1,54	0,4	56	10	2,075
156	2	9	25,28	8000	1,58	0,4	56	10	2,123
140	2	39	8,98	3000	1,58	0,4	56	10	3,269
160	2	20	5,52	3000	0,92	0,4	56	30	3,167

Tableau B.3 : choix des caractéristiques pour la toupie



ANNEXE C

	Désignation de la courroie	SPZX
Courroie	Vitesse maximale de la courroie (m/s)	45
	Angle de la courroie β (°)	34-38
	Largeur de la grande base l(mm)	10
	Hauteur de la courroie H (mm)	8
	Largeur primitive de la courroie l_p (mm)	8,5
	Masse linéique (kg/m)	0,075
Poulie	Diamètre minimal d'enroulement (mm)	56
	Effort d'écartement (daN)	36
	l_d (mm)	8,5
	e_p (mm)	12±0,3
	f_p (mm)	8
	h_p min (mm)	9
	b_p min (mm)	2

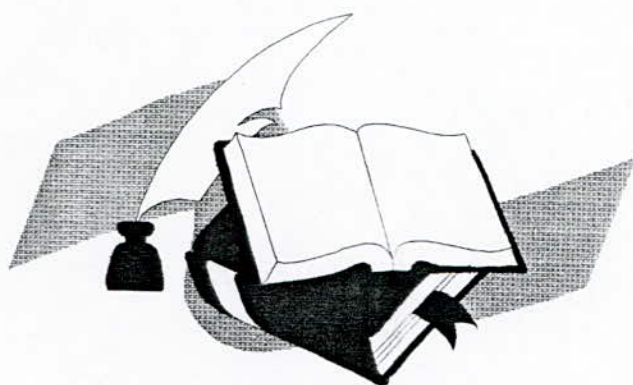
Tableau C.1 : Caractéristiques de la courroie SPZX.

Annexe C

Les arbres de transmission sont en général construits en aciers faiblement alliés (résistant à l'usure et au choc).

Désignation		C	Si	Mn	Ni	Cr	Traitement	Re \geq	R
Acier fins au carbone	XC18F	0,15	$\leq 0,35$	0,5			R875-900	27	45-52
		0,22		0,8			T875E Rv550	36	55-75
	XC18s	0,15		0,45			R875-900	26	42-50
		0,22	$\leq 0,35$	0,65			T875E Rv500	35	52-70
Acier de Cémen- tation	20NC2F	0,16		0,4	0,5	0,5			
		0,24	$\leq 0,4$	0,7	0,7	0,7	R850	72	90-110
	16NC6F	0,12		0,6	1,2	0,9			
		0,18	$\leq 0,4$	0,9	1,6	1,25	R875	38-42	52-60
							TE850 Rv550	75	85-103
							Te850 Rv200	98	125-155
	20NC11F	0,17		0,35	2,5	0,6	R680	50-70	70-90
		0,25	$\leq 0,65$	0,65	3	0,9			
							TE800 Rv600	75	90-115
	20ND8F	0,16			1,8	0,15	TE900		
		$\leq 0,35$	$\leq 0,5$	2,3	0,30	Rv600	40	70	
						TH875 Kv180	80	100-125	

Tableau C.2 : Matériaux pour arbres de transmission.



Références - Bibliographiques

Références bibliographiques

[1] Technologie des métiers du bois

H.Trillat -674.TRI.

T1: Définition du sciage, toupillage et ténonnage

T2: Analyse technologique de la scie

T3: Analyse de la toupie et ténonneuse

Edition Dunod 1989

[2] Les catalogues étrangers

Fançais LEUREM édition 92

Italie SCM-GRIGGIO édition 90

SUISSE F40-TM68 édition 93

[3] Techniques de l'ingénieur, Traité mécanique et chaleur **B5I**

Edition 1992

[4] Outils pour machine à bois.

LEITZ

[5] Documentation technique LEROY SOMER

- choix d'un moteur asynchrone à service intermittent B1-214/1 1970

-Choix d'un moteur asynchrone B1-207/3 1973

[6] Technique de l'ingénieur Traité mécanique et chaleur **B5II**

Edition 1992

[7] Théorie des vibrations

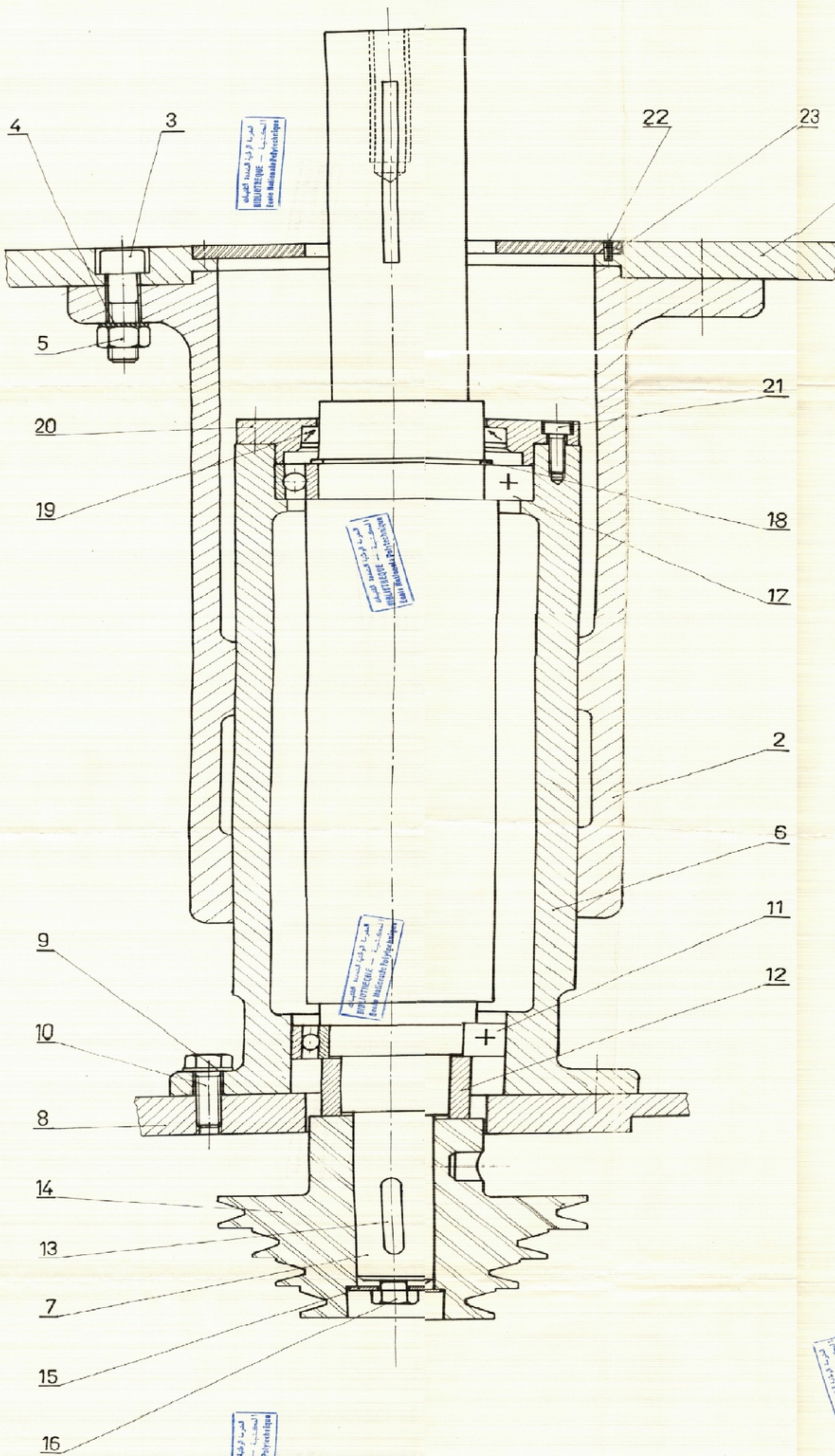
M. Géradin

D. Rixeu

Masson 1991

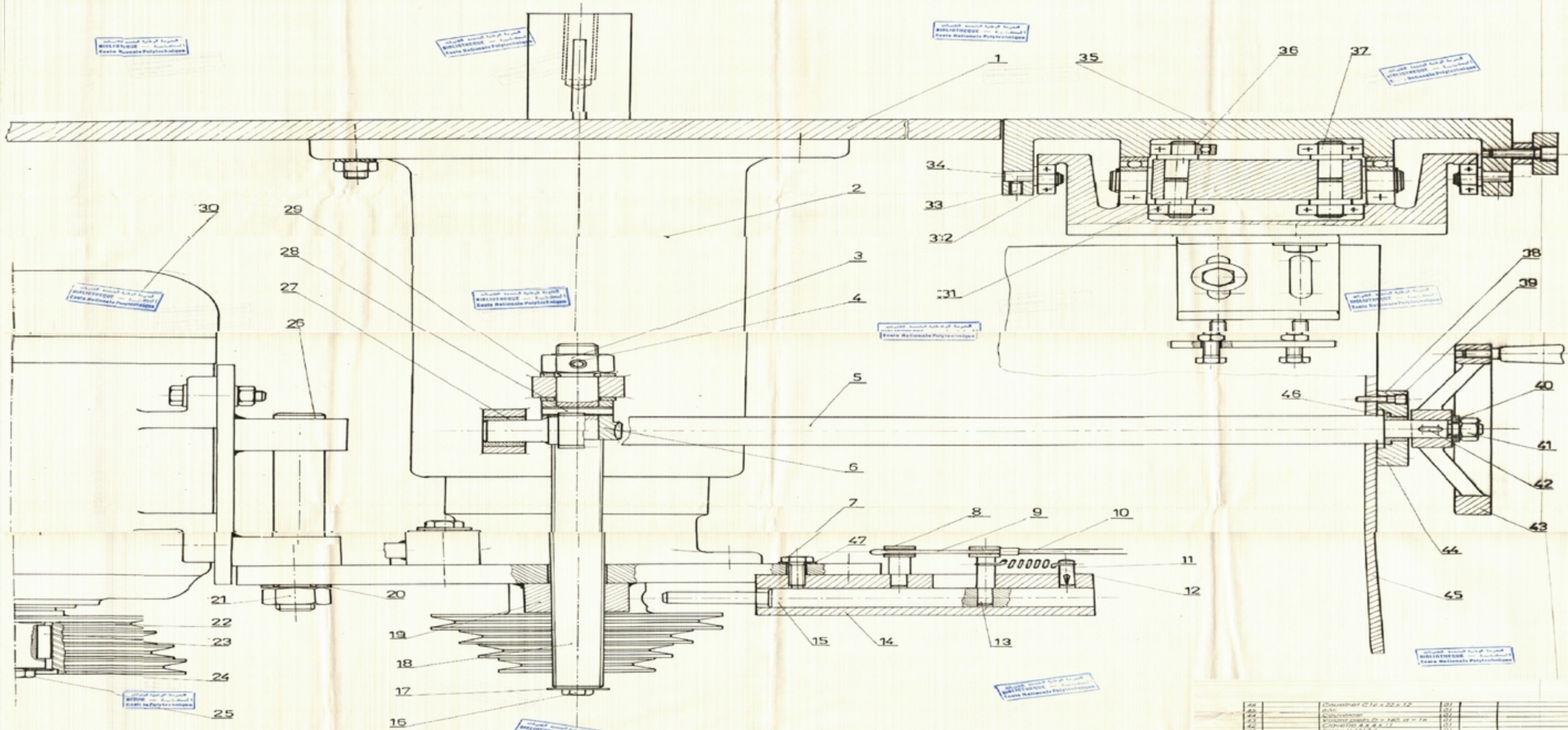
Références bibliographiques

- [8] Guide du dessinateur industriel
A. Chevalier
Edition Hachette technique 93-94
- [9] Eléments de machine
Gilbert Drouin
Michel Gou
Pièrre Thiry
Robert Vinet
Deuxième édition
- [10] Résistance des matériaux T2
SP. Timoshenko
Edition Dunod
- [11] Aide mémoire en construction mécanique
Christien Eloy
Edition dunod 1981
- [12] Technique de l'ingénieur Traité mécanique et chaleur **B5II**
engrenage à roue et à vis sans fin
Edition 1992
- [13] Précis de construction mécanique
D. Sacquepey
D. Spenle
3ème édition AFNOR NATHAN.



N°	Désignation	Qté	Mat.	Observation	
4	Couvercle	01	A-S10G		
22	Goupille élastique 3-10	01			
21	Vis CHC M8-20	01	E 36	N° 25-125	
20	T 01 01 Couverture	01			
19	Joint à lèvres type IF 60 x 75 x 8	01			
18	Anneau élastique 60 x 2	01			
17	Roulement 80 BC 10	01			
16	Vis H.M10-30	01	XC 38	N° 22-163	
15	Rondelle M10-36 x 2	01			
14	Poiville à gradins	01			
13	Clouille 8 x 7 x 38	01	A-S10G		
12	Entretoise	01			
11	Roulement 80 BC 10	01	E 36		
10	Vis H.M10-30	01			
9	Rondelle M10-20 x 2	01			
8	T 01 01 Support du groupe mobile	01	E120		
7	T 01 04 Arbre	01	A 60		
6	T 01 03 Porte arbre	01	E1 20		
5	Ecrou H.M12,4	01			
4	Rondelle à dents Dec12	01	XC 601		
3	Vis CHC M12-45	01	XC 38		
2	Cylindre guide	01	11 20		
1	Table	01	E120		
Ep	N° dessin	Désignation	Mp	Mat.	Observation

Ecole Nationale Polytechnique		TOUPIE		ENP	
EChef	Mars	Médiane Mécanique		Dir. Mécanique	
1:1		Promoteur		ROU-ZIZ	
		Chef dep.		Préc. jury	



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
 BOULOTRIQUE - المصنوع في
 Ecole Nationale Polytechnique

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
 BOULOTRIQUE - المصنوع في
 Ecole Nationale Polytechnique

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
 BOULOTRIQUE - المصنوع في
 Ecole Nationale Polytechnique

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
 BOULOTRIQUE - المصنوع في
 Ecole Nationale Polytechnique

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
 BOULOTRIQUE - المصنوع في
 Ecole Nationale Polytechnique

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
 BOULOTRIQUE - المصنوع في
 Ecole Nationale Polytechnique

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
 BOULOTRIQUE - المصنوع في
 Ecole Nationale Polytechnique

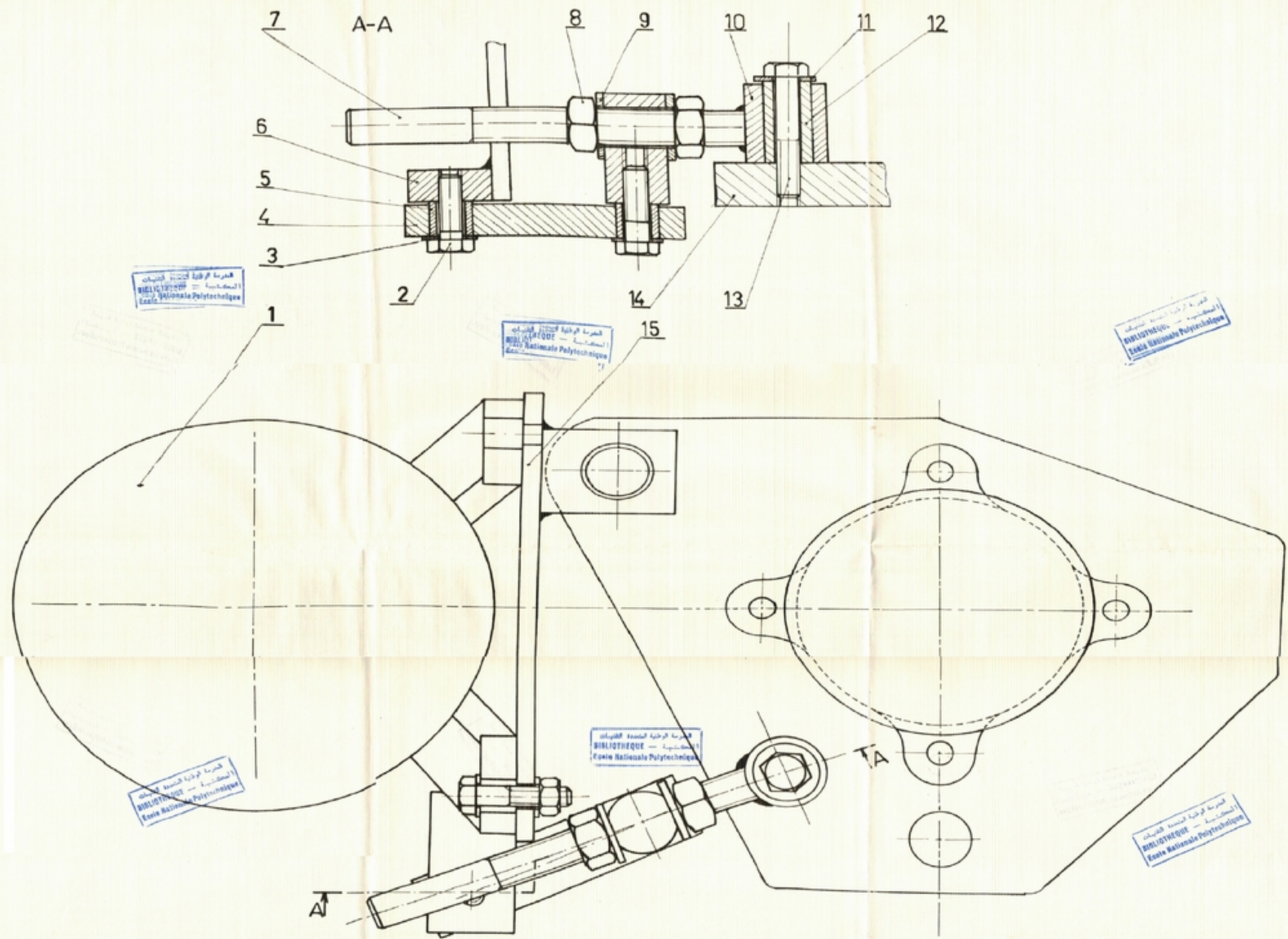
الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
 BOULOTRIQUE - المصنوع في
 Ecole Nationale Polytechnique

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
 BOULOTRIQUE - المصنوع في
 Ecole Nationale Polytechnique

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
 BOULOTRIQUE - المصنوع في
 Ecole Nationale Polytechnique

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
 BOULOTRIQUE - المصنوع في
 Ecole Nationale Polytechnique

1	Cloucheur 12 x 22 x 12	01	
2	01		
3	Cloucheur	01	
4	Visserie plate 2 x 160, d = 16	01	
5	Cloucheur 8 x 8 x 11	01	
6	BOULOTRIQUE	01	
7	BOULOTRIQUE	01	
8	BOULOTRIQUE	01	
9	BOULOTRIQUE	01	
10	BOULOTRIQUE	01	
11	BOULOTRIQUE	01	
12	BOULOTRIQUE	01	
13	BOULOTRIQUE	01	
14	BOULOTRIQUE	01	
15	BOULOTRIQUE	01	
16	BOULOTRIQUE	01	
17	BOULOTRIQUE	01	
18	BOULOTRIQUE	01	
19	BOULOTRIQUE	01	
20	BOULOTRIQUE	01	
21	BOULOTRIQUE	01	
22	BOULOTRIQUE	01	
23	BOULOTRIQUE	01	
24	BOULOTRIQUE	01	
25	BOULOTRIQUE	01	
26	BOULOTRIQUE	01	
27	BOULOTRIQUE	01	
28	BOULOTRIQUE	01	
29	BOULOTRIQUE	01	
30	BOULOTRIQUE	01	
31	BOULOTRIQUE	01	
32	BOULOTRIQUE	01	
33	BOULOTRIQUE	01	
34	BOULOTRIQUE	01	
35	BOULOTRIQUE	01	
36	BOULOTRIQUE	01	
37	BOULOTRIQUE	01	
38	BOULOTRIQUE	01	
39	BOULOTRIQUE	01	
40	BOULOTRIQUE	01	
41	BOULOTRIQUE	01	
42	BOULOTRIQUE	01	
43	BOULOTRIQUE	01	
44	BOULOTRIQUE	01	
45	BOULOTRIQUE	01	
46	BOULOTRIQUE	01	
47	BOULOTRIQUE	01	



المكتبة
BIBLIOTHÈQUE
École Nationale Polytechnique

المكتبة
BIBLIOTHÈQUE
École Nationale Polytechnique

المكتبة
BIBLIOTHÈQUE
École Nationale Polytechnique

المكتبة
BIBLIOTHÈQUE
École Nationale Polytechnique

المكتبة
BIBLIOTHÈQUE
École Nationale Polytechnique

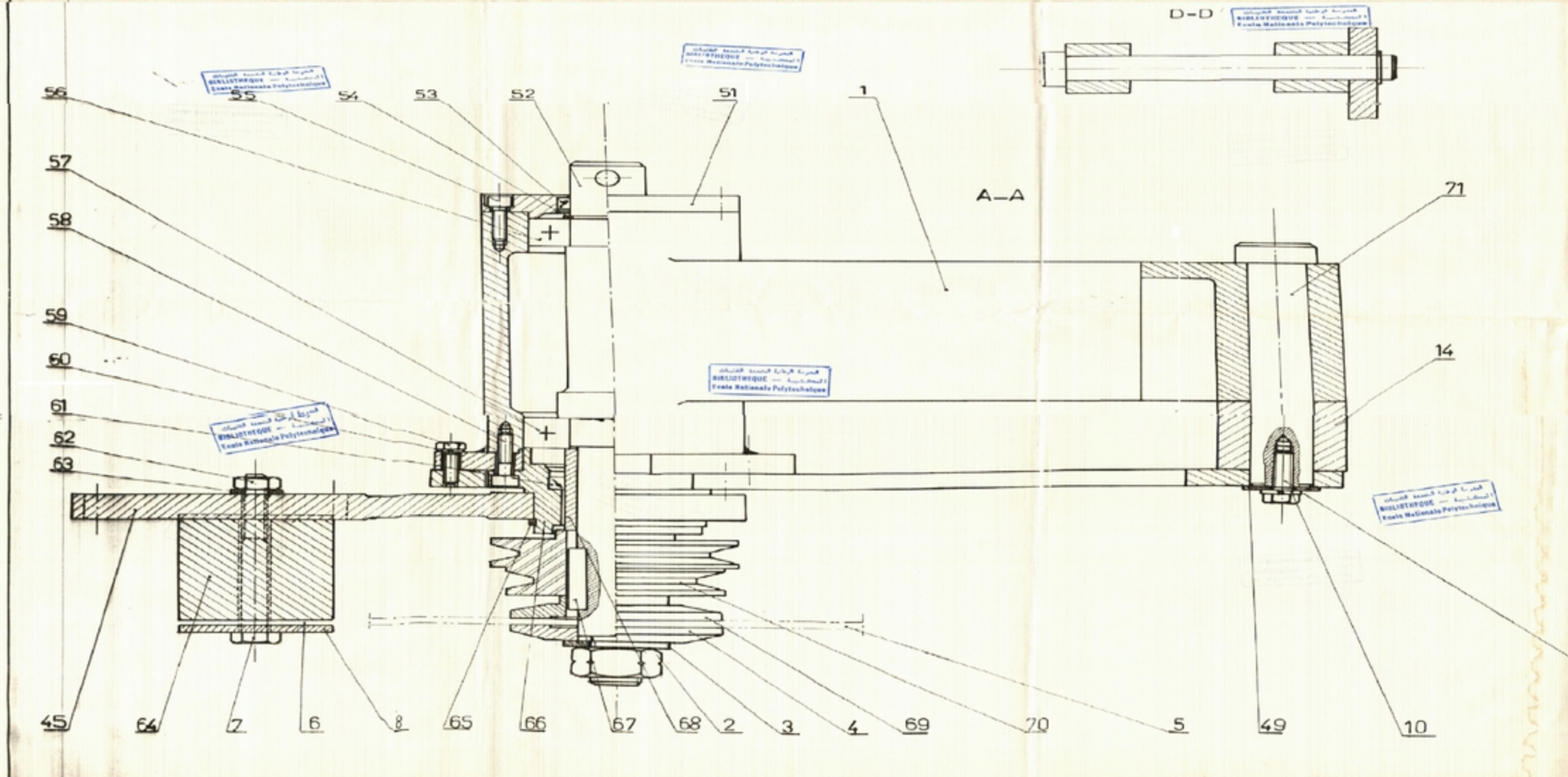
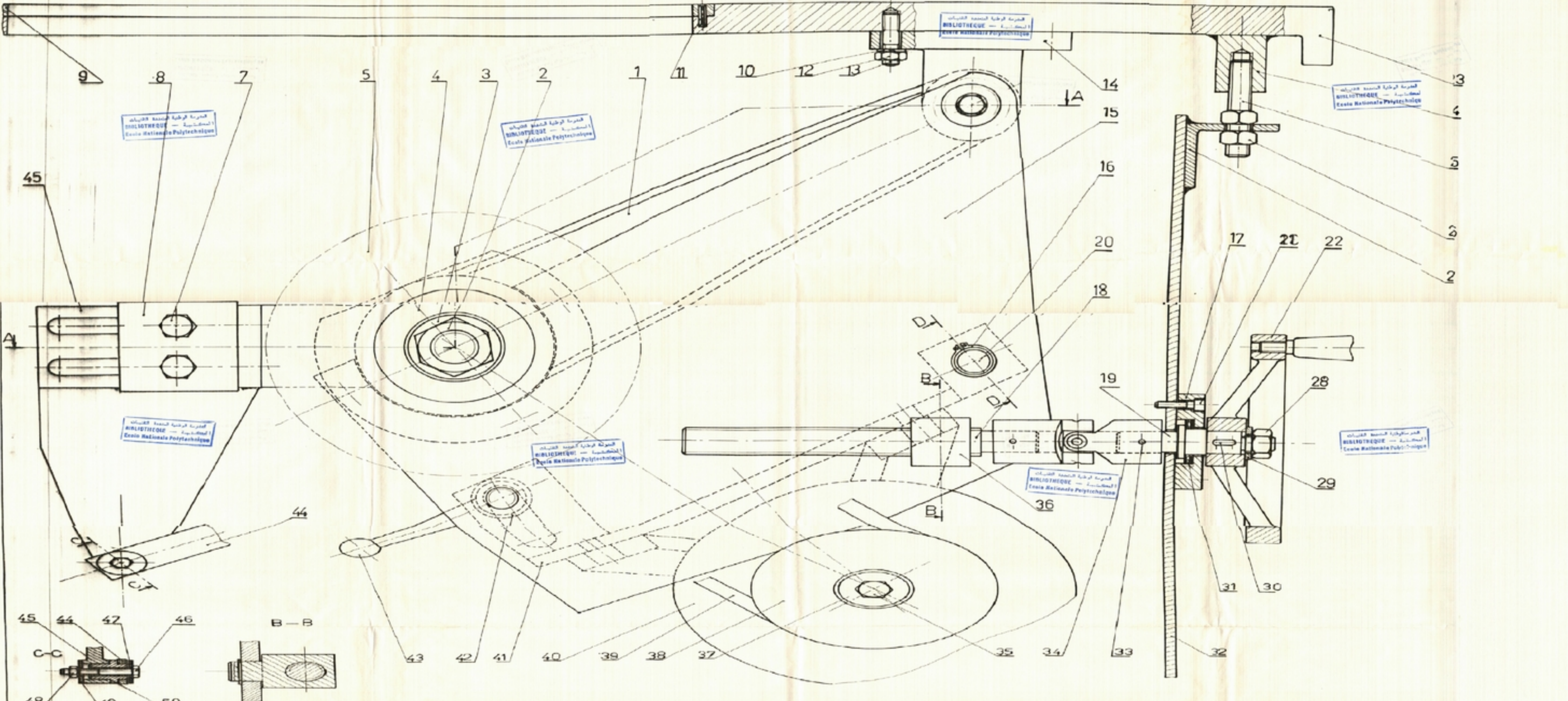
المكتبة
BIBLIOTHÈQUE
École Nationale Polytechnique

المكتبة
BIBLIOTHÈQUE
École Nationale Polytechnique

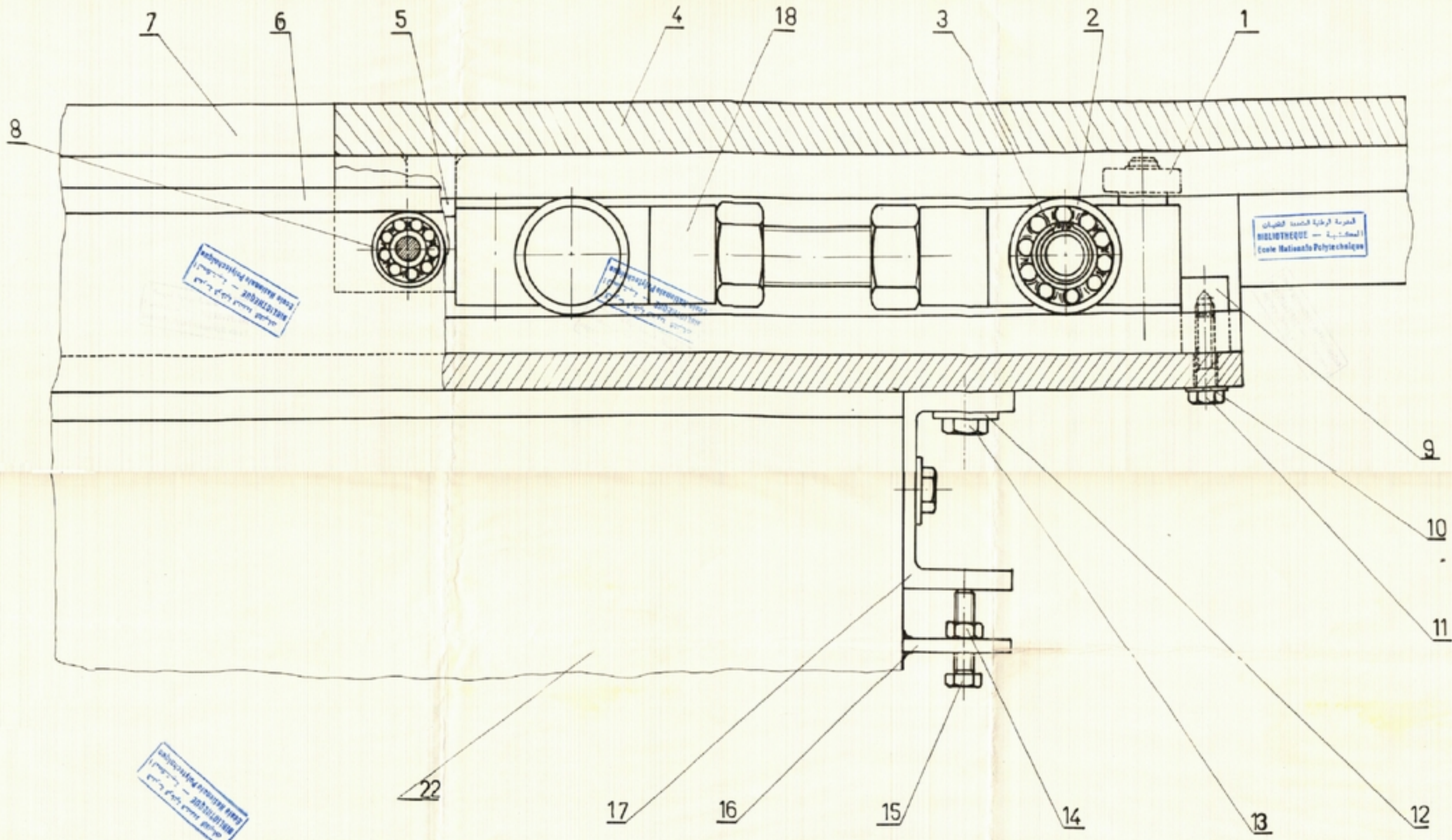
15	SUPPORT MOTEUR	01	
14	SUPPORT	01	
12	Vis H.M10-45	01	
12	Douille	01	
11	Rondelle H.M10	01	
10	Anneau	01	
09	Rondelle $d=16$	02	
08	Ecrou H.M16	02	
07	Brct fileté	01	
06	bar plat	01	
05	Douille	02	
04	Fer plat	01	
03	Rondelle H.M10	02	
02	Vis H.M10.30	02	
01	Moteur	01	
Re	N° Dessin	Désignation	Nb Mat.

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		TOUPIE	ENP
t:1				
Étudiants	Medjhoune Mehcherhera			Dép. MECANIQUE
Promoteur	Gwergueb			
Chef dép	BOUAZIZ			
Prés. jury				T 04 00



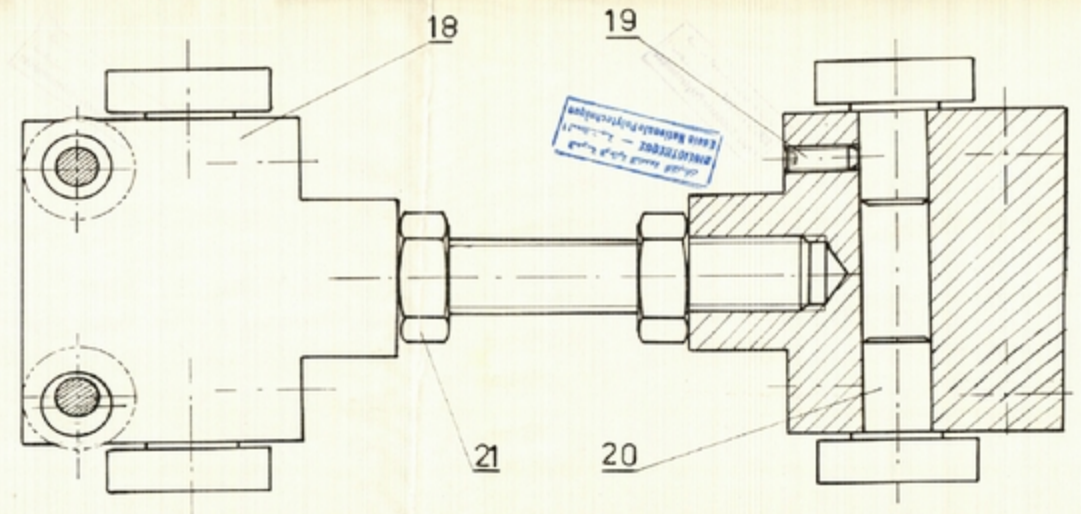
N°	Designation	Quantité	Observation
71	MS 00 18	Pivot	01
70	MS 00 12	Poutre	01 A-5100
69	MS 00 15	Fissure	01 E-36
68		Couille	01
67		Couille Forme A 8 x 7 x 30	01
66	MS 00 14	Couille	01 C-30
65		Arbre d'arbre 65 x 25	1 x 1
64		Couille	01
63		Rondelle épauée d = 10 z	01
62		Ecrou HM12 z	01
61		Arbre d'arbre	01
60		Rondelle épauée 10 z	01
59		Vis M 10-20	01
58		Arbre d'arbre	01
57		Roulement 35 AC 0 2	01
56		Roulement 30 AC 0 2	01
55		Vis M 10-20 épauée 4 z	01
54		Arbre d'arbre 30 x 7 z	01
53		Arbre d'arbre	01
52	MS 00 11	Arbre	01 A-60
51	MS 00 12	Couille	01 E-36
50		Arbre	01
49		Rondelle épauée d = 6	01
48		Ecrou M 10 z	01
47		Rondelle épauée 8 z	01
46		Vis M 10-20	01
45	MS 00 10	Arbre d'arbre épauée	01 A-60
44		Arbre	01 E-36
43		Arbre	01
42		Arbre	01
41		Arbre	01
40		Arbre	01
39		Arbre	01
38		Arbre	01
37		Arbre	01
36		Arbre	01
35		Arbre	01
34		Arbre	01
33		Arbre	01
32		Arbre	01
31		Arbre	01
30		Arbre	01
29		Arbre	01
28		Arbre	01
27		Arbre	01
26		Arbre	01
25		Arbre	01
24		Arbre	01
23		Arbre	01
22		Arbre	01
21		Arbre	01
20		Arbre	01
19		Arbre	01
18		Arbre	01
17		Arbre	01
16		Arbre	01
15		Arbre	01
14		Arbre	01
13		Arbre	01
12		Arbre	01
11		Arbre	01
10		Arbre	01
9		Arbre	01
8		Arbre	01
7		Arbre	01
6		Arbre	01
5		Arbre	01
4		Arbre	01
3		Arbre	01
2		Arbre	01
1		Arbre	01
71		Arbre	01
70		Arbre	01
69		Arbre	01
68		Arbre	01
67		Arbre	01
66		Arbre	01
65		Arbre	01
64		Arbre	01
63		Arbre	01
62		Arbre	01
61		Arbre	01
60		Arbre	01
59		Arbre	01
58		Arbre	01
57		Arbre	01
56		Arbre	01
55		Arbre	01
54		Arbre	01
53		Arbre	01
52		Arbre	01
51		Arbre	01
50		Arbre	01
49		Arbre	01
48		Arbre	01
47		Arbre	01
46		Arbre	01
45		Arbre	01



المكتبة الوطنية للتكنولوجيا
BIBLIOTHEQUE - المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

المكتبة الوطنية للتكنولوجيا
BIBLIOTHEQUE - المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

المكتبة الوطنية للتكنولوجيا
BIBLIOTHEQUE - المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique



22	B 6 H		
21	Ecrou H,M20	02	
20	Goujon	04	
19	Vis sans tête H,M 10	04	
18	T03 03	Perte roulements	02
17		Profile en UAP	01
16		FEN Plat	02
15		VIS H,M 8	02
14		Ecrou H,M 8	02
13		VIS H,M 10 30	02
12		Rondelle d=18	02
11		Vis H,M 8-25	02
10		Rondelle d=8	02
09		Butor	02
08		Roulement 06 BC 02	02
07		Taie	01
06	T 03 02	Chariot fixe	01
05		Butor	02
04	T 03 01	CHARIOT MOBILE	01
03		Anneau elastique	04
02		ROULEMENT 47 BC 02	04
01		ROULEMENT 32 BC 02	02
RP	N° Dessin	DESIGNATION	NE Mat. Observation

المكتبة الوطنية للتكنولوجيا
BIBLIOTHEQUE - المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

note	Masse	⊙	CHARIOT	ENP
1:1				
Étudiant	Mechroune			
Pratiquant	Mechroune			
Promoteur	Guegouch			
Chief d'ép	BOUMAZZ			
Prés. jury				

Cap. MECANIQUE
T 03 00