

وزارة الجامعات والبحث العلمي
Ministère aux Universités et de la Recherche Scientifique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

مدرسة الوطنية المتعددة التخصصات
BIBLIOTHEQUE - المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

DEPARTEMENT : G1. Mécanique

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

Etude et Conception Mécaniques de deux
bras manipulateurs :

Le RB15EV et Le Manumax 10

18+15 PLANCHES

Proposé par :

MER ZERGUERRAS

Etudié par :

SAOUEL (Ahmed)
CHOUCHANE (Mohamed)

Dirigé par :

MER MADANI

PROMOTION juillet 92

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère aux universités et de la recherche scientifique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

ETUDE ET CONCEPTION MECANIQUE DE BRAS MANIPULATEURS

RB -- 5 / EV ET MANNUMAX 10

Proposé par :
M^{er} ZERGUERRAS

Etudié par :
CHOUCHANE ET SAOUDEL

Dirigé par :
M^{er} MADANI

PROMOTION : JUIN 1992

D E D I C A C E S

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
المكتبة — BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

أهدي هذا العمل المتواضع إلى والدي ووالدي
أخواتي وأخواني وجميع أفراد عائلتي
إلى جميع إخواني وكل من ساهم في وهدوني إلى هذا
المستوى العلي

مسودل SAOUDEL

*Je Dédie ce modeste travail à ma mère et mon père
qui m'ont aimé et qui se sont sacrifiés durant toute leurs vies
afin de me permettre d'atteindre ce niveau.*

*À mes frères et soeurs qui m'ont encouragés et surtout ma
Chère soeur 'khalidia' et son époux.*

À tous mes amis .

CHOUCHANE

R E M E R C I E M E N T S

Nous tenons vivement à remercier M^{er} Madani de nous avoir dirigé et lui reconnaître son aide . Nos remerciements vont aussi s'adresser à M^{er} Zerguerras qui nous a proposé ce présent sujet ainsi qu'à M^{er} Chettouhet M^{er} Achour de leurs aide précieuse . en fin à tous nous enseignants qui ont participés à notre formation .

MINISTERE D'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

ETUDIANTS : CHOUHANE MOHAMED SAOUDEL AHMED
PROMOTEUR : M^{er} MADANI
PROPOSE PAR : M^{er} ZERGUERRAS

RESUME

Ce projet rassemble l'étude et la conception mécanique de deux manipulateurs . Le premier " RB-5/EV " de type didactique ayant 5 degrés de liberté et une capacité de charge de 0,4 Kg .
Le deuxième " MANUMAX 10 " DE TYPE industriel possédant 4 d.d.l et une capacité de charge de 10 Kg , il sert au chargement et déchargement d'une machine outil à table horizontale .

SUMMARY

This project assemble to gather the study and the design of two manipulators arms , the first RB-5/EV of didactic type with 5 degrees of freedom and a loading capacity of 0,4 Kg . the second MANUMAX 10 of industriel type with 4 degrees of freedom and a loading charge of 10 Kg , is used to charging and descharging a tool-machine equiped with horizontal table .

ملخص

هذا المشروع يجمع دراسة وابتكار ميكانيكي لذراعين - الأول "RB-5/EV" من النوع التعليمي له 5 درجات للحرية وطاقته تحمل مقدارها 0,4 كلغ . الثاني "MANUMAX 10" من النوع الهياكي له 4 درجات للحرية وطاقته تحمل مقدارها 10 كلغ . يستعمل في تزويد وتفريغ آلة أدوية ذات طاولة أفقية

TABLE DES MATIERES



CHAPITRE I	INTRODUCTION.....	1
	Présentation du sujet.....	2
CHAPITRE II	GENERALITE SUR LA ROBOTIQUE.....	3
III-1	Structure generale d'un robot.....	3
III-2	Structure du robot industriel actuel.....	6
III-3	La systématique des robots.....	7
III-4	Système de préhension.....	9
CHAPITRE III	ETUDE DU BRAS MANIPULATEUR " RB-5/EV ".....	13
III-1	Conception.....	13
III-2	Notice du calcul.....	20
III-2-1	Choix des moteurs.....	20
III-2-2	Dimensionnement.....	25
III-2-3	Etude de stabilité.....	44
CHAPITRE IV	ETUDE DU BRAS MANIPULATEUR " MANUMAX 10 ".....	47
	- Presentration de la methode de travail.....	47
IV-1	Notice du calcul.....	53
IV-1-1	Calcul préliminaire et choix des vérins.....	53
IV-1-2	Système de préhension.....	57
IV-1-3	Dimensionnement des organes du bras.....	59
IV-1-4	Determination de vitesses et accélérations.....	67
IV-1-5	Vitesses et accélérations que peut supporter le bras.....	69
IV-1-6	Vérification dynamique.....	71
IV-2	Etude de stabilité.....	73
	CONCLUSION.....	75
	BIBLIOGRAPHIE.....	76

Chapitre : I

INTRODUCTION



La robotique est aujourd'hui le sujet des medias d'information et de la presse de vulgarisation technique . elle est de plus considérée comme un facteur primordial d'une nouvelle mutation des moyens de production .

Cet engouement tient à ce que la robotique est probablement la première technique d'automatisation à présenter ce caractère de souplesse par opposition aux machines , simple ou sophistiquées , qui constituent aujourd'hui la majeure partie du parc industriel , et qui sont complètement spécialisées et figées dans la tâche pour laquelle elles ont été conçues .

Le concept de la robotique englobe une vaste classe de machines qui travaillent en 'Duo' avec l'homme et d'automates qui fonctionnent sans que l'homme y prenne une part quelconque . une particularité spécifique importante propre à toutes les machines , aux automates et robots , est la présence d'un bras mécanique pourvu d'une grande mobilité , appelé porteur ou bras manipulateur , qui permet à la machine d'exécuter toutes les actions demandées .

Les robots s'avèrent particulièrement précieux dans de nombreuses applications industrielles , en particulier la manutention , la peinture , la soudure , le contrôle et l'assemblage mécanique . Les perspectives ouvertes par le robot sur l'évolution prochaine des usines sont en tout cas impressionnantes . Les recherches actuelles portent en effet sur des robots évolués capables de voir , d'entendre , de toucher et de prendre des décisions

- PRÉSENTATION DU SUJET

Dans ce projet , nous avons fait l'étude et la conception de deux bras manipulateurs ; l'un est de type didactique " RB-5/EV " l'autre est de type semi-industriel " MANUMAX 10 " .

Le manipulateur " RB-5/EV " peut être relié au minicomputer TRAINER MPZ80/EV est conçu précisément pour répondre aux questions suivantes :

- Quel est le principe de fonctionnement d'un robot ?
- Comment intervenir sur le logiciel de contrôle ?
- Comment appliquer ce type de robot à de petites expériences industrielles ?

Il possède six degrés de mobilité gérés par six moteurs électriques pour les mouvements de la base , de l'épaule , de l'avant bras , du poignet et de la main .

Le manipulateur " MANUMAX 10 " permet d'automatiser les opérations de chargement , déchargement d'une machine ou d'un poste de travail et la manipulation et le positionnement de pièces.

Il possède quatre degrés de liberté gérés par cinq vérins pneumatiques pour les mouvements du corps , du bras et de la main .

Chapitre : II

GENERALITES SUR LA ROBOTIQUE

II.1- STRUCTURE GÉNÉRALE D'UN ROBOT , [8] (*)

Un robot n'a de sens que dans un environnement qu'il modifie
C'est pourquoi l'on peut distinguer quatre ensemble interactifs
dans un robot en fonctionnement .

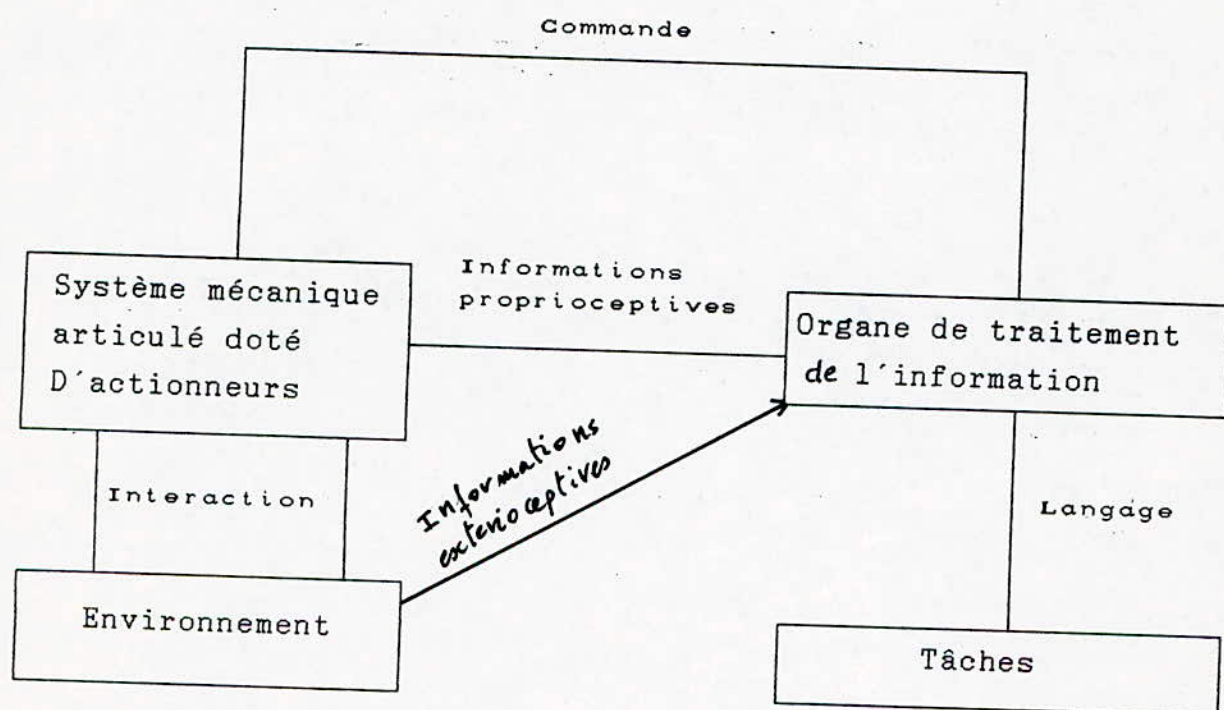


Fig.(II-1) Schéma des ensembles impliqués dans un robot en fonctionnement

(*) : voir référence n°8

1- LA MACHINE MECANIQUE

Dans la conversation courante , c'est à cette machine que l'on pense quand on parle de robot et c'est effectivement l'outil qui va être commandé de telle sorte que les tâches désirées soient correctement exécutées . Il s'agit d'une structure mécanique articulée dotée de plusieurs degrés de liberté , par exemple six pour un robot destiné à la manutention d'objets .

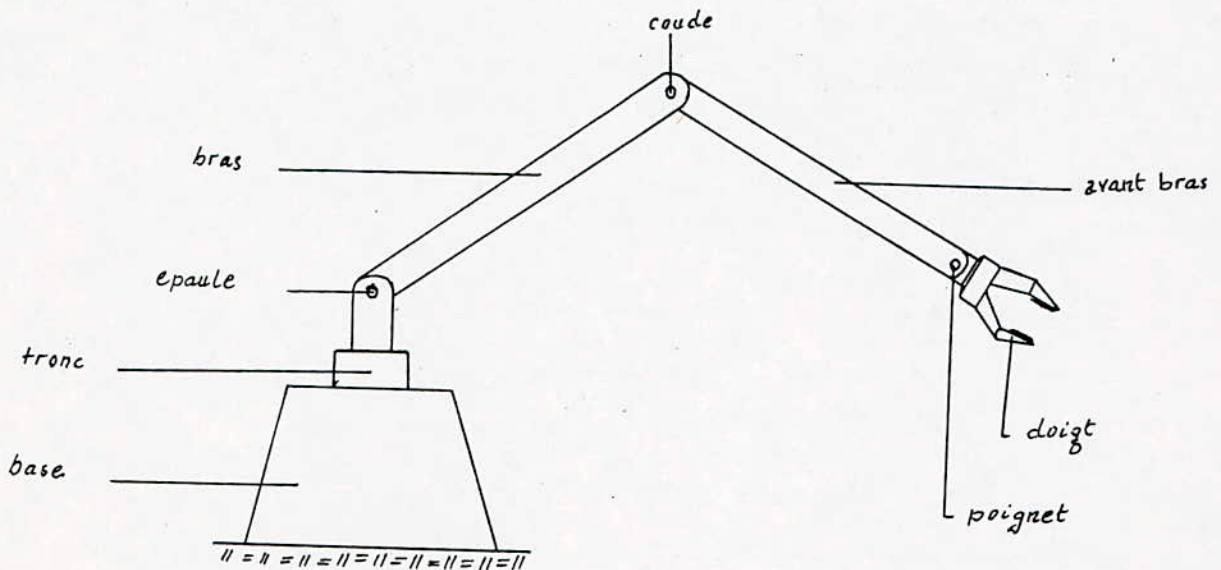


Fig.(II.2)

Les trois premiers d.d.l amènent l'organe de préhension en un lieu désiré de l'espace , les trois derniers servent à orienter l'organe terminal .

les différentes articulations sont assurées par des actionneurs le plus souvent électriques ou pneumatiques pour faibles charges (quelques dizaines de decanewtons) et hydrauliques pour les fortes charges (quelques dizaines à quelques centaines de daN) . La structure du robot ressemble souvent à celle d'un bras humain d'où l'appellation assez fréquente des différents composants : bras

(informations extéroceptives) .

A partir de toutes ces informations , il élabore une commande du robot qui doit le faire progresser vers l'exécution correcte de la tâche qu'on lui a assignée .

II.2- STRUCTURE D'UN ROBOT INDUSTRIEL ACTUEL

Le robot industriel actuel n'a aucune capacité d'initiative . Sa commande est donc du type automate programmable , c.a.d que toutes les séquences de déplacements sont présentées avant l'exécution d'une tâche dans la mémoire du robot sous forme de données que le robot va utiliser dans les programmes fixes préenregistrés .Il n'a donc aucune adaptativité vis à vis de l'environnement si on exclut celle issue de quelques capteurs fournissant une information binaire et destinés uniquement à sauvgarder la secuité . Ces capteurs sont du types interrupteurs de fin de course ou proximètres pour le robot idustriel actuellement opérationnel , le schéma de la fig (II-1) , se simplifiee pour donner celui de la fig(II-3) dans lequel tout rapport du robotavec son environnement statique et décrit une fois pour toutes au sein du cerveau .

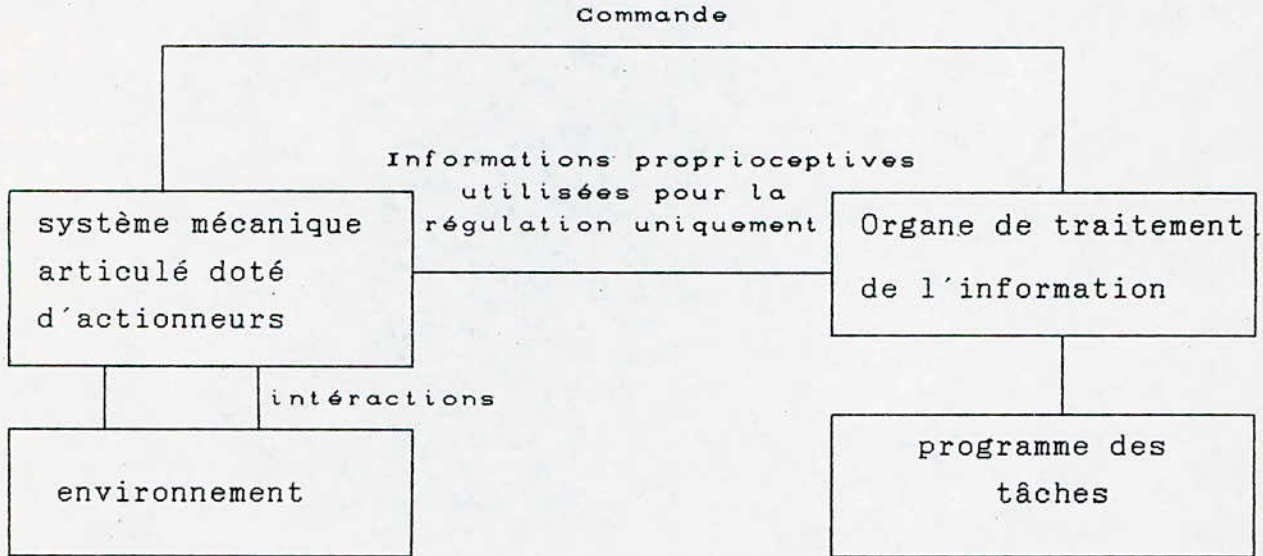


Fig.(II-3).Schéma de fonctionnement général d'un robot actuellement opérationnel,industriel

epaule , avant bras , coude , poignet et main (voir Fig.2) .

2- L'ENVIRONNEMENT

C'est le milieu dans lequel la machine travaille . Pour les robots à poste fixe , cet environnement est réduit en général à l'espace atteignable du robot , c.a.d au volume maximum qu'il balaie en passant par l'ensemble de ses configurations géométriques .

Il faut remarquer à ce propos :

- a) Que l'environnement n'est pas défini par les seules propriétés géométriques du volume atteignable mais aussi par toutes les propriétés physiques du milieu et des objets qu'il contient.
- b) Que cet environnement interagit avec le robot puisque ce dernier s'y déplace.

3- LES TACHES

On peut les définir de la manière générale comme la différence entre deux états de l'environnement : l'état de départ de l'exécution des tâches et l'état final .

Les tâches désirées sont décrites au cerveau dans un langage approprié.

4- LE CERVEAU DU ROBOT

C'est l'organe qui gère les commandes (lesquelles vont induire les déplacements des différentes articulations du robot) à partir d'informations issues de la connaissance des tâches à exécuter et la connaissance de l'état actuel du robot et de l'environnement.

Au départ il possède :

- Un modèle du robot ;
- Un modèle de l'environnement ;
- Les données relatives aux tâches à exécuter ;
- Un certain nombre d'algorithmes de stratégie .

En fonctionnement il reçoit :

- Les informations sur l'état actuel du robot (informations proprioceptives) ;
- les informations concernant l'état actuel de l'environnement

II-3. LA SYSTÉMATIQUE DES ROBOTS

En distingue deux grandes catégories de robot sur le plan évolutif :

a) Les robots incapables d'examiner la qualité de la tâche qu'ils réalisent . Ce sont ceux qui appliquent un programme sans boucle d'adaptation . Ils constituent l'essentiel type des robots industriels actuel .

b) Les robots qui peuvent modifier au moins une partie de leurs comportements grâce aux informations qu'ils peuvent prélever sur l'environnement à l'aide de leurs capteurs . Ce sont les robots de l'avenir qui restent aujourd'hui au stade expérimental .

La systématique des robots est affectée par deux tendances :

* L'une correspond à une classification par propriétés . On parlera ainsi des robots à quatre d.d.l ; des robots ayant une charge utile supérieure à cent kgf , des robots contrôlés par automate programmable ou ayant tel type d'architecture , etc... Cette classification a un intérêt car le cahier des charges de l'utilisateur potentiel s'exprime directement par ces propriétés

* L'autre tendance veut conserver une vue globaliste sur l'ensemble des progrès des nouveaux robots sur les anciens . On assiste alors à un essai de systématique au niveau de générations de robots . parcequ'on connaît encore très mal les liaisons entre ce que peut faire un robot son architecture et son intelligence et la notion de génération veut prendre en compte ces trois aspects .

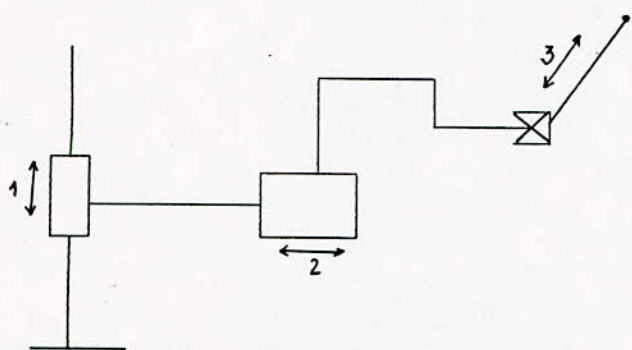
-classification des robots suivant leurs architectures

Pour exécuter une tâche en un point donné de l'univers , le système artificiel combine le matériel (architecture) et le logiciel (programmation) . L'organe terminal doit prendre une succession de configurations (position , orientation , mouvement de

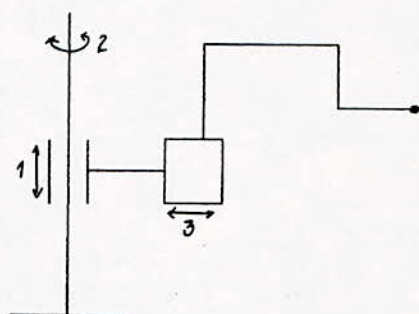
l'outil) nécessaire à l'exécution de la tâche .

souvent on définit le robot suivant ses axes de mouvement . Le système de coordonnées utilisé , pour définir la position de la main est en général :

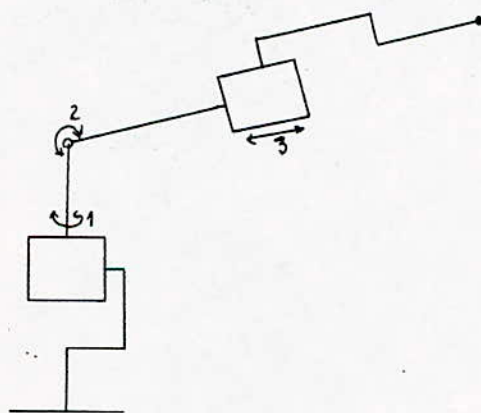
- Cartésien : trois axes de translation ;
- Cylindrique : deux axes de translation , un axe de rotation ;
- Sphérique : un axe de translation , deux axes de rotation ;
- Articulé : trois axes de rotation .



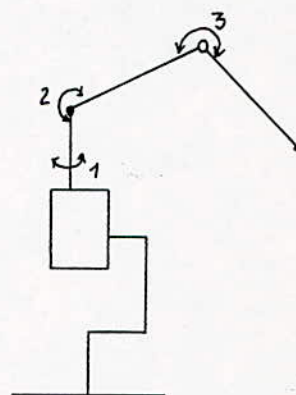
(a) Structure cartésienne



(b) Structure cylindrique



(c) Structure sphérique



(d) Structure articulée

Fig.(II-4)

1- Coordonnées articulées et coordonnées opérationnelles

Les coordonnées articulaires (appelées aussi coordonnées généralisées) sont les variables (angles ou longueurs) qui définissent la configuration du robot à un instant donné, elles sont fonction du temps, leur nombre est égal au nombre de d.d.l. On utilise souvent pour désigner ces variables la lettre q munie d'un indice (q_1, q_2, q_3, \dots). On choisit généralement pour variable q celles qui sont directement commandées par les actionneurs; s'il s'agit d'un actionneur de translation (vérin), q correspond à une distance d'un point de la tige du vérin au corps du vérin, par exemple et s'il s'agit d'un actionneur électrique, q correspond à une grandeur angulaire.

2 - Degrés de liberté et degrés de mouvement d'un robot :

Le positionnement (localisation et orientation) peut résulter de l'association d'une multitude de mouvements réels, chacun d'eux pouvant être une translation ou une rotation. Dans le cas d'un système mécanique articulé les degrés de mouvement (ou degrés de mobilité) d'un élément de la structure (l'organe terminal) sont associés aux mouvements distincts qui peuvent être mis en oeuvre par construction dans le positionnement de l'élément considéré. Les d.d.l. du robot sont associés au nombre de déplacements indépendants (vis à vis du repère fixe) que peut subir l'organe terminal (en fait la base de l'organe terminal, effecteur non compris).

II-4 SYSTÈME DE PRÉHENSION

L'exécution d'une tâche nécessite la mise en oeuvre d'un dispositif adapté à cette tâche et placé à l'extrémité du système mécanique articulaire: Il s'agit de l'organe terminal du robot encore appelé: effecteur, main, pince, outil. La mise en oeuvre de l'effecteur nécessite fréquemment un ou plusieurs actionneurs ainsi qu'un ou plusieurs capteurs. L'effecteur est le plus souvent propre à l'application; sa conception et son amélioration sont

fréquemment le fait de l'utilisateur qui utilise des astuces technologiques liées aux particularités de la tâche ou du produit .

- Présentation de quelques types de pinces :

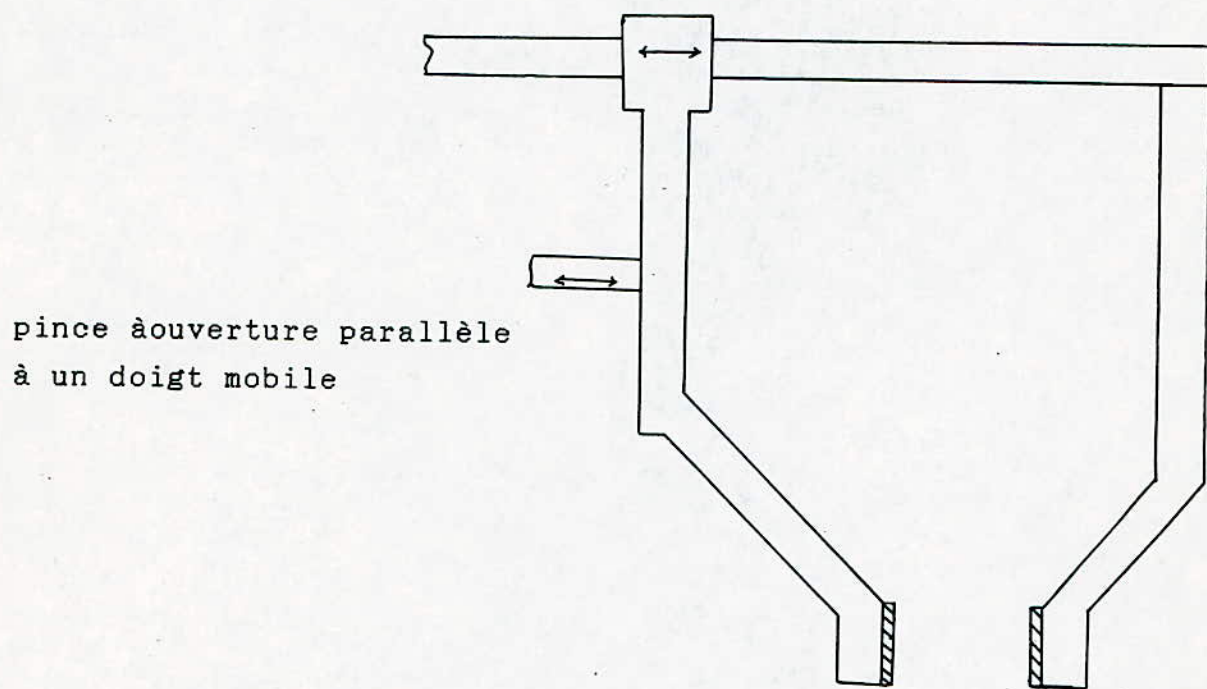


Fig.(II-5)

pince à ouverture parallèle
à ressort de serrage

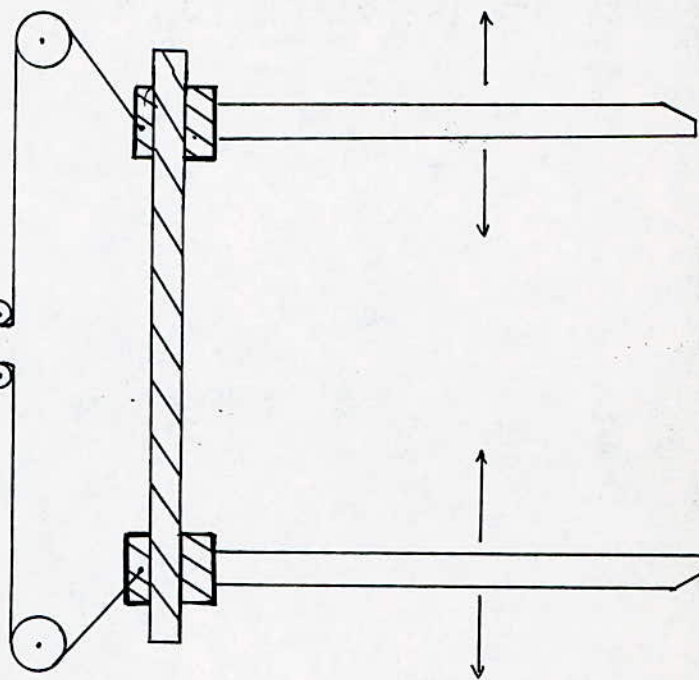


Fig. (II-6)

pince à ouverture angulaire

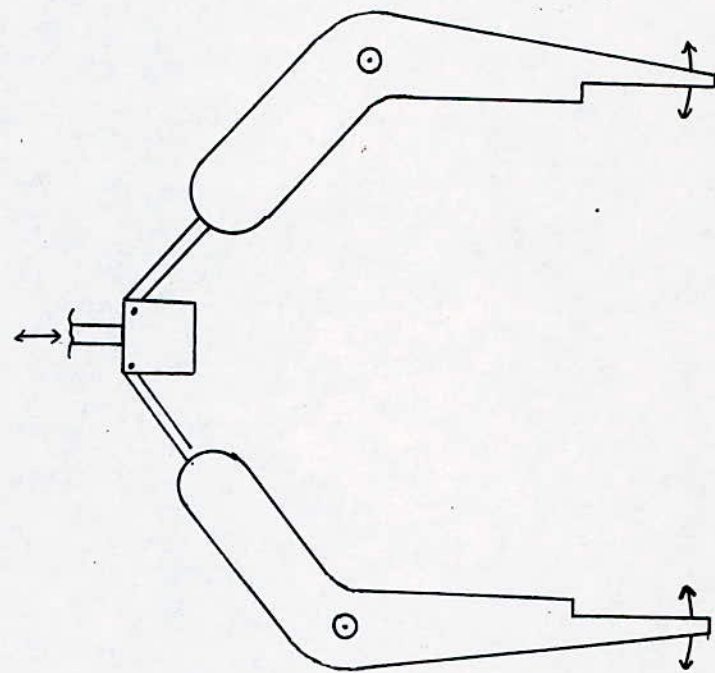


Fig. (II-7)

pince à trois doigts

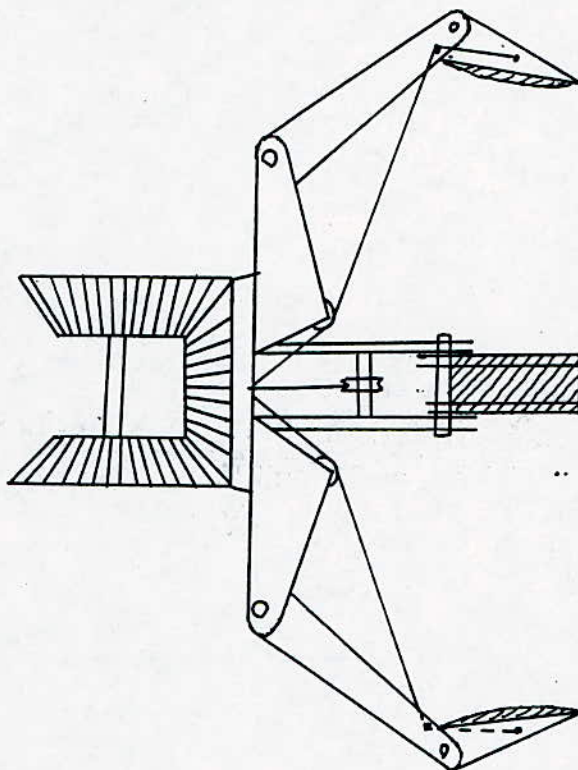


Fig.(II-8)

Chapitre III

ETUDE DU BRAS MANIPULATEUR
"RB-5/EV"

III.1- CONCEPTION

Un ou plusieurs critères peuvent intervenir au niveau de la conception du robot.

- Nature de la tâche à accomplir ;
- Champ d'intervention du robot ;
- Critère d'ordre économique .

Suivant ces critères , la conception du bras manipulateur RB-5/EV est faite comme suite :

III.1.1- ARCHITECTURE :

Le bras RB-5/EV est de type didactique , on désire qu'il balaie un volume maximal de l'espace tâche . on fixe les angles maximaux au niveau de chaque axe de chaque élément de la structure choisie ainsi que les longueurs des éléments .

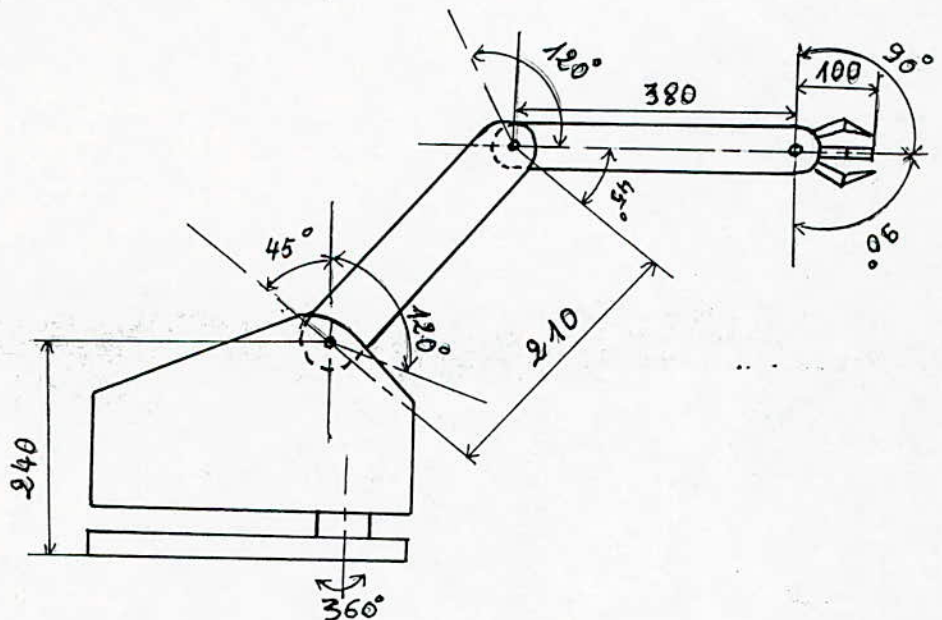


Fig.(III-1)

La construction a été choisie en cherchant les deux principaux buts suivants :

1- Inertie minimum :

Dans le but de minimiser l'inertie , les masses en mouvement ont été réduites aux maximum ; ceci a conduit au choix d'une géométrie bien déterminée avec des actionneurs situés près du centre de pivotement de l'axe d'articulation de la base .

2- Rigidité :

La mise en charge d'un bras insuffisamment rigide provoque une flexion qui induit en définitif une erreur de position . Il ne faut pas donc cependant , en luttant contre les flexions , alourdir le bras ce qui augmente son inertie et allonge d'autant son temps de réponse aux commandes ; on obtient une raideur élevée en disposant et en dimensionnant soigneusement le bras et les éléments de liaison .

III.1.2- TRANSMISSION

Le fonctionnement du robot RB-5/EV nécessite l'application de forces ou de couples , au niveau des éléments mobiles de sa structure . Les actionneurs ne pouvant pas être placés à proximité immédiate de ces éléments , l'énergie mécanique issue des moteurs électriques doit passer par un système transmetteur avant d'être utilisée .

Le système transmetteur assure également l'adaptation du mouvement : réduction de vitesse de déplacement .

Les courroies crantées , engrenages et câbles sont utilisées pour transmettre un mouvement de rotation de l'actionneur vers la liaison à commander (les axes sont parallèles) Les courroies crantées représentent le système de transmission de puissance le plus moderne et le plus efficace .

Par rapport aux autres types de transmission de puissance et grâce à leurs caractéristiques , ces courroies présentent les avantages suivants :

- entraînement positif ,
- absence de lubrification ,
- vitesse angulaire constante ,
-

- tension initiale minime ,
- inextensibilité ,
- légèreté ,
- silance ,
- puissance transmissible élevée .
- coût réduit ,
- encombrement réduit ,
- possibilité de vitesse élevée

On utilise également des engrenages cylindriques à denture droite qui présentent les avantages suivants :

- réducteur de rapport 2 à 40 ,
- pas d'efforts axiaux .

III.1.3- ENTRAINEMENT DES DIFFERENTS AXES :

Comme nous l'avons vu précédemment, les axes de mobilité du bras sont des axes de rotation . Les mouvements de rotation sont obtenus au moyen de moteurs électrique pas à pas couplés à chaque axe indirectement , au moyen d'un réducteur de rapport k , cette valeur est déterminée par l'adaptation optimale du moteur à l'inertie à entrainer . La transmission est réalisée en deux étages .

- 1^{er} étage : On choisit des courroies de type MXL, [11]
- 2^{em} étage : on choisit des engrenages à denture droite .
($\alpha = 20^\circ$: angle de pression) .

Tableau (III-1)

		Repérage des axes				
		1	2 et 3	4 et 5	6	
Caractéristiques	courroies crantées	type	1832MXL 025	1992MXL 025	1472MXL 025	1992MXL 025
		P (mm)	2,032	2,032	2,032	2,032
		Nb	229	249	184	249
	courroies	L (mm)	465;33	505,97	373,89	505,97
		b (mm)	6,4	6,4	6,4	6,4
		1	type	10MXL	14MXL	10MXL
	M Kg		0,0022	0,0007	0,0022	0,0022
	2	type	40MXL	110MXL	40MXL	40MXL
		M Kg	0,035	0,043	0,035	0,035
		E (mm)	168,14	187,59	121,79	188,64

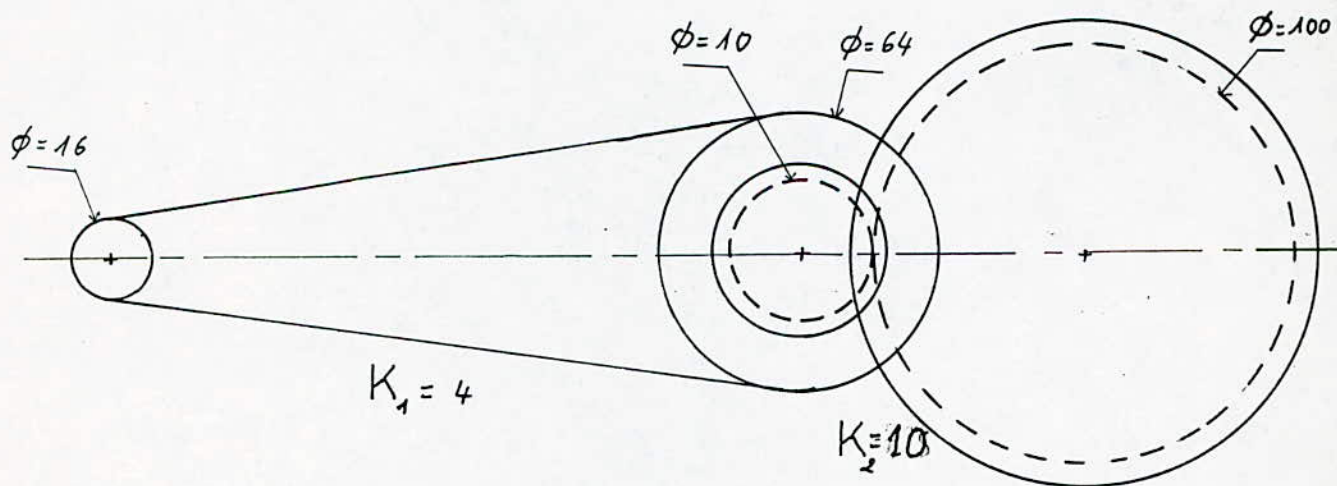


Fig. (III-2) : Transmission du degré de mobilité 1

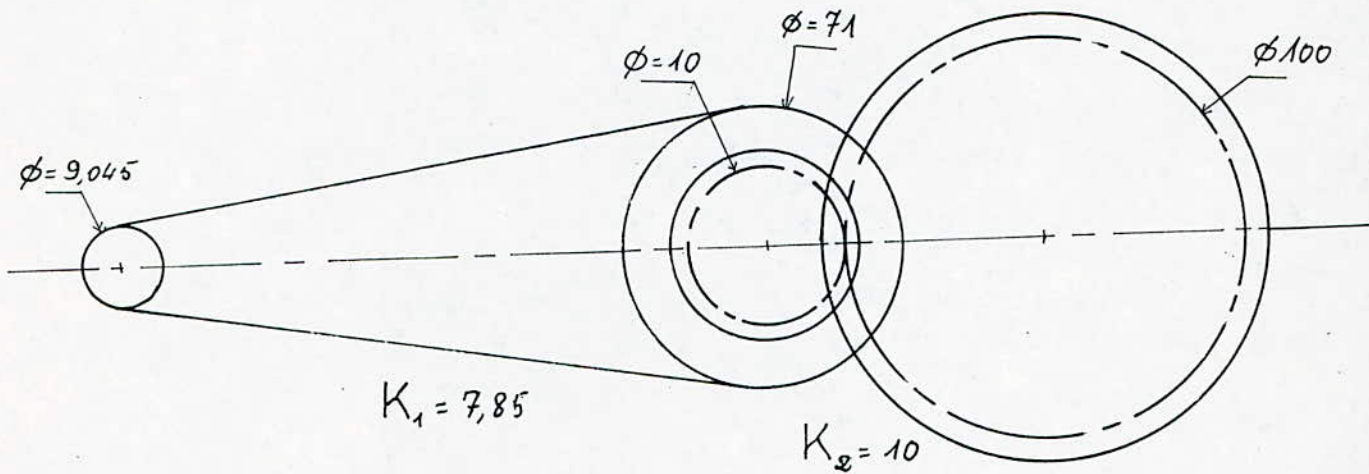


Fig.(III-3) : Transmission du degré 2

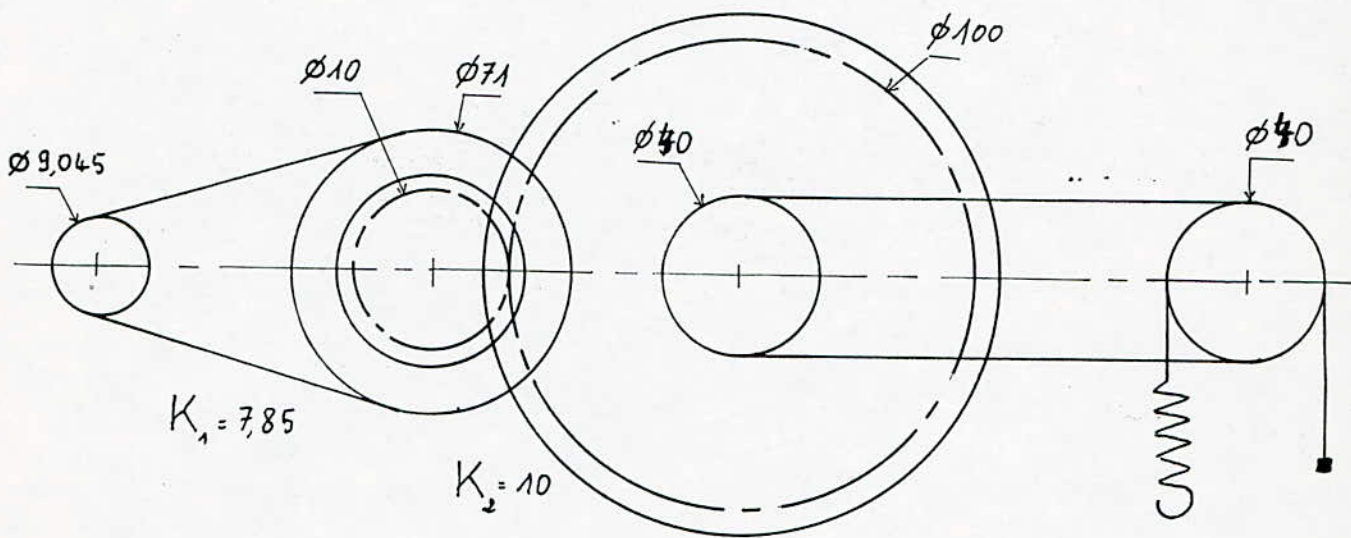


Fig.(III-4) : transmission du degré 3

2- Entraînement des degrés de mobilité 4 et 5 :

Les deux degrés 4 et 5 ont le même principe de transmission . Il donnent un mouvement de pliage lorsqu'ils sont de même sens et un mouvement de pivotement dans le cas contraire , à l'aide d'un mécanisme différentielle à pignons coniques (génouillère) .

Les relations combinées entre les deux mouvements s'écrivent :

$$E_p = \frac{1}{2} (\theta_4 + \theta_5)$$

$$R_p = \frac{1}{2} (\theta_4 - \theta_5)$$

Où : θ_4 et θ_5 sont les rotations des deux pignons .
 E_p et R_p sont respectivement le pliage et le pivotement de la pince .

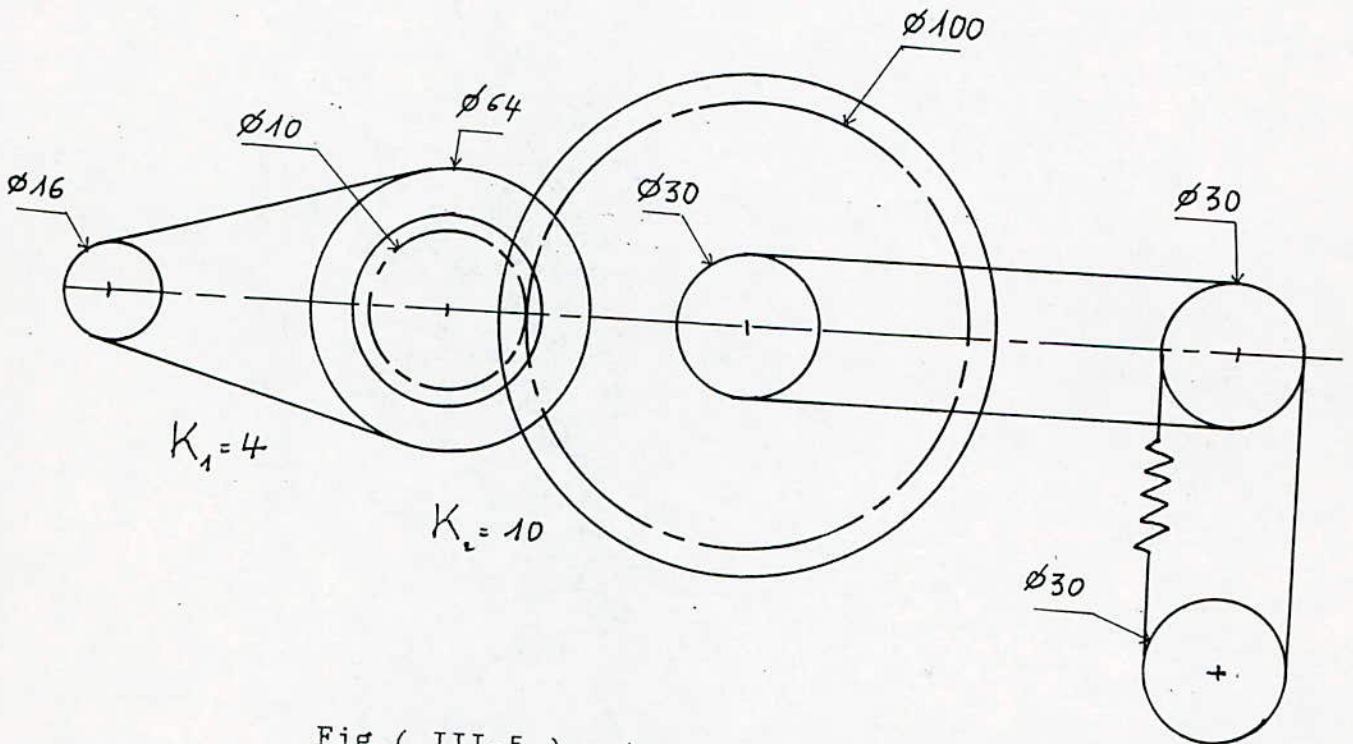


Fig.(III-5) : transmission desdegrés 4 et 5

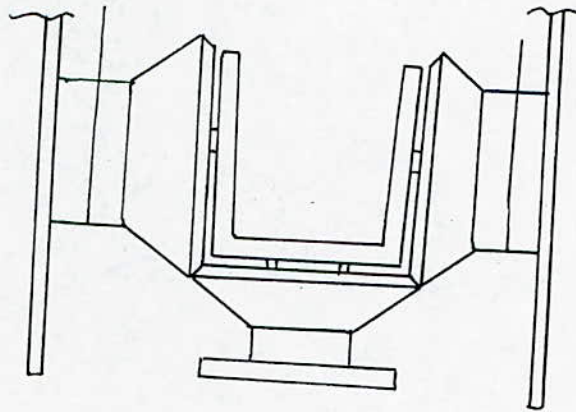
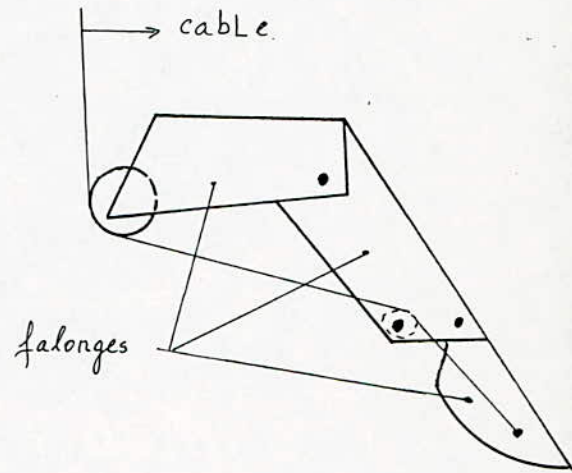
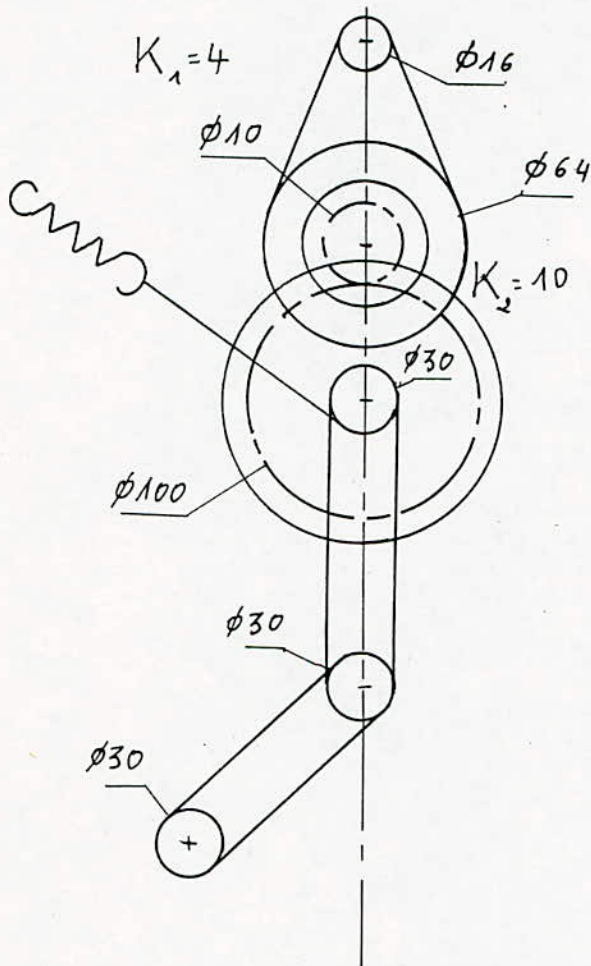


Fig.(III-6) : genouillère

2-Conception de pince :

La main dotée de trois doigts ayant des extrémités en caoutchouc permet d'exercer un effort de préhension en fermeture pour manipuler les objets . Les trois doigts se déplacent vers l'axe de leurs symétrie par l'intermédiaire de trois câbles inextensibles liés à une poulie dont l'axe est libre . La fermeture s'effectue grâce à la rotation de la deuxième falange autour de son axe de 45° , puis la rotation de la troisième falange par rapport à la deuxième de 45° maximum . L'ouverture s'effectue par la rotation du moteur en sens inverse du cas précédent et par l'effet de rappel des ressorts au niveau des deux falanges de chaque doigt .



(a) : transmission du degré 6

(b) : Le doigt

Fig.(III-7)

III.2- NOTICE DE CALCUL

III.2.1- Choix des moteurs

Les actionneurs utilisés pour actionner les différents axes sont des moteurs pas à pas .

un moteur pas à pas est transducteur permettant une conversion d'énergie et d'information de caractère électromécanique . Les moteurs pas à pas sont principalement de trois types :

- Moteur réluctant .
- Moteur à aimant permanent .
- Moteur hybride .

Un moteur pas à pas doit être synchrone afin de satisfaire les impératifs d'une conversion d'information fiable . En d'autres termes à toute impulsion d'alimentation doit correspondre une avance élémentaire (rotation ou translation) constante , dite pas . Un nombre déterminé d'impulsion entraîne un nombre correspondant de pas . De plus , la succession d'impulsion à une fréquence déterminée permet d'imposer une vitesse de rotation (ou de translation) pratiquement constante .

C'est le contrôle de ces deux fonctions - position et vitesses - qui permet d'assurer une conversion d'information .

* Caractéristiques statiques du moteur pas à pas

Ils sont liés à la constitution mécanique et électrique du moteur .

- Pas angulaire : c'est la valeur de l'angle de rotation effectuée par le moteur sous l'action d'une impulsion du courant . En définitive souvent les moteurs par le nombre de pas par tour .
- Couple moteur : avec décalage angulaire naît un couple croissant ce couple passe par une valeur maximale désignée sous le nom de couple statique .
- Couple de détante : le couple maximal qui peut être appliqué sur l'arbre non alimenté sans qu'il y ait rotation d'un pas .

Les moteurs qui entraînent les axes sont déterminés comme suit :

1-Le serrage :

Nous déterminons l'effort de serrage nécessaire pour que la charge prise ne puisse pas glisser .

La charge est de masse $m = 0,4 \text{ Kg}$

la condition de non glissement :

$$P \leq 3 t \quad \Rightarrow \quad t \geq \frac{P}{3}$$

avec $t = f N_s$

$$\text{d'où } N_s \geq \frac{P}{3f}$$

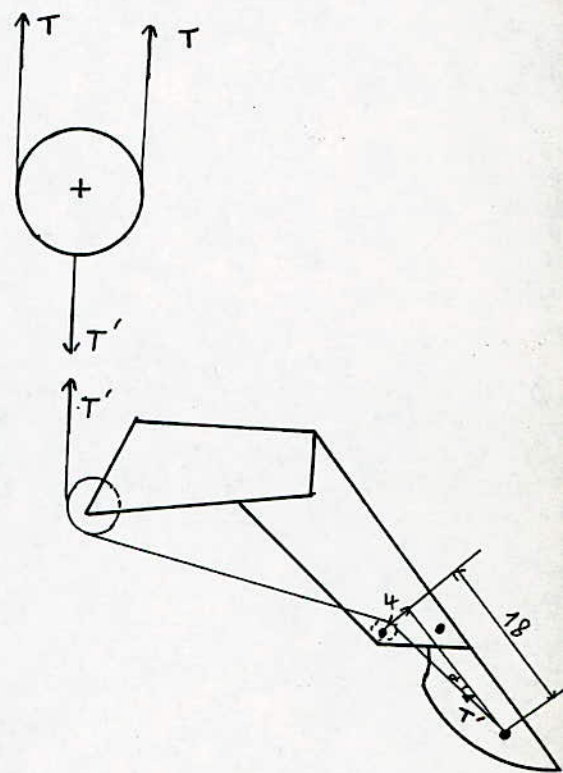
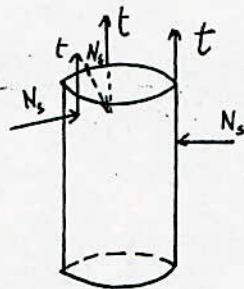


Fig.(III-8)

N_s et t : les composantes de la force de serrage dûe au moteur M_o
 $f = 0,08$: coefficient du frottement

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

$$\text{d'où } N_s \geq 16,67 \text{ N}$$

- Déterminons la tension du câble créée par le moteur

Pour le cas le plus défavorable on a :

$$\sin \alpha = 0,22$$

$$T' \sin \alpha = N_s$$

$$3T' = 2 T$$

$$T = \frac{2K C_m}{d}$$

$$C_m = \frac{3N_s d}{4K \sin \alpha}$$

$d = 30 \text{ mm}$: diamètre de la poulie

$K = 40$ rapport de réduction

$N_s \geq 16,67 \text{ N}$ alors $C_m \geq 42,63 \text{ mm.N}$

On choisit un moteur ayant les caractéristiques suivantes , [2]

- Couple de maintien : $C_m = 60 \text{ mm.N}$
- Couple de détente : $C_d = 15 \text{ mm.N}$
- Inertie du rotor : $J_{\text{rot}} = 15 \cdot 10^{-7} \text{ Kg.m}^2$
- Masse du moteur : $M = 260 \text{ g}$
- Puissance absorbé par le moteur : $P = 4,3 \text{ W}$

2-Pliage et pivotement

On se propose de réaliser une pince dont la vitesse maximale α est de 0,15 tr/s en un temps d'accélération maximum d'une seconde (1 s)

avec :

$K = 40$: Rapport de réduction

$P = 5,4 \text{ N}$: Poids de l'ensemble
pince et charge

$l = 90 \text{ mm}$

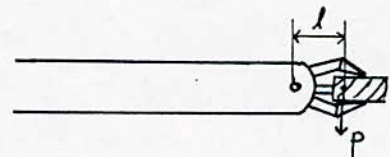


Fig.(III-9)

- La vitesse du moteur

$$N = \alpha K = 6 \text{ tr/s}$$

$$\dot{\theta} = 2 \pi N = 37,7 \text{ rd/s}$$

- l'accélération angulaire

$$\ddot{\theta} = \frac{\dot{\theta}}{t} = 37,7 \text{ rd/s}^2$$

- Calcul de l'inertie du poids ramenée sur l'axe de rotation

$$J_{ch} = m l^2 = 0,0044 \text{ Kg.m}^2$$

- L'inertie ramenée à l'axe du moteur :

$$C_{ch} = J_{ch} \ddot{\theta} = J_{ch} \frac{C_m}{K}$$

$$C_m = \frac{C_{ch}}{K}$$

$$\text{d'où } J = \frac{J_{ch}}{K^2}$$

J : l'inertie de la charge ramenée à l'axe du moteur

J_{ch} : l'inertie de la charge par rapport à l'axe de rotation

(A-N)

$$J = 273,4 \cdot 10^{-7} \text{ Kg.m}^2$$

- calcul de l'inertie propre du réducteur ramenée à l'axe du moteur J_{red} :

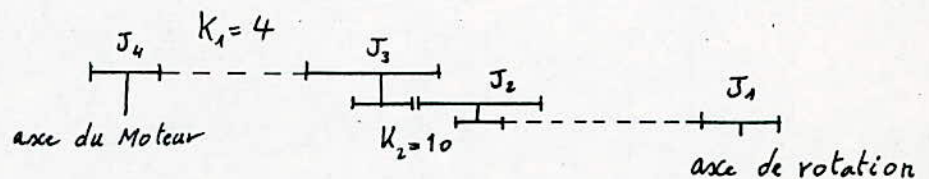


Fig. (III-10)

Inertie de poulie par rapport à son axe :

$$J_1 = 0,5.m_1.r_1^2$$

$$J_1 = 0,41.10^{-6} \text{ Kg.m}^2$$

Inertie de l'ensemble engrenage ($D_1 = 100 \text{ mm}$) et poulie :

$$J_2 = 0,5.m_2.r_2^2 + 0,5.m_2'.r_2'^2$$

$$J_2 = 69,99.10^{-6} \text{ Kg.m}^2$$

Inertie de l'ensemble engrenage ($D_1 = 100 \text{ mm}$) et roue 40 MXL :

$$J_3 = 0,5.m_3.r_3^2 + 0,5.m_3'.r_3'^2$$

$$J_3 = 18,06.10^{-6} \text{ Kg.m}^2$$

Inertie de la roue 10MXL par rapport à son axe :

$$J_4 = 0,5.m_4.r_4^2$$

$$J_4 = 7,01.10^{-6} \text{ Kg.m}^2$$

$$J_{\text{red}} = \frac{(J_1 + J_2) / K_2^2 + J_3}{K_1^2} + J_4$$

$$J_{\text{red}} = 12,43.10^{-7} \text{ Kg.m}^2$$

L'inertie du rotor (ou inertie rotorique du moteur)

$$J_{\text{rot}} = 15.10^{-7} \text{ Kg.m}^2$$

Le couple nécessaire pour vaincre l'inertie totale s'écrit :

$$C_a = J_{\text{rot}}.\ddot{\theta} = (J + J_{\text{red}} + J_{\text{rot}}) \ddot{\theta}$$

$$C_a = 0,00021 \text{ m.N}$$

Le couple nécessaire pour vaincre l'effort p :

$$C_p = \frac{p \cdot l}{K}$$

$$C_p = 0,0122 \text{ m.N}$$

Nous en déduisons le couple total à fournir par le moteur :

$$C_t = C_a + C_p$$

$$C_t = 0,0124 \text{ m.N}$$

Calcul du couple " C_o " dû au poids de la pince lorsque le moteur n'est pas alimenté (sans courant) :

$$p_o = 1,4 \quad : \text{ poids propre de la pince sans charge .}$$

$$k = 40$$

$$l = 0,09 \text{ m}$$

$$\text{Or ; } C_o = \frac{p_o \cdot l}{K} \quad C_o = 3,15 \cdot 10^3 \text{ m.N}$$

On choisit le même moteur que celui utilisé pour le serrage car il satisfait les conditions suivantes :

$$C_t \leq C_m \quad \text{et} \quad C_o \leq C_d$$

Par la même procédure on détermine le reste des moteurs , nous résumons les résultats dans le tableau suivant :

Tableau (III-3) :

Axes	α tr/s	t s	θ' s^{-1}	θ'' s^{-2}	C_t m.N	C_o 10^{-3} mN
4 et 5	0,15	1	37,7	37,7	0,0124	3,21
3	0,1	1,5	49,32	32,88	0,0390	14,00
2	0,07	1,5	34,53	23,02	0,0651	28,00
1	0,05	1	12,57	238,29	0,0030	/

Un même type de moteur est utilisé pour les axes 1 , 3 , 4 , 5 et 6 ; pour l'axe 2 le moteur utilisé à pour caractéristiques [2] :

- Couple de maintien : $C_h = 180 \text{ m.N}$
- Couple de détente : $C_d = 30 \text{ m.N}$
- Inertie du rotor : $j_{rot} = 60 \cdot 10^{-6} \text{ Kg.m}^2$
- Masse du moteur : $M = 330 \text{ g}$
- Puissance absorbée par le moteur : $P = 14,5 \text{ W}$

III.2.2- DIMENSIONNEMENT

A-Calcul des éléments

1-Calcul de l'avant bras :

l'élément de l'avant bras est assimilé à une poutre , de section rectangulaire creuse , encastree libre sollicitée à la flexion simple sous l'action de plusieurs charges sur sa propre longueur .

Soient :

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

$$b = 50 \text{ mm}$$

$$e = 1 \text{ mm}$$

$$l_2 = 380 \text{ mm}$$

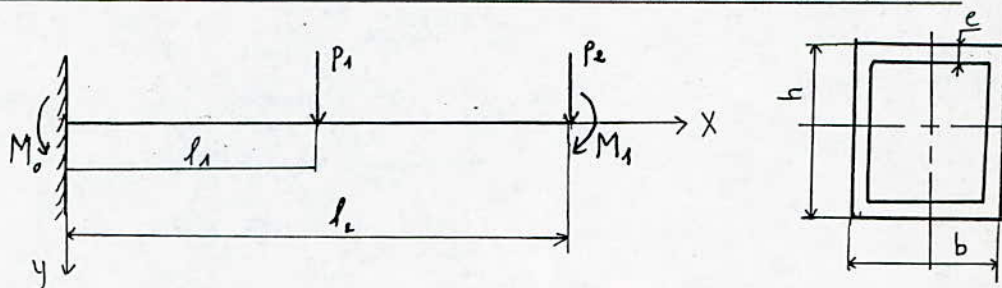


Fig.(III-11)

Les efforts et les mouvements agissant sur cet élèment sont :

$$p_1 = 2,38 \text{ N} : \text{ poids propre de l'élèment}$$

$$p_2 = 5,4 \text{ N} : \text{ poids de l'ensemble, pince, poignet et charge prise}$$

$$M_1 = 486 \text{ mm.N} : \text{ moment dû à l'effet du poids de la pince et de la charge.}$$

Le moment d'encastrement est égal au moment maximal ;

$$M_o = M_1 + p_1 \cdot l_1 + p_2 \cdot L_2$$

$$M_o = 2990,2 \text{ mm.N}$$

La contrainte de flexion ;

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}^f}{W(x)}$$

$$W(x) = \frac{I_z}{V} = \frac{2 \cdot I_z}{h} : \text{ module d'élasticité}$$

$$I_z = \frac{b \cdot h^3}{12} - \frac{(b - e)(h - e)^3}{12}$$

$$I_z = 119552 \text{ mm}^4$$

$$W(x) = 3985,03 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{\max} = 0,75 \text{ N / mm}^2$$

L'avant bras est en alliage d'Aluminium, le duralumin A-UAG, dont la résistance pratique vaut : $R_p = 240 \text{ N / mm}^2$.

$\sigma_{\max} < R_p$; Notre pièce paraît trop largement résistante car on désire obtenir une flèche minimale.

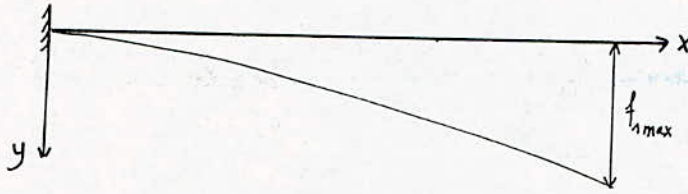


Fig.(III-12)

La flèche s'écrit :

$$f_{\max} = \frac{1}{6.EI} (2.P_2.l_2^3 + 3.M_2.l_2^2 + p_1.l_1^2 (3.l_2 - l_1))$$

$$E = 7500 \text{ N / mm}^2$$

$$f_{1\max} = 1,645 \cdot 10^{-2} \text{ mm}$$

2- Calcul du bras :

Le bras est assimilé à une poutre encastrée libre soumise à des charges de flexion ;

$$h = 80 \text{ mm}$$

$$b = 70 \text{ mm}$$

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

$$L_2 = 210$$

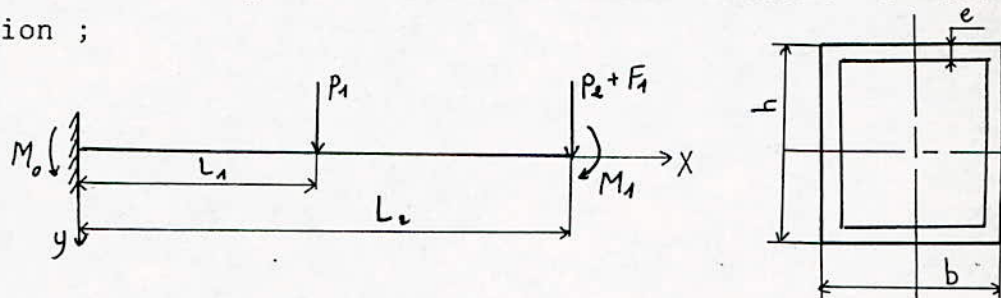


Fig.(III-13)

Les efforts agissant sur cet élément étant :

$$p_1 = 8,18 \text{ N} \quad : \text{ poids de l'ensemble avant bras , charge et pince ;}$$

$$p_2 = 2,69 \text{ N} \quad : \text{ poids propre de l'élément ;}$$

$$F_1 = 960 \text{ N} \quad : \text{ l'action de l'axe du coude sur le bras ;}$$

$$M_1 = 3121,8 \text{ mm.N} \quad : \text{ le moment dû au poids de l'ensemble avant bras , charge et pince .}$$

Le moment d'encastrement ;

$$M_0 = 206722,05 \text{ mm.N}$$

la contrainte de flexion ;

$$I_z = 437690,75 \text{ mm}^4$$

$$W(x) = 10942,27 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{\max} = 18,89 \text{ N / mm}^2$$

Le bras étant en A-UAG , $\sigma_{\max} < R_p$.

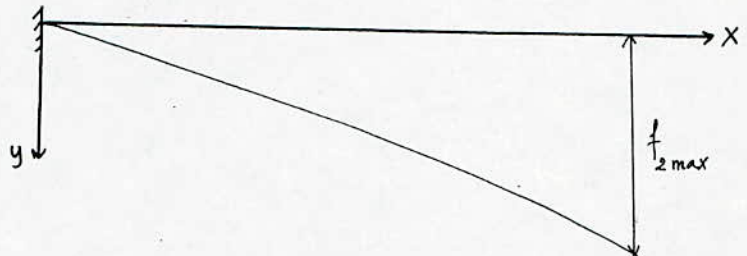


Fig.(III-14)

La flèche ;

$$f_{2\max} = 0,932 \cdot 10^{-1} \text{ mm}$$

La flèche maximale atteinte dans le cas d'alignement des deux éléments ;

$$f_{\max} = f_{1\max} + f_{2\max}$$

$$f_{\max} = 0,11 \text{ mm}$$

3- Calcul du tronc :

Du fait de la symétrie du tronc , on vérifiera seulement un côté de celui ci . Il est sollicité à la compression :

- Vérification du flambement :

$$P_{cr} = \frac{\pi \cdot E \cdot I}{\alpha \cdot l^2}$$

$\alpha = 4$: coefficient de sécurité .

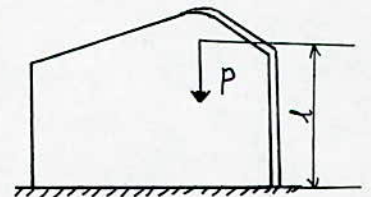


Fig.(III-15)

$$l = 115 \text{ mm}$$

$$E = 75000 \text{ N/mm}^2$$

$$I = 240 \text{ mm}^4$$

$$P_{cr} = 3358,27 \text{ N}$$

$$P = p_1 + p_2 + p_3 = 14,9 \text{ N}$$

} $\Rightarrow P \leq P_{cr}$ donc le tronc résiste au flambement

B - Calcul d'engrenages :

Les engrenages à roues cylindriques à denture droite sont fréquemment utilisés car ils sont simples à fabriquer et à contrôler .
Les engrenages utilisés ont les caractéristiques suivantes :

Tableau (III-4)

Caracteristiques		pignon (mm)	roue (mm)
Module	m	1	1
pas	P	3,14	3,14
creux	hf	1,25	1,25
hauteur de la dent	h	2,25	2,25
saillie	ha	1,25	1,25
diamètre primitif	D	10	100
nombre de dents	Z	10	100
diamètre de la tête	Da	12	102
diamètre de pied	Df	7,5	97,5
largeur de denture	b	16,5	6,5
facteur de largeur de la dent	k	16,5	6,5
l'épaisseur de la dent au primitif	s	1,57	1,57
l'épaisseur de la dent au pied	s _b	1,3	2,99

- Vérification dynamique .

Pour le calcul , les hypothèses de base sont les suivantes :

1°)- Il n'ya qu'un seul couple de dents en contact.

2°)- La force normale F_n est appliquée au sommet de la dent et a deux composantes rectangulaires :

a)- $F_n \cdot \sin\alpha$: provoque la fléxion de la dent

b)- $F_n \cdot \cos\alpha$: provoque la compression de la dent

Où ; $\alpha = 20^\circ$: angle de pression

la contrainte de flexion provoqué par la force $F_n \cdot \cos \alpha$ dans la section dangereuse est :

$$\sigma_f = \frac{F_n \cdot \cos \alpha \cdot h}{I/V} = \frac{6 \cdot F_n \cdot \cos \alpha \cdot h}{b \cdot a^2}$$

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha}$$

$$\sigma_f = \frac{6 \cdot F_t \cdot h}{b \cdot a^2}$$

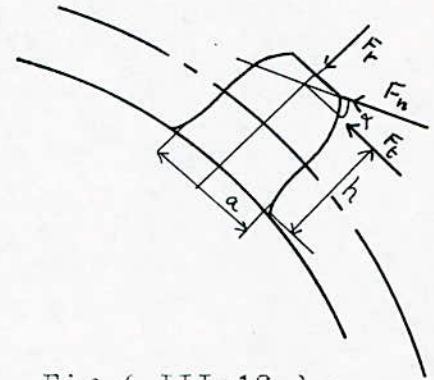


Fig. (III-16)

La composante $F_n \cdot \sin \alpha$ provoque la contrainte de compression

$$\sigma_c = \frac{F_n \cdot \sin \alpha}{a \cdot b} = \frac{F_t}{a \cdot b} \operatorname{tg} \alpha$$

La contrainte totale s'écrit :

$$\sigma_t = \frac{F_t}{b \cdot m} \left(\frac{m \cdot \operatorname{tg} \alpha}{a} + \frac{6 \cdot h \cdot m}{a^2} \right) = \frac{F_t \cdot Y_f}{b \cdot m}$$

$$\sigma_{t \max} = \frac{F_t}{b \cdot m} Y_f \cdot Y_s \cdot Y_v \cdot Y_\varepsilon$$

Avec : Y_f : facteur de forme .
 Y_s : facteur de service .
 Y_v : facteur de charge dynamique .
 Y_ε : facteur de conduite .

$Y_\varepsilon = 1$ la force normale supposée appliquée au sommet de la dent .

$Y_s = 1$ l'organe actionneur est un moteur électrique et les organes récepteurs sont de faibles masses .

$$Y_f = \begin{cases} 8,27 & \text{pour le pignon} \\ 1,63 & \text{pour la roue} \end{cases}$$

Tableau (III-5)

////////////////////		F _t (N)	V (m/s)	Y _v	Y _f	σ _{tmax} (N/mm ²)	b (mm)
Réducteur 1,4,5et6	P	48	0,69	1,16	8,27	27,90	16,5
	R				1,63		
Réducteur 2	P	282,6	0,81	1,11	8,27	157,22	16,5
	R				1,63		
Réducteur 3	P	94,2	0,88	1,13	8,27	53,35	16,5
	R				1,63		

Avec : P : pignon .
R : roue .

- Pression superficielle :

L'instant le plus dangereux est celui où les ^{dents} sont en prise à l'endroit du diamètre primitif .

$$\sigma_{Hmax} = \sqrt{\frac{0,7 \cdot E_c}{\sin \alpha}} \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d} \left(1 + \frac{1}{i}\right) \cdot Y_s \cdot Y_v}$$

$$E_c = 2 \cdot \frac{E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$$

$$i = \frac{D_2}{D_1}$$

$$Y_s = 1$$

$$Y_v = \frac{1}{K_v}$$

Tableau(III-6)

//////////		$E_c(N/mm^2)$	$\sigma_{Hmax} N/mm^2$	D (mm)	b (mm)
Réducteur 1,4,5et6	P	5419,35	43,26	10	16,5
	R		21,8	100	6,5
Réducteur 2	P	73288,59	391,47	10	16,5
	R		197	100	6,5
Réducteur 3	P	5419,35	66,51	10	16,5
	R		33,51	100	6,5

N.B : - Le matériau de construction des pignons est le Bronze phosphorique de $R_p = 200 N/mm^2$ et de $R = 400 N/mm^2$.
 - Les roues sont en polyamide (PA6-6) de $R_p = 40 N/mm^2$;
 sauf celles du réducteur 2 , qui sont en AlCu4SiMg de $R_p = 150 N/mm^2$ et de $R = 450 N/mm^2$

C - Calcul des axes d'articulation

1- Vérification de l'axe du poingt : il est sollicité à la flexion simple

$$l_1 = 4 \text{ mm}$$

$$l_2 = 11 \text{ mm}$$

$$l_3 = 25 \text{ mm}$$

$$p = 5,4 \text{ N} : \text{ poids de la pince plus la charge}$$

$$F_r = F_t \frac{\sin\alpha \cdot \cos\alpha}{\cos\alpha} : \text{ force radiale due à l'action de l'engrenage conique sur l'axe}$$

$$F_t = \frac{2 \cdot C_4}{D}$$

$D_1 = 36 \text{ mm}$: diamètre primitif de l'engrenage

$C_4 = 2400 \text{ mm.N}$: le couple transmit par l'engrenage

$$F_t = 133,33 \text{ N}$$

$\alpha = 20^\circ$: angle de pression , $\delta = 45^\circ$: angle primitif .

$$F_r = 34,32 \text{ N}$$

$$F_4 = \frac{2.C_4}{D_2} : \text{l'action du câble sur l'axe .}$$

$D_2 = 30 \text{ mm}$: diamètre de la poulie

$$F_4 = 160 \text{ N}$$

$$F_a = F_t \frac{\sin\alpha \cdot \sin\delta}{\cos\alpha} : \text{force axiale due à l'action de l'engrenage conique sur l'axe}$$

$F_a = 34,32 \text{ N}$: force axiale due à l'action de l'engrenage conique sur l'axe

Le moment de flexion : $M_f = 1085,02 \text{ mm.N}$

$$\sigma_{\max} = \frac{M_f}{I/V} + \frac{F_a}{s}$$

$$I = \frac{\pi.D^4}{64} - \frac{\pi.d^4}{64} \quad V = D/2$$

$D = 10 \text{ mm}$ diamètre extérieur de l'axe

$d = 7 \text{ mm}$ diamètre intérieur de l'axe

$$I = 373,02 \text{ mm}^4$$

$$s = 40,05 \text{ mm}^2$$

$$\text{d'où } \sigma_{\max} = 15,40 \text{ N/mm}^2$$

L'axe est en acier A33 , sa résistance pratique $R_p = 175 \text{ N/mm}^2$

$$\sigma_{\max} < R_p$$

Remarque:

Les forces centrifuges dues à la vitesse de rotation sont négligeables , $F_c < 0,4 \text{ N}$, on combinant tous les mouvements .

2- Vérification de l'axe du coude :

$p = 8.9 \text{ N}$: poids de l'ensemble pince , charge avant bras et poulies .

$$F_i = \frac{2.C_i}{D_i} : \text{l'action de la } i^{\text{me}} \text{ poulie de diamètre } D_i \text{ sur l'axe .}$$

C_i : couple du moteur M_i

$F_3 = 188,4 \text{ N}$: action de la poulie

$F_4 = F_5 = 320 \text{ N}$: action des poulies

$F_{\sigma 1} = F_{\sigma 2} = 160 \text{ N}$ action des poulies

$l_3 = 8 \text{ mm}$

$l_4 = 65 \text{ mm}$

$l_5 = 16 \text{ mm}$

$l_{\sigma 1} = 29 \text{ mm}$

$l_{\sigma 2} = 40 \text{ mm}$

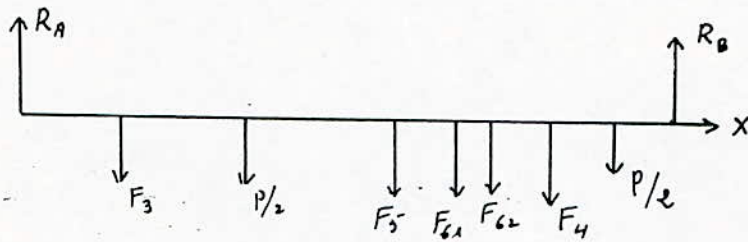


Fig.(III-17)

$$R_b = \frac{\sum F_i \cdot l_i}{l}$$

$$R_b = 526,24 \text{ N}$$

La section dangereuse a pour abscisse $x = 40 \text{ mm}$.

$$Mf_{\max} = 10340,66 \text{ mm.N}$$

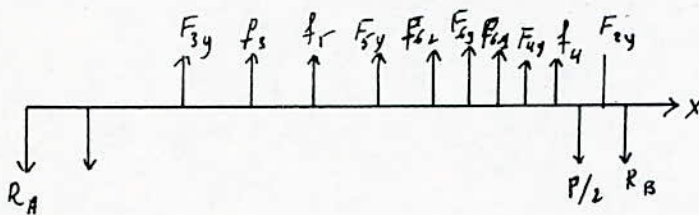
$$\sigma_{\max} = 487,63 \text{ N / mm}^2$$

L'axe est en acier , le XC48 , trempé dans l'huile à 840°c et revenu à 600°c , $R_p = 520 \text{ N / mm}^2$, $\sigma_{\max} < R_p$

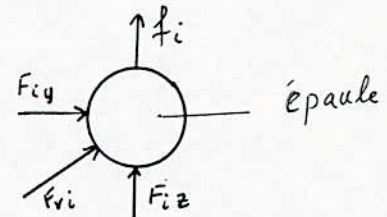
3- Vérification de l'axe de l'épaulement :

Il est sollicité essentiellement à la flexion .

- Dans le plan oxy



(a)



(b)

Fig.(III-18)

$p = 14,6 \text{ N}$: l'action du poids de l'ensemble bras ,avant bras
roues .

$$F_{iy} = F_{ri} \cos \alpha \quad i = 2-6$$

F_{ri} : force radiale due à l'action des roues sur l'axe

$$\alpha = 45^\circ$$

$$F_{2y} = 72,73 \text{ N}$$

$$F_{4y} = F_{5y} = F_{6y} = 12,34 \text{ N}$$

$$F_{3y} = 24,78 \text{ N}$$

$$f_4 = 160 \text{ N}$$

$$f_9 = 188,4 \text{ N}$$

$$f_5 = f_{\sigma 1} = f_{\sigma 2} = 160 \text{ N}$$

$$L_2 = 85 \text{ mm}$$

$$L_4 = 65 \text{ mm} ; L_5 = 36 \text{ mm}$$

$$L_6 = 46 \text{ mm}$$

$$L_3 = 17 \text{ mm}$$

$$l_4 = 70 \text{ mm}$$

$$l_3 = 22 \text{ mm}$$

$$l_5 = 31 \text{ mm} ; l_{\sigma 1} = 52 \text{ mm}$$

$$l_{\sigma 2} = 41 \text{ mm}$$

La réaction R_b est :

$$R_b = 500,12 \text{ N}$$

La section dangereuse à pour abscisse $x = 52 \text{ mm}$.

$$M_{fx_{\max}} = 15523,10 \text{ mm.N}$$

- Dans le plan oxz :

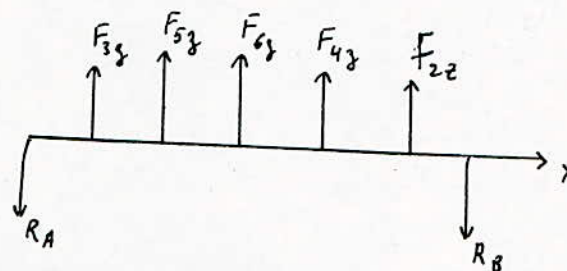


Fig.(III-19)

$$F_{iz} = F_{ri} \sin \alpha \quad i = 2-6$$

$$\alpha = 45^\circ$$

$$F_{iz} = F_{iy}$$

$$i = 2-6$$

$$R_b = 92,32 \text{ N}$$

$x = 52 \text{ mm}$ est l'abscisse de la section dangereuse .

$$M_{fy_{\max}} = 1343,93 \text{ mm.N}$$

Le moment resultant maximal s'écrit :

$$Mf_{\max} = (Mf_{x_{\max}} + Mf_{y_{\max}})^{1/2}$$

$$Mf_{\max} = 15581,17 \text{ mm.N}$$

La contrainte maximale :

$$\sigma_{\max} = \frac{32.Mf_{\max}}{\pi.d^3}$$

Choisissant un axe de diamètre $d = 8 \text{ mm}$, alors :

$$\sigma_{\max} = 297,74 \text{ N / mm}^2$$

L'axe est en acier , le XC25 trempé dans l'eau à 860°C et revenu à 600°C , $R_p = 365 \text{ N / mm}^2$ $\sigma_{\max} < R_p$.

4 - Vérification de l'axe de rotation des poulies dentées:

- Dans le plan oxy :

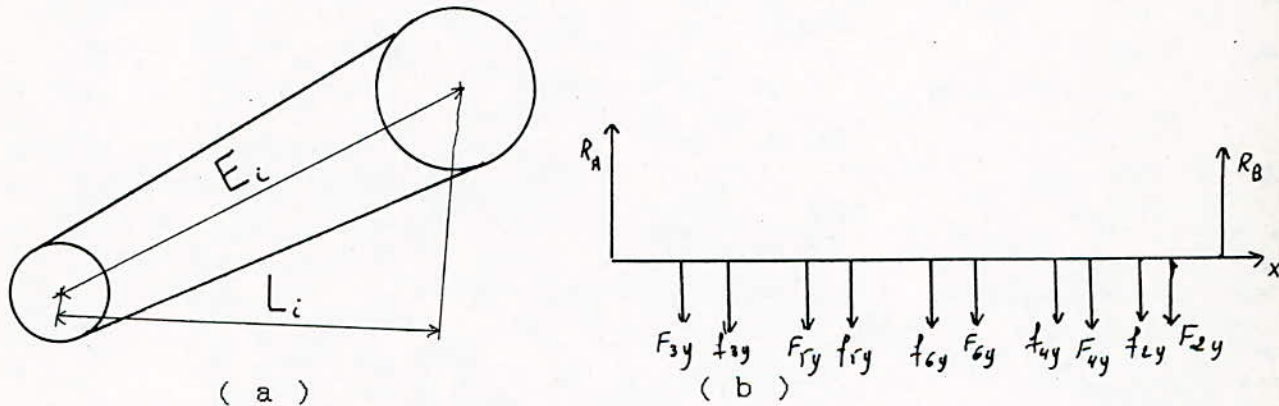


Fig. (III)

$F_{iy} = \frac{2.C_i}{D_i} \cos\theta_i$, $i = 2-6$: l'action de la $i^{\text{é}m}$ poulie dentée de diamètre D_i

$$\sin\theta_i = L_i / E_i$$

R	2	3	4 et 5	6
Li(mm)	182,02	182,02	109,61	183,04

$$F_{2y} = 9,63 \text{ N}$$

$$L_{21} = 95 \text{ mm}$$

$$F_{3y} = 3,19 \text{ N}$$

$$L_{31} = 5 \text{ mm}$$

$$F_{4y} = F_{5y} = 3,27 \text{ N}$$

$$L_{41} = 74 \text{ mm} ; L_{51} = 24 \text{ mm}$$

$$F_{\sigma y} = 1,81 \text{ N}$$

$$L_{\sigma 1} = 55 \text{ mm}$$

$$f_{iy} = F_{ri} \cdot \cos \alpha \quad i = 2-6, \quad \alpha = 45^\circ$$

$$f_{2y} = 72,73 \text{ N}$$

$$l_2 = 85 \text{ mm}$$

$$f_{3y} = 24,78 \text{ mm}$$

$$l_3 = 15 \text{ mm}$$

$$f_{4y} = f_{5y} = f_{\sigma y} = 12,34 \text{ N}$$

$$l_4 = 65 \text{ mm}, \quad l_5 = 35 \text{ mm}$$

$$l_\sigma = 45 \text{ mm}$$

$$R_b = 110,23 \text{ N}$$

$x = 55 \text{ mm}$ est l'abscisse de la section dangereuse .

$$Mf_{z \max} = 1667,63 \text{ mm.N}$$

- Dans le plan oxz :

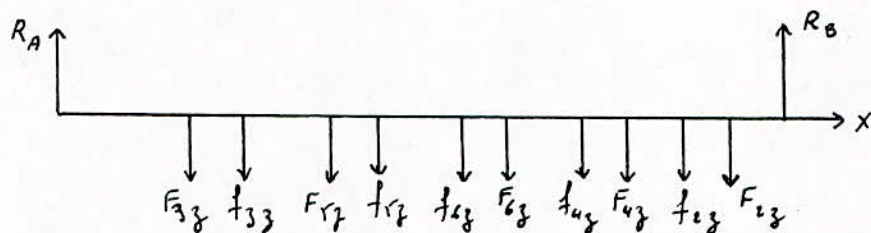


Fig. (III-20)

$$F_{iz} = \frac{2 \cdot C_i}{D_i} \quad i = 2-6$$

$$F_{2z} = 38,62 \text{ N}$$

$$F_{3z} = 12,87 \text{ N}$$

$$F_{4z} = F_{5z} = 6,75 \text{ N}$$

$$F_{\sigma z} = 7,28 \text{ N}$$

$$f_{iz} = F_{ri} \cdot \sin \alpha \quad f_{iz} = f_{iy}, \quad i = 2-6$$

$$R_b = 141,43 \text{ N}$$

$x = 55 \text{ mm}$ est l'abscisse de la section dangereuse .

$$M_{fy_{\max}} = 1794,40 \text{ mm.N}$$

$$M_{f_{\max}} = 2449,67 \text{ mm.N}$$

$$\sigma_{\max} = 199,62 \text{ N / mm}^2 \quad , \text{ pour } d = 5 \text{ mm} .$$

L'axe est en acier , le A50 , $Re = 295 \text{ N / mm}^2$ d'où : $\sigma_{\max} < Re$

5 - Vérification de l'axe d'articulation de la base :
Cet axe est sollicité à la flexion et la compression (flexion composée) .

$N = 32 \text{ N}$: le poids de la structure .

$M_f = 6310,58 \text{ mm.N}$: le moment des différentes charges .

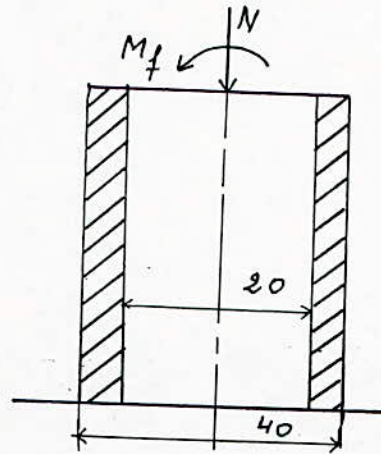


Fig.(III-21)

$S = 3769,91 \text{ mm}$: section de l'axe

$I = 117809,72 \text{ mm}^4$

$V = 20 \text{ mm}$

$\sigma = 1,1 \text{ N / mm}^2 < 20 \text{ N / mm}^2$. (aluminum , A199,5 avec recuit)

6 - Vis de fixation du bati sur l'axe :

Les quatres vis sont soumit a une traction , donc le noyau de la vis subi une traction .

$d = 4 \text{ mm}$: diamètre nominal de la vis .

$\sigma = 4,23 \text{ N} / \text{mm}^2$, pour $d' = 0,8.d$: diamètre au fond du filet

L'axe est en alliage d'aluminium , le A-G4 , dont la résistance élastique vaut $Re = 9,5 \text{ N} / \text{mm}^2$.

$$\sigma < Re$$

7 -Vis de fixation de l'engrenage sur le tronç :

$$M_t = 2400 \text{ mm.N}$$

Les quatre vis sont soumis à un cisaillement .

$$\tau_{\max} = \frac{16.M_t}{\pi.d^3.0,8^3}$$

Soit un vis de diamètre $d = 4 \text{ mm}$, en alliage d'aluminium-cuivre le Al Cu 4 Si Mg ,de résistance élastique $Re = 200 \text{ N} / \text{mm}^2$.

d'où : $\tau_{\max} = 93,25 \text{ N} / \text{mm}^2 < Re$.

D) Calcul des éléments de la pince

1 - Calcul de la génouillère :

Les trois engrenages utilisés sont des engrenages coniques à denture droite qui ont les même caractéristiques , qui sont :

Module	$m = 2 \text{ mm}$
Nombre de dents	$Z_a = Z_b = 18$
Largeur de la dent	$b = 8 \text{ mm}$
diamètre primitif	$D = 36 \text{ mm}$
angle primitif	$\delta = 45^\circ$
saillie	$h_a = 2 \text{ mm}$
creux	$h_f = 2,5 \text{ mm}$
hauteur de la dent	$h = 4,5 \text{ mm}$
diamètre de tête	$D_a = 40 \text{ mm}$
diamètre du pied	$D_f = 31 \text{ mm}$
angle du saillie	$\theta_a = 4,49^\circ$
angle de creux	$\theta_f = 5,61^\circ$
angle de tête	$\delta_a = 49,49^\circ$
angle de pied	$\delta_f = 39,39^\circ$

- Vérification dynamique :

$$F_t = \frac{2.M_t}{d_m} \quad \text{où , } M_t : \text{ couple transmis}$$

$$d_m = 2 (L - 0,5 b) \sin \delta \quad : \text{ diamètre moyen}$$

$$b = 8 \text{ mm}$$

$$\delta = 45^\circ$$

$$L = \frac{d}{2.\sin \delta} = 25,46 \text{ mm}$$

$$d_m = 30,60 \text{ mm}$$

Composante tangentielle :

$$F_t = 156,86 \text{ N}$$

Composante axiale :

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta = 40,37 \text{ N}$$

Composante radiale :

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta = 40,37 \text{ N}$$

- Vérification de la contrainte de flexion :

$$\sigma_{fmax} = \frac{F_t}{b.m} Y_f.Y_\varepsilon.Y_s.Y_v$$

$$m = (1 - 0,5.b/L).m = 1,72 \text{ mm} \quad : \text{ modul moyen}$$

$$Y_s = 1$$

$$Y_f = 2,85$$

$$Y_\varepsilon = 1$$

$$Y_v = 1,02$$

$$\sigma_{fmax} = 33,14 \text{ N / mm}^2 < 40 \text{ N / mm}^2$$

- Vérification de la pression superficielle :

$$\sigma_{Hmax} = \sqrt{\frac{0,7.E_c}{\sin 2\alpha}} \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b.d_{vm}} (1 + i^{-1}).Y_s.Y_v}$$

$$d_{vm} = \frac{d_m}{\cos \delta} = 36,01 \text{ mm} \quad : \text{ diamètre moyen virtuel .}$$

$$E_c = 2800 \text{ N / mm}^2$$

$$i = 1$$

$$\sigma_{Hmax} = 41,15 \text{ N / mm}^2$$

La roue est en polyamide , le PA 6-6 , sa résistance à la rupture

$$R = 80 \text{ N / mm}^2 \quad , \quad \sigma_{Hmax} < R$$

2 - Vérification des différents axes des doigts :

- Axe d'articulation des falonges , 1 par rapport à 2 et de 2 /^t à 3

On choisit des axes pliés de diamètre $D = 3 \text{ mm}$, nous vérifions la résistance au cisaillement .

$$\tau = \frac{p}{2.S} \leq \tau_v$$

$$p = 1,33 \text{ N}$$

$$S = 7,07 \text{ mm}^2$$

$$\tau = 0,095 \text{ N/mm}^2$$

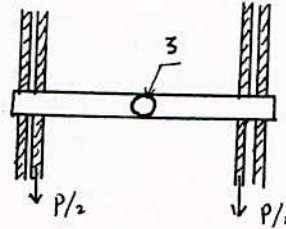


Fig.(III-22)

L'axe est en alliage d'aluminium , le Al99,5 : $\tau_v = 20 \text{ N/mm}^2$

$$\tau \leq \tau_v$$

3 - Calcul des ressorts de torsion des doigts

Les spires du ressort sont soumises à des contraintes de flexion engendrées par la force F appliquée à une distance r de l'axe du ressort .

$$\sigma = K_{i,o} \cdot \frac{Mc}{I}$$

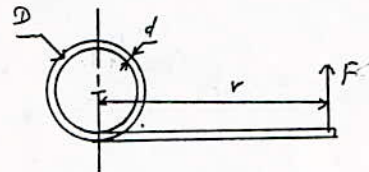


Fig.(III-23)

$K_{i,o}$ est la valeur la plus grande des deux équations suivantes :

$$K_i = \frac{4C^2 - C - 1}{4C.(C - 1)}$$

$$K_o = \frac{4C^2 + C - 1}{4C.(C + 1)}$$

$$C = \frac{D}{d}$$

- Ressort de la falonge 2

$L = 8 \text{ mm}$: longueur du ressort

$D = 10 \text{ mm}$

$d = 2 \text{ mm}$

$N = 4$: nombre d'enroulement

$F = T' . \cos \alpha$

$$T' = 106,67 \text{ N}$$

$$\alpha = 70,89^\circ$$

$$F = 35,27 \text{ N}$$

$$r = 12 \text{ mm}$$

$$K_i = 1,13$$

$$\sigma = 608,94 \text{ N / mm}^2 < 930 \text{ N / mm}^2 \quad (\text{acier 45SCD6})$$

- ressort de la falonge 3

$$L = 6 \text{ mm}$$

$$N = 4$$

$$D = 6 \text{ mm}$$

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

$$F = 24,45 \text{ N}$$

$$K_i = 1,23$$

$$r = 8 \text{ mm}$$

$$\sigma = 726,11 \text{ N / mm}^2 < 930 \text{ N / mm}^2 \quad (\text{acier 45SCD6})$$

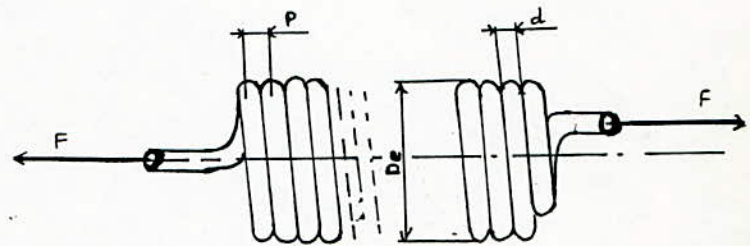
D) - Calcul des ressorts :

Les ressorts choisis travaillent en sollicitation composée, il faut considérer l'effort de torsion et l'effort du cisaillement. La contrainte induite à la fibre intérieure est donnée alors par l'équation :

$$\tau = \frac{C.P}{I} + \frac{F}{S}$$

$$C = \frac{F.D}{2} ; \quad l = \frac{\alpha}{2} ;$$

$$I = \frac{\pi.d^2}{32} ; \quad S = \frac{\pi.d^2}{4}$$



d : diamètre du filet .

D : diamètre moyen du ressort .

Fig.(III-24)

A cause de la sollicitation en fatigue, il faut tenir compte aussi de l'effet de la courbure du fil, l'expression de la contrainte à la fibre intérieure s'écrit alors sous la forme suivante :

$$\tau = k \frac{8F.D}{\pi.d^3}$$

$$K = \frac{4.C-1}{4.C-4} + \frac{0.615}{C} : \text{facteur tenant compte de la sollicitation en fatigue}$$

- Serrage et pliage :

$$\tau_{\max} \leq \tau_v$$

$2 \leq \frac{D}{2.d} \leq 5$; cette relation lie d , diamètre du fil et D ,
diamètre moyen d'enroulement .

Soit : $D = 4.d$

$$F = \frac{C}{r}$$

$$F = 160 \text{ N}$$

$$K = 1,4$$

$$\tau_v = 930 \text{ N/mm}^2 \text{ (acier 45SCD6)}$$

$$\left. \begin{array}{l} K = 1,4 \\ \tau_v = 930 \text{ N/mm}^2 \text{ (acier 45SCD6)} \end{array} \right\} \Rightarrow d \geq 1,57 \text{ mm}$$

Soit $d = 2 \text{ mm}$

$$D_{\text{moy}} = 8 \text{ mm}$$

$$, D_{\text{ext}} = 9 \text{ mm}$$

$$, D_{\text{int}} = 7 \text{ mm}$$

Le ressort aura pour caractéristiques :

$n = 10$: nombre de spires .

$p = 2$: pas .

$$L = p.n - 0,5.d + 2.D_{\text{ext}}$$

$L = 38 \text{ mm}$: longueur libre .

- Calcul des ressorts de tension du bras :

$$F = 188,4 \text{ N}$$

$$\tau_v = 930 \text{ N/mm}^2 \text{ (acier 45SCd6)}$$

$$d \geq 1,7 \text{ mm} \text{ , soit } d = 2 \text{ mm}$$

$$D_{\text{moy}} = 8 \text{ mm}$$

$$, D_{\text{ext}} = 9 \text{ mm}$$

$$, D_{\text{int}} = 7 \text{ mm}$$

Le ressort à pour caractéristiques :

$$n = 14$$

$$p = 2 \text{ mm}$$

$$L = 45 \text{ mm}$$

E) Vérification des câbles

1- Le réducteur 4 , 5 et 6 :

Le câble est soumis à une force de tension $T = 160 \text{ N}$

La contrainte de traction s'écrit : $\sigma = T / S$

$S = 3,14 \text{ mm}^2$: section du câble .

$$\sigma = 50,96 \text{ N / mm}^2$$

2- Le réducteur 3 :

$$T = 132,68 \text{ N}$$

$$S = 3,14 \text{ mm}^2$$

$$\sigma = 42,25 \text{ N / mm}^2$$

Le câble choisit , doit avoir une résistance élastique d'une valeur supérieur à $50,96 \text{ N / mm}^2$.

III.2.3- ETUDE DE STABILITÉ :

Pour compléter l'étude du bras , il faut faire une vérification de stabilité par laquelle on détermine les dimensions de la base :

a) Dans le plan (xoz) :

La longueur de la base est $L_1 = 360 \text{ mm}$

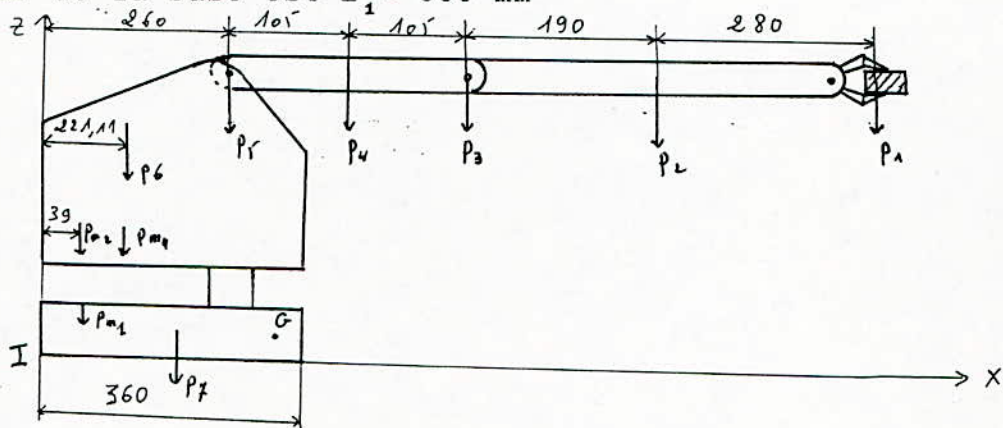


Fig.(III-25)

Les poids propres des éléments :

$$p_1 = 4,5 \text{ N}$$

pince et charge ,

$$p_2 = 2,36 \text{ N}$$

avant bras ,

$$p_3 = 0,3 \text{ N}$$

poulies et axe ,

$$p_4 = 2,39 \text{ N}$$

bras ,

$$p_5 = 5,95 \text{ N}$$

axes , engrenages et poulies ,

$$p_6 = 6,89 \text{ N}$$

tronc ,

$$p_7 = 43,33 \text{ N}$$

batî ,

$$p_{M2} + p_{M6} + p_{M3} = 8,5 \text{ N}$$

moteurs 2 , 3 et 6 ,

$$P_{M4} + P_{M5} = 5,2 \text{ N}$$

$$P_{M1} = 2,6 \text{ N}$$

$$F_x = 11,34 \text{ N}$$

moteurs 4 et 5 ,
 moteur 1 .
 force d'inertie due au mouvement du bras

$$IG_x = \frac{\sum P_i \cdot l_i}{\sum P_i}$$

$$IG_x = 312,01 \text{ mm}$$

$IG_x < L_1$, le bras est stable dans le plan (xoz) .

- Dans le plan (xoy) :

La longueur de la base est donnée : $L_2 = 460 \text{ mm}$

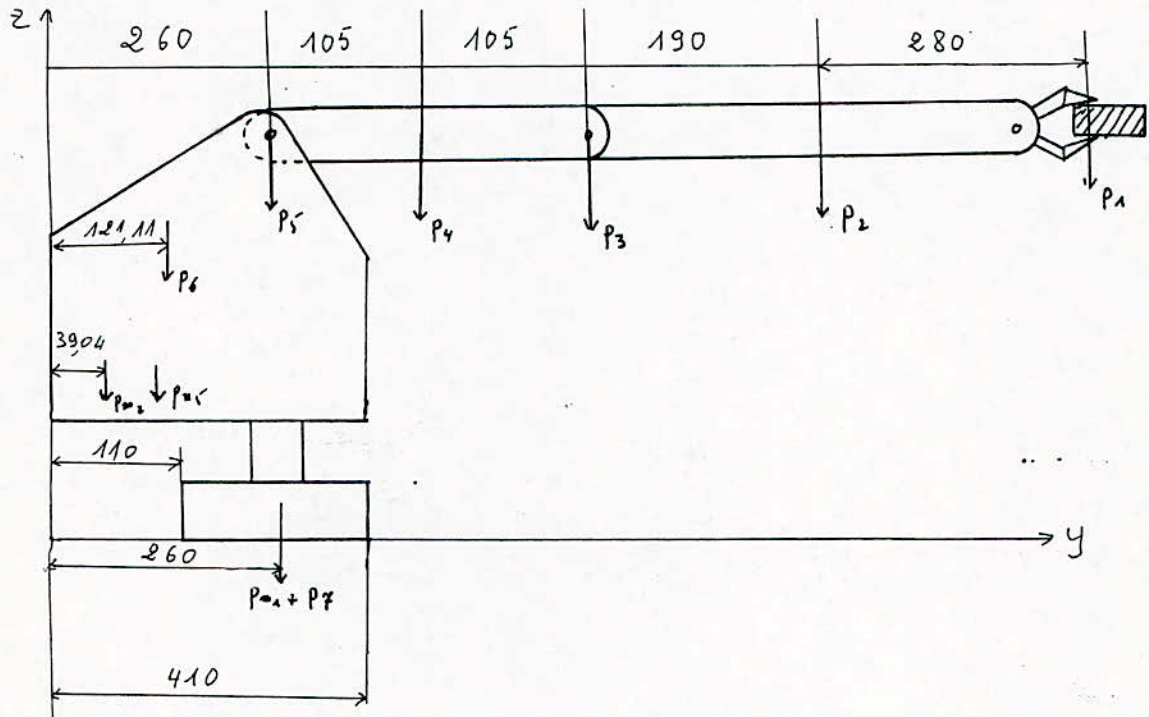


Fig. (III-26)

Par la même formule utilisée ci dessus on obtient :

$$IG_y = 354 \text{ 63 mm}$$

$$IG_y < L_2 \text{ le bras est stable dans le plans (} oyz \text{)}$$

Donc notre bras est stable

Chapitre : IV

ETUDE DU BRAS MANIPULATEUR
" MANUMAXE 10 "

IV.1- PRÉSENTATION DE LA MÉTHODE DE RESOLUTION DU PROBLÈME

Le manipulateur MANUMAX 10 devait satisfaire le cahier de charge suivant :

- . Mouvements réglables entre les valeurs mini et maxi .
- . Efforts donnés établis sous une pression de 6 bars .

Tableau (IV-1)

Elévation	0 _ 150 mm
Translation	0 _ 600 mm
Rotation du corps	0 _ 200°
rotation du bras	0 _ 270°
Longueur maxi du bras	1130 mm
Poids maxi déplacé	10 kg
Pression d'utilisation	5 à 10 bars
Puissance du vérin d'élévation	240 kg
Puissance du vérin de translation	76 kg
Puissance du vérin de serrage pince	117 kg
couple de rotation du corps	1100 cm.kg
couple de rotation du bras	108 cm.kg

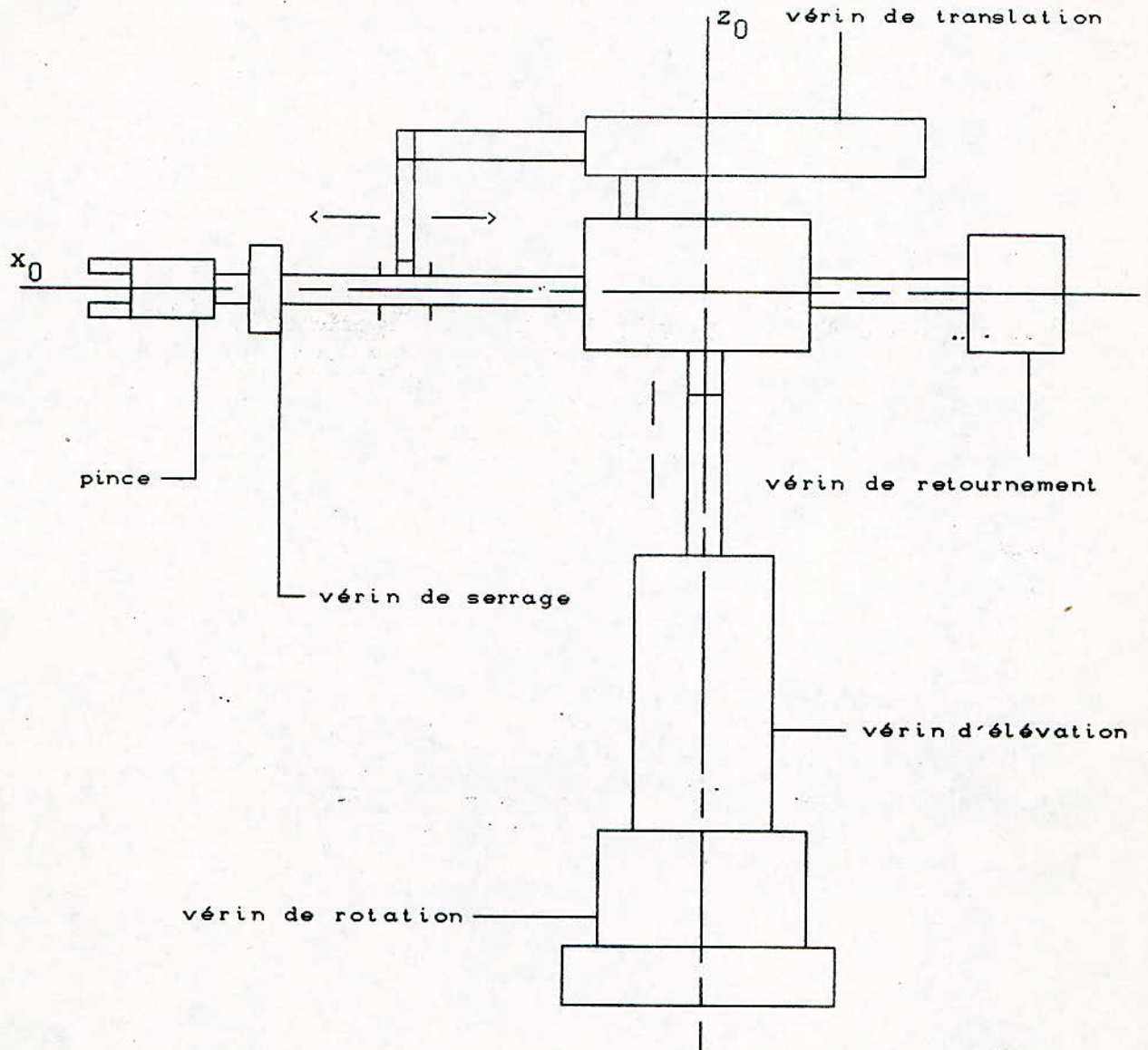


Fig.(IV.1)

Le cahier des charges ci-dessus , étant entièrement défini ; le travail a été fait dans l'ordre suivant :

.Choix et dimensionnement des organes moteurs

Comme cela a été dit auparavant , notre bras est actionné par des vérins pneumatiques qui transforment l'énergie de l'air comprimé (fluide moteur) en un travail mécanique . Il existe deux types de vérins , le vérin à simple effet et le vérin à double effet .

On ne retient pas la solution du vérin simple effet bien que demandant une consommation réduite en fluide (un seul orifice d'admission du fluide) pour les raisons suivantes :

- Un retour dont on ne peut connaître la loi et en plus qui serait variable dans le temps , à cause de la fatigue du ressort .
- En norme standard on ne peut pas atteindre une course importante .

Donc le vérin préféré est bien le vérin à double effet .

* Les translations :

Pour obtenir une translation , on utilise les vérins linéaires :

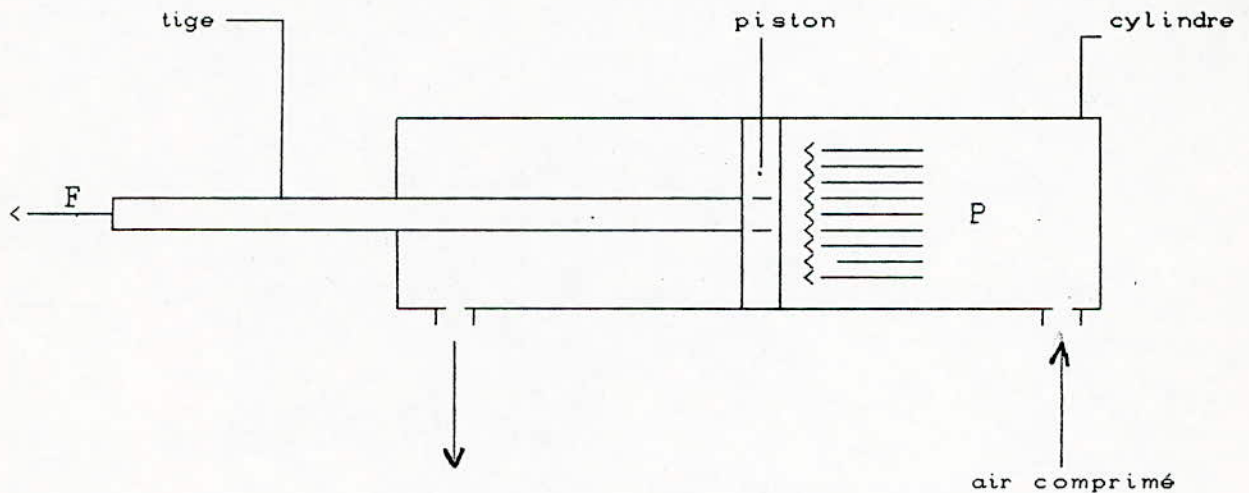


Fig (IV.2)

L'effort f développé par le vérin est donné par ;

$$F = P.S.\tau \quad (IV.1)$$

Avec ; P : pression de l'air comprimé
 S : section du piston
 τ : taux de charge

Le taux de charge est un coefficient exprimant les pertes d'énergie par frottements et par fuite du fluide , entre le piston et la paroi interne du cylindre . $0.50 < \tau < 0.80$

$$\tau = \frac{\text{charge à déplacée}}{\text{effort développé}} \quad (IV.2)$$

La section s'écrit :

$$\text{Cas de poussage} \quad S = \frac{\pi}{4} D^2 \quad (IV.3)$$

$$\text{Cas du tirage} \quad S = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \quad (IV.4)$$

Où : D : diamètre du piston
 d : diamètre de la tige

Une rotation peut être obtenue par deux solutions :

- Utiliser un vérin linéaire et transformer son mouvement à l'aide d'un transmetteur .

- utiliser un vérin rotatif (ou vérin à palette) .

Soit à utiliser le vérin linéaire muni d'un dispositif pignon-crémaillère (FIG IV.3) .

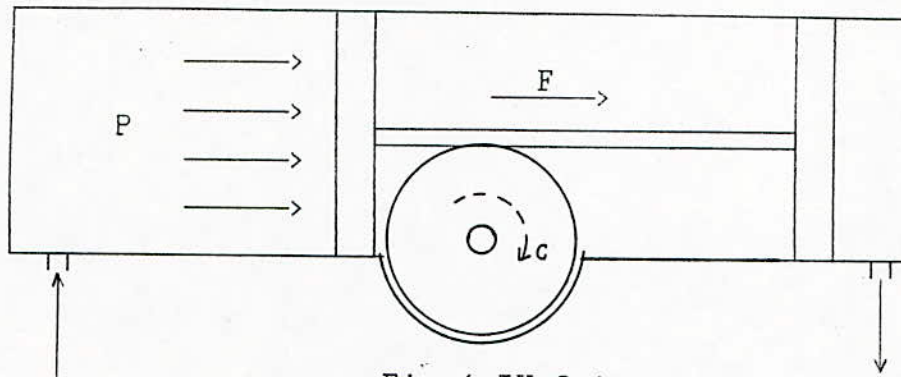


Fig (IV.3)

Le couple C développé s'écrit :

$$C = F.R \quad (IV.5)$$

Où; F : effort développé par le vérin ;
R : rayon du pignon .

.Choix du système de préhension

L'architecture du bras étant définie , la pince devrait s'adapter à la forme et aux dimensions de la pièce à saisir .Soit cette dernière de forme parallépipédique de longueur 80 mm et d'un poids de 10 kg . donc la force développée par la pince doit suffire pour serrer la pièce et lui faire vaincre la pesanteur et les forces d'inertie .

Cite-on quelques principaux critères de choix :

- 1) Une ouverture suffisante pour saisir les pièces ;
- 2) Ne pas surcharger le bras (faible dimension et alliage léger)
- 3) Minimum de d.d.l pour assurer sa fonction .

Notre choix est orienté vers la pince à deux doigts avec ouverture angulaire (Fig II.7) .

- Vérification statique des organes du bras

On se permet de donner directement les dimensions des pièces constituant le bras , les efforts développés par les vérins étant connus , on peut vérifier par un simple calcul de résistance de matériaux le bon choix des dimensions .

- Evaluation des vitesses et des accélérations maximales

Les dimensions et les masses de toutes les pièces déjà déterminées on détermine facilement les vitesses et les accélérations maximales que peuvent atteindre les vérins .

- Seconde vérification du bras

A ce moment , on peut évaluer les forces et les moments d'inertie dues aux vitesses et aux accélérations . et , à partir de là , on refait le calcul de résistance de matériaux en tenant compte de ces efforts supplémentaires . une fois ce calcul est \surd , le bras est entièrement vérifié .
terminé

IV.2- NOTICE DE CALCUL

IV.2.1- CALCUL PRÉLIMINAIRE ET CHOIX DES VÉRINS

A) Vérins linéaires

. Le vérin d'élévation :

Données :	puissance	M = 240 kg
	course	c = 125 mm
	pression	P = 6 bars
soit un taux de charge		$\tau = 0.80$

L'équation (IV.1) donne :

$$S = \frac{24 \cdot 9.81}{6 \cdot 0.80} = 49.05 \text{ cm}^2$$

Le diamètre de ce vérin se déduit d'après l'équation (III.3) :

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 49.05 \cdot 10}{\pi}} = 79.03 \text{ mm}$$

Le constructeur [13] ; propose un vérin de diamètre D = 80 mm et

ayant un effort développé en poussage $F_r = 300 \text{ daN}$.

De l'équation (III.2) vient :

$$\tau = \frac{24 \cdot 9.81}{300} = 0.78$$

$\tau = 0.78$ valeur acceptable , alors on peut utiliser ce vérin .

On procède de la même manière pour la détermination des autres vérins linéaires . voir le tableau ci-dessous .

Tableau (IV.2) :

Vérin	diamètre (mm)	force de poussage (daN)	force de tirage (daN)	τ %	Référence
serrage de la pince	63	187	164	61	P 63 A 2*50 BAB
Translation	50	117	102	64	P 50 A 2*500 BAB
Elévation	80	300	278	78	P 80 A 2*150 BAB

B- Vérins rotatifs

Données : Couple de rotation $C = 1100 \text{ cm.kg}$
 Course angulaire $\alpha = 0 \text{ à } 200^\circ$
 pression $P = 6 \text{ bars}$

Soit à prendre $D_p = 75 \text{ mm}$ le diamètre du pignon , de l'équation (III.5) , vient :

$$F = \frac{11000 \cdot 9.81}{75/2} = 2877,6 \text{ N}$$

Avec un taux de charge $\tau = 0,75$, l'éq. (III.1) donne :

$$S = \frac{287,76}{6 \cdot 0,75} = 63,95 \text{ cm}^2$$

le diamètre est égal à :

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 63,95 \cdot 10^{21}}{\pi}} = 90,24 \text{ mm}$$

Le constructeur , [13] , propose un vérin de diamètre $D = 100 \text{ mm}$ et développant un couple $C_r = 176 \text{ m.N}$.

D'où :

$$\tau = \frac{1100 \cdot 10^2 \cdot 9,81}{176} = 0,61$$

$\tau = 0,61$ valeur acceptable , ce vérin est utilisé .

Le choix du vérin de retournement (ou rotation du bras) est fait par la même méthode citée ci-dessus . (voir tableaux (IV.2)) .

Tableaux (IV.3) :

Vérins	D (mm)	D _p (mm)	C (m.n)	τ (%)	Référence
Rotation du bras	40	40	15	71	VR 40 365° MRR 2
Rotation du corps	100	75	176	61	VR 100 365° MRR 2

IV.2.2- ESTIMATION DE MASSES ET DE MOMENTS D'INERTIE DES VÉRINS

Vu le manque de quelques détails sur les dimensions de ces vérins ; une sur-estimation de masse et de moments d'inertie , donne :

Tableau (IV.4) :

Vérins	serrage	translation	élévation	rotation du bras	rotation du corps
M (Kg)	2,700	4,800	5,300	4,200	32,500
I/z_o (Kg.m ²)	2,180	0,209	0,007	0,199	0,001
I/x_o (Kg.m ²)	0,002	/	/	$7 \cdot 10^{-4}$	/

- N.B: - Les moments d'inertie représentés dans ce tableau sont ceux des pièces , constituant les vérins , en mouvements seulement .
 - Les axes x_o et z_o sont les axes principaleux du bras , représenté dans la figure (IV.1) .

IV.2.3- SYSTÈME DE PRÉHENSION

1- Mécanisme de la pince :

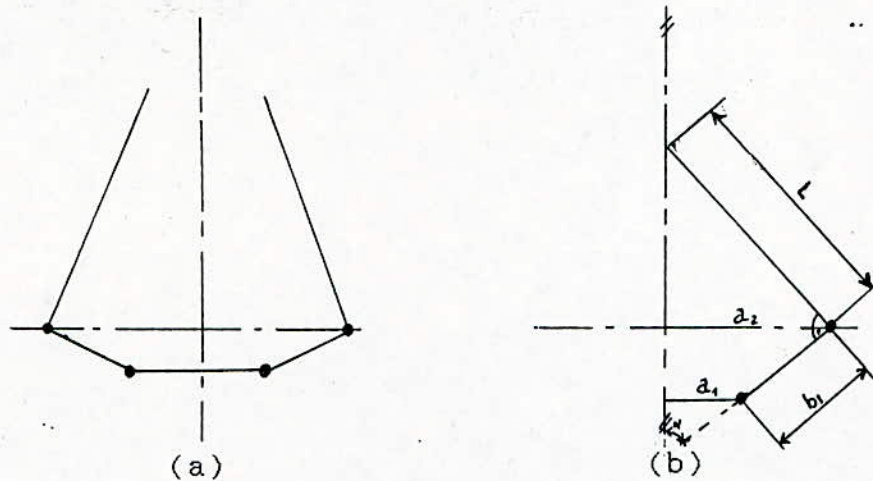


Fig (IV-4)

Avec :

c : course du vérin de serrage; $c = 50 \text{ mm}$

Selon l'encombrement de la pièce a soulever , on choisit les dimensions suivantes :

$L = 70 \text{ mm}$

$a_1 = 20 \text{ mm}$

$$a_1 + a_2 = L \cos\alpha$$

Nous avons ; $a_1 + a_2 = c \operatorname{tg}\alpha$, $b_2 = a_2 / \sin\alpha$

En resolvant ce système d'équations , on trouve :

$\alpha = 41^\circ,81$, $a_2 = 25 \text{ mm}$, $b_1 = 41 \text{ mm}$

- L'effort s , dû au serrage , se calcule d'après l'équation d'équilibre des moments :

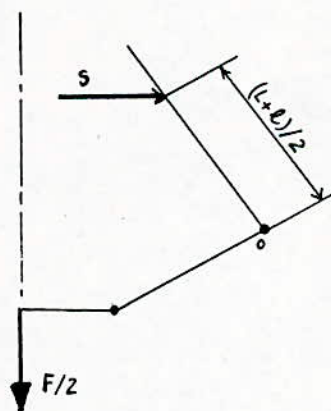


Fig.(IV-5)

$$\sum M_{/o} = 0 \Rightarrow \frac{f s}{2} (a_1 + a_2) - s \frac{L + l}{2} \sin \alpha = 0$$

$$\Rightarrow s = f s (a_1 + a_2) / (L + l) \sin \alpha$$

Où ; $l = 25 \text{ mm}$, voir fig (IV-7)

$f s = 164 \text{ daN}$: effort développé par le vérin de serrage .

La force s est maximale pour $\alpha = 41^\circ,81$ et elle est minimale pour $\alpha = 90^\circ$:

$$845,90 \text{ N} \leq s \leq 1200,30 \text{ N}$$

-L'effort t , dû au frottements de la charge sur les surfaces de contact avec les doigts , s'écrit :

$$\sum F = 0 \Rightarrow M g - 2 t = 0$$

Où , $M = 10 \text{ kg}$: charge a soulever

$$t = 49,05 \text{ N}$$

- Le coefficient de frottement :

$$\mu = t / s \Rightarrow 0,041 \leq \mu \leq 0,058$$

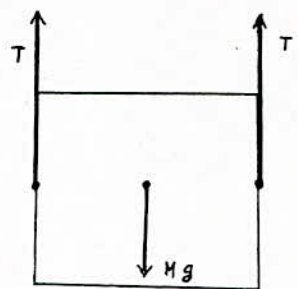


Fig.(IV.6)

$\mu_{\text{max}} = 0,058$, cette valeur nous permet de dire que la force de serrage est largement suffisante pour supporter la charge .

2 - Calcul du doigt de la pince :

On assimile cette pièce à une poutre encastrée , soumise aux forces de flexion qui varient selon l'orientation de la pince .

* le cas le plus défavorable :

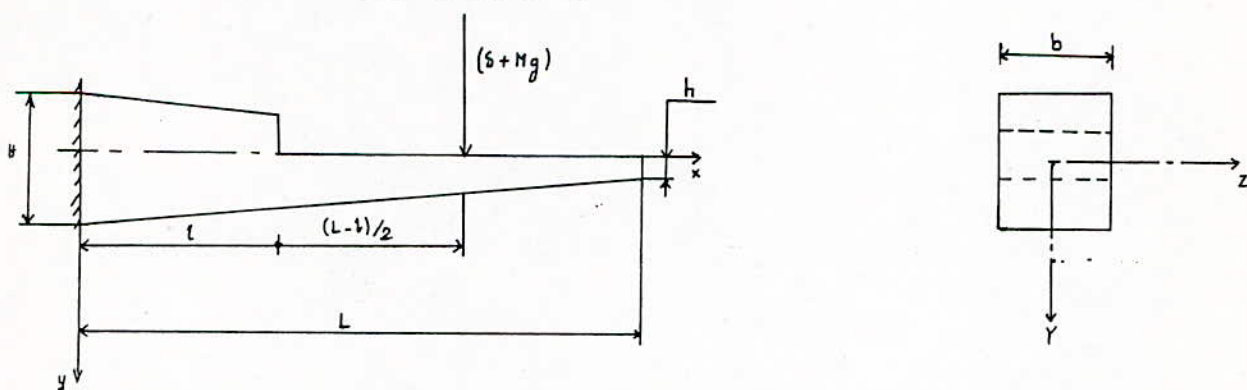


Fig (IV-7)

On néglige le poids propre du doigt devant les forces appliquées à celui ci .

- Moment fléchissant :

Pour $0 \leq x \leq (L + 1) / 2$:

$$M_f(x) = - (s + Mg) \left(\frac{L + 1}{2} - x \right)$$

Pour $(L + 1) / 2 \leq x \leq L$:

$$M_f(x) = 0$$

- La contrainte à la flexion a pour expression :

$$\sigma(x) = M_f(x) / W \quad \text{avec} \quad W = \frac{H^2 \cdot b}{6}$$

où : W : module de résistance de la section concernée

- La section dangereuse a pour abscisse $x = 0$

soit ; $H = 15 \text{ mm}$, $h = 5 \text{ mm}$, $b = 15 \text{ mm}$

$$M_f(0) = - (s + Mg) \frac{L + 1}{2}$$

$$M_f(0) = - 61674 \text{ mm} \cdot \text{N}$$

$$W = 562.5 \text{ mm}^3$$

$$\text{D'où : } \sigma_{x=0} = 109,64 \text{ N/mm}^2$$

Le doigt est en alliage d'aluminum-cuivre le Al cu4 Si Mg de résistance pratique : $R_p = 410 \text{ N/mm}^2$ [5] .

$\sigma = 109,64 \text{ N/mm}^2 < R_p$ notre pièce est donc vérifiée .

IV.2.4- DIMENSIONNEMENT DES ORGANES DU BRAS

1- calcul de la pièce n°10 (arbre) :

L'arbre est un tube creux en acier de diamètres , extérieur

$D = 40 \text{ mm}$ et intérieur $d = 30 \text{ mm}$.

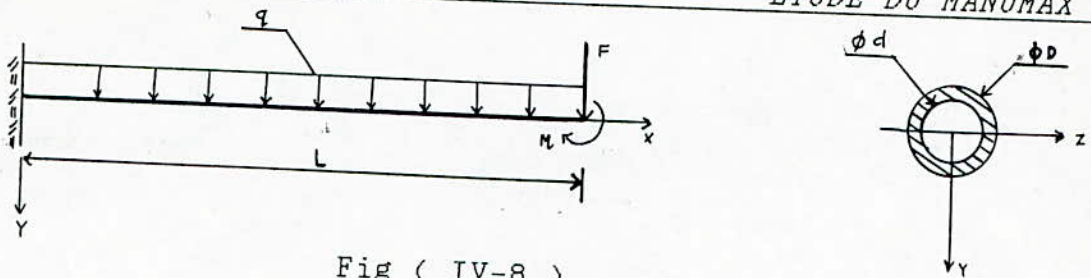


Fig (IV-8)

On peut l'assimiler à une poutre encastrée de longueur $L = 640$ mm soumise à un moment M et une force F de flexion dûs au poids de l'ensemble charge, pince et vérin de serrage ; en plus cette poutre est sollicitée par une charge linéaire q , due à son poids propre.

$$q = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \rho g$$

$$\rho = 7,85 \cdot 10^{-6} \text{ Kg/mm}^2 \quad : \text{ masse volumique de l'acier}$$

$$q = 0,042 \text{ N}$$

$$M = 44752,34 \text{ mm N} \quad \text{et} \quad F = 142,68 \text{ N}$$

- Le moment flectant maximal est :

$$M_f(0) = 144669,14 \text{ mm N}$$

- La contrainte à la flexion vaut :

$$\sigma_{\max} = 33,79 \text{ N/mm}^2 \quad \text{avec} \quad W = \frac{\pi}{32} \frac{D^4 - d^4}{D}$$

Le bras est en acier XC38 trempé dans l'eau à 850°C est revenu à 600°C ; sa résistance pratique vaut : $R_p = 355 \text{ N/mm}^2$.

$\sigma_{\max} < R_p$ si l'arbre paraît trop largement résistant car on désire obtenir une flèche minimale.

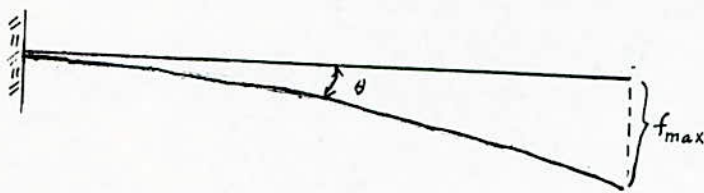


Fig. (IV.9-a)

La flèche s'écrit :

$$f = \frac{1}{EI} \left\{ (M L^2 / 2) + (F L^3 / 6) + (q L^4 / 8) \right\}$$

$$I = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4) = 85902,92 \text{ mm}^4 : \text{moment d'inertie de la section d'abscisse } x = 0 .$$

$$E = 21 \cdot 10^4 \text{ N / mm}^2 : \text{module d'élasticité .}$$

$$f_{x=1} = 0,90 \text{ mm}$$

La rotation s'écrit :

$$\theta = \frac{1}{EI} \left\{ (M l) + (F L^2) + (q L^3 / 6) \right\}$$

$$\theta = 3,30 \cdot 10^{-3} \text{ rd}$$

La flèche F au centre de gravité de la charge :

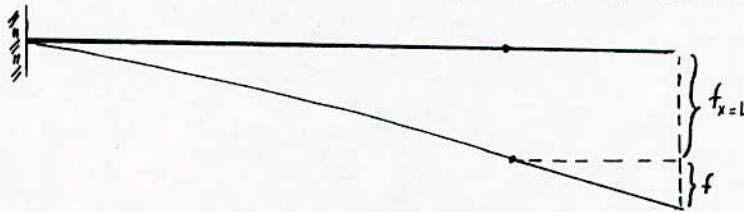


Fig. (IV.9-b)

$$F = f_{x=1} + f$$

$$\text{où } f = l \operatorname{tg} \theta \Rightarrow f = 1,29 \text{ mm}$$

$$\text{d'où } : F = 2,19 \text{ mm}$$

2 - Calcul de la pièce n°7 (Douille de fixation du vérin de serrage) :

La pièce est soumise à une force , $F = 142,68 \text{ N}$ et un moment $M = 44752,34 \text{ mm.N}$; dûs au poids de l'ensemble charge , pince et vérin de serrage .

D = 40 mm
D' = 50 mm

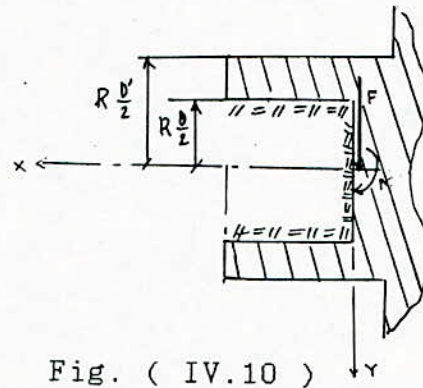


Fig. (IV.10)

La section dangereuse a pour abscisse $x = 0$;

Le moment de flexion : $M_f = M = 44752,34 \text{ mm.N}$

La contrainte de flexion : $\sigma_f = 6,18 \text{ N / mm}^2$

La contrainte de cisaillement : $\tau = 0,20 \text{ N / mm}^2$

La contrainte équivalente :

$$\sigma_{\text{éq}} = \sqrt{\sigma_f^2 + 4 \cdot \tau^2}$$

$$\sigma_{\text{éq}} = 6,19 \text{ N / mm}^2$$

La pièce est en alliage d'aluminium , le A5 brute , $R_p = 20 \text{ N.mm}^2$.

$\sigma < R_p$

3 - Vérification de la resistance des tiges du vérin de serrage :

La contrainte au cisaillement

$F = 142,68 \text{ N}$ } effet des poids de la charge ,
 $M = 44752,34$ } la pince et le vérin de serrage

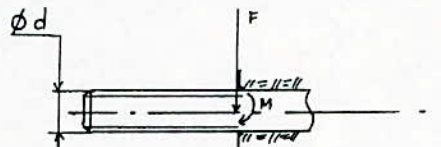


Fig.(IV-11)

Avec $d = 8 \text{ mm}$ on aura $\tau = 0,669 \text{ N / mm}^2$ et $\sigma_f = 172,71 \text{ N / mm}^2$
 et $\sigma_{\text{éq}} = 172,71 \text{ N / mm}^2$

La tige est acier de $R_p = 365 \text{ N / mm}^2$; donc la tige est vérifiée

4 - calcul de la pièce n°8 (butée de traslation horizontale) :

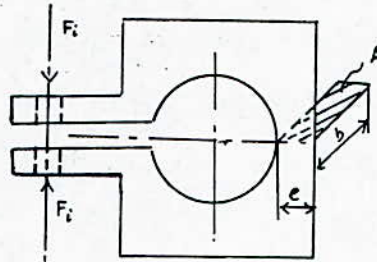


Fig.(IV.12)

L'effort agissant sur la pièce est F_i , effort de serrage du boulon
 Le boulon a un diamètre et un pas diamétral 8.1,25 et appartient à
 la classe 9,8 ; sa limite d'élasticité $Re = 650 \text{ Mpa}$ et sa surface
 de tension $At = 36,6 \text{ mm}^2$ [2]

$$F_i = K Re At$$

avec , $K = 0,9$: facteur de securité .

$$F_i = 21411 \text{ N}$$

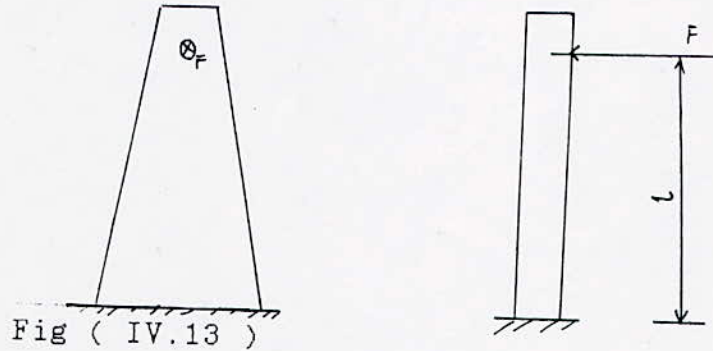
La pièce est soumise à la traction et la zone a une section rectan-
 gulaire de dimensions : $b = 10 \text{ mm}$ et $e = 10 \text{ mm}$.

$$\sigma_t = F_i / A \quad \Rightarrow \quad \sigma_t = 214, 11 \text{ N / mm}^2$$

La pièce est en acier , le XC25 trempé dans l'eau à 860°c et revenu
 à 600°c , sa resistance pratique $R_p = 365 \text{ N / mm}^2$.

$\sigma_t < R_p$ \Rightarrow pièce vérifiée et il en ait de même pour les pièces
 n°26 et n°27 .

5 - Calcule de la pièce n° 9 (fourchette de transmission) :



L'effort agissant sur la pièce n°9 est F l'effort du vérin de translation horizontale .F = 117 daN

Le moment fléchissant maximal est égal au moment d'encastrement Me Avec , l =78 mm , On trouve : Me = 91260 mm.N

La zone dangereuse a une section rectangulaire de dimension 10x52 mm² .

$$\sigma_f = 105,30 \text{ N} / \text{mm}^2$$

La pièce est en alliage d'aluminium , le A-U4 Sg recuit :

$$R_p = 140 \text{ N} / \text{mm}^2 ; \sigma_f < R_p$$

6 - Calcul de la pièce n°16 (axe guide) :

L'axe guide est une poutre encastree , de longueur L = 700 mm et de section 10x15 mm² , soumise à une force F due au vérin de retournement .

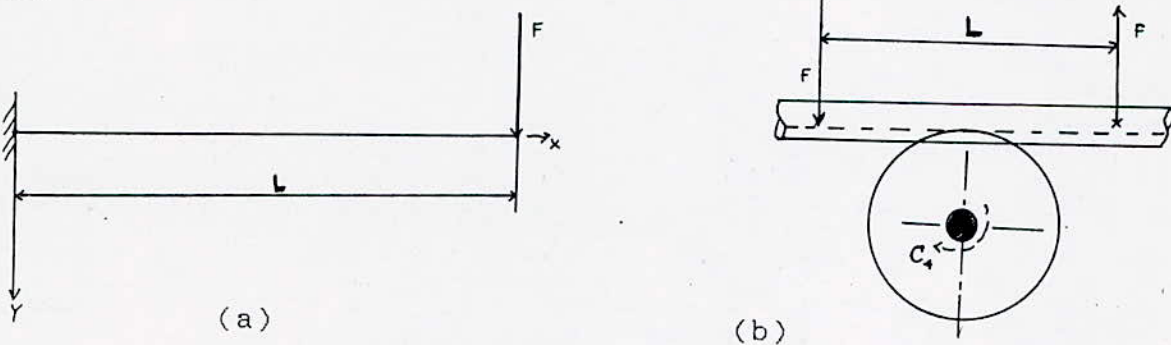


Fig (IV-14)

D'après la Fig. (IV.12-a) , la force F se calcule :

$$F = C_4 / l$$

$C_4 = 15 \text{ m.N}$: étant le couple du vérin de retournement .

$l = 65 \text{ mm}$: demi-distance entre l'axe de symétrie de la pièce et l'axe du pignon .

$$F = 230,77 \text{ N}$$

Le moment de flexion : $M_f = 161539 \text{ mm.N}$

La contrainte à la flexion : $\sigma_f = 430,77 \text{ N / mm}^2$

L'axe guide est en acier XC48 trempé dans l'huile à 840°c et revenu à 600°c , $R_p = 520 \text{ N / mm}^2$.

$$\sigma_f < R_p$$

7 -Calcul de la pièce 20 (l'axe de guidage en rotation)

L'axe de guidage est une poutre encastree de dimension $15 \times 15 \times 195$ soumise à une force de flexion due au couple developpé par le vérin de rotation du corps

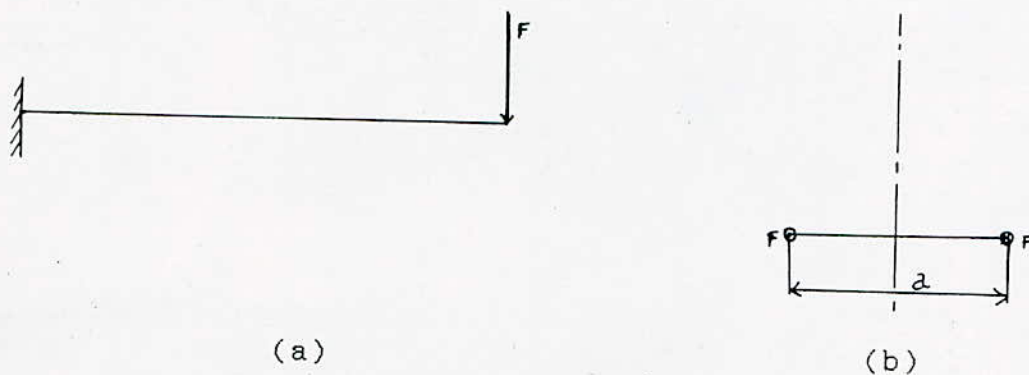


Fig (IV-15)

$$F = c_3 / a$$

$c_3 = 176 \text{ mm .N}$: couple du vérin de rotation

$a = 180 \text{ mm}$: demi-distance entre l'axe de guidage et l'axe de rotation du corps .

$$F = 977.78 \text{ N}$$

$$M_f = 190667.1 \text{ mm . N}$$

$$\sigma_f = 338.96 \text{ n / mm}^2$$

La pièce est en acier XC35 trempé dans l'eau à 860°c et revenu à 600°c , $R_p = 365 \text{ N / mm}^2$, $\sigma_f < R_p$ → pièce n°11 vérifiée , il en ait de même pour la pièce n°28

8- Calcul de la pièce n°12 (douille de fixation du vérin de retournement) :

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

$$d' = 16 \text{ mm}$$

$$M = 2575,13 \text{ mm.N}$$

$$F = 41,20 \text{ N}$$

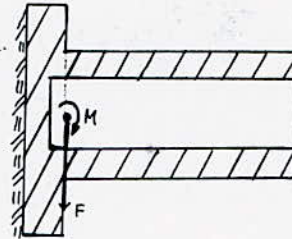


Fig (IV-16)

La pièce est soumise à une force et un moment dus au poids du vérin de retournement .

Le moment de flexion : $M_f = M = 2575,13 \text{ mm.N}$

La section dangereuse a pour abscisse $x = 0$.

La contrainte à la flexion : $\sigma_f = 1,06 \text{ N / mm}^2$

La contrainte au cisaillement : $\tau = 0,08 \text{ N / mm}^2$

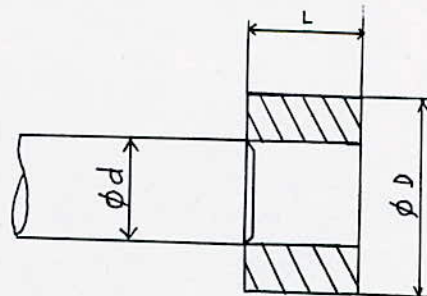
La contrainte équivalente : $\sigma_{\acute{e}q} = 1,07 \text{ N / mm}^2$

La pièce est en alliage d'aluminium , A5 brute : $R_p = 20 \text{ N / mm}^2$

$$\sigma < R_p$$

9- Calcul de l'ajustement entre les pièces n°5 et n°20 [3] :

Le montage doit transmettre un mouvement circulaire de puissance $C_4 = 15 \text{ m.N}$.



$$D = 40 \text{ mm}$$

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

Fig.(IV- 17)

L'arbre et le moyeu sont en acier , le XC38 de $R_p = 355 \text{ N/mm}^2$. La pression normale de contact p entre les deux pièces est donnée par

$$p = R_p / 2 \quad \Rightarrow p = 175 \text{ N/mm}^2$$

- Le serrage s'écrit :

$$S = p d / 2E \cdot \frac{2 \cdot D^2}{D^2 - d^2}$$

$$S = 57 \mu\text{m} \quad \text{Le montage est assuré par un ajustement H7x8 .}$$

- La force nécessaire au montage :

$$F = \int f p dA = 2\pi f p r L$$

$$r = d / 2$$

$f = 0,1$: coefficient de frottement axial à l'interface

$L = 30 \text{ mm}$: longueur du monchon

$$F = 49480,08 \text{ N}$$

- Le couple de torsion , qu'un tel montage , peut transmettre :

$$C' = \frac{d}{2} F \quad C' = 742,20 \text{ mm.N} \Rightarrow C' > C$$

IV.2.5- DETERMINATION DE VITESSES ET ACCÉLÉRATIONS MAXIMALES DU BRAS

1- Rotation du corps :

L'accélération angulaire ne dépend que du couple fournit par le vérin rotatif et de l'inertie des masses en mouvement .

$$C_g = J_{/z_0} \cdot \epsilon_g$$

$C_g = 176 \text{ m.N}$: couple fournit par le vérin de rotation du corps .

$J_{/z_0} = 20,41 \text{ Kg.m}^2$: Moment d'inertie des corps en mouvement par rapport à l'axe z_0 .

$\epsilon_g = 8,62 \text{ s}^{-2}$: étant l'accélération angulaire .

Etant donné que le freinage du vérin rotatif se fait sur un angle $\theta_{03} = 0,015 \text{ rd}$, la vitesse angulaire ω se déduit :

$$\omega_3 = \sqrt{2 \varepsilon \theta_{03}} \quad \Rightarrow \quad \omega_3 = 3.57 \text{ s}^{-1}$$

2- Translation :

$$F_1 = M \gamma_1$$

$F_1 = 1170 \text{ N}$: force développée par le vérin de translation .

$M = 24,0 \text{ Kg}$: masse des corps en translation .

γ_1 : accélération linéaire pour la translation .

$$\gamma_1 = 48.75 \text{ m / s}^2$$

Le freinage du vérin de translation se fait pour une distance

$x_{01} = 20.5 \text{ mm}$, alors :

$$v_1^2 = 2 \gamma_1 x_{01} \quad \Rightarrow \quad v_1 = 1,41 \text{ m / s} \quad : \text{ vitesse de translation .}$$

3- L'élévation :

$$F_2 - M.g = M.\gamma_2$$

$F_2 = 3000 \text{ N}$: force du vérin d'élévation ,

$M = 33,25 \text{ Kg}$: masse de l'ensemble des organes en mouvement ,

D'où : $\gamma_2 = 90,23 \text{ m / s}^2$: accélération d'élévation .

Le freinage du vérin d'élévation se fait pour une distance $x_{02} = 29,0 \text{ mm}$.

$v_2 = 2,29 \text{ m / s}$: vitesse d'élévation .

4- le retournement :

$$C_4 = J_{/x_0} \cdot \varepsilon_4$$

$J_{/x_0} = 0,052 \text{ Kg.m}^2$: moment d'inertie des corps en rotation par rapport à l'axe x_0 ,

$C_4 = 15 \text{ m.N}$: couple fourni par le vérin de retournement .

Alors : $\varepsilon_4 = 288,46 \text{ s}^{-2}$: accélération de retournement ,

L'angle de freinage du vérin est $\theta_{04} = 0,81 \text{ rd}$, d'où :

$\omega_4 = 21,62 \text{ s}^{-2}$: vitesse angulaire de retournement .

IV.2.6- VITESSES ET ACCÉLÉRATIONS QUE PEUT SUPPORTER LE BRAS POUR LA SAISIE DE LA CHARGE

1- Cas de rotation du corps :

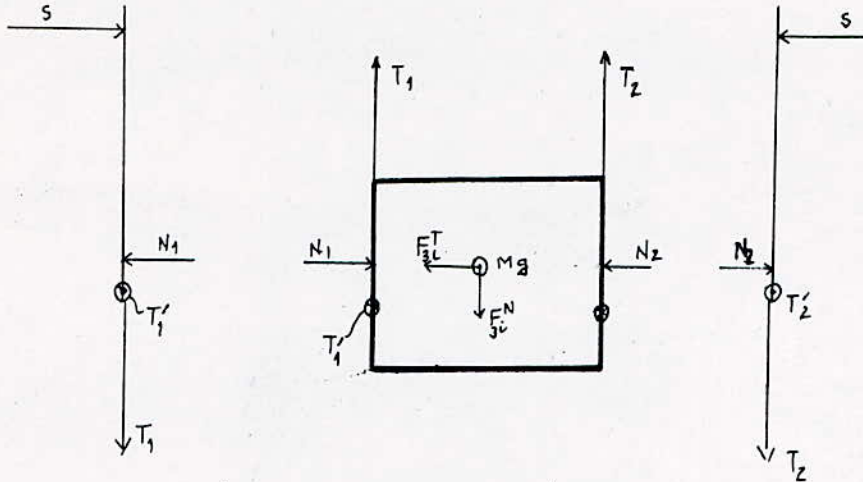


Fig. (IV-18)

$s = 1200,30 \text{ N}$: effort de serrage .

- Equations d'équilibre :

1) $N_1 = N_2 + F_{3i}^T$

2) $N_2 = s$

3) $\mu N_1 = \sqrt{T_1^2 + T_1'^2}$

4) $\mu N_2 = \sqrt{T_2^2 + T_2'^2}$

* Pour que la pièce tienne , il faut satisfaire les deux inéquations suivantes :

7) $Mg \leq T_1' + T_2'$

8) $F_{3i}^N \leq T_1 + T_2$

On sait que :

9) $F_{1i}^N = M \cdot \omega_3^2 l$,

10) $F_{1i}^T = M \varepsilon_3 l$

11) $\sqrt{a^2 + b^2} < a + b$

La combinaison de ces équations donne :

$$\omega^2 \leq \frac{2 \cdot \mu \cdot s - M \cdot g}{M \cdot L \left(1 - \mu / 2\theta_{03} \right)}$$

on trouve pour $\mu = 0,1$: $\omega_3 \leq 3,79 \text{ s}^{-1}$ $\Rightarrow \varepsilon_3 \leq 9,69 \text{ s}^{-2}$

2- Cas de translation :

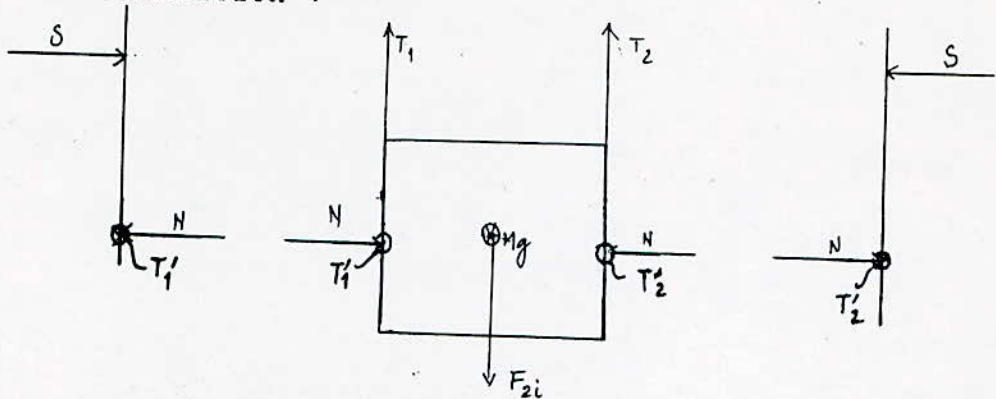


Fig. (IV-19)

Condition d'équilibre :

1) $N = s$

2) $\mu \cdot N = \sqrt{T_1^2 + T_2^2}$

Pour que la pièce tienne :

3) $Mg \leq T_1 + T_2$

4) $F_{1i} \leq T_1 + T_2$

On sait que $F_{1i} = M \cdot \gamma_1$; des équations ci dessus vient :

$$\gamma_1 \leq \frac{2\sqrt{2} \cdot \mu s - Mg}{M}$$

$$\gamma_1 \leq 24,14 \text{ m/s}^2 \Rightarrow v_1 \leq 0,99 \text{ m/s}$$

3- CAS d'élévation :

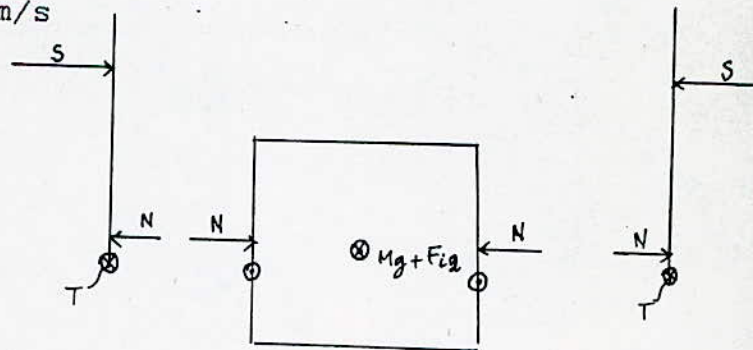


Fig. (IV-20)

Equations d'équilibre :

$$1) N = s$$

$$2) \mu.N = T_-$$

Pour que la pièce tienne :

$$3) M.g + F_2 \leq 2.T$$

On trouve : $\gamma_2 \leq 14,20 \text{ m/s}^2$, $v_2 \leq 0,91 \text{ m/s}$

4- Le retournement :

En négligeant les dimensions de la pièce ; l'effet de l'inertie sur celle-ci devienne nul et le bras peut supporter l'accélération et la vitesse calculée auparavant (§ IV.2.5) pour ce dernier cas .

Donc les vitesses et les accélérations maximales de fonctionnement de notre bras sont les suivantes :

- Translation	$v_1 = 0,99 \text{ m/s}$	$\gamma_1 = 24,14 \text{ m/s}^2$
- Elévation	$v_2 = 0,91 \text{ m/s}$	$\gamma_2 = 14,20 \text{ m/s}^2$
- Rotation	$\omega_3 = 3,57 \text{ s}^{-1}$	$\epsilon_3 = 8,62 \text{ s}^{-2}$
- Retournement	$\omega_4 = 21,62 \text{ s}^{-1}$	$\epsilon_4 = 288,46 \text{ s}^{-2}$

IV.2.7- VERIFICATION DYNAMIQUE

Etant donné que le bras est largement vérifié dans le cas statique pour éviter un calcul long et fastidieux pour le cas dynamique , on vérifié seulement une pièce . Il s'agit du doigt de la pince qui est le plus sollicité aux forces d'inertie .

* Recherche des efforts appliqués au doigt :

1- Translation :

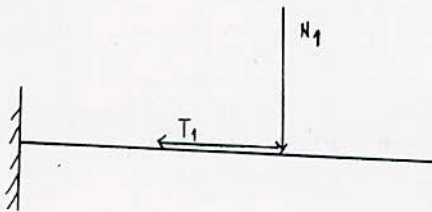


Fig.(IV-21)

$$N_1 = s = 1200,30 \text{ N}$$

$$T_1 = \mu \cdot N = 120 \text{ N}$$

2- Elévation :

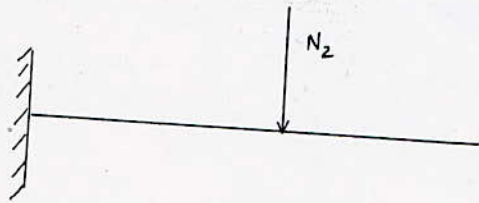


Fig.(IV-22)

$$N_2 = s = 1200,30 \text{ N}$$

3- Rotation :

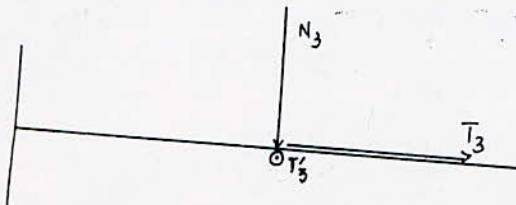


Fig.(IV-23)

$$N_3 = s = 1200,30 \text{ N}$$

$$\mu \cdot N_3 = \sqrt{T_3^2 + T_3'^2}$$

$$T_3' = \alpha T_3$$

où α : coefficient de proportionalité entre les deux forces .

$$\alpha = F_{3i}^T / F_{3i}^N$$

On suppose :

On aura :

$$\alpha = 0,676$$

$$T_3 = 92,72 \text{ N}$$

$$T_3' = 62,68 \text{ N}$$

* la composition des forces est représentée sur la fig. (IV-21) :

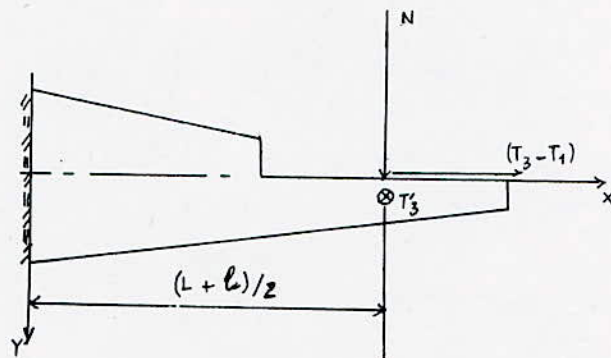


Fig. (IV-24)

Le moment fléchissant dans le plan oxy :

$$M_{fzmax} = 57014,25 \text{ mm.N}$$

Le moment fléchissant dans le plan oxz :

$$M_{fymax} = 2977,30 \text{ mm.N}$$

La contrainte équivalente s'écrit :

$$\sigma_{\acute{e}q} = \frac{M_{fzmax}}{W_y} + \frac{M_{fymax}}{W_z} + \frac{T_3 - T_1}{b.H}$$

$$\sigma_{\acute{e}q} = 106,76 \text{ N / mm}^2$$

$$\sigma_{\acute{e}q} < R_p = 410 \text{ N / mm}^2 \text{ (le Al Cu 4 Si Mg)}$$

IV.4- ETUDE DE LA STABILITÉ DU BRAS

Choisissant une table de dimensions $500 \times 500 \text{ mm}^2$, on justifiera ce choix par une étude de stabilité du bras .

$x_0 = 1427 \text{ mm} \quad M = 10 \text{ Kg}$

$x_1 = 10 \text{ mm} \quad m_1 = 4,8 \text{ Kg}$

$x_2 = x_{13} = x_{23} = 297 \text{ mm}$

$m_2 = 5,3 \text{ Kg}$

$m_{13} = 3,415 \text{ Kg}$

$m_{23} = 2,531 \text{ Kg}$

$x_3 = 362 \text{ mm} \quad m_3 = 32,5 \text{ Kg}$

$x_4 = 199 \text{ mm} \quad m_4 = 4,2 \text{ Kg}$

$x_5 = 1170 \text{ mm} \quad m_5 = 2,9 \text{ Kg}$

$x_6 = 1327 \text{ mm} \quad m_6 = 1,667 \text{ Kg}$

$x_{10} = 656 \text{ mm} \quad m_{10} = 4,282 \text{ Kg}$

$x_{16} = 567 \text{ mm} \quad m_{16} = 1,041 \text{ Kg}$

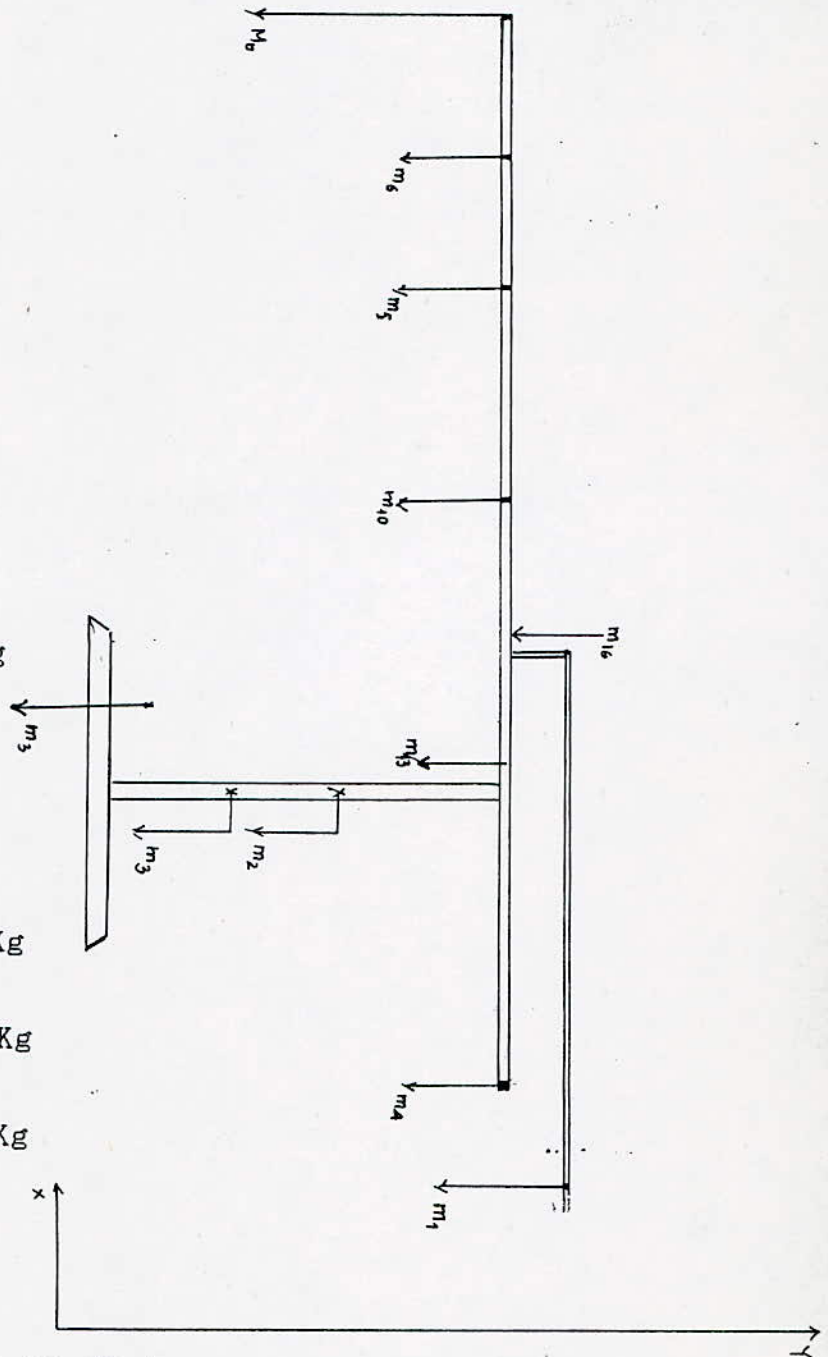


Fig.(IV-25)

l'abscisse du centre de gravité

$X_G = 200 \text{ mm} < 250 \text{ mm}$ donc notre bras est stable

N.B : les indices correspondent aux pièces repérées dans le dessin d'ensemble .

CONCLUSION

Ce projet nous a permis de nous initier à un problème de conception, l'intérêt étant l'approche et l'étude à proprement parlé d'un travail réel :

- * Comment le cerner ;
- * Comment l'aborder ;
- * Comment l'étudier économiquement .

Les problèmes rencontrés sont les mêmes que ceux qui se posent lors de l'étude d'une machine ou d'un produit . La méthode de travail n'est pas toujours évidente à cause de la dépendance de plusieurs facteurs ; chacun d'eux n'est défini que si tous les autres le sont .

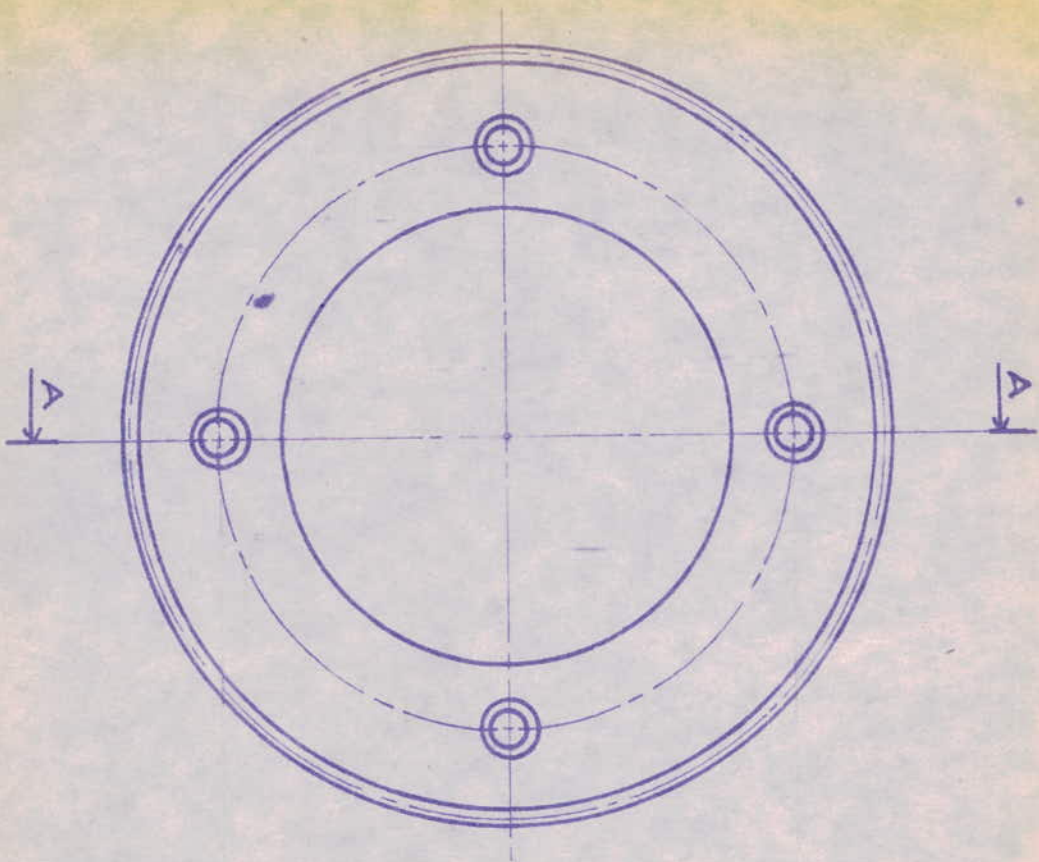
Nous pensons, tout de même, que les personnes désirant réaliser ces deux bras ou concevoir leurs commandes trouveront les plans et les détails mécaniques nécessaires pour ce-ci . Après avoir exposé longuement les travaux d'approche et de conception nous présentons quelques calculs de résistance de matériaux et finissons notre projet par un simple calcul de stabilité .

L'étude de ces deux bras ne peut être complète que s'ils sont fabriqués, car alors on pourra déterminer leurs caractéristiques exactes .

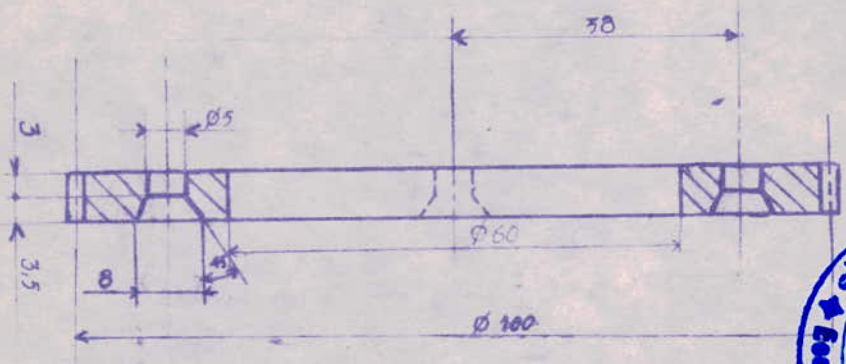
BIBLIOGRAPHIE

- [1] : Aide mémoire de résistance des matériaux / G. Pissaronko, A. Yak. , V. Mat. - Moscou ; MIR , 1975 .
- [2] : Element de construction à l'usage de l'ingenieur A.L. tourancheau A. Bru vol.2 et 3 , 3^{ém} éd. Paris Dunod , 1965 .
- [3] : Element de machines / G. Drovin , M. Gou. - 2^{ém} éd. ... Montreal Canada , 1986 .
- [4] : Guide du dessinateur industriel / A. Chevalier Hachette paris , 1990 .
- [5] : Précis de construction mécanique / R. quatremer , J. P. Trotingnon vol.1 , Afnor , Nathan , 12^{ém} éd. , 1990 .
- [6] : Automatisme Appliqué / J.C. Bossy , A. Merat ... Calteilla - Paris , 1985 .
- [7] : Introduction à la robotique / Pierre Lopez , Jean-Numa Foule éd. TESTS , FRANCE , 1984 .
- [8] : Les robots T2 / Philippe Coiffet Hermes publishing ... France , 1981 .
- [9] :
- [10] :
- [11] : Catalogue - Transmissions type " POWERGRIP " , DOMANGE .
- [12] : Catalogue - Moteurs pas à pas hybrides , CROUZET .
- [13] : Catalogue - Actionneurs pneumatiques , COMP AIR CLIMAX .
- [14] : P.F.E - Etude et conception d'un bras articule pour le chargement et dechargement d'une perceuse , etudié par :Arroum Y. promoteur : KsiazeK ...E.N.P , promotion : juin 1984 .

NOTE

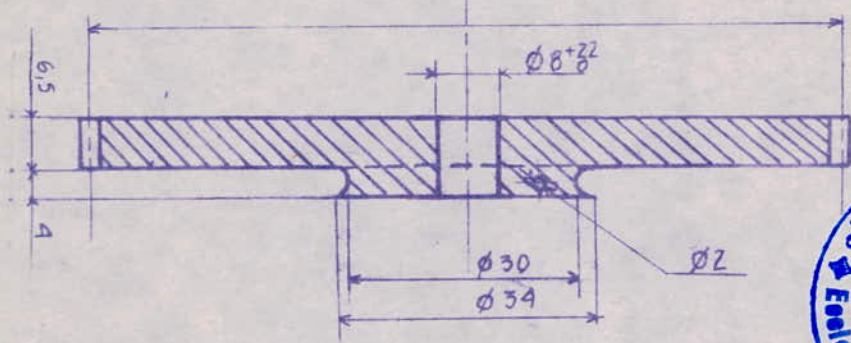
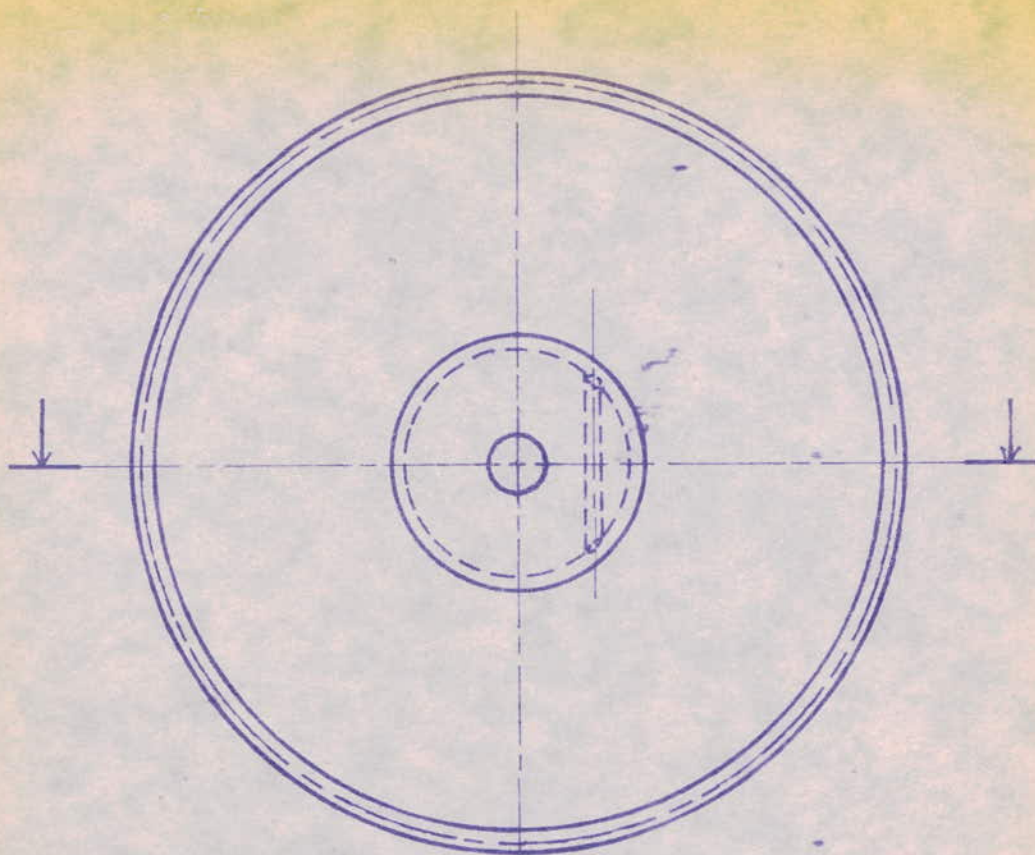


A - A



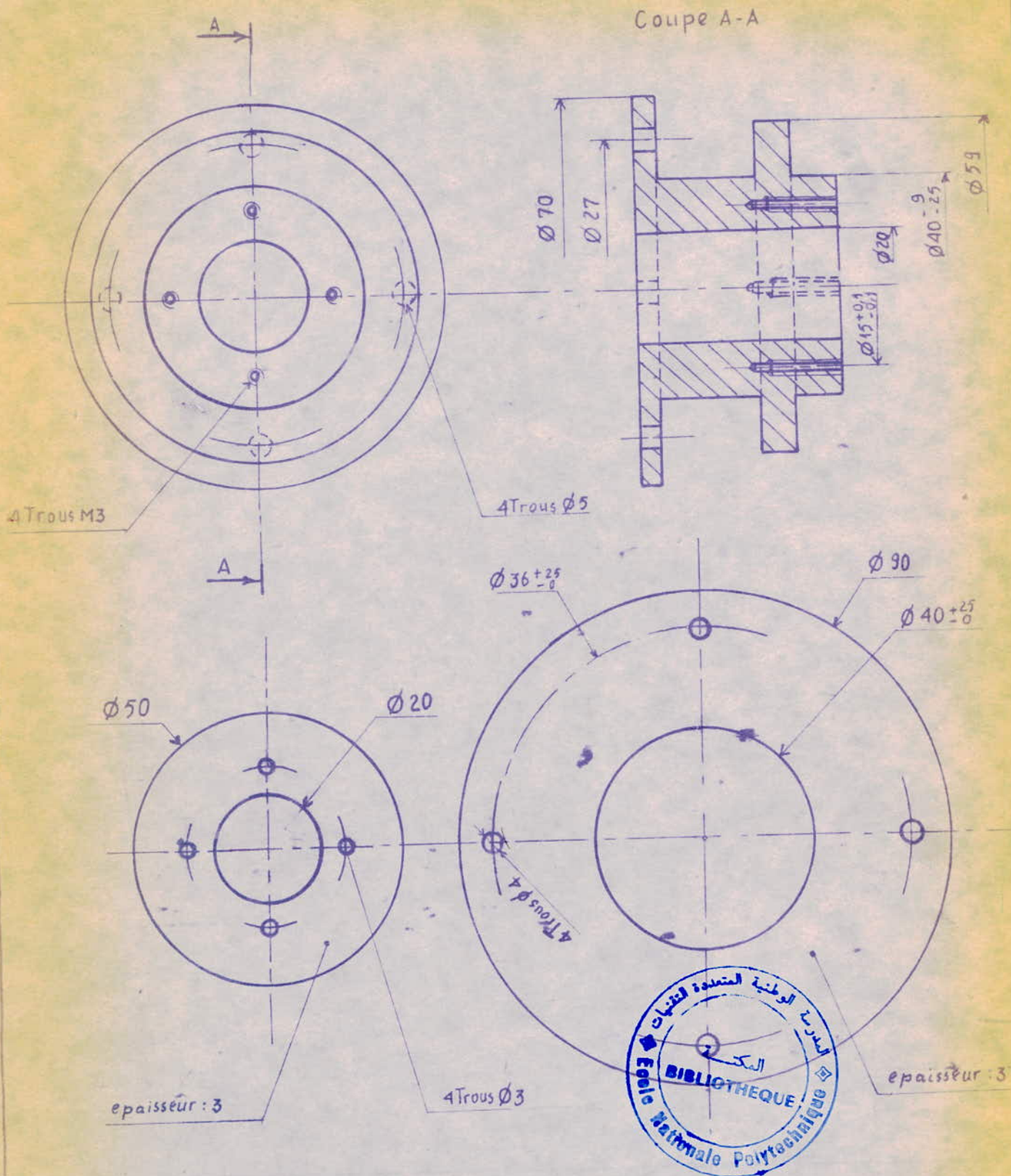
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		ENGRENAGE	ENP. Dép. Mécanique
1:1	0,035			
Etudiants	CHOUCHANE	PA 6-6	RB02.00.04	
	SAOUEL			
Projeteur	MADANI			
Tracé par	ZERGUE RRAS			
Contrôle par	RECHAK			



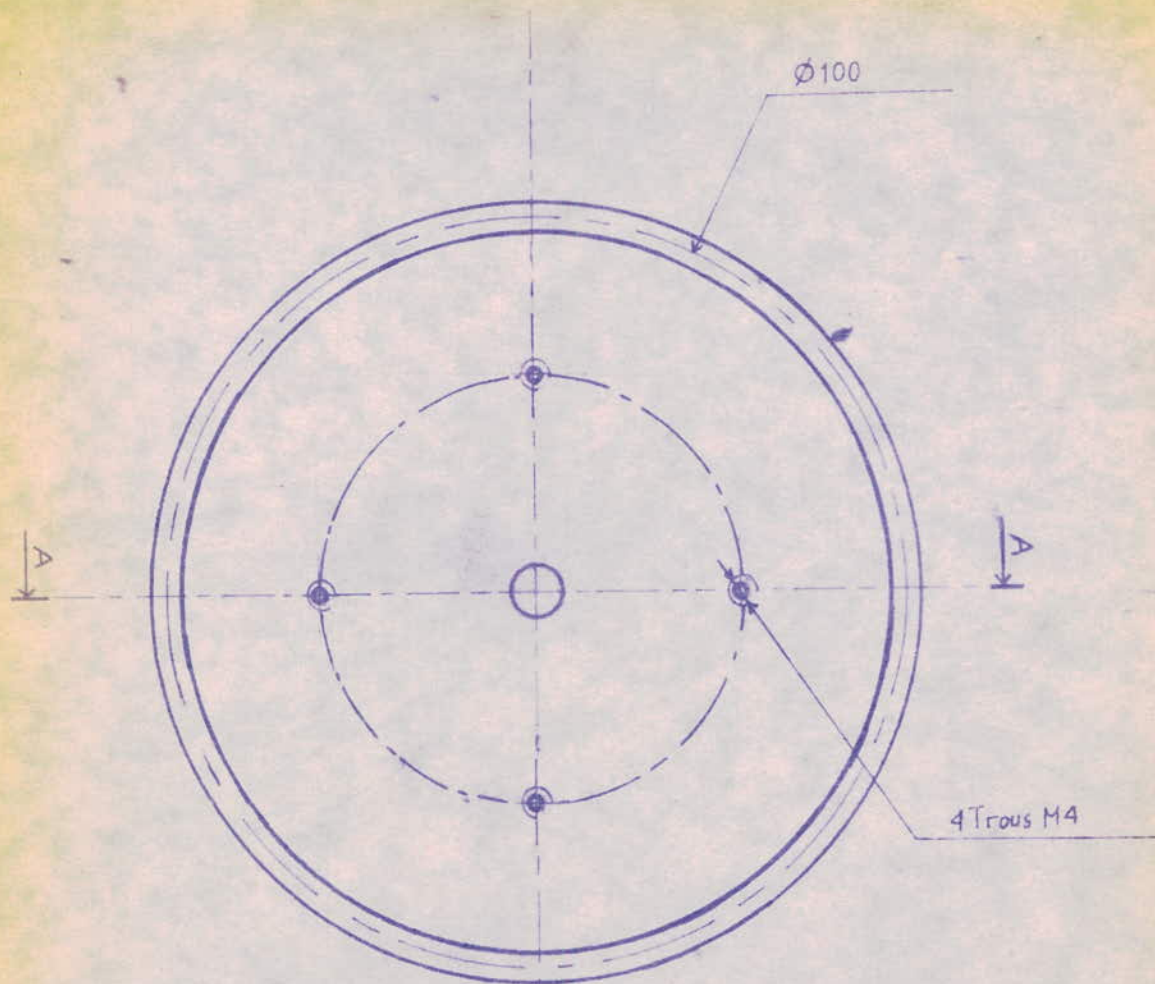
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		<h2>ENGRENAGE</h2>	<h2>ENP</h2> Dép. Mécanique
1:1	0,056			
Etudiants	CHOUCHANE SAOUEL			
Promoteur	MADANI			
Proposé par	ZERGUERRAS			
Chef de pt.	RECHAK		PA 6-6	RB01.01 .03

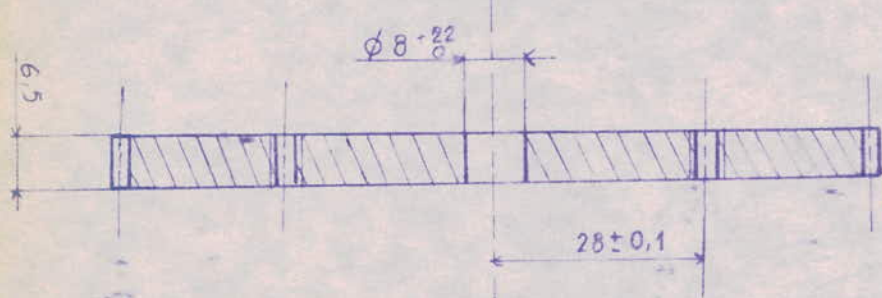


ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		AXE DE ROTATION DE LA STRUCTURE	ENP Dép. MECANIQUE
1:1				
Etudiants	CHOUCHANE SAOULDEL			
Promoteur	MADANI			
proposé par Chef de pl.	ZERGUERRAS RECHAK			
			AL 99,5	RB.02.01.1



4Trous M4

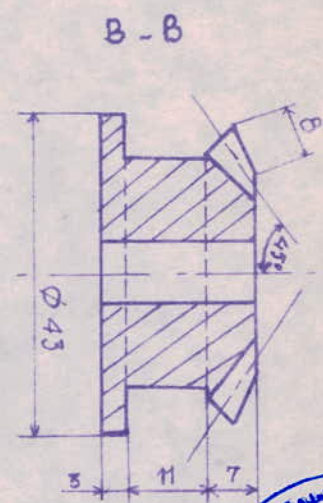
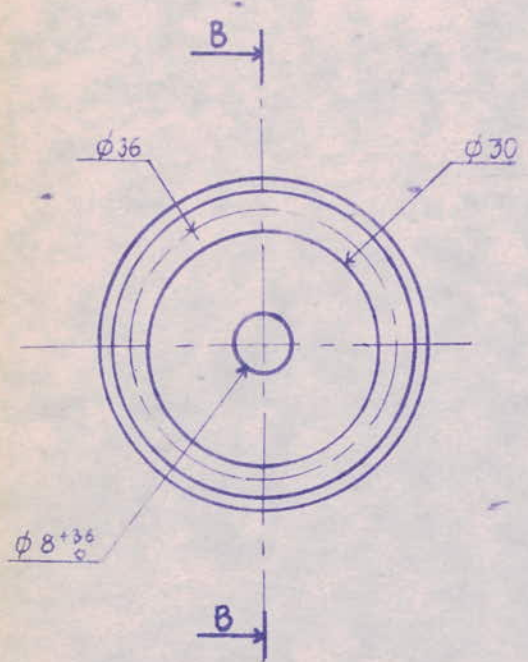
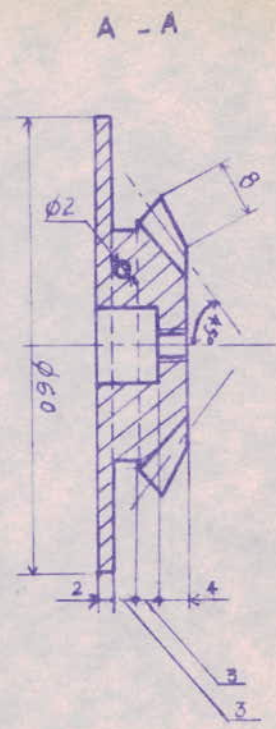
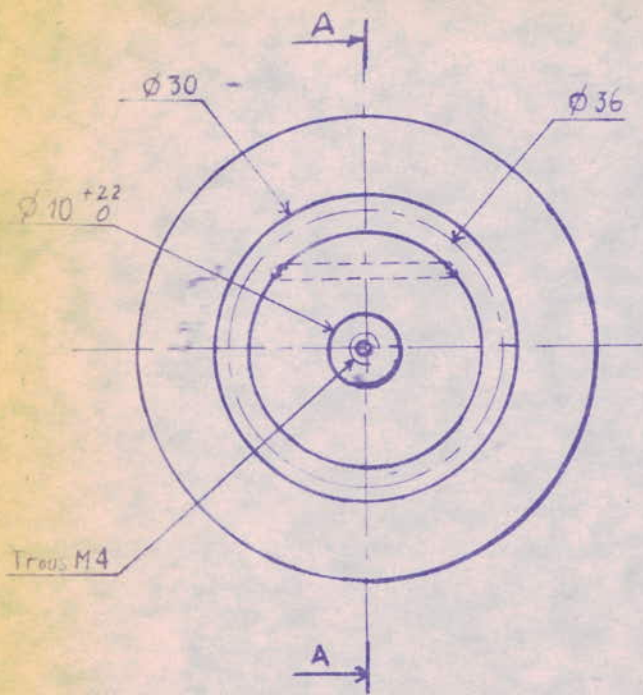


COUPE A-A



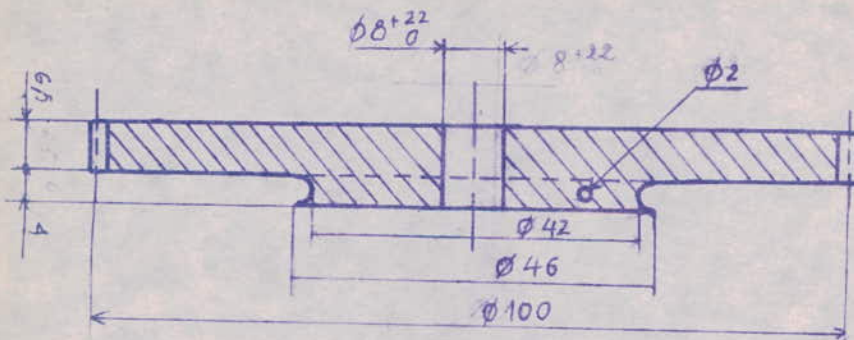
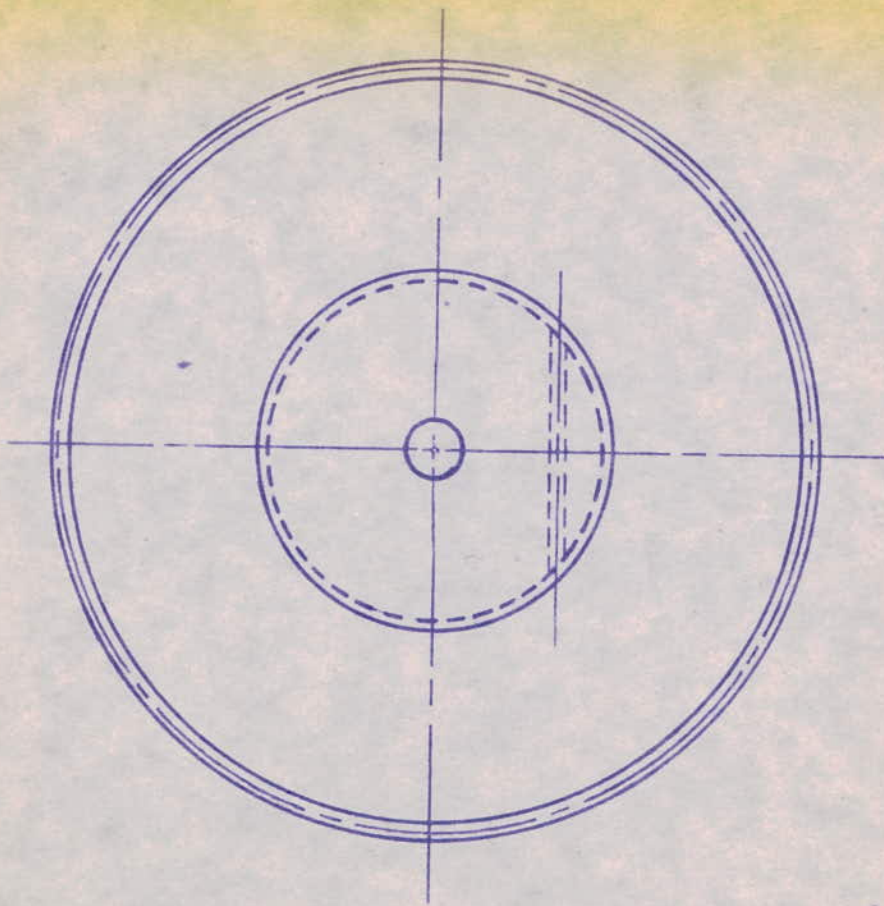
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		<h2>ENGRENAGE</h2>	<h2>ENP</h2> Dép.MECANIQUE
1:1				
Etudiants	CHOUCHANE SAOUDEL			
Promoteur	MADANI			
proposé par	ZERGUERRAS			
Chef des	RECHAK		AlCu4SiMg	RB 1.01.02



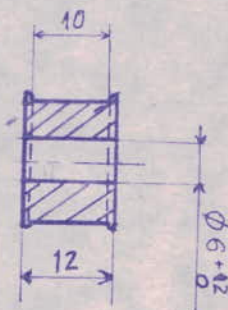
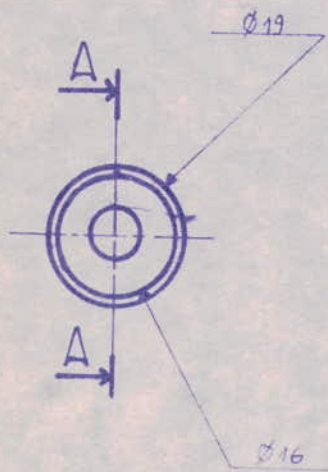
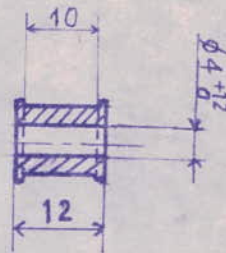
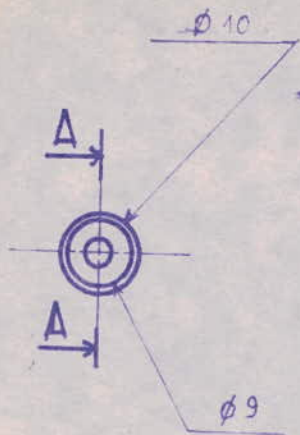
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		ENGRENAGES CONIQUES	ENP Dép. MECANIQUE
1:1				
Etudiants	CHOUCHANE SAOUEL			
Préparateur	MADANI			
Proposé par	ZERGUERRAS			
Chef de dept.	RECHAK		PA 6-6	RB01.03.00



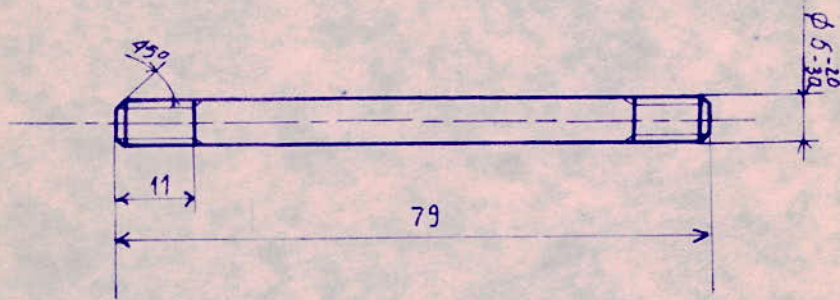
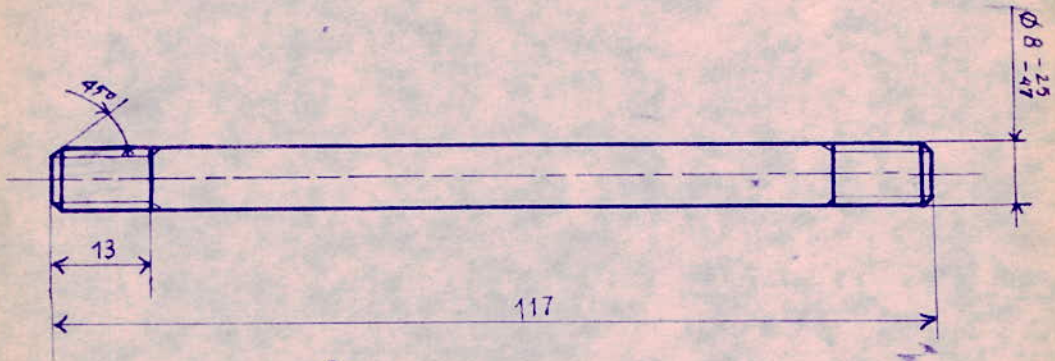
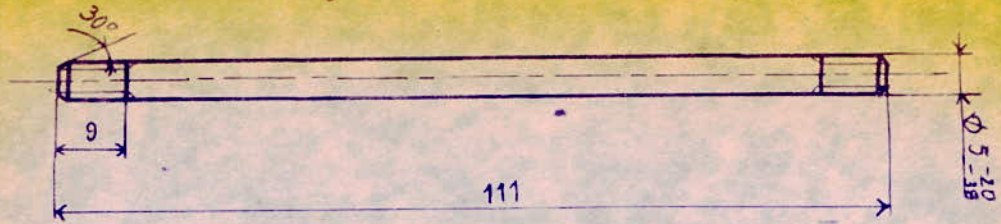
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		ENGRENAGE	ENP
1:1	0,038			
Etudiants	CHOUCHANE SAOUEL			Dép. MECANIQUE
Promoteur	MADANI			
proposé par	ZERGUERRAS		PA 6-6	RB01.01.01
Chef dept	RECHAK			

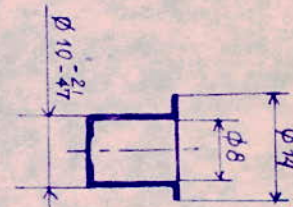
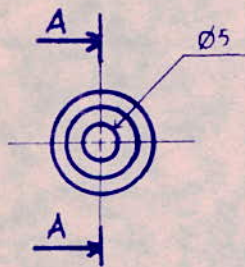


ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		POULIES DENTEES	ENP Dép. Mécanique
1:1				
Etudiants	CHOUGHANE SAOUEL			
Promoteur	MADANI			
Proposé par	ZERGUERRAS			
Chefdept.	RECHAK		PA 6-6	RB01.2

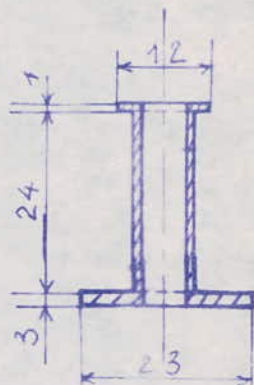
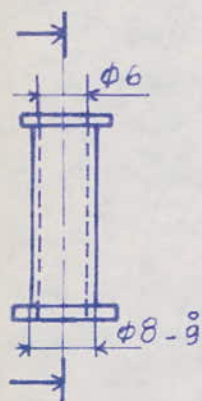
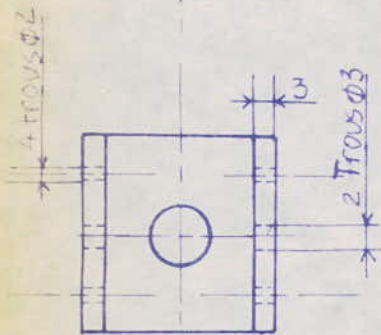
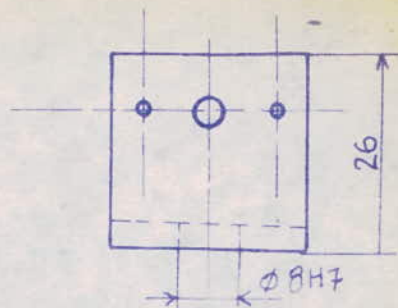
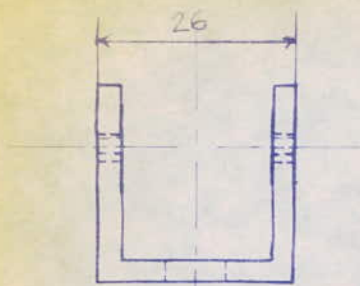


A - A



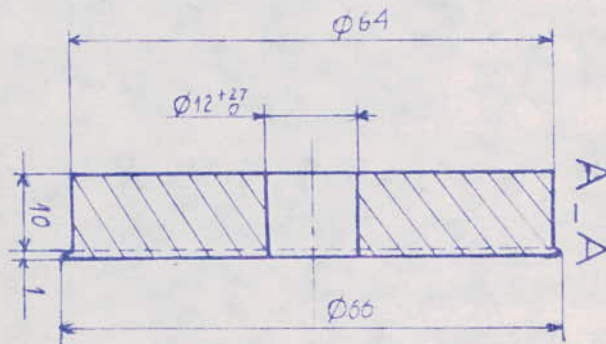
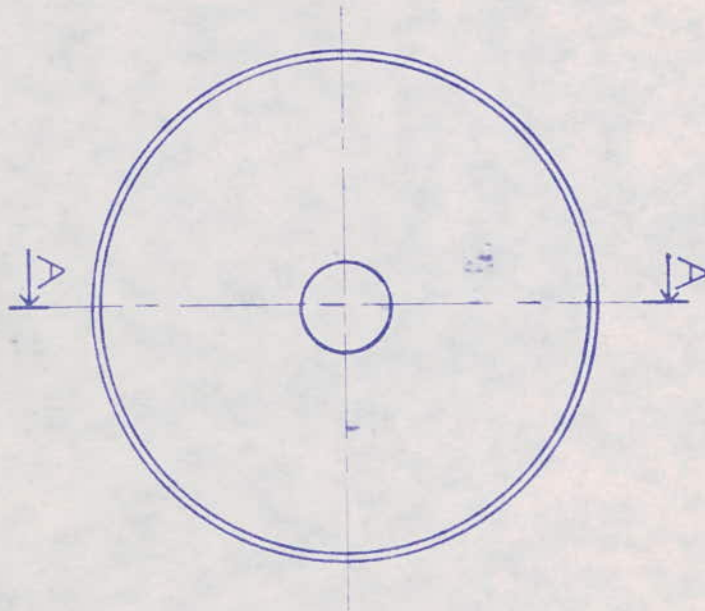
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		AXES D'ARTICULATION	ENP Dép. Mécanique
1:1				
Etudiants	CHOUCHANE			
	SAOUDEL			
Promoteur	MADANI			
proposé par	ZERGUERRAS			
chef de pt	RECHAK			RB01.1



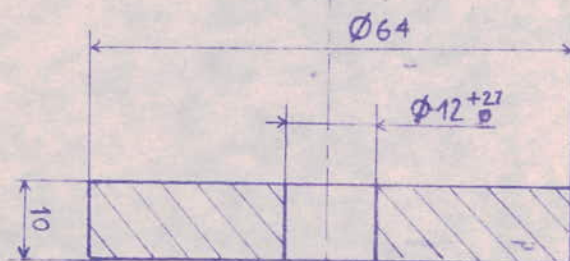
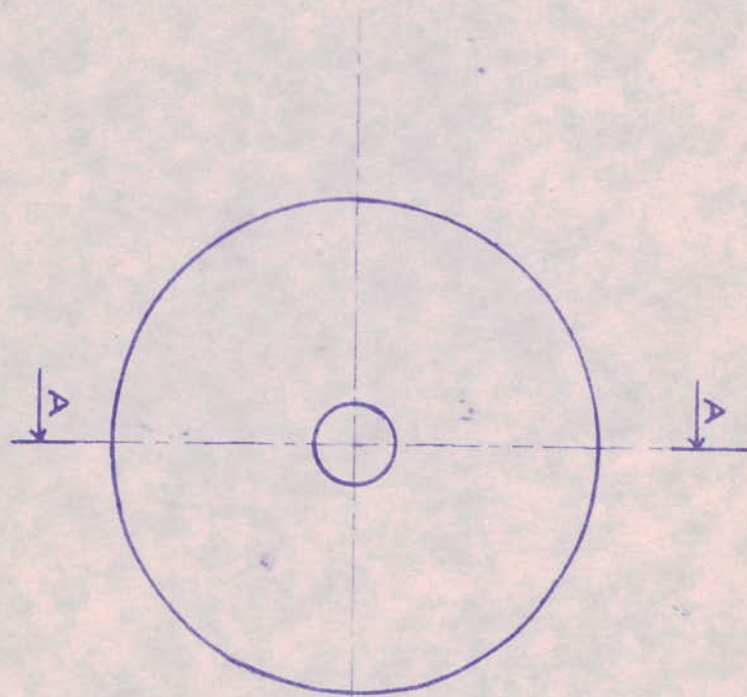
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		ELEMENT DE LA PINCE	ENP Dép MÉCANIQUE
1:1				
Etudiants	CHOUCHANE		A33	RB01.4
	SAOUDEL			
Promoteur	MADANI			
Proposé par	ZERGUERRAS			
Cher. dépt.	RECHAK			



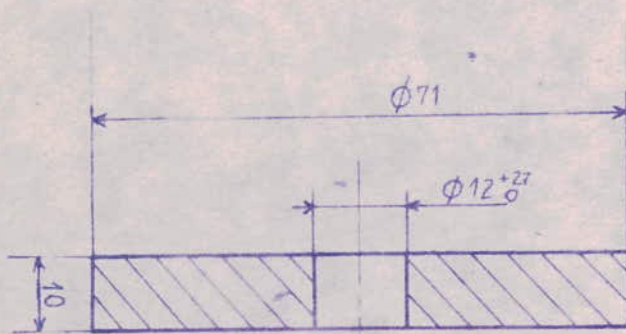
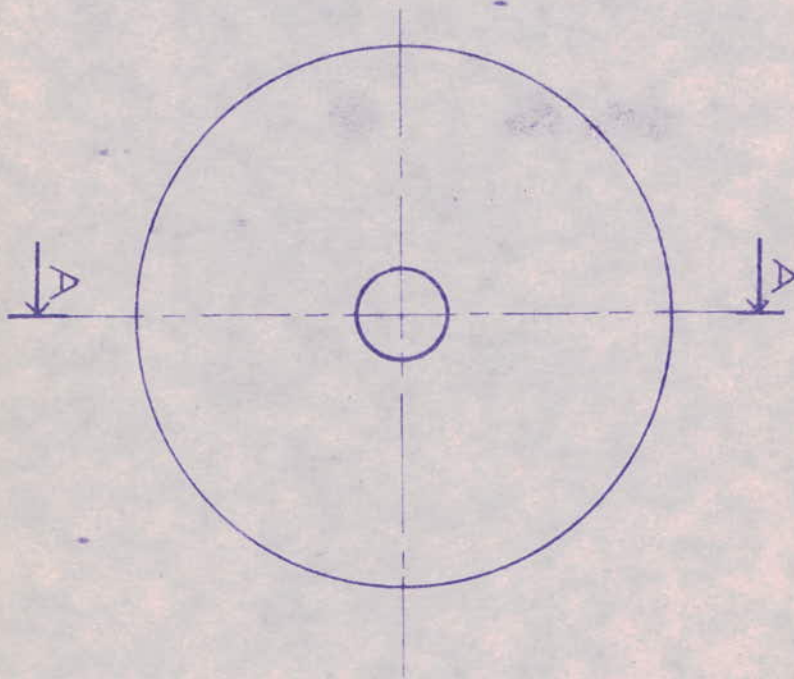
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		POULIE DENTEE	ENP Dép. MECANIQUE
1:1	0.035			
Etudiants	CHOUCHANE	PA 6-6	RB02.00.03	
	SAOUDEL			
Préparateur	MADAN			
Proposé par	ZERGUERRAS			
Conçu par	RECHAK			



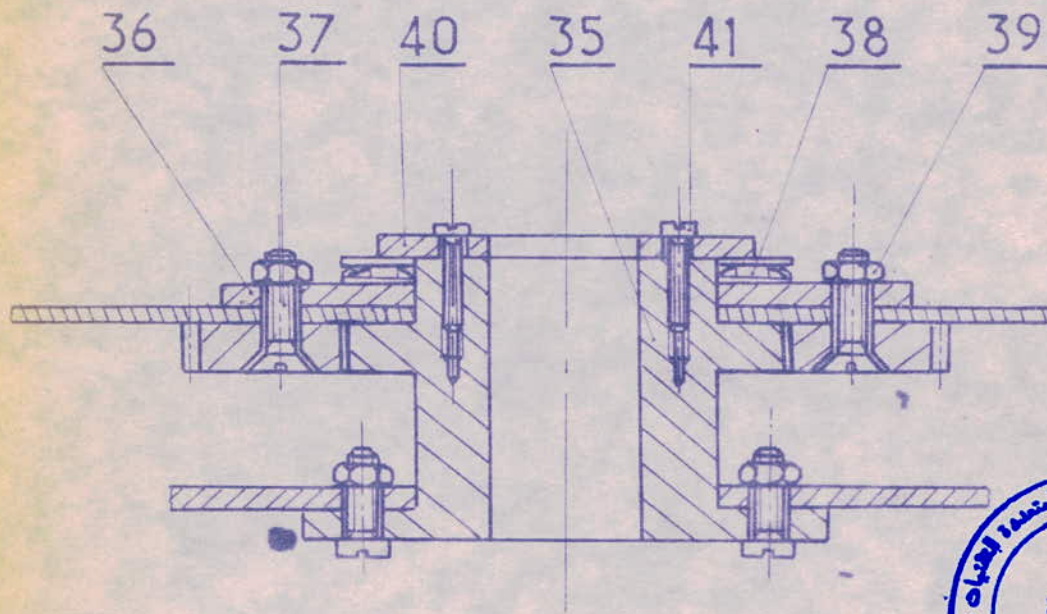
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		POULIE DENTEE	ENP
1/2	0.034			
Etudiants -	CHOUCHANE			Dép. MECANIQUE
	SAOUEL			
Promoteur	MADANI			
Proposé par	FREQUERAS			
Corr. depp.	RECHAK		PA 6-6	RB01.02 02



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

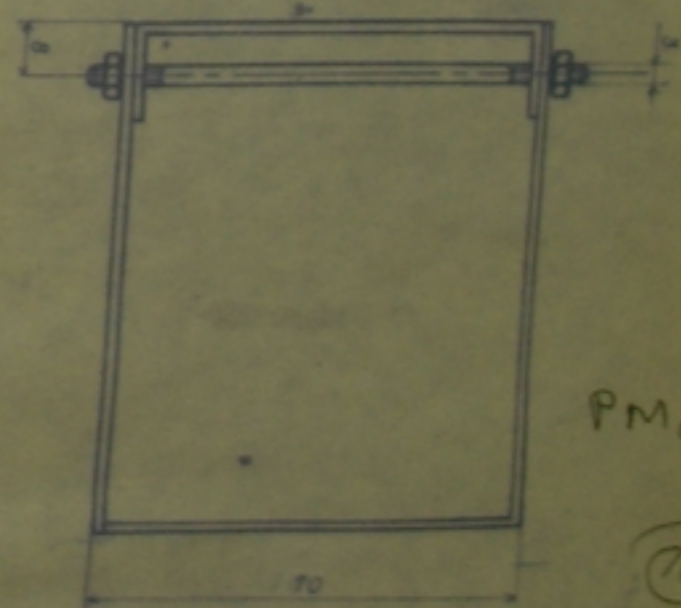
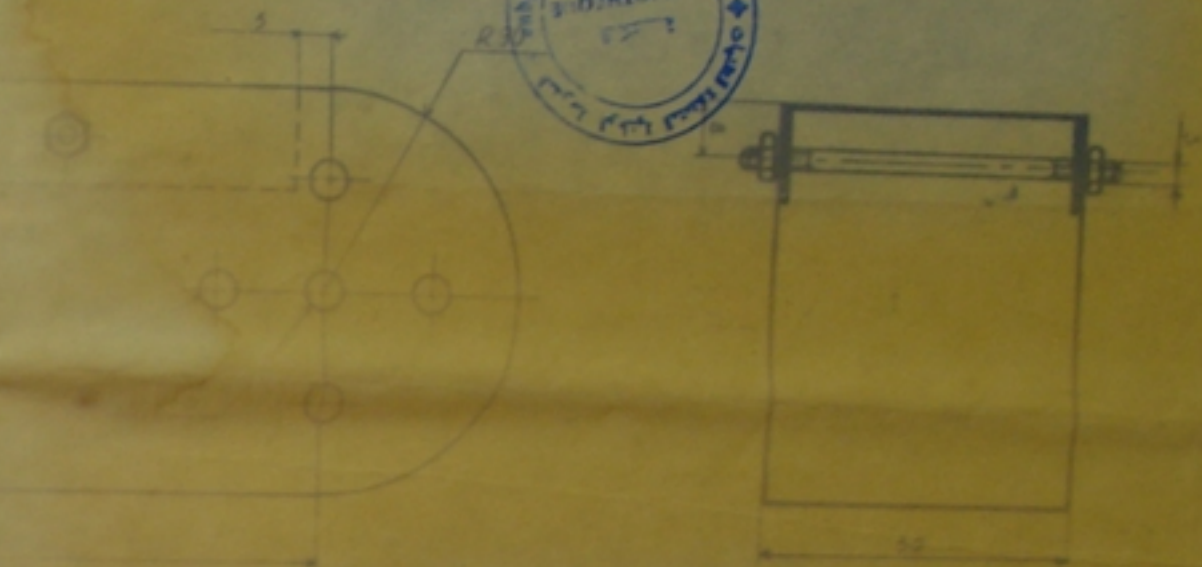
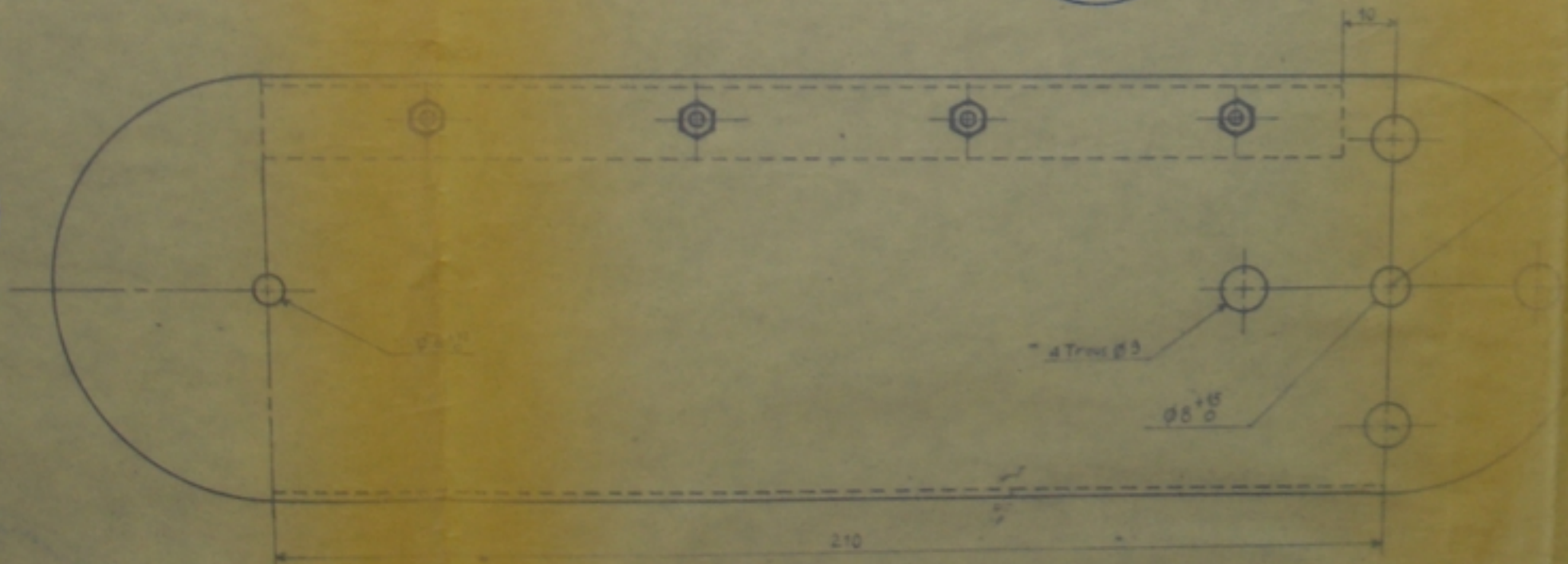
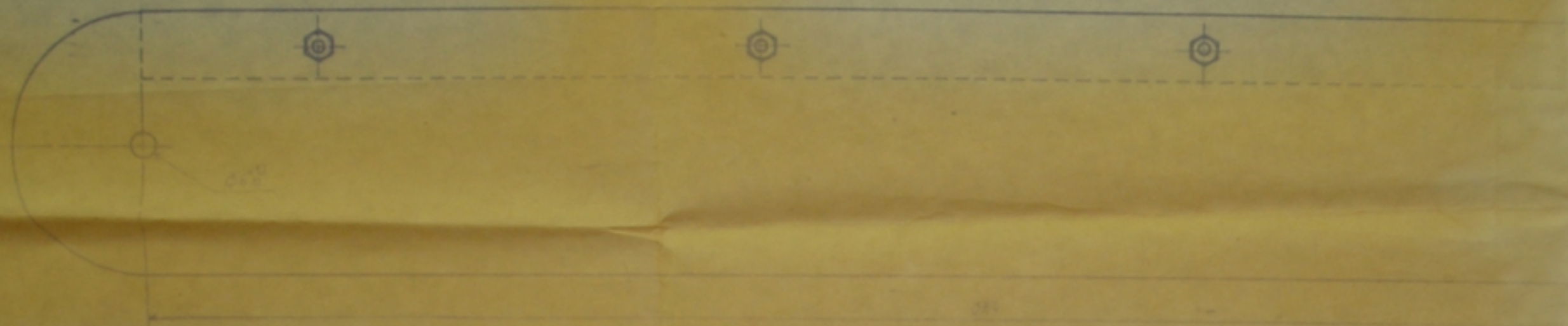
Echelle	Masse		POULIE DENTEE	ENP DÉP MÉCANIQUE
1:1	0,042			
Etudiants	CHOUGHANE SAOUDEL			
Promoteur	MADANI			
Proposé par	ZERGUERRAS		PA 6-6	RB01.02.01
Chargé par	RECHAK			



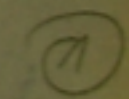
41	4		Vis CM2,12		NF E27-411
40	1	RB02.01.1	Plaque de fixation	AL99,5	
39	10		Ecrous HM4		NFE27-411
38	1		Butée 40N Serie mince		
37	4		Vis F190 M4,16		NFE27-113
36	1	RB.02.01.1	Plaque de fixation	AL99,5	
35	1	RB.02.01.1	Axe de rotation	AL99,5	
RP.	NB.	DESSIN ^o	DESIGNATION	MATIERE	OBS.

ECOLE NATIONALE-POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		AXE DE ROTATION DE LA STRUCTURE	ENP Dép.Mécanique
1:1				
Etudiants	CHOUCHANE			
	SAOUEL			
Promoteur	MADANI			
proposé par	ZERGUERRAS			
Chef de pl.	RECHAK			RB-02.01



PM 01652

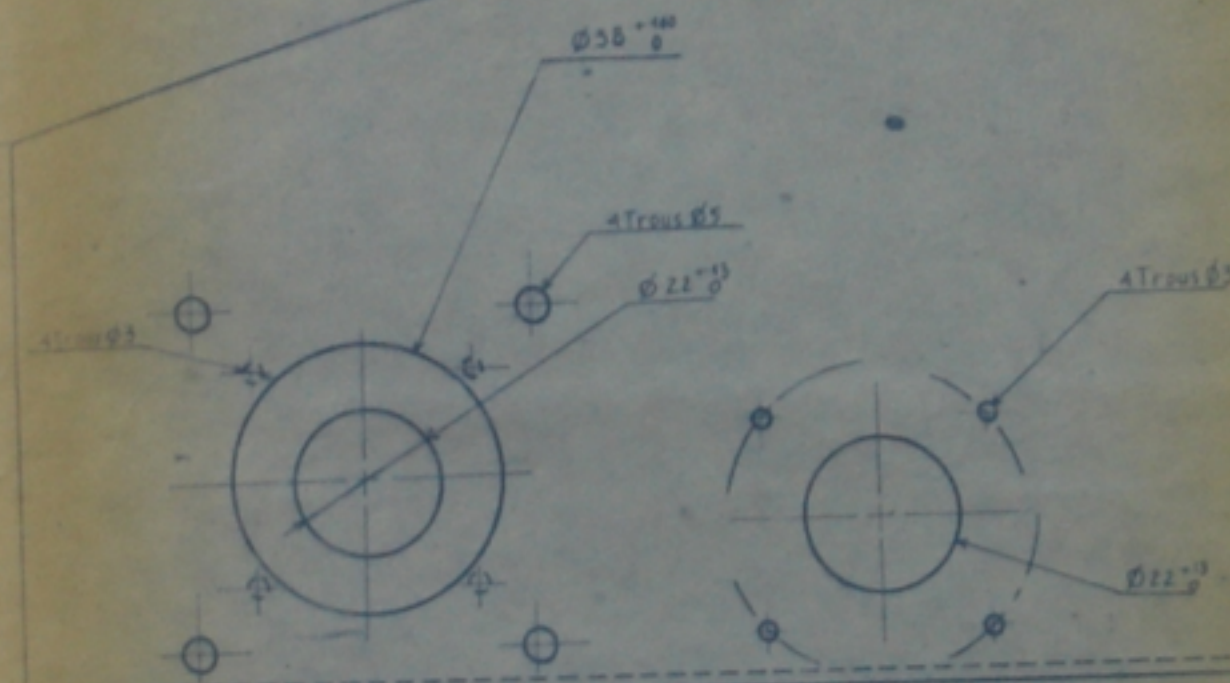


ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Éléments	N° 294	AVANT BRAS	ENP Département
		BRAS	
	CHOUKANE SAGUDEL		
	MADANI		
	ZEROUKKE AD		
	EL CHAH		
		AVAG	RB 01 3



AM01592
②

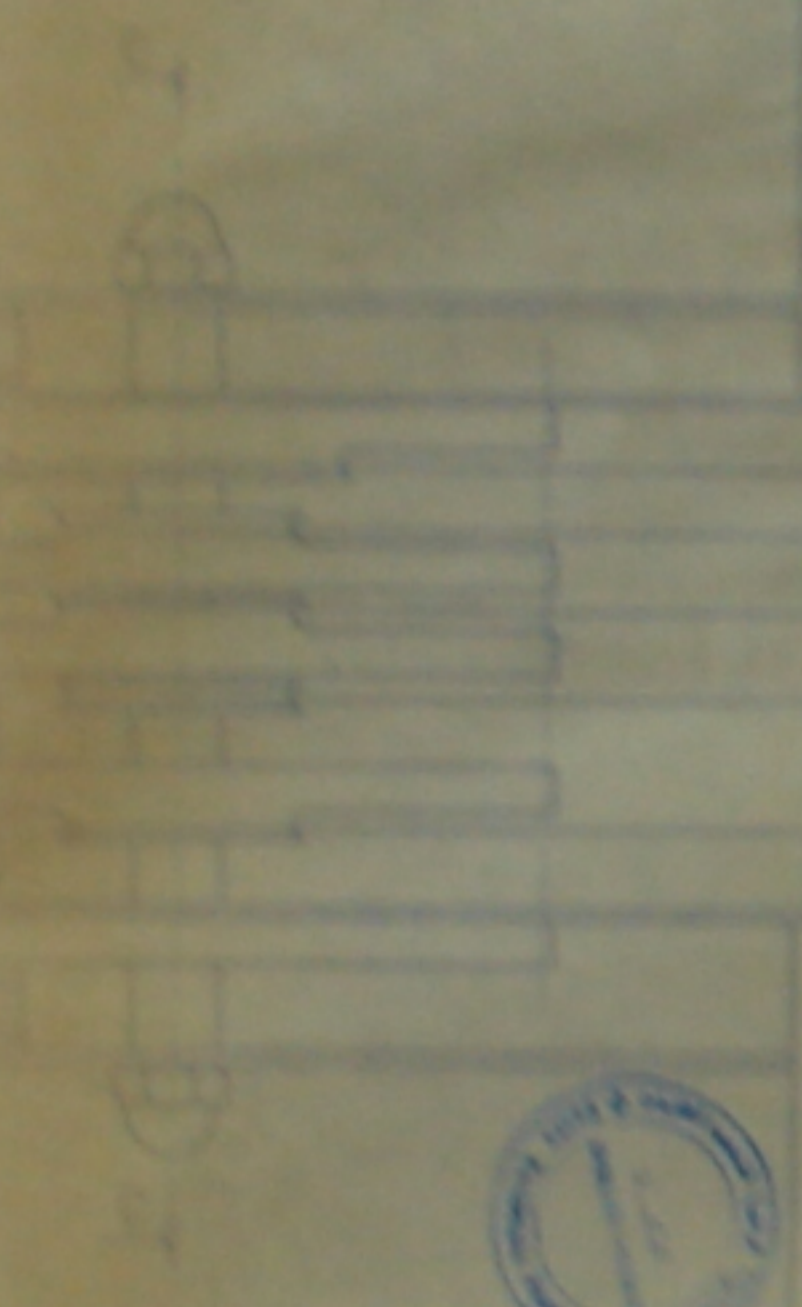
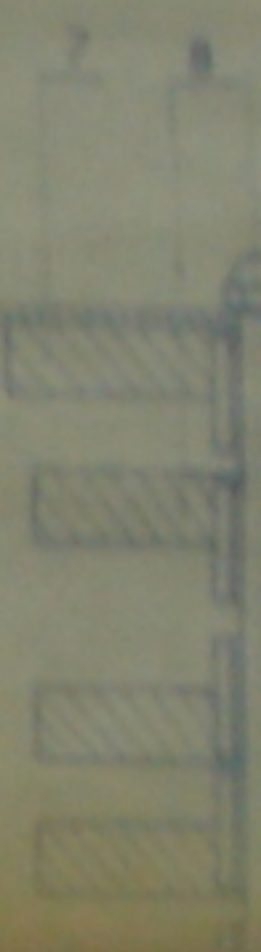
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE				
UNIVERSITE	NUMERO	GO	BATI	ENP
	430			
PROFESSEUR	CHARGÉ DE			
	TRAVAIL			
	NUMERO			
	DE L'ÉTABLISSEMENT		433	RSD
	DE L'ÉTAT			

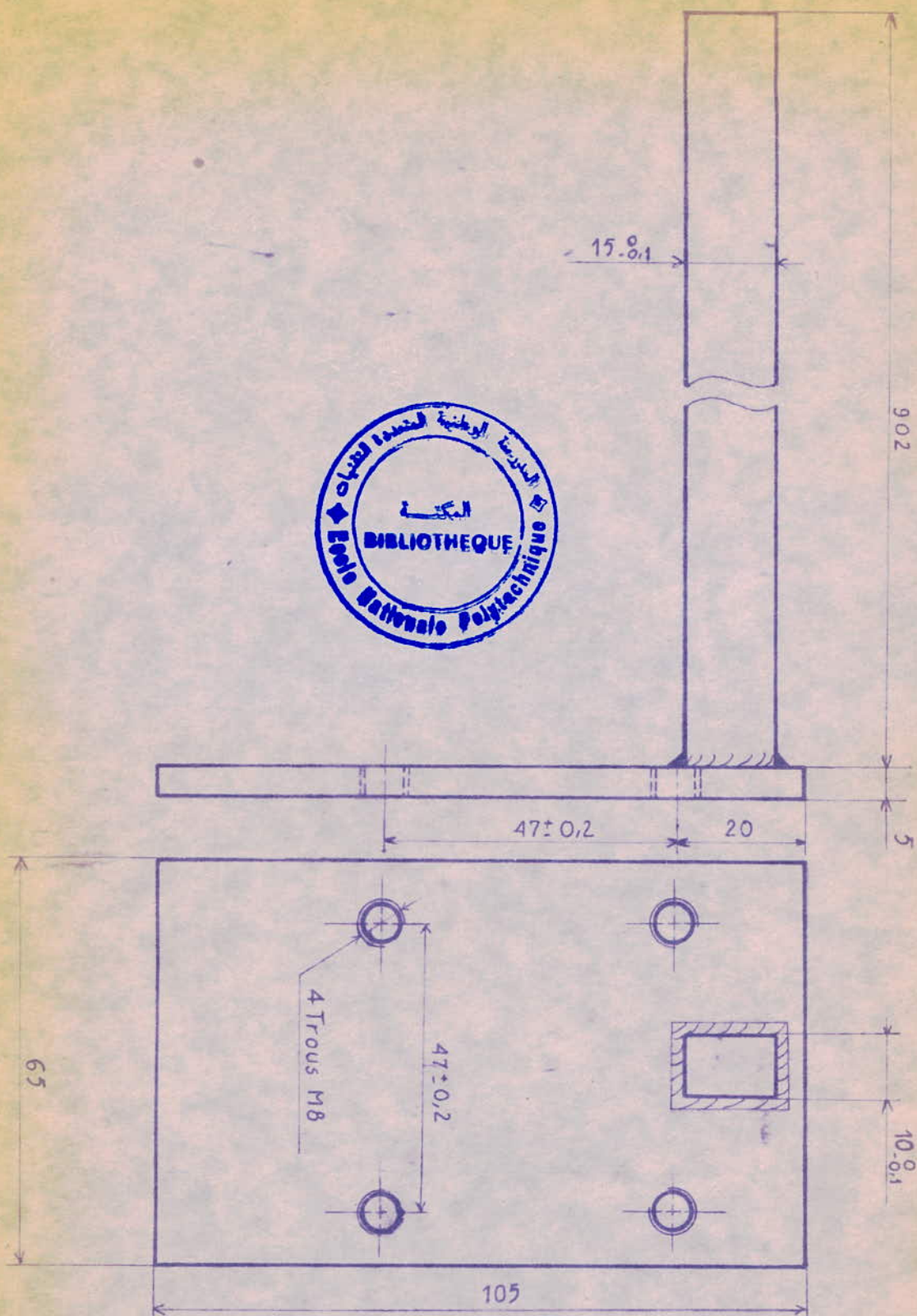


PM 016 32

3

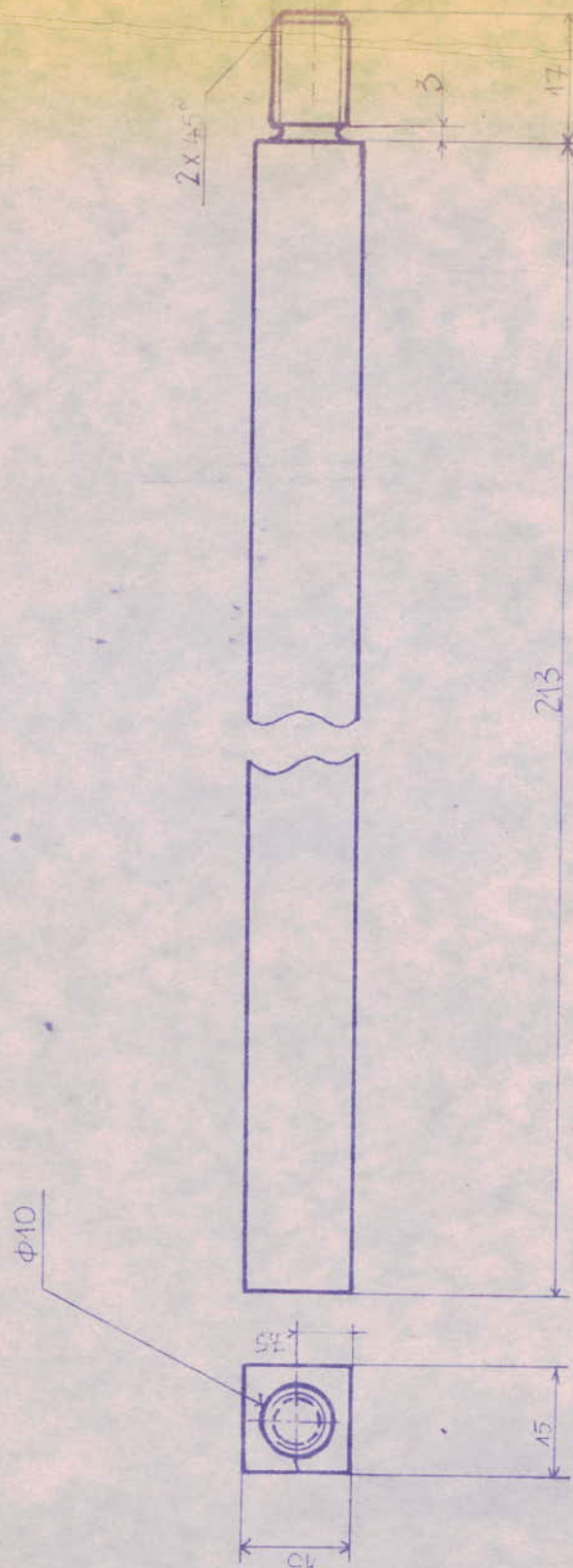
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Figure	MASSE		TRONC
Scale			
Author	CHOUCRANE SAOUDI	A-UAG	ENP dia MECANIQUE
Reviewer	MADANI ZEIN ELDEEN		
Date			RB/2 01 02





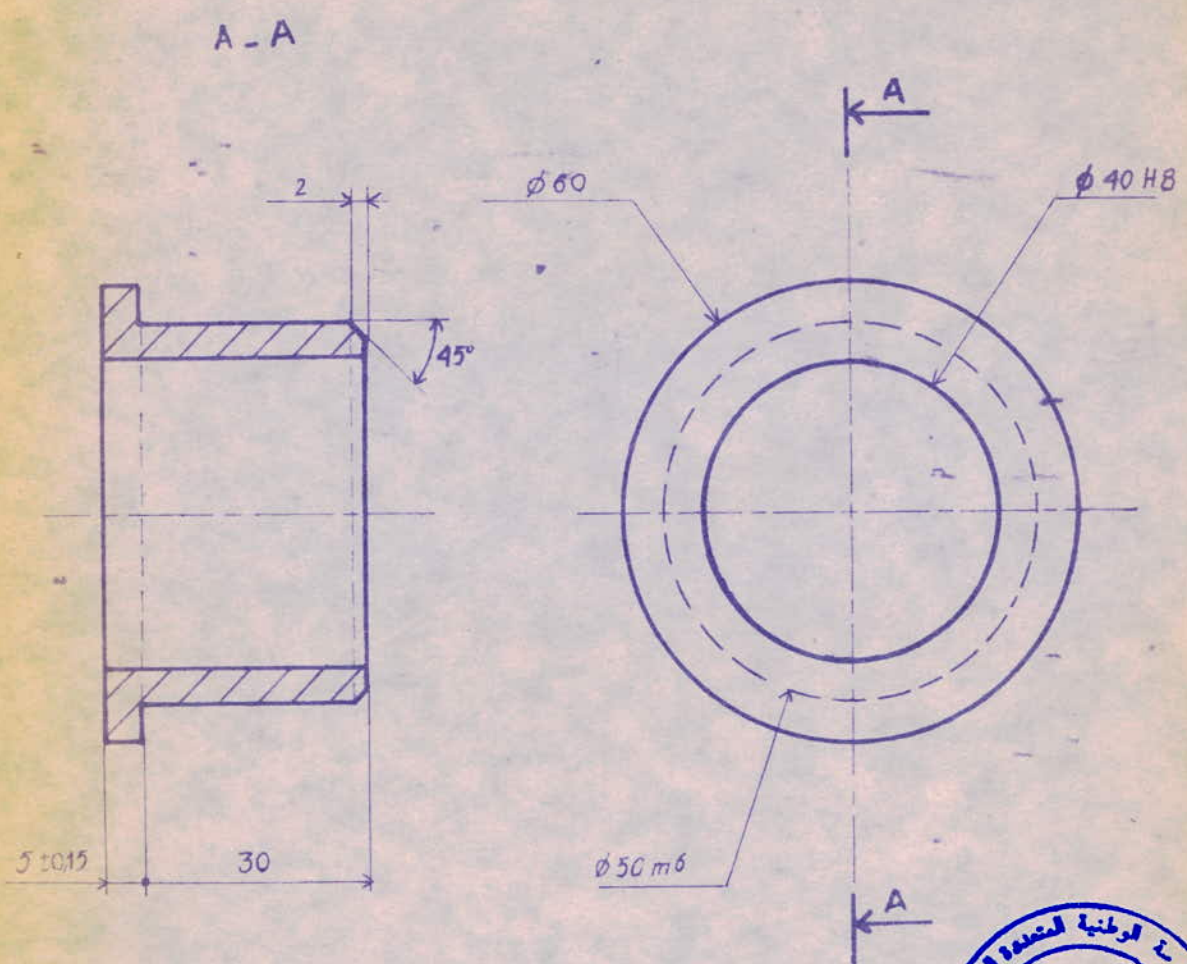
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		AXE GUIDE	ENP
1:1	1,329			
Etudiants	CHOUCHANE		XC48	Dép. Mécanique MX01.00.01
	SAOUEL			
Promoteur	MADANI			
proposé par	ZERGUERRAS			
Chef dept	RECHAK			



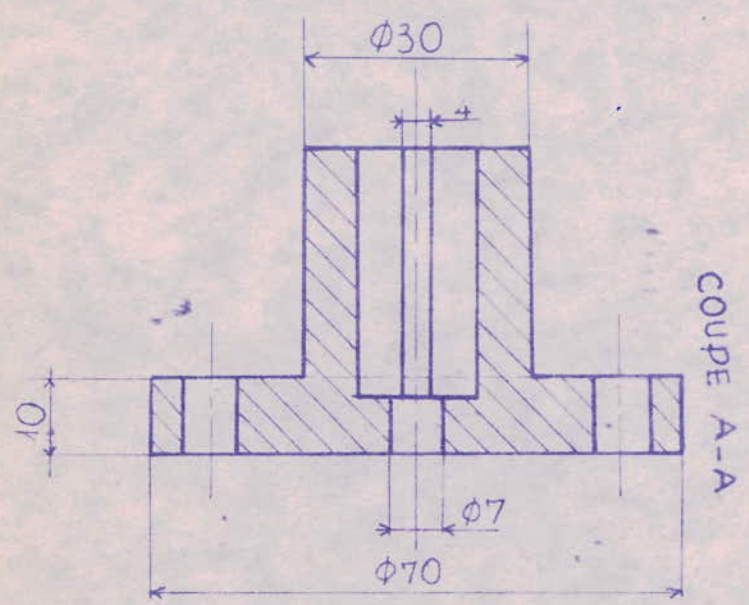
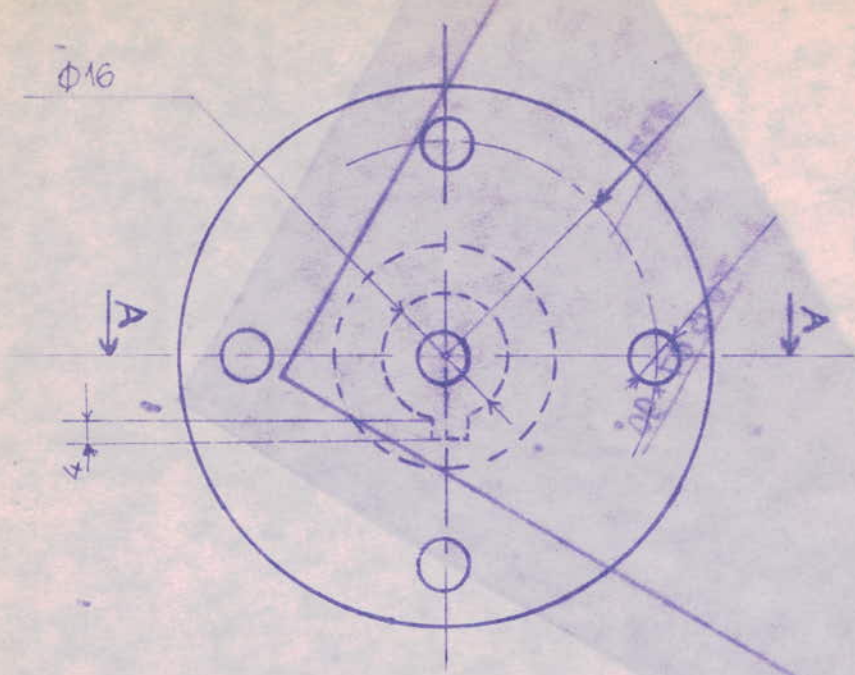
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		AXE DE GUIDAGE EN ROTATION	ENP Dép. Mécanique
1:1	0387			
Elaborants	CHOUCHANE SAOUEL			
Promoteur	MADANI			
Proposé par	ZERGUERRAS	XC 38	PR01.00 .11	
Chef de pt	RECHAK			



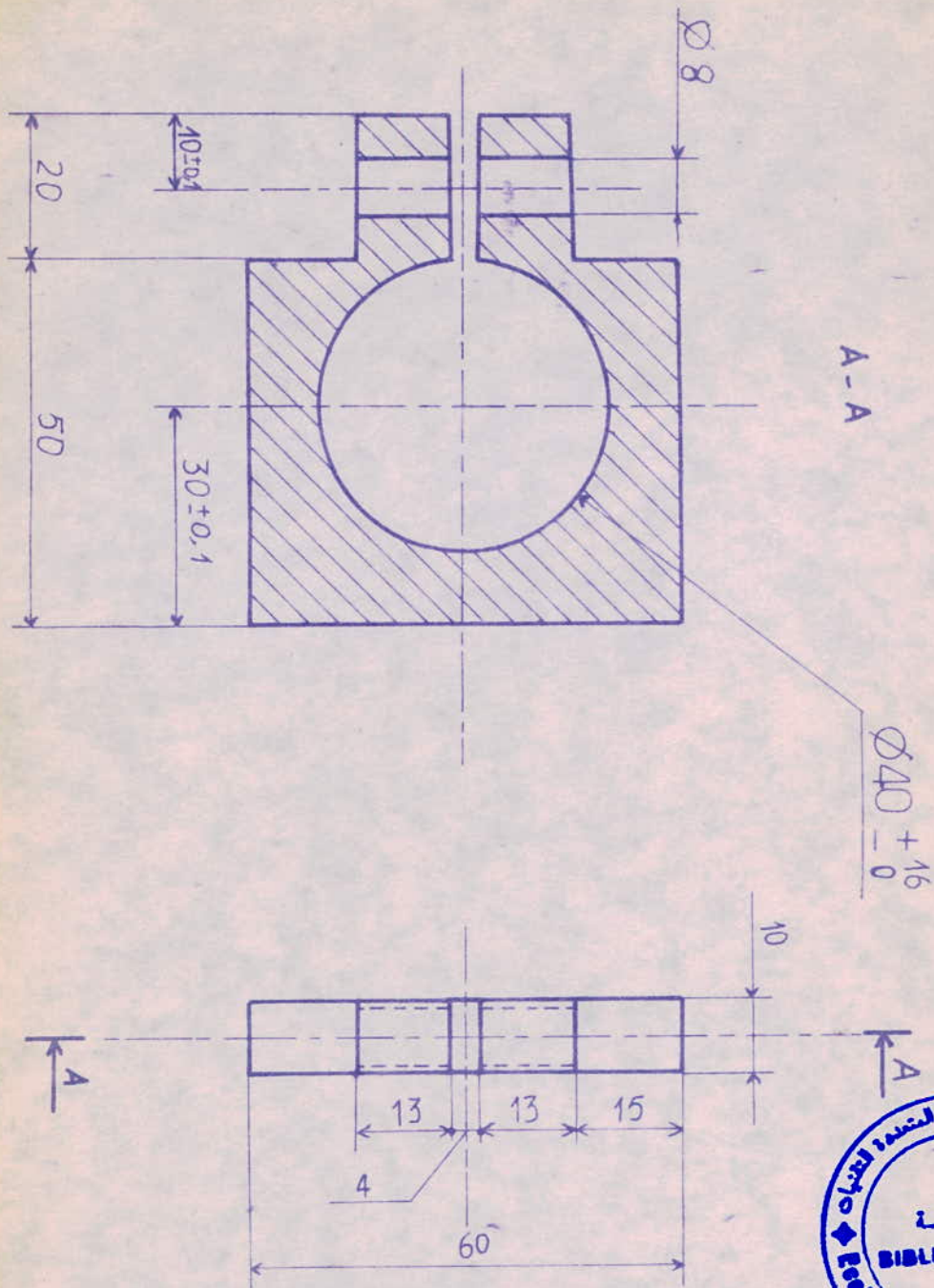
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		BAGUE	ENP
1:1	0,227			
Etudiants	CHOUCHANE		UE 10	Dèp. Mécanique
	SAOUEL			
Promoteur	MADANI		MX01.00.12	
Proposé par	ZERGUERRAS			
Chef de pt.	RECHAK			



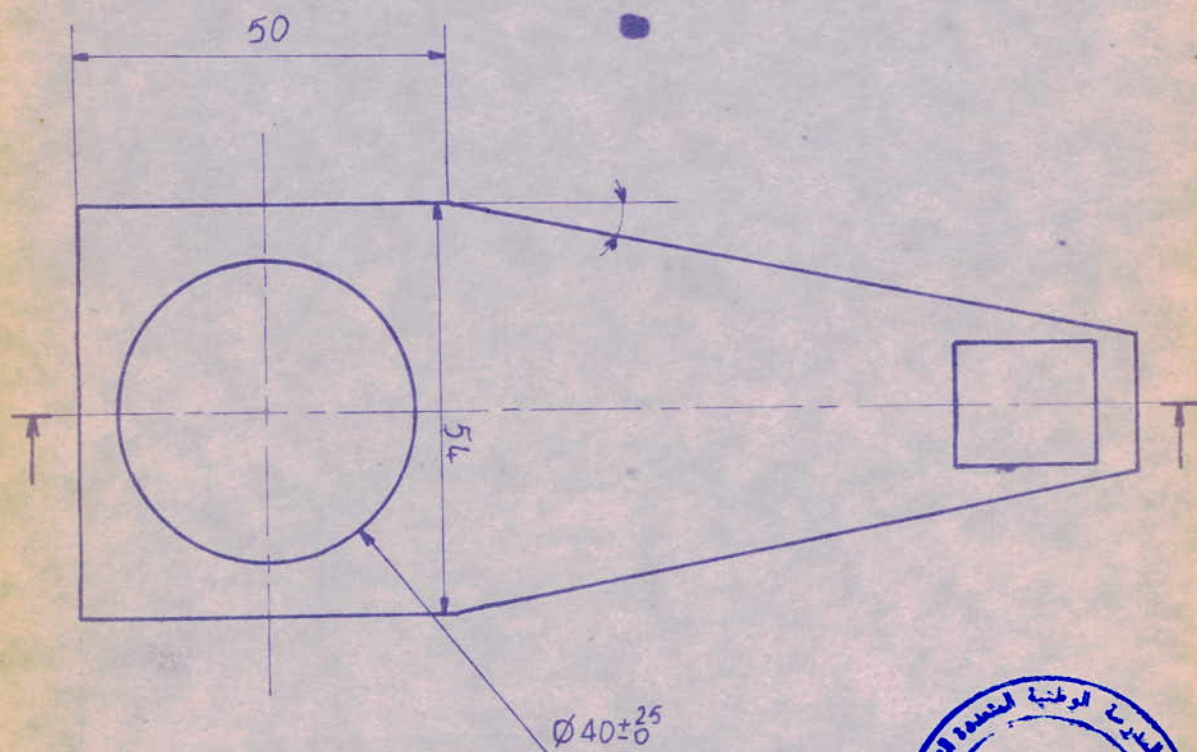
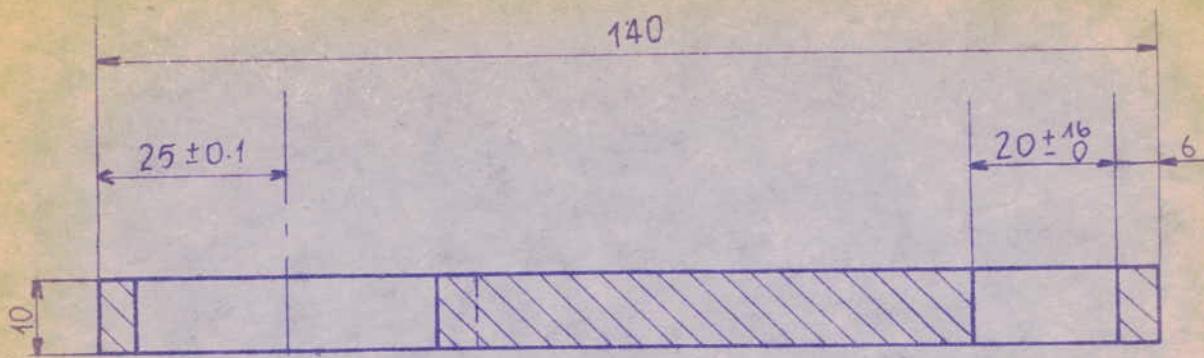
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		DOUILLE DE FIXATION DE LA PIECE N°4	ENP Dép. Mécanique
1:1	0,147			
Etudiants	CHOUGHANE SAOUEL			
Promoteur	MADANI			
Proposé par	ZERGUERRAS			
Chef dept.	BECHAK		A5	MX01.00



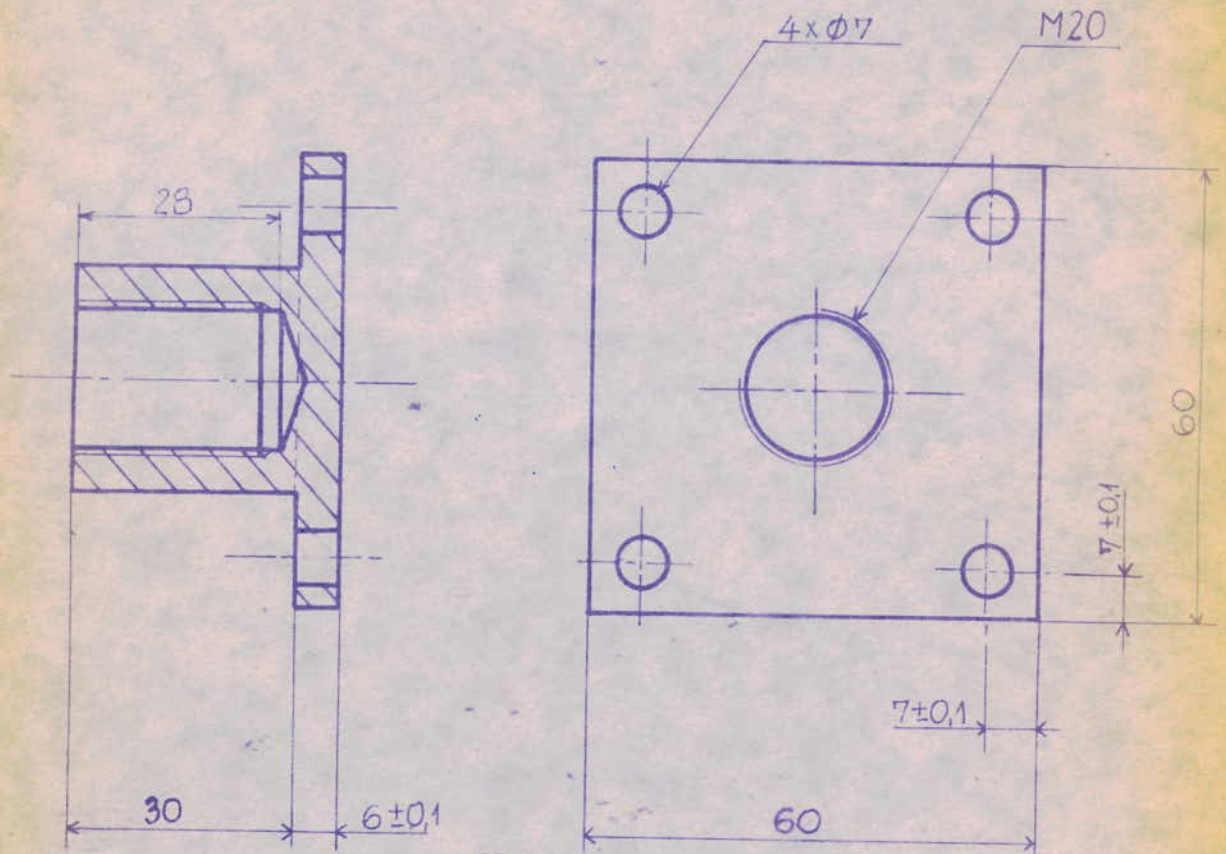
ECOLE-NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		Butée de translation horizontale	ENP Dép. MECANIQUE MX01.00.02
1:1	0.167			
Etudiants	CHOUCHANE			
	SAOUDEL			
Promoteur	MADANI			
Proposé par	ZERGUERRAS			
Chef de pt	RECHAK			
			XC25	



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

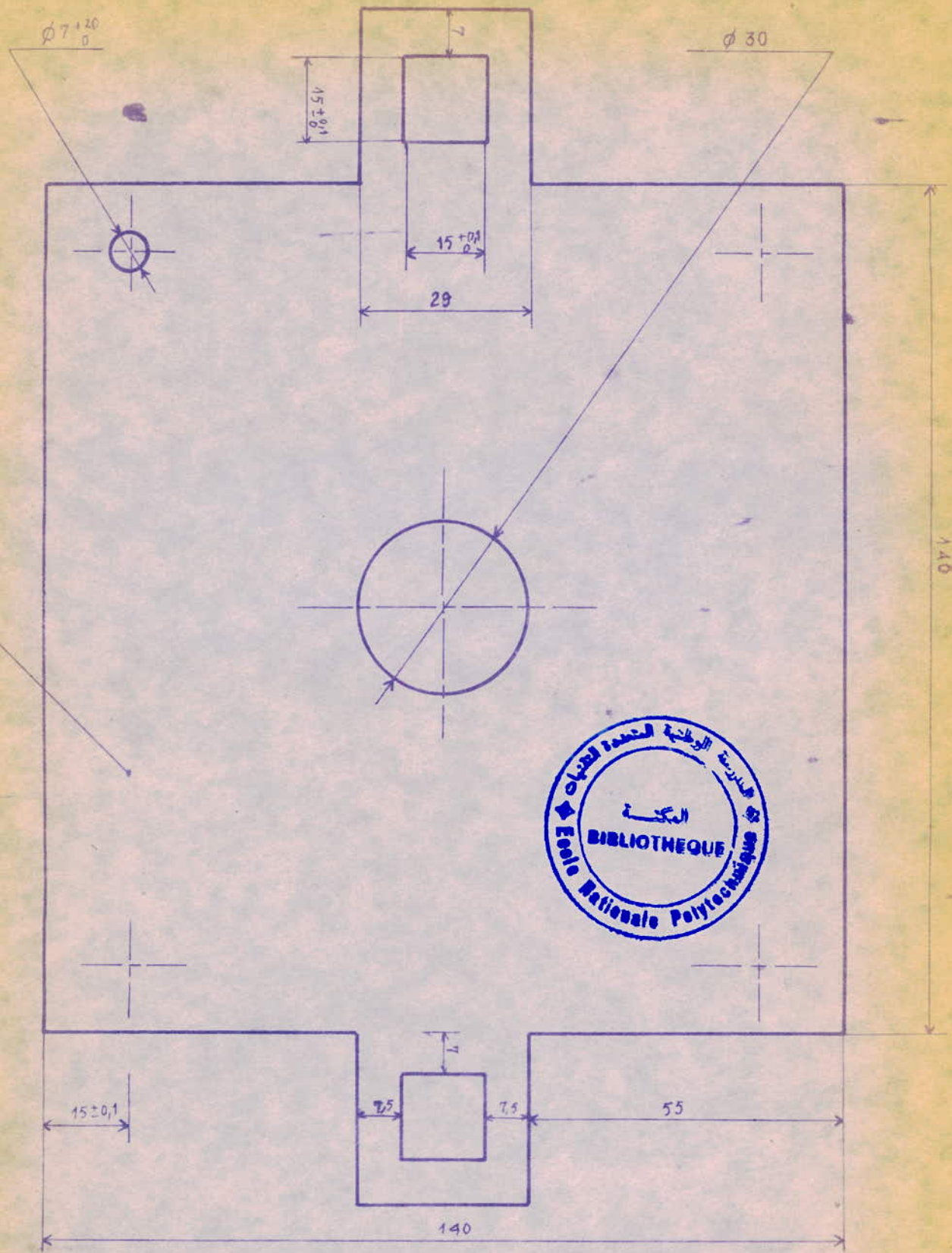
Echelle	Masse		FOURCHETTE DE TRANSMISSION	ENP dép. Mécanique
1:1	0.132			
Etudiants	CHOUCHANE SAOUDEL			
Promoteur	MADANI			
proposé par	ZERGUERRAS			
Chef dept.	RECHAK		A.U4 5g	MX01.00.03



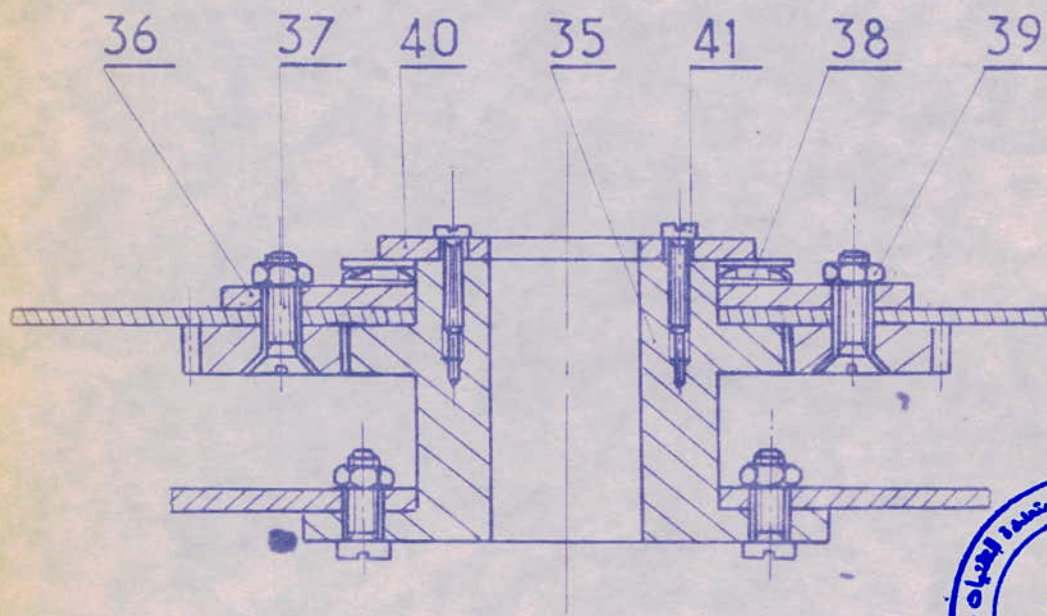
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		DOUILLE DE	ENP
1:1	0.260			
Etudiants	CHOUCHANE		FIXATION DU CORPS	dép. Mécanique
	SAOUEL			
Promoteur	MADANI		XC38	MX01.00 .09
Proposé par Chef dept.	ZERGUERRAS RECHAK			

Echelle : 5



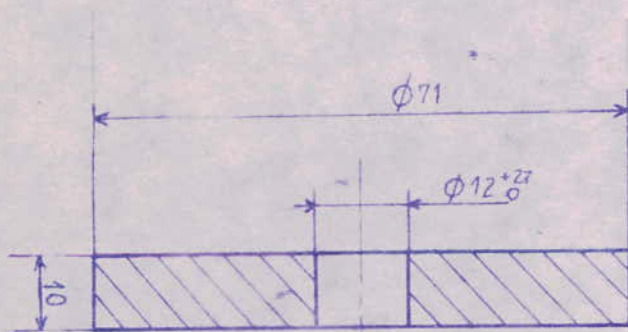
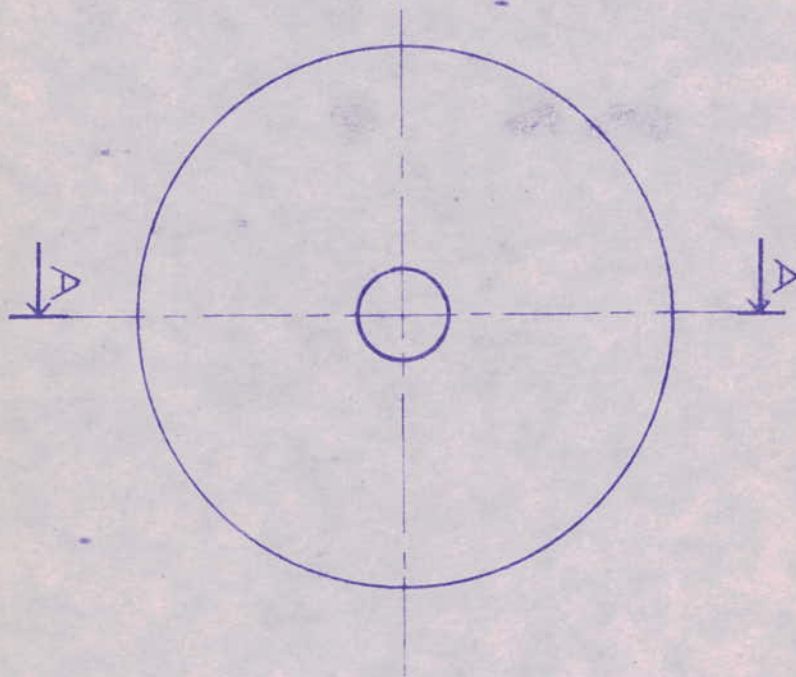
Echelle	Masse		PLAQUE GUIDE	ENP Dep. Mécanique
1:1	0,192			
Etudiants	CHOLICHANE SAOUDEL		A37.2C	MX01.00.08
Promoteur	MADANI			
Proposé par	ZERGUERRAS			



41	4		Vis C M2,12		NF E27-411
40	1	RB02.01.1	Plaque de fixation	AL99,5	
39	10		Ecrous HM4		NFE27-411
38	1		Butée 40N Serie mince		
37	4		Vis F190 M4,16		NF E27-113
36	1	RB-02.01.1	Plaque de fixation	AL99,5	
35	1	RB.02.01.1	Axe de rotation	AL99,5	
RP.	NB.	DESSIN ^o	DESIGNATION	MATIERE	OBS.

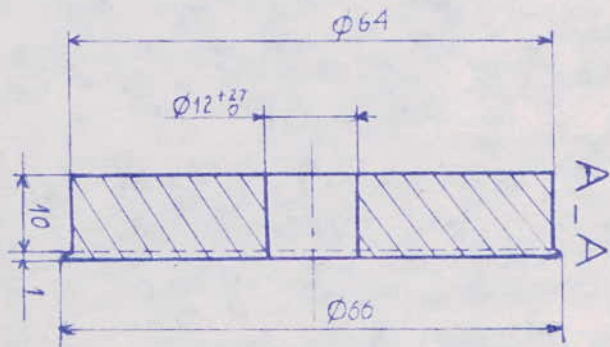
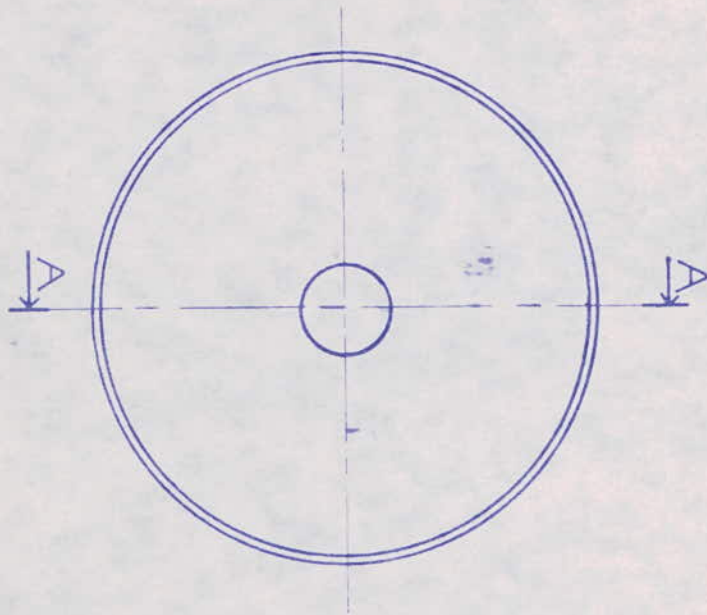
ECOLE NATIONALE-POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		AXE DE ROTATION DE LA STRUCTURE	ENP Dép.Mécanique
1:1				
Etudiants	CHOUCHANE			
	SAOUDEL			
Promoteur	MADANI			
proposé par	ZERGUERRAS			
chef de pl.	RECHAK			RB-02.01



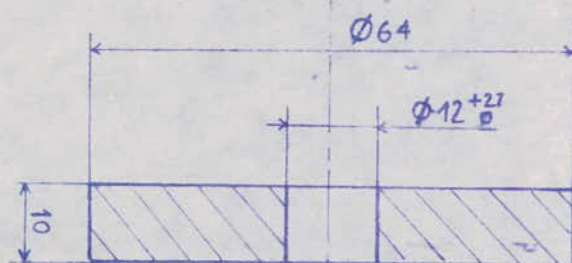
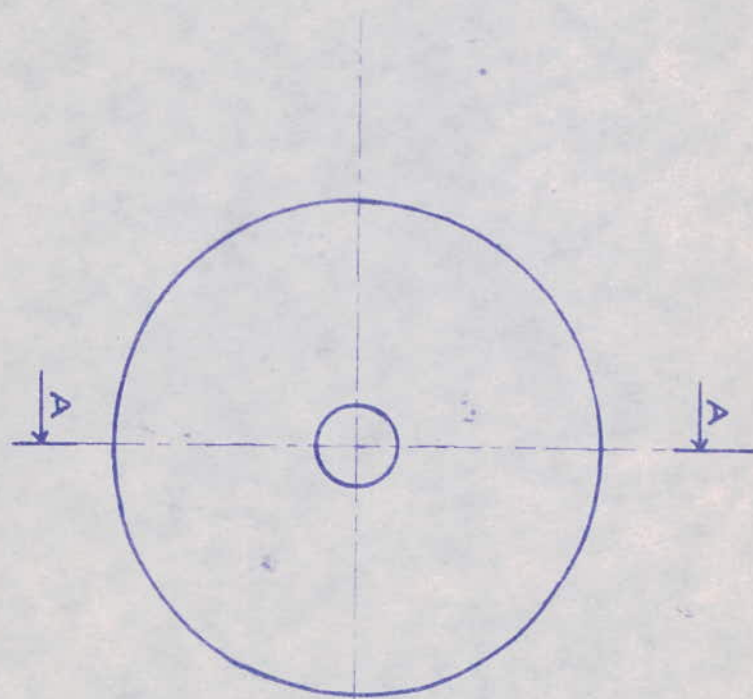
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		POULIE DENTEE	ENP DÉP. MECANIQUE
1:1	0,042			
Etudiants	CHOUGHANE SAOUDEL			
Promoteur	MADANI			
Proposé par	ZERGUERRAS		PA 6-6	RB01.02.01
Grégariste	RECHAK			



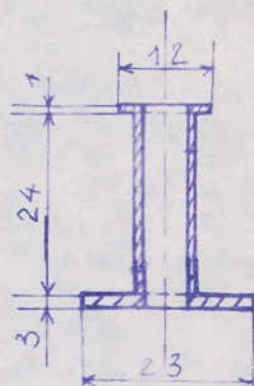
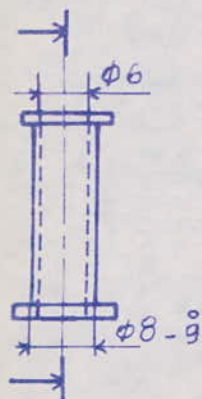
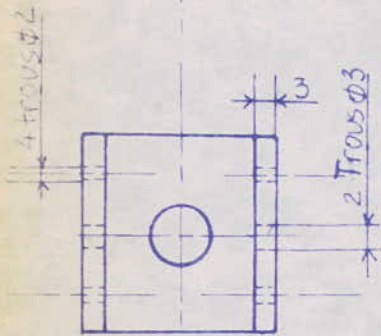
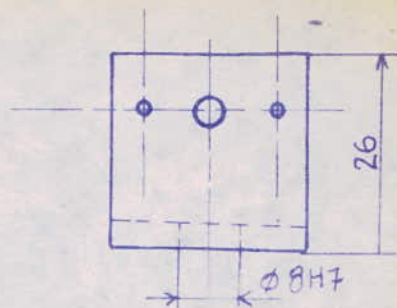
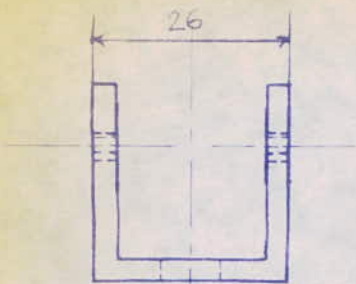
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		POULIE DENTEE	ENP Dép. MECANIQUE
1:1	0.035			
Etudiants	CHOUCHANE SAOUEL			
Promoteur	MAQANI			
Proposé par	ZERGUERRAS			
Approuvé par	RECHAK		PA 6-6	RB02.00.03



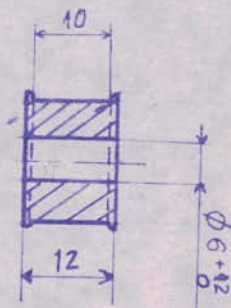
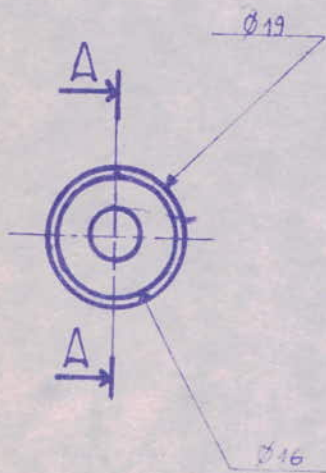
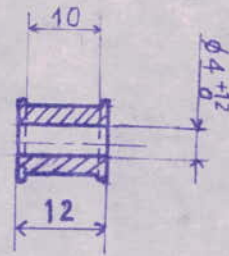
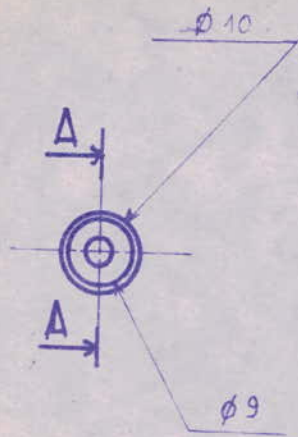
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		POULIE DENTEE	ENP
1:1	0.034			
Etudiants	CHOUCHANE			DÉP. MECAVIQUE
	SAOUDEL			
Proposé par	MADANI			
Approuvé par	FRUERRAS			
Chargé de	RECHAK		PA 6-6	RB01.02 02



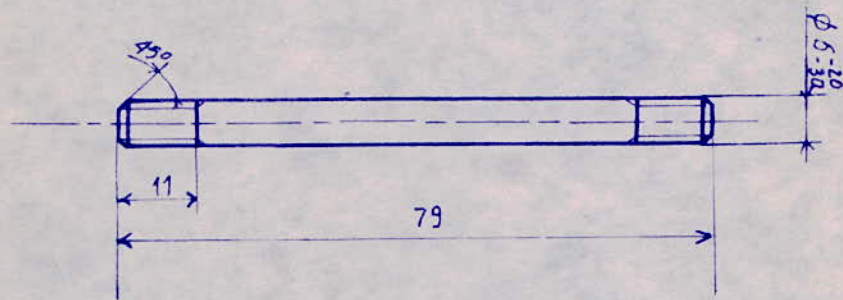
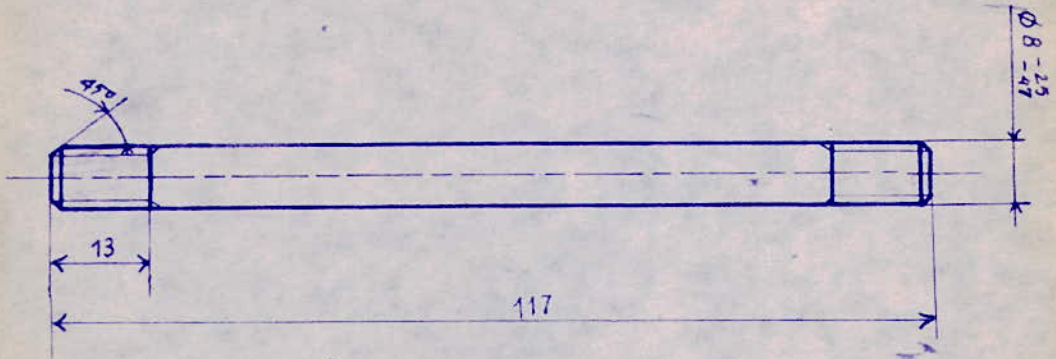
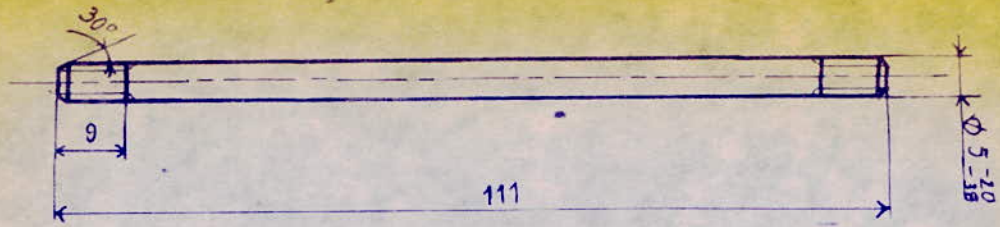
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		ELEMENT DE LA PINCE	ENP Dép MÉCANIQUE
1:1				
Etudiants	CHOUCHANE			
	SAOUDEL			
Promoteur	MADANI			
Proposé par	ZERGUERRAS			
Cherché par	RECHAK		A 33	RB01.4

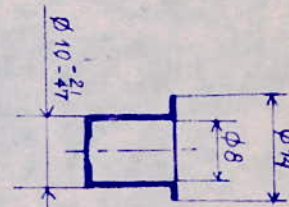
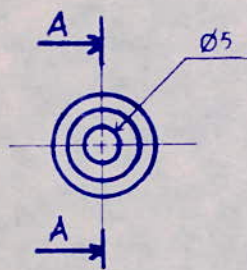


ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		POULIES DENTEES	ENP Dép. Mécanique
1:1				
Etudiants	CHOUGHANE			
	SAOUEL			
Promoteur	MADANI			
Révisé par Chef de pt.	ZERGUERRAS			
	RECHAK		PA 6-6	RB01.2

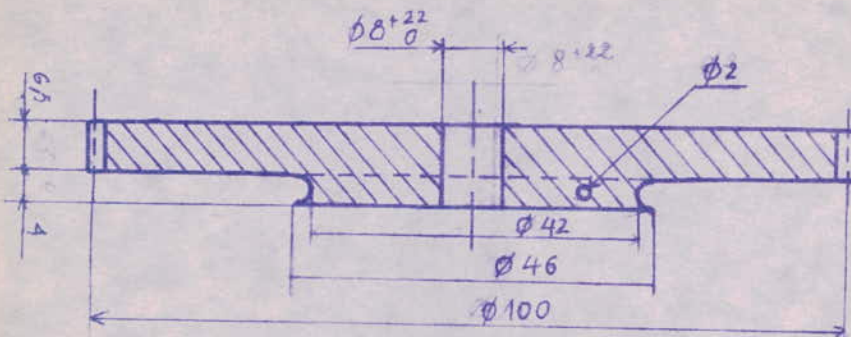
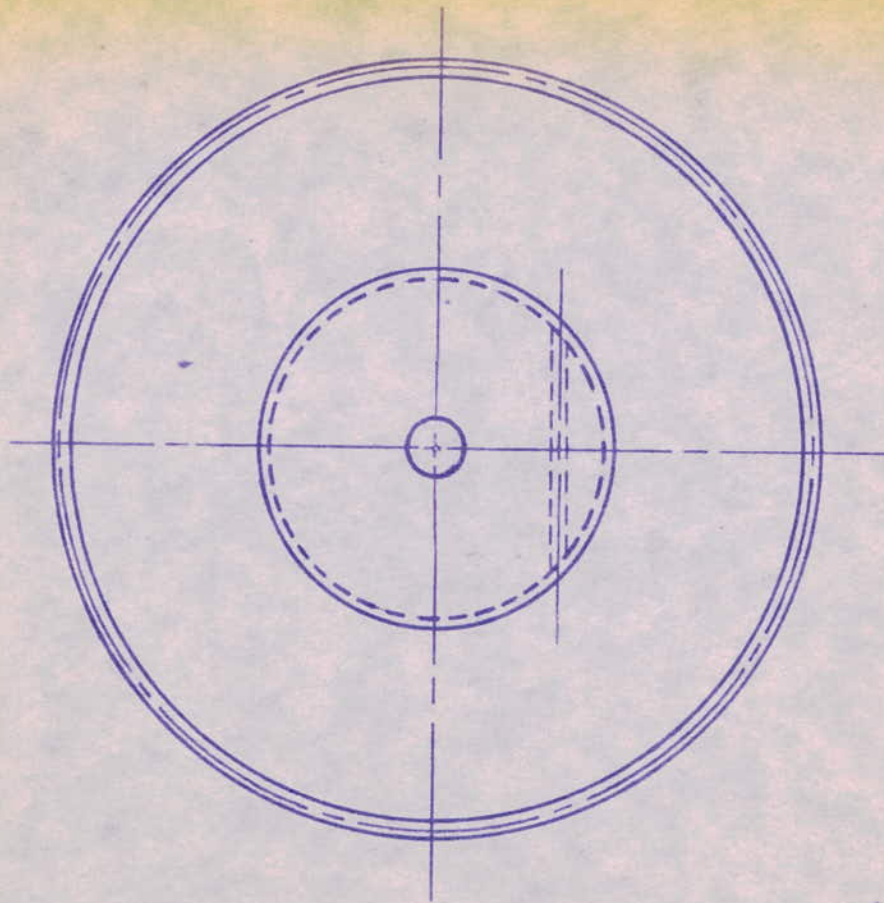


A - A



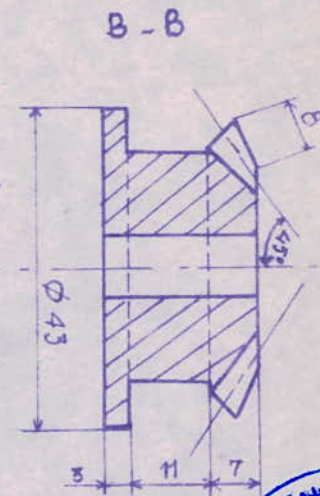
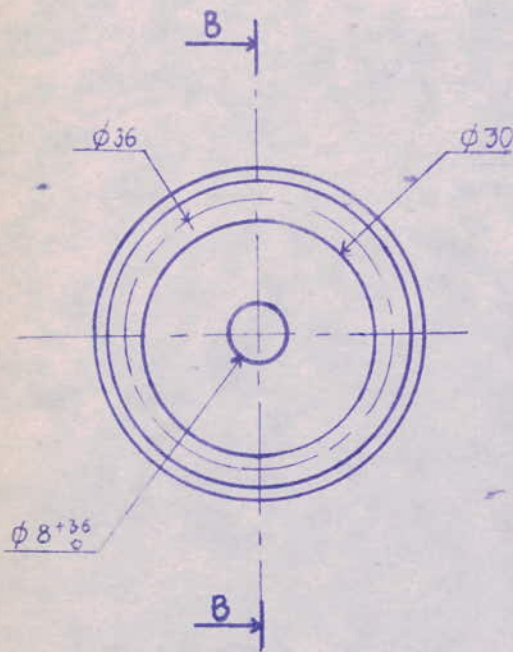
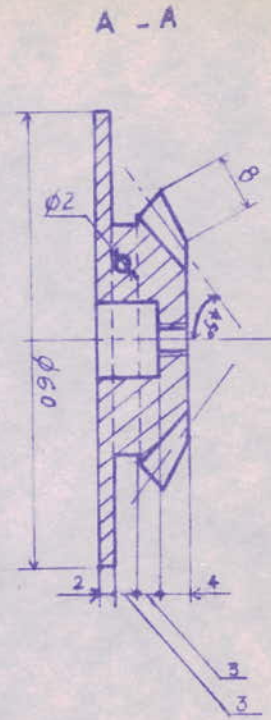
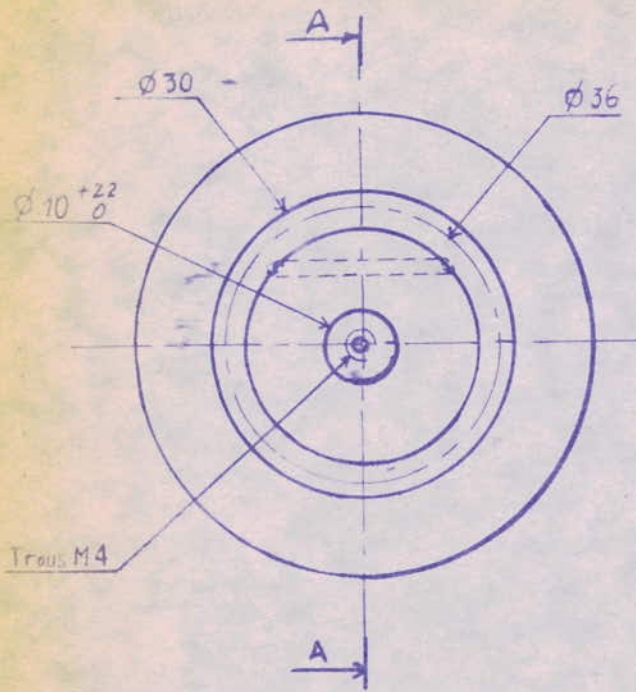
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		AXES D'ARTICULATION	ENP Dép. Mécanique
1:1				
Etudiants	CHOUCHANE			
	SAOUEL			
Promoteur	MADANI			
proposé par	ZERGUERRAS			
chef dept.	RECHAK			RB01.1



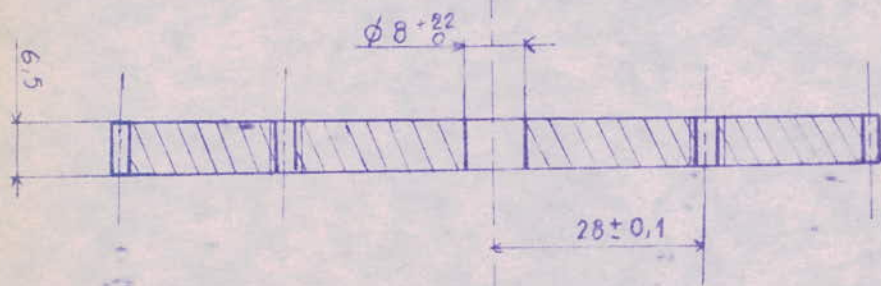
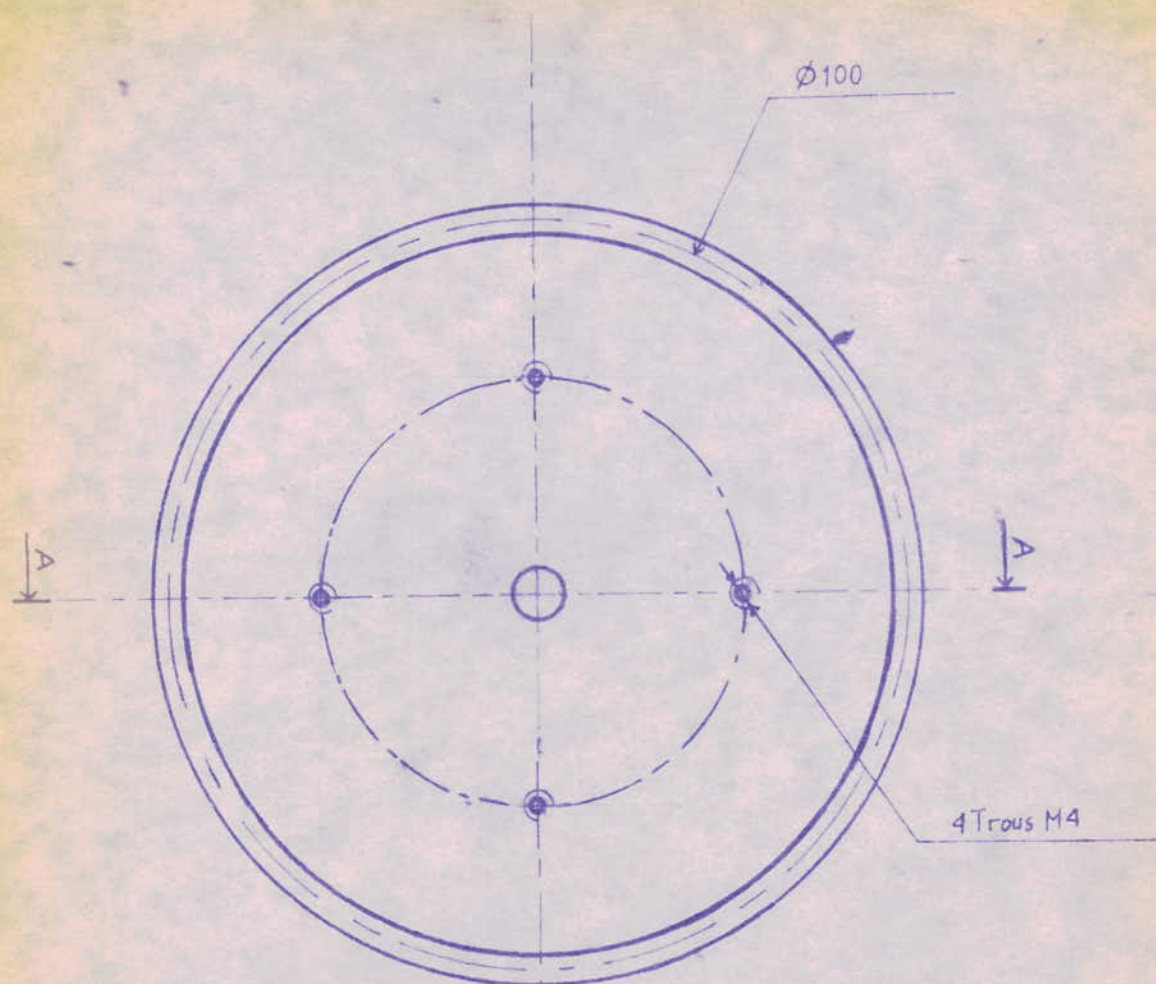
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		ENGRENAGE	ENP
1:1	0,038			
Etudiants	CHOUCHANE SAOUDEL		PA 6-6	Dép. MECANIQUE
Promoteur	MADANI			
proposé par	ZERGUERRAS			
Chef de pt	RECHAK			RB01.01.01



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		ENGRENAGES CONIQUES	ENP DÉP. MECANIQUE
1:1				
Etudiants	CHOUCHANE SAOUEL			
Préparateur	MADANI			
Proposé par	ZERGUERRAS			
le dept	RECHAK		PA 6-6	RB01.03.00

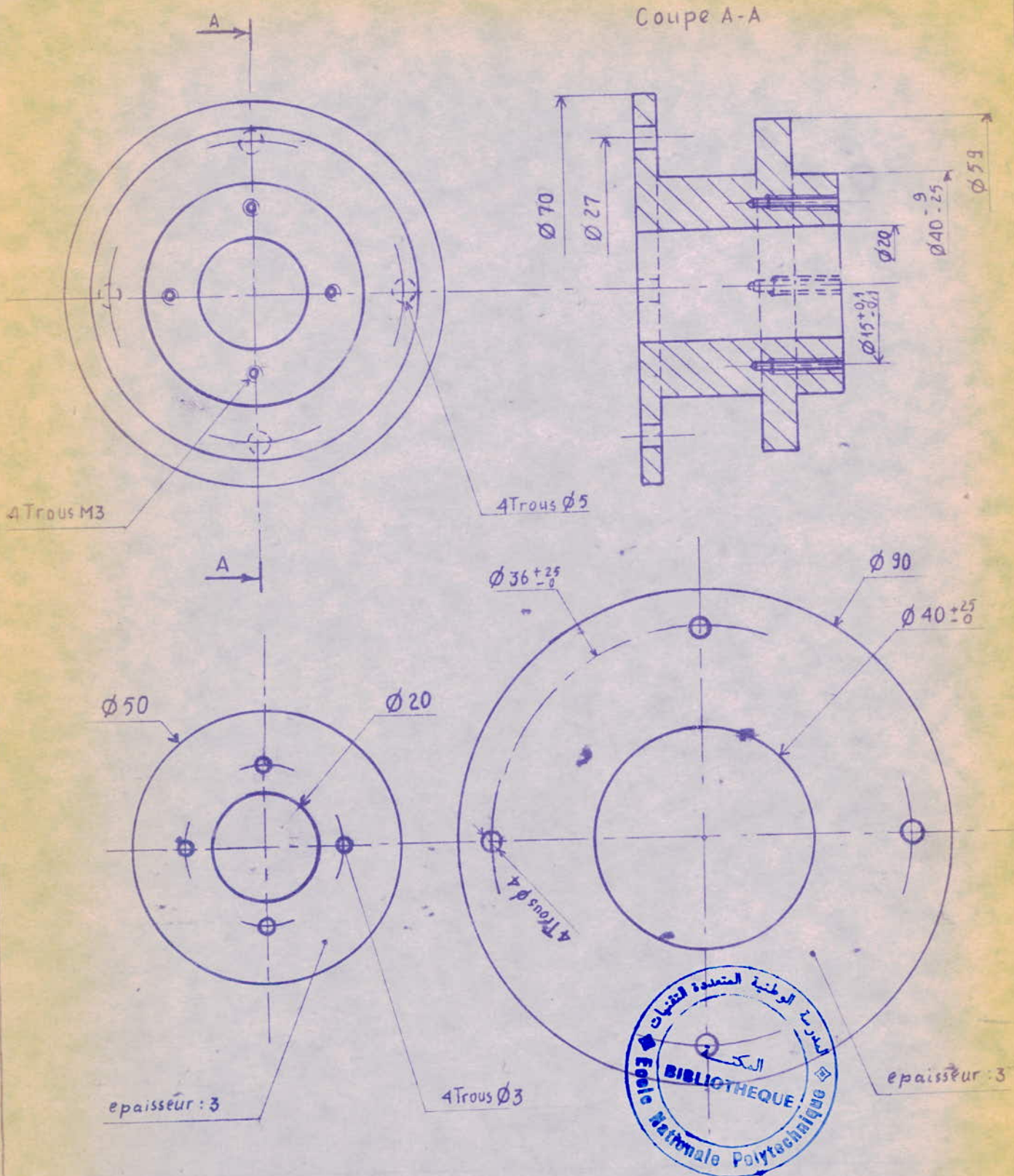


COUPE A-A



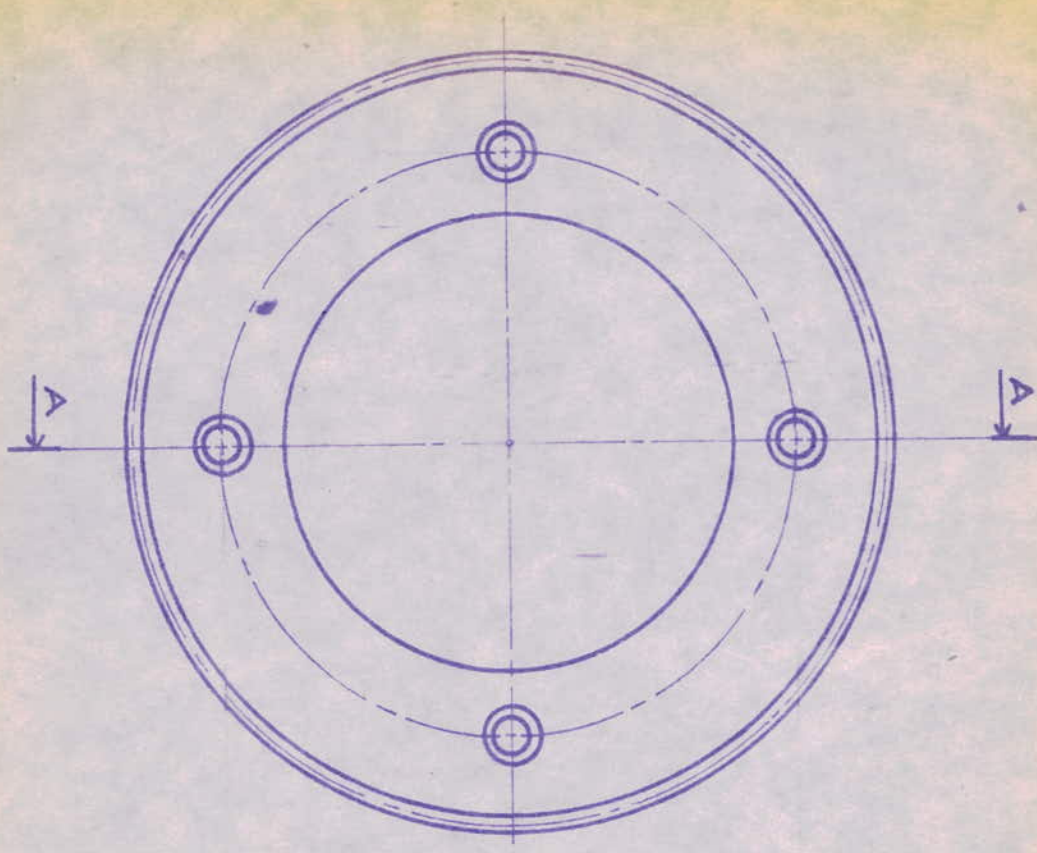
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		ENGRENAGE	ENP Dép.MECANIQUE
1:1				
Etudiants	CHOUCHANE SAOUEL			
Promoteur	MADANI			
PROPOSÉ par	ZERGUERRAS			
Chef des	RECHAK		ALCu 451 Mg	RB 1.01.02

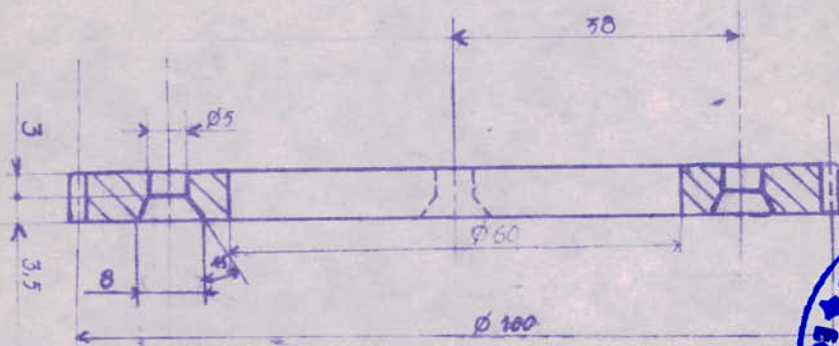


ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		AXE DE ROTATION DE LA STRUCTURE	ENP Dép. MECANIQUE
1:1				
Etudiants	CHOUCHANE SAOUDEL			
Promoteur	MADANI			
proposé par chef de pl.	ZERGUERRAS RECHAK			
			AL 99,5	RB.02.01.1

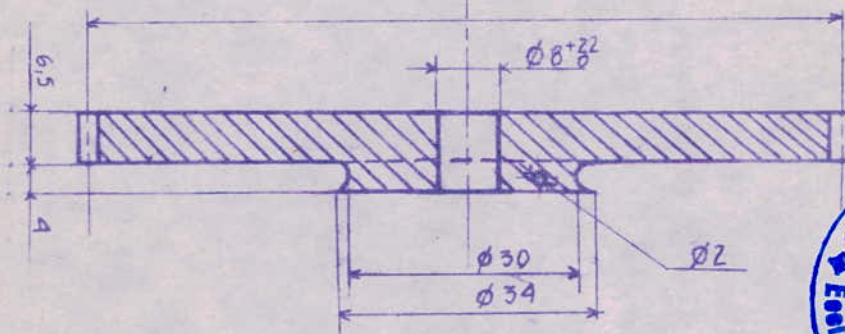
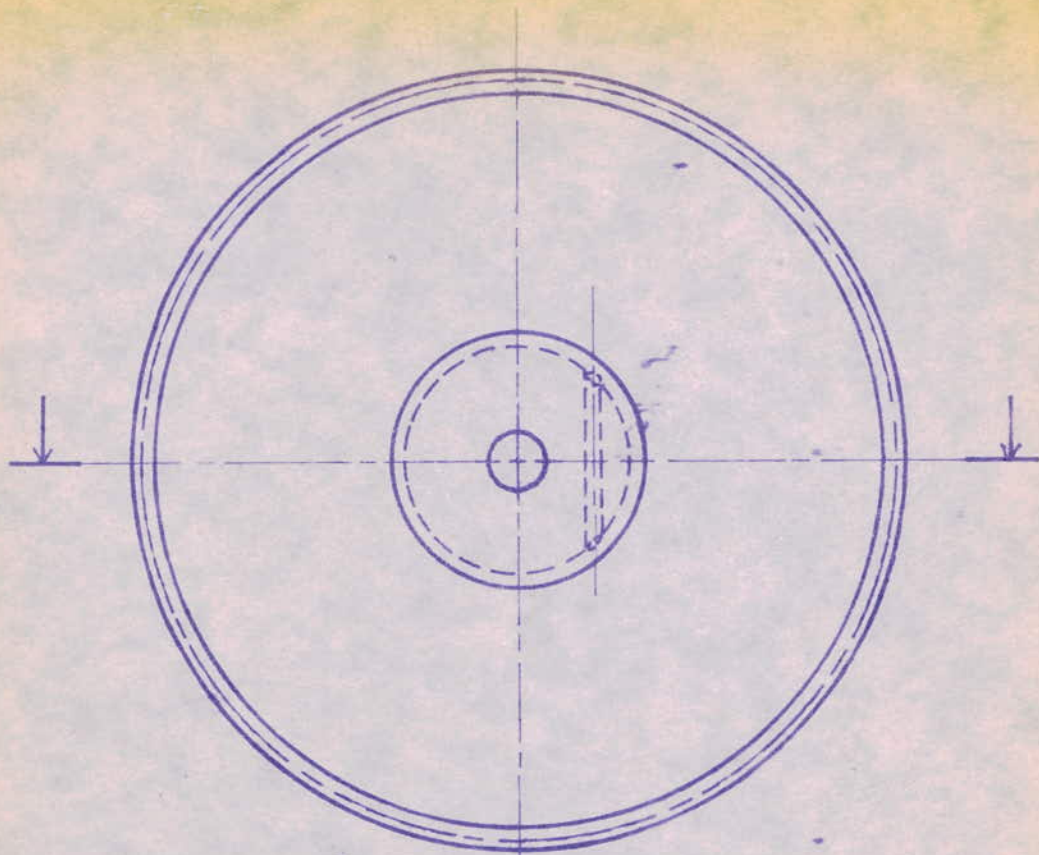


A - A



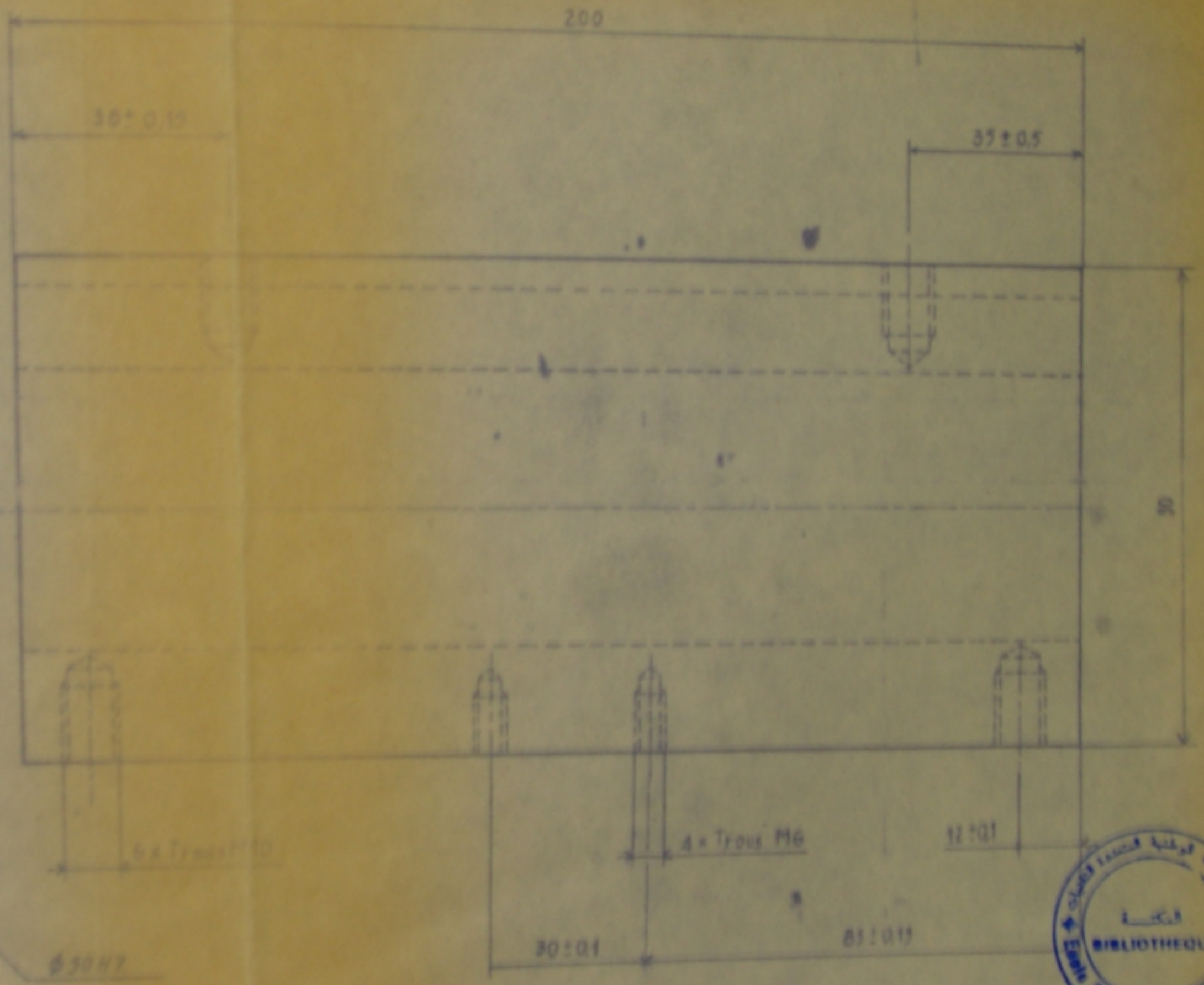
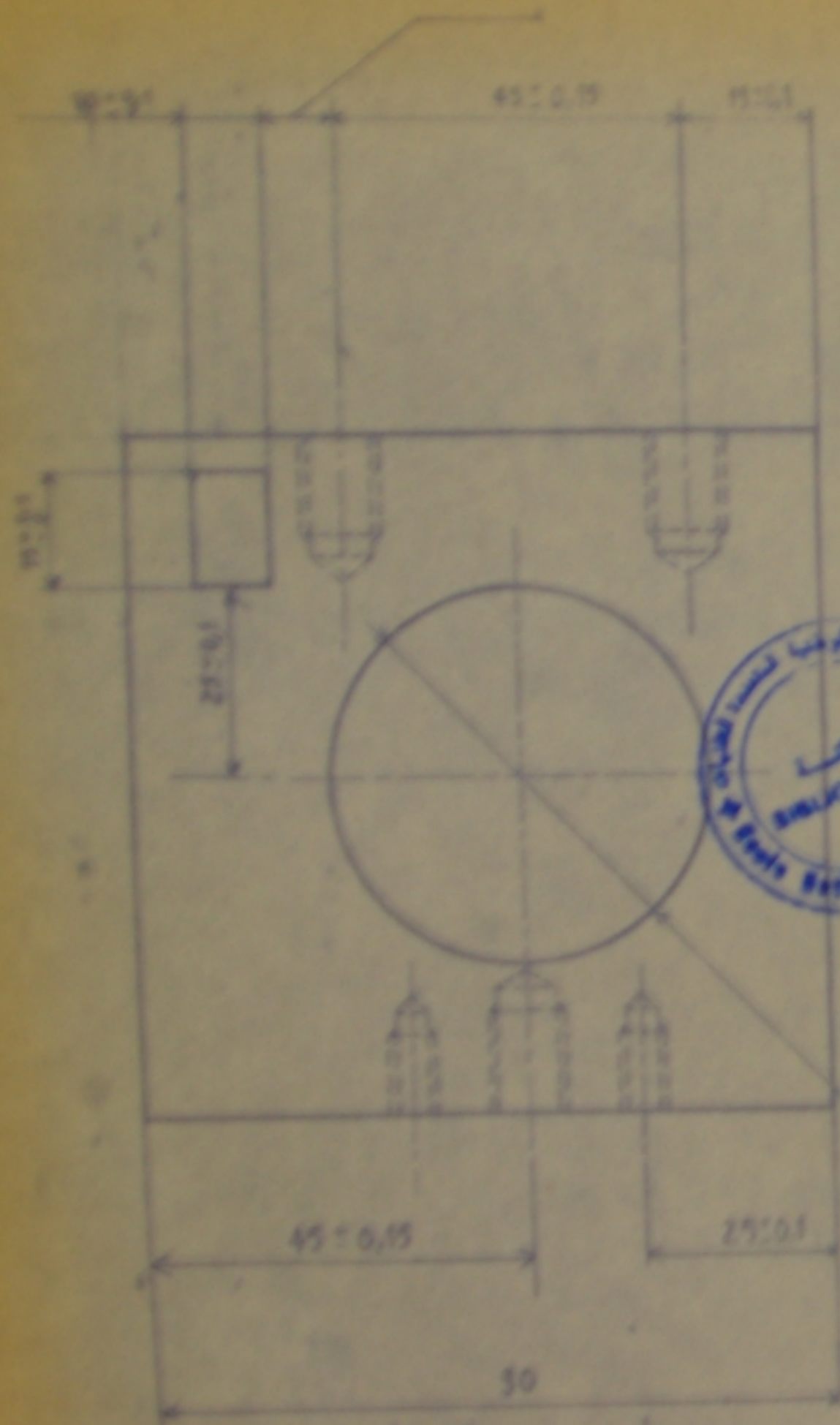
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		ENGRENAGE	ENP. Dép. Mécanique
1.1	0,035			
Etudiants	CHOUCHANE SAOUEL			
Conçoit	MADANI			
Proposé par	ZERGUE RRAS			
Appr. dect.	RECHAK		PA 6-6	RB02.00.04



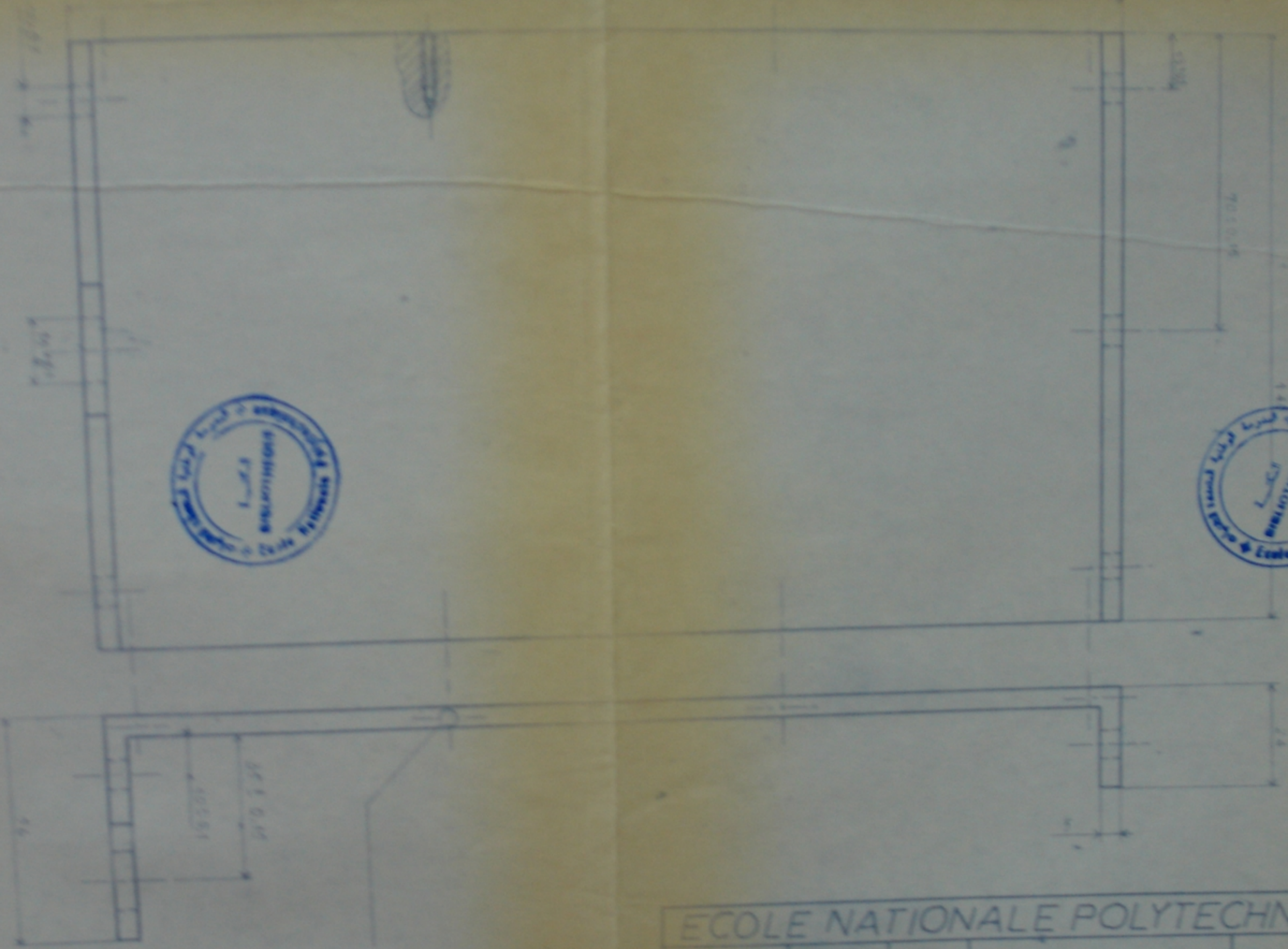
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		<h2>ENGRENAGE</h2>	ENP Dép. Mécanique
1:1	0,056			
Etudiants	CHOUCHANE SAOUEL			
Promoteur	MADANI			
Proposé par	ZERGUERRAS		PA 6-6	RB01.01 .03
Chef de pt.	RECHAK			



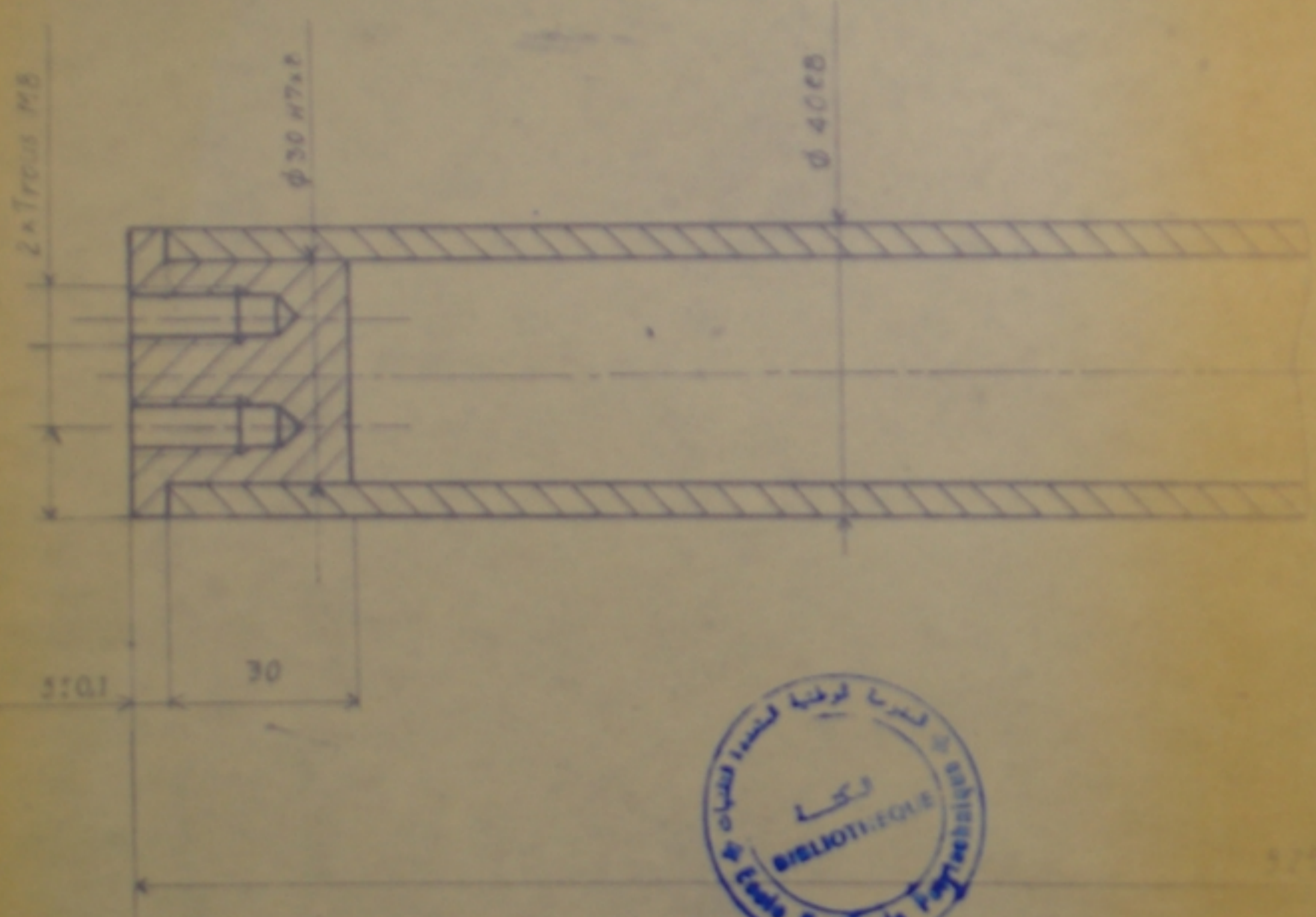
PM 016 92
1B(1)

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Echelle	Md55E	☐ ⊙	CORPS
1:1	S.454		
Etudiants	CHOUCHANE	AU 4G	ENP
Proposeur	SAGUDEL		
Proposé par	HADANI		
Chef de p.	ZERQUEERAS	MX.01.0010	
	PECHAF		

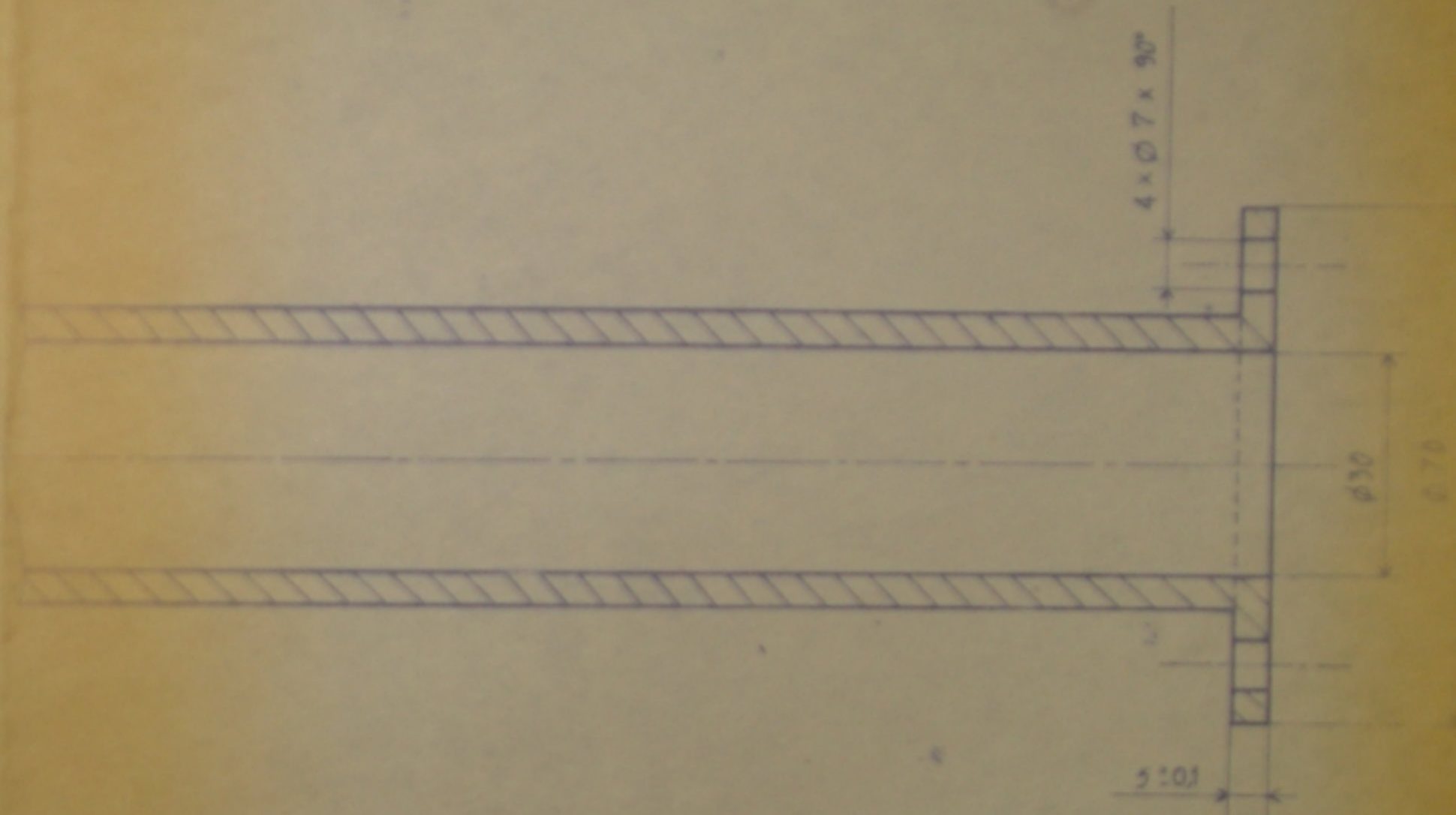


1M 016 92
1B (2)

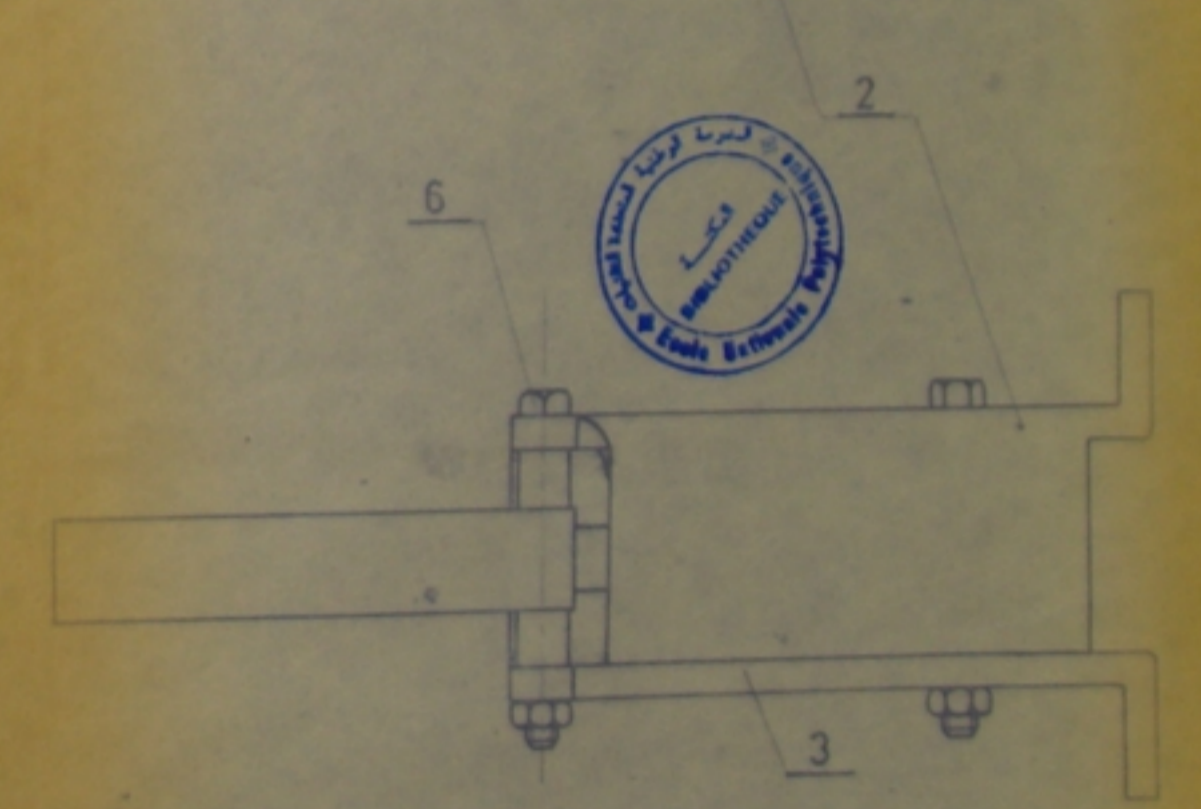
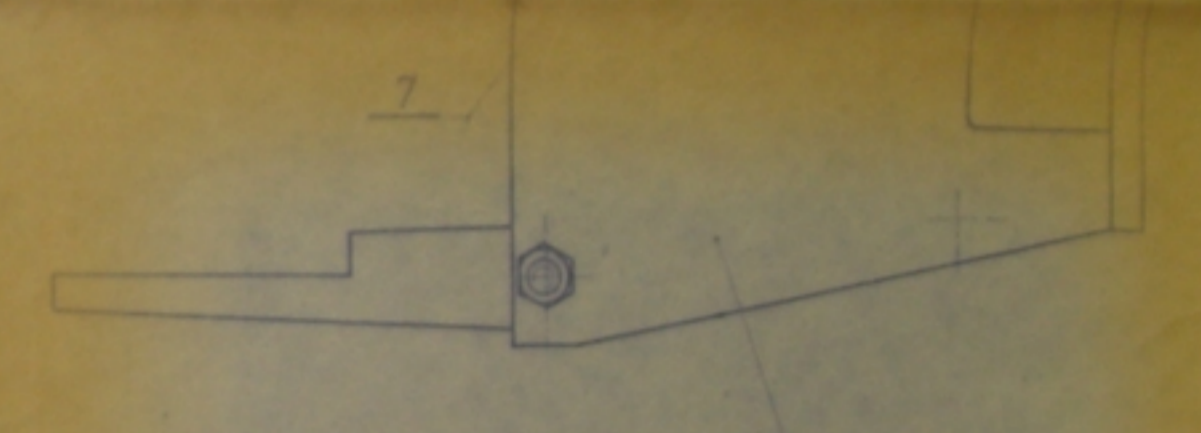
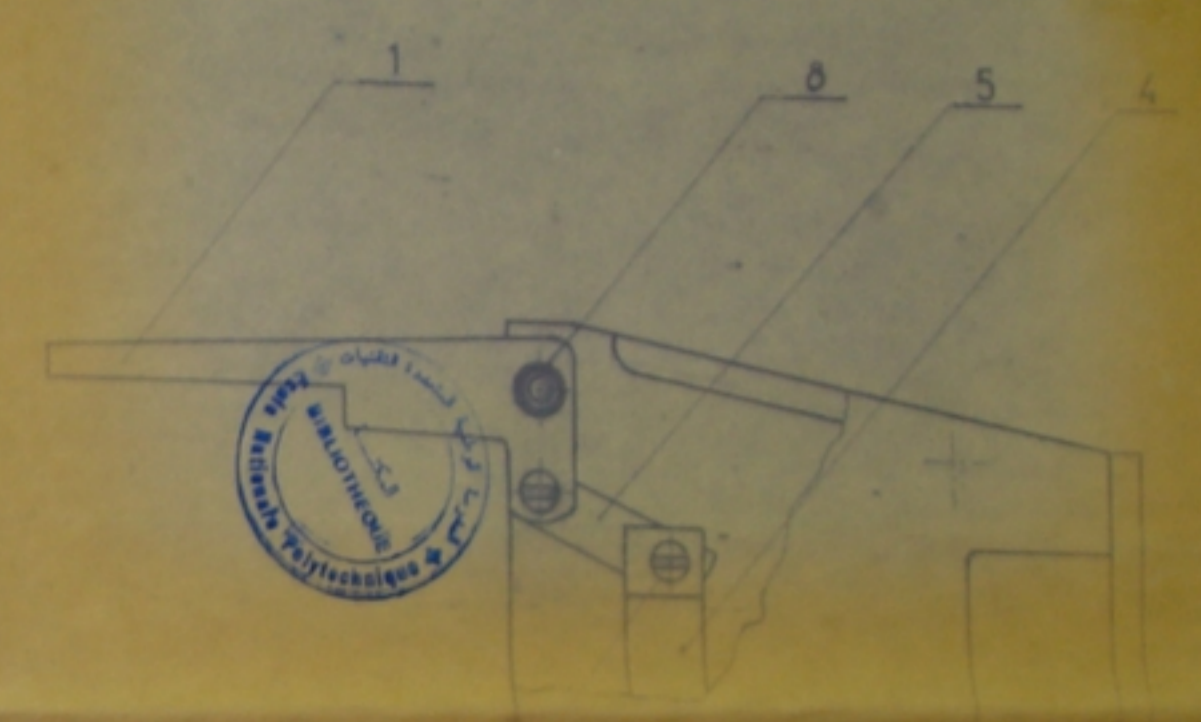
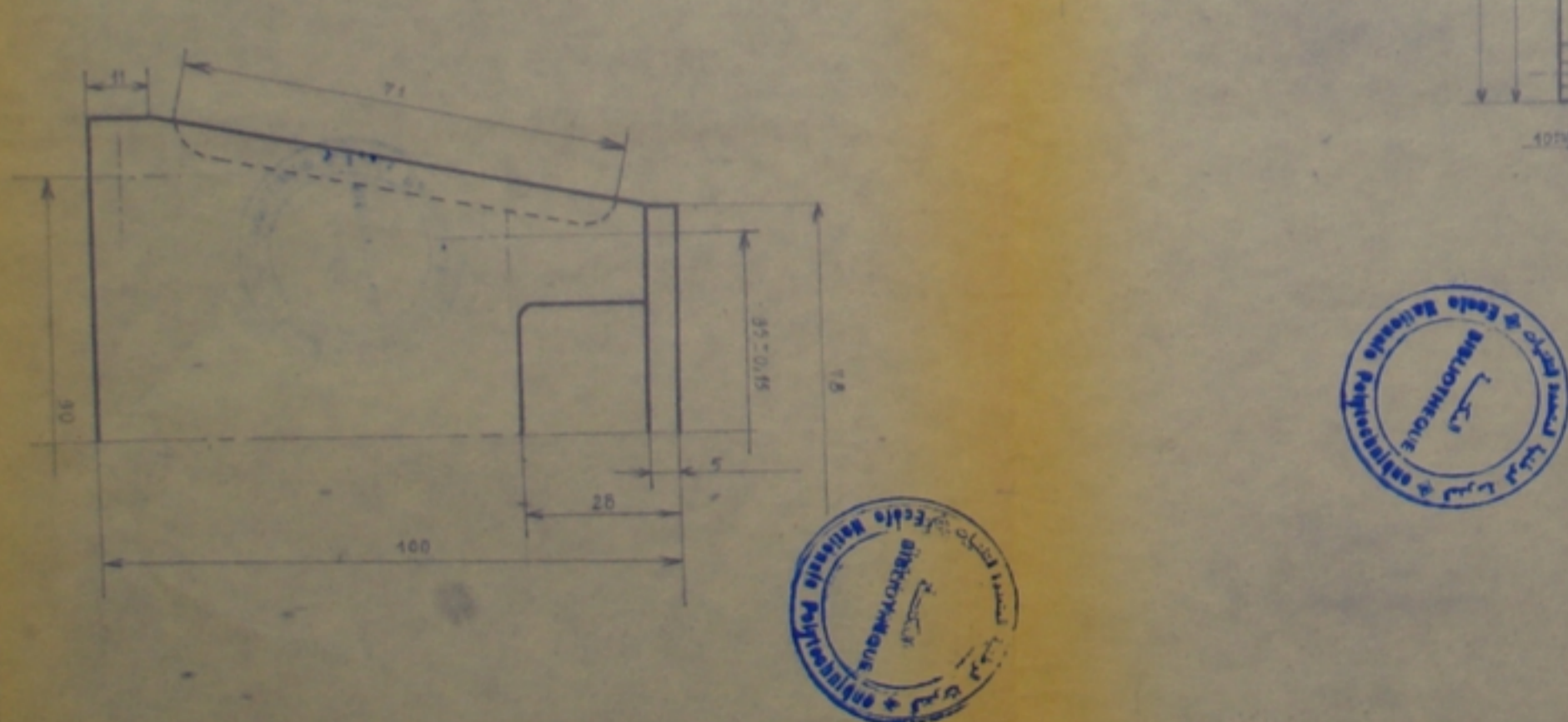
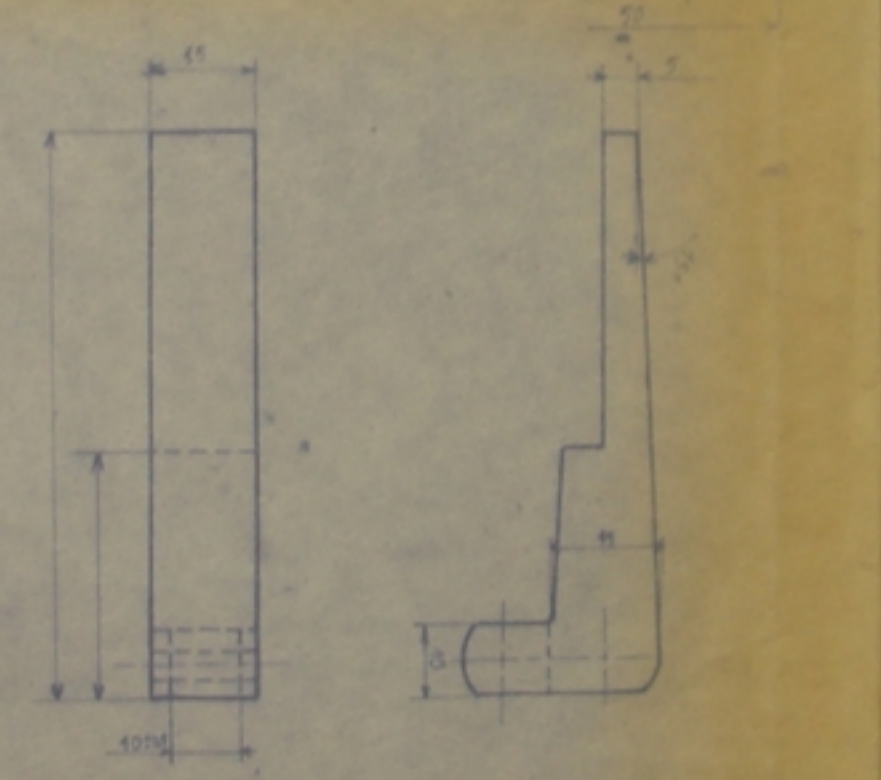
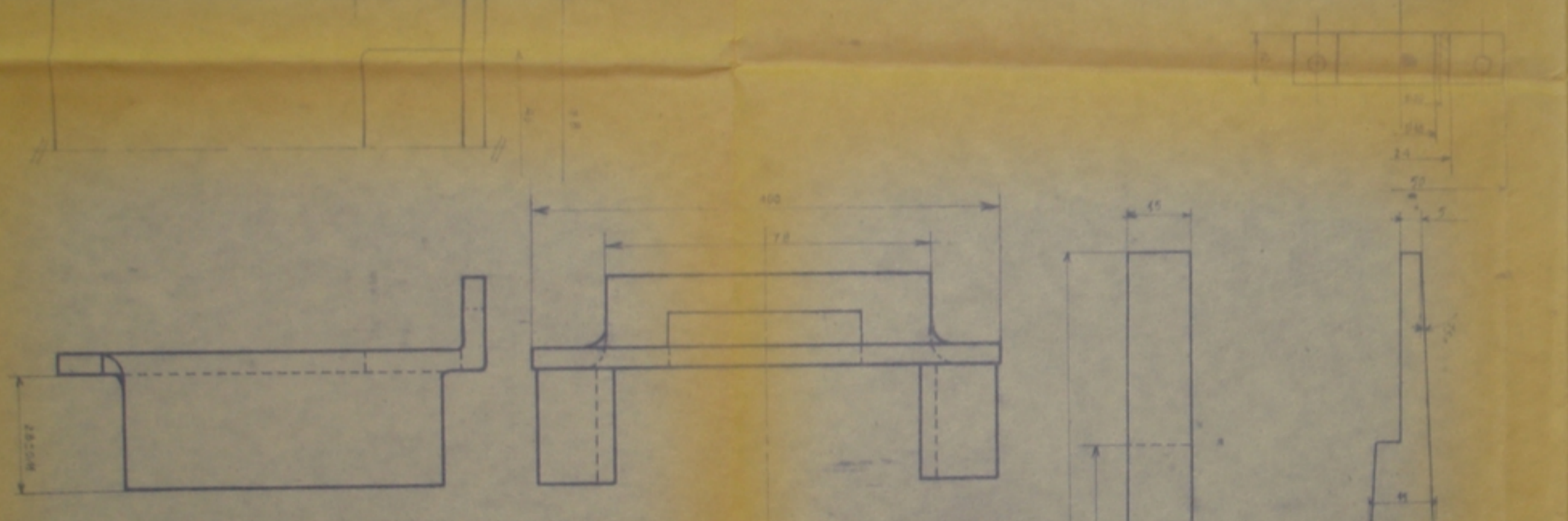
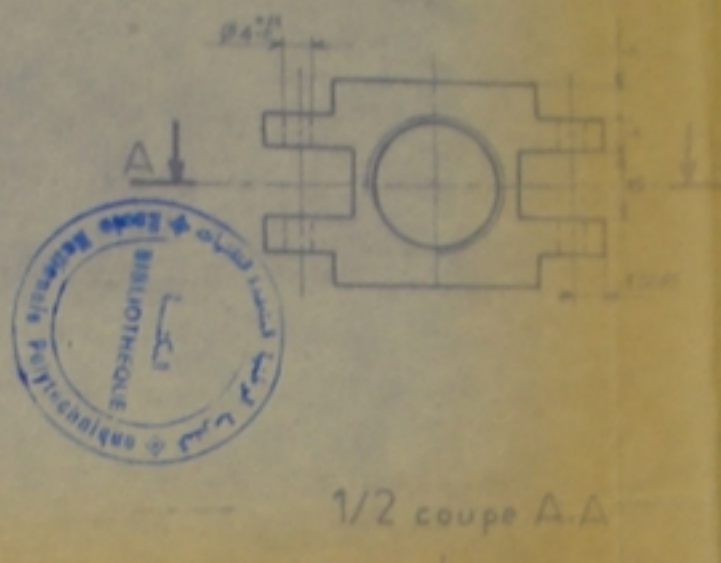
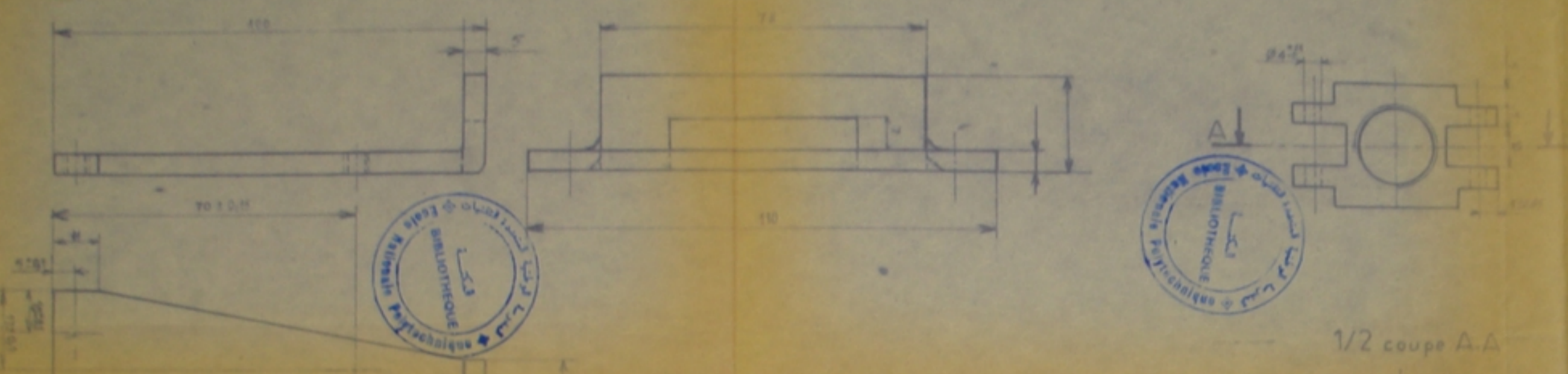
ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE				
Echelle	MASSE		PLAQUE GUIDE	ENP Dép. Mécanique
1:1	2,74			
Étudiants	CHOUHANE SAVOBL NADANI			
Pr. Chef de travaux	ZERGUERRAS		A37-2C	MX-01 00 08
Chef de travaux	RECHAK			



PM 016 32
18(3)



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Echelle	MASSE		ARBRE
1:1	4,282		
Etudiants	CHOUCHANE		ENP
Projeteur	SAOUEL		
Proposé par	MADANI		
Int. dept.	ZERGUERRAS		
	BOCHAK	XC 38	dep. Mécanique
			MX.01.00.04



PM 1692
18(4)

RP	NB	DESIGNATION	MATIERE	OBS
8	2	Bague	A 20	
7	4	Vis C M 4/16		
6	4	Boulon H M 6/50		
5	2	Barre	A 20	
RP	NB	DESIGNATION	MATIERE	OBS

RP	NB	DESIGNATION	MATIERE	OBS
4	1	Coulisseau	A 20	
3	1	Plaque du poignet	A 20	
2	1	Plaque du poignet	Alu	
1	2	Doigt	Alu 451 Mg	
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE				
Echelle		1/1		
Dessiné par		CHOUCHAND		
Approuvé par		SADUDET		
		MA SARI		
		ZESCOUS		
			PINCE	ENP
				Département
				MX 01 01 20

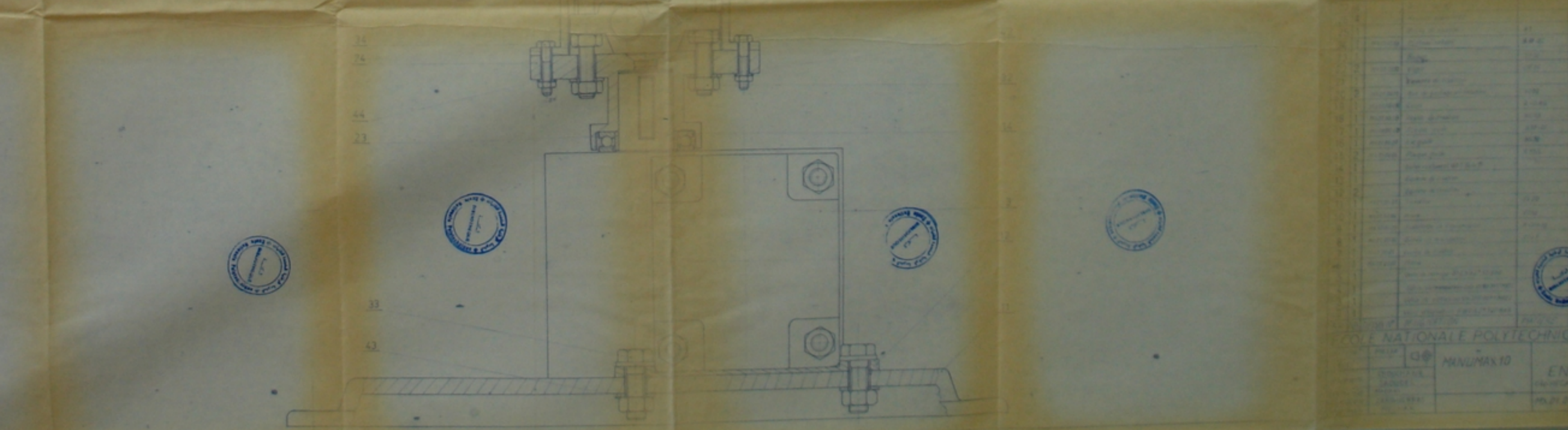
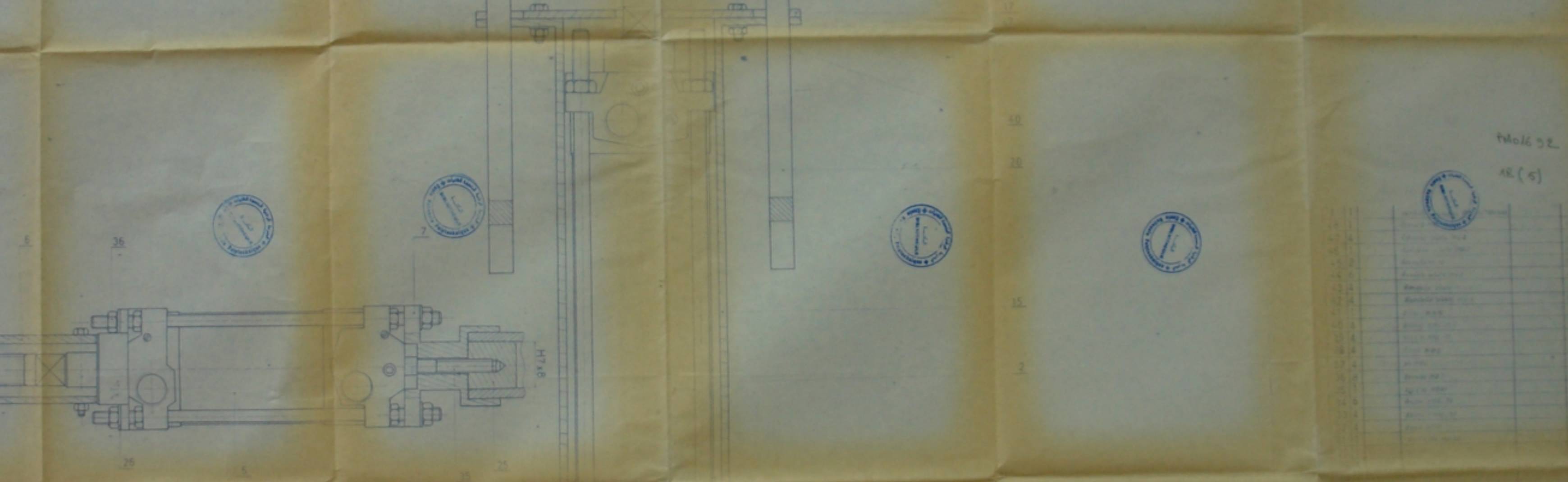
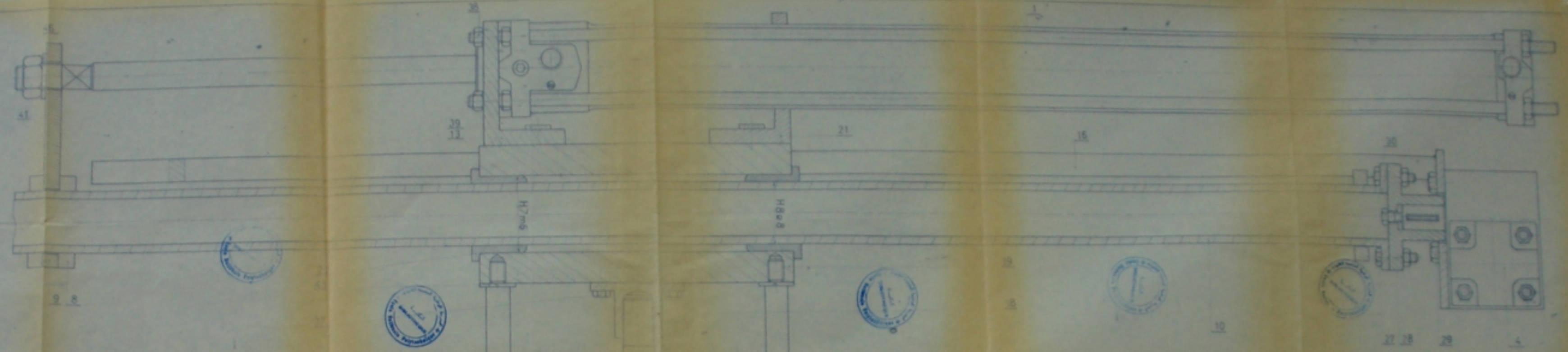


Table 02
 1E (5)

Code	Description	Quantity	Unit
01			
02			
03			
04			
05			
06			
07			
08			
09			
10			
11			
12			
13			
14			
15			
16			
17			
18			
19			
20			
21			
22			
23			
24			
25			
26			
27			
28			
29			
30			
31			
32			
33			
34			
35			
36			
37			
38			
39			
40			
41			
42			
43			
44			
45			
46			
47			
48			
49			
50			
51			
52			
53			
54			
55			
56			
57			
58			
59			
60			
61			
62			
63			
64			
65			
66			
67			
68			
69			
70			
71			
72			
73			
74			
75			
76			
77			
78			
79			
80			
81			
82			
83			
84			
85			
86			
87			
88			
89			
90			
91			
92			
93			
94			
95			
96			
97			
98			
99			
100			

ENP

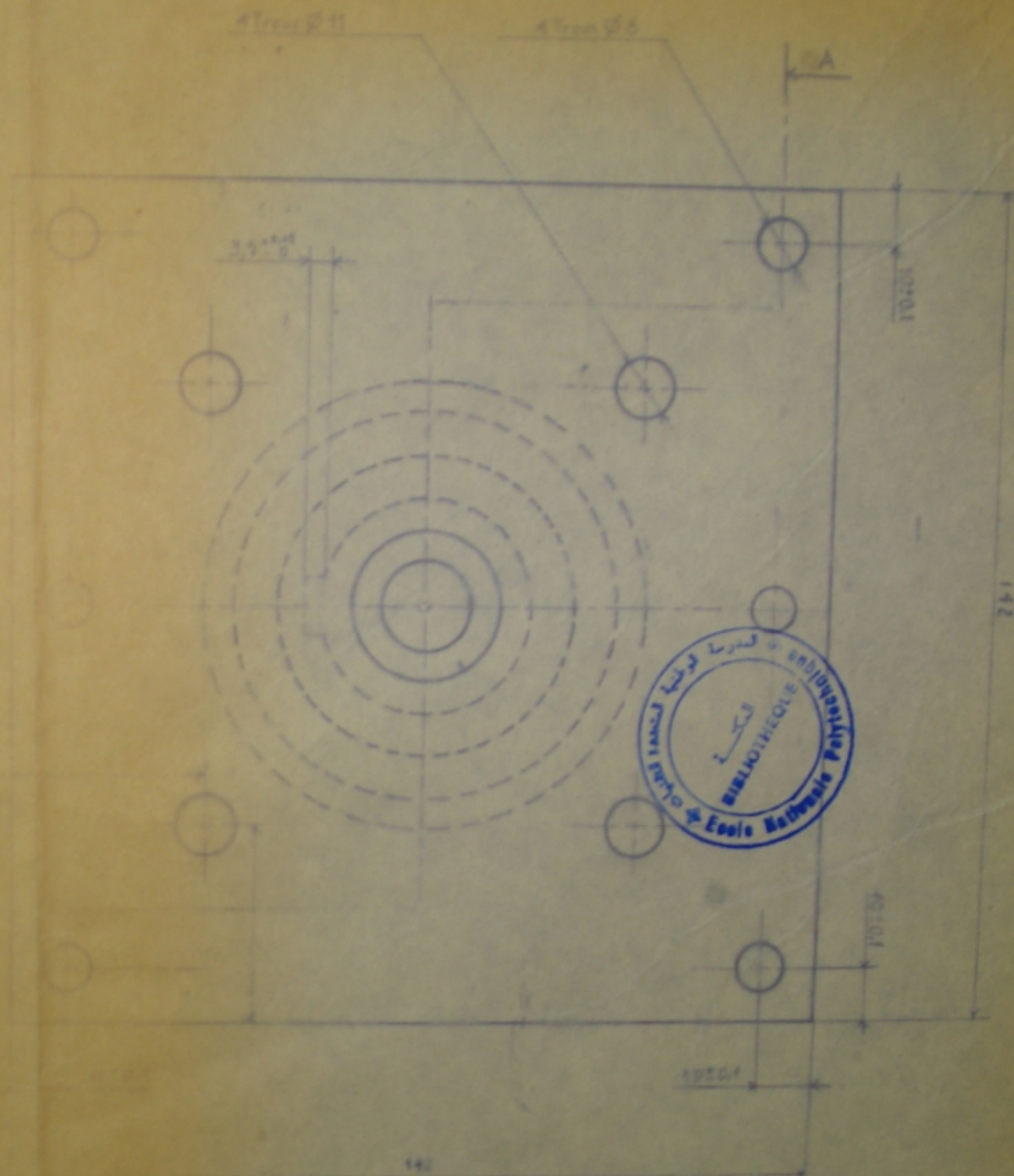
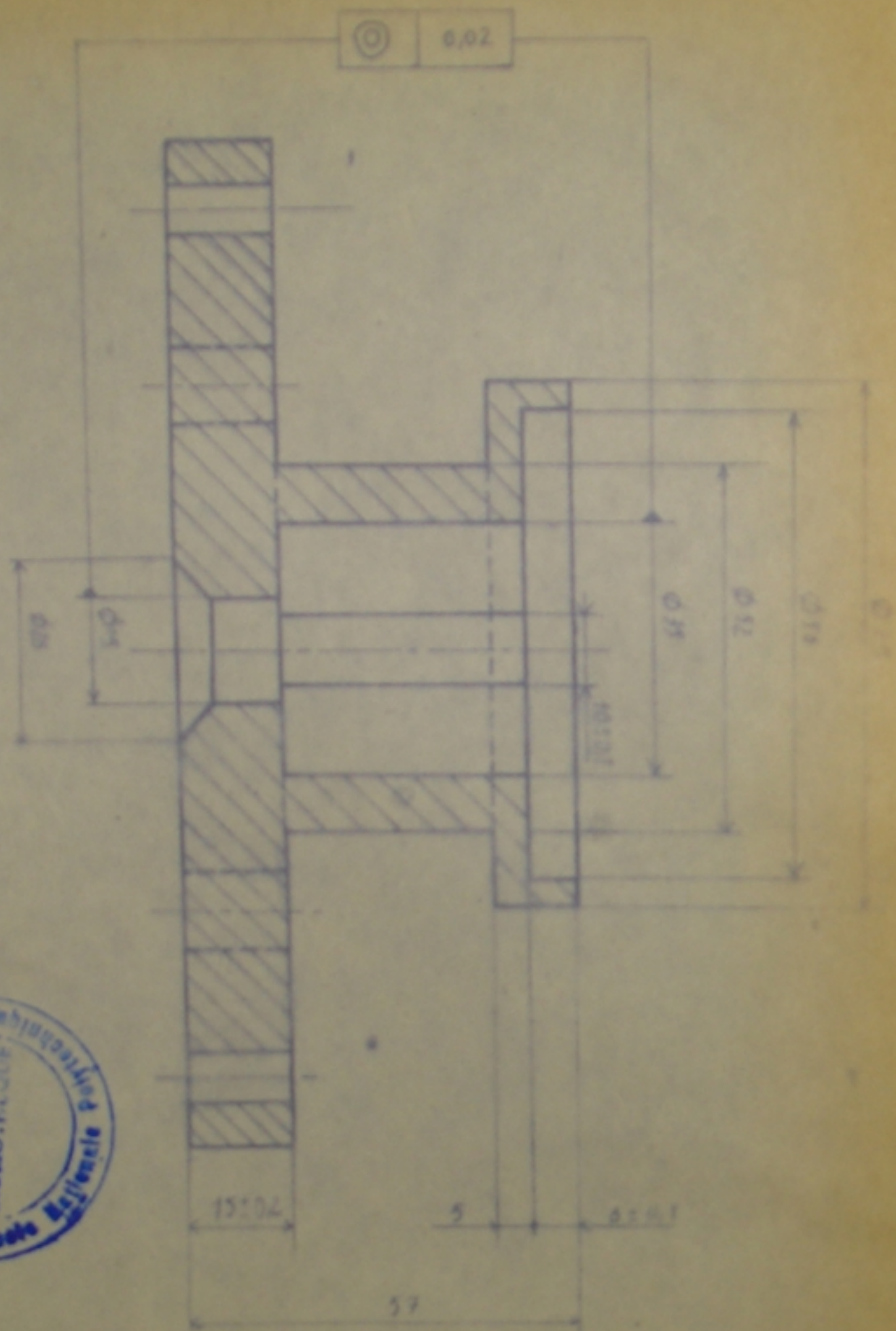


PM 016 92

14 (6)

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Échelle	Masse		SEMELLE
1/2	154		
Étudiant	CHOUCHANE		ENP
	SAUD EL		
	MADANI		dép. N° 01.00.05
Proposé par	ZERGUERRAS		
Dirigé par	RECHAK	Ft 20	MX01.00.05

coupe A-A



PM 016 92

18 (7)

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Titre	MASSÉ	0.02	PLATEAU ROTIATIF	ENP Dép. Mécanique
11	2,11			
Élaboré par	CHOUCHANE		A 37-2C	MX 01 00 13
Approuvé par	SAGUET			
Proposé par	MATANI			
Chef de p.	ZEROUERRE			
	RECHAI			