

وزارة الجامعات  
Ministère aux Universités

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DU GENIE MECANIQUE

## PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

ETUDE ET CONCEPTION EN VUE  
DE LA REALISATION D'UN  
MOTO-VARIATEUR-REDUCTEUR

5 PLANCHES

Proposé par :

Mr. B.GUERGUEB  
Mr. I.BELHADEF

Etudié par :

Mr. W.MAREF  
Mr. H.AOUDJIT

Dirigé par :

Mr. B.GUERGUEB  
Mr. I.BELHADEF

PROMOTION JUIN 91

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

نظريان صلاانار ونسكاري وميباري

ومماندي

لله رب العالمين

صَلِّ عَلَى النَّبِيِّ الْعَظِيمِ



بِسْمِ اللّٰهِ الرَّحْمٰنِ الرَّحِیْمِ

الحمد لله الذي هدانا لهذا وما كنا  
لنهدى لولى ان هدانا الله.

الهم تقبل منا اعمالنا و اجعلها  
خالصة لوجهك الكريم و وفقنا  
للعمل بها في مرضاتك.

اللهم - انفعنا بما علمتنا و علمنا ما  
ينفعنا و زدنا علما.

آمين

## ملخص

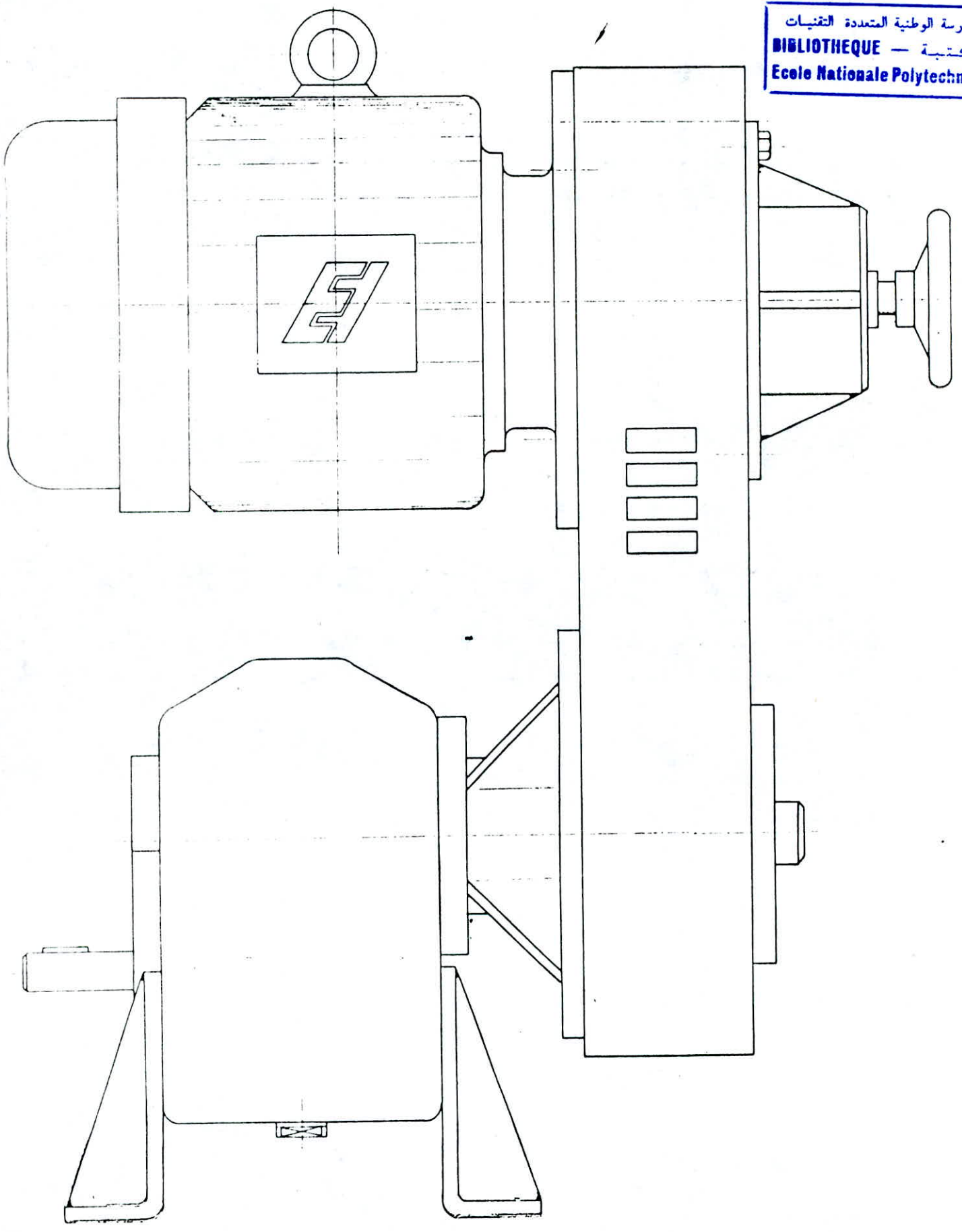
يشتمل هذا العمل على دراسة ابتكارية من اجل انجاز  
مخفضو مغير السرعات.  
هذا الاخير عبارة عن جهاز تحريك بسرعة متغيرة  
قابلة للتعديل خلال العمل مما يسمح بتغيير مستمر لسرعة  
الدوران الناتجة.  
يتكون الجهاز من محرك كهربائي و مغير و منخفض  
السرعة من النوع الميكانيكي.

## Résumé

Le présent travail comporte une étude et une conception  
en vue de la réalisation d'un moto-variateur-réducteur.  
C'est un système d'entraînement à vitesse variable  
réglable en marche permettant une variation continue de  
la vitesse de rotation à la sortie.  
Il est composé d'un moteur électrique, d'un variateur  
et d'un réducteur de type mécanique.

## Abstract

This work is devoted to the study and design of a  
driving variable speed system. Its speed is adjustable  
allowing a continuous variation of the output speed.  
This system consists of an electrical motor, a speed  
variator and a mechanical reduction system.



DEDICACE

" A nos parents,....."

" A tous ceux qui nous sont chers,....."



### REMERCIEMENTS

Que tous ceux qui nous ont aidés, de près ou de loin, que ce soit par leur amitié, leurs conseils ou leur soutien moral et matériel trouvent dans ces quelques lignes l'expression de notre profonde gratitude et de nos sincères remerciements.

Nous sommes reconnaissants envers tous les professeurs qui ont contribué à notre formation et à toutes les personnes qui nous ont permis de mener à bien notre projet.

Nous le sommes particulièrement, envers nos promoteurs, Mr GUERGUEB et Mr BELHADEF, Mr HELLAL, Chef de Service Méthode Moteurs/Alternateurs de l'Entreprise ENEL et l'équipe du centre de calcul du Haut Conseil National des Moudjahidine et Ayants-droit de Chouhada.

## PREFACE

Les mots peuvent s'accorder pour former une enveloppe doctrinalisante autour des systèmes qu'ils appellent mécaniques.

Enveloppe utile aux développements.

Quels seront les prochains néologismes dans les mouvements passionnés en maints endroits, inspirés par les marchands qui doivent tester leur clientèle sur la série du déclin et de la nouveauté.

TABLE DES MATIERES

* <u>PREFACE</u> .....	1
* <u>INTRODUCTION</u> .....	1
* <u>DONNEES DE BASE</u> .....	3
* <u>CHAPITRE I : GENERALITES SUR LES MOTO-VARIATEURS-REDUCTEURS</u> ..	5
I.1 Introduction .....	6
I.2 Les moteurs utilisés .....	7
I.2.1 Caractéristiques relatives aux moteurs électriques .....	8
I.2.1.1 Classes d'isolation .....	8
I.2.1.2 Degrés de protection .....	8
I.2.1.3 Perte de puissance dépendant de la température ambiante et de l'altitude .....	8
I.2.1.4 Conditions de service .....	8
I.2.1.5 Présentation mécanique .....	8
I.2.1.6 Choix du moteur en fonction du couple résistant de l'inertie et de la cadence de démarrage .....	9
I.2.2 Moteur asynchrone triphasé à rotor en court- circuit .....	9
I.2.3 Moteur à collecteur pour courant continu ....	11
I.3 Les variateurs de vitesse .....	12
I.3.1 Variateurs mécaniques .....	13
I.3.1.1 Variateurs à tambours coniques .....	13
I.3.1.2 Mécanismes à friction "métal sur métal" .....	13
I.3.1.3 Mécanismes à poulies extensibles ....	14
I.3.2 Variateurs électroniques .....	17
I.3.2.1 Convertisseur de fréquence .....	17
I.3.2.2 Redresseur-régulateur .....	18
I.3.3 Variateurs hydrauliques .....	18
I.3.3.1 Variateurs hydrostatiques .....	18
I.3.3.2 Variateurs hydrodynamiques .....	19
I.4 Réducteurs de vitesse .....	20
I.4.1 Réducteurs à engrenages cylindriques .....	20
I.4.2 Réducteurs à vis sans fin .....	20
I.4.3 Réducteurs à trains planetaires .....	21
I.4.4 Réducteurs à engrenages coniques .....	21
I.4.5 Choix du réducteur .....	21
I.5 Conclusion .....	22

* <u>CHAPITRE II</u> :	<u>CHOIX D'UN MODELE A L'ETUDE</u> .....	23
II.1	Objectifs .....	24
II.2	Chaine cinématique .....	24
II.3	Présentation du moteur .....	25
II.4	Présentation du variateur .....	26
II.5	Présentation du réducteur .....	26
* <u>CHAPITRE III</u> :	<u>ETUDE ET CONCEPTION DU VARIATEUR DE VITESSE</u> ...	28
III.1	Etude théorique de la transmission par courroie trapézoïdale .....	29
III.1.1	Nomenclature et géométrie des courroies .....	29
III.1.2	Rapport de vitesses .....	30
III.1.3	Longueur de la courroie .....	30
III.1.4	Calcul des courroies trapézoïdales .....	30
	III.1.4.1 Analyse des forces .....	30
	III.1.4.2 Expressions des forces .....	33
	III.1.4.3 Contraintes induites .....	35
	III.1.4.4 Fréquence de passage .....	35
	III.1.4.5 Puissance transmissible .....	35
III.2	Conception de la transmission par courroie trapézoïdale .....	36
III.2.1	Calcul préliminaires .....	37
III.2.2	Détermination de la section de la courroie (14) .....	37
III.2.3	Détermination des diamètres primitifs des poulies .....	38
III.2.4	Dimensions du profil de gorge .....	38
III.2.5	Choix des dimensions globales des poulies ...	39
III.2.6	Détermination de l'entraxe .....	39
III.2.7	Calcul des angles d'enroulement .....	39
III.2.8	Calcul de la longueur de la courroie et choix d'une longueur normalisée .....	40
III.2.9	Calcul de la puissance transmissible par la courroie .....	40
III.2.10	Calcul de la puissance effective .....	41
III.2.11	Calcul de la fréquence de passage .....	41
III.2.12	Calcul des efforts .....	41
III.2.13	Calcul des contraintes .....	42



III.3	Etude de la poulie motrice .....	43
III.3.1	Calcul de l'arbre du flasque fixe (14) .....	43
III.3.1.1	Etude l'équilibre selon le plan vertical .....	44
III.3.1.2	Etude l'équilibre selon le plan horizontal .....	45
III.3.1.3	Calcul des moments fléchissants ...	46
III.3.1.4	Calcul du diamètre de l'arbre du flasque fixe .....	47
III.3.1.5	Vérification de la résistance des clavettes .....	48
III.3.2	Calcul de l'arbre du flasque mobile (23) ....	49
III.3.2.1	Etude l'équilibre selon le plan vertical .....	50
III.3.2.2	Etude l'équilibre selon le plan horizontal .....	51
III.3.2.3	Calcul des moments fléchissants ...	52
III.3.2.4	Calcul du diamètre de l'arbre du flasque mobile .....	53
III.3.2.5	Calcul de l'épaisseur du flasque ..	54
III.3.2.6	Calcul du roulement (29) .....	55
III.3.3	Conception de la transmission par vis (30) ..	57
III.3.3.1	Choix du matériau .....	57
III.3.3.2	Choix du type de filet .....	57
III.3.3.3	Calcul et choix du diamètre de base	57
III.3.3.4	Calcul du couple pour actionner la vis .....	58
III.3.3.5	Calcul du nombre de filets recouverts par l'écrou .....	58
III.3.3.6	Vérification de l'autoblocage .....	60
III.4	Etude de la poulie réceptrice .....	60
III.4.1	Calcul de l'arbre du flasque fixe (33) .....	60
III.4.1.1	Etude l'équilibre selon le plan vertical .....	61
III.4.1.2	Etude l'équilibre selon le plan horizontal .....	62
III.4.1.3	Calcul des moments fléchissants ...	63
III.4.1.4	Calcul du diamètre de l'arbre du flasque fixe .....	65

III.4.2	Calcul de l'arbre du flasque mobile (12) ....	65
III.4.2.1	Etude l'équilibre selon le plan vertical .....	66
III.4.2.2	Etude l'équilibre selon le plan horizontal .....	67
III.4.2.3	Calcul des moments fléchissants ...	67
III.4.2.4	Calcul du diamètre de l'arbre du flasque mobile .....	68
III.4.2.5	Vérification de la résistance de la clavette (11) .....	69
III.4.2.6	Calcul des roulements (8) et (36) .	70
III.4.2.7	Calcul de l'arbre (37) .....	71
III.4.2.8	Calcul du ressort de compression (10) .....	72

\* CHAPITRE IV : ETUDE DU REDUCTEUR DE VITESSE ..... 74

IV.1	Caractéristiques géométriques des engrenages à dentures hélicoïdales .....	75
IV.1.1	Circonférence primitive .....	75
IV.1.2	Eléments des engrenages hélicoïdaux .....	76
IV.2	Présentation et analyse des données .....	78
IV.3	Etude complète de l'étage .....	79
IV.3.1	Choix du nombre de dents et calcul du couple transmis .....	79
IV.3.2	Calcul du module normal .....	80
IV.3.3.	Calcul de la vitesse et de la force tangentielle .....	81
IV.3.4	Calcul des déports .....	81
IV.3.5	Eléments de taillage .....	82
IV.4	Etude de l'engrènement .....	83
IV.4.1	Méthode graphique .....	83
IV.4.2	Méthode analytique .....	83
IV.5	Etude dynamique des engrenages parallèles à dentures hélicoïdales .....	85
IV.5.1	Répartition des forces .....	85
IV.5.2	Expressions des forces .....	85
IV.6	Dimensionnement des arbres et des paliers ...	87
IV.6.1	Calcul de la charge radiale supportée par l'arbre d'entrée (51) .....	88
IV.6.2	Calcul des poussées axiales sur les paliers .	88
IV.6.2.1	Sur le palier A .....	89
IV.6.2.2	Sur le palier B .....	89
IV.6.2.3	Sur le palier C .....	89
IV.6.2.4	Sur le palier D .....	91

IV.6.3	Dimensionnement des arbres .....	91
IV.6.3.1	Etude de l'équilibre et calcul des moments fléchissants de l'arbre d'entrée (51) .....	91
IV.6.3.2	Calcul du moment de torsion .....	93
IV.6.3.3	Calcul du diamètre de l'arbre d'entrée (51) .....	93
IV.6.3.4	Etude de l'équilibre et calcul des moments fléchissants de l'arbre de sortie (57) .....	94
IV.6.3.5	Calcul du moment de torsion .....	96
IV.6.3.6	Calcul du diamètre de l'arbre de sortie (57) .....	96
IV.7	Calcul de vérification de l'étage par la méthode simplifiée pour les engrenages de mécanique générale .....	97
IV.7.1	Préambule .....	97
IV.7.2	Formules générales .....	97
IV.7.2.1	Pression superficielle .....	97
IV.7.2.2	Proposition de formule simplifiée pour la pression superficielle .....	99
IV.7.2.3	Résistance à la rupture .....	102
IV.7.2.4	Proposition de formule simplifiée pour la résistance à la rupture .....	103
IV.8	Vérification de la résistance de la clavette (45) de l'arbre récepteur .....	105
IV.9	Rendement des engrenages parallèles .....	105
IV.10	Calcul des roulements .....	106
IV.10.1	Roulements des paliers A, B, (50) .....	106
IV.10.2	Roulements des paliers C, D, (43), (50) .....	107
IV.11	Calcul des pertes et rendement global .....	107
IV.12	Echauffement des engrenages .....	108
IV.12.1	Capacité thermique d'un engrenage sous carter .....	109
IV.12.2	Débit d'huile pour l'évacuation des calories .....	110
* CHAPITRE V :	<u>DESSINS DE CONCEPTION</u> .....	112
* CONCLUSION	.....	
* ANNEXE 1 :	<u>COMPLEMENTS SUR LES MOTEURS ELECTRIQUES</u> .....	
* ANNEXE 2 :	<u>CHARGE RADIALE EQUIVALENTE POUR DIVERS ROULEMENTS</u> .	
* ANNEXE 3 :	<u>ELEMENTS DE CALCUL DES ENGRENAGES CYLINDRIQUES</u> .....	

I N T R O D U C T I O N



La motorisation de nombreuses installations industrielles, exige des systèmes d'entraînement, des valeurs de couple et de vitesse de rotation bien adaptées et ceci aux fins de satisfaire aux exigences de fonctionnement de ces installations.

La force motrice est souvent disponible sur l'arbre de sortie des moteurs classiques. Mais dans bien des cas, ces moteurs utilisés seuls ne satisfont pas nécessairement aux besoins des machines.

En effet, le couple moteur peut être très peu supérieur au couple correspondant à la puissance maximale de la machine. Les fonctions de cette dernière pouvant nécessiter un couple beaucoup plus élevé dans le cas des machines soulevant des charges par exemple, des vitesses de rotation différentes dans le cas d'une machine-outil, imposées par la nature du corps à travailler et un asservissement continu de la vitesse d'un convoyeur à bande dans une chaîne de production afin d'optimiser celle-ci.

La solution de ces différentes situations a été l'adjonction au moteur, respectivement, d'un réducteur de vitesses, d'une boîte de vitesses et d'un variateur de vitesses.

Notre présente étude essaiera de cerner le problème de variation continue de la vitesse et de mettre au point le mécanisme nécessaire, qui remplira au mieux cette fonction tout en satisfaisant les contraintes techniques de conception et de réalisation.

D O N N E E S   D E   B A S E

L'environnement futur du moto-variateur-réducteur, suggère les valeurs suivantes de certaines grandeurs :

- \* La puissance à l'entrée : 1.1 KW.
- \* La vitesse de rotation synchrone : 1500 tr/mn.
- \* La plage de vitesses utile entre 300 tr/mn et 500 tr/mn.

Il exige en outre, que sa liaison avec le mécanisme, se fasse avec des brides de fixation.

L'étude et la conception du mécanisme, devront tenir compte des impératifs suivants :

- \* Les moteurs électriques sont disponibles chez l'entreprise ENEL.
- \* Le réseau d'alimentation en électricité est triphasé.
- \* Le mécanisme devra être réalisable à l'atelier de mécanique de l'école nationale polytechnique.

CHAPITRE I : GENERALITES SUR LES MOTO-VARIATEURS-REDUCTEURS



## I.1 INTRODUCTION

A partir d'un moteur électrique, d'un variateur de vitesse et d'un réducteur, nous pourrions constituer, par l'accouplement en série, les systèmes d'entraînement suivants :

- \* Un moto-réducteur MR.
- \* Un moto-variateur MV.
- \* Un moto-variateur-réducteur MVR.
- \* Un moto-réducteur-variateur MRV.

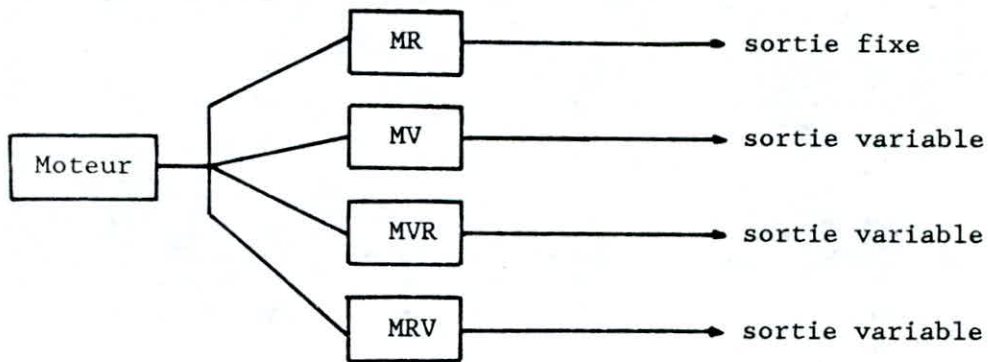


Fig 1.1 - Systèmes d'entraînement.

Le moto-réducteur permet d'obtenir un couple élevé à la sortie, aux dépens de la vitesse de rotation qui diminue.

Le moto-variateur permettra une variation continue de la vitesse de rotation sur une plage donnée, sans pour autant changer le couple de façon appréciable.

Le moto-variateur-réducteur rassemble ces deux caractéristiques et permettra d'obtenir un couple élevé variable à la sortie.

Etant d'un emploi peu répandu et faisant appel à un variateur de type mécanique seulement, le moto-réducteur-variateur voit ses capacités limitées par le variateur disposé à ce niveau, celui-ci ne pouvant transmettre les couples élevés du réducteur avec un rendement satisfaisant.

Nous présenterons dans ce chapitre, chacun de ces constituants en donnant l'essentiel de leurs caractéristiques.

## I.2 LES MOTEURS UTILISES

Les connaissances actuelles en matière d'électrotechnique ont permis la mise au point de machines motrices électriques diverses. Nous distinguerons les moteurs asynchrones, synchrones et les moteurs à courant continu.

L'importance du moteur asynchrone peut être déduite d'une statistique qui indique que 60% de l'énergie électrique absorbée est transformée en énergie mécanique [1].

Les seuls concurrents des moteurs asynchrones sont les moteurs synchrones utilisés dans des cas spéciaux et les moteurs à collecteurs pour courant continu ou alternatif.

La prépondérance des moteurs asynchrones par rapport aux autres moteurs est due aux inconvénients présentés par ces derniers :

- \* Pour le moteur synchrone classique, la nécessité de l'accrochage sur le réseau.
- \* Pour les moteurs à collecteurs, le prix et la fragilité relative du collecteur.

Dans sa formule la plus classique, le moteur asynchrone comprend un rotor et un stator. Le bobinage du stator peut être polyphasé. Celui du rotor peut être mono ou polyphasé.

Le bobinage du rotor peut avoir deux aspects différenciant ainsi deux classes de moteurs :

- \* Moteurs à bagues ou à rotor bobiné.
- \* Moteurs à cage ou à rotor en court-circuit.

Le prix des moteurs à cage est inférieur à celui des moteurs à rotor bobiné (suppression des bagues, des balais, du rhéostat et du problème de l'échauffement du rotor). Ils remplacent ceux-ci jusqu'aux plus grandes puissances (environ 10 MW) [1].

Les moteurs à rotors bobinés sont réservés aux cas spéciaux.

Nous donnerons dans ce qui suit les caractéristiques générales relatives aux moteurs et nous verrons particulièrement le moteur asynchrone triphasé à rotor en court-circuit et le moteur à collecteur pour courant continu.

## I.2.1 Caractéristiques relatives aux moteurs électriques

### I.2.1.1 Classes d'isolation

La classe d'isolation B est la plus courante. Cela signifie qu'en partant d'une température ambiante de 40 degrés celsius, l'augmentation de température du bobinage ne doit pas dépasser 80 degrés. Pour un flux d'air de refroidissement 40 degrés nous avons [2] :

- \* Classe d'isolation B : température limite 80 degrés.
- \* Classe d'isolation F : température limite 105 degrés.
- \* Classe d'isolation H : température limite 125 degrés.

### I.2.1.2 Degrés de protection

En fonction des caractéristiques de l'environnement auquel ils sont soumis (atmosphère humide, corps corrosifs, projections ou jets d'eau, dépôt de poussière...) les moteurs sont dotés de l'un des degrés de protection IP44, IP55, IP65. En plus de la protection anticorrosion accrue pour les éléments métalliques et de l'imprégnation supplémentaire des bobinages (protection contre l'humidité et les acides) (voir détails en annexe 1).

### I.2.1.3 Perte de puissance dépendant de la température ambiante et de l'altitude

La puissance nominale d'un moteur dépend de la température du flux d'air de refroidissement et de l'altitude. La puissance nominale est valable jusqu'à 1000 m et une température ambiante de 40 degrés. En cas de dépassement des valeurs maximales, il faut réduire la puissance nominale du moteur selon le diagramme de la figure 1 de l'annexe 1 [3].

### I.2.1.4 Conditions de service

La puissance nominale est toujours liée à une nature et une durée de service. Normalement les moteurs sont prévus pour un service continu S1, c'est à dire un travail sous charge constante dont la durée suffit pour atteindre l'état d'équilibre thermique.

Une autre nature de service est le service intermittent de durée limitée et faite de cycles identiques (se reporter à " Services types " en annexe 1).

### I.2.1.5 Présentation mécanique

Les moteurs peuvent être fixés sur l'installation à partir de pattes de fixation ou de brides à trous lisses ou taraudés. En outre, ils peuvent adopter une position horizontale ou verticale. La figure 1.2 donne quelques dispositions normalisées [2] :



B3

Moteurs à bride de  
fixation à trous lisses

Moteurs à bride de  
fixation à trous taraudés

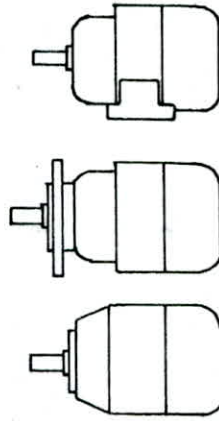


Fig 1.2 - Présentation mécanique du moteur.

I.2.1.6 Choix du moteur en fonction du couple résistant de l'inertie et de la cadence de démarrage

Chaque moteur est choisi en fonction de sa charge thermique [3]. Le cas d'application rencontré fréquemment est le moteur ne demarrant qu'une fois, n'ayant pas à accélérer des masses importantes et n'étant pas soumis à de grandes variations de charge (service S1). La puissance nécessaire définie à partir du couple résistant est égale à la puissance nominale du moteur. Le cas d'application d'un moteur avec démarrages fréquents ayant d'importantes masses à entraîner avec couple résistant faible est presque aussi fréquent. Dans ce cas, c'est le nombre de démarrages qui est déterminant pour le choix.

Par les nombreuses mises en route, il y a échauffement important du moteur dû au fort courant de démarrage.

I.2.2 Moteur asynchrone triphasé à rotor en court-circuit

Le comportement au démarrage de ce moteur est défini par la courbe couple/vitesse. Comme les résistances rotoriques dépendent de la vitesse, on obtient pour ce type de moteur des valeurs de couple pendant l'accélération variant en fonction de la vitesse selon fig 1.3 [3].

$C_d$  : Couple démarrage  
 $C_{dm}$  : Couple de démarrage minimum  
 $C_{max}$  : Couple maximum  
 $C_n$  : Couple nominal du moteur  
 $C_c$  : Couple de charge

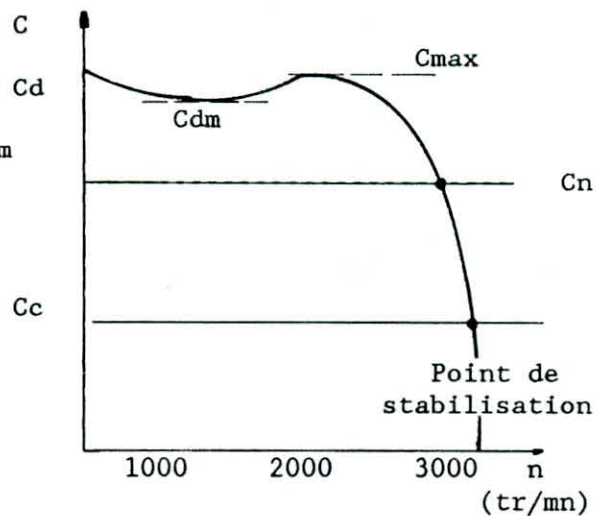


Fig 1.3 - Courbe spécifique au moteur asynchrone triphasé à 2 pôles.

Le moteur parcourt, à chaque mise sous tension, cette courbe du couple jusqu'à la stabilisation. Les points de travail correspondent aux points d'intersection entre la courbe de charge et la courbe du moteur.

Les caractéristiques nominales du moteur asynchrone triphasé à rotor en court-circuit sont les suivantes [2] :

- \* Côtes d'encombrement.
- \* Puissance nominale.
- \* Durée de service.
- \* Vitesse nominale.
- \* Intensité nominale.
- \* Tension nominale.
- \* Facteur de puissance  $\cos(\varphi)$ .
- \* Mode de protection.
- \* Classe d'isolation.

Les moteurs asynchrones triphasés à rotor en court-circuit mono-vitesse sont généralement en quatre (04) pôles. Le niveau sonore des moteurs 2 pôles étant plus élevé. Les moteurs, à nombres de pôles important (6, 8, ...) pour une même puissance, sont d'un encombrement supérieur [3].

\* En notant  $n_s$  la vitesse synchrone et  $f$  la fréquence du réseau et  $p$  le nombre de paires de pôles alors :

$$n_s = \frac{60 f}{p} \quad (\text{r/min}) \quad (1.1)$$

La vitesse nominale du moteur  $n_{nom}$  sous puissance nominale est toujours inférieure à la vitesse synchrone  $n_s$ . La différence entre la vitesse synchrone et la vitesse effective est le glissement.

Pour les petits moteurs, par exemple de puissance de sortie de 0.25 KW, le glissement est d'environ 90 %. Pour une puissance de sortie de 15.0 KW, il n'est que de l'ordre de 3 % par rapport à la vitesse synchrone [3].

\* Le rendement et le  $\cos(\varphi)$  des gros moteurs sont supérieurs à ceux des petits moteurs. Ils varient également avec la charge.

### 1.2.3 Moteur à collecteur pour courant continu

Pour son fonctionnement, le moteur à courant continu nécessite un redresseur-régulateur à tension de sortie continue. La tension et le courant sont transmis au rotor respectivement par l'intermédiaire de balais et du collecteur. Comme les balais sont des pièces d'usure, le moteur à courant continu demande un minimum d'entretien à des intervalles de temps réguliers. De par ses possibilités de réglage, le moteur à courant continu est un élément indispensable de l'automatisme. Selon le mode de branchement de l'excitation, on distingue deux variantes fondamentalement différentes dans leurs caractéristiques couple/vitesse. La fig 1.4 représente les courbes du couple correspondantes [3]. Les moteurs à courant continu à excitation séparée sont utilisés le plus souvent.

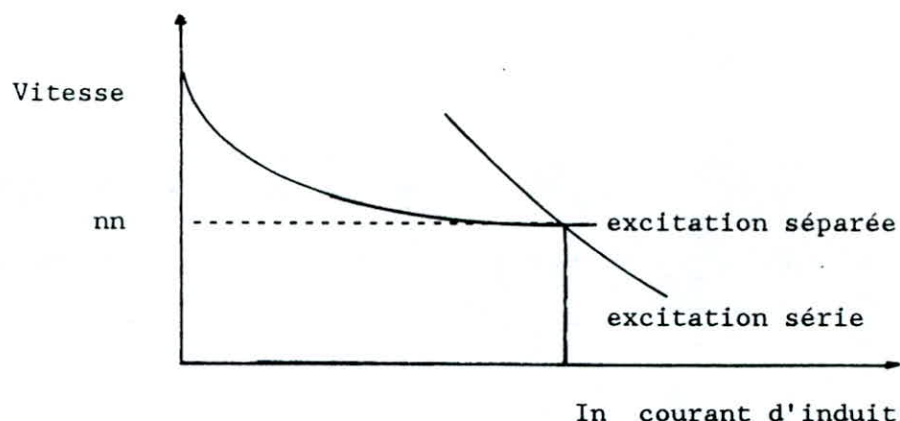


Fig 1.4 - Courbes vitesse/courant (couple de rotation) de moteurs à courant continu.

\* Pour la variation de la vitesse, on utilise en général une tension d'induit variable avec un courant d'excitation constant.

\* Le nombre de démarrages admissible des moteurs à courant continu est limité par :

- . L'échauffement du bobinage.
- . La charge du collecteur.

Selon son utilisation, le moteur à courant continu démarre avec un courant de démarrage de 1 à 2 fois le courant nominal. L'échauffement dû aux démarrages est donc moins important que celui du moteur asynchrone qui absorbe lors d'un démarrage direct 5 à 6 fois l'intensité nominale [3].



### I.3 LES VARIATEURS DE VITESSE

Pour réaliser une fonction quelconque sur une machine donnée, il existe une vitesse optimum qui est la vitesse la plus élevée permise simultanément par la construction de la machine, la nature des outils, les matériaux mis en oeuvre et la finition désirée.

C'est la vitesse qui assure la meilleure productivité.

Un point important dans le fonctionnement de certaines machines à grande inertie est la question de démarrage.

Le variateur de vitesse permet d'amener progressivement et de façon continue la vitesse de la machine à sa vitesse idéale d'utilisation.

Indépendamment des qualités que doit présenter tout organe de transmission, le variateur de vitesse doit répondre aux exigences particulières suivantes :

- gamme de vitesse étendue;
- simplicité de la commande;
- rapidité de la variation;
- stabilité de la vitesse en fonction de la charge.

Il existe différents types de variateurs. Nous les classerons de la façon suivante :

- Les variateurs mécaniques comprenant :
  - \* Les variateurs à tambours coniques.
  - \* Les mécanismes à friction " métal sur métal ".
  - \* Les mécanismes à poulies extensibles utilisant :
    - . des courroies trapézoïdales " standard " ou " larges ";
    - . des courroies composites;
    - . des courroies métalliques articulées
- Les variateurs électroniques comprenant :
  - \* Les variateurs à convertisseurs de fréquence.
  - \* Les variateurs à redresseurs-régulateurs.
- Les variateurs hydrauliques comprenant :
  - \* Les variateurs hydrostatiques.
  - \* Les variateurs hydrodynamiques.

### I.3.1 variateurs mécaniques

#### I.3.1.1 Variateur à tambours coniques

Ce variateur est constitué de deux tambours coniques à axes parallèles, orientés tête-bêche et reliés par une courroie plate, droite ou croisée, pouvant être déplacée d'une extrémité à l'autre (fig 1.5).

Lorsqu'on examine la position de la courroie sur les deux cônes, on constate que le plan moyen des deux brins libres n'est pas perpendiculaire aux axes des cônes : la courroie se déporte latéralement d'une certaine quantité vers la grande base de chaque cône. Pour cette raison et afin d'utiliser les cônes sur toute leur longueur, on décale ceux-la dans le sens longitudinal d'une certaine quantité  $m$  au moins égale à  $d$ .



Fig 1.5 - Variateur à tambours coniques.

#### I.3.1.2 Mécanismes à friction " métal sur métal "

Dans ces appareils, les variations progressives de vitesse sont obtenues par le roulement de pièces métalliques les unes sur les autres, une pression appropriée assure le couple à transmettre (fig 1.6).

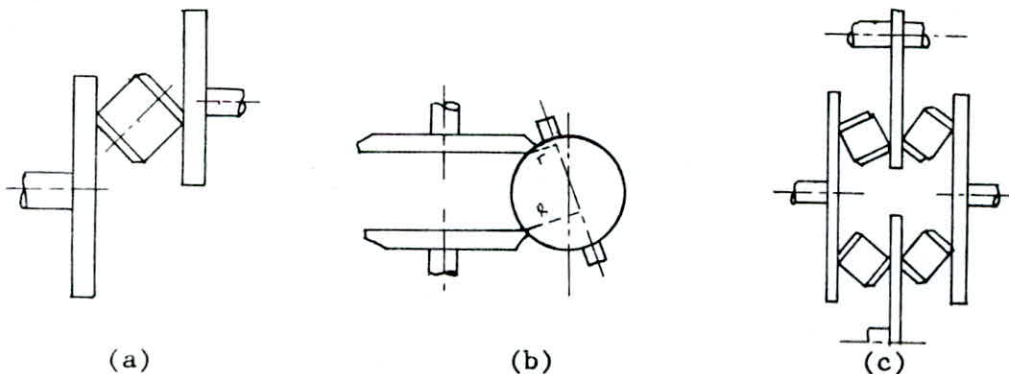


Fig 1.6 - Les mécanismes à friction.

Ce type d'appareils comportent un ou plusieurs rouleaux biconiques se déplaçant radialement entre des plateaux primaires et secondaires.

Un dispositif à rampes assure automatiquement une pression des plateaux sur les galets, proportionnelle au couple résistant.

La fig 1.6 (a) montre la réalisation des modèles 0.15 à 3 cv, ne comportant qu'un rouleau biconique se déplaçant entre un plateau moteur et un plateau récepteur.

Les modèles de puissances supérieures sont représentés à la fig 1.6 (c). Ils comportent 4 rouleaux biconiques.

Par leur conception, les actions et les réactions sur les plateaux moteurs, les plateaux récepteurs et les rouleaux biconiques s'équilibrent, et il n'y a ainsi aucune réaction sur le bâti.

Ces variateurs peuvent transmettre une puissance constante à toutes les vitesses secondaires avec un rendement moyen supérieur à 90 % et ont des possibilités de surcharges importantes. Le couple transmissible à petite vitesse par ces appareils est six fois plus grand que le couple admissible à grande vitesse [4].

Les types fabriqués en série couvrent une gamme de puissances de 0.15 cv à 6 cv avec un réglage de vitesse dans le rapport 1 à 6. Les vitesses de sortie sont de 200 à 1700 tr/mn pour une vitesse d'entrée de 1400 tr/mn [4].

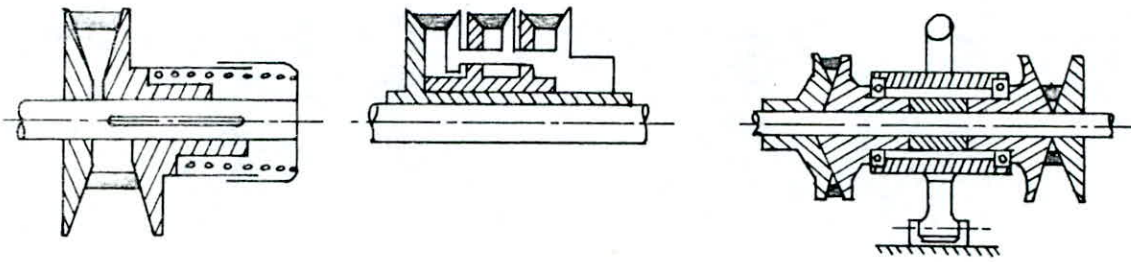
La commande de la variation de vitesse peut être réalisée manuellement ou par servo-moteur.

#### I.3.1.3 Mécanismes à poulies extensibles

Les figures 1.7 et 1.8 représentent les différentes dispositions utilisées. Elles peuvent se résumer comme suit :

\* Mécanismes sans carter : composés exclusivement de poulies extensibles :

- Une seule poulie extensible sur l'arbre moteur.
- Deux poulies extensibles dont une sur l'arbre moteur et l'autre sur l'arbre récepteur.
- Deux poulies extensibles sur le même axe.



(a)

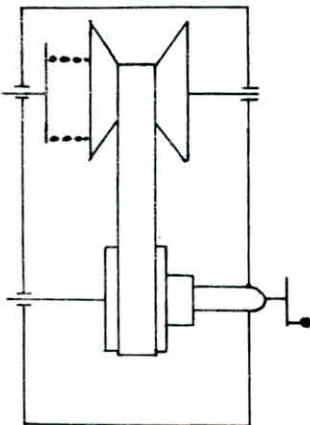
(b)

(c)

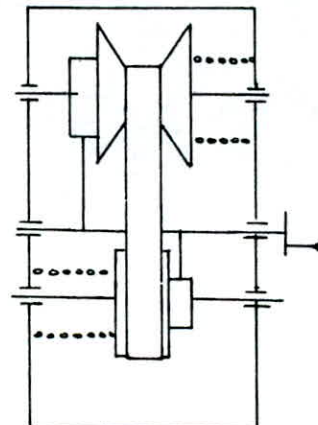
Fig 1.7 - Mécanismes à poulies extensibles sans carter.

\* Mécanismes sous carter :

- Un seul flasque d'une poulie est réglable; fig 1.8 (a).
- Les deux poulies extensibles ont chacune un flasque réglable; fig 1.8 (b).



(a)



(b)

Fig 1.8 - Mécanismes à poulies extensibles sous carter.

- Deux poulies commandées sous carter avec changement de vitesse.
- Deux poulies sous carter dont une sur l'arbre moteur avec changement de vitesse et l'autre sur l'arbre récepteur (libre).



Tous ces dispositifs de variation de vitesse utilisent la courroie comme organe de liaison; ils fonctionnent donc à sec. Ils ne sont réglables qu'en marche.

a) Mécanismes à poulies extensibles utilisant des courroies trapézoïdales standards ou larges

Ces poulies sont du type " à arbre traversant " et se composent essentiellement d'un arbre-moyeu sur lequel sont clavetés deux groupes de flasques, l'un fixe et l'autre mobile axialement. Le déplacement de ce dernier est commandé par un couple vis-écrou que deux roulements permettent d'immobiliser en rotation.

L'écartement des flasques détermine le diamètre d'enroulement.

Ces poulies, qui utilisent les courroies trapézoïdales larges permettent de constituer des transmissions comportant :

- soit deux poulies à diamètres variables (cas général);
- soit, à défaut, une seule poulie à diamètre variable et une poulie à diamètre fixe, la tension étant assurée par un galet tendeur oscillant.

Ce type de poulies permet de transmettre des puissances atteignant 200 cv, la vitesse pouvant varier dans le rapport de :

- 2 à 3 (plage 1:5) avec 2 poulies variables.
- 9 à 11 (plage 1:22) avec une seule poulie variable [4].

b) Variateurs à courroies composites

Ils ne diffèrent des variateurs à courroies trapézoïdales que par la nature de la courroie. Leur forme générale est toujours trapézoïdale, à part que la vitesse d'attaque de ces appareils est plus basse que celles des variateurs à courroies trapézoïdales.

c) Variateurs à courroies métalliques articulées

Ces appareils comportent deux poulies spéciales dont on peut faire varier les diamètres. Chaque poulie se compose de deux flasques coniques opposés, clavetés sur un arbre et mobiles axialement.

Les disques sont rainurés radialement et sont réunis par une chaîne spéciale à pas variable qui épouse la forme des dents. Si les disques s'écartent, la chaîne descend et son diamètre d'enroulement diminue, et si les disques se rapprochent, le résultat est inverse.



La chaîne est constituée de maillons évidés transversalement. L'alvéole de chaque maillon contient un paquet de lamelles de même longueur pouvant coulisser librement pour épouser la denture des disques.

Ceux-ci sont commandés simultanément par deux paires de leviers qu'on déplace en agissant sur le volant situé à l'extrémité du carter.

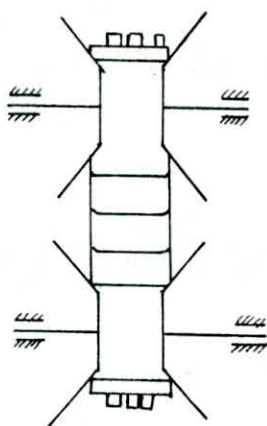


Fig 1.9 - Variateur à courroie métallique articulée.

### I.3.2 Variateurs électroniques

On peut distinguer deux types de variateurs électroniques :

- Le convertisseur de fréquence utilisé avec un moteur asynchrone.
- Le redresseur-régulateur utilisé avec un moteur à courant continu.

#### I.3.2.1 Convertisseur de fréquence

Ses fonctions sont obtenues par l'utilisation de semi-conducteurs de puissance tels les transistors et les thyristors. Il peut délivrer une fréquence variable réglable, la tension de sortie variant proportionnellement à celle-ci. On obtient ainsi une variation de la vitesse de rotation.

Il existe trois groupes de convertisseurs [3] :

- . Le convertisseur direct :

Surtout utilisé pour des puissances à partir de 500 kW, par exemple, dans les cimenteries et pour les trains de laminoires.

. Le convertisseur à tension continu :

Le plus souvent utilisé pour des puissances de 0.1 à 500 KW, pour des ventilateurs, pompes, groupes d'entraînement et surtout lorsqu'il faut un entretien minimum et/ou un indice de protection élevé et/ou des vitesses élevées.

. Le convertisseur à courant continu :

Utilisé dans la plage de puissance de 20 à 1000 kW, pour des centrifugeuses, groupes de levage de convoyage.

#### I.3.2.2 Redresseur-régulateur

Il permet l'alimentation du moteur à courant continu et, selon l'application, sert pour la variation de vitesse par variation de la tension d'induit ou pour la régulation de vitesse.

Un point de distinction pour les redresseur-régulateurs est la technique utilisée :

- . Redresseur-régulateurs autonomes : utilisant une source de courant à tension continue constante. Leur plage de puissance de sortie est limitée à 15-20 kW [3].
- . Redresseur-régulateurs synchronisés sur le secteur : les plus performants de ce type utilisent un secteur triphasé [2].

#### I.3.3 Variateurs hydrauliques

Il existe deux groupes de variateurs hydrauliques : les variateurs hydrostatiques et les variateurs hydrodynamiques.

##### I.3.3.1 Variateurs hydrostatiques

Il s'agit de transmissions volumétriques entre une pompe et un moteur volumétriques. La variation de la vitesse est obtenue en jouant sur la variation du débit en utilisant, soit une pompe à débit variable, soit un moteur à débit variable, soit encore une pompe et un moteur tous les deux à débits variables.

De telles transmissions présentent l'avantage d'une grande souplesse de réglage et assurent, en général, la possibilité de renversement de marche.

Leurs principaux inconvénients sont leur faible rendement (69 à 90 %), leur bruit, leur poids, leur volume et leur prix qui reste élevé.

Elles sont fréquemment utilisées sur les machines-outils et pour la commande des gouvernails et des tourelles de tir des bateaux de guerre.

Actuellement, trois grands types de transmissions hydrostatiques sont utilisés : les types à palettes, les types à pistons axiaux et les types à pistons radiaux.

Les vitesses de fonctionnement de ces différents types ne sont pas les mêmes. Les machines à pistons peuvent donner le couple de pleine charge pour des vitesses très faibles. Lorsqu'on recherche avant tout la compacité, les machines à pistons axiaux font preuve d'une suprématie marquée. La gamme de puissance peut être comprise entre 10 et 200 kW [1].

#### I.3.3.2 Variateurs hydrodynamiques

Ils utilisent des accouplements hydrodynamiques à remplissage modifiable en marche aux fins de régulation sans palier de la vitesse de rotation et sans usure de transmission.

Le coupleur transmet l'énergie fournie par l'intermédiaire des forces dynamiques d'un fluide en mouvement qui circule dans une chambre de travail fermée, entre la roue de la pompe et la roue de la turbine du même type.

Cette circulation de travail dans le coupleur est maintenue par une pompe tournant continuellement, qui refoule, dans la chambre de travail, le fluide provenant du réservoir placé sous le coupleur. Le volume de fluide dans la chambre de travail, qui est déterminant pour la vitesse de rotation à régler du côté sortie du coupleur, dépend de la position de l'écope disposée dans la chambre de puisement. La capacité d'absorption de l'écope est bien plus importante que le débit de la pompe, ainsi des temps de réaction très courts peuvent être atteints pour les opérations de commande.

Parmi les avantages de ces variateurs, on citera la transmission sans usure de puissance au moyen de l'énergie cinétique du fluide pouvant être une huile de qualité courante, l'accélération souple ménageant le moteur et la machine même si les masses à entraîner sont importantes, la variation de vitesse à haut rendement par le système de déplacement d'écope (0.96 à 0.98) impliquant une économie de puissance et la suppression d'organes limiteurs à grande usure.

Dans le cas normal, les plages de variation sont 1:4 et 1:5 sur les installations dont le couple est de forme parabolique et dans la plage 1:2 (au maximum 1:3) sur les machines qui ont un couple constant [5].

La gamme de puissance couverte par ce type de variateurs est très vaste. Selon l'importance du coupleur, les puissances peuvent être très élevées (jusqu'à environ 60 000 kW).



Les domaines d'application sont spécifiques; ceux sont : la régulation des pompes d'alimentation de chaudières dans les centrales atomiques et les centrales marchant aux carburants fossiles, soufflantes centrifuges pour chaudières, pompes à eau condensée et de réfrigération, compresseurs, concasseurs de charbons, pompes de pipe-lines, .. etc.

#### I.4 Réducteurs de vitesse

Dans les équipements mécaniques, le réducteur est utilisé pour réduire la vitesse de rotation, augmenter le couple moteur et permettre de changer la direction et/ou le sens de la transmission de la puissance ou de répartir la puissance disponible entre plusieurs machines.

Les réducteurs sont fabriqués en diverses configurations :

- un ou deux arbres de sortie;
- sortie parallèle ou à 90°;
- muni d'un moteur électrique intégré ou non;

et ils couvrent des rapports de réduction et des gammes de puissances très variées.

Quatre types d'engrenages rentrent dans la fabrication des réducteurs. Ils ne permettent cependant pas d'arriver à n'importe quel agencement.

##### I.4.1 Réducteurs à engrenages cylindriques

- \* (Arbre d'entrée et arbre de sortie parallèles)

Les engrenages cylindriques sont à dentures droites, hélicoïdales ou à chevrons.

Avec ce type de réducteur, on obtient des réductions de 1:1 à 7:1 par étage. On obtient ainsi une gamme de réductions de 3:1 à 40:1 avec des réducteurs à 3 étages et de 150:1 à 900:1 avec des réducteurs à 4 étages [6].

##### I.4.2 Réducteurs à vis sans fin

- \* (Arbre d'entrée et de sortie perpendiculaires)

Avec ce type de réducteurs, on peut réaliser des réductions de 5:1 à 60:1 par étage.

- \* (Arbre d'entrée et de sortie parallèles)

Ceux sont les réducteurs à 2 étages. Il est possible avec ce type de réducteurs d'obtenir des réductions normalisées aussi élevées que 200 000:1 [1].

#### I.4.3 Réducteurs à trains planétaires

\* (Arbre d'entrée et de sortie parallèles ou coaxiaux)

Avec ce type de réducteur, on peut réaliser une réduction maximale de 10:1 par étage, mais avec les réducteurs à trains planétaires à action différentielle, on peut atteindre des rapports de réduction variant de 1:1 à 50 000:1 [6].

#### I.4.4 Réducteurs à engrenages coniques

(Arbre d'entrée et de sortie perpendiculaires)

Avec ce type de réducteurs, on peut réaliser des réductions variant de 1:1 à 5:1 [6].

#### I.4.5 Choix du réducteur

Après avoir déterminé le type d'engrenages, il faut choisir un réducteur dont la capacité de charge sera satisfaisante. Il faudra donc connaître les caractéristiques du moteur et de la machine à entraîner afin de déterminer la classe de charge (fonctions des chocs) et les conditions d'utilisation (fonction du nombre de départs par jour, du nombre d'heures d'utilisation par jour, etc ..., et du type de moteur).

On choisira à la fin un réducteur dont la capacité de transmission du couple et de la puissance est légèrement supérieure, parce que les conditions d'utilisation changent et qu'il faut aussi tenir compte de la surcharge lors des démarrages.



### I.5 Conclusion

L'obtention d'un système d'entraînement à vitesse variable pouvant se faire avec des mécanismes de natures assez variées, le choix final du système se fera sur la base de compromis entre les caractéristiques désirées, la fiabilité, le coût d'obtention et la disponibilité des composants.

A la lumière de ces critères, nous avons à notre portée le choix d'un moteur fonctionnant sur un réseau triphasé et la réalisation d'un variateur et d'un réducteur de type mécanique.

CHAPITRE II : CHOIX D'UN MODELE A L'ETUDE

## II.1 OBJECTIFS

Lors du développement du système d'entraînement à vitesse variable satisfaisant au mieux aux exigences, nous devons considérer comme essentielles les particularités suivantes :

- Utilisation d'un moteur ENEL pour la motorisation.
- La conception du système devra tenir compte du fait que sa future réalisation se fera avec les moyens de l'atelier de mécanique de l'école nationale polytechnique.
- La construction devra être simple et robuste, de prix de revient le plus faible possible et d'encombrement le plus réduit.

De ce qui précède, il est impératif de choisir :

- Le moteur ENEL portant la référence 890-100-0904-1041 (puissance 1.1 kW, vitesse synchrone 1500 tr/mn) [7].
- Un variateur de type mécanique, utilisant une courroie trapézoïdale crantée, large, montée sur des poulies coniques à diamètres variables.
- Un réducteur de vitesse à engrenages cylindriques.

La construction sera de type modulaire. L'utilisation du variateur mécanique pouvant alors se faire avec différents réducteurs de vitesse.

Nous adopterons, pour l'encombrement minimum, une disposition en U et pour la fixation l'exécution B3.

## II.2 CHAÎNE CINEMATIQUE

La figure (2.1) représente la chaîne cinématique du système d'entraînement à vitesse variable : le moto-variateur-réducteur.

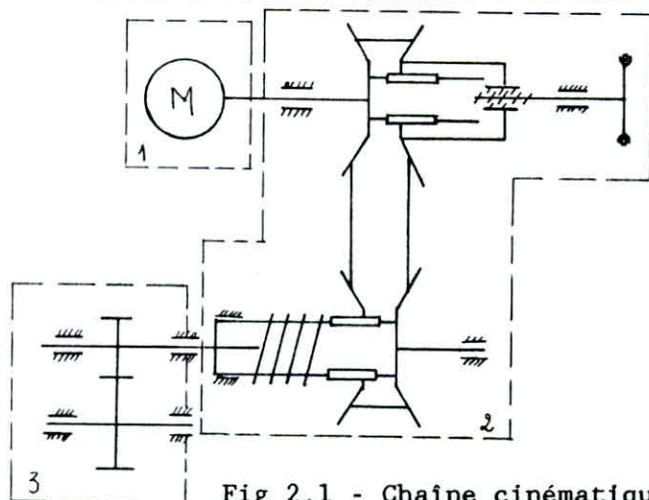


Fig 2.1 - Chaîne cinématique.

Nous pouvons distinguer les trois éléments principaux :

- Le moteur (1).
- La transmission par courroie trapézoïdale large (2).
- Le réducteur à engrenages cylindriques (3).

### II.3 PRESENTATION DU MOTEUR

Le moteur est du type asynchrone, triphasé, à rotor en court-circuit fabriqué par l'entreprise ENEL (fig 2.2).

Il répond aux exigences suivantes :

- \* Puissance à la sortie :  $P_n = 1.1 \text{ kW}$ .
- \* Vitesse synchrone :  $n_s = 1500 \text{ tr/mn}$ .
- \* Nombre de pôles : 4.
- \* Tension de réseau : 380 v.
- \* Classe d'isolation : B.
- \* Degré de protection : IP44.
- \* Execution mécanique : B5.

Il a en outre les caractéristiques suivantes [7] :

- \* Poids net : 12 kg.
- \* Moment d'inertie :  $0.0028 \text{ kg.m}^2$ .
- \* Vitesse nominale : 1400 tr/mn.
- \* Rendement : 74 %.
- \* Facteur de puissance :  $\cos(\varphi) = 0.81$ .
- \* Courant nominal : 2.8 A.
- \* Couple nominal : 7.5 Nm.
- \* Couple de démarrage : 15.75 Nm.

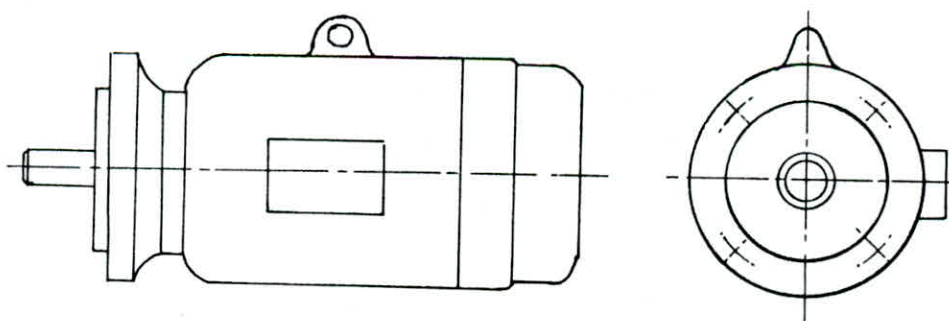


Fig 2.2 - Le moteur ENEL.



## II.4 PRESENTATION DU VARIATEUR

\* Les poulies coniques extensibles sont composées de deux flasques (14), (23) dont l'écartement (ou rapprochement) fait varier les diamètres d'enroulement de la courroie et par la suite la vitesse de celle-ci.

\* La commande simultanée des deux poulies est assurée par un dispositif à vis et ressort de rappel (30), (10).

\* La poulie motrice est montée en bout d'arbre. Elle est constituée d'un flasque fixe en translation et lié totalement à l'arbre par clavetage et vis de serrage (16), (18). Le flasque mobile (23) est lié en rotation, par clavetage, avec le flasque fixe et libre en translation avec guidage sur clavette (24). Le Déplacement de ce flasque est commandé par la vis (30). En effet, le flasque mobile est lié en translation avec la vis. Cette dernière, utilisant le carter (1) comme écrou, permet de communiquer la translation au flasque mobile par simple rotation de la manette (26). La course du flasque est limitée d'un côté, par l'épaulement de la vis, et de l'autre, par une butée constituée par un circlips (15).

\* Le lien entre les poulies motrices et réceptrices est une courroie trapézoïdale large crantée, à contact oblique (19), montée sous tension grâce à l'effet du ressort (10).

\* La poulie réceptrice est conçue sur le même principe que la poulie motrice. En effet, le flasque fixe en translation (33) est monté en bout d'arbre d'un côté, avec liaison pivot grâce au roulement (36), et supporté de l'autre par un autre roulement (8) monté sur le carter intermédiaire (2).

\* Le flasque mobile en translation avec guidage sur clavette, a un déplacement qui est toujours commandé par la vis et ce par l'intermédiaire de la courroie gardant une largeur constante. Le ressort équilibre le déplacement occasionné par la vis et cela pour garder un axe moyen de la courroie toujours vertical.

\* La transmission par courroie à rapports variables constituant le variateur est du type embrochable à la sortie. En effet, le flasque (33) est creux. Il présente un alésage avec un mortaisage; ceux-ci afin de recevoir l'arbre claveté du réducteur.

## II.5 PRESENTATION DU REDUCTEUR

Le réducteur rassemble sous un carter étanche un étage d'engrenages cylindriques à dentures hélicoïdales (42), (51), supportées par deux arbres parallèles (59), (51), guidés en rotation par les roulements (43), (50).

Le réducteur est entraîné par l'arbre (51) par lequel il s'embroche avec le variateur.



La lubrification de ce mécanisme est assurée par barbotage avec une huile courante.

Le carter (38) est fixé sur le bâti grâce aux goujons (60).

CHAPITRE III : ETUDE ET CONCEPTION DU VARIATEUR DE VITESSE

### III.1 ÉTUDE THEORIQUE DE LA TRANSMISSION PAR COURROIE

#### TRAPEZOIDALE

Les courroies trapézoïdales sont caractérisées par :

- Une grande résistance à la traction due à leur mode de construction.
- Une résistance au fluage élastique due aux propriétés des fibres de renfort.
- Un rendement élevé (pouvant atteindre 95%).
- Une durée de vie raisonnable.

De plus, si la courroie est crantée, il y a accroissement de la flexibilité et limitation de l'échauffement.

#### III.1.1 Nomenclature et géométrie des courroies

La figure (3.1) illustre une transmission par courroie :

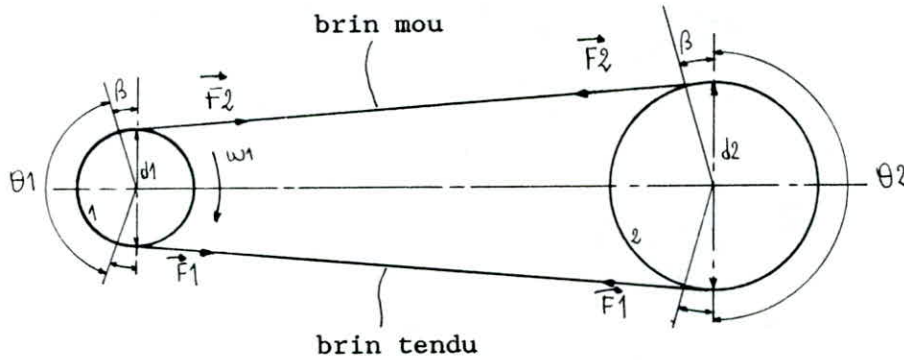


Fig 3.1 - Paramètres d'une transmission par courroie.

- \*  $d_1$  : diamètre de la poulie motrice.
- \*  $d_2$  : diamètre de la poulie réceptrice.
- \*  $a$  : entraxe.
- \*  $n_1, n_2$  : vitesses de rotation.
- \*  $F_1$  : traction du brin moteur.
- \*  $F_2$  : traction du brin entraîné.
- \*  $\theta_1, \theta_2$  : angles de contact entre la courroie et les poulies.
- \*  $f$  : coefficient de frottement entre la courroie et les poulies.
- \*  $v$  : vitesse de la courroie.
- \*  $b$  : largeur de la courroie.
- \*  $e$  : épaisseur de la courroie.
- \*  $S$  : section de la courroie.

### III.1.2 Rapport de vitesses

En supposant une transmission sans glissement :

$$Rv = \frac{w1}{w2} = \frac{n1}{n2} = \frac{d2}{d1} \quad (3.1)$$

### III.1.3 Longueur de la courroie

A partir de la figure (3.1) nous pouvons écrire :

$$\begin{aligned} \theta_1 &= \pi - 2*\beta \\ \theta_2 &= \pi + 2*\beta \end{aligned} \quad (3.2) \quad \text{où } \beta = \sin^{-1} \frac{(d2 - d1)}{2*a} \quad (3.3)$$

La longueur de la courroie est alors :

$$Lp = \sqrt{4*a^2 - (d2 - d1)^2} + 1/2*(d2*\theta_2 + d1*\theta_1) \quad (3.4)$$

Pour faciliter les calculs, on utilise :

$$Lp = 2*a + \frac{\pi}{2} *(d2 + d1) + \frac{(d2 - d1)^2}{4*a} \quad (3.5)$$

### III.1.4 Calcul des courroies trapézoïdales

Le fonctionnement de cette courroie est caractérisé par le coincement de celle-ci dans la gorge de la poulie. Ce coincement qui accroît la force normale s'exerçant entre la courroie et les parois de la poulie, a pour effet d'augmenter la valeur des forces de frottement engendrée.

#### III.1.4.1 Analyse des forces

##### a) Tension de pose

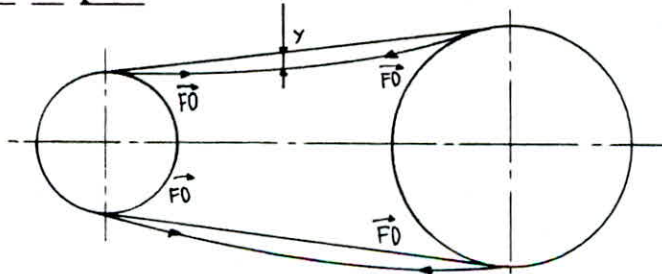


Fig 3.1 - Tension de pose.



3.4) On assimile la forme d'équilibre à celle d'une parabole (fig 3.4).

Si la flèche  $y$  est faible et la corde sensiblement horizontale alors la tension de pose est [8] :

$$F_0 = m_l * g * a^2 / 8 * y \quad (3.6)$$

Avec  $m_l$  : masse de la courroie par unité de longueur.

b) Tension de pose, tension de marche

En fonctionnement, les tensions sont:

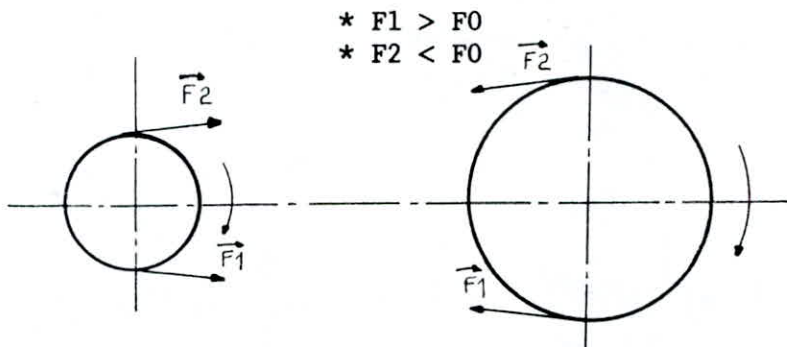


Fig 3.3 - Tensions en fonctionnement.

Soient  $e_0, e_1, e_2$  les allongements unitaires. D'après la loi de Hook, nous avons les relations :

$$\begin{aligned} e_0 &= F_0 / E * S \\ e_1 &= F_1 / E * S \\ e_2 &= F_2 / E * S \end{aligned}$$

En faisant l'hypothèse :

$$e_1 - e_0 = e_0 - e_2$$

c'est à dire :

$$F_1 - F_0 = F_0 - F_2$$

alors :

$$F_0 = \frac{(F_1 + F_2)}{2} \quad (3.7)$$

c) Traction dans la courroie

Pour mettre en évidence l'effet de coincement de la courroie dans la gorge de la poulie, nous calculerons le coefficient de frottement équivalent.

Il faut pour cela étudier les forces qui agissent sur un élément  $d\theta$  de la courroie dans le plan axial et radial (fig 3.4).

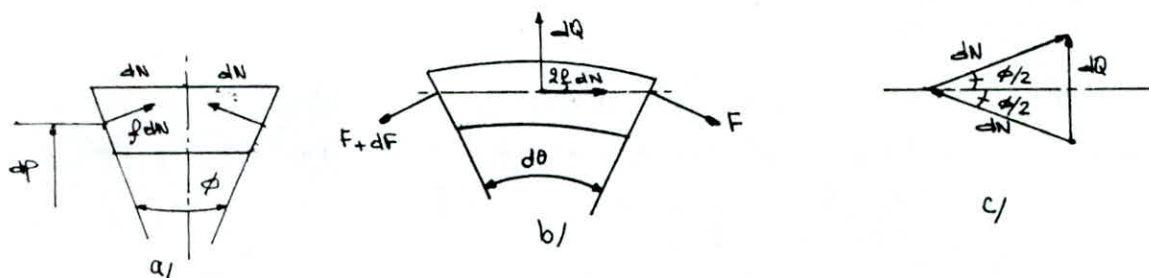


Fig 3.4 - Forces agissant sur un élément de courroie trapézoïdale :  
 a/ Dans le plan axial. b/ Dans le plan radial.  
 c/ Polygone des forces dans le plan axial.

L'équilibre des forces dans le plan axial (fig 3.4.a, fig 3.4.c) permet de calculer l'action normale de la jante sur un élément  $d\theta$  de la courroie ainsi:

$$dQ = 2 * dN * \sin(\theta/2) \quad (1)$$

avec  $\theta$  angle de gorge de la poulie.

L'équilibre des forces horizontales s'écrit :

$$dF = 2 * f * dN \quad (2)$$

L'équilibre des forces verticales s'écrit :

$$dQ = F * d\theta \quad (3)$$

Les équations (1), (2), (3) donnent :

$$\frac{dF}{F} = \frac{f * d\theta}{\sin(\theta/2)} = f_e * d\theta \quad (3.8)$$

où  $f_e$  coefficient de frottement équivalent :

$$f_e = \frac{f}{\sin(\theta/2)} \quad (3.9)$$

En intégrant l'équation (3.8) nous obtenons l'équation d'Euler :

$$F_1 / F_2 = \exp(f_e * \theta) \quad (3.10)$$

Elle permet de déterminer la variation de la traction dans la courroie en fonction de l'angle  $\theta$  (Fig 3.5).

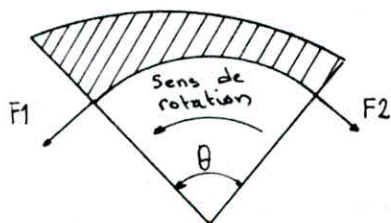


Fig 3.5 - Variation de la traction dans la courroie en fonction de  $\theta$ .

### III.1.4.2 Expressions des forces

#### a) Expressions de F1 et F2 en fonction de F0

En utilisant les équations (3.7) et (3.10), nous avons :

$$F_0 = \frac{F_1 + F_2}{2} = \frac{F_2}{2} * (\exp(fe * \theta) + 1)$$

$$F_2 = 2 * F_0 \frac{1}{\exp(fe * \theta) + 1} \quad (3.11)$$

et

$$F_1 = 2 * F_0 \frac{\exp(fe * \theta)}{\exp(fe * \theta) + 1} \quad (3.12)$$

La puissance transmise est donnée par :

$$P_n = (F_1 - F_2) * v \quad (3.13)$$

$$P_n = 2 * F_0 * \frac{\exp(fe * \theta) - 1}{\exp(fe * \theta) + 1} * v \quad (3.14)$$

La puissance transmise est proportionnelle à la tension de pose  $F_0$ .

#### b) Tension due à la force centrifuge

Pour un élément de courroie de longueur unitaire dont la vitesse linéaire est  $v$ , la tension due à la vitesse centrifuge est :

$$F_c = m_l * v^2 \quad (3.15)$$

Lorsque nous tenons compte de la force centrifuge, l'équation (3.10) peut s'écrire :

$$\frac{F_1 - F_c}{F_2 - F_c} = \exp(fe * \theta) \quad (3.16)$$

ou encore :

$$F_1 - F_2 = (F_1 - F_c) * \frac{\exp(fe * \theta) - 1}{\exp(fe * \theta)} \quad (3.17)$$

Nous pouvons noter que la tension provoquée par la force centrifuge n'exerce aucune influence sur l'adhérence de la courroie, mais qu'elle a pour effet d'engendrer une contrainte de traction additionnelle.

On admet généralement que pour une vitesse circonférentielle  $v$  inférieure à 10 ou 15 m/s, l'effet de la masse peut être négligé [10].

c) Expression de  $F_l$  en fonction de la puissance transmise

En utilisant les équations (3.13), (3.15), (3.17) nous pouvons déduire :

$$F_l = \frac{P_n}{v} \frac{\exp(fe*\theta)}{\exp(fe*\theta)-1} + m_l*v^2 \quad (3.18)$$

Pour une puissance donnée, on a intérêt à avoir  $F_l$  aussi faible que possible puisque  $F_l$  est la tension théorique maximale (traction) supportée par la courroie, cautionnant sa fatigue [8].

Or  $F_l$  dépend de trois variables indépendantes :

\* Hypothèse  $f_e$  et  $\theta$  constants

Nous calculons  $\frac{dF_l}{dv}$

$$\frac{dF_l}{dv} = \frac{-P_n}{v^2} \frac{\exp(fe*\theta)}{\exp(fe*\theta)-1} + 2*m_l*v$$

$F_l$  est optimale lorsque :

$$v = v_0 = \sqrt[3]{\frac{P_n}{2*m_l} \frac{\exp(fe*\theta)}{\exp(fe*\theta)-1}} \quad (3.19)$$

$v_0$  est donc une vitesse économique [8].

\* Hypothèse  $f_e$  et  $v$  constants

Nous calculons  $\frac{dF_l}{d\theta}$

$$\frac{dF_l}{d\theta} = -f_e * \frac{\exp(fe*\theta)}{v} * \frac{P_n}{(\exp(fe*\theta)-1)^2} \quad (3.20)$$

$\frac{dF_l}{d\theta} < 0$  nous en déduisons que  $F_l$  décroît avec l'accroissement de  $\theta$ .

\* Hypothèse  $\theta$  et  $v$  constants

$\frac{dF_l}{df_e} < 0$   $F_l$  décroît lorsque  $f_e$  croît d'où l'intérêt de rechercher des courroies à coefficient d'adhérence élevé.



### III.1.4.3 Contraintes induites

La conception et le choix des courroies sont essentiellement basés sur la capacité de ces dernières à transmettre la puissance requise, à une vitesse donnée et dans des conditions d'utilisation déterminées. Le facteur limitatif est, en général, la traction que peut supporter la courroie. Par ailleurs, la traction répétée et la flexion due à l'enroulement et au déroulement sur les poulies peuvent entraîner la défaillance des courroies par fatigue.

Il faut donc vérifier la résistance des courroies à la fatigue pour leur assurer une durée de vie satisfaisante.

a) Contrainte normale : dans le brin tendu  $\sigma_t = F_l/S$  (3.21)

b) Contrainte due à la force centrifuge :  $\sigma_c = F_c/S$  (3.22)

c) Contrainte due à la flexion :  $\sigma_f = E_f \cdot e/d$  (3.23)

avec  $E_f$  : module d'élasticité en flexion de la courroie  
 $d$  : diamètre de la poulie.

d) Contrainte totale :  $\sigma = \sigma_t + \sigma_c + \sigma_f$  (3.24)

Pour que l'utilisation soit sécuritaire, il faut que  $\sigma$  soit inférieur à  $\sigma_{adm}$ , avec  $\sigma_{adm}$  la contrainte admissible de la courroie.

### III.1.4.4 Fréquence de passage

Pour assurer une durée de vie satisfaisante à la courroie, il faut tenir compte de la fatigue causée par la flexion répétée, due à son enroulement et à son déroulement sur les poulies.

Pour cela nous utilisons un paramètre appelé fréquence de passage défini par :

$$f_r = v/L_p \quad (3.25)$$

Les valeurs pratiques sont de 5 à 10 par seconde pour les courroies trapézoïdales [8].

### III.1.4.5 Puissance transmissible

Elle dépend de la section de la courroie trapézoïdale, du diamètre de référence et de la vitesse angulaire de la petite poulie. Des facteurs de correction sont introduits pour tenir compte, des rapports de vitesse, de l'angle d'enroulement et de la longueur de la courroie [9].

Elle est donnée en KW par la formule :

$$P_t = k \cdot (P_1 + P_2 + P_3) \quad (3.26)$$

où  $k = 1.25 \cdot (1 - 5^{-\theta/\pi})$  (3.27)

$$P1 = d1*wl[C1 - C2/d1 - C3*(d1*wl)^2 - C4*\log(d1*wl)] \quad (3.28)$$

$$P2 = C4*wl*d1*\log \frac{1}{\frac{C2*1}{C4*d1} (1/S - 1)} \quad (3.29)$$

1+10

$$P3 = d1*wl*C4*\log \frac{Lr}{Lo} \quad (3.30)$$

P1: puissance transmissible de base en KW.

P2: puissance additionnelle pour le rapport de vitesses.

P3: puissance additionnelle pour la longueur de la courroie.

Lr: longueur réelle de la courroie.

Lo: longueur de base.

S = max(Rv, 1/Rv)

C1, C2, C3, C4: paramètres de qualité.

### III.2 CONCEPTION DE LA TRANSMISSION PAR COURROIE TRAPEZOIDALE

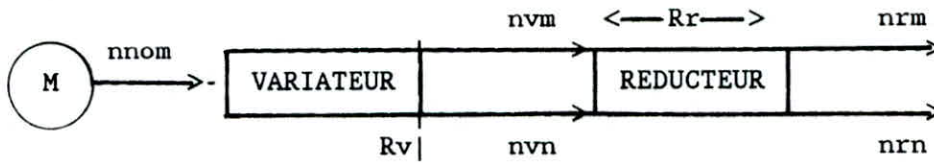
Nous affecterons les indices 1, respectivement 2, aux caractéristiques de la poulie motrice et à celle de la poulie réceptrice.

La courroie que nous utiliserons étant proposée par un fabricant, nous nous référerons alors aux données de ses catalogues et ses recommandations.

Nous présenterons les procédures générales de conception et de vérification. Les données de base seront :

- \* La puissance à transmettre  $Pn = 1.1$  KW.
- \* La vitesse de rotation minimale à la sortie du variateur :  
 $n2 = 840$  tr/mn.
- \* Les limites imposées par l'espace.
- \* Les conditions d'utilisations : pour un service continu de 8 h/j nous choisirons un coefficient de service  $Ks=1.1$  [6].

### III.2.1 Calculs préliminaires



$n_{nom}$  : vitesse nominale du moteur  $n_{nom} = 1400 \text{ tr/mn}$   
 $n_{vm}$  : vitesse maximale à la sortie du variateur  $n_{vm} = 1400 \text{ tr/mn}$   
 $n_{vn}$  : vitesse minimale à la sortie du variateur  
 $n_{rm}$  : vitesse maximale à la sortie du réducteur  $n_{rm} = 500 \text{ tr/mn}$   
 $n_{rn}$  : vitesse minimale à la sortie du réducteur  $n_{rn} = 300 \text{ tr/mn}$   
 $R_r$  : rapport de réduction  
 $R_v$  : rapport de variation

Nous avons les relations :

$$R_r = \frac{n_{vm}}{n_{rm}} \quad \boxed{R_r = 2.8}$$

$$R_v = \frac{n_{rm}}{n_{rn}} \quad \boxed{R_v = 1.67}$$

Alors nous en déduisons :

$$\boxed{n_{vn} = 840 \text{ tr/mn}}$$

Le variateur fera varier la vitesse de façon continue entre 1400 tr/mn et 840 tr/mn. C'est à dire une plage de variation de 1:1.67.

Nous ferons le calcul du variateur pour la vitesse de sortie  $n_{vn}$ , les efforts appliqués étant au maximum pour cette vitesse. La vis de commande est en pleine ouverture et le ressort en compression minimum.

### III.2.2 Détermination de la section de la courroie (19)

La documentation technique de différents constructeurs préconisent pour la puissance à transmettre une courroie normalisée désignée par W25.

Les dimensions de cette dernière sont représentée sur la fig 3.6, [9] :

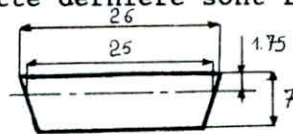


Fig 3.6 - Dimensions de la courroie.

### III.2.3 Détermination des diamètres primitifs des poulies

Les diamètres possibles sont représentés dans le tableau 3.7, [8] :

dp1	71	75	80	85	90	95
Dp2	118	125	132	140	150	160
Rv	1.67	1.67	1.65	1.64	1.66	1.68

Fig 3.7 - Diamètres normalisés des poulies.

Le rendement de la transmission est optimal lorsque la vitesse est comprise entre 5 et 25 m/s [8]. L'encombrement est un critère sélectif important. Nous faisons alors le choix suivant :

$$dp1 = 75 \text{ mm}$$

et :

$$Dp2 = 125 \text{ mm}$$

La plage de variation est alors :  $Rv = 1.67$   
et la vitesse linéaire est donnée par :

$$v = \frac{\pi * n1 * dp1}{60}$$

$$v = 5.498 \text{ m/s}$$

### III.2.4 Dimensions du profil de gorge

Les dimensions du profil de gorge sont normalisées [9]. La fig 3.8 donne les principales caractéristiques du profil de gorge :

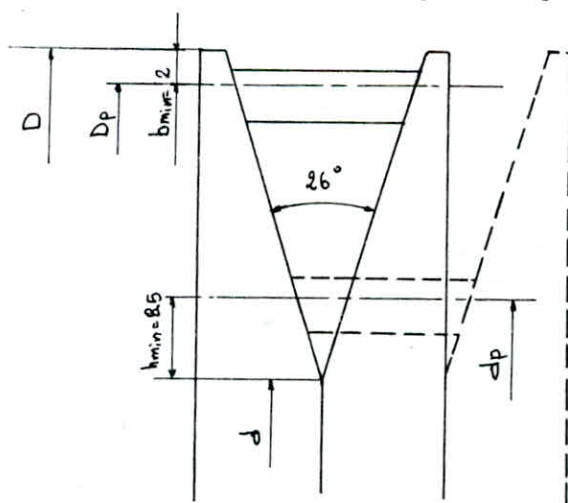


Fig 3.8 - Dimensions du profil de gorge.



### III.2.5 Choix des dimensions globales des poulies

La combinaison de  $d_{p1}$  et  $D_{p2}$  assure la vitesse de sortie minimale  $n_{vn}$ . La combinaison de  $D_{p1}$  et  $d_{p2}$  devra assurer la vitesse de sortie maximale  $n_{vm}$ . Ils seront alors tels que :

$$\frac{D_{p1}}{d_{p2}} = 1$$

c'est à dire:

$$D_{p1} = d_{p2}$$

L'augmentation du diamètre primitif de la poulie 1 devant être égal à la diminution du diamètre primitif de la poulie 2 alors :

$$D_{p1} - d_{p2} = \frac{d_{p1} + D_{p2}}{2}$$

$$D_{p1} - d_{p2} = 100 \text{ mm}$$

Nous adopterons aussi :

$$b = 3 \text{ mm}$$

et :

$$h = 8.5 \text{ mm}$$

### III.2.6 Détermination de l'entraxe

La valeur recommandée pour l'entraxe est donnée par [6] :

$$d_{p2} < a < 3*(d_{p2} + d_{p1})$$

Les fabricants conseillent un entraxe moyen de 205 mm.

Nous choisirons alors :

$$a = 205 \text{ mm}$$

### III.2.7 Calcul des angles d'enroulement

A partir des équations (3.2) et (3.3), nous pouvons calculer :

$$\beta = 7 \text{ deg}$$

$$\theta_1 = 166 \text{ deg}$$

$$\theta_2 = 194 \text{ deg}$$

### III.2.8 Calcul de la longueur de la courroie et choix d'une longueur normalisée

D'après l'équation (3.4) :  $L_p = 727 \text{ mm}$

D'après [9],  $L_p$  est normalisée  $L_p = (800 \pm 16) \text{ mm}$   
Nous adopterons alors :

$$L_p = 784 \text{ mm}$$

Alors les valeurs de l'entraxe et des angles d'enroulement deviennent :

$$A = \frac{\pi}{2} * (d_{p1} + D_{p2}) \quad \text{et} \quad B = \frac{(D_{p2} - d_{p1})^2}{4}$$

$$A = 314$$
$$B = 625$$

Une première évaluation de l'entraxe est donnée par :

$$a' = \frac{L_p - A}{2} \quad a' = 235 \text{ mm}$$

Finalement la valeur de l'entraxe est donnée par :

$$a = a' - \frac{B}{2 * a'} \quad a = 234 \text{ mm}$$

En sachant que la variation de l'entraxe admise est de  $\pm 1.2 \text{ mm}$ . Les angles d'enroulement deviennent :

$$\beta = 6.13 \text{ deg}$$

$$\theta_1 = 167.73 \text{ deg}$$

$$\theta_2 = 192.27 \text{ deg}$$

### III.2.9 Calcul de la puissance transmissible par la courroie

A partir des équations (3.26), (3.27), (3.28), (3.29), et en adoptant les coefficients de qualité [6] :

$$* C_1 = 2.205 \text{ E-1} \quad C_2 = 2.273$$
$$C_3 = 1.759 \text{ E-8} \quad C_4 = 7.934 \text{ E-3}$$

et nous avons :

- \* S = 1.67
- \* L = 784 mm
- \* Lo = 727 mm

alors nous calculons :

- K = 0.97
- P1 = 2.000 KW
- P2 = 0.025 KW
- P3 = 0.003 KW

alors la puissance transmissible totale sera :

$$P_t = 1.967 \text{ KW}$$

### III.2.10 Calcul de la puissance effective

La puissance effective sera :

$$P_{ef} = K_s * P_n$$

$$P_{ef} = 1.21 \text{ KW}$$

La puissance transmissible par la courroie est donc supérieure à la puissance effective. Le choix de la courroie W25 est donc justifié.

### III.2.11 Calcul de la fréquence de passage

En utilisant l'équation (3.25), alors :

$$F_r = 7.01 \text{ 1/s}$$

C'est une valeur acceptable puisqu'étant inférieure à 10 1/s [8].

### III.2.12 Calcul des efforts

L'effort périphérique sur la poulie motrice est évalué par :

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

$$F = 200 \text{ N}$$

L'effort périphérique sur la poulie réceptrice est donné par :

$$F' = \eta * F$$

avec  $\eta$  le rendement de la transmission.

Nous disposons d'un coefficient  $K_p$  défini par :

$$K_p = \frac{1}{\eta} - 1 \sim 1 - \eta$$

Il est de l'ordre de 4% pour les courroie trapézoïdales [10]  
alors :

$$\eta = 0.96$$

Finalement :

$$F' = 192 \text{ N}$$

En utilisant les équations (3.9), (3.18), (3.13) et (3.7), nous obtenons la tension dans le brin tendu  $F_1$ , la tension dans le brin mou  $F_2$  et la tension de pose  $F_0$ .

Pour les courroies en caoutchou le coefficient de frottement est de 0.3 et la masse par unité de longueur est  $m_l = 0.2184 \text{ kg/m}$  [8].

Nous calculons alors :

$$f_e = 0.684$$

$$F_1 = 237.8 \text{ N}$$

$$F_2 = 37.8 \text{ N}$$

$$F_0 = 137.8 \text{ N}$$

\* La tension due à la force centrifuge  $F_c$  est :

$$F_c = 6.6 \text{ N}$$

### III.2.13 Calcul des contraintes

En utilisant les équations (3.21), (3.22), (3.23) et en sachant que :

$$* S = 1.82 \text{ E-4 m}^2$$

$$* E_f = 18 \text{ MPa} \quad [11]$$

alors :

$$\sigma_{t1} = 1.307 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{t2} = 0.208 \text{ MPa}$$

$$\sigma_c = 0.036 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{f1} = 1.680 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{f2} = 1.008 \text{ MPa}$$



$$|\sigma_{\max} = 3.023 \text{ MPa}|$$

La contrainte admissible pour les courroies courantes est de l'ordre de 50 MPa. La figure (3.9) représente la distribution des contraintes.

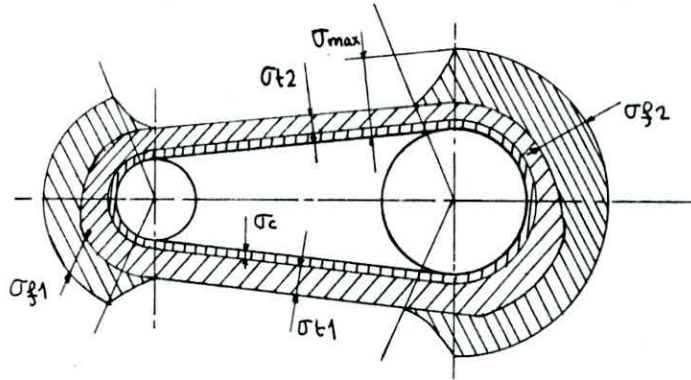


Fig 3.9 - Répartition des contraintes [10].

### III.3 ETUDE DE LA POULIE MOTRICE

#### III.3.1 Calcul de l'arbre du flasque fixe (14)

Nous considérons l'action maximale de la courroie sur le flasque. Celle-ci est au rayon minimum (tension inversement proportionnelle au rayon).

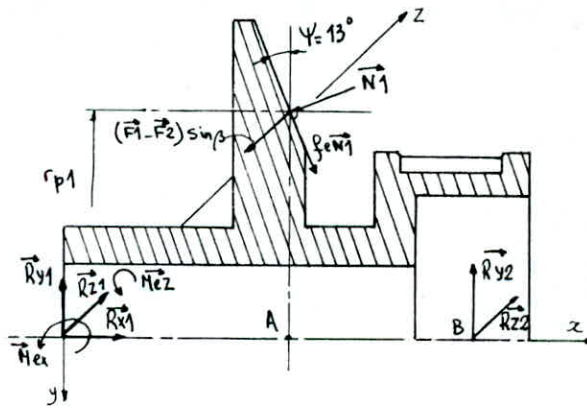


Fig 3.10 - Forces appliquées.

#### Bilan des forces

Nous pouvons considérer l'arbre comme encasté au point O d'où les réactions :

$$* R_{x1}, R_{y1}, M_{ex}, R_{z1}, M_{ez}$$

L'action de la courroie (19) se compose des forces :

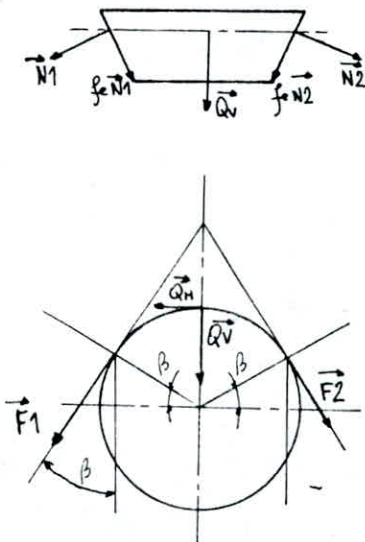
$$* N_1, f_e * N_1, (F_1 - F_2) * \sin \beta / 2$$

Les réactions du flasque mobile (23) sont déterminées à partir de l'équilibre de celui-ci, et sont :

\* Ry2, Rz2

### III.3.1.1 Etude de l'équilibre selon le plan vertical

Nous commencerons par déterminer l'action normale de la courroie sur le flasque. A partir des figures (3.10) et (3.11) nous pourrons alors écrire :



\*  $Q_v = 2 * N_1 * (\sin \Psi + f_e * \cos \Psi)$   
avec  $Q_v$  : la résultante sur l'axe vertical de  $F_1$  et  $F_2$ . Alors :

$$N_1 = \frac{Q_v}{2 * (\sin \Psi + f_e * \cos \Psi)} \quad (3.32)$$

Et :

$$Q_v = (F_1 + F_2) * \cos \beta \quad (3.33)$$

finalement :

$$N_1 = \frac{(F_1 + F_2) * \cos \beta}{2 * (\sin \Psi + f_e * \cos \Psi)} \quad (3.34)$$

Nous calculons alors :

$N_1 = 153.7 \text{ N}$

Fig 3.11 - Actions de la courroie.

Remarque : l'action horizontale de la courroie s'écrit :

$$* Q_h = (F_1 - F_2) * \sin \beta \quad (3.35)$$

Soit alors la figure 3.12 :

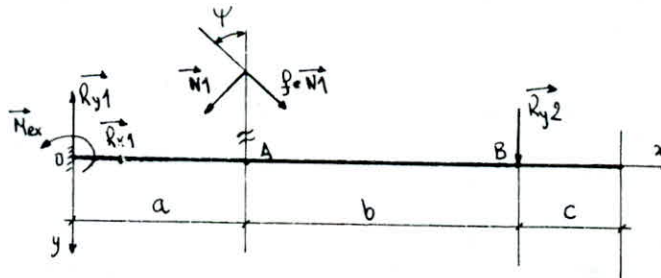


Fig 3.12 - Forces appliquées.

Nous avons les grandeurs suivantes :

- \*  $a = 23.0 \text{ mm}$      $b = 36.3 \text{ mm}$      $c = 13.6 \text{ mm}$
- \*  $f_e = 0.684$
- \*  $R_{y2} = 55.4 \text{ N}$

\* Selon l'axe (ox)

$$R_{x1} - N1 \cdot \cos \psi + fe \cdot N1 \cdot \sin \psi = 0$$

$$R_{x1} = (\cos \psi - fe \cdot \sin \psi) \cdot N1$$

$$R_{x1} = 126.1 \text{ N}$$

\* Selon l'axe (oy)

$$-R_{y1} + \sin \psi \cdot N1 + fe \cdot \cos \psi \cdot N1 + R_{y2} = 0$$

$$R_{y1} = (\sin \psi + fe \cdot \cos \psi) \cdot N1 + R_{y2}$$

$$R_{y1} = 192.4 \text{ N}$$

\* La somme des moments des forces par rapport au point O est nulle :

$$-M_{ex} + [(fe \cdot \sin \psi - \cos \psi) \cdot r_{p1} + (\sin \psi + fe \cdot \cos \psi) \cdot a] \cdot N1 + (a + b) \cdot R_{y2} = 0$$

$$M_{ex} = [(fe \cdot \sin \psi - \cos \psi) \cdot r_{p1} + (\sin \psi + fe \cdot \cos \psi) \cdot a] \cdot N1 + (a + b) \cdot R_{y2}$$

$$M_{ex} = 1.747 \text{ Nm}$$

III.3.1.2 Etude de l'équilibre selon le plan horizontal

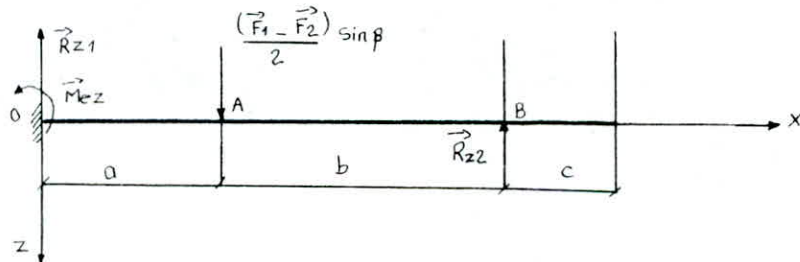


Fig 3.13 - Forces appliquées dans le plan horizontal.

Nous avons les grandeurs :

$$* F1 = 237.8 \text{ N} \quad F2 = 37.8 \text{ N} \quad R_{z2} = -3.2 \text{ N} \quad \beta = 6.13^\circ$$

\* Selon l'axe (oz)

$$-R_{z1} + (F1 - F2) \cdot \sin \beta / 2 - R_{z2} = 0$$

$$R_{z1} = (F1 - F2) \cdot \sin \beta / 2 - R_{z2}$$

$$R_{z1} = 7.4 \text{ N}$$

\* La somme des moments des forces par rapport au point O est nulle :

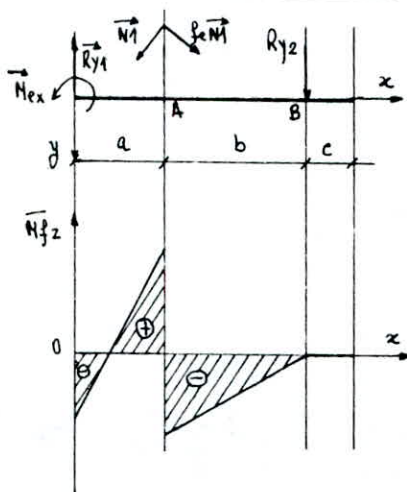
$$-M_{ez} + \frac{(F_1 - F_2) \cdot \sin \beta}{2} \cdot a - (a + b) \cdot R_{z2} = 0$$

$$M_{ez} = \frac{(F_1 - F_2) \cdot \sin \beta}{2} \cdot a - (a + b) \cdot R_{z2}$$

$M_{ez} = 0.054 \text{ Nm}$

### III.3.1.3 Calcul des moments fléchissants

\* Selon le plan vertical



\*  $0 < x < 23.0$

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

$$M_{fz} = 0.192 \cdot x - 1.747$$

$$M_{fz}(a) = 2.700 \text{ Nm}$$

\*  $23.0 < x < 59.3$

$$M_{fz} = -R_{y2} \cdot (a + b - x)$$

$$M_{fz} = 0.055 \cdot x - 3.300$$

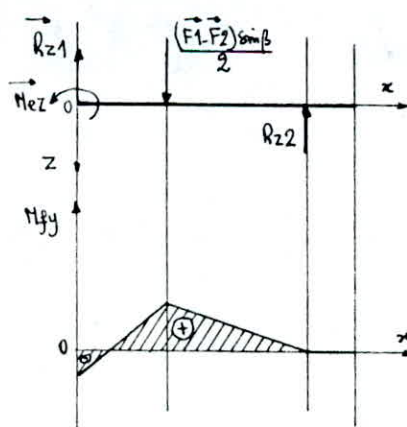
$$M_{fz}(a) = -0.024 \text{ Nm}$$

\*  $59.3 < x < 72.9$

$$M_{fz} = 0$$

Fig 3.14 - Diagramme  $M_{fz}(x)$ .

\* Selon le plan horizontal



\*  $0 < x < 23.0$

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

$$M_{fy} = 0.007 \cdot x - 0.054$$

$$M_{fy}(a) = 0.118 \text{ Nm}$$

\*  $23.0 < x < 59.3$

$$M_{fy} = R_{z2} \cdot (a + b - x)$$

$$M_{fy} = -0.003 \cdot x + 0.192$$

\*  $59.3 < x < 72.9$

$$M_{fy} = 0$$

Fig 3.15 - Diagramme  $M_{fy}(x)$ .

NB: Noter que  $x$  est pris en mm



\* Calcul du moment fléchissant résultant

Il est donné par :  $M_f = (M_{fz}^2(x) + M_{fy}^2(x))^{1/2}$  (3.36)

Le moment fléchissant est maximal au point A. C'est la région critique.

$M_{fmax} = (M_{fz}^2(a) + M_{fy}^2(a))^{1/2}$   $M_{fmax} = 2.718 \text{ Nm}$

III.3.1.4 Calcul du diamètre de l'arbre du flasque fixe

Selon la théorie de Von-Mises-Hencky, le moment réduit s'écrit :

$M_r = (M_{fmax}^2(x) + 3/4 * M_t^2(x))^{1/2}$  (3.37)

Avec  $M_t$  correspondant au couple nominal du moteur :

$M_t = 7.5 \text{ Nm}$

Nous calculons alors :

$M_r = 7.041 \text{ Nm}$

Soient  $D$  et  $d$  les diamètres extérieur et intérieur de l'arbre.

Nous avons adopté  $d = 24 \text{ mm}$ .

Le module de résistance de la section est :

\*  $W_o = 2 * W_z = 2 * I_o / D$  (3.38)

Et  $I_o = \frac{\pi * (D^4 - d^4)}{32}$  (3.39)

La contrainte réduite est donnée par :

\*  $\sigma_r = \frac{M_r}{W_z} = \frac{32 * M_r * D}{\pi * (D^4 - d^4)}$  (3.40)

En utilisant la condition :

\*  $\sigma_r < \sigma_{adm}$  (3.41)

avec  $\sigma_{adm}$  la contrainte admissible en traction du matériau, nous obtenons alors :

\*  $\frac{32 * M_r * D}{\pi * (D^4 - d^4)} < \sigma_{adm}$  (3.42)

$\sigma_{adm}$  est évalué à partir de la relation pratique [6] :

$$*\sigma_{adm} = b * \min ( 0.18 * \sigma_r , 0.33 * \sigma_e ) \quad (3.43)$$

avec :

$$* b = \begin{cases} 1 & \text{pour un arbre sans concentration de contraintes} \\ 0.75 & \text{pour un arbre avec concentration de contraintes} \end{cases}$$

Et : \*  $\sigma_r$  : la contrainte de rupture  
\*  $\sigma_e$  : la limite d'élasticité

Nous avons utilisé un alliage d'aluminium ayant pour caractéristiques :

$$* \sigma_r = 330 \text{ MPa} \quad \sigma_e = 200 \text{ MPa} \quad [12]$$

Nous trouvons alors :

$$\sigma_{adm} = 44.55 \text{ MPa}$$

Le diamètre extérieur minimal sera alors donné par l'équation :

$$1.399 E8 * D^4 - 225.312 * D - 46.434 > 0$$

Une résolution numérique donne alors :

$$D > 24.6 \text{ mm}$$

Pour des raisons de conception nous avons alors adopté :

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

### III.3.1.5 Vérification de la résistance des clavettes

#### \* Vérification de la clavette du moteur (16)

. Au cisaillement: la clavette est de section 8\*7 sur une longueur de 36 mm. Le diamètre de l'arbre est  $d = 24 \text{ mm}$ .

La contrainte admissible au glissement de l'acier est  $\tau_{adm} = 60 \text{ MPa}$  et la pression admissible est  $P_{adm} = 150 \text{ MPa}$  [11].

L'effort tangentiel :

$$F_t = \frac{2 * C_n}{d} \quad (3.44)$$

$$F_t = 625 \text{ N}$$

La contrainte de cisaillement :

$$\tau = \frac{F_t}{S} \quad (3.45)$$

$$\tau = 11.16 \text{ MPa}$$

$$\tau < \tau_{adm}$$

. Au mâtage :

. Au niveau du champ entre la clavette et l'arbre, et entre la clavette et le moyeu les pressions sont respectivement :

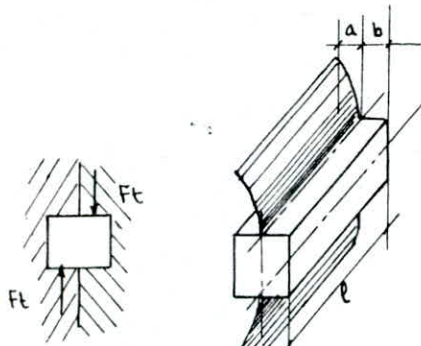


Fig 3.16 - Mattage.

$$Pa = \frac{Ft}{a \cdot l} \quad (3.46)$$

$$Pa = 4.340 \text{ MPa}$$

$$Pm = \frac{Ft}{b \cdot l} \quad (3.47)$$

$$Pm = 5.787 \text{ MPa}$$

Nous avons bien :

$$Pa < Pm < P_{adm}$$

La clavette du moteur est donc convenable.

\* Vérification de la clavette de guidage du flasque mobile (24)

Les calculs seront menés de la même façon avec la section 14\*9 sur une longueur de 24 mm. Nous avons aussi  $d = 49 \text{ mm}$ .

Nous obtenons successivement :

$$Ft = 306.1 \text{ N}$$

$$\tau = 2.430 \text{ MPa}$$

Nous avons bien :

$$\tau < \tau_{adm}$$

$$Pa = 1.590 \text{ MPa}$$

$$Pm = 2.120 \text{ MPa}$$

Nous avons bien:

$$Pa < Pm < P_{adm}$$

La clavette du flasque mobile est donc convenable.

III.3.2 Calcul de l'arbre du flasque mobile (23)

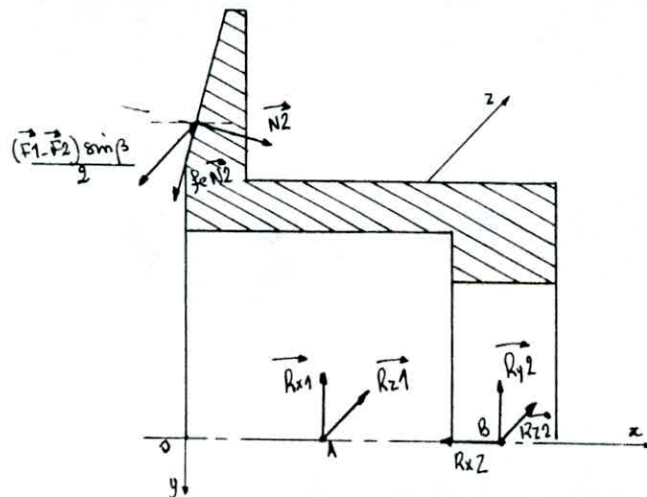


Fig 3.17 - Forces appliquées.

### Bilan des forces

L'action du flasque fixe (14) :  
\*  $R_{y1}$ .

Les réactions du roulement (29) radialement et axialement sont respectivement :  
\*  $R_{y2}$ ,  $R_{x2}$ .

L'action de la courroie (19) se compose de :

\*  $N_2$ ,  $f_e \cdot N_2$ ,  $(F_1 - F_2) \cdot \sin \beta / 2$

#### III.3.2.1 Etude de l'équilibre selon le plan vertical

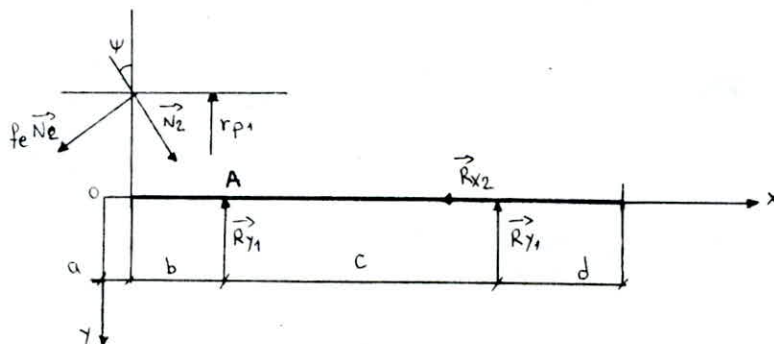


Fig 3.18 - Forces appliquées dans le plan vertical.

Nous avons les grandeurs suivantes :

\*  $a = 1.9 \text{ mm}$      $b = 11.6 \text{ mm}$      $c = 38.3 \text{ mm}$      $d = 13 \text{ mm}$   
\*  $f_e = 0.684$   
\*  $N_2 = 153.7 \text{ N}$

\* Selon l'axe (ox)

$$-R_{x2} + N_2 \cdot \cos \psi - f_e \cdot N_2 \cdot \sin \psi = 0$$

$$R_{x2} = (\cos \psi - f_e \cdot \sin \psi) \cdot N_2$$

$R_{x2} = 126.1 \text{ N}$
----------------------------

\* Selon l'axe (oy)

$$-R_{y1} + \sin \psi \cdot N_2 + f_e \cdot \cos \psi \cdot N_2 - R_{y2} = 0$$

$$R_{y1} = (\sin \psi + f_e \cdot \cos \psi) \cdot N_2 - R_{y2}$$

\* La somme des moments des forces par rapport au point A est nulle :



$$[(\sin\psi + fe\cos\psi)*b - (\cos\psi - fe\sin\psi)*rpl]*N2 + Ry2*c = 0$$

$$Ry2 = \frac{[(\cos\psi - fe\sin\psi)*rpl - (\sin\psi + fe\cos\psi)*b]*N2}{c}$$

$$Ry2 = 81.6 \text{ N}$$

D'où :

$$Ry1 = 55.4 \text{ N}$$

### III.3.2.2 Etude de l'équilibre selon le plan horizontal

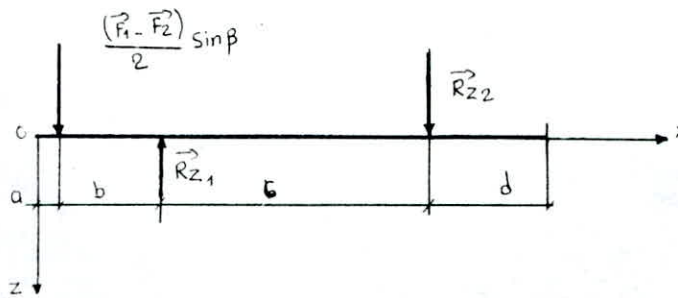


Fig 3.19 - Forces appliquées dans le plan horizontal.

Nous avons les grandeurs :

$$* F1 = 237.8 \text{ N} \quad F2 = 37.8 \text{ N}$$

\* Selon l'axe (oz)

$$-Rz1 + (F1-F2)*\sin\beta/2 + Rz2 = 0$$

$$Rz1 = (F1-F2)*\sin\beta/2 + Rz2$$

$$Rz2 = 3.2 \text{ N}$$

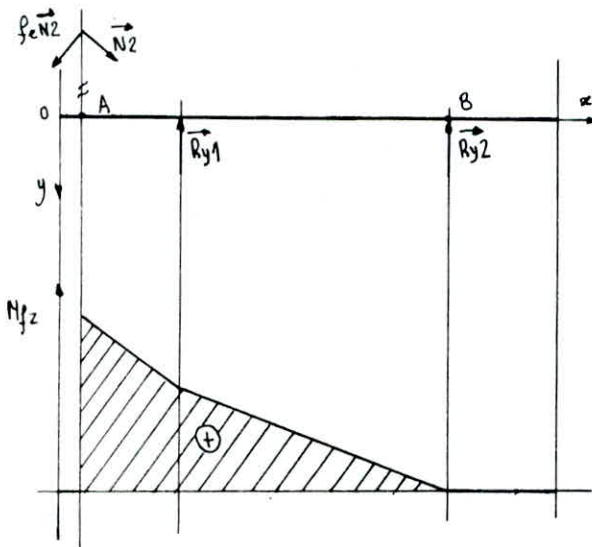
la somme des moments des forces par rapport au pt A est nulle ;

$$\frac{(F1 - F2) \sin\beta}{2} * b - Rz2 * c = 0$$

$$Rz1 = 17.9 \text{ N}$$

### III.3.2.3 Calcul des moments fléchissants

#### \* Selon le plan vertical



$$* 0 < x < 1.9$$

$$Mfz = 0$$

$$* 1.9 < x < 13.5$$

$$Mfz = Ry1*(a+b-x) + Ry2*(a+b+c-x)$$

$$Mfz = -0.137*x + 4.999$$

$$Mfz(a) = 4.730 \text{ Nm}$$

$$* 13.5 < x < 51.8$$

$$Mfz = Ry2*(a+b+c - x)$$

$$Mfz = -0.081*x + 4.245$$

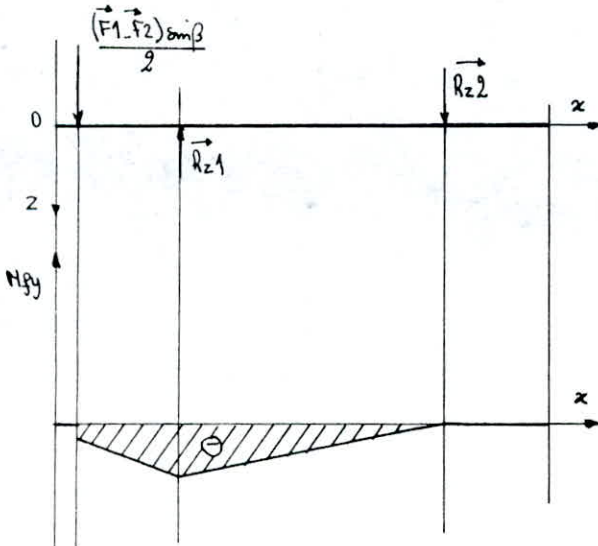
$$Mfz(a+b) = 3.133 \text{ Nm}$$

$$* 51.8 < x < 65$$

$$Mfz = 0$$

Fig 3.20 - Diagramme  $Mfz(x)$ .

#### \* Selon le plan horizontal



$$* 0 < x < 1.9$$

$$Mfy = 0$$

$$* 1.9 < x < 13.5$$

$$Mfy = -(F1-F2)*\sin\beta/2 * x$$

$$Mfy = -0.011*x$$

$$Mfy(a) = -0.021 \text{ Nm}$$

$$* 13.5 < x < 51.8$$

$$Mfy = -Rz2*(a+b+c - x)$$

$$Mfy = 0.003*x - 0.168$$

$$Mfy(a+b) = -0.124 \text{ Nm}$$

$$* 51.8 < x < 65$$

$$Mfy = 0$$

Fig 3.21 - Diagramme  $Mfy(x)$ .

### \* Calcul du moment fléchissant résultant

Il est donné par l'équation (3.36) :

Le moment fléchissant est maximal au point A. C'est la région critique.

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

$$M_{fmax} = 4.731 \text{ Nm}$$

### III.3.2.4 Calcul du diamètre de l'arbre du flasque mobile

Selon la théorie de Von-Mises-Hencky, le moment réduit s'écrit (équation (3.37)) :

$$M_r = (M_{fmax}^2(x) + 3/4 * M_t^2(x))^{1/2}$$

Avec  $M_t$  correspondant au couple nominal du moteur :

$$M_t = 7.5 \text{ Nm}$$

Nous calculons alors :

$$M_r = 8.037 \text{ Nm}$$

Soient  $D$  et  $d$  les diamètres extérieur et intérieur de l'arbre. Nous avons adopté  $d = 49 \text{ mm}$ .

En utilisant la condition (3.41) :

$$* \sigma_r < \sigma_{adm}$$

avec  $\sigma_{adm}$  la contrainte admissible en traction du matériau, nous obtenons alors :

$$* \frac{32 * M_r * D}{\pi * (D^4 - d^4)} < \sigma_{adm}$$

$\sigma_{adm}$  est évalué à partir de la relation pratique (3.43) :

$$* \sigma_{adm} = 44.55 \text{ MPa}$$

Le diamètre extérieur minimal sera alors donné par l'équation :

$$1.399 \text{ E}8 * D^4 - 257.184 * D - 806.829 > 0$$

Une résolution numérique donne alors :

$$D > 49.2 \text{ mm}$$

Pour des raisons de conception nous avons alors adopté :

$$D = 62 \text{ mm}$$

### III.3.2.5 Calcul de l'épaisseur du flasque

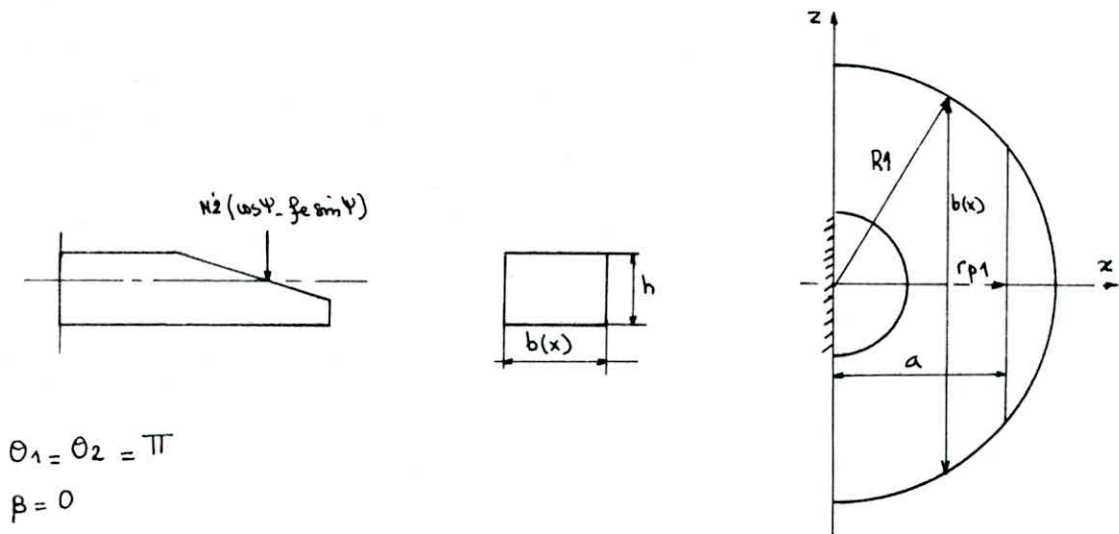


Fig 3.22 - Fléxion du flasque.

Nous pouvons considérer le flasque comme encastré d'un côté et soumis à une charge concentrée de l'autre, ceci à une distance  $a = 44 \text{ mm}$  (la courroie au diamètre  $D_{p1}$ ) Fig 3.22.

Le moment fléchissant est maximal à l'encastrement :

$$|M_{fmax}| = N_2' * (\cos\psi - f_e \sin\psi) * a$$

L'effort  $N_2'$  est recalculé en fonction de l'équation :

$$N_2' = \frac{(F_1' + F_2') * \cos\beta}{2 * (\sin\psi + f_e \cos\psi)}$$

$$N_2' = 106.3 \text{ N}$$

D'où :

$$M_{fmax} = 3.841 \text{ Nm}$$

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

$$W_{zmin} = \frac{b_{min}(x) * h^2}{6} = \frac{\sqrt{R_1^2 - r_{p1}^2} * h^2}{3}$$



$$\sigma_{\max} = \frac{|M_{f\max}|}{W_{z\min}} = \frac{3 * |M_{f\max}|}{\sqrt{R_1^2 - r_{p1}^2 * h^2}}$$

Et en utilisant la condition :

$$\sigma_{\max} < \sigma_{\text{adm}}$$

Alors :

$$h > \sqrt{\frac{3 * |M_{f\max}|}{\sqrt{R_1^2 - r_{p1}^2} * \sigma_{\text{adm}}}}$$

Nous avons  $\sigma_{\text{adm}} = 44.55 \text{ MPa}$      $R_1 = 53 \text{ mm}$      $r_{p1} = 37.5 \text{ mm}$   
 Nous obtenons :

$$h > 2.6 \text{ mm}$$

Nous adopterons :

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

### III.3.2.6 Calcul du roulement (29)

Le roulement est chargé selon la figure (3.23)

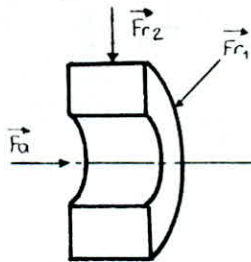


Fig 3.23 - Forces appliquées sur le roulement.

Avec :

$$* F_a = 126.1 \text{ N} \quad F_{r1} = 3.2 \text{ N} \quad F_{r2} = 81.6 \text{ N}$$

La charge radiale résultante est alors :

$$F_r = \sqrt{F_{r1}^2 + F_{r2}^2} \quad (3.48)$$

$F_r = 81.7 \text{ N}$
------------------------

Nous pouvons calculer le rapport :

$$\frac{F_a}{F_r} = 1.5$$

A partir de l'abaque (1) de l'annexe 2, le roulement le plus adéquat est à contact angulaire élevé.

Nous trouvons aussi que :

$$\frac{R_e}{F_r} = 2.5$$

Avec  $R_e$  charge radiale équivalente.

$$R_e = 204.2 \text{ N}$$

La durée de vie désirée est  $H_r = 30\,000$  heures avec une fiabilité  $R = 0.95$ .

Pour calculer le taux de charge dynamique  $C$ , nous déterminons le nombre d'heures effectif  $H_e$  relatif à une fiabilité de 0.90. Nous avons pour cela la relation [6] :

D'où :

$$R = \exp\left[-\left(\frac{H_r}{6.84 * H_e}\right)^{1.17}\right] \quad (3.49)$$

$$H_e = \frac{H_r}{6.84} * \frac{1}{(\ln 1/R)^{1/1.17}} \quad (3.50)$$

$$H_e = 55\,536.367 \text{ h}$$

Le taux de charge dynamique est alors calculé relativement à une durée de vie normalisée de 500 h à 100/3 tr/mn. La vitesse de rotation du roulement est  $n_1 = 1400$  tr/mn. Alors [6] :

$$C = R_e * \left[ \frac{n_1 * H_e}{100/3 * 500} \right]^{1/a} \quad (3.51)$$

Avec  $a = 3$  pour les roulements à billes [6].

Nous calculons alors :

$$C = 3412.6 \text{ N}$$

En se référant à [12], nous choisissons dans la série des roulements à contact angulaire élevé ( $\alpha = 40$  deg), un roulement 15 BT 6002 EE lubrifié à vie.

### III.3.3 Conception de la transmission par vis (30)

#### III.3.3.1 Choix du matériau

Nous utiliserons un acier E32 ayant les caractéristiques [12], [6] :

$$* \sigma_r = 320 \text{ MPa} \quad \sigma_e = 180 \text{ MPa} \quad \sigma_{adm} = 43.2 \text{ MPa}$$

#### III.3.3.2 Choix du type de filet

Le profil ISO à pas fin est suffisant [12], fig 3.24 :

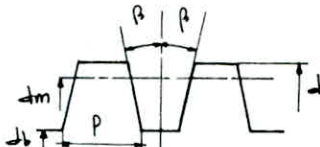


Fig 3.24 - Profil ISO.

- \*  $\beta = 30 \text{ deg}$
- \*  $d$  : diamètre nominal
- \*  $d_m$  : diamètre moyen
- \*  $d_b$  : diamètre de base
- \*  $p = 1.5 \text{ pas}$

#### III.3.3.3 Calcul et choix du diamètre de base

Nous dimensionnerons cet arbre à la flexion. Les charges appliquées apparaissent sur la figure 3.25 :

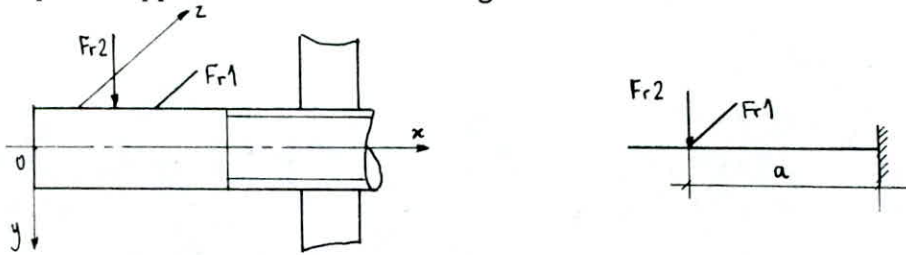


Fig 3.25 - Forces appliquées.

Nous avons les grandeurs :

$$* a = 26.5 \text{ mm}$$
$$* Fr_1 = 3.2 \text{ N} \quad Fr_2 = 81.7 \text{ N}$$

Le moment fléchissant est maximal à l'encastrement.

Nous calculons :

$$M_{fmax} = 2.082 \text{ Nm}$$

Alors la contrainte maximale est :

$$\sigma_{max} = \frac{32 * M_{fmax}}{\pi * d_b^3}$$

En utilisant la condition :

$$\sigma_{max} < \sigma_{adm}$$

Nous obtenons :

$$d_b > \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{fmax}}{\pi \cdot \sigma_{adm}}} \quad (3.53)$$

Et :

$$d_b > 7.8 \text{ mm}$$

La réalisation de la vis se faisant sur tour, nous adopterons un diamètre suffisant pour supporter les efforts de coupe. Nous choisissons alors un diamètre nominal :

$$d = 14 \text{ mm}$$

Alors le diamètre à la base :

$$d_b = d - 1.226 \cdot p$$

$$d_b = 12.2 \text{ mm}$$

Et le diamètre moyen :

$$d_m = d - 0.649 \cdot p$$

$$d_m = 13.0 \text{ mm}$$

#### III.3.3.4 Calcul du couple pour actionner la vis

Il est calculé à partir de la relation [6] :

$$C = F_a \cdot \frac{d_m}{2} \cdot \left( \frac{p + \pi \cdot f \cdot d_m \cdot \sec \beta}{\pi \cdot d_m - f \cdot p \cdot \sec \beta} \right) \quad (3.54)$$

Avec  $f$  coefficient de frottement  $f = 0.15$  [6].  
Nous calculons :

$$C = 0.279 \text{ Nm}$$

Le couple sera exercé par l'opérateur à partir de la manette. En supposant qu'il exerce une force  $F$  égale à 5 N, le diamètre minimal de la manette sera :

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

$$D = 56 \text{ mm}$$

#### III.3.3.5 Calcul du nombre de filets recouverts par l'écrou

Le cisaillement total à la base des filets de la vis est donné par :

$$\tau_v = \frac{F_a}{\pi \cdot d_b \cdot t \cdot N_v} \quad (3.55)$$



Avec :

\* t : épaisseur du filet à la racine. Elle est égale au pas.

\* Nv : nombre de filets recouverts par la vis.

Le cisaillement total à la base des filets de l'écrou est donné par :

$$\tau_{e1} = \frac{F_a}{*D_b * t * N_{e1}} \quad (3.56)$$

La résistance permise au cisaillement est fonction d'un facteur de sécurité fs. Pour ce cas d'application, [6] propose un facteur de 1.5. Alors :

$$\tau_{adm} = \frac{0.577 * \sigma_e}{f_s} \quad (3.57)$$

En utilisant la condition :

$$\tau_{max} < \tau_{adm}$$

alors :

$$N_v > \frac{F_a * f_s}{0.577 * \sigma_e * \pi * d_b * t} \quad (3.58)$$

et :

$$N_{e1} > \frac{F_a * f_s}{0.577 * \sigma_e * \pi * D_b * t} \quad (3.59)$$

Pour supporter l'usure le nombre de filets de l'écrou devra être [6] :

$$N_{e2} > \frac{4 * F_a}{\pi * (D_b^2 - d_b^2) * P_{adm}} \quad (3.60)$$

Avec P<sub>adm</sub> la pression admissible du matériau, P<sub>adm</sub> = 12 MPa [11].  
Finalement le nombre de filets en contact devra être :

$$N > \max ( N_v, N_{e1}, N_{e2} ) \quad (3.61)$$

Nous calculons D<sub>b</sub> à partir de :

$$D_b = d + 1.226 * p$$

$$D_b = 15.8 \text{ mm}$$

Nous trouvons alors (équation (3.61)) :

$$N > 0.129$$

Nous en concluons qu'un seul filet est suffisant. Nous prendrons un nombre de filets correspondant à l'épaisseur du carter e = 7 mm. Donc :

$$N = \frac{e}{p}$$

$$N = 5 \text{ filets}$$

### III.3.3.6 Vérification de l'autoblocage

La vis est autobloquante si [6] :

$$\pi * f * d_m * \sec \beta > p \quad (3.62)$$

12.3 > 1.5

La vis est autobloquante.

### III.4 ETUDE DE LA POULIE RECEPTRICE

#### III.4.1 Calcul de l'arbre du flasque fixe (23)

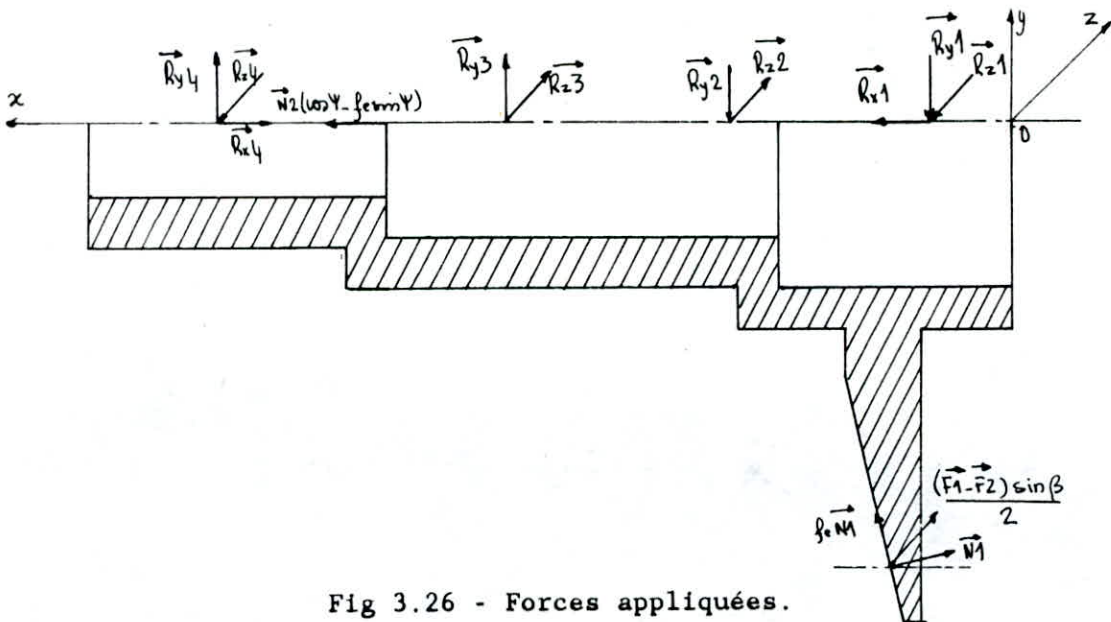


Fig 3.26 - Forces appliquées.

#### Bilan des forces

. L'arbre est appuyé sur les roulements (36), (8) d'où les réactions :

\*  $R_{x1}, R_{y1}, R_{z1}, R_{x4}, R_{y4}, R_{z4}$ .

. Les réactions du flasque mobile (12) sont :

\*  $R_{y2}, R_{z2}, R_{y3}, R_{z3}$ .

. L'action de la courroie (19) se décompose en :

\*  $N_1, f_e * N_1, ((F_1 - F_2) \sin \beta) / 2$ .

. L'action du ressort (10) qui transmet un effort :

\*  $N_2 (\cos \Psi - f_e \sin \Psi)$ .

### III.4.1.1 Etude de l'équilibre selon le plan vertical

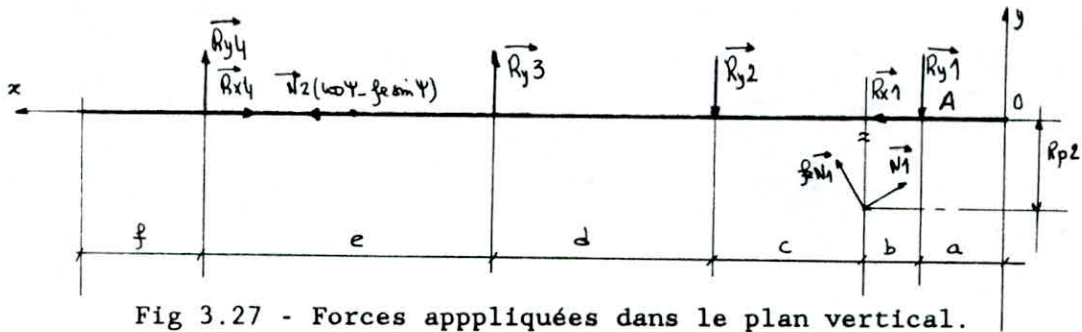


Fig 3.27 - Forces appliquées dans le plan vertical.

Nous avons les grandeurs :

$$* a = 10.3 \text{ mm} \quad b = 6.2 \text{ mm} \quad c = 20.2 \text{ mm} \quad d = 29.0 \text{ mm}$$

$$e = 38.2 \text{ mm} \quad f = 18.5 \text{ mm} \quad Rp2 = 62.5 \text{ mm.}$$

$$* N1 = N2 = 153.7 \text{ N} \quad Ry2 = 157.7 \text{ N} \quad Ry3 = 294.7 \text{ N.}$$

\* Selon l'axe (ox)

$$Rx1 - N1 * (\cos \Psi - fe * \sin \Psi) + N1 * (\cos \Psi - fe * \sin \Psi) - Rx4 = 0$$

$$Rx1 = Rx4$$

Il est aisé de voir que :

$$Rx1 = N1 * (\cos \Psi - fe * \sin \Psi)$$

Alors :

$$Rx1 = 126.1 \text{ N}$$

$$Rx4 = 126.1 \text{ N}$$

\* Selon l'axe (oy)

$$- Ry1 + N1 * (\sin \Psi + fe * \cos \Psi) - Ry2 + Ry3 + Ry4 = 0$$

$$Ry1 = N1 * (\sin \Psi + fe * \cos \Psi) - Ry2 + Ry3 + Ry4.$$

\* La somme des moments des forces par rapport au point A est nulle :

$$N1 * (\sin \Psi + fe * \cos \Psi) * b - N1 * (\cos \Psi - fe * \sin \Psi) * Rp2 - Ry2 * (b + c) + Ry3 * (b + c + d) + Ry4 * (b + c + d + e) = 0$$

$$Ry4 = \frac{N1 * [(\cos \Psi - fe * \sin \Psi) * Rp2 - (\sin \Psi + fe * \cos \Psi) * b] +$$

$$Ry2 * (b + c) - Ry3 * (b + c + d)}{b + c + d + e}$$

$$+ \frac{Ry2 * (b + c) - Ry3 * (b + c + d)}{b + c + d + e}$$

$$R_{y4} = -54.8 \text{ N}$$

alors :

$$R_{y1} = 219.2 \text{ N}$$

### III.4.1.2 Etude de l'équilibre selon le plan horizontal

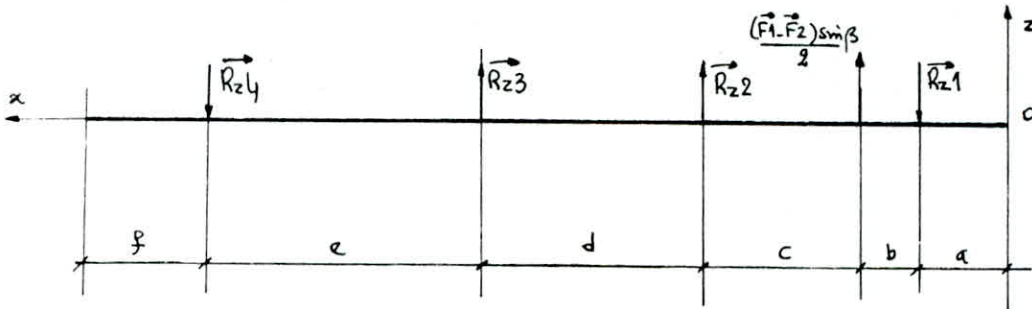


Fig 3.28 - Forces appliquées dans le plan horizontal.

Nous avons :

$$* R_{z2} = 8.9 \text{ N} \quad R_{z3} = 1.8 \text{ N.}$$

\* Selon l'axe (oz)

$$- R_{z1} + ((F1 - F2) \cdot \sin\beta) / 2 + R_{z2} + R_{z3} - R_{z4} = 0$$

$$R_{z1} = ((F1 - F2) \cdot \sin\beta) / 2 + R_{z2} + R_{z3} - R_{z4}$$

\* La somme des moments des forces relativement au point A est nulle :

$$((F1 - F2) \cdot \sin\beta / 2) \cdot b + R_{z2} \cdot (b + c) + R_{z3} \cdot (b + c + d)$$

$$- R_{z4} \cdot (b + c + d + e) = 0$$

$$R_{z4} = \frac{((F1 - F2) \cdot \sin\beta / 2) \cdot b + R_{z2} \cdot (b + c) + R_{z3} \cdot (b + c + d)}{b + c + d + e}$$

$$R_{z4} = 4.2 \text{ N}$$

Alors :

$$R_{z1} = 17.1 \text{ N}$$



### III.4.1.3 Calcul des moments fléchissants

\* Selon le plan vertical

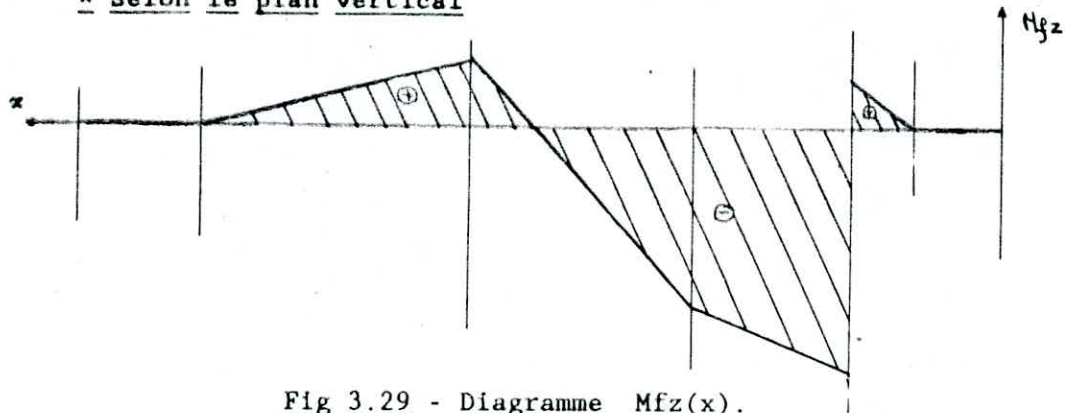


Fig 3.29 - Diagramme  $Mfz(x)$ .

\*  $0 < x < 10.3$

$$Mfz = 0$$

\*  $10.3 < x < 16.4$

$$Mfz = Ry1*(x - a)$$

$$Mfz = 0.219*x - 2.257$$

$$Mfz(a + b) = 1.359 \text{ Nm}$$

\*  $16.4 < x < 36.6$

$$Mfz = Ry1*(x - a) - N1*(\cos \Psi - fe*\sin \Psi)*Rp2 - N1*(\sin \Psi + fe*\cos \Psi)*(x - a - b)$$

$$Mfz = + 0.082*x - 7.877$$

$$Mfz(a + b) = - 6.532 \text{ Nm}$$

$$Mfz(a + b + c) = - 4.875 \text{ Nm}$$

\*  $36.6 < x < 65.6$

$$Mfz = - Ry3*(a + b + c + d - x) - Ry4*(a + b + c + d + e - x)$$

$$Mfz = 0.239*x - 13.644$$

$$Mfz(a + b + c) = - 4.896 \text{ Nm}$$

$$Mfz(a + b + c + d) = 2.034 \text{ Nm}$$

\*  $65.6 < x < 103.8$

$$Mfz = - Ry4*(a + b + c + d + e - x)$$

$$Mfz = - 0.054*x + 5.688$$

$$Mfz(a + b + c + d) = 2.145 \text{ Nm}$$

$$Mfz(a + b + c + d + e) = 0 \text{ Nm}$$

\*  $103.8 < x < 122.3$

$$Mfz = 0$$

\* Selon le plan horizontal

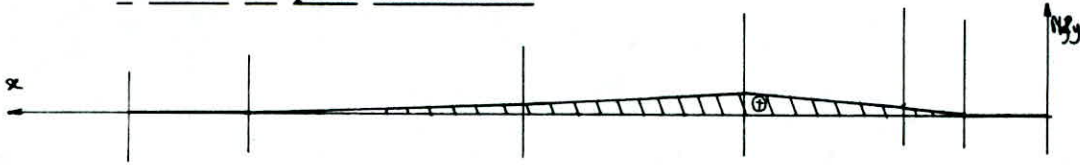


Fig 3.30 - Diagramme  $M_{fy}(x)$ .

\*  $0 < x < 10.3$

$$M_{fy} = 0$$

\*  $10.3 < x < 16.4$

$$M_{fy} = R_{z1} * (x - a)$$

$$M_{fy} = 0.017 * x - 0.176$$

$$M_{fy}(a + b) = 0.105 \text{ Nm}$$

\*  $16.4 < x < 36.6$

$$M_{fy} = R_{z1} * (x - a) - ( ((F1 - F2) * \sin \beta) / 2 ) * (x - a - b)$$

$$M_{fy} = 0.006 * x - 0.000$$

$$M_{fy}(a + b + c) = 0.219 \text{ Nm}$$

\*  $36.6 < x < 65.6$

$$M_{fy} = - R_{z3} * (a + b + c + d - x) + R_{z4} * (a + b + c + d + e - x)$$

$$M_{fy} = - 0.002 * x + 0.325$$

$$M_{fy}(a + b + c + d) = 0.117 \text{ Nm}$$

\*  $65.6 < x < 103.8$

$$M_{fy} = R_{z4} * (a + b + c + d + e - x)$$

$$M_{fy} = - 0.004 * x + 0.442$$

\*  $103.8 < x < 122.3$

$$M_{fy} = 0$$

\* Calcul du moment fléchissant résultant

Il est donné par l'équation (3.36) :

Le moment fléchissant résultant est maximal au point A. C'est la région critique :

$$M_{fmax} = \sqrt{M_{fz}^2 * (a + b) + M_{fy}^2 * (a + b)}$$

$$M_{fmax} = 6.533 \text{ Nm}$$

III.4.1.4 Calcul du diamètre de l'arbre du flasque fixe

Nous utilisons encore le critère de Von-Mises-Hencky : (équation (3.37))

$$M_r = \sqrt{M_{fmax}^2 + 3/4 M_t^2}$$

$$M_t = 7.5 \text{ Nm}$$

$$M_r = 9.212 \text{ Nm}$$

Soient D et d les diamètres extérieur et intérieur. Nous avons adopté : d = 30 mm.

Le diamètre D devra réaliser la condition de l'équation (3.42)

$$\frac{32 * M_r * D}{\pi * (D^4 - d^4)} < \sigma_{adm} \quad \sigma_{adm} = 44.55 \text{ MPa.}$$

Alors D vérifie l'équation (3.42). D'où :

$$1.399 E8 * D^4 - 294.791 D - 113.365 > 0$$

Une résolution numérique donne : D > 30.6 mm.

Nous avons adopté :

$$D = 44 \text{ mm}$$

III.4.2 Calcul de l'arbre du flasque mobile (12)

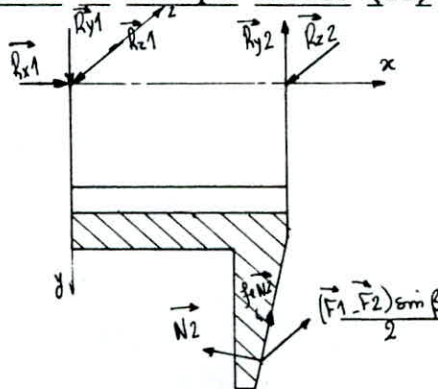


Fig 3.31 - Forces appliquées.

### Bilan des forces

Le flasque est appuyé sur l'arbre du flasque fixe d'où les réactions de celui-ci :

$$* R_{y1}, R_{z1}, R_{y2}, R_{z2}$$

L'action de la courroie se compose de :

$$* N_2, f_e * N_2, (F_1 - F_2) * \sin \beta / 2$$

#### III.4.2.1 Etude de l'équilibre selon le plan vertical

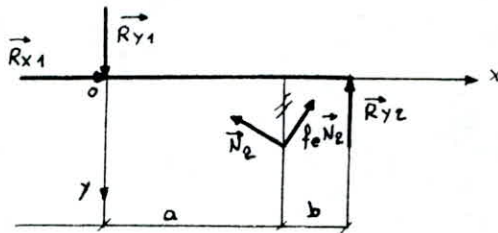


Fig 3.32 - Forces appliquées dans le plan vertical.

Nous avons :

$$* a = 24.1 \text{ mm} \quad b = 4.8 \text{ mm}$$

\* Selon l'axe (ox)

$$R_{x1} - (\cos \psi - f_e * \sin \psi) * N_2 = 0$$

$$R_{x1} = (\cos \psi - f_e * \sin \psi) * N_2$$

$$R_{x1} = 126.1 \text{ N}$$

\* Selon l'axe (oy)

$$R_{y1} - (\sin \psi + f_e * \cos \psi) * N_2 - R_{y2} = 0$$

$$R_{y1} = (\sin \psi + f_e * \cos \psi) * N_2 + R_{y2}$$

\* La somme des moments des forces par rapport à O est nulle :

$$-(\sin \psi + f_e * \cos \psi) * N_2 * a + (\cos \psi - f_e * \sin \psi) * N_2 * a - (a + b) * R_{y2} = 0$$

$$R_{y2} = \frac{[(\cos \psi - f_e * \sin \psi) * a - (\sin \psi + f_e * \cos \psi) * a] * N_2}{a + b}$$

Alors :

$$R_{y2} = 157.7 \text{ N}$$

D'où :

$$R_{y1} = 294.7 \text{ N}$$



### III.4.2.2 Etude de l'équilibre selon le plan horizontal

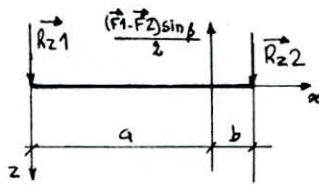


Fig 3.33 - Forces appliquées dans le plan horizontal.

#### \* Selon l'axe (oz)

$$Rz1 - (F1-F2)*\sin\beta / 2 + Rz2 = 0$$

$$Rz1 = \frac{(F1-F2)*\sin\beta}{2} - Rz2$$

\* La somme des moments des forces par rapport au point O est nulle :

$$-(F1-F2)*\sin\beta * a/2 + (a + b)*Rz2 = 0$$

$$Rz2 = \frac{(F1-F2)*\sin\beta * a}{2*(a + b)}$$

Alors :

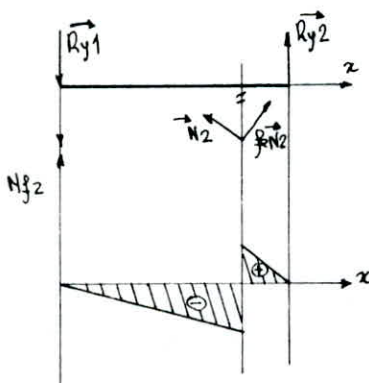
$$Rz2 = 8.9 \text{ N}$$

D'où :

$$Rz1 = 1.8 \text{ N}$$

### III.4.2.3 Calcul des moments fléchissants

#### \* Selon le plan vertical



$$* 0 < x < 24.1$$

$$Mfz = -Ry1*x$$

$$Mfz = -0.294*x$$

$$Mfz(a) = -7.085 \text{ Nm}$$

$$* 24.1 < x < 29$$

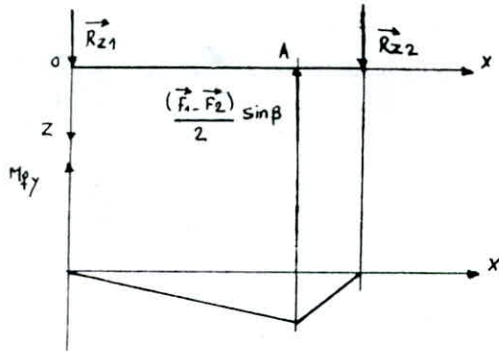
$$Mfz = Ry2*(a + b - x)$$

$$Mfz = -0.157*x + 4.574$$

$$Mfz(a) = 0.764 \text{ Nm}$$

Fig 3.34 - Diagramme Mfz(x).

\* Selon le plan horizontal



\*  $0 < x < 24.1$

$M_{fy} = -R_{z1} * x$

$M_{fy} = -0.001 * x$

$M_{fy}(a) = -0.043 \text{ Nm}$

\*  $24.1 < x < 29$

$M_{fy} = -R_{z2} * (a + b - x)$

$M_{fy} = 0.008 * x - 0.257$

Fig 3.35 - Diagramme  $M_{fy}(x)$ .

\* Calcul du moment résultant

Il est donné par l'équation (3.36).

La région critique est au point A. Alors :

$$M_{fmax} = \sqrt{M_{fz}(a)^2 + M_{fy}(a)^2}$$

$M_{fmax} = 7.085 \text{ Nm}$

III.4.2.4 Calcul du diamètre de l'arbre du flasque mobile

Le moment réduit vaut (équation 3.37) :

$$M_r = \sqrt{M_{fmax}^2 + 3/4 * M_t^2}$$

$M_t = 7.5 \text{ Nm}$

$M_r = 9.611 \text{ Nm}$

Soient D et d les diamètres extérieur et intérieur. Nous avons adopté  $d = 44 \text{ mm}$ . D devra réaliser la condition :

$$\frac{32 * M_r * D}{\pi * (D^4 - d^4)} < \sigma_{adm}$$

Et :

devra vérifier l'équation :

$$1.399 \text{ E}8 * D^4 - 307.574 * D - 524.575 > 0$$

Une résolution numérique donne :

$D > 44.2 \text{ mm}$

Nous avons adopté :

$D = 58 \text{ mm}$

### III.4.2.5 Vérification de la résistance de la clavette (11)

#### \* Au cisaillement

La clavette est de section 12\*8 sur une longueur de 25 mm. Le diamètre de l'arbre est  $d = 44$  mm.

La contrainte admissible au glissement de l'acier est :

$$\tau_{adm} = 60 \text{ MPa.}$$

L'effort tangentiel :

$$F_t = \frac{2 \cdot C_n}{d}$$

$$F_t = 340.9 \text{ N}$$

La contrainte de cisaillement :

$$\tau = \frac{F_t}{s}$$

$$\tau = 3.55 \text{ MPa}$$

Nous avons bien :

$$\tau < \tau_{adm}$$

#### \* Au mâtage

. Au niveau du champ entre la clavette et l'arbre la pression est :

$$P_a = \frac{F_t}{a \cdot l}$$

$$P_a = 2.72 \text{ MPa}$$

. Au niveau du champ entre la clavette et le moyeu la pression est :

$$P_m = \frac{F_t}{b \cdot l}$$

$$P_m = 4.54 \text{ MPa}$$

La pression admissible étant de 150 MPa, nous avons bien :

$$P_a < P_m < P_{adm}$$

La clavette est donc convenable.

### III.4.2.6 Calcul des roulements

#### \* Roulement (8) à la sortie du variateur

Le roulement est chargé selon la figure 3.20 :

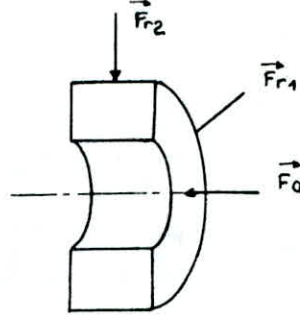


Fig 3.20 - Forces appliquées.

Nous avons :

$$* Fr1 = 4.2 \text{ N} \quad Fr2 = 107.4 \text{ N} \quad Fa = 126.1 \text{ N}$$

La charge radiale résultante est donnée par l'équation (3.48) :

$$\boxed{Fr = 107.5 \text{ N}}$$

Le rapport  $Fa/Fr$  vaut :

$$* \frac{Fa}{Fr} = 1.2$$

A partir de l'abaque 1 de l'annexe 2, le roulement le plus adéquat est à contact angulaire élevé. Nous trouvons aussi :

$$* \frac{Re}{Fr} = 1.9 \quad \boxed{Re = 204.3 \text{ N}}$$

Nous avons déjà calculé :

$$* He = 55\,536.367 \text{ h}$$

Le taux de charge dynamique est alors donné par l'équation (3.51) :

$$\boxed{C = 2879.2 \text{ N}}$$

Pour les exigences de conception nous choisissons alors, en se référant à [12] un roulement :

$$* 25 \text{ BT } 6002 \text{ EE}$$



**\* Roulement (36) côté flasque fixe**

Le roulement est chargé selon la figure 3.20 avec :

$$* Fr1 = 17.1 \text{ N} \quad Fr2 = 107.4 \text{ N} \quad Fa = 126.1 \text{ N}$$

La charge radiale résultante est donnée par l'équation (3.48) :

$$Fr = 108.8 \text{ N}$$

Le rapport  $Fa/Fr$  vaut :

$$* \frac{Fa}{Fr} = 1.1$$

A partir de l'abaque 1 de l'annexe 2, le roulement le plus adéquat est à contact angulaire élevé. Nous trouvons aussi :

$$* \frac{Re}{Fr} = 2 \quad Re = 217.5 \text{ N}$$

Nous avons déjà calculé :

$$* He = 55\,536.367 \text{ h}$$

Le taux de charge dynamique est alors donné par l'équation (3.51) :

$$C = 3066.5 \text{ N}$$

Pour les exigences de conception nous choisissons alors, en se référant à [12] un roulement :

$$* 17 \text{ BT } 6002 \text{ EE}$$

**III.4.2.7 Calcul de l'arbre (37)**

Nous dimensionnerons cet arbre à la flexion. Les charges appliquées apparaissent sur la figure (3.21) :

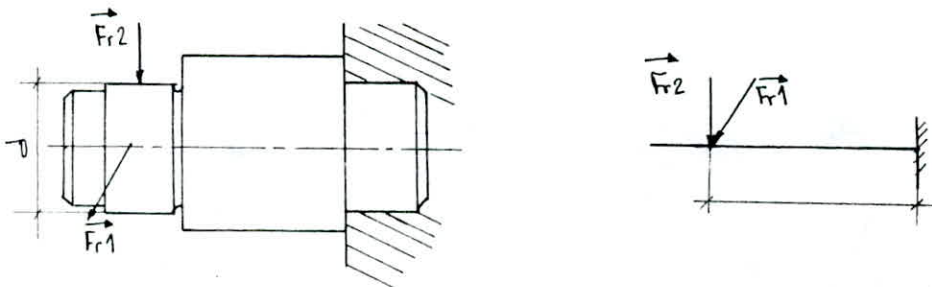


Fig 3.21 - Forces appliquées

Nous avons :

$$* Fr1 = 17.1 \text{ N} \quad Fr2 = 107.4 \text{ N}$$
$$* a = 26.5 \text{ mm}$$

Le moment fléchissant maximal est à l'encastrement.

$$M_{fmax} = 2.882 \text{ Nm}$$

Alors la contrainte maximale est :

$$\sigma_{max} = \frac{32 * M_{fmax}}{\pi * d^3}$$

En choisissant un acier E32, alors d devra vérifier la condition :

$$d > \sqrt[3]{\frac{32 * M_{fmax}}{\pi * \sigma_{adm}}}$$

Et  $\sigma_{adm} = 43.2 \text{ MPa}$ . Nous calculons alors :

$$d > 8.7 \text{ mm}$$

Pour les exigences de réalisation, nous adopterons alors :

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

#### III.4.2.8 Calcul du ressort de compression (10)

Les ressorts usuellement utilisés sont en acier en fil à section circulaire. Le ressort est chargé selon la figure (3.22) :

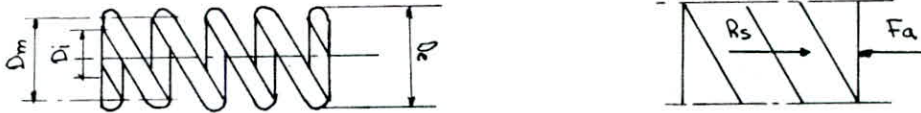


Fig 3.22 - Ressort de compression.

Forme des bouts équarris et meulés.

La force agissant sur le ressort est  $F_a = 126.1 \text{ N}$ . Le ressort étant en équilibre, il devra alors délivrer une force  $R_s = 126.1 \text{ N}$ .

Le ressort est guidé sur son diamètre intérieur, sur l'arbre du flasque fixe. Le diamètre de celui-ci est de 44 mm. Nous choisissons alors un diamètre moyen du ressort :

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

En prenant un acier ayant une contrainte admissible au cisaillement de 350 MPa [13], le diamètre du fil devra satisfaire la relation [13] :

$$* d > \sqrt[3]{\frac{8 \cdot D_m \cdot F_a}{\pi \cdot \tau_{adm}}}$$

Nous calculons :

$$* d > 3.6 \text{ mm}$$

Nous adoptons :

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

La longueur écrasée du ressort est alors [13] :

$$* l_e = \frac{8 \cdot F_a \cdot N \cdot D_m^3}{G \cdot d^4} \quad (3.63)$$

Avec :

- \* G : module de cisaillement G = 80 GPa [13].
- \* N : nombre de spires effectif.

Alors :

$$* l_e = 0.0061 \cdot N$$

Les longueurs de fonctionnement du ressort sont :

$$* l_{max} = 24 \text{ mm}$$

Et la longueur minimale est obtenue en soustrayant la course du flasque mobile.

$$* l_{min} = 18.2 \text{ mm}$$

Nous devons avoir :

$$* l_e < l_{min}$$

Le nombre de spires devra être alors :

$$* N < 2.9 \text{ spires}$$

Nous adopterons :

$$N = 2 \text{ spires}$$

La constante de raideur du ressort est donnée par [6] :

$$* k = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot N \cdot D^3} \quad (3.64)$$

$$k = 10240 \text{ N/m}$$

Pour assurer une tension correcte de la courroie, nous réaliserons la condition :

$$* R_s > k \cdot (l_{max} - l_0)$$

D'où :

$$* l_0 > 24.2 \text{ mm}$$

Nous adopterons alors :

$$l_0 = 24.5 \text{ mm}$$

CHAPITRE IV : ETUDE DU REDUCTEUR DE VITESSE

## IV.1 CARACTERISTIQUES GEOMETRIQUES DES ENGRENAGES CYLINDRIQUES

### A DENTURES HELICOIDALES

Les engrenages sont parmi les éléments de machines les plus utilisés dans la construction mécanique. Le rôle des engrenages est de transmettre un mouvement ou une puissance entre deux arbres, avec un rapport de vitesse constant. Les matériaux utilisés varient en fonction des utilisations, mais les plus couramment employés sont l'acier et la fonte.

Les arbres moteurs et récepteurs peuvent occuper des positions différentes :

- Positions parallèles.
- Positions perpendiculaires.
- Positions concourantes.

Pour obtenir cette transmission de mouvement, les engrenages se présentent sous formes diverses, variant avec la position de leur arbres, toutes ces formes sont munies de dentures spéciales engrenant l'une dans l'autre et assurant un mouvement de rotation continu.

Les engrenages s'emploient par paires :

- La roue est le plus grand des deux engrenages.
- Le pignon est le plus petit des deux engrenages.

Le rapport de transmission des deux engrenages est le quotient du nombre de dents de la roue par le nombre de dents du pignon.

#### IV.1.1 Circonférence primitive

La circonférence primitive joue un rôle essentiel dans le calcul des engrenages et de leurs dentures.

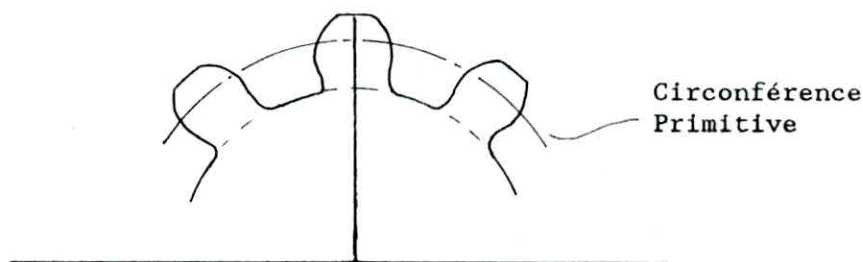


Fig 4.1 - Circonférence primitive.

C'est une circonférence imaginaire, ayant pour axe de rotation l'axe de rotation de l'engrenage.

Dans notre étude, les arbres ont une position parallèle, les engrenages sont cylindriques et ont des dentures hélicoïdales.



#### IV.1.2 Éléments des engrenages hélicoïdaux [8]

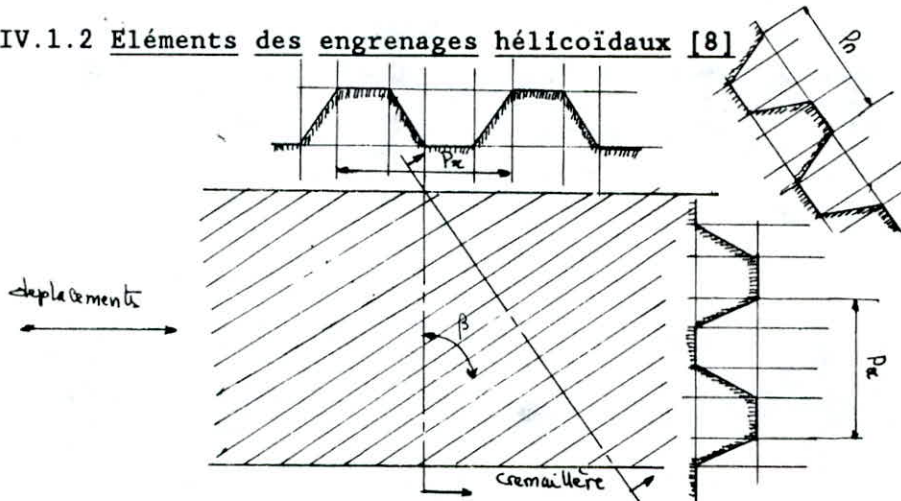


Fig 4.2 - Éléments d'un engrenage hélicoïdal.

\* Les différents pas : ils sont définis par (fig 4.2) :

- . pn : pas normal ou pas réel fig 4.2.a
- . pt : pas apparent ou circulaire fig 4.2.b
- . pz : pas de l'hélice ou hélicoïdal
- . px : pas oblique ou axial fig 4.2.c

étant l'angle d'inclinaison des dentures par rapport à l'axe de rotation. Les différents pas sont donnés par les formules suivantes :

$$pn = \pi * mn \quad (4.1)$$

$$pt = \pi * mt \quad (4.2)$$

$$pz = \pi * mz = \pi * Dp / \operatorname{tg}(\beta) \quad (4.3)$$

$$px = \pi * mx \quad (4.4)$$

Avec : mn, mt, mz et mx les modules : normal, apparent, hélicoïdal et axial, liés par les relations suivantes :

$$mt = mn * \cos(\beta) \quad (4.5)$$

$$mx = mn / \sin(\beta) \quad (4.6)$$

\* Caractéristiques de dentures

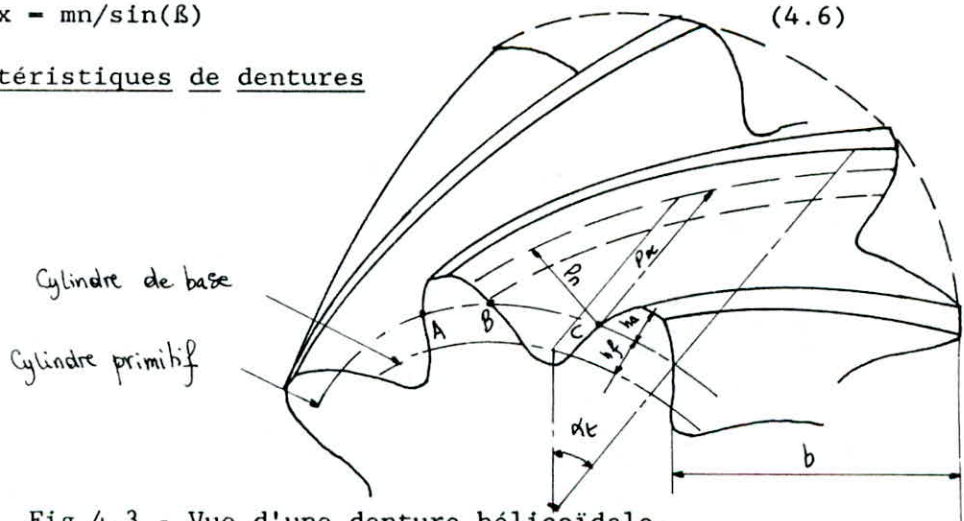


Fig 4.3 - Vue d'une denture hélicoïdale.

Avec :

AB : épaisseur primitive	$AB = pt/2$	
BC : intervalle primitif	$BC = pt/2$	
ha : hauteur de tête	$ha = mn*(1 + x - k)$	(4.7)
hf : hauteur de pied	$hf = mn*(1.25 - x)$	(4.8)
b : largeur de denture	$b = K*mn$	(4.9)
Dp : diamètre primitif	$Dp = mt*Z$	
K : coefficient de largeur de denture		(4.10)
Z : nombre de dents		

Pour une denture hélicoïdale, nous considérerons le nombre de dents virtuel :

$$Z_v = \frac{Z}{\cos^3(\beta)} \quad (4.11)$$

Il est à noter que  $x$  correspond au déport de la denture produisant une meilleure résistance et permettant d'éviter le phénomène d'interférence.

Nous noterons aussi que :

Où :  $Db = Dp*\cos(\alpha_t)$  (4.12)

- Db : diamètre de base
- $\alpha_t$  : angle de pression apparent
- $\alpha_n$  : angle de pression normal lié à l'angle de pression par :

$$tg(\alpha_n) = tg(\alpha_t)*\cos(\beta) \quad (4.13)$$

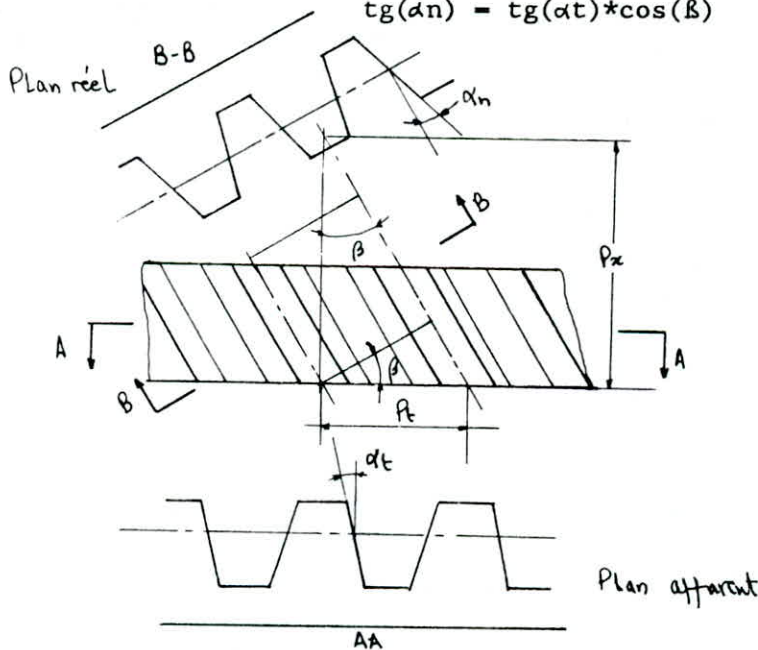


Fig 4.4 - Angles de pression.

Développons les deux cylindres (de base et primitif), à partir d'une génératrice située dans le même plan radial, dans la direction axiale.

Considérons une tranche de longueur  $p_z$  égale au pas hélicoïdal, qui est la distance séparant deux points d'une même hélice, comptée selon une génératrice. Nous obtenons ainsi les deux hélices (de base et primitive). Nous aurons alors :

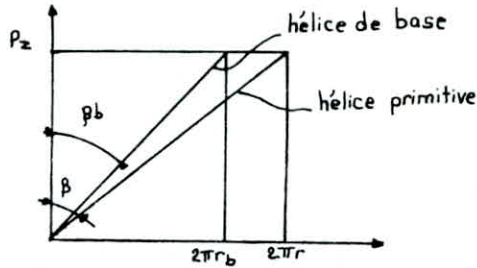


Fig 4.5 - Hélices de base et primitive.

$$\operatorname{tg}(\beta_b) = \operatorname{tg}(\beta) \cdot \cos(\alpha t) \quad (4.14)$$

$$\cos(\beta) \cdot \cos(\alpha n) = \cos(\alpha t) \cdot \cos(\beta_b) \quad (4.15)$$

#### IV.2 PRESENTATION ET ANALYSE DES DONNEES

En se référant au paragraphe III.2.1, nous avons les grandeurs :

- \*  $n_{vm}$  : vitesse maximum à l'entrée du réducteur;  $n_{vm} = 1400$  tr/mn
- \*  $n_{vn}$  : vitesse minimum à l'entrée du réducteur;  $n_{vn} = 840$  tr/mn
- \*  $n_{rm}$  : vitesse maximum à la sortie du réducteur  $n_{rm} = 500$  tr/mn
- \*  $n_{rn}$  : vitesse minimum à la sortie du réducteur  $n_{rn} = 300$  tr/mn
- \*  $R_v$  : rapport de variation  $R_v = 1.67$
- \*  $R_r$  : rapport de réduction  $R_r = 2.8$
- \*  $P_{nom}$  : puissance nominale à l'entrée du variateur.

Et nous avons déterminé le rendement de la transmission par courroie trapézoïdale :  $\eta = 0.96$ . D'où la puissance à l'entrée du réducteur :

$Pr = 1.056 \text{ KW}$

Nous choisissons pour les engrenages, [14], un matériau de classe I. C'est un acier de cémentation de dureté superficielle 58 -60 de qualité ISO, 5 ou 6.

Les dentures seront hélicoïdales simples, avec :

- \*  $\beta = 8$  à  $10$  deg
- \*  $\alpha = 20$  deg

Pour un acier cémenté et rectifié, la résistance pratique à l'extension est comprise entre  $15$  et  $24 \text{ daN/mm}^2$ .

Il est courant d'utiliser  $\sigma_e = 17 \text{ daN/mm}^2$ .

Nous avons un rapport de réduction de  $2.8 < 10$ , un train d'engrenages sera alors suffisant [8].

N.B : Les ouvrages de référence pour l'étude des engrenages, utilisant le daN/mm<sup>2</sup> comme unité de pression, nous adopterons celle-ci dans ce qui suit, au lieu de l'unité ISO le Pa.

#### IV.3 ETUDE COMPLETE DE L'ETAGE

Nous avons les données suivantes :

- \* Pr = 1056 W
- \* n1 = 840 tr/mn      n2 = 300 tr/mn
- \* w1 = 87.96 rd/s      w2 = 31.4 rd/s
- \* Rr = 2.8
- \* αn = 20 deg      β = 10 deg
- \* σ<sub>e</sub> = 17 daN/mm<sup>2</sup>

##### IV.3.1 Choix du nombre de dents et calcul du couple transmis

$$Rr = \frac{n1}{n2} = \frac{Z2}{Z1} \quad \text{soit alors :} \quad \frac{Z2}{Z1} = \frac{56}{20}$$

Notre choix se porte alors sur :

$$Z1 = 20$$

$$Z2 = 56$$

En tenant compte de l'équation (4.11), nous aurons :

$$* Rr = \frac{Zv2}{Zv1} \quad \text{d'où :}$$

$$Zv1 = 21$$

$$Zv2 = 59$$

Pour déterminer le couple C2, transmis à la roue 2, utilisons l'expression suivante :

$$Pr * \eta_{eng} = C2 * w2 \quad (4.16)$$

$$\text{Tout en ayant :} \quad \frac{C2}{Z2} = \frac{C1}{Z1} = \frac{C}{Z}$$

Et η<sub>eng</sub>, désigne le rendement de l'engrenement, de l'ordre de 0.99 pour les engrenages de bonne qualité commerciale [14].

En injectant (4.16), nous obtenons :

$$C2 = 20 \text{ Nm}$$



#### IV.3.2 Calcul du module normal

Ce qui précède, nous permet de calculer le module  $m_n$ , qui est donné par la formule suivante :

$$m_n = \frac{3}{\sigma_e \cdot K \cdot Z_v^2} \cdot 10 \cdot C_{2m} \quad (4.17)$$

Où :

\*  $C_{2m}$  : désigne le couple transmis à la roue 2 par paires de dents soit :

$$C_{2m} = \frac{C_2}{N} \quad (4.18)$$

\*  $N$  : nombre de paires de dents engrenées en même temps (nous prenons pour un premier temps  $N = 3$ )

\*  $K$  : coefficient de largeur de l'expression (4.9).

Soit :

$$K = b/m_n$$

Suivant une condition pratique [8] :

$$b/d_1 < 1$$

avec  $d_1$  diamètre de l'arbre portant le pignon :

$$d_1 = 20 \text{ mm}$$

Prenons par exemple :

$$b = d_1$$

L'équation (4.17) nous donne alors :

$$m_n > \sqrt[2]{\frac{10 \cdot C_2}{N \cdot \sigma_e \cdot b \cdot Z_v^2}} \quad (4.19)$$

Nous calculons alors :

$$m_n > 0.74$$

Vu le matériel dont dispose l'atelier de mécanique de l'ENP et en tenant compte des modules normalisés, notre choix se porte sur le module :

$$m_n = 1.5$$

D'où :

$$\begin{aligned} m_t &= 1.52 \\ m_x &= 8.64 \end{aligned}$$



Nous avons par ailleurs :

$$\begin{aligned} D1 &= m_t * Z1 \\ D2 &= m_t * Z2 \end{aligned}$$

$D1 = 30 \text{ mm}$
$D2 = 84 \text{ mm}$
$a = 57 \text{ mm}$

Et l'entraxe :

$$a = (D1 + D2)/2$$

Ce qui nous permet de vérifier si notre choix de la valeur de la largeur de dent est correcte. Une condition pratique, [14], recommande  $b/a = 0.35$ .

Nous vérifions bien ce rapport :  $b/a = 0.35$  et  $b/d1 < 1$ .

#### IV.3.3 Calcul de la vitesse et de la force tangentielles

Nous avons :

$$v_t = \frac{\pi * D1 * n1}{60} \quad (4.20)$$

$v_t = 1.3 \text{ m/s}$
-------------------------

Ainsi la force tangentielle qui agit sur la roue 2, est :

$$F_t = 2 * C2 / D2 \quad (4.21)$$

$F_t = 792.6 \text{ N}$
-------------------------

D'où la force linéique :

$$F_u = F_t / b \quad (4.22)$$

$F_u = 39.6 \text{ N}$
------------------------

#### IV.3.4 Calcul des déports

[14] propose l'expression suivante :

$$x1 = \frac{Rr - 1}{Rr + 1} * \lambda + \sum x * \frac{1}{Rr + 1} \quad (4.23)$$

Où :

\*  $\lambda$  : est le coefficient dont la valeur est comprise entre 0.5 et 0.75 [14].

Pour les engrenages réducteurs, se rapproche plutôt de la valeur 0.75, lorsque la somme des dents diminue. Ce qui n'est pas notre cas. Nous prendrons  $\lambda = 0.5$

\*  $\sum x$  : représente la somme des déports appartenant à un intervalle favorablement recherche. Les engrenages pour lesquels la recherche du silence de fonctionnement est imperative, des valeurs de la somme des déports modérée sont recommandées.

Il peut même être envisagé des valeurs négatives, mais toutefois dans des limites raisonnables :  $\leq x$  dans  $[-0.3, 0.5]$

Pour notre cas ([14], mécanique générale), la valeur 0.3 est convenable :

$\leq x = 0.3$
----------------

En injectant toutes ces valeurs dans (4.23), nous obtenons les valeurs :

$x_1 = 0.32$
$x_2 = -0.02$

Ceci nous permet, par l'intermédiaire des expressions (4.1), (4.2), (4.7), (4.8), (4.9), d'obtenir :

$p_n = 4.71 \text{ mm}$
$p_t = 4.77 \text{ mm}$

Et :

$h_{a1} = 1.53 \text{ mm} \quad h_{a2} = 1.02 \text{ mm}$

$h_{f1} = 1.4 \text{ mm} \quad h_{f2} = 1.91 \text{ mm}$

Avec :  $k = 0.3$  avec une variation d'entraxe de 0.1 mm.

Et en tenant compte de (4.13), nous obtenons aussi :

$\text{tg}(\alpha_t) = 0.369$  ce qui donne un angle

$\alpha_t = 20.28 \text{ deg} = 20 \text{ deg } 17' = \alpha_n$

#### IV.3.5 Éléments de taillage

Nous avons les éléments suivants :

	roue	pignon
largeur de dent	20.00 mm	20.00 mm
diamètre de tête	86.04 mm	33.04 mm
diamètre de pied	80.18 mm	27.20 mm
hauteur de la dent	3 mm	3mm
entraxe	57 mm	57 mm

#### IV.4 ETUDE DE L'ENGRENEMENT

Pour la denture droite, le passage d'un couple de dents à l'autre, crée une discontinuité dans la transmission des efforts. C'est un choc. Les dentures hélicoïdales permettent d'augmenter l'arc de conduite ([14]), en lui ajoutant la longueur apparente de chaque dent le long du cercle primitif .

Il y a alors toujours plus d'un couple de dents en prise.

Déterminons le rapport de conduite apparent. Ceci peut être effectué de deux méthodes. Nous les utiliserons successivement.

##### IV.4.1 Méthode graphique (fig 4.7)

Pour cela, posons :

$$Y1 = ha1/mn = 1.02 \quad (4.24)$$

$$Y2 = ha2/mn = 0.68$$

Puis :

$$N1 = Zv1/Y1 = 20.58 \quad (4.29)$$

$$N2 = Zv2/Y2 = 86.76$$

Introduisons ces paramètres dans le graphe (4.7), représentant la fonction :

$$U = f(N, \alpha t)$$

et qui permettent de donner :

$$\epsilon_\alpha = Y1*U1 + Y2*U2 \quad (4.26)$$

Où :

\*  $\epsilon_\alpha$  : rapport de conduite et U1 et U2 deux fonctions correspondantes égales à :

$$U = \frac{1}{\pi * \cos(\alpha)} * \frac{1 + 1/N}{\sin(\alpha)/2 + \sqrt{\sin^2(\alpha)/4 + 1/N^2 + 1/N}}$$

Nous avons alors :

$$U1 \sim 0.80$$

$$U2 \sim 0.83$$

D'où :

$$\epsilon_\alpha = 1.38$$

##### IV.4.2 Méthode analytique

Utilisons les formules suivantes pour calculer, le rapport de conduite apparent :

$$g_f = AI = \sqrt{(D1/2 + ha1)^2 - (D1/2 \cdot \cos(\alpha))^2} - D1/2 \cdot \sin(\alpha) \quad (4.27)$$

$$g_a = IB = \sqrt{(D2/2 + ha2)^2 - (D2/2 \cdot \cos(\alpha))^2} - D2/2 \cdot \sin(\alpha) \quad (4.28)$$

Où :

\*  $g_f$  : longueur d'approche

\*  $g_a$  : longueur de retraite

avec la longueur d'action :

$$g_\alpha = AB = g_f + g_a \quad (4.29)$$

En injectant toutes les valeurs connues dans les équations (4.27), (4.28) nous obtenons ainsi :

$g_f = 3.51$ $g_a = 2.75$ $g_\alpha = 6.26$
---

Nous arrivons ainsi à la fin de la définition du rapport de conduite apparent :

$$\epsilon_\alpha = g_\alpha / p_n \quad (4.30)$$

$\epsilon_\alpha = 1.33$
--------------------------

Pour notre part, nous prendrons cette dernière valeur qui est la plus exacte, pour le calcul du rapport de conduite total, qui, à la différence de celui des engrenages à dentures droites, fait intervenir un certain rapport dit de recouvrement donné par l'équation suivante :

$$\epsilon_B = b \cdot \tan(\beta) / p_t \quad (4.31)$$

D'où le rapport total de conduite pour dentures hélicoïdales

$$\epsilon_\gamma = \epsilon_\alpha + \epsilon_B \quad (4.32)$$

Nous calculons :

$\epsilon_B = 0.74$ $\epsilon_\gamma = 2.07$
---

Nous constatons que  $\epsilon_\gamma > 2$ , c'est à dire qu'il y a toujours, au moins, deux couples de dents en prise, ce qui réduit les chocs mécaniques.

Nous venons donc à la conclusion que le choix fait précédemment  $N = 3$  couples de dents en prise simultanément est justifié.



## IV.5 ETUDE DYNAMIQUE DES ENGRENAGES PARALLELES A DENTURES

### HELICOIDALES

#### IV.5.1 Répartition des forces

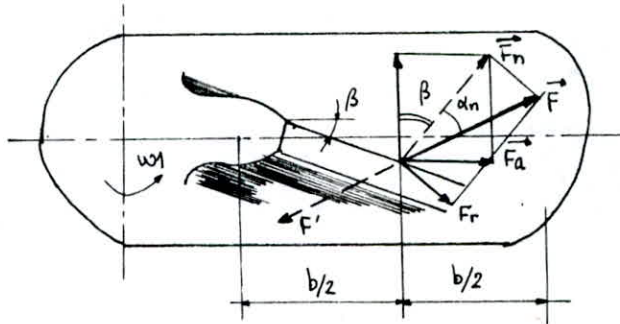


Fig 4.8 - Effort sur la dent [14].

Nous désignons par :

- \* P : puissance transmise.
- \* n : nombre de tr/mn du pignon.
- \* R1 : rayon primitif du pignon.
- \* R2 : rayon primitif de la roue.
- \*  $\beta$  : angle d'inclinaison.
- \*  $\alpha_n$  : angle de pression réel.

L'action de la denture du pignon sur celle de la roue, se traduit, au frottement près, par une force  $F$ , dirigée suivant la normale commune en leur point de contact. Cette résultante est appliquée en un point  $M$ , situé sur l'hélice primitive et à la moitié de la largeur de denture.

Nous voyons sur la figure 4.8, que  $F$  subit l'action de deux inclinaisons, dues aux angles  $\beta$  et  $\alpha_n$ .

Nous désignons par :

- \*  $F_t$  : force tangentielle.
- \*  $F_r$  : force radiale.
- \*  $F_a$  : force axiale.

#### IV.5.2 Expressions des forces

Ces diverses forces ne sont que les composantes d'une et même force. Soit  $F$  leur résultante qui agit sur la denture de la roue. Or ne connaissant pas la valeur de cette dernière, mais l'une de ses composantes seulement, à savoir  $F_t$ , nous exprimerons alors toutes les autres forces inconnues en fonction de cette dernière. Soit :



$$* Fr = Fn \cdot \tan(\alpha_n) = Ft \cdot \tan(\alpha_n) / \cos(\beta) \quad (4.33)$$

$$* Fa = Ft \cdot \tan(\beta) \quad (4.34)$$

$$* F = Fn / \cos(\alpha_n) = Ft / \cos(\alpha_n) \cdot \cos(\beta) \quad (4.35)$$

Avec :

$$* Ft = 792.6 \text{ N}$$

Alors :

$Fr = 293 \text{ N}$
$Fa = 139.8 \text{ N}$
$F = 856.5 \text{ N}$

En sachant que la réaction sur la roue est désignée par  $F'$  et est dirigée dans le sens opposé à  $F$  :

$$* F = -F'$$

Faisons le schéma récapitulatif suivant :

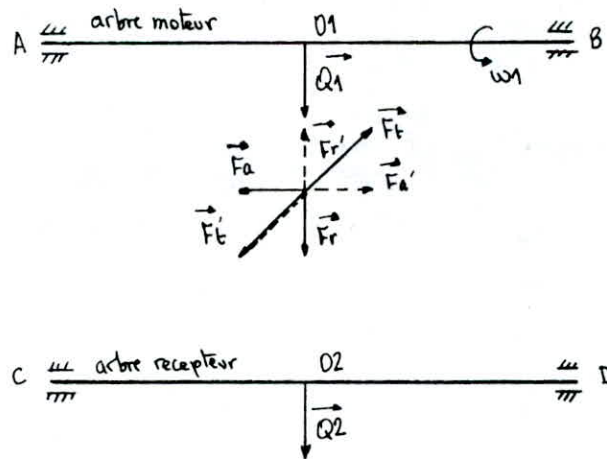


Fig 4.7 - Forces appliquées sur l'engrenage.

Où  $Q1$  et  $Q2$  désignent respectivement les poids du pignons 1 et de la roue 2, et  $M$  le point de contact de 1 et 2.

Ou encore :

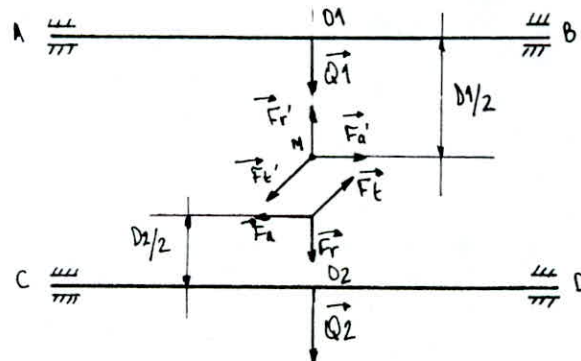


Fig 4.8 - Forces appliquées : a) sur le pignon b) sur la roue

#### IV.6 DIMENSIONNEMENT DES ARBRES ET DES PALIERS

Nous prenons au départ, une longueur de palier  $l_p = 20\text{mm}$ , ce qui nous permet de déterminer les points d'appuis A, B, C et D.

Avec :

- \*  $O1A = O1B = O2D + O2C$
- \*  $l1 = l_p/2 + b/2 + 20 = 12$

La largeur de la roue est égale à celle du pignon. Nous prenons aussi 20 mm comme distance entre la roue et le palier. Ce qui nous donne une longueur  $l1 = 40\text{mm}$ .

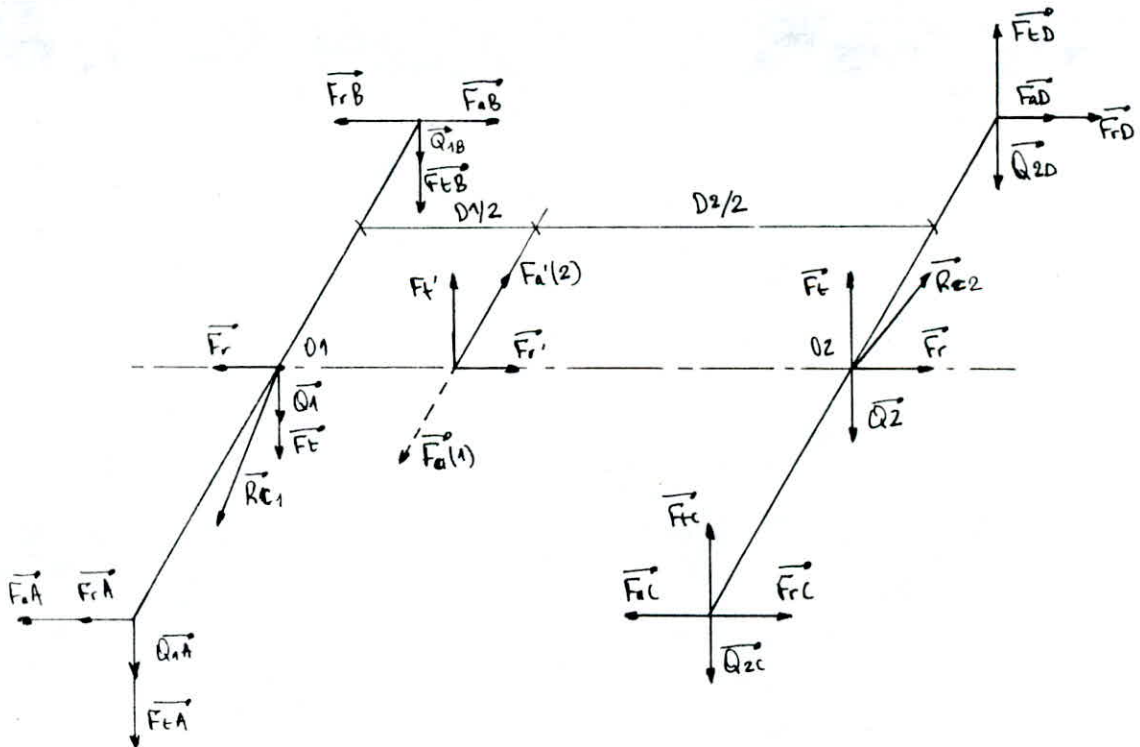
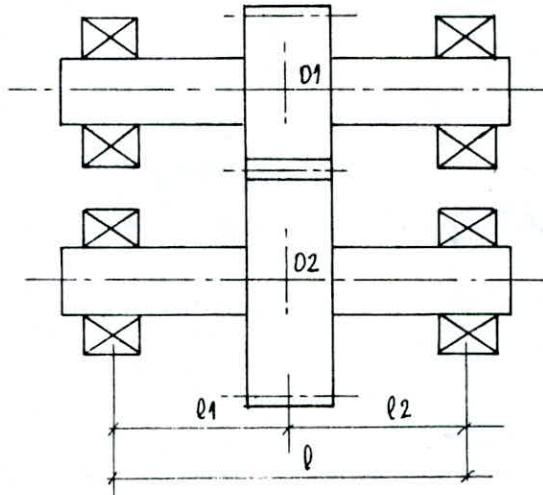
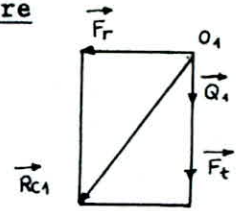


Fig 4.10 - Forces appliquées sur les arbres et les paliers.

IV.6.1 Calcul de la charge radiale supportée par l'arbre  
D'entrée (51)

$$\vec{Rc1} = \vec{Ft} + \vec{Fr} + \vec{Q1}$$



Pour faire le calcul du poids du pignon, nous considérons le pignon plein et nous prendrons pour le calcul le diamètre primitif.

- \*  $D1 = 30 \text{ mm}$        $b = 20 \text{ mm}$
- \*  $r0 = 7.88 \text{ kg/dm}^3$  (masse volumique)

Le volume du pignon est donné par :

$$V1 = \pi * D1^2 * b / 4 \quad (4.37)$$

$V1 = 0.014 \text{ dm}^3$

$$Q1 = r0 * V1 * g \quad (4.38)$$

En prenant  $g = 10 \text{ N/kg}$  alors :

$Q1 = 1.1 \text{ N}$

Et :

$$\vec{Rc1} = \vec{Fr} + \vec{Ft} + \vec{Q1}$$

$$Rc1 = \sqrt{(Ft + Q1)^2 + Fr^2}$$

$Rc1 = 846 \text{ N}$

IV.6.2 Calcul des poussées axiales sur les paliers

IV.6.2.1 Sur le palier A

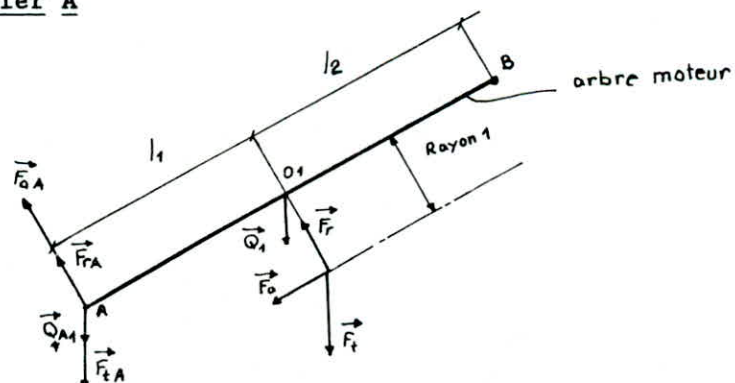


Fig 4.11 - Forces appliquées sur le palier A.

Les composantes de la réaction de la roue sur le pignon sont égales et opposées à  $Ft$ ,  $Fr$  et  $Fa$ .

Nous supposons que B est une articulation.

$$* l = 2 \cdot l_1 = 2 \cdot l_2$$

D'après [14] :

$$F_{tA} = F_t \cdot l_2 / l = F_t / 2 \quad (4.39)$$

$$F_{rA} = F_r \cdot l_2 / l = F_r / 2 \quad (4.40)$$

$$Q_{A1} = Q_1 \cdot l_2 / l = Q_1 / 2 \quad (4.41)$$

$$F_{aA} = F_a \cdot R_1 / l \quad (4.42)$$

$F_{aA}$  est due à la composante axiale  $F_a$ . Nous obtenons :

$F_{tA} = 396.3 \text{ N}$
$F_{rA} = 146.5 \text{ N}$
$Q_{A1} = 0.55 \text{ N}$
$F_{aA} = 26.2 \text{ N}$

$$\vec{R}_A = \vec{F}_{tA} + \vec{Q}_{A1} + \vec{F}_{rA} + \vec{F}_{aA} \quad (4.43)$$

Avec  $R_A$  charge radiale sur le palier A

$$R_A = \sqrt{(F_{tA} - Q_{A1})^2 + (F_{rA} + F_{aA})^2}$$

$R_A = 432.8 \text{ N}$
-------------------------

#### IV.6.2.2 Sur le palier B

En faisant de même et grâce à la symétrie, nous obtenons :

$$Q_{B1} = Q_{A1} \quad F_{tB} = F_{tA} \quad F_{rB} = F_{rA} \quad F_{aB} = F_{aA}$$

La charge radiale  $R_B$  :

$$\vec{R}_B = \vec{F}_{tB} + \vec{Q}_{B1} + \vec{F}_{rB} + \vec{F}_{aB} \quad (4.44)$$

$$R_B = \sqrt{(F_{tB} + Q_{B1})^2 + (F_{rB} - F_{aB})^2}$$

$R_B = 414.7 \text{ N}$
-------------------------

#### IV.6.2.3 Sur le palier C

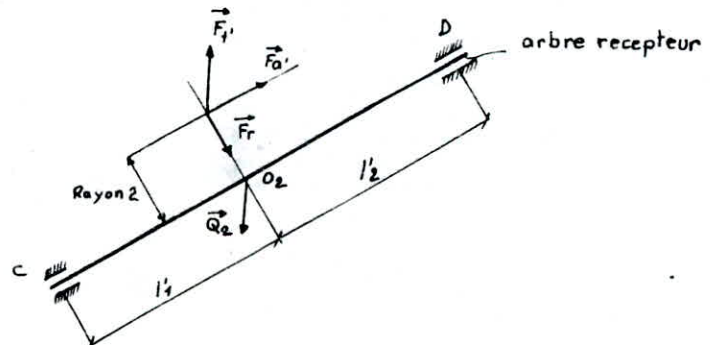


Fig 4.12 - Forces appliquées sur le palier C.



Soit Rc2 la charge radiale supportée par l'arbre II :

$$\vec{Rc}_2 = \vec{Ft}' + \vec{Fr}' + \vec{Q2} \quad (4.45)$$

Nous avons en valeurs absolues :

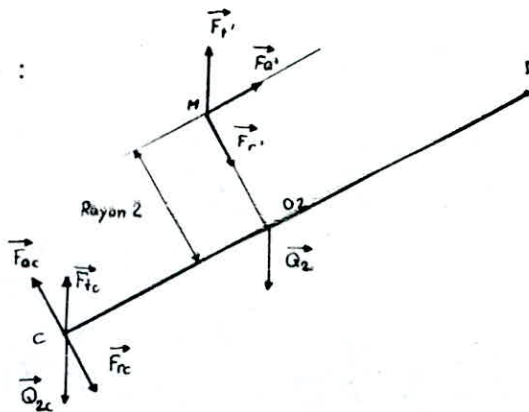
$$Ft' = Ft \quad Fr' = Fr \quad Fa' = Fa$$

$$RC2 = \sqrt{(Ft - Q2)^2 + Fr^2}$$

$$Q2 = ro \cdot V2 \cdot g \quad (4.46)$$

$$V2 = 3.14 \cdot D2 \cdot b / 4 \quad (4.47)$$

Alors :



$Q2 = 8.7 \text{ N}$
$Rc2 = 836.9 \text{ N}$

Fig 4.13 - Détermination des forces.

Considérons le point D comme articulation :

$$FtC = Ft' \cdot 12' / 1' = Ft' / 2 \quad (4.48)$$

$$FrC = Fr \cdot 12' / 1' = Fr' / 2 \quad (4.49)$$

$$Q2C = Q2 \cdot 12' / 1' = Q2' / 2 \quad (4.50)$$

$$FaC = Fa' \cdot R2p / 1' \quad (4.51)$$

Nous calculons :

$FtC = 396.3 \text{ N}$
$FrC = 146.5 \text{ N}$
$Q2C = 4.35 \text{ N}$
$FaC = 13.4 \text{ N}$

Soit RC la charge radiale sur le palier C de l'arbre II :

$$\vec{RC} = \vec{FtC} + \vec{Q2C} + \vec{FrC} + \vec{FaC} \quad (4.52)$$

$$RC = \sqrt{(FtC - Q2C)^2 + (FrC - FaC)^2}$$

$RC = 238 \text{ N}$
----------------------

#### IV.6.2.4 Sur le palier D

Grâce à la symétrie, nous obtenons aussi :

$$F_{aC} = F_{aD} \quad Q_{2C} = Q_{2D} \quad F_{tC} = F_{tD} \quad F_{rC} = F_{rD} \quad (4.53)$$

Soit  $R_D$  la charge radiale sur le palier D de l'arbre II :

$$\vec{R}_D = \vec{F}_{tD} + \vec{Q}_{2D} + \vec{F}_{rD} + \vec{F}_{aD} \quad (4.54)$$

$$R_D = \sqrt{(F_{tD} - Q_{2D})^2 + (F_{rD} + F_{aD})^2}$$

$$R_D = 449.4 \text{ N}$$

#### IV.6.3 Dimensionnement des arbres

Le matériau utilisé a pour caractéristiques :

$$* \quad \sigma_r = 83 \text{ daN/mm}^2 \quad \sigma_e = 61.9 \text{ daN/mm}^2$$

Pour les mécanismes de mécanique générale, [6] propose un coefficient de sécurité  $f_s = 2$ , alors :

$$* \quad \sigma_{adm} = \sigma_r / f_s = 41.5 \text{ daN/mm}^2$$

Les diamètres des arbres devront réaliser la condition de l'équation (3.42) :

$$d > \sqrt[3]{\frac{32 * M_r}{\pi * \sigma_{adm}}} \quad (4.55)$$

En rappelant que  $M_r$  est le moment réduit selon la théorie de Von-Mises-Hencky, donné par l'équation (3.37).

Il faudra calculer toutes ces inconnues et les reporter dans l'équation (4.55), pour enfin pouvoir dimensionner les arbres du train d'engrenages.

#### IV.6.3.1 Etude de l'équilibre et calcul des moments

##### fléchissants de l'arbre d'entrée

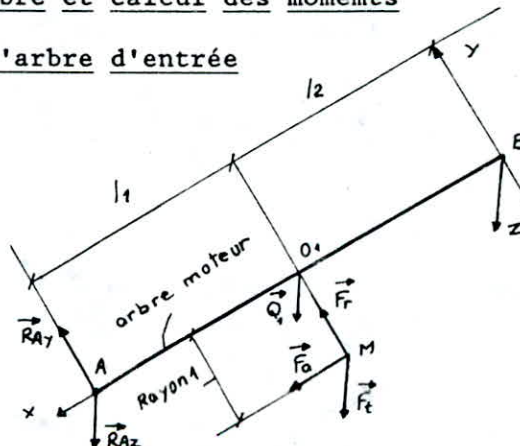
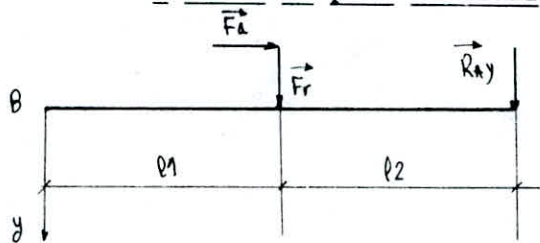


Fig 4.14 - Etude de l'équilibre.

Pour cet arbre  $l = 80$  mm, tel que le pignon se trouve en son milieu. Calculons les réactions  $RA_z$ ,  $RA_y$  et prenons le point B comme articulation.

\* Selon le plan vertical



$$RA_y = Fr_A + Fa_A$$

$$RA_z = Ft_A + QA$$

$$RA_y = 172.7 \text{ N}$$

$$RA_z = 396.9 \text{ N}$$

Fig 4.15 - forces appliquées dans le plan vertical.

$$0 < x < 40$$

$$Mf_z = -Fr*(12 - x) - RA_y*(1 - x) - Fa*R1$$

$$Mf_z = 0.466*x - 27.6$$

$$Mf_z(12) = -8.96 \text{ Nm}$$

$$40 < x < 80$$

$$Mf_z = -RA_y*(1 - x)$$

$$Mf_z = 0.173*x - 13.8$$

$$Mf_z(12) = -6.88 \text{ Nm}$$

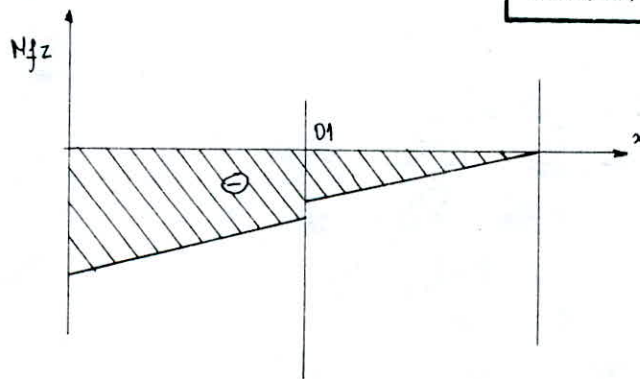


Fig 4.16 - Diagramme de  $Mf_z(x)$ .

N.B : x est en mm.

\* Selon le plan horizontal

$$0 < x < 40$$

$$Mf_y = (Q1 + Ft)*(12 - x) + RA_z*(1 - x)$$

$$Mf_y = -1.190*x + 63.5$$

$$Mf_y(12) = 15.9 \text{ Nm}$$

$$40 < x < 80$$

$$M_{fy} = R_{Az} * (1 - x)$$

$$M_{fy} = -0.396 * x + 31.75$$

$$M_{fy}(12) = 15.9 \text{ Nm}$$

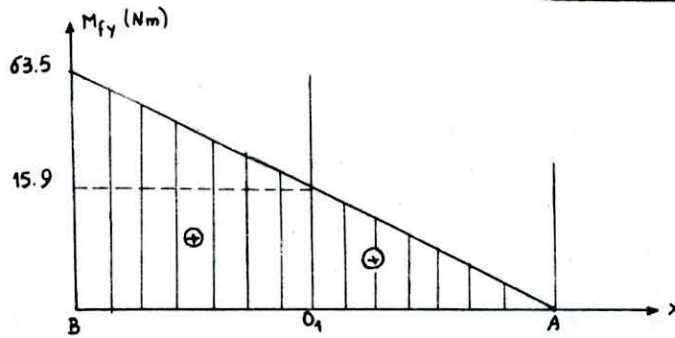


Fig 4.18 - Diagramme de  $M_{fy}(x)$ .

#### IV.6.3.2 Calcul du moment de torsion

$$M_t(x)/B = \begin{cases} F_t * R_l & 0 < x < 12 \\ 0 & 12 < x < 1 \end{cases}$$

$$F_t * R_l = 11.9 \text{ Nm}$$

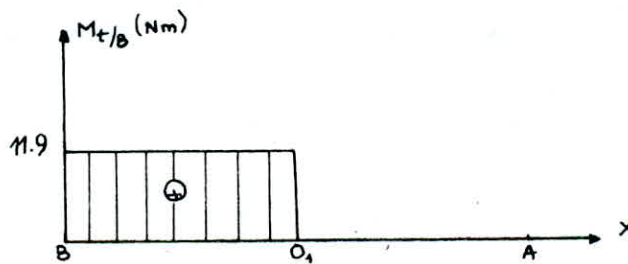


Fig 4.19 - Diagramme de  $M_t(x)/B$ .

Ceci nous permet de noter que la zone la plus sollicitée est la section B. Les moments en cette section ont pour valeurs :

$$* M_{fy}(B) = 63.5 \text{ Nm}$$

$$* M_{fz}(B) = -27.6 \text{ Nm}$$

$$* M_t(B) = 11.9 \text{ Nm}$$

#### IV.6.3.3 Calcul du diamètre de l'arbre d'entrée (51)

Les équations (3.36) et (3.37) nous permettent d'obtenir:

$M_{fmax} = 69.2 \text{ Nm}$
$M_r = 61.1 \text{ Nm}$

L'équation (4.55) donne alors :

$$d > 11.44 \text{ mm}$$

Nous adoptons un diamètre :

$d = 15 \text{ mm}$
---------------------

IV.6.3.4 Etude de l'équilibre et calcul des moments fléchissants de l'arbre de sortie (51)

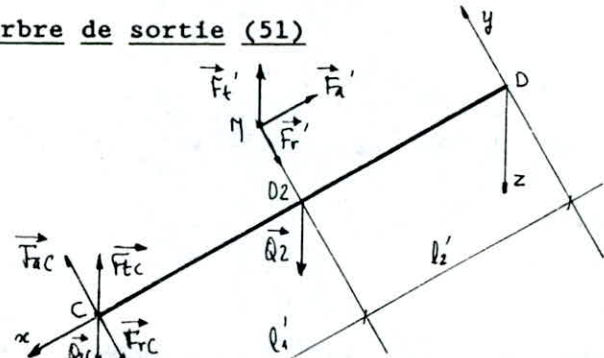


Fig 4.20 - Forces appliquées.

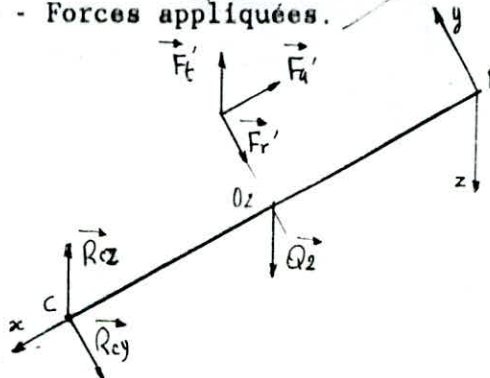


Fig 4.21 - Etude de l'équilibre.

Pour cet arbre  $l' = 80 \text{ mm}$ . Considérons le point D comme articulation. Nous avons :

$$\begin{aligned} RCz &= FtC - Q2C \\ RCy &= FrC - FaC \end{aligned}$$

$RCz = 392 \text{ N}$
$RCy = 73.1 \text{ N}$

\* Selon le plan vertical

$$0 < x < 40$$

$$Mfz = +Fr'*(12' - x) + RCy*(1' - x) + Fa'*R2$$

$$Mfz = -0.366*x + 23.4$$

$Mfz(12') = 8.76 \text{ Nm}$
------------------------------



$$40 < x < 80$$

$$M_{fz} = +RCy*(1' - x)$$

$$M_{fz} = -0.073*x + 5.84$$

$M_{fz}(12') = 2.93 \text{ Nm}$ $M_{fz}(1') = 0 \text{ Nm}$
--

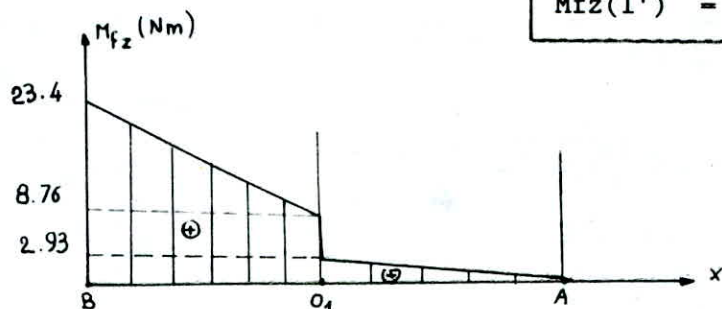


Fig 4.23 - Diagramme de  $M_{fz}(x)$ .

\* Selon le plan horizontal

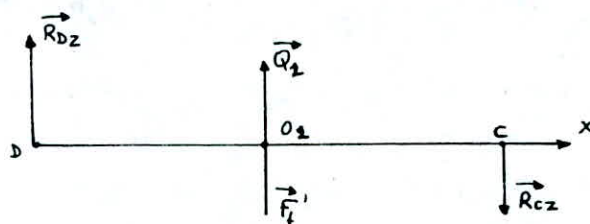


Fig 4.24 - Forces appliquées dans le plan horizontal.

$$0 < x < 40$$

$$M_{fy} = (F_t' - Q_2)*(12' - x) - RCz*(1' - x)$$

$$M_{fy} = -0.392*x$$

$M_{fy}(12') = -15.68 \text{ Nm}$
-----------------------------------

$$40 < x < 80$$

$$M_{fy} = -RCz*(1' - x)$$

$$M_{fy} = +0.392*x - 31.36$$

$M_{fy}(12') = -15.68 \text{ Nm}$
-----------------------------------

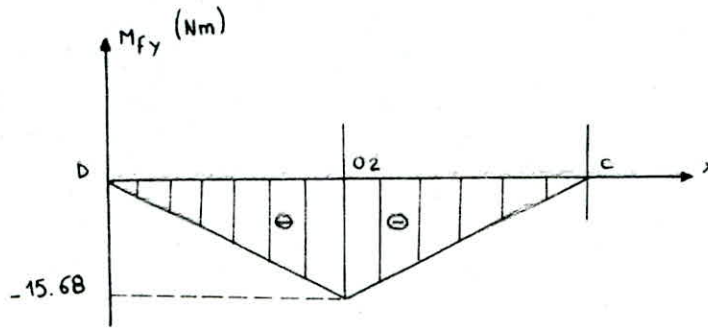


Fig 4.25 - Diagramme de  $M_{fy}(x)$ .

#### IV.6.3.5 Calcul du moment de torsion

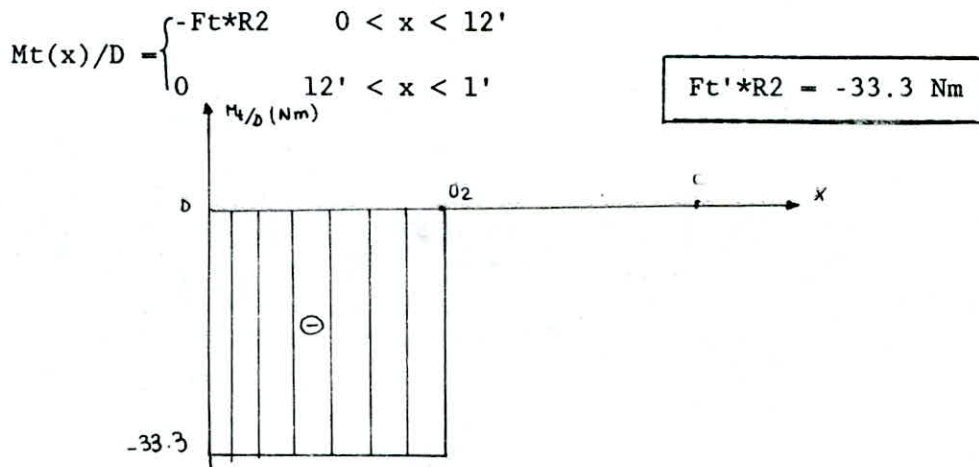


Fig 4.26 - Diagramme de  $M_t(x)/D$ .

Ceci nous permet de noter que la zone la plus sollicitée est la section O2. Les moments en cette section ont pour valeurs :

- \*  $M_{fy}(O2) = -15.68 \text{ Nm}$
- \*  $M_{fz}(O2) = +8.76 \text{ Nm}$
- \*  $M_t(O2) = -33.3 \text{ Nm}$

#### IV.6.3.6 Calcul du diamètre de l'arbre de sortie (57)

Les équations (3.36) et (3.37) nous permettent d'obtenir :

$M_{fmax}$	=	17.96	Nm
$M_r$	=	36.75	Nm

L'équation (4.55) donne alors :

$$d > 9.7 \text{ mm}$$

Nous adoptons un diamètre :

$d$	=	15	mm
-----	---	----	----

## IV.7 CALCUL DE VERIFICATION DE L'ETAGE PAR LA METHODE

### SIMPLIFIEE POUR LES ENGRENAGES DE MECANIQUE GENERALE

#### IV.7.1 Préambule

La méthode générale, très complète, mais extrêmement complexe n'est guère applicable de façon courante. Ce n'est de plus, qu'une méthode pour vérifier la capacité de charge d'un roulement déjà existant. Elle est difficilement utilisable, pour déterminer les dimensions d'un engrenage à partir des données de fonctionnement [14].

Pour les engrenages de mécanique générales (dans la majorité des cas), pouvant supporter des charges très élevées, mais avec des vitesses modérées, nous allons donner une méthode de calcul simplifiée que nous avons mise au point, pour l'application directe à la plupart des cas pratiques rencontrés. Pour un problème particulièrement important ou sortant des limites pratiques courantes, il sera toujours possible de faire une vérification en recourant à la méthode générale.

#### IV.7.2 Formules générales

##### IV.7.2.1 Pression superficielle

Elle est donnée par [14] :

$$\sigma_h = Z_h * Z_e * Z_\epsilon * Z_\beta * \sqrt{\frac{F_t}{b * D_1} * \frac{(R_r + 1)}{R_r} * K_a * K_v * K_h * K_h \beta} \quad (4.56)$$

$$\sigma_h < \sigma_{hlim} * Z_n * Z_l * Z_r * Z_v * Z_w * Z_x$$

$$\sigma_{ho} = Z_h * Z_e * Z_\epsilon * Z_\beta * \sqrt{\frac{F_t}{b * D_1} * \frac{(R_r + 1)}{R_r}} \quad (4.57)$$

$$\sigma_{hp} = \sigma_{hlim} * Z_n * Z_l * Z_r * Z_v * Z_w * Z_x \quad (4.58)$$

Où :

- \*  $\sigma_{ho}$  : pression de Hertz de base.
- \*  $\sigma_{hp}$  : pression de Hertz de calcul limite admissible.
- \*  $\sigma_{hlim}$  : limite d'endurance pour la pression superficielle pour le matériau considéré.
- \*  $Z_n$  : facteur de durée.
- \*  $Z_l$  : facteur lubrifiant.
- \*  $Z_r$  : facteur de rugosité.

- \* Zv : facteur de vitesse pour le film fluide.
- \* Zw : facteur de rapport de dureté entre le pignon et la roue.
- \* Zx : facteur de dimension. Zx = 1.
- \* Ka : facteur d'application (tableaux 7.1, 7.2, 7.3).
- \* Kv : facteur dynamique.
- \* Kh $\alpha$  : facteur de distribution longitudinale.
- \* Kh $\beta$  : facteur de distribution transversale.
- \* Rr : rapport de réduction.
- \* Ft : force tangentielle.
- \* b : largeur de la dent.
- \* dl : diamètre de l'arbre d'entrée.
- \* Zh : facteur géométrique, (4.59).
- \* Ze : facteur d'élasticité.
- \* Z $\epsilon$  : facteur de conduite, (4.60).
- \* Z $\beta$  : facteur d'inclinaison, fig 4.29 .

$$Z_h = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos(\beta) \cdot b}{\cos(\alpha t) + \sin(\alpha t)}} \quad (4.59)$$

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3} \cdot (1 - \epsilon_\beta) + \frac{\epsilon_\beta}{\epsilon_\alpha}} \quad (4.60)$$

\* Pression de Hertz théorique admissible

$$\sigma_{h.th.adm} = (\sigma_{hlim} \cdot \frac{1}{Z_\beta} \cdot \frac{1}{\sqrt{K_v}} \cdot \frac{1}{\sqrt{K_{h\alpha} \cdot K_{h\beta}}} \cdot Z_n \cdot Z_l \cdot Z_r \cdot Z_v \cdot Z_w) \cdot \frac{1}{\sqrt{K_a}} \quad (4.61)$$

\* Effort tangentiel admissible

$$F_{tadm} = \sigma_{hlim}^2 \cdot b \cdot d_l \cdot \left( \frac{R_r + 1}{R_r} \right) \cdot \frac{1}{K_a \cdot K_v \cdot K_{h\alpha} \cdot K_{h\beta}} \cdot \left( \frac{Z_n \cdot Z_r \cdot Z_l \cdot Z_v \cdot Z_w}{(Z_h \cdot Z_e \cdot Z_\epsilon \cdot Z_\beta)^2} \right)^2 \quad (4.62)$$

\* Puissance admissible (KW)

$$P_{adm} = 0.524E-6 \cdot d_l \cdot n_l \cdot F_{tadm} \quad (4.63)$$

$$P_{adm} = 2.196E-6 \cdot b \cdot n_l \cdot (a \cdot \sigma_{hlim})^2 \cdot \left( \frac{R_r}{R_r + 1} \right)^3 \cdot \frac{1}{K_a \cdot K_v \cdot K_{h\alpha} \cdot K_{h\beta}} \cdot \left( \frac{Z_n \cdot Z_r \cdot Z_l \cdot Z_v \cdot Z_w}{(Z_h \cdot Z_e \cdot Z_\epsilon \cdot Z_\beta)^2} \right)^2 \quad (4.64)$$

\* Facteur K admissible

$$K_{adm} = \sigma_{hlim}^2 * \frac{1}{K_a * K_v * K_{h\alpha} * K_{h\beta}} * \left( \frac{(Z_n * Z_r * Z_l * Z_v * Z_w)^2}{(Z_h * Z_e * Z_f * Z_B)^2} \right) \quad (4.65)$$

IV.7.2.2 Proposition de formule simplifiée pour la pression superficielle

Reprenons la formule (4.63), nous réunirons sous l'appellation de facteur de service  $K_b$  le terme :

$$K_b = K_a * K_r / Z_n^2 \quad (4.66)$$

Où :

\*  $K_r$  : facteur de fiabilité (fig 4.30)

$$P_{adm} * K_b = C_1 * C_2 * C_3 * C_4 * C_5 * C_6 \quad (4.67)$$

Avec :

$$C_1 = 0.524 * n_1 * \left( \frac{R_r}{R_r + 1} \right) \quad (4.68)$$

$$C_2 = \frac{1}{(Z_h * Z_e * Z_B)^2} \quad (4.69) \quad (\text{fig 4.31})$$

$$C_3 = Z_v^2 / K_v \quad (4.70) \quad (\text{fig 4.32})$$

$$C_4 = \frac{b * d_1^2 * E^{-6}}{K_{h\alpha} * K_{h\beta}} \quad (4.71) \quad (\text{fig 4.33})$$

$$C_5 = \sigma_{hlim}^2 / Z_e \quad (4.72) \quad (\text{fig 4.34})$$

$$C_6 = (Z_l * Z_r * Z_w)^2 \quad (4.73)$$

$K_a = 1.25$       tableaux 7.1, 7.2, 7.3

La valeur de  $K_r / Z_n^2$  est voisine de 1, pour les installations à fiabilité normale, pour une durée de fonctionnement journalière entre 8 et 10 heures. Ceci nous donne alors un facteur de service :

$K_b = 1.25$
--------------



\* Facteur de durée  $Z_n$

Pour :

$$n_l = 60 \cdot n_1 \cdot H \text{ cycles}$$

$$n_l = 2.52E9 \text{ cycles} \quad n_l > 5.E7$$

Où :

$$H = 30\,000 \text{ heures}$$

La figure 4.35 donne :

$$Z_n = 1$$

\* Facteur lubrifiant  $Z_l$

Pour les viscosités d'huile couramment utilisées en mécanique générale, nous pouvons certainement adopter comme valeur moyenne [14] :

$$Z_l = 1$$

\* Facteur de rugosité  $Z_r$

Comme valeurs pratiques moyennes, nous adopterons pour des dentures traitées et rectifiées :

$$Z_r = 1$$

\* Facteur de rapport de dureté entre pignon et roue  $Z_w$

Pour une dureté Brinnel entre 200 et 300, d'après [14] :

$$Z_w = 1.1$$

\* Facteur d'inclinaison  $Z_\beta$

La figure 4.29 donne :

$$Z_\beta = 1$$

\* Facteur d'élasticité  $Z_e$

[14] donne un facteur :

$$Z_e = 61$$

\* Facteur géométrique  $Z_h$

D'après (4.59) :

$$Z_h = 2.48$$

\* Facteur de conduite  $Z_\varepsilon$

D'après (4.60) :

$$Z_\varepsilon = 0.88$$

\* Calcul de la puissance admissible

D'après les équations (4.68) à (4.73), nous obtenons :

$$\begin{aligned} C1 &= 324.3 \\ C2 &= 0.255 \\ C3 &= 0.92 \end{aligned}$$

Pour  $K_{H\alpha} = 1$  et  $b/(K_{H\alpha} * k_{H\beta}) = 12$  (fig 4.33) :

$$C4 = 0.01$$

Pour  $HRC = 60$  et  $\sigma_{Hlim} = 150 \text{ daN/mm}^2$

$$C5 = 6$$

Pour le pignon et la roue, en acier de cémentation, dentures, trempées et rectifiées :

$$C6 = 1$$

Finalement la puissance admissible :

$$P_{adm} = 3.65 \text{ KW}$$

Nous notons que :

$$P < P_{adm}$$

\* Calcul de  $K_{adm}$

$$K_{adm} * K_b = C2 * C3 * C5 * C6 * 1 / (K_{H\alpha} * K_{H\beta}) \quad (4.74)$$

$$K_{adm} = 0.68 \text{ daN/mm}^2$$

$$\text{Soit alors : } K = \frac{F_t}{b * D_1} * \frac{R_r + 1}{R_r}$$

$$K = 0.18 \text{ daN/mm}^2$$

\* Pression de Hertz

D'après la figure (4.37), nous avons :

$$Z_v = 0.96$$

D'après l'équation (4.70) :

$$K_v = 1$$

$$1 / (K_{H\alpha} * K_{H\beta}) = 12 / b = 0.6$$

$$K_a = 1.25$$

D'après les formules (4.56), (4.57), (4.58), nous avons :

$$\begin{aligned}\sigma_{11} &= 73.79 \text{ daN/mm}^2 \\ \sigma_{hp} &= 158.4 \text{ daN/mm}^2\end{aligned}$$

Nous avons bien :

$$\sigma_h < \sigma_{hp}$$

\* Effort tangentiel admissible

$$F_{tadm} = b \cdot D_1 * \frac{R_r}{(R_r + 1)} * C_2 * C_3 * C_5 * C_6 \quad (4.75)$$

$$F_{tadm} = 622 \text{ daN}$$

Nous avons :

$$F_t = 79.2 \text{ daN}$$

$$F_t < F_{tadm}$$

La dent choisie supporte largement la pression superficielle.

IV.7.2.3 Résistance à la rupture

Nous avons :

$$\sigma'_f = \frac{F_t}{b \cdot m_n} * Y_{fa} * Y_{sa} * Y_{\epsilon} * Y_{\beta} * (K_a * K_v * K_{L\alpha} * K_{L\beta}) \quad (4.76)$$

$$\sigma_{fp} = \sigma_{flim} * Y_{st} * Y_{nt} * Y_{\delta.rel.t} * Y_{R.rel.t} * Y_x$$

$$\sigma_f < \sigma_{fp}$$

$$\sigma_{fo} = \frac{F_t}{b \cdot m_n} * Y_{fa} * Y_{\epsilon} * Y_{sa} * Y_{\beta} \quad (4.77)$$

Avec :

- \*  $\sigma_{fo}$  : contrainte de rupture de base.
- \*  $\sigma_f$  : contrainte de rupture de calcul en fonctionnement.
- \*  $\sigma_{fp}$  : contrainte de rupture de calcul limite admissible.
- \*  $\sigma_{flim}$  : limite d'endurance nominale à la rupture de l'engrenage d'essai.
- \*  $Y_{st}$  : facteur de concentration de contraintes de l'engrenage d'essai égal à 2.1, [14].
- \*  $Y_{nt}$  : facteur de durée pour la résistance du pied de la dent, relatif à l'engrenage d'essai.
- \*  $Y_{\delta.rel.t}$  : facteur de sensibilité relative à l'entaille de l'engrenage étudié par rapport à l'engrenage d'essai, égal à  $Y/Y_t$ .
- \*  $Y_{R.rel.t}$  : facteur de rugosité relative.
- \*  $Y_x$  : facteur de dimensions.
- \*  $Y_{\beta}$  : facteur d'inclinaison.
- \*  $Y_{\epsilon}$  : facteur de conduite.

- \* Yfa : facteur de forme, charge appliquée au sommet.
- \* Ysa : facteur de concentration de contraintes.
- \* Kf $\beta$  : facteur de répartition de charge longitudinal (Kf $\beta$  = Kh $\beta$ ).
- \* Kf $\alpha$  : facteur de répartition de charge transversal (Kf $\alpha$  = Kh $\alpha$ ).
- \* Ka : facteur d'application.
- \* Kv : facteur dynamique.

N.B : La procédure de mesure pour la détermination de  $\sigma_{fp}$ , se base sur la méthode de résistance d'un engrenage d'essai.

Les caractéristiques de l'engrenage de référence sont :

- \* module : m = 3 a 5
- \* inclinaison de l'hélice :  $\beta = 0^\circ$
- \* paramètre de concentration de contraintes : qst = 2.5
- \* facteur de concentration de contraintes : Yst = 2.1
- \* rugosité dans le fond de dent : Rtm = 0.01 mm
- \* vitesse tangentielle : v = 10 m/s
- \* bonne précision de denture.

\* Effort tangentiel admissible

$$F_{tadm} = \frac{\sigma_{flim} \cdot Y_{st} \cdot Y_{nt} \cdot Y_{\xi \text{ .rel.t}} \cdot Y_{R \text{ .rel.t}} \cdot Y_x}{Y_{fa} \cdot Y_{sa} \cdot Y_{\epsilon} \cdot Y_{\beta} \cdot K_a \cdot K_v \cdot K_{f\alpha} \cdot K_{f\beta}} \quad (4.78)$$

\* Puissance admissible

$$P_{adm} = 0.524E-6 \cdot b \cdot D_l \cdot m_n \cdot n_l \cdot F_{tadm} \quad (4.79)$$

$$P_{adm} = 0.524E-6 \cdot b \cdot m_n^2 \cdot Z_l \cdot n_l \cdot \frac{\sigma_{flim} \cdot Y_{st} \cdot Y_{\xi \text{ .rel.t}} \cdot Y_{R \text{ .rel.t}} \cdot Y_x}{Y_{fa} \cdot Y_{sa} \cdot Y_{\epsilon} \cdot Y_{\beta} \cdot \cos(\beta) \cdot K_a \cdot K_v \cdot K_{f\alpha} \cdot K_{f\beta} \cdot Y_{nt}} \quad (4.80)$$

\* Critère de rupture Ft/(b\*mn) admissible

$$(F_t/b \cdot m_n)_{adm} = \frac{1}{K_a \cdot Y_{nt}} \cdot \frac{\sigma_{flim} \cdot Y_{st} \cdot Y_{\xi \text{ .rel.t}} \cdot Y_{R \text{ .rel.t}} \cdot Y_x}{Y_{fa} \cdot Y_{sa} \cdot Y_{\epsilon} \cdot Y_{\beta} \cdot K_v \cdot K_{f\alpha} \cdot K_{f\beta}} \quad (4.81)$$

IV.7.2.4 Proposition de formule simplifiée pour la résistance à la rupture

Reprenons la formule (4.79), nous réunirons sous l'appellation de facteur de service, le facteur Kb :

$$K_b = K_a \cdot K_r / Y_{nt} \quad (4.82)$$

En mécanique générale, on utilise souvent  $Y_{nt} = 1$ .

$$P_{adm} \cdot K_b = CB1 \cdot CB2 \cdot CB3 \cdot CB4 \cdot CB5 \cdot CB6 \cdot CB7 \quad (4.83)$$

Avec :

$$\begin{aligned} CB1 &= 0.524E-6 \cdot Z1 \cdot mn \cdot n1 && (4.84) \\ CB2 &= 1 / (Y_{\xi} \cdot Y_{\beta} \cdot \cos(\beta)) && (\text{fig 4.38}) \quad (4.85) \\ CB3 &= 1 / K_v && (\text{fig 4.39}) \quad (4.86) \\ CB4 &= 1 / (Y_{fa} \cdot Y_{sa}) && (\text{fig 4.40}) \quad (4.87) \\ CB5 &= b / (K_f \beta \cdot K_{f\alpha}) && (\text{fig 4.33}) \quad (4.88) \\ CB6 &= \sigma_{flim} \cdot Y_{st} && (\text{fig 4.41}) \quad (4.89) \\ CB7 &= Y_{\xi,rel,t} \cdot Y_{R,rel,t} \cdot Y_x && (\text{fig 4.42}) \quad (4.90) \end{aligned}$$

$$K_b \cdot (F_t / b \cdot mn)_{adm} = CB2' \cdot CB3 \cdot CB4 \cdot CB5' \cdot CB6 \cdot CB7 \quad (4.91)$$

Avec :

$$CB2' = 1 / (Y_{\xi} \cdot Y_{\beta}) \quad (4.92)$$

$$CB5' = CB5 / b \quad (4.93)$$

Nous calculons alors :

$$\begin{aligned} K_b &= 1.25 \\ Y_{\xi,rel,t} &= 1.0 \\ Y_{R,rel,t} &= 1.0 \\ Y_x &= 1.0 \\ CB1 &= 0.013 \\ CB2 &= 1.38 \\ CB3 &= 0.985 \\ CB4 &= 0.227 \\ CB5 &= 12 \\ CB6 &= 105 \text{ daN/mm}^2 \quad (\sigma_{flim} = 50 \text{ daN/mm}^2) \\ CB7 &= 1 \end{aligned}$$

Alors :

$$P_{adm} = 5.05 \text{ KW}$$

Nous vérifions bien :

$$P < P_{adm}$$

Et :

$$CB2' = 1.33$$

$$CB5' = 0.6$$

Alors :

$$(f_t / b \cdot mn)_{adm} = 18.74 \text{ daN/mm}^2$$

Et :

$$F_t / b \cdot mn = 2.64 \text{ daN/mm}^2$$

Nous avons bien :

$$F_t / b \cdot mn < (F_t / b \cdot mn)_{adm}$$

Nous notons, d'après les résultats, que la dent résiste correctement à la rupture.



#### IV.8 VERIFICATION DE LA RESISTANCE DE LA CLAVETTE (45) DE

##### L'ARBRE RECEPTEUR

. Au cisaillement: la clavette est de section 8\*7 sur une longueur de 16 mm. Le diamètre de l'arbre est  $d = 24$  mm.

La contrainte admissible au glissement de l'acier est  $\tau_{adm} = 60$  MPa et la pression admissible est  $P_{adm} = 150$  MPa [11].

L'effort tangentiel :

$$F_t = 792.6 \text{ N}$$

La contrainte de cisaillement :

$$\tau = \frac{F_t}{S}$$

$$\tau = 14.15 \text{ MPa}$$

$$\tau < \tau_{adm}$$

. au mâtage:

. au niveau du champ entre la clavette et l'arbre la pression est :

$$\begin{aligned} * a &= 4 \text{ mm} \\ * l &= 16 \text{ mm} \end{aligned} \quad P_a = \frac{F_t}{a * l}$$

$$P_a = 7.940 \text{ MPa}$$

. au niveau du champ entre la clavette et le moyeu la pression est :

$$* b = 2 \text{ mm} \quad P_m = \frac{F_t}{b * l}$$

$$P_m = 11.90 \text{ MPa}$$

Nous avons bien :

$$P_a < P_m < P_{adm}$$

La clavette du moteur est donc convenable.

#### IV.9 Rendement des engrenages parallèles

Ce qui va suivre n'est en fait qu'une vérification du rendement choisi initialement, basé sur les rendements des engrenages de bonne qualité commerciale [14]. Pour cela, nous utiliserons la formule suivante :

$$\eta = 1 - f * \left( \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) * \frac{gf^2 + ga^2}{(gf + ga) * \cos(\alpha)} \quad (4.94)$$

Où :

- \*  $g_a$  : correspond à la longueur de retraite(  $g_a = 2.75$  ).
- \*  $g_f$  : correspond à la longueur d'approche (  $g_f = 3.51$  ).
- \*  $R_1, R_2$  : rayons primitifs des engrenages.
- \*  $f$  : coefficient de frottement compris entre 0.04 et 0.06 .

La valeur la plus faible correspond aux grandes vitesses tangentielles. Pour notre cas, nous prenons un coefficient de 0.06 .

En remplaçant dans l'équation (4.94), nous obtenons un rendement :

$$\eta = 0.982$$

Nous avons choisi pour les calcul un rendement de 0.99, ce qui se rapproche de la valeur calculée.

\* Remarque : l'équation (4.94), indique que le rendement baisse lorsque la longueur d'action  $g = g_f + g_a$  augmente. Il y'a donc intérêt à avoir le plus petit module possible, compatible avec les conditions de résistance.

Théoriquement  $\eta$  est maximal lorsque  $g_a = g_a$  .

#### IV.10 CALCUL DES ROULEMENTS

##### IV.10.1 Roulements des paliers A et B (50)

Selon la figure (3.20), nous avons :

$$* Fa = 26.2 \text{ N} \quad Fr = 146.5 \text{ N}$$

Nous pouvons calculer le rapport  $F_a/F_r$  :

$$F_a/F_r = 0.2$$

A partir de l'abaque de l'annexe 2, le roulement le plus adéquat est un roulement à billes à gorge profonde.

Nous trouvons aussi :

$$R_e/F_r = 1.4$$

Alors la charge radiale équivalente :

$$R_e = 205.1 \text{ N}$$

D'où l'équation (3.51), donne le taux de charge dynamique :

$$C = 2060.4 \text{ N}$$

En se référant à [12], nous pouvons choisir deux roulements :

$$15 \text{ BC } 6003$$

#### IV.10.2 Roulements des paliers C et D (43), (50)

De même, nous calculons :

$$Fa/Fr = 0.5$$

L'abaque de l'annexe 2 nous indique un roulement à billes à gorge profonde. Et en plus un rapport :

$$Re/Fr = 1.25$$

Alors :

$$Re = 183.1 \text{ N}$$

D'où le taux de charge dynamique :

$$C = 2580 \text{ N}$$

En se référant à [12], nous pouvons choisir deux roulements :

$$17 \text{ BC } 6010 \text{ E}$$

#### IV.11 CALCUL DES PERTES ET DU RENDEMENT GLOBAL

Nous pouvons pour cela commencer par les divers roulements utilisés dans l'étude dynamique précédente. Nous avons à notre disposition une expression pour la détermination de la puissance absorbée par ces derniers :

$$Pro = \frac{Q * f * 3.14 * d * n}{1000 * 60} \quad [W] \quad (4.95)$$

- \* Q : charge s'exerçant sur le roulement.
- \* f : coefficient de frottement. Pour le cas le plus défavorable, [10] donne une valeur de 0.01 .
- \* d : diamètre de l'arbre en mm .
- \* n : vitesse de rotation.

Pour l'appui A, nous avons :

- \* d = 15 mm
- \* n = 840 tr/mn
- \* Q = RA = 432.8 N

Nous calculons une puissance dissipée de :  $ProA = 2.855 \text{ W}$

Pour l'appui B, nous avons :

- \* d = 15 mm
- \* n = 840 tr/mn
- \* Q = RB = 414.7 N

Nous calculons une puissance dissipée de :  $ProB = 2.736 \text{ W}$

Pour l'appui C, nous avons :

- \* d = 17 mm
- \* n = 300 tr/mn
- \* Q = RC = 398.7 N

Nous calculons une puissance dissipée de :

$$\text{ProC} = 1.07 \text{ W}$$

Pour l'appui D, nous avons :

- \* d = 15 mm
- \* n = 300 tr/mn
- \* Q = RB = 449.4 N

Nous calculons une puissance dissipée de :

$$\text{ProD} = 1.06 \text{ W}$$

Les pertes dues à l'engrènement, se calculent à partir de la puissance fournie par le pignon 1 ( $P_u = 1056 \text{ W}$ ) et le rendement de l'engrènement (0.99) :

$$P_{re} = P_u \cdot (1 - 0.99) \quad (4.96)$$

$$P_{re} = 10.56 \text{ W}$$

Nous obtenons finalement la perte globale de puissance, dans les roulements des paliers A, B, C, D et dans l'engrènement :

$$P_{rg} = 18.28 \text{ W}$$

Le rendement global est alors :

$$\eta_g = \frac{P_u - P_{rg}}{P_u} \quad (4.97)$$

$$\eta_g = 0.98$$

Ce rendement est compris la marge des rendements des engrenages de bonne qualité commerciale.

#### IV.12 ECHAUFFEMENT DES ENGRENAGES

Nous avons vu précédemment qu'il se produit une perte de puissance par engrènement  $P_{re}$ . Il existe également une perte de puissance extérieure à l'engrènement,  $P_r$ , due par exemple aux frottements dans les paliers, au brassage de l'huile par la roue, éventuellement à la résistance de l'air qui n'est qu'une très faible contribution [14].

Ces pertes de puissance conduisent évidemment à un dégagement de calories qui sont évacuées dans l'atmosphère par convection, par radiation et par conduction par les arbres.

En résumé, nous ne considérerons que les deux moyens de dissipation thermique principaux, nous noterons la dissipation thermique du carter et celle du réfrigérant (ici l'huile).



Pour cela, nous prendrons une température ambiante de 25°C, ainsi qu'une température moyenne de régime de 50°C [15] en signalant qu'il est courant d'admettre des températures de fonctionnement de l'ordre de 80°C à 90°C. Il faut évidemment utiliser une huile conservant une certaine viscosité à de telles températures, mais ceci sera étudié plus tard, ainsi nous étudierons successivement ces deux procédures de dissipation.

#### IV.12.1 Capacité thermique d'un engrenage sous carter

Nous pouvons affecter à un carter une certaine capacité de " dissipation thermique " qui dépend des dimensions de ce carter et de l'environnement.

La capacité de dissipation thermique peut ainsi s'écrire de la manière suivante :

$$P_{\text{carter}} = \epsilon * \sigma * T^4 * S \quad (4.98)$$

Où :

$\epsilon$  : représente l'émissivité du carter.  
égale à 0.28 pour le fer galvanisé sale.

$\sigma$  : constante de Stephan Boltzman.

égale à 5.669E-8 W/m<sup>2</sup> K<sup>4</sup>

T : température de fonctionnement (90°C = 363 K).

S : surface qui participe à la radiation.

égale à 0.044 m<sup>2</sup> (voir dessin).

Considérons le réducteur dont la perte de puissance totale se lève à :

$$P_{\text{rg}} = 0.01828 \text{ KW.}$$

En sachant que : 1 KW = 860 KCal/heure alors :

$P_{\text{rg}} = 15.72 \text{ KCal/h}$
--

Le carter peut dissiper, suivant (4.98), une puissance :

$$P_{\text{carter}} = 10.32 \text{ W}$$

Donc :  $P_{\text{carter}} = 8.88 \text{ KCal/h.}$



#### IV.12.2 Débit d'huile pour l'évacuation des calories

Le lubrifiant doit être choisi convenablement, nous déterminerons la viscosité qu'il doit présenter à la température de fonctionnement en régime de palier.

Le point critique de fonctionnement sera dans notre cas de 80°C à 90°C. La viscosité doit garantir l'existence du régime fluide avec une sécurité convenable par rapport à ce point critique. Nous choisissons une huile courante de viscosité Engler au point de fonctionnement, à 50°C de 2.8°E à 3.1°E et à 100°C de 1.4°E.

Le point d'inflammabilité est à 210°C.

Le poids spécifique à 15°C est de 0.865 Kg/l =  $\zeta$ .

D'après UBBELOHDE, nous avons [15] :

$$\mu = \rho [ 0.0731^\circ E - 0.0631/^\circ E ] \quad (4.99)$$

$\mu$  : viscosité dynamique en poise.

d'où un point de fonctionnement à 50°C la viscosité dynamique est de 0.16 à 0.18 poise.

Nous relèverons aussi la chaleur spécifique volumique de cette huile qui est de l'ordre de 0.40 KCal/1°C. Nous aurons alors un débit volumique d'huile donné par l'expression suivante [14] :

$$Q_v = \frac{\text{Préf}}{D_{tr} * C_p} \quad (4.100)$$

Où :

Préf : perte de puissance dissipée par le réfrigérant calculée comme suit :

$$\text{Préf} = P_{rg} - P_{carter}$$

Préf = 6.84 KCal/h
--------------------

D<sub>tr</sub> : chute de température du réfrigérant que nous supposons de l'ordre de 10°C [14].

C<sub>p</sub> : chaleur spécifique de l'huile = 0.40 KCal/1°C.

Il en résulte donc un débit d'huile d'environ :

Q <sub>v</sub> = 1.71 l
-------------------------

Ce débit sert à la lubrification des dentures et des paliers. Le volume de la réserve d'huile est calculé en tablant sur un certain nombre de passages.

Ce nombre de passages ne doit être ni trop faible (question de volume du carter ou du réservoir), ni trop important (brassage important de l'huile d'où oxydation possible). La valeur pratique est comprise entre 4 et 6 [14].

Soit donc, pour le cas traité, une réserve d'huile comprise entre :

$$V_{\min} = 0.285 \text{ l} \quad \text{et} \quad V_{\max} = 0.427 \text{ l}.$$

Pour notre part, nous utilisons la lubrification par barbotage, de ce fait nous aurons donc une hauteur d'huile de :

$$h = V/S' \quad (4.101)$$

Avec :

$S'$  : surface de fond de carter. En estimant cette surface sur le dessin :

$$S' = 0.018 \text{ m}^2 .$$

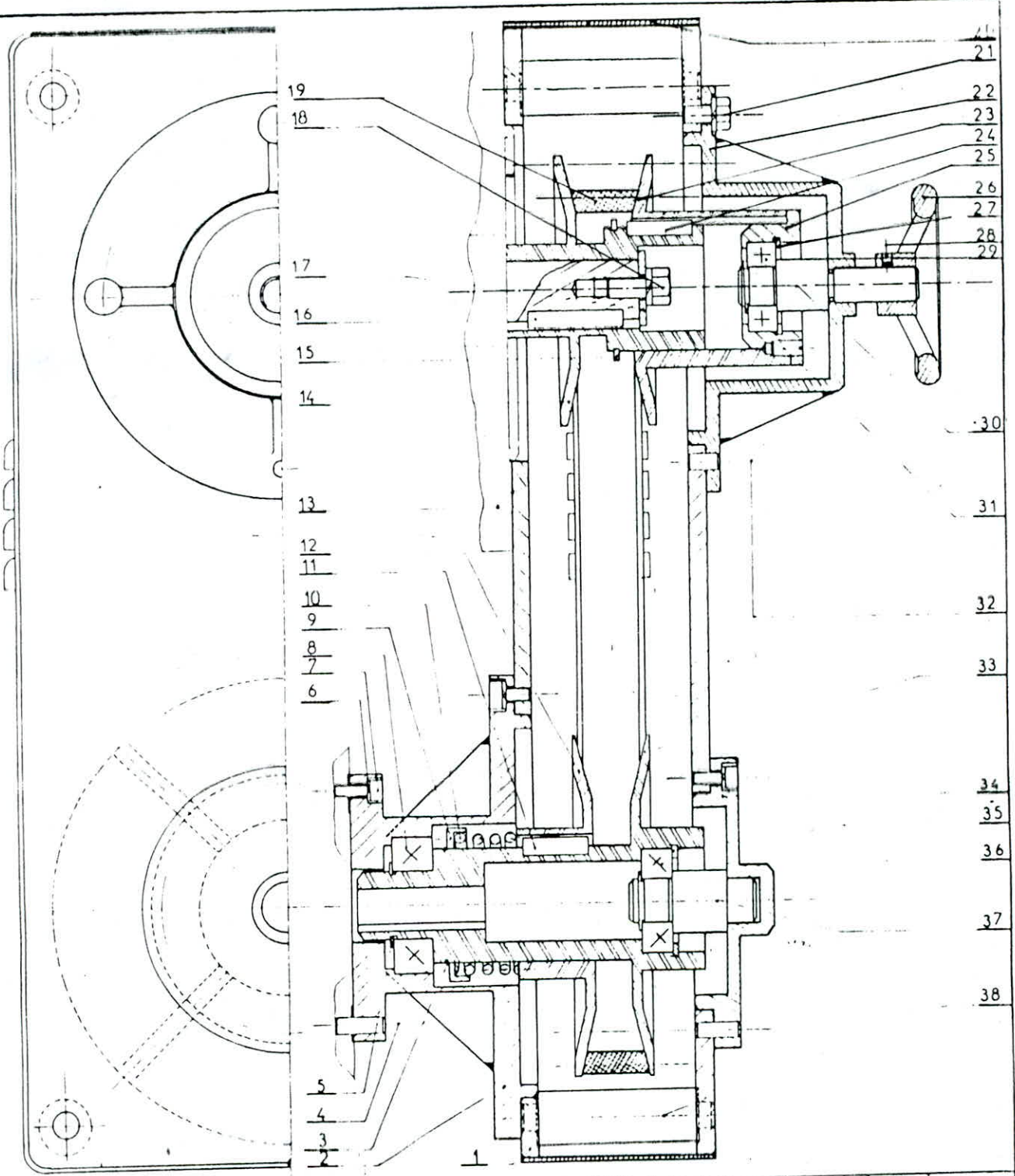
$V$  : volume de réserve d'huile soit :

$$V_{\min} = 0.4075E-3 \text{ m}^3 \quad \text{et} \quad V_{\max} = 0.6113E-3 \text{ m}^3 .$$

D'où :

$$h_{\min} = 15.83 \text{ mm} \quad \text{et} \quad h_{\max} = 23.75 \text{ mm}.$$

CHAPITRE V : DESSINS DE CONCEPTION



N°	Designation	Qté	Mat	Observ
14	MVR00.01.12	1	A 50	NFA02.005
17	MVR00.01.11	1	A 50	NFA02.005
16	Roulement 17 BT 02 EE	1	150 R 300	
15	Circlips 30 x 2	1	XC 75	NFE 27 163
14	Couvercle	1	A 70	NFA02.005
13	MVR00.01.09	1	A.U 4 G	NFA02.104
12	Flaque Fixe	1	A 33	NFA02.005
11	Vis sans tête Imbriqué M5-12	1	A 70	NFA02.005
10	MVR00.01.08	1	A 50	NFA02.005
9	Roulement 15 BT 02 EE	1	150 R 300	
8	Vis sans tête Imbriqué M4-6	1	A 60	NFE 27 110
7	Circlips 33 x 2	1	XC 75	NFE 27 163
6	Valant Appui des clavettes	1	NFE 21.414	
5	Support	1	E 24	NFE 27 656
4	MVR00.01.07	1	A.U 4 G	NFA02.104
3	Clavette // A 6 x 7 x 25	1	A 33	NFA02.005
2	MVR00.01.06	1	A 42	NFE 27 311
1	MVR00.01.05	1	A 33	NFA02.005
21	Flaque Mobil	1	A 42	NFE 27 311
20	Couvercle	1	E 24	NFE 27 656
19	Vis HM 6 10	1	A 70	NFA02.104
18	Tôle	1	A 70	NFA02.104
17	Couronne W 25	1	A 42	NFE 27 311
16	Vis HM 6 12	1	E 24	NFE 27 656
15	Rodille LT 8 H	1	E 24	NFE 27 656
14	Clavette // A 6 x 7 x 26	1	XC 75	NFE 27 163
13	Circlips 30 x 2	1	A.U 4 G	NFA02.104
12	MVR00.01.04	1	A.U 4 G	NFA02.104
11	Flaque Fixe	1		
10	Designation	NB	Mat	Observ

N°	Designation	Qté	Mat	Observ
13	Moteur Enel 900 100 0904 1041	1		
12	MVR00.01.03	1	A.U 4 G	NFA02.104
11	Flaque Mobil	1	E 24	NFE 27 656
10	Clavette // A 8 x 7 x 25	1	XC 65	NFE04.115
9	Ressort	1	A 33	NFA02.005
8	MVR00.01.02	1	150 R 300	
7	Roulement 25 BT 02 EE	1		
6	Vis CHc M5-12	10	A 42	NFE 27 161
5	Manivelle W 5	10	XC 65	NFE 27 656
4	Circlips 25 x 12	1	XC 75	NFE 27 163
3	Pied de Positionnement	2	A 33	NFA02.104
2	Annexe	1	A 37	NFA02.104
1	MVR00.01.01	1	A 70	NFA02.104
0	MVR00.01.00	1	A 70	NFA02.104
RP	N° dessin	Designation	NB	Mat

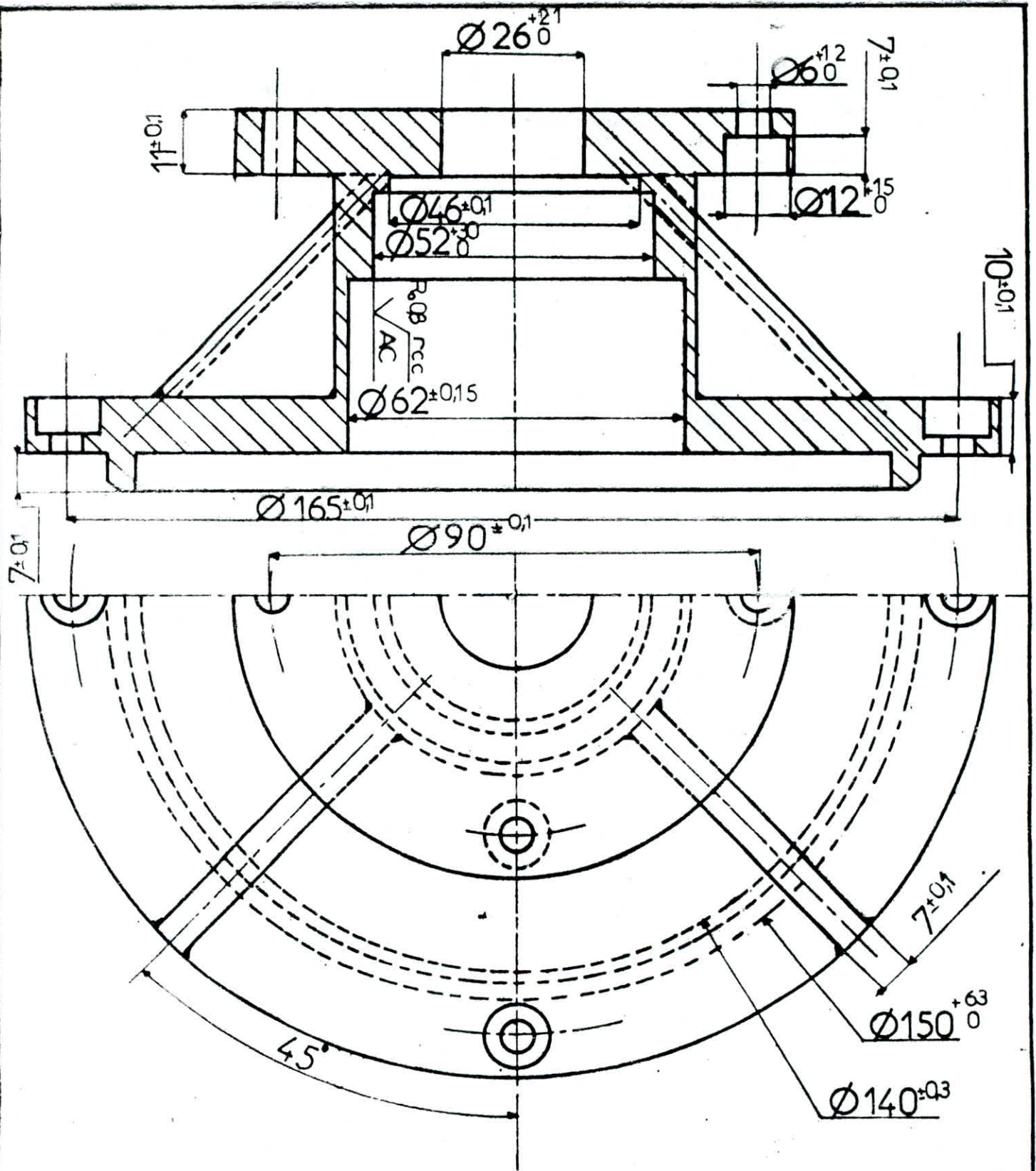
**ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE**

Echelle	Masse		<b>VARIATEUR DE VITESSE</b>
			<b>ENP</b> Dép G Mécanique
			MVR 00 01









# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse	
1		
Etudiants	H.Aoudjit	
	W.Maref	
Promoteurs	B. Guergueb	
	I. Belhadef	

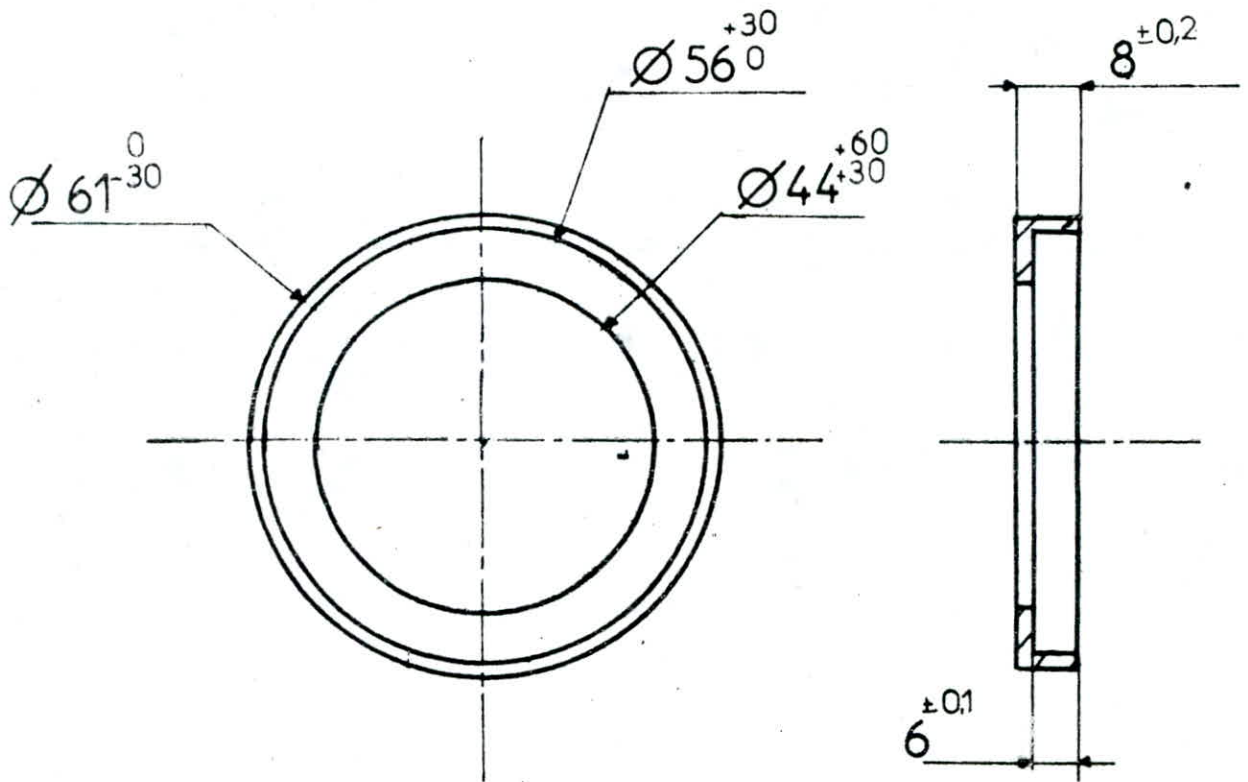
**COUVERCLE**

A 70

**E N P**

Dép. G. Mécanique

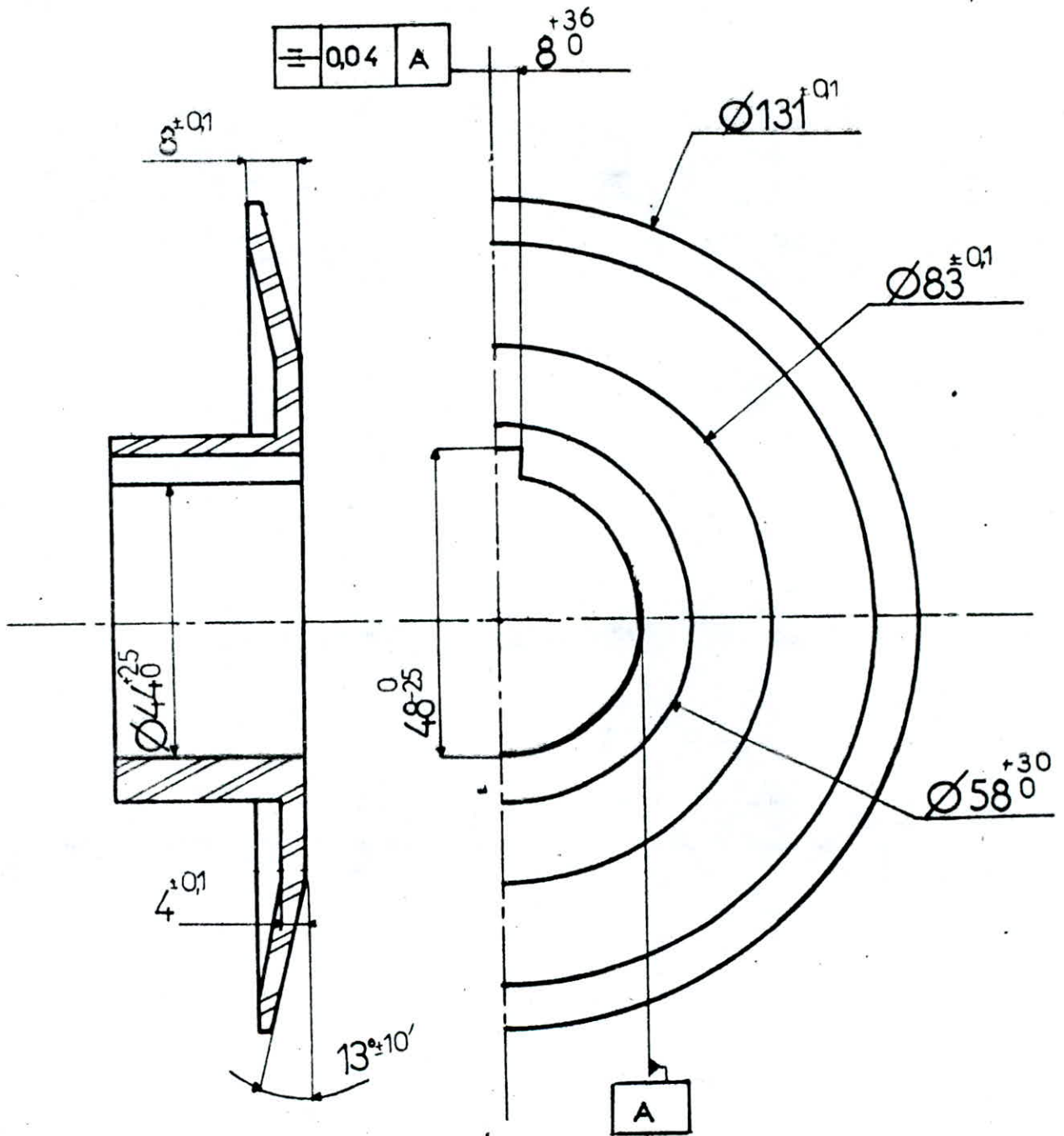
MVR 00 01 01



# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		CAGE	E N P
1				
Etudiants	H.Aoudjit		A 33	Dép. G. Mécanique
	w. Maref			
Promoteurs	B. Guergueb		MVR 00 01 02	
	I. Belhadef			





# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

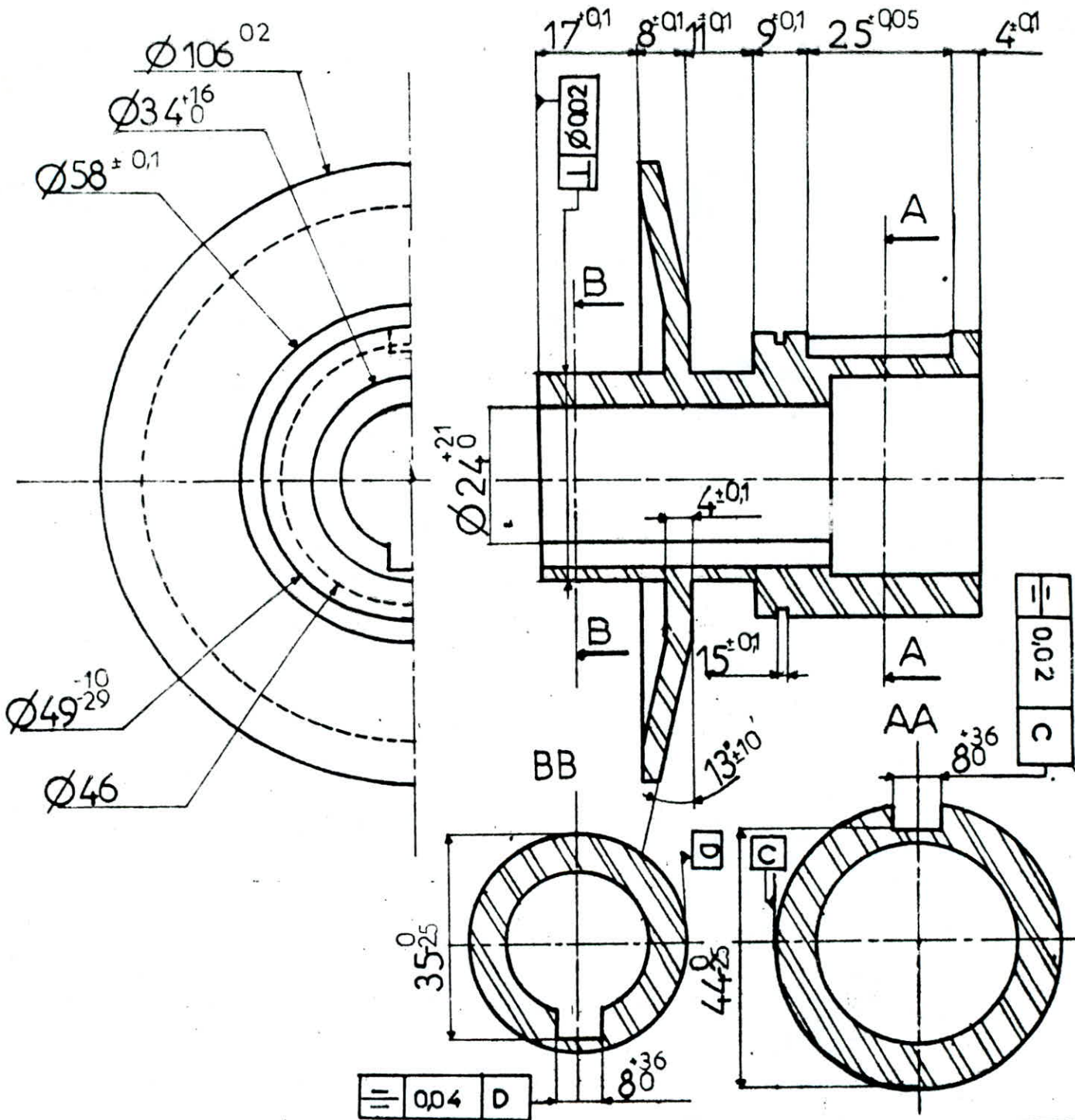
Echelle	Masse	
1		
Etudiants	H. Aoudjit	
	W. Maref	
Promoteurs	B. Guergueb	
	E. Beldhadef	

FLASQUE  
MOBIL

E N P  
Dép. G. Mécanique

A. U 4 G

MVR 00 01 03



# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse	
1		
Etudiants	H. Aoudjit	
	w. Maref	
Promoteurs	B. Guenguab	
	I. Belhodef	

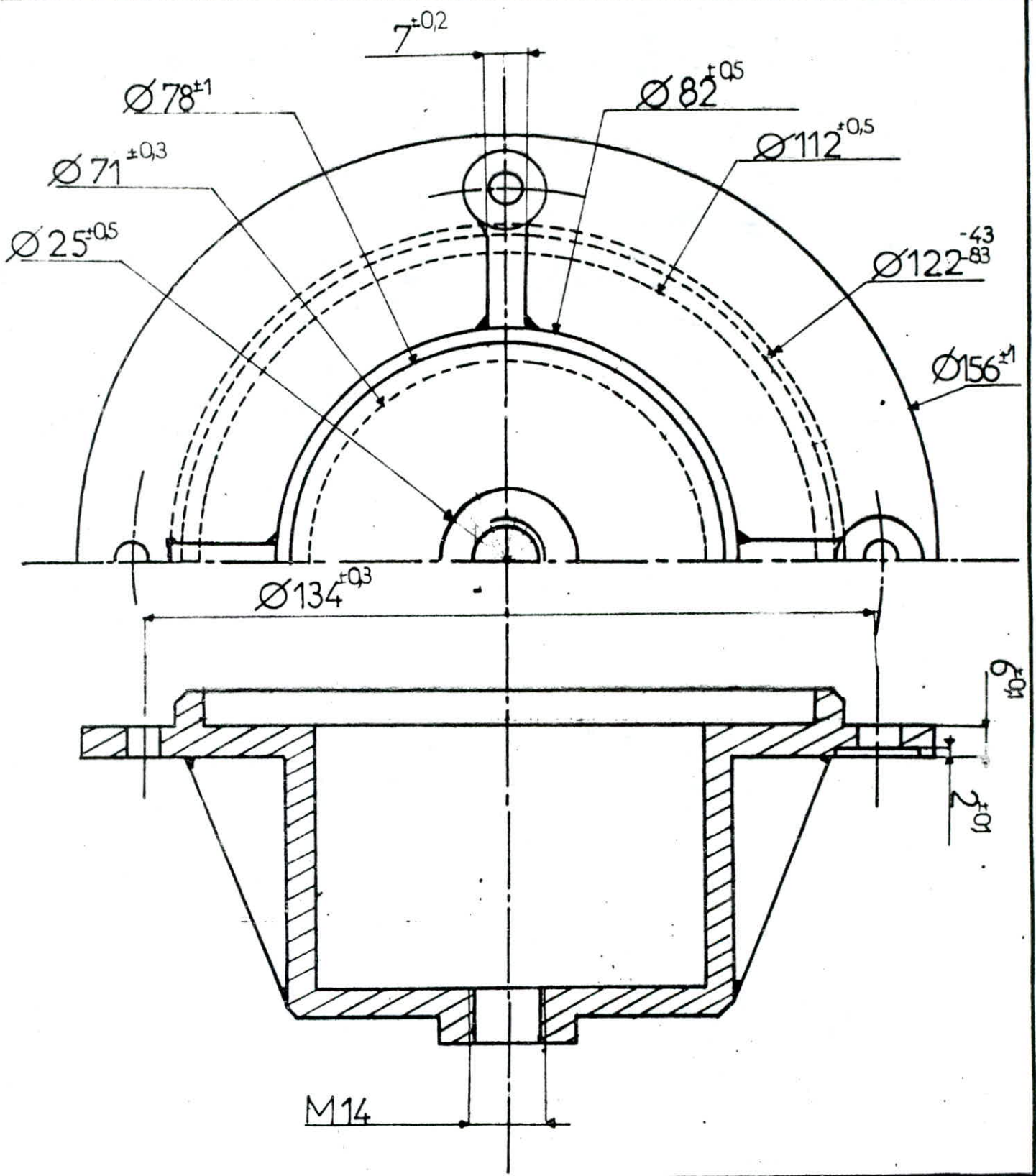
FLASQUE  
FIXE

ENP  
Dép. G. Mécanique

A.U 4 G

MVR 00 01 04

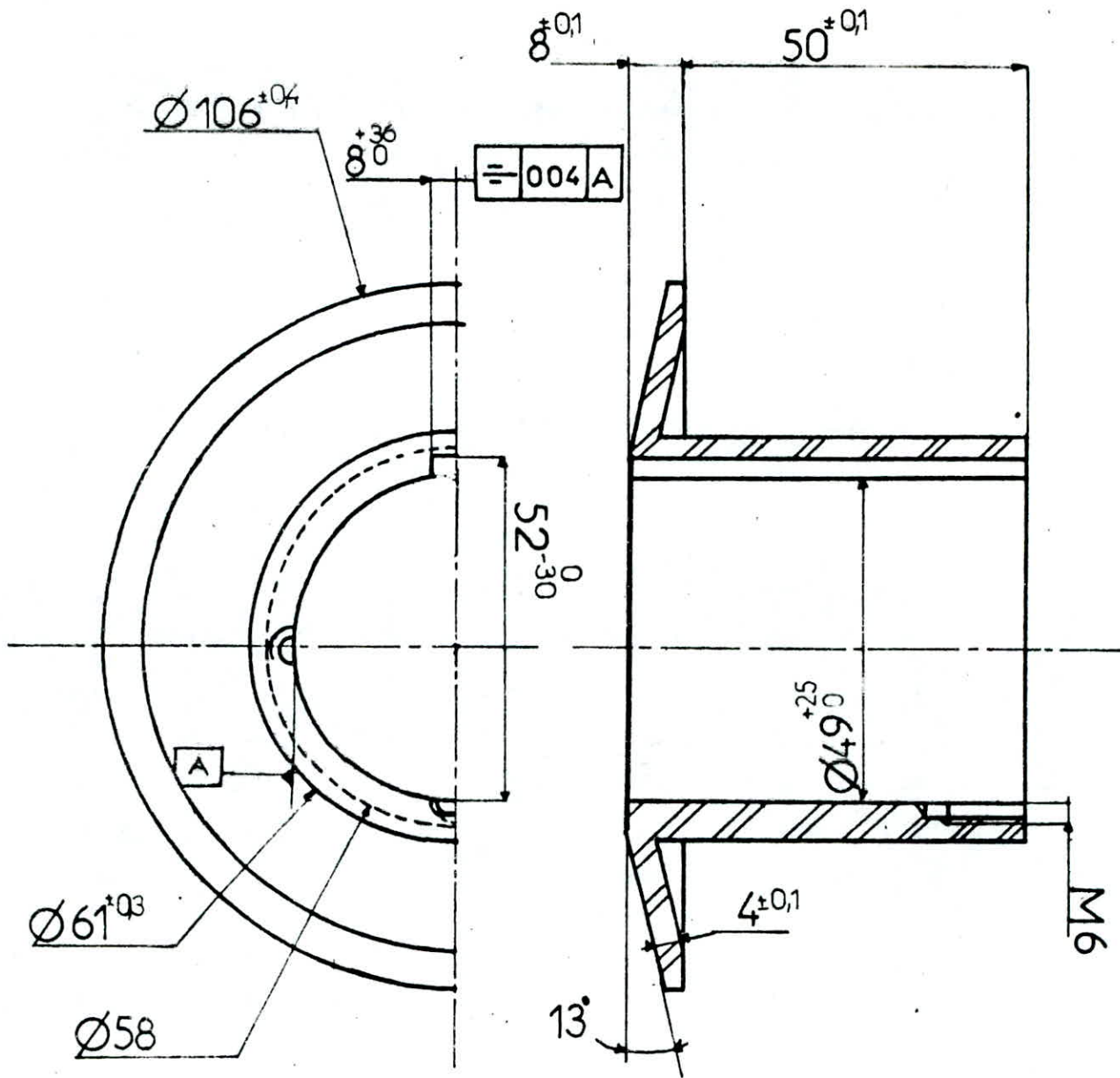




# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

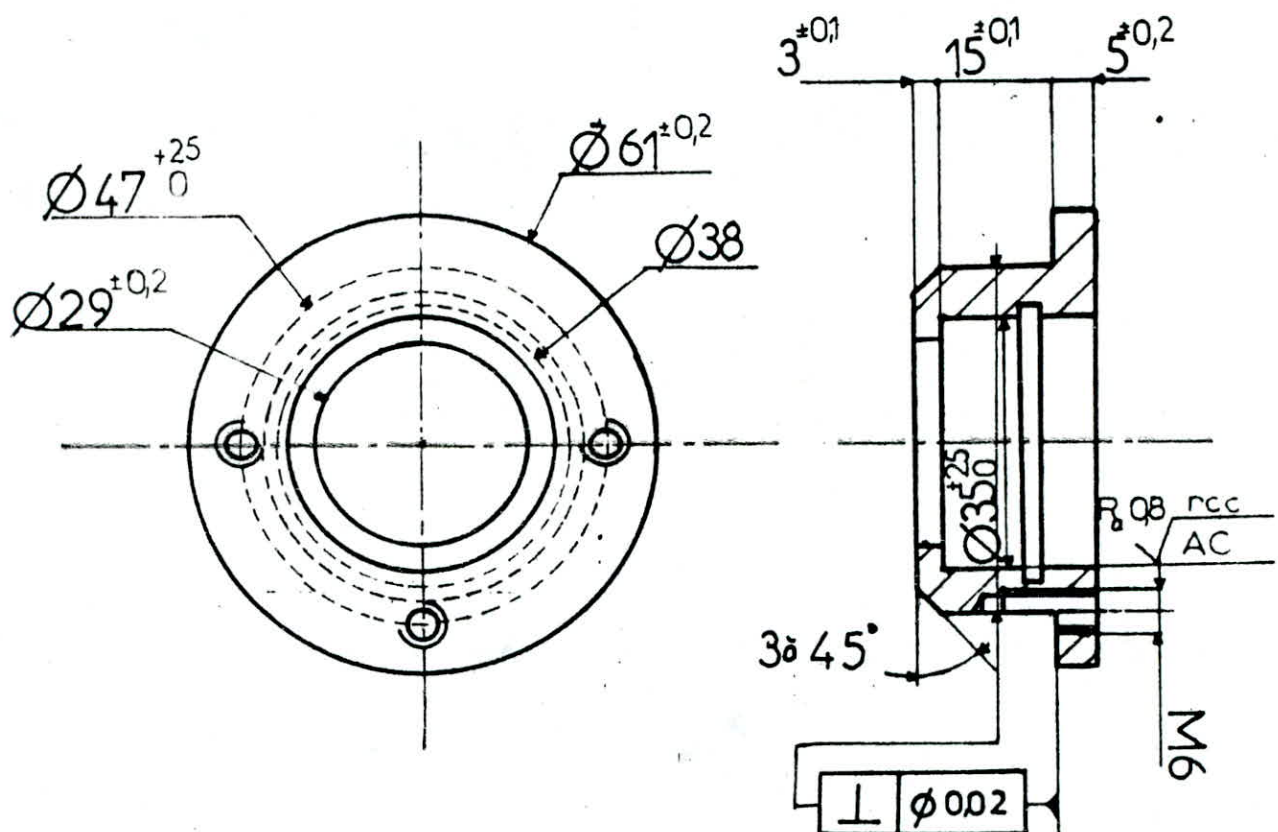
Echelle	Masse		COUVERCLE	E N P
1				
Etudiants	H. Aoudjit		Dép G. Mécanique	MVR 00 01 05
	W. Maref			
Promoteurs	B. Guergueb			
	I. Belhadef			
			A 70	





# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		<p style="text-align: center;">FLASQUE MOBIL</p>	<p style="text-align: center;">E N P</p> <p style="text-align: center;">Dép. G. Mécanique</p>
1				
Etudiants	H. Aoudjit		<p style="text-align: center;">A. U. 4 G</p>	<p style="text-align: center;">MVR 00 01 06</p>
	w. Maref			
Promoteurs	B. Guergueb			
	I. Belhadef			



# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse	
1		
Etudiants	H. Aoudjif	
	W. Maref	
Promoteurs	B. Guergueb	
	I. Belhadef	

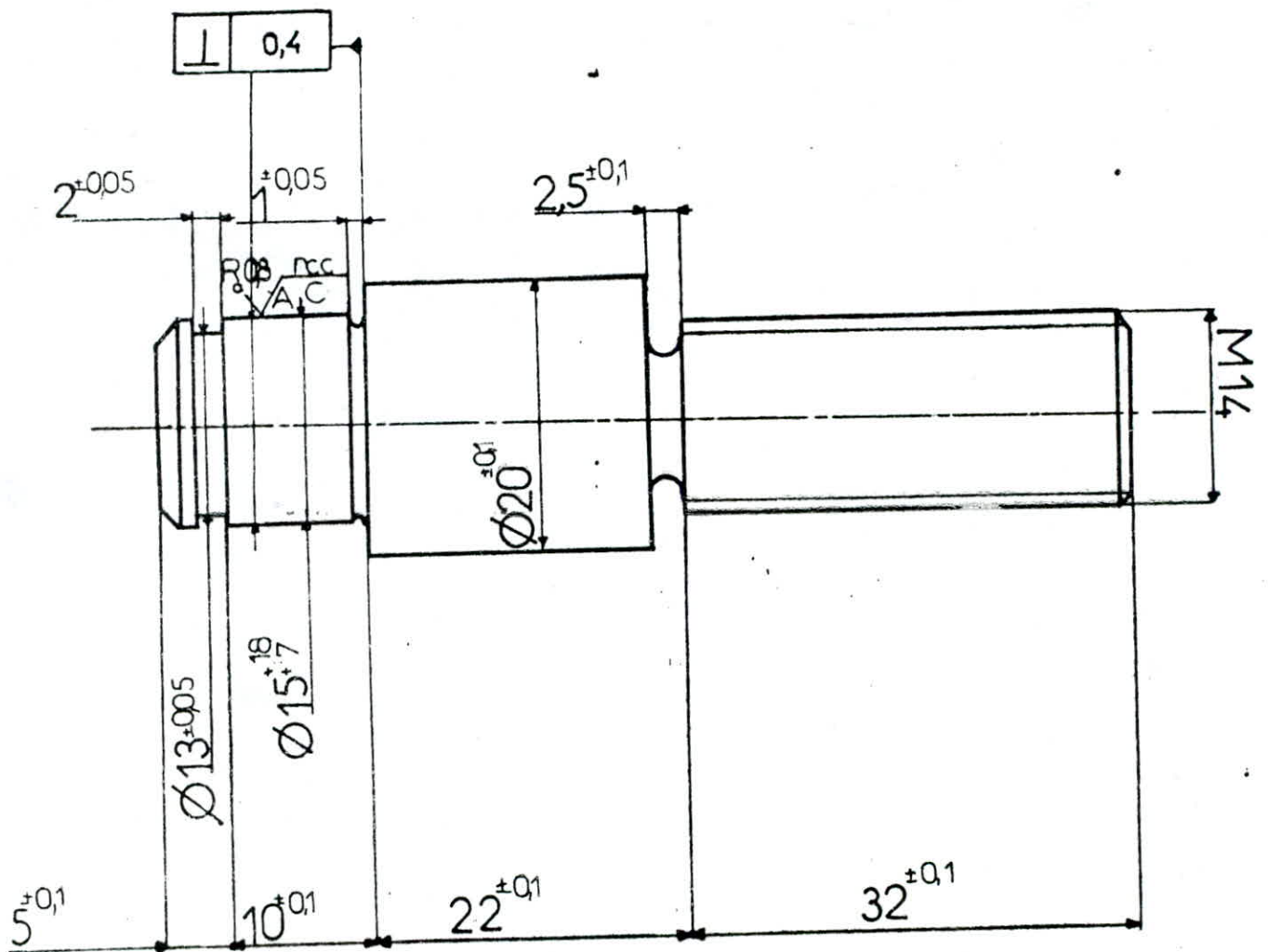
SUPPORT

E 26

ENP

Dép. G. Mécanique

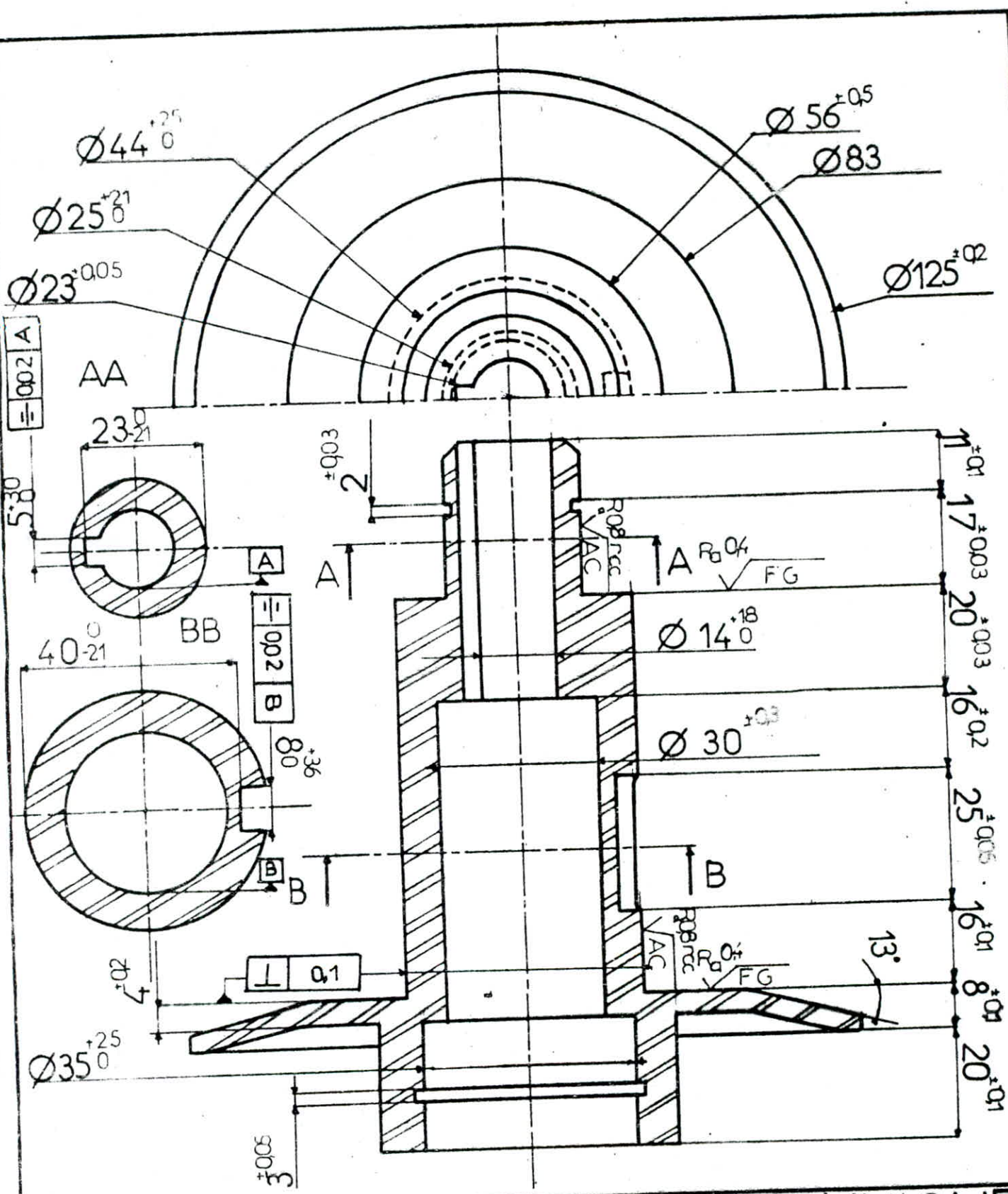
MVR 00 01 07



# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		<p style="text-align: center;">AXE</p>	<p style="text-align: center;">ENP</p> <p style="text-align: center;">Dép.G.Mécanique</p>
2				
Etudiants	H. Aoudjit		<p style="text-align: center;">A 50</p>	<p style="text-align: center;">MVR 00 01 08</p>
	w. Maref			
Promoteurs	B. Guergueb			
	I. Belhadef			





ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse	
1		
Etudiants	H.Aoudjit	
	w.meref	
Promoteurs	B.Guergueb	
	I.Belhaded	

FLASQUE  
FIXE

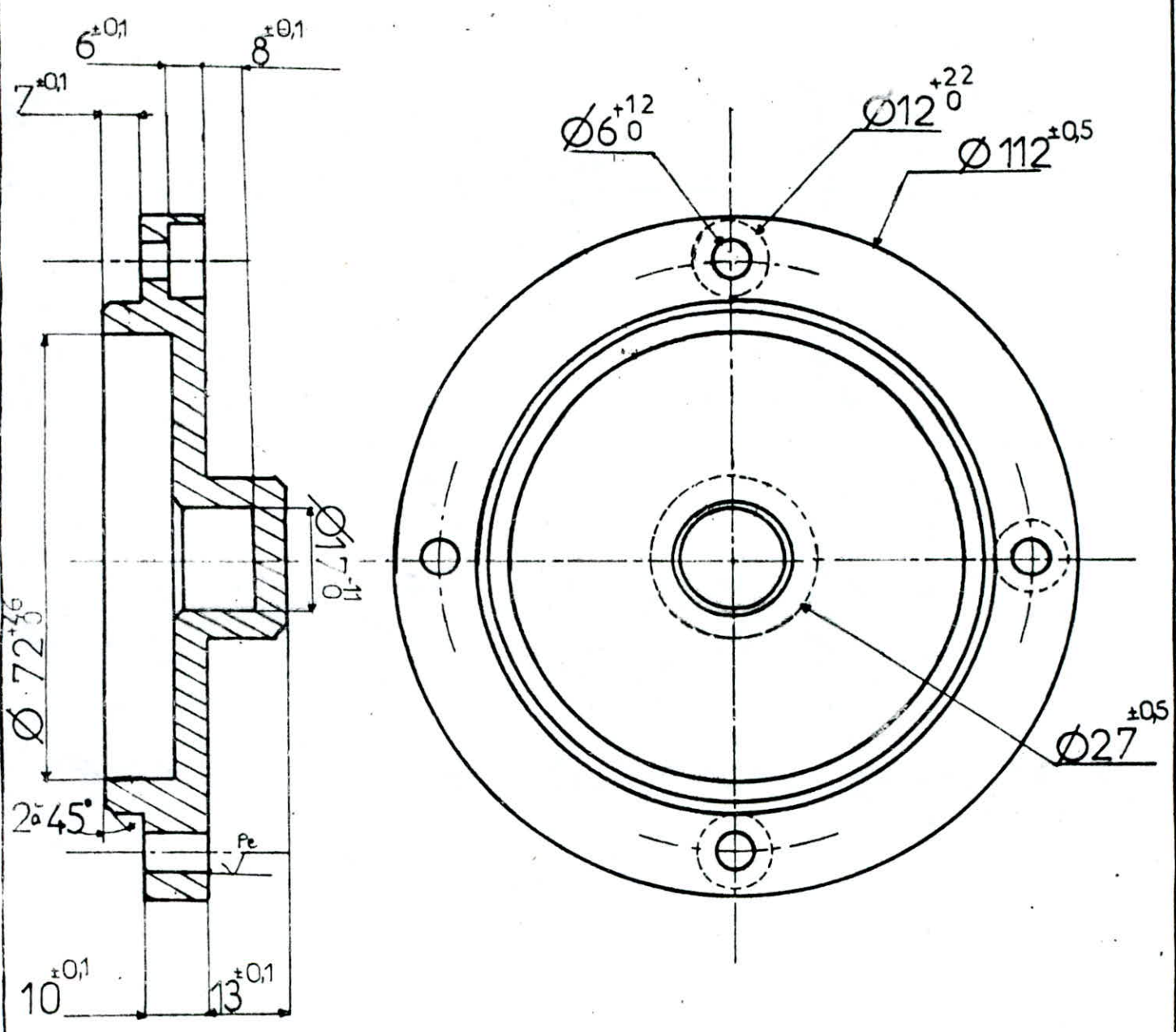
A-U 4 G

E N P

Dép. G. Mécanique

MVR 00 01 09





# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse	
1		
Etudiants	H. Aoudjit	
	W. Maref	
Promoteurs	B. Guergueb	
	I. Belhadef	

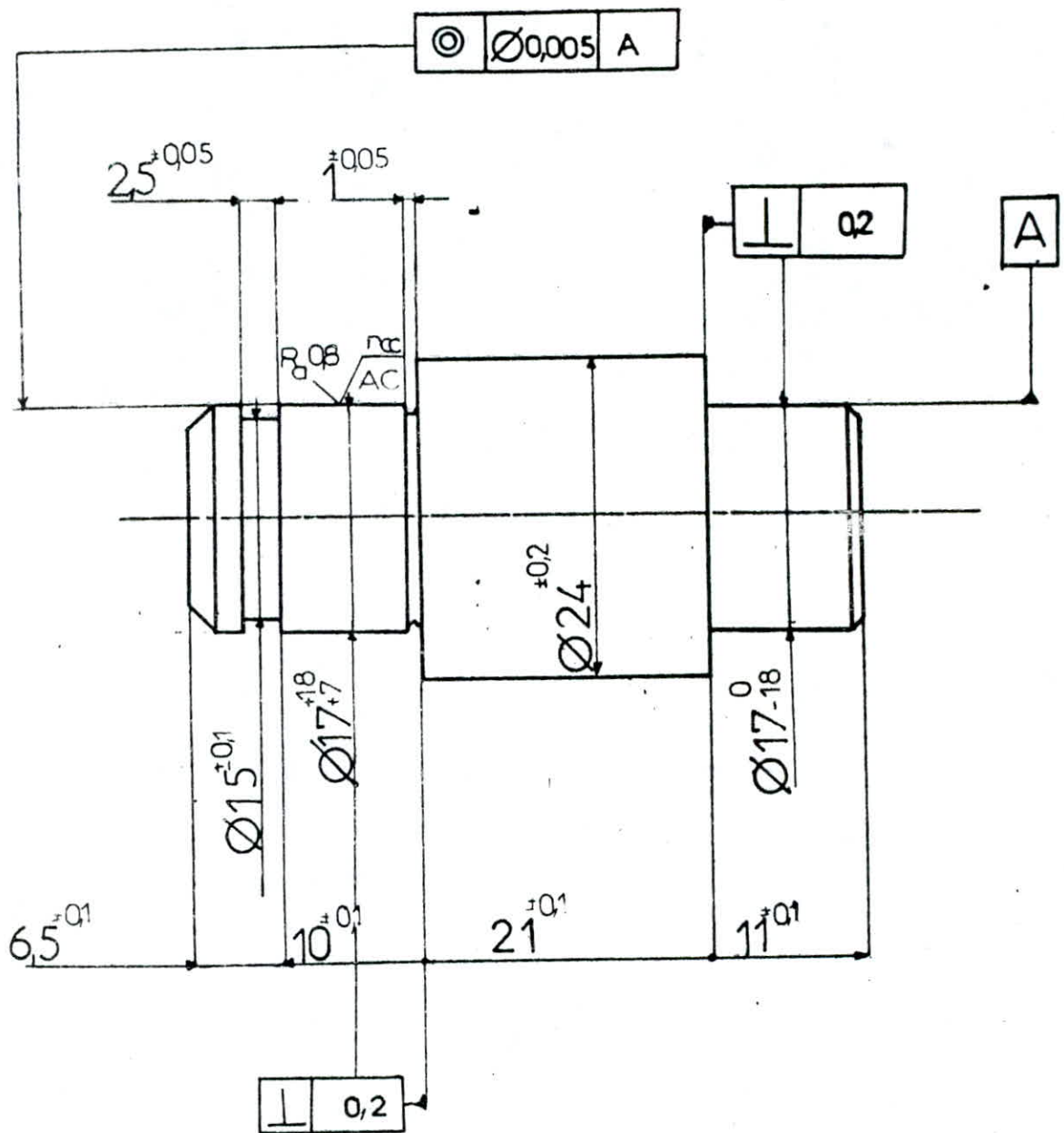
COUVERCLE

A 70

ENP

Dép. G. Mécanique

MVR 00 01 10

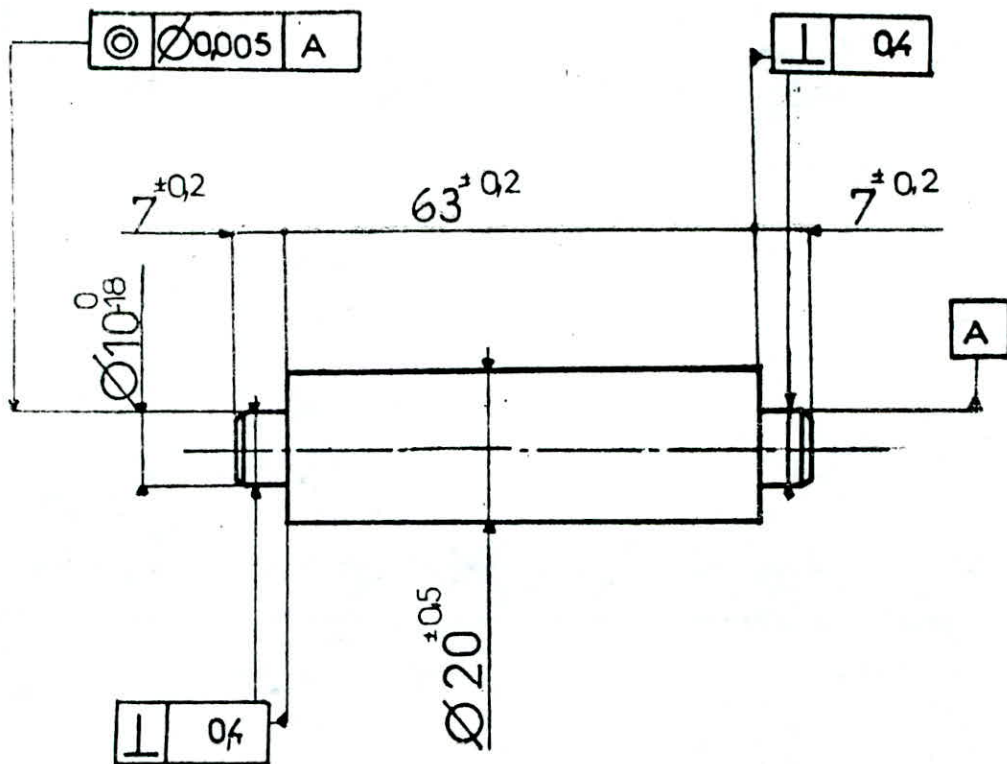


# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse	
2		
Etudiants	H. Aoudjit w/ Maref	
Promoteurs	B. Guergueb I. Belhodef	

<h2>AXE</h2>	
A	50

<h2>ENP</h2> <p>Dép G. Mécanique</p>
<p>MVR 00 01 11</p>



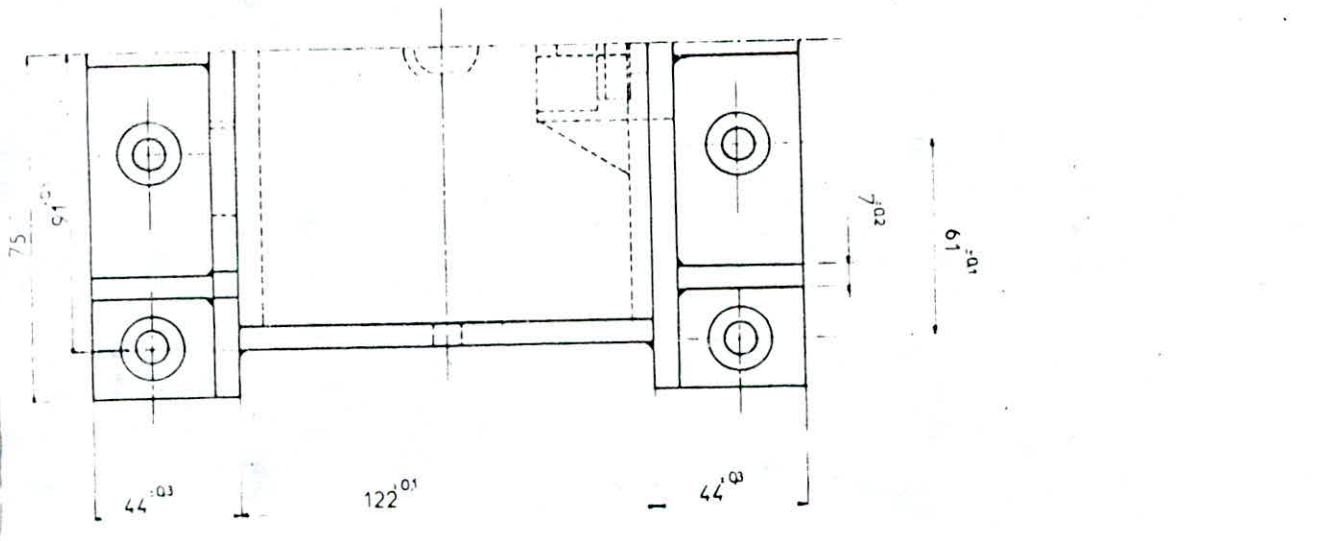
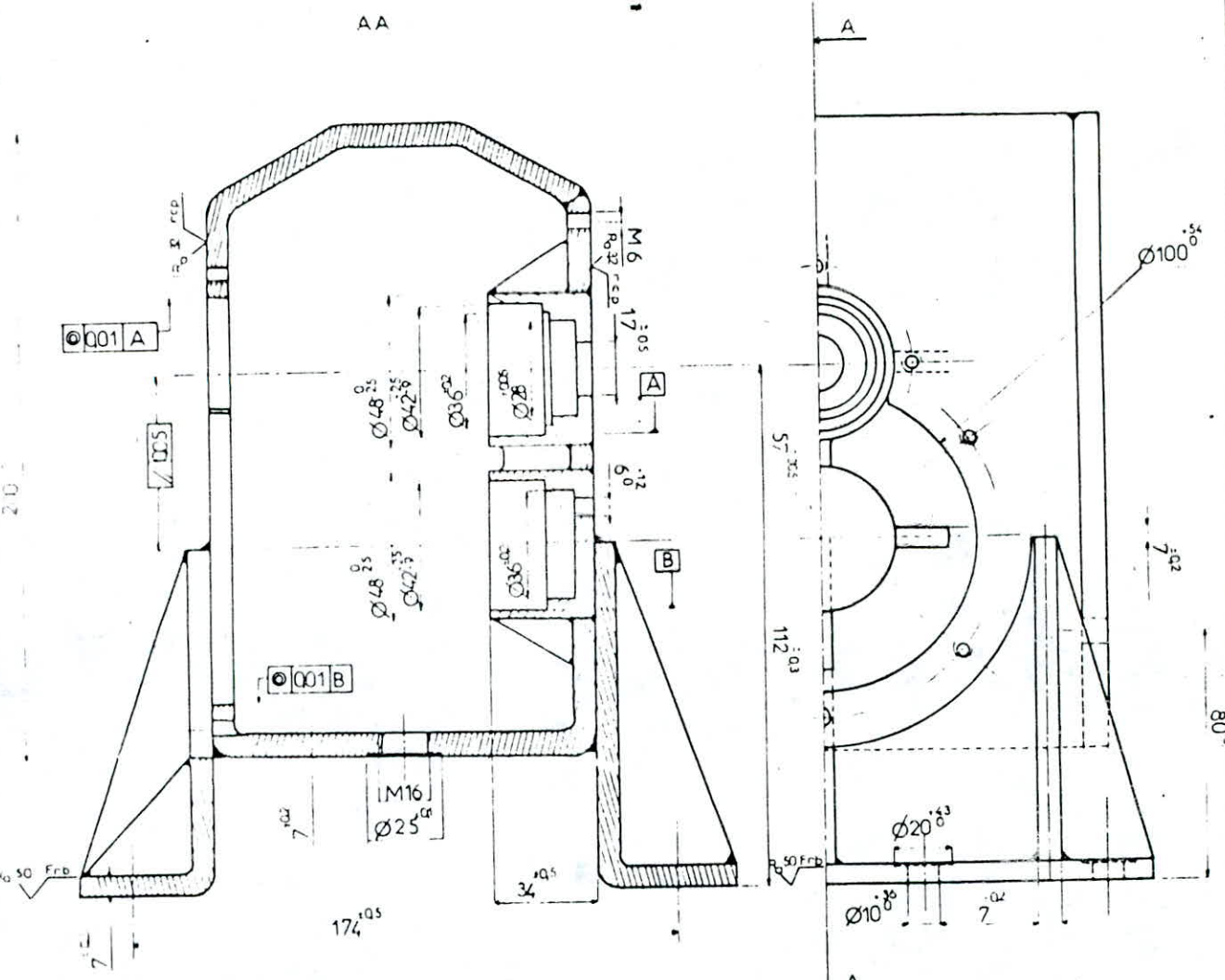
# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		<p style="text-align: center;">AXE</p>	<p style="text-align: center;">ENP</p> <p style="text-align: center;">DépG.Mécanique</p>
1				
Etudiants	H. Aoudjit		<p style="text-align: center;">A 50</p>	<p style="text-align: center;">MVR 00 01 12</p>
	w/ Maref			
Promoteurs	B. Guergueb			
	I. Belhadef			

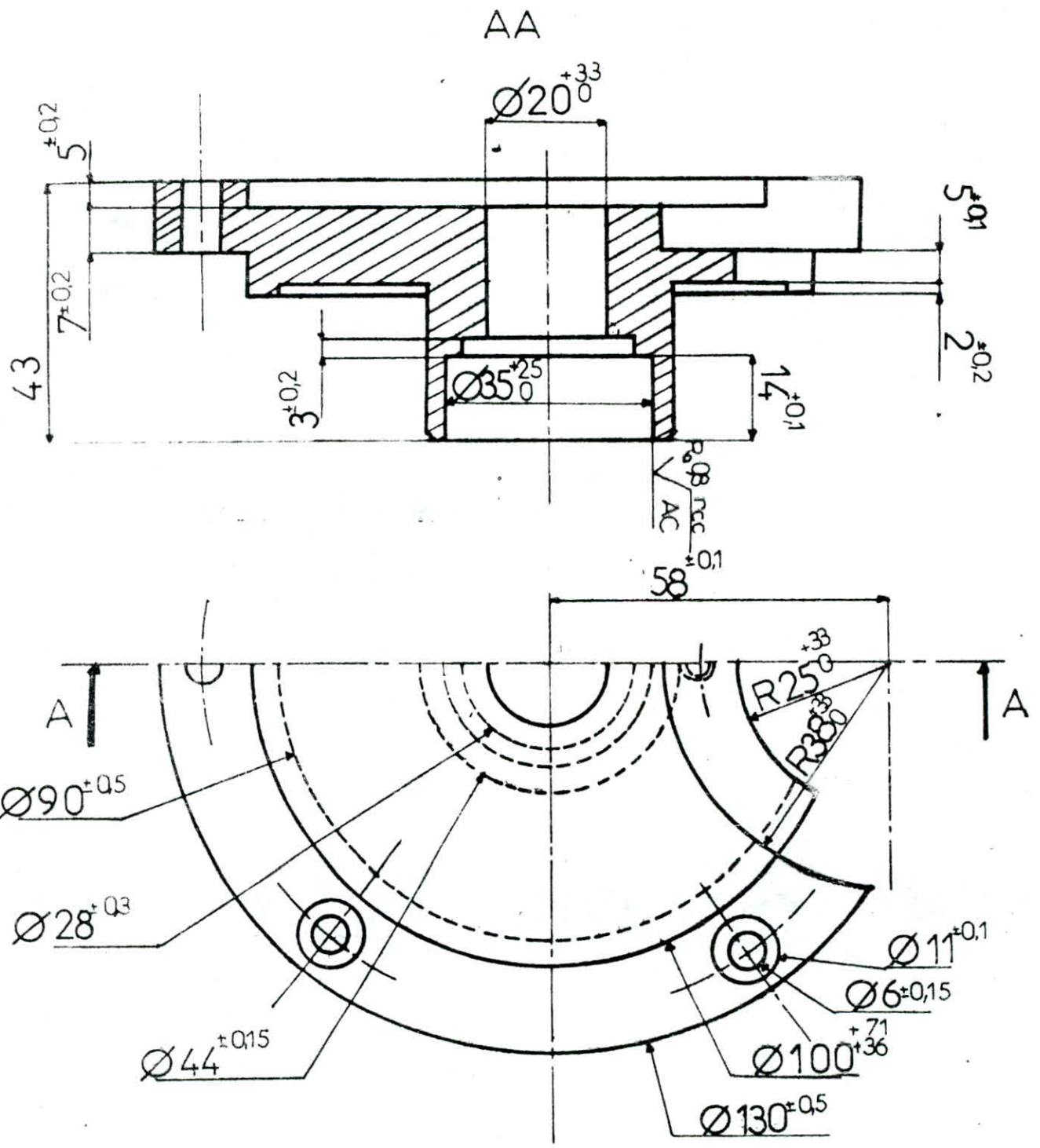







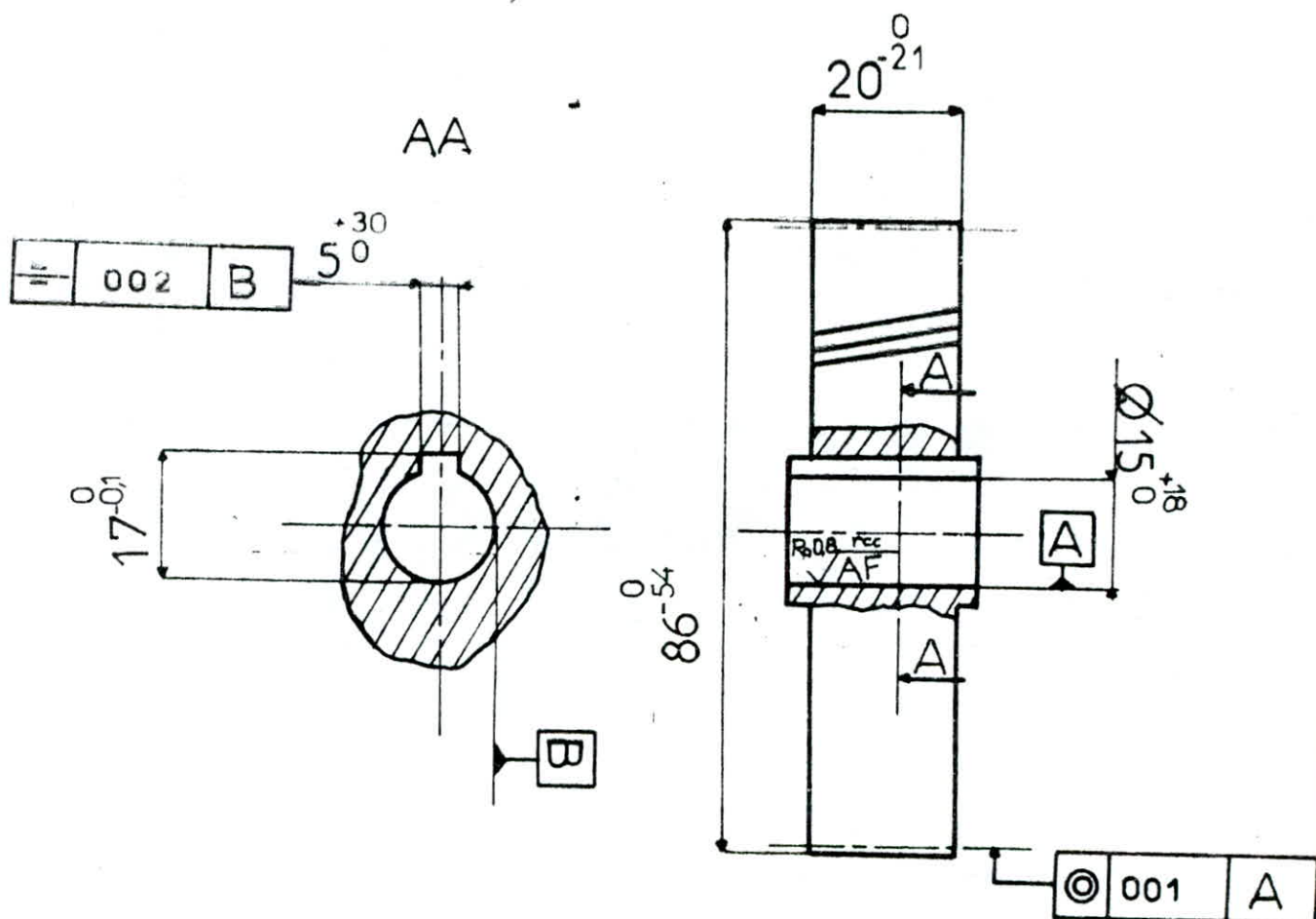


ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Échelle	Masse	⊙	CARTER
1			
Étudiants	H. Avard		E N P
Physiciens	W. Surlet		
	E. Karam		Dép. G. Mécanique
	J. Bouchard		
			A 70
			MVR 00 02 00



# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		<h2>COUVERCLE</h2>	<h2>ENP</h2>
1				
Etudiants	H. Aoudjil		Dép. G. Mécanique	MVR 00 02 01
	W. Meref			
Promoteurs	B. Guergueb I. Belhadef			
A 70				

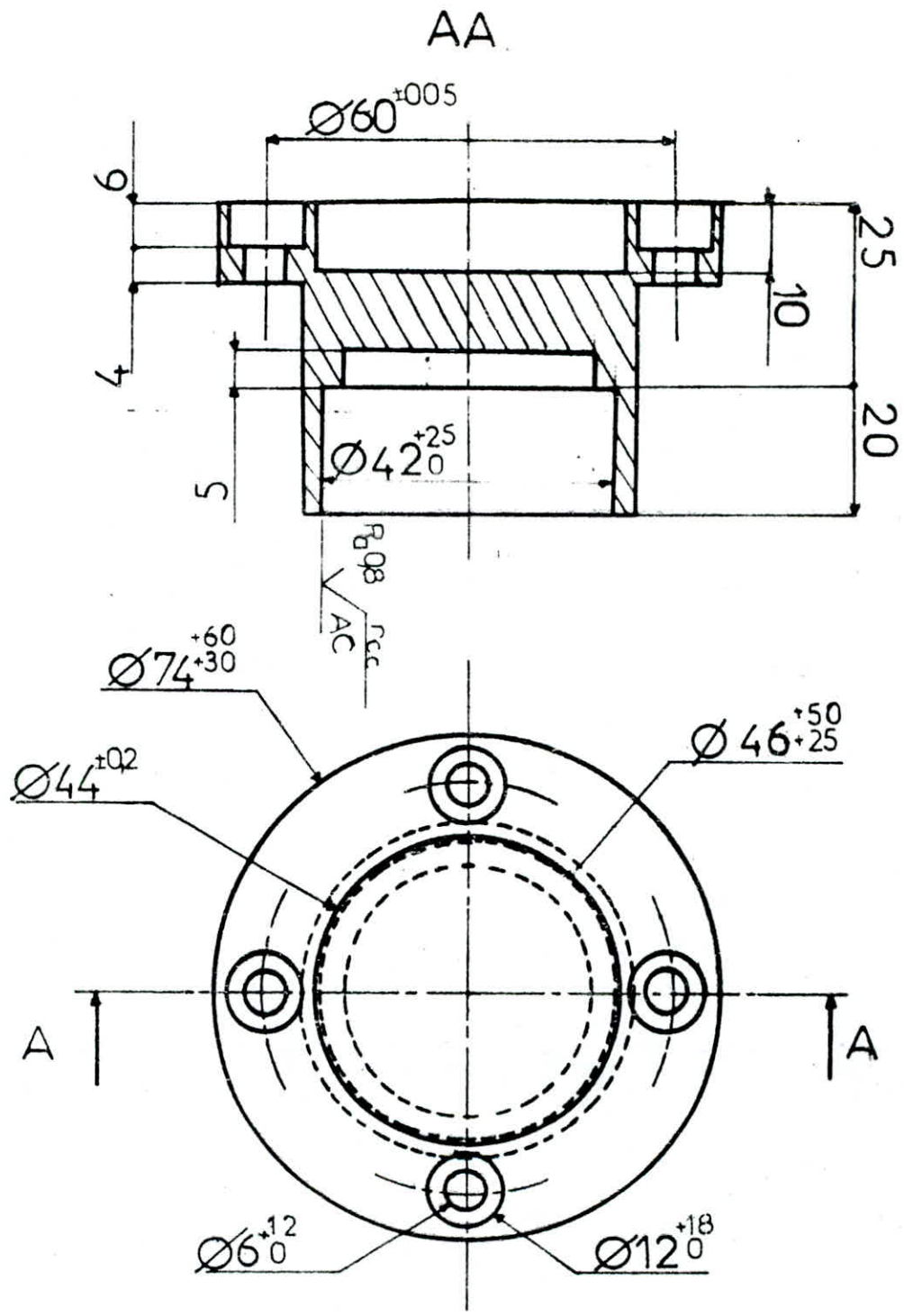


CARACTERISTIQUES DE LA ROUE			
Classe De Précision		6	
Nombres de dents	56	Angle d'hélice	10
Module réel	1,5	Sens de l'hélice	-
Diamètre Primitif	84	Rugosité des flancs	0.02

# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		ROUE DENTEE	ENP
1				
Etudiants	H.Aoudjit W.Maref			Dép.G.Mécanique
Promoteurs	B.Guergueb I.Belhadef			
			10 NC 6	MVR00 02 02



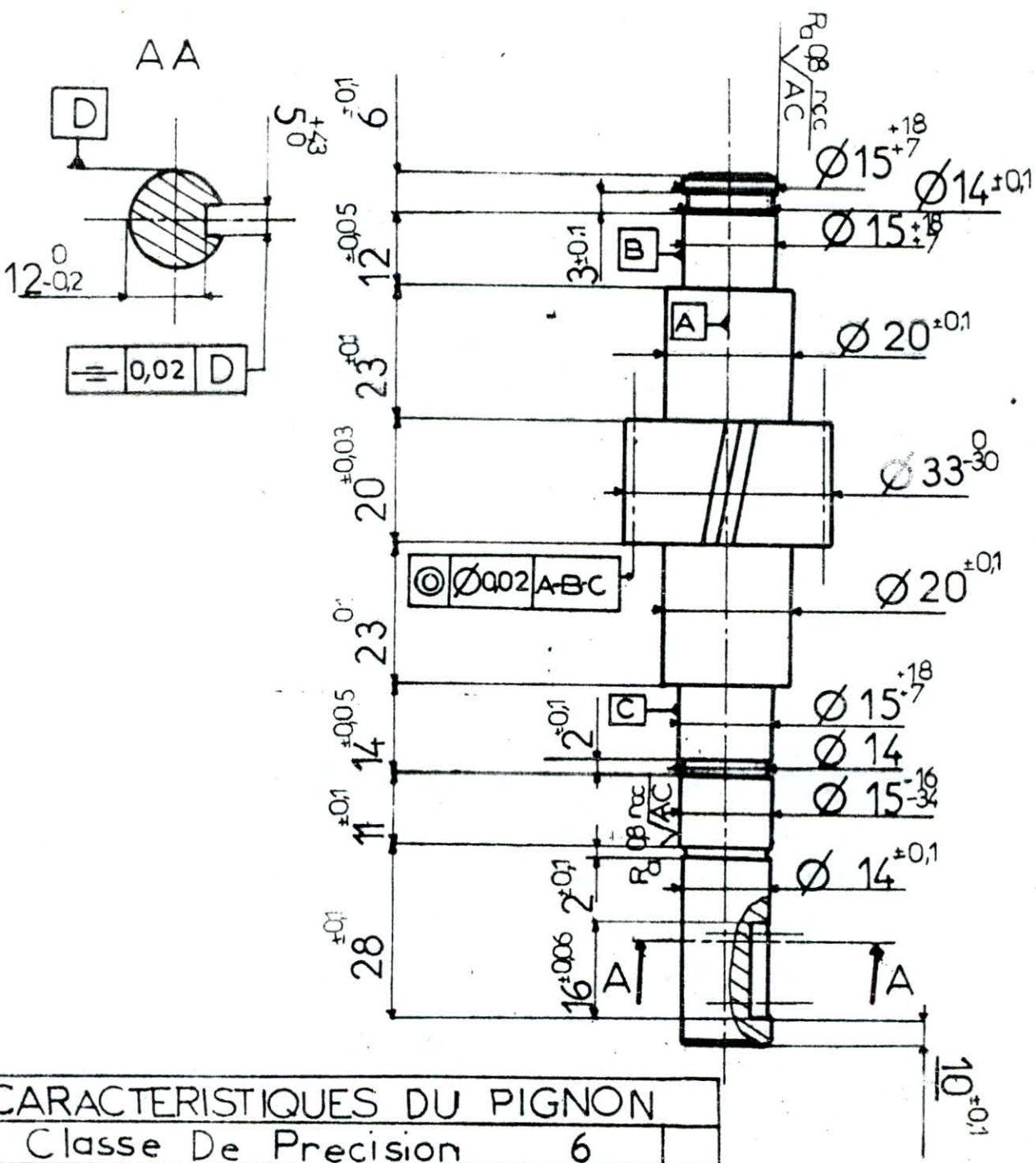


# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		COUVERCLE	E N P
I				
Etudiants	H. Aoudjit			
	w. Maref			
Promoteurs	B. Guergueb			
	I. Belhodef		A 70	MVR 00 02 03

Dép. G. Mécanique

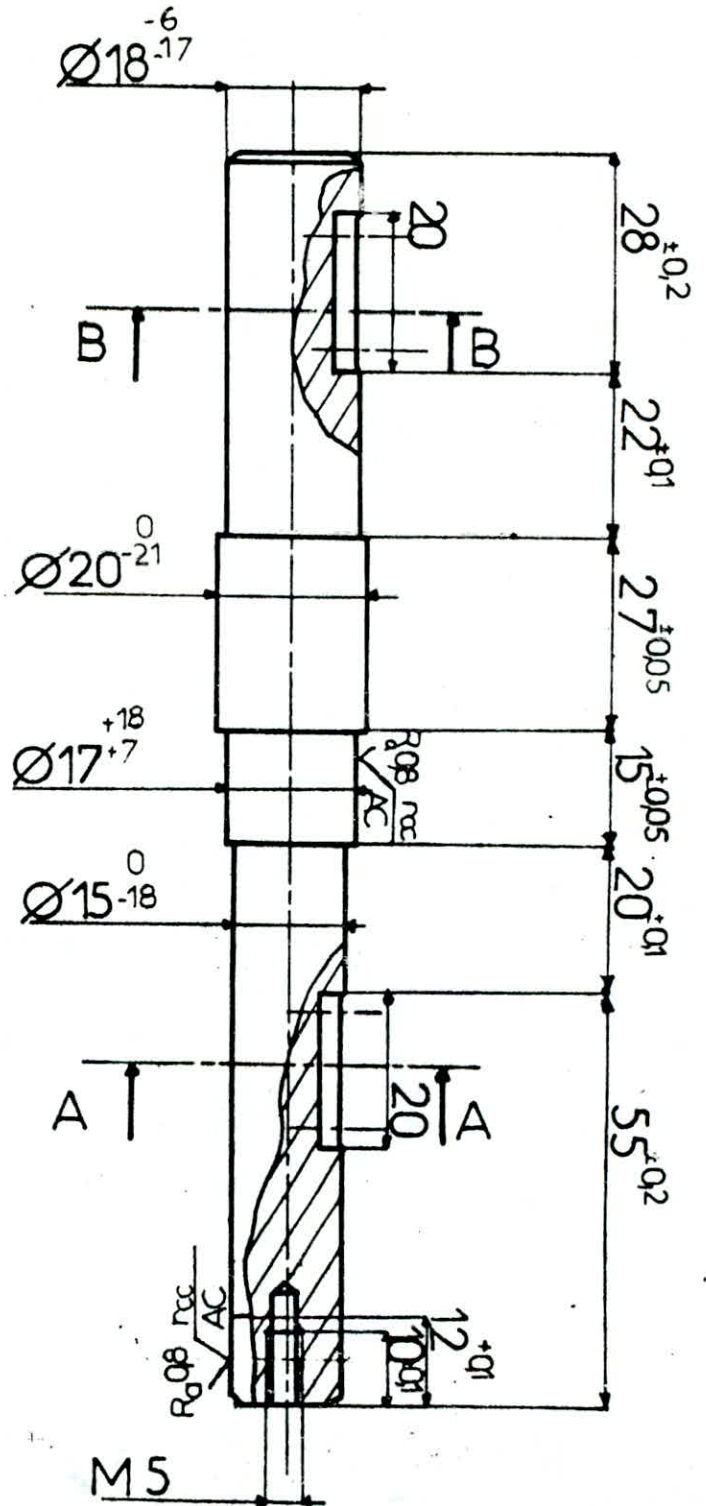
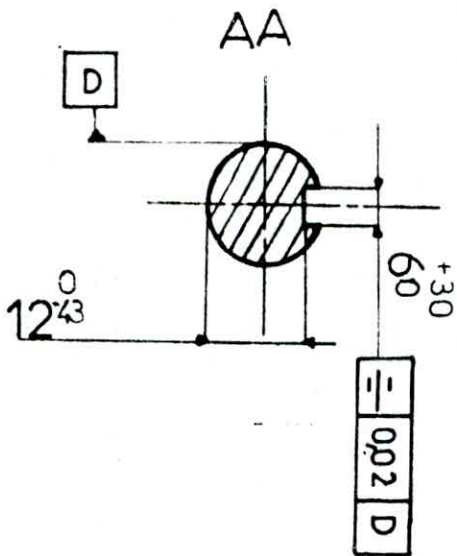
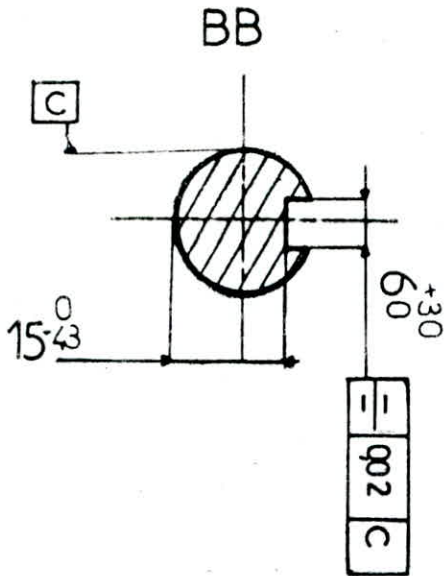




CARACTERISTIQUES DU PIGNON			
Classe De Precision		6	
Nombres de dents	20	Angle d'hélice	10
Module réel	1,5	Sens de l'hélice	-
Diamètre Primitif	30	Rugosité des flancs	$R_{p0.08} \sqrt{AC}$

# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

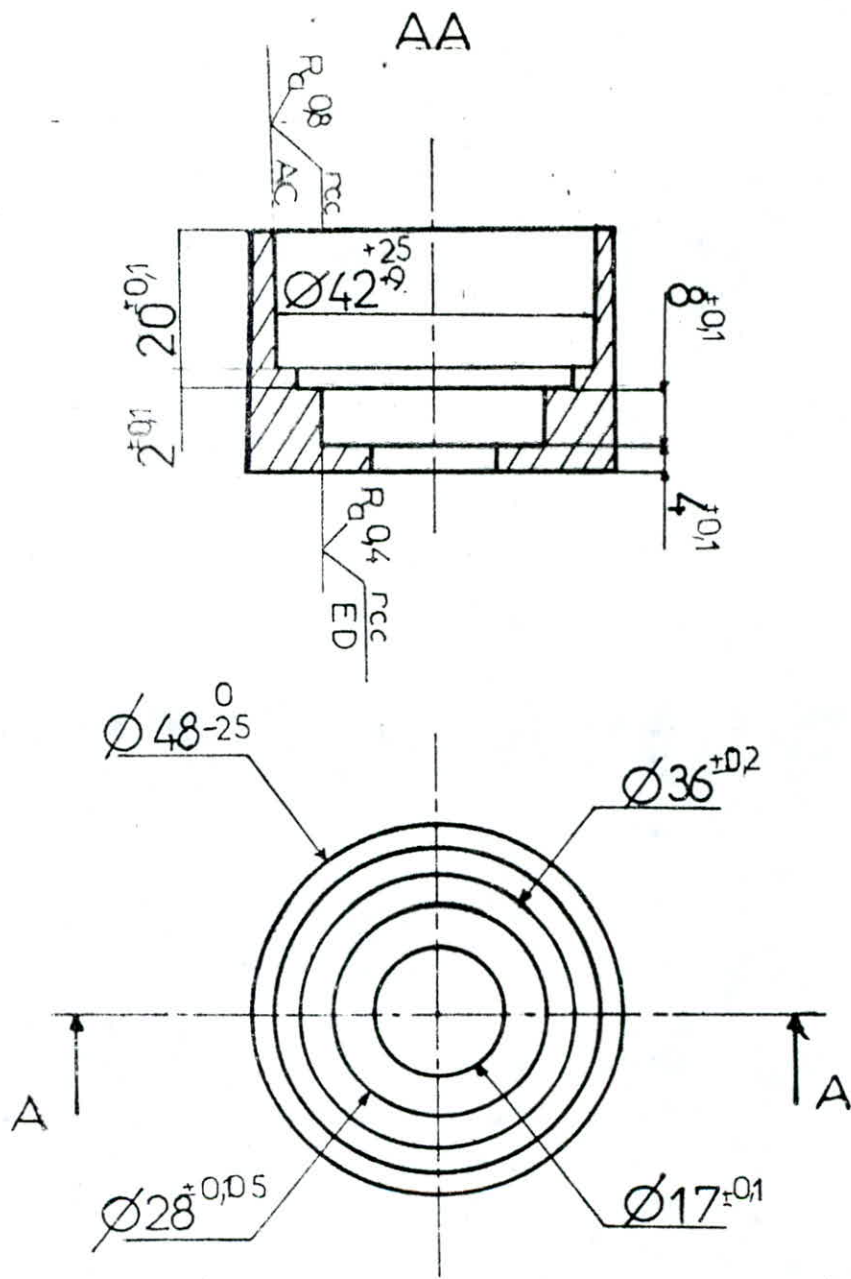
Echelle	Masse		<b>ARBRE PIGNON</b>	<b>ENP</b> Dép. G.Mécanique
1				
Etudiants	H.Aoudjit		<b>10 NC 6</b>	<b>MVR 00 02 04</b>
	W.Maref			
Promoteurs	B.Guerqueb			
	I.Belhadedf			



# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

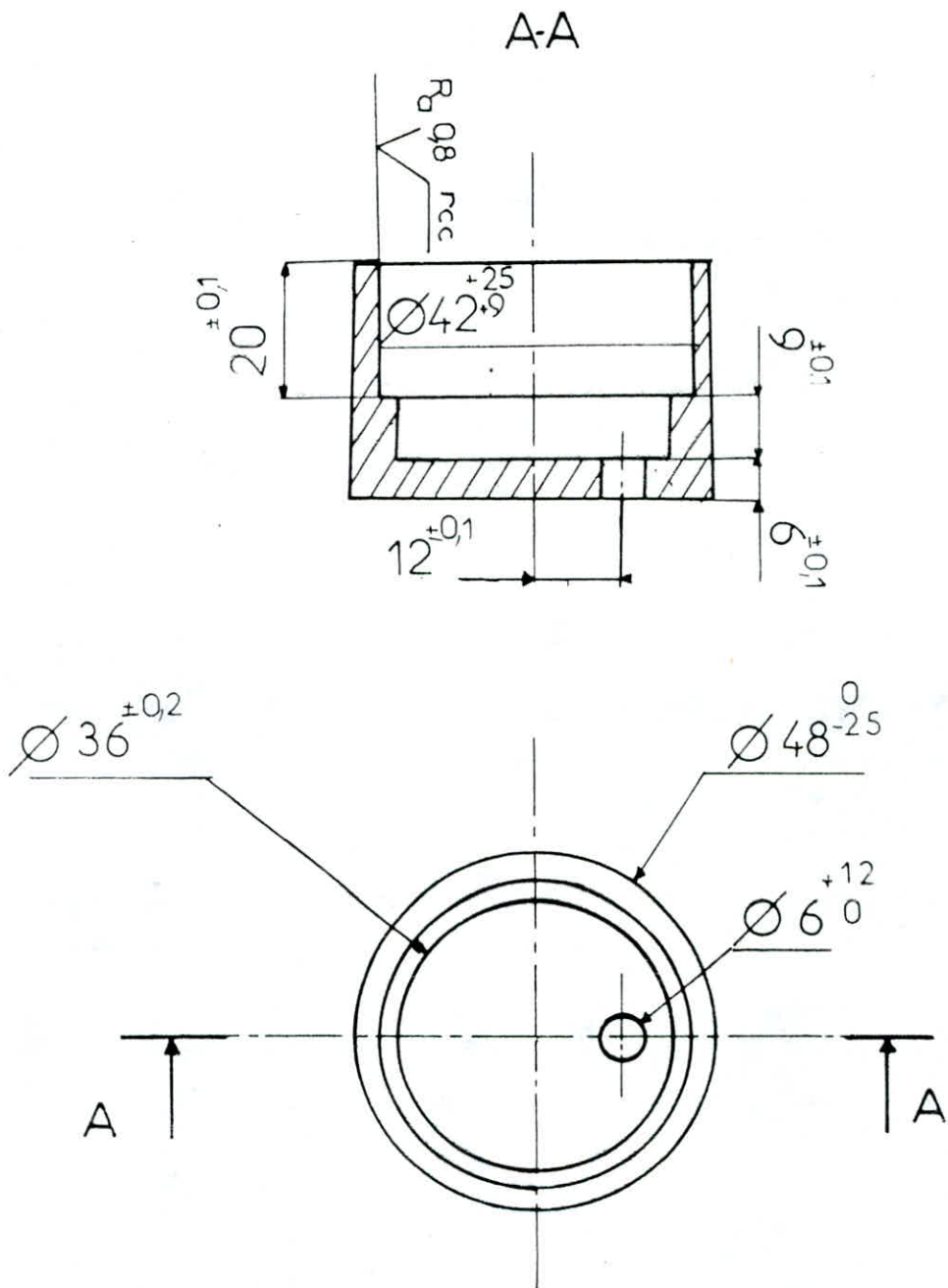
Echelle	Masse		ARBRE	E N P
1				
Etudiants	H. Aoudjit		10 NC 6	Dép. G. Mécanique
	W. Mar ef			
Promoteurs	B. Guergueb			
	I. Belhodef			
				MVR 00 02 05





# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		PALIER*	E N P Dép. G.Mécanique
1				
Etudiants	H. Aoudjit		A 70	
	w. Hurel			
Promoteurs	B. Guergueb			
	I. Belhadef			



# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		PALIER	ENP
1				
[Etudiants]	H Aoudjit		A 70	Dép. G. Mécanique
	W Moref			
Promoteurs	B. Guergueb			
	I Belhadef			



CONCLUSION

La conception suggérée dans ce travail ne se veut pas définitive. Elle permet un repérage des étapes essentielles nécessaires à la définition d'un système d'entraînement à vitesse variable et, bien évidemment, doit être adaptée à l'intelligence des situations auxquelles des analyses discursives aboutissent sur un compromis **entre les limites de la technologie acquise, la disponibilité des composants et des coûts.**

Une perspective intéressante, serait la continuation de ce travail par un bureau d'étude, qui produira un document volumineux dirigé à l'établissement d'une gamme de produits du type que nous avons étudié avec étendue cinématique, des puissances suffisamment larges et conçus selon le principe modulaire. En d'autres termes, un nombre relativement faible de pièces, permet de réaliser de nombreuses combinaisons de type.

Les avantages sont évidents. Un nombre réduit de pièces se traduit par des lots de fabrication importants et une utilisation économique des machines; Les nombreuses combinaisons de type, donnent aussi un programme optimal, à partir duquel, chaque utilisateur peut constituer, sans compromis, la solution optimale pour son application.

Notre contribution au développement d'un système d'entraînement à vitesse variable fut intéressante à bien des égards.

Cette tâche constitue, pour nous, une première expérience dans le domaine de la conception, domaine marqué aujourd'hui par une cassure entre une épopée où les subtilités de l'ingénieur prenaient forme avec un simple crayon sur une feuille et une épopée où une certaine informatique affronte la pensée des hommes.

## INDEX BIBLIOGRAPHIQUES

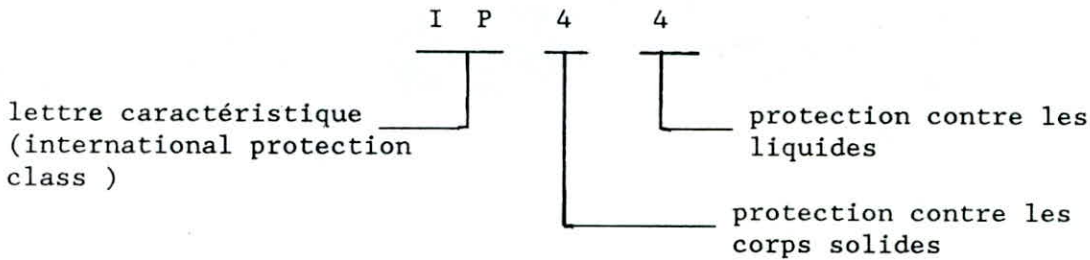
- [1] Techniques de l'ingénieur, sections B, D.  
J. Ancel - " Machines asynchrones " .  
D450 - 1981.
- M. Fallou - " Moteurs asynchrones " .  
D453 - 1987.
- R. Baudier - " Changements de vitesse " .  
B885 - 1981.
- [2] Documents de normalisation.  
CEI 34 Partie 5.
- [3] Documents techniques SEW -  
" Pratique de la technique d'entraînement " .  
Fascicule 1. HAGUENAU.SEW-USOCOME.
- [4] Divers.
- [5] Documents techniques VOITH -  
" Coupleurs VOITH à régulation hydraulique " .  
Cr 104 f. CRAILSHEIM.VOITH-turbo GmbH & CO-KG.
- [6] G. DROUIN, M. GOU - " Eléments de machines " .  
2eme édition. MONTREAL 1986. ECOLE POLYTECHNIQUE DE  
MONTREAL.
- [7] Documents techniques ENEL -  
" Moteurs asynchrones triphasés " .  
REGHAIA 1990. ENAG.
- [8] R. PRUDHOME, F. BERNARD -  
" Eléments de construction à l'usage des ingénieurs " .  
Vol 3 et 4. 6eme édition. PARIS 1972. DONOD.
- [9] Documents de normalisation -  
ISO 3292, ISO 1604 .  
PARIS 1990. AFNOR.
- [10] V. DOBROVOLSKI, K. ZABLONSKI -  
" Eléments de machines " .  
MOSCOU 1971. MIR.
- [11] M. MAKHLOUFI -  
" Etude d'un variateur de vitesse à chaîne " .  
Projet de fin d'études à l'ENP. 1980.

- [12] A. CHEVALIER -  
" Guide du dessinateur industriel "  
PARIS 1990. HACHETTE-technique.
- [13] " FORMULAIRE SERSEG n°73 "  
1ere édition 1973.
- [14] G. HENRIOT -  
" Traité théorique et pratique des engrenages "  
Vol 1 et 2. 5eme édition . PARIS 1972. DUNOD.
- [15] M. SIZIANI -  
" Multiplicateur de vitesse "  
Projet de fin d'étude à l'ENP. 1978.



## ANNEXE 1 : COMPLEMENTS SUR LES MOTEURS ELECTRIQUES

### 1. Degré de protection selon CEI 34



Le premier chiffre définit la protection contre les contacts et l'introduction de corps étrangers. Le deuxième chiffre définit la protection contre l'infiltration d'eau.

### 2. Perte de puissance dépendant de la température ambiante et de l'altitude

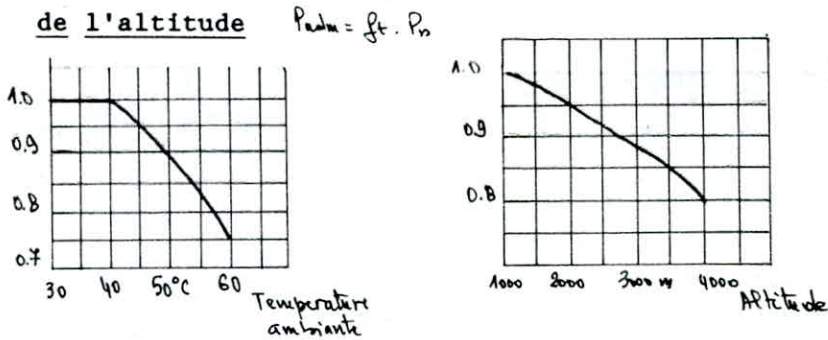


Fig 1. - Réduction de la puissance.

### 3. Services types

Nous pouvons distinguer deux régimes de marche :

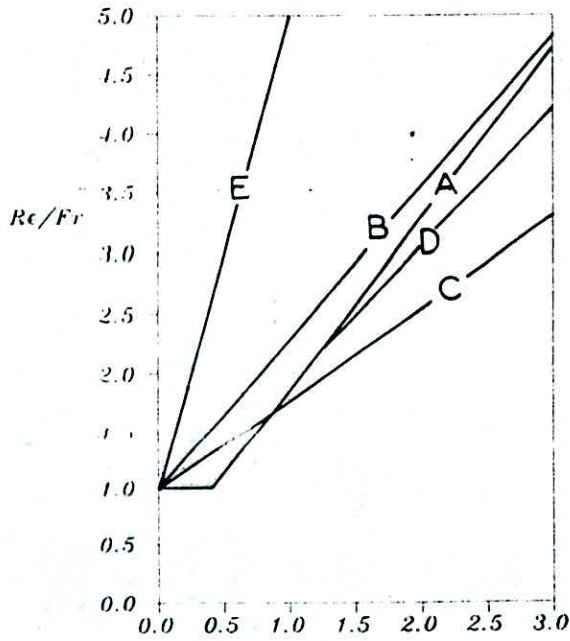
- Le service continu : le moteur démarre au maximum six fois dans l'heure et la pleine puissance indiquée sur la plaque signalétique.
- Les services intermittents : on en distingue 7 cas.

- \* S2 : services temporaires.
- \* S3 : services intermittents périodiques.
- \* S4 : services intermittents à démarrages.
- \* S5 : services intermittents à démarrage et freinage électriques.
- \* S6 : services ininterrompus à charges intermittentes.
- \* S7 : services ininterrompus à démarrages et freinages.
- \* S8 : services ininterrompus à changement de vitesse périodique.

En outre le moteur peut également, en marche de réglage subir des impulsions correspondant à un démarrage incomplet (jusqu'à 1/3 de la vitesse nominale au maximum).

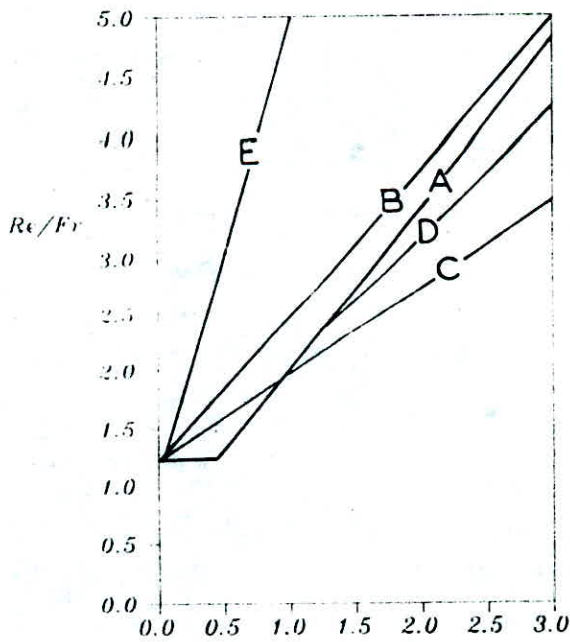
**ANNEXE 2 : CHARGE RADIALE EQUIVALENTE POUR DIVERS ROULEMENTS**

*Bague interieur tourne*



$F_a/F_r$

*Bague exterieur tourne*



$F_a/F_r$

- A: gorges profondes.
- B: contact angulaire faible.
- C: contact angulaire eleve.
- D: double rangee.
- E: rouleaux spheriques.

ANNEXE 3 : ELEMENTS DE CALCUL DES ENGREANAGES

Facteur d'application KA pour engrenages réducteurs			
Caractéristiques de la machine menante	caractéristiques de la machine menée		
	uniforme	chocs modérés	chocs important
Uniforme	1.00	1.25	1.75
Chocs légers	1.25	1.50	2 ou plus
Chocs moyens	1.5	1.75	2.25 ou plus

Tableau 7.1 - Facteur KA.

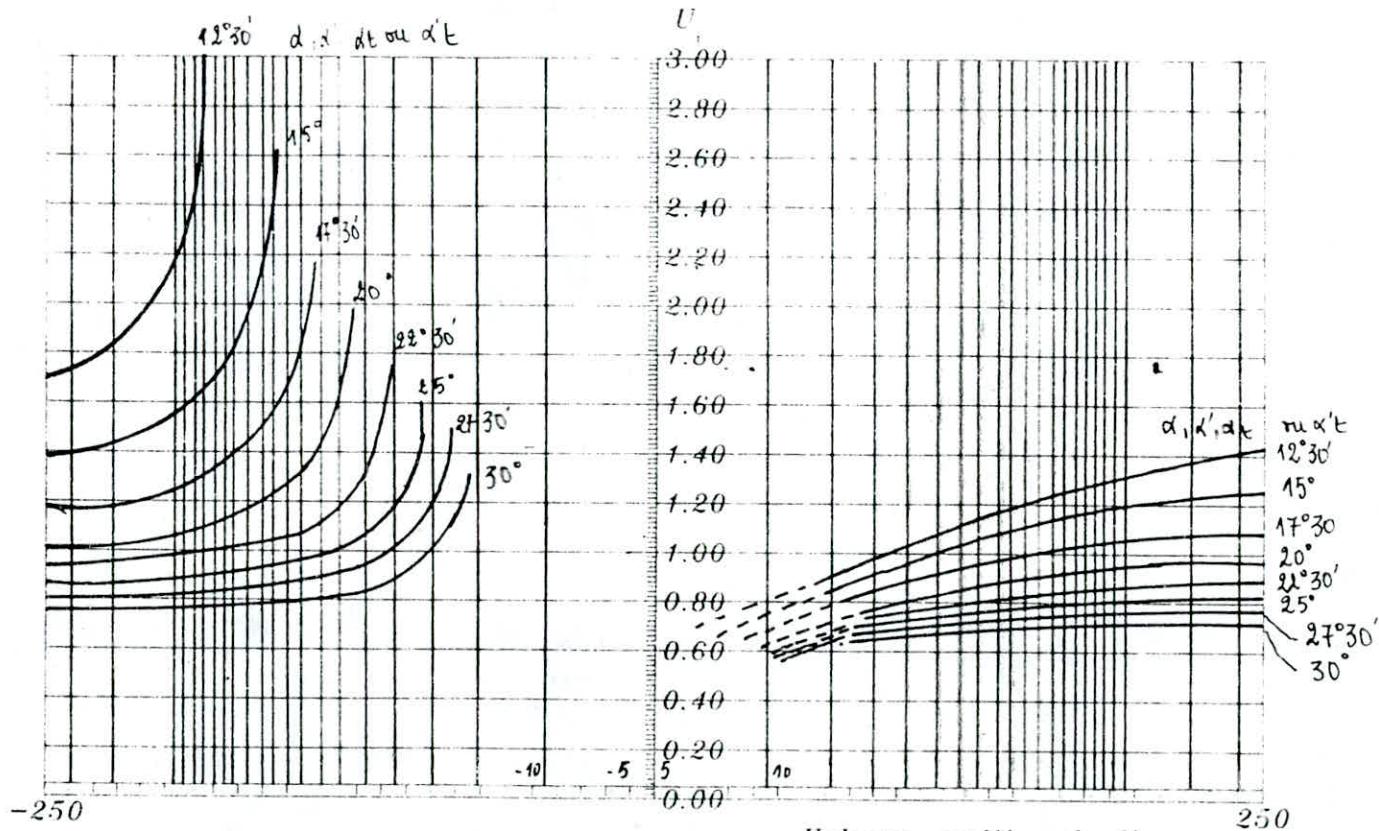
Caractéristiques de la transmission	Machines
Uniforme	Moteurs électriques, turbine à vapeur turbine à gaz
Chocs légers	Moteurs à combustion interne à pistons multiples
Chocs moyens	Moteurs à combustion interne à pistons simples

Tableau 7.2 - Exemples de machines menantes

Caractéristiques de la transmission	Machines
Uniforme	Générateur, convoyeur à courroie, convoyeur à vis, élévateur léger, levage électrique, engrenages d'avance de machines-outils, ventilateur, turbo-compresseur, mélangeur pour matière homogènes,..
Chocs modérés	Commande principale de machines-outils, élévateur lourd, engrenage de rotation de grue ventilateur de mine, mélangeur pour matière non homogène, pompe à pistons multi-cylindres, pompe de circulation,..
Chocs importants	Presse, cisaille, malaxeur à caoutchouc, commande de laminoirs lourds, centrifuge lourde, pelles mécaniques, pompes de circulation lourdes, ..

Tableau 7.3 - Exemples de machines menées.





Valeurs negatives de N  
 Valeurs positive de N  
 Fig 4.7 - Etude de l'engrenement.

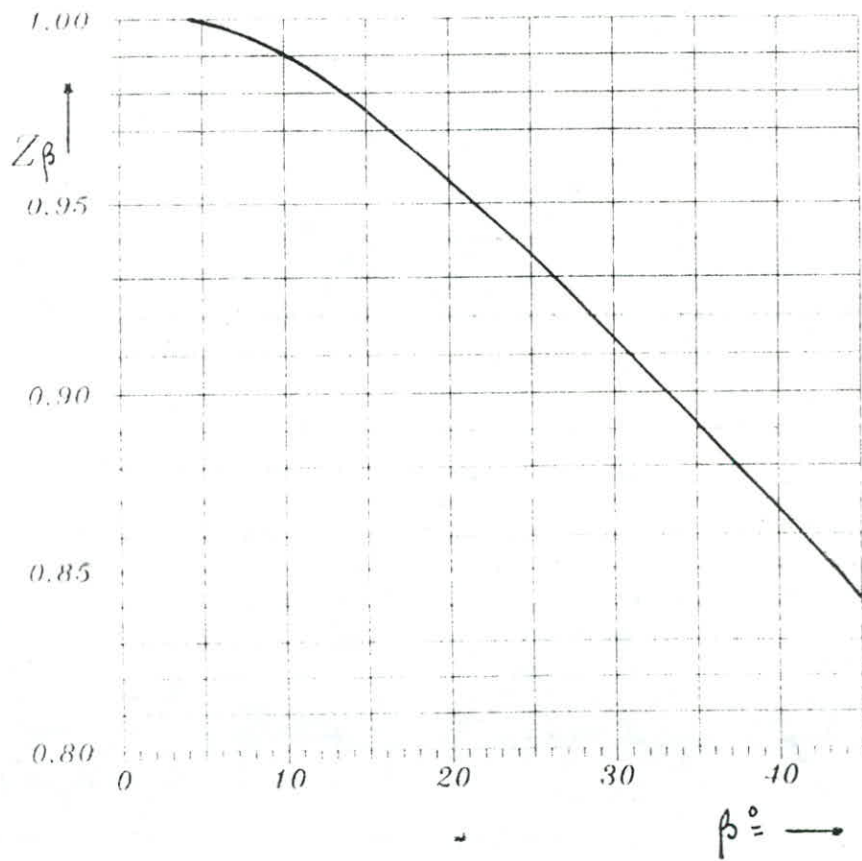


Fig - 4.29  $Z\beta = f(\beta)$

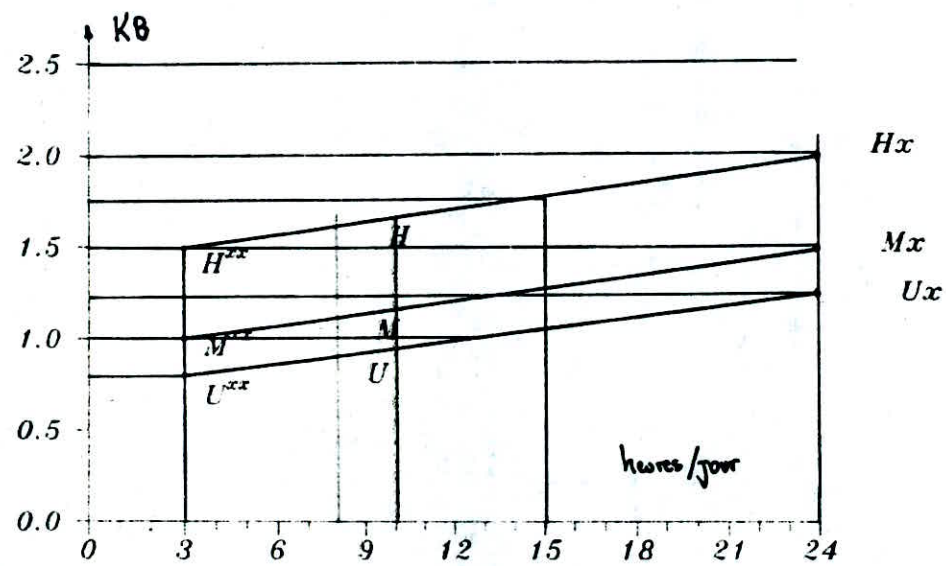


Fig 4.30 - Facteur de service

$$1/(Z_h * Z_E * Z_\beta)^2$$

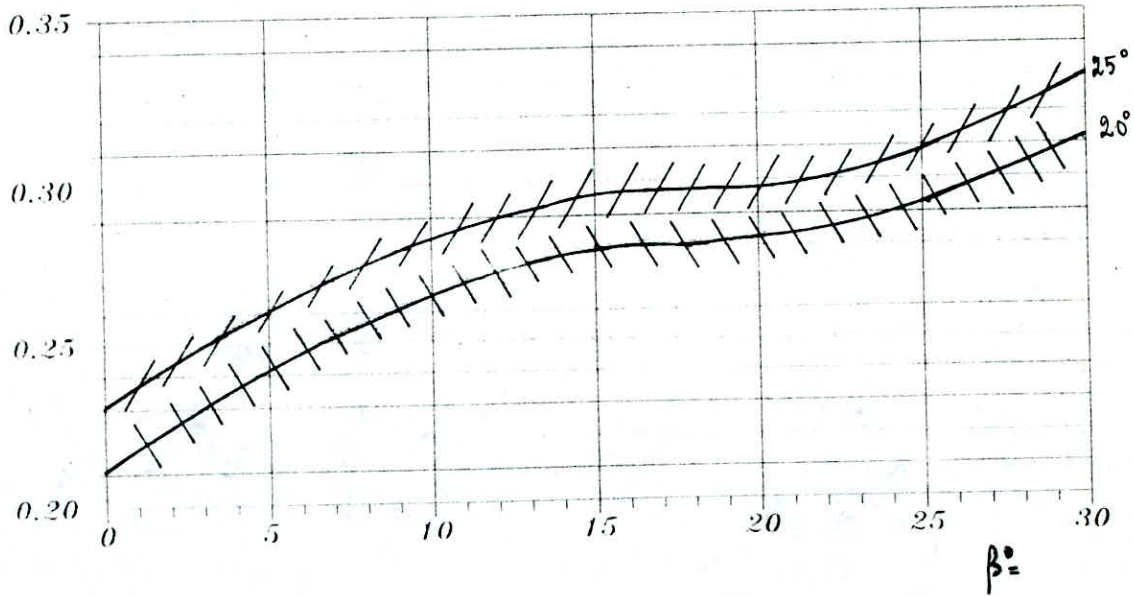


Fig 1.31  $1/(Z_h * Z_E * Z_\beta)^2 = f(\beta)$



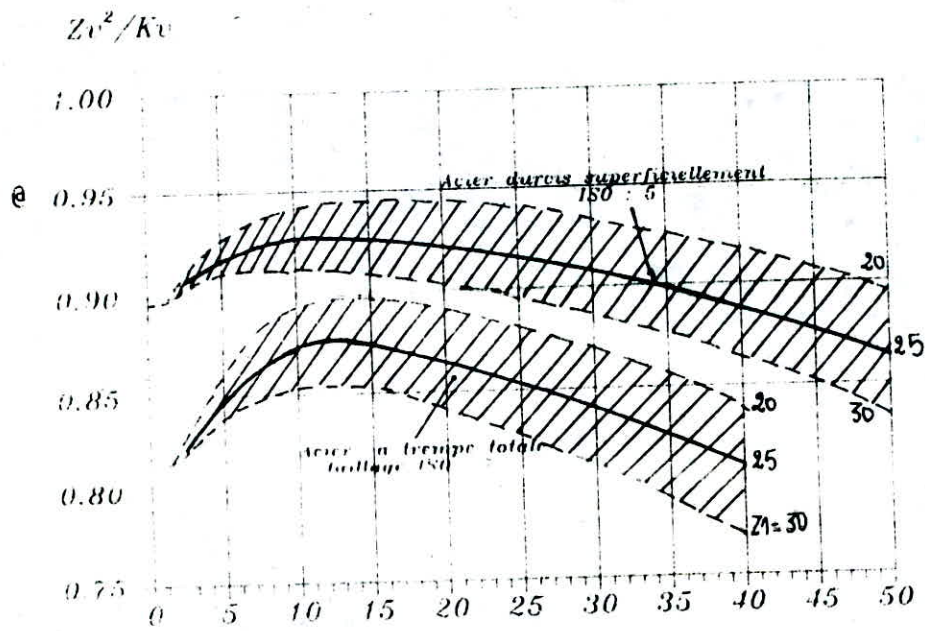
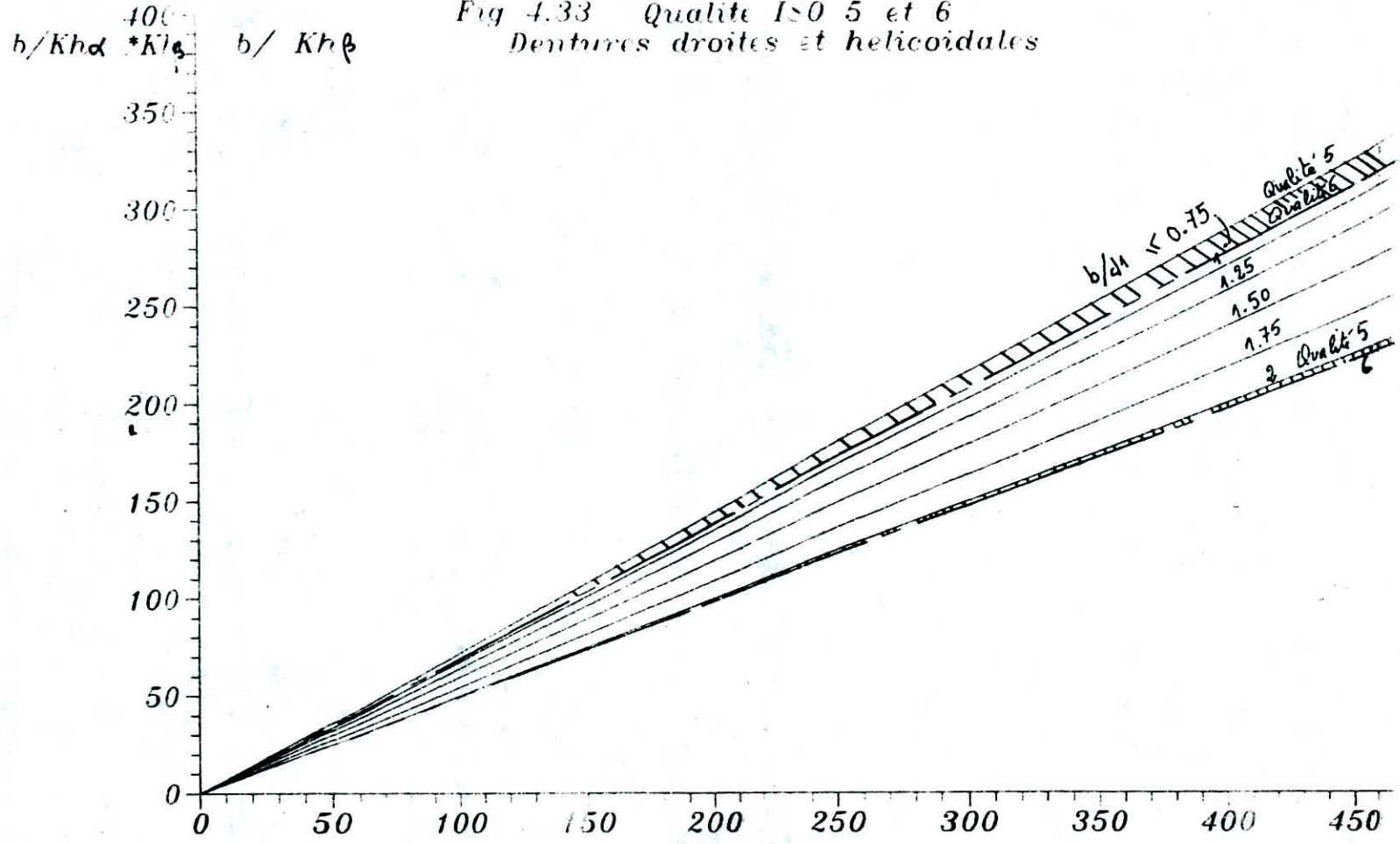


Fig 4.32 -  $Zv^2/Kv = f(v)$  (m/s)  
 Denture helicoidale.

Fig 4.33 Qualite ISO 5 et 6  
Dentures droites et helicoidales



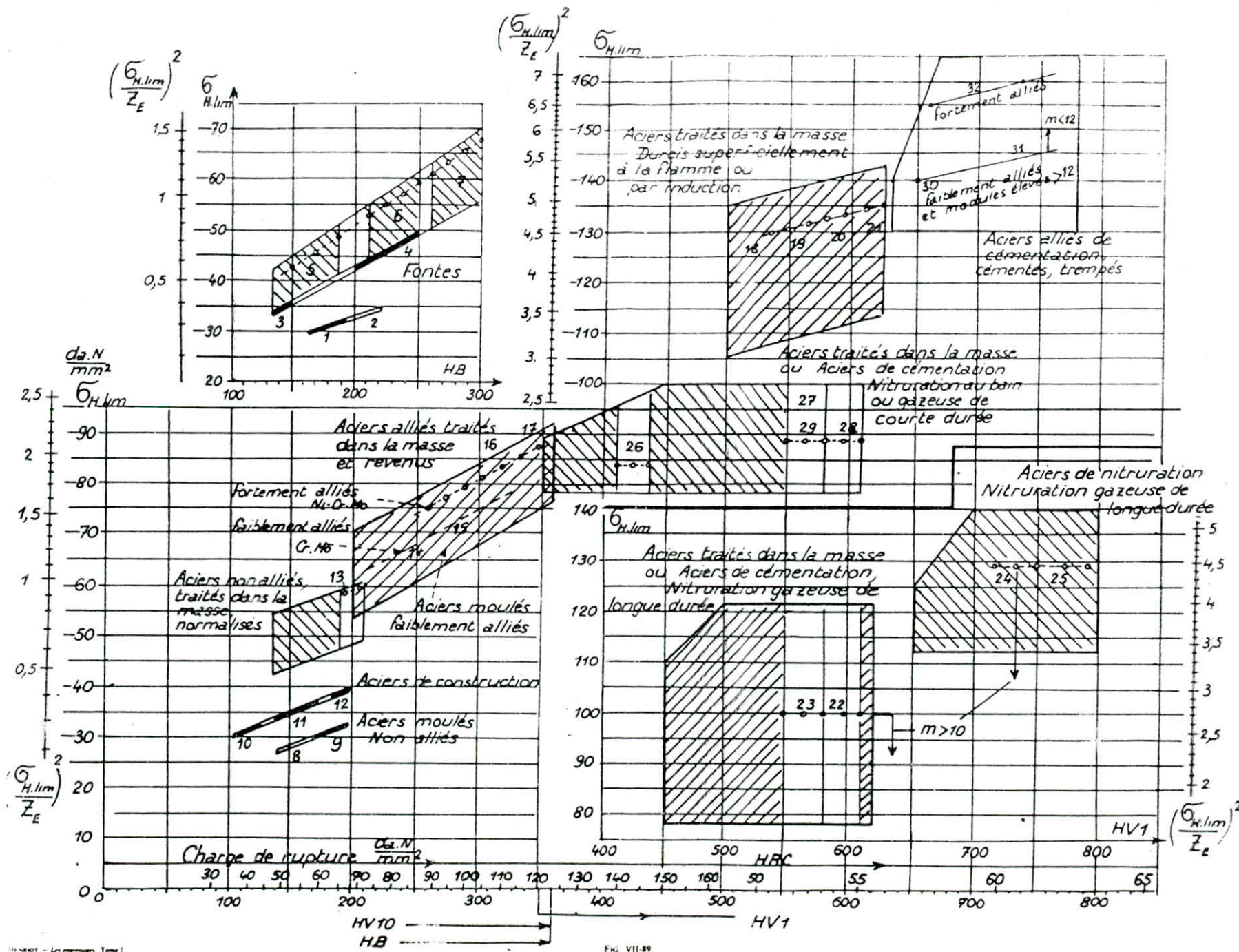


FIG 4.34 - FACTEUR  $Z_E$



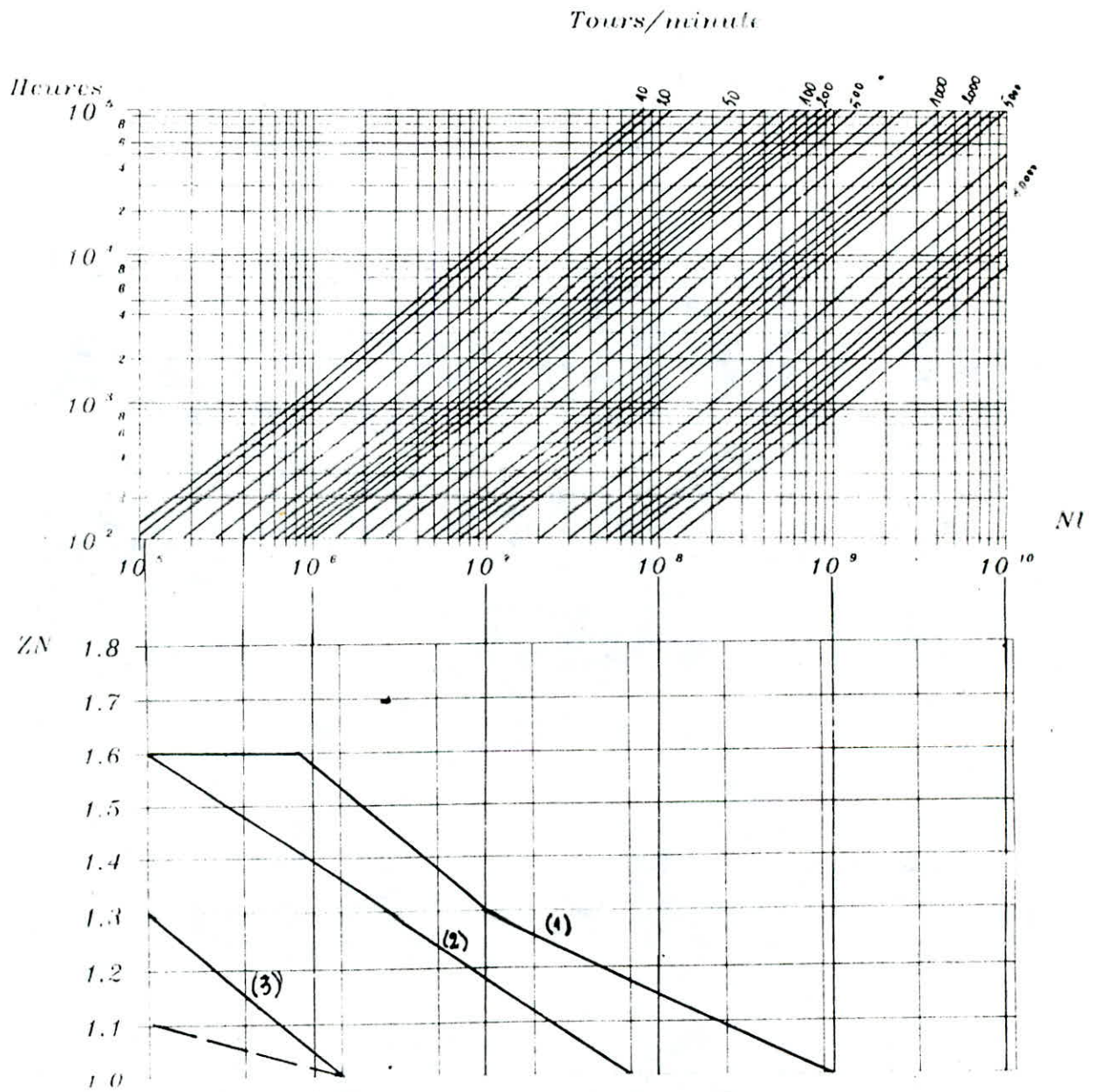


Fig 4.35 -  $ZN = f(NI)$



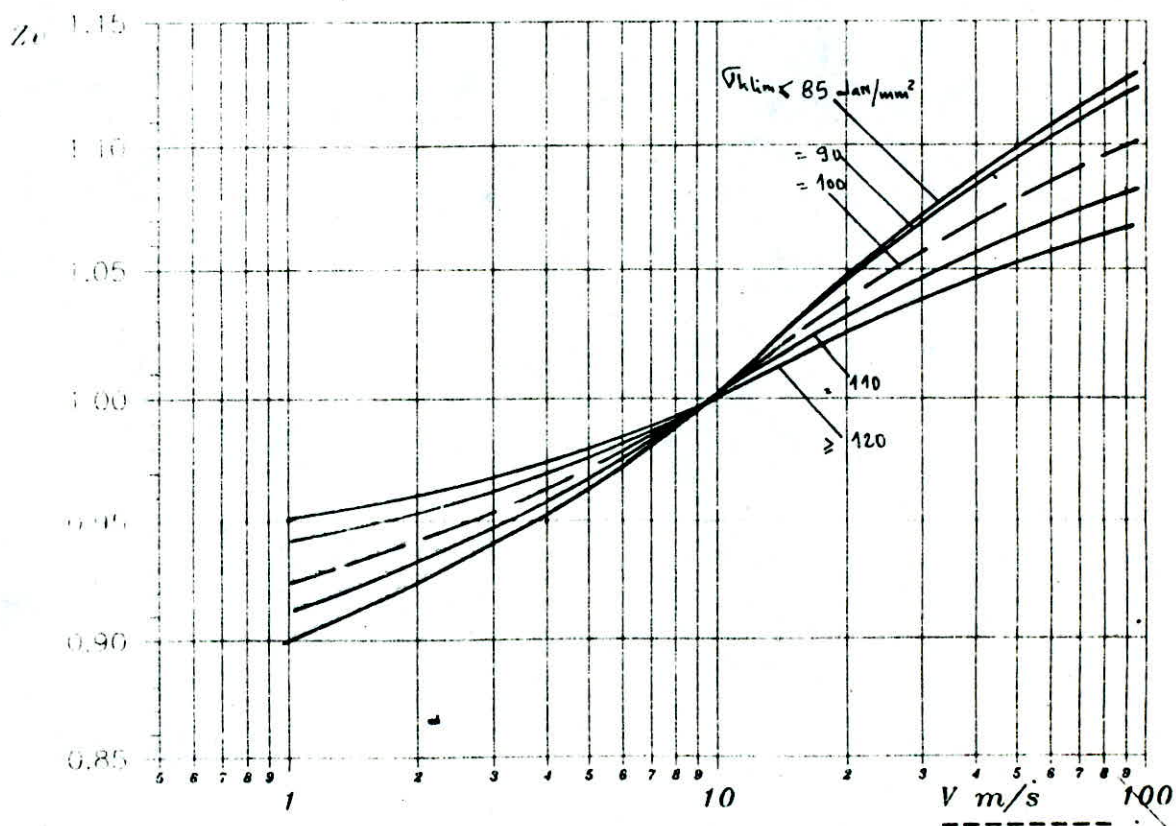
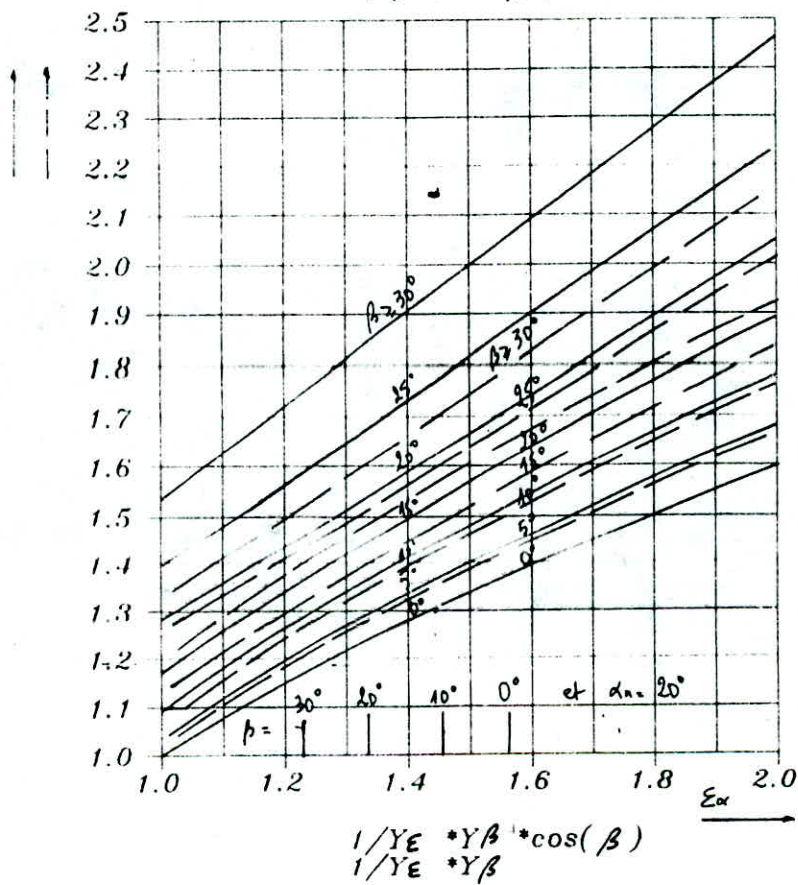


Fig 4.37 -  $Z_v = f(V)$

Fig 4.38 - Valeurs de  $(1/YE * Y\beta * \cos(\beta))$   
 et  $(1/YE * Y\beta)$



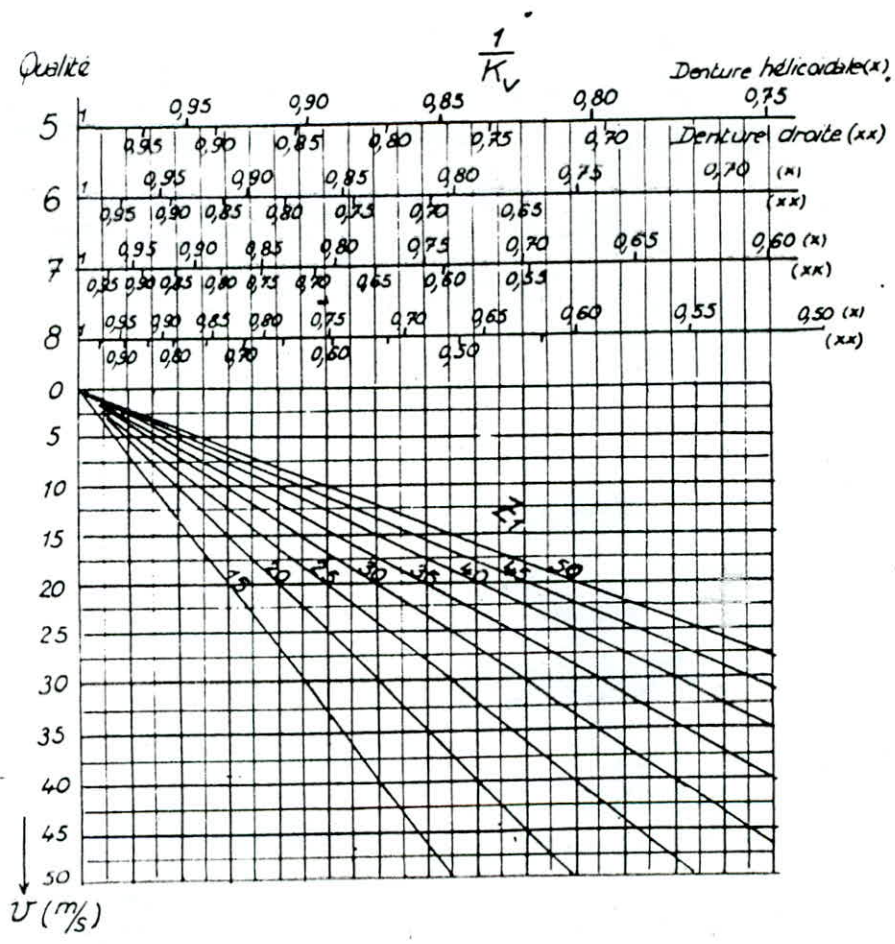


Fig 4.39 - Facteur  $K_v$

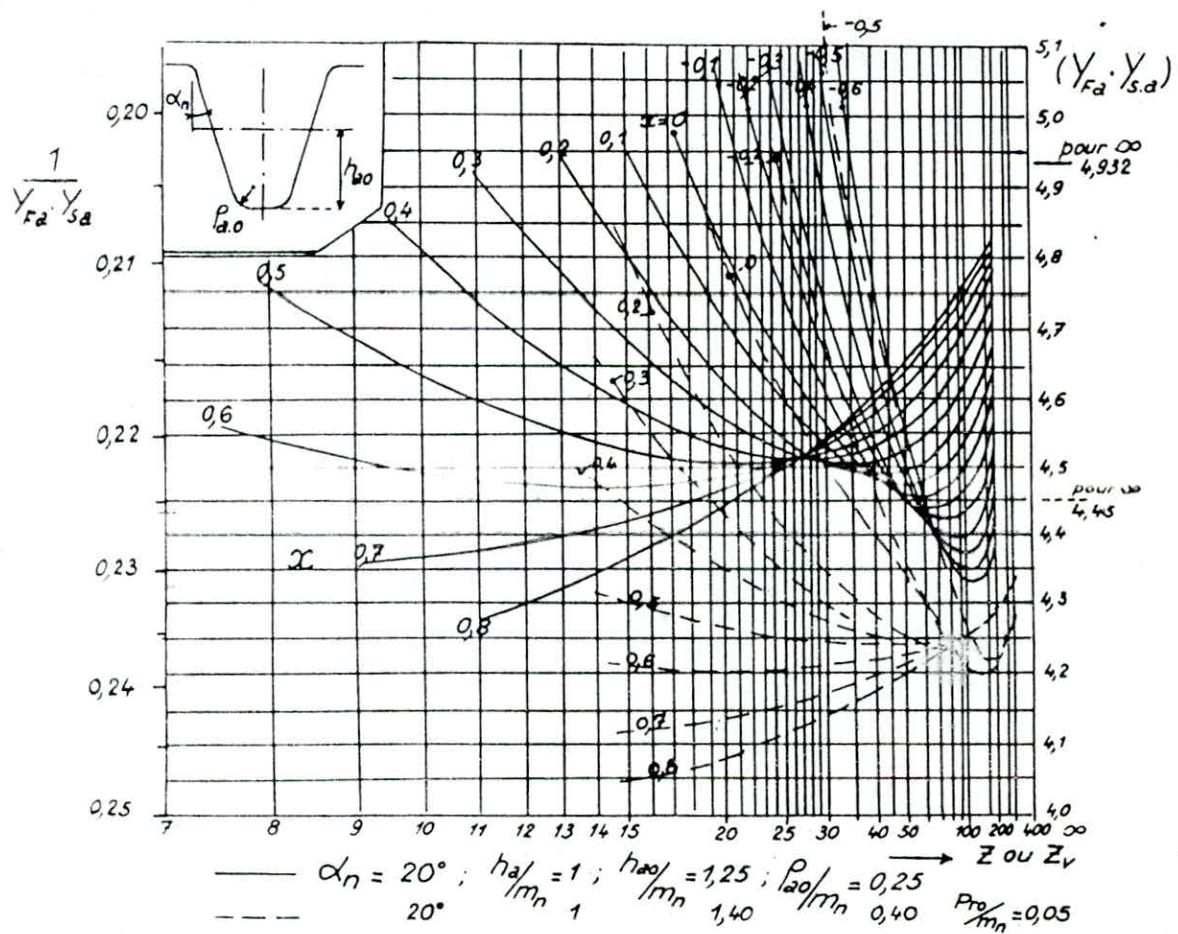
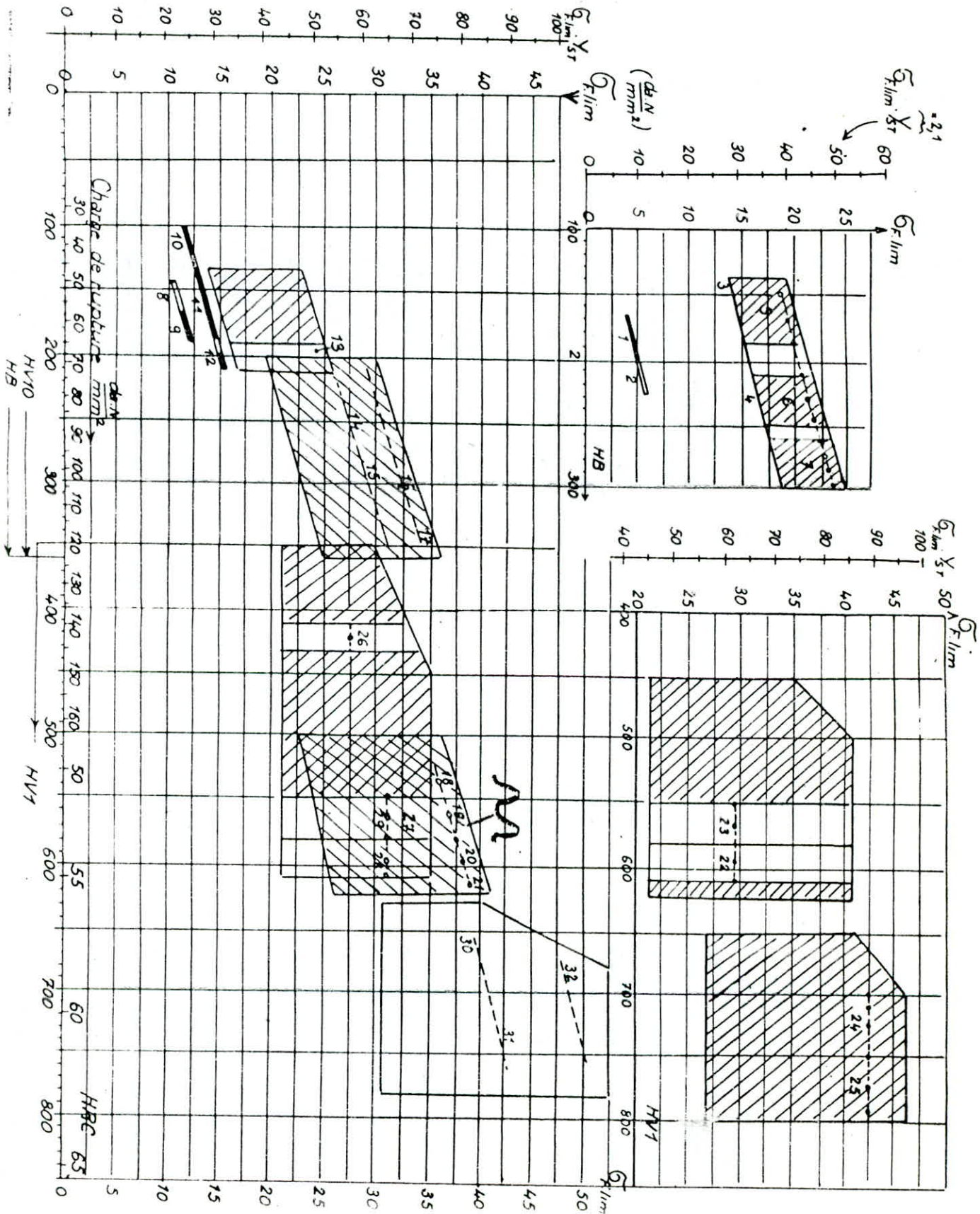


Fig 4.40 - Valeurs de  $(Y_{Fa} \cdot Y_{Sa})$  et  $(1/Y_{Fa} \cdot Y_{Sa})$



Fig. 4.41. Contraintes limites



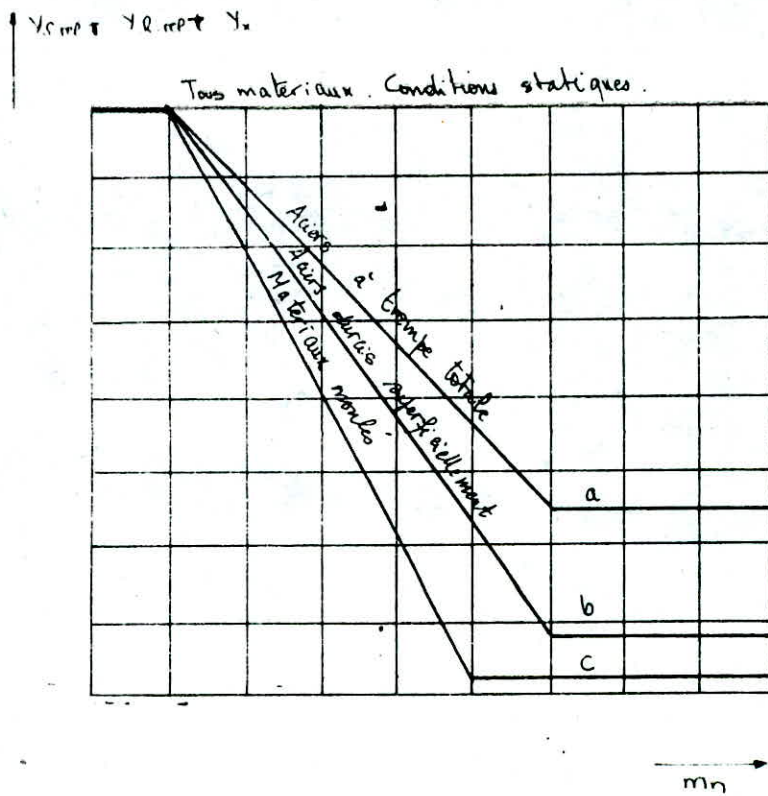
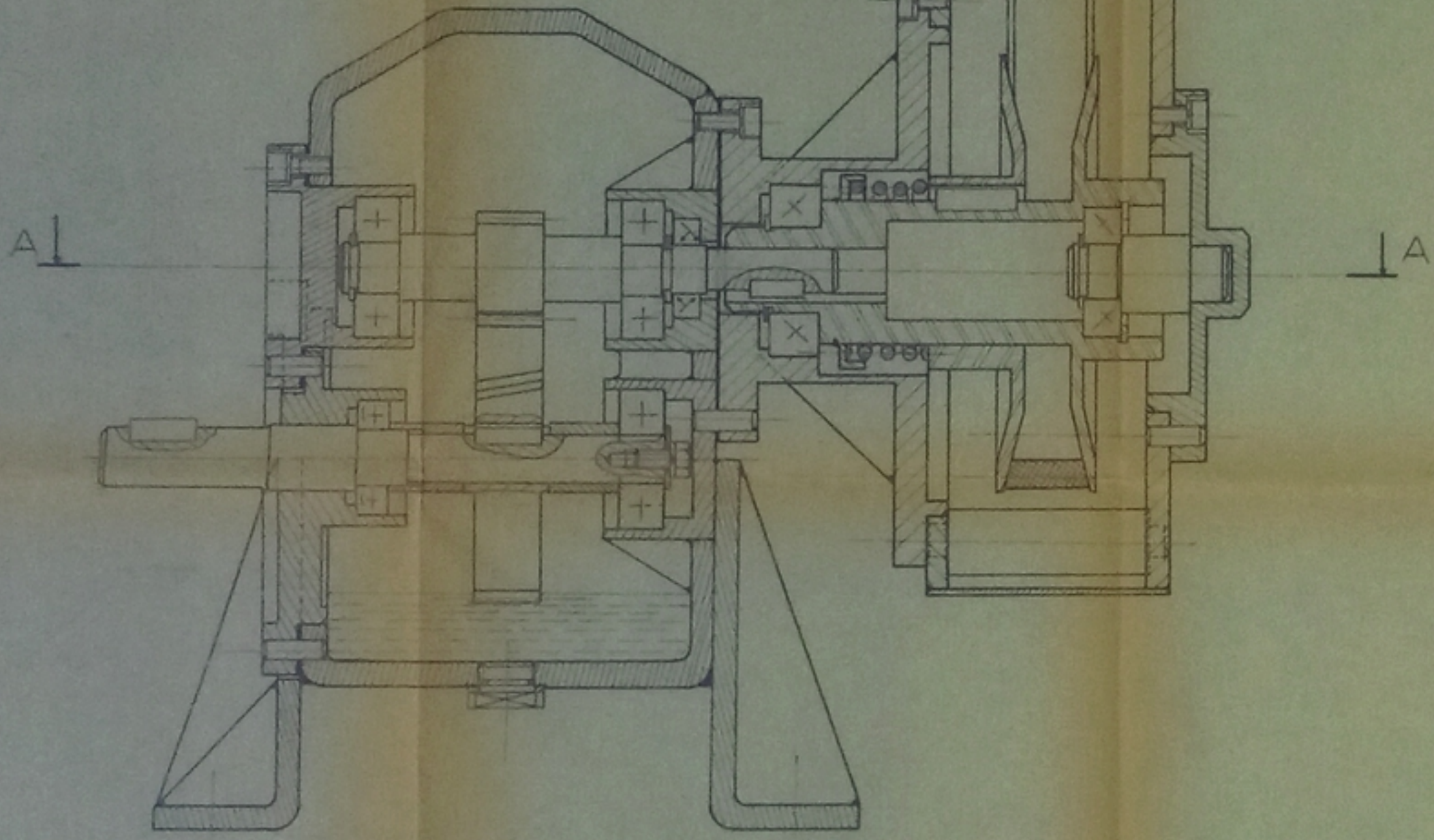
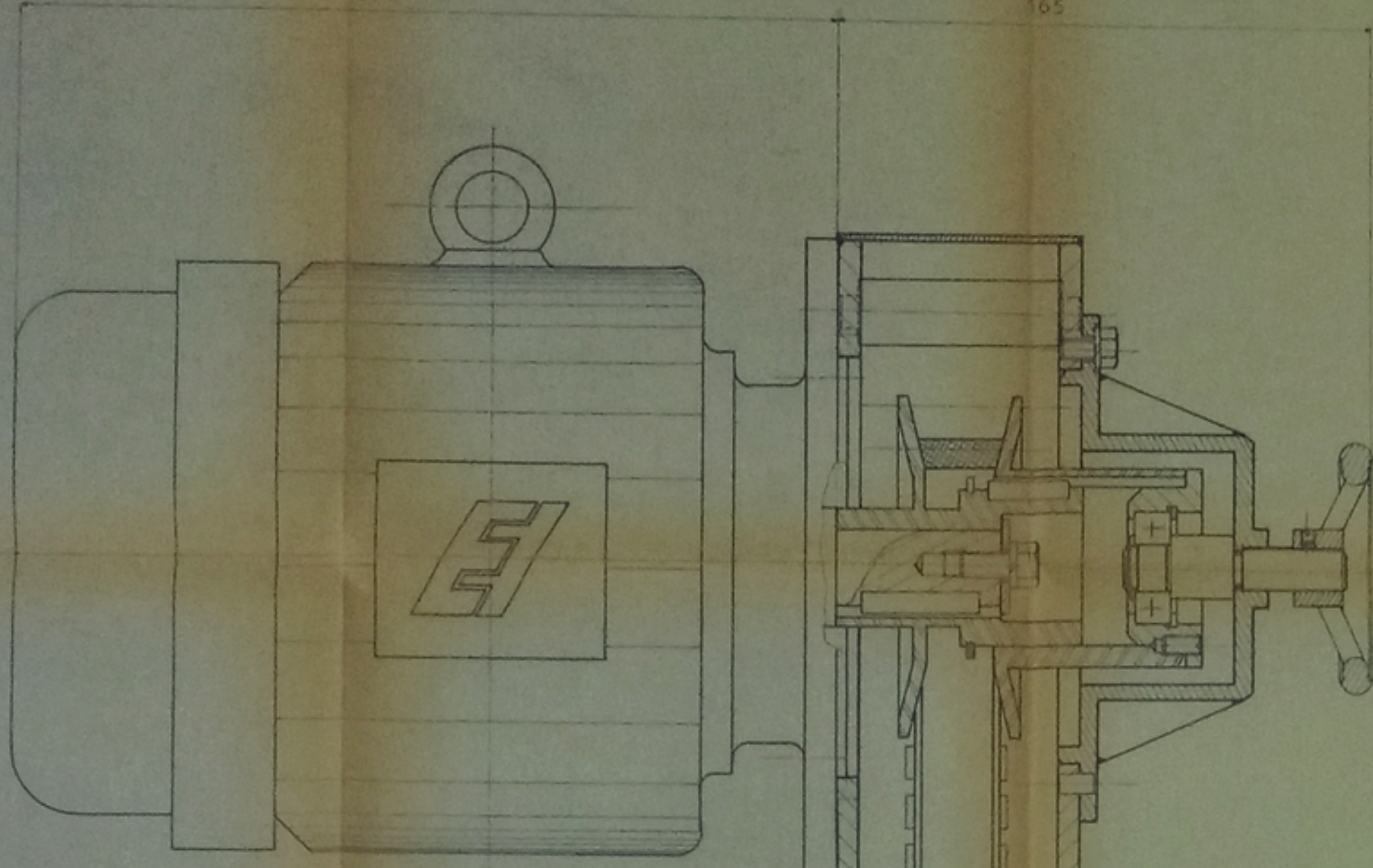


Fig 4.42 - Valeurs de  $Y_{S.rep.T}$ ,  $Y_{R.rep.T}$  et  $Y_x$



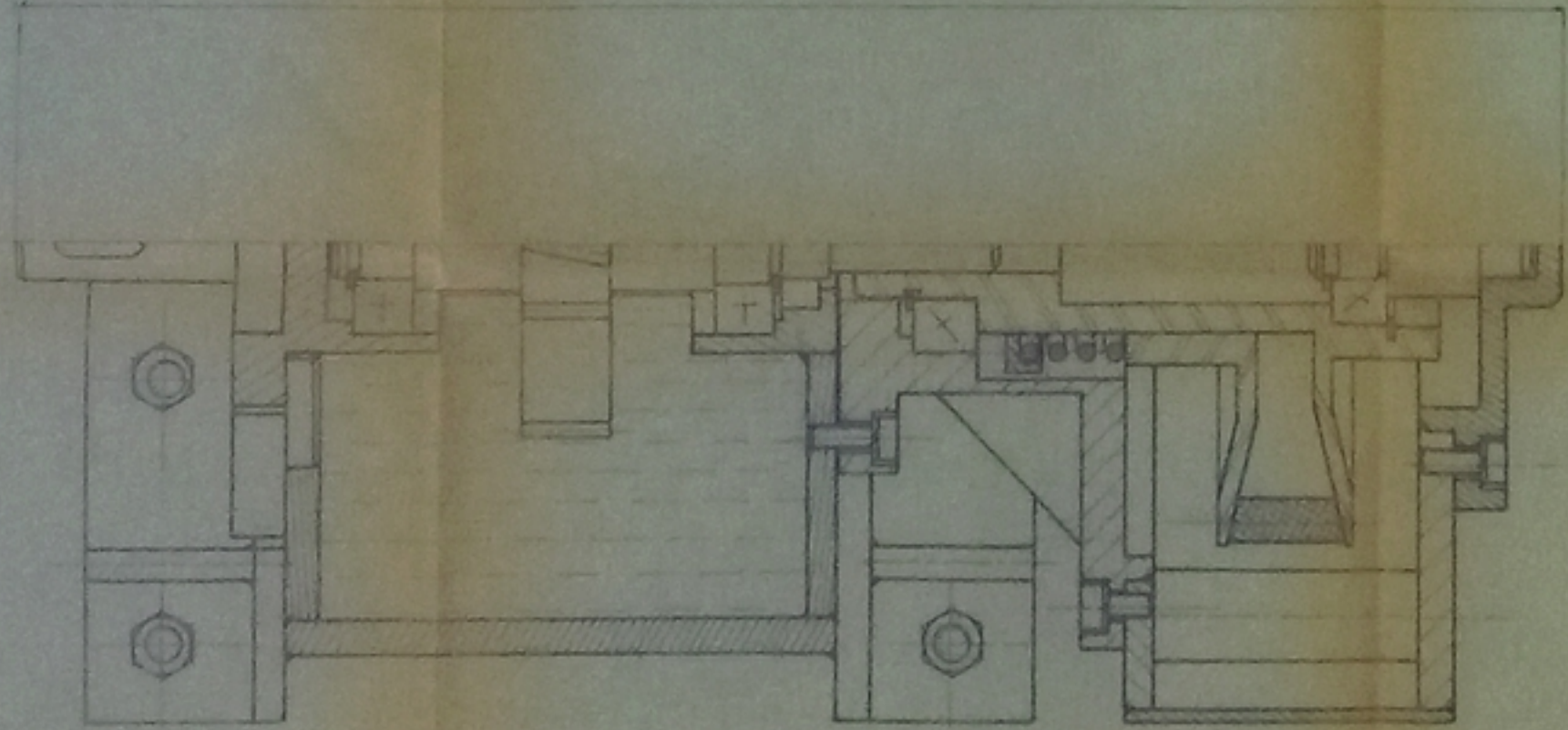
352

365



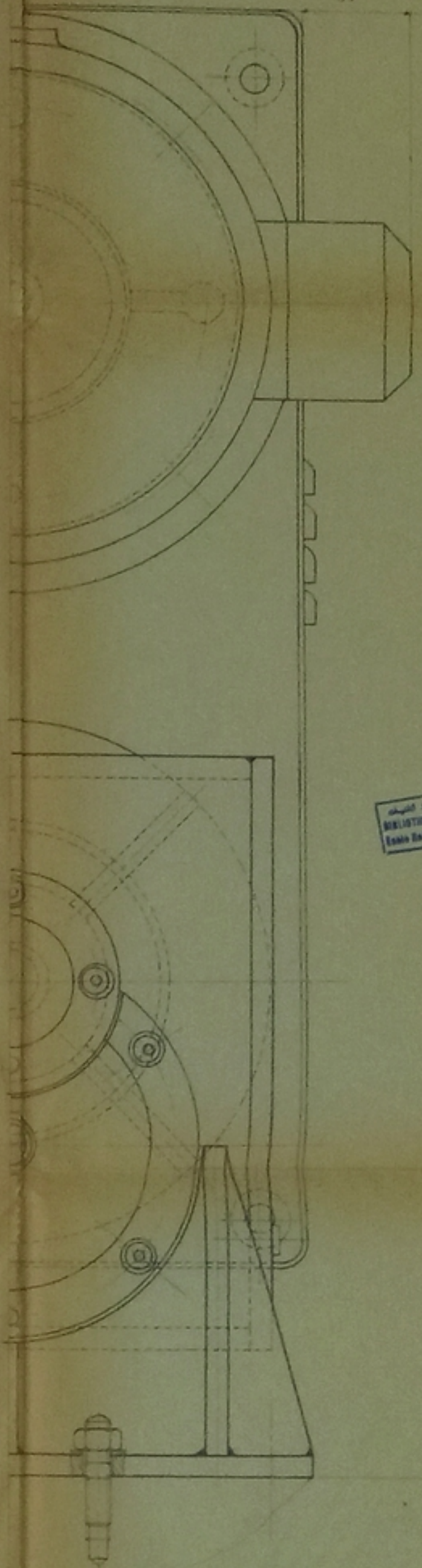
A-A

344



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
 الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
 ENP

37



305

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
 الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
 ENP

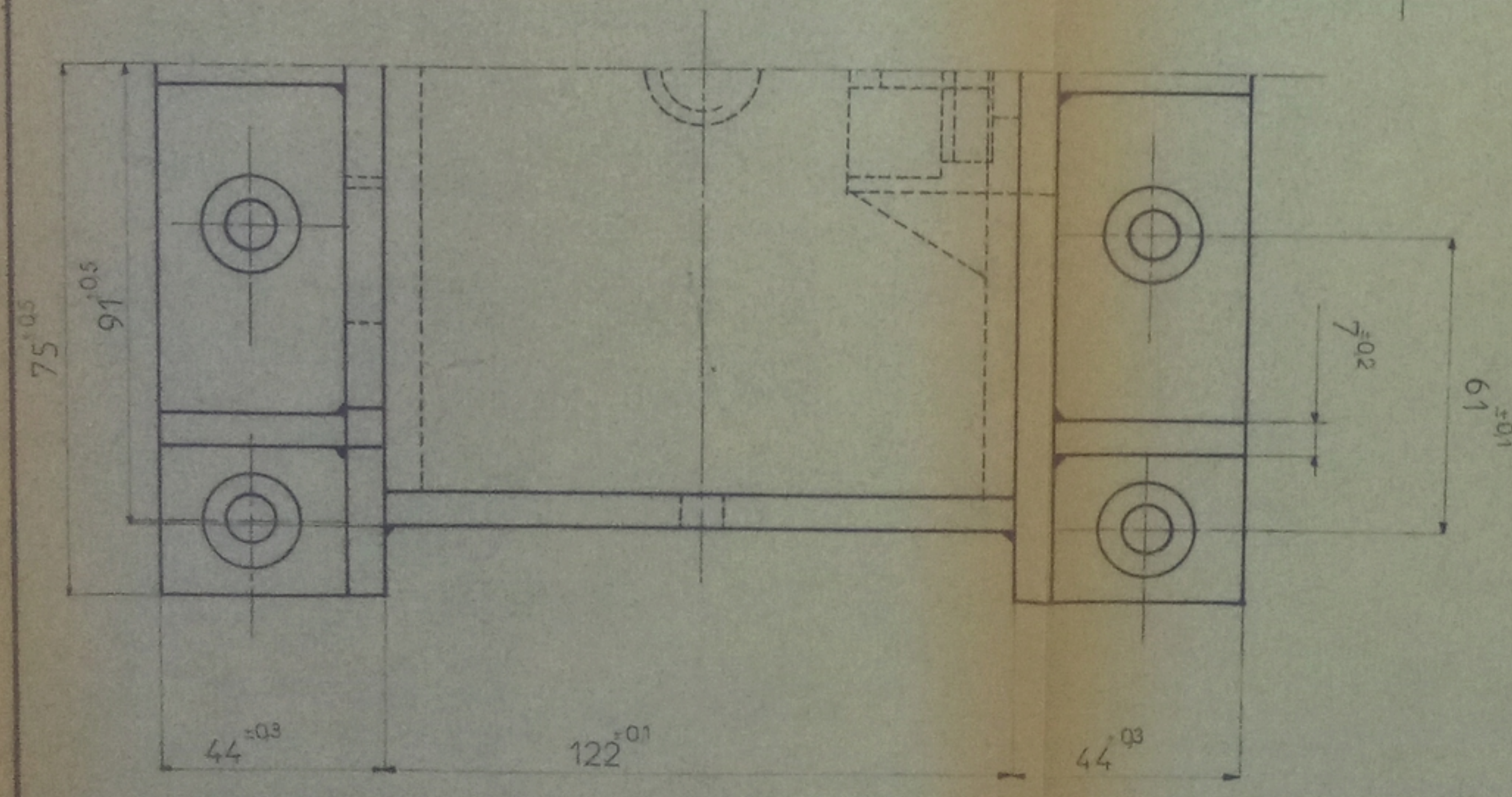
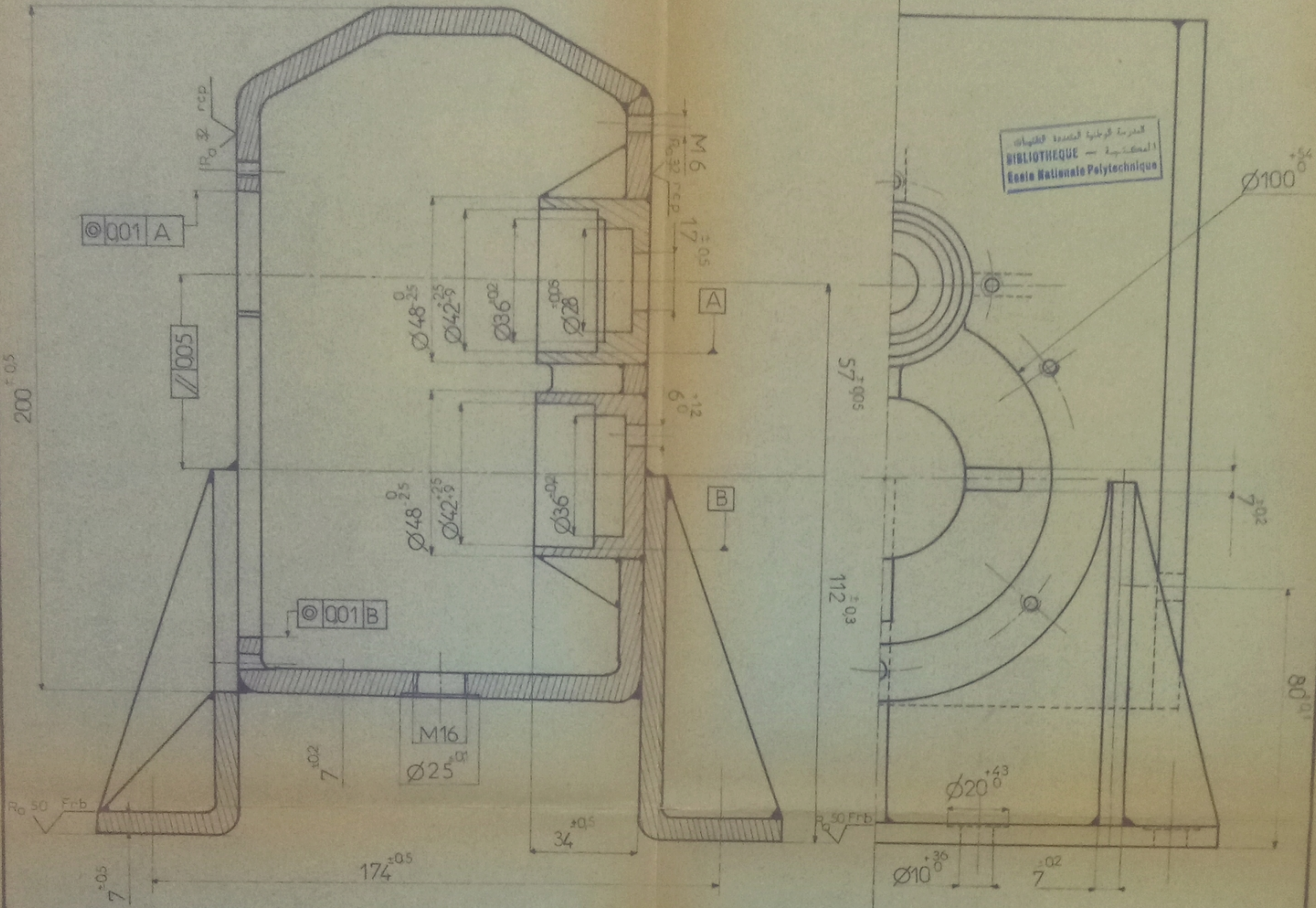
Motore A

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
 الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
 ENP

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
1950	1951	1952	1953
MOTO-VARIATEUR			ENP
REDUC TRIP			ENP
			ENP



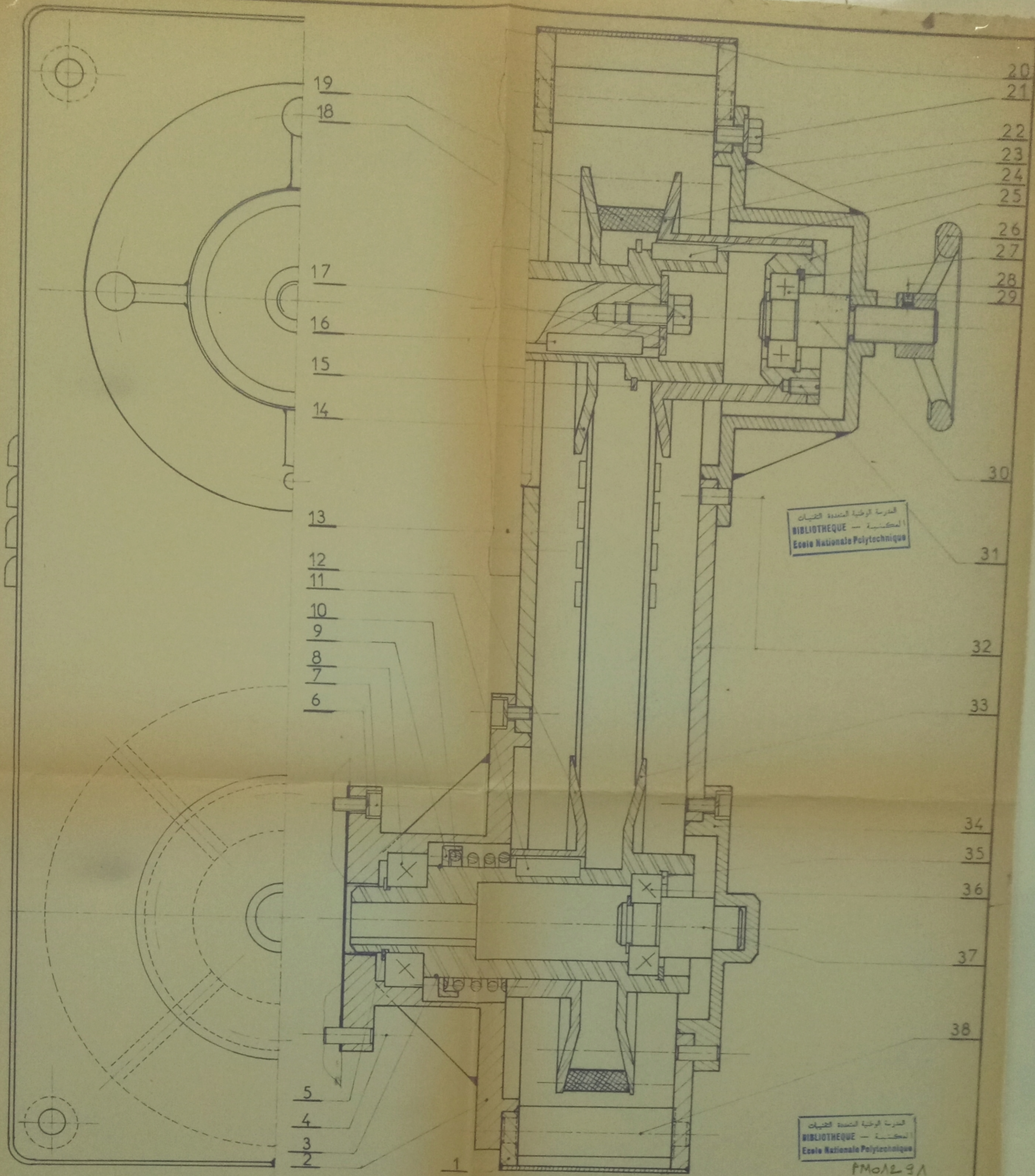
AA



PM 01291  
-2-

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Echelle	Masse		
1			
Etudiant	Il/Elle		
	W/Mary		
Professeur	D. S. S. S.		
	E. B. H. H. H.		
CARTER		ENP	
A 70		Dép. G. Mécanique	
		MVR 00 02 00	





N° dessin	Désignation	NB	Mat	Observ
38	MVR.00.01.12	Axe	A 50	NFA 02 005
37	MVR.00.01.11	Axe	E 32	NFA 02 005
36		Roulement 17 BT D2 EE	—	ISO R300
35		Circlips 40 x 2	XC 75	NFE 22 163
34	MVR.00.01.10	Couvercle	A 70	NFA 02 005
33	MVR.00.01.09	Flasque Fixe	A.U 4 G	NFA 02 104
32		Pied de Positionnement	A 33	NFA 02 005
31		Vis sans tête fendue M6.12	A 60	NFE 27 110
30	MVR.00.01.08	Axe	E 32	NFA 02 005
29		Roulement 15 BC 11 EE	—	ISO R300
28		Vis sans tête fendue M4.6	A 60	NFE 27 110
27		Circlips 35 x 2	XC 75	NFE 22 163
26		Volant A de 80, alésage 14	—	NFE 21 44
25	MVR.00.01.07	Support	E 26	NFA 02 005
24		Clavette // A 6 x 6 x 25	E 24	NFE 27 656
23	MVR.00.01.06	Flasque Mobile	A.U 4 G	NFA 02 104
22	MVR.00.01.05	Couvercle	A 33	NFA 02 005
21		Vis HM 6.10	A 42	NFE 27 311
20		Tôle	A 33	NFA 02 005
19		Courroie V 25	—	—
18		Vis HM 8.14	A 42	NFE 27 311
17		Rodille LLB N	E 26	NFE 27 611
16		Clavette // A 8 x 7 x 36	E 24	NFE 27 656
15		Circlips 49 x 2	XC 75	NFE 22 163
14	MVR.00.01.04	Flasque Fixe	A.U 4 G	NFA 02 104
RP	N° dessin	Désignation	NB	Mat Observ

N° dessin	Désignation	Nb	Mat	Observ
13	Moteur Enel 890 100 0904 1041	1	—	—
12	MVR.00.01.03	Flasque Mobile	1	A.U 4 G NFA 02 104
11		Clavette // A 8 x 7 x 25	1	E 24 NFE 27 656
10		Ressort	1	XC 65 NFE 04 115
9	MVR.00.01.02	Cage	1	A 33 NFA 02 005
8		Roulement 25 BT 02 EE	1	— ISO R300
7		Vis CHc M 5-12	10	A 42 NFE 27 311
6		Rondelle V 5	10	XC 65 NFE 27 612
5		Circlips 25 x 12	1	XC 75 NFE 22 163
4		Pied de Positionnement	2	A 33 NFA 02 104
3		Anneau	1	A 37 NFA 02 104
2	MVR.00.01.01	Couvercle	1	A 70 NFA 02 104
1	MVR.00.01.00	Carter	1	A 70 NFA 02 104
RP	N° dessin	Désignation	Nb	Mat Observ

**ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE**

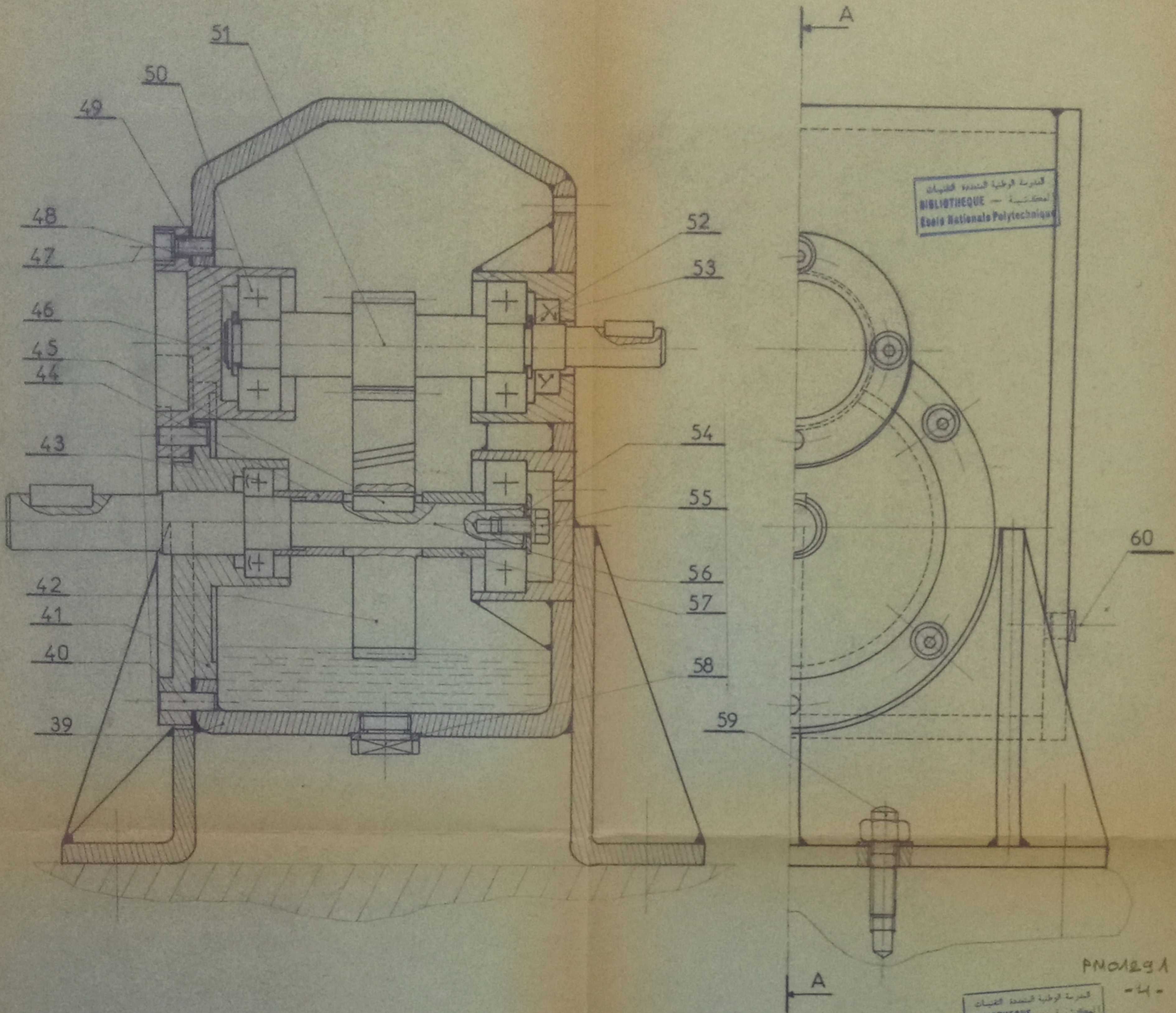
Echelle	Masse		<b>VARIATEUR DE VITESSE</b>	<b>ENP</b> Dep G Mécanique
1				

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
 BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
 Ecole Nationale Polytechnique

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
 BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
 Ecole Nationale Polytechnique

PM 012 9A  
- 3 -





PN01291

المكتبة - المكتبة  
BIBLIOTHEQUE  
Ecole Nationale Polytechnique

Rp	N° dessin	Désignation	Nb	Mat	Observ
57		Entretoise	1	U 4 b	
56	MVR 00 02 05	Arbre	1	10 NC 6 NFA 35 551	
55		Vis H M 5.12	1	A 42 NFE 27 311	
54		Rondelle LL 5 N	1	E 26 NFE 27 611	
53		Joint à Levre IEL 30.5	1		
52		Circlips 15x1	2	XC 75 NFE 22 163	
51	MVR 00 02 04	Arbre Pignon	1	10 NC 6 NFA 35 551	
50		Roulement 15BC13	3		
49		Joint	2	U 4 b	
48		Rondelle W 5	7	XC 65 NFE 04 115	
47		Vis CHc M 5 - 12	7	A 42 NFE 27 311	
46	MVR 00 02 03	Couvercle	1	A 70 NFA 02 104	
45		Clavette // A 5x5x20	1	E 24 NFE 27 656	
44		Entretoise	1	A 42 NFE 27 161	
43		Roulement 17BC10 P	1	ISO R 300	
42	MVR 00 02 02	Roue Dentée	1	10 NC 6 NFA 35 551	
41	MVR 00 02 01	Couvercle	1	A 70 NFA 02 104	
40		Pied De Centrage	2	A 33 NFA 02 104	
39	MVR 00 02 00	Carter	1	A 70 NFA 02 104	

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE				
Echelle	Masse			
1				
REDUCTEUR			ENP	
			Dép G. Mécanique	
			MVR 00 02	

Rp	N° dessin	Désignation	Nb	Mat	Observ
60		Bouchon de Remplissage	1	A 42 NFE 27 311	
59		Goujon M8 20/16r j15	8	A 42 NFE 27 311	
58		Bouchon de vidange	1	A 42 NFE 27 311	







