

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

République Algérienne Démocratique et Populaire

«O»

وزارة التعليم والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement et de la Recherche Scientifique

«O»

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

«O»

3/86

Tex

DEPARTEMENT : GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état

SUJET

Test d'influence du degré de déformation et du traitement thermique sur les propriétés de l'aluminium et projet d'une tréfileuse

3 PLANCHES

Proposé et dirigé par :

M. PAVLOV

Etudié par :

HADJ-ALI FAROUK



E.N.P. 10, Avenue Hacem Badi - EL-HARRACH - ALGER



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

République Algérienne Démocratique et Populaire

«O»

وزارة التعليم والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement et de la Recherche Scientifique

«O»

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

«O»

DEPARTEMENT : GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état

SUJET

Test d'influence du degré de déformation et du traitement thermique sur les propriétés de l'aluminium et projet d'une tréfileuse

Proposé et dirigé par :

M. PAVLOV

Etudié par :

HADJ-ALI FAROUK

PROMOTION JANVIER 1986

E.N.P. 10, Avenue Hacén Badi - EL-HARRACH - ALGER

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

قَالَ اللَّهُ تَتَلَوْنَهَا
لَا يَرْجِي الْمُنَافِقِينَ

DEDICACE

À la Mémoire de ma
Mère.

À mon père qui ma montré le chemin
du savoir

mes parents.

mes frères : Tahar, Abderrahmane et F. Zohra.

ma grande mère Yamina

toute la famille SEMMAR.

mes amis : Taïbi, Nekbil, Mokrani, Djellol,
Korichi etc...

tous ceux qui m'ont aidés de près ou
de loin

Je dedie ce modeste travail

M^r: F. Hadj-Ali.

Remerciements

Ma reconnaissance et ma gratitude s'adresse, après ALLAH, à:

- Mes parents, freres et soeur
- A ceux qui ont contribué à ma formation
- A monsieur PAVLOV qui m'a consacré tout son temps libre

- Mes plus vifs remerciements sont adressés à Messieurs: les responsables de l'ENICAB, aux techniciens du laboratoire de l'ENICAB: Abderrahmane, Sid-Ali, Mohamed, Hacem et Nour-'eddine
- Je remercie aussi Messieurs ABADLI et Bouabdallah du departement de métallurgie.
- Aux familles qui n'ont cessés de me considerer comme leur fils et en particulier les familles: OUCHEN et SEMMAR.

MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR:

وزارة التعليم العالي

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات

Département: Mécanique

مصاحبة: الميكانيك

Promoteur: Pavlov

موجه: بافلوف

Elève Ingenieur: Hadj -Ali Farouk

تلميذ مهندس: حاج علي فاروق

الموضوع: اختبار تأثير درجة التشوه والمعالجة الحرارية على مميزات
الالمنيوم ومشروع آلة الدرفلة.

الملاحظ: يتمثل هذا المشروع في دراسة تركيبات ومميزات الميكانيكية و
الكهربائية للالمنيوم بعد الدرفلة وكذلك معالجته حراريا
يتبع هذه الدراسة تصميم وحساب آلة الدرفلة من نوع
مركبة ومستمرة بمعبرين خاصة بالالمنيوم.

Sujet: Test d'influence du degré de déformation et de traite-
ment thermique sur les propriétés de l'aluminium et projet d'une
tréfileuse

Resumé: Ce projet consiste en une étude des structures et des
propriétés mécaniques et électriques de l'aluminium après tréfilage
ainsi que le traitement thermique. Cette étude est suivie
de la conception et du calcul d'une tréfileuse multiple
continue à deux passes relatif à l'aluminium.

Subject: Influence test of déformation level and of ther-
mal treatment on the aluminium properties and design
of a wire-drawing stand

Abstract: This project is a study of structural, mechanical and
electrical properties of the aluminium after the
wire-drawing and the thermal treatment.
This study is followed by the conception and cal-
culation of the multiple continuous two passages
wire-drawing stand designed for aluminium.

TABLE DES MATIERES

I. INTRODUCTION	
I.1 Généralités	1
I.2 Présentation du sujet	1
I.3 Choix du matériau	1
I.3.1 Généralité sur le matériau étudié	1
I.3.2 Caractéristique du fil machine	2
I.3.2.1 caractéristique chimique	2
I.3.2.2 Etat de surface	2
II. ETUDE DE TRAITEMENT PAR DEFORMATION A FROID ET TRAITEMENT THERMIQUE DE L'ALUMINIUM	
II.1 Mécanisme de déformation plastique	2
II.1.2 Durcissement par écrouissage	3
II.2. Recuit de recristallisation	4
II.2.1 Restauration et polygonisation	4
II.3 Caractéristiques mécaniques	5
III. METHODES EXPERIMENTALES, RESULTATS ET INTERPRETATIONS.	
III.1 Prélèvement des échantillons	6
III.2 Préparation des éprouvettes et des échantillons	6
III.2.1. Préparation des éprouvettes	6
III.2.2 Préparation des échantillons micrographiques	6
III.2.2.1 Enrobage.	6
III.3 Recuit de recristallisation	7
III.4 Techniques expérimentales	7
III.4.1 Essai de traction	7
III.4.2 Mesure de l'allongement	7
III.4.3 Mesure de la microductilité	7
III.4.4 Mesure de la résistivité électrique	7
III.5 Observation des résultats obtenus	8

III.5.1.1	Evolution des caractéristiques mécaniques	8
III.5.1.2	Evolution des caractéristiques électriques	12
III.5.2	Influence du recuit sur les propriétés du fil	15
III.5.2.1	Evolution des caractéristiques mécaniques et électriques	15
IV.	LE TREFILAGE	
IV.1	Généralités	21
IV.1.1	Dévidoir	21
IV.1.2.1	Filières :	21
IV.1.2.2	Matière des filières	22
IV.1.3	Types de machines à tréfiler	22
V.	PROJET D'UNE TREFILEUSE	
V.1	Détermination des paramètres principaux de la trefileuse.	24
V.1.1	Détermination de l'allongement logarithmique	24
V.1.2	Diamètre du fil après l'opération de trefilage	24
V.1.3	Détermination de la vitesse de trefilage de la 1 ^{ère} passe	25
V.1.4	Vitesse périphérique de la bobine	25
V.1.5	Calcul de la contrainte et de l'effort de trefilage	25
V.1.5.1	Calcul de la contrainte	25
V.1.5.1.1	vitesse de déformation	26
V.1.5.2	l'effort de trefilage	27
V.1.6	Calcul de la puissance nécessaire	29
V.1.7	choix du moteur	29
V.2.1	Calcul des rapports de transmissions	30
V.2.2.1	Calcul des couples sur les arbres	31
V.2.2.2	Effort tangentiels pour tirer le fil	31
V.2.3	Chaîne cinématique	32
V.2.4	Calcul de la transmission par courroie	33
V.2.5	Calcul cinématique des engrenages	35
V.2.6	Calcul d'engrenage	36

V.3.1	Vérification des dentures à la rupture	41
V.3.2	Vérification des dentures à la pression superficielle	46
V.4	Calcul dynamique	50
V.4.1.1	efforts sur les pignons et les roues sur le réducteur	50
V.4.1.2	Calcul dynamique du réducteur	50
V.4.2.1	efforts sur l'engrenage conique	57
V.4.2.2	calcul dynamique	58
V.4.3	Etude dynamique des bobines	60
V.4.3.1	Calcul dynamique de la 1 ^{re} bobine	60
V.4.3.2	Calcul dynamique de la 2 ^{ème} bobine	62
V.5	Calcul de l'accouplement	64
V.6	Calcul des roulements	65
V.6.1	Calcul des charges radiales et axiale sur les paliers	65
	Conclusion	68

TABLE DES FIGURES

- Systeme de glissement de structure c-f-c fig 2-1
- Schematisation d'une deformation plastique du metal sous l'effet d'une contrainte de glissement fig 2-2
- Formation d'une macle lors de la deformation fig 2-3
- Changement de forme de grain lors de la deformation fig 2-4
- filiere fig 3-1
- Evolution de la resistance à la rupture en fonction du degré de deformation fig 3-2
- Evolution de l'allongement à la rupture en fonction ϵ fig 3-3
- Evolution de $HV = f(\epsilon)$ fig 3-4
- Evolution de $\rho = f(\epsilon)$ fig 3-5
- Evolution de $R_r = f(T^\circ)$ fig 3-6
- Evolution de $A = f(T^\circ)$ fig 3-7
- Evolution de $HV = f(T^\circ)$ fig 3-8
- Evolution de $\rho = f(T^\circ)$ fig 3-9
- Décomposition des forces au cours de l'écoulement fig 4-1
- filiere simple fig 4-2
- filiere double fig 4-3
- filiere mobile fig 4-4
- Machine multiple continue fig 4-5
- Machine multiple a accumulation fig 4-6
- Machine à glissement fig 4-7

I. INTRODUCTION

I.1 Généralités

lors de ces dernières années, l'aluminium a acquis à côté du cuivre, une importance sans cesse croissante dans le domaine des conducteurs électriques. Ce développement est dû, en particulier, aux propriétés ci-après :

- Conductivité électrique élevée, pouvant atteindre 63% de celle du cuivre.
- Echauffement inférieur (82% environ) à celui du cuivre à égale intensité du courant.
- Résistance élevée aux agents atmosphériques et aux fumées industrielles, très bonne résistance à la corrosion.
- Non magnétique.
- Très bonne aptitude à la mise en forme, soit lors de la fabrication à chaud, soit lors du façonnage à froid.
- L'aluminium est l'un des éléments les plus répandus à la surface du globe (1/8 de la croûte terrestre).
- Les principaux minerais utilisés pour son élaboration sont la bauxite et la cryolithe.

I.2 Présentation du sujet.

Le sujet qui a été proposé pour l'élaboration de ce projet de fin d'étude consiste à faire une étude sur les propriétés mécaniques et électriques sur l'aluminium après tréfilage, ainsi que le traitement ultérieur.

La seconde partie consiste en une étude d'une tréfileuse.

I.3 Choix du matériau.

I.3.1 Généralité sur le matériau étudié

Le matériau qui a été utilisé dans notre projet est l'aluminium. Ce métal a une place de choix dans les différentes technologies.

Sa conductibilité électrique le fait employer en construction électrique; sa conductibilité thermique et sa malléabilité

en font un materiau de choix pour la fabrication de materiel ménager et sa légéreté le fait utiliser en construction aeronautique.

I.3.2 Caractéristique du fil machine

I.3.2.1 Caractéristique chimique

Le fil machine qu'on va utiliser dans notre étude est l'aluminium A5/L selon la norme AFNOR.

C'est un métal 99,5% de pureté et 0,5% de (Fe, Si, Cu, Zn, Ti)

Ce type de fil machine est importé avec un diamètre de 9,60mm

I.3.3.2 Etat de surface

On sait que l'aluminium s'oxyde facilement à l'air et on a une couche mince et dure qui se dépose sur le métal qui est l'alumine Al_2O_3 .

Pour éliminer cette couche d'alumine, on le fait subir une opération de rasage. C'est un procédé qui consiste à faire passer le fil machine dans une tréfileuse dont la filière contient des rasoirs.

A la fin de l'opération on obtient un diamètre de 8,27mm.

le fil étudié a une surface propre et brillante de couleur blanc bleuâtre.

II. ETUDE DE TRAITEMENT PAR DEFORMATION A FROID ET TRAITEMENT THERMIQUE DE L'ALUMINIUM.

II.1.1 Mécanisme de déformation plastique.

L'aluminium a une structure cubique à faces centrées, alors la déformation plastique s'effectue par glissement et par maclage.

Les systemes de glissement sont formés des plans de type (111) contenant des directions de type (110)

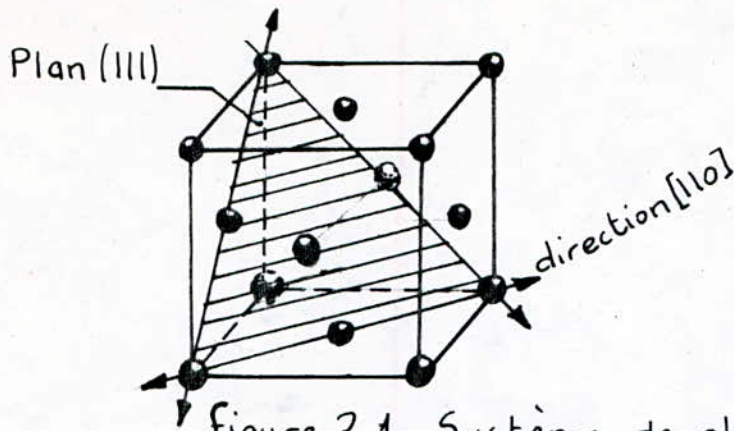


Figure 2.1 Système de glissement de structure c.f.c

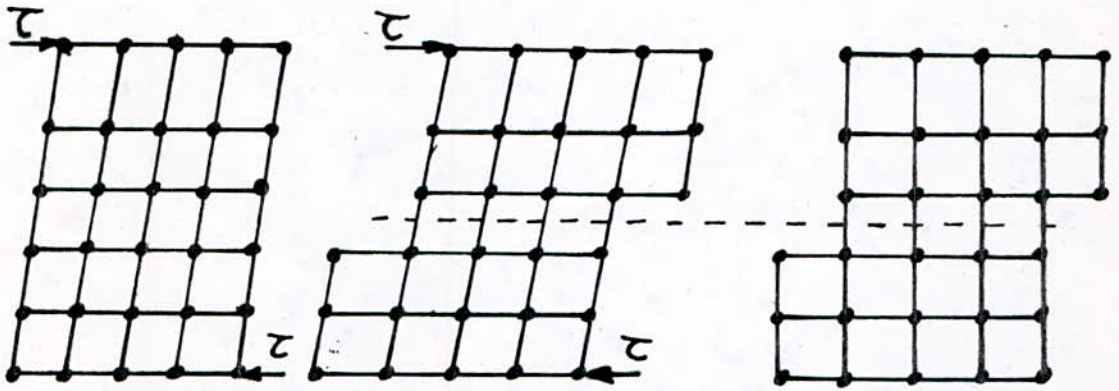


Figure 2.2 : Schématisation d'une déformation plastique du métal sous l'effet d'une contrainte de glissement

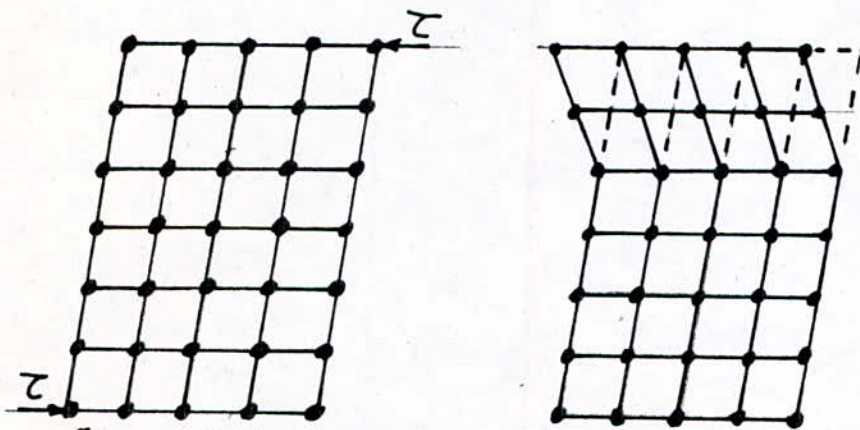


Figure 2.3: Formation d'une made lors de la déformation plastique.

II.1.2 Durcissement par écrouissage.

L'origine de ce durcissement est connue, avec l'augmentation du degré de déformation.

1. La densité des dislocations augmente et un grand nombre de ces dislocations ne peut déboucher en surface, et à cause des interactions diverses, une forte proportion

se trouve bloquée dans le cristal sous forme de dipôle, boucles empilement, echevaux, reseaux etc...

2. Augmentation de deformation des structures cristallines formation des blocs et leurs désorientation

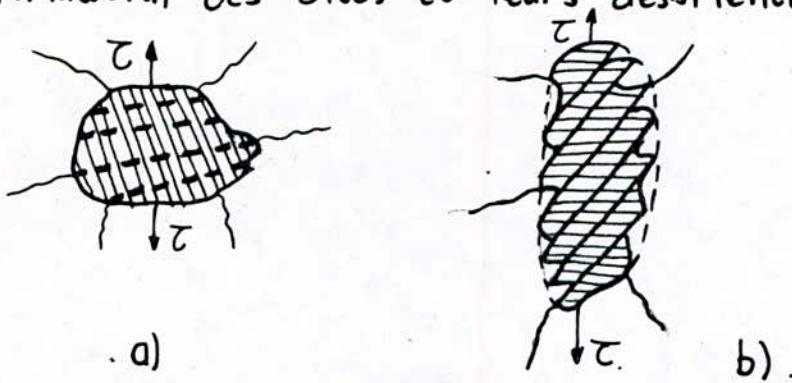


Figure 2.4 : Changement de forme de grain lors de la déformation plastique. a) avant déformation
b) après déformation.

3. Augmentation de tension interne.

Le passage de nouvelle dislocation devient alors de plus en plus difficile, puisque la densité d'obstacle augmente. Il s'ensuit alors un accroissement de la résistance à la déformation qui affecte notablement les propriétés d'aluminium et phénomène d'écrouissage.

II.2 Recuit de recristallisation

II.2.1 Restauration et polygonisation.

L'aluminium écroué par tréfilage est dans un état thermodynamiquement instable. Sa structure a été altérée, ses propriétés physiques et mécaniques ont été modifiées. Mais pour restaurer les propriétés et la structure que le métal possédait avant déformation, il faut généralement le rechauffer. Donc le but c'est d'améliorer les propriétés physique et pour éliminer le phénomène d'écrouissage.

La polygonisation c'est la dislocation qui se forme en certains plaques orientées qui divise les cristaux en polygones.

II.3 Caractéristiques mécaniques.

- Résistance à la traction (R_r):

C'est le quotient de la charge maximale, par la section initiale de l'éprouvette.

$$R_r = \frac{R}{S_0}$$

- Allongement ($A\%$):

Il est exprimé en pourcent par rapport à la longueur initiale de l'éprouvette.

$$A = 100 \cdot \frac{l - l_0}{l_0}$$

- Striction ($Z\%$):

La striction est la réduction de section maximale de l'éprouvette. Elle est exprimée en pourcent par rapport à la section initiale:

$$Z = 100 \cdot \frac{S_0 - S}{S_0}$$

- Dureté des métaux:

On appelle dureté la propriété d'un corps de s'opposer à la déformation plastique provoquée par des contacts de la couche superficielle.

Nous avons utilisés la méthode de Vickers.

* Méthode de Vickers : (HV)

Cette méthode est très utilisée pour mesurer la dureté des pièces de faible épaisseur et des couches superficielles minces. La dureté est déterminé par l'empreinte laissée sur la surface mise à l'essai.

$$HV = 1,854 P/d^2$$

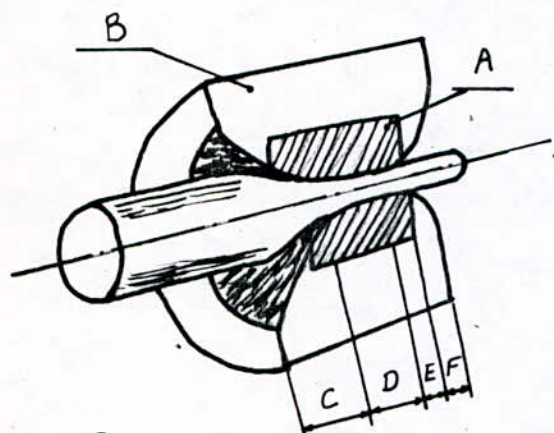
d: diagonale de l'empreinte ; P: la charge.

III. METHODES EXPERIMENTALES; RESULTATS ET INTERPRETATIONS.

L'étude des propriétés mécaniques a été réalisée aux moyens d'essais de traction, d'allongement et de dureté. Les propriétés électriques ont été étudiées par les mesures de résistivités. L'étude de la structure a été réalisée grâce à la prise des micrographies des échantillons.

III.1 Prélèvement des échantillons

Le fil machine obtenu par coulé a été progressivement tréfilé de 8,27 à 2,03 mm. On a utilisé pour cela une tréfileuse simple et une gamme de filières.



A: noyau

B: monture

C: cône d'entrée ($40 \div 60^\circ$)

D: cône de travail ($10 \div 24^\circ$)

E: portée cylindrique ($0,3 \div 1$).d.

F: cône de sortie ($60 \div 90^\circ$)

figure 3.1: Filière

Après chaque passe de filière, on prélève les échantillons. La gamme de tréfilage est la suivante :

Passé	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
$\Phi_{(mm)}$	9,60	8,27	7,32	6,48	5,74	5,08	4,50	3,99	3,54	3,15	2,80	2,50	2,25	2,03

III.2 Préparation des éprouvettes et des échantillons

III.2.1 Préparation des éprouvettes.

Pour des essais mécanique et électrique, les éprouvettes sont des tronçons de fil qu'on a prélevé après chaque opération de tréfilage. Le dressage de ces éprouvettes a été fait à la main et à l'aide d'un maillet afin d'éviter toute modification de dimension et l'érouissage du métal. Les éprouvettes utilisées dans les essais de traction ont une longueur de 500 mm dont 200 mm de partie utile. Les éprouvettes destinées aux mesures de résistivités ont une longueur de 1200 mm dont 1000 mm de partie utile. (Ces valeurs sont données par les normes AFNOR)

III.2.2 Préparation des échantillons micrographiques.

III.2.2.1 enrobage

Pour l'enrobage des échantillons, nous avons utilisés la résine

thermodurcissable. Le polissage des échantillons est exécuté par meule, papier emeri et enfin sur le disque tournant en velour humidifié par lubrifiant et patte diamantée.

III.3 Recuit de recristallisation

Afin d'examiner le phénomène de recristallisation plusieurs recuits ont été faits à des températures de :

25; 75; 100; 125; 150; 175; 200; 400 et 520°C. Pendant une durée de 30mn dans des fours électrique de L'ENICAB et de L'ENP

III.4 Techniques expérimentales :

III.4.1 Essai de traction

L'essai consiste à exercer sur une éprouvette de longueur $l_0 = 200\text{mm}$, un effort croissant suivant l'axe de l'éprouvette. Les essais sont effectués sur deux machines distinctes; la première mesure des charges de 0,005kg à 55kg. C'est la JJ instruments T5002.

La seconde mesure des charges supérieures à 500kg C'est le dynamomètre. L'essai est effectué à une vitesse de 75 m/mn (N. AFNOR).

III.4.2 Mesure de l'allongement

On porte sur toute la longueur de l'éprouvette des repères de 50mm, après l'essai de traction et la rupture on constitue l'éprouvette et on mesure la nouvelle longueur entre repères

III.4.3 Mesure de la microdureté.

Les essais de dureté ont été effectués par la méthode de Vickers en microdureté. La charge utilisé est 50g.

III.4.4 Mesure des résistivités électrique.

Pour la mesure de la résistivité nous avons utilisés le pont double de THOMPSON qui est un perfectionnement du pont WEASTON. Il permet d'éliminer l'influence des fils de conersion dans la comparaison des résistances à faibles

valeurs. La résistance d'une éprouvette de 1000 mm de longueur est mesurée à la température ambiante. Le résultat est ramené à 20°C en appliquant une relation de correction.

III.5 Observation des résultats obtenus.

III.5.1 Influence de la déformation à froid par trefilage sur les propriétés du fil.

Pour montrer l'influence du trefilage sur les caractéristiques du fil nous avons exprimés le degré de déformation par la variation de la section relative qui est définie par : $\varepsilon\% = 100 \cdot \frac{S_0 - S}{S_0}$

III.5.1.1 Evaluation des caractéristiques mécaniques au cours du trefilage.

Le tableau ci-dessous résume les valeurs obtenus au cours des essais

N°	Diamètre initial avant rupture (mm)	Section avant rupture (mm ²)	Degré de déformation (%)	Résistance à la rupture R _r (kgf/mm ²)	Allongement A%	Microdureté Vickers (kgf/mm ²)
1	9,60	72,38	0	12,90	20,4	38,5
2	8,27	53,71	25,79	13,59	12,66	40,4
3	7,32	42,08	41,86	14,97	7,5	42,8
4	6,48	32,98	54,43	15,79	5,5	44,4
5	5,74	25,87	64,25	15,84	4	47
6	5,08	20,26	72,01	16,09	4	48,1
7	4,50	15,90	78,03	17,04	3,5	49,27
8	3,99	12,50	82,73	17,06	3	50,6
9	3,54	9,84	86,40	17,78	2,27	51,3
10	3,15	7,79	89,24	18,03	2	53,1
11	2,80	6,15	91,50	18,53	2	53,8
12	2,50	4,91	93,21	18,73	1,75	54,4
13	2,25	3,98	94,50	19,09	1,5	55,2
14	2,03	3,23	95,53	19,63	1,5	55,7

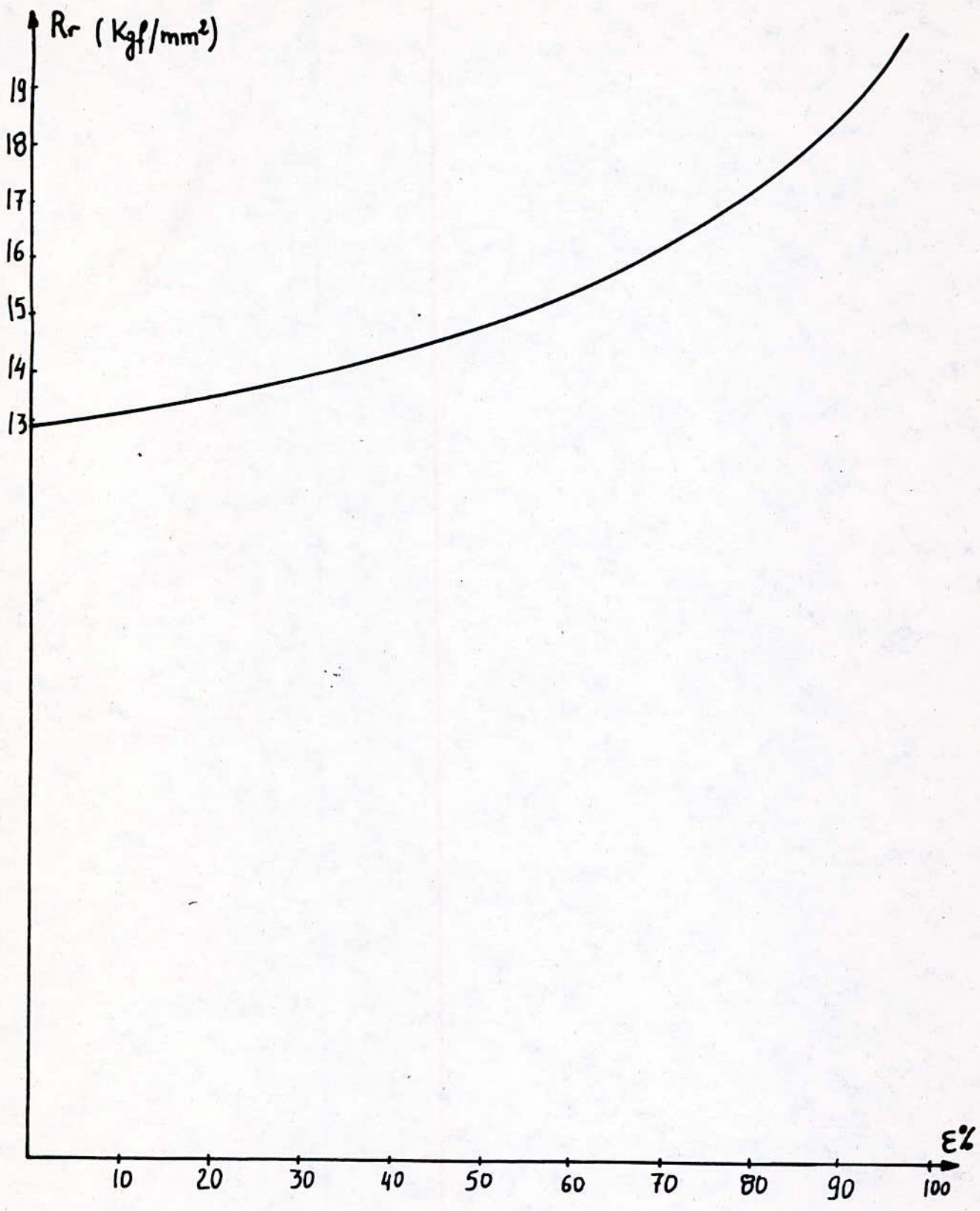


Figure 3.2 : Evolution de la résistance à la rupture en fonction du degré de déformation

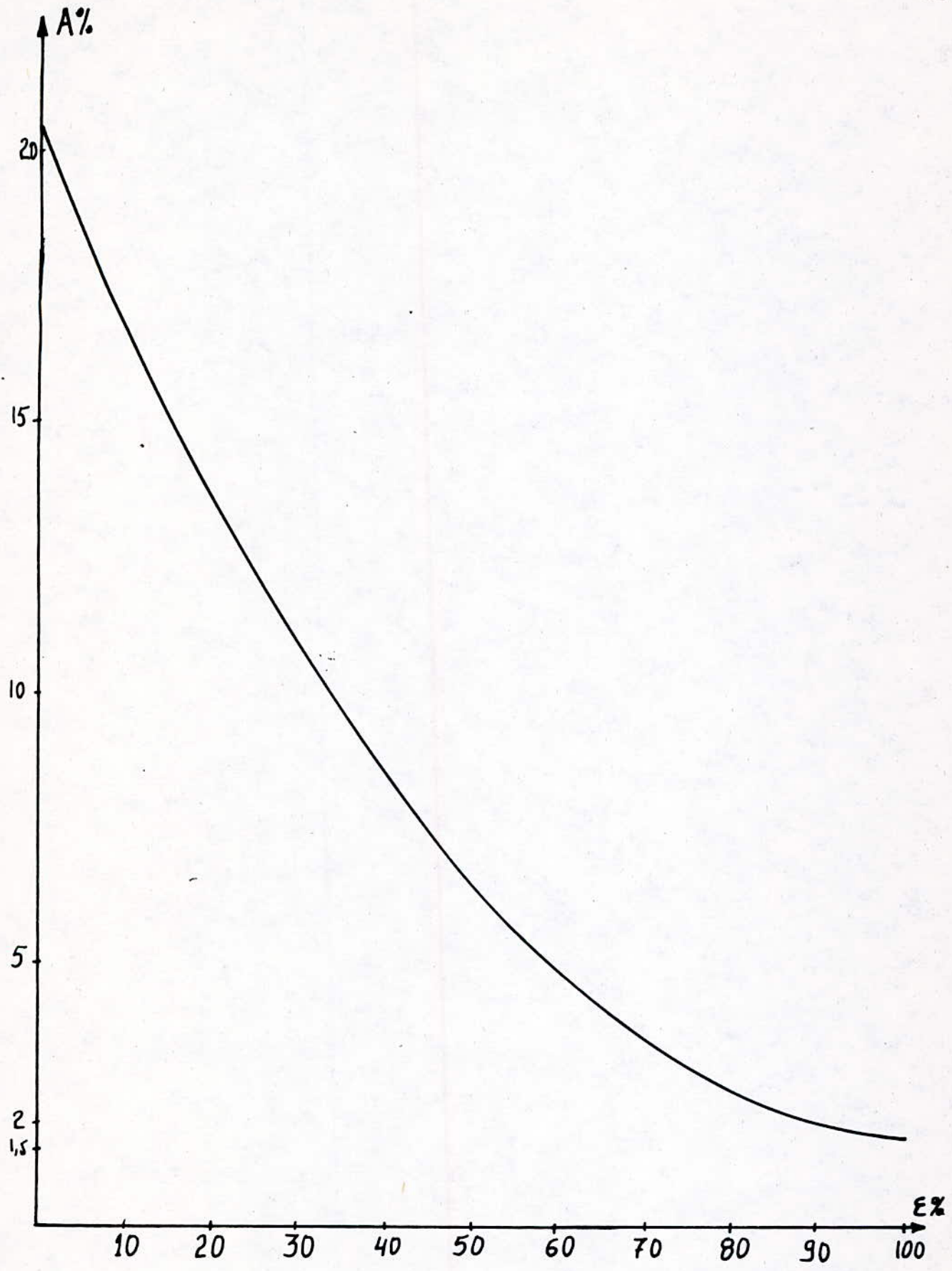


figure 3.3 Evolution de l'allongement à la rupture en fonction du degré de déformation.

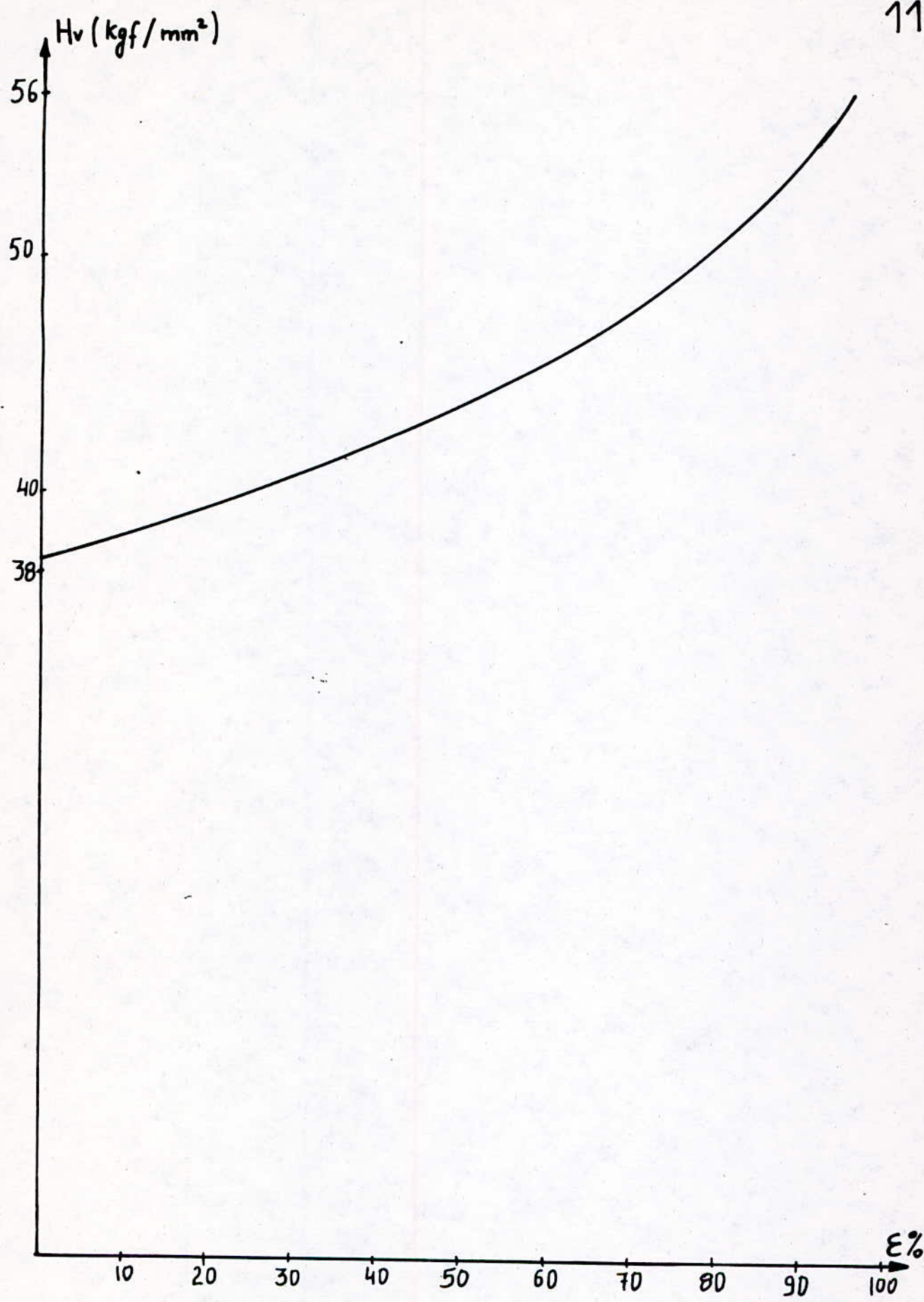


Figure 3.4: Evolution de la dureté en fonction du degré de déformation.

La figure 3.2 montre l'effet de l'écroutissage sur la résistance à la traction. A mesure que le fil s'écroute la résistance à la traction augmente. L'accroissement est maximal pour les dernières passes.

La déformation par tréfilage entraîne une augmentation des défauts et une concentration des dislocations. Cette concentration est d'autant plus élevée que le degré de déformation est important et les blocs sont sollicités par une contrainte élastique et on a l'augmentation des tensions internes.

La figure 3.3 met en évidence l'influence du degré de déformation sur l'allongement du fil. Une diminution très importante est observée dès la 1^{ère} passe. L'augmentation des défauts et la concentration des dislocations est un obstacle à l'allongement du fil.

La figure 3.4 : On observe une augmentation de la dureté avec le degré (de déformation) d'écroutissage. Ceci est due à l'augmentation du nombre d'imperfection de la structure cristalline.

III. 5.1.2 Evolution des caractéristiques électriques.

Nous avons un tableau qui résume les valeurs obtenues au cours des mesures électriques (Resistivités)

$$R_{20} = \frac{R_t}{1 + \alpha(t-20)} (\Omega)$$

R_t : Résistance à la température $t^\circ\text{C}$.

t : température du local $t = 24^\circ\text{C}$.

R_{20} : Résistance à la température ambiante.

α : Coefficient de température $\alpha = 0,00403$

ρ_{20} : résistivité à la température ambiante.

$$\rho_{20} = \frac{\pi d^2}{4l} \cdot R_{20} (\Omega \text{ mm}^2/\text{cm})$$

d : diamètre de l'éprouvette.

l : longueur de l'éprouvette (100 cm).

N°	Diamètre (mm)	Séction (mm ²)	degré de déformation (%)	$R_t(24^\circ\text{C})$ (Ω)	R_{20} (Ω)	ρ_{20} ($\Omega\text{mm}^2/\text{cm}$)
1	9,60	72,38	0	3,8498	3,7891	2,7425
2	8,27	53,71	25,79	5,1980	5,1161	2,7478
3	7,32	42,08	41,86	6,6590	6,5541	2,7579
4	6,48	32,98	54,43	8,5280	8,3937	2,7682
5	5,74	25,87	64,25	10,8497	10,6788	2,7626
6	5,08	20,26	72,01	13,9080	13,6889	2,7734
7	4,50	15,90	78,03	17,7100	17,4311	2,7715
8	3,99	12,50	82,73	22,6390	22,2825	2,7853
9	3,54	9,84	86,40	28,7490	28,2962	2,7843
10	3,15	7,79	89,24	36,4090	35,8356	2,7916
11	2,80	6,15	91,50	46,2500	45,5216	2,7995
12	2,50	4,91	93,21	58,0510	57,1368	2,8054
13	2,25	3,98	94,50	71,7390	70,6092	2,8102
14	2,03	3,23	95,53	88,5780	87,1831	2,8160

La figure 3.5 montre que l'écroutissage a pour effet d'augmenter la résistivité électrique. Ceci est due à l'augmentation des défauts dans la structure qui est un obstacle pour la conductibilité électrique du fil.

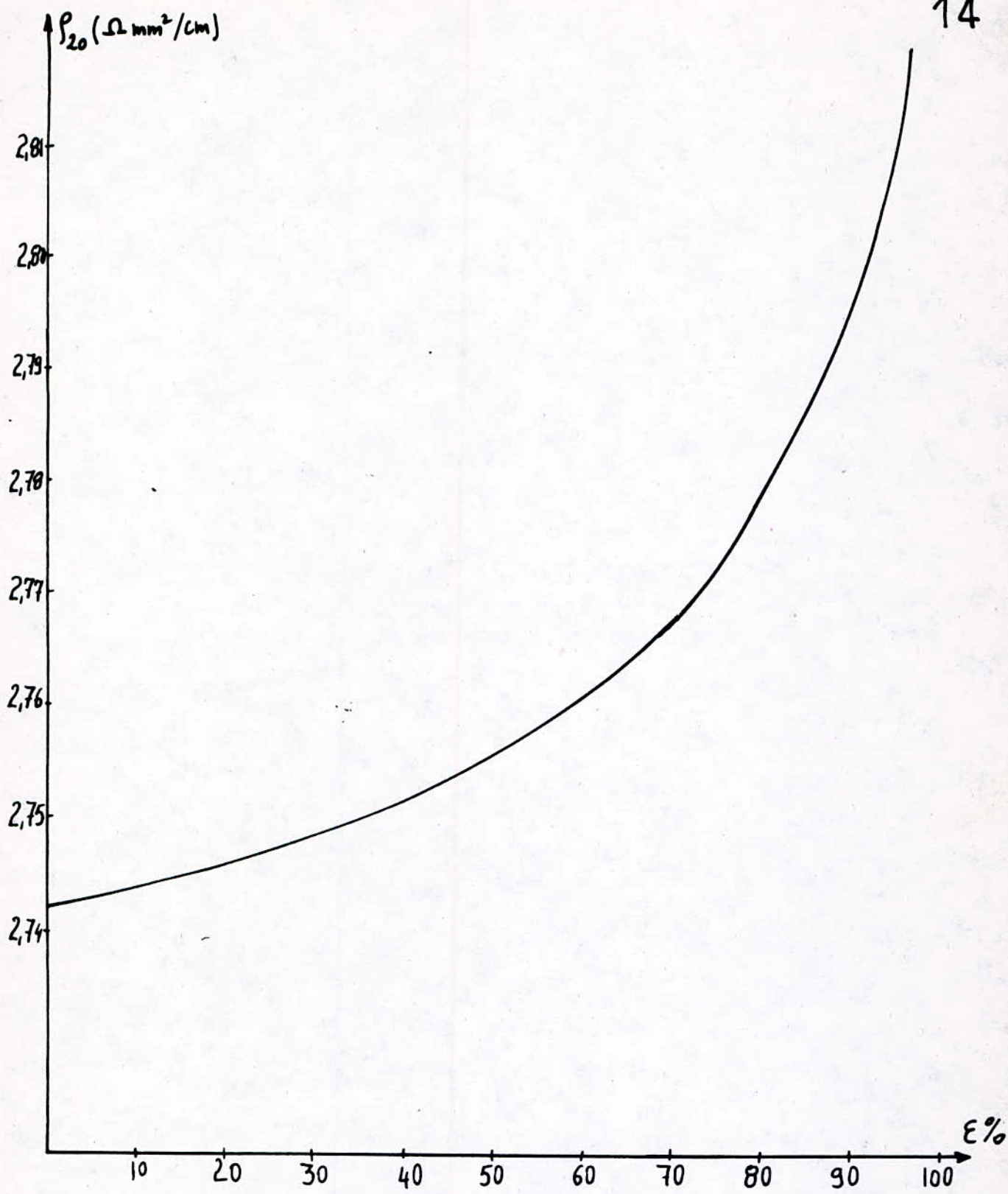


Figure 3.5 Evolution de la résistivité électrique en fonction du degré de déformation.

III.5.2. Influence du recuit sur les propriétés du fil.
 Pour montrer l'influence du recuit sur les propriétés mécaniques et électriques du fil. Nous avons fait le recuit d'un échantillon ayant subi une déformation de 41,86%. Ce recuit a été fait à différentes températures allant de 25°C à 200°C et à 400°C et en fin à 520°C.

III.5.2.1 Evolution des caractéristiques mécaniques et électriques en fonction de la température de recuit.
 Le tableau ci-dessous resume les résultats obtenus.

T° de recuit (°C)	R _r (kgf/mm ²)	A(%)	microdureté Hv (kgf/mm ²)	R _t (24°C) (Ω)	R ₂₀ (Ω)	ρ ₂₀ (Ω mm ² /cm)
25	14,97	7,5	42,8	6,6530	6,5347	2,7498
75	14,91	7,75	41,8	6,6420	6,5239	2,7452
100	14,82	8	41,8	6,6330	6,5151	2,7415
125	14,85	8,5	41,5	6,6290	6,5111	2,7398
150	14,79	9	41	6,6210	6,5033	2,7365
175	14,79	9,5	40,7	6,6090	6,4915	2,7316
200	14,61	10,5	40	6,6010	6,4836	2,7283
400	8,32	26	32,4	6,583	6,4659	2,7208
520	7,84	27,14	31	—	—	—

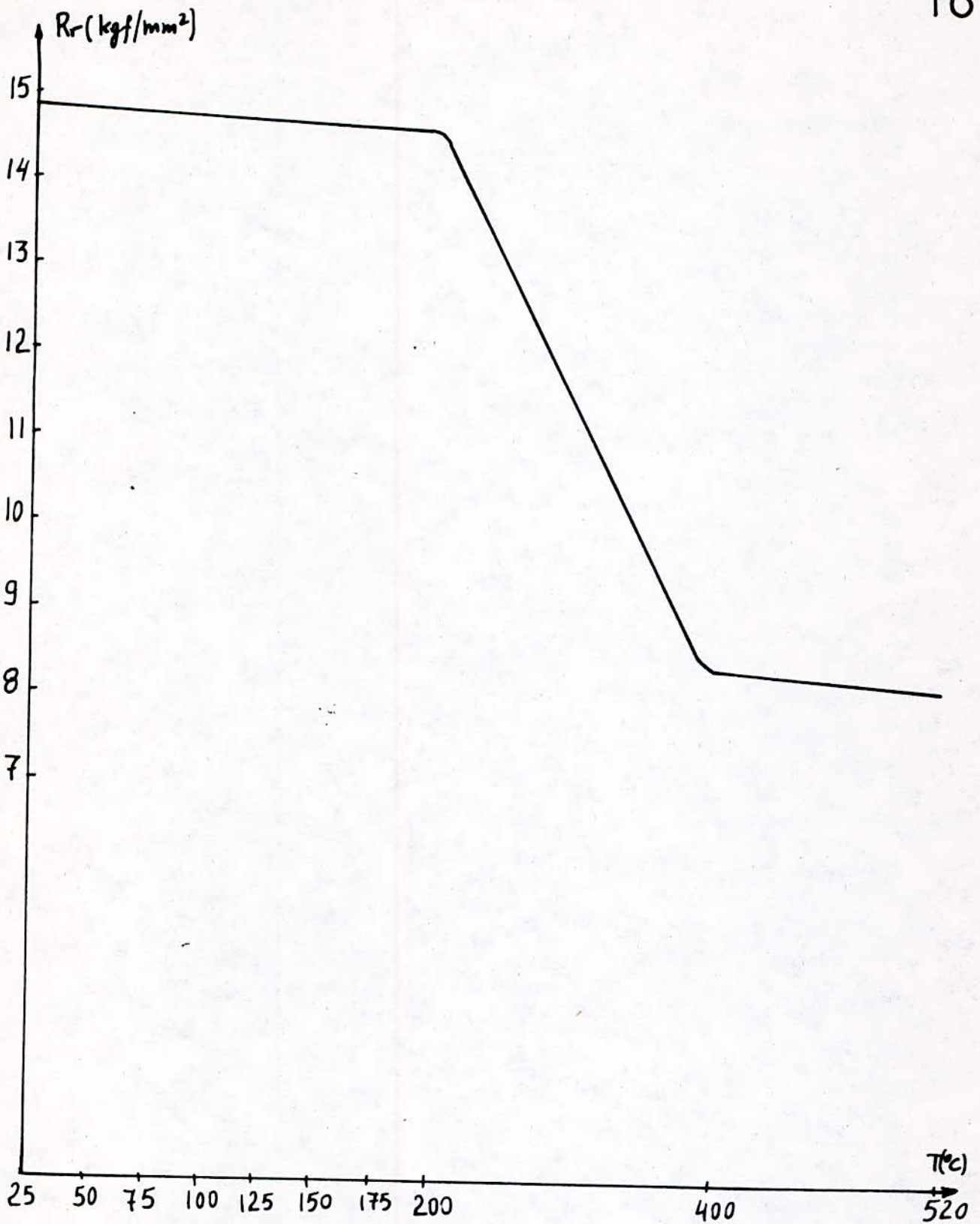


figure 3.6 Evolution de la resistance à la rupture en fonction de la température.

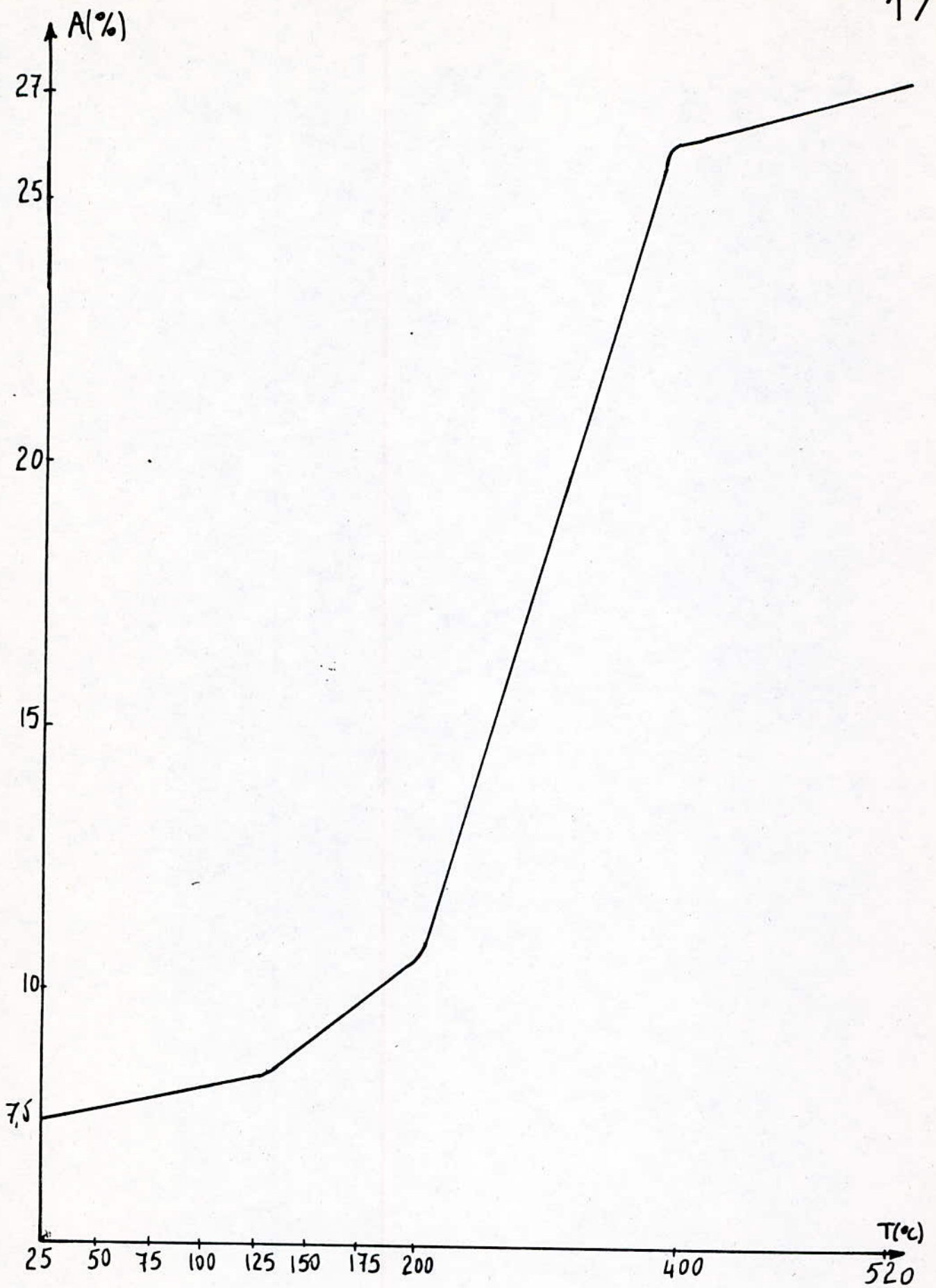


Figure 3.7 Evolution de l'allongement à la rupture en fonction de la température.

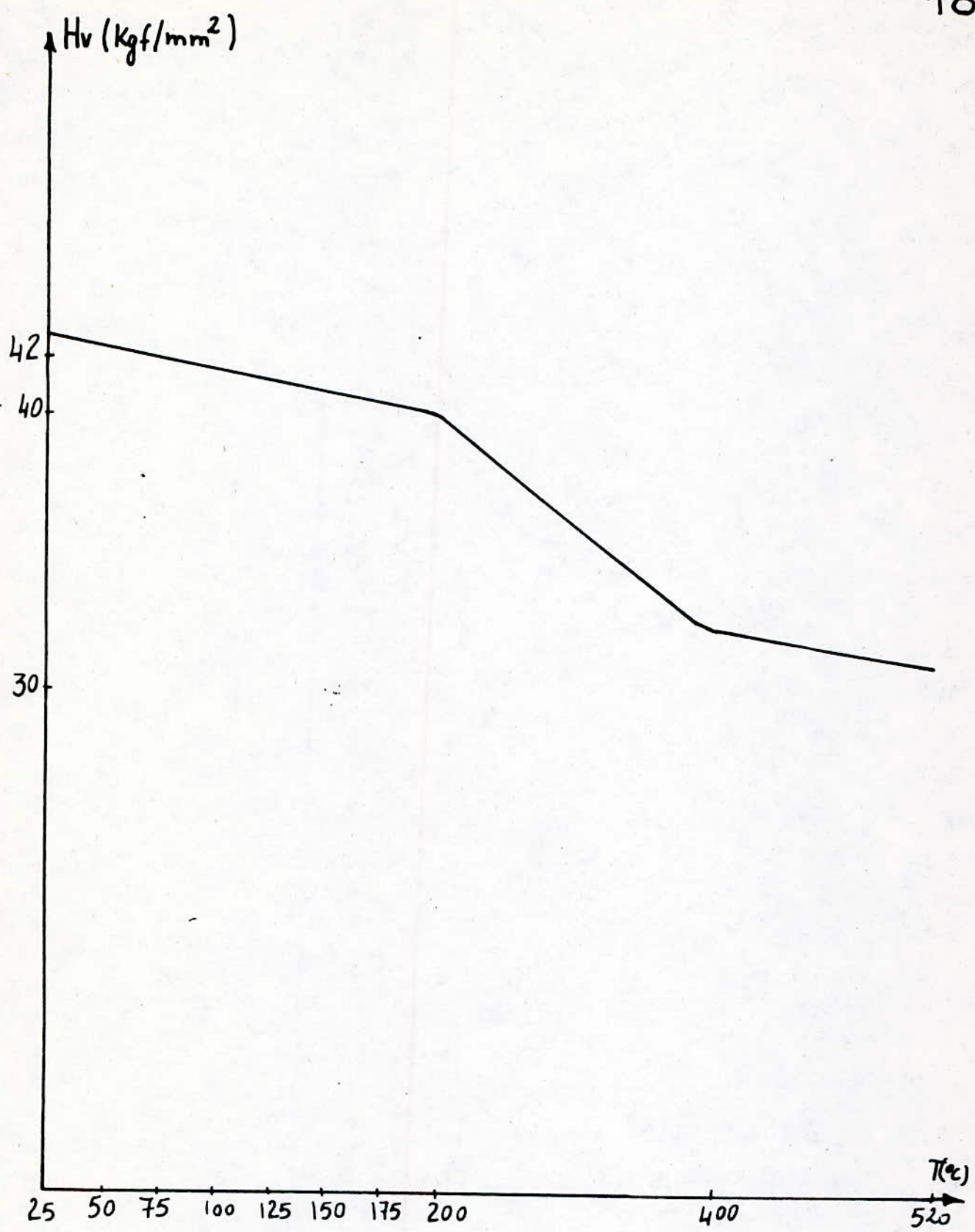


Figure 3.8 Evolution de la dureté en fonction de la température

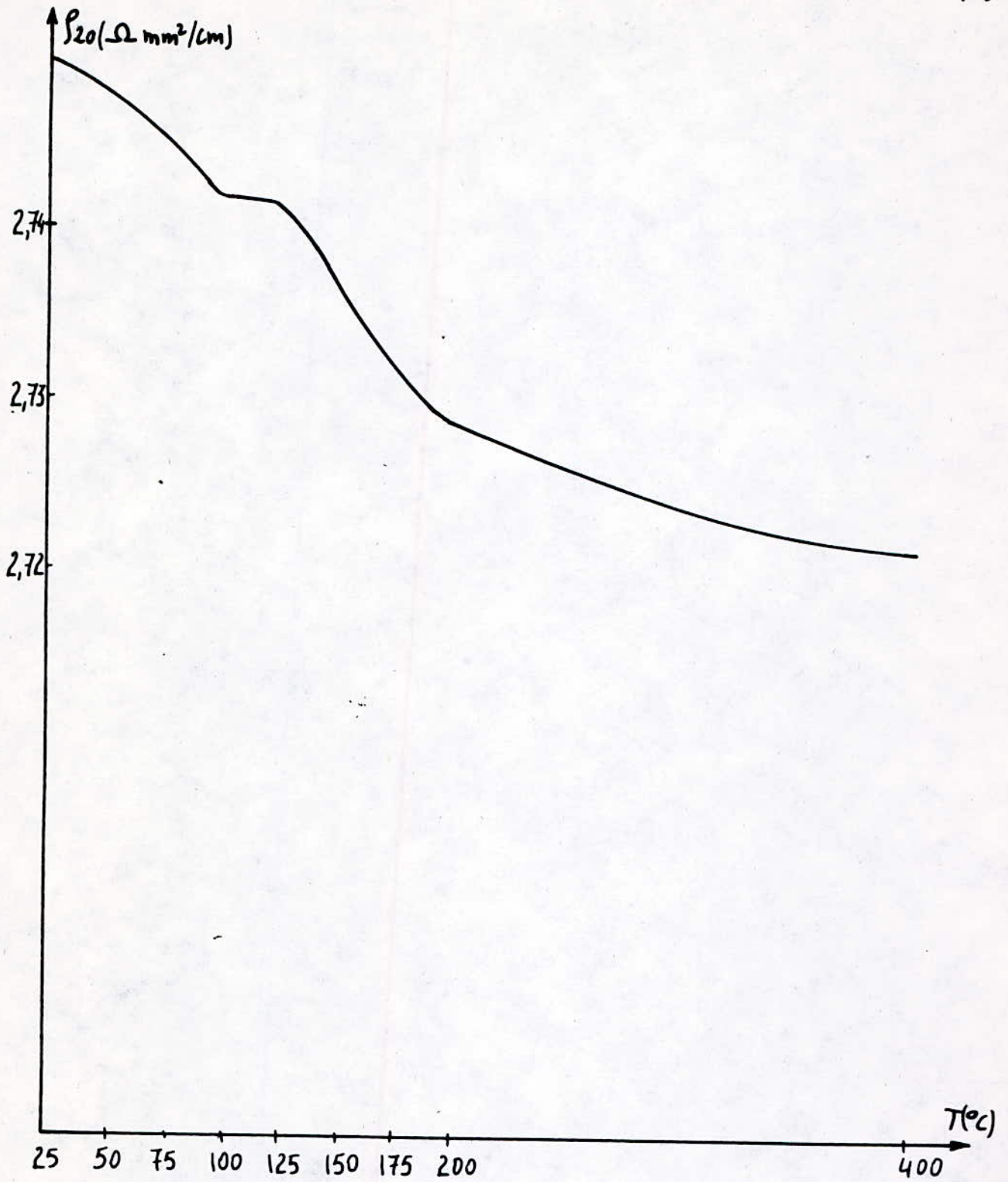


Figure 3.9 Evolution de la résistivité en fonction de la température.

La figure 3.6 montre trois stades d'évolution de la résistance à la rupture. La 1^{ère} entre 25° et 200° où la résistance à la rupture n'est pas sensible à la température de chauffage. C'est le stade de la restauration, il n'y a pas création de nouveaux grains, mais seulement réduction du nombre de défauts et réarrangement de ceux-ci en nouvelles configurations. Le deuxième stade où la résistance à la rupture décroît rapidement. C'est le stade de la recristallisation primaire qui supprime pratiquement l'écroutissage et redonne au métal ses caractéristiques initiales (200 ÷ 400°).

Le 3^{ème} stade, c'est le stade de la recristallisation secondaire (400 ÷ 520°). La résistance à la rupture ne subit pas une très grande variation.

On a les mêmes observations pour l'allongement et la microdureté (Hv).

La figure 3.9 montre en gros, quand la température s'élève, on observe une diminution de la résistivité en plusieurs stades attribuables à la migration et à l'élimination des lacunes.

IV. LE TRÉFILAGE

IV.1 Généralités

Les organes essentiels de la machine à tréfilage sont: Le dévidoir sur lequel la botte de fil est déposée avant tréfilage, la filière qui est l'outil, la bobine sur lequel le fil s'enroule après tréfilage.

- IV. 1.1 Dévidoir : Il existe des modèles de dévidoirs extrêmement variés et dont la disposition est plus ou ingénieuse. Ces dévidoirs dérivent tous de deux types :
- Le dévidoir tournant : qui est un simple support fixé sur un axe qui tourne tandis que le fil se déroule tangentielllement
 - Le dévidoir fixe : c'est une sorte de carcasse sur laquelle la botte de fil se déroule suivant l'axe du dévidoire, en se tordant d'un tour pour chaque spire de la couronne.

- IV. 1.2.1 Filières : La filière a une paroi oblique, qui provoque des efforts dont les composantes axiales équilibrent l'effort de traction sur le fil, tandis que les composantes radiales créent dans le métal des contraintes de compression qui facilitent l'écoulement plastique en diminuant le risque de rupture aux points où elle tendrait à se produire.

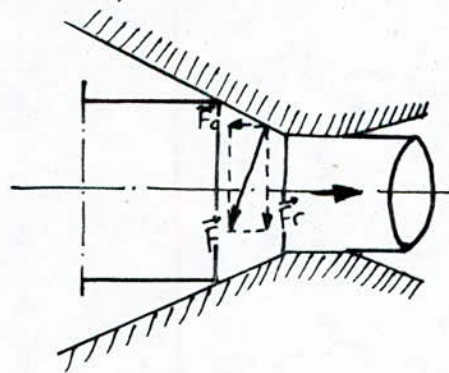


Figure 4.1 Décomposition des forces au cours de l'écoulement en filière.

F_a : effort axial

F_r : effort radial.

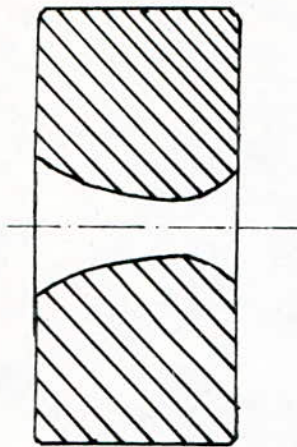


Figure 4.2

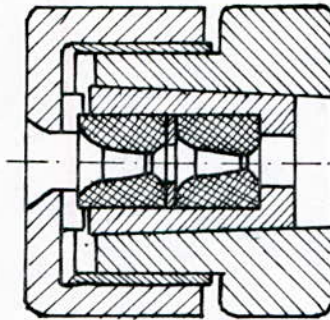


Figure 4.3

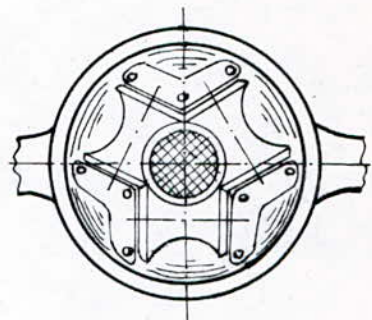


Figure 4.4

On distingue trois types de filières :

- filière simple figure 4.2
- filière double figure 4.3
- filière mobile, elle contient trois galets. Quand on tire le fil ces trois derniers le déforme en une section nouvelle, figure 4.4.

IV. 1.2.2. Matière des filières :

On trouve des filières en alliages durs (carbure de tungstène, du titane, vanadium, du molybdène etc...)

Pour des sections plus grandes on utilise l'acier XC80; XC120; 120C6; Z100C12 et le Z100CD12

Pour les fils très fins (< 0,2mm) on emploie des filières en diamant.

L'angle de travail α varie pratiquement entre 10 et 24°, suivant les métaux et les lubrifiants employés

IV. 1.3 Types de machines à tréfiler.

On distingue trois types de machines

- Machine multiple continue (fig 4.5) : dans lesquelles les vitesses des bobines sont automatiquement équilibrées de façon que chaque bobine débite exactement la quantité de fil nécessaire à la suivante. Chaque bobine se comporte comme une bobine simple sans qu'il ait glissement du fil par rapport à la bobine

- Machine multiple à accumulation: (fig 4.6) dans lesquelles il n'y a plus d'équilibrage automatique des vitesses des bobines. La série des diamètres des filières est établie de façon que chaque filière débite un peu plus de fil que ce qui est nécessaire à la suivante, ce qui provoque sur les bobines une accumulation progressive du fil pendant le tréfilage.
- Machines à glissement: (fig 4.7) dans lesquelles il n'y a pas non plus d'équilibrage automatique des vitesses. Pour compenser les différences de vitesses, il y a glissement du fil sur les bobines, mais le nombre de tours de fil reste constant sur les bobines sans qu'il y ait accumulation.

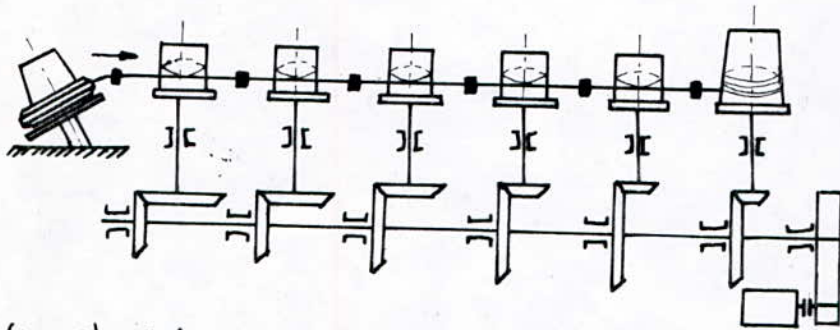


fig (4-5) : Machine multiple continue .

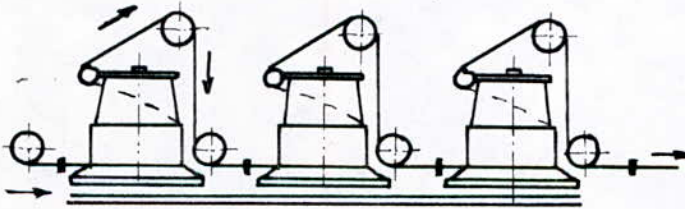


fig (4-6) : Machine multiple à accumulation .

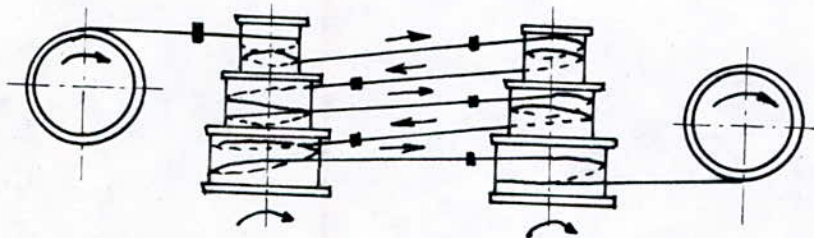


fig (4-7) : Machine à glissement .

V. PROJET D'UNE TRÉFILEUSE

La tréfileuse que nous allons faire sa conception est une machine multiple continue à deux passes.

V.1 Détermination des paramètres principaux de la tréfileuse.

V.1.1 Détermination de l'allongement logarithmique.

Nous avons vu dans la partie caractéristique mécanique de l'aluminium que l'allongement du fil n'est plus suffisant au delà d'un certain degré d'écroutissage. Donc il n'est plus économique de faire subir au fil une autre passe de tréfilage. C'est dans ce cas qu'on s'est intéressé à l'allongement obtenu lors des essais de rupture.

En ce qui nous intéresse on a besoin d'un allongement avant (la rupture) que le fil ne présente des symptômes de rupture.

Pour l'aluminium qu'on a utilisé cet allongement peut atteindre 35%. Prenons $A = 30\%$.

- 1^{ère} Passe :

$$A = \frac{L - L_0}{L_0} = \frac{L}{L_0} - 1 = e^{\varphi_1} - 1 \quad \text{ou } \varphi_1: \text{allongement logarithmique de la 1^{ère} passe.}$$

$$\varphi_1 = \ln(1 + A) = \ln(1 + 0,3) = 0,2624$$

$$\boxed{\varphi_1 = 0,2624}$$

V.1.2 Diamètre du fil après l'opération du tréfilage.

Volume initial = Volume final

$$S_i l_i = S_f l_f \Rightarrow \frac{\pi}{4} d_i^2 l_i = \frac{\pi}{4} d_f^2 l_f \Rightarrow \left(\frac{d_i}{d_f}\right)^2 = \frac{l_f}{l_i}$$

$$\ln \frac{l_f}{l_i} = \varphi_1 = \ln\left(\frac{d_i}{d_f}\right)^2 \Rightarrow \varphi_1 = 2 \ln\left(\frac{d_i}{d_f}\right)$$

$$\ln\left(\frac{d_i}{d_f}\right) = \frac{\varphi_1}{2} \Rightarrow d_f = d_i e^{-\frac{\varphi_1}{2}}$$

Comme $d_i = 8,27 \text{ mm}$ et $\varphi_1 = 0,2624$

$$\text{on a } d_f = 8,27 \cdot e^{-(0,2624/2)} = 7,25 \text{ mm} \Rightarrow \boxed{d_{f1} = 7,25 \text{ mm}}$$

C'est le diamètre minimal qu'on peut avoir sans la rupture du fil.

V.1.3 Détermination de la vitesse de trefilage de la 1^{ère} passe.

Pour l'aluminium la vitesse de la dernière passe ou $d = 2,03 \text{ mm}$ peut atteindre $960 \text{ m/min} = 16 \text{ m/s}$ et qui est donnée par le constructeur de trefileuse dans son catalogue.

D'après l'équation de continuité (débit constant) on a

$$V_f \cdot S_f = V_i \cdot S_i \Rightarrow V_i = V_f \cdot \frac{S_f}{S_i} = V_f \cdot \left(\frac{d_f}{d_i}\right)^2 \text{ ou}$$

V_f : Vitesse finale de la dernière passe à trefiler = 16 m/s

d_f : diamètre final de la dernière passe = $2,03 \text{ mm}$

d_i : diamètre initial = $8,27 \text{ mm}$

$$V_i = 16 \cdot \left(\frac{2,03}{8,27}\right)^2 = 0,96 \text{ m/s}$$

$$V_i = 0,96 \text{ m/s}$$

Dans notre cas on cherche la vitesse du fil après l'opération du trefilage

$$V_{i+1} = V_i \left(\frac{d_i}{d_{i+1}}\right)^2$$

V_{i+1} : Vitesse du fil après la passe de trefilage

d_{i+1} : diamètre après la passe de trefilage = $7,25 \text{ mm}$

$$V_{i+1} = 0,96 \left(\frac{8,27}{7,25}\right)^2 = 1,25 \text{ m/s}$$

$$\boxed{V_{i+1} = 1,25 \text{ m/s}}$$

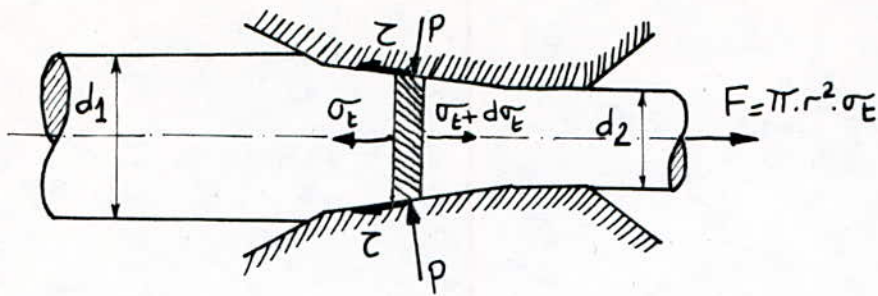
V.1.4 Vitesse périphérique de la bobine (1^{ère} passe)

On considère que le fil et la bobine ont la même vitesse, c'est à dire qu'il n'y a pas de glissement entre le fil et la bobine

$$\boxed{V_{b1} = 1,25 \text{ m/s}}$$

V.1.5 Calcul de la contrainte et de l'effort de trefilage.

V.1.5.1. Calcul de la contrainte.



On a la contrainte de trefilage qui s'exprime ainsi :

$$\sigma_E = k_{fm} \cdot \varphi \left[1 + \frac{\mu}{\alpha} + \frac{2}{3} \frac{\alpha}{\varphi} \right]$$

k_{fm} : contrainte moyenne entre son état à l'entrée de la filière et sur l'état final à la sortie.

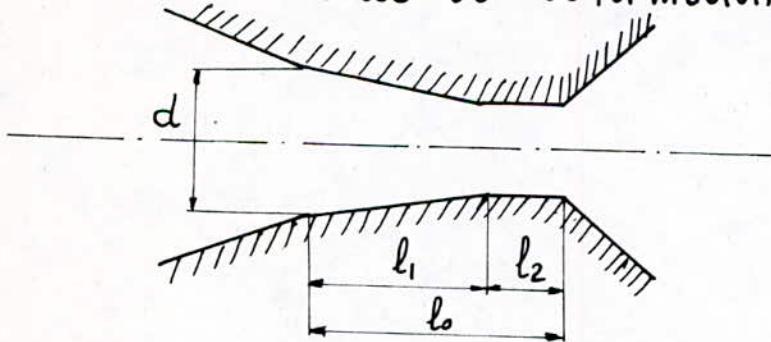
φ : allongement logarithmique

μ : coefficient de frottement

α : demi-angle d'ouverture de la filière (rd)

Pour l'aluminium de pureté 99,5%, la contrainte d'écoulement est donnée par la courbe (fig 4.5) de l'ouvrage "Mise en forme des métaux" tome 2 de Mr Pierre Baque. Nous avons plusieurs courbes, suivant les valeurs de la vitesse de déformation qu'il faut choisir $\bar{\epsilon}$.

V. 1.5.1.1 Vitesse de déformation.



l_1 : partie conique ou $l_1 = (0,5 \div 0,7) \cdot d$ on prend $l_1 = 0,6 d$

l_2 : longueur de la partie cylindrique $l_2 = 0,5 d$

l_0 : longueur totale ou se passe la déformation on a

$$l_0 = l_1 + l_2 = (0,6 + 0,5) \cdot d \Rightarrow l_0 = 1,1 d$$

Comme d est le diamètre d'entrée de la filière. $d = 8,27 \text{ mm}$

$$l_0 = 1,1 d = 1,1 \cdot 8,27 = 9,1 \text{ mm} \quad l_0 = 9,1 \text{ mm.}$$

- La durée de déformation

$$l_0 = v \cdot t \Rightarrow t = \frac{l_0}{v} = \frac{9,1 \cdot 10^{-3}}{1,25} = 0,0073 \quad t = 0,0073 \text{ s}$$

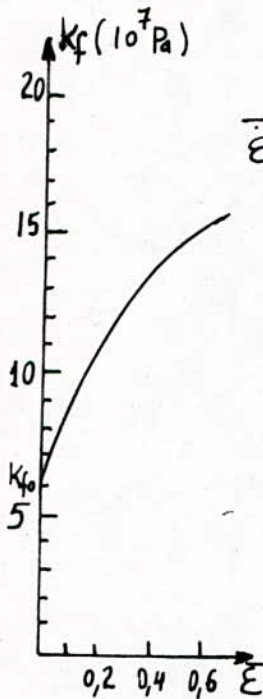
- Le degré de déformation

$$\epsilon = \varphi = 2 \ln \frac{D}{d} = 2 \ln \frac{8,27}{7,32} = 0,244 \Rightarrow \varphi = 0,244$$

- La vitesse de déformation

$$\bar{\epsilon} = \varphi / t = \epsilon / t = 0,244 / 0,0073 = 33,4 \Rightarrow \boxed{\bar{\epsilon} = 33,4 \text{ s}^{-1}}$$

Pour une température de 18°C . Nous avons choisi la courbe de la contrainte d'écoulement de (P. Baque)



$$K_{f0} = 60 \text{ MPa}$$

$$K_{f1} = 110 \text{ MPa}$$

$$\mu = 0,05$$

$$\varphi = 0,244$$

$$\alpha = 8^\circ \approx 0,139 \text{ rad.}$$

La contrainte d'écoulement moyenne est

$$K_{fm} = \frac{K_{f0} + K_{f1}}{2} = \frac{60 + 110}{2} = 85$$

$$\boxed{K_{fm} = 85 \text{ MPa}}$$

La contrainte de tréfilage est :

$$\sigma_t = 85 \cdot 0,244 \left[1 + \frac{0,05}{0,139} + \frac{2}{3} \frac{0,139}{0,244} \right] = 36$$

$$\boxed{\sigma_t = 36 \text{ MPa}}$$

V.1.5.2 L'effort de tréfilage

$$F = \pi \cdot r^2 \sigma_t$$

$r = \text{rayon du fil après la 1}^{\text{ère}} \text{ passe de trefilage} = \frac{7,25}{2} = 3,625 \text{ mm}$

$$F = \pi \cdot (3,625)^2 \cdot 36 = 1486 \text{ N}$$

$$F_{tr} = 1486 \text{ N}$$

- 2^{ème} passe.

L'allongement logarithmique

$$\psi_2 = 2 \ln \frac{d_i}{d_f'} = 2 \ln \frac{7,32}{6,48} = 0,2437$$

$$\psi_2 = 0,2437$$

d_f' : diamètre final réel après le trefilage de la 2^{ème} passe

Le diamètre final du fil après l'opération du trefilage

$$d_{f2} = d_i e^{-\psi_2/2} = 7,25 \cdot e^{-(0,2437/2)} = 6,42$$

$$d_{f2} = 6,42 \text{ mm}$$

C'est le diamètre minimal qu'on peut trefiler sans la rupture du fil.

Détermination de la vitesse de trefilage de la 2^{ème} passe

$$V_i' = V_f \left(\frac{d_f}{d_i} \right)^2 = 16 \cdot \left(\frac{2,03}{7,25} \right)^2 = 1,59 \text{ m/s}$$

La vitesse du fil après l'opération du trefilage

$$V_{i+1}' = V_i' \left(\frac{d_i}{d_{i+1}} \right)^2 = 1,59 \cdot \left(\frac{7,25}{6,42} \right)^2 = 2$$

$$V_{i+1}' = 2 \text{ m/s}$$

La vitesse peripherique de la bobine (2^{ème} passe)

$$V_{b2} = 2 \text{ m/s}$$

Calcul de la contrainte de trefilage

$$\sigma_E' = K_{fm}' \psi_2 \left[1 + \frac{\mu}{\alpha'} + \frac{2}{3} \frac{\alpha'}{\psi_2} \right]$$

la contrainte decoulement moyenne

$$K_{fm}' = \frac{K_{f1} + K_{f2}}{2} = \frac{110 + 145}{2} = 127,5$$

$$K_{fm}' = 127,5 \text{ MPa}$$

On prend $\alpha' = 9^\circ \approx 0,157 \text{ rad}$
d'où.

$$\sigma'_t = 127,5 \cdot 0,2437 \left[1 + \frac{0,05}{0,157} + \frac{2}{3} \cdot \frac{0,157}{0,2437} \right] \Rightarrow \boxed{\sigma'_t = 54,31 \text{ MPa}}$$

L'effort de tréfilage

$$F = \pi \cdot r_2^2 \sigma'_t = \pi (3,210)^2 \cdot 54,31 = 1758 \text{ N} \Rightarrow \boxed{F_{tr_2} = 1758 \text{ N}}$$

V.1.6 Calcul de la puissance nécessaire

$$P = F_{tr} \cdot V$$

F_{tr} : effort de tréfilage le plus grand des deux passes.

V : Vitesse la plus grande des deux bobines.

$$P = 1758 \cdot 2 = 3516 \text{ W} \Rightarrow \boxed{P = 3,516 \text{ kW}}$$

V.1.7 Choix du moteur

On choisit un moteur électrique de puissance nominale supérieure à celle développée pour le tréfilage afin d'éviter tout risque de surcharge sur le moteur d'après le catalogue "BAUER" on a :

nombre de pôle	type	n (tr/min)	T_N (N.m)	I_{n220V} (A)	I_{n380V} (A)	I_{n500V} (A)
2p=6	D4A6-381	930	45	18,7	10,8	8,2
$\cos \varphi$	I_d/I_n	T_d/T_N	T_{max}/T_N	I_{rot}	P (kw)	—
0,77	6	2,6	2,8	0,045	4,4	—

P : Puissance nominale sur l'arbre.

n : vitesse de l'arbre rotorique (valeur indicative).

I_n : courant nominal sous la tension nominale indiquée.

I_d/I_n : courant de démarrage relatif.

T_d/T_N : couple de démarrage relatif.

T_{max}/T_N : couple maximal relatif

$T_N = M_N$: couple nominal sur l'arbre rotorique du moteur.

V.2.1 Calcul des rapports de transmission

V.2.1.1 Le rapport de transmission total.

$$I_t = \frac{\omega_{\text{mot}}}{\omega_{\text{bobine}}} = \frac{n_{\text{mot}}}{n_{\text{bobine}}} \quad \text{avec } n_{\text{mot}} = 930 \text{ tr/min.}$$

$$n_{\text{bobine}} = \frac{60 \omega_b}{2\pi}, \quad \text{ou } \omega_b \text{ est la vitesse angulaire de la 2^{ème} passe}$$

$$\omega_b = \frac{V_{b2}}{r_b} = \frac{2}{0,25} = 8 \text{ rd/s}$$

r_b : rayon de la bobine = 25 cm

Le nombre de tour de la 2^{ème} bobine est :

$$n_{b2} = \frac{60 \cdot 8}{2\pi} = 76,43 \text{ tr/min}$$

$$n_{b2} = 76,43 \text{ tr/min}$$

alors le rapport de transmission total devient :

$$I_t = 930 / 76,43 = 12,2$$

$$I_t = 12,2$$

On choisit une trefileuse a 3 types de transmissions

- La 1^{ère} par courroie ou $\eta_c = 1$.

- la deuxième par engrenage cylindrique $\eta_e = 1$

- la troisième par engrenage conique $\eta_{ec} = 1$

V.2.1.2 le rapport de transmission par courroie :

On prend $I_c = 1,42$ (catalogue Colman & Cuvelier)

V.2.1.3 Le rapport de transmission pour un réducteur à deux étages (Normalisé).

$$I_1 = 3,111 \quad \text{et} \quad I_2 = 4,5$$

V.2.1.4 Le rapport de transmission pour engrenage conique à deux étages aussi (normalisé).

$$I_{c1} = 1 \quad \text{et} \quad I_{c2} = 0,625, \quad \text{c'est un multiplicateur}$$

V.2.1.5 Verification du choix des rapports de transmission

$$I_t = I_c \cdot I_1 \cdot I_2 \cdot I_{c1} \cdot I_{c2} = 1,42 \cdot 3,111 \cdot 4,5 \cdot 1 \cdot 0,625 = 12,3$$

V.2.2.1. Calcul des couples sur les arbres.

- Couple sur l'arbre d'entrée

$$M_1 = M_{\text{mot}} \cdot I_c = 45 \cdot 1,42 = 63,9 \text{ N}\cdot\text{m}$$

- Couple sur l'arbre intermédiaire

$$M_2 = M_1 \cdot I_1 = 63,9 \cdot 3,111 = 198,8 \text{ N}\cdot\text{m}$$

- Couple sur l'arbre de sortie

$$M_3 = M_2 \cdot I_2 = 198,8 \cdot 4,5 = 894,6 \text{ N}\cdot\text{m}$$

- Couple sur l'engrenage conique

$$1^{\text{ere}} \text{ étage : } M_{c1} = M_3 \cdot I_{c1} = 894,6 \cdot 1 = 894,6 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$2^{\text{eme}} \text{ étage : } M_{c2} = M_{c1} \cdot I_{c2} = 894,6 \cdot 0,625 = 559,1 \text{ N}\cdot\text{m}$$

V.2.2.2 Les efforts tangentiels pour tirer le fil sur les deux bobines.

$$F'_{tr1} = M_{c1} / r_{b1} = 894,6 / 0,25 = 3578,4 \text{ N}$$

$$F'_{tr1} = 3578,4 \text{ N}$$

La contrainte sur le fil dans la 1^{ere} passe.

$$\sigma_{1\text{max}} = F'_{tr1} / S_1 = 3578 / (\pi \cdot 3,625^2) = 86,7 \text{ MPa}$$

On remarque que :

$$\sigma_{1\text{max}} = 86,7 \text{ MPa} < k_{f1} = 110 \text{ MPa}$$

et

$$F'_{tr1} = 3578,4 \text{ N} > F_{tr1} = 1486 \text{ N}$$

Le fil peut se trefiler sans risque de rupture.

2^{eme} Passe

$$F'_{tr2} = M_{c2} / r_{b2} = 559,1 / 0,25 = 2236,4 \text{ N}$$

$$F'_{tr2} = 2236,4 \text{ N}$$

la contrainte du fil dans la 2^{eme} passe.

$$\sigma_{2\text{max}} = F'_{tr2} / S_2 = 2236,4 / \pi (3,175)^2 = 70,6 \text{ MPa}$$

On remarque aussi que :

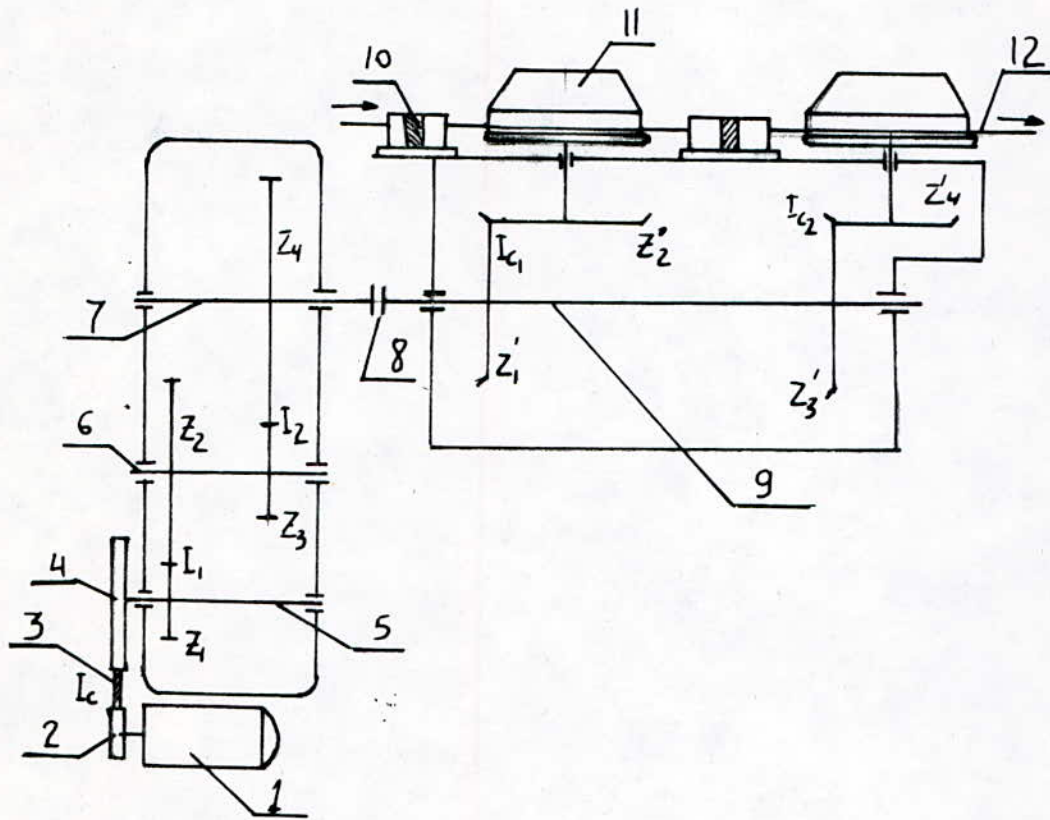
$$\sigma_{2\text{max}} = 70,6 \text{ MPa} < k_{f2} = 145 \text{ MPa}$$

et :

$$F'_{tr2} = 2236,4 \text{ N} > F_{tr2} = 1720 \text{ N}$$

alors le fil peut se trefiler sans risque de rupture.

V.2.3 Chaîne cinématique



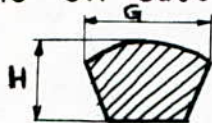
1. moteur électrique
2. poulie menante
3. Courroie trapézoïdale
4. poulie menée
5. arbre d'entrée
6. arbre intermédiaire
7. arbre de sortie
8. accouplement
9. arbre de l'engrenage conique.
10. porte filière et filière.
11. bobine
12. fil.

V.2.4 Calcul de la transmission par courroie

Ce calcul est fait d'après la méthode de "Dobrovolski" dans son ouvrage "Element des machines" edition Mir

V.2.4.1 Calcul préalable

- Choix de la courroie : On choisira une courroie trapézoïdale en caoutchouc avec les caractéristiques suivantes:



G x H	17 x 11
Largeur pratique de la courroie L_p (mm)	14
Diamètre pratique minimum (mm)	125
Charge de rupture (N/mm ²)	3
Vitesse maximale recommandée (m/s)	25

- Diamètre des poulies menée et menante.

$$d_1 = (1000 \text{ à } 1200) \cdot \sqrt[3]{\frac{P(\text{kw})}{n(\text{tr/min})}}$$

$$d_1 = 1200 \cdot \sqrt[3]{\frac{4,4}{930}} = 201,45 \text{ mm} \quad \text{prenons } \boxed{d_1 = 210 \text{ mm}}$$

$$\text{d'où } d_2 = I_c \cdot d_1 = 1,42 \cdot 210 = 300 \quad \boxed{d_2 = 300 \text{ mm}}$$

- La vitesse périphérique

$$V = \pi \cdot n \cdot d_1 / 60 = \pi \cdot 930 \cdot 210 \cdot 10^{-3} / 60 = 10,22 \quad \boxed{V = 10,22 \text{ m/s}}$$

- Angle embrassé

$$\alpha = 180 - \frac{(d_2 - d_1)}{E} \cdot 60 \quad \text{Pour des raisons de construction on a } \alpha \gg 150^\circ, \text{ d'après le cours de (CM2) on prend } E = 600 \text{ mm.}$$

$$\alpha = 180 - \frac{(0,3 - 0,21)}{0,6} \cdot 60 = 171^\circ \quad \boxed{\alpha = 171^\circ}$$

- Longueur de la courroie.

$$L = 2E + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + (d_2 - d_1)^2 / 4E.$$

alors

$$L = 2 \cdot 0,6 + \frac{\pi}{2}(0,3 + 0,21) + (0,3 - 0,21)^2 / 4 \cdot 0,6 = 2,0045 \text{ m}$$

On prend $L = 2100 \text{ mm}$

- Entraxe définitif

$$E = \frac{L - \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) - \frac{\pi \beta}{180}(d_2 - d_1)}{2 \cos \beta} \quad \text{avec } \beta = \frac{180 - \alpha}{2} = \frac{180 - 171}{2} = 4,5^\circ$$

$$\text{donc } E = \frac{2100 - \frac{\pi}{2}(300 + 210) - \frac{\pi \cdot 4,5}{180}(300 - 210)}{2 \cos 4,5} = 647,9 \Rightarrow \boxed{E = 647,9 \text{ mm}}$$

II.2.4.2 Calcul de vérification

- Détermination du nombre de courroie

$$Z = S_{\text{tot}} / S$$

S_{tot} : section totale des courroies

S : section d'une courroie.

$$S_{\text{tot}} = \frac{T}{\sigma_0} \quad \text{avec} \quad T = \frac{P e^{f\alpha}}{V(e^{f\alpha} - 1)}$$

$$P = 4400 \text{ W}$$

$$V = 10,2 \text{ m/s}$$

$f = 0,3$ (poulie en acier, courroie en caoutchouc).

$$\alpha = 171^\circ = 3 \text{ rd.}$$

$$\text{alors } T = \frac{4400 \cdot e^{0,3 \cdot 3}}{10,2 (e^{0,3 \cdot 3} - 1)} = 725,5 \text{ N} \quad \boxed{T = 725,5 \text{ N}}$$

$$\sigma_0 = 3 \text{ N/mm}^2 \quad \text{et} \quad S = G \cdot H = 17 \cdot 11 = 187 \text{ mm}^2$$

$$\text{d'où } S_{\text{tot}} = \frac{725,5}{3} = 241,8 \text{ mm}^2$$

le nombre de courroie est :

$$Z = S_{\text{tot}} / S = 241,8 / 187 = 1,2 \Rightarrow \boxed{Z = 1 \text{ courroie}}$$

- Sollicitation des arbres.

Pour une transmission par courroie, un arbre est sollicité par un effort R ou $R = K \cdot F$.

ou $K = 2,5$ pour courroie trapézoïdale

$$F = \frac{P}{V} = 4400 / 10,22 = 430,5 \text{ N}$$

$$\text{d'où } R = 2,5 \cdot 430,5 = 1076,5 \text{ N} \Rightarrow \boxed{R_{\text{cr}} = 1076,5 \text{ N}}$$

V.2.5 Calcul cinématique des engrenages

Pour le réducteur, nous adoptons les engrenages à dentures hélicoïdales, qui assurent un fonctionnement silencieux et une douceur d'entraînement.

- Premier étage : le rapport de transmission $I_1 = 3,111$

$$\alpha_n = 20^\circ$$

$$\beta_1 = 25^\circ \parallel \alpha_t = \text{Arctg}(\text{tg} \alpha_n / \cos \beta) = \text{Arctg}(\text{tg} 20 / \cos 25) = 21,88^\circ$$

α_t est l'angle de pression apparent.

Le nombre minimum de dent sans interférence de taillage:

$$Z' = 2 \cdot \cos \beta / \sin^2 \alpha_t = 2 \cos 25 / \sin^2 21,88 = 13 \text{ dents}$$

On prend alors $Z_1 = 32$ et $Z_2 = 99$ dents avec $m_n = 2,5 \text{ mm}$

L'entraxe est:

$$a_1 = \frac{m_n \cdot (Z_1 + Z_2)}{\cos \beta} = \frac{2,5 \cdot (32 + 99)}{\cos 25} = 180,6 \text{ mm}$$

prenons $a_1 = 184 \text{ mm}$.

L'angle d'hélice devient

$$\cos \beta_1 = \frac{m_n}{a_1} \cdot \frac{Z_1 + Z_2}{2} = \frac{2,5}{184} \cdot \frac{(32 + 99)}{2} = 0,8997$$

$$\beta_1 = 25,88^\circ$$

- Deuxième étage :

Le rapport de transmission $I_2 = 4,5$.

$$\alpha_n = 20^\circ$$

$$\beta_2 = 26^\circ \parallel \alpha_t = \text{Arctg}(\text{tg} \alpha_n / \cos \beta_2) = \text{Arctg}(\text{tg} 20 / \cos 26) = 22,04^\circ$$

Le nombre minimum de dent sans interférence de taillage

$$Z' = 2 \cos \beta_2 / \sin^2 \alpha_t = 2 \cos 26 / \sin^2 22,04 = 13 \text{ dents}$$

On prend alors $Z_3 = 27$ et $Z_4 = 121$ dents avec $m_n = 3 \text{ mm}$

L'entraxe est :

$$a_2 = \frac{m_n \cdot (Z_3 + Z_4)}{\cos \beta_2} = \frac{3 \cdot (27 + 121)}{\cos 26} = 247 \text{ mm}$$

prenons $a_2 = 252 \text{ mm}$

L'angle d'hélice devient

$$\cos \beta_2 = \frac{m_n}{a_2} \cdot \frac{(Z_3 + Z_4)}{2} = \frac{3}{252} \cdot \frac{(27 + 121)}{2} = 0,888$$

$$\beta_2 = 27,37^\circ$$

Pour l'engrenage conique (concourant), nous avons choisis un engrenage conique à denture droite.

- 1^{ère} étage : Le rapport de transmission $I_{c1} = 1$
avec $Z_1 = 34$; $Z_2 = 34$ dents (normalisés).

- 2^{ème} étage : Le rapport de transmission $I_{c2} = 0,625$
cest un multiplicateur avec $Z_3 = 35$ et $Z_4 = 22$ dents

V.2.6 Calcul d'engrenage :

Nous avons utilisés la méthode de G. Henriot d'après son ouvrage "Traité théorique et pratique des engrenages"

1 ^{ère} étage du réducteur		
Symbole	Dénomination	Calcul
m_n	module réel	$m_{n1} = 2,5 \text{ mm}$
β	angle d'hélice	$\beta_1 = 25,88^\circ$
P_n	pas réel	$P_n = m_n \cdot \pi = 2,5 \cdot \pi = 7,854 \text{ mm}$
P_t	pas apparent	$P_t = P_n / \cos \beta_1 = 7,854 / \cos 25,88 = 8,738 \text{ mm}$
m_t	module apparent	$m_t = m_n / \cos \beta_1 = 2,5 / \cos 25,88 = 2,778 \text{ mm}$
Z	nombre de dents	$Z_1 = 32 ; Z_2 = 99$
d	diamètre primitif	$d_1 = Z_1 \cdot m_t = 32 \cdot 2,778 = 88,896 \text{ mm}$ $d_2 = Z_2 \cdot m_t = 99 \cdot 2,778 = 275,022 \text{ mm}$
h_a	Saillie	$h_a = m_n = 2,5 \text{ mm}$
h_f	Creux	$h_f = 1,25 \cdot m_n = 1,25 \cdot 2,5 = 3,125 \text{ mm}$
h	hauteur de dent	$h = h_a + h_f = 2,5 \text{ mm} + 3,125 = 5,625 \text{ mm}$
d_a	diamètre de tête	$d_{a1} = d_1 + 2 h_a = 88,896 + 2 \cdot 2,5 = 93,896 \text{ mm}$ $d_{a2} = d_2 + 2 h_a = 275,022 + 2 \cdot 2,5 = 280,022 \text{ mm}$
d_f	diamètre de pied	$d_{f1} = d_1 - 2 h_f = 88,896 - 2 \cdot 3,125 = 82,646 \text{ mm}$ $d_{f2} = d_2 - 2 h_f = 275,022 - 2 \cdot 3,125 = 268,772 \text{ mm}$
b	largeur de la denture	$b \gg \frac{\pi \cdot m_n}{\sin \beta} = \pi \cdot 2,5 / \sin 25,88 = 17,99 \Rightarrow b = 25 \text{ mm}$
α_n	Angle de pression réel	$\alpha_n = 20^\circ$
α_t	angle de pression apparent	$\alpha_t = \text{Arctg}(\text{tg} \alpha_n / \cos \beta_1) = \text{Arctg}(\text{tg} 20 / \cos 25) = 22,025^\circ$
$\epsilon_{\beta 1}$	rappart de recouvrement	$\epsilon_{\beta 1} = b \cdot \text{tg} \beta_1 / P_t = 25 \cdot \text{tg} 25,88 / 8,738 = 1,389$
a	entraxe	$a_1 = (d_1 + d_2) / 2 = (88,896 + 275,022) / 2 = 181,959 \text{ mm}$
i_1	rappart de transmission	$i_1 = Z_2 / Z_1 = 99 / 32 = 3,111$
n	Vitesse de rotation	$n_1 = n / I_c = 930 / 1,42 = 655 \text{ tr/min}$ $n_2 = n_1 / i_1 = 655 / 3,111 = 210,6 \text{ tr/min}$
v	vitesse périphérique sur le diamètre primitif	$v_1 = (2\pi \cdot n_1 \cdot d_1 \cdot 10^{-3}) / 120 = (2\pi \cdot 655 \cdot 88,896 \cdot 10^{-3}) / 120$ $v_1 = 3,04 \text{ m/s}$
y	Saillie réduite	$y_1 = y_2 = h_a / m_n = 1$
β_b	angle d'inclinaison de base	$\beta_b = \text{Arctg}(\text{tg} \beta_1 \cdot \cos \alpha_t) = \text{Arctg}(\text{tg} 25,88 \cdot \cos 22,025)$ $\beta_b = 24,215^\circ$
Z_v	nombre de dent virtuelle	$Z_{v1} = Z_1 / \cos^3 \beta_1 = 32 / \cos^3 25,88 = 44$ $Z_{v2} = Z_2 / \cos^3 \beta_1 = 99 / \cos^3 25,88 = 136$

2^{ème} étage du réducteur

Symbole	Dénomination	Calcul
m_n	module reel	$m_{n2} = 3 \text{ mm}$
β	Angle d'hélice	$\beta_2 = 27,37^\circ$
P_n	Pas reel	$P_n = m_n \cdot \pi = 3 \cdot \pi = 9,424 \text{ mm}$
P_t	Pas apparent	$P_t = P_n / \cos \beta_2 = 9,424 / \cos 27,37 = 10,613 \text{ mm}$
m_t	module apparent	$m_t = m_n / \cos \beta_1 = 3 / \cos 27,37 = 3,378 \text{ mm}$
Z	nombre de dents	$Z_3 = 27$; $Z_4 = 121$
d	diamètre primitif	$d_3 = Z_3 \cdot m_t = 27 \cdot 3,378 = 91,206 \text{ mm}$ $d_4 = Z_4 \cdot m_t = 121 \cdot 3,378 = 408,738 \text{ mm}$
h_a	Saillie	$h_a = m_n = 3 \text{ mm}$
h_f	Creux	$h_f = 1,25 \cdot m_n = 1,25 \cdot 3 = 3,75 \text{ mm}$
h	hauteur de dent	$h = h_a + h_f = 3 + 3,75 = 6,75 \text{ mm}$
d_a	diamètre de tête	$d_{a3} = d_3 + 2 h_a = 91,206 + 2 \cdot 3 = 97,206 \text{ mm}$ $d_{a4} = d_4 + 2 h_a = 408,738 + 2 \cdot 3 = 414,738 \text{ mm}$
d_f	diamètre de pied	$d_{f3} = d_3 - 2 h_f = 91,206 - 2 \cdot 3,75 = 83,705 \text{ mm}$ $d_{f4} = d_4 - 2 h_f = 408,738 - 2 \cdot 3,75 = 401,238 \text{ mm}$
b	largeur de la denture	$b \gg \pi \cdot m_n / \sin \beta_1 = \pi \cdot 3 / \sin 27,37 = 20,5 \Rightarrow b = 30 \text{ mm}$
α_n	Angle de Pression	$\alpha_n = 20^\circ$
α_t	angle de pression apparent	$\alpha_t = \text{Arctg}(\text{tg} \alpha_n / \cos \beta_2) = \text{Arctg}(\text{tg} 20 / \cos 27,37) = 22,286^\circ$
ϵ_β	rapport de recouvrement	$\epsilon_{\beta 2} = b \text{tg} \beta_2 / P_t = 30 \cdot \text{tg} 27,37 / 10,613 = 1,46$
a	entraxe	$a_2 = (d_3 + d_4) / 2 = (91,206 + 408,738) / 2 = 250 \text{ mm}$
i_2	rapport de transmission	$i_2 = Z_4 / Z_3 = 121 / 27 = 4,5$
n	Vitesse de Rotation	$n_2 = 210,6 \text{ tr/min}$
V	Vitesse périphérique sur le diamètre primitif	$V_3 = 2\pi \cdot n_2 \cdot d_3 \cdot 10^{-3} / 120 = 2\pi \cdot 210,6 \cdot 91,206 \cdot 10^{-3} / 120$ $V_3 = 1,01 \text{ m/s}$
y	Saillie réduite	$y_3 = y_4 = h_a / m_n = 1$
β_b	Angle d'inclinaison de base	$\beta_b = \text{Arctg}(\text{tg} \beta_2 \cdot \cos \alpha_t) = \text{Arctg}(\text{tg} 27,37 \cdot \cos 22,286)$ $\beta_b = 25,595^\circ$
Z_v	nombre de dent virtuelle	$Z_{v3} = Z_3 / \cos^3 \beta_2 = 27 / \cos^3 27,37 = 39$ $Z_{v4} = Z_4 / \cos^3 \beta_2 = 121 / \cos^3 27,37 = 173$

1^{ere} étage : engrenage Conique à denture droite.

Symbole	Dénomination	Calcul
m	module	$m = 10 \text{ mm}$
P	Pas	$P = \pi \cdot m = \pi \cdot 10 = 31,416 \text{ mm}$
Z	nombre de dents	$Z_1 = 34 ; Z_2 = 34$
d	diamètre primitif	$d_1 = Z_1 \cdot m = 34 \cdot 10 = 340 \text{ mm}$ $d_2 = Z_2 \cdot m = 34 \cdot 10 = 340 \text{ mm}$
δ	angle primitif	$\delta_1 = \text{Arctg}(Z_1/Z_2) = \text{Arctg}(34/34) = 45^\circ$ $\delta_2 = 90 - \delta_1 = 90 - 45 = 45^\circ$
h _a	la saillie	$h_a = m = 10 \text{ mm}$
h _f	le creux	$h_f = 1,25 \cdot m = 1,25 \cdot 10 = 12,5 \text{ mm}$
h	hauteur de la dent	$h = h_a + h_f = 10 + 12,5 = 22,5 \text{ mm}$
d _a	diamètre de tête	$d_{a1} = d_1 + 2m \cdot \cos \delta_1 = 340 + 2 \cdot 10 \cdot \cos 45 = 354,14 \text{ mm}$ $d_{a2} = d_2 + 2m \cdot \cos \delta_2 = 340 + 2 \cdot 10 \cdot \cos 45 = 354,14 \text{ mm}$
d _f	diamètre de pied	$d_{f1} = d_1 - 2,5m \cos \delta_1 = 340 - 2,5 \cdot 10 \cdot \cos 45 = 322,32 \text{ mm}$ $d_{f2} = d_2 - 2,5m \cdot \cos \delta_2 = 340 - 2,5 \cdot 10 \cdot \cos 45 = 322,32 \text{ mm}$
θ_f	angle du creux	$\theta_f = \text{Arctg}(2,5 \sin \delta_1 / Z_1) = \text{Arctg}(2,5 \cdot \sin 45 / 34) = 2,976^\circ$
θ_a	angle de saillie	$\theta_a = \text{Arctg}(2 \cdot \sin \delta_1 / Z_1) = \text{Arctg}(2 \cdot \sin 45 / 34) = 2,381^\circ$
δ_a	angle de tête	$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_a = 45^\circ + 2,381 = 47,381^\circ$ $\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_a = 45 + 2,381 = 47,381^\circ$
δ_f	angle de pied	$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_f = 45 - 2,976 = 42,024^\circ$ $\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_f = 45 - 2,976 = 42,024^\circ$
α	angle de pression	$\alpha = 20^\circ$
R	Generatrice primitive	$R = d_1 / 2 \sin \delta_1 = 340 / 2 \cdot \sin 45 = 240,41 \text{ mm}$
Z _v	nombre de dents virtuels	$Z_{v1} = Z_1 / \cos \delta_1 = 34 / \cos 45 = 48$ $Z_{v2} = Z_2 / \cos \delta_2 = 34 / \cos 45 = 48$
y	Saillie réduite	$y_1 = h_a / m = 1 = y_2$
i _c	rapport de transmission	$i_c = Z_2 / Z_1 = 34 / 34 = 1$
b	largeur de la dent	$b = 75 \text{ mm}$ (normalisée)
ψ_r	degré d'épaisseur	$\psi_r = R / b = 240,41 / 75 = 3,2$
E _{α}	rapport de conduite apparent	$E_\alpha = 1,66$ (d'après G. Henriot, pour Z=34 Tab VII-5)
m _m	module moyen	$m_m = m(R - b/2) / R = 10 \cdot (240,41 - 75/2) / 240,41 = 8,44 \text{ mm}$
d _m	diamètre moyen	$d_{m1} = d_1 (1 - b/2R) = 340 (1 - 75/2 \cdot 240,41) = 286,96 \text{ mm}$ $d_{m2} = d_2 (1 - b/2R) = 340 (1 - 75/2 \cdot 240,41) = 286,96 \text{ mm}$

2^{ème} étage : engrenage Conique à denture droite (Multiplificateur)

Symbole	Dénomination	Calcul
m	module	$m = 10 \text{ mm}$
P	pas	$P = \pi \cdot m = \pi \cdot 10 = 31,416 \text{ mm}$
Z	nombre de dent	$Z_3 = 35 ; Z_4 = 22$
d	diamètre primitif	$d_3 = Z_3 \cdot m = 35 \cdot 10 = 350 \text{ mm}$ $d_4 = Z_4 \cdot m = 22 \cdot 10 = 220 \text{ mm}$
δ	Angle primitif	$\delta_3 = \text{Arctg}(Z_3/Z_4) = \text{Arctg}(35/22) = 57,84^\circ$ $\delta_4 = 90 - \delta_3 = 90 - 57,84 = 32,15^\circ$
ha	Saillie	$ha = m = 10 \text{ mm}$
hf	Creux	$hf = 1,25 \cdot m = 1,25 \cdot 10 = 12,5 \text{ mm}$
h	hauteur de dent	$h = ha + hf = 10 + 12,5 = 22,5 \text{ mm}$
da	diamètre de tête	$da_3 = d_3 + 2 \cdot m \cdot \cos \delta_3 = 350 + 2 \cdot 10 \cdot \cos 57,84 = 360,64 \text{ mm}$ $da_4 = d_4 + 2 \cdot m \cdot \cos \delta_4 = 220 + 2 \cdot 10 \cdot \cos 32,15 = 236,93 \text{ mm}$
df	diamètre de pied	$df_3 = d_3 - 2,5 \cdot m \cdot \cos \delta_3 = 350 - 2,5 \cdot 10 \cdot \cos 57,84 = 336,69 \text{ mm}$ $df_4 = d_4 - 2,5 \cdot m \cdot \cos \delta_4 = 220 - 2,5 \cdot 10 \cdot \cos 32,15 = 198,83 \text{ mm}$
θ_f	Angle du Creux	$\theta_f = \text{Arctg}(2,5 \cdot \sin \delta_3 / Z_3) = \text{Arctg}(2,5 \cdot \sin 57,84 / 35)$ $\theta_f = 3,46^\circ$
θ_a	angle de saillie	$\theta_a = \text{Arctg}(2 \cdot \sin \delta_3 / Z_3) = \text{Arctg}(2 \cdot \sin 57,84 / 35) = 2,769^\circ$
δ_a	angle de tête	$\delta_{a3} = \delta_3 + \theta_a = 57,84 + 2,769 = 60,609^\circ$ $\delta_{a4} = \delta_4 + \theta_a = 32,15 + 2,769 = 34,919^\circ$
δ_f	angle de pied	$\delta_{f3} = \delta_3 - \theta_f = 57,84 - 3,46 = 54,38^\circ$ $\delta_{f4} = \delta_4 - \theta_f = 32,15 - 3,46 = 28,69^\circ$
α	Angle de Pression	$\alpha = 20^\circ$
R	Generatrice Primitive	$R = d_3 / 2 \sin \delta_3 = 350 / 2 \cdot \sin 57,84 = 206,71 \text{ mm}$
Z_v	nombre de dents Virtuels	$Z_{v3} = Z_3 / \cos \delta_3 = 35 / \cos 57,84 = 66$ $Z_{v4} = Z_4 / \cos \delta_4 = 22 / \cos 32,15 = 26$
Y	Saillie réduite	$Y_3 = ha_3 / m = 1 ; Y_4 = ha_4 / m = 1$
i_c	rapport de transmission	$i_c = Z_4 / Z_3 = 22 / 35 = 0,625$
b	largeur de dent	$b = 60 \text{ mm}$ (normalisée)
Ψ_r	degré d'épaisseur	$\Psi_r = R / b = 206,71 / 60 = 3,44$
E_α	rapport de conduite apparent	$E_\alpha = 1,66$ (d'après G. Henriot pour $Z_3 = 35$ Tab VII. 5)
m_m	module moyen	$m_m = m \cdot (R - b/2) / R = 10 \cdot (206,71 - 60/2) / 206,71$ $m_m = 8,55 \text{ mm}$
d_m	diamètre moyen	$d_{m3} = d_3 (1 - b/2R) = 350 (1 - 60/2 \cdot 206,71) = 299,2 \text{ mm}$ $d_{m4} = d_4 (1 - b/2R) = 220 (1 - 60/2 \cdot 206,71) = 188,04 \text{ mm}$

V. 3.1 Verification des dentures à la rupture

Les calculs sont faits d'après la méthode de G. Henriot.

La force tangentielle admissible c'est à dire celle que la dent du pignon ou de la roue peut supporter est donnée par :

$$F_{tadm}(z) = \sigma_{blim}(z) \cdot b \cdot m_o \cdot \frac{K_v \cdot K_{bL}(z) \cdot K_m \cdot K_A}{Y_\varepsilon \cdot Y_F(z) \cdot Y_\beta}$$

1: indice du pignon de l'étage considéré

2: indice de la roue intermédiaire

σ_{blim} : valeur limite de base de la contrainte de rupture

σ_b : elle est fonction du matériau et de sa charge de rupture à cœur (hbar).

b: largeur de la dent (mm)

m_o : module de l'étage considéré (mm)

K_v : facteur de vitesse (fig VII-19)

K_m : facteur de portée (fig VII-23)

K_A : facteur de service

K_{bL} : facteur de durée (fig VII-21)

Y_ε : facteur de conduite

Y_F : facteur de forme (fig VII-7)

Y_β : facteur d'inclinaison (fig VII-11)

La formule ci-dessus est valable seulement pour le réducteur

Pour l'engrenage conique à denture droite.

La force tangentielle admissible devient :

$$F_{tadm}(z) = \sigma_{blim}(z) \cdot b \cdot m_n \cdot \frac{K_v \cdot K_{bL}(z) \cdot K_m \cdot K_A}{Y_\varepsilon \cdot Y_F(z) \cdot Y_\beta} \cdot \left(\frac{R-b}{R} \right)$$

R: la génératrice primitive (mm)

b: largeur de la dent (mm)

La durée de vie de tout le mécanisme est de 90.000 heures

Calcul

Facteur	Variable nécessaire à la détermination du facteur		Valeurs Numériques							
			Réducteur				Engrenage Conique			
			1	2	3	4	1'	2'	3'	4'
σ_{blim}	Réducteur: les pignons 1 et 3 sont en acier allié trempé: 30NCD2 les roues 2 et 4 sont en acier au carbone XC38 Engrenage Conique: les pignons 1, 4 et les roues 2' et 3' sont en acier allié: 30NCD8	$\sigma_{blim1} = 21 \text{ hbar} = 21 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$ $\sigma_{blim2} = 15,5 \text{ hbar} = 15,5 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$ $\sigma_{blim3} = 21 \text{ hbar} = 21 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$ $\sigma_{blim4} = 15,5 \text{ hbar} = 15,5 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$ $\sigma'_{blim1} = 26 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$ $\sigma'_{blim2} = 26 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$ $\sigma'_{blim3} = 26 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$ $\sigma'_{blim4} = 27,5 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$	21	15,5	21	15,5	26	26	27,5	27,5
b	_____	_____	25mm	30mm	75mm	60mm				
m	_____	_____	2,5mm	3mm	10mm					
K_v	$V_1 = 3,04 \text{ m/s}$ $V_2 = 1,01 \text{ m/s}$ $V_1' = 1,25 \text{ m/s}$ $V_2' = 2 \text{ m/s}$	$K_v = \frac{6}{6 + \sqrt{V}}$; $K_{v1} = \frac{6}{6 + \sqrt{3,04}} = 0,775$; $K_{v2} = \frac{6}{6 + \sqrt{1,01}} = 0,856$ $K'_{v1} = \frac{6}{6 + \sqrt{1,25}} = 0,843$; $K'_{v2} = \frac{6}{6 + \sqrt{2}} = 0,809$	0,775	0,856	0,843	0,809				
K_{bl}	$H = 90.000 \text{ Heures}$ $n_1 = 655 \text{ tr/min}$ $n_2 = 210 \text{ tr/min}$ $n_1' = n_2' = 46,8 \text{ tr/min}$	$K_{bl1} = 0,65$; $K_{bl2} = 0,65$ $K_{bl3} = 0,65$; $K_{bl4} = 0,72$ $K'_{bl1} = K'_{bl2} = 0,72$; $K'_{bl3} = K'_{bl4} = 0,72$	0,65	0,65	0,72	0,72				

K_M	$b_1 = 25 \text{ mm}; d_1 = 88,896 \text{ mm}$ $b_2 = 30 \text{ mm}; d_3 = 91,206 \text{ mm}$ engrenage conique on a l'organe est en porte- à faux	$b/d_1 = 25/88,896 = 0,281 < 1 \Rightarrow K_M = 1$ $b/d_3 = 30/91,206 = 0,329 < 1 \Rightarrow K_M = 1$ } (fig VII-23) pour l'engrenage conique on a $K_M = 0,85$ (Tab VII-4)	1	0,85
K_A		organe moteur - moteur électrique degré de choc de l'organe receveur = 1 } $K_A = 0,95 \left(\frac{1}{1,05}\right)$ 24 heures/Jour } $K_A = 0,9$	0,9	0,9
Y_E	$\epsilon'_{\alpha_1} = 1,66; \epsilon'_{\alpha_2} = 1,66$	$Y_{E1} = 1; Y_{E2} = 1$ page 326 $Y_E' = \frac{1}{\epsilon'_{\alpha}} = \frac{1}{1,66} = 0,6$	1	0,6
Y_f	$\beta_1 = 25,88^\circ; X = 0; \alpha_n = 20^\circ$ $\beta_2 = 27,37^\circ; X = 0; \alpha_n = 20^\circ$ $X = 0; \alpha_n = 20^\circ$	$Z_{v1} = 44; Z_{v2} = 136 \Rightarrow Y_{f1} = 2,36$ et $Y_{f2} = 2,16$ (fig VII-7) $Z_{v3} = 39; Z_{v4} = 173 \Rightarrow Y_{f3} = 2,4$ et $Y_{f4} = 2,13$ $Z'_{v1} = Z'_{v2} = 48 \Rightarrow Y'_{f1,2} = 2,35$ $Z'_{v3} = 66; Z'_{v4} = 26 \Rightarrow Y'_{f3} = 2,28$ et $Y'_{f4} = 2,58$	2,36 2,16 2,4 2,13 2,35 2,35 2,28 2,58	
Y_B	$\beta_1 = 25,88$ $\beta_2 = 27,37$	$Y_{B1} = 0,75$ $Y'_{B1} = 1$ car $\epsilon'_{\beta_1} = 0$ $Y_{B2} = 0,75$ $Y'_{B2} = 1$ car $\epsilon'_{\beta_2} = 0$	0,75	1
$\frac{R \cdot b}{R}$	$R'_1 = 240,41 \text{ mm}$ $b'_1 = 75 \text{ mm}$ $R'_2 = 206,71 \text{ mm}$ $b'_2 = 60 \text{ mm}$			0,69 0,71

Calcul des efforts tangentiels admissibles.
Réducteur : engrenage cylindrique hélicoïdal.

$$F_{tadm} = \sigma_b \text{ lim. } b \cdot m_n \cdot \frac{K_v \cdot K_{bL} \cdot K_M \cdot K_A}{Y_E \cdot Y_F \cdot Y_\beta}$$

1^{er} étage : Pignon

$$F_{t1adm} = 21 \cdot 10^7 \cdot 25 \cdot 10^{-3} \cdot 2,5 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{0,775 \cdot 0,65 \cdot 1 \cdot 0,9}{1 \cdot 2,36 \cdot 0,75} = 3362 \text{ N}$$

Roue :

$$F_{t2adm} = 15,5 \cdot 10^7 \cdot 25 \cdot 10^{-3} \cdot 2,5 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{0,775 \cdot 0,65 \cdot 1 \cdot 0,9}{1 \cdot 2,16 \cdot 0,75} = 2711 \text{ N}$$

2^{eme} étage : Pignon

$$F_{t3adm} = 21 \cdot 10^7 \cdot 30 \cdot 10^{-3} \cdot 3 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{0,856 \cdot 0,65 \cdot 1 \cdot 0,9}{1 \cdot 2,4 \cdot 0,75} = 5258 \text{ N}$$

Roue :

$$F_{t4adm} = 15,5 \cdot 10^7 \cdot 30 \cdot 10^{-3} \cdot 3 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{0,856 \cdot 0,72 \cdot 0,9}{1 \cdot 2,13 \cdot 0,75} = 4844 \text{ N}$$

Engrenage conique :

$$F'_{tadm} = \sigma'_b \text{ lim. } b \cdot m_n \cdot \frac{K_v \cdot K_{bL} \cdot K_M \cdot K_A}{Y_E \cdot Y_F \cdot Y_\beta} \cdot \left(\frac{R-b}{R} \right)$$

1^{er} étage :

$$F'_{t1adm} = 26 \cdot 10^7 \cdot 75 \cdot 10^{-3} \cdot 10 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{0,843 \cdot 0,72 \cdot 0,85}{0,70 \cdot 2,35 \cdot 1} \cdot 0,69 = 42198 \text{ N}$$

Comme $Z'_1 = Z'_2 = 34$ dents alors $F'_{t2adm} = F'_{t1adm} = 42198 \text{ N}$.

2^{eme} étage

$$F'_{t3adm} = 26 \cdot 10^7 \cdot 60 \cdot 10^{-3} \cdot 10 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{0,809 \cdot 0,72 \cdot 0,85 \cdot 0,9}{0,70 \cdot 2,28 \cdot 1} \cdot 0,71$$

$$F'_{t3adm} = 30924 \text{ N}$$

$$F'_{t4adm} = 27,5 \cdot 10^7 \cdot 60 \cdot 10^{-3} \cdot 10 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{0,809 \cdot 0,72 \cdot 0,85 \cdot 0,9}{0,70 \cdot 2,58 \cdot 1} \cdot 0,71$$

$$F'_{t4adm} = 28905 \text{ N}$$

Calcul des efforts tangentiels réels sur les arbres

Réducteur :

$$1^{\text{er}} \text{ étage : } F_{t1} = \frac{2M_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 63,9}{88,896 \cdot 10^{-3}} = 1438 \text{ N}$$

d'où

$$F_{t1} = 1438 \text{ N} < F_{t1 \text{ adm}} = 3362 \text{ N}$$

et

$$F_{t1} = 1438 \text{ N} < F_{t2 \text{ adm}} = 2711 \text{ N}$$

alors le pignon et la roue sont vérifiés à la rupture.

2^{ème} étage :

$$F_{t2} = \frac{2M_2}{d_3} = \frac{2 \cdot 198,8}{91,206 \cdot 10^{-3}} = 4359 \text{ N}$$

$$F_{t2} = 4359 \text{ N} < F_{t3 \text{ adm}} = 5258 \text{ N}$$

$$F_{t2} = 4359 \text{ N} < F_{t4 \text{ adm}} = 4844 \text{ N}$$

le pignon et la roue sont vérifiés à la rupture.

Engrenage conique.

1^{er} étage :

$$F'_{t1} = \frac{2M_{c1}}{d'_1} = \frac{2 \cdot 894,6}{340 \cdot 10^{-3}} = 5262 \text{ N}$$

$$F'_{t1} = 5262 \text{ N} < F'_{t1 \text{ adm}} = 42198 \text{ N}$$

Donc le pignon et la roue sont vérifiés à la rupture

2^{ème} étage :

$$F'_{t2} = \frac{2M_{c1}}{d'_3} = \frac{2 \cdot 894,6}{350 \cdot 10^{-3}} = 5112 \text{ N}$$

$$F'_{t2} = 5112 \text{ N} < F'_{t3 \text{ adm}} = 30924 \text{ N}$$

La roue est vérifiée à la rupture

$$F''_{t2} = \frac{2M_{c1}}{d'_4} = \frac{2 \cdot 894,6}{220 \cdot 10^{-3}} = 8131,8 \text{ N}$$

$$F''_{t2} = 8131,8 \text{ N} < F'_{t4 \text{ adm}} = 28905 \text{ N}$$

Le pignon est vérifié à la rupture.

V. 3.2 Verification des dentures à la pression superficielle
L'effort tangentiel admissible à la pression superficielle est donné par la relation :

$$F_t(z)_{adm} = \sigma_{h(z)}^2 \lim \cdot b \cdot d \cdot C_r \cdot \frac{K_v K_{Hl(z)} \cdot K_M \cdot K_A}{Z_E^2 \cdot Z_\beta^2 \cdot Z_C^2}$$

σ_h : pression superficielle limite de base

b : largeur de la denture

d : diamètre primitif du pignon de l'étage considéré

C_r : facteur de rapport : $C_r = \frac{i}{1+i}$

K_{Hl} : facteur de durée

Z_E : facteur du matériau

Z_β : facteur de longueur de contact.

Z_C : facteur géométrique

Pour $\alpha_n = 20^\circ$, une formule simplifiée a été établie

$$F_{tadm} = \Omega_0 \cdot b \cdot d \cdot C_r \cdot C_\beta \cdot K_v \cdot K_{Hl} \cdot K_M \cdot K_A$$

C_β : facteur d'inclinaison

Ω_0 : facteur de correction $\Omega_0 = \frac{\sigma_{hlim}}{7700 \cdot 2,35}$

Une autre relation est donnée permettant une égalisation des capacités de charges

$$\frac{\sigma_{1hlim}^2}{\sigma_{2hlim}^2} = \frac{\Omega_{01}}{\Omega_{02}} = \frac{K_{Hl2}}{K_{Hl1}}$$

Les formules ci-dessus sont utilisées pour l'engrenage cylindrique hélicoïdal.

Pour l'engrenage conique à denture droite et pour $\alpha_n = 20^\circ$ on a :

$$F_t(z)_{adm} = \Omega_0(z) \cdot b \cdot d_1 \cdot C_r \cdot C_\beta \cdot K_v \cdot K_{Hl(z)} \cdot K_M \cdot K_A \cdot \left(\frac{R-b}{R} \right)$$

R : génératrice primitive (mm)

K_v	$V_1 = 3,04 \text{ m/s}$ $V_2 = 1,01 \text{ m/s}$ $V'_1 = 1,25 \text{ m/s}$ $V'_2 = 2 \text{ m/s}$	$K_{v1} = 0,775$ $K_{v2} = 0,856$	$K_{v'_1} = 0,843$ $K_{v'_2} = 0,809$	0,775	0,856	0,843	0,809
K_M	_____	_____	_____	1	1	0,85	0,85
K_A	_____	_____	_____	0,9	0,9	0,9	0,9
K_{hl}	$H = 90.000 \text{ heures.}$ $n_1 = 655 \text{ tr/min}$ $n_2 = 210 \text{ tr/min}$ $n'_1 = n'_2 = 46,8 \text{ tr/min}$	$K_{hl2} = 0,54$; $K_{hl4} = 0,6$; $K'_{hl2} = 0,6$; $K'_{hl3} = 0,6$ on a déterminé les K_{hl} seulement pour les roues. Car la résistance de l'étage est déterminée par la résistance de la roue à la pression superficielle.		0,54	0,6	0,6	0,6
$\frac{R \cdot b}{R}$	$R_1 = 240,41 \text{ mm}$ $b_1 = 75 \text{ mm}$ $R_2 = 206,71 \text{ mm}$ $b_2 = 60 \text{ mm}$	_____	_____	_____		0,69	0,71
—	_____	_____	_____	_____	_____	_____	_____

Calcul des efforts tangentiels admissibles

Reducteur :

$$F_{t \text{ adm}} = \Omega_0 \cdot b \cdot d_1 \cdot C_r \cdot C_\beta \cdot K_v \cdot K_{H12} \cdot K_m \cdot K_A$$

1^{er} étage : La roue.

$$F_{t2 \text{ adm}} = (0,4 \cdot 25 \cdot 80,896 \cdot 1,325 \cdot 0,756 \cdot 0,775 \cdot 0,54 \cdot 0,9) \cdot 10$$

$$F_{t2 \text{ adm}} = 3354 \text{ N}$$

Sachant que $F_{t1} = 1438 \text{ N}$ qui est l'effort tangential sur l'arbre

$$F_{t1} = 1438 \text{ N} < F_{t2 \text{ adm}} = 3354 \text{ N}$$

Le 1^{er} étage est vérifié à la pression superficielle

2^{eme} étage : la roue.

$$F_{t4 \text{ adm}} = (0,4 \cdot 30 \cdot 91,206 \cdot 0,818 \cdot 1,33 \cdot 0,856 \cdot 0,6 \cdot 0,9) \cdot 10$$

$$F_{t4 \text{ adm}} = 5504 \text{ N}$$

$$F_{t2} = 4359 \text{ N}$$

$$F_{t2} = 4359 \text{ N} < F_{t4 \text{ adm}} = 5504 \text{ N}$$

Le 2^{eme} étage est vérifié à la pression superficielle

Engrenage conique

$$F'_{t \text{ adm}} = \Omega_0 \cdot b \cdot d_1 \cdot C_r \cdot C_\beta \cdot K_v \cdot K_{H1} \cdot K_m \cdot K_A \cdot \left(\frac{R-b}{R} \right)$$

1^{er} étage :

$$F'_{t2 \text{ adm}} = 1 \cdot 75 \cdot 340 \cdot 0,5 \cdot 1 \cdot 0,843 \cdot 0,6 \cdot 0,85 \cdot 0,9 \cdot 0,69 \cdot 10$$

$$F'_{t2 \text{ adm}} = 34041 \text{ N}$$

Sachant que $F'_{t1} = 5262 \text{ N}$.

$$F'_{t1} = 5262 \text{ N} < F'_{t2 \text{ adm}} = 34041 \text{ N}$$

Le 1^{er} étage est vérifié à la pression superficielle.

2^{eme} étage :

$$F'_{t3 \text{ adm}} = 1 \cdot 60 \cdot 220 \cdot 0,385 \cdot 1 \cdot 0,809 \cdot 0,6 \cdot 0,85 \cdot 0,9 \cdot 0,71 \cdot 10$$

$$F'_{t3 \text{ adm}} = 13400 \text{ N}$$

Sachant que $F'_{t2} = 5112 \text{ N}$.

$$F'_{t2} = 5112 \text{ N} < F'_{t3 \text{ adm}} = 13400 \text{ N}$$

Le 2^{eme} étage est vérifié à la pression superficielle

V.4 Calcul dynamique

V.4.1.1 Les efforts sur les pignons et les roues du réducteur

- Arbre d'entrée.

$$\text{Effort tangentiel : } T_1 = \frac{P}{V_1} = \frac{4400}{3,04} = 1447 \text{ N} \Rightarrow \boxed{T_1 = 1447 \text{ N}}$$

$$\text{Effort axial : } A_1 = T_1 \cdot \text{tg } \beta_1 = 1447 \cdot \text{tg } 25,88 \Rightarrow \boxed{A_1 = 702 \text{ N}}$$

$$\text{Effort radial : } R_1 = T_1 \cdot \frac{\text{tg } \alpha_n}{\cos \beta} = 1447 \cdot \frac{\text{tg } 20}{\cos 25,88} \Rightarrow \boxed{R_1 = 585 \text{ N}}$$

$$\text{L'effort dû à la transmission par courroie} \Rightarrow \boxed{R_{CF} = 1076,5 \text{ N}}$$

- Arbre intermédiaire

$$T_2 = T_1 = 1447 \text{ N}$$

$$A_2 = A_1 = 702 \text{ N}$$

$$R_2 = R_1 = 585 \text{ N}$$

$$T_3 = \frac{P}{V_3} = \frac{4400}{1,01} = 4356,5 \text{ N} \Rightarrow \boxed{T_3 = 4356,5 \text{ N}}$$

$$A_3 = T_3 \cdot \text{tg } \beta_2 = 4356,5 \cdot \text{tg } 27,37 = 2255 \text{ N} \Rightarrow \boxed{A_3 = 2255 \text{ N}}$$

$$R_3 = T_3 \cdot \frac{\text{tg } \alpha_n}{\cos \beta_2} = 4356,5 \cdot \frac{\text{tg } 20}{\cos 27,37} \Rightarrow \boxed{R_3 = 1785,5 \text{ N}}$$

- Arbre de sortie

$$T_3 = T_4 = 4356,5 \text{ N}$$

$$A_3 = A_4 = 2255 \text{ N}$$

$$R_3 = R_4 = 1785,5 \text{ N}$$

V.4.1.2 Calcul dynamique du réducteur

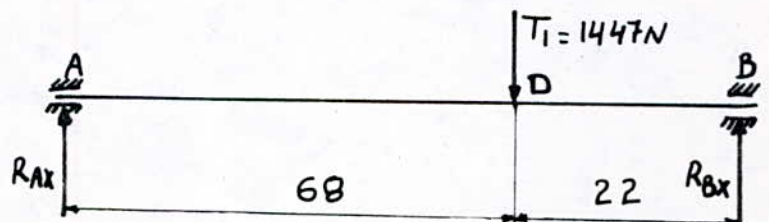
- Arbre d'entrée :

Plan XAZ

Reactions :

$$R_{Ax} = 354 \text{ N}$$

$$R_{Bx} = 1093 \text{ N}$$



Les moments fléchissants

au point A = 0

au point B = 0

au point D = 24 N·m

Plan XAY

Reactions

$$R_{Ay} = -419 \text{ N}$$

$$R_{By} = 2080,5 \text{ N}$$

$$R_{Bz} = 702 \text{ N}$$

Moments Fléchissant

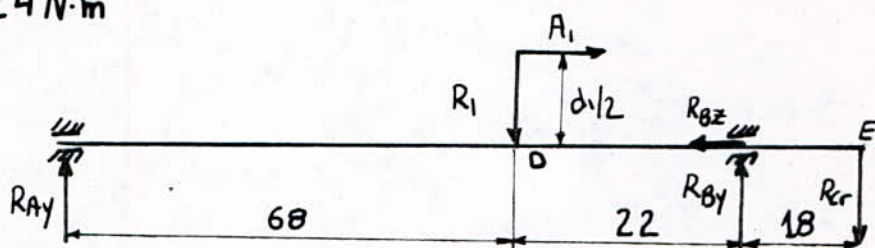
au point A = 0

au point D Avant $M_{f0^-} = -28,5 \text{ N}\cdot\text{m}$

après $M_{f0^+} = 2,7 \text{ N}\cdot\text{m}$

au point B = -19,37 N·m

au point E = 0.



Le moment de torsion

$$M_t = T_1 \cdot D_1/2 = 1447 \cdot 88,896/2 = 64316,2 \text{ N}\cdot\text{mm}.$$

Le diamètre de l'arbre

$$d \gg \sqrt[3]{\frac{10 M_i}{\sigma_{adm}}}$$

M_i = moment idéal au niveau de la section considérée

σ_{adm} = contrainte admissible = (60 ÷ 80 MPa).

L'arbre est dimensionné pour un moment idéal max

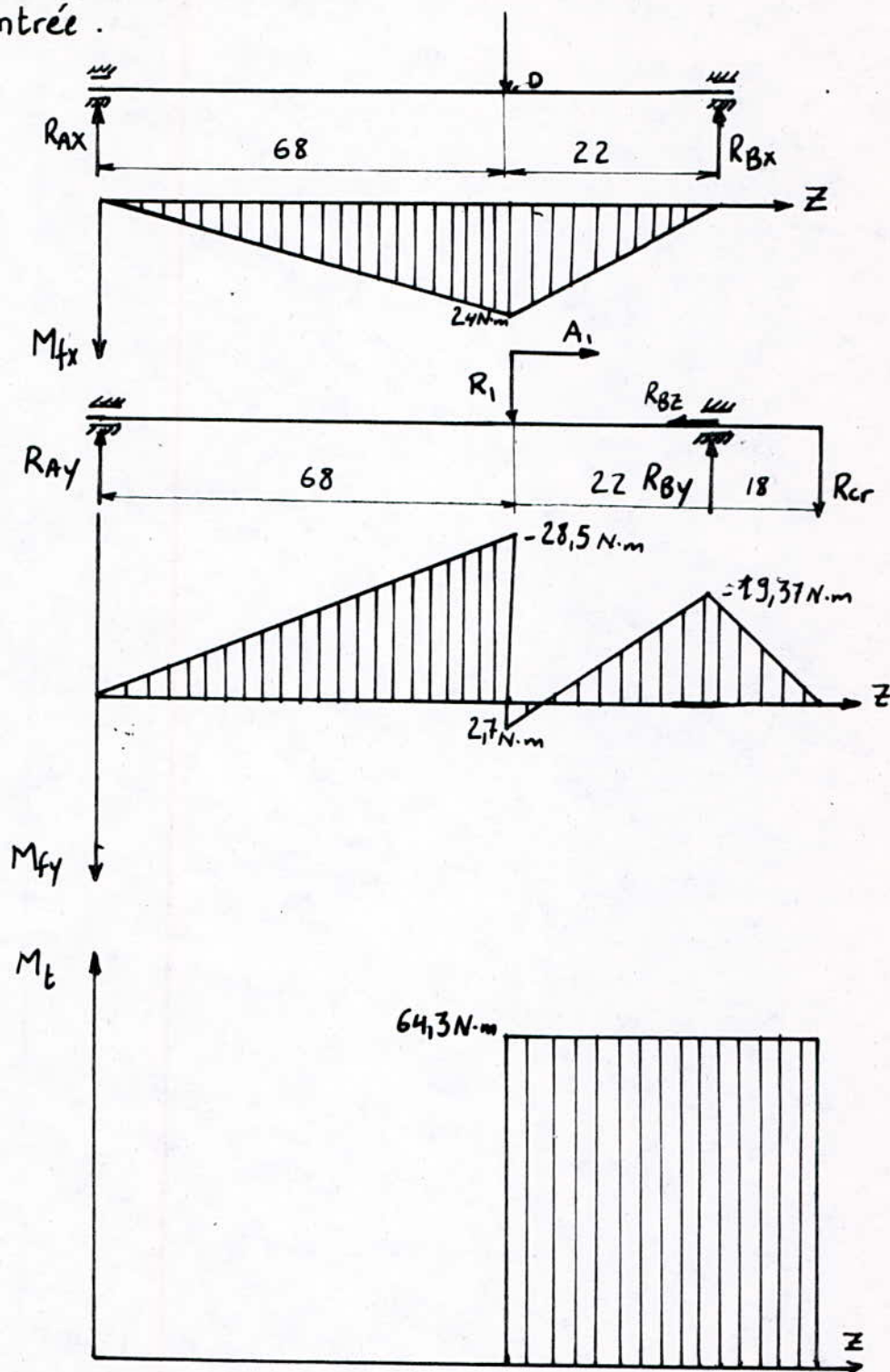
$$M_{i\max} = \sqrt{M_{f0x}^2 + M_{f0y}^2 + M_t^2} = \sqrt{(24)^2 + (28,5)^2 + (64,316)^2} = 74,3 \text{ N}\cdot\text{m}$$

le diamètre de l'arbre est avec $\sigma_{adm} = 70 \text{ MPa}$.

$$d \gg \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 74328}{70}} = 22 \text{ mm}, \text{ On prend } \boxed{d = 35 \text{ mm}}$$

qui est le diamètre de l'arbre d'entrée.

Diagrammes des moments flechissants et du moment de torsion de l'arbre d'entrée.



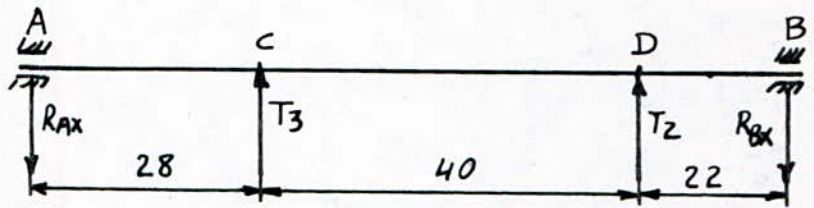
Arbre intermédiaire.

Plan XAZ

Réactions :

$$R_{Ax} = 3354,9 \text{ N}$$

$$R_{Bx} = 2448,6 \text{ N}$$



Les moments fléchissants :

au pt A = 0

$$\text{au pt C} = -93,937 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$\text{au pt D} = -53,873 \text{ N}\cdot\text{m}$$

au pt B = 0

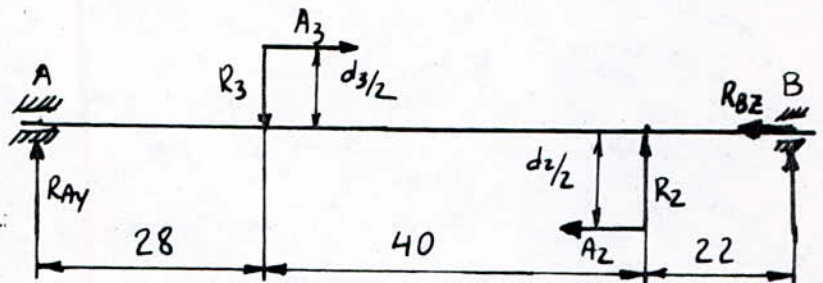
Plan XAY

Reactions :

$$R_{Ay} = -1128,2 \text{ N}$$

$$R_{By} = 2328,6 \text{ N}$$

$$R_{Bz} = 1553 \text{ N}$$



Les moments fléchissants.

au point A = 0

$$\text{au point C : avant } M_{fc} = -31,6 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$\text{après } M_{fc} = 71,24 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$\text{au point D : avant } M_{fd} = -45,302 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$\text{après } M_{fd} = 51,23 \text{ N}\cdot\text{m}$$

au point B = 0

Moment de torsion

$$M_{t2} = T_2 \cdot d_2/2 = 1447 \cdot 275,022/2 = 198978 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

Le moment idéal.

$$M_{\text{imax}} = \sqrt{(93,9)^2 + (71,24)^2 + (198,97)^2} = 231,26 \text{ N}\cdot\text{m}$$

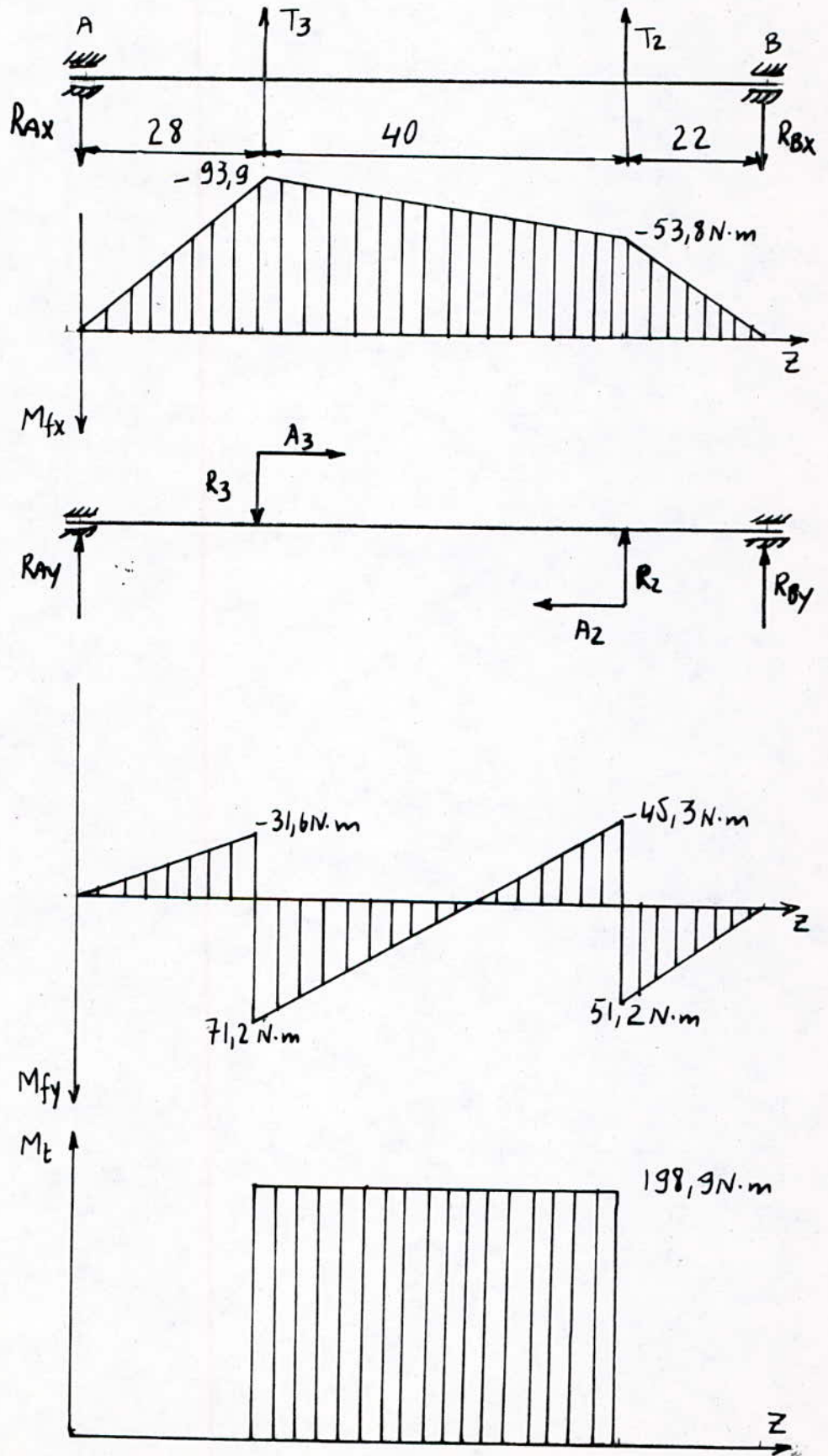
Le diamètre de l'arbre est

avec $\sigma_{\text{adm}} = 75 \text{ MPa}$

$$d \gg \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 231,260}{75}} = 31,3 \text{ mm} \quad \text{on prend } \boxed{d = 40 \text{ mm}}$$

qui est le diamètre de l'arbre intermédiaire

Diagrammes des moments flechissants et du moment de torsion de l'arbre intermédiaire.



Arbre de sortie

Plan XAZ

Réactions.

$$R_{Ax} = -10440,5 \text{ N}$$

$$R_{Bx} = -14797 \text{ N}$$

Moments fléchissants

au point A = 0

au pt c = -292,3 N.m

au pt B = 0

Plan XAY

Reactions

$$R_{Ay} = -2779,5 \text{ N}$$

$$R_{By} = 4565 \text{ N}$$

$$R_{Az} = 2255 \text{ N}$$

Moments fléchissants

au point A = 0

au point c avant $M_{fc} = 283,03 \text{ N.m}$

après $M_{fc} = -77,826 \text{ N.m}$

au point B = 0

Moment de torsion

$$M_{t3} = T_4 \cdot d/2 = 4365,5 \cdot 408,738/2 = 890333 \text{ N.mm}$$

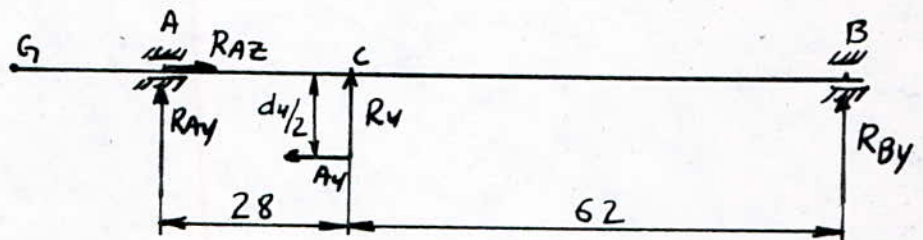
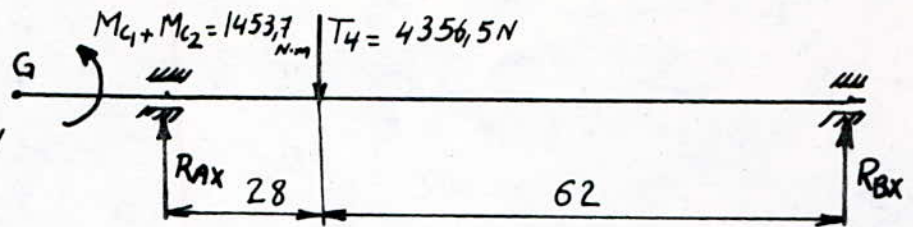
Le moment idéal max.

$$M_{imax} = \sqrt{(292,334)^2 + (283,03)^2 + (890,33)^2} = 978,9 \text{ N.m}$$

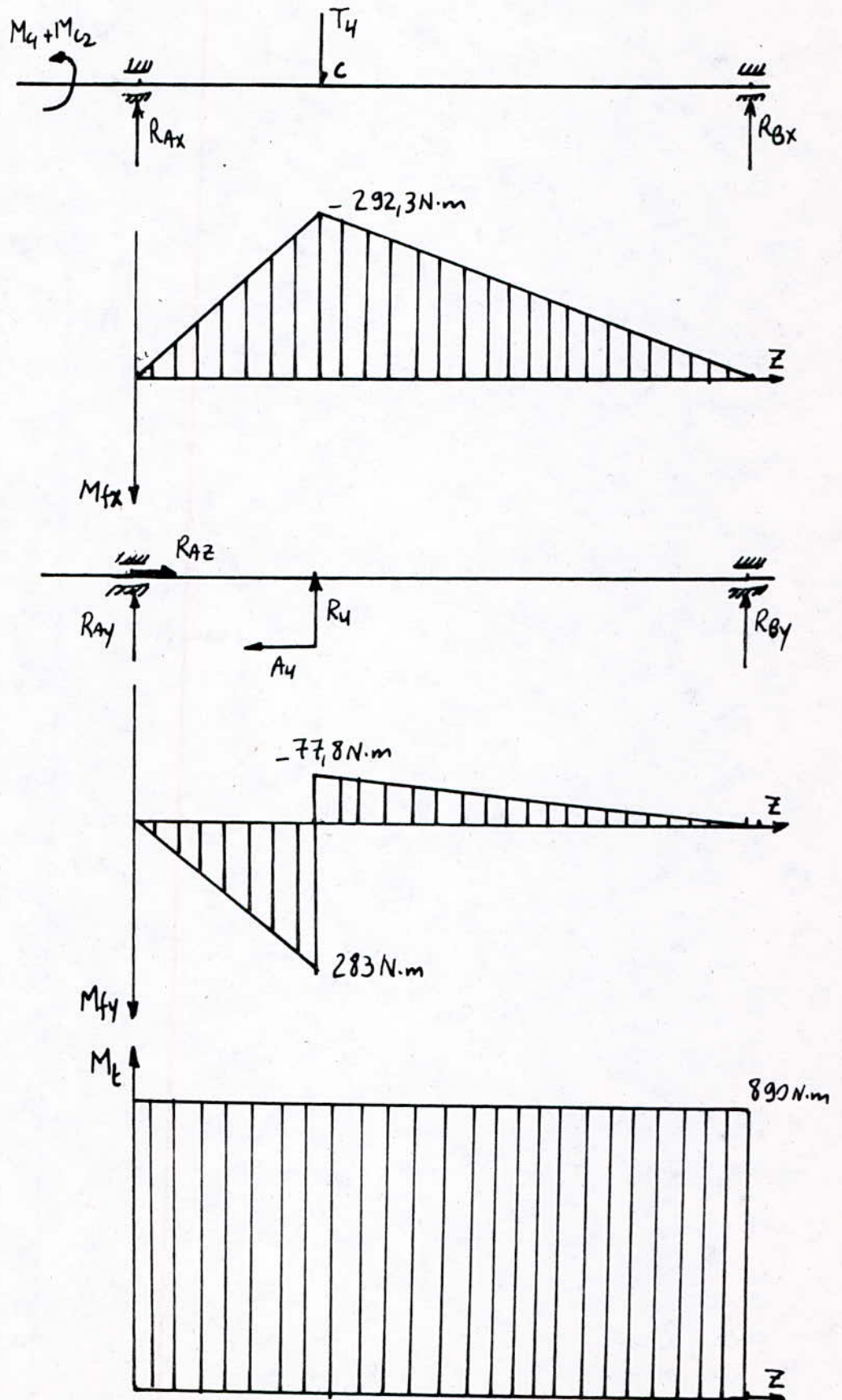
Le diamètre de l'arbre de sortie

avec $\sigma_{adm} = 75 \text{ MPa}$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 978900}{75}} = 50,7 \text{ mm} \quad \text{on prend } \boxed{d = 65 \text{ mm}}$$

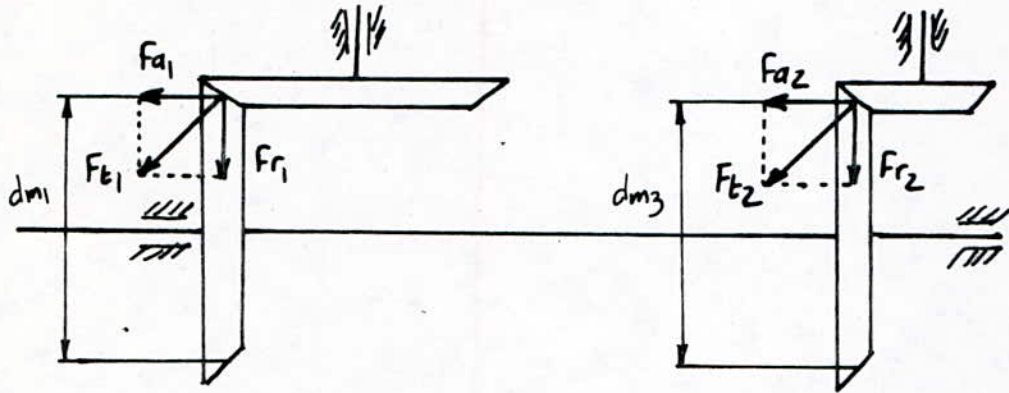


Diagrammes des moments flechissants et du moment de torsion de l'arbre de sortie



VI.4.2.1. Les efforts sur l'engrenage conique

Dans un engrenage conique, on a l'effort tangentiel qui se decompose en 2 composantes. Effort axial et l'effort radial.



- Calcul des efforts

efforts tangentiels sur les roues

$$F_{t1} = \frac{2 M_{c1}}{d_1} = \frac{2 \cdot 894,6}{340 \cdot 10^{-3}} = 5262,3 \text{ N}$$

$$F_{t1} = 5262,3 \text{ N}$$

$$F_{t2} = \frac{2 M_{c2}}{d_3} = \frac{2 \cdot 559,1}{350 \cdot 10^{-3}} = 3194,8 \text{ N}$$

$$F_{t2} = 3194,8 \text{ N}$$

efforts radiaux sur les roues

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 = 5262,3 \cdot \operatorname{tg} 20 \cdot \sin 45 \Rightarrow F_{r1} = 1354,3 \text{ N}$$

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_3 = 3194,8 \cdot \operatorname{tg} 20 \cdot \sin 57,84 \Rightarrow F_{r2} = 984,4 \text{ N}$$

efforts axiaux sur les roues

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 = 5262,3 \cdot \operatorname{tg} 20 \cdot \cos 45 \Rightarrow F_{a1} = 1354,3 \text{ N}$$

$$F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_3 = 3194,8 \cdot \operatorname{tg} 20 \cdot \cos 57,84 \Rightarrow F_{a2} = 618,95 \text{ N}$$

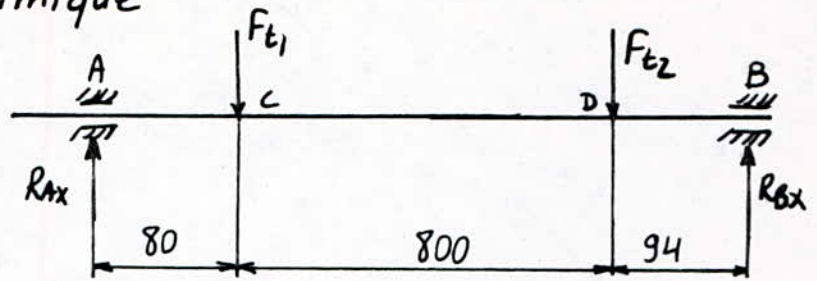
V.4.2.2 Calcul dynamique

Plan XAZ

Réactions

$$R_{Ax} = 5138,4 \text{ N}$$

$$R_{Bx} = 3318,7 \text{ N}$$



Moments flechissants

au point A = 0

au point C : avant $411,072 \text{ N}\cdot\text{m}$
après $411,072 \text{ N}\cdot\text{m}$

au point D = $311,952 \text{ N}\cdot\text{m}$

au point B = 0

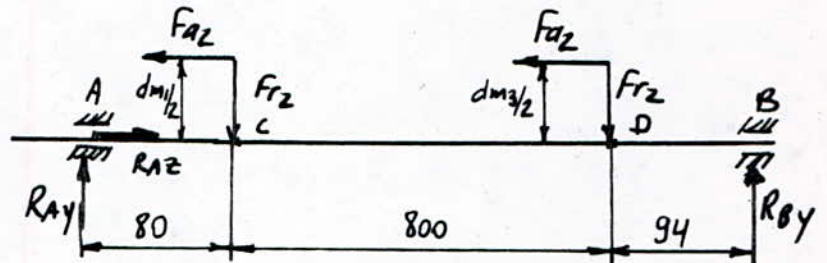
Plan YAZ

Réactions

$$R_{Ay} = 1632,7 \text{ N}$$

$$R_{By} = 706 \text{ N}$$

$$R_{Az} = 1973,2 \text{ N}$$



les moments flechissants

au point A = 0

au point C avant = $130,6 \text{ N}\cdot\text{m}$
après = $-63,76 \text{ N}\cdot\text{m}$

au point D avant = $158,99 \text{ N}\cdot\text{m}$
après = $66,36 \text{ N}\cdot\text{m}$

au point B = 0.

Le moment de torsion

$$M_t = M_{c1} + M_{c2} = 1453,7 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Le moment idéal max

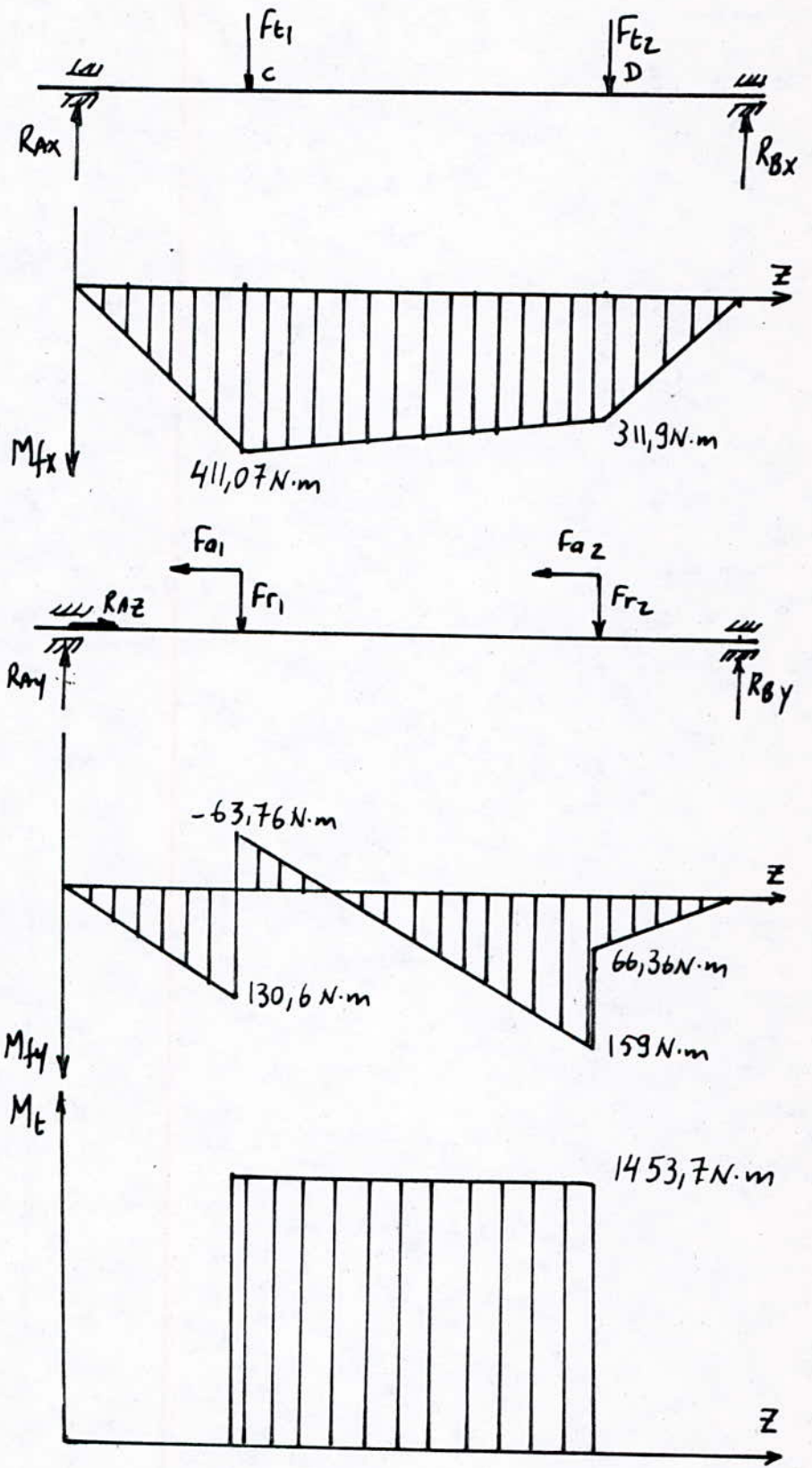
$$M_{\text{imax}} = \sqrt{(411,072)^2 + (159)^2 + (1453,7)^2} = 1519,046 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Le diamètre de l'arbre avec $\sigma_{\text{adm}} = 80 \text{ MPa}$

$$d_c \geq \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 1519046}{80}} = 57,47 \text{ mm}$$

prenons $d_c = 65 \text{ mm}$

Diagrammes des moments flechissants et du moment de torsion



V.43 Etude dynamique des bobines.

V.4.3.1 Calcul dynamique de la première bobine

Plan X CZ

Réactions

$$R_{Ax} = 8840,7 \text{ N}$$

moments flechissants

au point D avant = 0

$$\text{après} = 215,7 \text{ N}\cdot\text{m}$$

au point A avant = 394,67 N·m

$$\text{après} = 178,92 \text{ N}\cdot\text{m}$$

au point C = - 215,7 N·m

au point E = 0

Plan Y CZ

Réactions

$$R_{Ay} = 1354,3 \text{ N}$$

$$R_{Az} = 1354,3 \text{ N}$$

moments flechissants

au point C = - 101,57 N·m

au point A avant = - 92,76 N·m

- après = 0

au point D avant = - 92,76 N·m

après = 0

le moment de torsion

$$M_t = F_{t1} \cdot \frac{Dz}{2} = 894,6 \text{ N}\cdot\text{m}$$

le moment idéal max

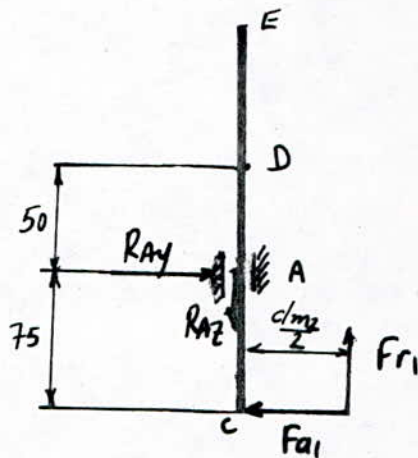
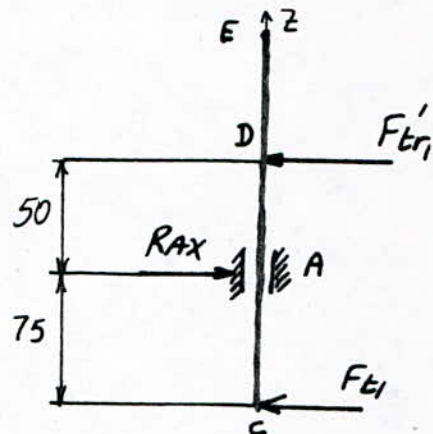
$$M_{i\max} = \sqrt{(394,6)^2 + (101,57)^2 + (894,6)^2} = 983,023 \text{ N}\cdot\text{m}$$

le diamètre de l'arbre de la bobine avec $\sigma_{adm} = 80 \text{ MPa}$

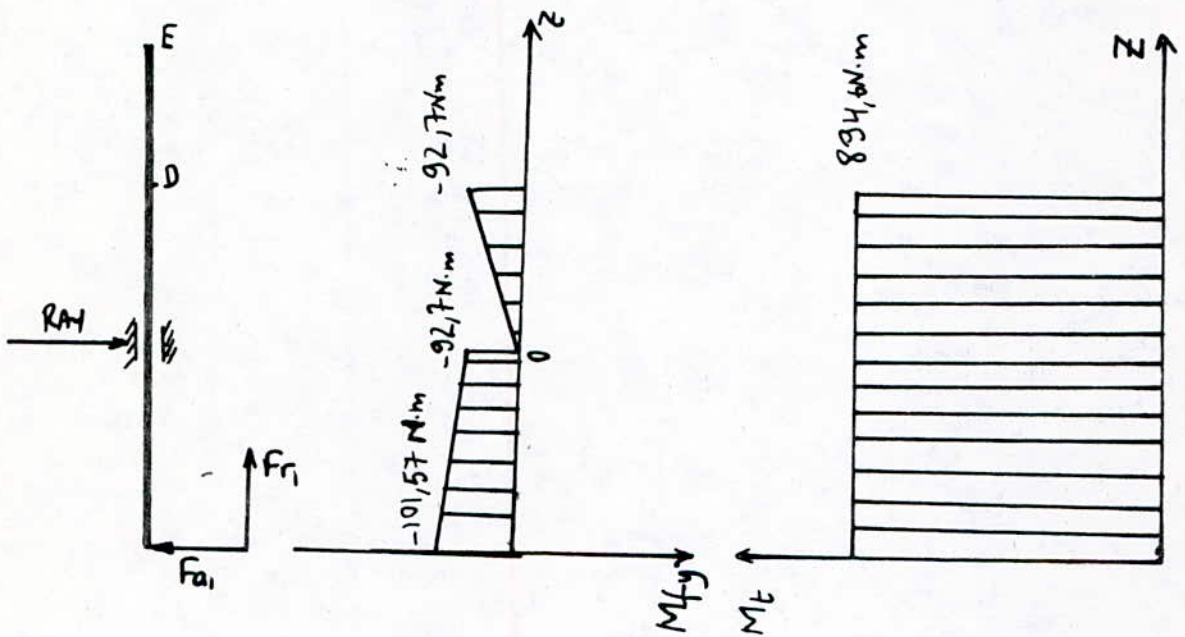
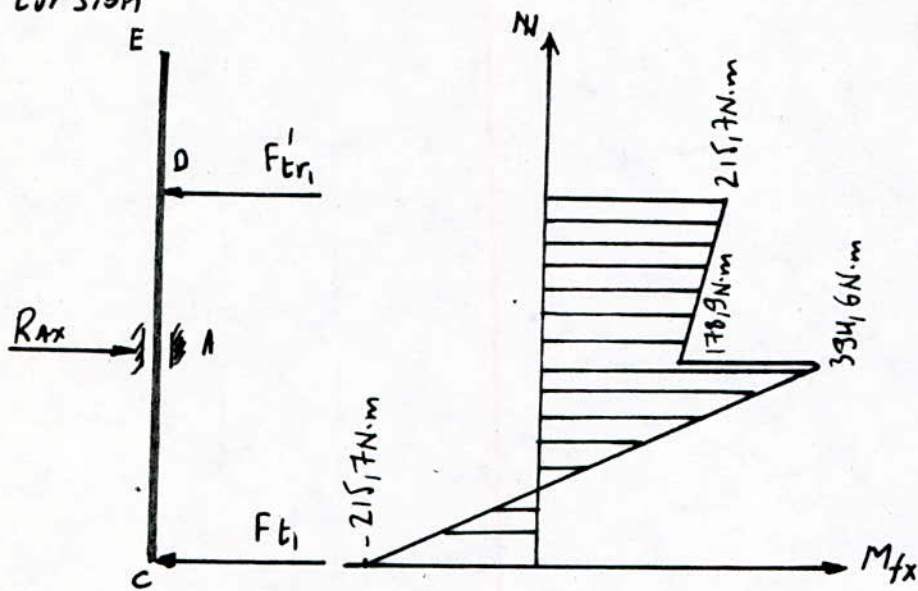
$$d_{b1} \gg \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 983023}{80}} = 49,7 \text{ mm}$$

prenons

$$d_{b1} = 55 \text{ mm}$$



Diagrammes des moments flechissants et du moment de torsion



V.4.3.2 Calcul dynamique de la 2^{ème} bobine.

Plan XCZ .

Réactions :

$$R_{Ax} = 5430,8 \text{ N}$$

moments flechissants

$$\text{au point C} = -127,8 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$\text{au point A avant} = 237,36 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$\text{après} = 111,8 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$\text{au point D avant} = 127,8 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$\text{après} = 0$$

$$\text{au point E} = 0$$

Plan YCZ

Réactions

$$R_{Ay} = 618,95 \text{ N}$$

$$R_{Az} = 984,5 \text{ N}$$

moments flechissants

$$\text{au point C} = -46,42 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$\text{au point A avant} = -46,12 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$\text{après} = 0$$

$$\text{au point D avant} = -94,85 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$\text{après} = 0$$

$$\text{au point E} = 0$$

Moment de torsion.

$$M_{Cz} = 559,1 \text{ N}\cdot\text{m}$$

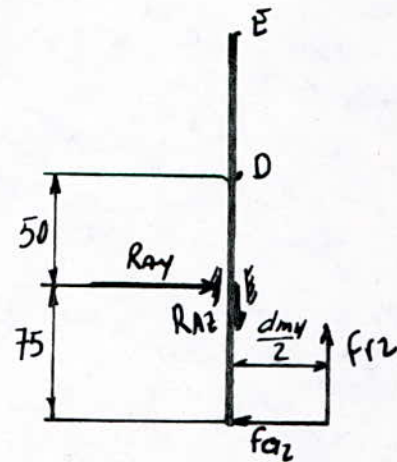
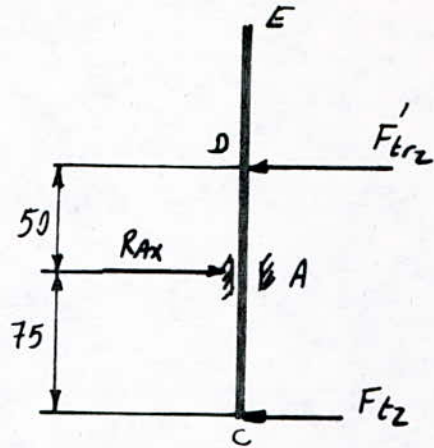
moment idéal max.

$$M_{\text{imax}} = \sqrt{(237,36)^2 + (94,85)^2 + (559,1)^2} = 614,759 \text{ N}\cdot\text{m}$$

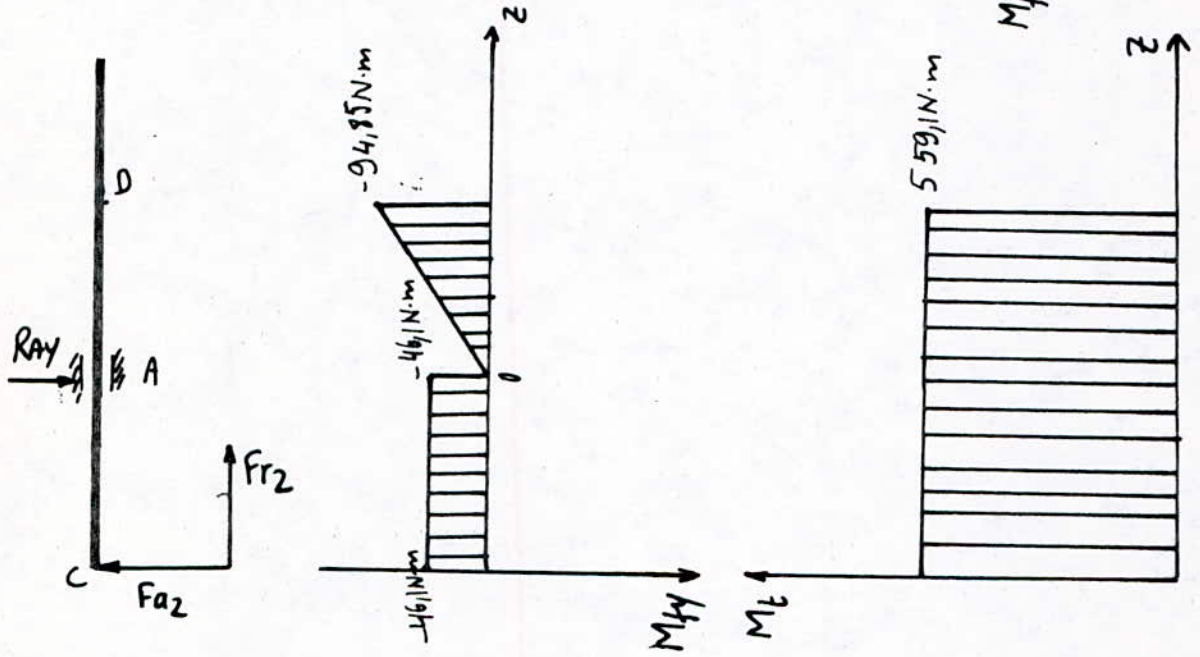
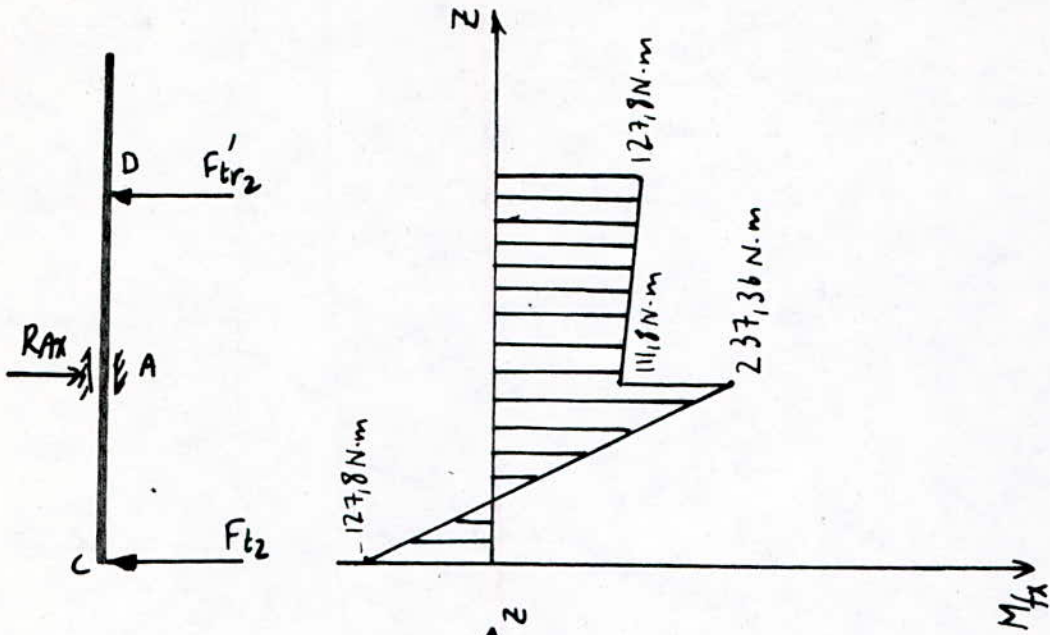
le diamètre de l'arbre de la bobine avec $\sigma_{\text{adm}} = 80 \text{ MPa}$

$$d_{b2} \geq \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 614759}{80}} = 42,5 \text{ mm}$$

$$\text{on prend } d_{b2} = 50 \text{ mm}$$



Diagrammes des moments flechissants et du moment de torsion



V.5 Calcul d'accouplement

Les diamètres de l'arbre de sortie du réducteur et celui de l'arbre de l'engrenage conique ont une valeur $d = 65 \text{ mm}$.

On a choisi un accouplement rigide, car il faut que le système doit être rigide et il permet une bonne coaxialité.

V.5.1 Diamètre maximal de la douille

$$D = (1,7 \div 1,5) d \quad \text{on prend } D = 1,6d = 1,6 \cdot 65 = 104 \text{ mm}$$

V.5.2 Longueur de la douille

$$L \approx 3D \quad \text{prenons } L = 2 \cdot D = 2 \cdot 104 = 208 \text{ mm.}$$

V.5.3 Epaisseur de la douille

$$S \approx d/3 + 1 \text{ mm} = 65/3 + 1 \text{ mm} = 22,67 \text{ mm.}$$

V.5.4 Calcul de résistance mécanique à la clavette

nous avons choisis des clavette à talons.

. Résistance au cisaillement

$$\tau_k = T_p / W_k = K_p \cdot M_t / W_k.$$

avec :

$$M_t = \text{moment de torsion} = M_1 + M_2$$

K_p : Coefficient qui dépend de la nature du mécanisme
Pour un convoyeur à bande qui ressemble à notre cas on a $K_p = 1,3$.

$$T_p = K_p \cdot M_t = 1,3 \cdot 1453,7 = 1889,8 \text{ N.m.}$$

la résistance au cisaillement devient

$$\tau_k = T_p \cdot D / (0,2 (D^4 - d^4)) \leq [\tau_k] \quad \text{avec } [\tau_k] = 22 \div 25 \text{ MPa}$$

$[\tau_k]$: contrainte de cisaillement admissible.

$$\tau_k = 1889,8 \cdot 0,104 / (0,2 ((0,104)^4 - (0,065)^4)) = 10,06 \text{ MPa.}$$

$$\text{on a } \tau_k = 10,06 \text{ MPa} \leq [\tau_k] = 22 \text{ MPa.}$$

Les clavettes et la douille sont vérifiées au cisaillement

V.6 Calcul de roulements

La charge dynamique de base en (daN)

$$C = P \cdot \left(\frac{60 \cdot n \cdot L_h}{16666} \right)^{1/k}$$

P : charge dynamique équivalente en (daN)

n : vitesse de rotation en (tr/min)

L_h : durée de vie en (heures)

k = 3 pour (roulements à billes) et 10/3 (roulements à rouleaux)

La charge dynamique réelle.

$$C' = P \cdot \left(\frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6} \right)^{1/k}$$

on a $P = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$

F_r : charge radiale (daN)

F_a : charge axiale (daN)

X : facteur radial dépendant de F_a/C₀ et F_a/F_r

V : facteur de rotation : V = 1 pour roulement à bille

Y : facteur axial dépendant de F_a/C₀ et F_a/F_r

V.6.1 Calcul des charges Radiales et axiales sur les Paliers.

Arbre	Paliers	charges axiales (N)	charges radiales (N)
1	A	R _{Az} = 0	$\sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{(354)^2 + (419)^2} = 548,5 \text{ N}$
	B	R _{Bz} = 702 N	$\sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{(1093)^2 + (2080,5)^2} = 2350,1 \text{ N}$
2	A	R _{Az} = 0	$\sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{(3354,9)^2 + (1128,2)^2} = 3539,5 \text{ N}$
	B	R _{Bz} = 1553 N	$\sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{(2448,6)^2 + (2328,6)^2} = 3379 \text{ N}$
3	A	R _{Az} = 2255 N	$\sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{(10440,5)^2 + (2779,5)^2} = 10804,5 \text{ N}$
	B	R _{Bz} = 0	$\sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{(14797)^2 + (4565)^2} = 15485 \text{ N}$
4	A	R _{Az} = 1973,25 N	$\sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{(5138,4)^2 + (1632,7)^2} = 5391,5 \text{ N}$
	B	R _{Bz} = 0	$\sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{(3318,7)^2 + (706)^2} = 3392,9 \text{ N}$
5	A	R _{Az} = 1354,3 N	$\sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{(8840,7)^2 + (1354,3)^2} = 8943,83 \text{ N}$
6	A	R _{Az} = 984,5 N	$\sqrt{(5430,8)^2 - (618,95)^2} = 5465,95 \text{ N}$

Calcul des charges dynamiques réelles

Nous avons choisis pour le réducteur et pour l'arbre de l'engrenage conique des roulements à rouleaux coniques. Pour les arbres des deux bobines on a choisi les roulements à billes.

On estime la durée de vie L_h à 10000 heures.

On calcule P d'après les valeurs de X et Y tirées du tableau 40.63 page 184 (chevalier).

$$C' = P \cdot \left(\frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6} \right)^{3/10} \text{ pour les roulements à rouleaux coniques.}$$

$$C' = P \cdot \left(\frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6} \right)^{1/3} \text{ pour les roulements à billes.}$$

Arbre	Paliers	F_a/F_r	X	Y	$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$ (N)
1	A	0	1	0	$P = 1 \cdot 548,5 = 548,5 \text{ N}$
	B	0,298	0,56	1,6	$P = 0,56 \cdot 2350 + 1,6 \cdot 702 = 2439,2 \text{ N}$
2	A	0	1	0	$P = 1 \cdot 3539,5 \text{ N}$
	B	0,459	0,56	1	$P = 0,56 \cdot 3379 + 1 \cdot 1553 = 3445 \text{ N}$
3	A	0,208	1	0	$P = 1 \cdot 10804,5 \text{ N}$
	B	0	1	0	$P = 1 \cdot 15485 = 15485 \text{ N}$
4	A	0,5815	0,56	1	$P = 0,56 \cdot 3392,5 + 1 \cdot 1975,5 = 3873 \text{ N}$
	B	0	1	0	$P = 2161 \text{ N}$
5	A	0,1514	1	0	$P = 8943,8 \text{ N}$
6	A	0,18	1	0	$P = 5465,9 \text{ N}$

Calcul des charges dynamiques réelles

Arbre	Palier	n(tr/min)	$C' = P \cdot (0,6n)^{1/4}$	C	observation
1	A	655	3289,2 N	52000 N	$C' < C$
	B	655	14640,8 N	52000	$C' < C$
2	A	210,6	15115,5 N	50000 N	"
	B	210,6	14713 N	50000	"
3	A	46,8	29384,8 N	176500	"
	B	46,8	42114,3 N	176500	"
4	A	46,8	10534 N	144400	"
	B	46,8	5877,2 N	144400	"
5	A	47,7	27365,2 N	76500	"
6	A	76,4	19561,8 N	67000	

Les roulements choisis conviennent bien à notre construction.

CONCLUSION

Durant l'étude de ce projet nous avons examiné le changement des propriétés mécaniques et électriques de l'aluminium.

Nous avons remarqué que les propriétés de l'aluminium changent sensiblement pendant la déformation.

Les essais mécaniques indiquent que la déformation à froid améliore les propriétés résistance et diminue les propriétés plastiques.

Pour diminuer l'écroutissage nous avons essayé l'influence du recuit sur les propriétés mécaniques.

Nous avons pu mettre en évidence que la température du recuit de $150^{\circ} \div 360^{\circ}$ provoque l'amélioration des propriétés plastiques.

La conception d'une tréfileuse que nous avons proposée apporte des améliorations dans le trefilage.

- Le procédé reste toujours continu à plusieurs passes
- une large gamme.
- une meilleure qualité du produit

Une étude plus détaillée sur la machine ainsi que son coût nous permet de faire une comparaison entre une machine à une passe et une machine à plusieurs passes. Nous pensons que cette étude ne sera que bénéfique pour l'industrie du trefilage.

Enfin ce projet nous a beaucoup aidé à compléter notre formation.

BIBLIOGRAPHIE

1. Metallurgie et traitement thermique des métaux I. Lakhtine
2. Mise en forme des métaux Tome 2 P. Baque
3. Technique de l'ingénieur
4. Element de construction à l'usage de l'ingénieur F. Bernard
5. Elements des machines V. Dobrovoski
6. Traité théorique et pratique des engrenage G. Henriot
7. Trefileuse Catalogue SAMP service
8. Moto reducteur triphasé Catalogue G83F BAUER
9. Aide mémoire calculs en construction mécanique C. Eloy
10. Formulaire technique de mécanique générale . J. Muller
11. Encyclopedie des sciences industrielles Mécanique. Quillet
12. Précis de construction mécanique J.P. Trotignon
13. Guide du dessinateur industrielle A. Chevalier
14. These de fin d'étude "banc de trefilage - prop. Pavlov a bobine" Etudier. Guellouma
15. These de magister "Contribution à la connaissance des propriétés électriques des alliages de l'aluminium." R. Guemini

