

1ex

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

Laminoir
des tubes à froid
à calibrage séparé

3 PLANS

Proposé par :

Mr. I. TROITSKI
Professeur à l'E.N.P.

Etudié par :

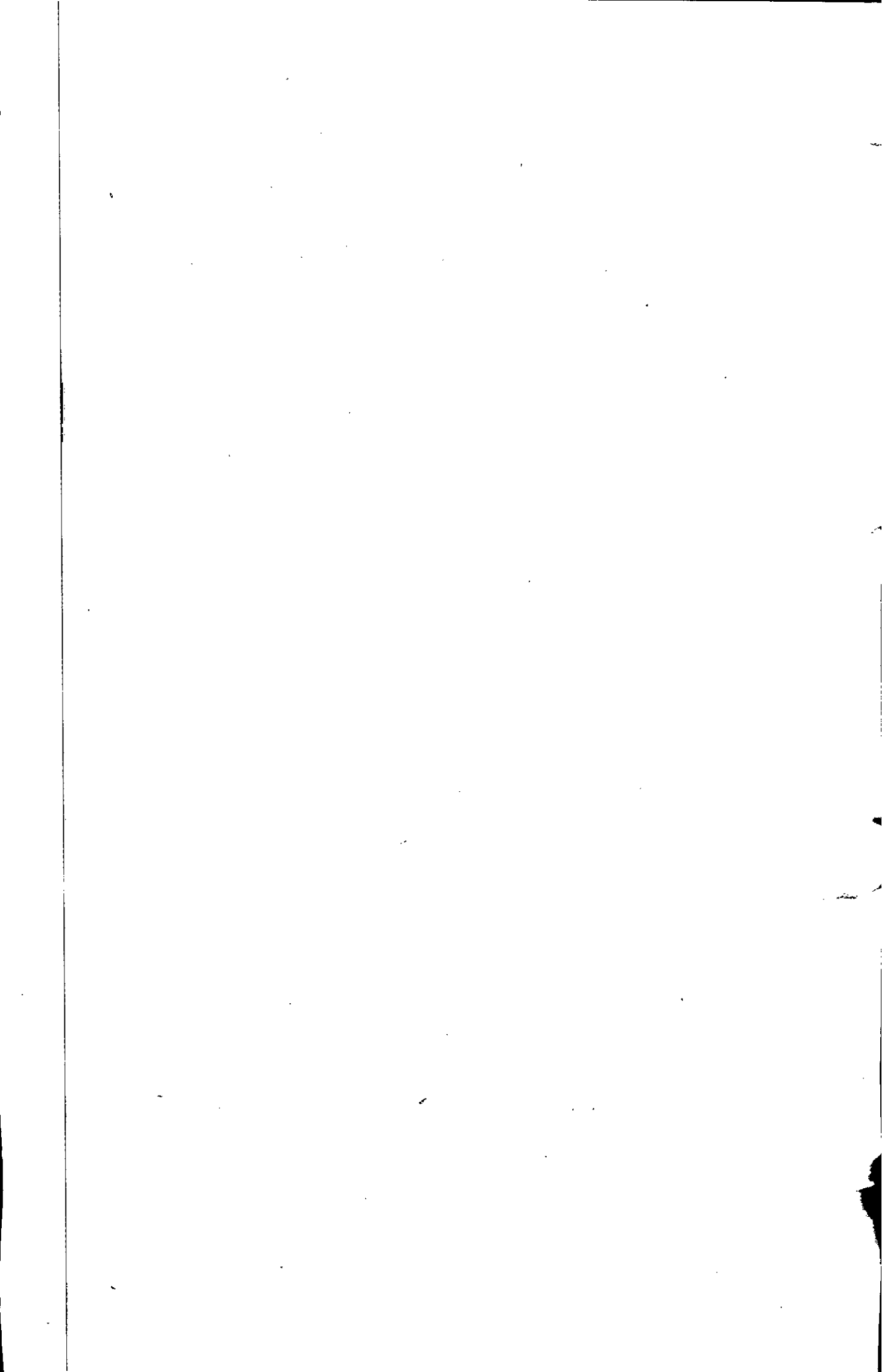
K. TALBI

Dirigé par :

Mr. I. TROITSKI
Professeur à l'E.N.P.



PROMOTION : JUIN 84



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم والبحث العلمي
Ministère de l'Enseignement et de la Recherche Scientifique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET :

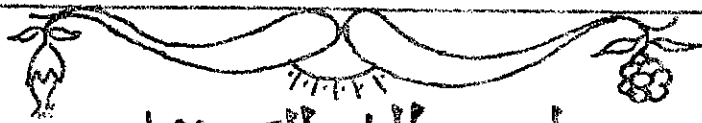
Laminoir des tubes à froid à calibrage séparé

Proposé par :
Mr. I. TROITSKI
Professeur à l'E.N.P.

Etudié par :
K. TALBI

Dirigé par :
Mr. I. TROITSKI
Professeur à l'E.N.P.

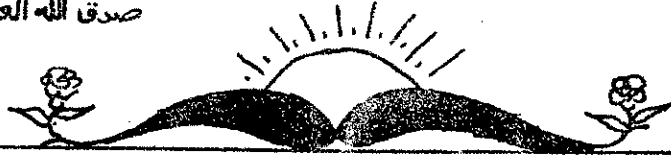
PROMOTION : JUIN 84



بِسْمِ اللّٰهِ الرَّحْمٰنِ الرَّحِیْمِ

أقرأ بأسم ربك الذي خلقه خلق الإنسان
من علقه وأقرأ وربك الأكرم
الذي علم بالقلم
علم الإنسان ما لم يعلم

صدق الله العظيم



REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier vivement mon promoteur M^r MITROITSKI pour son aide précieuse et ses conseils judicieux qu'il n'a cessé de me prodiguer tout au long de mon étude de ce projet.


Je remercie également l'ensemble des professeurs qui ont contribué de près ou de loin à ma formation d'ingénieur.

DEDICACES

Ce modeste travail est dédié :

- à ma mère, mes frères qui ont su me deviner le chemin de la réussite et du savoir.
- à mon père, mort un an après ma naissance.
- à ma sœur fatma.
- Aux épouses de mes frères.
- A toute la famille.

Kamel Talbi



Nom et prénom: Talbi kamel
Département de Génie Mécanique
Promoteur: Igor Troitski

RESUME

Sujet:

La partie faisant l'objet de l'étude du laminoir à froid du type L.T.F.32 est destinée à la modernisation du laminoir afin d'augmenter et d'améliorer respectivement la quantité et la qualité du produit. Dans ce modeste travail on a étudié le calibrage pour déterminer les forces et les moments du laminage. Nous avons aussi réaliser l'analyse cinématique et dynamique complète, ce qui a permis de calculer les éléments essentiels du mécanisme à la résistance.

SUMMARY

Subject:

This project is concerned by the study of a cold rolling mill L.T.F.32 where the interest is put in modernizing the system by increasing and improving both quality and quantity of the product, further more the forces and moments of milling, were evaluated by study of the calibration process. Also a complete kinematic and dynamic analysis was done in order to calculated the essentiels elements of mecanism of resistance.

ملخص

موضوع
إن هذا الجزء الذي تتركب عليه دراستنا هي آلة الصفيح على البارد من نوع L.T.F.32. وهدفنا هو تجديد هذه الآلة لكي نستطيع أن نحسن النوعية ونكثّر من الكمية للمنتوج. وقد أعطينا الأبعاد النهائية للمنتوج ابتداءً من الأبعاد الأولية حتى نحصل على القوة والعزوم للتصفيح. وكذلك أجرنا التحليل الحركي والديناميكي الكامل. وهذا قد سمح لنا حسب أجزاء هذه المنضومة القابل للمقاومة.

TABLE DES MATIERES

CHAP: I Introduction

I-1 : Histoire	1
I-2 : parcours bibliographique.	2
I-3 : Généralités	3
I-4 : Observation sur le développement des laminoirs destubes à froid.	6
I-5 : composition du L.T.F.	10
I-6 Processus de laminage.	11

CHAP II Calibrage de l'outil de laminage

II-1 : Calibrage des cannelures.	12
II-2) Caractéristique de calibrage	13
II-3) Calibrage du mandrin conique.	14
II-4) Détermination des forces de laminage.	20

CHAP III : Analyse cinématique

III-1 : Détermination des vitesses	25
III-2: Détermination des accélérations.	26

CHAP IV: Analyse dynamique du mécanisme bielle-manivelle - cage

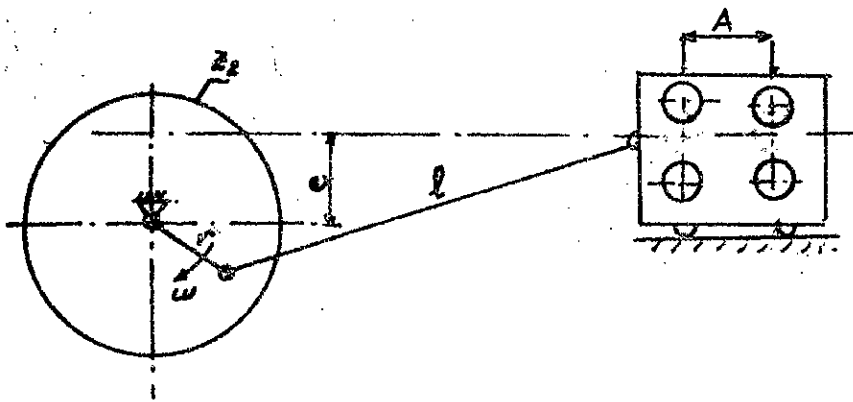
IV-1: Calcul des réactions dans les articulations et des forces appliquées.	33
IV-2: Réduction des forces et des moments.	40
IV-3 : Calcul de la puissance	44
IV-4 : Choix du moteur.	47

Chapitre V Calcul des éléments du laminoir à la résistance

V-1: Calcul du cylindre	50
V-2: Vérification d'engrenage à la flexion	56
V-3: Calcul des roulements	57
V-4: Calcul de l'axe	62
V-5: Calcul des roulements d'axe	64
V-6: Calcul de la bielle	67
V-7: Calcul de la bague de sécurité	72

Conclusion

Données de base:



$$r = 225 \text{ mm}$$

$$l = 1850 \text{ mm}$$

$$A = 450 \text{ mm}$$

$$e = 200 \text{ mm}$$

R_0 ; rayon du cylindre $R_0 = 150 \text{ mm}$

n : nombre de tours/mn $n = 90 \text{ tr/mn}$

masse de la cage $m = 3000 \text{ kg}$

masse des 2 bielles $m' = 200 \text{ kg}$

matériaux de l'ébauche: CT20.

Prévoir le calcul pour l'itéraire du laminage: $45 \times 3 \rightarrow 20 \times 0,7$.

CHAP. I INTRODUCTION

I-1: Histoire: Le laminage à froid s'est adressé à l'origine à des métaux non ferreux, peu durs, de faible épaisseur et difficile à chauffer (plomb, or, argent et cuivre). Les premières machines mues à n'avaient ni puissance, ni production. La mécanisation a permis à s'attaquer à des matériaux plus durs tels que les aciers. On peut noter aussi que les premiers laminaires à froid ont démarré au début du 19^{ème} siècle en France. Ils laminaient des aciers durs pour ressorts d'horlogerie, plumes etc.....

Puis ce fut l'essor dans l'essor mit lié à celui de l'industrie du cycle (jantes, garde boues), de l'automobile (carrosserie). Ensuite la décoration, la platerie, l'électroménager entraînèrent le développement des aciers inoxydables. Enfin les aciers et alliages très spéciaux sont maintenant demandés par l'industrie, aéro-spaciale. La plupart des objets en acier dont la civilisation industrielle dans laquelle nous vivons à besoin, se fabriquent en effet commodément et économiquement à partir de produits obtenus par laminage.

I-2) Parcours bibliographique:

L'étude de la déformation des métaux nécessite une étude très poussée à fin de parvenir à maîtriser l'écoulement du métal ($p_{sv} = \sigma_{tr}$).

Les forces extérieures appliquées à l'ébauche sont à l'origine des transformations importantes de la structure et des propriétés du métal, car leur action modifie les dimensions et la forme des grains. Pour cela des ouvrages précieux sont disponibles, pour tout étudiant désirent avancé dans ce domaine. "Comme "Technologie des métaux "

"Mise en forme des métaux" ^{**} et "Calibrage des outils de Laminair" ^{**}

- L'étudiant doit consulter l'ouvrage de l'auteur "Artobolevski"

"Théorie des mécanismes et des machines" ^{**}; "La théorie des mécanismes et des machines est la science qui étudie la structure, la cinématique et la dynamique en liaison avec leur analyse et leur synthèse."

Pour le calcul de la résistance et la construction du mécanisme présentés dans le projet sont basés en premier lieu sur des documents

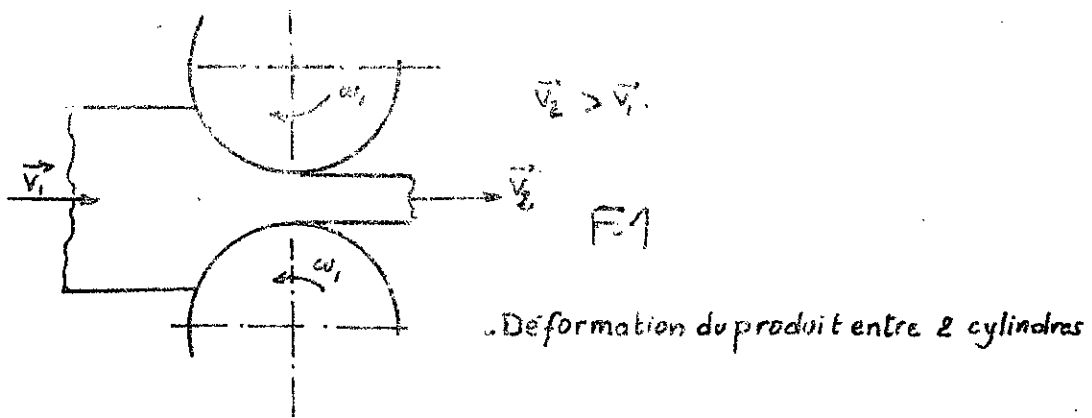
russes; comme "Laminair des tubes à froid" ^{**}, "Construction de L.T.F":

En second lieu sur des documents très répandus comme "Résistance des matériaux", "Technique de L'ingénieur".....

NB: (**): documents de grande importance.

I-2 : Généralités:

2- a) Définition: Le laminage peut se caractériser comme un procédé de mise en forme par déformation plastique dans lequel les outils au contact du produit en cours de déformation sont des solides de révolution animés d'un mouvement de rotation. Les cylindres imposent la déformation en roulant sur le produit laminé. L'énergie est fournie par des moteurs à fin de battre les couples résistants.



Les cylindres au contact du produit laminé sont les plus souvent en nombre de deux; mais il existe des cas où l'espace dans lequel le produit est entraîné et où s'effectue la déformation est délimité par trois ou quatre cylindres.

Ce qui montre les figures (2, 3, 4), par exemple la figure trois illustre le cas où la "lumière" est constituée par trois cannelures appartenant à trois cylindres dont les axes situés dans le même plan forment un triangle équilatéral.

2b) Aspects métallurgiques:

Divers métaux et alliages se distinguent par leurs plasticités et se comportent donc différemment quand on les traite à froid et à chaud.

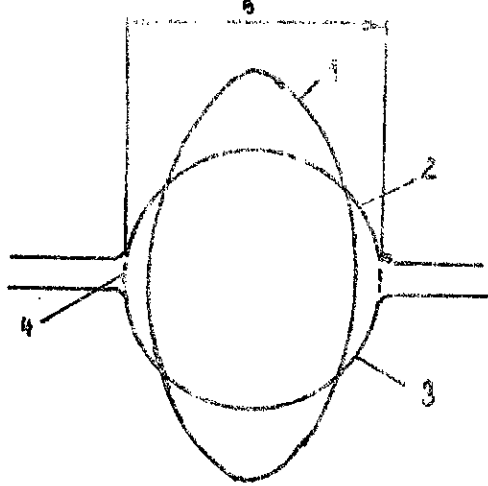


Fig. 2 : Laminage d'une ébauche dans un laminage à deux cylindres de section ovale
 1 - Section droite de la barre à l'entrée de la cannelure; 2 - Génératrice du cylindre supérieur
 3 - Génératrice du cylindre inférieur
 4 - Contour de la barre remplissant la cannelure
 5 - Cannelure

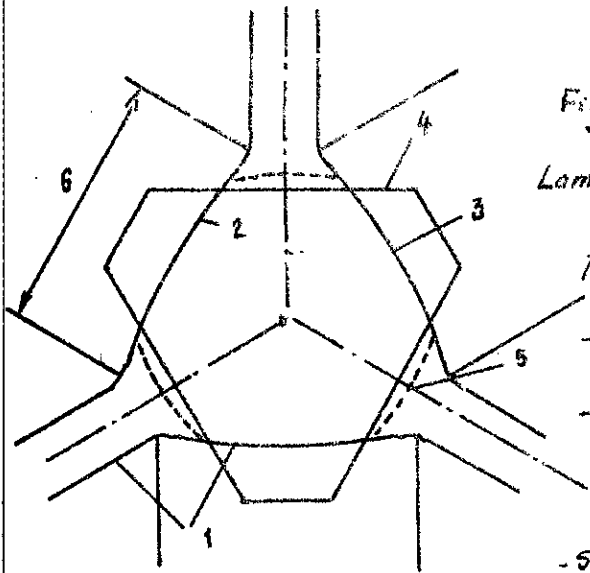


Fig. 3: Laminage d'une ébauche dans un laminage à trois cylindres. Coupe des cylindres par le plan contenant leurs trois axes.
 - 1, 2, 3 Génératrices des cylindres n° 1, 2 et 3
 - 4 : Section droite de la barre à l'entrée de la cannelure.
 - 5 : Contour de la barre à la sortie
 - 6 : Cannelure.

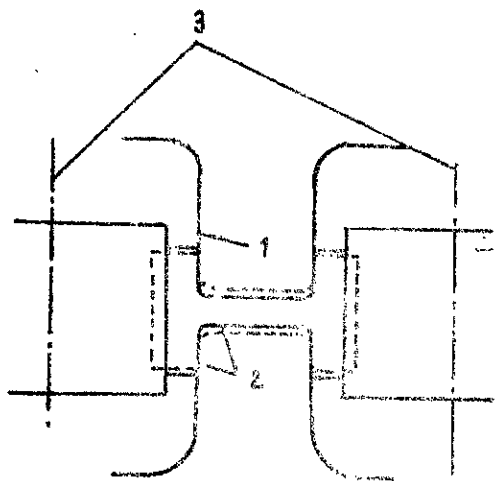


Fig. 4 - laminage d'une poutrelle en cage "universelle". Coupe par le plan contenant les axes des quatre cylindres
 - 1, 2 : Génératrices respectives des cylindres horizontal sup. et horizontal inf.
 - 3 : Axes des cylindres verticaux.

L'activité pratique a permis d'établir que la plasticité du métal est fonction de sa composition chimique, de sa structure, de la température d'échauffement, de la vitesse et du niveau de déformation....

En ce que concerne le comportement des différentes nuances vis-à-vis du laminage. Il faut distinguer d'une part, les problèmes posés par l'aptitude à subir une déformation plastique sans déchirure et d'autre part ceux rencontrés dans l'obtention de la structure appropriée sur le produit fini en liaison avec les propriétés d'emploi, taille et morphologie du grain ; textures, constituants métallographiques ; écrouissage, densité de dislocations ; répartition et forme des inclusions et précipités.

beaucoup d'acier sont en fait déformable sans difficulté dans un très large intervalle de température.

2.c) Importance et place du laminage :

L'acier élaboré subit à un stade ou à un autre 98% de sa transformation une opération de laminage, la proportion d'acier ne subissent pas d'autre opération de mise en forme par déformation plastique telle que forgeage à chaud ou à froid, tréfilage, emboutissage étant considérable.

La plupart des objets en acier se fabriquent en effet commodément et économiquement à partir de produits obtenus par laminage. On le conçoit facilement lorsque l'objet considéré (poutrelle, rail, tubes, ...) a une forme qui peut être obtenue directement par laminage ou en est moins très proche, mais il en est aussi un grand nombre pour lequel la gamme de fabrication optimale se termine par une opération d'usinage.

La place essentielle tenue par le laminage appelle quelques remarques concernant les aspects économiques de ce procédé. Le fait que l'outil

roule sur le produit, ce qui réduit la vitesse de glissement à une fraction seulement de la vitesse linéaire du produit, permet de réaliser facilement des vitesses de laminage très élevées.

I.3) Observation sur le développement des tubes à froid

Le processus de laminage à froid est le processus courant pour la fabrication de tubes à paroi mince avec la relation $\frac{d}{t}$ allant jusqu'à (150÷1) (mm). Les différentes caractéristiques obtenues lors d'une déformation des tubes à froid.

- l'écrouissage, ce phénomène élève la charge de rupture et la dureté du métal, mais réduit sensiblement sa plasticité (A%, résilience...)
- des dimensions géométriques très précises.
- Grande pureté des surfaces extérieures et intérieures.

Le grand succès acquis ces dernières années dans le perfectionnement de la technologie et dans la construction des laminaires, favorisent la grande utilité des laminaires des tubes à froid.

En effet, on a élaboré et mis en pratique le calibrage des outils optimaux, le chemin de production (ébauche-finition) des tubes de métaux et d'alliages variés, des nouveaux lubrifiants et nouvelles couches d'ébauches servant à diminuer les forces de frottements.

Toutes ces mesures, donnent la possibilité d'augmenter la productivité liés à l'augmentation du degré de déformation.

La durée de vie des cylindres outils, l'amélioration de la qualité et les dimensions géométriques des tubes.

On a élaborée et mis en application aussi des mécanismes plus parfaits d'avance et de rotation de l'ébauche, on a augmenté la dureté des cages fixe et mobile et des cylindres de travail.

Il en résulte de toutes ces mesures, on a réussi à augmenter la précision des tubes laminés, à améliorer leur qualité, à augmenter la vitesse de la cage mobile c.o.d à réaliser des vitesses de laminage élevées.

Mais toute fois, les paramètres principaux qui sont en rapport avec le diamètre des cylindres et avec la course de la cage, ne diffèrent des anciens paramètres des laminoirs.

Les dimensions des cylindres et des calibres du Laminoir de tubes à froid existant déterminent le poids de la cage mobile et par conséquent sa vitesse rapide. La vitesse existant de cette cage mobile, pour les laminoirs de type moyen est de 60 à 120 doubles courses par minute. L'augmentation de la vitesse de la cage mobile est freinée par des grandes charges dynamiques alternées s'exerçant sur les éléments du mécanisme-bielle - manivelle.

La tentative de diminuer le poids de la cage mobile par diminution des diamètres des cylindres, conduit à la diminution de la longueur de la cannelure balleés sur le cylindre utile, et par conséquent à la diminution de la course de la cage, par suite la diminution de la longueur de la cannelure conduit à une augmentation du coefficient de déformation μ , ce qui diminue les conditions de déformations du métal et exige des efforts considérables.

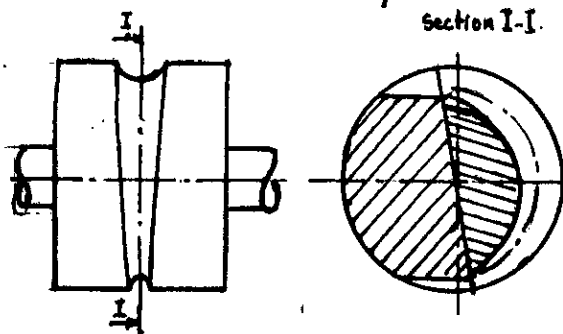
La tentative de diminuer le diamètre des cylindres sans diminuer la longueur de la cannelure, conduit à la création des calibres en forme de "U" qui évitent ainsi la dégradation des conditions de déformation qui

ont lieu en utilisant les colibres demi-disques. Le perfectionnement des cylindres outils et la diminution de leur dimension conduit à la diminution des difficultés technologiques qui ont lieu lors de la fabrication des outils de grandes dimensions qui exige la création d'équipement thermique et mécanique unique.

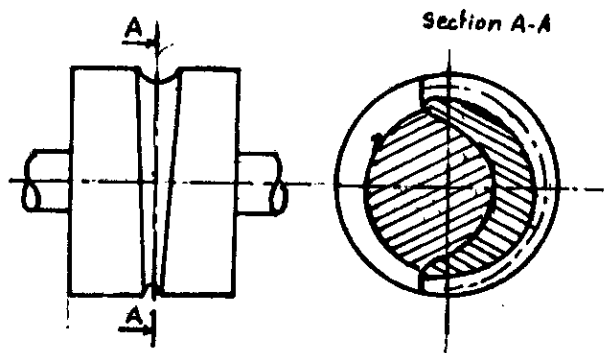
L'étape suivante de la diminution du diamètre est la création des cylindres de forme circulaire, comme l'indique les figures suivantes:

F-5

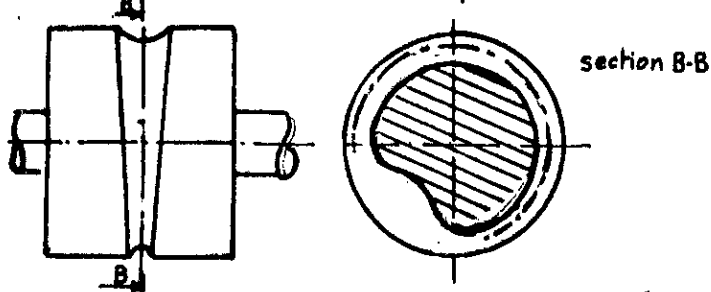
a. Calibre demi-disque:



b. Calibre en "U"

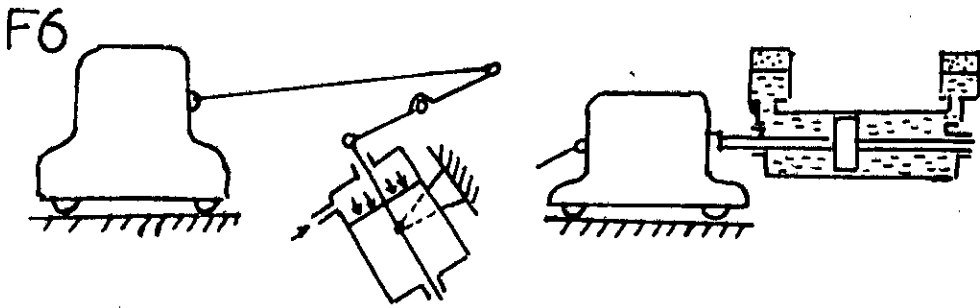


c. Calibre en "circonférence".



Le développement des lamineurs de tube à froid est axé aussi sur le chemin de la création d'une nouvelle cage. La bonne solution qui a permis de diminuer le poids des parties mobiles des lamineurs de tubes à froid a été trouvée par des constructeurs soviétiques. Ils ont utilisés dans la construction des lamineurs de série lourde le nouveau schéma cinématique de la cage. Dans cette cage, il n'y a pas de châssis mobile

Les derniers temps, on utilise largement le principe d'équilibrage pour réduire la puissance du moteur et amortir les coups au cours du laminage, l'arbre du moteur porte un volant massif, où on utilise les systèmes d'équilibrages suivants.



. équilibrage hydro-pneumatique.

Ces derniers temps on a élaboré la construction des laminaires de type petits, permettant simultanément de diminuer le poids de la cage mobile avec l'augmentation de la course de la cage.

Le calibre utilisé est un cylindre en forme des cannelures hélicoïdales.

Actuellement, on a mis un nouveau type de laminaire, avec cage tournante; sa productivité dépasse de douze fois celle des laminaires ordinaires du même type.

Le projet proposé est destiné à la création d'une nouvelle cage avec quatre cylindres, avec son installation dans la chaîne du Laminage de type petit.

On prévoit aussi dans ce projet l'augmentation de la productivité qui répond au revendication de nos jours.

I-4) Composition du L.T.F:

- Mécanisme de transmission.
- Mécanisme d'avance et de rotation d'ébauche
- Mécanisme de fixation de la tige du mandrin.
- Mécanisme de déplacement de la tige.
- table de chargement.
- table de finition.
- Système de lubrification et refroidissement.

Le travail convenable des différents mécanismes du Laminoir dépend en grande partie du choix correct du Lubrifiant et de son renouvellement périodique. Pour cela, on installe dans le laminoir un système de lubri-

- cation (huile, graisse).

I5) Processus de laminage :

Le Processus de laminage de tube à froid s'effectue de la façon suivante :

- Phase 1 : La tige et le mandrin s'engagent à l'intérieur de chaque ébauche.

- Phase 2 : Les cylindres tournent à la même vitesse de rotation ω , dans le sens différent ; pendant la rotation des cylindres au début du déplacement de la cage, les 2 cylindres forment le calibre grâce aux deux cannelures taillés sur chaque cylindre, aussi les cannelures dans cette position travaillent à vide.

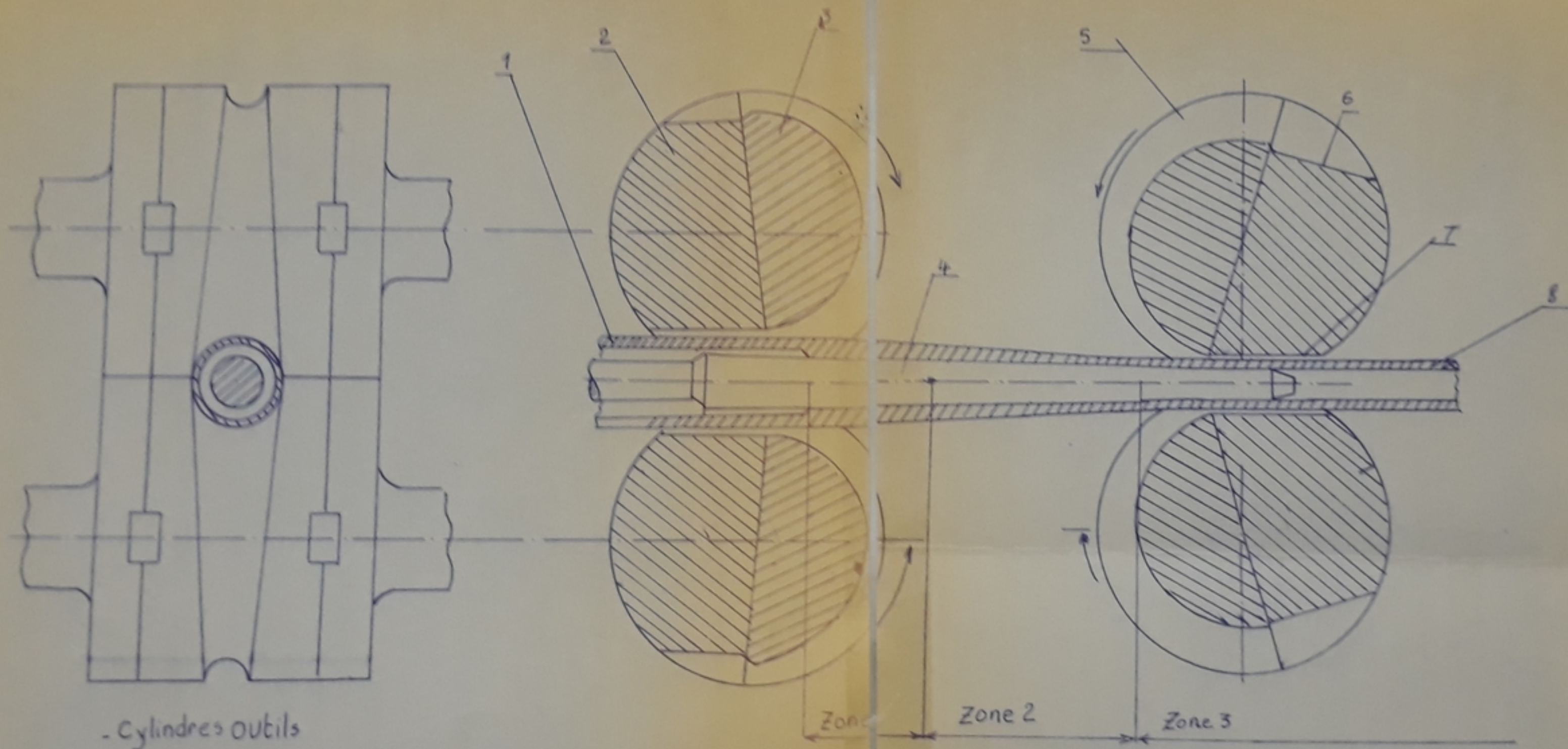
Ceci constitue la position initiale de la cage. (Position 1) voir fig 6'

- Phase 3 :

Les deux ébauches se déplacent vers l'avant de quelques millimètres ; les cannelures à ce moment assurent progressivement la réduction du produit ; la course s'effectue jusqu'à une rotation de π des cannelures. Ainsi la course aller s'achève.

Au même temps le procédé de calibrage par l'autre paire de cylindres se déroule parallèlement au corroyage. Dont le but d'améliorer l'état de surface extérieures du tube et de donner au produit le diamètre voulu. Sans oublier à dire aussi que pendant la rotation de π des cannelures. Celle-ci se trouve de nouveau travaillant à vide.

Pendant le retour du cage ; on fait tourner le produit de $\frac{\pi}{2}$, afin d'éliminer les bavures qui ont épaissi les parties libres existant entre les 2 cylindres.



- Cylindres outils

Fig. 6'

- PRINCIPÉ DE FONCTIONNEMENT

- | | |
|--------------------|------------------------|
| 1. Section débâche | 5. Cannelure |
| 2. cylindre outil | 6. méplat d'ébauche |
| 3. calibre | 7. méplat de finition |
| 4. Cône mandrin | 8. Section de finition |

I.5) Processus de laminage:

Le Processus de laminage de tube à froid s'effectue de la façon suivante:

-Phase 1: La tige et le mandrin s'engagent à l'intérieur de chaque ébauche.

-Phase 2: Les cylindres tournent à la même vitesse de rotation ω , dans le sens différent; pendant la rotation des cylindres au début du déplacement de la cage, les 2 cylindres forment le calibre grâce aux deux cannelures taillés sur chaque cylindre, aussi les cannelures dans cette position travaillent à vide.

Ceci constitue la position initiale de la cage. (Position 1) voir fig⁸

-Phase 3:

Les deux ébauches se déplacent vers l'avant de quelques millimètres; les cannelures à ce moment assurent progressivement la réduction du produit; la course s'effectue jusqu'à une rotation de π des cannelures. Ainsi la course aller s'achève.

Au même temps le procédé de calibrage par l'autre paire de cylindres se déroule parallèlement au corroyage. Dont le but d'améliorer l'état de surface extérieures du tube et de donner au produit le diamètre voulue. Sans oublier à dire aussi que pendant la rotation de π des cannelures. Celle-ci se trouve de nouveau travaillant à vide.

Pendant le retour du cage; on fait tourner le produit de $\frac{\pi}{2}$, afin d'éliminer les bavures qui ont épousés les parties libres existant entre les 2 cylindres.

I CALIBRAGE DE L'OUTIL DE LAMINAGE

II-1 Calibrage des cannelures:

Cette méthode est basée sur le changement relatif des déformations le long de la zone de travail des cannelures.

Pour cela, on répartit cette zone de corroyage en 7 parties égales séparées par des sections dites de contrôle, dont la distance qui sépare chacune est la même. Cette distance est égale à 40 mm.

Le chemin itinéraire est : $45 \times 3 \rightarrow 20 \times 0,7$

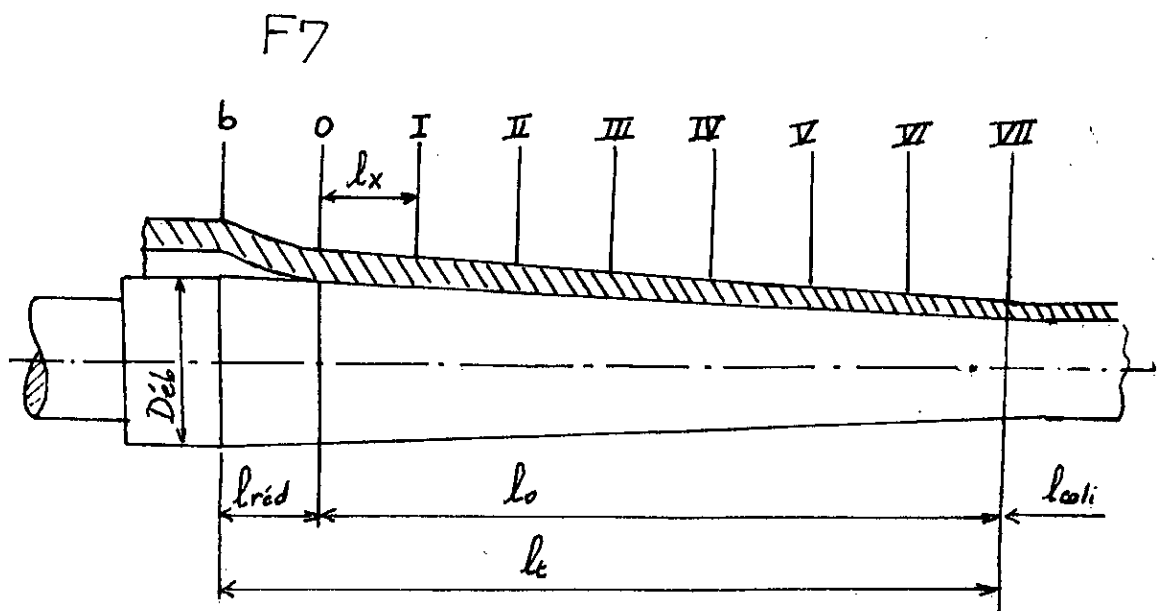
avec :

$D_{éb} = 45 \text{ (mm)}$: Diamètre d'ébauche

$t_{éb} = 3 \text{ (mm)}$: Epaisseur d'ébauche

$D_f = 20 \text{ (mm)}$ ϕ de finition

$t_f = 0,7 \text{ (mm)}$: Epaisseur de finition



l_{red} = Longueur de la zone de réduction

l_x = distance entre 2 sections de contrôle successives

$l_o = 7 \cdot l_x = 7 \cdot 40 = 280 \text{ mm}$, longueur de corroyage

l_t = longueur de la zone de travail du mandrin conique; elle est égale à 330 mm

$$l_{rés} = 50 \text{ mm}$$

l_{cali} = longueur de calibrage

II-2)

Caractéristiques de calibrage:

2.1) Coefficient total de déformation:

Pendant le laminage, les forces exercées pour l'écrasement du métal déplacent le dernier d'une valeur β , égale à:

$$\beta = m \cdot \mu \quad m = \text{avance (mm)}$$

μ = coeff de déformation.

$$\mu = \frac{t_{éb} (D_{éb} - t_{éb})}{t_f (D_f - t_f)} = \frac{3(45 - 3)}{0,7(20 - 0,7)} = 9,326$$

$$\mu = 9,326$$

$$l = 9,326 \cdot 7,5 \approx 70 \text{ mm}$$

2.2) Degré de déformation en % :

$$\mu_d = \frac{F_{éb} - F_f}{F_{éb}} \cdot 100 = \left(1 - \frac{1}{\mu}\right) \cdot 100 = \left(1 - \frac{1}{9,326}\right) \cdot 100 = 89,2\%$$

$F_{éb}$ = surface d'ébauche

F_f = surface de finition

2.3) Déformation relative de la paroi d'ébauche: (corrugage)

$$\frac{t_{éb} - t_f}{t_{éb}} \cdot 100 = \frac{3 - 0,7}{3} \cdot 100 = 76,6\%$$

4) Détermination du diamètre extérieur:

$$D_{éb} - D_f = 45 - 20 = 25 \text{ mm}$$

En tenant compte de cette augmentation, l'épaisseur de la paroi de l'ébauche sera :

$$t_{red} = t_{éb} + \Delta t_p = 3 + 0,525 = 3,525 \text{ mm}$$

a-3) Déformation (corroyage) suivant la paroi:

$$\mu_t = \frac{t_{red}}{t_p} = \frac{3,525}{0,7} = 5,035$$

a-4) D'après le graphique 1 (page 6) donnant la déformation suivant la paroi en fonction du degré de déformation μ_x , dans les sections de contrôle, cependant on détermine μ_x pour chaque section.

Alors pour la valeur $\mu_t = 5,035$, on note les différentes valeurs correspondantes de μ_x dans le tableau qui suit:

T1

section de contrôle	0	I	II	III	IV	V	VI	VII
μ_x	1,0	1,95	2,60	3,25	3,755	4,287	4,775	5,20

l'épaisseur de la paroi du tube dans chaque section de contrôle

est: $t_{x_i} = \frac{t_{red}}{\mu_x} \quad i \in [0, VII]$

T1'

section	0	I	II	III	IV	V	VI	VII
$t_{x_i} [\text{mm}]$	3,525	1,80	1,35	1,08	0,958	0,823	0,73	0,68

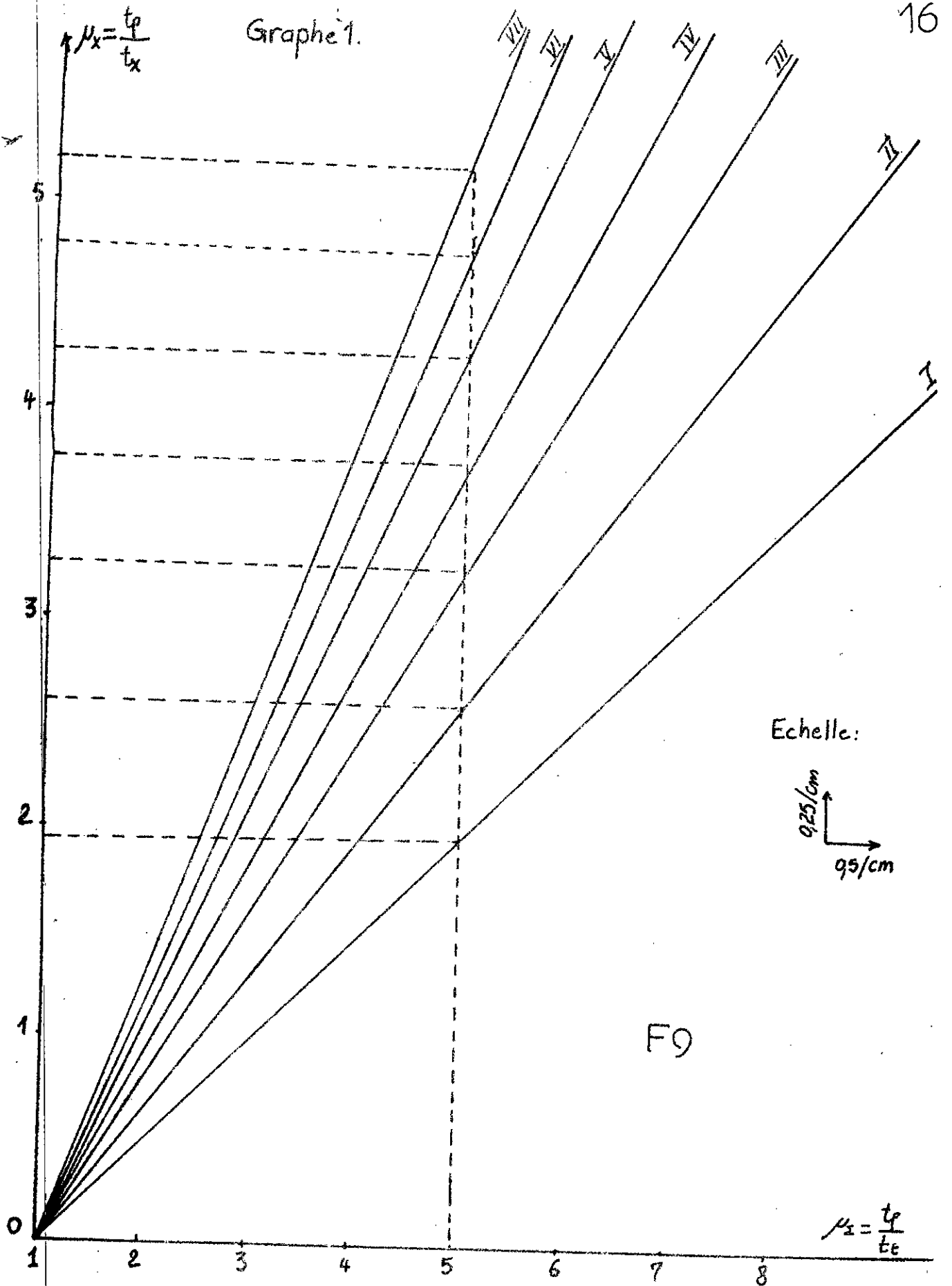
Ainsi on peut déterminer dans chaque section de la zone de corroyage dite section de contrôle.

le diamètre d_x est donné par la formule $d_{x_i} = d_f + L'_{x_i} \cdot 2t_g \alpha$

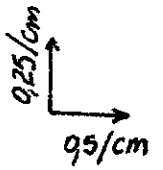
avec:

L'_{x_i} = distance située entre la partie de calibrage et la section x considérée. les valeurs de d_{x_i} calculées sont dans le tableau qui suit:

Graphe 1.



Echelle:



F9

$$\mu_z = \frac{t_p}{t_E}$$

$$\mu_x = \frac{t_p}{t_x}$$

section	0	I	II	III	IV	V	VI	VII	T2
d_x (mm)	27	25,8	24,6	23,4	22,2	21	19,8	18,6	

a-5) Diamètres des calibres dans les sections de contrôle :

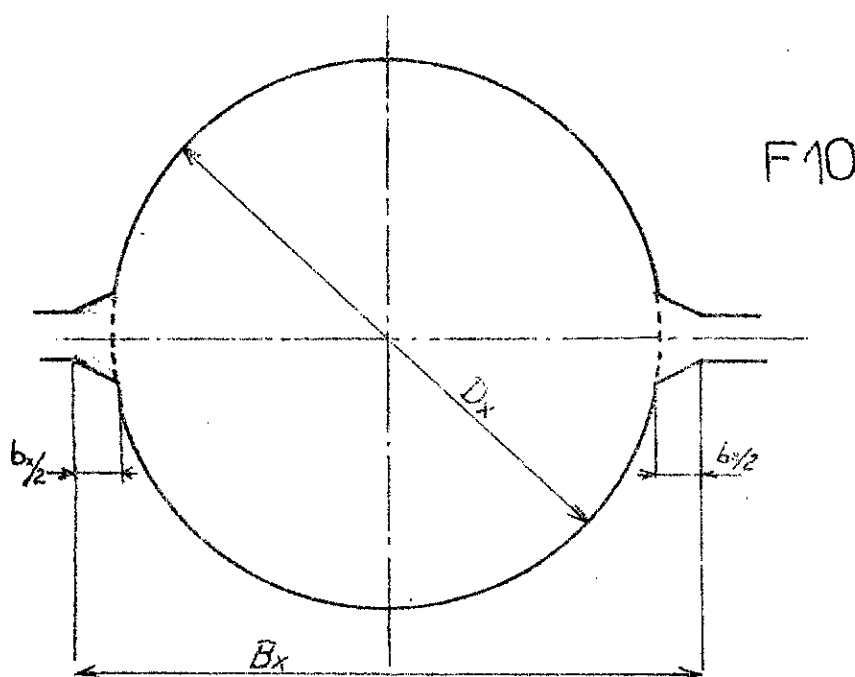
$$D_x = d_x + 2t_x - \Delta K$$

où $\Delta K = 0,4 \text{ mm}$: désigne le jeu entre les calibres pendant l'alésage et la rectification pendant le laminage.

T3

section	b	0	I	II	III	IV	V	VI	VII
D_x (mm)	45	33,65	29	26,9	25,16	23,67	22,24	20,88	19,54

b) Détermination de la largeur des connelures :



On désigne par b_b et b_B les augmentations respectives de la section d'entrée la section de sortie (B-B) telle que $b_b \in [1,2 \div 1,5] \text{ mm}$.

et $b_B \in [0,2 \div 0,8] \text{ mm}$, le choix fait est $b_b = 1,4$; $b_B = 0,6 \text{ mm}$.

Pour la zone de contrôle au niveau de chaque section x-x.

l'augmentation de b_{x_i} est donnée par :

$$b_x = 2 \cdot m \cdot \mu_x \cdot [K_E (\operatorname{tg} \delta_x - \operatorname{tg} \alpha) + K_d \cdot \operatorname{tg} \alpha]$$

avec :

$m = 7,5 \text{ mm}$: avance de l'ébauche par course.

$K_d = 0,7$: coefficient tenant compte de l'écrasement horizontal

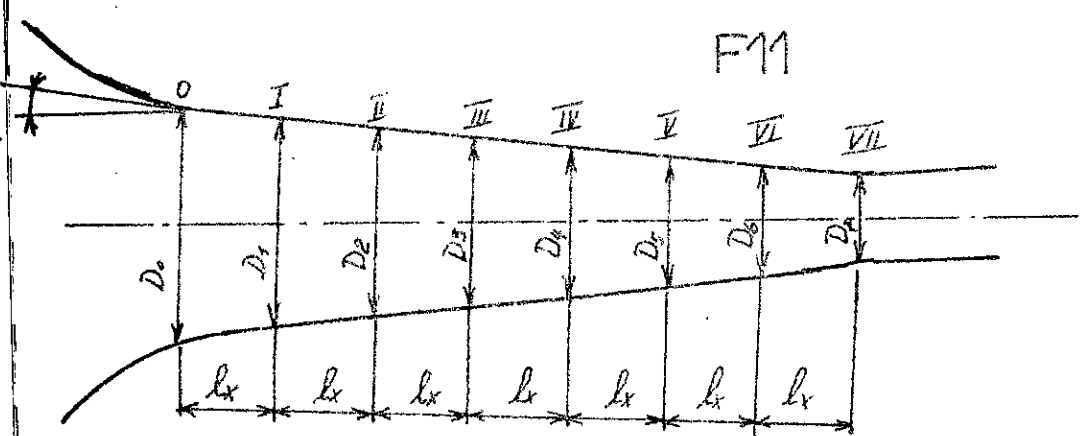
K_E = coefficient dont la variation est la même pour n'importe quel laminoir.

Pour cela, on doit d'abord calculer la conicité de la zone de corroyage des cannelures dans chaque section donnée par la formule

$$\operatorname{tg} \delta_x = \frac{D_{xi} - D_{xi-1}}{2l_x} \quad l_x = 40 \text{ mm}$$

section	I	II	III	IV	V	VI	VII
$\operatorname{tg} \delta_x$	0,0581	0,02625	0,02175	0,01875	0,01775	0,017	0,0167

T4



les différentes valeurs de b_x calculées sont notées dans ce tableau ci-dessus:

section	I	II	III	IV	V	VI	VII
K_E	1,75	1,7	1,7	1,6	1,4	1,2	1
b_x	2,513	1,155	1,071	0,93	0,922	0,91	0,933

T5

ainsi on peut déterminer selon la formule $B_x = D_x + b_x$ la largeur des cannelures dans les différentes section de contrôle :

Longeur des connelures :

T5'

Section	b	0	I	II	III	IV	V	VI	VII
B _x en mm	45	35,15	31,513	28,055	26,231	24,58	23,16	21,79	20,47

4) Détermination des Forces de laminage :

4 a) : Surface de la section de l'ébauche :

$$F_{eb} = \pi \cdot t_{eb} (D_{eb} - t_{eb}) = \pi \cdot 3 \cdot (45 - 3) = 395,84 \text{ mm}^2$$

$$F_{eb} = 395,84 \text{ mm}^2$$

b) Surface de chaque section de contrôle x :

$$F_x = \pi \cdot t_x (D_x - t_x)$$

T6

Section	0	I	II	III	IV	V	VI	VII
$F_x (\text{mm}^2)$	333,60	153,81	108,36	81,70	66,98	55,180	46,12	40,3

c) Coefficient de déformation dans chaque section x :

$$\mu_x = \frac{F_{eb}}{F_x}$$

T7

Section	0	I	II	III	IV	V	VI	VII
μ_x	1,186	2,573	3,653	4,845	5,90	7,173	8,582	9,82

d) Corroyage de la paroi dans la section x :

$$\Delta t_x = m \cdot \mu_x \cdot (t_{\gamma} - t_{\alpha})$$

où : μ_x est tiré du graphique 1 ; $m = 75 \text{ mm}$

$$t_{\gamma} - t_{\alpha} = \frac{t_{x,n-1} - t_{x,n}}{l_x}$$

T83

Section	I	II	III	IV	V	VI	VII
$t_{\gamma} - t_{\alpha}$	0,043	0,01125	0,00675	0,00355	0,00287	0,00225	0,0015
ΔT_x	0,628	0,219	0,164	0,100	0,088	0,072	0,058

e) Rayon au sommet :

$$R_{xs} = R_0 - R_x$$

$R_0 = 150 \text{ mm}$; rayon du cylindre

$R_x = \frac{D_x}{2}$; rayon du tube dans la section x.

Section	I	II	III	IV	V	VI	VII
$R_{xs} \text{ (mm)}$	135,5	136,55	137,42	138,17	138,88	139,56	140,23

T9

f) Corroyage de la paroi pendant la course aller

$$\Delta t_{ax} = 0,7 t_x$$

Section	I	II	III	IV	V	VI	VII
$\Delta t_{ax} \text{ (mm)}$	0,5201	0,533	0,1148	0,074	0,0616	0,0504	0,0406

T10

g) Projections Horizontales de la surface de contact :

$$F_h = 1,41 \eta_f \cdot \text{Déb} \cdot \sqrt{R_{xs} \cdot \Delta t_{ax}}$$

avec $\eta_f \in (1,26 \div 1,3)$; on choisit $\eta_f = 1,3$

$$\text{Déb} = 45 \text{ mm}$$

Section	I	II	III	IV	V	VI	VII
$F_h \text{ (mm}^2\text{)}$	692,45	377,4	327,62	263,75	241,26	218,76	196,81

T11

h) Corroyage relatif dans la section x considérée en % :

$$\epsilon_x = \frac{F_{éb} - F_x}{F_{éb}} \cdot 100\% \quad \text{avec } F_{éb} = 395,84 \text{ (mm}^2\text{)}$$

Section	0	I	II	III	IV	V	VI	VII
$\epsilon_x \text{ (\%)}$	17,12	61,13	72,26	79,36	83,22	86,06	88,34	89,82

T12

i) Résistance du Métal ayant le corroyage ϵ_x :

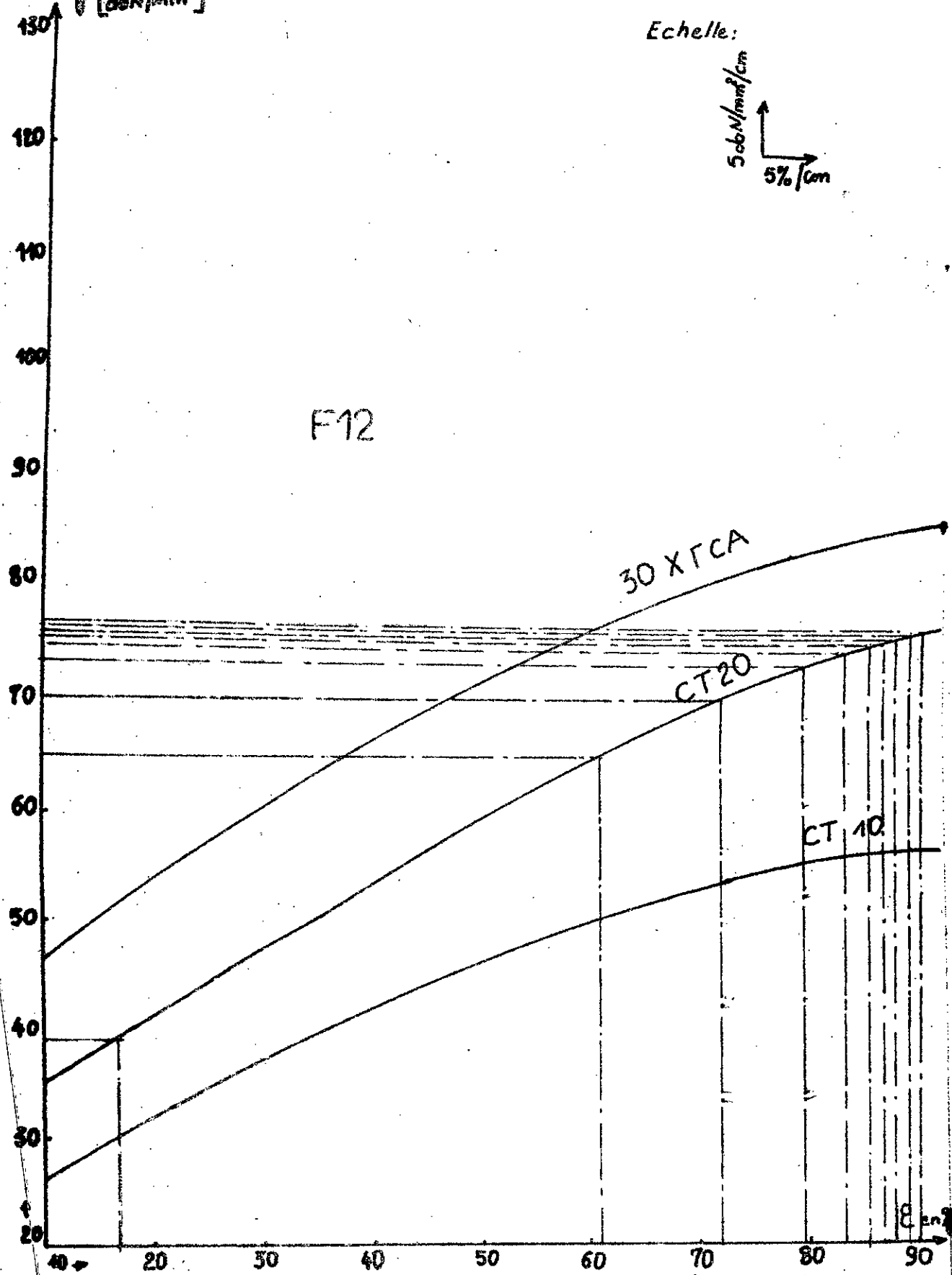
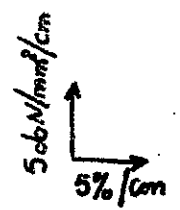
Le matériaux constituant notre ébauche est le métal CT20 d'où d'après le graphe 2 (page 22) on tire pour chaque valeur de ϵ_x la valeur correspondante de σ_x en daN/mm^2 .

section	0	I	II	III	IV	V	VI	VII
$\sigma_x \text{ (daN/mm}^2\text{)}$	39	64,6	69,5	72,88	73,90	74,6	75,75	76

T13

σ [daN/mm²]

Echelle:



j) Pression moyenne du métal agissant sur le calibre au niveau de chaque section de contrôle :

$$P_x = \sigma_x \left[\eta_w + f \cdot \left(\frac{t_{éb}}{t_x} - 1 \right) \cdot \frac{R_p}{R_x} \cdot \frac{\sqrt{2R_x \cdot \Delta t_x}}{t_x} \right]$$

où : $f = 0,07$ coefficient de frottement

$$R_p = R_o - 0,7 \cdot \frac{R_{éb} + R_f}{2} = 150 - 0,7 \cdot \frac{22,5 + 10}{2} = 138,685 \text{ mm}$$

R_p = Rayon Reukast

$R_{éb}$ = rayon d'ébauche

R_f = " de finition

$t_{éb}$ = épaisseur de l'ébauche

$\eta_w = 1,02 \div 1,08$, on choisit $\eta_w = 1,07$

section	I	II	III	IV	V	VI	VII
P_x (daN/mm ²)	89,464	103,30	125,56	135,24	149,12	165,20	170,36

T14

k) Pression totale du métal sur les cannelures (sans l'effet de l'aplatissement) :

donnée par la relation suivante : $P_t = P_x \cdot F_R$

section	I	II	III	IV	V	VI	VII
P_t (daN)	61943,37	33075,42	41135,96	35669,55	35376,69	36139,152	33528,55

T15

l) Calcul de l'augmentation de la projection horizontale de la surface de contact due à l'aplatissement :

cette augmentation est donnée par : $F_h' = 3,9 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_x \cdot R_x \left(\frac{\pi}{4} \cdot R_o - \frac{2}{3} R_x \right)$

section	I	II	III	IV	V	VI	VII
F_h' (mm ²)	39,506	39,68	39,125	37,47	35,716	34,18	32,23

T16

m) Calcul de la surface totale de contact :

donnée par la relation : $F_z = F_h + F_h'$

section	I	II	III	IV	V	VI	VII
F_z (mm ²)	731,95	417,08	355,745	301,22	276,97	252,94	229,04

T17

m) $\frac{P}{S}$ Pression totale agissant sur les cannelures, en tenant compte de l'aplatissement :

$$P_z = \frac{P}{S} \cdot F_z$$

section	I	II	III	IV	V	VI	VII
P_z (daN)	65483,17	43084,36	46048,5	40737	41301,76	41785,6	39019,25

T18

o) Détermination de moment du laminage :

Cette moment est donné par : $M_x = 0,7 \cdot P_z \cdot \sqrt{R_{xs} \cdot \Delta \sigma_x}$

section	I	II	III	IV	V	VI	VII
M_x (daN.m)	394805	137985,86	128024,32	91182,14	845623	77574,90	65171,908

T19

Ainsi on peut tracer les courbes $P_z = f(\text{course})$, $M_x = f(\text{course})$ en fonction de la course de la cage qui nous permet de nous donner les différentes valeurs aux points (0, 1, ..., 12).

voir planche 1.

III ANALYSE CINEMATIQUE

Le système bielle - manivelle permet la transformation du mouvement circulaire (rotation) en un mouvement rectiligne alternatif (va et vient) et la transformation inverse.

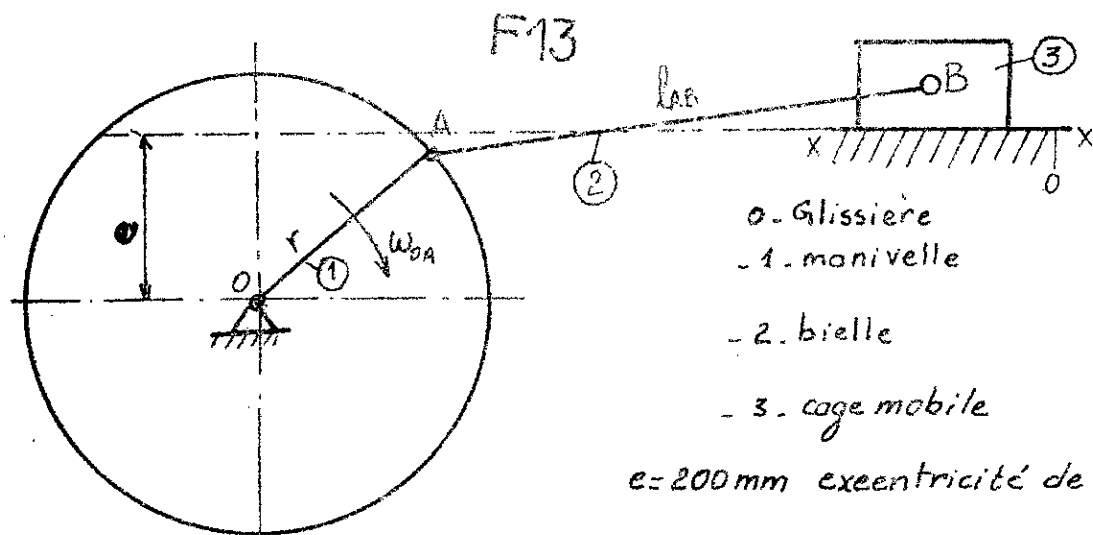
Dans un mouvement rectiligne alternatif. La cage mobile change de sens à chaque extrémité de son déplacement et il est soumis à des efforts d'inertie importantes.

Les vitesses et les accélérations correspondantes sont déterminés par l'étude cinématiques du système, qui est indispensable pour pouvoir calculer les dimensions des organes par suite.

1-) Détermination des vitesses et des accélérations :

La détermination des vitesses et des accélérations de la cage mobile sera déterminée par la construction des épures des vitesses et des accélérations.

schéma cinématique du mécanisme d'entraînement :



$e = 200 \text{ mm}$ excentricité de l'axe

du manivelle par rapport à l'axe passant par le centre de gravité de la cage

$OA = r = 225 \text{ mm}$ longueur de la manivelle

$AB = \ell = 1850 \text{ mm}$ longueur de la bielle.

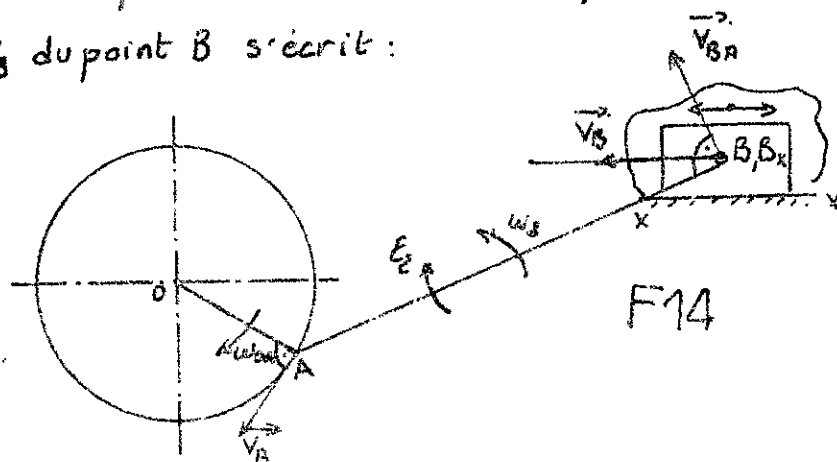
$n_{OA} = 90 \text{ tr/mn}$: vitesse de rotation de la manivelle.

En choisissant une échelle convenable $\mu'_e = 300 \text{ mm/mm}$; on trace le schéma cinématique pour 12 positions différentes de la manivelle en allant de 30° à 30° . Une fois le schéma est faite. On mesure les différentes longueurs de course de la cage à chaque position. Pour connaître les valeurs réelles on divise ces longueurs mesurées par l'échelle μ'_e choisie. On les note dans le tableau ci-dessous :

T20	aller						retour							
Position	0	1	2	3	4	5	6	6'	7	8	9	10	11	12
Course (mm)	0	2333	96,65	204,65	320,65	414	452	455,5	478,3	565	733,6	874	874	304

b) Construction de l'épure des vitesses :

On peut décomposer le mouvement du point B en un mouvement d'entraînement et un mouvement relatif avec le point A. On considère la loi du mouvement de l'élément d'entraînement est linéaire ce qui entraîne que $\omega_{OA} = \dot{\alpha}$. Alors les équations vectorielles de la vitesse \vec{v}_B du point B s'écrit :



$$\vec{v}_B = \vec{v}_A + \vec{v}_{Br}$$

$$\vec{v}_A = \omega_{OA} \cdot \vec{OA}$$

$$\text{où } \omega_{OA} = \frac{\pi \cdot n_{OA}}{30}$$

$$n_{OA} = 90 \text{ tr/mn}$$

$$| \text{ alors } \omega_{OA} = \frac{\pi \cdot 90}{30} = 9,424 \text{ s}^{-1}$$

d'où la vitesse d'entraînement \vec{V}_A sera égale :

$$V_A = V_B = \omega_{OA} \cdot l_{OA} = 9,424 \cdot 0,225 = 2,12 \text{ m/s} \quad ; \quad l_{OA} = 0,225 \text{ m}$$

Cette vitesse demeure constante. Elle est connue en module et en direction : par contre V_{BA} n'est connue qu'en direction.

Elle sera déterminée par la construction de l'épure des vitesses.

soit $\mu_v = 0,02 \text{ (m/s)/mm}$ l'échelle choisie, cependant pour réaliser la construction des épures, on procède comme suite :

Choisissons un point P_v dit pôle de l'épure des vitesses. A partir de ce point, on trace les différents vecteurs $P_v a_i$ dont les extrémités a_i se situent sur le cercle de rayon $\|P_v a_i\| = 106 \text{ mm}$

$$(\|P_v a_i\| = \quad = \frac{212}{2} = 106 \text{ mm}) .$$

Il reste à déterminer les vitesses des points B_i donc à placer les points b_i : Pour cela, on utilise les équations vectorielles suivantes

- Par rapport au point A :

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA} \quad ; \quad V_{BA} \perp AB$$

- Par rapport à la glissière :

$$\vec{V}_B = \vec{V}_{Bx} + \vec{V}_{B,3x} \quad ; \quad \vec{V}_{B,3x} \parallel xx$$

$$\vec{V}_{Bx} = \vec{0} \quad (\text{car la glissière est fixe})$$

$$\text{d'où } \vec{V}_B = \vec{V}_{B,3x} = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA} \quad ; \quad \vec{V}_B \parallel xx \text{ puisque } \vec{V}_{B,3x} \parallel xx$$

On mène donc des points a_i ; les perpendiculaires aux segments BA qui coupe l'axe passant par P_v parallèle à l'axe de la glissière et ceci à chaque position a_i de la manivelle considérée.

Cela nous donne les points b_i . De cette façon, on détermine toute les différentes valeurs des vitesses pour chaque déplacement t de v_a et vient de la coulisse.

La valeur $V_B = \mu_v \cdot (P_{bi})$.

C.a.d on va qu'à mesurer les vecteurs $p_v b_i (V_B)$ et $a_i b_i (V_{BA})$ en mm et les multiplier par l'échelle des vitesses choisie auparavant. Ainsi par cette ^{méthode}, on détermine les \neq valeurs de vitesses de chaque position de la manivelle, que l'on réunit dans le tableau ci-dessus sachant que $\omega_2 = \frac{V_{BA}}{l_{BA}}$ vitesse angulaire du point B.

différentes Position de la manivelle	V_A (m/s)	V_B (m/s)	V_{BA} (m/s)	ω_2 [s^{-1}]
0	V_A	0,07	2,12	1,1459
1	2,12	0,84	2	1,081
2	2,12	1,61	1,38	0,746
3	2,12	2,10	0,38	0,2054
4	2,12	2,02	0,7	0,37
5	2,12	1,35	1,63	0,88
6	2,12	0,06	2,13	1,15
7	2,12	1,13	1,98	1,07
8	2,12	1,94	1,32	0,7135
9	2,12	2,16	0,32	0,173
10	2,12	1,81	0,77	0,416
11	2,12	1,08	1,65	0,891
12	2,12	0,07	2,12	1,146

T21

c) Détermination des accélérations:

L'accélération du point A est constante; Connue en module et en direction car $\vec{W}_A = \vec{W}_A^t + \vec{W}_A^n$; $\vec{W}_A^t = 0$ car $\vec{V}_A = cte$

$$\text{Donc } \vec{W}_A = \vec{W}_A^n$$

$$\text{avec } W_A = \omega_{OA}^2 \cdot l_{OA} \quad \omega_{OA} = 9,424 \text{ 1/s}; \quad l_{OA} = 0,225 \text{ m}$$

$$\text{d'où: } W_A = 9,424^2 \cdot 0,225 \approx 20 \text{ m/s}^2$$

En ce qui concerne l'accélération du point B est:

- par rapport au pt A:

$$\left. \begin{aligned} \vec{W}_B &= \vec{W}_A + \vec{W}_{BA}^n + \vec{W}_{BA}^t \\ \text{or } \vec{W}_{BA} &= \vec{W}_{BA}^n + \vec{W}_{BA}^t \end{aligned} \right\} \Rightarrow \vec{W}_B = \vec{W}_A + \vec{W}_{BA}^t$$

$$\vec{W}_{BA}^n \parallel \vec{BA}; \quad \vec{W}_{BA}^t \perp \vec{BA}$$

W_{BA}^n : accélération normale du point B/A

W_{BA}^t : " tangentielle du point B/A.

en outre on sait que: $W_{BA}^n = (\omega_c^2) \cdot l_{OA}$.

- Par rapport à la glissière:

$$\vec{W}_B = \vec{W}_{Bx} + \vec{W}_{BBx}^c + \vec{W}_{BBx}^r$$

$$\vec{W}_{BBx}^c = \vec{0} \quad \text{car la cage n'effectue pas de rotation.}$$

$$\vec{W}_{Bx} = \vec{0} \quad \text{car le châssis est immobile.}$$

$$\text{finalement: } \vec{W}_B = \vec{W}_{BBx}^r \Rightarrow \vec{W}_B \parallel \vec{W}_{BBx}^r \parallel xx$$

\vec{W}_{BBx}^c = accélération de Coriolis du point B/à la glissière

\vec{W}_{BBx}^r = " relative du point B/à la glissière

Comme pour l'épure des vitesses, on choisit une échelle $\mu_a = \left[\frac{W_A}{l_{Pv}} \right]$

$$\left(\mu_a = \left[\frac{\omega_{OA}^2 \cdot OA}{l_{Pv}} \right] = 0,16 \text{ (m/s}^2\text{)/mm} \right).$$

Dont P_v est le centre du cercle (c); P_v est appelé pôle

d'accélération; son rayon qui est égale 125 mm ($P_v O = \frac{20}{0,16} = 125 \text{ mm}$).

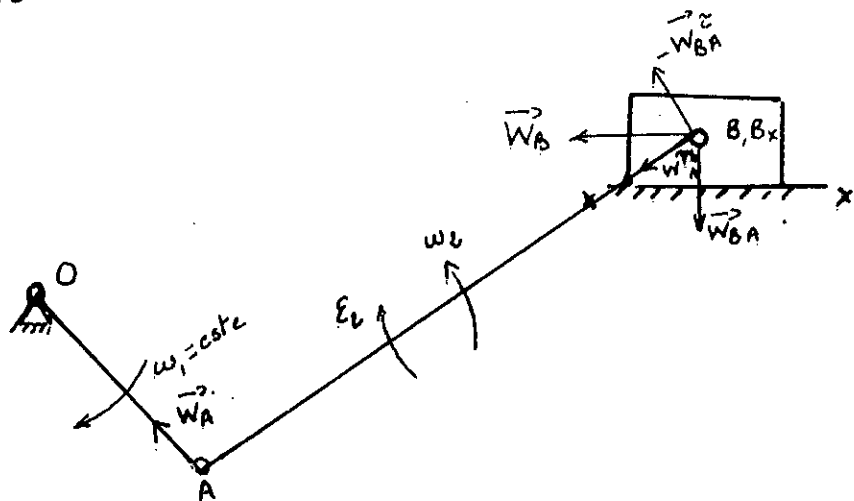
T22

Position	$W_A (\frac{m}{s^2})$	$W_{BA}^n (\frac{m}{s^2})$	$W_{BA}^t (\frac{m}{s^2})$	$W_B (\frac{m}{s^2})$	$W_{Si} (\frac{m}{s^2})$	$\epsilon_2 (\frac{1}{s^2})$
0 = 12	20	2,429	2,88	17,84	18,8	1,55
1	20	2,162	7,36	16	17,6	3,978
2	20	1,03	15,68	11,6	14,4	8,47
3	20	0,077	19,68	3,136	10,32	10,637
4	20	0,426	18,56	7,36	12	10,03
5	20	1,432	12,48	16,96	17,36	6,745
6	20	2,44	3,2	22,4	21,12	1,73
7	20	2,118	7,04	19,808	19,52	3,80
8	20	0,94	15,68	10,4	13,92	8,475
9	20	0,055	20,32	1,36	9,92	10,98
10	20	0,320	18,88	10,88	13,12	10,20
11	20	1,468	12,48	16,56	17,2	6,74

d'accélération angulaire du point B est déterminée par:

$$\epsilon_2 = \frac{W_{BA}^t}{L_{AB}}$$

F15



Partir du point P_v on trace les différents vecteurs $P_v a_i$ parallèlement à $O A_i$ $i=0, 11$, cela nous donne les vecteurs accélérations \vec{W}_A . Ces vecteurs sont connus en modules et en directions.

A partir des points a_i on trace les parallèles aux segments $A_i B_i$. Dans ce cas nous construisons les vecteurs $\vec{a_i b_i}$ ayant comme modules la valeur de l'accélération $W_{B/A}^n$ divisé par μa correspondant à chaque position de la manivelle.

En suite par l'extrémité du vecteur ($\vec{a_i b_i}$), on mène la perpendiculaire à celui-ci et l'intersection avec le diamètre du cercle (c) parallèle à $x-x$ nous donne les points b_i . Pour connaître les différents valeurs des accélérations on a qu'à mesurer les segments $p_v b_i$, $m_i b_i$ en mm et les multiplier par l'échelle choisi telle que:

$$p_v b_i \rightarrow W_A = p_v b_i \cdot \mu a.$$

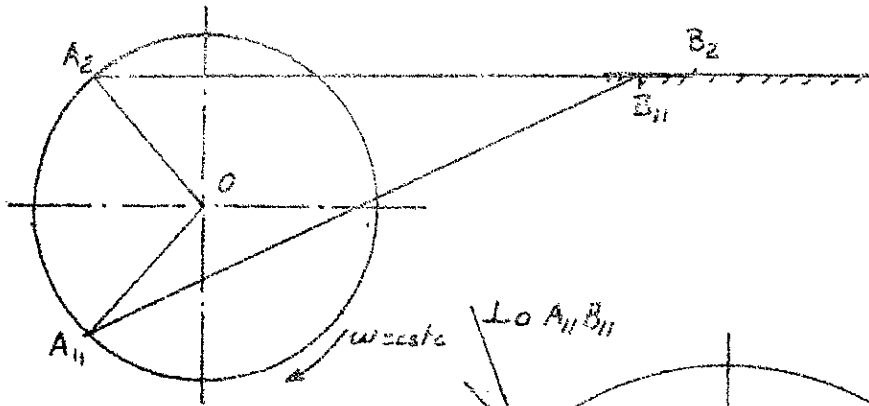
$$m_i b_i \rightarrow W_{B/A}^n = m_i b_i \cdot \mu a.$$

Maintenant il nous reste, qu'à déterminer les accélérations du centre de gravité de la bielle pour chaque position.

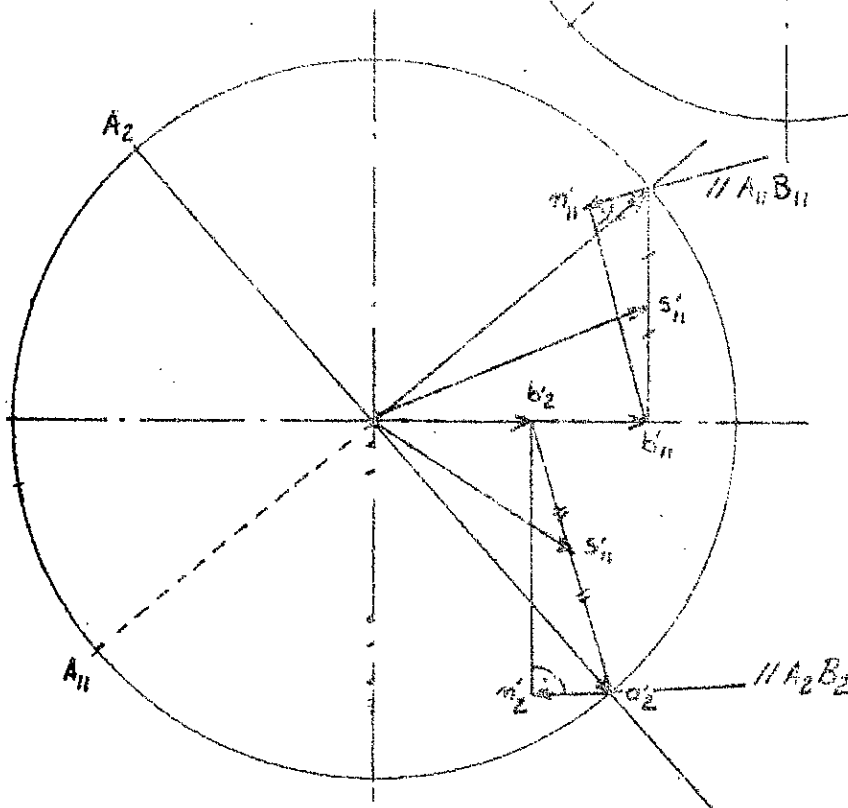
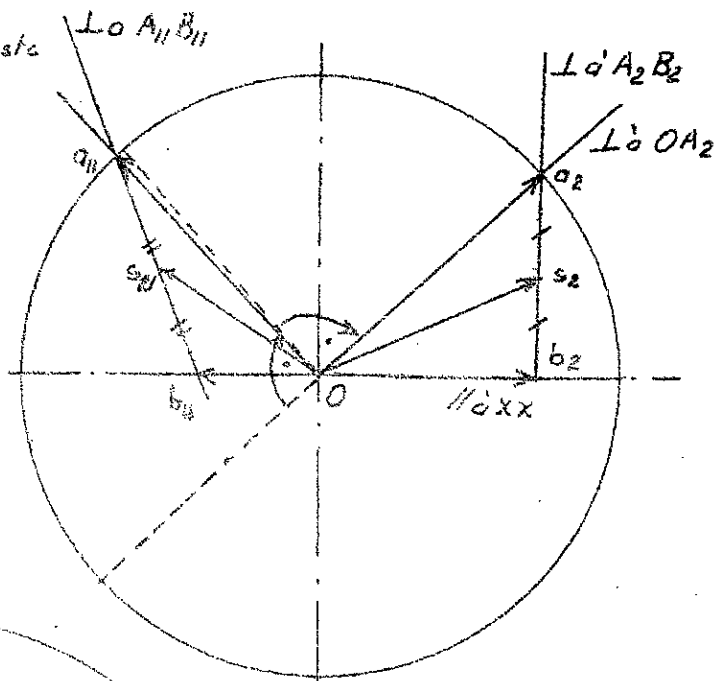
Pour cela; soit s_i le milieu des segments $a_i b_i$, on joignant chacun de ces points au pôle P_0 , ainsi les segments $P_0 s_i$ constituent les accélérations cherchées (\vec{W}_{G_i}).

de cette manière, on tire toutes les valeurs correspondantes les accélérations des points s_i dû au déplacement du mécanisme les valeurs sont portées dans le tableau ~~22~~

Exemple de construction des épures des vitesses et des accélérations pour les deux positions 2, II :



F16



2) ANALYSE DYNAMIQUE DU MECANISME

BIELLE-MANIVELLE - CAGE MOBILE

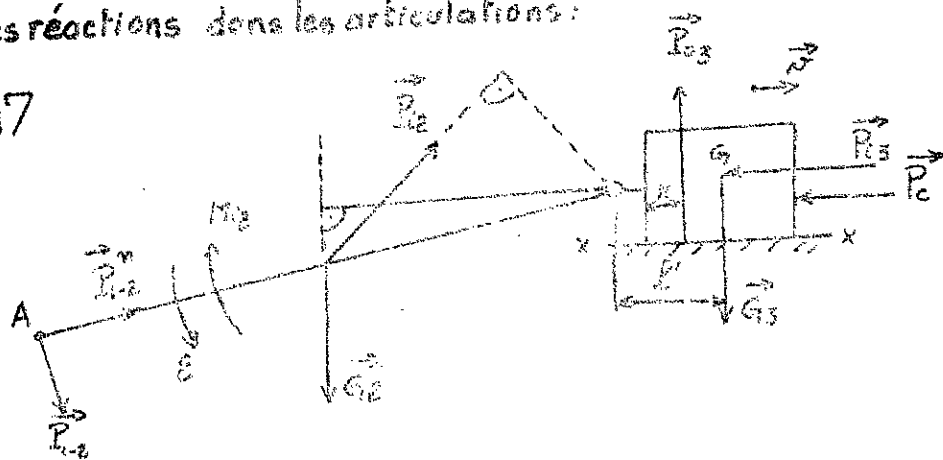
Le problème de l'analyse dynamique du mécanisme consiste à définir les forces inconnues extérieures sollicitant les éléments du mécanisme ainsi que les réactions apparaissant dans les couples cinématiques au cours du mouvement du mécanisme.

pour déterminer les efforts agissant dans les articulations et sur la cage mobile. On utilise la méthode grapho-analytique :

Pour cela on divise le mécanisme en groupe d'assour. Ce qui nous permet d'avoir un système statiquement déterminé (le système initialement est isostatique).

Calcul des réactions dans les articulations :

F17



les forces appliquées sont :

- $P_{0,1}$: réaction de la glissière sur la cage
 P_c : force résistant au mouvement de la cage.

$P_{2,3}$: force d'inertie de la cage

$G_3 = 2943 \text{ daN}$; Poids de la cage mobile.

$P_{1,2}$: force d'inertie de la bielle

$M_{1,2}$: Moment d'inertie

$P_{1,2} = \sqrt{P_{1,2}^{x^2} + P_{1,2}^{y^2}}$ réaction de l'élément ① sur l'élément ②

En considérant le groupe d'Assour :

$$\sum_{i=1}^n F_{\text{appliquées}} = \vec{0}$$

les forces inconnues sont $P_{1,2}^n$ et $P_{1,2}^z$ sachant que $P_{1,2}^z$ peut être déterminées par l'équation d'équilibre de la bielle considérée seule

c.o.d :

$$\sum \vec{M}/B = \vec{0}$$

d'où on écrit que :

$$P_{1,2}^z \cdot l_{AB} + M_{i2} - G_2 h_{G_2} + P_{i2} h_{i2} = 0$$

ainsi on tire :

$$P_{1,2}^z = \frac{M_{i2} + G_2 h_{G_2} - P_{i2} h_{i2}}{l_{AB}}$$

avec h_{i2} et h_{G_2} les bras de leviers respectifs des forces P_{i2} et G_2 par rapport au point B. les grandeurs h_{i2} et h_{G_2} sont directement mesurés puis multipliés par l'échelle choisie ($\mu = 0,1 \text{ mm/mm}$). Nous aurons ainsi les vraies valeurs de $P_{1,2}^z$ portées dans le tableau T23 dans la page suivante.

4 Calcul des forces appliquées :

- Sur la cage : \vec{P}_c : force de résistance au mouvement de la cage donnée par $P_c = 0,1 P_E$

\vec{P}_{c3} : force d'inertie de la cage ; $\vec{P}_{c-3} = -m_3 \vec{W}_B$

\vec{G}_3 : Poids de la cage mobile ; $\vec{G}_3 = m_3 \vec{g}$ avec : $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

$$m_3 = 3000 \text{ kg} ; \Rightarrow G_3 = 3000 \cdot 9,81 = 2943 \text{ daN.}$$

- Sur la bielle :

\vec{P}_{i-2} : force d'inertie de la bielle ; $\vec{P}_{i-2} = -m_b \vec{W}_s$

\vec{G}_2 : Poids total des 2 bielles, avec $\vec{G}_2 = m_b \vec{g}$, $g = 9,81 \text{ m/s}^2$, $m_b = 200 \text{ kg}$.

$P_{1,2}^z$: Force tangentielle due à l'action de la manivelle sur la cage.

$P_{1,2}^n$: Force normale due à l'action " " sur " ".

$M_{i2} = -\varepsilon I_2$: Moment d'inertie, avec I_2 : moment d'inertie de la

Positions	$h_{i2}(m)$	$h_{s2}(m)$	$P_{i-2}^z (daN)$
0	0,09	0,916	93,2
1	0,23	0,930	18,0
2	0,54	0,925	64,31
3	0,885	0,925	99
4	0,725	0,926	88,6
5	0,315	0,929	23
6	0,032	0,925	74,8

T23

T24

Positions	$P_z (daN)$	$R_z (daN)$	$R_{i-3} (daN)$	$R_{i-2} (daN)$	$M_{i-2} (daN \cdot m)$
0	0	0	5352,0	376,0	26,5243
1	0	0	4800	353,6	68,073
2	60000	6000	3480	288	144,94
3	45800	4580	940,8	206,8	182
4	41800	4180	2208	240,0	171,64
5	0	0	5088	347,2	115,42
6	0	0	6720,8	422,4	29,60

bielle telle que: $I_2 = m_b \cdot \left(\frac{l_{AB}}{2}\right)^2 = 200 \cdot \left(\frac{1,85}{2}\right)^2 = 171,125 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$

les valeurs de $P_c, P_{i-2}, P_{i-3}, M_{i-2}$ sont représentées dans le tableau T24.

NB: On a pris simplement les 7 premières positions de la course aller, car c'est le cas le plus défavorable du mécanisme.

Si on isole la cage mobile, nous avons l'équilibre suivante:

$$\vec{G}_3 + \vec{P}_c + \vec{P}_{i3} + \vec{P}_{o3} + \vec{P}_{23} = \vec{0}$$

dont:

\vec{P}_{23} : réaction de la bielle sur la cage mobile

Pour connaître les valeurs des forces

inconnues $\vec{P}_{23}, \vec{P}_{i-2}, \vec{P}_{i-3}, \vec{P}_{o3}$ on construit

le polygone des forces qui nous permet de déterminer toutes ces forces; On choisissant une échelle convenable ($\mu_f = 20 \text{ daN/mm}$)

Puis il suffit simplement de mesurer et multiplier la valeur trouvée en mm par cette échelle à fin de trouver les valeurs réelles de ces forces qui sont résumées dans le tableau T25

à la page suivante.

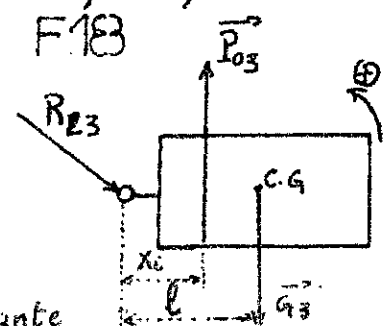
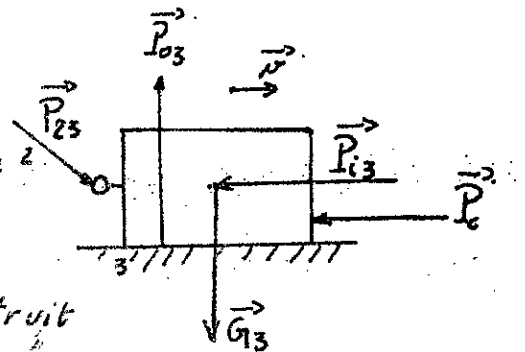
13 Calcul du Point d'application de P_{o3} :

La force P_{o3} , réaction de la glissière sur la cage change de point d'application pendant son cycle de va et vient de la cage. On peut ainsi déterminer ce point d'application par un simple équation d'équilibre: de la

$$l = 0,555 \text{ m}, G_3 = 2943 \text{ daN.}$$

$$\sum \vec{M}/B = \vec{0} : P_{o3} x_i - G_3 \cdot l = 0 \Rightarrow x_i = \frac{G_3 \cdot l}{P_{o3}}$$

Ces résultats sont résumés dans la page suivante



Positions	P_{1-2}^n (daN)	P_{1-2} (daN)	P_{03} (daN)	P_{E-3} (daN)
0	5860	5861,5	2100	5390
1	5160	5160,03	2830	4820
2	3160	3160,4	3020	8960
3	5400	5804	3000	5520
4	1790	1701	2970	1960
5	4330	4330	4000	3020
6	7260	7261	3620	6840

T25

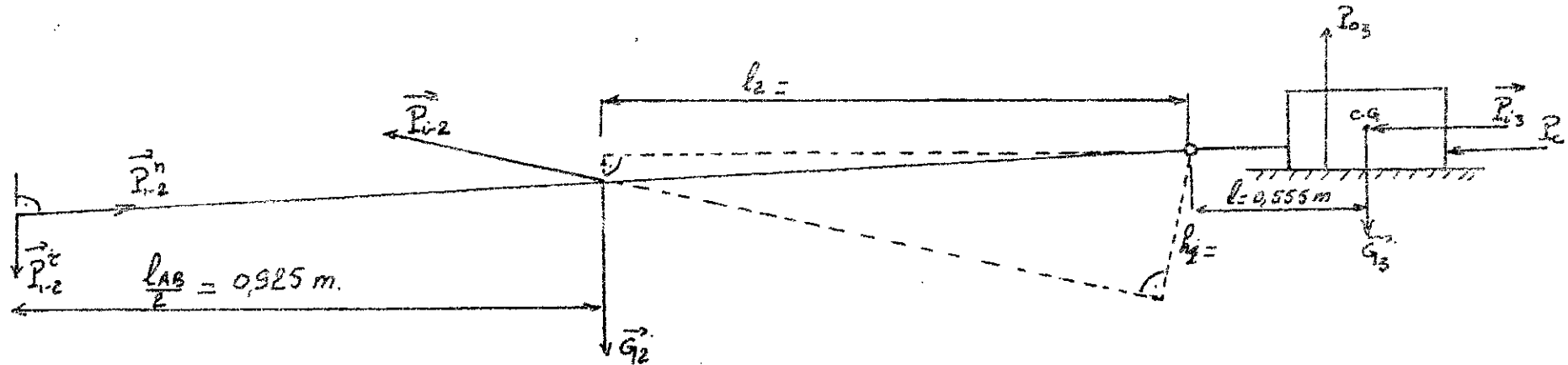
T26

Positions	0	1	2	3	4	5	6
G_3	2943	2943	2943	2943	2943	2943	2943
P_{03}	2100	2680	3020	3000	2680	3020	2620
X_i	0,717	0,610	0,540	0,544	0,610	0,540	0,623

Representation du groupe d'Assour.

- On prend comme exemple la position 1
- Echelle $\mu = 9 \text{ mm/mm}$

F19



$$\vec{P}_{1,2} + \vec{P}_{2,1} + \vec{G}_2 + \vec{P}_{2,3} + \vec{G}_3 + \vec{P}_C + \vec{P}_{3,C} + \vec{P}_{0,3} = \vec{0}$$

Tracé du polygone des forces.

Position 1

Echelle : 20 daN/mm

$$P_{03} = 2830 \text{ daN}$$

$$P_{23} = 4820 \text{ daN}$$

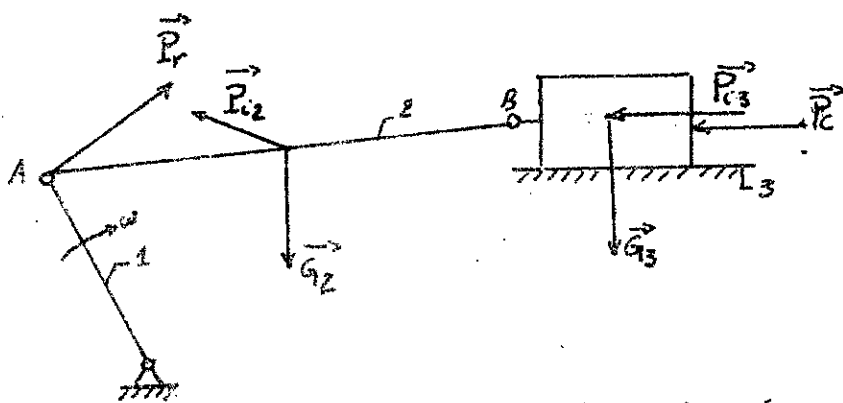
$$P_{12} = 5160,03 \text{ daN.}$$

F 20

2- Réduction des forces et des moments :

Lorsqu'on étudie le mouvement d'un mécanisme sollicité par des forces données ; il est utile de remplacer toutes les forces agissantes par une seule force ; appelée force réduite . Elle nous permet de développer la même puissance que toute ces forces appliquées au système . Le moment réduit sera égal au produit de la longueur de la bielle par cette force réduite.

F21



Le point A est le point d'application de la force réduite dirigée perpendiculairement à l'axe de la manivelle OA.

On conservant l'échelle de l'épure des vitesses de la PL1. Soit S_c le milieu du segment abc . Le vecteur \vec{P}_{vsc} ainsi obtenu nous donne la vitesse cherchée du centre de gravité de la bielle.

On considère l'épure des vitesses comme un levier s'appuyant sur le pôle p_v et se trouvant en équilibre sous l'action des forces appliquées ; tournées dans un sens choisi de 90° .

Cette méthode est appelée méthode de Joukovski ; du nom de son auteur et le levier employé est appelé levier de Joukovski.

Rappelant que son méthode se base sur le principe de déplacement virtuel.

La méthode de Joukovski permet de déterminer l'intensité d'une

force quelconque dont on connaît la direction et le point d'application à condition de savoir les intensités et les directions, les points d'applications de toutes les autres forces en action. La seule inconnue est l'intensité de la force que l'on cherche c.à.d la force réduite. Pour cela on applique la relation:

$$\sum \vec{F}_i / P_v = \vec{0}$$

$$M_{P_v}(\vec{P}_c) + M_{P_v}(\vec{P}_{i3}) + M_{P_v}(\vec{P}_{i2}) + M_{P_v}(\vec{G}_2) + M_{P_v}(\vec{G}_3) + M_{P_v}(\vec{P}_r) = 0$$

$$M_{P_v}(\vec{G}_3) = 0 \quad \text{car la droite d'action de } G_3 \text{ passe par le centre de rotation } P_v.$$

Il reste que :

$$M_{P_v}(\vec{P}_r) = -M_{P_v}(\vec{P}_c) - M_{P_v}(\vec{P}_{i3}) - M_{P_v}(\vec{P}_{i2}) - M_{P_v}(\vec{G}_2)$$

Les grandeurs h_{G_2} , h_c , h_{i2} , h_r représentent respectivement les bras de leviers des forces G_2 , P_c et P_{i3} , P_{i2} , P_r par rapport au pôle de l'épure des vitesses, on prend cō exemple la position 4 :

$$P_r \cdot h_r = + P_c \cdot h_c - P_{i3} \cdot h_c - G_2 \cdot h_{G_2} - P_{i2} \cdot h_{i2}$$

$$\text{d'où} \quad P_r = \frac{P_c \cdot h_c - P_{i3} \cdot h_c - G_2 \cdot h_{G_2} - P_{i2} \cdot h_{i2}}{h_r}$$

Les bras de leviers des forces h_{G_2} , h_c , h_{i2} , h_r sont mesurés directement sur le schéma en mm.

Une fois P_r est connue on peut facilement déduire le moment réduit $M_r = P_r \cdot l_{0A}$, dont $l_{0A} = 0,225 \text{ m}$

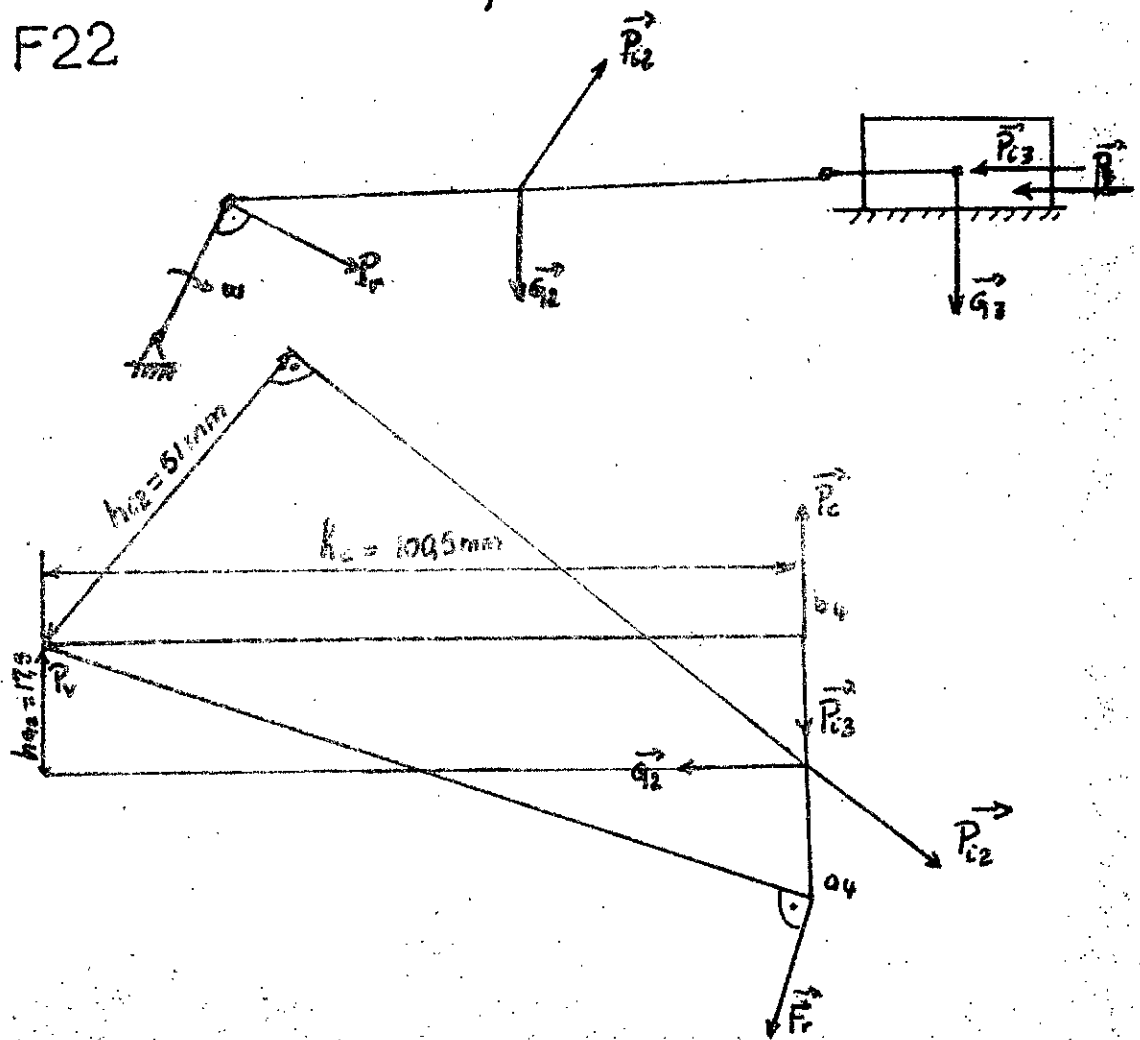
Ainsi la méthode de Joukovski nous permet de calculer les forces réduites et les moments réduits avec une facilité et une élégance remarquables. Les résultats sont représentés dans la page suivante.

Positions	$h_r(\text{mm})$	$h_{c2}(\text{mm})$	$h_{c12}(\text{mm})$	$h_c(\text{mm})$	P_r	M_r
0	106	9	53	3,5	-85,30	-19,21
1	106	26	50	4,5	2058,10	463,17
2	106	50	34	8,5	7487,64	1684,72
3	106	22	10	106,2	5550,13	1248,77
4	106	51	17,5	100,5	1713,516	386,00
5	106	50	40,5	67,5	-3478,736	-782,71
6	106	3,5	52	3	-300,4	-67,58

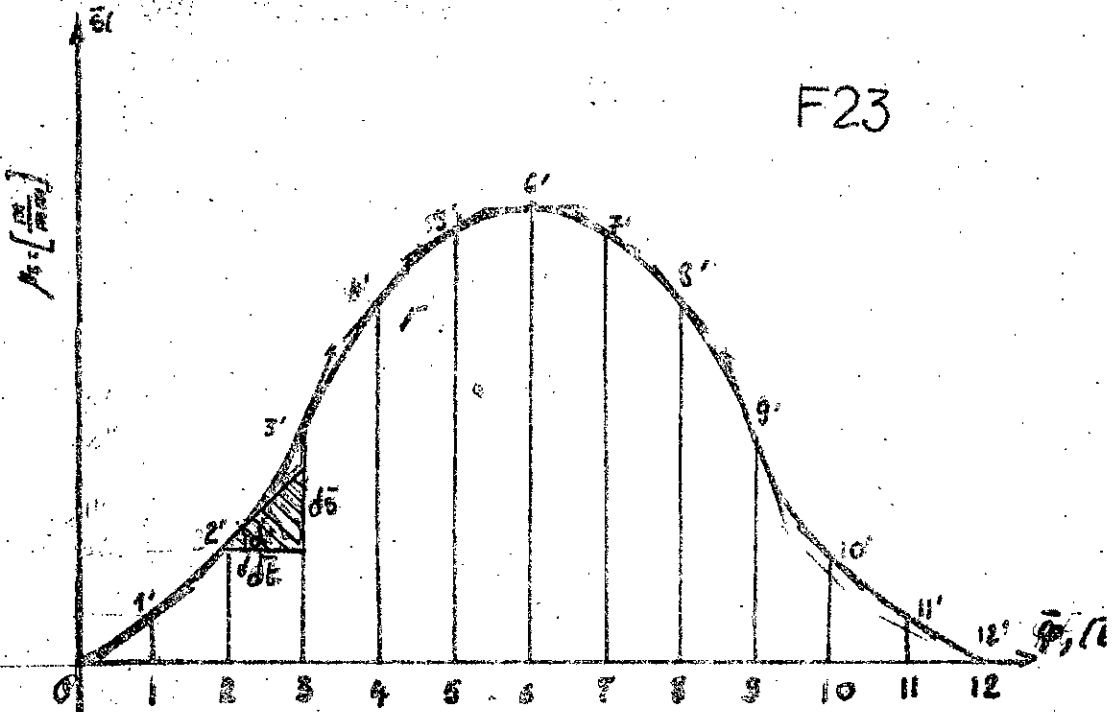
T27

NB: Les positions de la course retour ne sont pas calculées du fait qu'elles sont moins intensives que la course aller.

F22

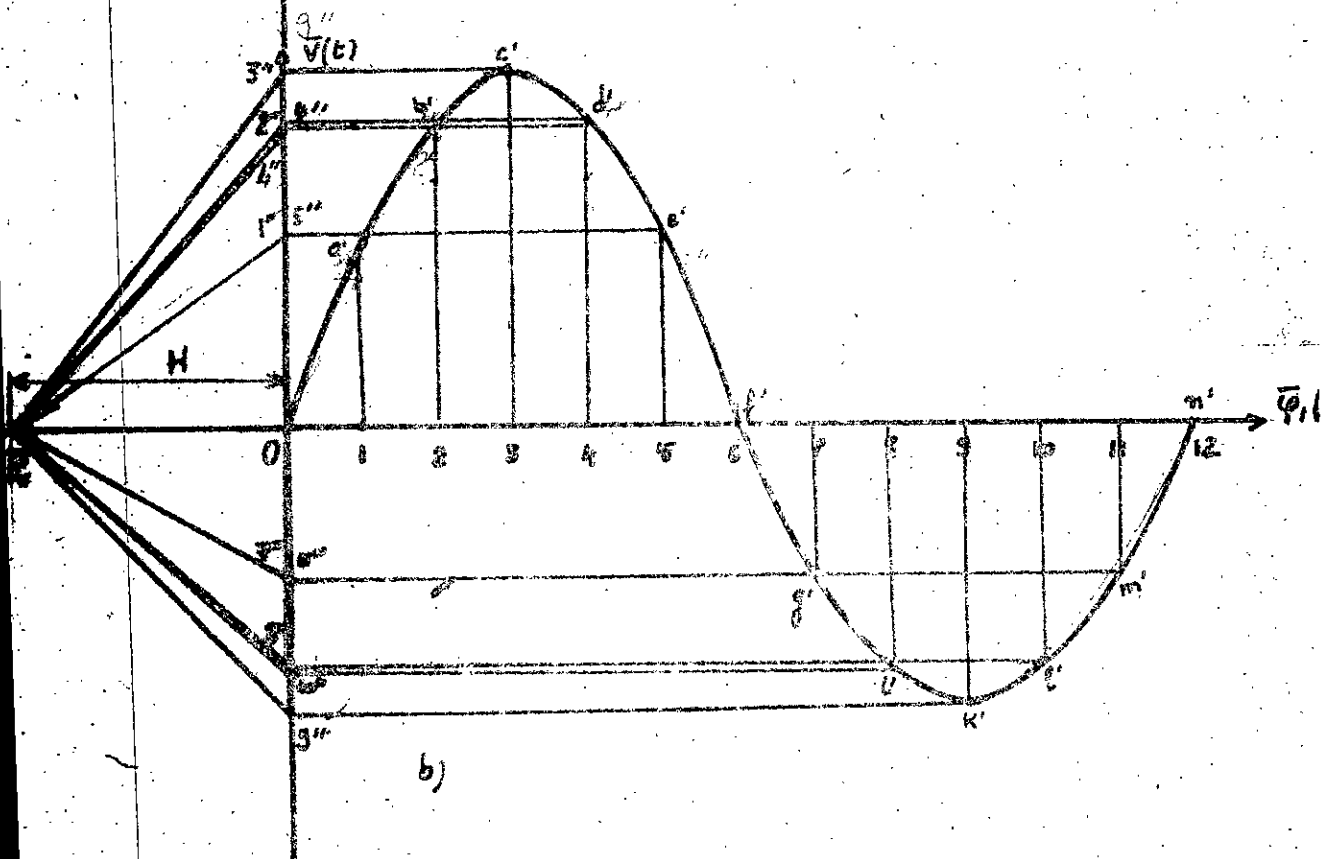


F23



a)

$$\mu_d = \left[\frac{rd}{mm} \right], \mu_t = \left[\frac{s}{mm} \right]$$



b)

3- Calcul de la puissance.

Pour connaître la puissance nécessaire pour assurer le mouvement désiré de la machine à fin de vaincre les forces résistants. On est amené à procéder à une étude graphique par intégration. Pour cela on passe d'abord par la méthode de dérivation graphique.

a. Dérivation graphique:

On considère la course de la cage qui effectue un mouvement alternatif. Comme la bielle tourne à une vitesse constante ($\omega = \text{cte}$). On divise l'angle 2π effectué par la manivelle en nbre d'angles égaux ($\beta = 30^\circ$).

On peut ainsi établir le diagramme des espaces parcourues par la cage $s = f(t)$, (ou $s = f(\varphi)$).

Voir la page ~~avant~~ 43

soient:

$$\mu_s = \left[\frac{\text{m}}{\text{mm}} \right] \text{ échelle de déplacement}$$

$$\mu_t = \left[\frac{\text{s}}{\text{mm}} \right] \text{ échelle du temps.}$$

le déplacement réel de la course:

$$s = \mu_s \cdot \bar{s} \quad ; \quad t = \mu_t \cdot \bar{t}$$

d'après le graphe on a:

$$\text{tg } \alpha = \frac{d\bar{s}}{d\bar{t}} \quad , \text{ or on a } ; \quad y(t) = \frac{ds(t)}{dt}$$

d'où on tire que:

$$v = \frac{d[\mu_s \cdot \bar{s}]}{d[\mu_t \cdot \bar{t}]} = \frac{\mu_s}{\mu_t} \cdot \frac{d\bar{s}}{d\bar{t}} = \frac{\mu_s}{\mu_t} \cdot \text{tg } \alpha \quad (1.1)$$

$$v = \frac{\mu_s}{\mu_t} \cdot \text{tg } \alpha.$$

L'expression (1-1) caractérise une dérivation graphique. C'est ainsi qu'on procède à la construction du diagramme de la vitesse. On trace le prolongement à gauche de l'axe des abscisses (fig 23-a) à une distance $H = P_0O$ quelconque. Ensuite on trace les tangentes aux points $(1', 2', 3', 4', \dots, 12')$ de la courbe $s=f(\theta)$. Puis on mène les segments $P_1'', P_2'', P_3'', \dots, P_{12}''$ parallèle aux tangentes tracées à la courbe.

Les segments $O1'', O2'', O3'', \dots, O12''$ sont proportionnelles aux vitesses v dans les positions $1, 2, \dots, 12$.

Par suite on trace les // à l'axe horizontal et l'intersection de chacune d'elle avec la verticale limitant chaque partie passant par $1, 2, 3, 4, \dots, 12$ nous donne un ensemble des points de la courbe cherchée (fig 23-b). Il ne reste qu'à joindre les points pour avoir la courbe $\bar{v}=f(t)$.

soit $v = \frac{\rho_s}{\rho_p} \cdot \omega \cdot r$; multiplions et divisons cette expression par H il vient que:

$$v = \frac{\rho_s}{\rho_p \cdot H} \cdot H \cdot \omega \cdot r = \frac{\rho_s}{\rho_p \cdot H} \cdot H \cdot \omega \cdot r \quad (1-2)$$

or la quantité $H \cdot \omega \cdot r$ pour les tangentes tracées en différents points est égale à la longueur des segments $(O-1'')$; $(O-2'')$
... $(O-12'')$.

$$\omega \cdot r = \frac{(O-1'')}{H} = \frac{\bar{v}_1}{H}, \text{ où } \omega \cdot r = \frac{\bar{v}}{H} \Rightarrow \bar{v} = H \cdot \omega \cdot r.$$

En substituant dans (1-2) on a:

$$v = \frac{\rho_s}{\rho_p \cdot H} \cdot \bar{v} = \mu_v \cdot \bar{v} \quad \text{avec } \mu_v = \frac{\rho_s}{\rho_p \cdot H} \quad , \quad \mu_v = \left[\frac{m \cdot \text{rd}^{-1}}{mm} \right]$$

b-Intégration graphique:

Pour le mécanisme que l'on vient de considérer, le problème de recherche des vitesses à partir du tracé de la course que l'on suppose régulier, s'est réduit à dérivation graphique de la courbe des elongations donnée.

Dans notre problème on est amené à procéder par intégration graphique. Donc on peut dire que l'intégration graphique est l'action inverse de ce qu'on vient de traiter.

On s'intéresse à déduire l'intégration graphique pour déduire le diagramme du travail du moment $[A_m = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} M_m d\varphi]$ en disposant de celui du moment réduit.

Soient:

$$\mu_{\varphi} = 0,026 \text{ (rd/mm) Echelle des angles}$$

$$\mu_m = 10 \left(\frac{\text{daN}\cdot\text{m}}{\text{mm}} \right) \text{ Echelle des moment réduits}$$

$$\mu_A = H \cdot \mu_m \cdot \mu_{\varphi} = 80 \cdot 10 \cdot 0,026 = 20,8 \left(\frac{\text{rd}\cdot\text{daN}\cdot\text{m}}{\text{mm}} \right)$$

Echelle de travail du moment.

Pour procéder au tracé du diagramme du travail du moment on prend les milieux des segments respectifs de $[0,1]$; $[1,2]$; ... $[11,12]$. De ces milieux, on mène les verticales jusqu'à leurs intersections avec la courbe de moment réduit. A partir de ces dernières points on mène les parallèles à l'axe des abscisses jusqu'à leurs points de rencontre avec l'axe des ordonnées. Par suite on joint les intersections avec le pôle Pv.

Au dessous du diagramme de moment réduit, on représente le travail $A = f(\varphi)$ en conservant la même échelle.

Pour le tracé de $A=f(\varphi)$, on procède comme suite:

soit $a, b, c, d, \dots, f, \dots$ les points qui définissent la courbe du travail

Ces points sont déterminées en menant les parallèles $oa' // P_{v1}$,

$a'b' // P_{v2}$, $b'c' // P_{v3}$ $m'n' // P_{v11}$.

Une fois la courbe tracé. On peut calculer la puissance, donnée par la

relation :
$$P = \frac{h_{cycle} \cdot \mu A}{1000 \cdot t_{cycle}}$$

Sachant que:

h_{cycle} est tiré du diagramme $A=f(t)$ $h_{cy} = 130 \text{ mm}$

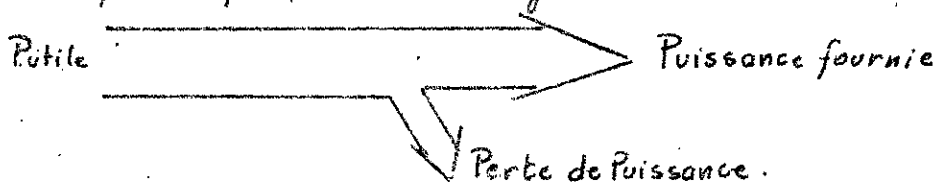
$$t_{cycle} = \frac{60}{\omega_{m}} = \frac{60}{90} = 0,66 \text{ s.}$$

$\omega_{m} = 90 \text{ tr/mn}$ vitesse de rotation de la manivelle.

d'où :

$$P = \frac{130 \cdot 208}{1000 \cdot 0,66} = 40,96 \left[\frac{\text{N.m}}{\text{s}} \right] \text{ c}$$

Pour calculer la Puissance utile du moteur d'entraînement, on doit tenir compte des pertes dans les organes de transmission



On suppose que les rendements:

- pour le réducteur fermé (n°4) voir fig 24) $\eta_{red} = 0,97$

- pour le réducteur roue-pignon (n° 8,9) $\eta_2 = 0,95$

pour les articulations et palier (à roulement) $\eta_3 = (0,99)^6$

le rendement total est de $\eta_0 = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3$ d'où $\eta_0 = (0,97)(0,95)(0,99)^6$

$\eta_0 = 0,8675$, donc la puissance utile du moteur d'entraînement

sera:
$$P_{mu} = \frac{P}{\eta_0} = \frac{41}{0,8675} = 47,2622 \text{ K.w.}$$

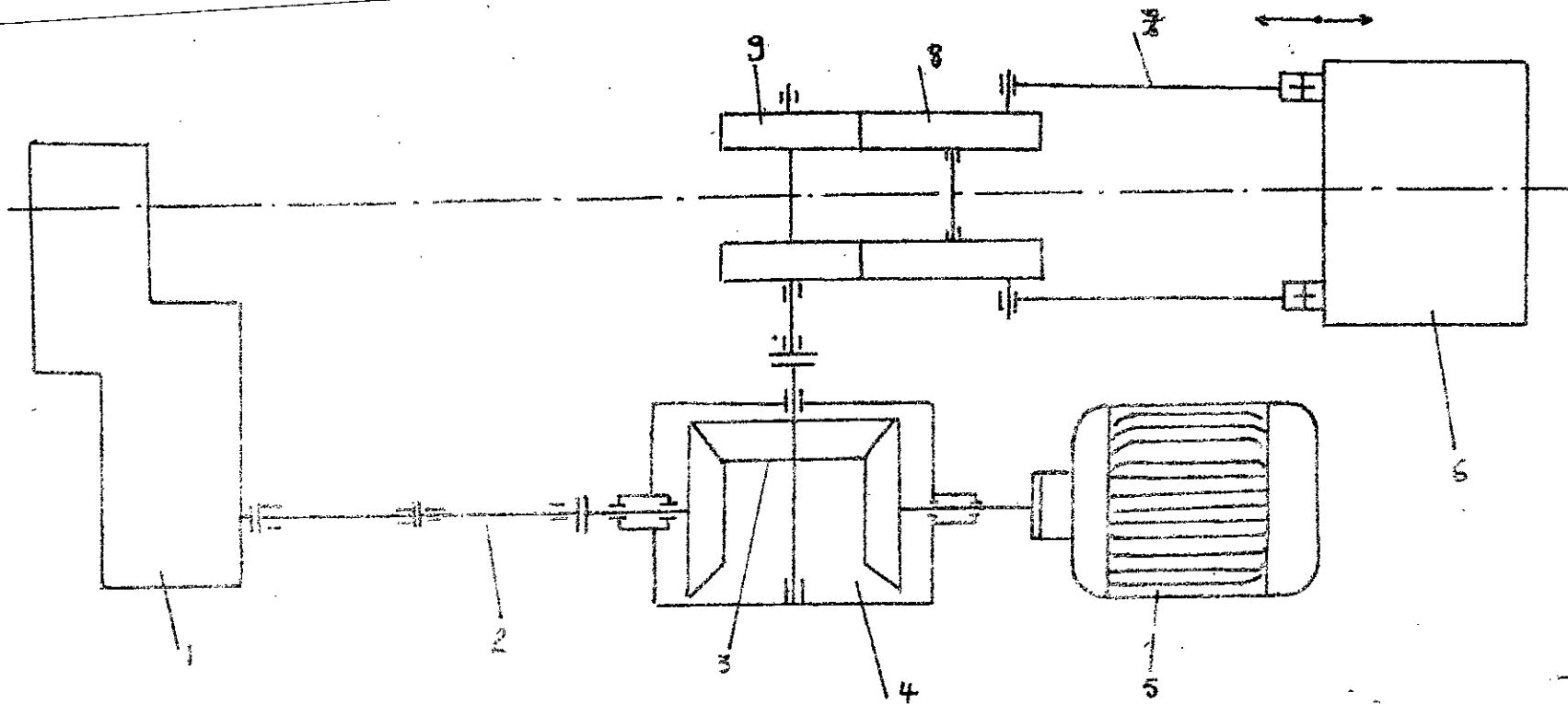
4) choix du moteur:

Pour choisir le moteur, on se base sur les critères suivants:

- Condition de marche : vitesse constante.
- Les variations du couple résistant non négligeable
- Les efforts dynamiques sont moyens à cause de l'inertie de la cage.
- Nombre d'enclenchements par heure est estimé à trois.
- Le moteur considéré est un moteur asynchrone, fermé à arbre horizontal dont la fixation est à pattes.

Les principales caractéristiques de ce moteur sont :

- type 250 Mb, série 4A (norme russe)
- vitesse de rotation : $n_m = 950$ tr/min.
- Puissance nominale : $P_m = 55$ kW.
- Refroidissement par ventilation à air.



- 1. mécanisme secondaire synchronisé avec le mécanisme primaire.
- 2. arbre de transmission du mouvement
- 3. roue conique
- 4. Réducteur
- 5. Moteur
- 6: cage mobile
- 7: bielle
- 8. Roue dentée
- 9 : pignon.

F24

V CALCUL DES ELEMENTS DU LAMINOIR A LA RESISTANCE.

1-Calcul du cylindre:

L'Élement principal de notre mécanisme sont les cylindres du travail qui sont soumis à des efforts et des chocs importants, pendant l'écrasement du métal afin de l'écouler suivant l'iteneraire voulu. Pour cela, on procède au calcul de vérification des diamètres d'arbres porteurs des 2 cylindres, reposant sur des paliers à roulements coniques.

Au cours du mouvement des deux cylindres lors du fonctionnement les forces de laminage maximales apparaissent et agissent au milieu des deux cylindres c.à.d au niveau des calibres, provoquant ainsi un moment de flexion et un moment de Torsion.

Dont le moment de torsion est tirée de PL1, sa valeur est égale à

$$M_{ST} = 394805 \text{ daN. mm.}$$

La force de laminage maximal est $F_L = 64.800 \text{ daN.}$ tirée aussi de la PL1.

Le diamètre de sortie des arbres est donné par :

$$d_{cs} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{ST}}{0,2[\tau]}}$$

avec: $[\tau] = 25 \text{ daN/mm}^2$; contrainte tangentielle admissible.

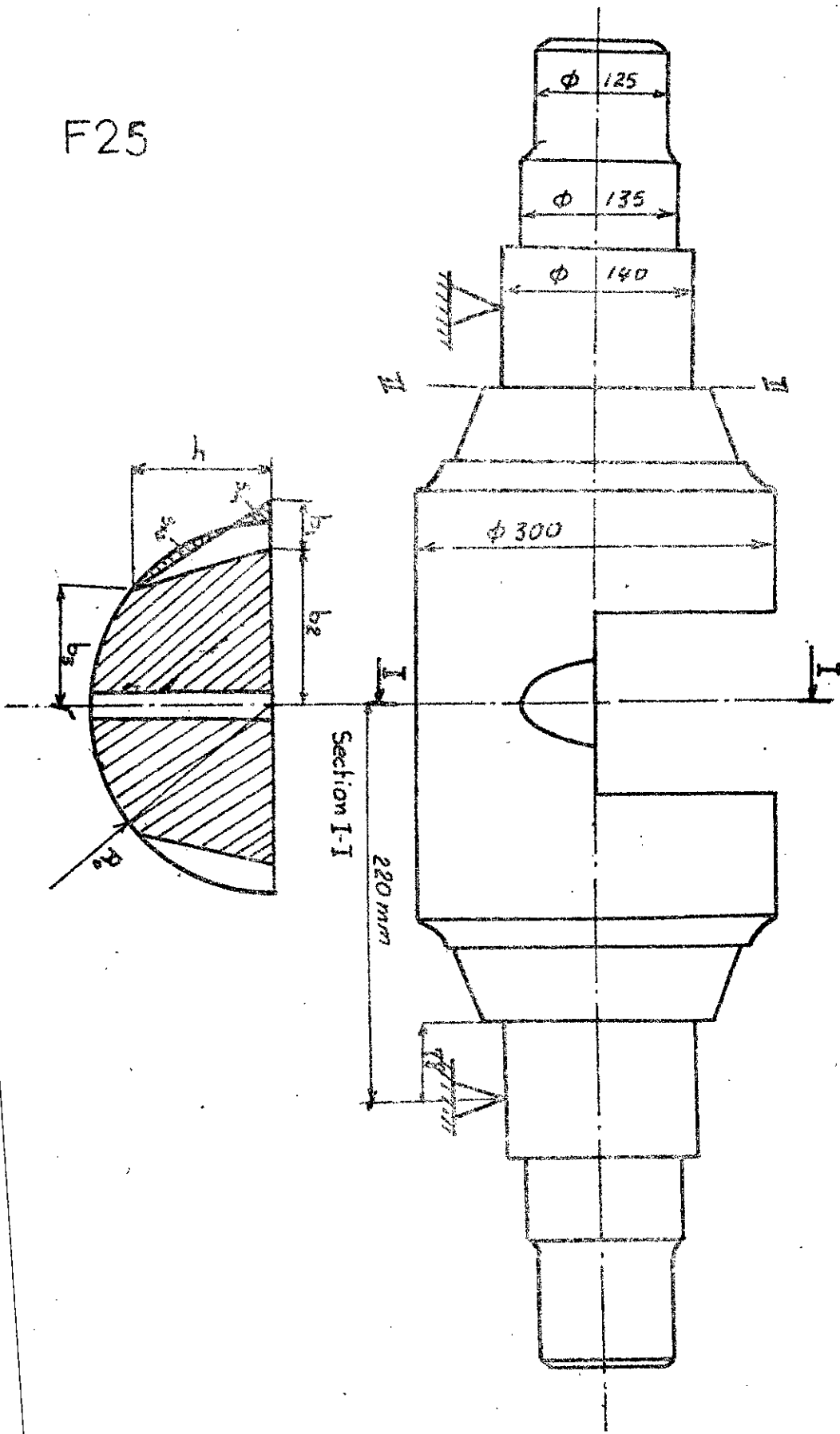
Donc :

$$d_{cs} = \sqrt[3]{\frac{394805}{0,2 \cdot 25}} = 92,428 \text{ mm}$$

On choisit un diamètre égal à 120 mm.

D'après la (fig 25) on remarque bien que les sections

F25



dangerieuses sont au niveau des calibres où la section est usinée pour loger celles-ci. et au section II-II; réduction du diamètre pour monter les roulements.

b₀ = 25 mm

b₂ = R₀ - $\frac{\phi_{\text{éb}}}{2}$ = 150 - $\frac{45}{2}$ = 127,5 mm

b₃ = 122,5 mm

b₁ = 29,5 mm

h = 87,5 mm

1.4 Diagramme de Moment de flexion:

Le cylindre du travail s'appuyant sur les deux paliers d'roulement est soumis à la force de laminage et à son propre poids dont sa valeur est de 188,2 daN., additionnée à la force de Laminage la somme nous donne P'₂ = 64988,2 daN.

a) L'action de contact en A et B, par symétrie on a :

R_A = R_B = $\frac{P'_2}{2}$ = 32494,1 daN.

Calcul d'efforts tranchants:

entre A et c : T = R_A = $\frac{P'_2}{2}$ = 32494,1 daN.

entre C et B : T = R_B - $\frac{P'_2}{2}$ = - $\frac{P'_2}{2}$ = - 32494,1 daN.

b) Calcul de Moment de flexion:

entre A et C : M_f = R_A . x.

entre A et B : M_f + $\frac{P'_2}{2} (x - \frac{l_0}{2}) - R_A . x = 0$

M_f = R_A . x - $\frac{P'_2}{2} (x - \frac{l_0}{2})$

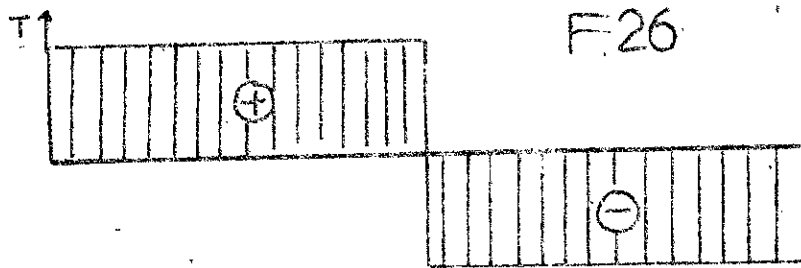
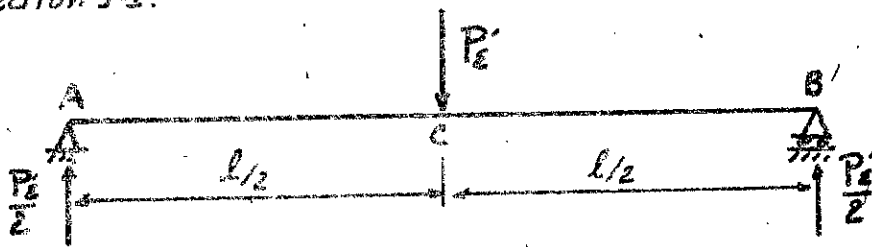
M_f = $\frac{P'_2}{2} (x - \frac{x}{2})$

c) calcul du Moment de flexion dans les sections I-I et II-II:

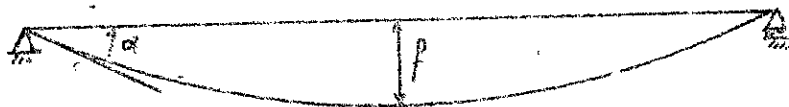
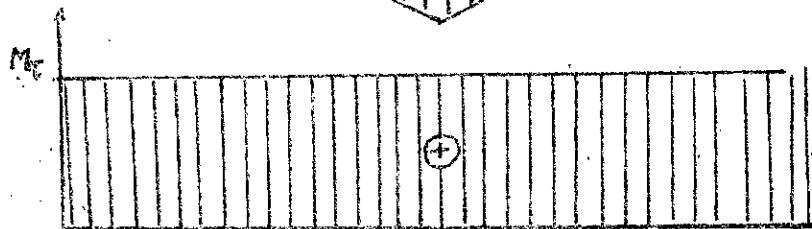
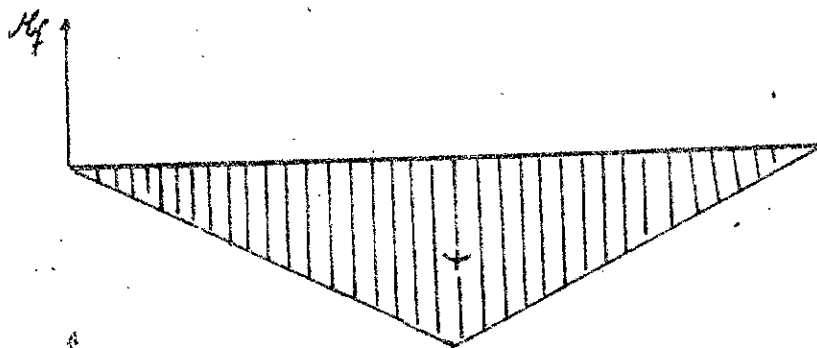
M_{f I-I} = $\frac{P'_2}{2} . x = \frac{P'_2}{2} \times 220 = 7148702 \text{ daN} \cdot \text{mm}$

$$M_{D-U} = \frac{P'}{2} \cdot x = \frac{P'}{2} \cdot 80 = 2599528 \text{ daN} \cdot \text{mm}.$$

On remarque bien que le moment de flexion prend sa valeur max. à la section I-I.



F-26



$$P = \frac{P'l^3}{48EI}$$

Moments résistants à la flexion:

$$W_{I-I} = \frac{0,4R_0^4}{b_2} - \frac{2}{b_2} \left\{ \frac{hb_1^3}{36} + \frac{hb_1}{2} \left[\frac{1}{3}(b_3 + 2b_2 + \frac{2}{3}b_1)^2 \right] \right\} - \frac{R_0 \cdot b_0^3}{12 \cdot b_2}$$

$$W_{I-I} = 1231034,8 \text{ mm}^3$$

$$W_{II-II} = \frac{\pi d^3}{32} = 0,1 \cdot (140)^3 = 274400 \text{ mm}^3$$

Moments résistants à la torsion:

$$W'_{I-I} = \frac{4b_2 \cdot h^3}{9} = \frac{4 \cdot 127,5 \cdot (87,5)^3}{9} = 43385,17 \text{ mm}^3$$

$$W'_{II-II} = 0,2 d^3 = 0,2 \cdot (140)^3 = 548800 \text{ mm}^3$$

c) Détermination des contraintes:

puisque on a un cycle symétrique, les contraintes sont:

- A la flexion:

$$\sigma_{I-I} = \frac{M_{I-I}}{W_{I-I}} = \frac{7148702}{1231034,8} = 5,807 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_{II-II} = \frac{M_{II-II}}{W_{II-II}} = \frac{2599526}{274400} = 9,472 \text{ daN/mm}^2$$

- A la torsion:

$$\tau_{I-I} = \frac{M_{\tau I}}{W'_{I-I}} = \frac{394805}{433854,17} = 0,91 \text{ daN/mm}^2$$

$$\tau_{II-II} = \frac{M_{\tau II}}{W'_{II-II}} = \frac{394805}{548800} = 0,7193 \text{ daN/mm}^2$$

d) Détermination des coefficients de sécurité:

- Pour la flexion:

$$m_{\sigma_{I-I}} = \frac{\sigma_1 \cdot \epsilon}{K_{\sigma_{I-I}} \cdot \sigma_{I-I}}$$

sachant que: $\epsilon = 0,5 \div 0,6$, Facteur qui caractérise la grandeur de la pièce en question.

$\sigma_1 = 28 \text{ daN/mm}^2$; limite d'endurance ou limite de fatigue

$K_{\sigma_{I-I}}$ = coefficient de concentration des contraintes.

On a donc : $n_{\sigma_{I-I}} = \frac{-28.0,5}{1,7.5,807} = 1,41$

$$n_{\sigma_{II-II}} = \frac{\sigma_{I-E}}{K_{\sigma} \cdot \sigma_{II-II}} = \frac{28.0,6}{1,45.9,47} = 1,22$$

- Pour la torsion :

$$n_{\tau_{I-I}} = \frac{\tau_{I-I} \cdot E}{K_{\tau} \cdot \tau} \quad \text{avec } E=0,6$$

$\tau = 15 \text{ daN/mm}^2$, limite d'endurance

$K_{\tau} =$ coeff. de concentration de contrainte.

d'où

$$n_{\tau_{I-I}} = \frac{15.0,5}{1,5.0,9} = 7,69$$

$$n_{\tau_{II-II}} = \frac{15.0,6}{1,3.0,91} = 9,75$$

Il en résulte que le coefficient total de sécurité pour chaque section sera égal :

$$n_{I-I} = \frac{n_{\sigma_{I-I}} \cdot n_{\tau_{I-I}}}{\sqrt{n_{\sigma_{I-I}}^2 + n_{\tau_{I-I}}^2}} = \frac{1,41 \cdot 7,69}{\sqrt{(1,41)^2 + (7,69)^2}} = 1,38$$

$$n_{II-II} = \frac{n_{\sigma_{II-II}} \cdot n_{\tau_{II-II}}}{\sqrt{n_{\sigma_{II-II}}^2 + n_{\tau_{II-II}}^2}} = \frac{1,22 \cdot 9,75}{\sqrt{1,22^2 + 9,75^2}} = 1,21$$

d'après les recommandations selon l'auteur russe M^r Sokolowski

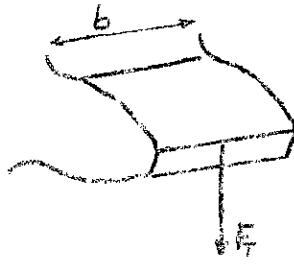
n_{I-I} , n_{II-II} doivent appartenir à la plage $[1,1 \div 1,4]$.

En effet les valeurs calculées vérifient bien cette condition ce qui confirme le choix des paramètres utilisées et le choix du métal résiste bien aux efforts existants.

2-Verification d'engrenages à la flexion:

La dent, travaillant à la flexion est assimilée à une poutre encastrée.

d'après les normes russe, on choisit



Comme matériau constitutif des roues

d'entraînement et de synchronisation

L'acier CT50 (GOST) qui a une

contrainte de rupture admissible $[\sigma]_p = 25 \text{ daN/mm}^2$.

Cependant on doit vérifier que la contrainte de flexion maximale ne

doit pas dépasser $[\sigma]_p$, c.a.d $\sigma \leq [\sigma]_p$ telle que :

$$\sigma = \frac{0,32 \cdot K_x \cdot F_T}{y_d \cdot m_p \cdot b_b} \leq [\sigma]_p$$

avec: $K_x = 2,2 \div 2,5$ coefficient dynamique.

y_d : coefficient dépendant de la forme de denture. Dans notre

cas on a utilisé une denture droite d'engrenage parallèle.

$$y_d = 0,106 \div 0,128$$

$m_p = m = 10$, module de la denture.

$b_b = K_b \cdot m$, telle que $K_b [1 \div 10]$ $b_b = 80 \text{ mm}$

F_T : Force tangentielle due au moment de Torsion, comme on a deux

roues de synchronisations de part et d'autre sur les extrémités de

chaque arbre porteur de cylindre, on a donc répartition uniforme de

moment de torsion sur chaque roue. Ceci nous permet de calculer que

$$M_{\text{ST}} = \frac{M_{\text{ST}}}{2} = \frac{39.4805}{2} = 197402,5 \text{ daN.m}$$

Le moment de torsion pour chaque roue F_T est donné par:

$$F_T = \frac{M_{\text{ST}}}{R_p} = \frac{197402,5}{150} = 1316 \text{ daN}$$

$$\text{finalement on a: } \sigma = \frac{0,32 \cdot 2,4 \cdot 1316}{0,12 \cdot 10 \cdot 80} = 10,52 \text{ daN/mm}^2$$

on a bien $\sigma \leq [\sigma]_p$.

3 Calcul des roulements

a) Détermination de la charge moyenne :

Pendant le laminage on a différents intensités de forces de laminage de direction constante.

Ce qui nous amène à calculer la charge dynamique équivalente des roulements

On procède d'abord au calcul de la charge moyenne constante P_m .

donnant au point de vue une valeur comparable à celle qu'aura le roulement dans les conditions réelles de fonctionnement.

$$P_m = \sqrt[3]{\frac{P_0^3 n_0 + P_1^3 n_1 + \dots + P_n^3 n_n}{\sum_{i=0}^n m_i}}$$

P_m : charge moyenne constante (en dAN)

P_i : charges constantes agissant pendant le cycle de β_i et vient correspondant à m_0, m_1, \dots, m_n .

Ces charges sont tirées du diagramme de force de laminage.

Σn_i : nombre total de tours.

La détermination de m_i : $m_i = \frac{30 V_{B_i}}{\pi R_r}$

telle que :

$$V_{B_i} = \omega_{B_i} R_r \quad \text{vitesse de la cage.}$$

$$R_r = R_0 - 0,7 \frac{R_{eb} + R_f}{2}$$

$$R_0 = 150 \text{ mm} \quad \text{rayon du cylindre.}$$

$$R_{eb} : \text{rayon d'ébauche} \quad R_{eb} = 22,5 \text{ mm.}$$

$$R_f : \text{rayon de finition} \quad R_f = 10 \text{ mm}$$

R_r : rayon roulant.

$$R_r = 150 - 0,7 \frac{22,5 + 10}{2} = 140 \text{ mm.}$$

Les valeurs de m_i, V_{B_i}, P_i sont données dans la page suivante.

Position de la manivelle	v_{B_i} (m/s)	m_i (tr/min)	P_i (dW)
0=12	0,08	4,7746	0
1	0,84	57,29	0
2	1,61	109,81	60.000
3	2,0	143,24	65.800
4	2,08	137,78	41.800
5	1,35	92,08	0
6	0,06	4,092	0
7	1,13	77	31.200
8	1,94	132,32	42.000
9	2,16	147,33	62.400
10	1,81	123,45	0
11	1,08	73,666	0

T28

$$\sum_{i=0}^{11} n_i = 1102,85 \quad , \quad \bar{n} = 91,90 \text{ tr/min. (vitesse moyenne).}$$

Comme les deux cylindres tournent à des faibles vitesses de rotation et supportent des charges radiales et des chocs de laminage importants pendant son cycle de travail.

On est amené à utiliser des roulements à rouleaux coniques. En se basant sur ces critères cités ci-dessus et des recommandations basées sur des expériences qui trouvent ces roulements à bon rendement pour les machines laminaires. On a utilisé des roulements identiques juxtaposés deux à deux de part et d'autre de chaque cylindre. Donc la charge radiale est divisée par 4.

$$d'où P_m = \sqrt[3]{\frac{\left(\frac{60.000}{4}\right)^3 \cdot 109,81 + \left(\frac{45.800}{4}\right)^3 \cdot 143,24 + \left(\frac{41.800}{4}\right)^3 \cdot 137,78 + \left(\frac{31.200}{4}\right)^3 \cdot 77 + \left(\frac{48.000}{4}\right)^3 \cdot 132,32 + \left(\frac{62.400}{4}\right)^3 \cdot 147,33}{1102,83}}$$

$$P_m = 11059,7 \text{ daN.}$$

b) Calcul de la charge dynamique équivalente:

Elle est exprimée par la relation suivante:

$$P = P_m \cdot K_T \cdot K_G \cdot V$$

avec:

$K_T = 1$, coefficient thermique avec température ne dépassant 100°C .

$K_G = 1,8$, coefficient dynamique $K_G \in [1,8 - 2,5]$

$V = 1$ facteur de rotation de la bague tournante par rapport à la charge.

finalement:

$$P = 11059,7 \cdot 1 \cdot 1,8 \cdot 1 = 19907,46 \text{ daN.}$$

C) Choix du type de roulement :

Dans notre cas, on a un diamètre intérieur égal à 140 mm.

Donc d'après les catalogues S.K.F., pour un tel diamètre, on a comme charge dynamique $C = 49.000 \text{ daN}$.

- Calcul de la durabilité de roulement L :

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^K$$

$K = \frac{10}{3}$ pour les roulements à rouleaux.

$$L = \left(\frac{49.000}{19907,46} \right)^{\frac{10}{3}} = 20,1342 \text{ millions de tours.}$$

- Calcul de la durée nominale de fonctionnement L_h :

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P} \right)^{\frac{10}{3}}$$

avec :

$n = 90 \text{ tr/min}$ vitesse donnée à la manivelle.

$$\text{d'où } L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 90} \left(\frac{49.000}{19907,46} \right)^{\frac{10}{3}} = 3728,5556 \text{ heures.}$$

Sachant que la durée nominale de fonctionnement recommandée est de 2500 heures. Alors la valeur qu'on a trouvée vérifie largement l'utilisation du roulement choisi.

- Caractéristique de cet roulement :

$$d = 140 \text{ mm}$$

$$D = 250 \text{ mm.}$$

$$T = 71,75 \text{ mm.}$$

charge dynamique $C = 49000 \text{ daN}$.

charge statique $C_0 = 48.000 \text{ daN}$.

$n = 1400 \text{ tr/min}$; vitesse maximale que peut atteindre ce roulement

Or dans notre cas la vitesse maximale atteinte est pour la position

$$n = 147,33 \text{ tr/min.}$$

$d_1 = 192 \text{ mm}$

$B = 68 \text{ mm}$

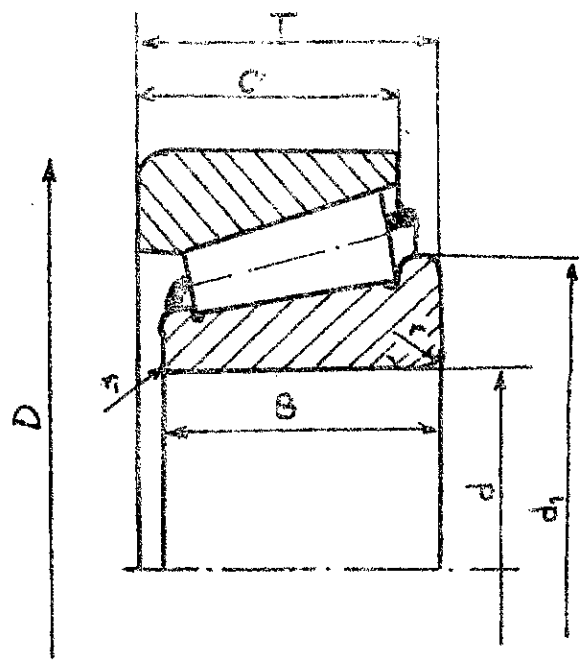
$C = 58 \text{ mm}$

$r = 4 \text{ mm}$

$r_1 = 1,5 \text{ mm}$

Désignation 32228 SKF.

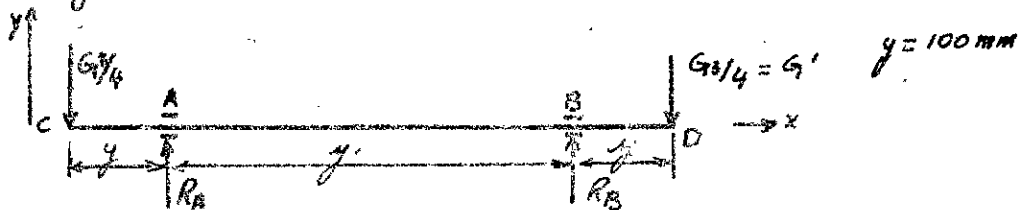
La Lubrification est faite à la graisse.



F27

4- Calcul de l'axe

La cage repose sur quatre galets, où chaque deux galets sont portés par un axe. Cet axe est soumis à la flexion et à un cycle alterné (fig 28). Chaque galet supporte une intensité de $G/4$ dont la valeur est égale à 735,75 daN.



$$\sum R_y = 0 \quad \vec{R}_A + \vec{R}_B + 2\vec{G}' = \vec{0}$$

$$R_A + R_B - 2G' = 0 \Rightarrow R_A = R_B = G' = 735,75 \text{ daN}$$

- Moment de flexion:

entre C et A: $M_f + G'z = 0 \Rightarrow M_f = -G'z$

au point A $M_f = -735,75 \cdot 100 = -73575 \text{ daN} \cdot \text{mm}$

entre A et B:

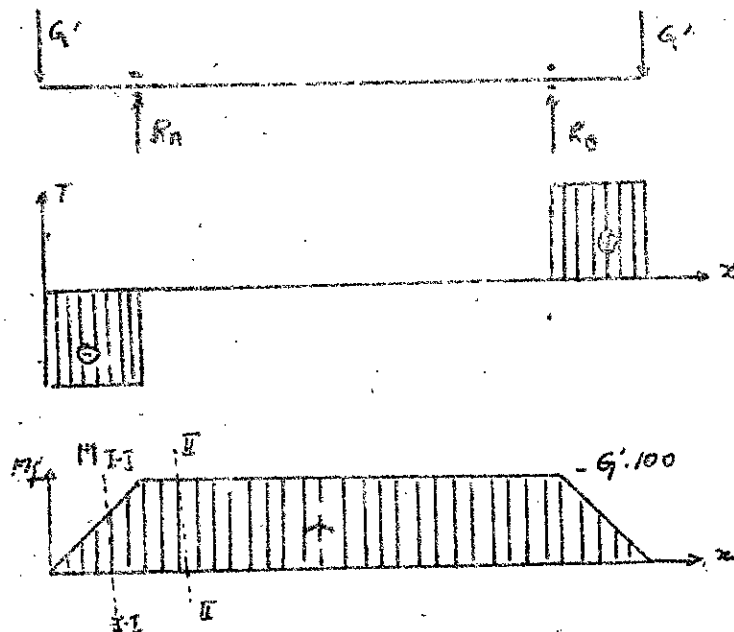
$$M_f + G'z - R_A(z - 100) = 0$$

$$M_f = R_A(z - 100) - G'z = -R_A \cdot 100 = -73575 \text{ daN} \cdot \text{mm}$$

au pt D $M_f = 0$

a) Diagramme de T et M_f :

F28



b) Calcul du diamètre de l'axe:

L'axe est fait de l'acier 16NC6 dont la charge de rupture minimale est : $\sigma_B = 850 \text{ daN/mm}^2$. D'où le diamètre, selon la formule:

$$\sigma_{\max} = \frac{32 \cdot M_{if}}{\pi d^3}$$

avec $M_{if} = \frac{1}{2} M_f + \frac{1}{2} \sqrt{M_f^2 + M_t^2}$ $M_t = 0 \Rightarrow M_{if} = M_f$.

d'où :

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{if}}{0,1 \cdot \sigma_B}} = 20,47 \text{ mm.}$$

pour des raisons de constructions on adopte un diamètre $d = 65 \text{ mm}$

b) Moments résistants à la flexion:

$$W_{I-I} = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi (55)^3}{32} = 16333,82 \text{ mm}^3$$

$$W_{II-II} = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi (65)^3}{32} = 26961,246 \text{ mm}^3.$$

c) Détermination des contraintes à la flexion

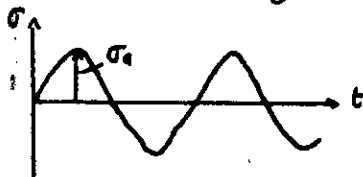
$$\sigma_{I-I} = \frac{M_{I-I}}{W_{I-I}} \text{ ou } M_{I-I} = 60699,375 \text{ daN.mm}$$

d'où $\sigma_{I-I} = \frac{M_{I-I}}{W_{I-I}} = \frac{60699,375}{16333,82} = 3,716 \text{ daN/mm}^2$

$$\sigma_{II-II} = \frac{M_{II-II}}{W_{II-II}} = \frac{73575}{26961,246} = 2,728 \text{ daN/mm}^2.$$

d) détermination des coefficients de sécurité m_σ :

Comme la variation du cycle est symétrique (de l'axe) $\Rightarrow \sigma_m = 0$.



σ_a : l'amplitude du cycle $\sigma_a = \frac{M_f}{W}$.

donc : $m_\sigma = \frac{\sigma_{-1} \cdot \epsilon_\sigma}{k_\sigma \cdot \sigma_a}$. La valeur minimale de m_σ est 2,5.

$$\sigma_{-1} = 0,43 \sigma_B = 0,43 \cdot 850 = 365,5 \text{ daN/mm}^2.$$

$$m_{\sigma_{I-I}} = \frac{\sigma_{-1} \cdot \epsilon_\sigma}{k_\sigma \cdot \sigma_{I-I}} = \frac{36,55 \cdot 0,6}{1,96 \cdot 3,716} = 3,011$$

$$m_{\sigma_{II-II}} = \frac{\sigma_{-1} \cdot \epsilon_\sigma}{k_\sigma \cdot \sigma_{II-II}} = \frac{36,55 \cdot 0,6}{1,96 \cdot 2,728} = 4,10$$

on a bien :
 $m_{\sigma_{I-I}}; m_{\sigma_{II-II}} > 2,5$.

5- Calcul des roulements d'axe :

Comme pour le calcul des roulements des cylindres de laminage, on procède de la même manière. La cage roulant à la vitesse V_c , alors le nombre de tr/mn, pendant lesquels agissent les poids de la cage pour chaque position de la manivelle est donné par :

$$m_c = \frac{30 V_c}{\pi r_g}$$

$$r_g = 82,5 \text{ mm} \text{ rayon du galet}$$

les valeurs de m_c sont données dans la page suivante.

a) Détermination de la charge moyenne :

Nous avons une charge (poids de la cage) d'intensité constante et de direction constante. Ce qui nous amène pour calculer la charge dynamique équivalente ; à chercher d'abord la charge moyenne constante R_m qui est de la même direction et à la même influence sur la durée du roulement de la charge variable réelle :

$$R_m = \sqrt[3]{\frac{(\frac{2943}{4})^2 \cdot 7,633 + \dots + (\frac{2943}{4})^2 \cdot 117,838}{2205,766}}$$

$$\text{d'où } R_m = 81,49 \text{ dent.}$$

b) Calcul de la charge dynamique équivalente :

$$P = R_m \cdot k_T \cdot k_F \cdot V$$

avec $k_T = 1$ coefficient thermique pour une Temp° ne dépassant 100°

$k_F = 2,3$ coeff. dynamique $\in [1,8 + 2,5]$

$V = 1$ coeff de la bague tournante.

$$P = 81,49 \cdot 1 \cdot 2,3 \cdot 1 = 187,42 \text{ dent.}$$

c) Choix du roulement :

Le diamètre choisi est de 65mm ; donc d'après le catalogue SKF ; le roulement utilisé est le roulements à rotule sur deux rangées de

T29

Positions (0-11)	V_{B_i} (mm/s)	m_i (tr/mm)	G_i (deg)
0-12	0,07	7,639	2943
1	0,84	91,67	2943
2	1,61	115,70	2943
3	2,10	229,16	2943
4	2,020	219,433	2943
5	1,350	147,351	2943
6	0,060	6,547	2943
7	1,130	115,947	2943
8	1,94	211,717	2943
9	2,160	225,67	2943
10	1,810	197,439	2943
11	1,080	117,238	2943

$$\sum_{i=0}^{11} m_i = 2205,766 \text{ (tr/mm)}$$

rouleaux, serie de dimension 23, type SC se fabrication a alésage cylindrique.

d) Calcul de la durabilite' du roulement L_1 :

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^K, K = 10/3$$

$$\text{d'où } L_1 = \left(\frac{22000}{187,42} \right)^{10/3} = 7319,20 \text{ millions de tours}$$

c) Calcul de la durée nominale de fonctionnement L_2 :

$$L_2 = \frac{10^6}{60 \cdot \bar{n}} \left(\frac{C}{P} \right)^{10/3}$$

avec $\bar{n} = 183,81$ tr/mn nombre de tours moyenne pendant chaque cycle de la cage.

$$L_2 = \frac{10^6}{60 \cdot 183,81} \left(\frac{22000}{187,42} \right)^{10/3} = 7,18 \cdot 10^8 \text{ heures.}$$

f) Caractéristique d'un tel roulement d'après SKF:

$D = 20$ mm

$d = 65$ mm

F29

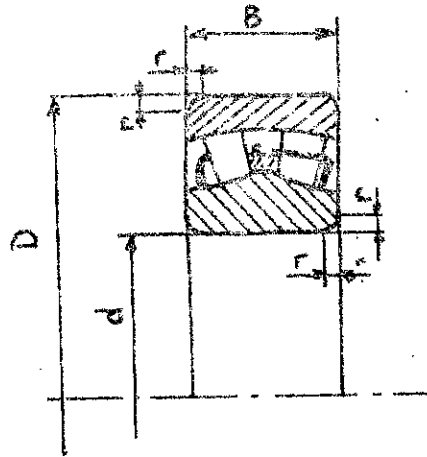
$r = 3,5$ mm

$B = 48$ mm

$C_0 = 18600$ daN

$C = 22.000$ daN

$n_{\max} (\text{tr}/\text{mn}) = 3000$.



Comme on a des faibles vitesses, dans notre cas la vitesse max d'après le tableau T29 $n_3 = 235,67$ tr/mn. le lubrifiant utilisé est de la graisse.

6- Calcul de la bielle :

Le corps de la bielle subit une sollicitation alternées de traction et de compression. Son rôle est de transmettre de la puissance entre l'organe moteur à un organe récepteur avec transformation du mouvement circulaire continu et constante en un mouvement rectiligne alternatif.

Les forces d'inertie dans notre cas sont négligées dû aux faibles vitesses de rotation. On a vu aussi dans l'étude dynamique que la bielle est soumise à des poussées très variables suivant la position de la manivelle.

La bielle est assemblée sur la manivelle au moyen d'une articulation en porte à faux (fig 30-a) l'axe (C) est fixé à la manivelle, (B) et tourne à l'intérieur de la tête de bielle (A) à la façon d'un arbre qui tourne dans palier.

On prendra les dispositions nécessaires pour réduire les pertes par frottement, bague de bronze ou un roulement ; dispositif de graissage.

La forme donnée à la bielle est rectangulaire, pour des raisons de rigidité.

a) Calcul du moment de flexion :

La contrainte dans la bielle est déterminée en tenant compte de la compression excentrée. Le moment fléchissant dû à la compression excentrée est déterminée par la formule d'après l'auteur russe Fedociév.

$$M_{f \max} = \frac{K \cdot P_0 \cdot e_b}{\cos \sqrt{\frac{P_0 \cdot l_b}{E \cdot I}}}$$

où :
 $K = [1,3 \div 1,5]$ coefficient qui tient compte de l'inégalité de la distribution de charge dans la bielle. (poussée variable).

e_b = excentricité (

l_b = longueur de la bielle 1850 mm.

05

$E = [2.10^3 \text{ à } 2.2.10^5 \text{ MPa}]$ module d'élasticité longitudinal

$I =$ moment d'inertie de la bielle, $I = \frac{hb^3}{12}$, $w_f = \frac{Rb^2}{6}$

$$I = \frac{12.6}{12} = 216 \text{ cm}^4; w_f = \frac{12.6^2}{12} = 92 \text{ cm}^3.$$

La contrainte maximale est donnée par:

$$\sigma_{\max} = \frac{P_b}{b.h} + \frac{M_{f \max}}{w_f} \leq R_f.$$

la bielle est d'acier 40x d'après la norme GOST (russe), dont la résistance admissible: $R_f = 750 \text{ à } 900 \text{ daN/cm}^2$.

$$P_b = \frac{P_{1-2}}{2} = \frac{7261 \text{ daN}}{2}, P_{1,2} \text{ valeur tirée du tableau T 25}$$

$$M_{f \max} = \frac{k \cdot P_b \cdot e_b}{\cos \sqrt{\frac{P_b \cdot l_b}{E \cdot I}}} = \frac{1,4 \cdot \frac{7261}{2} \cdot 3}{\cos \sqrt{\frac{7261/2 \cdot 185}{2,2 \cdot 10^5 \cdot 216}}} = 152,48 \text{ daN cm}.$$

$$\text{d'où } \sigma_{\max} = \frac{P_b}{b.h} + \frac{M_{f \max}}{w_f} = \frac{3630,5}{6 \cdot 12} + \frac{152,48}{92} = 312,625 \text{ daN/cm}^2.$$

notre bielle vérifie bien les conditions de résistance.

b) Calcul des cotes d, l au niveau de la tête de la bielle (Fig 30-b):

L'articulation de A par rapport B sont confondus et perpendiculaire à l'axe d'articulation.

L'amplitude du moment relatif de A/B est nécessairement limitée à une fraction de tour.

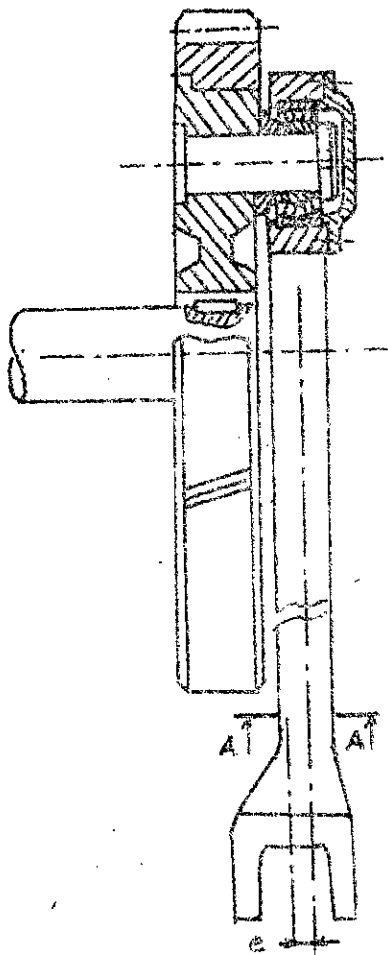
L'assemblage de c avec la pièce A se fait par une surface cylindriques de cote d, l avec ajustement libre.

Une bonne construction correspond à $\frac{l}{d} = 1 \text{ à } 2$.

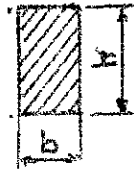
$l = 2d$, dans notre cas on prend $l = 1,25d$.

La pression diamétrale doit être égale ou inférieure à la pression de contact admissible; c'est la condition de possibilité du graissage.

F 30



section A-A



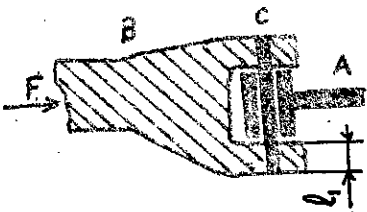
$h = 120 \text{ mm}$

$b = 60 \text{ mm}$

$e = 30 \text{ mm}$

- fig a) articulation en porte à faux.

b) articulation à fourchette (voir PL3).



Rotation
limitée



$[P]_{od} = [40 \text{ à } 60] \text{ daN/cm}^2$ dans les conditions moyennes.

$$p = \frac{F}{l \cdot d} \text{ comme } l = 1,25d \Rightarrow p = \frac{F}{1,25d^2} \leq 60$$

$$\Rightarrow d^2 \geq \frac{F}{p \cdot 1,25}$$

$$d = \sqrt{\frac{F}{p \cdot 1,25}} \quad \text{avec } F = \frac{P \cdot 2}{2} = 3630,5 \text{ daN.}$$

$$\text{d'où } d = \sqrt{\frac{3630,5}{60 \cdot 1,25}} = 6,95 \text{ cm, on adopte un } \phi d = 70 \text{ mm.}$$

avec un $L = 87 \text{ mm}$.

7. Calcul de la bague de sécurité:

Pendant le processus de laminage, les cylindres sont soumis à des efforts radiaux très importantes qui tendent à les détériorer et par conséquent usés les calibres. Alors pour éviter ces inconvénients on a prévu un système de sécurité, qui comprend une bague de sécurité. Cette bague travaille comme une pièce qui subit un estampage (voir fig 31).

Au delà de la charge maximale 80.000 daN, cette bague se casse suivant le plan de cisaillement A-A, et les deux cylindres s'écartent d'une distance e , jeu qui correspond à l'écartement des 2 cylindres.

Quand la bague se casse dans ce cas y'aurai plus de laminage.

Dans ce cas, on est obligé de changer cette bague pour reprendre service. Comme la figure l'indique on détermine la contrainte de cisaillement suivant le plan A-A.

$$\tau_{cis} = \frac{F_{max}}{\pi \cdot d_m \cdot \delta} \leq \tau_{rup} \quad \text{d'où} \quad \delta \geq \frac{F_{max}}{\pi \cdot d_m \cdot \tau_{rup}}$$

avec $F_{max} = 80.000 \text{ daN}$ charge maximale à ne pas dépasser.

d_m : ϕ moyen dans le plan de cisaillement.

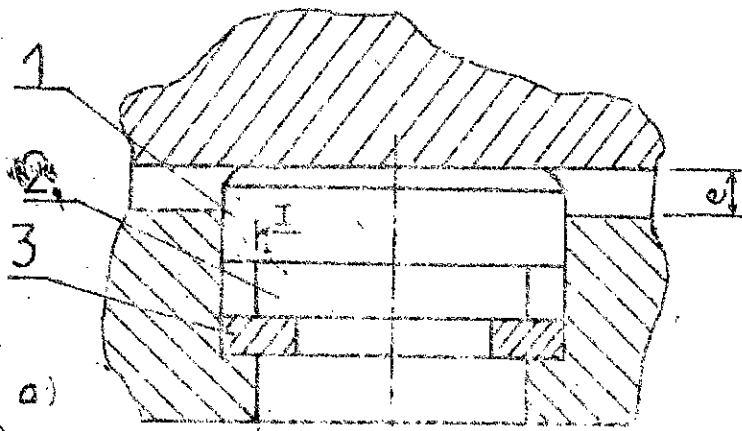
$$d_m = \frac{d_{ext} + d_{int}}{2} = \frac{100 + 60}{2} = 80 \text{ mm}$$

L'acier choisi est CT45 (norme Gost) qui a une contrainte de rupture: $\tau_{rup} = 48 \text{ daN/mm}^2$.

$$\text{d'où} \quad \delta = \frac{80.000}{\pi \cdot 80 \cdot 48} = 6,63 \text{ mm}$$

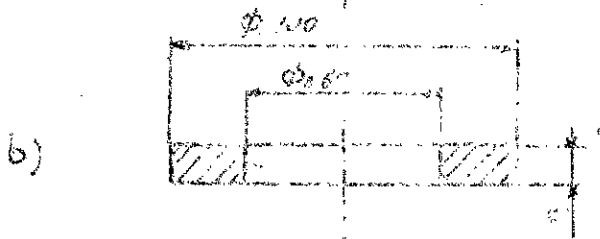
on adopte comme épaisseur $\delta = 7 \text{ mm}$.

F31

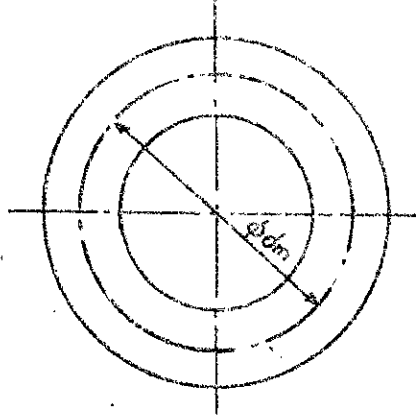


- 1: poinçon
- 2: matrice
- 3: bague

e: jeu qui correspond à l'écartement des deux cylindres quand la bague se casse.



I.I: plan de cisaillement.



CONCLUSION

Dans l'étude de laminage des tubes à froid, on a rencontré plusieurs problèmes de natures technologiques et constructives, ceci nécessite une expérimentation complète et des documents qualifiés dans ce domaine pour éliminer ces difficultés.

La mise en forme du métal nécessite des experts et des appareils spéciaux pour analyser l'écoulement des métaux.

Le présent projet est divisé en quatre parties essentielles.

- Calibrage de l'outil de laminage
- Analyse cinématique
- Analyse dynamique.
- Calcul de résistance.

Enfin ce projet nous a permis d'apprendre la méthode des épures des vitesses et accélérations, la méthode de Joukovski qui permet de calculer les forces réduites et les moments réduits avec facilité et une élégance remarquables.

Pour finir, on espère que cette étude trouvera une application réelle en Algérie et sera complétée par l'expérience.

TABLE DE FIGURES :

- F1: schéma de déformation du produit entre 2 cylindres.
- F2: " de laminage d'une ébauche à 2 cylindre
- F3: " Laminage d'une ébauche dans un laminoir à 3 cylindres.
- F4: " " d'une poutrelle en cage "universelle".
- F5: a- calibre demi-disque ; b- calibre en "U"; c- calibre en circonférence.
- F6: a-b: système d'équilibrage des masses mobiles.
- F7: calibrage des cannelures.
- F8: calibrage du mandrin conique.
- F9: Représentation du cône.
- F10: Représentation d'une cannelure.
- F11: Représentation des différents diamètres des calibres.
- F12: graphe donnant la résistance du métal ayant le corroyage Ex.
- F13: schéma du mécanisme bielle-manivelle-cage.
- F14: schéma Représentant le mécanisme avec les différentes vitesses.
- F15: Représentation du mécanisme avec les différentes accélérations.
- F16: Epures des vitesses et accélérations.
- F17: Groupe d'Assour.
- F18: Schéma de la cage isolée.
- F19: Représentation du groupe d'Assour.
- F20: Trace du polygone des forces.
- F21: Représentation du mécanisme avec les forces extérieures qui lui y sont appliquées.
- F22: Levier de Joukowski
- F23: Graphe donnant: $\bar{s} = f(t)$ et $\bar{v} = f(t)$.

F24 : schéma de la machine Laminoin.

F25 : cylindre du travail.

F26 : Diagramme des efforts tranchants et Moments : T_1 , M_2 du cylindre

F27 : Roulement à rouleaux coniques.

F28 : Diagramme d'effort tranchant et Moment fléchissant de l'axe.

F29 : Roulement à rotule sur deux rangées de rouleaux

F30 : Dessin d'articulation en porte à faux.

F31 : a) Dessin de bague de sécurité montée dans la cage.

b) Bague de sécurité isolée en coupe avec $\frac{1}{2}$ vue de dessus.

TABLEAUX.

- T1,P15 : Degrés de déformation μ_x .
- T1',P15 : Epaisseurs de la paroi du tube: t_x
- T2,P17 : Diamètre du mandrin: d_x
- T3,P17 : Diamètres du calibre: D_x
- T4,P18 : $19t_x$ pour chaque section de contrôle.
- T5,P18 : Coeff. d'écrasement: k_t ; augmentation de largeur de cannelure.
- T5',P19 : Largeur des cannelures: B_x .
- T6,P20 : Surfaces des sections de contrôle: F_x .
- T7,P20 : Coefficient de déformation: μ'_x .
- T8,P20 : Corroyage de la paroi: ΔT_x .
- T9,P21 : Rayon au sommet: R_{xs}
- T10,P21 : Corroyage de la paroi: ΔT_{ox}
- T11,P21 : Projections Horizontales des surfaces de contact F_h
- T12,P21 : Corroyage relatif: E_x (%)
- T13,P21 : Résistance du métal: σ_x
- T14,P23 : Pression moyenne P_x
- T15,P23 : Pression total: P_t
- T16,P23 : Augmentation de la surface F_h
- T17,P24 : surface total, F_x
- T18,P24 : Pression total avec aplatissement.
- T19,P24 : Moment de laminage M_x
- T20,P26 : Course de la coge pour \neq positions de la manivelle.
- T21,P28 : Vitesse $V_A; V_B; V_{BA}$ et ω_2
- T22,P30 : Accélération $W_A; W_{BA}^A; W_{BA}^E; W_B; W_{G1}$ et E_2

- T23, P35 : Force $P_{12}^{\bar{}}$; bras de leviers h_i, h_{g2} .
- T24, P35 : Force $P_2, P_c; P_{12}, P_{22}$ et M_{12}
- T25, P37 : Force $P_{12}^n; P_{12}; P_{03}$ et P_{23}
- T26, P37 : Point d'application de P_{03}
- T27, P42 : Distances $h_r; h_{i2}; h_{g,v}; h_{c}$ P_r et M_r ,
- T28, P58 : Les vitesses V_{g_i} ; nbre de tr/mn des cylindres: n_i
 - Les charges constantes P_i .
- T29, P65 : Nbre de tr/mn du galet: n_i
 - charge de la cage G_3 .

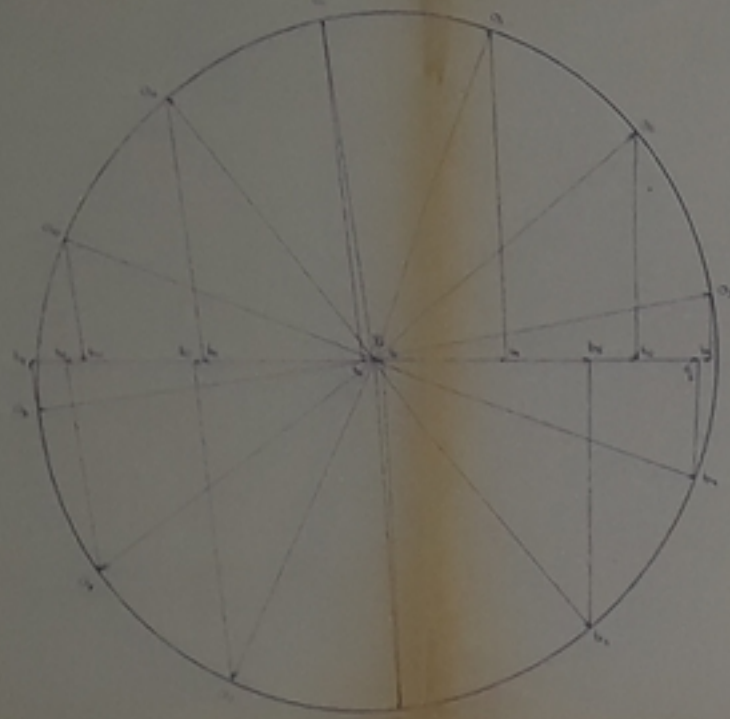
Bibliographie:

1. U. CHEVAKINE : calibrage des outils de laminage des tubes à froid
édition - Moscou 1966.
2. Z-KOFF : Construction de L.T.F, Sverdlovsk, 1963
3. ARTOBOLEVSKY : THEORIE des machines et des mécanismes
4. SOKOLOVSKY : Laminage des tubes à froid. Moscou 1967
5. Guide du dessinateur . A CHEVALIER.
6. Encyclopedie technique
- 7 : Technologie des métaux : P. Pouloukhine, V. JADAN.
édition Moscou 1967.
- 8 : Résistance des matériaux . G. Buhot, P. Thuillier.
- 9 : Matériaux de construction mécanique et électrique . G. Lemasson
L. Blain édition dunod.
- 10: Elements de construction, à l'usage de l'ingénieur; A.L. TOURANCHEAU.
- 11 : Memento de dessin industriel, Lenormand et Tinal. éd: Foucher.
- 12: Aide-mémoire : Calculs en construction mécanique. éd: dunod.
- 13: Théorie des machines et des mécanismes : V. SOKOLOVSKI, I. TROITSKI. 78
- 14: "Mise en forme des métaux" par "A. ZAOUÏ, P. AVENAS"

SCHEMA CINEMATIQUE ECHELLE 0,3m/mm



EPURE DES VITESSES
echelle: 100m/mm



EPURE DES ACCÉLÉRATIONS

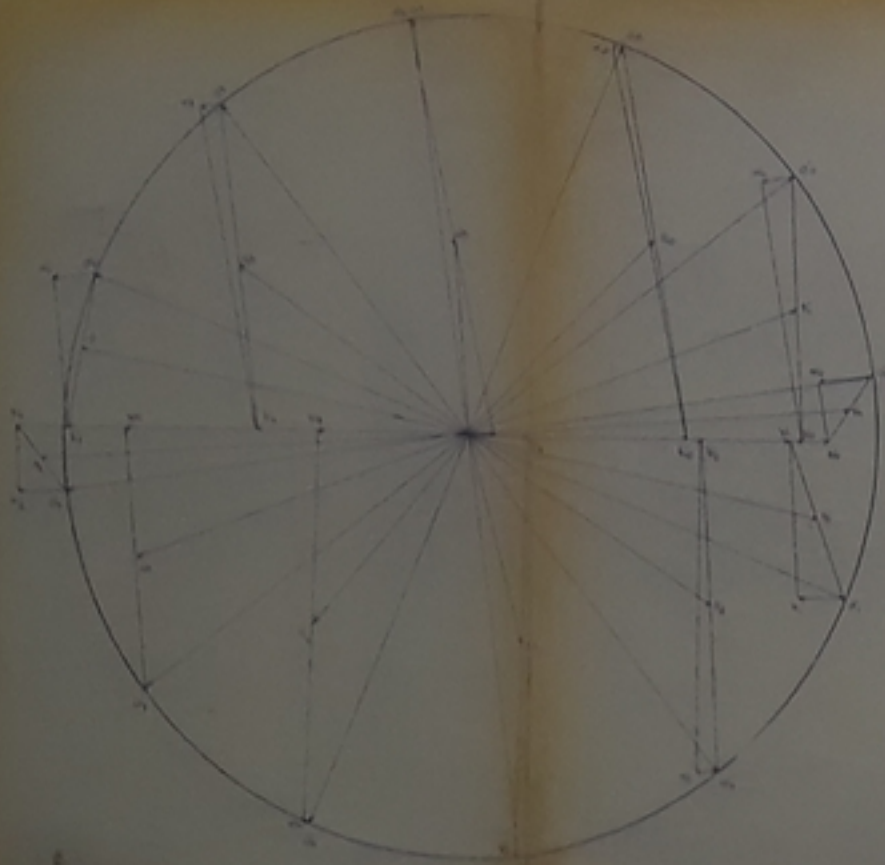
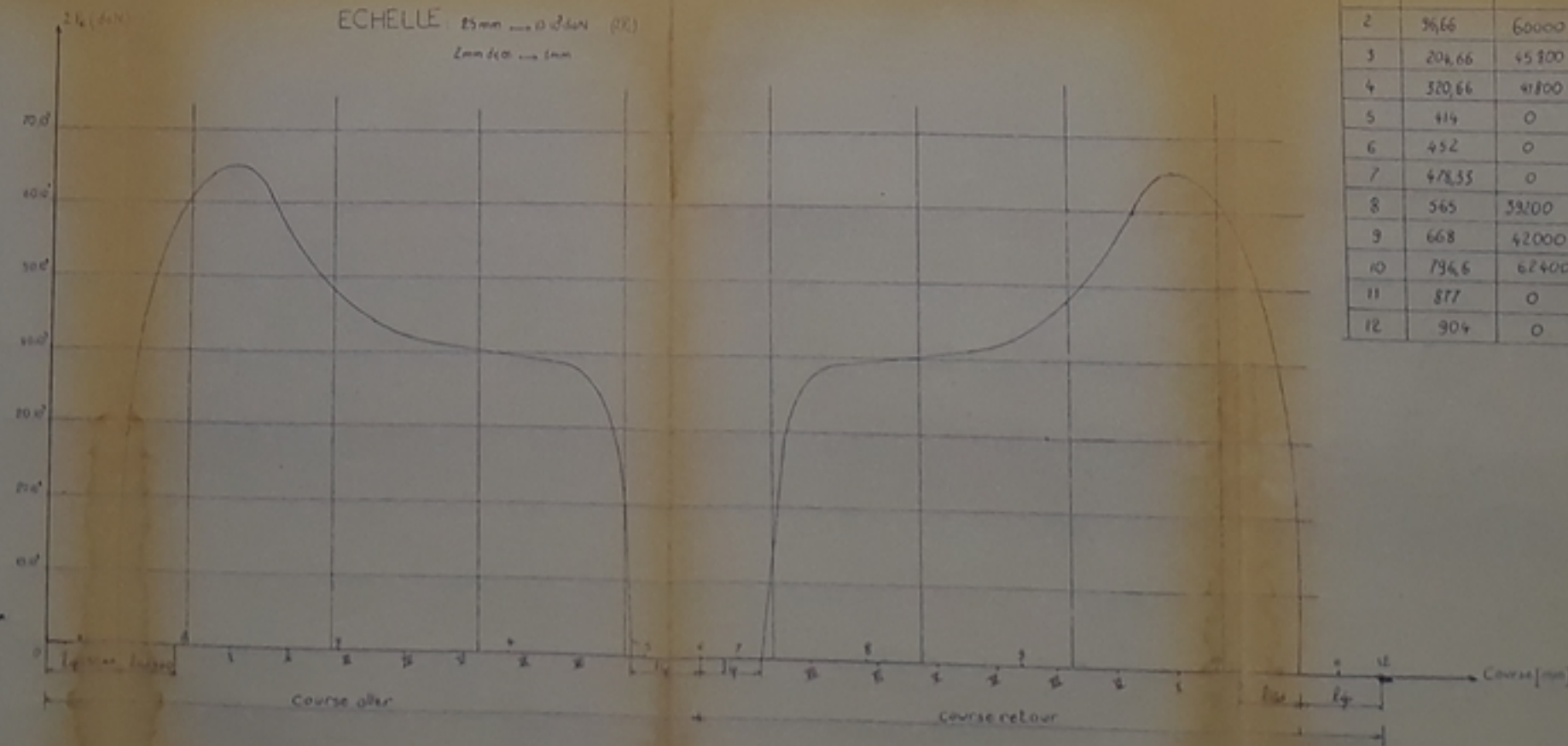
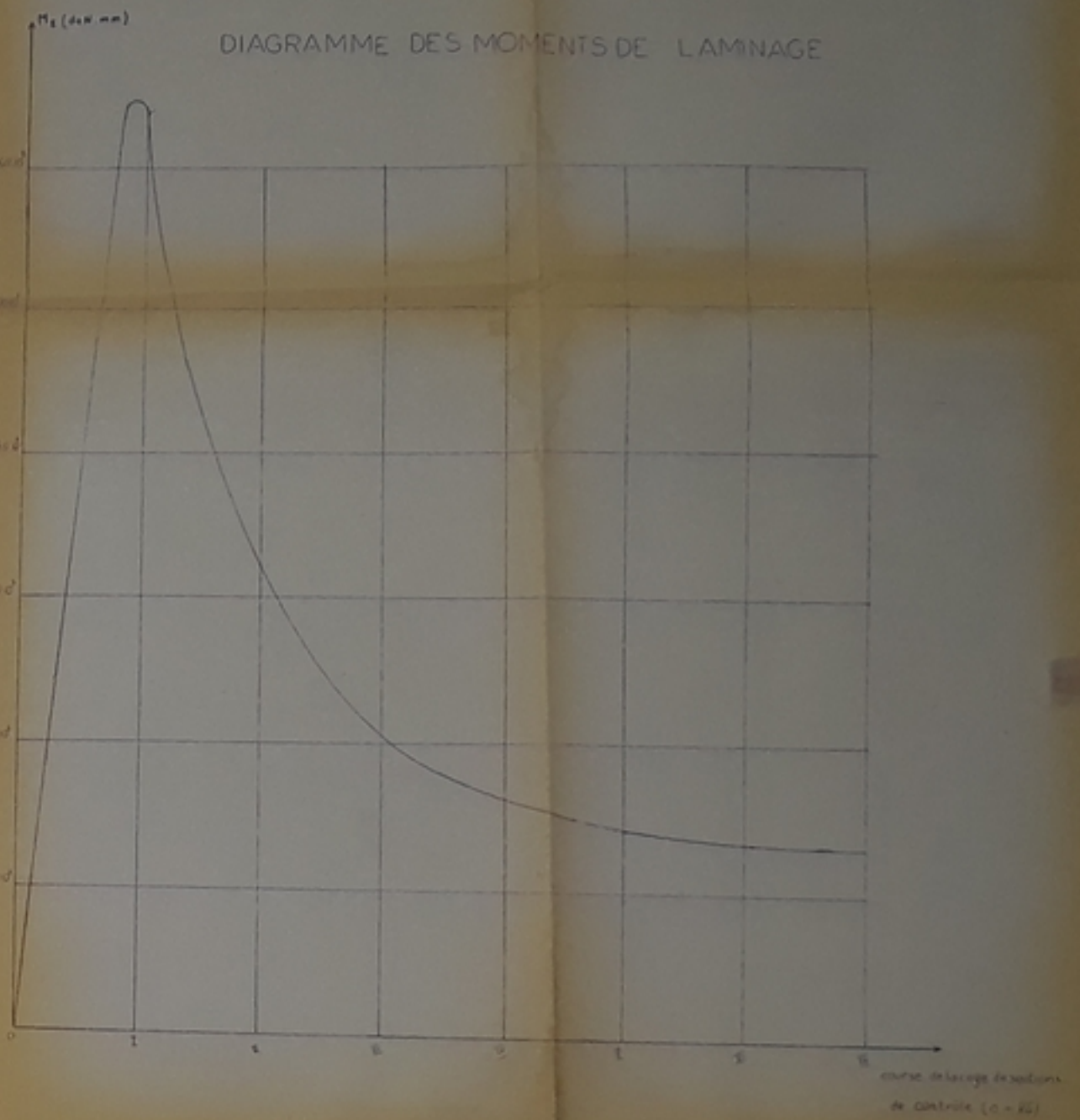


DIAGRAMME DES FORCES DE LAMINAGE



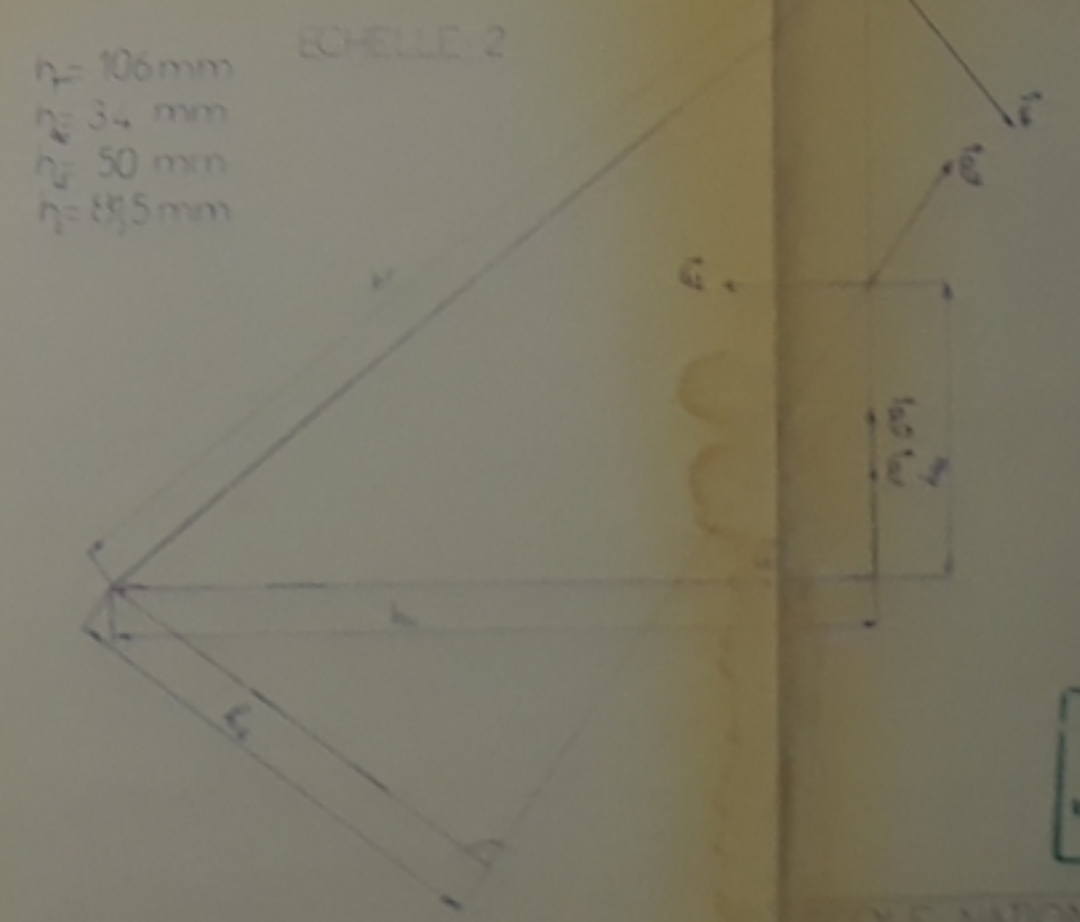
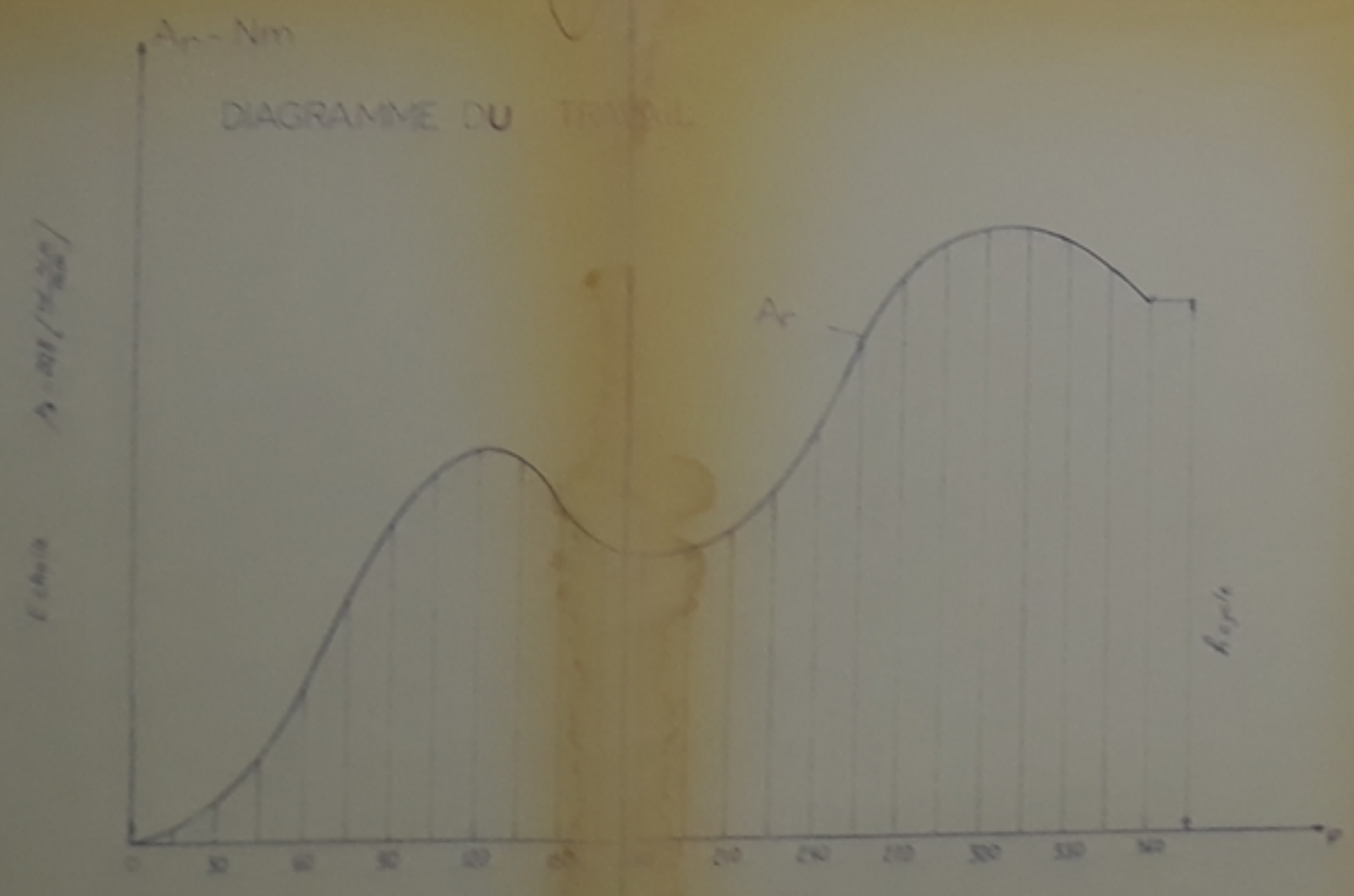
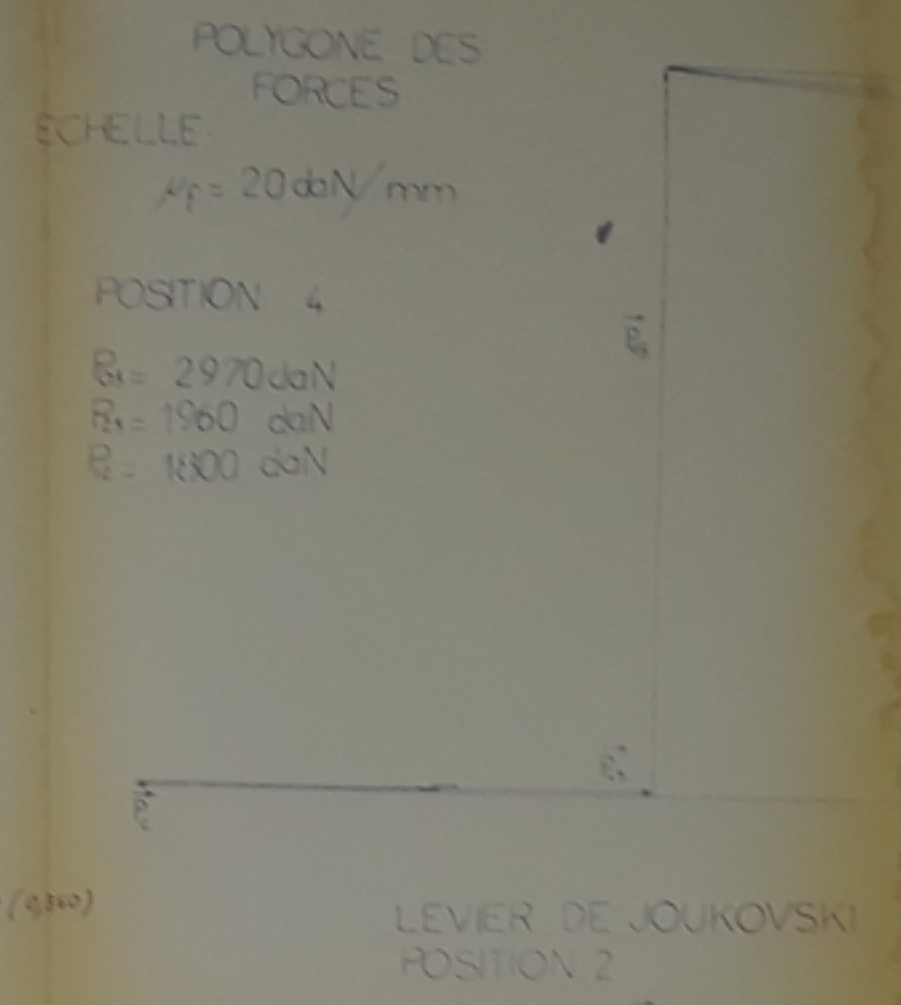
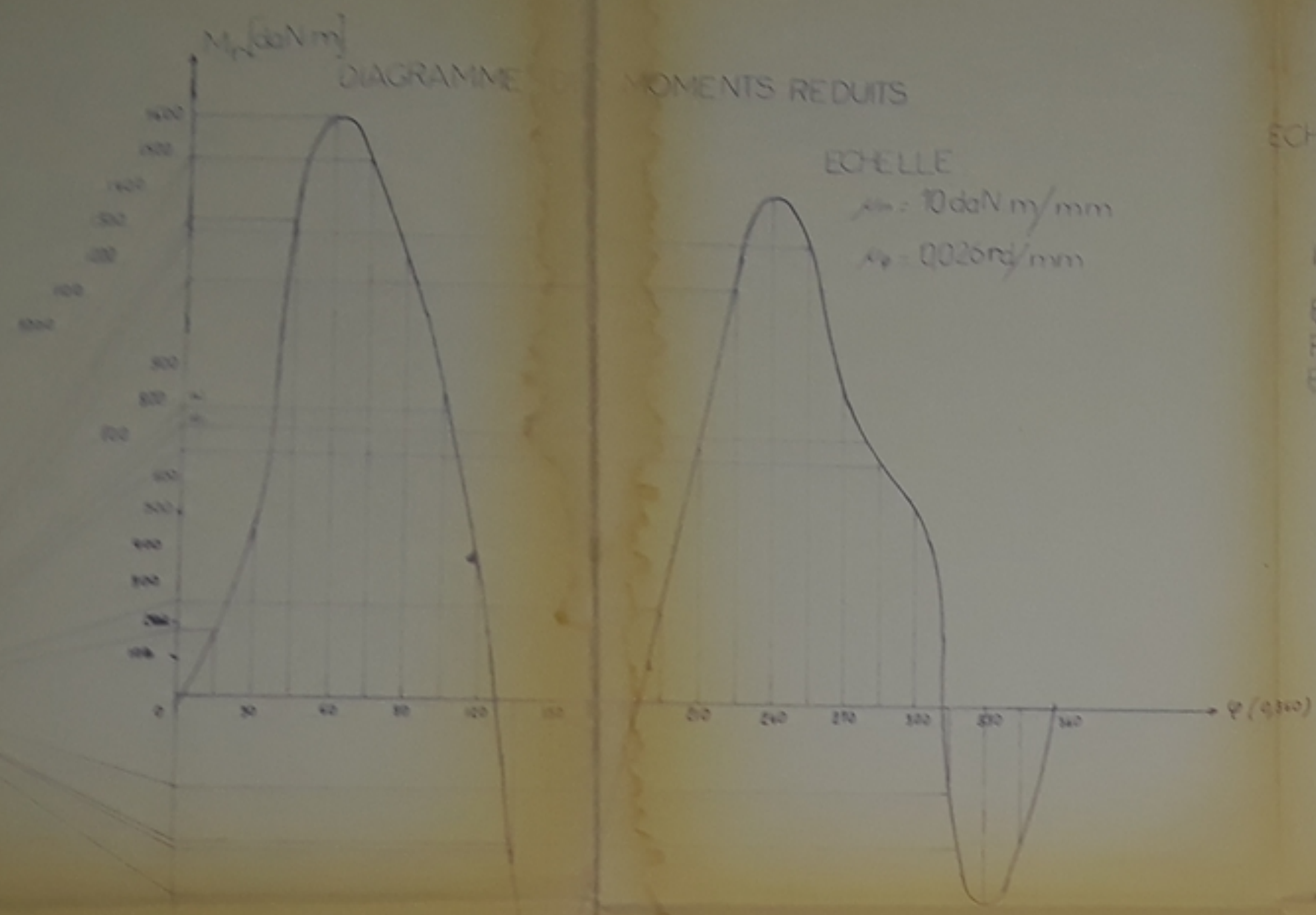
1	2133	0
2	3666	60000
3	204,66	45800
4	320,66	41800
5	414	0
6	452	0
7	478,55	0
8	565	59200
9	668	42000
10	794,6	62400
11	877	0
12	904	0



PM028/84
Annexe (2)

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHÈQUE

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
ANALYSE CINÉMATIQUE ET DYNAMIQUE
ENSA



DMO 25 / 84
 Annexe (3)

