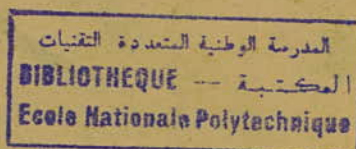


PM00468

UNIVERSITE D'ALGER  
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DE MECANIQUE



# PROJET DE FIN D'ETUDES

1967-1968

de : BENNOUR  
Mokdad  
4<sup>e</sup>AM





UNIVERSITE D'ALGER

— ECOLE NATIONALE  
— POLYTECHNIQUE  
— D'ALGER

ENNE

PROJET  
SITE

MECANIQUE

ame

A I  
PAR

BENNOUR-MOKDAD

*Handwritten signature/initials*

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
المكتبة — BIBLIOTHEQUE  
Ecole Nationale Polytechnique

M. LE PRESIDENT DU JURY

- M. J. P. BARANIECKY

— Expert de l'U.N.E.S.C.O.

— Professeur à l'E.N.P.A.

— Département de

— MECANIQUE

OBSERVATION

Alger le ..... Juin 1968



ASSESEURS

- M. AGNAN M. ATANASOV

— Professeurs à l'E.N.P.A.

— Departement de

— MECANIQUE

—M. A. BOISRAYON

—Expert de l'UNESCO.

—Professeur à

—l'E.N.P.A.



— M. G. MATTON

— Docteur és-sciences

— Expert de

— l'UNESCO.

— Professeur à l'ENPA

Chef du département

de MECA NIQUE

- M. A. ROJNIATOWSKY

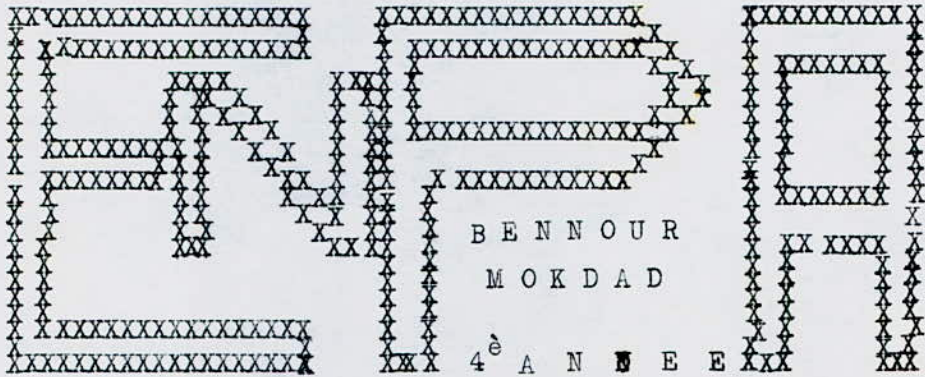
— Expert de l'U.N.E.S.C.O

————— Professeur

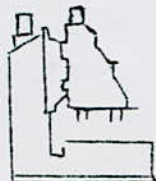
————— l'E.N.P.A.



U N I V E R S I T E D ' A L G E R



MMMMM EEEEE CCCCC AAAAAAA NNNNNN IIIIII QQQQQ UUUUU  
EE



PERCEUSE A TETE MULTIBROCHE POUR PERCAGE ET  
TAREUDAGE DE BLOC MOTEUR



( SERIE IMPORTANTE )

Soutenu le

Président du Jury: M. BARANIECKY  
Membres du Jury : M. AGNAN et M. ATANASOV

Ma reconnaissance va à tous mes professeurs et assistants pour leur participation à ma formation d'ingénieur.

Je remercie exclusivement M. Baraniecky pour l'aide et les conseils qu'il m'a si généreusement prodigués quant à l'accomplissement du présent, ainsi que MM. Agnan, Atanasof, Boisrayon, et Bouffa pour leur aide et conseils. Je remercie également M. G. Matton pour toutes les facilités techniques qu'il m'a fournies quant à la réalisation pratique du présent rapport.



Mes respectueux hommages vont à tous mes  
Inoubliables Professeurs et Assistants qui sont  
de la première année à la quatrième année (64-65  
(à 67-68):

M. AOUJJEHAN.  
M. Y. MENTALECHTA.  
M. TAZAERT .  
M. MITIGNAN .  
M. ZULKINE .  
M. RAMAN.  
M. BOUFFA.  
M. BROUSTEAU.  
M. LOUALI.  
M. BOULMEHRATH.  
M. LAGEOT.  
M. BOUMEDIENE.  
M. BEN DJABALLAH.  
M. M. CADI.  
M. AOUABDESLEM.  
M. AITOUYAHIA.  
M. ANTSIFEROV.  
  
M. COUDERT.  
M. MATTON.  
M. BOISRAYON.  
M. ROJNIATOWSKY.  
M. M'HAMEDI.  
M. CHODAK.  
M. FOHR.  
M. SIMMONIN.  
M. AUDIN.  
M. REY  
M. GALOT  
M. PENEF  
M. BARANIECKY  
M. AGAN  
M. ATANASOF  
M. M. FRIET  
M. LALANGUE  
M. BARDEL  
M. RIZGEL  
M. COUSINET  
M. ADAN  
M. HONDELATTE

J'espère <sup>que</sup> de par mon métier futur je resterais  
fidèle à leur esprit de travail acharné dans le but de  
donner un sens profondément humain à l'activité intel-  
lectuelle.

Résultats de 3 mois de travail  
passionné;

Lumière d'accès à une vie à laquelle  
j'ai tout fait pour accéder.



## Table des matières

<u>Pages</u>	<u>Paragraphes.</u>
8	Sujet
9	Préface
10	Bibliographie
11	Introduction
12	Tableau I
13	Classification des perceuses
14	Fig 1,2,3,4.
15	Etude théorique du perçage
16	Etude des outils de coupe de perçage
17	Fig 5, 6
18	Etude particulière du foret hélicoïdal
19	Fig 7,8,9.
21	Tableau II
22	Etude géométrique du foret hélicoïdal
23	Fig 10,11.
26	Fig 12,13,14.
29	Effort subis par le foret hélicoïdal
31	Fig 15,15 <sup>I</sup> ,16,17.
32	Fig 18,19.
35	Fig 20,21,22,23.
36	Puissance nécessaire au perçage

37	Poussée axiale
37	Tableau III
38	Caractéristiques de la tête multibroche
39	Fig 26
40	Calcul de la puissance nécessaire au perçage d'un trou
41	Fig 24,25.
44	Calcul de la poussée axiale à vaincre
47	Calcul de la plaque de soutien
50	Calcul de la broche d'entraînement du porte-outil
51	Calcul et choix de la clavette du fourreau
52	Calcul du tenon du fourreau
55	Calcul du chapeau de la bague abritant le roulement
56	Calcul de la butée à bille
57	Calcul de la goupille du cardan
58	Calcul du croisillon
59	Calcul de vérification et choix des cardans
62	Etude dynamique des organes d'entraînement
67	Diagramme des $M_f, M_t$ , et $M_i, e_q$
69	Choix de la clavette
71	Calcul des éléments des roues dentées
74	Tableau des caractéristiques des engrenages
75	Calcul de l'arbre de prise du mouvement
77	Dimensions de l'arbre canelé
78	Calcul de l'embrayage
83	Calcul de la courroie du variateur
84	Etude du réducteur

- 87 Commande du variateur
- 89 Dimensions des roues de réduction directe
- 90 Détails sur la boîte des avances
- 92 Calcul de la vis-mère
- 93 Calcul de la puissance du moteur des avances
- 97 Appendice
- 98 Equipement à vis patronne
- 100 Appareil " EXSEL "
- 101 Chaine cinématique
- 102 Nomenclature de la chaine cinématique
- 103 Post-face



S U J E T

Concevoir une tête de perçage, multibroche, pour percer, aléser et tarauder douze trous de goujons de fixation de culasse sur un bloc moteur en fonte, dont deux trous serviront uniquement au centrage, donc ne seront pas taraudés. Considerer une assez importante série.

- Dessiner toute la perceuse
- Donner les cotes d'encombrement
  
- Dessiner vues et coupes nécessaires pour la compréhension du dessin.
- Calculs des éléments principaux.

Proposé et dirigé par M. Baraniceky

## Préface

Le present rapport comprendra essentiellement une étude théorique du perçage justifiant la méthode choisie pour le calcul du couple de perçage et de la puissance utile au perçage, une notice de calcul de toute la tête multibroche, et des principaux éléments de la perceuse comme il m'a été demandé, puis 9 planches de dessin de la perceuse en vue d'ensemble et de tous les détails qui m'ont paru nécessaire à la compréhension des divers organes et leur fonctionnement; et enfin une notice ~~sur~~ technologique comportant un dessin de la chaîne cinématique de la perceuse.

m  
kclaf

BIBLIOGRAPHIE

- Formulaire de mécanique générale  
-Par J. Muller.
- Cours de R.D.M.  
-Par A. Chillon.
- La machine outil.  
-Par A. Métral.
- Production tooling équipement  
-Par S.A.J. Parsons



## I- INTRODUCTION

Le perçage est sans doute la seule opération d'usinage dont il serait fastidieux de donner une définition même pour les profanes en la matière. La perceuse fut sans doute une des premières machines-outils utilisées par l'homme ( les Egyptiens perçaient des trous en faisant tourner une mèche au moyen d'un archet Fig I .) Elle est encore certainement la plus répandue mais sous des formes les plus variées, de par cela une classification s'impose.

Les perceuses, premières compagnes de l'ouvrier, s'est vu traverser plusieurs ages, elle est donc passée de la commande manuelle à la commande semi-automatique puis à la commande entièrement automatisée; et elle aspire comme toute autre machine-outil à avoir une forme des plus idéalisées soit la commande numérique ou à bande magnétique.

L'homme soucieux de la capacité de production des perceuses en a chercher à créer des espèces plus rentables les unes que les autres et les perceuses à têtes multibroches auxquelles il a aboutit soulagèrent ce soucis

Quand on pense aux manœuvres à effectuer pour percer une douzaine de trous, les aléser et les tarauder sur une perceuses unique et par conséquent au temps mis on ressent avec <sup>une</sup> conviction des plus justes que la perceuse à tête multibroche et bien plus que douze perceuses condensées: moins d'espaces occupés moins de manœuvres effectuées précision de loin plus grand, etc... Cela ferait excuser aux yeux des sociologues la mise en chômage de II hommes, on en aurait gardé le plus qualifié et le plus soumis aux lois du progrès.

Le mot d'ordre lancé lors de la conception de ces dragons à plusieurs têtes ets: faire du travail précis, rapide et plus rentable.

la perceuse a passé donc de l'age de "la machine simple à faire des trous" à celui d'être une machine travaillant dans des tolérances souvent étroites.

Pour illustrer ce qui a immédiatement précéder rapportons un document émis par BURKHARDT & WEBER /....

Tableau I

Pour l'exécution d'un même nombre de pièces identiques					
Sur radiale			Sur perceuse à tête multibroche		
Ouvriers	Nb de machines	Surfaces occupée	ouvriers	Nb de machines	surface occupée
23	23	231 m <sup>2</sup>	4	4	24,3 m <sup>2</sup>

Il est donc important de noter que le nombre d'ouvriers nécessaires est réduit dans la même proportion que le nombre de machines utilisées. De plus les surfaces occupées sont dans le rapport

$$R = \frac{24,3}{231} = 10,5 \%$$

C'est dans les mêmes proportions que se calculeront les divers frais tels que : frais de construction d'éclairage de chauffage et autres. Les machines combinées font réaliser de sérieuses économies mais c'est la possibilité qu'elles ont de produire davantage dans un espace relativement réduit qui est très importante.

Le souci de la qualité et du prix de revient, issu de l'esprit de commerce et de concurrence domine tous les problèmes de l'industrie.



Les perceuses à têtes multibroches sont le fruit des études de gens préoccupés par ces problèmes.

## II- CLASSIFICATION DES PERCEUSES A TETES MULTIBROCHES.

Les perceuses multibroches sont destinées à usiner des séries très grandes de pièces, ce qu'exige leur amortissement. Une fois donc les entre-axes des broches fixés on ne dérègle plus la machine et on fait passer toutes les pièces jusqu'à usure préalablement calculée des outils; on change alors les outils et le travail reprend à sa cadence.

Si la série lancée permet d'amortir la machine on conçoit une unité destinée uniquement à cette série; elle sera donc à entre-axes fixes ou à chaque série on fait des montages portes outils spéciaux comme le sera la tête multibroche, objet du présent.

### Perceuses à entre-axes fixes

Les entre-axes des broches sont obtenus sans grands réglages et tatonnement ne nécessitant aucune habileté, par des masques guide-broches fixés à la partie inférieures du boîtier

Cette méthode est aussi utilisée pour avoir de petites séries car le réglage des entre-axes sont très délicats et exigent une certaine habileté ce qu'on ne peut pas se permettre dans les petites séries car ils y sont très fréquents.

( FIG 2 )

### Perceuses à entre-axes réglables

Les broches sont portées par une alidade chacune, chaque alidade est immobilisée à l'endroit voulu par des boulons placés dans des rainures en " T ".

Cette manière de fixer les broches à le manque de rigidité pour inconvenient.

( FIG 3 )



Boite a entraxes fixes

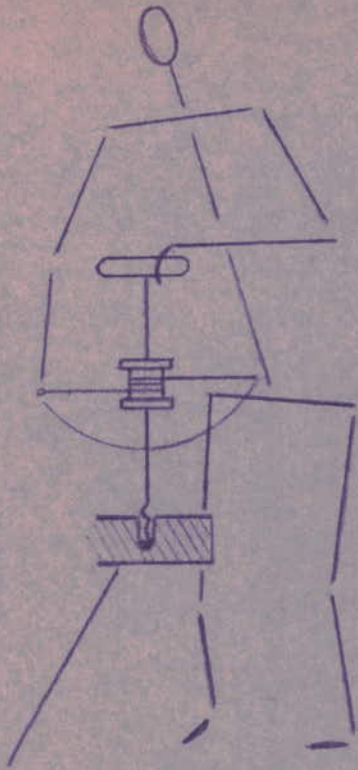


Fig 1

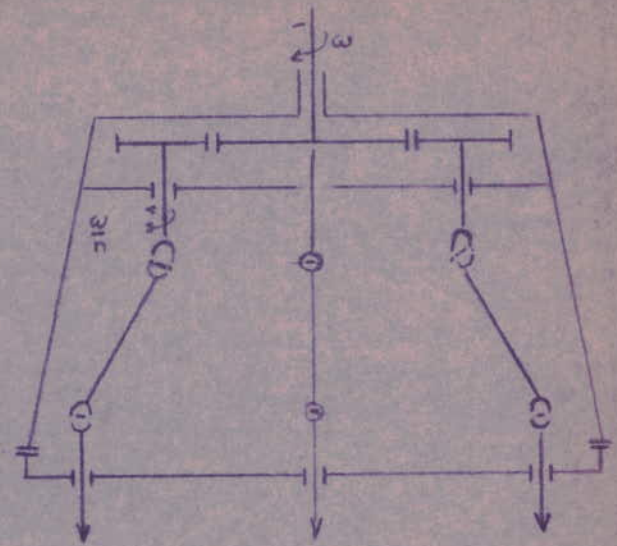
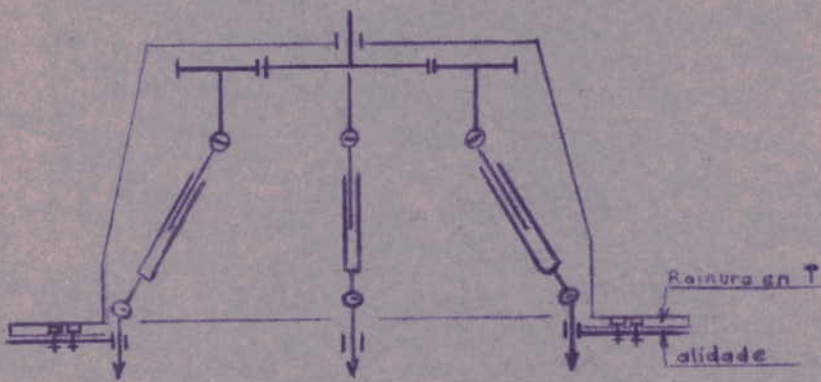
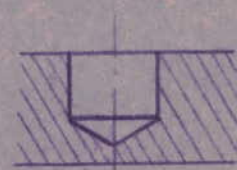


Fig 2

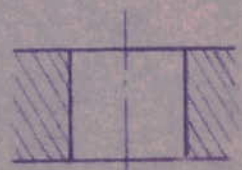


Boite à entraxes variables

Fig 3



Trou borgne



Trou débouchant

Fig 4

### III- ETUDE THEORIQUE DU PERCAGE.

Le perçage est une opération d'usinage qui a pour but de pratiquer un trou cylindrique ou conique, de révolution, en pleine matière à l'aide d'un outil appelé de par cela "Foret".

Pendant l'opération le foret est animé, par rapport à la pièce, d'un mouvement rotatif hélicoïdal, déterminant les allures de coupe soit:

$$\text{Vitesse de coupe: } V = \frac{\pi D n}{1000} \text{ m/mn}$$

$$\text{Avance par tour: } a_a \text{ en mm / tr}$$

L'avance par minute qui détermine la production vaut

$$a_{mn} = a_t \frac{1000 V_c}{\pi \cdot D} \text{ en mm/mn.}$$

D étant le diamètre du foret en mm et n son nombre de tours par minute

Si l'on considère les trous percés il y a lieu de distinguer

- Les trous débouchants
- Les trous bornes
- Les trous profonds, susceptibles d'être percés avec les forets normaux; dès que leur profondeur dépasse environ 4 fois leur diamètre leur perçage nécessite des retours en arrière du foret au cours du travail ayant pour but de ramener les copeaux, ce mouvement peut être commandé automatiquement sur certaines machines spéciales. Les forets sont de par alors modifiés (forets à tubes d'huile) ce qui améliore la lubrification des tranchants
- Les trous longs: tels que ceux pratiqués dans le forage des tubes d'artillerie (Fusils canons etc...) des broches de tours et qui sont exécutés par des forets spéciaux en perçage continu. (Fig 4)

Il faut remarquer que le perçage est dans bien de cas une opération d'ébauche suivie d'une opération d'alésage les tolérances sur



les diamètres et la position des trous percés sont variables, suivant la qualité de l'affûtage du foret de la nature et de l'homogénéité du métal percé, .

Et suivant la logeur le perçage est effectué avec un foret "libre" ( centré au départ sur un coup de poiteau affûté à  $120^\circ$  poiteau de perceur ) Ou avec un foret guidé par un guide de perçage; en outre, l'état d'usure du guide influe sur la position du trou

## II-1 ETUDE DES OUTILS DE COUPE DE PERÇAGE

### A- FORETS PLATS+

#### A-1 Foret à langue d'aspic

Bien que cet outil n'est plus utilisé on l'étudiera pour en faire la critique et justifier l'appel fait à d'autres formes et pour conduire à l'étude de la lame de perçage qui en est dérivée et dont l'utilisation est fréquente sur les tours révolvers;

La (FIG 5) montre que la partie effective de d'un foret à langue d'aspic dans son exécution normale l'angle  $\theta$  est négatif et l'outil n'est ~~pas~~ guidé dans le trou en cours de perçage que par les deux tranchants qui s'appuient sur le cône d'action; s'ils sont dissymétriques les réactions de coupe par rapport à l'axe le sont également et l'outil ne perce pas droit (I+)

La (FIG 6) représente une amélioration apportée par un affûtage concave de la face d'attaque, ce qui donne une pente d'affûtage positive L'amincissement de la pointe par les deux facettes inclinées symétriques F et F a pour but de diminuer la réaction axiale que la matière oppose à la pénétration de l'outil, en diminuant la logeur de l'arête terminale

---

+ La forme plate de ces outils a été à l'origine du terme mèche désignant les premiers outils de perçage

(I+) Voir plus loin " les efforts subits par le foret hélicoïdal"

Fig 5

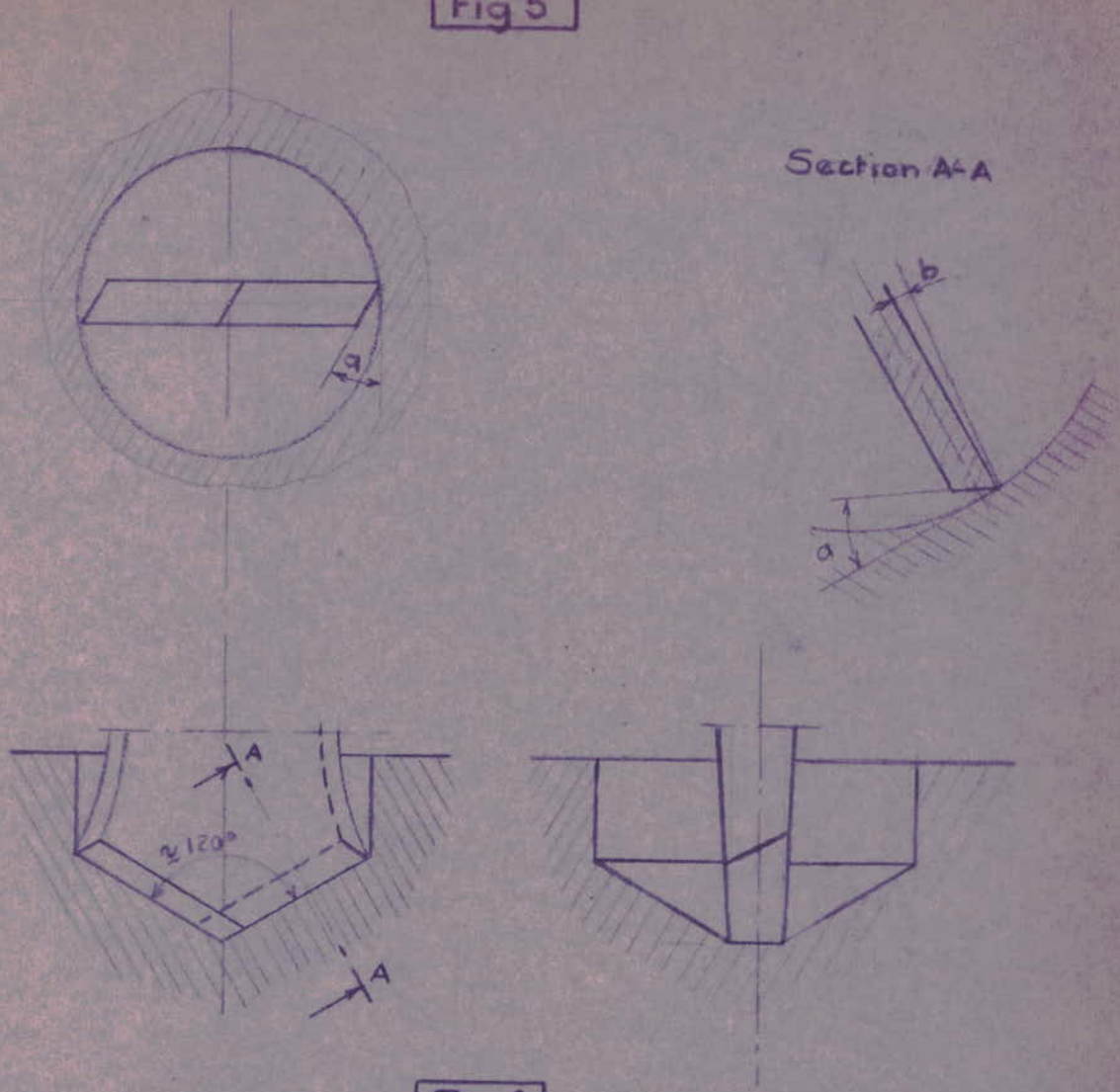
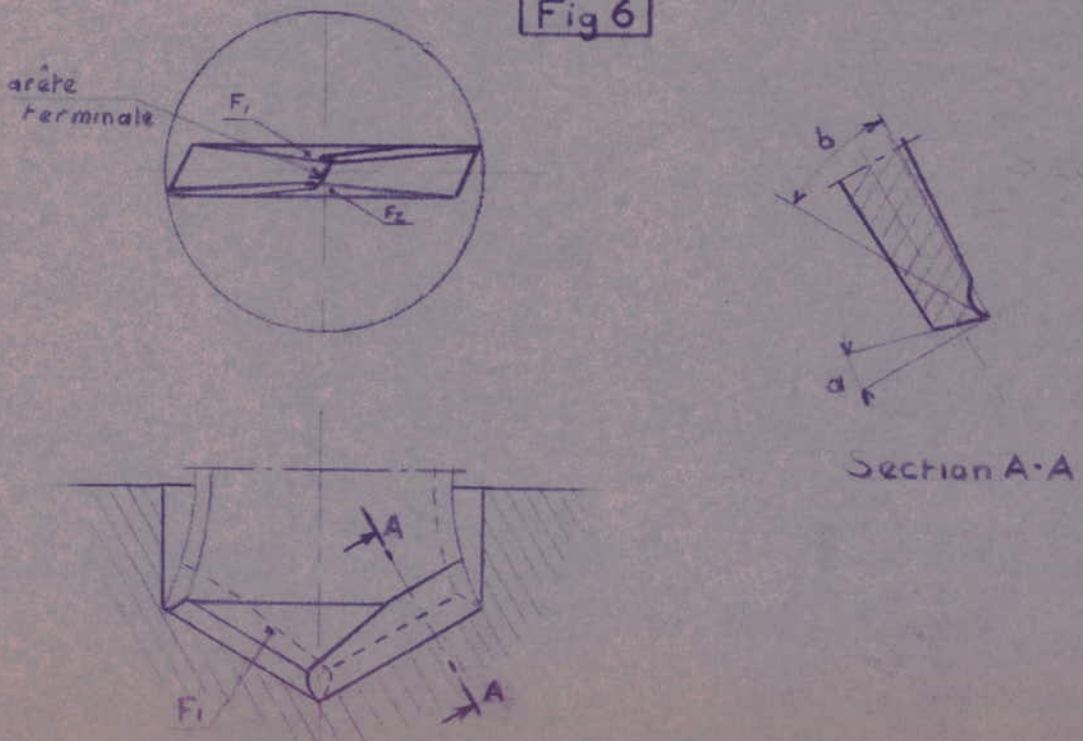


Fig 6





### A-2 Lame de perçage ou foret plat

Il est intéressant de connaître les caractéristiques et les possibilités de cet outil, car il peut éviter l'achat de foret de gros diamètres qui sont très chers

la lame en acier rapide ou à plaquette rapportée en carbure fritté est fixée sur un porte lame en acier de construction traité par une goupille conique, ou par une vis à tête encastrée de façon à ne pas gêner l'évacuation des copeaux. Les tranchants sont affûtés symétriquement par rapport à l'axe avec pente d'affûtage positive et munie de brise copeaux alternés dont le but est de fragmenter les copeaux afin d'en faciliter l'évacuation et par l'huile sous pression, deux goujures longitudinales ou deux plats pratiqués sur le corps du porte lame permettent l'évacuation des copeaux. Les faces latérales de la lame rectifiées légèrement coniques assurent le guidage de l'outil

La lubrification peut être assurée soit par un tube extérieur au corps et amenant le lubrifiant aux tranchants, soit par un trou foré le corps

~~est~~

Cet outil permet le forage continu des trous longs.

( FIG 7 )

### B6 ETUDE PARTICULIERE DU FORET HELICOIDAL

#### B-ETUDE PARTICULIERE DU FORET HELICOIDAL NORMAL

Cet outil dans sa forme normale est conditionné pour le perçage des aciers de construction ayant  $\sigma = 45 \text{ à } 70 \text{ Kg / mm}^2$  et de la fonte mécanique ordinaire  $\sigma = 15 \text{ à } 20 \text{ Kg / mm}^2$  soit les matières les plus couramment usinées.

Les dimensions commerciales permettent de forer des trous de 0,1mm à 100mm; la profondeur de perçage pouvant atteindre 350mm (longueur des goujures ) pour un diamètre de 100mm

#### B-1 Corps du foret

Deux goujures hélicoïdales disposées symétriquement par rapport à l'axe déterminent les surfaces d'attaque des tranchants et que l'on peut considérer comme engendrées par un droite, l'arête tranchante formant avec l'axe un angle constant, égal au demi angle au sommet , et qui s'appuie sur l'hélice extérieure des goujures, en restant tangente à un cylindre co-axial au foret, de diamètre égal à l'épaisseur de l'âme (FIG 9)

#### B-2 Listel de guidage

I

Sur le foret il y en a deux. Elles sont obtenues par le fraisage ou le meulage d'un dégagement sur les parties pleines du corps. Les deux listels appartiennent à la même surface rectifiée légèrement conique vers l'arrière du corps (concavité inverse au maximum de 0,1%) On évite ainsi le coincement de l'outil dans le trou, et on réduit ainsi le frottement de l'outil contre les parois du trou, pendant le perçage.

De ce fait, le diamètre du foret varie légèrement après réaffutage Les normes françaises imposent les tolérances G. h8 à l'état neuf ce qui donne les valeurs suivantes en micron:



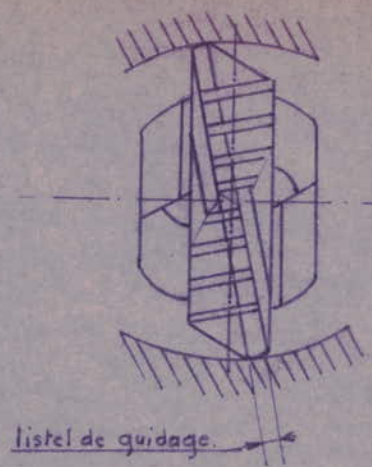
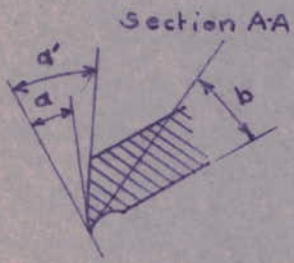
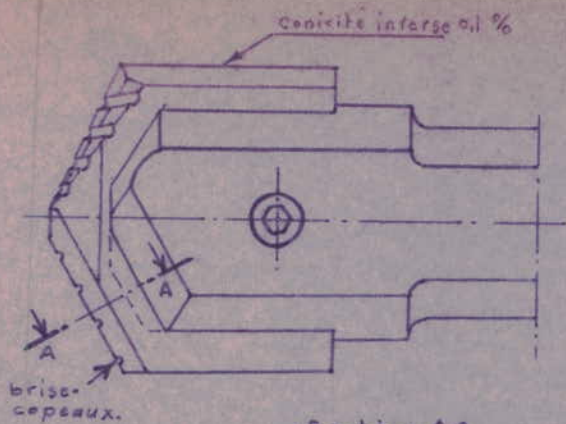


Fig 7

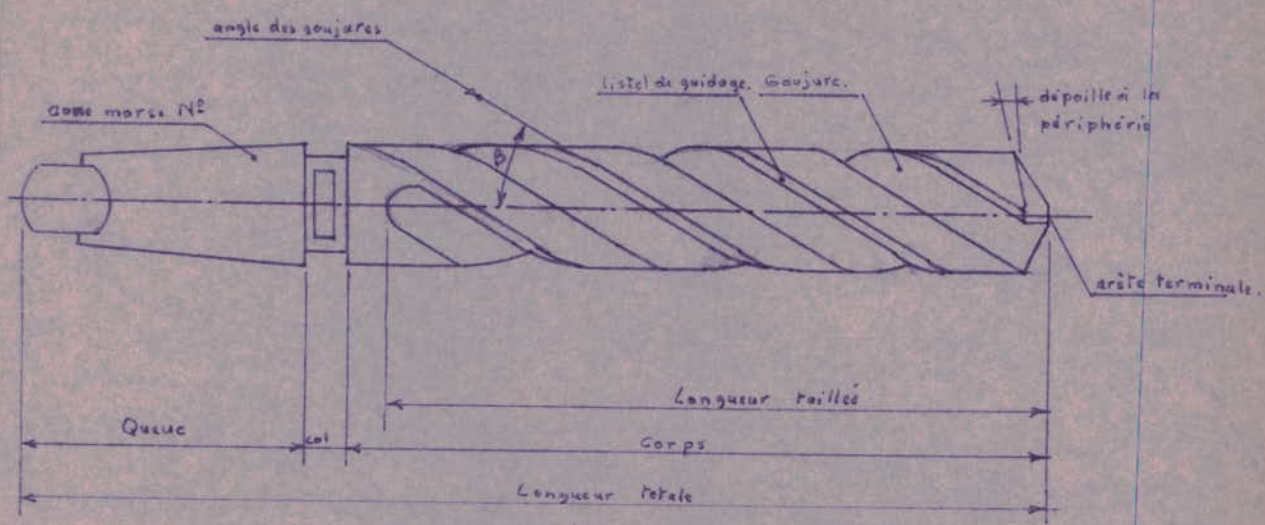


Fig 8

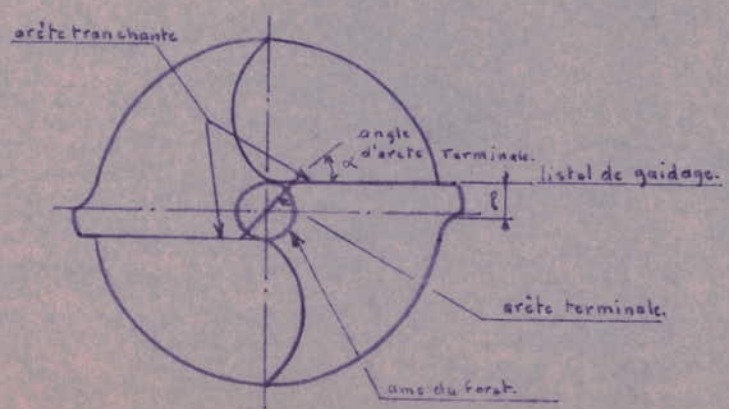


Fig 9

$\varnothing$ du foret	Tolérance Sur D en $\mu$	$\varnothing$ du foret	Tolérance Sur D
1 à 3	-0 -14	10 à 18	-0 -27
3 à 6	-0 -18	18 à 30	-0 -33
6 à 10	-0 -22	30 à 40	-0 -39

Tableau II

Les listels de guidage servent à guider le foret dans le trou au fur et à mesure de son avancement; ils assurent de percer droit. Dans une section droite du foret, ils sont symétriques par rapport à un diamètre (FIG 9) et la limitation de leur largeur l contribue à réduire le frottement

### B\_3 Aretes tranchantes

Elles sont déterminées par l'intersection des surfaces hélicoïdales des goujures ( partie face d'attaque ) avec les surfaces en dépouille sur lesquelles s'effectuent l'affutage et le réaffutage. Elles doivent être symétriques par rapport à l'axe du foret, 5 (FIG II)

Les deux arêtes sont donc déplacées symétriquement par rapport à un plan diamétral (FIG 9), leur distance variant avec le diamètre du foret et l'épaisseur de l'ame, c'est-à-dire avec le degré d'usure de l'outil pour les forets fraisés .

L'angle de pointe est l'angle formé par les deux arêtes tranchantes varie suivant le type de foret; pour le foret hélicoïdal normal il est de 116 à 120°

### B\_4 Arête terminale

C'est l'intersection des deux surfaces en dépouille. Elle ne participe pas à la coupe du métal, car elle n'est pas constituée pour couper et sa vitesse de coupe est insuffisante. Il en est de même



d'ailleurs des portions centrales des arêtes tranchantes.

L'arête terminale est sensiblement rectiligne et l'angle d'arête terminale, défini par la (FIG 9) vaut 55° pour le foret hélicoïdal normal.

C-ETUDE GEOMETRIQUE DU FORET HELICOÏDAL

Je me propose de définir les angles caractéristiques du tranchant, en un point M du foret, et d'en examiner les variations suivant la position de ce point et les allures de coupe.

C-I Angle de pente d'affutage

Nous avons vu en (B) comment est générée la surface d'attaque des goujures hélicoïdales. Au voisinage de M (FIG 10) nous remplacerons cette surface par un élément de plan tangent P défini par l'arête tranchante AB et la tangente MT à l'hélice des goujures passant par M, cette hélice étant l'intersection de la surface hélicoïdale de la goujure avec un cylindre coaxial au foret de rayon  $M = \rho$

Dans son mouvement de coupe l'arête AB engendre un hélicoïde gauche et le point M décrit l'hélice cylindrique ( $H_m$ ) inclinée sur un plan normal à l'axe  $Oz$  de l'angle  $\eta_m$  défini par

$$tg \eta_m = \frac{V_a}{V_t}$$

$$V_a = a_t \cdot \frac{V_t}{2\pi\rho}$$

Soit que

$$tg \eta_m = \frac{a_t}{2\pi\rho} \cdot \frac{V_t}{V_t} = \frac{a_t}{2\pi\rho}$$

Avec: avance par tour

$M$  distance de M à  $Oz$

Vitesse d'avance du foret

Vitesse circonférencielle de M en mouvement circulaire

Vitesse de M en mouvement hélicoïdal telle que :

$$\vec{V} = \vec{V} + \vec{V}$$

Si nous développons le cylindre de rayon nous pouvons définir l'angle de pente  $b_M$  mesuré dans un plan déterminé par MY et  $\vec{V}_M$

La (FIG 10) montre que :

$$\hat{b}_M = \hat{\beta}_M + \hat{\eta}_M$$

Avec qui est l'angle d'hélice des goujures au point M, défini par :

$$\tan \beta_M = \frac{2\pi r}{H_g} \quad H_g \text{ étant le pas hélicoïdal des goujures}$$

Ces relations montrent que :

-Pour une même vitesse d'avance  $V_a = a_t \frac{1000}{\pi D} V_c$  en mm/mn. est constant et l'angle  $b_M$  varie tout le long de l'arête tranchante varie avec ; il est maximum pour , soit en B et y est égal à l'angle du listel de guidage, et minimum en A, où il devient nul, voire négatif, en raison de l'obliquité d'arête importante en cette région.

Ex.: Pour un foret dont le diamètre de l'ame est  $d = 20a = 8\text{mm}$  Travaillant avec une avance  $a_t = 0,8\text{mm/tr}$  nous avons

$$\eta_M = 1^\circ 30'$$

et  $\eta_B = 17'$

Pour une vitesse d'avance variable  $b_M$  croît légèrement avec l'avance puisque  $\hat{\eta}_M$  croît avec celle-ci.



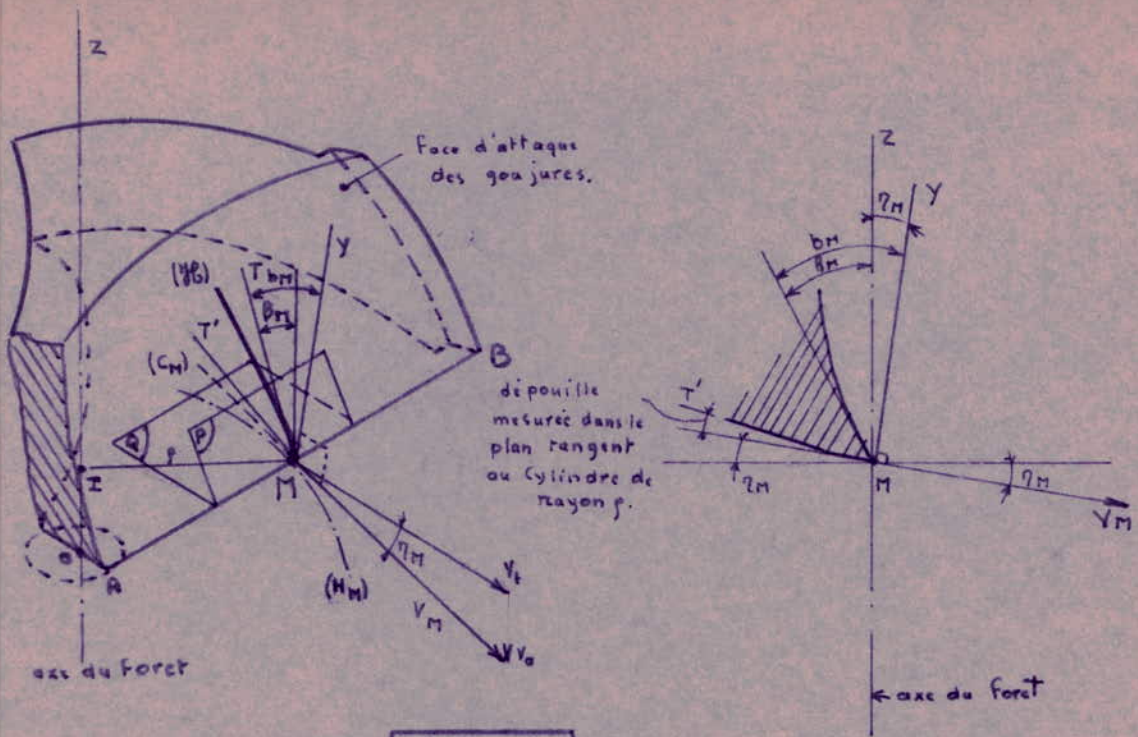


Fig 10

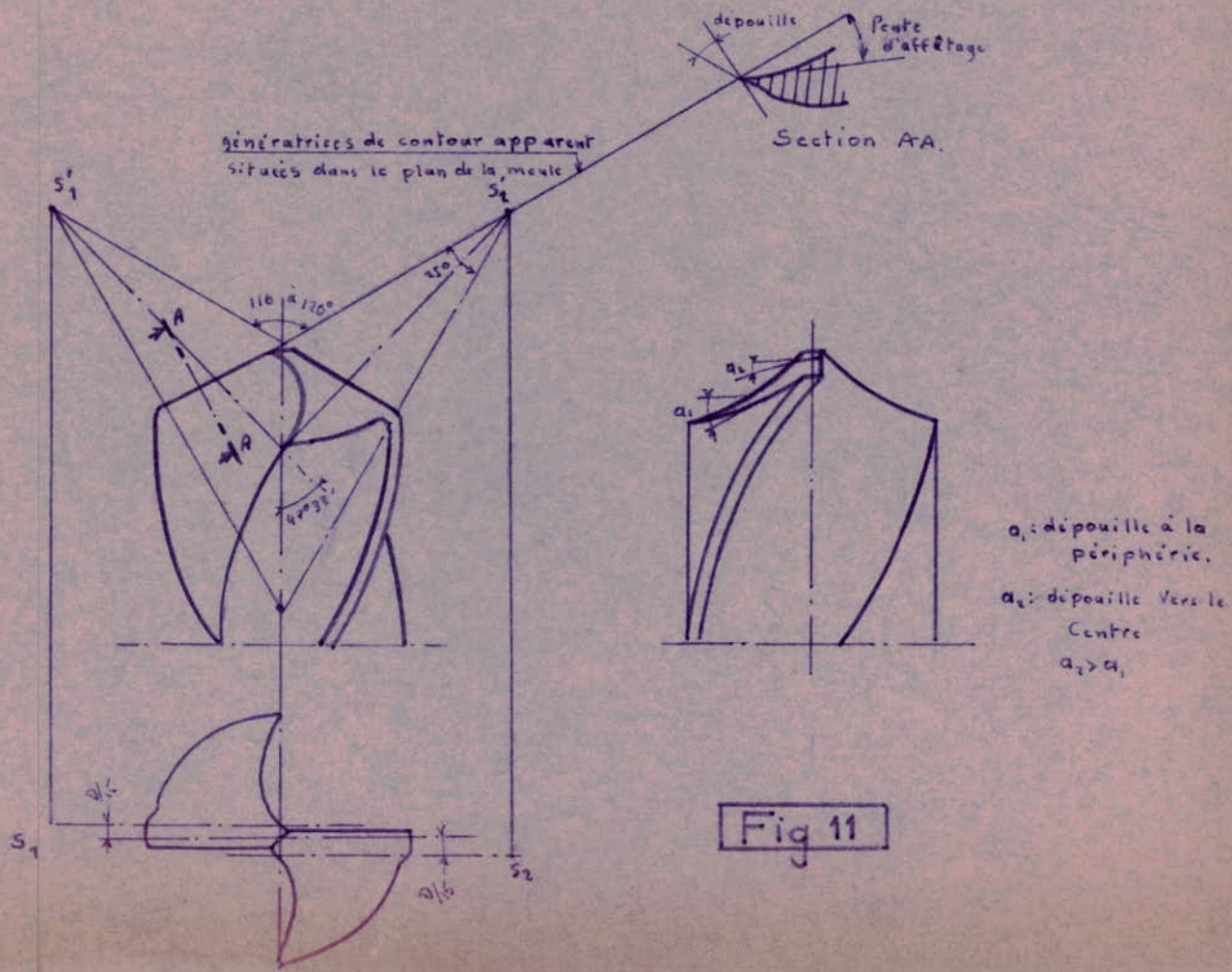


Fig 11

Dans le triangle OAK ( OA ⊥ AK plan MKA tangent au cylindre de rayon OA) on tire:

$$\overline{AK} = \rho \cos \delta \quad (1)$$

Du triangle rectangle AKM ( KM ⊥ KA et AMK = α/2) on tire

$$\overline{AM} = \rho \frac{\cos \delta}{\sin \alpha/2} \quad (2)$$

le rectangle NOKM donne

$$\overline{MK} = \overline{ON} = \overline{AM} \cos \alpha/2 \quad (3)$$

De (2) et (3) on déduit:

$$\overline{ON} = \rho \frac{\cos \delta}{\text{tg } \alpha/2} \quad (4)$$

Le triangle rectangle NOL (ON ⊥ OL et ONL = η<sub>M</sub>) donne

$$\overline{OL} = \overline{ON} \text{tg } \eta_M \quad (5)$$

Par A menons AA' ⊥ MQLN. Le plan AA'G étant perpendiculaire au plan MQLN et MNOK nous avons OL = IG; on déduit de (4) et (5)

$$\text{IG} = \rho \frac{\cos \delta \cdot \text{tg } \eta_M}{\text{tg } \alpha/2} \quad (6)$$

AA' étant normal à MQLN, le triangle GAA' est rectangle en A' et l'angle AA'G = η<sub>M</sub>, en outre AG = AI + IG, AI étant la hauteur du triangle OAK et vaut:

$$\overline{AI} = r \cos \delta \quad (7)$$

Comme AA' = AG cos η<sub>M</sub>, de (6) et (7) on déduit

$$\overline{AA'} = \cos \delta \cos \eta_M \left( r + \frac{\rho \text{tg } \eta_M}{\text{tg } \alpha/2} \right) \quad (8)$$

Du triangle rectangle AA'M, (A' = 90°) et des formules (2) et (7) nous avons après transformation:

$$\text{Sin } \omega = \frac{\overline{AA'}}{\overline{AM}} = \frac{\cos \eta_M (r \sin \alpha/2 + \rho \text{tg } \eta_M \cos \alpha/2)}{\rho}$$

Si dans cette formule l'on tient compte de ce que  $\text{tg } \eta_M = \frac{a_t}{2n\rho}$  et du fait que η<sub>M</sub> est un angle petit dont cos η<sub>M</sub> = I on obtient l'expression suivante d'application facile:

$$\text{Sin } \omega_M = \frac{I}{\rho} \left( r \sin \alpha/2 + \frac{a_t}{2n} \cos \alpha/2 \right)$$

0

⊕ Pour un foret D=50mm travaillant à un avance a<sub>t</sub>=1mm/tr pour le point A situé à ρ=4mm de l'axe η<sub>M</sub>=20°20'



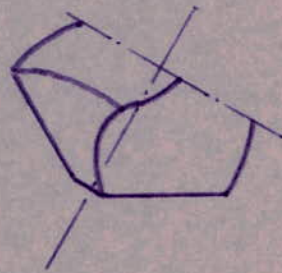
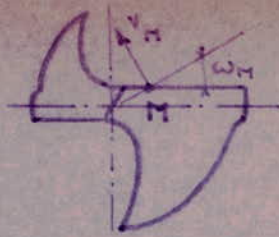


Fig 12

Fig 13

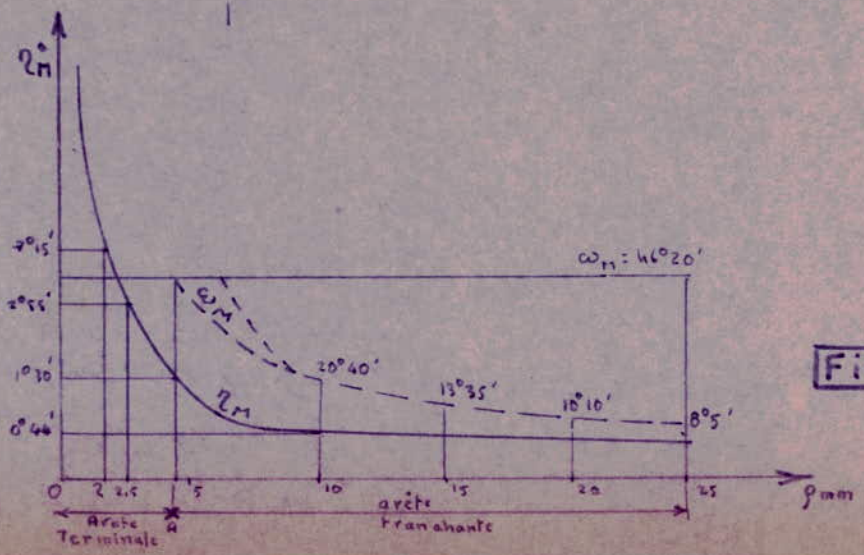
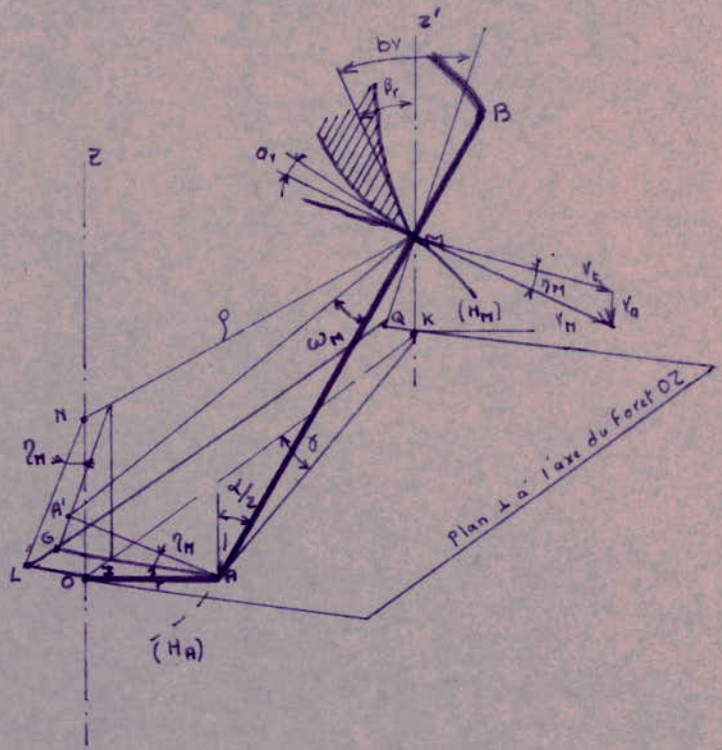


Fig 14

Avec donc

- $r$  = rayon de l'ame du foret
- $\alpha$  = angle de pointe
- $\rho$  = distance de M à l'axe du foret

Elle montre que pour un foret donné le terme  $r \sin \alpha / 2$  est une constante à l'état neuf et tant que l'épaisseur de l'ame n'a pas varié par suite de réaffutages.

Le terme  $\frac{a_t}{2\pi} \cos \alpha / 2$  ne dépend que de l'avance par tour donc, dans l'ensemble l'obliquité d'arête croît avec l'avance et quand M se rapproche de l'axe .

Pour un foret hélicoïdal normal avec  $D=50\text{mm}$   $\alpha = 120^\circ$  et  $2r = 8\text{mm}$  travaillant avec une avance de  $\frac{a_t}{z} = 0,8\text{mm/tr}$  ( valeur importante pour l'acier mais acceptable pour la fonte ) nous avons

- En B:  $\omega_\rho = 8^\circ 5'$
- En A:  $\omega_\rho = 46^\circ 20'$

Le diagramme de la (FIG I4) montre la très grande augmentation de l'obliquité quand M se déplace de la périphérie vers le centre et explique pourquoi les régions centrales de l'arête tranchante coupent mal

la (fig 14) donne  $\omega_M = f(\rho, \alpha)$  pour un foret hélicoïdal normal  
 $D=50$   $\alpha=120$  valeur de  $\omega_M$  et  $\omega_M$  en fctn  $\rho$  pour  
 $a_t = 0,8\text{mm/tr}$ .

D- Action de coupe du foret hélicoïdal

Il ya lieu de considérer l'action des arêtes tranchantes et celle de l'arête terminale.

D-I Action de l'arête tranchante: elle est influencée par les conditions suivantes:

-Vitesse de coupe décroissante de la périphérie au centre, où elle est nulle.

- Angle de pente décroissant de la périphérie à l'ame du foret où il devient même négatif.



- Angle d'obliquité d'arête croissant de la périphérie à l'ame, où il atteint une valeur de l'ordre de  $45^\circ$ .

De ces causes il résulte que la formation du copeau ne se fait pas dans les mêmes conditions tout le long de l'arête tranchante.

Vers la périphérie, où la vitesse et l'angle de pente sont suffisants et l'obliquité faible, l'action de l'arête tranchante peut être assimilée à celle de l'outil élémentaire, taillant en coupe orthogonale, les copeaux obtenus ont aspect comparable à celui habituel.

#### D-2 Action de l'arête terminale

La (FIG 15) montre que pour chaque moitié de l'arête terminale telle que  $OA_1$ , la région de la surface en dépouille du cône d'affutage située en avant de  $OA_1$ , devient en réalité face d'attaque.

Chacune de ces moitiés d'arête terminale travaille avec une pente négative très importante et une vitesse de coupe très faible, voire nulle au centre, où la vitesse d'avance  $V_a$  est prépondérante.

Sous la poussée axiale de l'avance, l'arête terminale pénètre dans la matière et la cisaille sur une épaisseur correspondante à la moitié de l'avance par tour, les copeaux produits se logent d'abord entre la surface en dépouille de l'outil et la cavité de forme en général conique creusée dans la pièce, puis sont évacués par les goujures.

L'action de l'arête terminale se traduit par une forte poussée axiale, que l'on peut réduire en diminuant la longueur de l'arête; comme celle-ci est conditionnée par l'épaisseur de l'ame du foret qui ne peut être réduite pour satisfaire à la condition de résistance mécanique du foret, on pratique un affutage spéciale "l'appointissement de l'ame" soit la (FIG 15)

On peut ainsi faciliter la pénétration de l'arête terminale en diminuant la pente négative le long des portions  $OA_1$  et  $OA_2$  de l'arête, par une correction appropriée de la forme de la surface en dépouille.

Le diagramme (FIG I6) montre l'influence de l'appointissement et de la correction de l'angle de pente d'affutage sur le couple et la poussée axiale.

Le perçage d'un avant trou dont le diamètre vaut environ  $1/4$  de celui du trou à percer, permet de réduire la poussée axiale d'environ 50% mais augmente le temps de perçage.

### E- EFFORTS SUBIS PAR LE FORET HELICOIDAL

Il y a lieu de considerer les efforts de coupe proprement dits et les forces de frottement.

L'ensemble de ces efforts se réduit à un couple et une poussée axiale.

Des appareils dynamometriques ont permis de mesurer leur valeur respective, dans diverses conditions de travail des forets, et d'appliquer les résultats obtenus au calcul des organes de machines et à leur utilisation rationnelle.

#### E-I Effort de coupe

En travail, chaque arete tranchante telle  $A_I B_I$ , subit une réaction de coupe  $R_I$  oblique par rapport à l'axe et appliquée en un point M de l'arete tranchante (FIG I7).

Si les aretes sont symétriques par rapport à l'axe et la matière percée homogène, les deux réactions respectives  $R_I$  et  $R_2$ , pour les aretes 1 et 2, sont symétriques par rapport à l'axe.

Chaque réaction du couple telle que  $R_I$ , peut se décomposer en trois composantes orthogonales telles que :

- $F_{aI}$  : composante axiale qui détermine la poussée axiale sur le foret :  $2F_{aI}$
- $F_{cI}$  : composante tangentielle de coupe qui détermine le couple de perçage :

$$C = 2F_{cI} f$$

$f$  étant la distance du point M à l'axe.



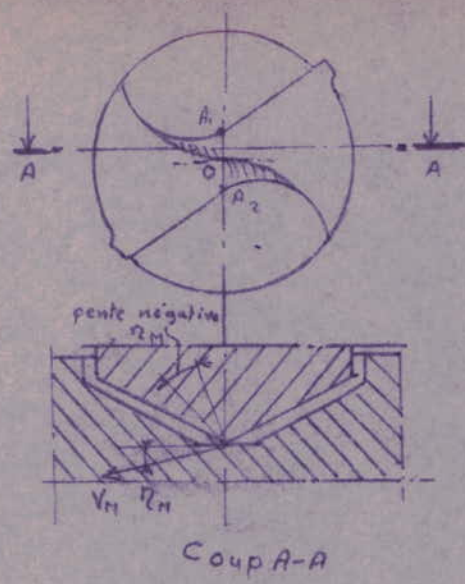


Fig 15°

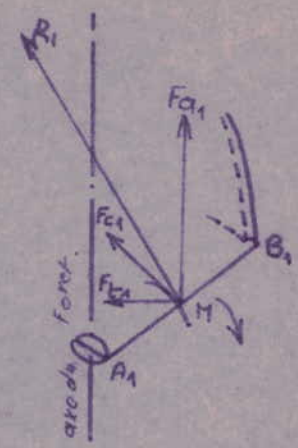


Fig 17

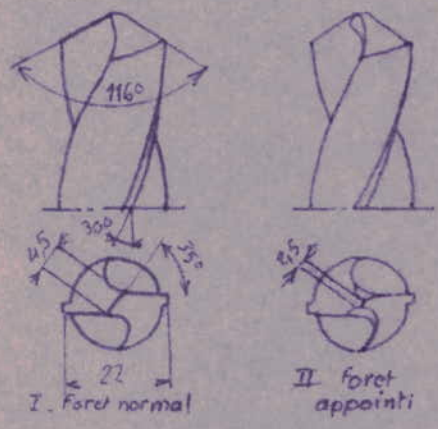
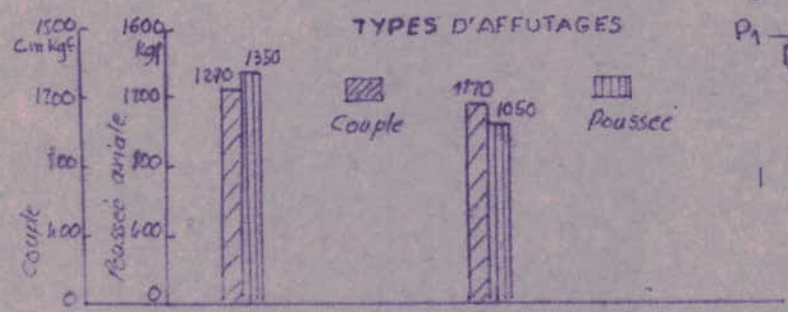


Fig 15°



EFFORTS DE COUPE

Influence de l'affaîssage et de la correction de pente

M. Percé A. matière Ni-Cr R=55 kg/mm<sup>2</sup> A<sub>96</sub> = 22,5  
 Ø D = 22 mm a<sub>t</sub> = 0,56 mm/tri prof. de trou: 50 mm.  
 (d'après Wallichs-Mendelssahn.)

Fig 16

-  $F_{tI}$  : composante transversale, les deux forces  $F_{tI}$  et  $F_{t2}$  appliquées aux tranchants I et 2 sont opposées et s'annulent si les deux tranchants travaillent dans des conditions identiques; si il subsiste une force transversale elle sera égale:

$$\Delta F_t = F_{tI} - F_{t2}$$

et elle est due à la dissymétrie des réactions de coupe  $R_I$  et  $R_2$  par rapport à l'axe du foret; elle sera capable de faire dévier le foret, d'augmenter considérablement le frottement des listels de guidage contre les parois du trou, au point d'amener le grippage des forets. Elle produit en outre une augmentation du diamètre à percer  
CECI JUSTIFIE LA NECESSITE D'AFFUTER LES FORETS SYMETRIQUEMENT

### E-2 Efforts dus au frottement

Il y a lieu de considérer:

- Un couple du au frottement des listels de guidage et des copeaux contre les parois du trou, le frottement des listels est réduit par la conicité inverse et la limitation des longueurs des listels.

- Un couple du au frottement des copeaux remontant dans les goujures ce qui explique l'intérêt de polir celles-ci

Ces deux couples de frottement croissent assez rapidement avec la longueur du trou peré et pour des profondeurs de l'ordre de 10 fois le diamètre le bourrage des copeaux peut accroître le couple de perçage résultant de deux à trois fois sa valeur initiale.

### E-3 Répartition et variation des efforts de coupe

Le diagramme de la (FIG IB) montre la répartition de la poussée axiale et du couple dans une opération de perçage particulière.



### Poussée axiale

On voit que la poussée axiale due à l'arête terminale est du même ordre de grandeur que celle due aux arêtes tranchantes ce qui explique l'intérêt de pratiquer un avant trou dans certains travaux.

La puissance nécessaire à la pénétration du foret est très faible, la vitesse d'avance étant très réduite. Toute fois la connaissance de la poussée axiale permet de calculer les organes assurant l'avance du foret.

### Variation de la poussée axiale :

Le diagramme de la (FIG 19) donne un exemple de variation de la poussée axiale en fonction du diamètre percé, pour différentes avances. On voit que pour une avance donnée la poussée est sensiblement proportionnelle au diamètre percé.

Le diagramme (FIG 20) donne la variation de la poussée axiale par unité de longueur d'arête tranchante, on voit nettement que c'est l'arête terminale qui produit la plus forte poussée axiale

### Couple :

La majeure partie du couple résistant est due à l'action du couple des arêtes tranchantes (FIG 18).

Le couple est par suite la puissance, correspondant à l'action de l'arête terminale, sont faibles car la vitesse et la longueur du bras de levier sont réduits.

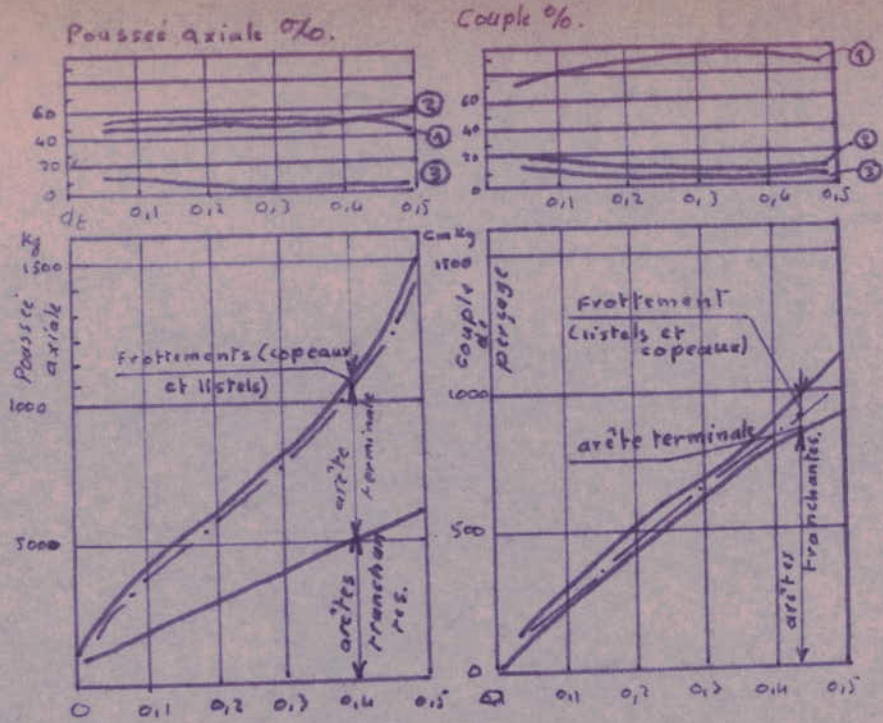
### Variation du couple :

Les diagrammes (FIG 21) et (FIG 22) donnent: le premier la variation du couple en fonction de l'avance par tour, pour divers diamètres des forets, le second la variation du couple en fonction du diamètre percé pour diverses par tour.

Le diagramme (FIG 23) donne la variation de la pression spécifique de coupe en fonction de la distance de la section considérée à l'axe.



① arêtes tranchantes ② arêtes terminales ③ frottement



Répartition de  $F_a$  et du couple

$D = 26\text{mm}$ .  $L = 2D$ . Acier R:  $60-70\text{Kg/mm}^2$ .  
(D'après Dinneber & Stoewer; Bahren)

Fig 18

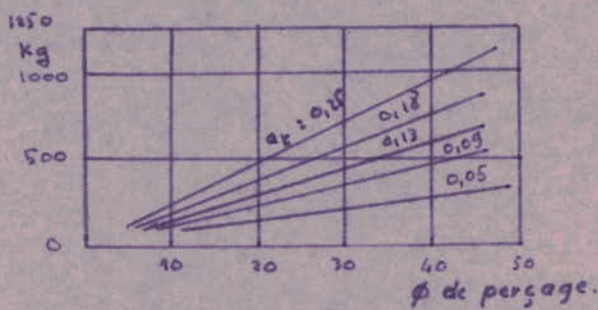
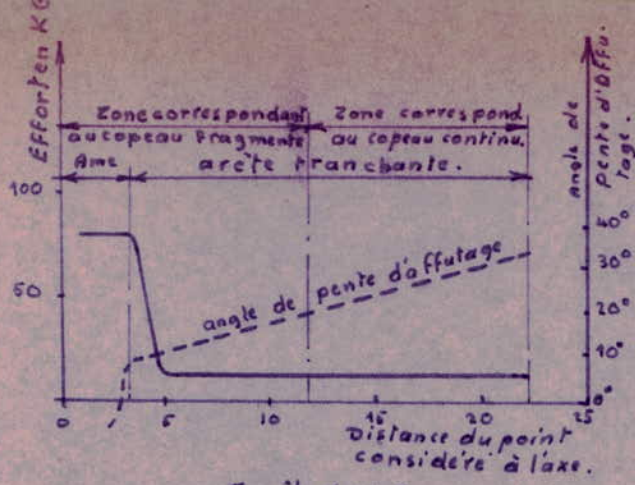


Fig 19

Perçage Acier R:  $60\text{Kg/mm}^2$ .

Poussée axiale pour diverses avances en fonction du  $\phi$ . (Document Renard - Ateliers G.S.P.)



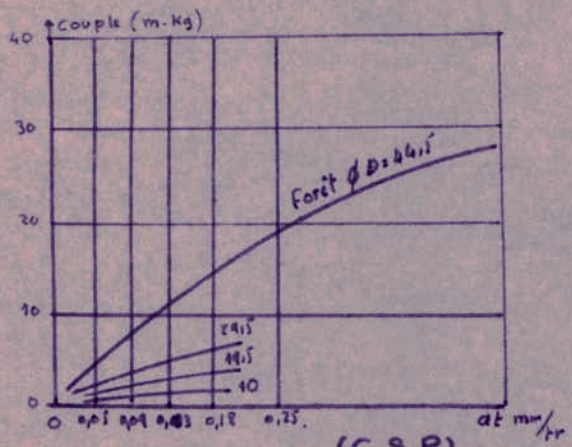


Forêt  $\phi 44,5$ .

Perçage à Sec, Acier au Carbone R:60  
 $a_f = 0,25$  mm/tr.  
 Effort de pénétration par mm, d'arête, en fonction de la distance au centre du point considéré à l'axe.

(Documents: Renard-Ateliers G.S.P.)

Fig 20



(G.S.P.)

Perçage à Sec. Acier Martin.  $V: 16$  m/min.  
 $\nu$  du couple de perçage en fonction de  $a_f$  pour divers  $\phi$  de forêts.

Fig 21

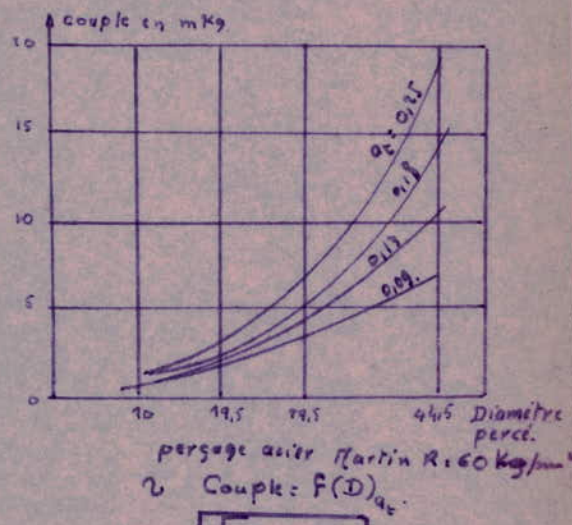
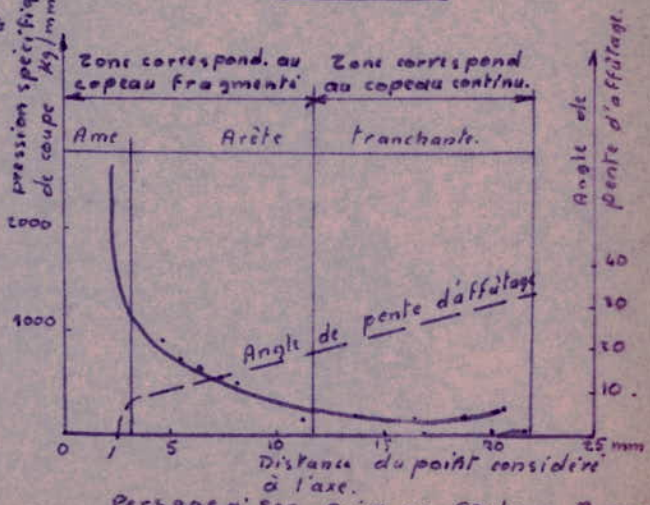


Fig 22

Fig 29



Perçage à Sec. Acier au Carbone R:60  
 $a_f = 0,25$  mm/tr.  $P_{spe}$  pour un copeau de section  $S = 0,925$  mm<sup>2</sup>.

On remarque que dans la zone correspondant au copeau fragmenté et surtout à l'arête terminale (ame du foret) cette pression spécifique est très élevée, en raison de l'angle de pente defectueux et de l'obliquité d'arête importante.

#### F- PUISSANCE NECESSAIRE AU PERÇAGE

Nous avons vu que la puissance nécessaire à la pénétration de l'outil et très faible, la puissance utile à la broche sera déterminée par :

-Le couple de perçage (action de coupe, plus frottement)  
et la

-Vitesse angulaire, fonction de la vitesse de coupe choisie et du diamètre percé.

#### Remarque :

Les explications précédentes montrent qu'il est erroné de déterminer la puissance nécessaire en partant de la section de copeau prélevée ( fixée par  $a_t$  et  $D$  ) de la pression spécifique de coupe admise par les outils élémentaires taillant en coupe orthogonale et de la vitesse de coupe du foret, puisque l'action de coupe du foret n'est pas parfaitement assimilable à celle de l'outil élémentaire.

Seules les mesures faites au dynamomètre permettent de donner des valeurs susceptibles de servir de base.



D'après les travaux expérimentaux du bureau des temps élémentaires ( B.T.E. 8 Rue A. De Vigny Pris 8<sup>ème</sup> ) nous pouvons calculer  $F_u$  et  $F_a$

1°) Puissance utile

La puissance utile absorbée par un perçage est de la forme :

$$P_u = \frac{2 D^2 n a_t}{K}$$

avec : - D : diamètre du foret en mm

n : nombre de tours/minute du foret

$a_t$  : avance en mm/tour

K : coefficient, fonction de la matière à percer

2°) Poussée axiale :

la poussée axiale nécessaire à l'avance vaut :

$$F = K_I (a_t \cdot D)^m$$

avec  $K_I$  et m coefficient, fonction de la matière à percer

les différents coefficients sont donnés par le tableau suivant :

metaux	K	$K_I$	m
Acier A 37	24	97	} 0,85
A 48	"	115	
A 56	"	146	
A 65	"	165	
" 75	20	178	
10 NCG	18	194	
16 NCG	15	246	
25 NCG	12	"	
35 NCG	12	286	
Fte	58	48	
Bronze	70	54	0,75
Alliages légers	100	45	0,75

Tableau III





### CARACTERISTIQUES DE LA TETE MULTIBROCHE

Les broches sont fixées par plaque de soutien préalablement percée aux entr'axes voulus (FIG 26) pour recevoir les broches nécessaires à l'exécution d'une série de pièces ( bloc moteur )  
Ce système est particulièrement intéressant lorsque l'utilisateur doit exécuter un grand nombre de pièces par intérmittance.

### CONSTRUCTION ET MATERIAUX

- Broches en acier Ni-Cr (I6NC6) traitées, réctifiées montées sur roulement à aiguilles et butées à billes combinés INA

-Arbre principal de prise de mouvement canelé en acier NI-Cr (I6NC6)traité monté sur roulement et butée à billes.

- Pignons et roues en acier Ni-CR (I6NC6) à dentures droites réctifiées.

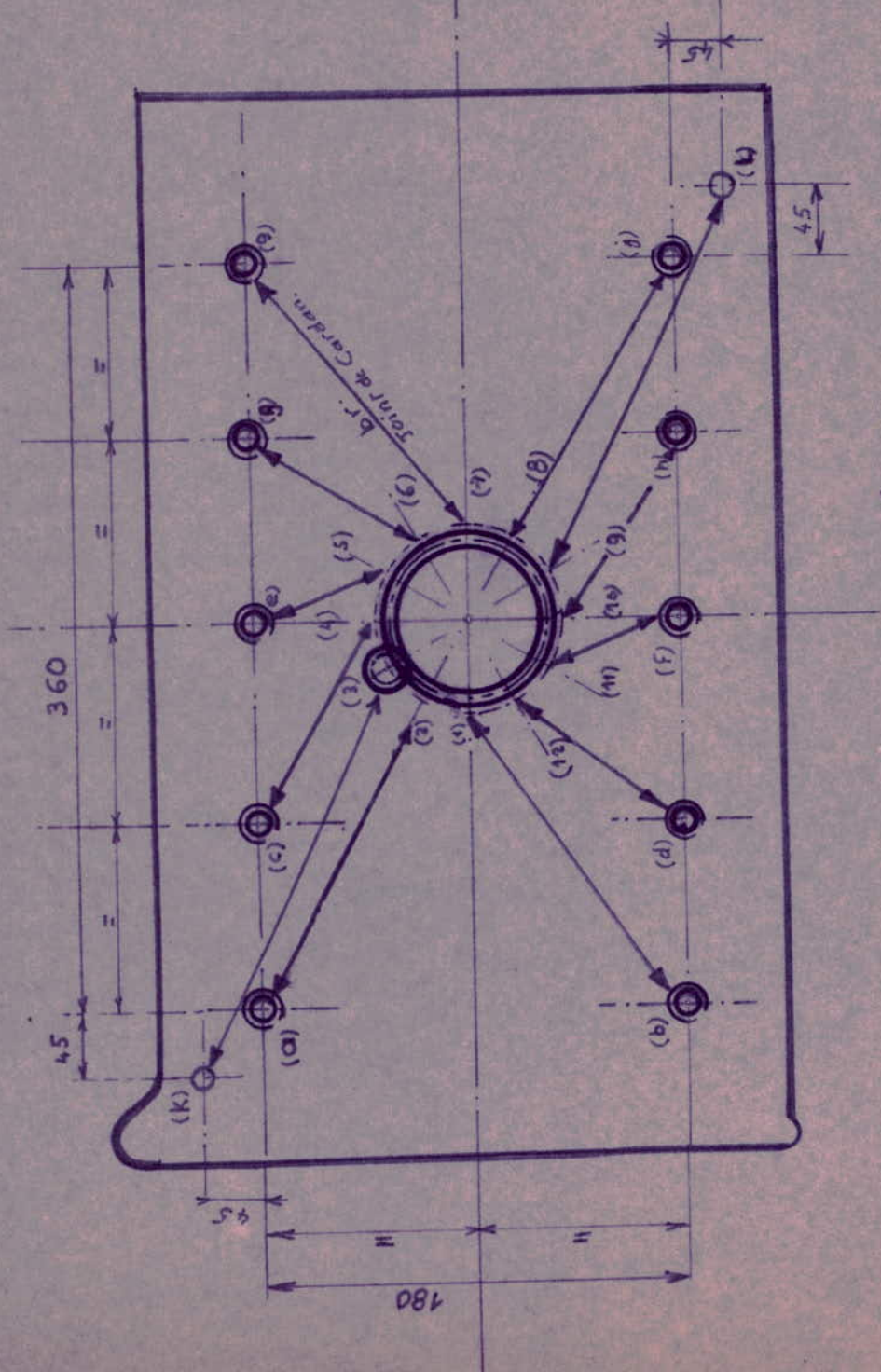
- Cartère en fonte dure (La fonte étant recommandée quand on risque d'avoir des vibrations

### TRAVAIL A REMPLIR

Soit le bloc moteur (FIG 26) en fonte dont HB= 180

$R_{tr} = 23 \text{ Kgf/mm}^2$  on demande de percer 12 trous de diamètre 9mm sur une longueur de 60 mm lesaléser à 9,059 et en tarauder 10 à D = 11 mm au pas de 1,5 mm sur une longueur de 50 mm





Trous	roues d'engrenage
(T)	9
(K)	3
(J)	8
(I)	7
(H)	10
(G)	6
(F)	11
(E)	5
(D)	12
(C)	4
(B)	1
(A)	2

Fig 26

CALCUL DE LA PUISSANCE NECESSAIRE AU PERCAGE D'UN TROU

Nous avons donc de la fonte dont HB = 180,  $R_{tr} = 23$

Nous utiliseront des forets en acier rapide, lubrifiés à l'huile soluble, cet acier sera de I4 à I8 % de tyngstène et leur  $H_{RC} = 60$  à 63 unités; avec:

- Angle de pointe ; ; . . . . . 120°
- Angle d'arête tranchante . . . . . 55°
- Angle de dépouille aux extrémités tranchantes ; . . 20°

On peut donc utiliser une avance de

$$a_t = 0,02 D$$

(d'après R. Stock et C°)

Nous avons un diamètre de 9 mm / logueur de 60 mm

soit que

$$a_t = 0,18 \text{ mm/tr}$$

$$a_{mn} = a_t \cdot \frac{1000 V_c}{3,14 D}$$

Avec les conditions citées ci-dessus remplies nous pouvons adopter un  $V_c = 17 \text{ m / mn}$

(d'après R. Stock et C°)

Ce qui est en concordance avec le diagramme établi par Rhode et Dorrenberg Dusseldorf-Ober Kassel.

Ce qui nous donne

$$\begin{aligned} a_{mn} &= 0,18 \cdot \frac{1000 \cdot 17}{3,14 \cdot 9} \\ &= 108 \text{ mm/mn} \end{aligned}$$

La vitesse de coupe est liée à la vitesse de rotation par

$$V_c = \frac{3,14 \cdot D \cdot N}{1000}$$

Nous tournerons donc à une vitesse de rotation égale:

$$\begin{aligned} N &= \frac{1000 V_c}{3,14 \cdot D} \\ &= \frac{1000 \cdot 17}{3,14 \cdot 9} \\ &= 600 \text{ tr / mn} \end{aligned}$$



Le temps de coupe est de :

$$\begin{aligned} T_c &= \frac{L}{a \cdot v_f} \\ &= \frac{60}{108} \\ &= 0,555' = 31'' \end{aligned}$$

C'est donc le temps mis par la perceuse pour percer les 12 trous.

L'abaque (FIG 25) montre que, pour la fonte dont la dureté Brinell est inférieure à 200, pour le perçage d'un trou à une avance de 0,18 mm/tr et au diamètre de 9mm, il faut une puissance :

$$P_u = 160 \text{ W}$$

et un couple

$$\begin{aligned} C_u &= 2,61 \text{ dm.Kgf} \\ &= 2,66 \text{ m.N} \end{aligned}$$

Calculons maintenant la puissance par la formule expérimentale proposée par le B. T. E. ( Bureau des temps élémentaires, 8 Rue A. de Vigny Paris 8<sup>ème</sup> )

$$P_u = \frac{D^2 \cdot N \cdot a_t}{K}$$

Avec :

- $P_u$  : Puissance utile pour le perçage en Watts.
- $D$  :  $\phi$  du foret en mm
- $N$  : Vitesse de rotation en tr/mn
- $a_t$  : Avance en mm/tr
- $K$  : Coefficient fonction de la matière à percer.

Voyons à titre de curiosité en quelles unités s'exprime  $K$

$$\begin{aligned} P_u &= \frac{\text{m.N}}{\text{s}} = \frac{\text{J}}{\text{s}} = \text{W} \\ \text{W} &= \text{M.L}^2 \cdot \text{T}^{-3} = \frac{\text{L}^3}{\text{T.X}} \end{aligned}$$



X étant la dimension de K

ON trouve

$$X = \frac{M^{-1} \cdot L^{-2} \cdot L^3 \cdot T^3}{T}$$
$$X = \frac{T^2 \cdot L}{M}$$

Soit donc que K est exprimé en  $\frac{mn^2 \cdot m}{Kg}$  en S.I.

Revenons au calcul de  $P_u$ ,

Le tableau III ( Cf plus haut ) donne K pour la fonte égale à

$$K = 58$$

D, N, et  $a_t$  étant connues on peut à partir de la formule

$$P_u = \frac{D^2 \cdot N \cdot a_t}{K}$$

calculer  $P_u$

$$P_u = \frac{(9)^2 \cdot 600 \cdot 0,18}{58}$$

$$P_u = 151 \text{ W}$$

On voit que l'abaque (FIG 25) donne une puissance utile plus grande que 151 W soit  $P_u = 160 \text{ W}$

Ceci provient du fait que l'abaque en question est établi pour les fontes dont HB est inférieure à 200 alors que le coefficient K est donné en valeur moyenne pour toutes les fontes de résistance sensiblement égale; nous adopterons une valeur de puissance utile exigée au moteur de 160 Watts.

Soit donc

$$P_u = 160 \text{ W}$$

Remarque: pour déterminer K d'une manière précise relative à notre fonte il faudrait procéder à des mesures en T.P.

Calculons la puissance utile totale demandée au moteur d'entraînement de broches, pour le perçage des 12 trous:

$$\begin{aligned} P_{u,t} &= 12 \cdot P_u \\ &= 12 \cdot 160 \\ &= 1920 \text{ W} \\ &= 1,92 \text{ KW} \\ &= 2,61 \text{ Cv} \end{aligned}$$

la puissance à fournir par le moteur d'entraînement est

$$P_{u,m} = 2,61 / r$$

$r$  étant le rendement mécanique de la transmission reliant le moteur et les broches; j'ai pris  $r = 0,75$  rendement moyen dans les machines outils de la même catégorie.

soit donc qu'il nous faut une puissance utile que le moteur doit fournir

$$\begin{aligned} P_{u,m} &= \frac{2,61}{0,75} \\ P_{u,m} &= 3,48 \text{ Cv} \end{aligned}$$

Nous adopterons un moteur de puissance 6 Cv pour donner à la perceuse une plage d'utilisation plus intéressante, car elle peut être lancée sur une autre série de pièce dont le métal aura d'autres caractéristiques, il suffira alors de concevoir à fur et à mesure des plaques de soutien ayant les dimensions qu'il faut.

#### CALCUL DE LA POUSSEE AXIALE A VAINCRE POUR POUVOIR PENETRER LA MATIERE

Nous utiliserons aussi la formule proposée par le B. T. E. et qui est :

$$F_a = K_I \cdot (a_t \cdot D)^m$$

Avec  $F_a$ : poussée axiale en Kgf  
 $a_t$ : avance en mm/tr



D :  $\phi$  à percer

$K_I$  et m : Coefficient fonction de la matière à percer.

Le tableau III nous donne  $K_I$  et m pour la fonte

$$K_I = 48$$

$$m = 0,85$$

il en découle :

$$F_a = 48 \cdot (9 \cdot 0,18)^{0,85}$$

$$F_a = 72 \text{ Kgf}$$

soit

$$F_a = 710 \text{ N}$$

Remarque :

Les essais donnant  $K$ ,  $K_I$ , et m (Tableau III) ont été effectués par le B. T. E. avec des forets ayant les mêmes caractéristiques adoptées plus haut pour nos forets.

M. A. Chevalier a proposé des limites empiriques pour  $F_a$  et  $C_u$  pour les ~~matériaux~~<sup>outils</sup> en acier rapide afin qu'ils puissent résister à la compression et à la torsion qui engendrent leur détérioration; soit donc :

a- Effort limite :

$$F_l \leq 20 D^2 \quad D \text{ étant en mm}$$

Vérifions donc

$$F_l \leq 20 D^2 = 1620 \text{ N}$$

c'est bien notre cas

$F_a$  étant égale à 710 N

b- Couple limite

$$C_1 \leq 0,004 D^3$$

$$\text{Soit } C_1 \leq 2,916 \text{ mN}$$

C'est également notre cas puisqu'on trouve

$$C_u = 2,66 \text{ m.N}$$

ce qui est bien inférieure au couple limite  
soit 2,916 m.N

Les calculs des éléments de la boîte se feront selon le cas  
soit avec  $F_a$ ,  $C_u$  et  $P_u$  unitaires soit avec leur valeur totale.

Calcul de la plaque de soutien

Calculons la plaque de soutien à la flexion; nous prendrons une plaque en acier à 0% de nickel recuit.

M. SEELY SMITH propose dans son excellent ouvrage sur la théorie des plaques intitulé "Advanced mechanics of materials (page 236); la formule suivante:

$$y = C \cdot (1 - m^2) \frac{(w \cdot b^4)}{E \cdot \delta^3}$$

Avec

- y = Flèche au centre de la plaque
- C = coefficient dépendant des dimensions

géométriques de la plaque

$$= \frac{0,032}{I \cdot r^4}$$

- $r = \frac{b}{a}$  ; b étant la largeur de la plaque  
a étant la longueur de la plaque

-- w = Charge répartie uniformément sur la plaque

-- E = module d'Young

--  $\delta$  = épaisseur de la plaque

-- m = coefficient de Poisson

Nous avons pris comme valeurs de ces différents paramètres ce qui suit:

$$a = 510 \text{ mm}$$

$$b = 255 \text{ mm}$$

ce qui nous donne

$$r = \frac{255}{510}$$

$$r = \frac{1}{2}$$



soit que

$$C = \frac{0,032}{1 + \frac{1}{(2)^4}} = 3 \cdot 10^{-2}$$

$$m = 0,5, \\ I-m^2 = 0,91$$

$$w = \frac{12,72}{510,255} = 6,4 \cdot 10^{-3}$$

$$b^4 = 42,25 \cdot 10^8$$

$$E = 28 \cdot 10^3$$

$$e = 10_{\text{mm}}$$

$$e^3 = 10^3$$

La flèche sera alors :

$$y = \frac{3 \cdot 10^{-2} \cdot 0,91 \cdot 42,25 \cdot 10^8 \cdot 6,4 \cdot 10^{-3}}{28 \cdot 10^6}$$

soit alors

$$y = 256 \cdot 10^{-4}$$

$$y = 0,0256 \text{ mm}$$

ce qui n'est point dangereux pour la plaque.

Il est à noter que l'ensemble coulissant participa à la flexion de la plaque de par son poids, voyons ce qui pourrait en résulter

Déterminons alors quel doit être le poids de l'ensemble coulissant ou plus exactement jusqu'à quel poids peut-on aller afin que la flèche ne prenne pas des valeurs néfastes pour la sécurité de notre plaque

le poids limite de l'ensemble coulissant est

$$\begin{aligned} P &= w \cdot a \cdot b = 12 F_a \\ &= 135000 \cdot w = 864 \\ w_{\text{maxi}} &= \frac{y_{\text{maxi}} \cdot E \cdot e^3}{C \cdot b^4 (I-m)^2} \end{aligned}$$

nous pouvons nous permettre une flèche maximum de 0,09mm  
ce qui nous donne :

$$\begin{aligned} w_{\text{maxi}} &= \frac{9 \cdot 10^{-2} \cdot 28 \cdot 10^6}{3 \cdot 10^{-2} \cdot 42,25 \cdot 10^8 \cdot 0,91} \\ &= 2,18 \cdot 10^{-2} \end{aligned}$$

soit que

$$\begin{aligned} a \cdot b \cdot w &= 510.255 \cdot 2,18 \cdot 10^{-2} \\ &= 2960 \text{ Kgp} \end{aligned}$$

Il en résulte un poids permis de l'ensemble coulissant de

$$P = 2960 \cdot 864$$

$$P = 2096 \text{ Kgp}$$

c'est ce qu'on ne risque pas de dépasser, disons ni même d'atteindre.

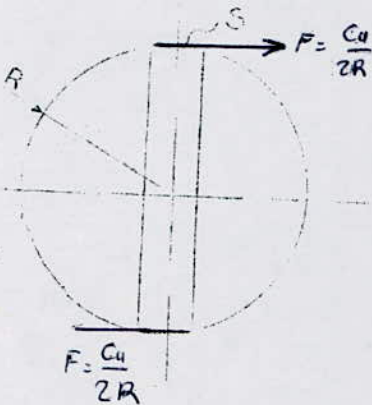
Calcul de la broche d'entraînement du porte foret

La broche est soumise au cisaillement dans deux sections orthogonale à son axe; soit (S) l'une de ces sections soumise au cisaillement, cette section doit vérifier la relation :

$$S = \frac{F}{t}$$

nous prendrons du Stub de résistance pratique  $R_{cis} = 14 \text{ Kg/mm}^2$

nous adopterons un coefficient de sécurité  $s = 3$  car il faut éviter q'une broche ne se rompe ce qui entrainerait la rupture du foret par flambage car il ne couperait plus tout en continuant d'avancer.



Soit donc en tenant compte du coefficient de sécurité  $s = 3$

$$\begin{aligned} t &= \frac{14}{3} \\ &= 4,66 \text{ Kg/mm}^2 \\ &= 45,75 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

Il en découle une section égale à:

$$S = \frac{F}{45,75}$$

F peut être calculée à partir du couple nécessaire au perçage

$$F = \frac{Cu}{2R}$$

avec un rayon  $R = 10$  la force F sera égale à

$$\begin{aligned} F &= \frac{2660 \text{ mm} \cdot \text{N}}{20 \text{ mm}} \\ &= 133 \text{ N} \end{aligned}$$



Il en découle une surface  $S$  égale à

$$S = \frac{133}{45,75} \\ = 2,9 \text{ mm}^2$$

soit un diamètre de broche de

$$d = 1,92 \text{ mm}$$

Le diamètre pris, soit  $d' = 5 \text{ mm}$ , vérifie largement la condition de résistance, avec une marge de sécurité plus accrue.

Calcul de la clavette du foreau (Cf PL N° 02)

C'est la clavette qui transmet tout le couple de perçage au foret elle doit donc résister de par sa section au cisaillement qui en résulte; soit donc:

$$S = \frac{F}{t}$$

l'effort  $F$  est égal à

$$F = \frac{Cu}{R}$$

avec un rayon égal à  $R = 9 \text{ mm}$

$$F = \frac{2660 \text{ mm} \cdot \text{N}}{9 \text{ mm}} \\ = 295,5 \text{ N}$$

Prenons une clavette en acier forgé de résistance

$$R_{\text{cis}} = 14 \text{ Kg/mm}^2$$

avec un coefficient de sécurité  $s = 3$

$$t = \frac{14}{3} \\ = 4,66 \text{ Kg/mm}^2 \\ = 45,75 \text{ N/mm}^2$$

Il en découle une section  $S$  telle que:

$$S = \frac{295,5}{45,75}$$
$$= 6,46 \text{ mm}^2$$

nous prendrons une clavette normalisée telle que

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

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

Ce qui vérifiera amplement à la condition de résistance.

#### Calcul de la queue du foreau

Cette partie du foreau est soumise à la torsion, c'est la couple de perçage qui engendre cette sollicitation; soit donc

$$M_t = 6u = 2660 \text{ mm.N}$$

La résistance à la torsion peut être

évaluée dans la rapport de 0,6 avec

la résistance à la traction, soit donc

$$t_t = 0,6 R_{tr, \text{comp.}}$$

prenons un acier au Ni-Cr

$$\text{tel que } R_{tr} = 50$$

$$T \quad t_{tr} = 0,6.50$$

$$= 30$$

prenons toujours un coefficient de sécurité  $s=3$

$$t_p = \frac{t}{3}$$

$$= 7,5 \text{ kg/mm}^2$$

$$= 73,6 \text{ N/mm}^2$$

La condition de résistance est:

$$t_p = \frac{Mt}{3,14 D^3} \\ = \frac{16 \cdot Mt}{3,14 D^3}$$

Il en découle que

$$D = 1,7 \left( \frac{Mt}{t_p} \right)^{\frac{1}{3}} \\ = 1,7 \sqrt[3]{\frac{2,66 \cdot 10^3}{73,6}} \\ D = 1,7 \sqrt[3]{36,18} \\ = 5,64 \text{ mm}$$

Nous devons avoir donc le plus petit diamètre de la broche supérieur à 6mm

Voyons ce qu'il en est pour les déformations élastiques  
Calculons pour cela  $\theta$  angle de torsion relative de deux sections  
situées à 1mm de distance l'une de l'autre

La formule de Barré ST Venant nous donne  $\theta$

$$\theta = \frac{Mt}{3,14 d^4 \cdot G} \cdot \frac{1}{32}$$

avec  $Mt = 2660 \text{ mmN}$

$d = 12 \text{ mm}$  ( je considère d'abord à la portée  
 $d^4 = (12)^4$  des roulements )

$$= 20736 \text{ mm}^4$$

$$G = 9 \text{ 000 Kg/mm}^2$$

$$= 88 \text{ 000 N/mm}^2$$



Il en résulte donc un  $\alpha$  égal à

$$\alpha = \frac{32.2660}{3,14.20736.10000}$$

$$\alpha = 0,25 \cdot 10^{-4} \text{ rd/mm}$$

soit que

$$\alpha = \frac{180.0,25 \cdot 10^{-4}}{3,14}$$

$$\alpha = 0,0015 \text{ } ^\circ/\text{mm}$$

ce qui nous donne pour une longueur de 32mm une déformation angulaire de

$$\beta = \alpha \cdot L$$

$$\beta = 0,0083.32$$

$$\beta = 0,0265 \text{ } ^\circ$$

ce qui est acceptable pour l'acier que nous avons choisi.

Calculons le chapeau de la bague en bronze, abritant le roulement dans la plaque de soutien.

Cette bague a été conçue en vue de permettre de monter le roulement dedans et non sur la plaque de soutien directement soit donc pour des commodités purement techniques. Cette bague sera ensuite bloquée sur la plaque de soutien

J'ai adopté des roulements combinés I.N.A. pour les qualités qu'ils ont, de ces qualités on peut citer l'aptitude de supporter des charges radiales et axiales.

Je prends un roulement de diamètre de bague extérieure  $D=30\text{mm}$

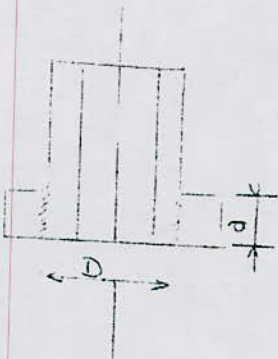
Le chapeau est soumis au cisaillement sous l'effet de la charge  $F_a$  qui est la poussée axiale à vaincre.

La surface cisailée est

$$S = 3,14 \cdot D \cdot a$$

J'ai adopté  $D = 30\text{ mm}$

$$S = 94,20 \cdot a$$



Prenons la bague en Bronze ordinaire 88-12  
soit (Cuivre 88 - Etain 12)

$$R = 10 \text{ Kgf/mm}^2$$

Prenons toujours  $s = 3$

ce qui nous donne

$$t_{\text{cis.}} = 3,5$$

Il faut donc que

$$S = \frac{Fa}{t}$$

soit donc

$$a = \frac{72}{3,5,3,14,30}$$

Nous prndrons donc  $a = 3 \text{ mm}$

### Butée à billes

J. Muller propose la formule

$$p = \frac{P}{N} = \frac{P}{K \cdot d^2}$$

- avec
- P: effort supporté par toutes les billes en Kgf
  - N: Nombre des billes
  - K: coefficient
  - d: diamètre des billes
  - p: charge supportée par une bille en Kgf

le coefficient  $K$  peut se calculer ainsi:

$$K = \left( \frac{50}{n} \right)^{\frac{1}{2}}$$

nous avons une vitesse de rotation  $n = 600 \text{tr/mn}$

ce qui nous donne un  $K = 0,288$



prenons un diamètre de billes de 4 mm

ce qui nous donne un nombre de billes égale à

$$N = \frac{72}{0,288 \cdot 16}$$

$$N = 15$$

c'est une limite inférieure

Nous choisirons un roulement combiné I.N.A. qui possède ces caractéristiques.

On aura peut-être à moyennner un compromis.

### Calcul de la goupille de liaison du joint de Cardan - broche

Le chapeau est donc lié à la broche au moyen d'une goupille en bronze de  $R = 10 \text{ Kgf/mm}^2$

nous adopterons un coefficient de sécurité de 1,5 car la goupille est appelée à se rompre avant que d'autre organes plus précieux ne le soient.

nous aurons donc

$$\begin{aligned} t &= \frac{10}{1,5} \\ &= 6,66 \text{ Kgf/mm}^2 \\ &= 65,5 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

le cisaillement est engendré par l'effort tangentiel généré par le couple de perçage soit F

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

D sera comme nous l'avons vu plus petit que le diamètre du fond de filet et plus grand que 6mm

soit donc  $D = 9 \text{ mm}$  ce qui est bien inférieur à 9,54 qui le diamètre du fond de filet.

Il en découle un effort de cisaillement F égal à

$$F = \frac{2660}{9}$$
$$= 296 \text{ N}$$

la section de la goupille sera donc

$$S = \frac{F}{t}$$
$$= \frac{296}{65,5}$$
$$= 4,5 \text{ mm}^2$$

soit que

$$d = 2,4 \text{ mm}$$

la goupille servira donc de limiteur de couple

### Calcul du croisillon

Voyons quel doit être le diamètre des portées logées dans le chapeau receptr du cardan

Ces portées sont soumises au cisaillement sous l'effort engendré par le couple de perçage, soit F

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

nous prendrons  $D = 10 \text{ mm}$

ce qui nous donne

$$F = 266 \text{ N}$$

Prenons un coisillon en acier IONC6

pureté h soit

- Carbone 0,11
- Manganaise 0,9
- Silicium 0,4

Un tel acier aura une résistance

$$R_{\text{cis.}} = 45 \text{ Kgf/mm}^2$$

avec un coefficient de sécurité  $s = 3$  nous aurons

$$t = 15 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$= 147 \text{ N/mm}^2$$

La section du croisillon doit donc être supérieure à

$$S = \frac{266}{147}$$

$$S = 1,82 \text{ mm}^2$$

soit un diamètre de

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

nous prendrons pour les quatre tourillons  $d = 6 \text{ mm}$

On sera toujours en sécurité quand la perceuse traillera autre chose, car elle est, comme toute machine-outil, appelée à le faire.

#### Calcul des arbres du joint de Cardan.

Nous adoptons des joints de Cardan à longueurs variables car pour chaque plaque de soutien, soit donc pour chaque série de moteur il faut une certaine disposition, donc des longueurs différentes

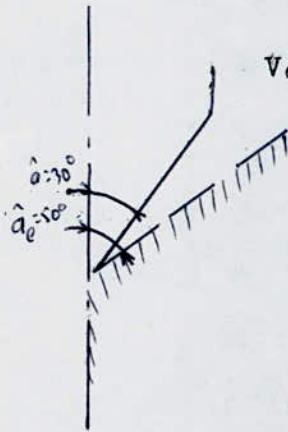
Les efforts dans chaque joint dépend évidemment de l'angle d'obliquité de celui-ci; le cas le plus défavorable est bien entendu dans notre cas, celui du joint (K-3) Voir (FIG 26). Son angle d'obliquité est d'ailleurs près de l'angle limite au delà duquel la transmission par joint de Cardan n'est plus possible, et qui est de  $\hat{\alpha}_1 = 50^\circ$



Nous avons donc  $\hat{a} = 35^\circ$  (voir fig ci-contre)

le couple dans l'arbre du joint est une fonction sinusoidale du couple transmis à la broche, soit du couple de perçage :

$$C = \frac{C_u}{\cos a}$$



Vérifions :

Pour  $\hat{a} = 0^\circ$

$$C_u = C \cos 0^\circ = C$$

Pour  $\hat{a} = 90^\circ$

$$C_u = C \cos 90^\circ = 0$$

En effet on ne peut transmettre dans ces conditions.

Pour notre cas

$$C = \frac{2660}{\cos 35^\circ} = 3120 \text{ mmN}$$

Dans le joint il y a donc un couple de 3120 mmN

Calculons alors les arbres afin qu'ils résistent à ce couple de torsion.



$$\frac{T}{V} = \frac{3,14}{32} \frac{D^4 - d^4}{\frac{D}{2}} = \frac{C}{t_{\text{tor.}}}$$

Prenons  $R_{\text{tr.}} = 80 \text{ Kg/mm}^2$

soit que les arbres du joint sont en acier IONC6

Prenons  $R_{tor} = 0,6 R_{tr} = 0,6 \cdot 80 = 48 \text{ Kgf/mm}^2$

$$t = \frac{48}{3} = 16 \text{ Kgf/mm}^2$$
$$= 157 \text{ N}$$

$$M_{tor} = C = t \cdot \frac{3,14}{16} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D}$$

Soit que

$$D^4 = 199 D \underline{\underline{d^4}}$$

prenons  $d = 10 \text{ mm}$

et vérifions le cas avec l'arbre intérieur

$$t = \frac{M_{tor}}{\frac{3,14}{16} d^3}$$

il en résulte

$$t = 15,6 \text{ Kgf/mm}^2$$

ce qui est bien inférieur à  $t = 16$  que nous avons pour le métal choisi.

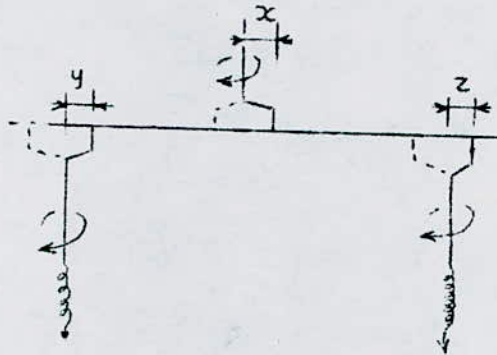
l'inéquation établie est largement vérifiée en prenant  $D = 18$ . Nous trouvons des joints ayant ces caractéristiques fournis par GALAEN-ZER SPICER.

Etude dynamique de la transmission BROCHE-MERE -- BROCHES

J'ai adopté un entraînement des broches à partir de la broche mère au moyen d'engrenages car c'est plus pratique et plus facilement réalisable; néanmoins d'autres systèmes existent ou existaient, et ont l'avantage d'être plus silencieux. De ces systèmes citons :

- Système d'entraînement par excentriques
- Système d'entraînement par courroies, bien que n'est plus utilisé

Bien que silencieux, le système d'excentriques a le défaut d'exiger une précision de fabrication assez coûteuse car il faut absolument veiller à ce que  $X = Y = Z$ , sinon il y a risque de coincement néfaste pour le mécanisme ( Cf FIG ci-contre ). J'ai donc préféré la commodité au " SILENCE".



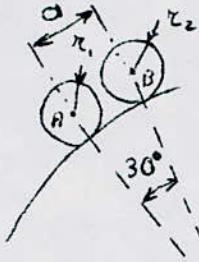
J'aurai donc une roue centrale de prise de mouvement et douze roues réparties tout au tour.

Une répartition logique serait d'en placer une chaque  $30^\circ$

Les roues seront reliées au broches comme il est indiqué sur le (FIG 26)

Nous prendrons, pour des raisons pratiques, les diamètres des roues tels que





a, supérieure à  $r_1 + r_2$   
avec  $(AO, OB) = 30^\circ$   
voir Fig ci-contre.

Une construction géométrique nous confère

$R = 84$  mm soit un diamètre  $D = 168$  mm

$r_i = 24$  mm soit un diamètre  $d_i = 48$

Le rapport des vitesses de la transmission est donc

$$k = \frac{R}{r_i} = \frac{N}{n}$$

$N$  et  $n$  étant les vitesses respectivement des broches et de la broche mère.

Soit donc

$$k = \frac{168}{48}$$

$$k = 3,5$$

Nous avons trouvé plus haut que pour nos conditions de coupe, il faudrait tourner à une vitesse de 600 tr/mn, il en découle que la broche mère devrait tourner à une vitesse de :

$$n = \frac{N}{k} = \frac{600}{3,5}$$

$$n = 170 \text{ tr/mn}$$

puissance est une fonction du couple et de la vitesse angulaire de l'engrenage considéré

$$\text{donc: } P = C_1 w_1 = C_2 w_2$$

Les indices 1,2 se rapportant respectivement à la roue motrice et à la roue réceptrice

Il en découle de par alors:

$$C_2 = C_I \cdot k$$

$$C_2 = 9,410 \text{ mN}$$

La denture sera calculée comme si la roue centrale n'entraîne qu'une seule broche; le couple total étant en effet réparti sur les douze broches, Ce couple total n'est à considérer que dans le calcul des organes au-delà de la roue centrale, vers le moteur.

L'action de la roue centrale sur la roue menée se traduit par une force  $F$  ( que nous considérerons, après supposition, appliquée au milieu de la denture, en largeur) dirigée suivant la normale commune aux dentures en leur point de contact.

Nous pouvons donc écrire que pendant tout l'engrenement cette roue  $F$  a comme support la ligne d'action  $\Delta$ .

Plaçons nous au point de contact particulier (I) et décomposons  $\vec{F}$  suivant la tangente commune au cercle primitif  $c_1$  et  $c_2$  et suivant la ligne des centres  $O_1O_2$  nous obtenons ainsi:

a) Composante tangentielle  $T$

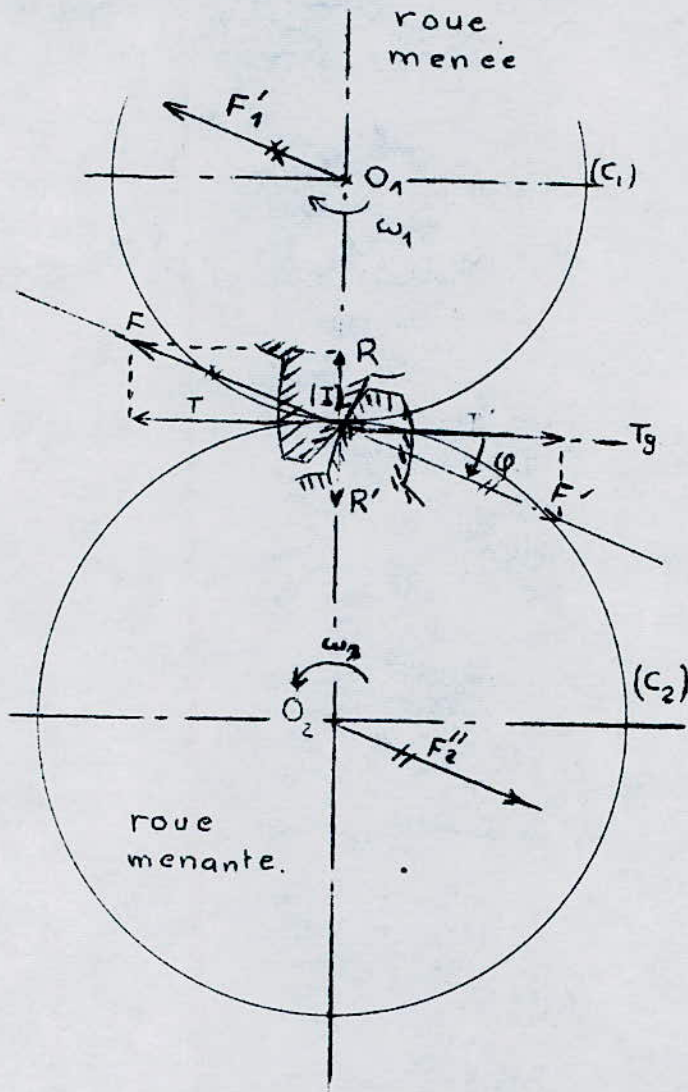
$$\begin{aligned} T &= \frac{C}{R_I} \\ &= \frac{2660}{24} \\ &= 110 \text{ N} \end{aligned}$$

b) Composante radiale  $R$

$$R = T \cdot \operatorname{tg} \varphi$$

c) Nous pouvons ainsi évaluer  $F$  en fonction de  $T$  et  $\varphi$

$$F = \frac{T}{\cos \varphi}$$



$I$  : point d'engrenement  
 $\varphi$  : angle de pression  
 $C_1$  et  $C_2$  : Cercle d'engrenement



Remarques

1°) Nous constatons que pour un certain angle de pression la force  $F$  et , il va de soit, ses composantes ont une intensité constante

2°) La force  $F$  est l'action de la roue menante sur celle menée; inversement, la réaction de la roue menée sur la roue menante se traduit par une force  $F'$  égale et directement opposée à  $F$ , dont les deux composantes  $T'$  et  $R'$  sont respectivement opposées à  $T$  et  $R$

Voyons ce qu'il en est pour les paliers des arbres des roues menante et menée

A) Pour <sup>l'arbre.</sup> ~~le palier~~ de prise de mouvement il n'y aura pas de sollicitation à la flexion car par symétrie les efforts engendrant cette sollicitation s'annulent deux à deux; il en résulte donc le fait que l'arbre moteur n'est soumis qu'à la torsion résultant du couple moteur qui est

$$C_m = I_2 C_u \cdot k$$

B) Les arbres des roues menées sont par contre soumis à la flexion et à la torsion également, soit donc qu'il doivent être calculés à une sollicitation composée FLEXION-TORSION

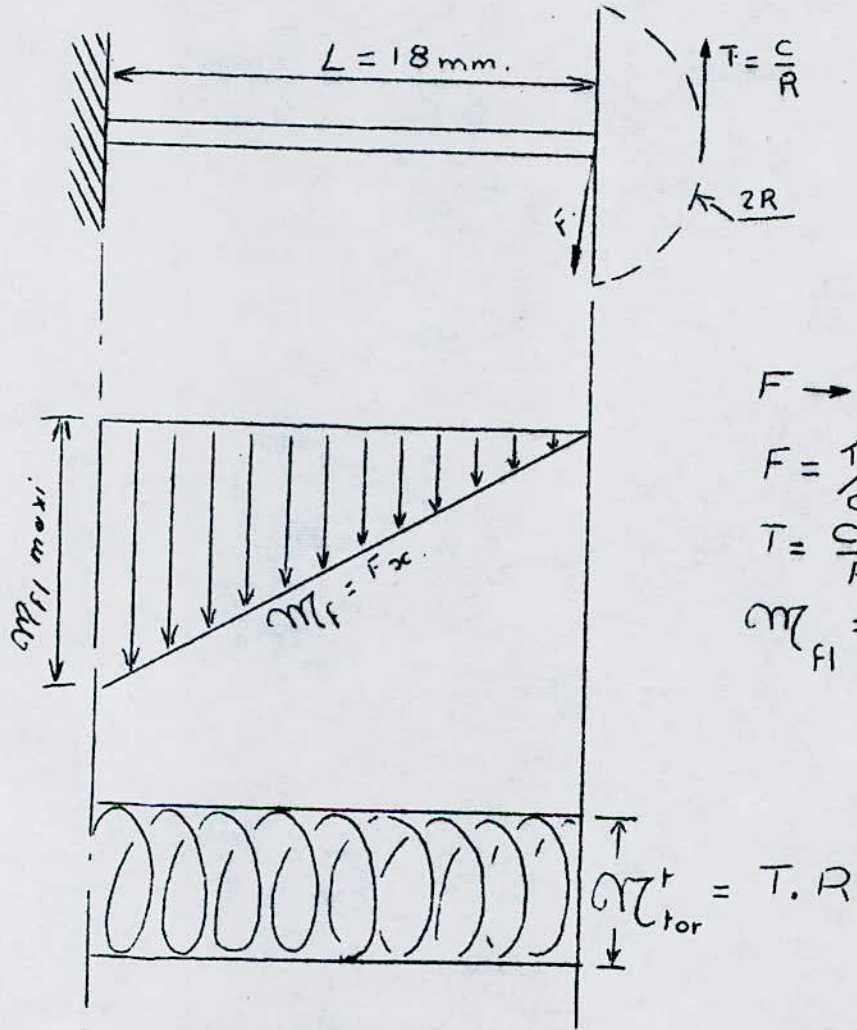
Les éléments de réduction du système de force formé par le vecteur  $F$  de support  $\Delta$  au point  $O_2$  de l'arbre de la roue menée sont

- I vecteur  $F_2$  équipollent à  $F$
- I vecteur moment dont l'intensité est égale au produit

$$F \cdot R_2 \cos \varphi = T \cdot R_2$$

L'effet de la force  $F$  sur l'arbre de la roue menée se traduit donc par un effort de flexion, qui normal à l'axe de l'arbre, et par un couple de torsion d'intensité

$$M_{tor} = T \cdot R_2$$



$$F \rightarrow \sigma_F$$

$$F = \frac{T}{\cos} = \frac{C_u}{\cos} \cdot \frac{1}{R}$$

$$T = \frac{C_u}{R} = \frac{C_u}{24}$$

$$\sigma_{Fl} = F \cdot L$$

$$\sigma_{eq}^+ = \sqrt{(FL)^2 + (T \cdot R)^2}$$

T.R

F.L

Calculons donc cet arbre afin qu'il résiste à la sollicitation composée dont il fait l'objet :

$$M_f = F.l = T/\cos \cdot l$$

ce moment de flexion est maximum à l'encastrement , soit pour

$$l = L = 18 \text{ mm}$$

soit alors en prenant un angle de pression de  $20^\circ$

$$M_f = \frac{2660}{24 \cdot \cos 20^\circ} \cdot 18$$

$$M_f = 2,12 \text{ mN}$$

le moment de torsion est égal à

$$M_t = 2,66 \text{ mN}$$

Dans le cas des sollicitations composées il y a lieu de considérer la résistance équivalente  $R_{\text{éq}}$ , qu'on prend en général égale à  $R_{\text{tr}}$ , et est égale à

$$R_{\text{éq}} = \left( R_{\text{fl}}^2 + 4t_{\text{to}}^2 \right)^{\frac{1}{2}}$$

Avec  $R_{\text{fl}} = \frac{M_f}{\frac{I}{V}}$

$$t_{\text{to}} = \frac{M_{\text{to}}}{\frac{I_o}{V}}$$

Il en résulte une  $R_{\text{éq}} = \sqrt{\frac{(\sigma_{\text{fl}})^2}{\left(\frac{\pi d^3}{32}\right)^2} + (2)^2 \frac{(\sigma_{\text{tor}})^2}{\left(\frac{\pi d^3}{16}\right)^2}}$



On définit ainsi un moment idéal équivalent

$$M_{i, \text{éq}} = \sqrt{M_f^2 + M_{to}^2} = 3400 \text{ mmN}$$

Et en prenant la  $R_{\text{éq}}$  inférieure ou égale à la  $R_{\text{tr}}$  ( Cours de R.D.M. de M. A. Rojnatowsky) le diamètre de l'arbre est alors donné par l'expression:

$$d = \left( \frac{32}{3,14} \cdot M_{i, \text{éq}} / R_{\text{tr}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Nous prendrons nos arbres en acier à cémenter recuit soit d'une  $R$

$$R_p = 40 \text{ Kgf/mm}^2 \text{ à la traction}$$

$$\begin{aligned} R_{\text{tr}} &= 40 / 3 = 13,33 \\ &= 131 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

Nous aurons donc

$$d = 2,16 \left( \frac{3400}{131} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 6,4 \text{ mm}$$

Nous prendrons pour compenser le fait qu'on a considéré le rendement de cardan égal à un, et creux de la clavette, un diamètre égal à

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

#### Calcul de la clavette

Il s'agit de la clavette de liaison de l'arbre avec la roue menée

Prenons une clavette en acier forgé à bouts ronds

$$t_{ci} = \frac{F}{a \cdot l}$$

Prenons une longueur

$$l = 10 \text{ mm}$$

et calculons  $a$

$$\text{pour l'acier forgé } R_{ci} = 19 \text{ Kgf/mm}^2$$

Il en découle

$$\begin{aligned} t_{ci} &= 19/3 \\ &= 6,35 \text{ Kgf/mm}^2 \\ &= 62 \text{ N} \end{aligned}$$

la force engendrant le cisaillement est

$$\begin{aligned} F &= C / R \\ &= 2660 / 12 \\ &= 220 \text{ N} \end{aligned}$$

il faut donc que  $a$  soit supérieur à

$$a > a' = 220 / 62. 10$$

Nous prendrons de par alors une clavette normalisée ayant

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

$$l = 10 \text{ mm}$$

Calcul de la denture

Nous avons donc adopté, plus haut un angle de pression de  $20^\circ$

La Fig ci-contre représente la section d'une dent par un plan normal à l'axe de la roue et passant par le plan moyen de la largeur de la denture. La dent conjuguée sur celle-ci une poussée  $F$  que nous avons calculée et est égale à  $T / \cos 20^\circ$

Soit donc

$$F = III / 0,94 \\ = 118 \text{ N}$$

Nous ferons les hypothèses suivantes

-. Il n'y a qu'un seul couple de dent en contact et la poussée  $F$  sera supposée appliquée au sommet de la dent

-. Le support de  $F$ , l'axe  $yy'$  de la dent en  $A$  soit  $T$  la composante de  $F$  qui est perpendiculaire à  $yy'$  est appliquée en  $A$  c'est l'effort de flexion auquel est soumise la dent, comme  $\cos \alpha$  est voisin de  $\cos \varphi$  l'effort de flexion a donc une valeur que nous supposons égale à l'effort tangentiel sur le cercle primitif

Soit donc

$$T = 111 \text{ N}$$

Le problème revient donc à calculer la résistance à la flexion d'une poutre encastree de longueur  $L$  dont la section est représentée sur la fig ci-dessus; La fatigue  $t$  à la flexion dans la section d'encastrement (S) est donnée par la formule

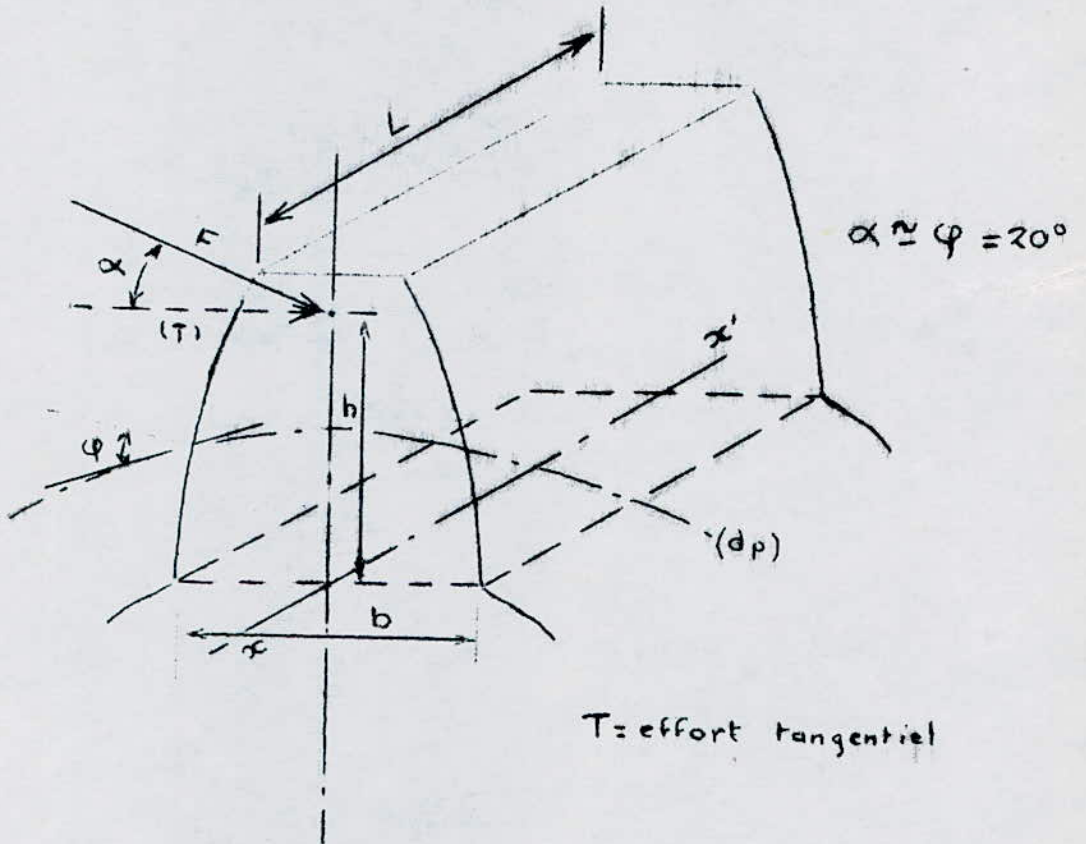
$$t = \frac{M_f}{\frac{I}{V}}$$

le moment de flexion est égal à

$$M_f = T \cdot h$$

avec  $I/V$  = module d'inertie ou module résistant de la section





T = effort tangentiel appliqué sur la dent

h = distance du point d'application de T à l'encastrement

$$I / V = b^2 L / 6$$

Nous obtenons ainsi t :

$$t = 6 T / b^2 \cdot h / L \quad (I)$$

Nous prendrons comme l'indique M. Henriot

$$h = 2,1 \text{ m}$$

$$b = 1,2 \cdot 3,14 \cdot m / 2$$

$$= 0,6 \text{ m}$$

m étant le module de la denture et est précisément à déterminer

l'équation (I) devient alors

$$t = \frac{6 \cdot T \cdot 2,1 \text{ m}}{L \cdot 0,36 \cdot (3,14 \cdot m)^2}$$

Nous prendrons la valeur indiquée par M. Henriot de t soit

$$t = 4 \cdot T / L m$$

nous pouvons alors en déduire m

$$m = 4 \cdot T / L \cdot t$$

Je prendrai mes engrenages dans un acier au Ni-Cr soit l'acier  
IO NC 6 de  $\sigma_{cis} = 40$

soit que

$$t = 40 / 3$$

$$= 13 \text{ Kgf} / \text{mm}^2$$

Prenons une longueur  $L = 20\text{mm}$

Il en résulte un module de :

$$m = \frac{III}{20} = 1,3$$

$$= 1,7$$

Nous prendrons un modul normalisé

$$m = 2,5$$

Le tableau suivant donne les caractéristiques des engrenages :

Caractéristiques géométriques	module (m)	pas circonf. (p)	Saillie (s)	épaisseur (e)	hauteur (h)	Creux (c)	Diam. primi. (Dp)	Diamètre intérieur (Di)	Diam. ext. (De)	Longueur (L)	(N) vitesse de Rot.	Nb de dent (Z)
roue menée	2,5 mm	7,85 mm	2,5 mm	3,93 mm	5,62 mm	3,12 mm	168 mm	161,75 mm	173 mm	20 mm	600 tr/min	67
roue menante	2,5 mm	7,85 mm	2,5 mm	3,93 mm	5,62 mm	3,12 mm	48 mm	41,75 mm	53 mm	20 mm	171 tr/min	20



Calcul de l'arbre de prise du mouvement

Cet arbre transmet un couple engendrant une sollicitation de torsion

Ce couple total est égal à

$$C_t = 12 \text{ Cu. k}$$

$$= 113 \text{ mN}$$

Prenons l'arbre, canelé, en acier au Ni-Cr soit 12 NC 12 de résistance  $R_{tr} = 90 \text{ Kgf} / \text{mm}^2$

et prenons  $R_{tor.} = 0,6 R_{tr}$

$$\text{soit } R_{tor} = 54 \text{ Kgf} / \text{mm}^2$$

d'où

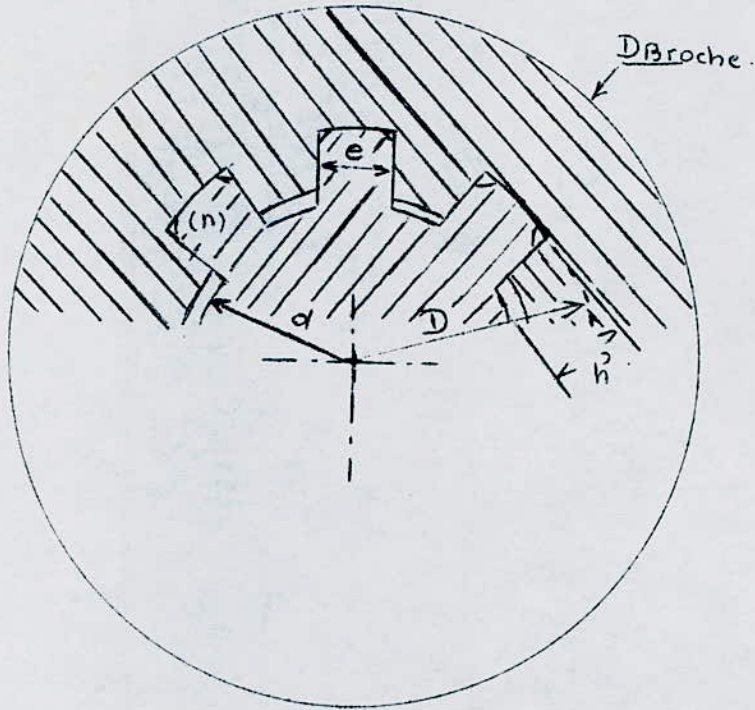
$$\begin{aligned} t_{tor} &= 54 / 3 \\ &= 18 \text{ Kgf} / \text{mm}^2 \\ &= 176 \text{ N} / \text{mm}^2 \end{aligned}$$

Le diamètre résistant à la torsion est donné par

$$\begin{aligned} d &= 1,7 \left( \frac{M_{to}}{t} \right)^{\frac{1}{3}} \\ &= 1,7 \cdot (113/176)^{\frac{1}{3}} \cdot 10 \\ &= 1,7 \cdot 10 \cdot (0,64)^{\frac{1}{3}} \\ &= 14,8 \text{ mm} \end{aligned}$$

Nous prendrons un arbre à canelures normalisées soit le tableau suivant:

Nous prendrons la broche mère avec un diamètre extérieur égal  
à  $D = 35$  mm Elle sera en acier également au Ni-Cr mais en I6NC6



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

$d$	$D$	nombre de canelures (n)	$e$	$L \geq 2,5d$
21 mm	25 mm	6	7,2 mm	55 mm



Calcul de certains éléments principaux de la perceuse

La perceuse sera munie de quatre moteurs

- Un moteur d'entraînement des broches ayant deux vitesses:  $750 \text{tr/mn}$   
 $3000 \text{tr/mn}$
- Un moteur d'avance: Avance et retour rapide  
Avance et retour normale
- Un moteur d'entraînement de la pompe de lubrification
- Un moteur d'entraînement de la pompe de graissage

La perceuse sera à corps coulissant, le mouvement de rotation est transmis à la broche mère par l'intermédiaire d'un variateur de vitesses donnant une gamme de vitesses allant de 0 à 2000 tr/mn; la variation de vitesses s'obtient en manipulant la manette repérée (5) dans la planche N° 02, dans le sens (+) ou (-); on commandera de par cela un galet tendeur au moyen d'un couple d'engrenage hélicoïdaux et d'ancres sans fin. ~~ou au moyen d'un mécanisme à double et à un pignon classique à mouvement irréversible~~ afin de maintenir les vitesses armées, la course du système est limitée. La poulie à diamètre fixe du variateur, soit la poulie réceptrice, est munie d'une garniture d'embrayage, rivée sur elle, à base d'amiante, mettant en jeu un entraînement direct de la broche mère, pour le perçage, soit que la poulie réceptrice et la broche mère tourneront à la même vitesse.

Calcul de l'embrayage

On a vu que le couple total à l'arbre de prise du mouvement est de :

$$C_T = 113 \text{ mN}$$
$$11,5 \text{ Kgf m}$$

L'embrayage est chargé de transmettre ce couple. Il sera donc dimensionné en conséquence.

Calculons donc l'effort de pression à exercer sur l'embrayage pour l'armer;

Considérons un élément de la garniture, on y aura un élément de la force d'adhérence s'exprimant comme suit en fonction de l'élément de la force de pression:

$$dT = dF \cdot f \quad (1)$$

f étant le coefficient de frottement de la garniture sur le patin de la broche mère

La pression sur la garniture est uniforme soit que

$$\frac{F}{S} = \frac{dF}{dS}$$

Il en résulte  $dF = dS \cdot F/S \quad (2)$

La surface S étant celle d'une couronne circulaire soit donc

$$S = 3,14 (R^2 - r^2)$$

portons cette valeur dans (2)

$$dF = \frac{F}{3,14(R^2 - r^2)} \cdot dS$$

portons cette valeur dans (1)

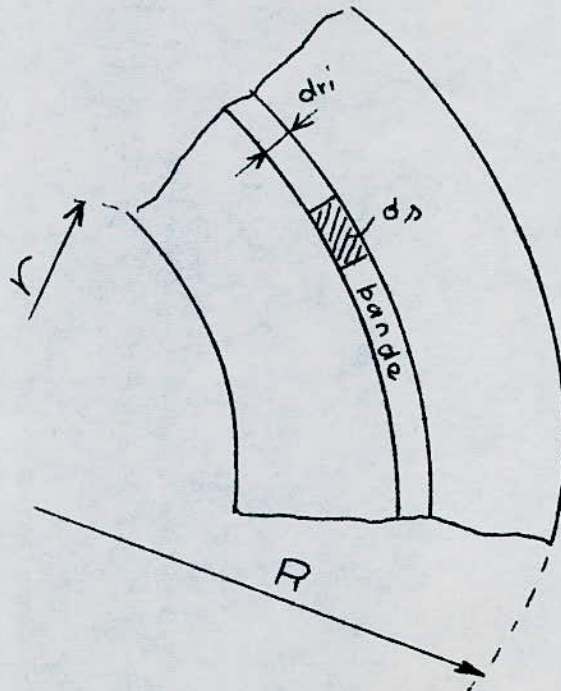
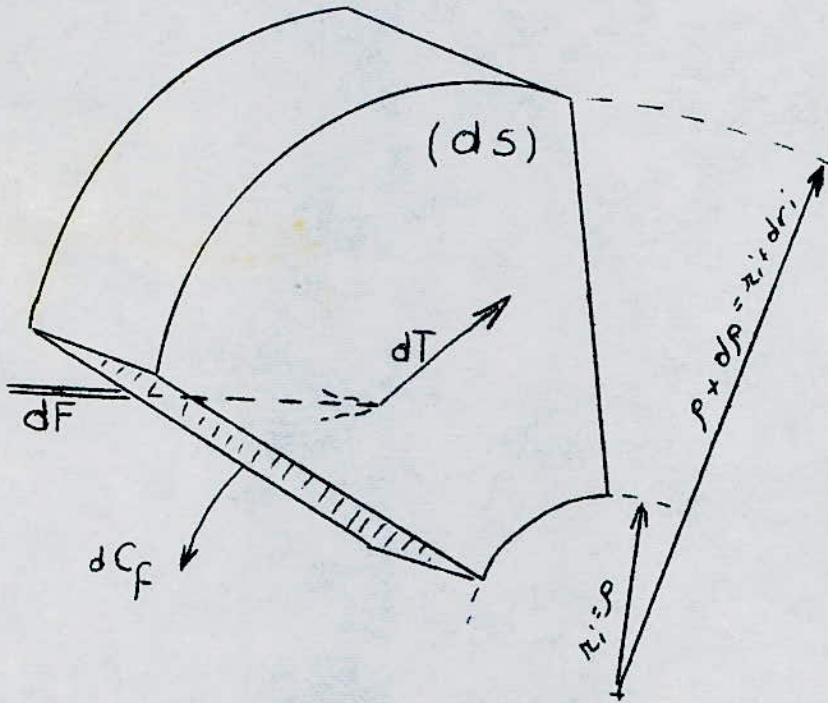
$$dT = f \cdot \frac{F}{3,14(R^2 - r^2)} \cdot dS$$

l'élément du couple à transmettre par l'élément de surface est:

$$\begin{aligned} dC_f &= r_1 dT \\ &= \frac{F \cdot f}{3,14(R^2 - r^2)} \cdot r_1 dS \end{aligned}$$

en intégrant pour toute la surface de la garniture

$$\int_{(s)} dC_f = C_f$$





$$C_f = \iint_{S, I4(\dots)} \frac{F \cdot f}{3, I4(\dots)} r_i dS$$

$$= \frac{F \cdot f}{3, I4(R^2 - r^2)} \cdot \iint_{(s)} r_i dS$$

Calculons  $\iint_{(s)} r_i dS$

prenons une bande circulaire à  $r_i = Cte$  nous aurons pour cette bande

$$\iint_{\text{bande}} r_i dS = r_i \iint_{\text{bande}} dS$$

$$= r_i \cdot S$$

La surface de la bande  $s_b$  est égale à

$$s_b = 2 \cdot 3, I4 r_i dr_i$$

Pour une couronne circulaire :

$$\int_r^R r_i s_b = 2 \cdot 3, I4 \int_r^R r_i^2 dr_i$$

$$= \left[ \frac{2 \cdot 3, I4 r_i^3}{3} \right]_r^R$$

$$= 2 \cdot 3, I4 / 3 \cdot (R^3 - r^3)$$

Le couple transmis est donc :

$$C_f = \frac{f \cdot F}{3, I4(R^2 - r^2)} \cdot \frac{2 \cdot 3, I4}{3} (R^3 - r^3)$$

Nous en déduisons l'effort de pression sur la garniture

$$F = \frac{I}{f} \cdot \frac{3}{2} \cdot C_f \cdot \frac{R^2 - r^2}{R - r^3}$$

nous prendrons le couple égal à

$$C_f = 11,5 \text{ Kgf}$$

le coefficient de frottement  $f$  égal à

$$f = 0,3$$

nous nous fixons

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

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

Il en découle un effort  $F$  égale à

$$F = 1,5 \cdot \frac{10}{3} \cdot 11,5 \cdot \frac{3600 - 900}{220\,000 - 27\,000}$$
$$= 800 \text{ Kgf}$$

Cet effort est à exercer au moyen du carré d'embrayage  
( PL. N° 03 ) soit que  $F$  à un bras de levier de 5,5 mm

Nous prendrons un levier de longueur égale à 300 mm pour  
exercer l'effort  $P$  engendrant l'embrayage :

Nous devons donc avoir

$$F \cdot l = P \cdot L$$

soit que

$$P = F \cdot l/L$$
$$= 800 \cdot 5,5 / 300$$
$$= 14,7 \text{ Kgf}$$

Pour embrayer il suffit donc au manoeuvre d'exercer un effort de 14,7  
kgf ce qui est dans ses possibilités.

L'embrayage fait entrer en jeu trois axes de transmission de l'effort qui sont donc soumis au cisaillement; calculons les en conséquence.

Prenons des axes en acier au Ni-Cr soit d'une résistance au cisaillement de

$$R = 60 \text{ Kgf/mm}^2$$

ce qui nous donne avec  $s = 3$

$$t = 20 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$= 196,2 \text{ N/mm}^2$$

Le couple étant de 113 mN

l'effort de cisaillement qu'il engendre est de

$$F = 113/3.R \quad \text{en prenant 3 axes à } 120^\circ$$

$$\text{fixons } R = 45 \text{ mm}$$

soit alors

$$F = 837,5 \text{ N}$$

$$s = 837,5 / 196,2$$

Nous prendrons des axes de diamètre  $d$

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

Remarque :

Nous avons encore l'axe porte-engrenage qui joue le même rôle quand le réducteur n'est pas armé, ce qui nous donne une sécurité encore plus accrue. Cet axe aura pour diamètre  $d = 10 \text{ mm}$

Calcul des dimensions de la courroie du variateur

Nous adopterons une courroie fournie par les fabricants COLMANT & CUVILLER, de Lille



La vitesse tangentielle de la courroie est, quand on tourne au régime maximum :

$$V = 3,14 D N / 60$$

N étant égale à 2000tr/mn  
et fixons D = 164 mm

il en résulte

$$V = 3,14.164.2000/60$$

$$= 17,2 \text{ m/s}$$

La longueur de la courroie nous est donnée par la formule suivante :

$$L = 2E + 3,14 (R+r) + (D-d)^2 / 4E$$

Avec

E : entr-axe = 133mm

D : diamètre de la grande poulie = 164mm

d : diamètre de la petite poulie = 90mm

Il en découle une longueur de courroie de

$$L = 657 \text{ mm}$$

en tenant compte du tendeur de commande on arrive à

$$L_0 = 684 \text{ mm}$$

longueur de courroie figurant dans la gamme fournie par  
**COLMANT & CUVILLER**

La tension dans la brin détendu de la courroie est :

$$t = \frac{Q}{e^{af} - 1}$$

nous avons par construction géométrique

$$A = \frac{D - d}{E}$$

$$A = 164-90/133 \\ = 0,556$$

avec  $f = 0,45$

il en résulte

$$\hat{\alpha} = 145^\circ$$

Soit alors

$$e^{af} - 1 = 2,123$$

L'effort tangentiel est

$$Q = 75 P / V$$

pour le régime de 2000tr/mn la C.E.M. peut nous fournir un moteur de

$$P = 6 \text{ Cv comme nous l'avons déjà vu}$$

Q est alors égale à:

$$Q = 75.6 / 17,2 \\ = 26,2 \text{ Kgf}$$

la tension dans le brin mou est alors

$$t = 26,2 / 2,123 \\ 12,3 \text{ Kgf}$$

La tension dans le brin tendu est alors

$$T = Q + t \\ = 26,2 + 12,3 \\ 38,5 \text{ Kgf}$$

c'est cette tension qui conditionne la section de la courroie

soit alors

$$s = T / -K + C$$

Prenons une courroie en ROKKO dont  $f = 0,45$  à  $0,5$

et ce qui nous donne

$$C = 25 \text{ à } 30 \text{ nous prendrons } C=26,95$$

La force centrifuge est estimée égale à

$$\begin{aligned} K &= 0,01 V^2 \\ &= 0,01 \cdot 17,2^2 \\ &= 2,95 \text{ Kgf} \end{aligned}$$

Tout cela nous donne une section de :

$$\begin{aligned} s &= 38,5 / 24 \\ &= 1,61 \text{ cm}^2 \end{aligned}$$

Nous prendrons une courroie trapézoïdale de grande base  $b$  et de hauteur  $h$  ayant les valeurs suivantes

$$\begin{aligned} b &= 14 \text{ mm} \\ h &= 10 \text{ mm} \end{aligned}$$

Une courroie ayant de telles dimensions peut nous être fournie par  
**COLMANT & CUVILLER**

### Etude du réducteur

J'ai conçu un système de réduction directe entre la poulie réceptrice et la broche mère, c'est à dire que rien qu'en libérant l'embrayage le mouvement d'entraînement passe alors à travers un train réducteur établissant un rapport de réduction de  $1/4$  entre la poulie et la broche mère. Le cas en est alors un quand passe de la vitesse de perçage à la vitesse de taraudage. Le réducteur est représenté en coupe sur la PLANCH N° 03



La réduction est donc de  $I/4$  soit que

$$\frac{N_{\text{broche mère}}}{N_{\text{poulie}}} = I/4$$

Ce qui nous donne une vitesse de tarudage de

$$\begin{aligned} N_{\text{tar.}} &= 600/4 \\ &= 150 \text{ tr/mn} \end{aligned}$$

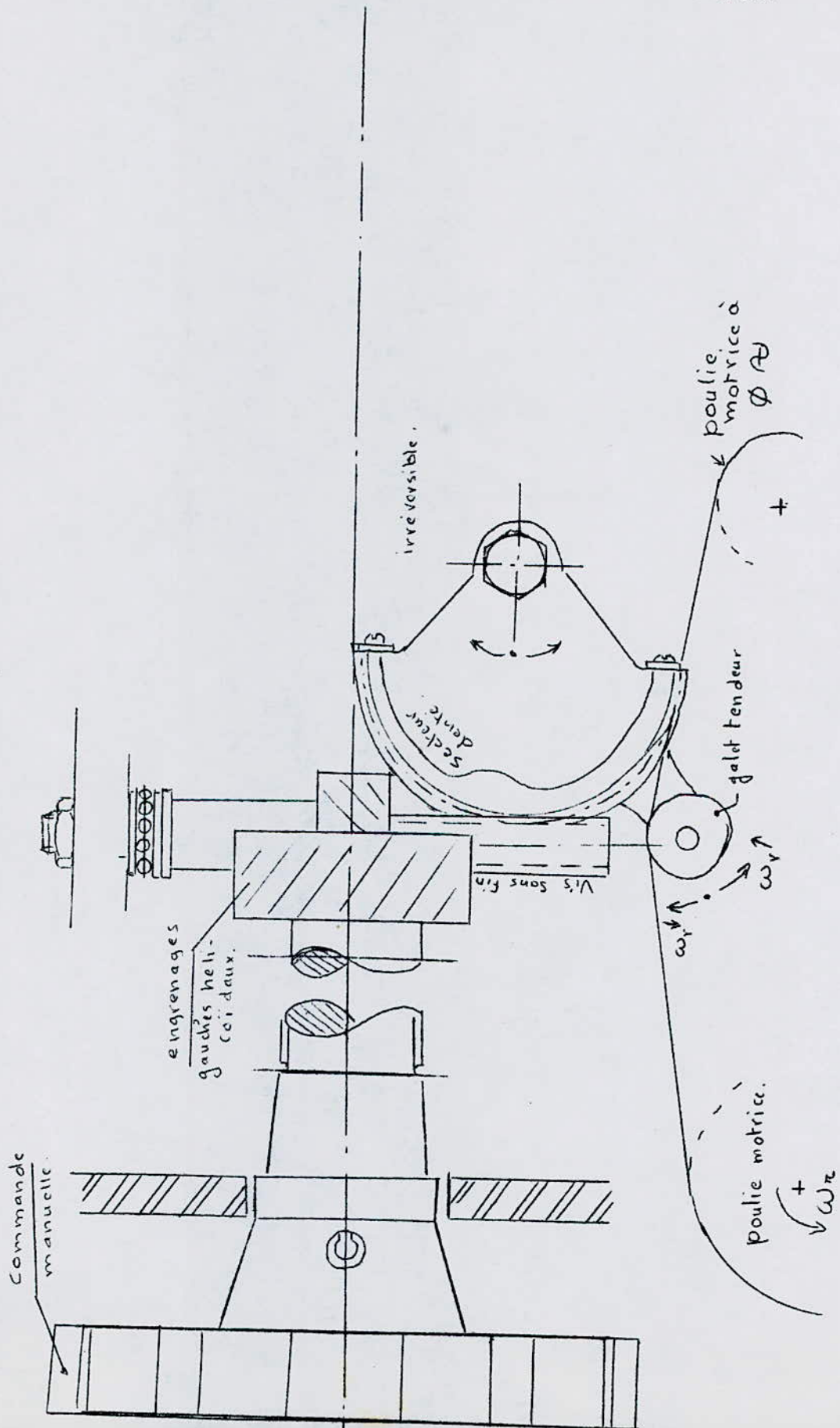
Les engrenages sont calculés au même couple que ceux de la boîte des engrenages.

Soit donc qu'ils auront le même module

$$m = 2,5$$

Le tableau suivant donne les caractéristiques géométriques des roues et pignons :

# COMMANDE du VARIATEUR.



<u>Pignons et roues</u>	<u>m</u>	<u>Dp</u>	<u>De</u>	<u>Di</u>	<u>Z</u>	<u>e</u>	<u>s</u>	<u>h</u>
I	2,5	22	27	15,75	9	3,125	2,5	5,625
2	"	44	49	38,75	18	"	"	"
3	"	22	27	15,75	9	"	"	"
4	"	44	49	38,75	18	"	"	"



Détails sur la boîte des avances.

L'avance est assurée par un moteur à part; calculons sa puissance maximum.

J'ai prévu un déplacement de toute la monture coulissante comprenant la tête de la broche mère et la ~~lra~~ tête multibroche ceci dans le but d'en user du poids en notre faveur, soit pour aider le moteur des avances à vaincre la poussée axiale résultante, s'opposant à la pénétration des outils dans la matière; nous aurons alors:

$$P = Fa - F_m$$

Avec:

P : poussée d'avance fournie par le moteur des avances

Fa : résultante des poussées axiales.

Fm : poids de l'ensemble coulissant.

Pour notre cas :

$$Fa = 12.Fa = 864 \text{ Kgf.}$$

Prenons une gamma d'avances telle que la suivante:

$$a_t = 0,12; 0,18, 0,24 \text{ mm/tr.}$$

Considérons alors un cas de perçage dans des conditions plus serrées que celle de notre cas; soit alors les conditions suivantes:

$$a_t = 0,24 \text{ mm/tr}$$

$$Fa = 2000 \text{ Kgf}$$

$$\text{éstimons } F_m = 600 \text{ Kg}$$

IL en résulte alors

$$P = 1400 \text{ Kgp}$$

L'avance de 0,24 est donnée par la vis-mère tournant à une vitesse donnée avec comme pas de son filetage  $p = 5 \text{ mm}$

La vis fait donc 5mm par tour

Considérons un diamètre à percer de 10 mm

Ce qui nous donne :

$$a = a_t \cdot 1000 V_c / 3,14 D$$

prenons une  $V_c = 18 \text{ m/s}$

il en résulte une avance :

$$a = 137,5 \text{ mm/mn}$$

il faut donc que la vitesse de rotation de la vis-mère soit :

$$\begin{aligned} N_v &= 137,5 / 5 \\ &= 28 \text{ tr/mn} \end{aligned}$$

L'arbre sortant de la boîte transmettant la rotation de la vis tournera à une vitesse telle que, si le rapport de la transmission conique est de 1/2 :

$$\begin{aligned} N_a &= N_v \cdot 2 \\ &= 56 \text{ tr/mn} \end{aligned}$$

Nous adopterons une réduction de boîte de 1/2

La vitesse de l'arbre d'entrée à la boîte des avances est alors de

$$N_e = 112 \text{ tr/mn}$$

Nous choisirons un moteur avec une boîte de réduction intégrée ; le rapport de la réduction s'y opérant sera de 18 il en résulte une vitesse du moteur de

$$N_m = 2000 \text{ tr/mn}$$

Nous adopterons donc un moteur - réducteur soit " un MOTO-REDUCTEUR

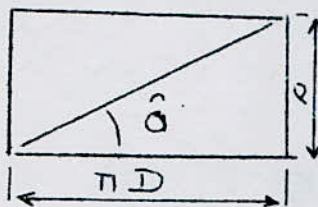
Calculons la vis-mère :

Nous avons donc une poussée résultante chargeant le moteur de

$$P = 1400 \text{ Kgf}$$

Nous avons pris une vis-mère d'un pas égal à 5mm, son diamètre de noyau sera de 25 mm;

La tangente de l'angle de l'hélice de son filet sera :



$$\begin{aligned} \text{Tg } \hat{\alpha} &= p / 2.3, 14. r \\ &= (6, 28. 12, 5) \cdot 5^{-1} \\ &= 0, 0636 \end{aligned}$$

il en résulte un angle  $\hat{\alpha}$  égale à :

$$\hat{\alpha} = 3^{\circ} 40'$$

L'écrou de la monture coulissante sera en bronze, nous aurons donc, en cas de graissage moyen, un coefficient de frottement acier-bronze de :

$$\text{tg } \varphi = f = 0, 11$$

ce qui nous donne un angle  $\varphi$  de :

$$\varphi = 6^{\circ} 20'$$

Nous voyons donc que les conditions assurant l'irréversibilité du système et rendant le mouvement possible sont remplies :

- Pour que le mouvement soit possible :

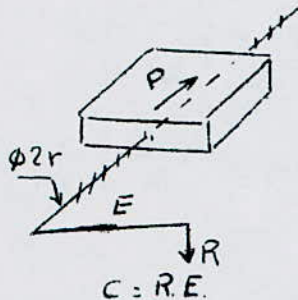
$$\hat{\alpha} < 90^{\circ} - \varphi$$

- Pour que le système ne tourne pas sous l'effet de la charge  $F_m$ , poids de la monture coulissante :

$$\hat{\alpha} < \varphi$$



Le couple à exercer sur la vis pour faire avancer les outils afin de leur pénétration dans la matière est donné par l'expression suivante :



$$\begin{aligned} C &= P. r. \operatorname{tg}(\hat{\alpha} + \varphi) \\ &= 1400. 12,5. 10^{-3}. \operatorname{tg} 10^{\circ} \\ &= 1,4. 12,5. 0,765 \\ &= 3,1 \text{ mKgf} \end{aligned}$$

La vis tournant à 28 tr/mn exige une puissance du moteur de

$$\begin{aligned} P &= 9,81. 3,1. 2,94 \\ &= 90 \text{ W} \\ &= C.w \end{aligned}$$

la vitesse angulaire étant de :

$$\begin{aligned} w &= 3,14. N/30 \\ &= 3,14. 28/30 \\ &= 2,94 \end{aligned}$$

Nous prendrons donc un moteur de :

$$\boxed{P = 2 C_v}$$

Remarque :

L'ensemble coulissant ne se déplace donc que quand le moteur fonctionne, car on a veillé à ce que le système soit irréversible j'ai prévu quand même des manettes d'ablocage de la monture coulissante sur les glissières du bâti par des patins d'ablocage, afin de ne pas fatiguer le système quand il est au repos.

DETA ILS T E C H N O L O G I Q U E S  
E T F O N C T I O N N E M E N T

## P E R C A G E

Chaque broche est munie d'un dispositif de connexion permettant de régler la position axiale des outile par rapport à la pièce et de compenser les variations de longueurs dues aux réaffûtages, puisque la d'une broche est celle de toute les autres. Ces fourreaux sont suivis de porte-outils permettant le changement rapide des outils afin d'éviter les temps morts de changement d'outils, ils sont donc très utiles dans les travaux de grande séries; chaque douille porte-outil possède une entaille transversale pour l'entraînement par la broche transversale, et deux encoches de retenue dans chacune desquelles vient se loger une bille. La bague extérieure, molletée, est abaissée et les billes retiennent la douille centrée dans le corps du mandrin. Si d'une main l'opérateur lève la bague extérieure les billes sont alors écartées par <sup>la</sup> forces centrifuge et viennent se loger dans le logement circulaire aménagé dans la bague; une fois la douille porte - outil enlevée les billes ne risquent pas de tomber car la force centrifuge les plaquant toujours les en empêchera, le le démontage d'outils ne s'opérant qu'en marche.

### Le outil

La douille porte-outil tombe sous l'effet de son propre poids et l'opérateur la reçoit avec l'autre main par la bague molletée montée folle en ce but.



### TARAUDAGE

A l'amont du fourreau de connexion on monte un porte taraud limiteur de couple comportant un écrou et un contre écrou serrant une rondelle à ergot, gradué en mN suivant le tarrage du ressort. On mettra les couples en fonction de la matière à usiner. L'entraînement du taraud se fera au moyen de plateaux à griffes qui déclanchent si le couple fixé vient d'être dépassé; c'est donc là un moyen de limitation de couple de taraudage afin que le taraud ne soit pas exposé à la casse

## A) P P E N D I C E

Quand on ne peut armer l'avance correspondante au pas du filet à tarauder on utilise un dispositif spécial dont l'avance est commandée par une vis patronne à filet ayant le pas à exécuter; cette méthode a aussi l'avantage de permettre d'exécuter simultanément des taraudages à des pas différent; le dit dispositif est représenté sur la fig qui suit.

Appareil "EXSEL" à désintégrer les tarauds, et les outils similaires cassés dans la pièce

La rupture d'un taraud dans une pièce occasionne des pertes de temps importantes, et peut conduire à sa mise au rebut.

L'appareil " Exsel " permet de désintégrer le taraud cassé, par l'action de l'arc électrique sans détériorer la pièce

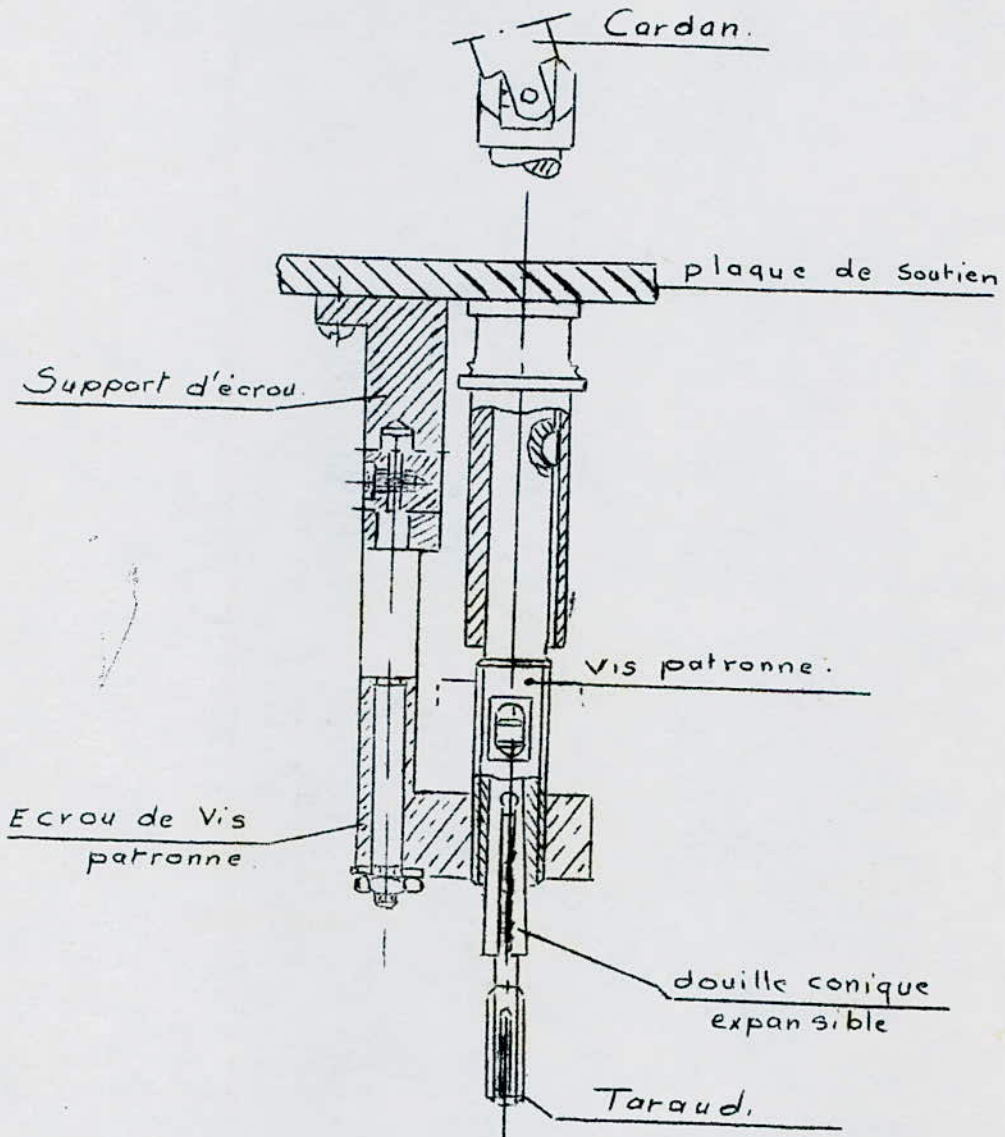
Il comprend essentiellement: un transformateur abaisseur de tension, mobile sur chariot, et alimenté en courant alternatif industriel ( 230-50 Hz); le courant disponible au secondaire a une intensité de 150 à 200 A sous tension de 2 à 7 V réglable au moyen d'un commutateur à fiche, permettant de faire varier le rapport de transformation du transformateur.

Ce courant secondaire alimente la tête de désintégration qui se présente sous la forme d'un cylindre que l'on peut monter sur une tête de perceuse sensitive, par un goujon de fixation prévu à cet effet.

Intérieurement la tête de désintégration contient un sélénoïde formé d'un conducteur tubulaire, parcouru par le courant secondaire, qui passe ensuite dans l'armature porte électrode, puis dans l'électrode en cuivre elle même, ces deux élément étant également tubulaires.

Tout l'ensemble de ce circuit est parcouru intérieurement par un cou-

# EQUIPEMENT A VIS PATRONNE





rant d'eau qui sert au refroidissement et qui fournira par dissociation sous l'action de l'arc électrique, l'oxygène nécessaire à la combustion du métal constituant le taraud.

Un ressort R réglable s'oppose à l'attraction du noyau magnétique de l'armature par le solénoïde, quand il est excité.

### Fonctionnement

Après avoir centré l'électrode tubulaire sur le taraud brisé, branché le fil de masse du secondaire sur la pièce et assuré l'alimentation en eau et en courant de l'appareil, on descend la broche jusqu'à ce que l'électrode au contact du taraud, le ressort R étant comprimé.

Un courant secondaire intense prend naissance; le solénoïde excité attire le noyau magnétique vers le haut, soulevant légèrement l'électrode un arc s'amorce entre celle-ci et le taraud, dont l'extrémité chauffe à blanc.

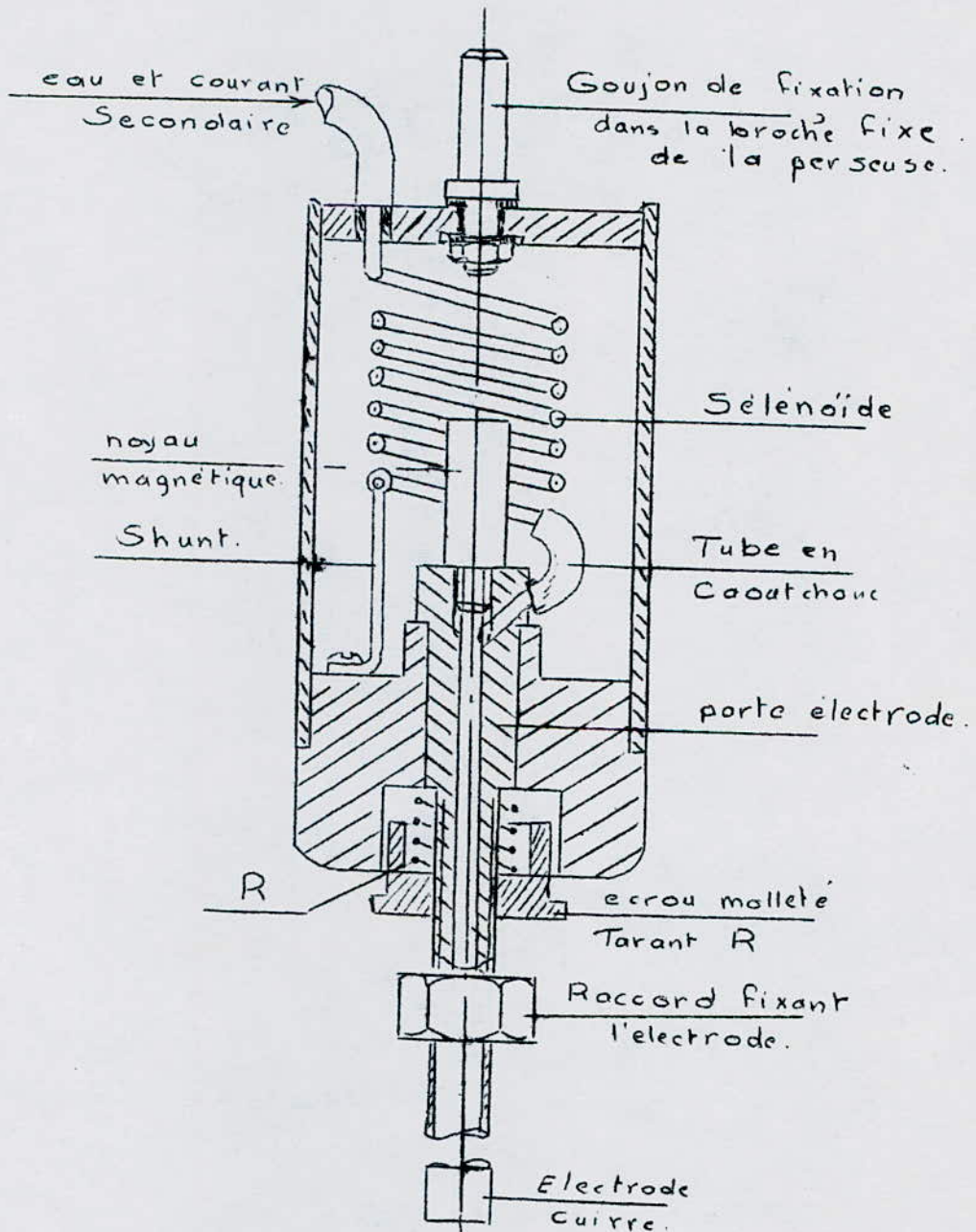
Simultanément, l'eau de refroidissement est dissociée par l'arc en hydrogène et oxygène; le premier est libéré, tandis que le second produit la combustion du métal du taraud, qui est expulsé sous forme d'oxyde ferreux par le courant d'eau et les multiples petites explosions qui se produisent.

Ces phénomènes sont rapides, tandis que la pièce, continuellement refroidie par l'eau de circulation reste froide.

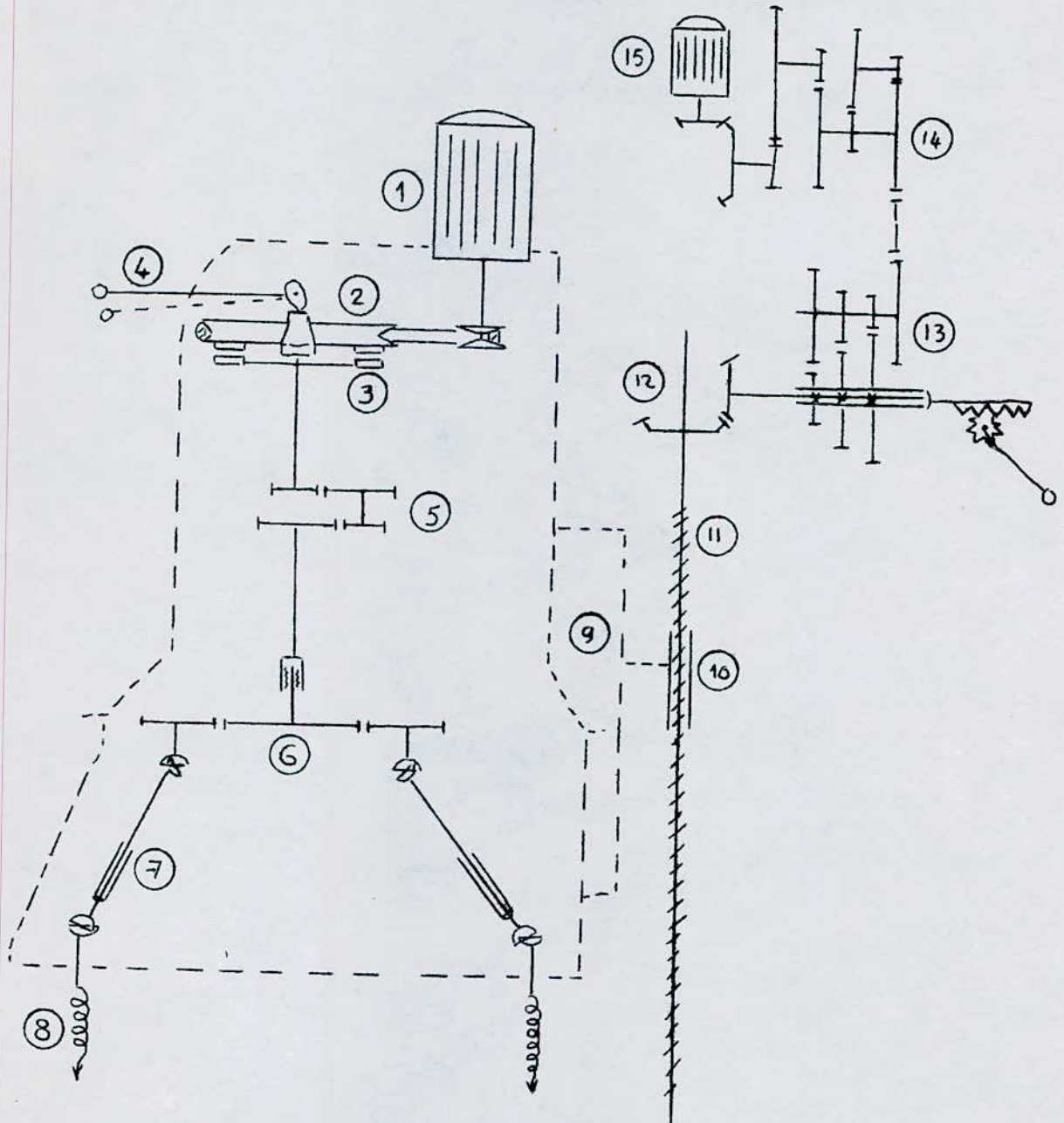
Lorsque la rupture de l'arc se produit par suite de son allongement le solénoïde n'étant plus excité, la pesanteur et le ressort R ramènent l'électrode au contact du taraud, amorçant ainsi un nouvel arc.

Il en résulte ainsi un cycle vibratoire de 100 à 200 cycles par seconde, selon les conditions de travail: dimensions de l'électrode, tension du ressort R, nature du métal désintégré, intensité de courant. Un dessin de l'appareil suivra celui du système à vis patronne.

# APPAREIL "EXSEL"



# CHAINE CINEMATIQUE





NOMENCLATURE DE LA CHAÎNE CINÉMATIQUE

- I. - Moteur d'entraînement des broches.
2. - Variateur de vitesses.
3. - Réducteur directe.
4. - Commande du réducteur.
5. - Train du réducteur.
6. - Engrenages de liaison broche-mère - broches.
7. - Joints de Cardan.
8. - Broches.
9. - Monture coulissante.
10. - Erou d'entraînement de la monture coulissante.
- II - Vis-mère.
- 12 - Entraînement de la vis-mère.
- 13 - Boite des avances.
- 14 - Réducteur.
- 15 - Moteur des avances.
- 16

La présente étude n'a pas la prétention d'être comparée à une étude sortant d'un bureau d'études, parcequ'elle doit souffrir du manque d'expérience qui ne sera comblé que par la pratique.

Je m'excuse des imperfections qui ont pu en résulter.

