

UNIVERSITE D'ALGER
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

1/58

1er

DEPARTEMENT DE MECANIQUE

PROJET
DE FIN D'ETUDES

Tour Revolver
A

Double Broche

1967-1968

de :HADJ SASSI Béchir



PROJET DE FIN D'ETUDES
DE L'ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
D'ALGER

J'ai bien le grand plaisir de saisir, cette
petite Etude qui m'a permis d'avoir mon
diplôme de l'Ingénieur, de la Bibliothèque de l'Ecole
Nationale Polytechnique d'Alger, où j'ai passé
mes 4^e années d'Etude Supérieure.

Je l'espère comme je souhaite que cette étude
soit utile à ceux qui s'intéressent à la
mécanique.

A adj Assi Bichu
4^e Année Mécanique

Université d'Alger
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
Département Mécanique

TOUR REVOLVER A DOUBLE BROCHE

par
HADJ SASSI Béchir
4^e Année

Le chef de département

M. MATTON
Expert UNESCO

JURY

Assesseurs

M. ROJNIATOWSKI

Expert
UNESCO

M. BARANIECKI

Expert
UNESCO

Président

M. AGNAN

Expert
UNESCO

Soutenu le 17 Juin 1968

SUJET

ETUDE D'UNE MACHINE-OUTIL A DECOLLETER
TOUR REVOLVER A DOUBLE BROCHE

CARACTERISTIQUES:

- . Diamètre maximum de la barre à travers la pince $\phi = 25$ mm
- . Hauteur des pointes $H = 110$ mm
- . Course de la coulisse porte-tourelles $C = 100$ mm
- . Section des outils de chariotage 12×12
- . Deux tourelles chacune portant six outils escamotables
- . Diamètre maximum d'alésage du porte-outils = $1'' = 25,4$ mm
- . Entraînement par un moteur électrique.

UTILISATION:

Décolletage des pièces en acier à décoller ou en alliage léger en moyenne série, étant entendu que ce terme désigne des séries qui pourraient être classées dans le vocable: grande série.

TRAVAIL DEMANDE:

Etude de l'allure générale de la machine:

- . Calcul des efforts de coupe
- . Calcul de la puissance absorbée par les broches
- . Calcul des éléments principaux:
 - Broches.
 - Paliers porte-broches.
 - Transmission
 - Puissance du moteur
 - Coulisse:
 - .. Etude et calcul du système de ver-

BIBLIOGRAPHIE

- | | | | |
|--|---------------|------|--------------|
| La machine-outil | Tomes I et II | A.R. | METRAL |
| Le tour et la fraiseuse | | R. | NADREAU |
| La revue française des machines outils | | | |
| Cours de résistance des matériaux | | M. | ROJNIATOWSKI |
| Résistance des matériaux | | P. | CHILLON |
| Résistance des matériaux | | C. | MASSONNET |
| Les ressorts | | | REYNAL |
| Formulaire technique de mécanique générale | | J. | MULLER |
| Catalogue | SKF | | |
| Catalogue | SOLYFI | | |
| Catalogue | TEXROPE | | |
| Catalogue | SOMUA | | |
| Aide-mémoire de l'élève dessinateur | | M. | NORBERT |

TABLE DE MATIERES

	Pages
SUJET	1 - 2
BIBLIOGRAPHIE	3
TABLE DE MATIERES	4 - 6
Chapitre I	
LE TOURNAGE : GENERALITES	
1.1. Définition du tournage	7
1.2. Historique du tournage	7 -13
Chapitre II	
CLASSIFICATION DES TOURS	
2.1. Tour parallèle à charioter et à fileter	14
2.2. Tour vertical	14 -16
2.3. Tour en l'air	17
2.4. Tour à décolleter révolver semi-automatique et automatique	17 -21
Chapitre III	
ETUDE DU TOUR REVOLVER A DOUBLE BROCHE	
3.1. Généralités sur le décolletage	23
3.2. Métaux de décolletage	23 -24
3.3. Etude de la machine en question	25 -28
Chapitre IV	
CALCUL DE LA PUISSANCE DE LA MACHINE	
4.1. Généralités	29
4.2. Etude des efforts de coupe	29 -38
4.3. Exploitation maximum de la machine	38 -39
4.4. Calcul des efforts dus au chariotage	
4.4.1. Diamètre maximum admis par la pince	39
4.4.2. Choix de la section de copeau	39

4.4.3.	Choix du métal à usiner	39 -40
4.4.4.	Calcul des efforts	41 -44
4.5.	Calcul des efforts dus au perçage	45 -47
4.6.	Puissance absorbée par les broches	
4.6.1.	Chariotage	47
4.6.2.	Perçage	48
4.6.3.	Puissance totale absorbée par les broches	49

Chapitre V

CALCUL DES ORGANES PRINCIPAUX

5.1.	Calcul des broches	
5.1.1.	Sollicitations	50 -60
5.1.2.	Calcul des sollicitations dans le plan vertical	60 -64
5.1.3.	Calcul des sollicitations dans le plan horizontal	64 -68
5.1.4.	Déduction des réactions d'appuis équivalentes	69
5.1.5.	Déduction des moments fléchissants équivalents	69 -71
5.1.6.	Récapitulation des sollicitations	72 -74
5.1.7.	Vérification de la résistance des sections	74 -81
5.1.8.	Vérification à la compression	81 -82
5.2.	Choix des roulements	82 -86
5.3.	Calcul des engrenages de transmission	
5.3.1.	Choix de la denture	86 -87
5.3.2.	Choix de la matière	87
5.3.3.	Calcul du module de la denture	88 -89
5.3.4.	Calcul de la denture à l'ecrasement (HERTZ)	91 -92
5.3.5.	Calcul des caractéristiques des roues dentées	92 -96
5.4.	Calcul du système de serre pince	96
5.4.1.	Sollicitations	97-100
5.4.2.	Calcul du diamètre minimum de la biellette	100-101
5.4.3.	Calcul de l'axe de pivotement	101-102
5.4.4.	Calcul du ressort du système de serrage	102-105
5.4.5.	Calcul du levier de manœuvre	105-106
5.5.	Choix et calcul de la transmission	
5.5.1.	Généralités	106

5.5.2.	Principe des variateurs de vitesse	107
5.5.3.	Choix du variateur	107-108
5.5.4.	Détermination des caractéristiques de la courroie	108-114
5.6.	Déduction de la puissance du moteur	114-116
5.7.	Calcul de l'arbre intermédiaire	
5.7.1.	Efforts dus à la transmission du variateur	117-118
5.7.2.	Efforts dus à la transmission d'engrenage	118-119
5.7.3.	Sollicitation dans le plan vertical	119-121
5.7.4.	Sollicitation dans le plan horizontal	122-123
5.7.5.	Moment équivalent à la flexion	124-125
5.8.	Calcul des organes principaux de la coulisse	
5.8.1.	Têtons de verrouillage des tourelles révolvers	126-127
5.8.2.	Système d'avance de la coulisse	127-130
5.8.3.	Système de pivotement des tourelles	130-132
5.9.	Etude du graissage	
5.9.1.	Graissage du mécanisme de transmission	133
5.9.2.	Graissage du mécanisme de manœuvre des vitesses	133
5.9.3.	Graissage des organes de la coulisse, ainsi que d'autres systèmes fonctionnels	133-134
CONCLUSION GENERALE		135-136

CHAPITRE I

LE TOURNAGE: GENERALITES.

I. I. DEFINITION DU TOURNAGE:

Le tournage est une opération mécanique consistant à ouvrager une grande variété de corps de révolution (cylindres, cônes, sphères...) et des profils, ainsi que des filetages sur des machines particulières appelées TOURS.

Cette opération est en outre une transformation de la matière par enlèvement de copeaux qui constitue l'usinage des pièces. Ce dernier est pratiqué à l'aide des outils de coupe dont la position sur la machine est immuable verticalement et dont la possibilité de déplacement latéral leur permet de détacher un copeau.

Le tranchage s'effectue grâce à une très forte pression de l'arrête de coupe sur la face à travailler; les pièces à usiner étant toujours animées d'un mouvement de rotation. La figure 1 schématise l'usinage d'un cylindre.

2. HISTORIQUE DU TOURNAGE:

Le tour est, certainement, parmi les instruments de travail un des plus anciennement connus. Il fut l'origine de toutes les machines outils. C'est du tour que dérivent toutes les autres qui sont destinées à transformer la matière par enlèvement de copeau. Sans le tour, le grand progrès industriel du siècle dernier n'aurait pas été réalisé.

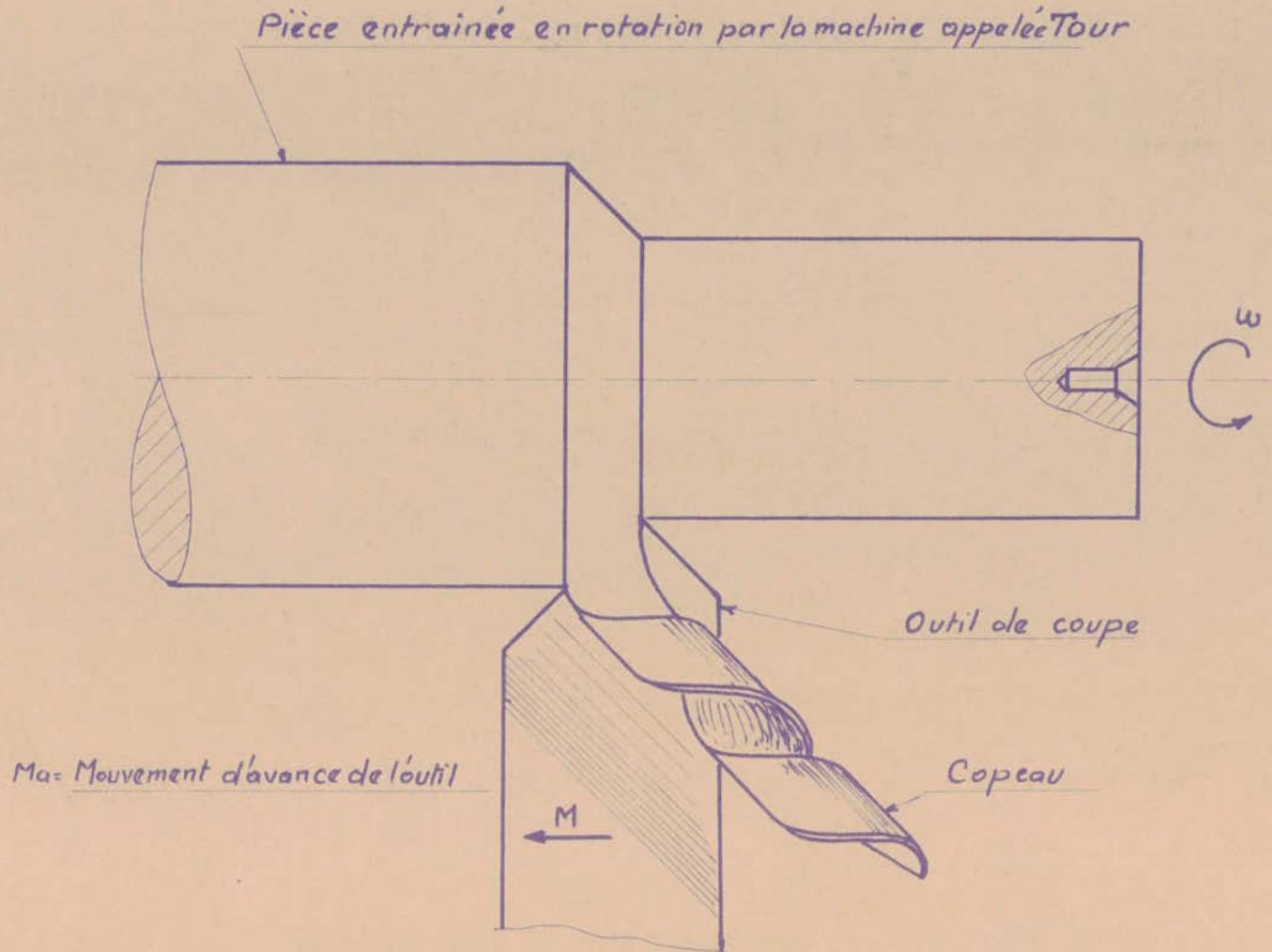
Son historique remonte à la plus lointaine antiquité puisque les Egyptiens en ont laissé plusieurs représentations sur leurs monuments.

Les Grecs l'utilisèrent surtout pour la fabrication des vases dont leur architecture furent si riche.

Les Latins l'employèrent pour ouvrager le bois, l'os et l'ivoire.

Les ouvriers potiers du moyen âge travaillèrent également l'étain et l'argile sur des tours spéciaux très rudimentaires et qui prirent l'appellation de tours de potier, (Fig: 2).

Fig: 1



TOUR DE POTIER

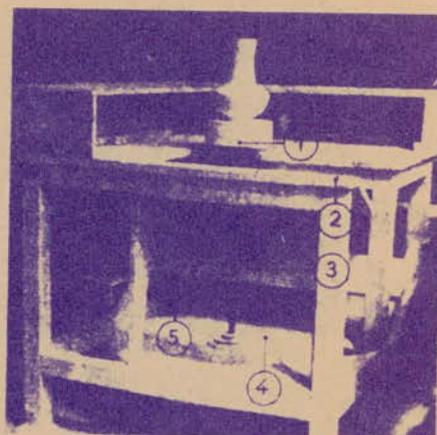


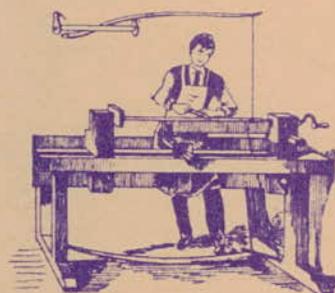
Fig. 2

- | | |
|------------------|---------------------------|
| 1. Tête de tour. | 3. Broche du tour. |
| 2. Siège. | 4. Volant d'entraînement. |
| 5. Repose-pieds. | |

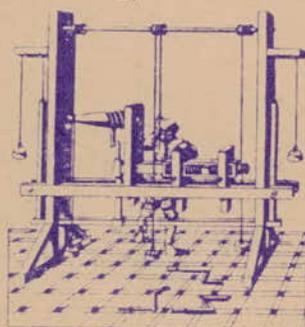
ARBRE-TOUR (tour égyptien, 2.000 ans avant J.-C.) - TOUR A LATTE
TOUR DE BERSON - VIEUX TOUR A FILETER



a



b



c

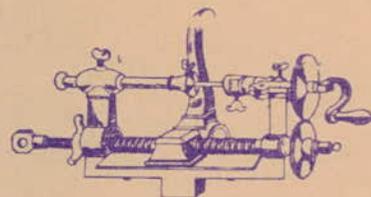


Fig. 3

Depuis très longtemps certains bûcherons faisant profession de tourneur sur le bois utilisaient des ^{arbres} de forêts comme instrument de travail. Cette machine primitive s'appelait l'arbre à tour. (Fig: 3).

Peu à peu, il y a eu quelques transformations de la branche flexible de la machine précédente en latte de bois, et le tour n'étant plus tributaire de la nature, fut réalisé en atelier même et on lui a donné le nom de tour à latte ou tour à perche. (Fig: 3b)

La perche ou latte de bois est enlevée et fut remplacée par une pédale actionnée par le pied du manoeuvre. Ce qui a conduit la création du tour à pédale. (Fig: 4).

Malheureusement, ce tour ne permet réaliser que du chariotage. Ce n'est qu'en 1569, le français Jacques Berson a pu ajouter l'opération de filetage des vis en bois au moyen de son tour donné par la figure 3c.

Des archives nationales montrent la construction d'un tour à fileter en France aux environs de 1740. (Fig: 3d).

A cette même époque Louis XV lui même ainsi que certains monarques étrangers se distrayaient en tournant des tabatières. (Fig: 5).

En 1794 apparait la machine outil proprement dite utilisant le chariot porte outil à déplacement longitudinal. Cette création est due respectivement à l'anglais Henry Maudslay (1794) et à l'américain David Wilkinson (1798) Fig:6 Maudslay a pu imaginer un dispositif de filetage par vis mère et roues interchangeable.

D'ailleurs jusqu'à nos jours, il existe au musée du Conservatoire des Arts et Métiers un tour de ce genre construit par Vaucanson. Un autre tour à fileter du à la construction du français Senot en 1795 d'après les dessins de Léonard de Vinci mort depuis trois siècles environ. (Fig:7).

Il semble finalement que le premier tour perfectionné ait été construit en 1830 par un industriel d'origine écos-

ATELIER DE TOURNAGE EN 1772

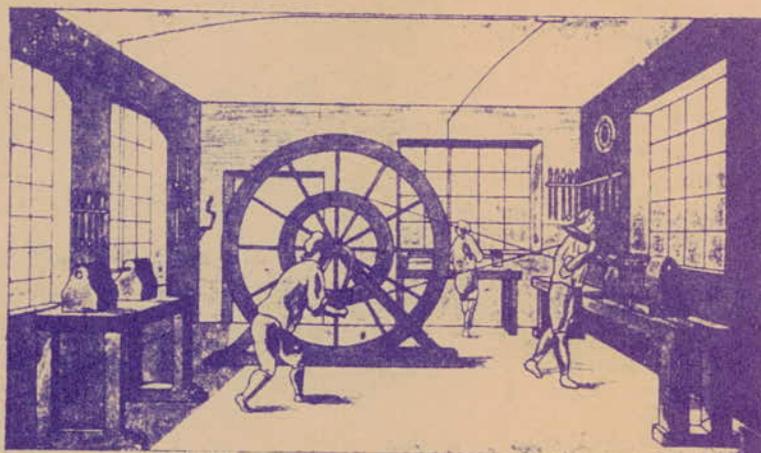


Fig. 5

TOUR DE MAUDSLAY

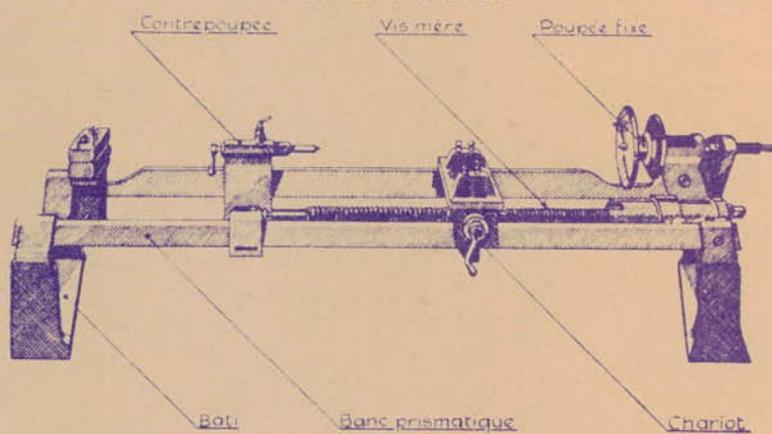


Fig. 6

TOUR A FILETER DE SENOT

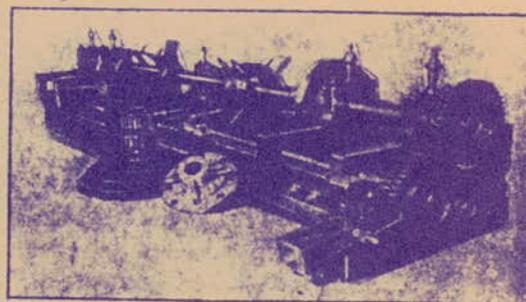


Fig. 7

saise et établi en Amérique par John Réa. (Fig: 8)
Sur cette machine le chariot longitudinal ou trénard était commandé par chaîne; d'où son appellation de tour à chaîne. Le banc, formé de deux longs madriers, reposait sur d'importants pieds en bois. Ce tour sur lequel je peux terminer cet historique, fut en service jusqu'à 1875; époque à laquelle apparurent les premiers bancs en fonte. Il fut semble-t-il le premier tour parallèle sur lequel les techniciens se penchèrent avant de concevoir toute la gamme de machine à tourner qui jusqu'à nos jours n'ont cessé de se perfectionner.

Après un bref rappel historique et pour mieux situer l'objet de mon étude, qu'il me soit encore permis de donner une succincte classification des divers sortes de tours

TOUR A PEDALE

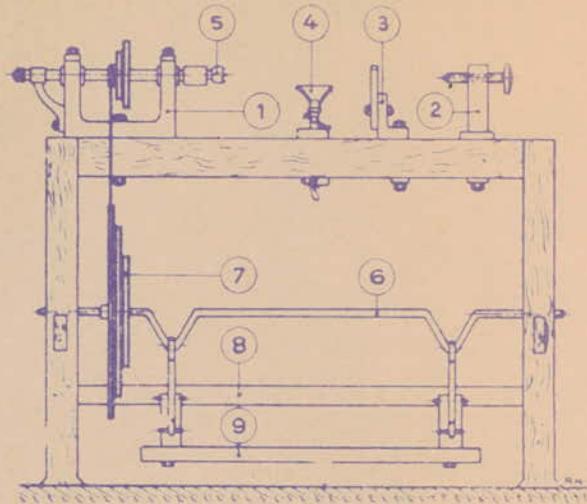


Fig. 4

- | | |
|---------------------------------------|-----------------------------|
| 1. Poupée fixe. | 6. Vilebrequin |
| 2. Contrepoupée. | 7. Poulie à gorges motrice. |
| 3. Lunette fixe. | 8. Traverse porte-pédale |
| 4. Support d'outil à main. | 9. Pédale. |
| 5. Griffe d'entraînement de la pièce. | |

TOUR A CHARIOTER ANCIEN

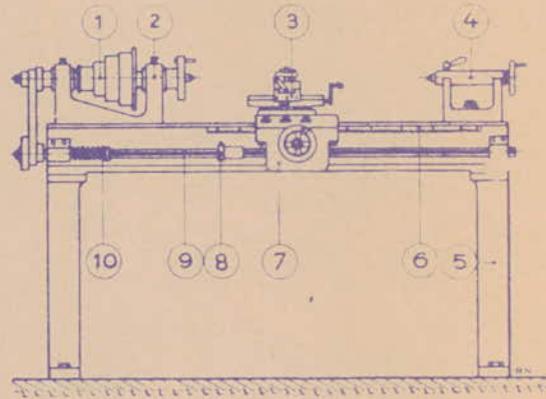


Fig. 8

- | | |
|-------------------------|---------------------------|
| 1. Cône à gradins. | 6. Crémaillère. |
| 2. Poupée fixe. | 7. Trainard. |
| 3. Chariot porte-outil. | 8. Butée mobile. |
| 4. Contrepoupée. | 9. Barre de chariotage. |
| 5. Socle. | 10. Ressort de débrayage. |

CHAPITRE II

CLASSIFICATION DES TOURS

La classification des tours peut être opérée en tenant compte de l'importance des pièces à usiner et du genre des travaux pouvant y être réalisés. J'essayerai de donner pour chaque type de machine le rôle sommaire que doit remplir.

2. I. LE TOUR PARALLELE A CHARIOTER ET A FILTER: (Fig: 9)

Comme je viens de le citer en historique c'était la première machine outil qui fut créée pour les besoins de l'industrie. C'est une machine qui ^{tr}usine la pièce dans sa position horizontale. Elle est beaucoup plus utilisée que d'autres machines grâce à son universalité de mouvements. Il est à noter que certains tours modernes peuvent des dimensions défois imposantes, comme par exemple les ^{avoir} Etablissements Somua construisent actuellement des tours parallèles ayant pour hauteur des pointes 900 mm et possèdent une longueur utile de 18 m.

Il existe aussi dans la fabrication en série, des tours qui sont destinés que pour un travail bien déterminé.

2. 2. LE TOUR VERTICAL: (Fig: 10)

C'est une machine conçue pour l'exécution des pièces lourdes et encombrantes dont le centrage et le bridage seraient trop difficile et défois impossible sur un tour ordinaire. Le balourd provoqué par un équilibrage défectueux de la pièce y est ici sérieusement atténué. Donc le tour vertical est généralement fabriqué pour pouvoir travailler des pièces rondes dont le diamètre à une mesure très importante au point de vue grandeur.

Il existe des tours géants qui peuvent usiner des pièces ayant 12 m de diamètre.

TOUR PARALLÈLE MODERNE

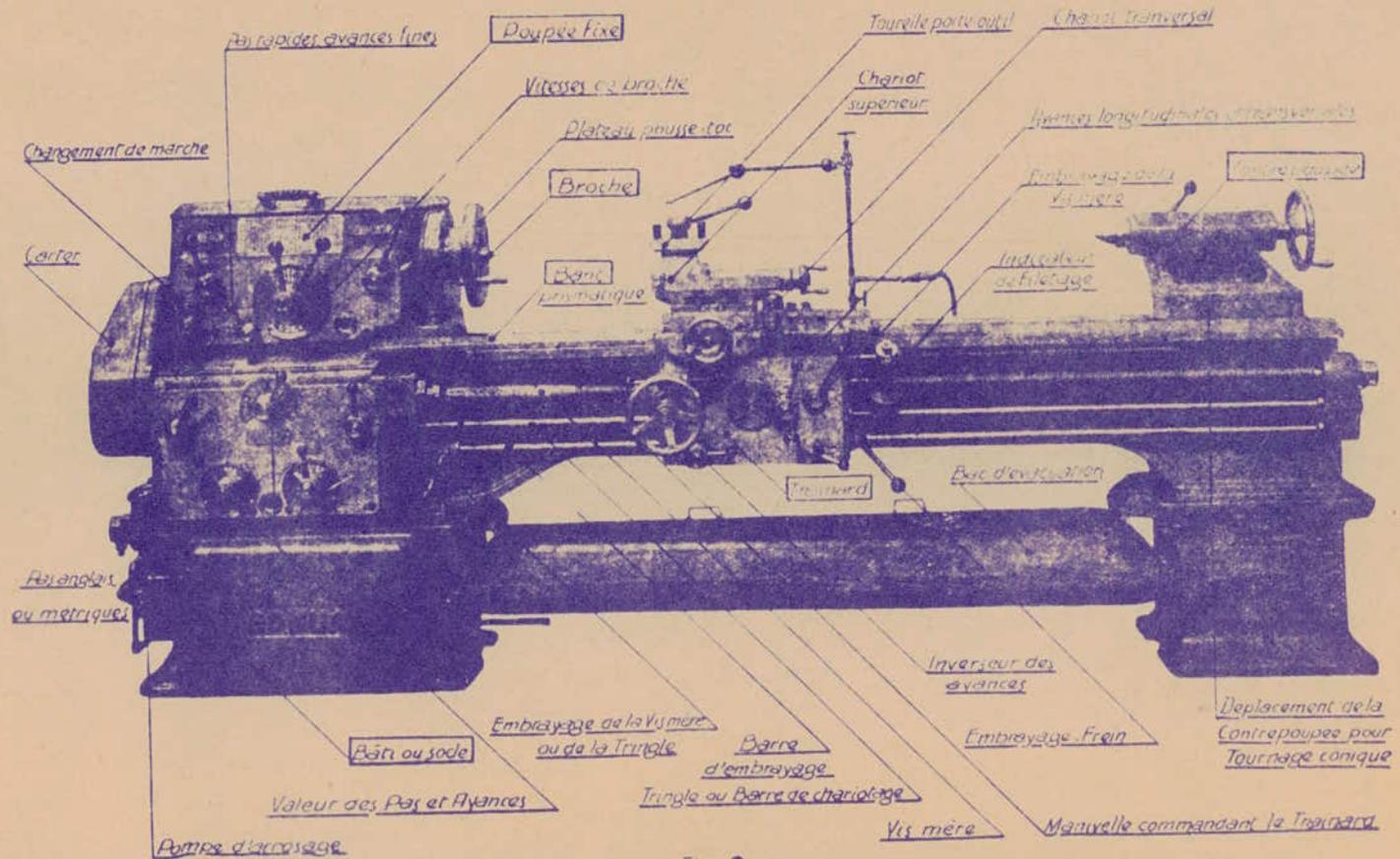


Fig. 9

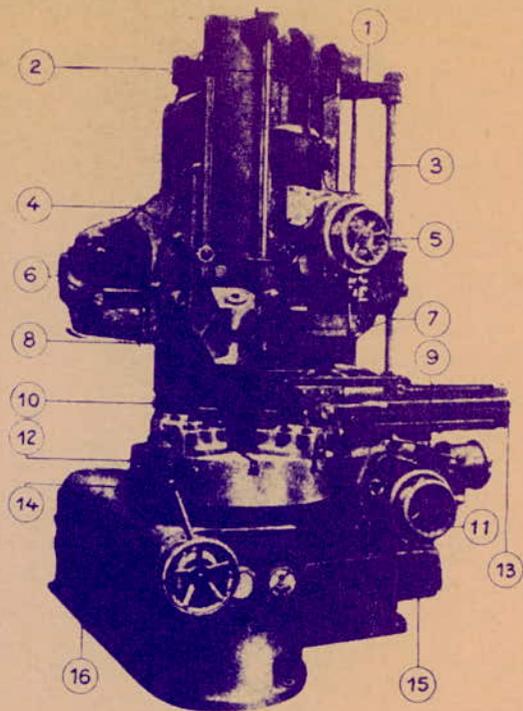


Fig. 10

- | | |
|--|--|
| 1. Dispositif de relevée du bras. | 9. Déplacement rapide. |
| 2. Taquets de débrayage. | 10. Tourelle porte-outil. |
| 3. Tringle verticale. | 11. Déplacement manuel du chariot sur montant. |
| 4. Secteur d'inclinaison du chariot. | 12. Plateau porte-pièce. |
| 5. Déplacement manuel du chariot sur bras. | 13. Chariot sur montant. |
| 6. Chariot sur bras. | 14. Embrayage et freinage. |
| 7. Embrayage des avances. | 15. Commande des avances. |
| 8. Tourelle revolver. | 16. Sélection des vitesses de broche. |

TOUR EN L'AIR

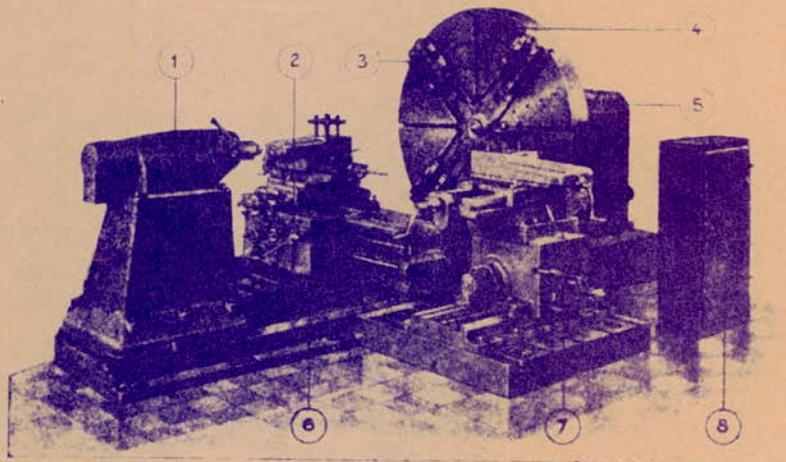


Fig. 11

- | | |
|--|--|
| 1. Contrepoupée. | 6. Taque de montage du chariot avant et de la contrepoupée. |
| 2. Chariot porte-outil avant. | 7. Chariot porte-outil arrière monté sur taque particulière. |
| 3. Mors reversibles et amovibles indépendants. | 8. Armoire de commande électrique. |
| 4. Plateau porte-pièce. | |
| 5. Poupée fixe. | |

2.3. LE TOUR EN L'AIR: (Fig: II)

Il sert pour le tournage des grosses pièces ne pouvant économiquement être usinées sur des volumineux tours normaux ou verticaux. Ses applications multiples se trouvent considérablement augmentées par l'amovibilité des chariots porte-outils et de la contre-poupée.

Le tour en l'air est généralement constitué par une poupée fixe du type normal recevant un plateau de grand diamètre; une taque particulière reçoit la contre-poupée et les chariots qui peuvent être orientés ou décalés parallèlement ou perpendiculairement par rapport à l'axe des pointes. Ils possèdent d'autre part chacun son propre mécanisme de changement d'avance.

Entre la poupée fixe et la taque une fosse peut être prévue pour l'usinage des gros diamètres.

2.4. LE TOUR A DECOLLETER REVOLVER, SEMI-AUTOMATIQUE OU AUTOMATIQUE:

Le mot révolver apparaît presque toujours dans ces appellations; il situe d'une façon parfaite le cycle de succession des outils face à la pièce, chacun d'entre eux arrivant en position de travail pour accomplir son usinage particulier. L'organe mécanique chargé à cet escamotage d'outils s'appelle TOURELLE REVOLVER.

Le tour révolver caractérise presque tous les types de machine à décolleter aussi bien semi-automatique qu'automatique. C'est l'éclatement du tour parallèle à outil unique à une machine à outils multiples. Parmi ces outils, il y a ceux qui équipent les porte-outils du chariot transversal; et ceux qui équipent la tourelle dite REVOLVER. Celle-ci porte généralement quatre, six, ou même huit outils. Cette combinaison de plusieurs outils travaillant simultanément dans un ordre déterminé, a pour but d'améliorer le rendement de la machine. Cette importante production fait justement différer le tour révolver à ou-

tils multiples au tour parallèle à outil unique.

Parmi ces tours à outils multiples il faut distinguer trois types:

.Le tour révolver de précision.

.Le tour semi-automatique.

.Le tour automatique.

L'utilisation de ces trois types amènent à l'exécution manuelle, semi-automatique ou automatique d'une pièce prise généralement dans une barre profilée ayant, pour la plupart du temps, une section ronde ou hexagonale.

Dans le tour révolver, les commandes des outils d'usinage sont manoeuvrées manuellement. (Fig: I2). Ces outils sont portés par une tourelle amovible. Ce qui facilite énormément le décolletage.

Ce type de tour peut être rapidement transformé en tour d'outilleur ou de reprise par la simple interchangeabilité de la coulisse porte tourelle par un appareillage approprié au travail demandé.

Pour le tour semi-automatique, (fig: I3) les mouvements d'avance des outils sont automatiques. Cet automatisme est assuré par un embrayage mis en action par l'ouvrier spécialisé, mais le changement des opérations sont faites manuellement par ce même ouvrier.

Tandis que sur le tour automatique, (fig: I4) tous les mouvements d'avance des outils à charioter, à profiler à filoter, à percer, à tronçonner..., sont donnés par des cames plates et des cames cloches étudiées spécialement pour chaque pièce à exécuter, et qui sont commandées automatiquement sans l'intervention du technicien pour toute la série des pièces. Il est à noter que l'avance de la barre se fait automatiquement.

Le rendement et le fonctionnement de cette merveille mécanique sont conçus de telle sorte qu'un seul techni-

TOUR REVOLVER DE PRÉCISION

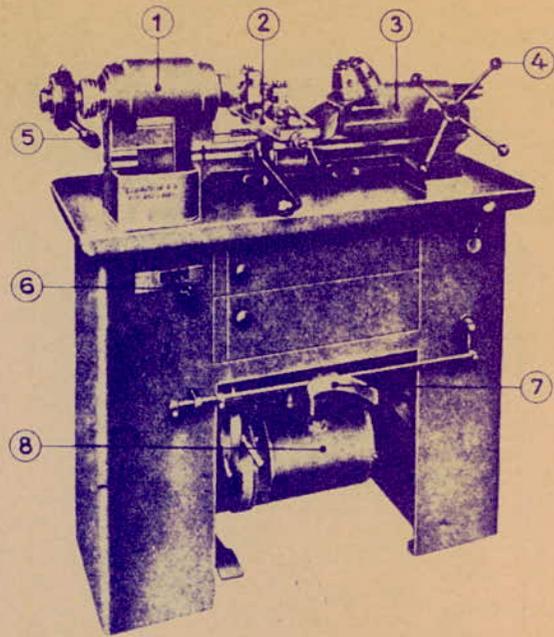


Fig. 12

1. Poupée fixe.
2. Chariot transversal à tronçonner.
3. Chariot revolver.
4. Cabestan de manœuvre.
5. Serre-pince en marche.
6. Marche avant, point mort, marche arrière.
7. Crémaillère de mise en marche.
8. Moteur encastré.

TOUR A DÉCOLLETER SEMI-AUTOMATIQUE

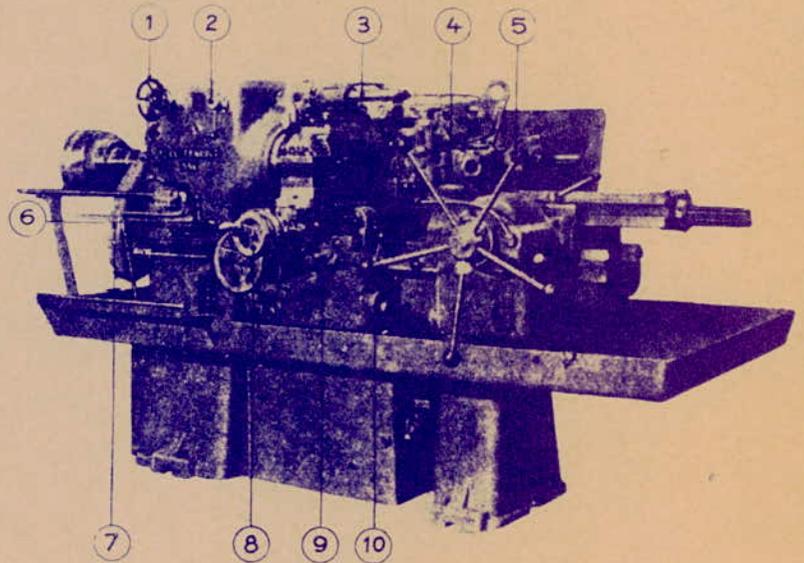


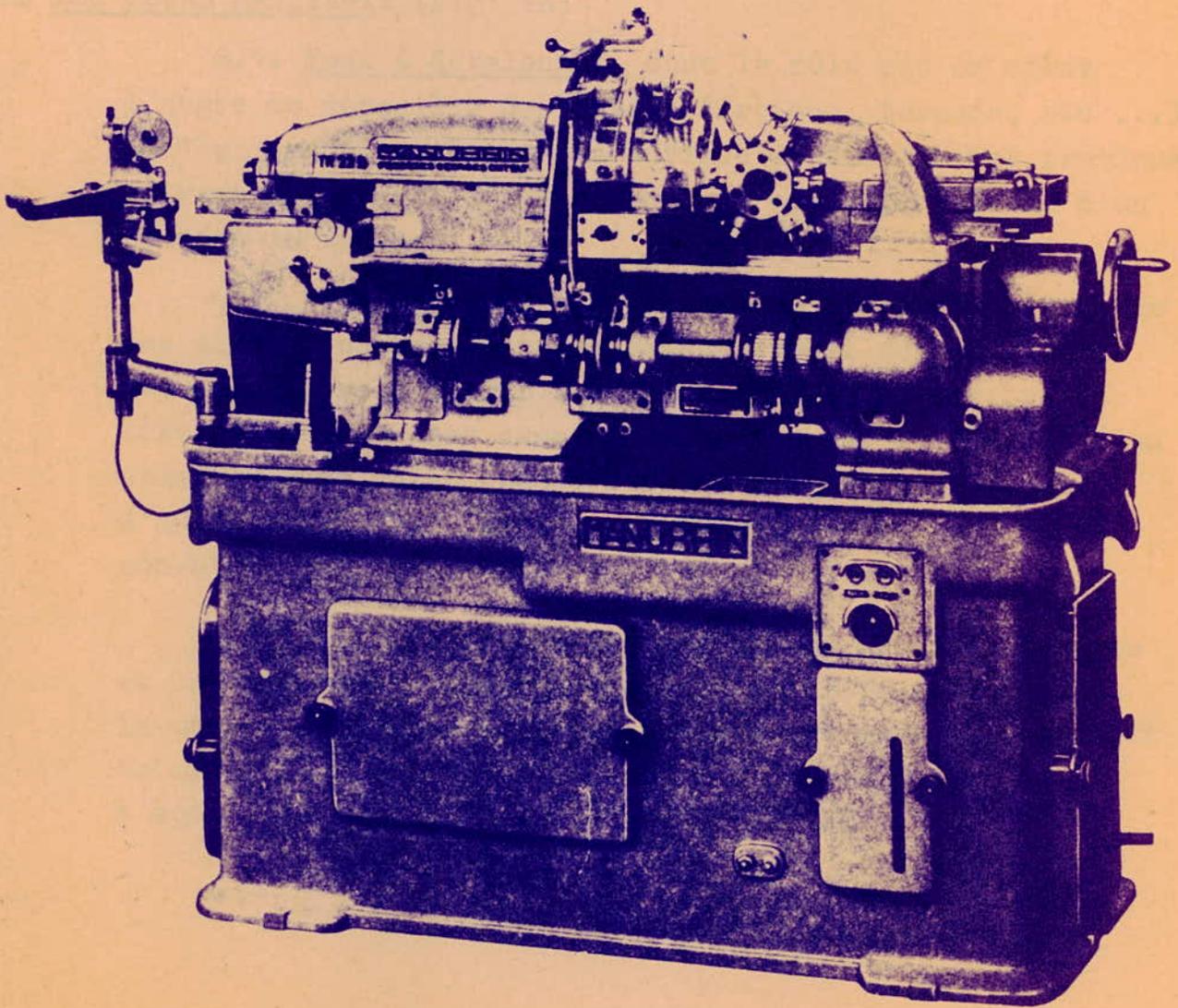
Fig. 13

- | | |
|--|---|
| 1. Sélection des vitesses de broche. | 6. Barre de butée longitudinale. |
| 2. Marche AV et AR, débrayage et frein. | 7. Carter du mécanisme d'avance. |
| 3. Barre pilote. | 8. Commande manuelle du chariot transversal. |
| 4. Tourelle porte-outils. | 9. Embrayage du mouvement longitudinal. |
| 5. Cabestan du mouvement de coulisse de la tourelle. | 10. Tambour de sélection des avances longitudinales et transversales. |

Fig: 14

TOUR AUTOMATIQUE

- MANURHIN -



cien peut conduire plusieurs machines à la fois.

2.5. LE TOUR DE PRECISION: (Fig: 15)

C'est une petite machine qui se place même sur l'établi. Elle est utilisée pour la petite mécanique de précision. Elle assure l'exécution ou la reprise des pièces de faibles dimensions exigeant une finition irréprochable avec une grande précision.

2.6. LES TOURS SPECIAUX: (Fig: 16)

6.1. Tour à détalonner dont le rôle est de créer l'angle de dépouille des outils (fraises, tarauds, etc ...) Le dégagement arrière de la surface de travail est pratiqué suivant une spirale à l'aide d'une came spéciale et d'un ressort de tension.

6.2. Tour à reproduire créé pour la reproduction sur une pièce d'un profil précédemment établi sur un gabarit creux ou en relief, sur une pièce type ou un calibre en tôle. Le guidage est assuré d'une part par le contact d'un doigt ou d'un galet trempé sur les anciens tours, et d'autre part par un dispositif hydrolique sur les tours récents.

Je viens de donner un bref aperçu sur l'historique et les différents tours en général et il va falloir pour le moment s'engager à l'étude proprement dite dont l'objet se situe dans la classe des tours à outils multiples. Il s'agit d'un TOUR REVOLVER A DOUBLE BROCHE.

TOUR DE PRÉCISION

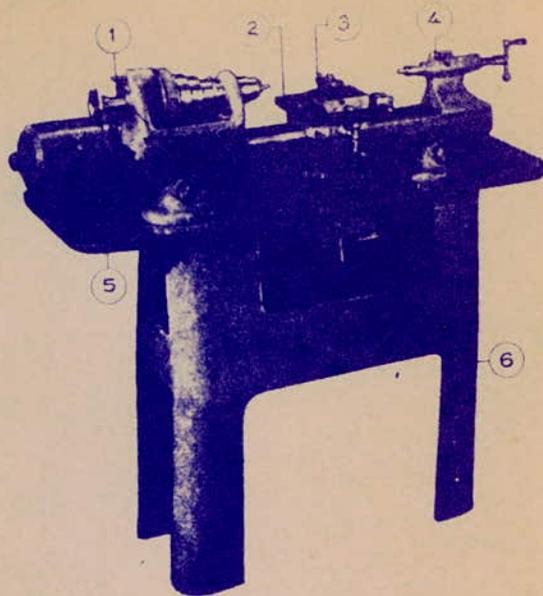


Fig. 15

1. Poupée fixe.
2. Chariot transversal.
3. Chariot porte-outil.
4. Contrepoupée.
5. Serre-pince.
6. Commutateur de marche AV et AR.

TOUR A REPRODUIRE

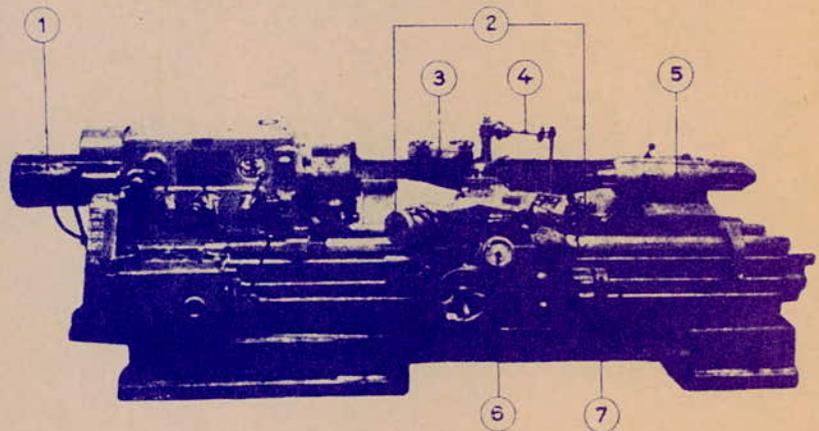


Fig. 16

1. Moteur flasque bride.
2. Chariots inclinés à commande hydraulique.
3. Dispositif de maintien de la pièce modèle.
4. Réglage manuel du palpeur.
5. Contrepoupée à commande hydraulique.
6. Commande manuelle du chariot transversal.
7. Moteur électrique commandant le trainard.

CHAPITRE III

ETUDE DU TOUR REVOLVER A DOUBLE BROCHE

3.1. GENERALITES SUR LE DECOLLETAGE:

Le décolletage est une méthode particulière d'usinage dans la barre des pièces de révolution, dans laquelle tous les outils nécessaires à la réalisation de la pièce sont montés en même temps sur la machine avec leur réglage particulier en position et course de telle sorte qu'ils sont présentés successivement à la pièce pour y opérer leur partie de l'usinage.

Pour permettre une grande cadence de fonctionnement la matière enlevée doit s'évacuer très rapidement

Le décolletage nécessite donc que les métaux utilisés

- doivent donner des copeaux très friables n'engageant pas les outils.

- qu'ils aient une action lubrifiante pour permettre l'usinage à grande vitesse de coupe.

3.2. METAUX DE DECOLLETAGE:

Le décolletage est généralement pratiqué sur trois types différents de métaux industriels:

3.2.1. Les aciers:

La composition des aciers de décolletage a été mise au point pour satisfaire plusieurs exigences propres aux tours révolvers, semi-automatiques et automatiques.

En effet le dégagement rapide des copeaux permet d'accroître la vitesse de coupe sans augmenter l'usure de l'outil. Ce dégagement instantané ne peut être obtenu que par une grande friabilité du métal. La fonte grise présente à cet égard d'incontestables qualités; les aciers doux et extra-doux sont d'un emploi incommode sur les tours à décolleter car ils les encombrant par leur copeaux abondant. Que faut-il employer alors pour décolleter un tel acier qui ne

répond pas exactement aux conditions demandées?

Ce n'est que les métallurgistes américains qui, ont eu, les premiers, l'idée d'incorporer aux aciers deux éléments qui sont le soufre et le plomb, rendant leurs qualités acceptables pour le décolletage.

Le soufre augmente la friabilité du métal et provoque la division du copeau.

Le plomb procure une action lubrifiante sur les outils et permet d'élever la vitesse de coupe et les avances.

3.2.2. Le laiton:

C'est un alliage couramment utilisé dans l'industrie pour trois raisons:

- Prix relativement bas
- Décolletage facile sur les machines outils et particulièrement sur les tours revolver, semi-automatiques et automatiques.
- Grande plasticité à chaud facilitant le laminage et l'étirage.

Comme les aciers à décolleter, le laiton renferme en dehors de ses constituants de base différents éléments jouant, tantôt, le rôle d'impuretés; tantôt, le rôle de véritables additions destinées à améliorer leur usinage. C'est ainsi que le plomb ajouté à la proportion de 1,5 à 2,5 % est destiné non seulement à augmenter la plasticité à froid et à chaud, mais également, à rendre les copeaux plus friables dans les opérations de décolletage.

3.2.3. Les alliages légers:

Comme pour le laiton de décolletage, la possibilité d'obtenir des copeaux courts facilement détachables de façon à ne pas gêner le travail, a conduit le métallurgiste à produire des alliages légers spécialement conçus pour le décolletage.

Parmi ces alliages, les plus couramment utilisés sont

ceux du cuivre et de l'aluminium tels que les bronzes,... et le duralumin, l'alpax, le duralinox,...

L'addition du plomb, de l'antimoine et du cadmium en faible quantité, a permis un usinage plus facile sans influencer les autres caractéristiques du métal.

3.3. ETUDE DE LA MACHINE EN QUESTION:

Je n'avais pas la prétention, dans le cadre de cet ouvrage, de développer toutes les connaissances s'appliquant aux machines à décolleter, mais tout simplement, je mènerai autant que possible une étude de la machine en question; c'est-à-dire le TOUR REVOLVER A DOUBLE BROCHE tout en faisant ressortir son utilité, ses avantages et sa conception définissant ses possibilités d'usinage, sa capacité, ses mouvements et ses caractéristiques en générale.

Certainement, ce genre de machine sera destinée à l'usinage des métaux à décolleter que je viens de citer précédemment.

Il portera comme le nom l'indique, deux broches et en face de chacune d'elles, il y aura une tourelle revolver équipée de six outils, travaillant successivement selon les opérations qu'exige la pièce à usiner. Le genre d'usinage sera le même que sur un tour revolver unibroche: c'est-à-dire des pièces de petites mécaniques comme celles qui se trouvent dans les pendulerics, les horlogeries, la photographie, les appareils de mesure, les compteurs électriques, les petits appareillages, etc...

Si la machine à étudier aura pour rôle d'exécuter des pièces de même genre que celles qui s'usinent sur le tour revolver unibroche, le lecteur pourra poser la question suivante: quel est alors l'utilité de cette étude?

Dans le domaine de la mécanique et surtout dans la fabrication des produits finis les usines s'intéressent

toujours à la grande production pour pouvoir satisfaire les besoins de l'être humain avec un prix de vente assez bas. En conséquence, cette machine dite TOUR REVOLVER A DOUBLE BROCHE a pour but essentiel d'augmenter cette production avec un seul manipulateur et dans un même temps d'usinage que celui qui est donné au tour révolver unibroche.

Pour la bonne compréhension il est préférable de citer un exemple:

Soit à fabriquer une série de vis en laiton (fig: I7) qui peuvent être utilisées pour des organes travaillant constamment dans l'eau ou une série de gicleurs (fig: I8) dont l'emploi est demandé par des organes de la mécanique de fluide.

Pour faire la comparaison de la fabrication des vis par exemple, entre le tour révolver unibroche et le TOUR REVOLVER A DOUBLE BROCHE qui est en étude, je dresserai un tableau donnant la différence de production et l'avantage du tour révolver à double broche sur l'autre.

Travail à exécuter: Série de vis en laiton.			
	a	b	c
Nombre de machines utilisées	1	1	2
Nombre d'ouvriers demandés	1	1	2
Nombre de pièces usinées	1	2	2
Temps d'usinage (en secondes)	90	90	180
Nombre de bâtis	1	1	2

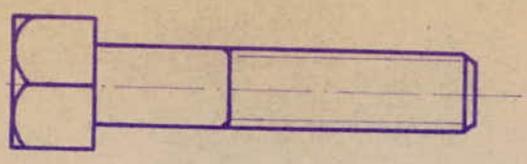
a: tour révolver unibroche.

b: tour révolver à double broche

c: deux tours révolvers unibroche

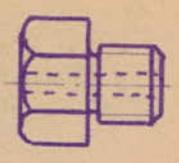
Il est à remarquer qu'il faut:

Fig: 17



Vis

Fig: 18



gicleur

Efforts agissant sur la pièce: R_c, R_a, R_p
sur l'outil: F_c, F_a, F_p

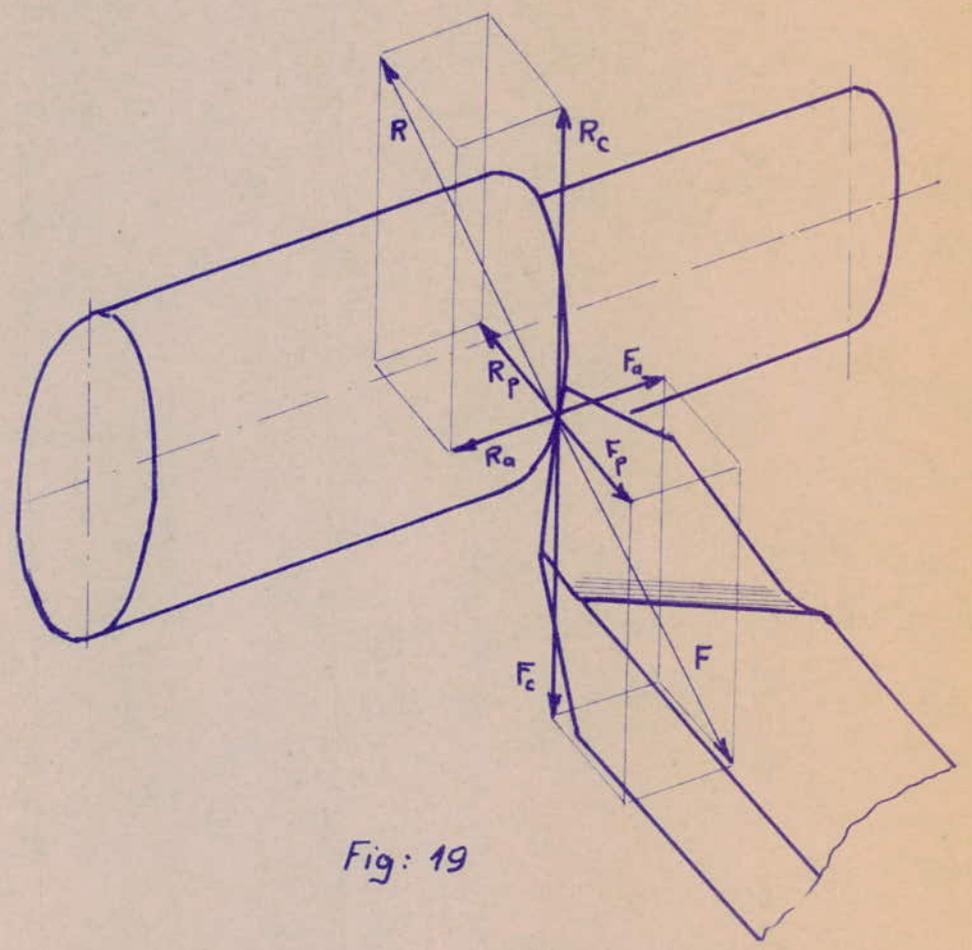


Fig: 19

Deux machines unibroche

Deux ouvriers

Deux temps d'usinage

pour avoir deux pièces qui peuvent être données par:

Un seul tour révolver à double broche

Un seul ouvrier

Un seul temps d'usinage

En outre avec la machine qui est actuellement en étude, le fabricant a l'avantage de doubler sa production sans doubler le temps d'usinage ni la main d'œuvre.

Un autre avantage peut être déduit non pas pour le fabricant mais pour le constructeur de la machine: c'est l'économie de la matière première utilisée pour sa fabrication -- un seul bâti en fonte qui portera les organes du tour révolver à double broche au lieu de deux destinés à deux machines unibroche remplissant les mêmes conditions que celles qui est à l'étude--

Dans cette étude j'essayerai de prévoir une construction facile et possible. Ce qui va refléter encore l'intérêt du tour révolver à double broche.

Cette construction sera tracée par 3 grandes lignes:

-- Calcul de la puissance de la machine.

-- Calcul en résistance des matériaux des éléments principaux de la machine.

-- Dessin technique de la machine en vues d'ensemble permettant la compréhension des systèmes y employés.

CHAPITRE IV

CALCUL DE PUISSANCE DE LA MACHINE

4.I. GÉNÉRALITÉS:

Il s'agit du calcul de la puissance absorbée du tour revolver à double broche.

L'étude assez poussée et concentrée sur la coupe des métaux ne permet jusqu'à nos jours qu'un calcul approximatif de la puissance avec des formules empiriques. Ceci s'explique par le fait que le travail de coupe dépend d'un grand nombre de facteurs dont plusieurs ne sont pas encore suffisamment étudiés.

Il est évident que le calcul de la puissance pour des conditions les plus défavorables possibles m'amèneraient à un moteur électrique trop puissant qui sera mal utilisé au régime normal de travail, et à une construction trop lourde de la machine. Si par contre la puissance du moteur électrique est trop faible, les possibilités d'exploitation de la machine se trouveront réduites par rapport à son champ d'utilisation prévu.

En outre, le manque de données précises concernant les efforts de coupe aux différents régimes particulièrement possibles de travail m'oblige à admettre certaines formules et certains coefficients empiriques qui ont été décélés par des intéressés dans l'étude de coupe des métaux comme Taylor, Denis, Lauru, Kronenberg, etc...

Le calcul de la puissance du tour ne se limite pas au calcul de la puissance nécessaire à la coupe, mais elle tient compte de la puissance absorbée pendant la marche à vide de la machine, qui est difficile à déterminer par le calcul à cause d'absence d'études poussées sur les pertes par frottement dans les différents types de mécanismes et surtout dans les glissières et les paliers. Faut-il aussi

admettre une certaine valeur de cette puissance?

Je pense qu'il est logique de fixer un certain rendement global tout en m'inspirant des autres machines outils semblables.

Pour la détermination de la puissance absorbée par la coupe, je prendrai les conditions limites d'utilisation de la machine en ce qui concerne les valeurs maximums de la section de copeau, de la vitesse de coupe, et de la matière la plus dure à décolleter.

4.2. ETUDE DES EFFORTS DE COUPE:

Au moment de la transformation de la matière au moyen des outils de coupe des efforts prennent naissance et sollicitent les organes de la machine.

Ces efforts représentés par la figure I9 sont au nombre de trois dont F est la résultante de:

-- F_c : composante tangentielle à la pièce dirigée dans le sens de la coupe et qui est appelée effort de coupe.

-- F_a : composante tangentielle à la pièce mais dirigée dans le sens de l'avance de l'outil et qui est appelée effort d'avance. Il n'absorbe qu'une faible partie de la puissance.

-- F_p : composante radiale à l'axe de la pièce et qui est appelée effort de pénétration. Il n'absorbe aucune puissance du fait qu'il ne participe à aucun déplacement et tend seulement à repousser l'outil.

Il est bien évident que l'outil agit sur la pièce et la pièce réagit avec des efforts équivalents mais opposés.

Ces efforts varient en fonction de plusieurs facteurs tels que:

-- la matière à travailler.

-- le genre d'outil travaillant (sa pente effective de coupe et son angle de direction).

-- les conditions de travail (sans ou avec arrosage)

-- la section de copeau à enlever.

Dans le domaine de la coupe des métaux, des chercheurs ont abouti à des résultats empiriques concluant que l'effort de coupe est proportionnel:

- à la section de copeau (s)
- à la pression spécifique de coupe (K)

$$F_c = Ks = a.p.K$$

a= avance en millimètres.

p= profondeur de passe en millimètres

K= Pression spécifique en Kgf/mm² ou daN/mm²

F_c= Effort de coupe en Kgf ou daN.

Vu qu'il y a une bonne gamme de matières à usiner pouvant être différenciée par la résistance à la rupture R_r, le coefficient K ne sera pas constant mais, il variera avec la dureté du métal. Une détermination expérimentale donne quelques valeurs de K en fonction de R_r.

R _r . (Kgf/mm ²)	50	60	75	90	110
K. (Kgf/mm ²)	228	278	342	406	384

Ces valeurs ne sont qu'approximatives car elles peuvent varier en fonction des angles de l'outil et plus particulièrement avec la pente effective de coupe et l'angle de direction. Pour avoir une idée sur cette variation un tableau de valeurs expérimentales de K en fonction de la pente d'affûtage de l'outil est dressé comme suit :

Pente b°	K (Kgf/mm ²)					
	R _r =50	R _r =60	R _r =75	R _r =90	R _r =110	R _r =130
28	228	262	312	362	428	494
21	242	278	331	384	454	525
17	250	287	342	396	469	532
14	256	293	350	406	481	558
13	268	296	353	409	484	559
7	270	309	369	428	507	586

Il faut remarquer encore que la variation de K est due aussi à l'angle d'obliquité de profil, par exemple, les efforts créés par un outil à charioter et un outil couteau sont totalement différentes. (Fig: 20)

La section de copeau influe également sur les valeurs de K et par conséquent sur l'effort de coupe. D'une manière générale il augmente avec l'accroissement de la section de copeau.

Une étude expérimentale faite par Taylor et ses adeptes donne l'abaque représenté par la figure 2I.

En tenant compte de la section de copeau, Taylor a pu définir la formule suivante, donnant l'effort de coupe F_c .

$$F_c = C \cdot p^m \cdot a^n$$

C= Coefficient dépendant de la matière.

p= Profondeur de passe en mm.

a= Avance en mm.

m et n sont des exposants dont la valeur dépend de la matière à usiner.

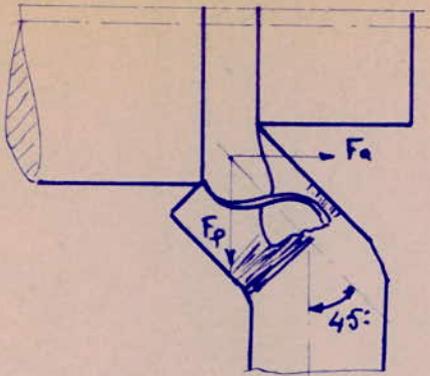
Un tableau expérimental dressé par Taylor complète la formule précédente pour les fontes et les aciers.

Matière	Rr	HB	C	m	n
Acier doux	30 à 40		160	1	0,93
A. mi-dur	40 à 60		200	1	0,93
Acier dur	60 à 80		240	1	0,93
F. douce		100 à 140	88	0,93	0,75
F. mi-dure		140 à 180	112	0,93	0,75
Fonte dure		180 à 220	135	0,93	0,75

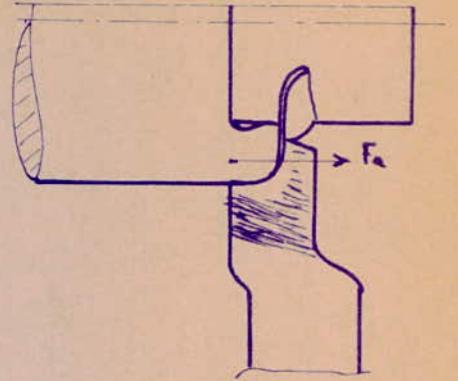
D'autres chercheurs, à partir de la formule:

$$F_c = K \cdot s$$

Fig: 20



$$\gamma = 45^\circ \quad F_c = F_f$$



$$\gamma = 90^\circ \quad F_f = 0$$

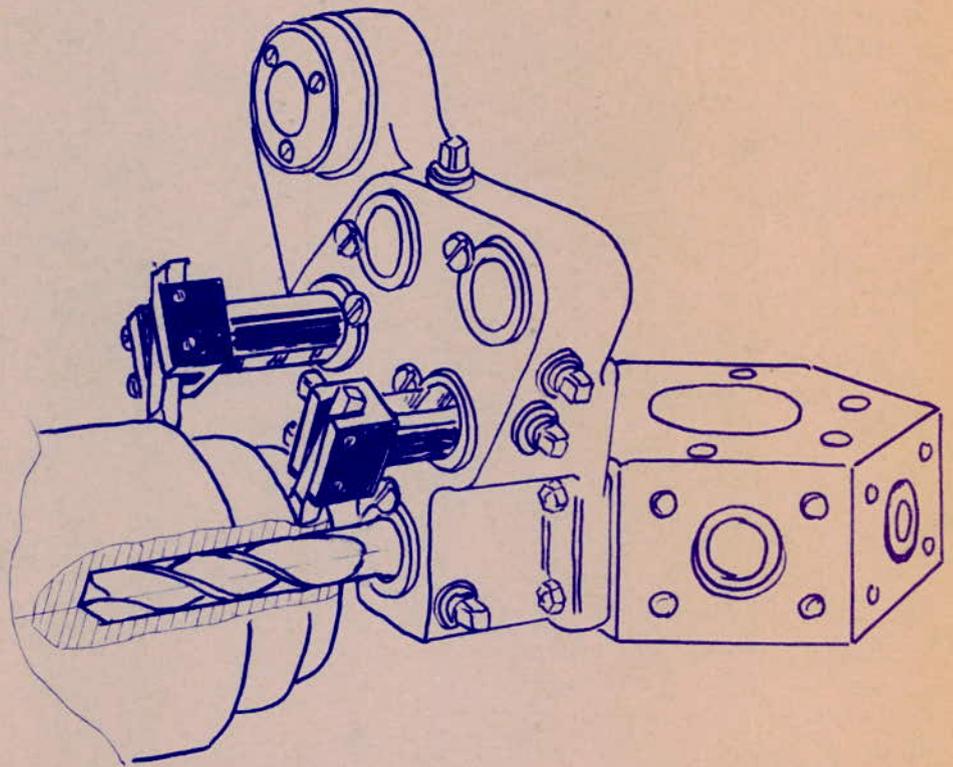


Fig: 21c

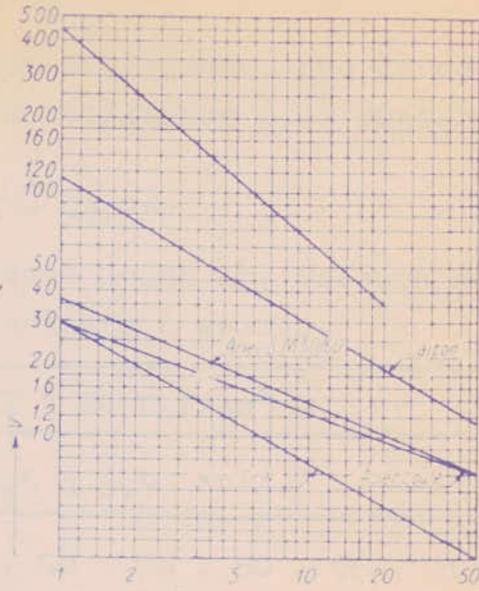


Fig. 21.b. Loi de Kromberg

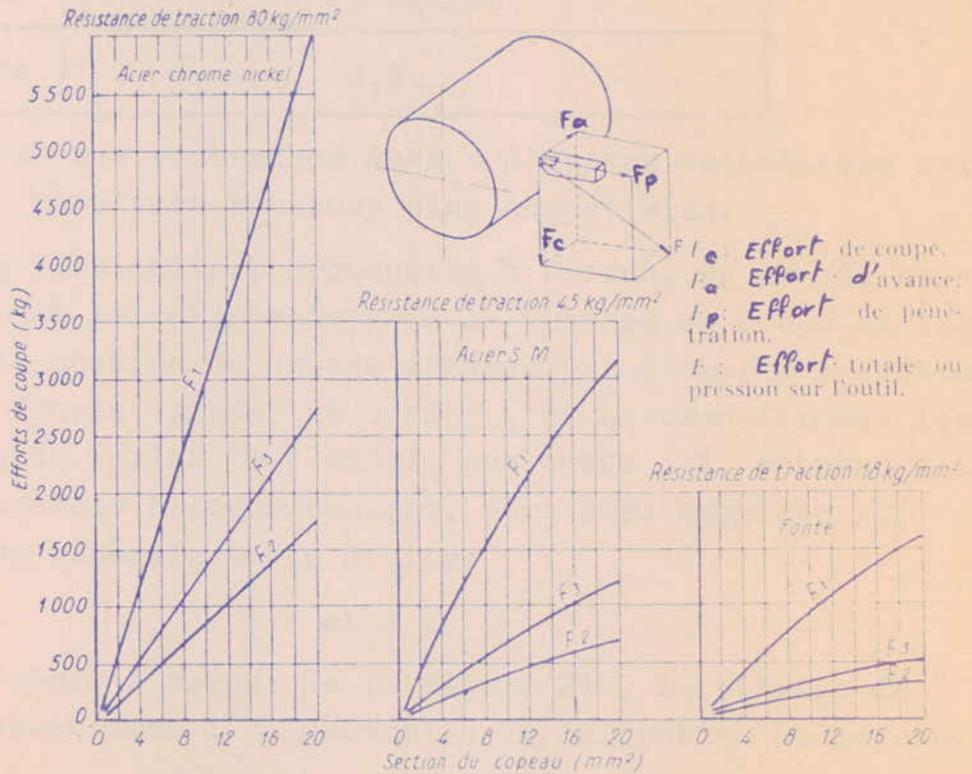


Fig. 21. — Abaque des composantes de la pression de coupe.

ont prouvé toujours par expérience, que le coefficient K est proportionnel à la résistance à la rupture du métal à usiner.

$$K = Co.Rr$$

Le tableau suivant donne les valeurs du coefficient Co en fonction de la matière à usiner.

Fonte	Rr	12 à 24 Kgf/mm ²						
	Co	4,5 à 5,5						
Acier	Rr	40	50	60	70	80	90	100
	Co	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3	3,2
Alpax	Rr	15 Kgf/mm ²						
	Co	4,5						

D'autres recherches dues à d'autres techniciens ont donné des résultats beaucoup plus compatibles.

En particulier, Kronenberg a prouvé, en examinant et en comparant les expressions de la vitesse de coupe en fonction de la section de copeau données par d'autres chercheurs tels que Kunein, Ripper et Dunley, et en transformant les équations de Taylor et d'Engel, que cette loi, représentée dans un système bilogarithmique, peut être exprimée par l'équation générale de la droite:

$$y = mx + n$$

D'après l'abaque de la figure 21b, la vitesse de coupe décroît avec l'augmentation de la section de copeau.

Soit V la vitesse de coupe en m/mm

s la section de copeau en mm²

Kronenberg a posé:

$$y = \log V$$

$$x = \log s$$

$$n = \log C_v$$

$$m = -\frac{1}{\epsilon_v}$$

$$y = mx + n$$

$$\log V = -\frac{1}{\epsilon_v} \log s + \log C_v$$

$$\log V = \frac{\log C_v}{\frac{1}{\epsilon_v} \log s}$$

$$V = \frac{C_v}{\epsilon_v \sqrt{s}}$$

Après avoir établi cette formule Kronenberg a réalisé plusieurs essais sur des métaux différents, et il a pu fixer les constantes C_v et ϵ_v en fonction de la matière et des différents conditions de travail; c'est-à-dire avec ou sans refroidissement de l'outil. Le tableau suivant donne les valeurs de C_v et ϵ_v .

Matière	Rr	HB	Cv			ϵ_v
			a	b	c	
Laiton		80 à 120	112			1,62
Bronze			77			2,28
	30 à 40		55	77	38,5	
	40 à 50		44	62	31	
Acier	50 à 60		35	49	24,5	2,44
	60 à 70		27,7	39	19,5	
	70 à 80		17,8	25	12,5	
Acier N.C.			28	39	19,5	1,77
		100	42	59	29,5	
Fonte		150	26,5	37	18,5	3,6
		200	15	21	10,5	
Ac. coulé		135 à 150	28,7	40	20	2,75

a = Durée de l'outil : 60mn sans refroidissement
480mn avec refroidissement

b = Durée de l'outil : 60mn avec refroidissement

c = Durée de l'outil : 420mn sans refroidissement

HB= Dureté Brinell.

Rr= Résistance à la rupture.

Poursuivant ses recherches, Kronenberg a pu établir une formule analogue pour la pression spécifique de coupe K

$$K = \frac{C_k}{\epsilon_k \sqrt{s}}$$

En remplaçant K par sa valeur dans la formule de l'effort de coupe $F_c = K.s$, j'obtiens :

$$F_c = \frac{C_k}{\epsilon_k \sqrt{s}} \cdot s = C_k \cdot s^{1 - \frac{1}{\epsilon_k}}$$

C_k et ϵ_k varient en fonction de la matière et de l'angle de coupe de l'outil.

Kronenberg a complété cette formule par un tableau de valeurs des termes C_k et ϵ_k établies toujours par expérience.

Matière	C_k	ϵ_k
Fonte douce	123	5,41
Fonte mi-dure	232	4,26
Fonte dure	252	3,65
Acier 40.50	198	15
Acier 50.60	218	15
Acier 60.80	270	15
Acier Ni. Cr.	241	10,4
Acier moulé	176	6,7
Bronze	80	4
Laiton	70	6,8
Alpax	66	9,65

Après cette brève étude des efforts de coupe, je me trouve selon plusieurs chercheurs avec plusieurs formules qui me donnent l'effort de coupe:

$$F_c = C. a^m. p^n$$

$$F_c = C_o.R.a.p$$

$$F_c = C_k. s^k. \frac{1}{\epsilon_k}$$

Quelle formule alors faut-il appliquer pour pouvoir calculer l'effort de coupe?

Vue que toutes ces formules ont été adoptées par la technique de coupe, je pense qu'il va falloir calculer F_c avec ces trois formules et prendre une valeur moyenne.

Comme ça était dit au paragraphe I du chapitre IV pour déterminer la puissance, je prendrai les conditions limites d'utilisation de la machine. Ces conditions m'amènent au choix de la section de copeau maximum à enlever. Je fixerai alors des conditions préalables de la pièce à usiner et des outils travaillants.

4.3. EXPLOITATION MAXIMUM DE LA MACHINE:

Ce type de machine sera munie de deux broches et deux tourelles revolver. Chacune d'elle recevra six porte-outils. Mais dans la technique du décolletage, un porte-outils peut recevoir un ou plusieurs outils travaillant en même temps; ce qui fera diminuer certainement le temps d'usinage. Par exemple, la figure 21 montre un porte-outils standardisé pouvant recevoir deux outils à charioter et un forêt. L'ouvrier pourra exécuter au moyen d'une seule course de la coulisse porte tourelles revolver deux chariotages et un perçage en même temps. Il est bien évident que dans ce cas là les efforts de coupe seront beaucoup plus importants que dans le cas où un seul outil qui rentre en action au moment du travail. La valeur de ces efforts augmente encore avec la section de copeau à enlever et la dureté du métal.

En choisissant ce type de porte-outils, la section de copeau maximum, et le métal à usiner, je pense que la machine sera exploitée au maximum.

4.4. CALCUL DES EFFORTS DUS AU CHARIOTAGE:

4.4.1. Diamètre maximum admis par la pince:

Le diamètre maximum que pourra recevoir la pince est fixé à 25 mm , qui est une valeur donnée par le sujet.

4.4.2. Choix de la section de copeau:

D'après le diamètre maximum de la pièce, c'est à-dire le diamètre maximum de passage de la barre à travers la pince, j'essayerai d'imaginer une pièce pouvant me donner une section de copeau maximum à enlever. Les figures 22 et 23 indiquent le genre de pièce à usiner et deux différents modes d'usinage.

Le genre de ces pièces amène à prévoir deux outils à charioter et un foret.

La profondeur de passe de chaque outil est de:

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

Son avance sera:

$$a = 0,3 \text{ mm}$$

Remarque :

Quoiqu'il est rare de travailler dans les opérations de décolletage avec une profondeur de passe de 4 mm et une avance de 0,3 mm en une seule passe, il est préférable d'envisager ces conditions de travail pour pouvoir trouver les efforts maximums et en déduire la puissance maximum du tour révoluer à double broche.

4.4.3. Choix du métal à usiner

Le tour sera pour la plupart du temps, destiné à décolleter des métaux de faibles résistances tels que le bronze, le laiton, l'aluminium, l'alpax, le duralumin etc...

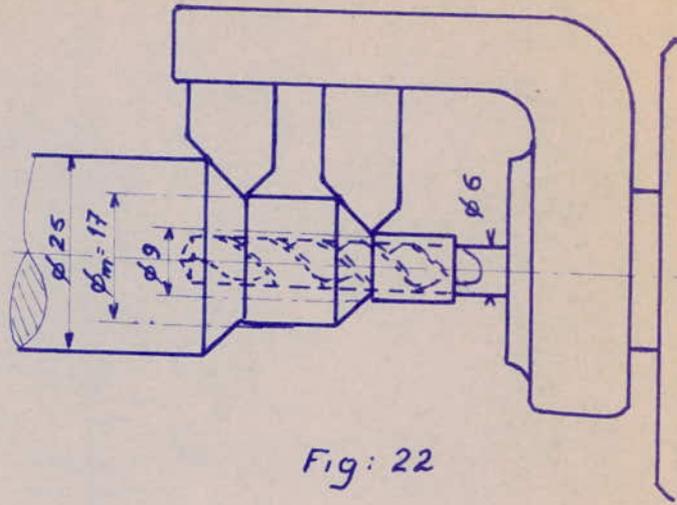


Fig: 22

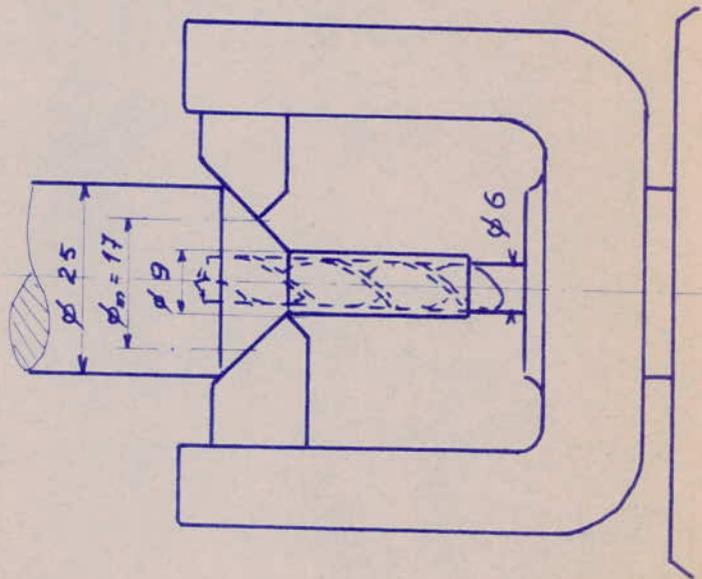


Fig: 23

mais il est fort possible qu'il usinera des pièces en acier. Malgré que sa plus grande productivité sera sur les alliages légers, il est beaucoup plus logique de calculer les efforts de coupe et la puissance en fonction d'une pièce en acier. En outre, le métal choisi sera de l'acier ayant une résistance à la rupture:

$$R_r = 70 \text{ kgf/mm}^2$$

4.4.4. Calcul des efforts:

Les efforts qui prennent naissance au cours du chariotage ont été définis au § 2 du chapitre 4 (Fig: 19) La théorie sur la coupe des métaux ne détermine que l'effort de coupe F_c , l'effort d'avance F_a et celui de pénétration F_p sont déduits d'après l'effort de coupe avec une certaine proportion. D'après l'expérience, leur intensité est faible par rapport à l'effort de coupe.

F_a est sensiblement égal à $\frac{F_c}{4}$

F_p dépend de l'angle d'obliquité de profil γ

En prenant $\gamma = 45^\circ$, F_p aura la même valeur que F_a .

4.4.4.1. Calcul de l'effort de coupe F_c :

a) -- D'après la formule:

$$F_c = C \cdot p^m \cdot a^n$$

Le tableau dressé sur la page 19 donne pour l'acier de 60 à 80 kgf/mm²

$$C = 240$$

$$m = 1$$

$$n = 0,93$$

$$F_c = 240 \times 4^1 \times 0,3^{0,93}$$

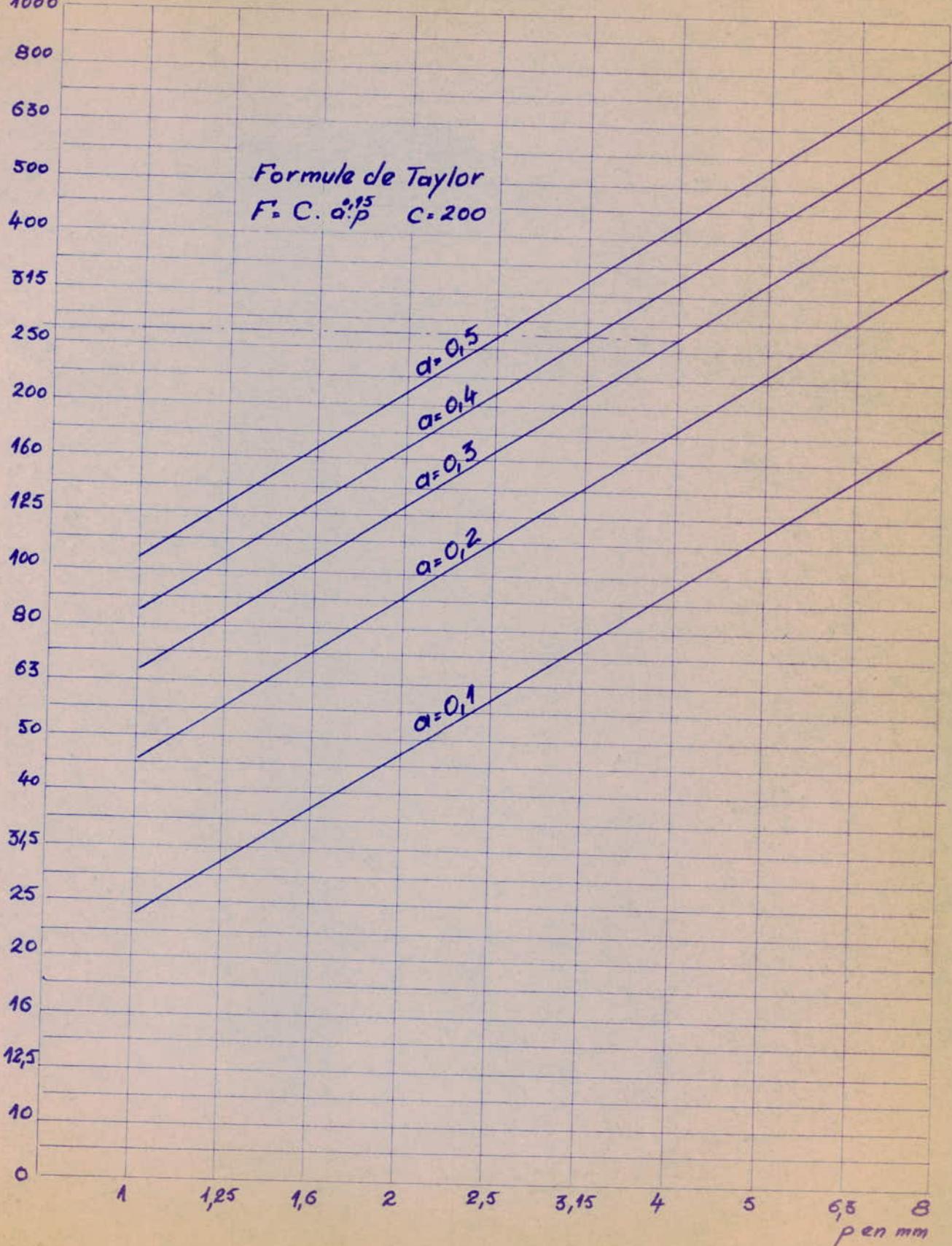
$$F_c = 240 \cdot 4 \cdot 0,327$$

$$F_c = 314 \text{ kgf}$$

D'après l'abaque, de la figure 24, dressé selon les travaux de Taylor, j'obtiens presque le même effort de coupe trouvé par le calcul pour la même section de copeau:

Fig: 24

F
kgf
1000^Λ



$$F_c \text{ (abaque)} = 280 \text{ kgf}$$

$$F_c \text{ (calculée)} = 314 \text{ kgf}$$

b) -- D'après la formule:

$$F_c = K.a.p = Co.R.a.p$$

Le tableau dressé sur la page 20 donne pour l'acier de 70 kgf/mm² : Co = 2,8

$$F_c = 2,8.70.4.0,3$$

$$F_c = 235 \text{ kgf}$$

c) -- D'après la formule:

$$F_c = C_k \cdot s^{1 - \frac{1}{\epsilon_k}}$$

Le tableau dressé sur la page 25 donne pour l'acier de 60 à 80 kgf/mm²

$$C_k = 270$$

$$\epsilon_k = 15$$

$$F_c = 270 \cdot (4.0,3)^{1 - \frac{1}{15}}$$

$$F_c = 270 \cdot 1,1585$$

$$F_c = 313 \text{ kgf}$$

D'après l'abaque de la figure 25, dressé selon les travaux de Kronenberg, j'obtiens aussi presque le même effort de coupe trouvé par le calcul pour la même section de copeau:

$$F_c \text{ (abaque)} = 320 \text{ kgf}$$

$$F_c \text{ (calculée)} = 313 \text{ kgf}$$

Cette différence, comme celle qui est donnée dans (a) est due certainement à la dureté du métal.

d) -- Effort de coupe moyen:

$$F_c = \frac{314 + 235 + 313}{3} = 287,30 \text{ kgf}$$

$$F_c = 288 \text{ kgf}$$

Sur chaque outil s'exerce un effort de coupe d'une valeur de 288 kgf.

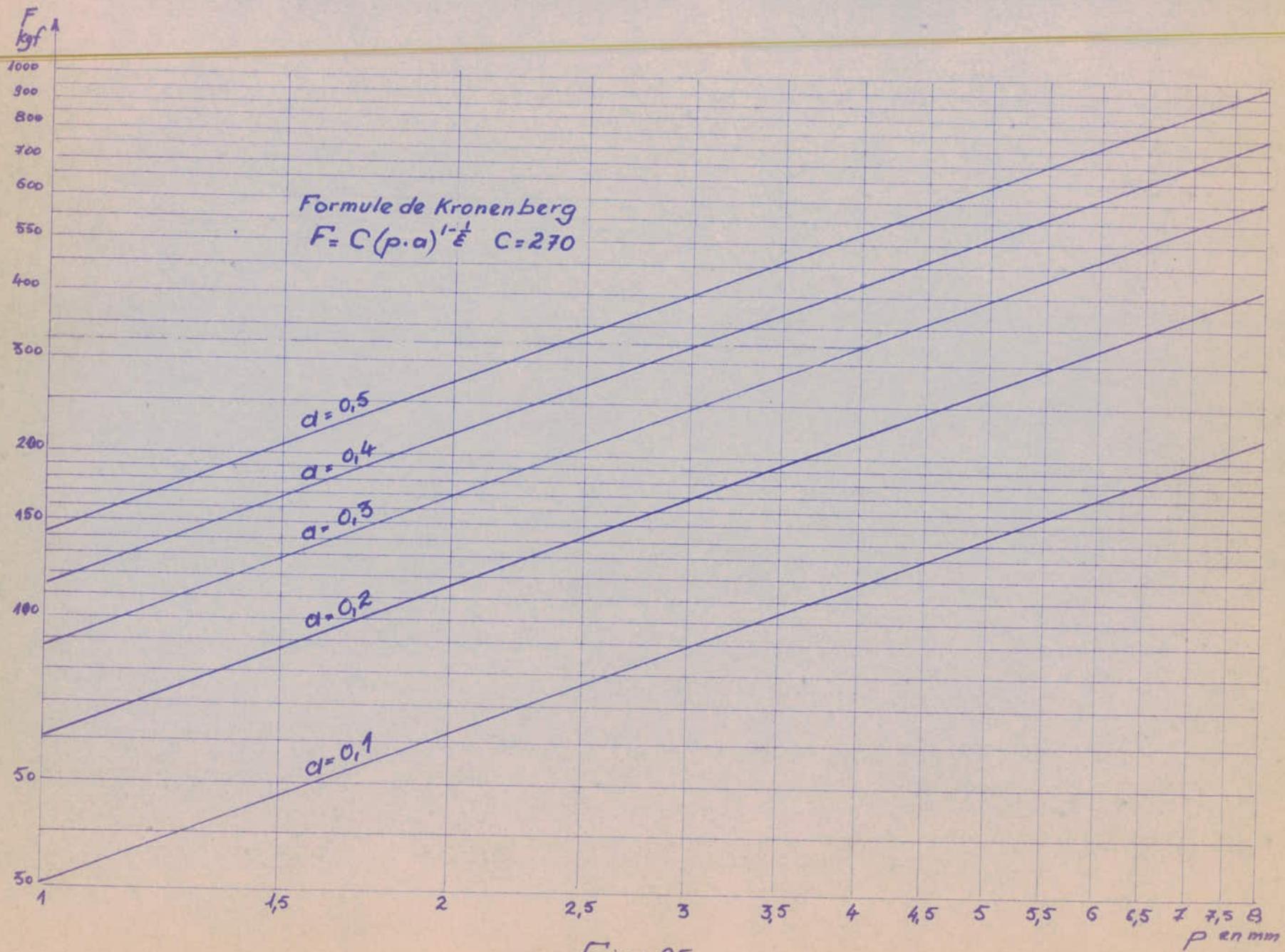


Fig: 25

4.4.4.2. Déduction de F_a et F_p :

$$F_a = \frac{F_c}{10} = \frac{288}{10} \text{ kgf} = 28,8 \text{ kgf}$$

$$F_p = F_a = 28,8 \text{ kgf} = 30 \text{ kgf pour } \gamma = 45^\circ$$

4.5. CALCUL DES EFFORTS DUS AU PERÇAGE:

Ces efforts sont définis par la figure 26.

Sur la pièce définie en 4.2 de ce chapitre (Fig: 22 ou 23) le diamètre restant après chariotage est de 9 mm. En supposant qu'il est possible de percer un trou de 6mm à une même avance que celle qui était adoptée au chariotage, c'est-à-dire 0,3 mm, je peux déterminer les efforts dus au perçage.

Soient $d = 6$ mm le diamètre du foret
et $a = 0,3$ mm son avance.

Pour un tour de la pièce chaque lèvre de l'outil enlève une section de copeau:

$$s = \frac{d}{2} \cdot \frac{a}{2} \text{ mm} = \frac{ad}{4} \text{ mm}$$

L'effort de coupe sur chacune des lèvres est:

$$F_1 = F_2 = s \cdot K = \frac{ad}{4} \cdot K \text{ kgf}$$

K = Pression spécifique nécessaire pour enlever un copeau de 1 mm^2 de section par tour.

Le moment de torsion agissant sur le foret sera:

$$M = 2 \cdot F_1 \cdot \frac{d}{4} = 2 \cdot \frac{ad}{4} \cdot \frac{d}{4} \cdot K = \frac{ad^2}{8} \cdot K \text{ kgf.mm}$$

La pression axiale sur chaque lèvre est:

$$\frac{F}{2} = F_1 \cdot \sin \frac{\alpha}{2} = \frac{ad}{4} \cdot K \cdot \sin \frac{\alpha}{2}$$

Pression axiale totale:

$$F = \frac{ad}{2} \cdot K \cdot \sin \frac{\alpha}{2}$$

Généralement $\alpha = 120^\circ$ $\frac{\alpha}{2} = 60^\circ$ $\sin 60^\circ = 0,866$

$$F = 0,433 \cdot ad \cdot K$$

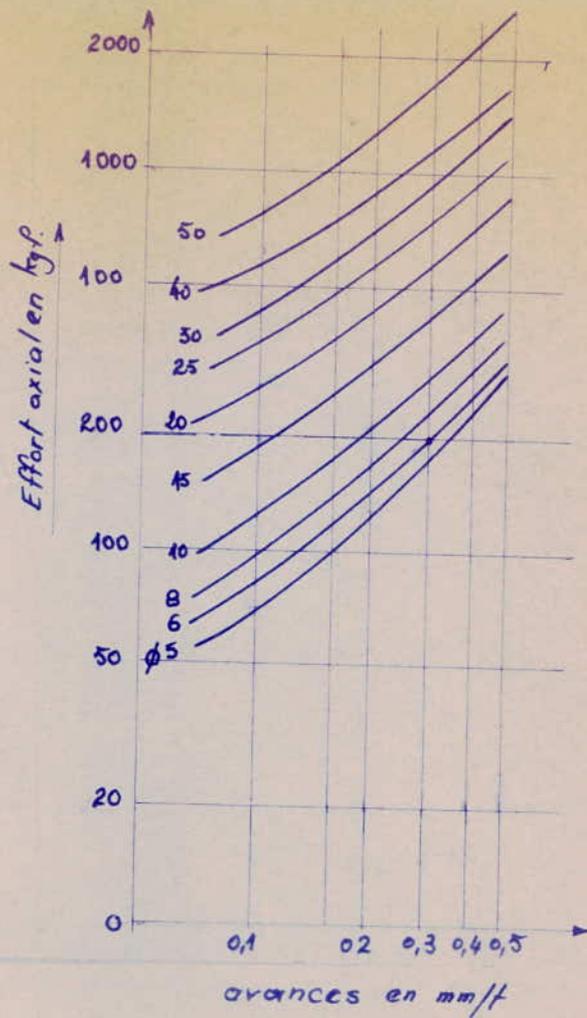


Fig: 27

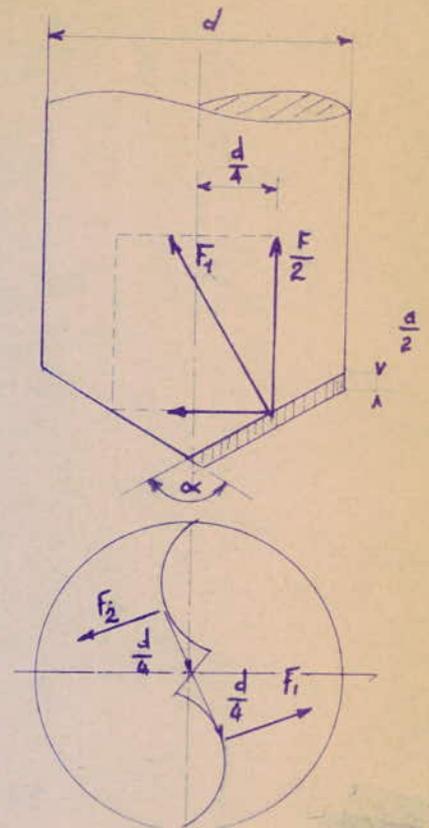


Fig: 26

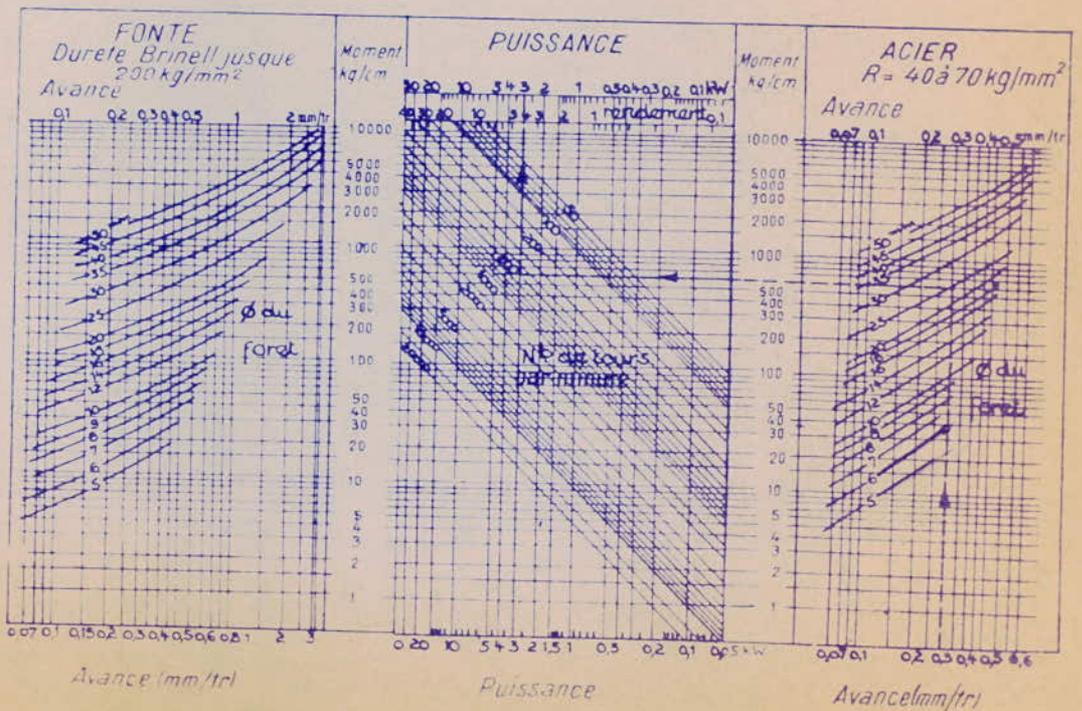


Fig 28

Calcul numérique des efforts:

$$a = 0,3 \text{ mm}$$

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

$$K = 250 \text{ kgf/mm pour l'acier de } 70 \text{ kgf/mm}$$

Effort axial :

$$F = 0,433 \cdot ad \cdot K$$

$$F = 0,433 \cdot 0,3 \cdot 6 \cdot 250$$

$$F = 195 \text{ kgf}$$

Moment de torsion:

$$M = \frac{ad}{8} \cdot K = \frac{0,3 \cdot 36}{8} \cdot 250$$

$$M = 338 \text{ kgf.mm}$$

Les abaques des figures 26 et 27 donnent approximativement les mêmes résultats que ceux qui sont donnés par le calcul:

$$F \text{ (abaque)} = 200 \text{ kgf}$$

$$F \text{ (calculée)} = 195 \text{ kgf}$$

$$M \text{ (abaque)} = 350 \text{ kgf.mm environ}$$

$$M \text{ (calculé)} = 338 \text{ kgf.mm}$$

Vue qu'il est assez difficile de déchiffrer la valeur exacte de F et M d'après les abaques dont les échelles sont très petites, il est préférable de calculer la puissance en fonction des efforts précédemment calculés.

4.6. PUISSANCE ABSORBÉE PAR LES BROCHES:

4.6.1. Chariotage:

La puissance absorbée au cours du chariotage est proportionnelle à l'effort et la vitesse de coupe:

$$P = F \cdot V$$

F = Effort de coupe en kgf

V = Vitesse de coupe en m/s

P = Puissance en kgm/s

D'après Kronenberg, la vitesse de coupe est donnée par la formule vue précédemment:

$$V = \frac{C_v}{\epsilon_v \sqrt{s}}$$

$$s = a.p = 4.0,3 = 1,2 \text{ mm}^2$$

$$\epsilon_v = 2,44$$

$$C_v = 17,8$$

C_v et ϵ_v sont donnés par le tableau dressé sur la page 38.

$$V = \frac{17,8}{2,44 \sqrt{1,2}} = 16,5 \text{ m/mn}$$

Puissance absorbée par un seul outil:

$$F_c = 288 \text{ kgf}$$

$$V = 16,5 \text{ m/mn} = \frac{16,5}{60} \text{ m/s}$$

$$P = \frac{288 \cdot 16,5}{60} = 79,2 \text{ kgm/s}$$

$$1 \text{ cv} = 75 \text{ kgm/s}$$

$$P_1 = \frac{79,2}{75} = 1,055 \text{ cv}$$

Puissance absorbée par deux outils ou une broche:

$$P_2 = P_1 \times 2 = 1,055 \text{ cv} \cdot 2 = 2,110 \text{ cv}$$

Puissance absorbée par les deux broches:

$$P_3 = P_2 \times 2 = 2,110 \cdot 2 = 4,220 \text{ cv}$$

4.6.2. Perçage:

a) Vitesse de rotation de la pièce:

Elle dépend du diamètre à percer $d=6\text{mm}$, mais en la calculant en fonction de ce diamètre, elle sera trop grande pour le chariotage qui est fait en même temps que le perçage. Il va falloir alors la calculer en fonction du diamètre ^{moyen} à charioter qui est de 17 mm (Fig : 22 ou 23)

- 49 -

$$N = \frac{V \cdot 1000}{\pi D} =$$

$$V = 16,5 \text{ m/mm}$$

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

$$N = \frac{16,5 \cdot 1000}{\pi \cdot 17} = 310 \text{ t/mn}$$

b) Puissance absorbée par une broche:

$$P_4 = M \cdot \omega$$

$$M = 338 \text{ mmkgf}$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot N}{30} = \frac{3,14 \cdot 310}{30} = 32,5 \text{ rad/s}$$

$$P_4 = 0,338 \cdot 32,5 = 10,98 \text{ kgm/s}$$

$$P_4 = \frac{10,98}{75} = 0,1462 \text{ cv}$$

c) Puissance absorbée par les deux broches:

$$P_5 = 0,1462 \cdot 2 = 0,2924 \text{ cv}$$

4.6.3. Puissance totale absorbée par les deux broches:

$$P = P_3 + P_5$$

$$P = 4,220 + 0,2924 = 4,5124 \text{ cv}$$

$$P = 4,5124 \text{ cv} = 3,322 \text{ kw}$$

Remarque : La puissance du moteur sera déduite d'après le calcul des organes de la machine

CHAPITRE V

CALCUL DES ORGANES PRINCIPAUX

5 .I. CALCUL DES BROCHES:

5.I.I. Sollicitations:

Etant donné que les deux broches remplissent les mêmes conditions de travail; elles seront identiques. A priori, leurs dimensions sont définies en fonction des caractéristiques fixées par le projet. Leurs sections sont dimensionnées par rapport au diamètre maximum de la barre admise par la pince. Ce diamètre est fixé par les hypothèses à 25 mm. Il va falloir tracer le diamètre de la pince standardisée et déduire le diamètre intérieur de la broche. La planche I sur laquelle est dessinée la coupe A.A. -- coupe longitudinale de la machine à l'échelle vraie grandeur -- me donne en tenant compte des possibilités de montage:

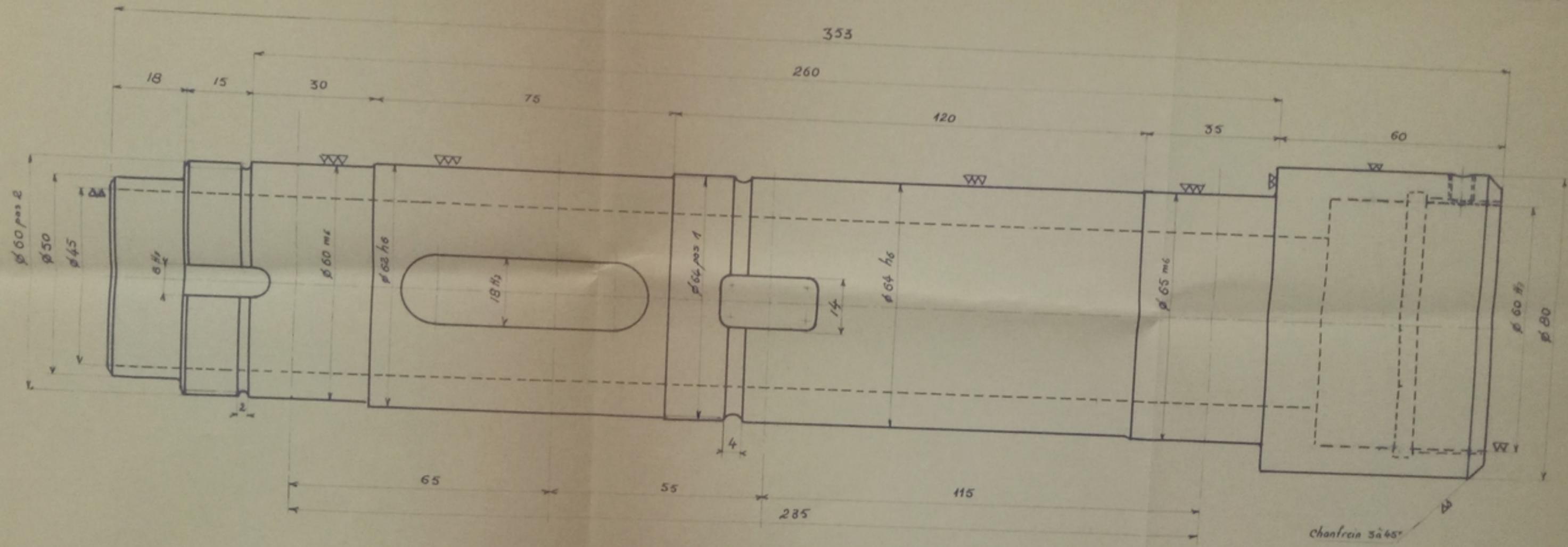
- un diamètre intérieur de 45 mm
- un diamètre extérieur de 65 mm pour le palier avant.
- un diamètre extérieur de 60 mm pour le palier arrière.
- un diamètre extérieur de 62 mm pour la portée du baladeur repère 11.
- un diamètre extérieur de 64 mm pour la portée du fourreau repère 25
- ainsi que les cotes séparant les différents organes portés par la broche. (Planche: 7)

A partir de ces dimensions il faut vérifier la résistance de la broche aux sollicitations créées par les forces prenant naissance au cours de l'enlèvement de copeau.

La sollicitation principale est une torsion à laquelle viennent s'ajouter d'autres sollicitations telles que la flexion due aux efforts de pénétration et de coupe ainsi que la compression due aux efforts d'avance et à la poussée axiale du foret

BROCHE

PLANCHE 7



Nota: hauteur de la rainure de la clavette = 4
hauteur de la rainure du logement de la rondelle frein = 2,5
Echelle 1/4

P100168
Avant P.52

En effet la figure 29 représente les différentes forces qui sollicitent la broche :

- $2Rc_1$ = Action de coupe des deux outils de chariotage travaillant en même temps sur la broche comme cela était vu à l'étude des efforts de coupe au chapitre précédent.
- $2Rp_1$ = Action de pénétration des outils sur la pièce.
- $2Ra_1$ = Action d'avance des outils.
- Ft_1 = Effort tangentiel au diamètre primitif du baladeur entraînant la broche 1 . Ceci doit permettre la coupe du métal à décolleter.
- p_1 = Effort de pression agissant suivant la ligne de pression de l'engrenage. Ce qui a donné naissance à l'effort tangentiel F_{t_1} et une autre force normale à l'axe de l'engrenage N_1

Nota: Les mêmes notations seront prises pour la broche numéro 2 tout en leur affectant l'indice 2.
Dans le cas où ces désignations sont affectées d'aucun indice elles peuvent être attribuées à l'une ou l'autre broche.

Remarque: Les points d'application des efforts de coupe et de la force de pression sont décalés par rapport à l'axe de la broche. Ceci entraîne d'autres sollicitations composées complexes.

D'après l'hypothèse, la capacité de la machine me permet un usinage des pièces que sur une longueur de 100 mm. En outre la distance entre le bout de la pièce et l'axe du premier palier (palier A) sera de 175 mm.

Vu que le dimensionnement des broches est donné par les conditions travaillantes, il va falloir vérifier les

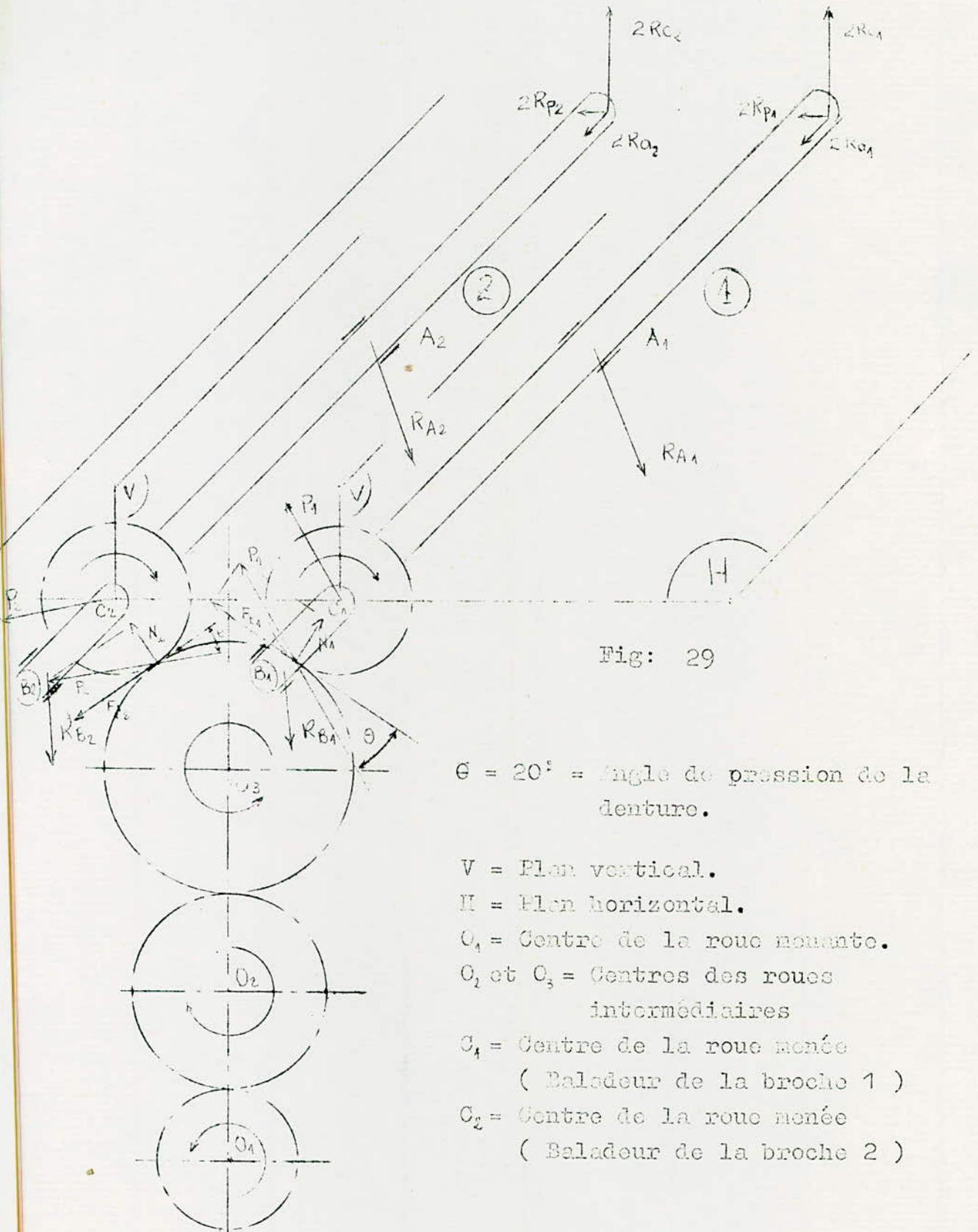


Fig: 29

$\theta = 20^\circ =$ angle de pression de la denture.

V = Plan vertical.

H = Plan horizontal.

O_1 = Centre de la roue menante.

O_2 et O_3 = Centres des roues intermédiaires

O_4 = Centre de la roue menée (Baladeur de la broche 1)

O_2 = Centre de la roue menée (Baladeur de la broche 2)

les contraintes dans leurs sections, en ayant soin de considérer toutes les forces agissantes.

Pour la bonne résolution de ces différentes sollicitations, il est prudent de décortiquer les différentes forces suivant deux plans perpendiculaires passant par l'axe de la broche.

5.1.1.1. Sollicitation due aux efforts axiaux:

Ces efforts comprennent les efforts d'avance des outils de chariotage ($2R_a$) et la poussée axiale du foret. (F).

$$2R_a = 30 \text{ kgf} \times 2 = 60 \text{ kgf} \quad \begin{array}{l} \text{Chapitre} \\ \text{IV} \end{array}$$

$$F = 195 \text{ kgf.}$$

§ 4.4.2
§ 5

La réduction de $2R_a$ au centre de la pièce donne:

- une force de même intensité et de même direction qui vient s'ajouter à la poussée axiale pour comprimer la broche. ($2R_a + F = 255 \text{ kgf}$)
- ainsi qu'un couple qui sollicite la broche dans le plan horizontal (Fig: 30).

Ce couple a pour valeur :

$$m = 2R_a \cdot \frac{d_m}{2} ; \quad d_m = \text{diamètre moyen}$$
$$m = 60 \cdot 8,5 \quad \text{à usiner. (Fig:23)}$$
$$m = 510 \text{ kgmm} = 0,51 \text{ kgm}$$

5.1.1.2. Sollicitation due à $2R_c$ et $2R_p$:

D'après les paragraphes 4.4.2. et 4.4.1. du chapitre IV :

$$2R_c = |2F_c| = 2 \cdot 288 \text{ kgf} = 576 \text{ kgf.}$$

$$2R_p = |2F_p| = 2 \cdot 30 \text{ kgf} = 60 \text{ kgf.}$$

La réduction de ces efforts au centre de la pièce donne:

- pour $2R_c$ (Fig: 31)

. une force de même intensité et de même



Fig: 30

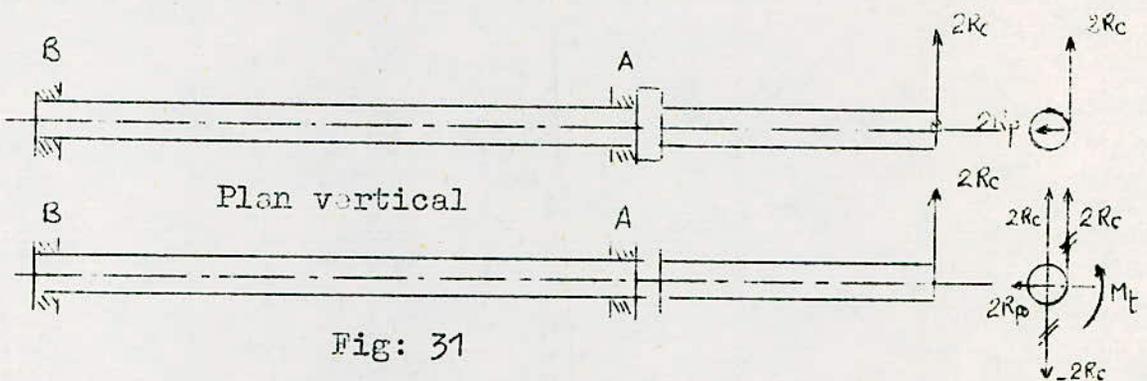


Fig: 31

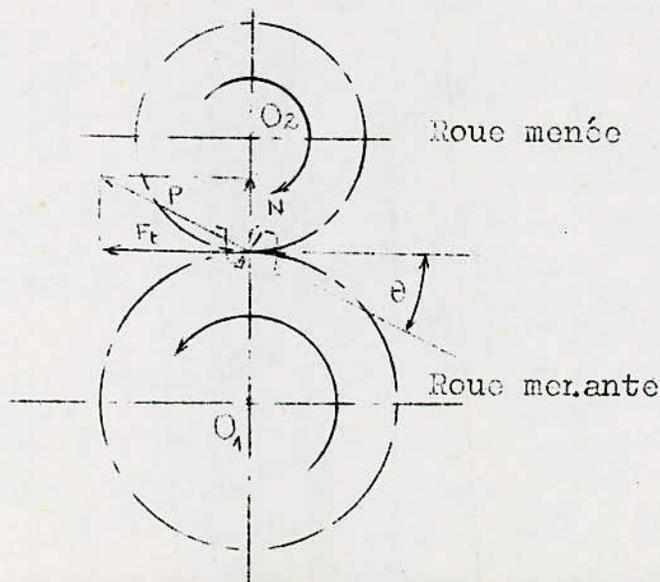
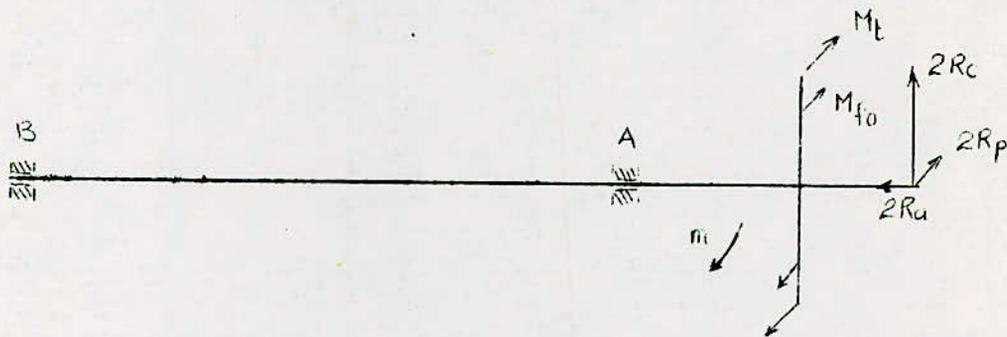


Fig: 32

direction qui tend à fléchir la broche dans le plan vertical.

. un couple de torsion M_t

$$M_t = 2Rc \cdot \frac{dm}{2} = 576 \cdot 8,5 = 4\,895 \text{ kgmm}$$

$$M_t = 4,895 \text{ kgm.}$$

— pour $2R_p$, seulement une flexion dans le plan horizontal.

Remarque: Au moment de torsion créé par la coupe des outils de chariotage, vient s'ajouter le moment de torsion créé par le perçage $M = 0,338 \text{ kgm}$

Le moment de torsion total sera:

$$M_t = M_{t_1} + M =$$

$$M_t = 4,895 + 0,338 = 5,233 \text{ kgm.}$$

5.1.1.3. Sollicitation due à l'effort de transmission F_t :

Ce dernier est donné par la force motrice au moyen d'une transmission par courroie d'abord puis par un train d'engrenage. En effet il doit vaincre le couple de coupe créé par les outils de chariotage et le foret. En outre ce moment sollicitera la broche entre le baladeur et le bout de la pièce. Il aura pour valeur:

$$M_t = 5,233 \text{ kgm}$$

L'effort tangentiel au diamètre primitif du baladeur est:

$$F_t = \frac{M_t}{D} \cdot 2 \quad ; \quad D = \phi \text{ primitif du}$$

$$F_t = \frac{5,233}{0,060} \quad \text{baladeur} = 120 \text{ mm}$$

$$F_t = 88 \text{ kgf.}$$

Cette effort donne une force de pression suivant la ligne d'action de la denture d'engrenage ayant un angle de pression de $\theta = 20^\circ$ (Fig: 32).

$$p = \frac{F_t}{\cos \theta} = \frac{88}{0,93969} = 94 \text{ kgf.}$$

La réduction de p au centre du baladeur donne:

- une force de même intensité et de même direction qui tend à fléchir la broche.
- et le moment de torsion qui est absorbé par la coupe

Etant donné que cette force n'est ni dans le plan horizontal ni dans le plan vertical (Fig: 33) elle aura pour composantes:

$$\begin{aligned} p_1(H) &= p_1 \cos \gamma_1 \\ p_1(V) &= p_1 \sin \gamma_1 \end{aligned} \quad \left. \vphantom{\begin{aligned} p_1(H) \\ p_1(V) \end{aligned}} \right\} \text{ pour la broche 1}$$

$$\begin{aligned} p_2(H) &= p_2 \cos \gamma_2 \\ p_2(V) &= p_2 \sin \gamma_2 \end{aligned} \quad \left. \vphantom{\begin{aligned} p_2(H) \\ p_2(V) \end{aligned}} \right\} \text{ pour la broche 2}$$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{QI}{\underset{3}{OI}}$$

D'après le dessin de la planche 6 et en fonction des diamètres primitifs des roues d'engrenages, les distances QI et $\underset{3}{OI}$ sont respectivement:

$$QI = 110 \text{ mm}$$

$$\underset{3}{OI} = 102 \text{ mm}$$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{110}{102} = 1,07843$$

$$\beta = 47^\circ 10'$$

$$\gamma_1 = \beta + \theta = 47^\circ 10' + 20^\circ = 67^\circ 10'$$

$$\cos \gamma_1 = 0,38805$$

$$\sin \gamma_1 = 0,92162$$

$$p_1(H) = 94 \cdot 0,38805 = 36,5 \text{ kgf} = 37 \text{ kgf.}$$

$$p_1(V) = 94 \cdot 0,92162 = 86,5 \text{ kgf} = 87 \text{ kgf.}$$

$$\gamma_2 = \beta - \theta = 47^\circ 10' - 20^\circ = 27^\circ 10'$$

$$\cos \gamma_2 = 0,88969$$

$$\sin \gamma_2 = 0,45658$$

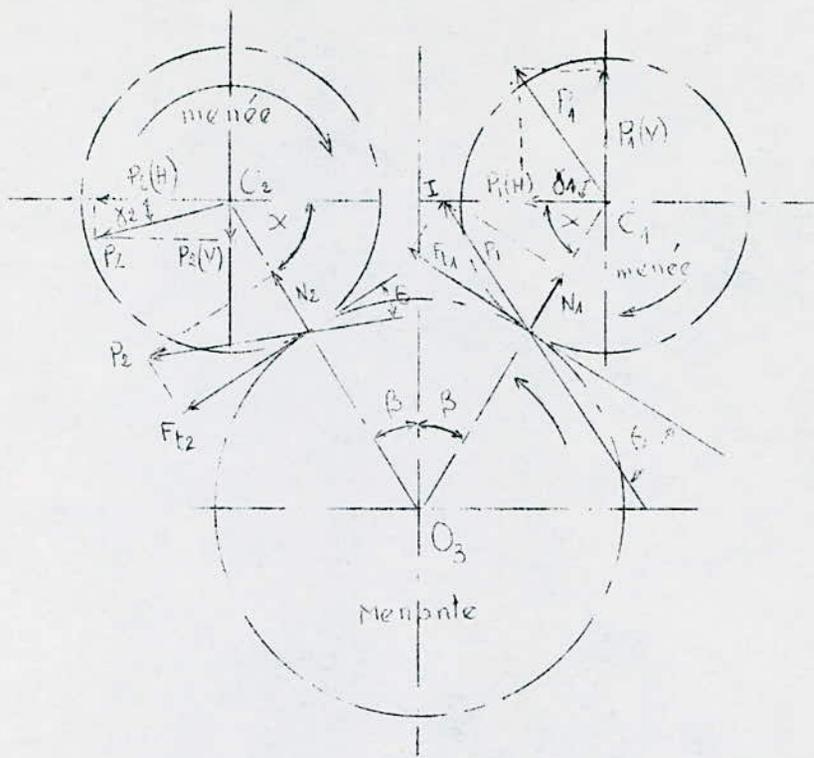
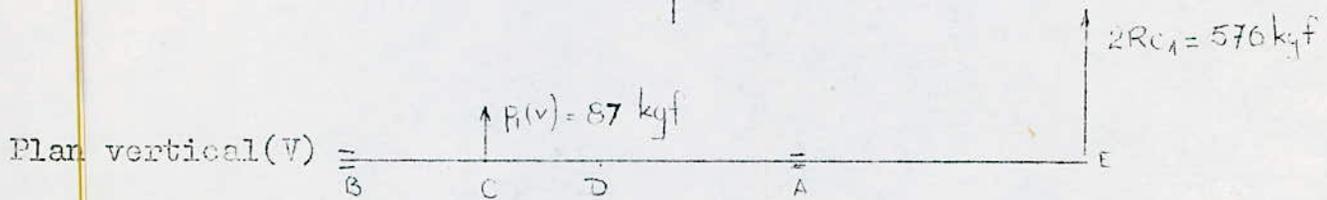
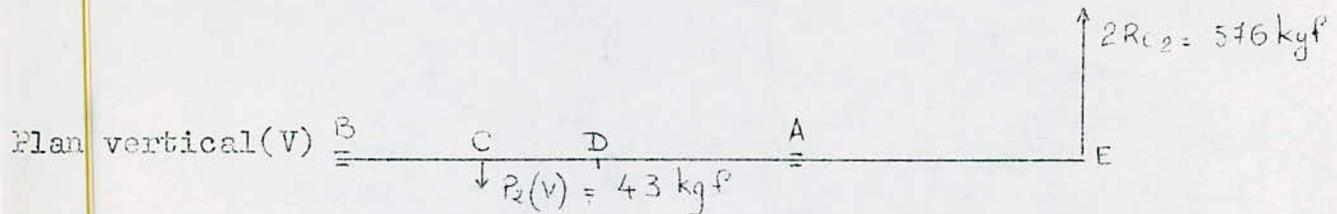
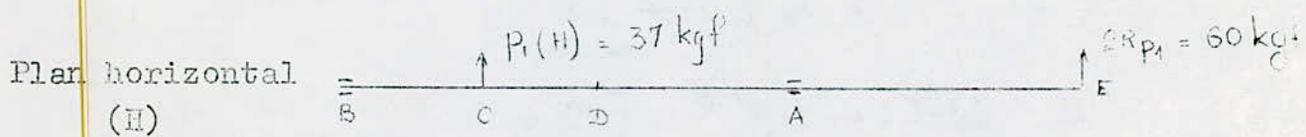


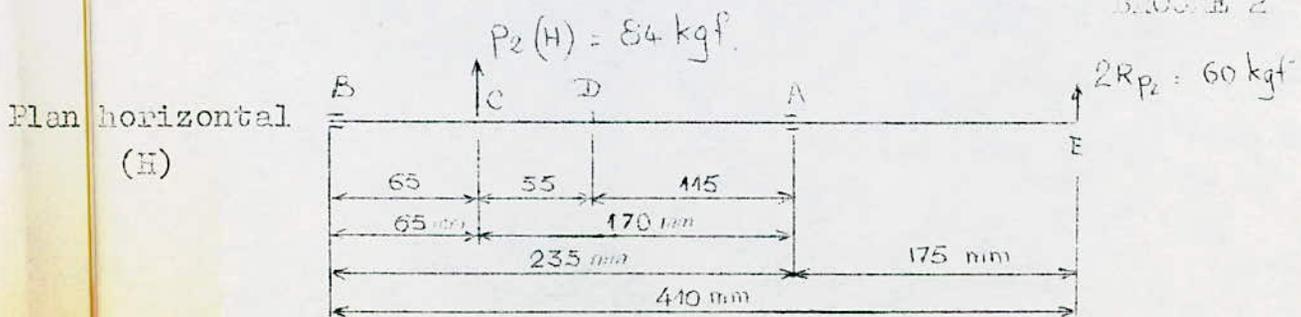
Fig : 33



BROUPE 1



BROUPE 2



$$p_2(H) = 94 \cdot 0,88\ 969 = 83,5\ \text{kgf} = 84\ \text{kgf}$$

$$p_2(H) = 94 \cdot 0,45\ 658 = 42,8\ \text{kgf} = 43\ \text{kgf}$$

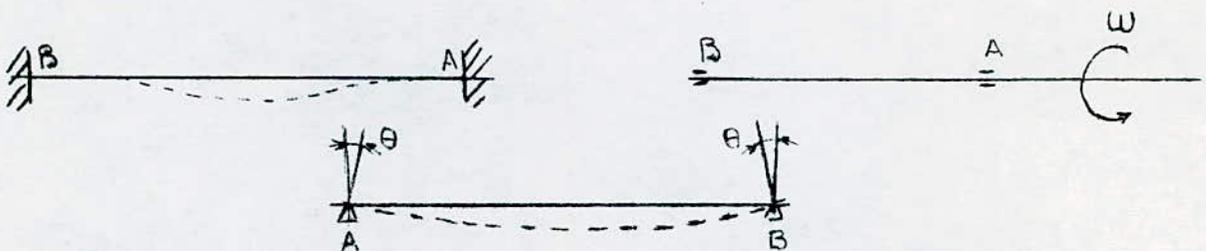
Remarque: Les composantes de p pour chacune des broches ne sont pas les mêmes ni en grandeur ni en direction.

Pour le calcul des contraintes il faut se baser sur les valeurs maximums des moments. Donc il va falloir résoudre la sollicitation à la flexion des deux broches et en déduire le cas le plus défavorable pour calculer la contrainte équivalente à la flexion et à la torsion.

5.1.1.4. Etude de la sollicitation des broches:

Il s'agit de savoir si les broches sont considérées comme des poutres reposant sur deux appuis libres ou comme des poutres encastrées à leurs extrémités! Malheureusement aucun de ces cas ne répond pas exactement au problème posé.

— Un encastrement entraîne une fixation rigide de la poutre aux deux extrémités, ce qui n'est pas le cas dans ce problème.



— Deux appuis libres donnent un mouvement possible dans les deux sens.

Etant donné qu'il existe un jeu fonctionnel dans les paliers les broches peuvent se déplacer dans tous les sens de quelques microns de millimètre. Par conséquent chacune d'elles peut être considérée comme une poutre s'appuyant

sur deux appuis.

Il est à noter d'ailleurs, que cette dernière considération est beaucoup plus avantageuse pour la vérification des contraintes dans les sections des broches vu qu'elle donne une sollicitation maximum. En effet d'après la théorie de la résistance des matériaux, une poutre ~~aux~~ appuis libres est beaucoup plus sollicitée qu'une même poutre encastree soumise aux mêmes efforts que la précédente.

Il est à rappeler que l'essentiel, dans ce problème est la vérification des sections des deux broches. Or en supposant que chacune de ces broches est considérée comme une poutre reposant sur deux appuis libres, je pourrai trouver les sollicitations maximums auxquelles doivent résister leurs sections. Si celles-ci résisteront à ces dernières sollicitations elles résisteront bien sûr à celles qui sont données par la poutre encastree

5.1.2. Calcul des sollicitations dans le plan vertical:

5.1.2.1. Broche 1

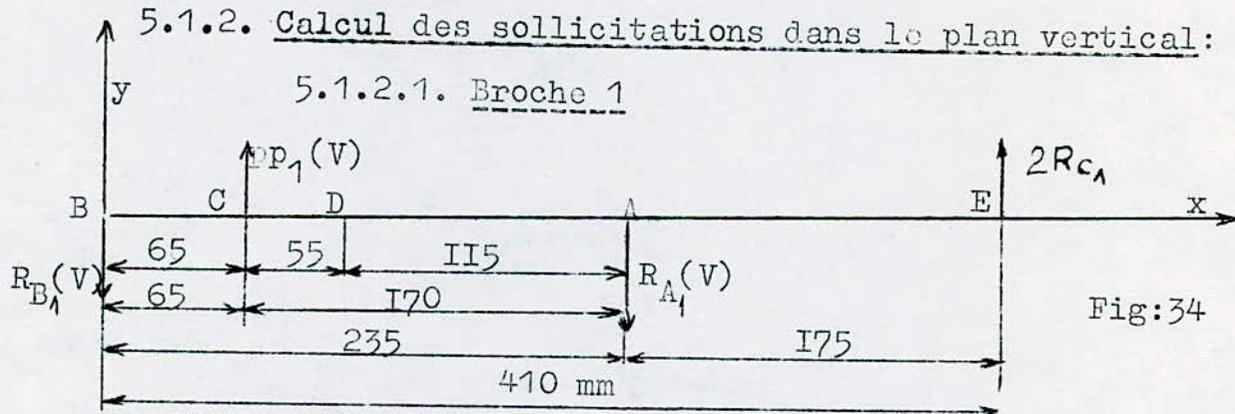


Fig:34

a). Calcul des réactions d'appuis : (Fig:34)

$$\begin{aligned} \sum Y = 0 & \quad -R_{A_1}(V) - R_{B_1}(V) + p_1(V) + 2 R_{c_1} = 0 \\ & \quad -R_{A_1}(V) - R_{B_1}(V) + 87 \text{ kgf} + 576 \text{ kgf} = 0 \\ & \quad -R_{A_1}(V) - R_{B_1}(V) + 663 \text{ kgf} = 0 \\ & \quad R_{B_1}(V) = 663 \text{ kgf} - R_{A_1}(V) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum M_{(B)} = 0 & \quad = 2R_{c_1} \cdot 0,410 \text{ m} + p_1(V) \cdot 0,065 \text{ m} - R_{A_1}(V) \cdot 0,235 \text{ m} \\ 0 & \quad = 576 \text{ kgf} \cdot 0,410 \text{ m} + 87 \text{ kgf} \cdot 0,065 \text{ m} - R_{A_1}(V) \cdot 0,235 \end{aligned}$$

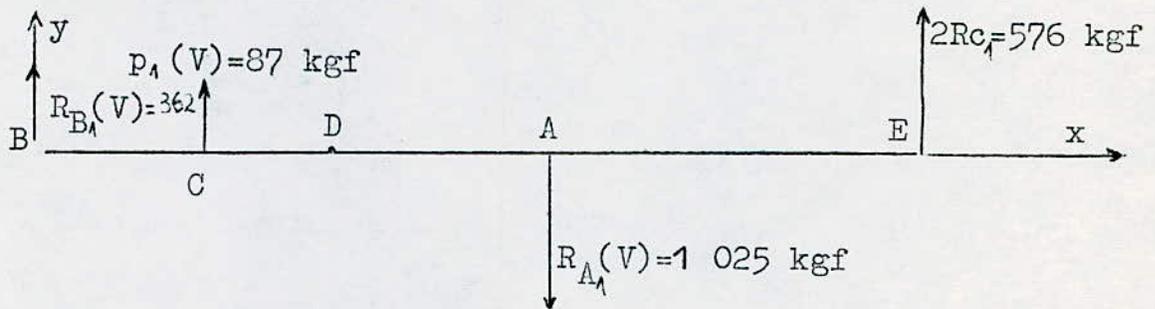
$$236 + 5,650 - 0,235 R_{A_1}(V) = 0$$

$$241,650 - 0,235 R_{A_1}(V) = 0$$

$$R_{A_1}(V) = \frac{241,650}{0,235} = 1\,025 \text{ kgf}$$

$$R_{B_1}(V) = 663 - 1\,025 = -362 \text{ kgf}$$

$R_{B_1}(V)$ sera dirigée dans le sens opposé à celui qui était arbitrairement choisi, et le schéma de la sollicitation exact sera comme suit:



b) . Diagramme des efforts tranchants: (Fig:35)

c) . Diagramme des moments fléchissants: (Fig:35)

$$M_{E_1}A(V) = 2R_{c_1} \cdot AE = 576 \text{ kgf} \cdot 0,175 \text{ m}$$

$$M_{E_1}A(V) = 100,8 \text{ kgm} = 100\,800 \text{ kgmm.}$$

$$M_{E_1}C(V) = R_{B_1}(V) \cdot BC = 362 \text{ kgf} \cdot 0,065 \text{ m}$$

$$M_{E_1}C(V) = 23,5 \text{ kgm} = 23\,500 \text{ kgmm.}$$

$$M_{E_1}D(V) = 2R_{c_1} \cdot DE - R_{A_1}(V) \cdot AD$$

$$M_{E_1}D(V) = 576 \text{ kgf} \cdot 0,290 \text{ m} - 1\,025 \text{ kgf} \cdot 0,115$$

$$M_{E_1}D(V) = 167 \text{ kgm} - 118 \text{ kgm}$$

$$M_{E_1}D(V) = 49 \text{ kgm} = 49\,000 \text{ kgmm.}$$

$$M_{E_1}A(V) = 100,8 \text{ kgm} ; M_{E_1}C(V) = 23,5 \text{ kgm} ; M_{E_1}D(V) = 49 \text{ kgm}$$

$$R_{A_1}(V) = 1\,025 \text{ kgf} ; R_{B_1}(V) = 362 \text{ kgf.}$$

Sollicitations dans le plan vertical : Broche 1

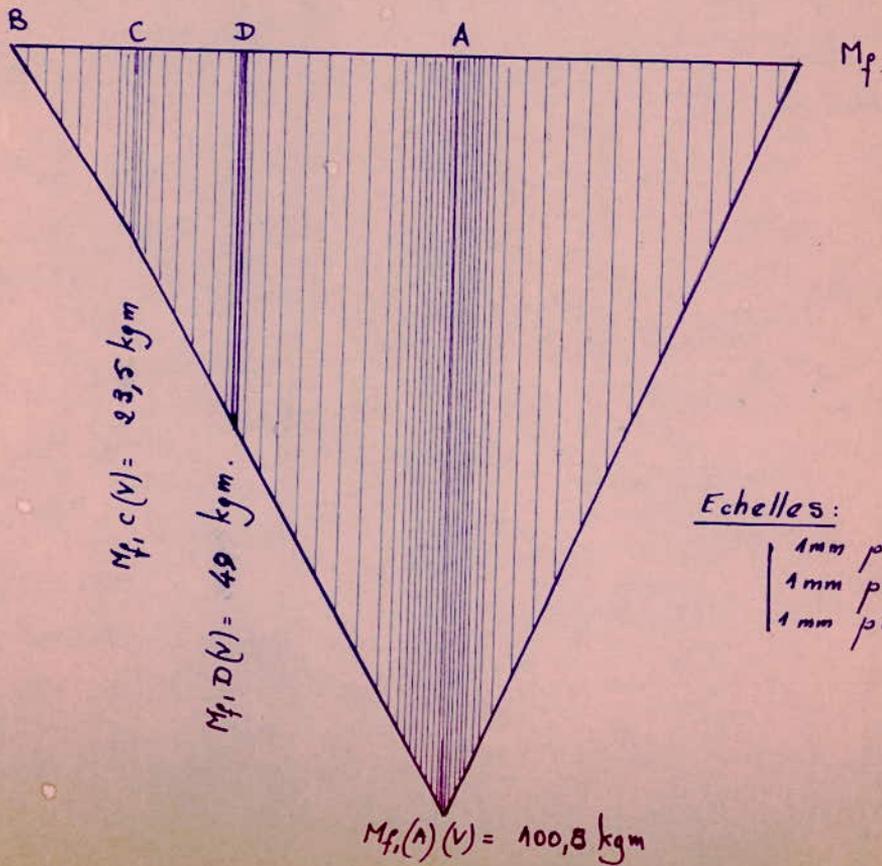
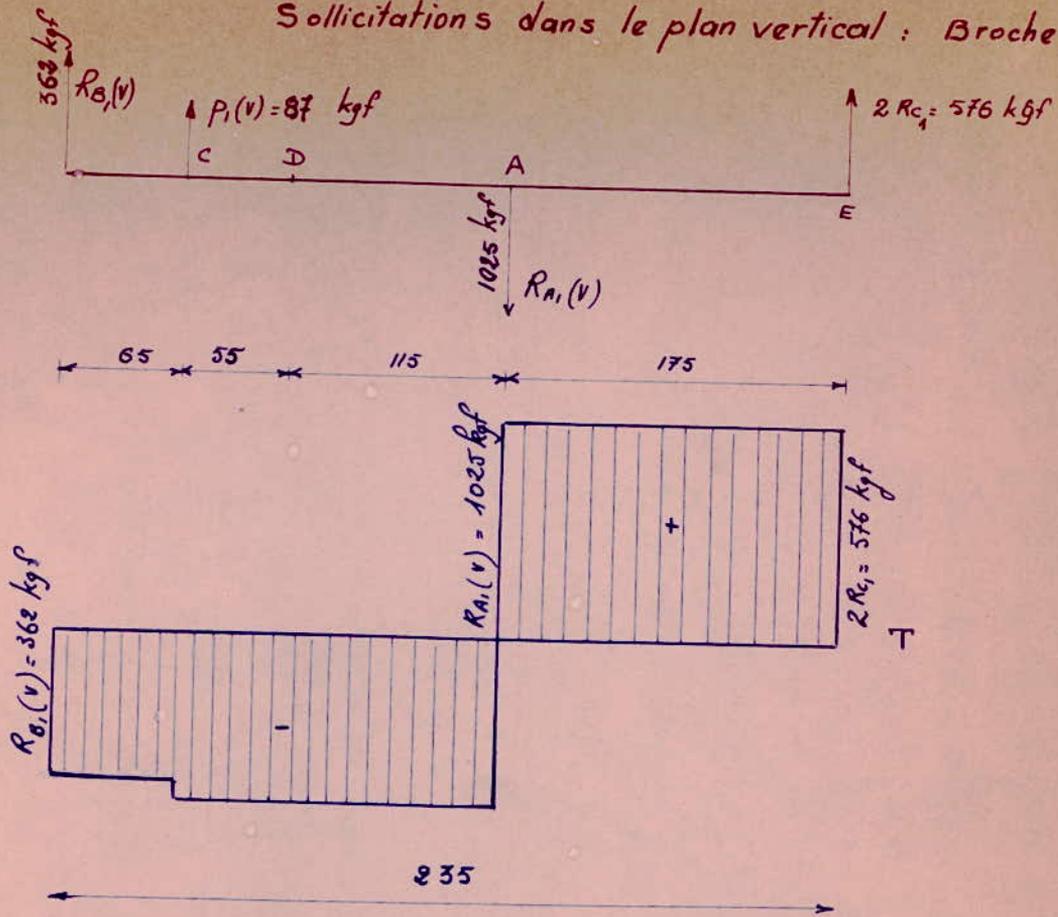
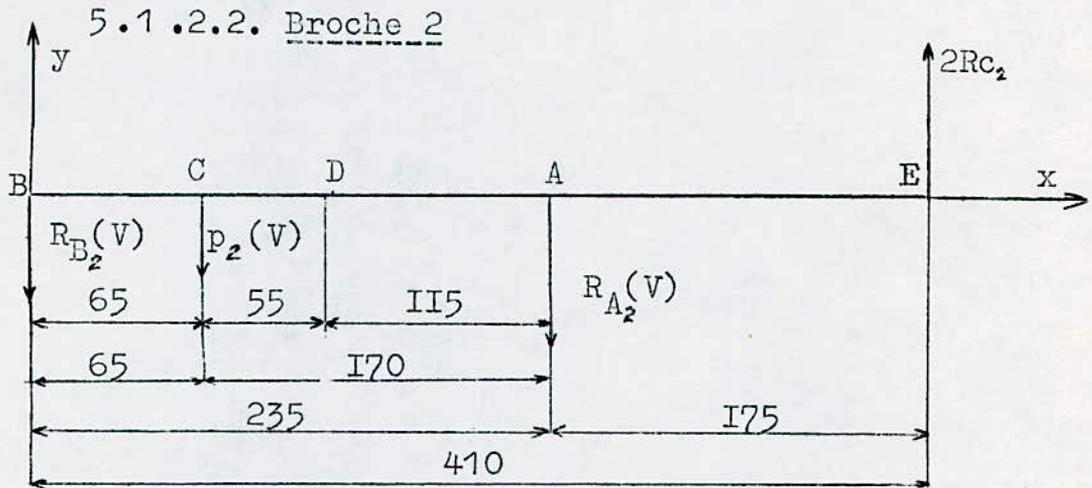


fig: 35

Nota : $M_A(V)$ se lie : moment fléchissant au point A dans le plan vertical, pour la broche 1

$R_A(V)$ se lie : réaction d'appui au point A dans le plan vertical, pour la broche 1, etc...



a) . Calcul des réactions d'appuis:

$$\sum Y = 0$$

$$- R_{B_2}(V) - R_{A_2}(V) + 2R_{c_2} - p_2(V) = 0$$

$$- R_{B_2}(V) - R_{A_2}(V) + 576 \text{ kgf} - 43 \text{ kgf} = 0$$

$$- R_{B_2}(V) - R_{A_2}(V) + 533 \text{ kgf} = 0$$

$$R_{B_2}(V) = 533 \text{ kgf} - R_{A_2}(V)$$

$$\sum M_{(B)} = 0$$

$$2R_{c_2} \cdot BE - R_{A_2}(V) \cdot AB - p_2(V) \cdot BC = 0$$

$$576 \text{ kgf} \cdot 0,410 - R_{A_2}(V) \cdot 0,235\text{m} - 43 \text{ kgf} \cdot 0,065\text{m} = 0$$

$$236 \text{ kgm} - 2,79 \text{ kgm} = 0,235 \text{ m} \cdot R_{A_2}(V)$$

$$233,205 \text{ kgm} = 0,235 \text{ m} \cdot R_{A_2}(V)$$

$$R_{A_2}(V) = \frac{233,205 \text{ kgm}}{0,235 \text{ m}} = 993 \text{ kgf}$$

$$R_{B_2}(V) = 533 \text{ kgf} - 993 \text{ kgf} = - 460 \text{ kgf}.$$

$R_{B_2}(V)$ sera dirigée dans le sens opposé à celui qui était arbitrairement choisi et le sens exact des réactions sera comme le représente la figure 36.

b) . Diagramme des efforts tranchants:(Fig:36)

c) . Diagramme des moments fléchissants:(Fig:36)

$$M_{f_2 A}(V) = 2Rc_2 \cdot AE = 576 \text{ kgf} \cdot 0,175 \text{ m}$$

$$M_{f_2 A}(V) = 100,8 \text{ kgm} = 100\,800 \text{ kgmm}.$$

$$M_{f_2 C}(V) = R_{B_2}(V) \cdot BC = 460 \text{ kgf} \cdot 0,065 \text{ m}$$

$$M_{f_2 C}(V) = 26,33 = 26,300 \text{ kgmm}.$$

$$M_{f_2 D}(V) = 2Rc_2 \cdot DE - R_A(V) \cdot AD$$

$$M_{f_2 D}(V) = 576 \text{ kgf} \cdot 0,290 \text{ m} - 993 \text{ kgf} \cdot 0,115 \text{ m}$$

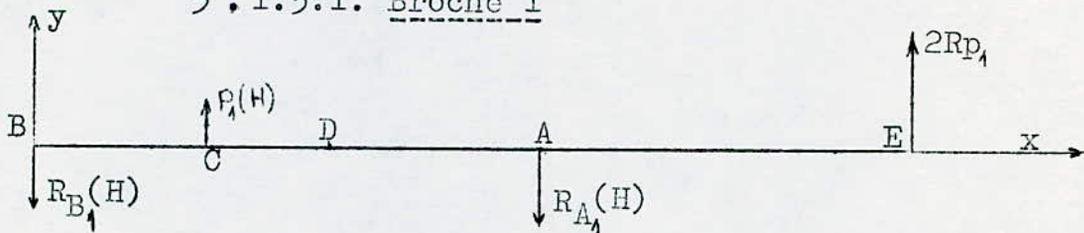
$$M_{f_2 D}(V) = 167 \text{ kgm} - 113 \text{ kgm} = 53 \text{ kgm} = 53\,000 \text{ kgmm}.$$

$$M_{f_2 A}(V) = 100,8 \text{ kgm} ; M_{f_2 C}(V) = 26,3 \text{ kgm} ; M_{f_2 D}(V) = 53 \text{ kgm}.$$

$$R_{A_2}(V) = 993 \text{ kgf} ; R_{B_2}(V) = 460 \text{ kgf}.$$

5 . I. 3. Calcul des sollicitations dans le plan H :

5 . I. 3. I. Broche I



a) . Calcul des réactions d'appuis:

$$\sum Y = 0$$

$$- R_{B_1}(H) - R_{A_1}(H) + p_1(H) + 2Rp_1 = 0$$

$$- R_{B_1}(H) - R_{A_1}(H) + 37 \text{ kgf} + 60 \text{ kgf} = 0$$

$$- R_{B_1}(H) - R_{A_1}(H) + 97 \text{ kgf} = 0$$

$$R_{B_1}(H) = 97 \text{ kgf} - R_{A_1}(H)$$

Sollicitations dans le plan vertical : Broche 2

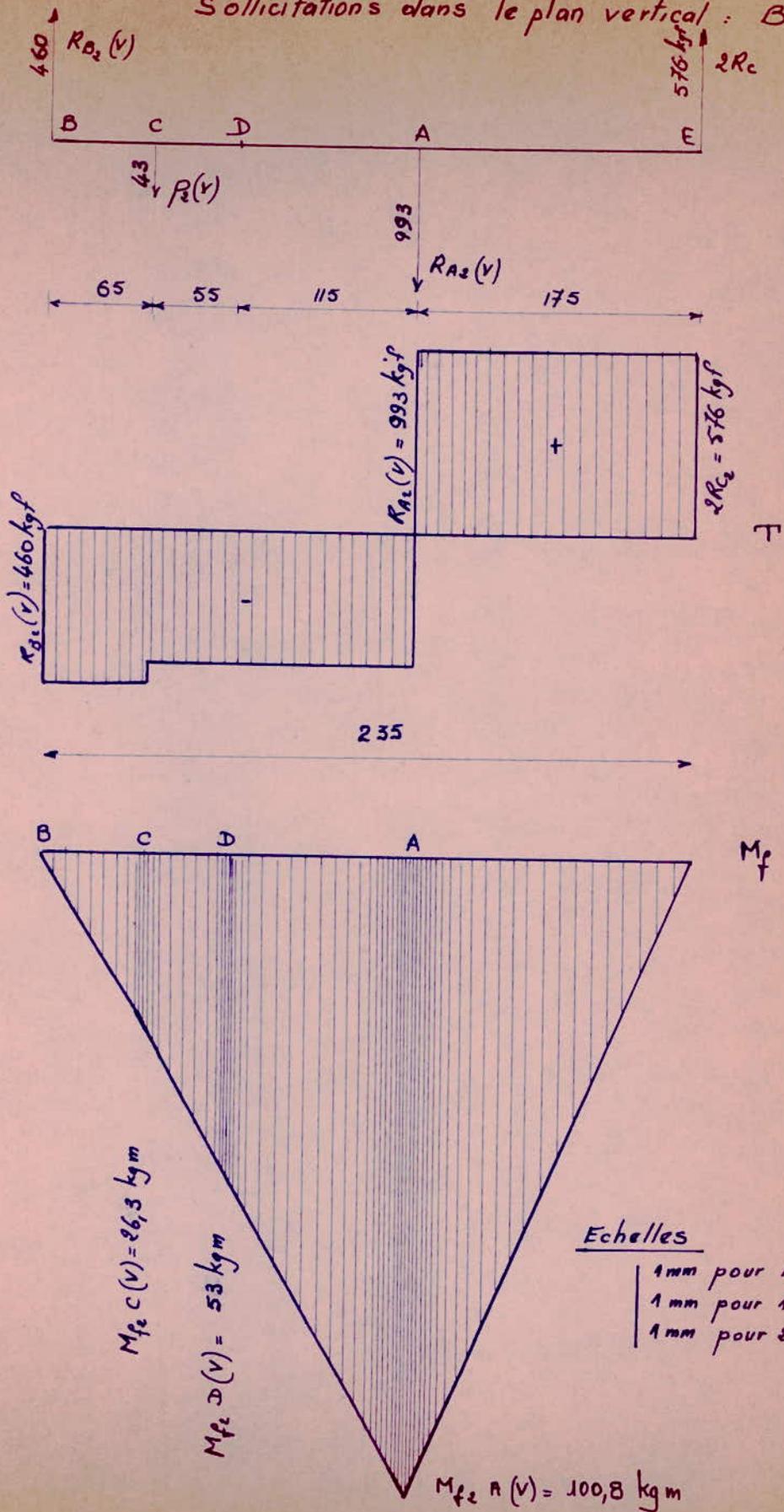


Fig: 36

$$\sum M(\bar{x}) = 0$$

$$2Rp_1 \cdot AE - R_{A_1}(H) \cdot AB + p_1(H) \cdot BC = 0$$

$$60 \text{ kgf} \cdot 0,410 \text{ m} - R_{A_1}(H) \cdot 0,235 \text{ m} + 37 \text{ kgf} \cdot 0,065 \text{ m} = 0$$

$$24,60 \text{ kgm} + 2,410 \text{ kgm} = 0,235 \cdot R_{A_1}(H)$$

$$27,010 \text{ kgm} = 0,235 \cdot R_{A_1}(H)$$

$$R_{A_1}(H) = \frac{27,010 \text{ kgm}}{0,235 \text{ m}} = 115 \text{ kgf.}$$

$$R_{B_1}(H) = 97 \text{ kgf} - 115 \text{ kgf} = -18 \text{ kgf.}$$

La réaction d'appui B dans le plan horizontal (H) sera dirigée dans le sens contraire à celui qui était choisi.

b) . Diagramme des efforts tranchants : (Fig:37)

c) . Diagramme des moments fléchissants : (Fig:37)

$$M_{f_1 A}(H) = 2Rp_1 \cdot AE = 60 \text{ kgf} \cdot 0,175 \text{ m}$$

$$M_{f_1 A}(H) = 10,5 \text{ kgm} = 10\,500 \text{ kgmm.}$$

$$M_{f_1 C}(H) = R_{B_1}(H) \cdot BC = 18 \text{ kgf} \cdot 0,065 \text{ m}$$

$$M_{f_1 C}(H) = 1,170 \text{ kgm} = 1\,170 \text{ kgmm}$$

$$M_{f_1 D}(H) = 2Rp_1 \cdot DE - R_{A_1}(H) \cdot AD =$$

$$M_{f_1 D}(H) = 60 \text{ kgf} \cdot 0,290 \text{ m} - 115 \text{ kgf} \cdot 0,115 \text{ m}$$

$$M_{f_1 D}(H) = 17,4 \text{ kgm} - 13,25 \text{ kgm} = 4,15 \text{ kgm} = 4\,150 \text{ kgmm}$$

$M_{f_1 A}(H) = 10,5 \text{ kgm} ; M_{f_1 C}(H) = - 1,17 \text{ kgm} ; M_{f_1 D}(H) = 4,15 \text{ kgm.}$
--

$R_{A_1}(H) = 115 \text{ kgf} ; R_{B_1}(H) = 18 \text{ kgf}$
--

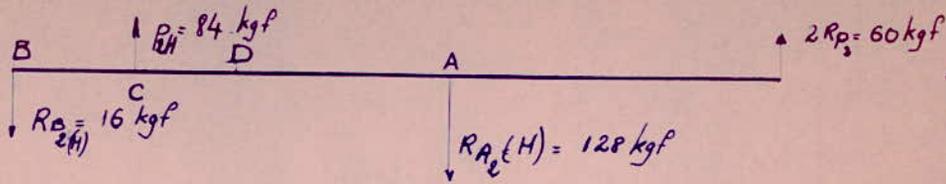
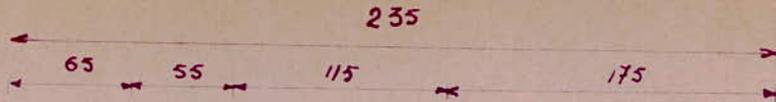
5. I.3.2. Broche 2

a) . calcul des réactions d'appuis :

$$\sum Y = 0$$

$$- R_{B_2}(H) - R_{A_2}(H) + 2Rp + p_2(H) = 0$$

Sollicitations dans le plan horizontal



Broche 2

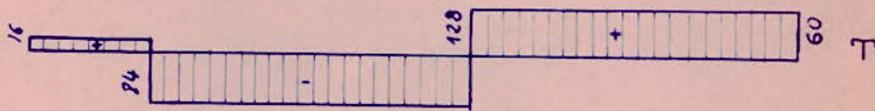
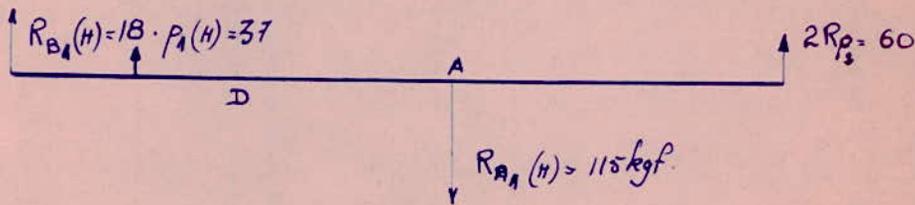
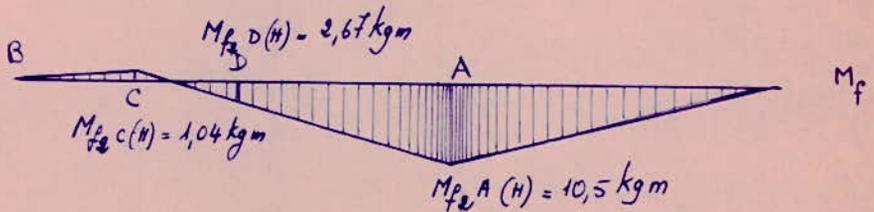


Fig: 38



Broche 1

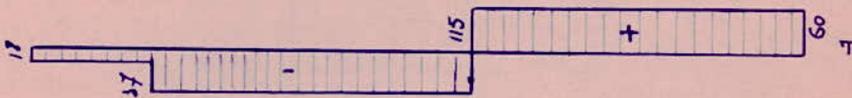
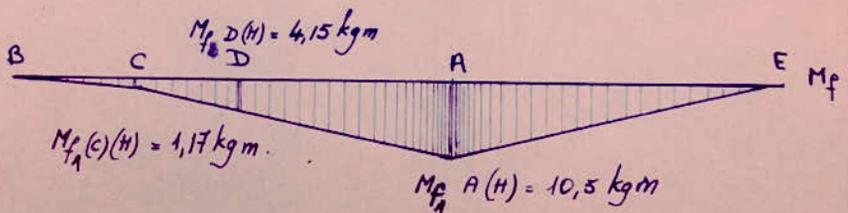


Fig: 37

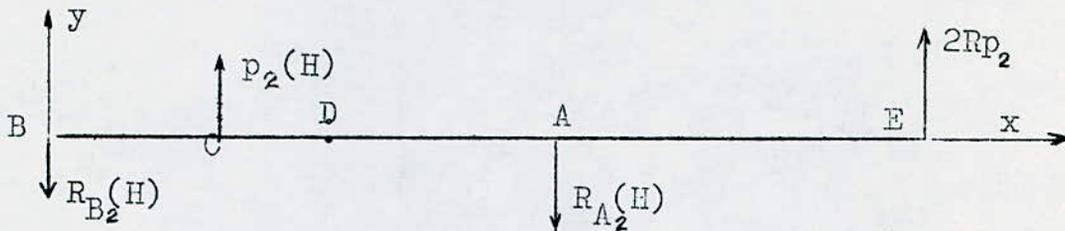


Echelles { longueur : 1mm pour 4mm
 Effort tranchant: 1mm pour 10 kgf
 Moment : 1mm pour 1 kgm.

$$- R_{B_2}(H) - R_{A_2}(H) + 60 \text{ kgf} + 84 \text{ kgf} = 0$$

$$- R_{B_2}(H) - R_{A_2}(H) + 114 \text{ kgf} = 0$$

$$R_{B_2}(H) = 114 \text{ kgf} - R_{A_2}(H).$$



$$\sum M(e) = 0$$

$$2Rp_2 \cdot AE + p_2(H) \cdot BC - R_{A_2}(H) \cdot AB = 0$$

$$60 \text{ kgf} \cdot 0,410 \text{ m} + 84 \text{ kgf} \cdot 0,065 \text{ m} - R_{A_2}(H) \cdot 0,235 \text{ m} = 0$$

$$24,600 \text{ kgm} + 5,460 \text{ kgm} = R_{A_2}(H) \cdot 0,235 \text{ m}$$

$$30,060 \text{ kgm} = R_{A_2}(H) \cdot 0,235 \text{ m}$$

$$R_{A_2}(H) = \frac{30,060 \text{ kgm}}{0,235 \text{ m}} = 128 \text{ kgf}$$

$$R_{B_2}(H) = 114 \text{ kgf} - 128 \text{ kgf} = 16 \text{ kgf}$$

Pour la broche 2, la réaction d'appui en B, dans le plan horizontal, aura le sens qui était choisi arbitrairement

b) Diagramme des efforts tranchants : (Fig:38)

c) Diagramme des moments fléchissants:(Fig:38)

$$M_{f_2}^A(H) = 2Rp_2 \cdot AE = 60 \text{ kgf} \cdot 0,175 \text{ m}$$

$$M_{f_2}^A(H) = 10,5 \text{ kgm} = 10\,500 \text{ kgmm}$$

$$M_{f_2}^C(H) = -R_{B_2}(H) \cdot BC = -16 \text{ kgf} \cdot 0,065 \text{ m}$$

$$M_{f_2}^C(H) = -1,040 \text{ kgm} = -1\,040 \text{ kgmm}$$

$$M_{f_2}^D(H) = 2Rp_2 \cdot DE - R_{A_2}(H) \cdot AD$$

$$M_{f_2}^D(H) = 60 \text{ kgf} \cdot 0,290 \text{ m} - 128 \text{ kgf} \cdot 0,115 \text{ m}$$

$$M_{f_2}^D(H) = 17,4 \text{ kgm} - 14,73 \text{ kgm} = 2,67 \text{ kgm} = 2\,670 \text{ kgmm}$$

$$M_{f_2} A(H) = 10,5 \text{ kgm} ; M_{f_2} C(H) = 1,04 \text{ kgm} ; M_{f_2} D(H) = 2,67 \text{ kgm}.$$

$$R_{A_2}(H) = 128 \text{ kgf} ; R_{B_2}(H) = 16 \text{ kgf}.$$

5.I.4. Déduction des réactions d'appuis équivalentes:

5.I.4.1. Broche 1

$$R_{A_1} = \sqrt{R_{A_1}(H)^2 + R_{A_1}(V)^2}$$

$$R_{A_1} = 10 \cdot \sqrt{10,25^2 + 1,15^2} = 10 \cdot \sqrt{105 + 1,32}$$

$$R_{A_1} = 10 \cdot \sqrt{106,32} = 1032 \text{ kgf}.$$

$$R_{B_1} = \sqrt{R_{B_1}(H)^2 + R_{B_1}(V)^2}$$

$$R_{B_1} = \sqrt{362^2 + 18^2} = \sqrt{131044 + 324}$$

$R_{B_1}(H)$ étant trop faible par rapport à $R_{B_1}(V)$
 R_{B_1} reste sensiblement égale à $R_{B_1}(V)$.

$$\underline{R_{B_1} = 362 \text{ kgf}.}$$

5.I.4.2. Broche 2

$$R_{A_2} = \sqrt{R_{A_2}(H)^2 + R_{A_2}(V)^2}$$

$$R_{A_2} = \sqrt{993^2 + 128^2} = 10 \cdot \sqrt{98,5 + 1,325}$$

$$R_{A_2} = 996 \text{ kgf}.$$

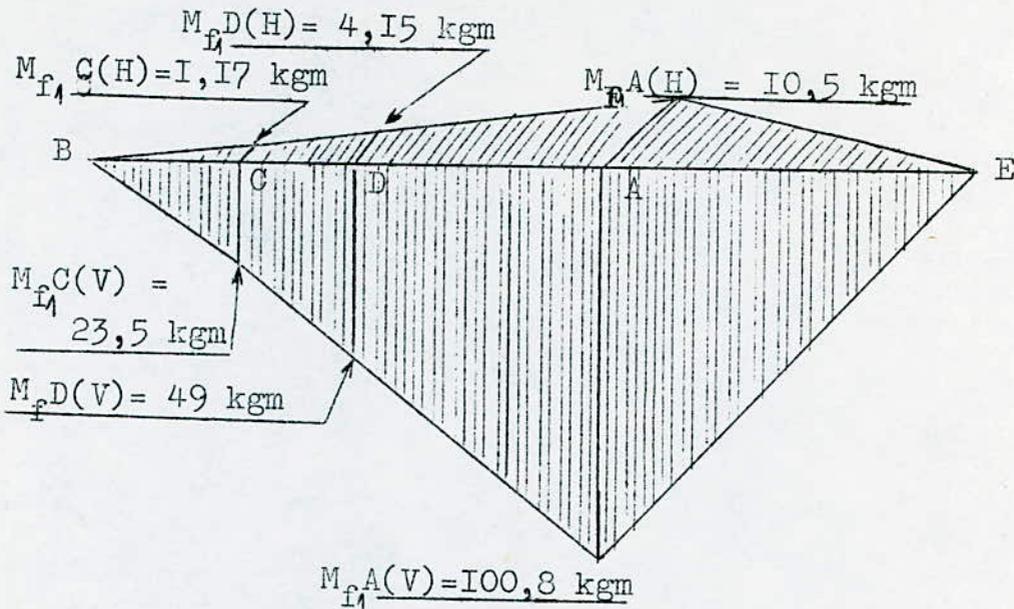
$$R_{B_2} = \sqrt{R_{B_2}(H)^2 + R_{B_2}(V)^2}$$

Comme pour la broche 1 $R_{B_2}(H)$ est négligeable par rapport à $R_{B_2}(V)$

$$\underline{R_{B_2} = R_{B_2}(V) = 460 \text{ kgf}.}$$

5.I.5. Déduction des moments fléchissants équivalents:

5.I.5.1. Broche 1



$$M_{f_1} A = \sqrt{M_{f_1} A(V)^2 + M_{f_1} A(H)^2}$$

$$M_{f_1} A = \sqrt{100,8^2 + 10,5^2} = 10^2 \cdot \sqrt{10,08^2 + 1,05^2}$$

$$M_{f_1} A = 10^2 \cdot \sqrt{101,6064 + 1,1025} = 10^2 \cdot \sqrt{102,7089}$$

$$M_{f_1} A = 101,340 \text{ kgm} = 101\,340 \text{ kgmm.}$$

$$M_{f_1} C = \sqrt{M_{f_1} C(V)^2 + M_{f_1} C(H)^2}$$

$$M_{f_1} C = \sqrt{23,5^2 + 1,17^2} = \sqrt{552,55 + 1,3689}$$

$$M_{f_1} C = \sqrt{553,5189}$$

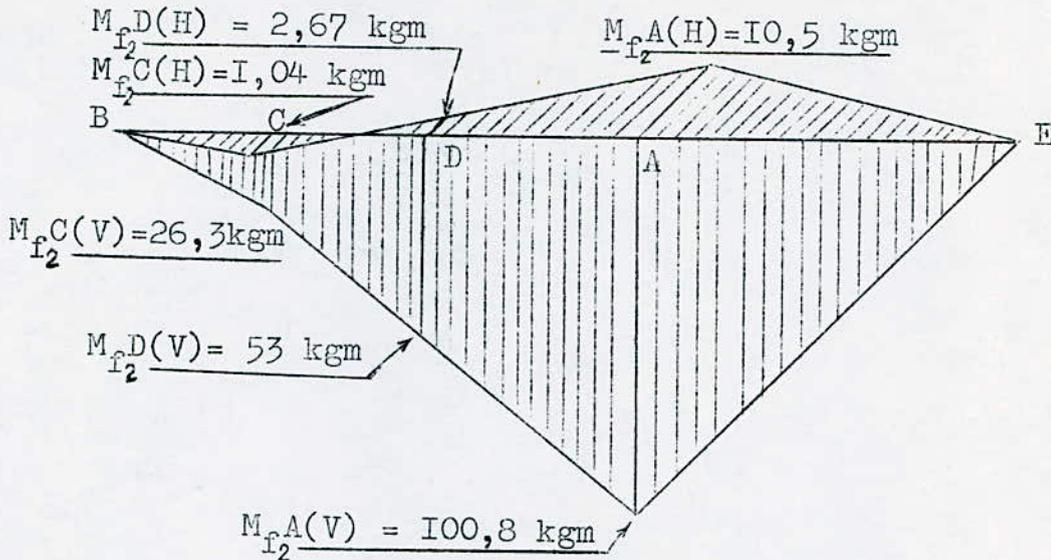
$$M_{f_1} C = 23,56 \text{ kgm} = 23\,560 \text{ kgmm.}$$

$$M_{f_1} D = \sqrt{M_{f_1} D(V)^2 + M_{f_1} D(H)^2}$$

$$M_{f_1} D = \sqrt{49 + 4,15^2} = \sqrt{2\,401 + 17,22} = \sqrt{2\,418,22}$$

$$M_{f_1} D = 49,300 \text{ kgm} = 49\,300 \text{ kgmm.}$$

5.1.5.2. Broche 2



$$M_{f_2 A} = \sqrt{M_{f_2 A(V)}^2 + M_{f_2 A(H)}^2}$$
$$M_{f_2 A} = \sqrt{100,8^2 + 10,5^2} =$$
$$M_{f_2 A} = 101,340 \text{ kgm} = 101\ 340 \text{ kgmm.}$$

$$M_{f_2 C} = \sqrt{M_{f_2 C(V)}^2 + M_{f_2 C(H)}^2}$$
$$M_{f_2 C} = \sqrt{26,3^2 + 1,04^2} = \sqrt{691,69 + 1,08} = \sqrt{692,77}$$
$$M_{f_2 C} = 26,32 \text{ kgm} = 26\ 320 \text{ kgmm.}$$

$$M_{f_2 D} = \sqrt{M_{f_2 D(V)}^2 + M_{f_2 D(H)}^2}$$
$$M_{f_2 D} = \sqrt{53,00^2 + 2,67^2} = \sqrt{2\ 803 + 7,129} = \sqrt{2\ 810,129}$$
$$M_{f_2 D} = 53,15 \text{ kgm} = 53\ 150 \text{ kgmm.}$$

Remarque :

- Le moment en A est le même pour les deux broches. Il est le moment fléchissant maximum de chacune d'elles.
- Aux points C et D la deuxième broche est plus sol-

licité que la première.

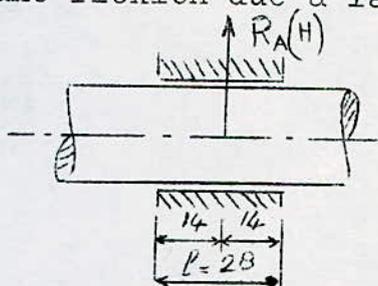
Il sera logique de calculer les contraintes, à partir des plus grandes valeurs des moments fléchissants; c'est-à-dire pour la deuxième broche. Si celle-ci sera vérifiée, la première le sera également.

5.I.6. Récapitulation des sollicitations:

En plus des moments de flexion et du moment de torsion, et étant donné que les paliers sont considérés comme des tourillons, ils reçoivent une flexion due à la réaction d'appui. (m_f)

$$m_f^{A(H)} = \frac{R_A(H) \cdot l_A}{2}$$

$$m_f^{A(V)} = \frac{R_A(V) \cdot l_A}{2}$$



$R_A(H) = 128 \text{ kgf} =$ Réaction de l'appui A dans le plan horizontal pour la broche 2

$R_A(V) = 993 \text{ kgf} =$ Réaction d'appui A dans le plan vertical pour la broche 2 également.

$l_A = 28 \text{ mm} =$ Longueur de la portée du palier A

$m_f^{A(H)} =$ Moment de flexion du tourillon A dans le plan horizontal.

$m_f^{A(V)} =$ Moment de flexion de tourillon A dans le plan vertical.

$$m_f^{A(H)} = 128 \text{ kgf} \cdot 14 \text{ mm} = 1\ 805 \text{ kgmm}$$

$$= 1,805 \text{ kgm}$$

$$m_f^{A(V)} = 993 \text{ kgf} \cdot 14 \text{ mm} = 13\ 880 \text{ kgmm}$$

$$= 13,880 \text{ kgm}$$

Aux moments de flexion créés par les forces agissantes dans les plans horizontal et vertical, viennent s'ajouter ces derniers moments dus aux réactions d'appuis.

$$M_{f_v}^{A(H)} = M_{f_2}^{A(H)} + m_f^{A(H)}$$

13,880

$$M_{ft}^A(H) = 10,5 \text{ kgm} + 1,805 \text{ kgm} = 12,305 \text{ kgm}$$

$$M_{ft}^A(V) = 100,8 \text{ kgm} + 13,88 \text{ kgm} = 114,68 \text{ kgm}$$

Moment fléchissant équivalent total en A :

$$M_{ft}^A = \sqrt{M_{ft}^A(V)^2 + M_{ft}^A(H)^2}$$

$$M_{ft}^A = \sqrt{114,68^2 + 12,305^2} = \sqrt{13\ 121,7 + 151,29}$$

$$M_{ft}^A = \sqrt{13\ 272,995}$$

$$M_{ft}^A = 115,25 \text{ kgm} = 115\ 250 \text{ kgmm}$$

L' appui B sera soumis au moment de flexion dû à la réaction $R_B = 460 \text{ kgf}$

$$m_{fB} = \frac{R_B \cdot l_B}{2} \quad ; \quad l_B = 22 \text{ mm} = \text{longueur de la portée du palier B}$$

$$m_{fB} = 460 \text{ kgf} \cdot 11 \text{ mm}$$

$$m_{fB} = 5\ 060 \text{ kgmm} = 5,060 \text{ kgm.}$$

En résumé, le calcul des contraintes des sections dans les différentes parties de la broche sera en fonction des moments représentés par le tableau suivant:

Sections	A	B	C	D
SOLLICITATIONS	M_{ft}^A	m_{fB}	M_{fC}	M_{fD}
	M_t		M_t	M_t
	m		m	m

$M_{fA} = 115,25 \text{ kgm}$: Moment fléchissant total à la section A

$M_t = 5,233 \text{ kgm}$: Moment de torsion dû à la coupe.

m = Moment dû à l'effort d'avance des outils de chariotage
= 0,510 kgm, m est négligeable par rapport aux autres moments.

$m_f B = 5,060$ kgm : Moment dû à la réaction d'appui en B

$M_f C = M_{f_2} C = 26,3$ kgm : Moment fléchissant à la section C

$M_f D = M_{f_2} D = 53,15$ kgm : Moment fléchissant à la section D

5.1.7. Vérification de la résistance des sections:

5.1.7.1. Choix de la matière:

L'usinage se fait dans de l'acier de nitruration 28 CVD 12 résistant à des grandes fatigues et ayant, d'après la norme BNAé 00030 homologuée par l'AFNOR le 31 mai 1944

Résistance à la rupture $R_r = 80$ kgf/mm²

Résistance élastique $R_e = 72$ kgf/mm²

Allongement pour cent $A\% = 18$

En prenant un coefficient de sécurité de $\frac{10}{3}$, valeur conseillée par le formulaire "MULLER" pour une charge variable dans les deux sens, la résistance pratique à la traction R_{p_t} ou à la compression R_{p_c} sera:

$$R_{p_c} = R_{p_t} = \frac{R_e \cdot 3}{10} = \frac{72 \text{ kgf/mm}^2 \cdot 3}{10} = 21,6 \text{ kgf/mm}^2$$

La résistance pratique au cisaillement est :

$$R_{p_{ci}} = 0,8 \cdot R_{p_t} = 0,8 \cdot 21,6 \text{ kgf/mm}^2 = 17,2 \text{ kgf/mm}^2$$

5.1.7.2. Calcul de la contrainte:

La contrainte équivalente de sollicitation composée est donnée par la formule suivante:

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}$$

$$\sigma = \frac{M_f}{\frac{I_x}{v}} = \text{contrainte due à la flexion.}$$

$$\tau = \frac{M_t}{\frac{I_o}{v}} = \text{contrainte due à la torsion.}$$

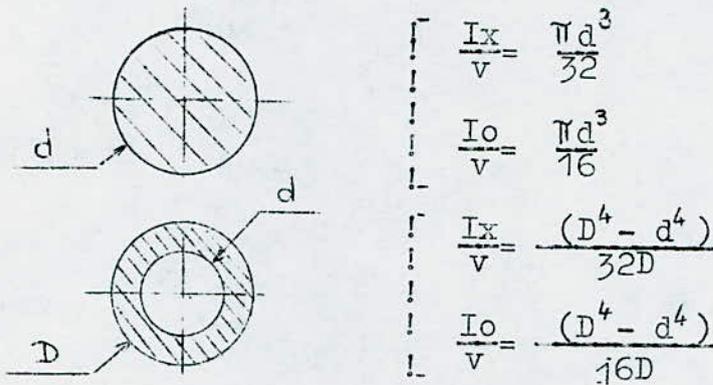
M_f = Moment de flexion.

M_t = Moment de torsion.

$\frac{I_x}{v}$ = Module d'inertie de la section par rapport à l'axe x

$\frac{I_o}{v}$ = Module d'inertie de la section par rapport au centre o

Pour un arbre de section circulaire pleine ou creuse, le module d'inertie est donné par:



$$\frac{I_o}{v} = 2 \cdot \frac{I_x}{v} \qquad \left(\frac{I_o}{v}\right)^2 = 4 \cdot \left(\frac{I_x}{v}\right)^2$$

$$\sigma_e = \sqrt{\left[\frac{M_f}{\frac{I_x}{v}}\right]^2 + 4 \cdot \left[\frac{M_t}{\frac{I_o}{v}}\right]^2} = \sqrt{\left[\frac{M_f}{\frac{I_x}{v}}\right]^2 + \frac{4}{4} \cdot \left[\frac{M_t}{\frac{I_x}{v}}\right]^2}$$

$$\sigma_e = \frac{1}{\frac{I_x}{v}} \cdot \sqrt{M_f^2 + M_t^2} = \frac{M_e}{\frac{I_x}{v}}$$

5.I.7.3. Vérification de la section A :

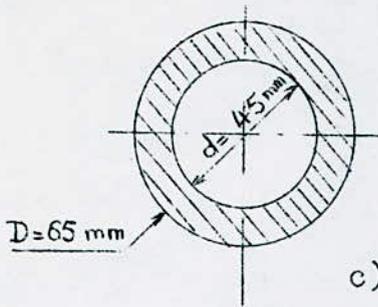
Cette section se rapporte au palier avant de la broche.

a). Moment équivalent --- Flexion.Torsion ---

$$M_{eA} = \sqrt{115,25^2 + 5,233^2} = \sqrt{13\ 266,66 + 27,38}$$

$$M_{eA} \approx 115,300 \text{ kgm} = 115\ 300 \text{ kgmm}$$

b). Module d'inertie de la section: $\frac{I_x}{v}$



$$\frac{I_x}{v} = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32D} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{65^4 - 45^4}{65}$$

$$\frac{I_x}{v} = \frac{1\,375 \cdot 10 \cdot \pi}{65 \cdot 32} = 2,18 \cdot 10^4 \text{ mm}^3$$

c). Contrainte dans la section:

$$\sigma_{eA} = \frac{115\,300 \text{ kgmm}}{21\,800 \text{ mm}^3} = 5,550 \text{ kgf/mm}^2$$

Condition de rigidité : $\sigma_{eA} \leq R_{p_t}$

$$5,550 \text{ kgf/mm} \ll 21,600 \text{ kgf/mm}$$

Conclusion: La section du palier avant de la broche est suffisamment résistante.

d). Vérification à la pression diamétrale

$$n = \frac{R_A}{s_A}$$

n = pression diamétrale en kgf/mm², doit être $\leq R_{p_t}$

R_A = Réaction total en A.

s = l_A · D = 28 mm · 65 mm = 1 820 mm : section diamétrale

$$n = \frac{996 \text{ kgf}}{1\,820 \text{ mm}} = 0,575 \text{ kgf/mm}^2$$

Le palier A est largement vérifié à la pression diamétrale.

5.I.7.4. Vérification de la section B:

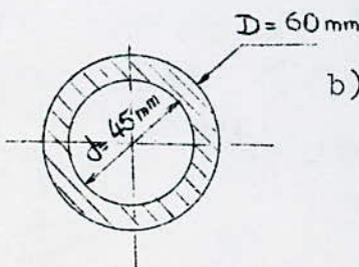
Cette section se rapporte au palier arrière de la broche.

a). Moment de sollicitation :

$$D = 60 \text{ mm} \quad m_f = 5\,060 \text{ kgmm.}$$

b). Module d'inertie de la section:

$$\frac{I_x}{v} = \frac{\pi(60^4 - 45^4)}{32 \cdot 60} = 1,445 \cdot 10^4 \text{ mm}^3$$



c). Contrainte dans la section :

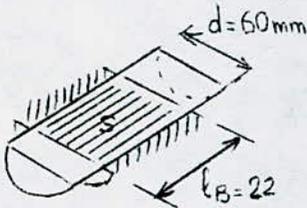
$$\sigma_{e_B} = \frac{m_f}{\frac{I_x}{V}} = \frac{5\,060 \text{ kgmm}}{14\,450 \text{ mm}^3} = 0,287 \text{ kgf/mm}^2$$

Condition de rigidité : $\sigma_{e_B} \leq R_{p_t}$

$$0,287 \text{ kgf/mm} \ll 21,600 \text{ kgf/mm.}$$

Conclusion : La section du palier arrière résiste plus qu'il fallait.

d). Vérification à la pression diamétrale:



$$n = \frac{R_B}{s_B} = \frac{460 \text{ kgf}}{22 \text{ mm} \cdot 60 \text{ mm}} = 0,343 \text{ kgf/mm}^2$$

Le palier B est largement vérifié à la pression diamétrale.

5.I.7.5 . Vérification de la section C:

Cette section est une section rainurée. En effet la clavette du baladeur amène à un usinage d'une rainure de 18 mm de largeur et de 4 mm de profondeur sur une longueur de 63 mm (Fig : 39).

a). Moment de sollicitation :

$$Me_C = \sqrt{M_f^2 C^2 + M_t^2} = \sqrt{26,320^2 \text{ kgm} + 5,233^2 \text{ kgm}}$$

$$Me_C = \sqrt{692,77 + 27,38} = \sqrt{720,15} = 26,85 \text{ kgm}$$

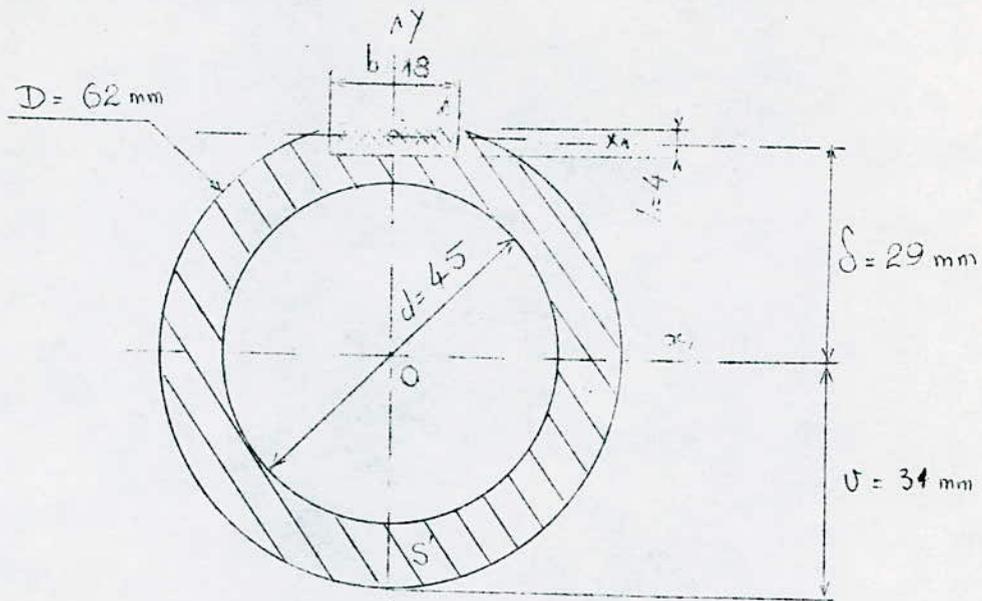
b). Moment d'inertie de la section : (Fig:39).

$$I_x(s) = \frac{b \cdot h^3}{12} + b \cdot h \cdot \delta^2 = \frac{18 \cdot 4}{12} + 18 \cdot 4 \cdot 29^2$$

$$I_x(s) = 96 \text{ mm}^4 + 60\,600 \text{ mm}^4 = 60\,696 \text{ mm}^4$$

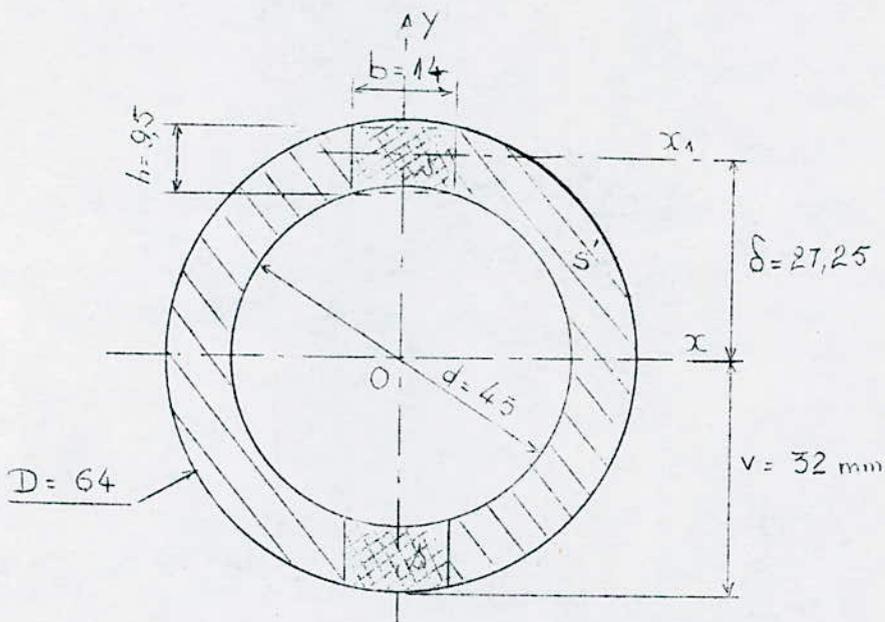
$$I_x(S) = \frac{\pi (D^4 - d^4)}{64} = \pi \cdot \frac{62^4 - 45^4}{64} = 528\,000 \text{ mm}^4$$

$$I_x(S') = 528\,000 \text{ mm}^4 - 60\,696 \text{ mm}^4 = 467\,104 \text{ mm}^4$$



s = section rainurée.
 s' = Section restante.
 $S = s' + s$

Fig: 39



s = section d'une lumière.
 s' = Section restante.
 $S = s' + s$

Fig: 40

c). Module d'inertie de la section:

$$\frac{I_x(S')}{v} = \frac{467\ 104\ \text{mm}^4}{\frac{D}{2}} = \frac{467\ 104\ \text{mm}^4}{31\ \text{mm}} = 15\ 080\ \text{mm}^3$$

d). Contrainte dans la section :

$$\sigma_c = \frac{M_{eC}}{\frac{I_x(S')}{v}} = \frac{26\ 850\ \text{kgmm}}{15\ 080\ \text{mm}} = 1,780\ \text{kgf/mm}^2$$

Condition de rigidité : $\sigma_c \leq R_{p_t}$

$$1,780\ \text{kgf/mm}^2 \ll 21,600\ \text{kgf/mm}^2$$

Remarque: Tout autour de la rainure il risque d'avoir des concentrations de contraintes.

D'après l'ouvrage de résistance des matériaux de Charle MASSOINET, ces concentrations peuvent atteindre une valeur double et même triple de la valeur calculée.

Malgré ces concentrations, la section de la broche se trouve bien vérifiée.

5.1.7.6. Vérification de la section D:

Cette section est une section ajourée. En outre, le système serre barre placé entre les deux paliers m'oblige à prévoir deux lumières diamétralement opposées à une distance de 120 mm à partir du palier arrière, pour le passage des chiens repère 22, complétant le dispositif de serrage de la barre.

La présence de ces lumières diminuent le moment d'inertie de la section et par conséquent sa rigidité.

Pour la certitude du bon fonctionnement, il faut vérifier cette section ajourée aux sollicitations composées — Flexion-Torsion — quoique les contraintes des dernières sections sont largement vérifiées.

a). Moment équivalent:

$$Me_D = \sqrt{M_f D^2 + M_t^2} = \sqrt{53,15^2 \text{ kgm} + 5,233^2 \text{ kgm}}$$

$$Me_D = \sqrt{2810,129 + 27,38} = \sqrt{2837,5} = 53,25 \text{ kgm}$$

b). Moment d'inertie de la section: (Fig:40)

α . Moment d'inertie des lumières:

$$I_x(s) = I_x(s) + s \cdot \delta^2$$

$$I_x(s) = \frac{b \cdot h^3}{12} + b \cdot h \cdot \delta^2$$

$$I_x(s) = 14 \text{ mm} \cdot 9,5 \text{ mm} \cdot 27,25^2 \text{ mm}^2 + \frac{14 \text{ mm} \cdot 9,5^3 \text{ mm}^3}{12}$$

$$I_x(s) = 98\,500 \text{ mm}^4 + 1\,000 \text{ mm}^4 = 99\,500 \text{ mm}^4$$

β . Moment de la section couronnée:

$$I_x(S) = \frac{\pi (D^4 - d^4)}{64} \cong \frac{64^4 - 45^4}{64} = \frac{\pi}{64} \cdot 1\,270 \cdot 10^4 \text{ mm}^4$$

$$I_x(S) = 623\,500 \text{ mm}^4$$

γ . Moment d'inertie de la section ajourée:

$$I_x(S') = I_x(S) - 2 I_x(s)$$

$$I_x(S') = 623\,500 \text{ mm}^4 - 199\,000 \text{ mm}^4 = 424\,500 \text{ mm}^4$$

c). Module d'inertie de la section ajourée:

$$\frac{I_x(S')}{v} = \frac{424\,500 \text{ mm}^4}{\frac{D}{2}} = \frac{424\,500 \text{ mm}^4}{32 \text{ mm}} = 13\,265 \text{ mm}^3$$

d). Contrainte dans la section:

$$\sigma_{eD} = \frac{Me_D}{\frac{I_x(S')}{v}} = \frac{53\,250 \text{ kgmm}}{13\,265 \text{ mm}^3} = 3,900 \text{ kgf/mm}^2$$

Condition de rigidité $\sigma_{eD} \leq R_{p_t}$

$$3,900 \text{ kgf/mm}^2 \ll 21,6 \text{ kgf/mm}^2$$

Remarque 1 : Comme pour la section rainurée, tout autour des lumières, il risque d'avoir des concentrations des contraintes pouvant atteindre la valeur double ou même triple de la valeur calculée; mais malgré cela, la section se trouve largement vérifiée.

Remarque 2 : Etant donné que le moment de flexion est maximum à la section A, la vérification de la résistance de la broche peut s'arrêter au calcul de la contrainte dans la section A, qui est la plus sollicitée par rapport à toutes les autres; mais vu que la section n'est pas uniforme sur toute la longueur de la broche, pour plus de sécurité, je me suis amené à la vérification des autres section dont leur contrainte se trouve largement inférieure à la contrainte admissible Rp_t ou Rp_c .

5.I.8. Vérification à la compression due à $2Ra$:

Les charges axiales dues à l'effort d'avance des outils de chariotage et à la poussée axiale du foret tendent à faire déplacer la broche le long de son axe. Le choix des roulements à rouleaux coniques répond bien au problème posé. Le premier roulement bute contre l'épaulement de la broche, dont il fallait calculer sa résistance à la compression.

a). Calcul de la section d'appui:

$$S_1 = \frac{2Ra + F}{Rp_c} = \frac{255 \text{ kgf}}{21,6 \text{ kgf/mm}} = 11,8 \text{ mm}^2$$

b). Section au plus grand diamètre:

$$S_2 = \frac{65^2 \cdot \pi}{4} + 11,8 \text{ mm} = 3326,8 \text{ mm}^2$$

c). Diamètre correspondant:

$$D_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3 \cdot 326,8 \text{ mm}}{3,14}} = 65,3 \text{ mm}$$

Cette dernière dimension est théoriquement suffisante pour résister à la charge axiale totale, mais elle est insuffisante pour l'arrêt du roulement. Donc, il va falloir résoudre le problème au point de vue technologique et non au point de vue résistance de matériaux.

Pour répondre à l'appui convenable, je fixerai un diamètre de 80 mm.

5.2. CHOIX DES ROULEMENTS:

Il s'agit des roulements portés par les broches. Celles-ci sont soumises à des efforts axiaux et radiaux en même temps. Pour répondre à ces deux sollicitations, le choix des roulements à rouleaux coniques s'impose. En outre, je prendrai deux roulements à rouleaux coniques pour chacune des broches, de dimensions légèrement différentes pour la comodité du montage.

A priori, les dimensions de ces roulements sont déterminées puisque celles de la broche sont définies. En effet d'après la standardisation et en fonction des diamètres de la broche la désignation de ces roulements sera successivement:

Pour le diamètre 60 mm : roulement n°30 212 série 302
type SKF

Capacités de bases

!	C ₀ = charge statique = 5 600 kgf
!	C = charge dynamique = 6 200 kgf
!	N = vitesse de rotation maximum
L	= 4 000 t/mn

Pour le diamètre 65 mm : roulement n°32 213 série 322
type SKF

Capacités de bases ! Co = charge statique = 9 300 kgf
! C = charge dynamique = 9 800 kgf
! N = vitesse de rotation maximum
! = 4 000 t/mn

En principe la détermination des roulements s'arrête là puisque toutes les cotes sont déterminées.

Cette définition ne pourra pas être satisfaisante dans cette étude, avant de vérifier ces roulements aux charges radiales et axiales, et déterminer leur durée de vie.

Les efforts qui sollicitent les roulements sont les réactions des appuis A et B précédemment calculées:

BROCHE 1 ! R_A = 1 032 kgf
! R_B = 362 kgf
BROCHE 2 ! R_A = 996 kgf
! R_B = 460 kgf

En inversant le sens de rotation et en gardant les mêmes efforts de coupe, les réactions se permutent d'indice 1 à l'indice 2 .

Puisque les deux broches peuvent tourner dans un sens ou dans un autre, je prendrai les réactions d'appuis maximums

$$R_A = 1\ 032\ \text{kgf}$$

$$R_B = 460\ \text{kgf}$$

Sur ces types de roulement une charge radiale donne naissance à une charge axiale qui vient s'ajouter à la charge axiale appliquée.

D'après SKF la grandeur de cette charge axiale est donnée par la formule:

$$F_{ax} = \frac{0,5 \cdot Fr}{Y}$$

Fr = Charge radiale.

Fax = Charge axiale .

Y = Coefficient axial de roulement donné par le tableau de la figure 41, dressé par SKF.

ROULEMENT N°	$\frac{F_{ax}}{F_r} \leq e \uparrow$		e
	X	Y	
30 203 - 30 204		1,75	0,34
05 - 08		1,60	0,37
09 - 22	0,4	1,45	0,41
24 - 30		1,35	0,44
32 206 - 32 208		1,60	0,37
09 - 22	0,4	1,45	0,41
24		1,35	0,44
30 302 - 30 303		2,10	0,28
04 - 07	0,4	1,95	0,31
08 - 24		1,75	0,34
31 305 - 31 314	0,4	0,73	0,82
32 304 - 32 307		1,95	0,31
08 - 24	0,4	1,75	0,34

Fig:41

1. Pour $\frac{F_{ax}}{F_r} \leq e \rightarrow P = F_r$

$$F_{ax_A} = \frac{0,5 F_{r_A}}{Y_A} = \frac{0,5 \cdot 1\ 032 \text{ kgf}}{1,45} = 356 \text{ kgf}$$

$$F_{ax_B} = \frac{0,5 F_{r_B}}{Y_B} = \frac{0,5 \cdot 460 \text{ kgf}}{1,45} = 158 \text{ kgf}$$

Calcul du rapport $e' = \frac{F_{ax}}{F_r}$

A l'effort axial F_{ax_A} vient s'ajouter la poussée du perçage et l'effort d'avance des outils de chariotage.

$$F_{ax_{tA}} = 2R_a + F + F_{ax_A} = 255 \text{ kgf} + 356 \text{ kgf}$$

$$F_{ax_{tA}} = 611 \text{ kgf.}$$

$$e'_A = \frac{6II}{I \ 032} = 0,592$$

$$e'_B = \frac{I58}{460} = 0,343$$

Les rapports e donné par le tableau de la figure 41 sont:

Roulement n° 30 212 $e_B = 0,41$

Roulement n° 32 213 $e_A = 0,41$

Remarque : $e'_A > e_A$

$$e'_B < e_B$$

Calcul des charges équivalentes appliquées sur les roulements :

SKF donne une formule permettant de calculer la charge équivalente pour chaque roulement:

$$P = X.Fr + Y.Fax$$

X=Coéfficient radial de roulement

Y=Coéfficient axial de roulement

Ces coefficients sont donnés par le tableau SKF de la figure 41.

a). Charge équivalente appliquée sur le roulement A:

$$e'_A > e_A \rightarrow P_A = X_A \cdot Fr_A + Y_A \cdot Fax_{tA}$$

$$P_A = 0,4 \cdot I \ 032 \text{ kgf} + I,45 \cdot 6II \text{ kgf}$$

$$P_A = 413 \text{ kgf} + 887 \text{ kgf} = I \ 300 \text{ kgf}$$

b). Charge équivalente appliquée sur le roulement B :

$$e'_B < e_B \rightarrow P_B = Fr_B = 460 \text{ kgf} :$$

c). Rapport de charge $\frac{C}{P}$:

$$\frac{C_A}{P_A} = \frac{9 \ 800}{I \ 300} = 7,53$$

$$\frac{C_B}{P_B} = \frac{6\,200}{460} = 13,48$$

Durée des roulements en millions de tours L

D'après le constructeur SKF et en fonction du rapport de charge, la durée des roulements est donnée comme suit:

$$\begin{aligned} \frac{C_A}{P_A} &= 7,53 & L_A &= 850 \text{ millions de tours.} \\ \frac{C_B}{P_B} &= 13,20 & L_B &= 5\,500 \text{ millions de tours.} \end{aligned}$$

En interprétant la durée des roulements en heures pour une vitesse de rotation de 250 t/mn il viendra:

$$\begin{aligned} L_{hA} &= 50\,000 \text{ heures.} \\ L_{hB} &> 200\,000 \text{ heures.} \end{aligned}$$

Remarque: Le roulement B tient presque 6 fois plus que le roulement A. Ceci s'explique par le fait que le roulement arrière est moins sollicité que le roulement avant.

La durée de vie des roulements est largement satisfaisante.

5.3. CALCUL DES ENGRENAGES:

Il s'agit des engrenages de transmission entre l'arbre intermédiaire et les broches. Planche 6

5.3.I. Choix de la denture:

Vu que la valeur de la vitesse de rotation peut atteindre les 2 500 t/mn, il risque d'avoir un bruit de fonctionnement assez important. En effet ce bruit provient du contact des dents l'une sur l'autre. Pour diminuer ce bruit, la technique des engrenages conseille l'emploi

d'une denture hélicoidale, mais celle-ci a l'inconvénient de créer une poussée axiale nuisible nécessitant des systèmes de résolution qui sont parfois plus chers que la roue d'engrenage elle même. Aussi il faut ajouter l'emploi de la denture hélicoidale pour un baladeur rend presque impossible son mouvement volontaire axial permettant l'engrènement ou le désengrènement de la broche. Pour cette raison j'employerai une denture droite afin d'éviter les inconvénients définis plus haut. Pour atténuer le bruit causé par ces engrenages, je procéderai à une rectification de la denture droite. Cette dernière opération permet d'avoir une surface de contact plus lisse, ce qui fait diminuer le frottement entre les dents.

5.3.2. Choix de la matière:

La fabrication des engrenages se fait dans de l'acier au nikel-chrome.

D'après le tableau dressé par l'office professionnel de l'industrie aéronotique et le centre technique de l'automobile en France, la référence du métal choisi sera:

I6 NC 6 ayant les caractéristiques suivantes:

0,16 % C

0,70 % Mn

1,50 % Ni

1,25 % Cr

Indice de pureté chimique h

Résistance à la rupture $R_r = 80 \text{ kgf/mm}$

Résistance élastique $R_e = 75 \text{ kgf/mm}$

Allongement pour cent $A\% = 9$

En prenant un coefficient de sécurité $k = \frac{10}{3}$, la résistance pratique du métal sera:

$$R_p = \frac{R_e}{k} = \frac{75 \text{ kgf. } 3}{10 \text{ mm}}$$

$$R_p = 22,5 \text{ kgf/mm}$$

5.3.3. Calcul du module de la denture:

Pour un fonctionnement possible du train d'engrenages, il est bien évident d'avoir un module unique pour toutes les roues.

La transmission de mouvement se fait par l'engrènement de trois dents au moins. En effet celle-ci supportent l'effort tangentiel transmis, mais il est prudent de calculer le module en se basant sur la containte de la denture calculée dans des conditions les plus défavorables: cas où une seule dent est en prise.

Pour l'effort transmis, il faut tenir compte de la plus grande valeur qui sollicite la denture. En outre l'effort reçu par le baladeur n'est que:

$$F_{t1} = \frac{M_t}{R_1}$$

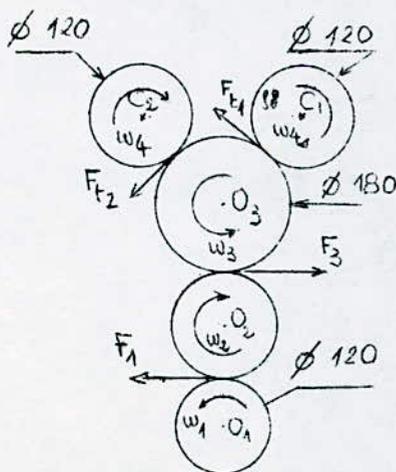
F_{t1} = Effort tangentiel au diamètre primitif du baladeur de la broche 1

M_t = Moment de torsion dû à la coupe.

R_1 = Rayon primitif du baladeur de la broche 1

$$F_{t1} = \frac{5\,233 \text{ kgmm}}{60 \text{ mm}} = 88 \text{ kgf.}$$

Tandis que l'effort reçu par les roues intermédiaires est déterminé comme suit:



L'expression de la puissance donne:

$$P = C_1 w_1 = C_2 w_2 = C_3 w_3 = 2 C_4 w_4$$

$$C_3 w_3 = 2 C_4 w_4$$

$$\frac{C_3}{2 C_4} = \frac{w_4}{w_3} = \frac{N_4}{N_3} = \frac{D_3}{D_4} = \frac{180}{120} = \frac{3}{2}$$

$$C_3 = \frac{2 \cdot C_4 \cdot 3}{2} = 3 C_4$$

$$F_3 = \frac{88 \text{ kgf} \times 60 \times 3}{90} = 176 \text{ kgf.}$$

Etant donné que la vitesse de l'arbre intermédiaire est la même que celle des broches, l'effort reçu par la denture de la roue portée par cet arbre sera aussi :

$$F_1 = 176 \text{ kgf}$$

En conséquence, le module sera calculé en fonction de l'effort maximum 176 kgf.

La denture est supposée comme une poutre encastree à une extrémité et libre à l'autre. Elle sera sollicitée par l'effort tangentiel $F_1 = 176 \text{ kgf}$. En principe cet effort est transmis suivant un diamètre primitif, mais pour une sécurité supplémentaire, la théorie d'engrenage suppose que l'effort transmis est appliqué à l'extrémité de la denture; ce qui entraîne un moment fléchissant maximum. (Fig: 42).

$$M_f = h \cdot F_1 \quad h = 2,25 \text{ m}$$

$$M_f = 2,25 \cdot m \cdot F_1 \quad m = \text{Module}$$

La contrainte à la flexion dans la section d'encastrement est:

$$t = \frac{M_f}{\frac{I_x}{v}}$$

$\frac{I_x}{v}$ = Module d'inertie de la section encastree.

$$\frac{I_x}{v} = \frac{1 \cdot E}{12 \cdot E} = \frac{1 \cdot e^3}{6} = \frac{(1,57 \cdot m)^3 \cdot 1}{6}$$

La signification des lettres l, E, e, est donnée par la figure 42

$$t = \frac{2,25 \cdot m \cdot F \cdot 6}{1,57 \cdot m \cdot 1} = \frac{2,25 \cdot 6 \cdot 176}{1,57 \cdot 23 \cdot m}$$

Condition de rigidité: $t \ll R_p$

$$m \gg \frac{2,25 \cdot 6 \cdot 176}{1,57 \cdot 23 \cdot 22,5}$$

$$m \gg 1,85 \text{ mm}$$

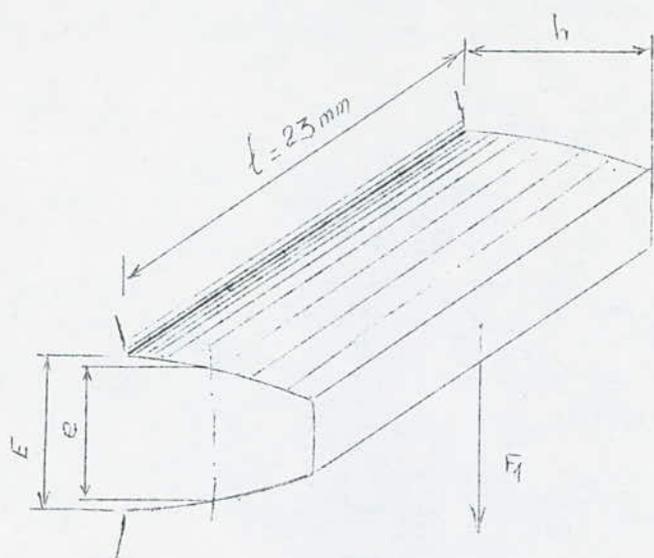


Fig: 42

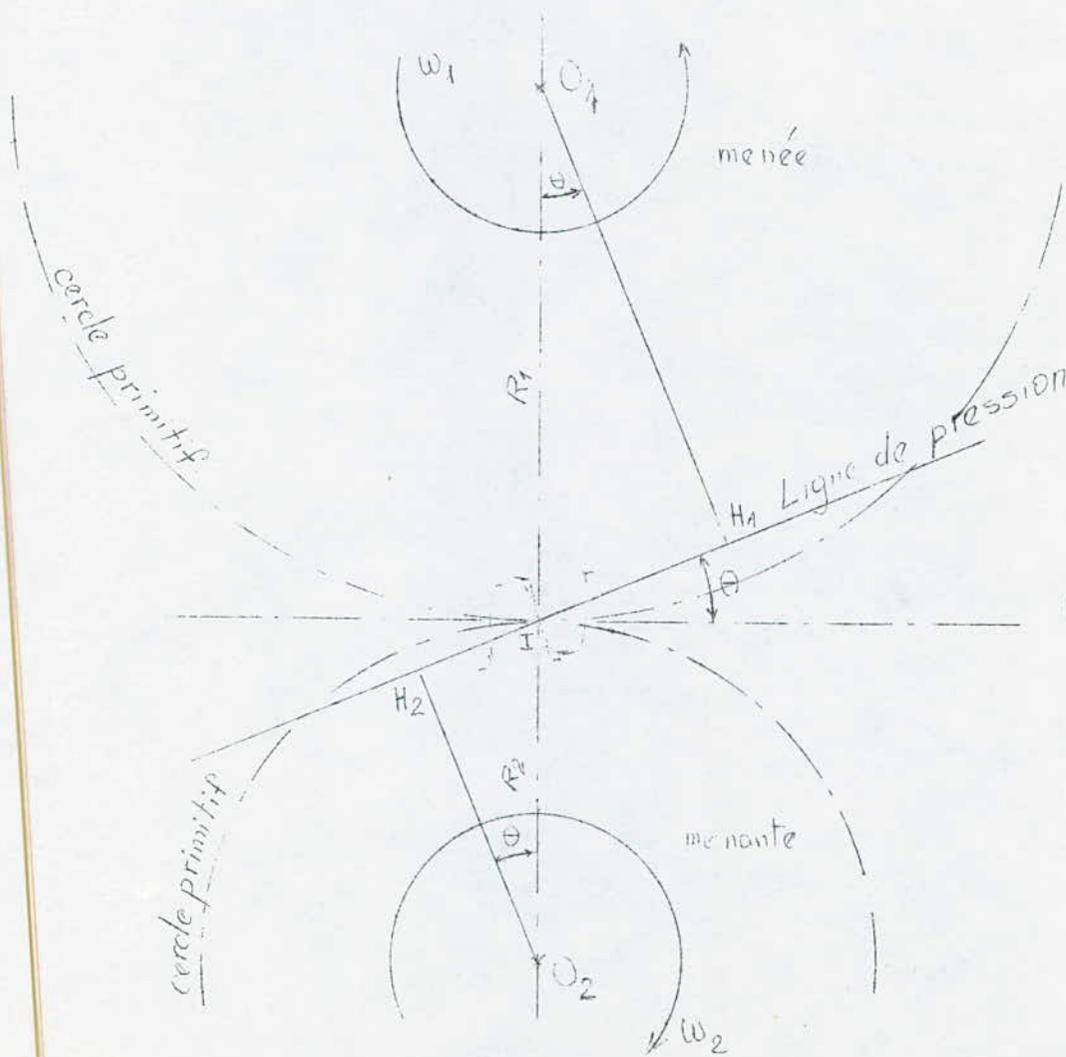


Fig: 43

La valeur de 1,85 mm n'étant pas standardisée, je fixerai une valeur légèrement supérieure qui est :

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

5.3.4. Calcul de la denture à l'écrasement:

Au cours de son mouvement et sous l'action de l'effort tangentiel, la denture a tendance d'être matée Il va falloir la calculer à l'écrasement et ceci en employant la formule de HERTZ

$$p = \sqrt{\frac{F}{L \cdot \cos \theta} \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right) \frac{E_1 \cdot E_2}{0,9 (E_1 + E_2)}}$$

p = pression d'écrasement au contact en kgf/mm²

L = Longueur de la denture en mm

θ = Angle de pression = 20°

ρ₁ = Rayon de courbure de profil de la roue 1 en mm

ρ₂ = Rayon de courbure de profil de la roue 2 en mm

E₁ = Module d'élasticité du matériau de la roue 1 en kgf/mm²

E₂ = Module d'élasticité du matériau de la roue 2 en kgf/mm²

F = F = Effort tangentiel en kgf

La valeur maximum de p est généralement atteinte à l'engrènement d'un couple de denture conjuguée (Fig:43)

Etant donné que toutes les roues ont une même caractéristique de la denture il suffira de calculer la pression à l'écrasement tout en considérant l'effort maximum qui sollicite la denture.

$$\rho_1 = IH_1 = R_1 \sin \theta$$

$$\rho_2 = IH_2 = R_2 \sin \theta$$

$$\theta = 20^\circ$$

$$\sin \theta = 0,34202$$

$$\rho_1 = 90 \text{ mm} \cdot 0,34202 = 30,8 \text{ mm}$$

$$\rho_2 = 69 \text{ mm} \cdot 0,34202 = 23,6 \text{ mm}$$

$$\rho_1 = 30,8 \text{ mm} \quad \rho_2 = 23,6 \text{ mm}$$

$$P_1 + P_2 = 30,8 \text{ mm} + 23,6 \text{ mm} = 54,4 \text{ mm}$$

Puisque les engrenages sont usinés avec le même acier, les deux modules d'élasticité longitudinale seront les mêmes:

$$E_1 = E_2 = 21\,000 \text{ kgf/mm} \quad \text{à } 20^\circ \text{ C}$$

En remplaçant les lettres par leur valeur l'expression de la pression à l'écrasement devient:

$$p = \sqrt{\frac{176}{23 \cdot 0,93 \cdot 969} \cdot \frac{54,4}{30,8 \cdot 23,6} \cdot \frac{21 \cdot 10}{0,9 \cdot 21 \cdot 10 \cdot 2}}$$

$$p = \sqrt{8,16 \cdot 0,0742 \cdot 3,71 \cdot 10}$$

$$p = 15,26 \text{ kgf/mm}$$

Condition de rigidité :

$$p \leq \frac{R_e}{K} ; K = 1,25 \text{ d'après HERTZ}$$

$$p \leq \frac{75 \text{ kgf/mm}}{1,25} = 60 \text{ kgf/mm}$$

Conclusion : La denture est bien vérifiée à l'écrasement.

5.3.5. Calcul des caractéristiques des roues:

5.3.5.1. Baladeur:

L'engrenage porté par chacune des broches est un pignon baladeur. Cette combinaison permet d'élargir les possibilités de la machine. Elle permet en outre de débrayer le mouvement de rotation de la broche par rapport à l'autre quand l'utilisateur veut uniquement travailler sur une seule broche. Le tour révolver à double broche peut alors jouer le rôle d'un tour révolver unibroche, mais l'inverse est impossible.

5.3.5.1.1. Éléments de la denture du baladeur:

(Fig: 44)

Diamètre primitif

$$D_b = 120 \text{ mm}$$

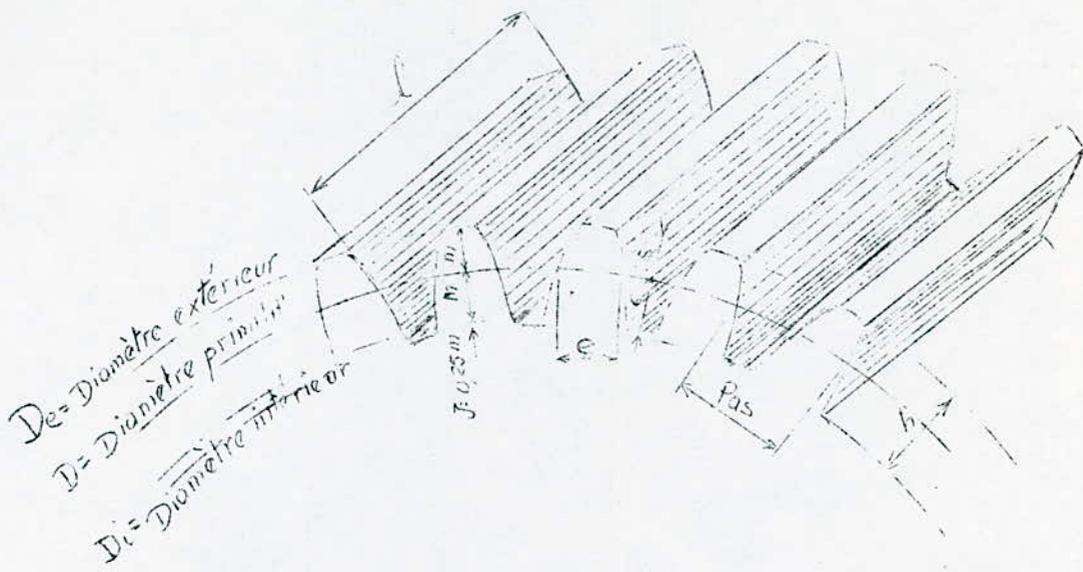


Fig = 44

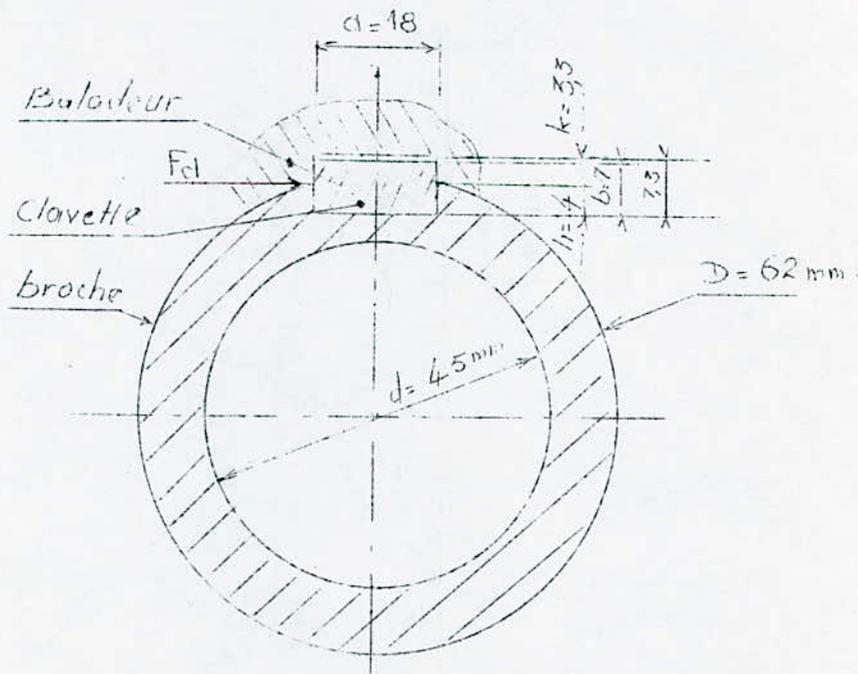


Fig = 45

Diamètre extérieur	$D_e = 120 \text{ mm} + 2.m$ $= 120 \text{ mm} + 4 \text{ mm} = 124 \text{ mm}$
Diamètre intérieur	$D_i = 120 \text{ mm} - 2,5.m$ $= 120 \text{ mm} - 5 = 115 \text{ mm}$
Pas de la denture	$P = \pi m = \pi 2 \text{ mm} = 6,28 \text{ mm}$
Nombre de dents	$z = \frac{D_b}{m} = \frac{120 \text{ mm}}{2 \text{ mm}} = 60$
Saillie	$s = m = 2 \text{ mm}$
Creux	$c = 1,25.m = 2,5 \text{ mm}$
Hauteur de la dent	$h = 2,25.m = 4,5 \text{ mm}$
Largeur de la dent	$l = 23 \text{ mm}$
Épaisseur de la dent	$e = P/2 = 3,1416 \text{ mm}$
Jeu au fond de la denture	$j = 0,25.m = 0,5 \text{ mm}$

5.3.5.1.2. Calcul de la clavette: (Fig: 45)

a). Choix du métal:

Généralement les clavettes sont faites en acier XC 65 ayant pour caractéristiques:

Résistance à la rupture	$R_r = 76 \text{ kgf/mm}$
Résistance élastique	$R_e = 45 \text{ kgf/mm}$
Allongement pour ceht	$A\% = 10$

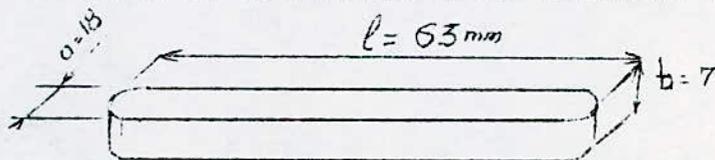
En admettant un coefficient de sécurité $k = \frac{10}{3}$, la résistance pratique sera:

$$R_{p_t} = R_{p_c} = \frac{R_e}{k} = \frac{45 \text{ kgf/mm} \cdot 3}{10} = 13,5 \text{ kgf/mm}$$

$$R_{p_{ci}} = 0,8 R_{p_c} = 0,8 \cdot 13,5 \text{ kgf/mm} = 10,8 \text{ kgf/mm}$$

b). Calcul de la contrainte:

D'après la normalisation, les dimensions de la clavette sont déterminées en fonction de la broche.



$$l = 63 \text{ mm} ; a = 18 \text{ mm} ; b = 7 \text{ mm} ; h = 4 \text{ mm} ; k = 3,3 \text{ mm}$$

Sa sollicitation est un cisaillement de la section longitudinale $s = l \times a$

La contrainte au cisaillement sera:

$$t_{ci} = \frac{F_{cl}}{s}$$

F_{cl} = Effort de cisaillement appliqué sur la clavette.

$$F_{cl} = \frac{M_t}{R_b} = \frac{5\,233 \text{ kgmm}}{31 \text{ mm}} = 168 \text{ kgf}$$

$$t_{ci} = \frac{168 \text{ kgf}}{18.63 \text{ mm}} = 0,147 \text{ kgf/mm}$$

Condition de rigidité :

$$t_{ci} \ll R_{p_{ci}}$$

Conclusion:

La clavette résiste largement au phénomène de cisaillement.

5.3.5.2. Roues intermédiaires:

Ces roues sont portées par des axes pouvant être fixées à volonté le long d'une rainure en té. Leur mobilité permet de régler les entre-axes des roues d'engrenages. Le choix de ces roues permet d'amplifier ou de réduire d'avantage la vitesse des broches; c'est-à-dire si l'utilisateur veut avoir des vitesses hors de la gamme existante il peut adjoindre d'autres roues intermédiaires au lieu de celles qui seront prévues. De toute manière, je pense que la gamme de vitesse prévue sur ce tour donne satisfaction à tout utilisateur.

Les vitesses des broches sont les mêmes que celles de l'arbre intermédiaire. Par conséquent le train d'engrenages prévu ne joue pas le rôle de réducteur ou d'amplificateur de vitesse, mais tout simplement, il aura pour rôle de transmetteur de mouvement.

Il est bien évident de garder le même module, donc la même denture que celle du baladeur.

Les dimensions des diamètres des roues intermédiaires sont données par la planche 6.

Diamètre primitif de la grande roue		D = 180 mm
Diamètre extérieur	" "	De = 180 mm + 2.m
		De = 184 mm
Diamètre intérieur	" "	Di = 180 mm - 2,5.m
		Di = 175 mm
Nombre de dents	" "	$z = \frac{D}{m} = \frac{180}{2} = 90$
Diamètre primitif de la petite roue		D = 138 mm
Diamètre extérieur	" "	De = 142 mm
Diamètre intérieur	" "	Di = 133 mm
Nombre de dents	" "	$z = \frac{138}{2} = 69.$

5.3.5.3. Roue de l'arbre intermédiaire:

L'arbre intermédiaire portant le variateur de vitesses reçoit une roue dentée de même diamètre que ceux des baladeurs.

Sa denture aura les mêmes caractéristiques que celles des baladeurs. Le noyau portera un alésage et une rainure de clavetage .

L'effort tangentiel au diamètre primitif de la roue:

$$F = 176 \text{ kgf.}$$

Le moment de torsion est:

$$M_t = 176 \text{ kgf. } 60 \text{ mm} = 10\,456 \text{ kgmm.}$$

5.4. CALCUL DU SYSTEME DE SERRE PINCE :

Le serrage de la pince sur la barre doit être assuré avec la plus grande sûreté, afin d'éviter tout incident qui pourra surgir au cours de l'usinage.

Il va falloir donc calculer la force de serrage tout en se basant sur les efforts de coupe et le coefficient de frottement de la pince sur la barre à tailler.

5.4.I. Sollicitations:

A la rencontre du bec de l'outil la barre à tendance de s'arrêter, mais les trois efforts normaux de serrage de la pince assurent son entraînement avec la broche (Fig : 46)

Le coefficient de frottement acier sur acier est:

$$f = 0,15$$

L'effort tangentiel en chaque mors de la pince est:

$$F_1 = F_2 = F_3 = \frac{Mt}{3.r} = \frac{5.233 \text{ kgmm}}{3.12,5 \text{ mm}} = 140 \text{ kgf.}$$

Mt = Moment dû à la coupe sur une broche.

r = Rayon maximum de la barre.

Pour assurer le serrage il faut un effort normal exercé par chaque mors de:

$$N_1 = N_2 = N_3 \gg \frac{F}{f} = \frac{140 \text{ kgf}}{0,15} = 934 \text{ kgf.}$$

Soit une résultante totale de $N \gg 2.800 \text{ kgf}$ répartie sur toute la conicité de la pince.

Sa composante axiale tendant à pousser la pince vers l'arrière aura pour valeur:

$$\begin{aligned} R_a &\gg 2.800 \text{ kgf} \cdot \text{tg } \alpha_1 \\ \alpha_1 &= 15^\circ \\ \text{tg } \alpha_1 &= 0,26795 \end{aligned}$$

$$R_a \gg 2.800 \text{ kgf} \cdot 0,26795 = 750 \text{ kgf.}$$

Ra va être décomposée en deux résultantes qui viennent se placer au contact du porte pince avec les chiens (Fig: 47)

$$R_{a_1} = R_{a_2} \gg \frac{750 \text{ kgf}}{2} = 375 \text{ kgf.}$$

Celles-ci donnent naissance à des forces aux autres bouts des chiens (Fig: 48)

$$T_1 \gg \frac{R_a \cdot OA \cdot \cos \alpha_2}{OB} = \frac{375 \text{ kgf} \cdot 20 \cdot 0,9798}{40} = 184 \text{ kgf}$$

T₁ crée une composante tangentiel t' et une composante normale N'₁

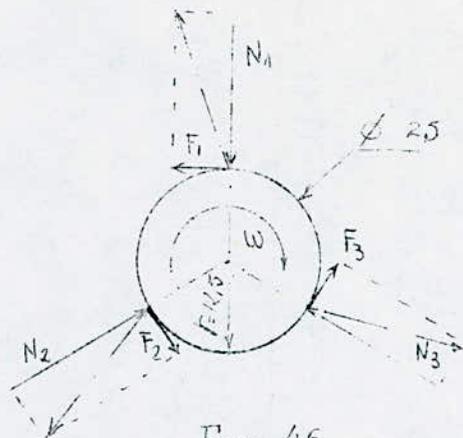


Fig: 46

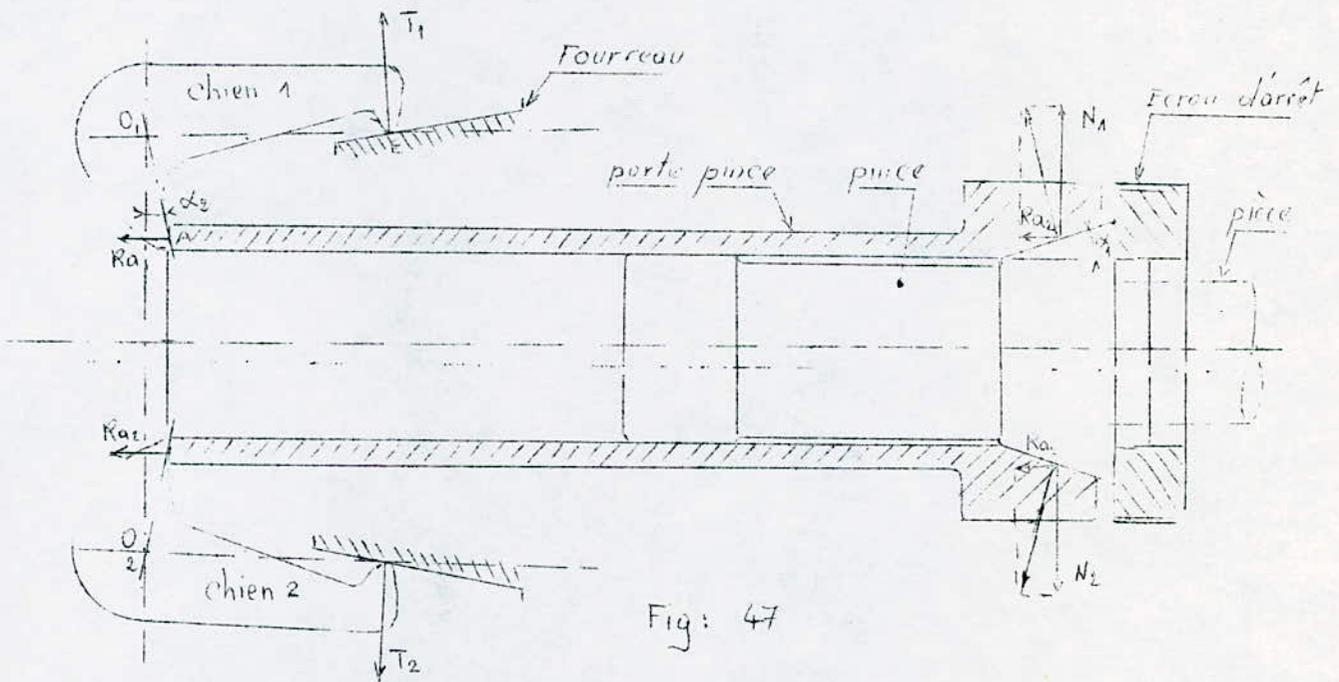
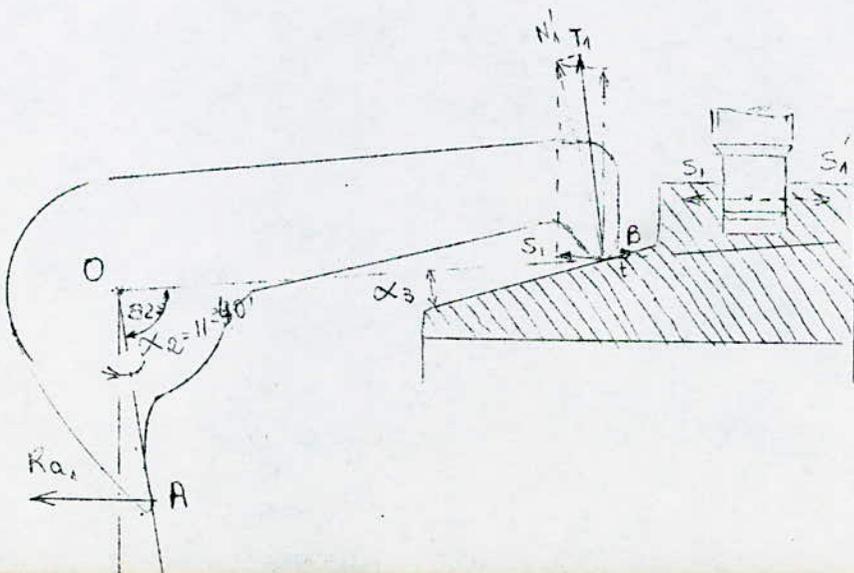


Fig: 47



Fig= 48

$$\begin{aligned} N'_1 &\geq T_1 \cdot \cos \alpha_3 \\ \alpha_3 &= 16^\circ 20' \\ \cos \alpha_3 &= 0,9596 \end{aligned}$$

$$N'_1 \geq 184 \text{ kgf} \cdot 0,9596 = 177 \text{ kgf}$$

N'_1 est à son tour décomposée en deux forces:
l'une axiale S_1 et l'autre radiale à la broche.

$$\begin{aligned} S_1 &\geq N'_1 \sin \alpha_4 \\ \alpha_4 &= 20^\circ \text{ angle du fourreau repère 24} \\ \sin 20^\circ &= 0,34202 \\ \cos 20^\circ &= 0,93969 \end{aligned}$$

$$S_1 \geq 177 \text{ kgf} \cdot 0,34202 = 61 \text{ kgf}$$

Si les chiens agissent avec une force $S_1 = 61 \text{ kgf}$ sur le fourreau, il est bien évident que le fourreau réagit avec une force égale et opposée.

S_1 est transmis au doigt qui tend à faire déplacer le fourreau dans son sens axial

Comme il y a deux doigts sur chaque fourreau l'effort total axial sera:

$$2 S_1 \geq 61 \text{ kgf} \cdot 2 = 122 \text{ kgf}.$$

La réaction du fourreau sur la bielle O_1M sera:

$$2 S'_1 \geq 122 \text{ kgf} \quad (\text{Fig : 49})$$

La réaction en M est

$$S' \geq 2 \cdot \frac{2 \cdot S'_1 \cdot O_1J}{O_1M} = 2 \cdot \frac{122 \text{ kgf} \cdot 73}{183}$$

$$S' \geq 98 \text{ kgf}$$

En prévoyant une course du fourreau de 20 mm l'angle α_5 sera :

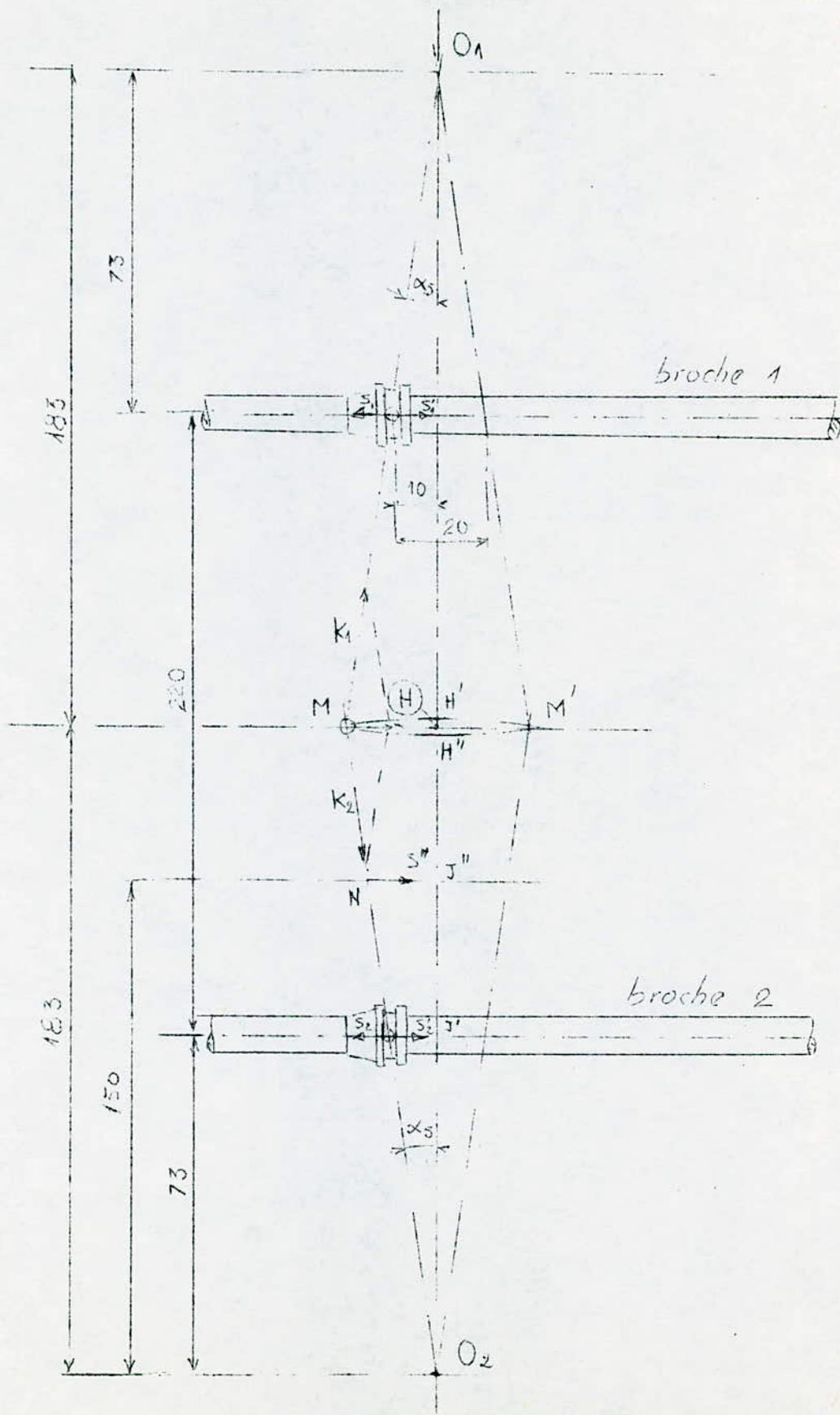
$$\text{tg } \alpha_5 = \frac{JJ_4}{OJ} = \frac{10}{73} = 0,137$$

$$\alpha_5 = 7^\circ 50'$$

$$\sin \alpha_5 = 0,13629$$

$$\cos \alpha_5 = 0,99065$$

Fig 49



$$O_1M = O_2M = \frac{O_1H}{\cos \alpha_5} = \frac{183 \text{ mm}}{0,99065} = 184,727 \text{ mm}$$

S'aura deux composantes le long des biellettes O_1M et O_2M

$$K_1 = K_2 \Rightarrow \frac{S'}{2 \cdot \sin \alpha_5} = \frac{98 \text{ kgf}}{2 \cdot 0,13629} = 360 \text{ kgf.}$$

Chacune des biellettes est soumise à une force de compression de :

$$K_1 = K_2 \geq 360 \text{ kgf}$$

5.4.2. Calcul du diamètre minimum de la biellette:

La contrainte à la compression est donnée:

$$n = \frac{K_1}{s} \quad \text{-----} \quad s = \frac{K_1}{n}$$

K_1 = Effort qui sollicite la biellette en kgf

n = Contrainte à la compression en kgf/mm²

s = Section sollicitée en mm²

En utilisant un acier de construction courante ayant pour caractéristiques:

$$R_r = 42 \text{ kgf/mm}^2$$

$$R_e = 26 \text{ kgf/mm}^2$$

$$A_5 = 25 \quad \text{de sécurité}$$

En admettant un coefficient $k = \frac{10}{3}$, la résistance pratique de cet acier sera:

$$R_p = \frac{26 \text{ kgf/mm} \cdot 3}{10} = 7,8 \text{ kgf/mm}^2$$

Condition de rigidité:

$$n \leq R_p \quad \text{-----} \quad s \geq \frac{360}{7,8} = 46,2 \text{ mm}^2$$

Le diamètre correspondant est $d \geq 7,68 \text{ mm}$

Ce diamètre n'étant pas un diamètre standard, je fixerai un diamètre légèrement supérieur

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

5.4.3. Calcul de l'axe de pivotement:

(Fig: 50)

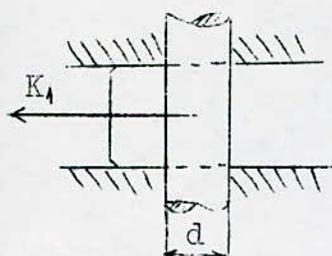


Fig: 50

Sous l'action de l'effort $K_1 = 360 \text{ kgf}$
 Cet axe tend à se cisailer suivant
 deux sections circulaires (Fig: 50)

La contrainte au cisaillement est:

$$n_{ci} = \frac{K_1}{2 \cdot s} = s = \frac{K}{2 \cdot n_{ci}}$$

En employant le même métal que celui
 des biellettes la section s sera :

$$s = \frac{360 \text{ kgf}}{2 \cdot 7,8 \text{ kgf/mm} \cdot 0,8} = 28,8 \text{ mm}^2$$

$$d = 6,06 \text{ mm}$$

Je fixerai un diamètre de $d = 10 \text{ mm}$

5.4.4. Calcul du ressort du système de serrage:

Les biellettes O_1M et O_2M peuvent se mouvoir
 autour de O_1 et O_2 de la position M (position de serrage)
 à la position M' (position de desserrage). En passant par
 la position neutre (position H); l'extrémité de la biellette
 O_1M vient en H'' tandis que celle de O_2M vient en H' . Pour
 avoir un fonctionnement possible, il faut que le point M
 décrive l'arc $M H'' M'$ ou l'arc $M H' M'$ (Fig: 49). Dans ce cas
 l'une des biellettes tend à se raccourcir de la valeur :

$$H'' H = 2 (O_1 M - O_1 H)$$

$$H'' H = 2 \cdot (134,727 \text{ mm} - 133 \text{ mm}) = 3,454 \text{ mm}$$

La combinaison d'un axe coulissant et d'un ressort
 résoudra cette exigence (Fig: 51)

Un calcul grossier donne des dimensions importantes du
 ressort qui ne sont pas compatibles avec celles des axes
 employés pour la conception des biellettes.

Pour résoudre le problème, il faut avoir recours aux
rondelles Belleville qui peuvent supporter des charges
 considérables tout en ayant des dimensions réduites. (Fig: 52)

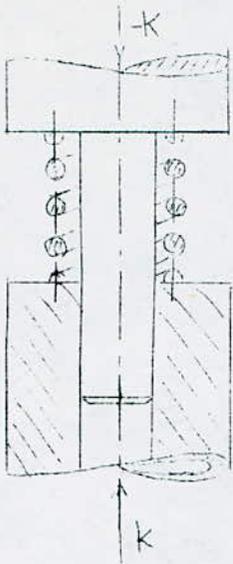


Fig = 51

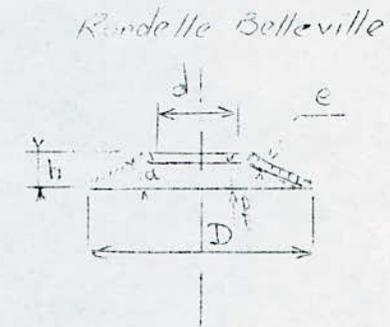
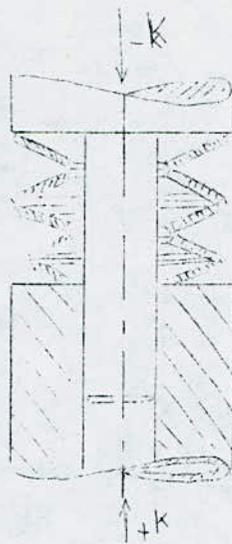


Fig = 52

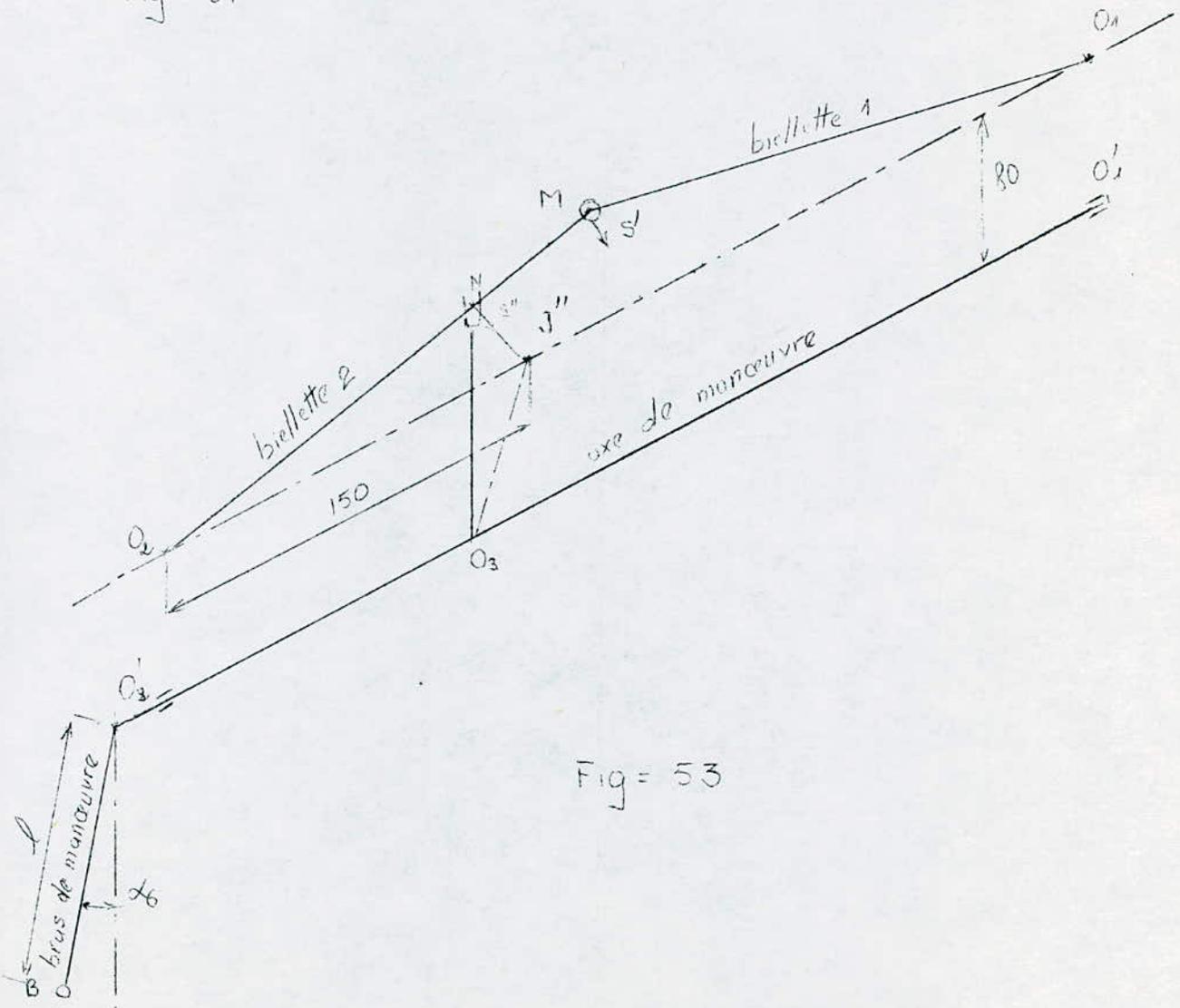


Fig = 53

Hypothèse :

$$\begin{aligned} D &= 25 \text{ mm} \\ 0,3 &\leq \frac{d}{D} \leq 0,7 \\ \frac{d}{D} &= 0,56 \longrightarrow d = 0,56 \cdot 25 \text{ mm} \\ & \qquad \qquad \qquad d = 14 \text{ mm} \\ 0,03D &\leq e \leq 0,06D \\ e &= 0,056 \cdot 25 \text{ mm} = 1,4 \text{ mm} \end{aligned}$$

La contrainte pratique est : $R = 250 \text{ kgf/mm}$

Nota : La figure 52 donne la désignation des lettres ci-dessus.

D'après les formules de base de " VOGELSANG " complétées par un tableau de coefficients en fonction du rapport $\frac{d}{D}$, je pourrai déterminer la flèche admissible de chaque rondelle et déduire leur nombre pour avoir une flèche totale

$$F = 3,454 \text{ mm}$$

a). Calcul de la flèche unitaire: f

$$f = \frac{0,139 \cdot P \cdot D^2 \cdot \beta}{e^3 \cdot E}$$

P = Charge en kgf = $K_1 = 360 \text{ kgf}$

D = Diamètre extérieur de la rondelle Belleville en mm. = 25

e = épaisseur de la rondelle. en mm = 1,4 mm

E = Module d'élasticité longitudinal de l'acier des rondelles.
= 22 000 kgf/mm

β = Coefficient donné par le tableau de " VOGELSANG ".

Pour $\frac{d}{D} = 0,56$ ===== $\beta = 1,136$; $\gamma = 1,170$; $\alpha = 0,970$

γ et α = sont également des coefficients de " VOGELSANG "

$$f = \frac{0,139 \cdot 360 \cdot 25^2 \cdot 1,136}{1,4^3 \cdot 22\,000} = 0,5375 \text{ mm}$$

b). Nombre de rondelles:

$$N^b = \frac{F}{f} = \frac{3,454}{0,5875} = 5,88 \dots$$

A titre de sécurité, je prendrai 10 rondelles

Hauteur libre des rondelles :

$$H = 10 (e+f) = 10 \cdot 1,9875 = 19,875 \text{ mm}$$

c). Calcul de la fatigue :

$$t = \frac{1,24 \cdot \alpha \cdot P}{e^2} = \frac{1,24 \cdot 0,97 \cdot 360}{1,4^2}$$

$$t = 235 \text{ kgf/mm}$$

Condition de rigidité : $t \leq R$

$$235 \text{ kgf/mm} < 250 \text{ kgf/mm}$$

Cette condition étant satisfaite, les rondelles "Belleville" résistent bien à la charge $K_1 = K_2 = 360 \text{ kgf}$

Elles peuvent également résister à une charge supérieure telle que :

$$P_c = \frac{R \cdot e^2}{1,24 \cdot \alpha} = \frac{250 \cdot 1,4^2}{1,24 \cdot 0,97} = 410 \text{ kgf.}$$

5.4.5. Calcul du levier de manœuvre :

La biellette O_2M est actionnée par une fourche placée en N à partir de 150 mm de O_2 (Fig: 53). Cette fourche est libre en rotation autour de l'axe O_3N afin d'éviter son blocage avec la biellette.

L'effort exercé sur la fourche sera: (Fig: 49)

$$S'' = \frac{2 \cdot S' \cdot O_2J'}{O_2J'' \cdot \cos \alpha_5} = \frac{122,73}{150 \cdot 0,99 \cdot 065} = 60 \text{ kgf.}$$

Au point H (position neutre des biellettes), les rondelles "Belleville" seront comprimées d'une flèche de 3,454 mm. Ce qui crée une force de compression importante qu'il fallait vaincre en agissant sur le levier de manœuvre O_2B .

Pour ramener M en H et H en H' il faut exercer un couple : C

$$C = S'' \cdot O_3 N' = 60 \text{ kgf} \cdot 80 \text{ mm} = 4\ 800 \text{ kgmm}.$$

Ce couple est donné par la force de l'ouvrier.

En admettant que ce dernier pourra dépenser une force manuelle de 18 kgf sur l'extrémité du levier $O_2 B$ la longueur du bras de manœuvre sera :

$$l_b = \frac{C}{18 \cdot \cos \alpha_6} = \frac{4\ 800 \text{ kgmm}}{18 \cdot \cos 30^\circ} = \frac{4\ 800 \text{ kgmm}}{18 \cdot 0,866}$$

$$l_b = 308 \text{ mm}$$

En tenant compte des dimensions de la boule en thermo-durcissable formant la poignée et du noyau porte levier, la longueur du bras de manœuvre sera légèrement diminuée. La coupe CC du dessin d'ensemble donne la longueur de ce bras.

5.4.6. Sécurité de fonctionnement du système:

Afin d'assurer les positions M et M', l'arrêt de la partie coulissante $O_4 M$ se fait automatiquement, d'une part par le coïncement des chiens sur la pente du fourreau ce qui augmente encore le serrage, et d'autre part (en M') par la paroi de la machine.

5.5. CHOIX ET CALCUL DE LA TRANSMISSION : MOTEUR-ARBRE INTERMEDIAIRE:

5.5.1. Généralités:

Sur les machines à décolleter, l'usinage d'une telle ou telle pièce doit se faire le plus rapidement possible, afin de donner un minimum de temps d'usinage pour pouvoir obtenir un prix de revient assez bas.

Pour réaliser ce dynamisme, il faut faciliter au maximum l'utilisation de la machine et particulièrement le changement des vitesses. Donc il faut prévoir une transmission rapide et facilement maniable permettant d'avoir une gamme de vitesses assez étendue. Il faut également avoir une transmission relative à la machine en étude, c'est-à-dire une transmission non seulement simple, facile à manœuvrer,

mais aussi économique pour ne pas élever le coût du tour révoluer à double broche

Je pense qu'il est pratique d'adopter à ce genre de machine une transmission à vitesse variable qui est délivrée par **TEXROPE** ou **SOLYFI**, deux grands constructeurs français des variateurs de vitesses

5.5.2. Principe de ces VARIATEURS: (Fig: 54)

L'ensemble comporte deux poulies extensibles une motrice et l'autre réceptrice, reliées par une courroie trapézoïdale conçue spécialement pour ce genre de transmission

Il permet une variation de vitesse continue sans arrêter la machine, ce qui convient bien dans les opérations de décolletage.

Il assure une transmission silencieuse avec un bon rendement par suite de l'emploi de la courroie trapézoïdale permettant une bonne adhérence entre les flasques des poulies à diamètre variable

Au point de vue puissance les constructeurs **TEXROPE** et **SOLYFI** délivrent des variateurs allant jusqu'à une puissance de 25 cv.

5.5.3. Choix provisoire du variateur:

La transmission sera définie en fonction de la puissance de la machine. Au chapitre IV (calcul de la puissance) j'ai défini une puissance absorbée par les broches de:

$$P = 4,5 \text{ à } 124 \text{ cv}$$

Pour une puissance comprise entre 4 et 6 cv, le constructeur **SOLYFI** conseille l'emploi d'un variateur ayant comme référence des poulies:

I 430 M pour la poulie motrice

I 430 R pour la poulie réceptrice.

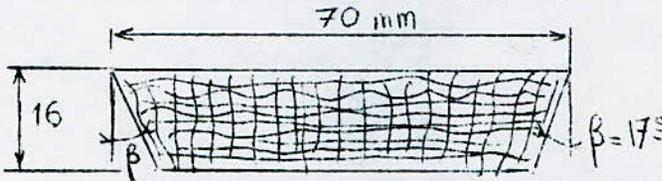
D'après la catalogue de SOLYFI les dimensions des diamètres primitifs sont:

ϕ primitif maximum = 300 mm

ϕ primitif minimum = 75 mm

Angle des flasques 2β = 34°

La section de la courroie utilisée est bien entendu une section trapézoïdale de 70 x I6 ayant pour aire



$$s = \frac{70+60,2}{2} \cdot I6$$

$$s = I 055 \text{ mm}^2$$

Remarque: Pour une transmission possible par courroie trapézoïdale, il faut que :

$$2\beta \geq 30^\circ$$

Le constructeur SOLYFI répond bien à la condition de fonctionnement.

En tenant compte de ce choix approximatif, il va falloir trouver en fonction des efforts transmis, les caractéristiques de la courroie, de la puissance transmise, et les comparer à celles qui étaient établis par le constructeur SOLYFI

5.5.4. Détermination des caractéristiques de la courroie:

L'effort tangentiel de 176 kgf reçu par la roue dentée de l'arbre intermédiaire donne un couple de torsion:

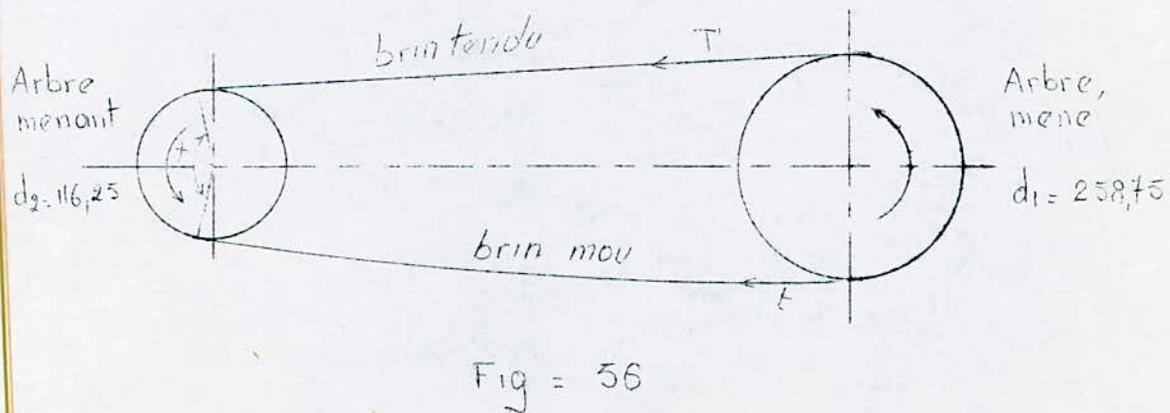
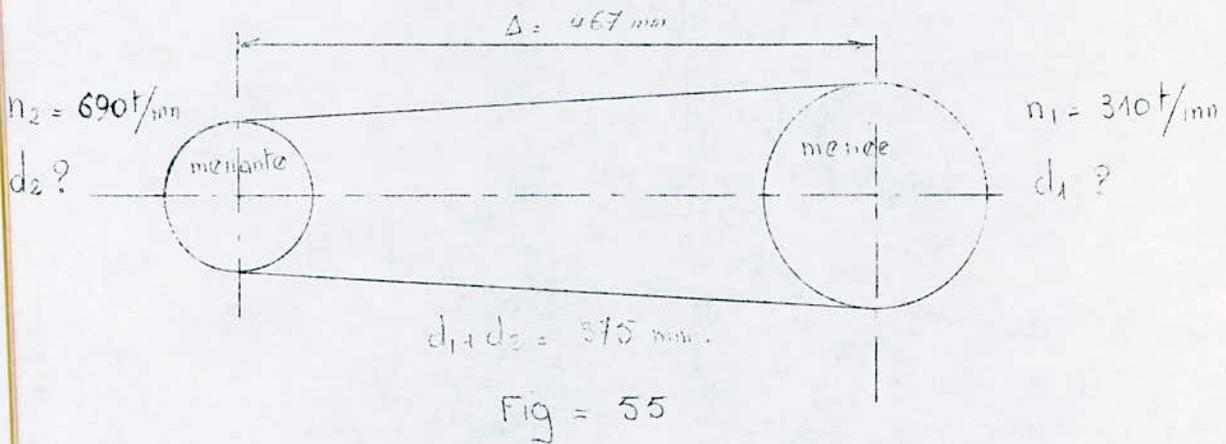
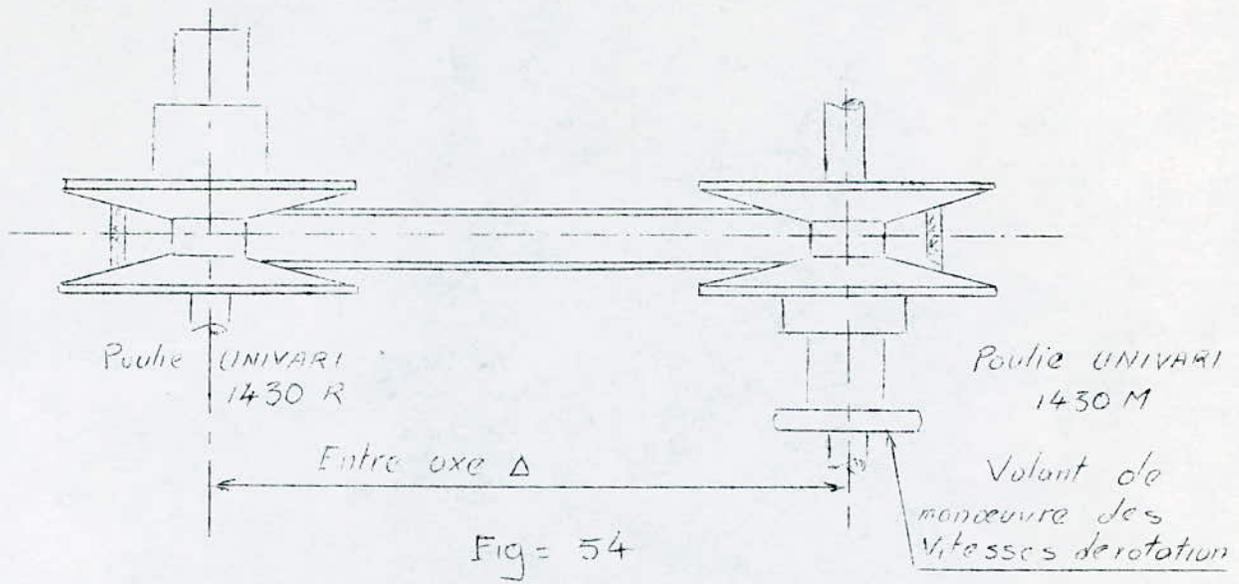
$$Mt_2 = 176 \text{ kgf} \cdot 60 \text{ mm} = 10 456 \text{ kgmm}$$

Ce couple est transmis par la poulie extensible fixée sur le même arbre que la roue et à une vitesse de 310 t/mn.

Hypothèses:

D_1 = ϕ primitif maximum de la poulie réceptrice = 300 mm

D_2 = ϕ primitif minimum de la poulie motrice = 75 mm



N_1 = vitesse de rotation à vide de l'arbre récepteur.

N_2 = " " " " du moteur. = 750 t/mn

N'_1 = " " " en charge de l'arbre récepteur.

N'_2 = " " " " du moteur = 690 t/mn

$$N_1 = \frac{N_2 \cdot D_2}{D_1} = \frac{750 \cdot 75}{300} = 188 \text{ t/mn}$$

$$N'_1 = \frac{N'_2 \cdot D_2}{D_1} = \frac{690 \cdot 75}{300} = 170 \text{ t/mn}$$

Entre axe = Δ = 467 mm

5.5.4.1. Diamètre primitif de la roue réceptrice pour

n_1 = 310 t/mn ; vitesse de coupe.

n_2 = N'_2 = 690 t/mn

(Fig :55)

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{d_1}{d_2} = \frac{690}{310} = 2,225 \longrightarrow d_1 = 2,225 d_2$$

$$\Delta + \frac{D_1 + D_2}{2} = \Delta + \frac{d_1 + d_2}{2} = c_{te}$$

$$D_1 + D_2 = d_1 + d_2 = 375 \text{ mm}$$

$$2,225 d_2 + d_2 = 375 \text{ mm}$$

$$3,225 d_2 = 375 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{375}{3,225} = 116,25 \text{ mm}$$

$$d_1 = 2,225 \cdot 116,25 = 258,75 \text{ mm}$$

5.5.4.2. Calcul des tensions de la courroie:

Le couple transmis par la roue dentée de l'arbre intermédiaire, formant l'arbre récepteur, donne naissance à un effort tangentiel au diamètre primitif précédemment trouvé:

$$F'_t = \frac{2 \cdot M_{t2}}{d_1} = \frac{2 \cdot 10\,456 \text{ kgmm}}{258,75 \text{ mm}} = 80,8 \text{ kgf} = 81 \text{ kgf}$$

Cet effort est la différence entre deux tensions sollicitant successivement le brin mou et le brin tendu de la courroie (Fig:56)

$$F'_t = T - t$$

T = Tension du brin tendu

t = tension du brin mou

La théorie faite sur le calcul des courroies a établi des formules donnant ces tensions:

$$T = \frac{F'_t \cdot e^{fa}}{e^{fa} - 1} + \frac{Q \cdot V}{g}$$

$$t = \frac{F'_t}{e^{fa} - 1} + \frac{Q \cdot V}{g}$$

e = 2,71828 = Base du logarithme népérien.

f = 0,27 = Coefficient de frottement courroie sur poulie

a = arc embrassé par la courroie sur le plus petit diamètre
= s'exprime en rad.

$\frac{Q}{g}$ = Masse de la courroie.

g

V = Vitesse linéaire de la courroie.

Dans ce calcul, il est tolérable de ne pas tenir compte de la force centrifuge $\frac{Q \cdot V}{g}$, car celle-ci peut être négligeable par rapport à T vu que V n'est pas très grand.

a). Calcul de l'angle embrassé

$$\alpha = 180^\circ - 57 \cdot \frac{d_2 - d_1}{A} = 180^\circ - 57 \cdot \frac{142,5}{467}$$

$$\alpha = 180^\circ - 17^\circ = 163^\circ$$

$$a = \frac{163^\circ}{360^\circ} \cdot 2 \cdot \pi = 2,84$$

b). Calcul des tensions :

$$T = \frac{F'_t \cdot e^{fa}}{e^{fa} - 1} = \frac{84 \text{ kgf. } 2,71828^{0,27 \cdot 2,84}}{2,71828^{0,27 \cdot 2,84} - 1}$$

$$T = \frac{81 \text{ kgf} \cdot 2,15}{1,15} = 150 \text{ kgf}$$

$$t = \frac{Ft}{e^{fa} - 1} = \frac{81 \text{ kgf}}{1,15} = 70 \text{ kgf}$$

5.5.4.3. Calcul de la section de la courroie:

Les tensions précédemment calculées sollicitent la courroie au phénomène de traction. Elle doit par conséquent résister à la plus grande valeur de ces tensions qui est :

$$T = 150 \text{ kgf}$$

La résistance pratique à la traction des courroies varie entre 25 et 40 kgf/cm²

En fixant $R_p = 25 \text{ kgf/cm}^2$, la section de la courroie résistante aura pour valeur:

$$S = \frac{T}{R_p} = \frac{150 \text{ kgf}}{45 \text{ kgf/cm}^2} = 6 \text{ cm}^2 = 600 \text{ mm}^2$$

La section délivrée par le constructeur est:

$$s = 1055 \text{ cm}^2$$

Conclusion: La courroie délivrée par le constructeur SOLYFI résistera largement aux tensions des brins au cours du mouvement.

5.5.4.4. Calcul de la longueur de la courroie:

L'entre axe de l'arbre récepteur et de l'arbre moteur est $\Delta = 467 \text{ mm}$ valeur conseillée par le constructeur des variateurs.

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

$$L = 2\Delta + 1,57(d_2 - d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4\Delta}$$

$$L = 2 \cdot 467 + 1,57 \cdot 375 + \frac{(258,75 - 116,25)^2}{4 \cdot 467}$$

$$L = 934 + 589,5 + \frac{142,5}{1368}$$

$$L = 934 + 590 + 11 = 1535 \text{ mm}$$

5.5.4.5. Puissance transmise par le variateur:

a). Vitesse linéaire de la courroie:

Cette vitesse linéaire se calcule pour la vitesse de rotation utilisée pour la coupe du métal.

$$n_1 = 310 \text{ t/mn} ; d_1 = 258,75 \text{ mm}$$

$$V = \frac{\pi d \cdot n}{60} = \frac{258,75 \text{ mm} \cdot 310 \cdot \pi}{60 \cdot 1000}$$

$$V = 4,18 \text{ m/s}$$

b). Vérification de la vitesse linéaire à la plus grande vitesse de rotation $N_2 = 750 \text{ t/mn}$

$$V_{\text{max}} = \frac{D_{\text{max}} \cdot N_{\text{max}}}{60} = \frac{300 \cdot 750}{60 \cdot 1000} = 11,78 \text{ m/s}$$

La vitesse admissible pour le fonctionnement peut varier entre 25 et 30 m/s. Dans ce cas la vitesse linéaire de la courroie est largement inférieure à la limite admissible au fonctionnement des courroies.

c). Puissance brute sur l'arbre intermédiaire:

$$P_b = F'_t \cdot V = \frac{81 \cdot 4,18}{75} = 4,5124 \text{ cv}$$

Cette puissance est celle qui est absorbée par les broches au cours de l'usinage. Dans les conditions parfaites et si la transmission des engrenages est réalisée avec un rendement 1, cette puissance reste la même que celle qui était absorbée par les broches. Mais cela est impossible du fait qu'il peut y avoir des frottements donnant des surcharges venant s'ajouter aux charges utiles. Pour conserver la puissance utile, il est nécessaire de corriger la puissance brute en tenant ^{compte} du facteur de correction (f) donné généralement par le constructeur. En outre " SOLYFI " con-

seille la valeur $f = 1,25$ pour une durée de travail du variateur entre 8 et 10 heures par jour.

d). Puissance corrigée du variateur :

$$P_c = 4,5124 \cdot 1,25 = 5,64 \text{ cv}$$

D'après la catalogue "SOLYFI", la transmission UNIVARI à entre axe fixe (montage poulie extensible I 430 M avec la I 430 R) permet de transmettre une puissance de 6cv à une vitesse de rotation de 750 t/mn et 10cv à I 500t/mn

CONCLUSION: Le choix Provisoire du type de variateur précédemment fait peut être pris définitivement pour la construction du tour revolver à double broche. Le dimensionnement de ce variateur est donné par la figure 57 suivie du tableau des caractéristiques.

5.6. DÉDUCTION DE LA PUISSANCE DU MOTEUR:

Cette machine sera équipée d'un moteur électrique dont il va falloir déduire sa puissance. Celle-ci doit vaincre la puissance absorbée par les broches, les frottements dans les paliers, la transmission d'engrenage et la transmission courroie. Les puissances perdues au cours de la transmission peuvent être traduites par des rendements .

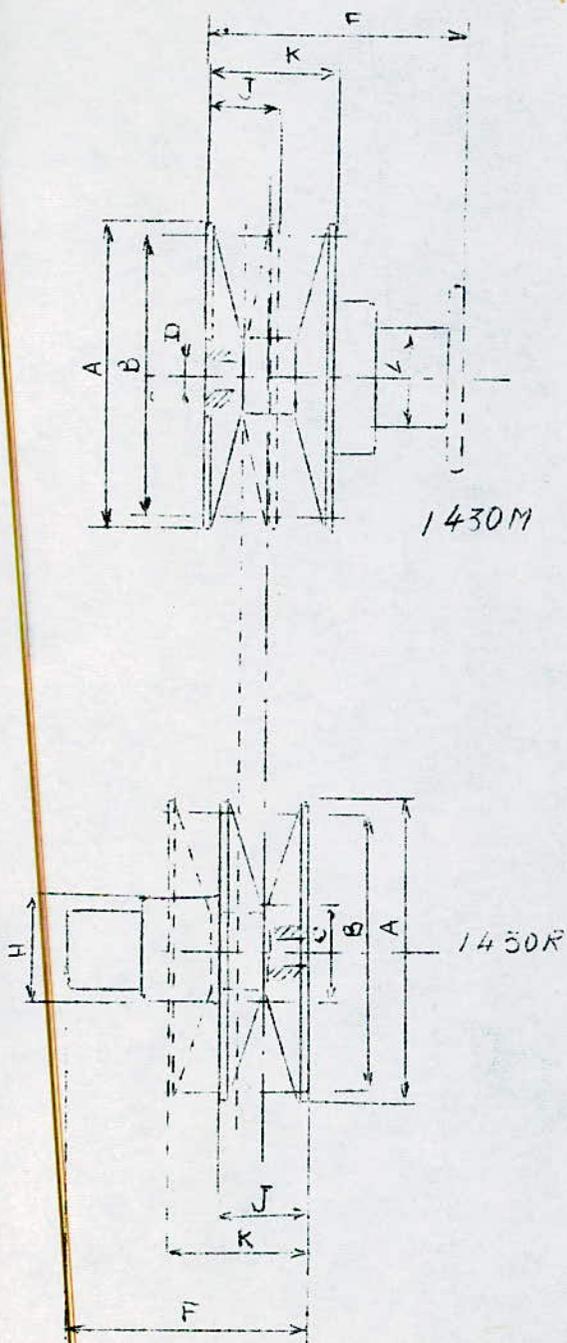
a). Rendement dans les paliers:

Etant donné que les paliers ne sont pas des paliers lisses, le rendement des paliers à roulements va être élevé; généralement sa valeur moyenne ne dépasse pas 0,97.

$$\eta_p = 0,97$$

b). Rendement dans les engrenages:

La denture des engrenages sera rectifiée ce qui diminue considérablement le frottement. Aussi la transmission d'engrenages n'est pas très grande, elle se



Caractéristiques des poulies du variateur "SOLYFI"

Désignation	Section de la courroie	φ primitif		A mm	D _{ext} mm	K mm	J mm	F mm	H mm	L mm	Nombre de tours de volant	Poids KJP
		mm B	mm C									
Poulie 1430M	40x16	300	75	316	40	134	72	285		90	32	14.2
Poulie 1430R	70x16	300	75	316	40	134	72	285	100			15

Fig - 57.

limite à 5 roues dentées. Ce qui ne chute pas le rendement de ce mécanisme. En générale sa valeur est de :

$$\eta_e = 0,96$$

c). Rendement de variateur de vitesses:

L'emploi de la courroie trapézoïdale est beaucoup plus avantageux que la courroie plate par suite de sa grande surface de contact avec la gorge de la poulie et plus exactement avec les flasques des poulies extensibles. Par conséquent le rendement de cette transmission est meilleur que celui de la transmission à courroie plate . Sa valeur moyenne est aux environs de 0,88

$$\eta_v = 0,88$$

d). Rendement global:

$$\begin{aligned}\eta_g &= \eta_p \cdot \eta_e \cdot \eta_v \\ \eta_g &= 0,97 \cdot 0,88 \cdot 0,96 = 0,81 \\ \eta_g &= 0,81\end{aligned}$$

e). Puissance du moteur:

$$P_M = \frac{P}{\eta_g} = \frac{4,5 \cdot 124 \text{ cv}}{0,81} = 5,57 \text{ cv}$$

Je fixerai une puissance standardisée de 6cv = 4,4 kw qui sera donnée par un moteur asynchrone triphasé unipolaire tournant à une vitesse de rotation à vide de 750 t/mn.

MOTEUR D'ENTRAÎNEMENT DE LA MACHINE

Puissance 6 cv = 4,4 kw

Vitesse de rotation à vide = 750 t/mn

commandé de la part d'une compagnie électromécanique française C.E.M.

5.7. CALCUL DE L'ARBRE INTERMEDIAIRE:

Cet arbre est soumis aux efforts créés par la transmission du variateur d'une part et celle des engrenages d'autre part.

5.7.1. Efforts dus à la transmission du variateur:

Comme cela était défini dans le § 5 de ce chapitre la transmission courroie donne naissance à des tensions:

$$T = 150 \text{ kgf}$$

$$t = 70 \text{ kgf}$$

L'arc embrassé par la courroie sur le plus petit diamètre a pour valeur:

$$\alpha = 163^{\circ}$$

Les tensions T et t font un angle β avec la verticale (Fig: 58) .

$$\text{tg } \beta = \frac{d_2 - d_1}{2 \Delta} = \frac{258,75 - 116,25}{2.467} = \frac{142,5}{934}$$

$$\text{tg } \beta = 0,1527$$

$$\beta = 8^{\circ}30'$$

$$2 \beta = 17^{\circ}$$

$$\cos \beta = 0,98902$$

$$\sin \beta = 0,14721$$

La réduction de T et t au centre de la poulie donne

- le moment de torsion dû à $P_t = T - t$
- une résultante des tensions qui tend à fléchir l'arbre intermédiaire.

La décomposition de cette résultante suivant deux axes perpendiculaires contenus successivement dans deux plans occupant les positions verticale et horizontale donne:

$$T_v = T \cos \beta = 150 \text{ kgf} \cdot 0,98902 = 148 \text{ kgf.}$$

$$T_h = T \sin \beta = 150 \text{ kgf} \cdot 0,14721 = 22 \text{ kgf.}$$

$$t_v = t \cos \beta = 70 \text{ kgf} \cdot 0,98902 = 69 \text{ kgf.}$$

$$t_h = t \sin \beta = 70 \text{ kgf} \cdot 0,14721 = 10 \text{ kgf}$$

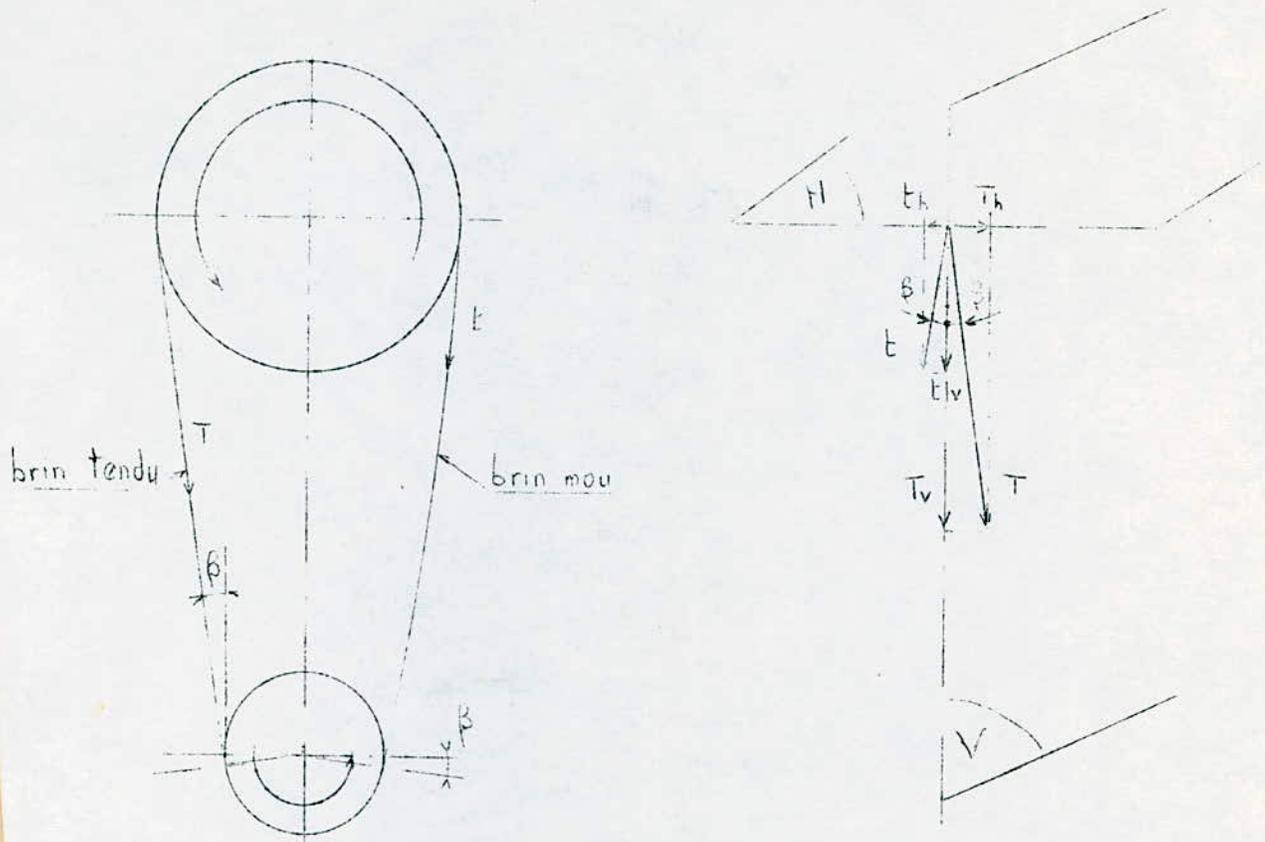
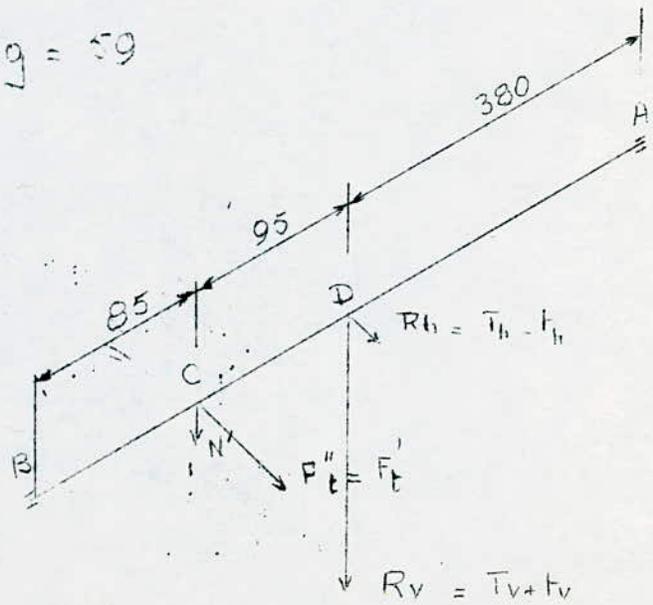
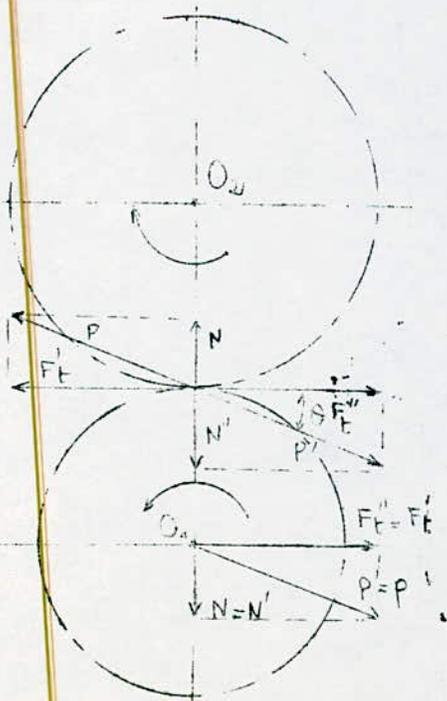


Fig = 58

Fig = 59



Nota: Les indices (v) et (h) indiquent respectivement plan vertical et plan horizontal.

Résultantes:

$$\begin{aligned} R_v &= T_v + t_v = 148 \text{ kgf} + 69 \text{ kgf} \\ R_v &= 217 \text{ kgf} \\ R_h &= T_h + t_h = 22 \text{ kgf} - 10 \text{ kgf} \\ R_h &= 12 \text{ kgf} \end{aligned}$$

5.7.2. Efforts dus à la transmission d'engrenages:

L'effort tangentiel transmis par la roue d'engrenage fixée sur l'arbre intermédiaire est de 176 kgf. L'effort de pression qui se fait suivant la ligne d'action de la denture est : (Fig: 59)

$$p = \frac{F'_t}{\cos \theta} = \frac{176 \text{ kgf}}{\cos 20} = \frac{176 \text{ kgf}}{0,9396} = 188 \text{ kgf}$$

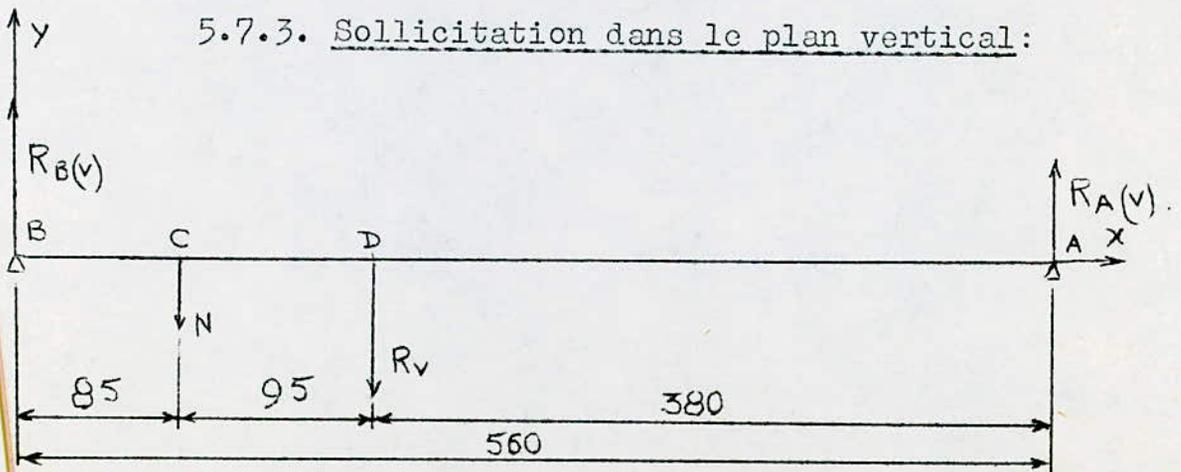
cette force de pression donne naissance à une force normale à l'axe N

$$N = F'_t \cdot \text{tg } 20 = 176 \text{ kgf} \cdot 0,36397 = 64 \text{ kgf}$$

- La réduction de ces efforts au centre de la roue donne
- un moment de torsion dû à F'_t
 - une force F'_t tendant à fléchir l'arbre dans le plan horizontal.
 - une deuxième force tendant à fléchir l'arbre dans le plan vertical.

(Fig : 59)

5.7.3. Sollicitation dans le plan vertical:



L'arbre est supposé comme une poutre s'appuyant sur deux appuis A et B, comme le cas du calcul des broches.

a). Calcul des réactions d'appuis:

$$\sum Y = 0$$

$$R_{A(v)} + R_{B(v)} - N - R_v = 0$$

$$R_{A(v)} + R_{B(v)} - 64 \text{ kgf} - 217 \text{ kgf} = 0$$

$$R_{A(v)} + R_{B(v)} - 281 \text{ kgf} = 0$$

$$R_{A(v)} = 281 \text{ kgf} - R_{B(v)}$$

$$\sum M_{(A)} = 0$$

$$R_{B(v)} \cdot AB - N \cdot AC - R_v \cdot AD = 0$$

$$R_{B(v)} \cdot 0,560 \text{ m} - 64 \text{ kgf} \cdot 0,475 \text{ m} - 217 \text{ kgf} \cdot 0,380 \text{ m} = 0$$

$$R_{B(v)} \cdot 0,560 \text{ m} - 30,400 \text{ kgm} - 82,500 \text{ kgm} = 0$$

$$R_{B(v)} \cdot 0,560 \text{ m} = 112,900 \text{ kgm}$$

$$R_{B(v)} = \frac{112,900 \text{ kgm}}{0,560 \text{ m}} = 200 \text{ kgf}$$

$$R_{A(v)} = 281 \text{ kgf} - 200 \text{ kgf} = 81 \text{ kgf.}$$

b). Diagramme des efforts tranchants: (Fig:60)

c). Diagramme des moments fléchissants: (Fig:60)

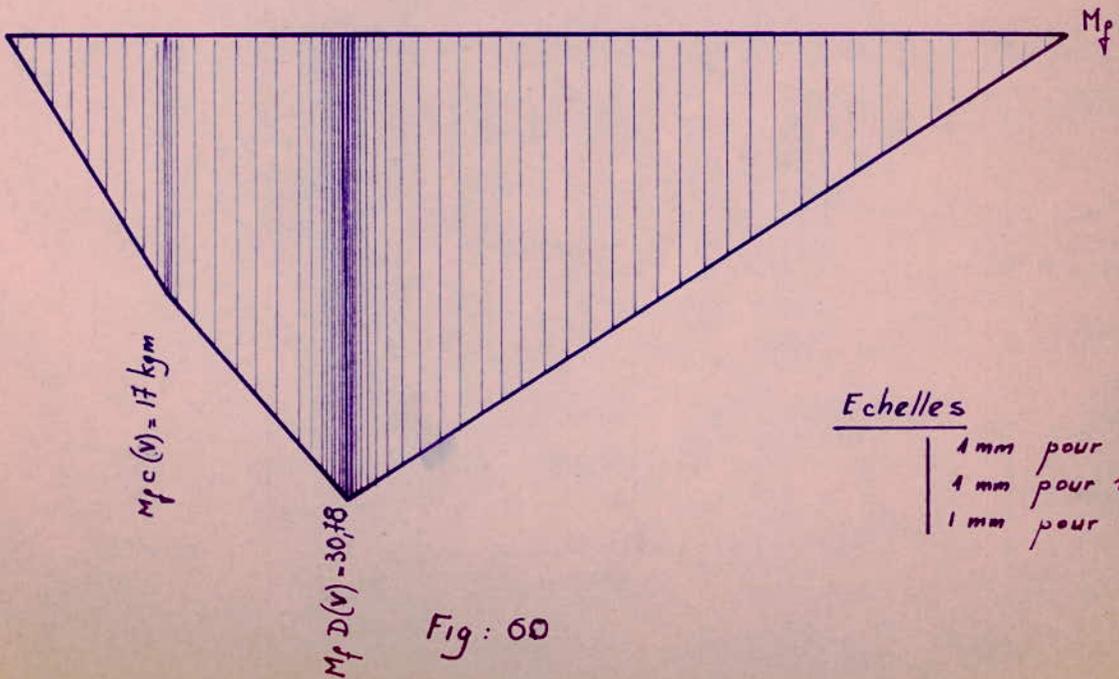
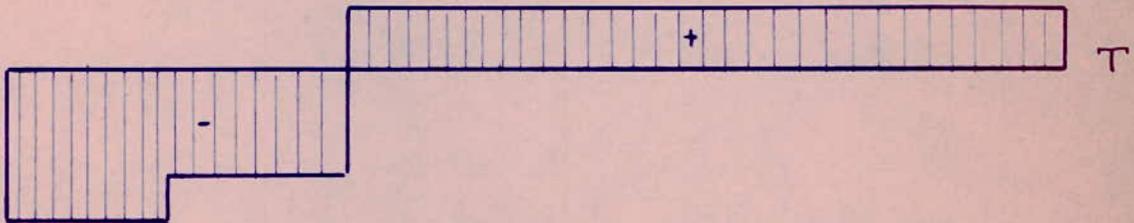
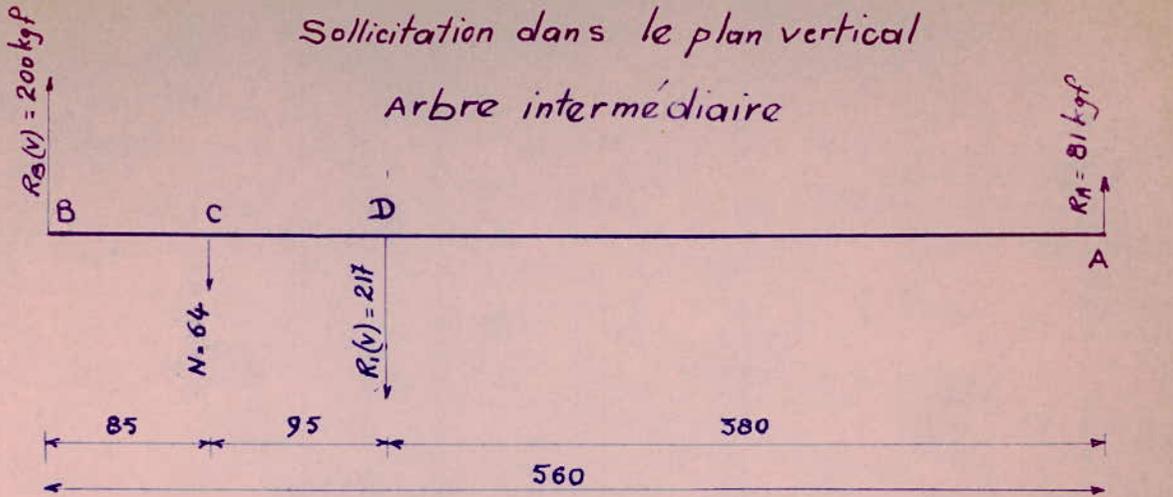
$$\begin{aligned} M_{D(v)} &= R_{A(v)} \cdot AD = 81 \text{ kgf} \cdot 0,380 \text{ m} = \\ &= 30,780 \text{ kgm} = 30\,780 \text{ kgmm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{C(v)} &= R_{B(v)} \cdot BC = 200 \text{ kgf} \cdot 0,085 \text{ m} \\ &= 17 \text{ kgm} = 17\,000 \text{ kgmm} \end{aligned}$$

$$M_{D(v)} = 30,780 \text{ kgm} ; M_{C(v)} = 17 \text{ kgm}$$

$$R_{A(v)} = 81 \text{ kgf} ; R_{B(v)} = 200 \text{ kgf}$$

Sollicitation dans le plan vertical
Arbre intermédiaire

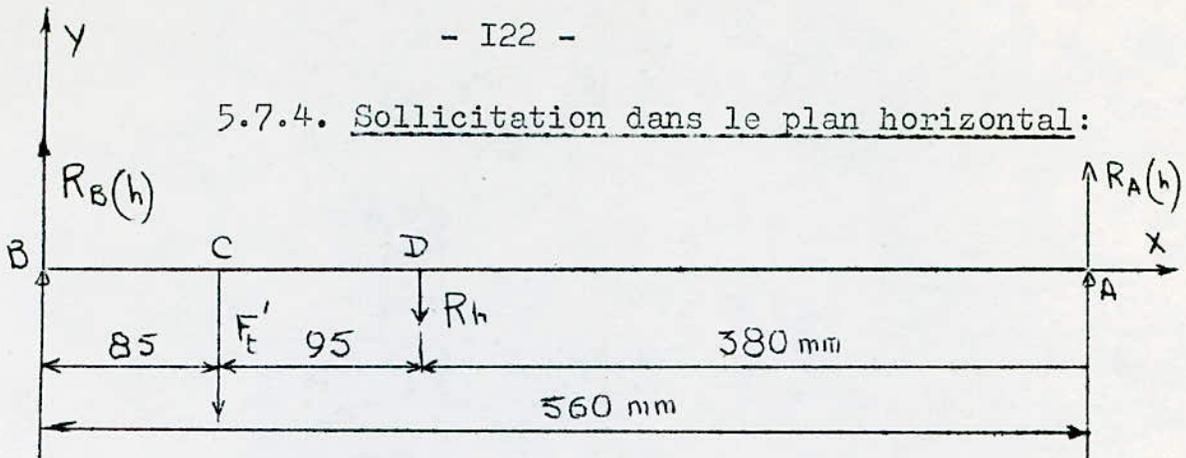


Echelles

- 1 mm pour 4 mm
- 1 mm pour 1 kgf
- 1 mm pour 0,5 kgm

Fig: 60

5.7.4. Sollicitation dans le plan horizontal:



a). Calcul des réactions d'appuis:

$$\sum Y = 0$$

$$R_A(h) + R_B(h) - F'_t - R_h = 0$$

$$R_A(h) + R_B(h) - 176 \text{ kgf} - 12 \text{ kgf} = 0$$

$$R_A(h) + R_B(h) = 188 \text{ kgf}$$

$$R_A(h) = 188 \text{ kgf} - R_B(h)$$

$$\sum M_{(A)} = 0$$

$$R_B(h) \cdot AB - F'_t \cdot AC - R_h \cdot AD = 0$$

$$R_B(h) \cdot 0,560 \text{ m} - 176 \text{ kgf} \cdot 0,475 \text{ m} - 12 \text{ kgf} \cdot 0,380 = 0$$

$$R_B(h) \cdot 0,560 \text{ m} - 83,700 \text{ kgm} - 4,570 \text{ kgm} = 0$$

$$R_B(h) \cdot 0,560 \text{ m} = 88,270 \text{ kgm}$$

$$R_B(h) = \frac{88,270 \text{ kgm}}{0,560 \text{ m}} = 158 \text{ kgf}$$

$$R_A(h) = 188 \text{ kgf} - 158 \text{ kgf} = 30 \text{ kgf}$$

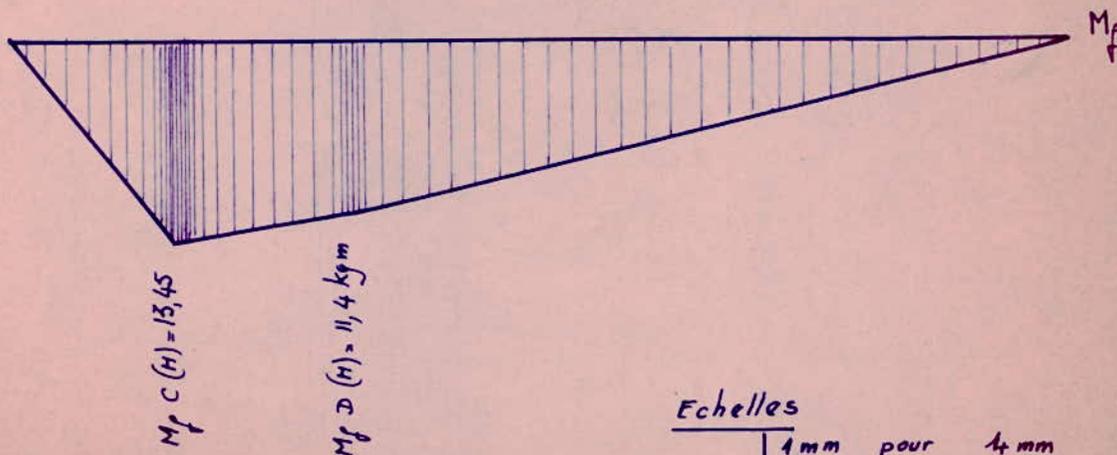
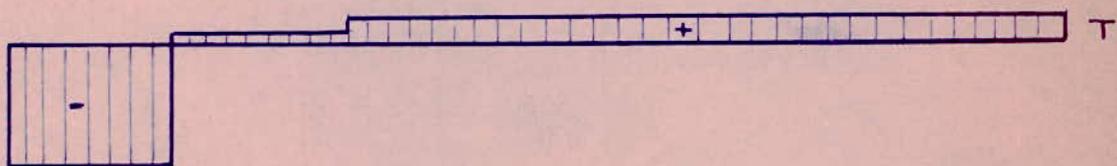
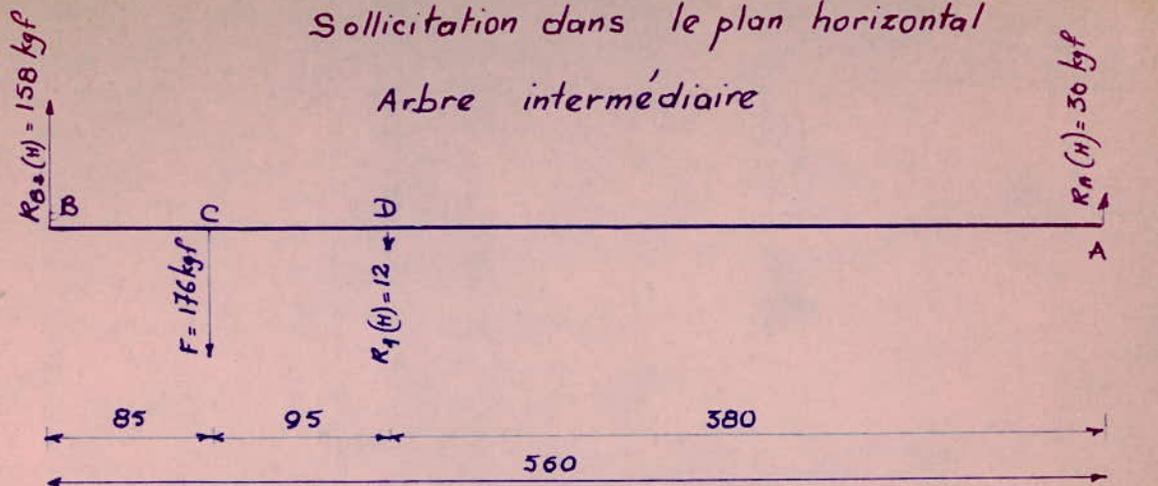
b). Diagramme des efforts tranchants: (Fig:61)

c). Diagramme des moments fléchissants: (Fig:61)

$$\begin{aligned} M_D(h) &= R_A(h) \cdot AD = 30 \text{ kgf} \cdot 0,380 \text{ m} \\ &= 11,400 \text{ kgm} = 11\,400 \text{ kgmm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_C(h) &= R_B(h) \cdot BC = 158 \text{ kgf} \cdot 0,085 \text{ m} \\ &= 13,450 \text{ kgm} = 13\,450 \text{ kgmm} \end{aligned}$$

Sollicitation dans le plan horizontal
Arbre intermédiaire



Echelles

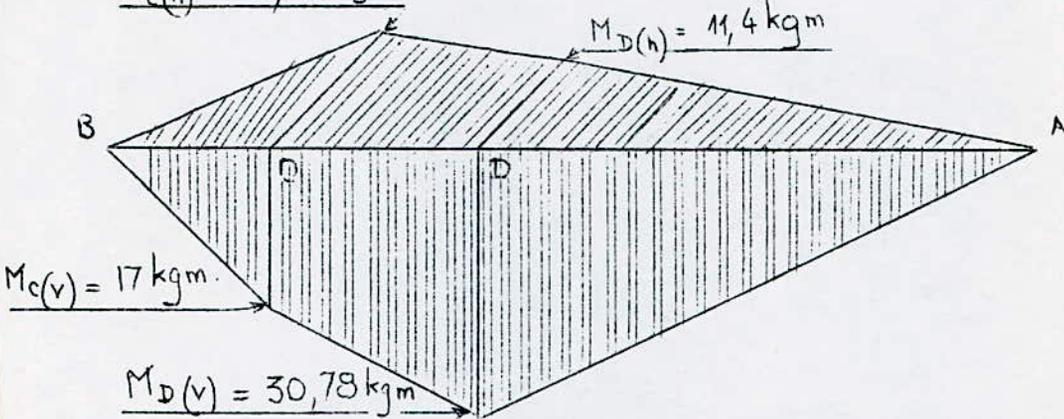
1 mm	pour	4 mm
1 mm	pour	1 kgf
1 mm	pour	0,5 kgm.

Fig: 61

$M_D(h) = 11,400 \text{ kgm}$;	$M_C(h) = 13,450 \text{ kgm}$
$R_A(h) = 30 \text{ kgf}$;	$R_B(h) = 158 \text{ kgf}$

5.7.5. Moment équivalent à la flexion:

$M_C(h) = 13,45 \text{ kgm.}$



$$M_D = \sqrt{M_{D(v)}^2 + M_{D(h)}^2} = \sqrt{30,780^2 + 11,400^2}$$
$$= \sqrt{945,000 + 130} = 32,800 \text{ kgm} = 32\,800 \text{ kgmm}$$

$$M_C = \sqrt{M_{C(v)}^2 + M_{C(h)}^2} = \sqrt{17^2 + 13,45^2}$$
$$= 21,650 \text{ kgm} = 21\,650 \text{ kgmm.}$$

Remarque: L'arbre intermédiaire est plus sollicité en D qu'en C

La valeur maximum du moment fléchissant sera alors:

$$M_f = 32,800 \text{ kgm} = 32\,800 \text{ kgmm}$$

En plus du moment de flexion l'arbre est sollicité à la torsion dû au couple transmis:

$$M_{t2} = 10,456 \text{ kgm} = 10\,456 \text{ kgmm}$$

5.7.6. Calcul du diamètre minimum:

a). Choix de la matière:

Vu le rôle qu'il joue dans le fonctionnement de la machine l'arbre intermédiaire doit être usiné dans un acier

qui convient bien aux arbres de flexion et de torsion tel que l'acier 38 MS 5 ayant les caractéristiques suivantes:

$$\begin{aligned} R_r &= 100 \text{ kgf/mm} \\ R_e &= 85 \text{ kgf/mm} \\ A\% &= 10 \\ R_p &= 25 \text{ kgf/mm en prenant un coefficient de sécurité } k = 10/3 \end{aligned}$$

b). Calcul du diamètre:

L'arbre est soumis à une sollicitation composée Torsion - Flexion.

La contrainte équivalente est donnée par :

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 4 \tau^2} = \sqrt{\left[\frac{M_f}{I_x}\right]^2 + \left[\frac{M_t}{I_x}\right]^2} \cdot 4 = \sqrt{\left[\frac{M_f}{I_x}\right]^2 + \left[\frac{M_t}{I_x}\right]^2} \cdot \frac{4}{V}$$

$$\sigma_e = \frac{1}{\frac{I_x}{V}} \sqrt{M_t^2 + M_f^2} = \frac{32}{\pi d^3} \cdot \sqrt{10,456^2 + 32,8^2} \leq R_p$$

$$d^3 = \frac{34\,400 \cdot 32}{\pi \cdot 25} = 14\,000 \text{ mm} = 14 \cdot 10^3 \text{ mm}$$

$$d = 10 \cdot \sqrt[3]{14} = 24,10 \text{ mm}$$

$d_{\text{minimum}} = 25 \text{ mm}$

En tenant compte des dimensions de la clavette de la roue dentée, le diamètre de l'arbre recevant l'alésage de cette roue sera $d' = 30 \text{ mm}$ et celui qui reçoit la poulie du variateur sera de 40 mm cote exigée par les dimensions du variateur.

Avec ces conditions l'arbre intermédiaire supportera suffisamment la sollicitation composée.

5.8. CALCUL DES ORGANES PRINCIPAUX DE LA COULISSE (repère 69)

5.8.1. Têtons de verrouillage des tourelles:

Le positionnement des tourelles escamotables se fait par un dispositif de verrouillage automatique. Ce dernier comporte deux doigts (planche 3) qui sont soumis au phénomène de cisaillement. Cette sollicitation est due aux efforts de coupe et varie en fonction des positions des outils par rapport à la pièce (Fig: 62 a et b)

(a) $2F_c$ tendent à plaquer la tourelle sur la face de la coulisse, seul l'effort de pénétration qui tend à cisailier le verrou.

(b) $2F_c$ tendent à faire tourner la tourelle autour de son axe de rotation, donc à cisailier le verrou; tandis que l'effort de pénétration pousse la tourelle contre la face de la coulisse.

En supposant que le bec de l'outil dépasse de 120 mm à partir de la face hexagonale de la tourelle le couple de torsion dû à $2F_c$ sera: (Fig: 63)

$$M_{t_4} = 2F_c \cdot \left(120 \text{ mm} + \frac{c}{2} \right)$$

$2F_c = 576 \text{ kgf} = \text{Action de la pièce sur l'outil}$

$c = \text{cote sur plat de la tourelle} = 160 \text{ mm}$

$$M_{t_4} = 576 \text{ kgf} \cdot 200 \text{ mm} = 115\,200 \text{ kgmm}$$

L'effort de cisaillement du verrou est:

$$F_d = \frac{M_t}{r} = \frac{115\,200 \text{ kgmm}}{50 \text{ mm}} = 2\,300 \text{ kgf}$$

Section minimum du verrou:

- Choix de la matière :

Le verrou sera usiné dans de l'acier qui pourra résister au cisaillement tel que l'acier au nickel chrome

ayant les caractéristiques suivantes :

Acier IO NC 6

$$R_r = 100 \text{ kgf/mm}^2$$

$$R_e = 85 \text{ kgf/mm}^2$$

$$A\% = 8$$

En prenant un coefficient de sécurité $k = \frac{10}{3}$, la résistance pratique au cisaillement sera :

$$R_{p_{ci}} = \frac{85 \text{ kgf/mm}^2 \cdot 3}{10} \cdot 0,8 = 21 \text{ kgf/mm}^2$$

• Calcul de la section:

La contrainte au cisaillement sera :

$$n_c = F_d : s = \frac{2\,300 \text{ kgf}}{s} \leq R_{p_{ci}}$$

$$s = \frac{2\,300 \text{ kgf}}{R_{p_{ci}}} = \frac{2\,300 \text{ kgf}}{21 \text{ kgf/mm}^2} = 109,5 \text{ mm}^2$$

La section étant circulaire le diamètre correspondant sera :

$$d = 11,8 \text{ mm}$$

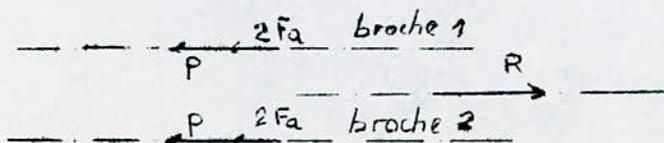
Je prendrai un diamètre de 12 mm

5.8.2. Système d'avance de la coulisse:

Cette avance est assurée par l'engrènement d'un pignon (repère II9) solidaire de la coulisse avec une crémaillère taillée sur la plaquette (repère 82)

5.8.2.1. Sollicitation:

Les efforts qui sollicitent le système sont ceux d'avance et celle de la poussée du foret. L'ensemble des efforts est formé par un système à forces parallèles!



La résultante que recevra la denture sera:

$$\begin{aligned} R &= 2 p + 4 Fa = 2.195 \text{ kgf} + 120 \text{ kgf} \\ R &= 510 \text{ kgf.} \end{aligned}$$

La denture de ce système de pignon et crémaillère sera une denture droite ayant une largeur de 28 mm.

Le métal choisi pour l'usinage de pignon sera le même que celui des engrenages de transmission c'est-à-dire I6 N6 6 mais traité, ce qui augmentera ses caractéristiques de résistance:

$$\begin{aligned} R_r &= 130 \text{ kgf/mm}^2 \\ R_e &= 110 \text{ kgf/mm}^2 \\ A\% &= 6 \\ R_p &= \frac{R_e \cdot 4}{10} = \frac{110 \text{ kgf/mm}^2 \cdot 4}{10} = 44 \text{ kgf/mm}^2 \end{aligned}$$

5.8.2.2. Calcul du module:

Les formules appliquées seront les mêmes que celles qui étaient appliquées pour le calcul des engrenages de transmission.

$$\text{contrainte: } t = \frac{M_f}{\frac{I_x}{v}} = \frac{2,25 \cdot 6 \cdot R}{1,57 \cdot m \cdot l} \leq R_p$$

$$\text{Module : } m = \frac{2,25 \cdot 6 \cdot 510}{1,57 \cdot 28 \cdot 44} = 2,44 \text{ mm}$$

Le module définitivement choisi sera :

$$m = 2,5 \text{ mm}$$

5.8.2.3. Dimensions du pignon:

Diamètre primitif	$D_p = 30 \text{ mm}$
Diamètre extérieur	$D_e = 30 \text{ mm} + 2 \cdot m = 35 \text{ mm}$
Diamètre intérieur	$D_i = 30 \text{ mm} - 2,5 \cdot m = 23,75 \text{ mm}$
Pas de la denture	$P = \pi \cdot m = 2,5 \cdot 3,14 = 7,86 \text{ mm}$
nombre de dents	$z = \frac{30}{m} = 12 \text{ dents}$

$$\begin{aligned} \text{saillie} &= s = m = 2,5 \text{ mm} \\ \text{creux} &= c = 1,25.m. = 1,25.2,5 = 3,125 \text{ mm} \\ \text{hauteur de la dent} &= h = 5,625 \text{ mm} \\ \text{longueur de la denture} &= l = 28 \text{ mm} \\ \text{épaisseur de la dent} &= e = 3,925 \text{ mm} \\ \theta &= 14 \text{ } 30' \end{aligned}$$

Remarque Pour que l'engrènement soit possible il faut que la crémaillère ait les mêmes caractéristiques que le pignon.

Afin de réaliser la course de la coulisse qui est de 100 mm la crémaillère sera taillée sur une longueur de 150 mm

Le réglage de la ligne primitive de la crémaillère avec le diamètre primitif du pignon est facilité par la bague excentrée porte axe du pignon.

5.8.2.4. Axe du pignon:

La sollicitation ~~est~~ du pignon est à son tour transmise à l'axe .

En supposant que la résultante des forces est appliquée au milieu de la denture c'est-à-dire à 20 mm de l'épaule qui est considéré comme encastrement, l'axe sera sollicitée à une flexion ayant un moment maximum:

$$M_f = 20. 510 = 10\ 200 \text{ kgmm}$$

Le métal choisi pour l'usinage de cet axe sera de l'acier d'utilisation courante, tel que l'acier 35 M5 ayant les caractéristiques suivantes:

$$R_r = 85 \text{ kgf/mm}^2$$

$$R_e = 70 \text{ kgf/mm}^2$$

$$A\% = 10$$

$$R_p = \frac{70 \cdot 4}{10} = 28 \text{ kgf/mm}^2$$

$$k = \frac{10}{4}$$

Calcul du diamètre minimum:

$$\begin{aligned} \text{Contrainte } t &= \frac{M_f}{\frac{I_x}{v}} = \frac{10\,200 \text{ kgf/mm}^2}{\frac{\pi d^3}{32}} \leq R_p \\ \text{diamètre } d &= \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 10\,200 \text{ kgf/mm}^2}{28 \text{ kgf/mm}^2}} = \sqrt[3]{3\,710} \\ d &= 15,48 \text{ mm} \approx 16 \text{ mm} \end{aligned}$$

5.8.2.5. Longueur des bras de manœuvre:

Ces bras permettent à l'ouvrier d'exercer un effort manuel de 18 kgf par exemple pour vaincre l'effort d'avance et celui de la poussée axiale du foret:

Le couple qui sollicite le pignon est :

$$C = r_p \cdot 510 \text{ kgf} = 15 \cdot 510 = 7\,650 \text{ kgmm}$$

En admettant 18 kgf l'effort manuel de l'ouvrier la longueur du bras de levier sera : (Fig: 65)

$$l = \frac{C}{2 \cdot 18 \cdot \cos 45} = \frac{7\,650 \text{ kgmm}}{2 \cdot 18 \cdot 0,707}$$

$$l = 290 \text{ mm}$$

Cette longueur n'est que théorique (Fig:66) , mais la longueur proprement dite sera donnée par la coupe CC dessinée sur la planche.4.

Remarque:

Il est à rappeler que les dimensions des organes étudiés ont été obtenues à partir de l'exploitation maximum de la machine.

5.8.3. Système de pivotement des tourelles:

La rotation des tourelles est assurée par des pignons solidaires à leur axe qui sont entraînés par un autre pignon axial à denture droite conique. Ce dernier est commandé par l'engrènement d'un manchon femelle (repère 7I)

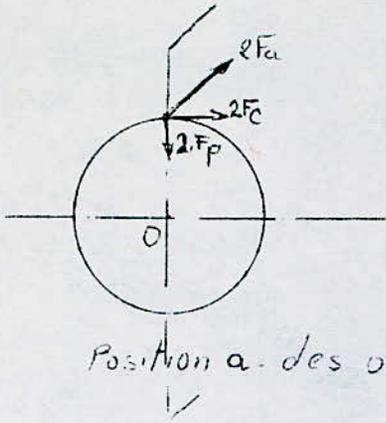
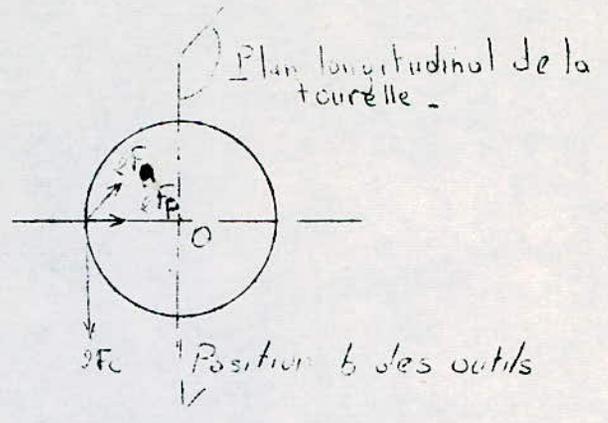


Fig = 62



Position a des outils

Fig = 64 -

Fig = 63

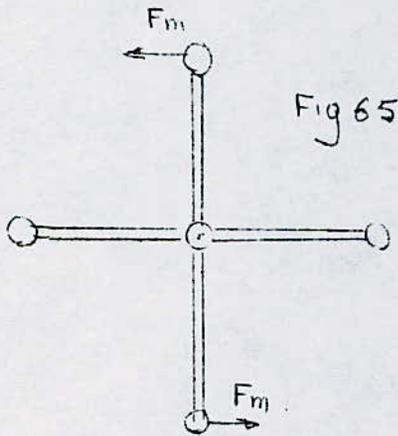
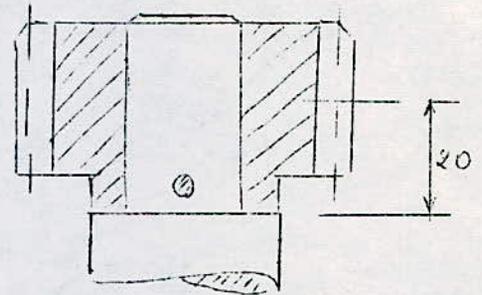
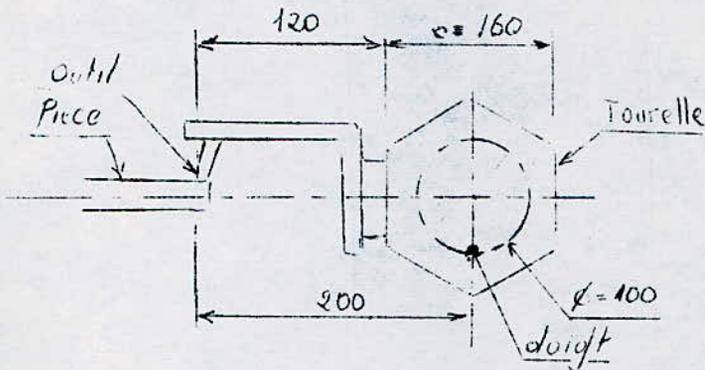


Fig 65

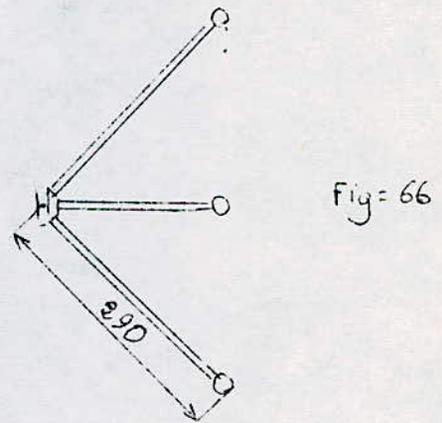


Fig = 66

manchon repere 71

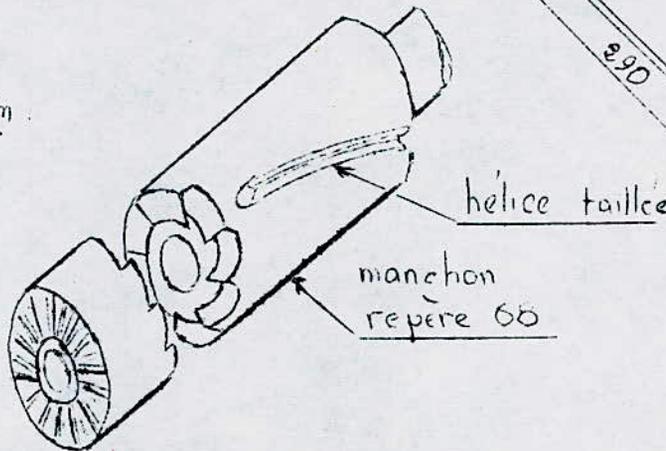


Fig = 67

qui lui est solidaire avec un manchon mal (repère 68), comportant une hélice creuse dans laquelle peut loger un doigt (repère 66) assurant la rotation du pignon axial de 1/6 de tour pour une course de commande de 40 mm (Fig:67 et coupeAA)

Le pas de l'hélice sera:

$$P_h = 40 \text{ mm} \cdot 6 = 240 \text{ mm}$$

Le changement de position des tourelles se fait par un recul de la coulisse, ce qui permet l'introduction du doigt dans l'hélice favorisant la rotation du manchon mal engrené au manchon femelle par l'intermédiaire de la poussée du ressort (repère 64). En même temps que l'introduction du doigt dans l'hélice, le verrou de positionnement des tourelles est sorti de son logement. Les tourelles se trouvent alors libérées en rotation, peuvent tourner de 1/6 de tour. IL est à remarquer que leur sens de rotation n'est pas le même: l'une tourne à la rencontre de l'autre. Ce mouvement ne nuie en aucun cas le fonctionnement de la machine. A la fin de la course recul, les verroux rentrent dans leur logement et mobilisent les tourelles en rotation.

Au cours de l'avance de la coulisse, le doigt étant toujours dans l'hélice, fait tourner dans le sens inverse le manchon mal (repère 68) qui tend à faire tourner le manchon femelle (repère 71), donc les tourelles; mais celles-ci se trouvent positionnées par les deux verroux. Le manchon mal étant libre en rotation et en translation va être poussé vers l'arrière par la pente des encoches et se désengrène pour tourner fou sur son axe. A la sortie du doigt, de l'hélice, le manchon mal ne tourne plus, et la faible poussée du ressort l'applique contre le manchon femelle. C'est à partir de ce point que commence la course utile de la coulisse qui est de 100 mm.

Etant donné que les organes du système de pivotement des tourelles sont sollicités aux très faibles efforts, il

est inutile de les calculer, il suffit de les estimer en fonction de l'encombrement des tourelles qui sont dimensionnées en fonction des portes-outils. Les planches 1,2,3 donnent les dimensions de toute la coulisse avec ses organes.

5.9. ETUDE DU GRAISSAGE :

5.9.1. Graissage du mécanisme de transmission:

Le train d'engrenages, les roulements à rouleaux coniques, les roulements à billes portant les engrenages intermédiaires, le système de serre pince sont graissés à l'huile envoyée au moyen d'une canalisation par une petite pompe à engrenages (repère 36).

Le niveau d'huile est contrôlé par un voyant placé sur le côté de la machine.

Le contrôle du fonctionnement de la pompe d'engrenage est assuré par un deuxième voyant placé au dessus des broches sous lequel vient gicler l'huile venant de la pompe.

5.9.2. Graissage des mécanismes de manoeuvre des vitesses:

A propo ce mécanisme est commandé par un pignon conique qui est à son tour commandé par une petite chaîne de transmission reliant l'axe porte outil(repère 96) et l'axe de la manette de manoeuvre (repère I45).

Le graissage des pignons coniques et du système de manoeuvre du flasque de la poulie "SOLYFI" se fait par l'injection de la graisse à travers les graisseurs 'stauffer' (se référer à la planche 1).

5.9.3. Graissage des organes de la coulisse:

Les pignons d'entraînement des tourelles ainsi que leur axe sont graissés à l'huile , tandis que le mécanisme de leur pivotement est graissé à la graisse.

Pour tout autre élément fonctionnel, le graissage est

assuré par l'injection de l'huile ou de la graisse à travers des orifices recevant des graisseurs "stauffer".

CONCLUSION GENERALE

Cette présente étude ne fait pas l'objet d'un projet définitif de fabrication du tour revolver à double broche.

Ce n'est que la première expression d'une idée personnelle ~~suivie~~ du calcul des éléments principaux de la machine en étude

Il est à souligner qu'il est possible que la même idée soit venue à certains fabricants de machines outils mais ceux-ci n'ont pas abordé sa construction sans doute par la crainte que cela leur provoque des difficultés pour écouler le stock existant des tours revolvers unibroche qui serait concurrencé par le tour revolver à double broche.

Avant d'aborder la fabrication de cette machine, il est prudent de mettre en œuvre un prototype tout en tenant compte de plusieurs facteurs et surtout du facteur économique.

Le lecteur pourra peut être me reprocher quelques insuffisances de cette étude. Je présente toutes mes excuses de ne pouvoir mener cette machine à un stade d'étude plus poussé car, d'une part, il m'a manqué le temps nécessaire; et d'autre part je n'ai pu réunir une documentation assez ample.

J'espère et je souhaite que prochainement notre école mettra à la disposition des futures promotions une documentation plus complète, afin que les élèves ingénieurs mécaniciens puissent étudier leur projet en fonction de

plusieurs paramètres.

Je tiens également à remercier vivement Messieurs les Professeurs de notre école de toutes les informations qu'ils m'ont apporté pour faciliter la réalisation de cette petite étude.

OBSERVATIONS DU JURY

Messieurs

AGNAN

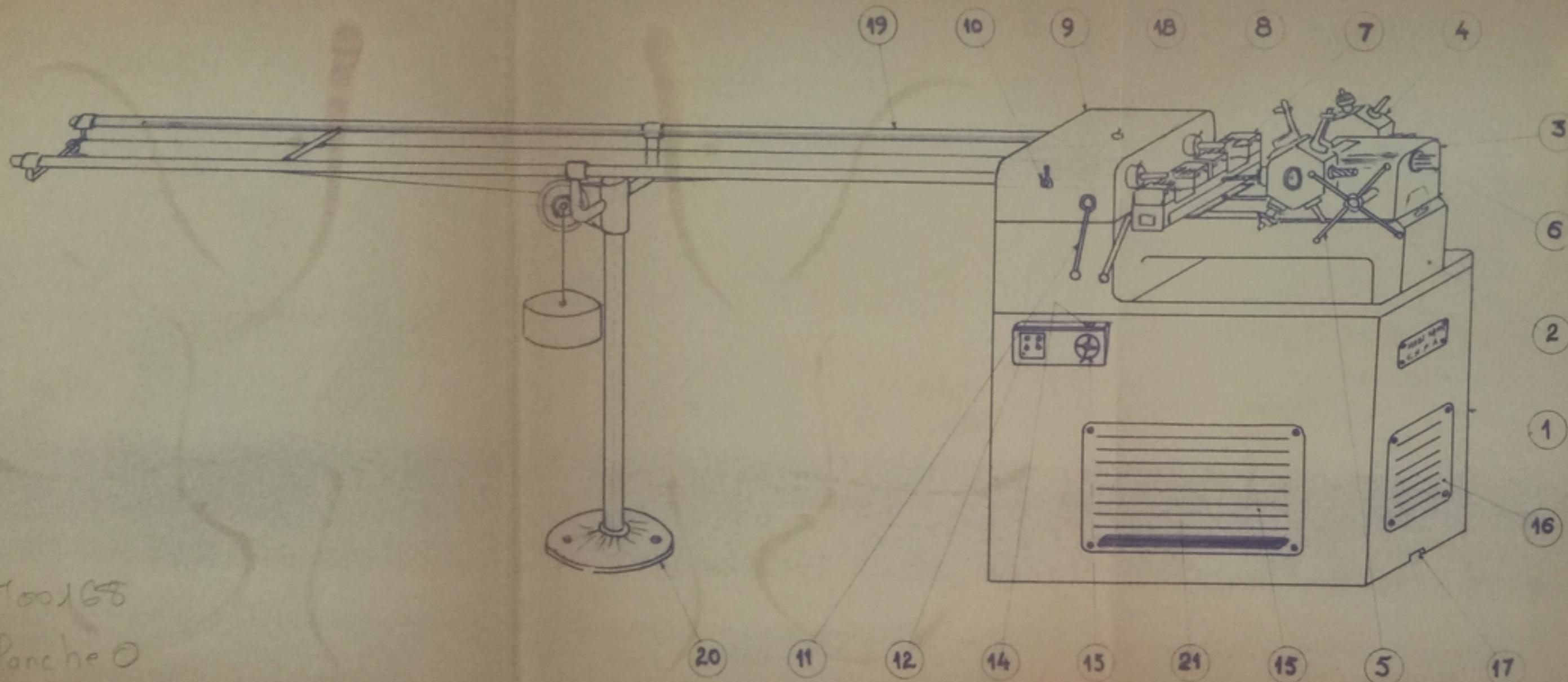
BARANIECKI

ROJNIATOWSKI

E x p e r t s U . N . E . S . C . O

Soutenu le 17 Juin 1968

OBSERVATIONS DE MESSIEURS LES PROFESSEURS



21	1	Poussoir de commande d'arrêt de la machine
20	1	Support d'avance barres
19	2	Avance barres
18	1	Voyant de contrôle de la marche de la pompe à huile
17	4	Rainure de réglage de la machine pendant le serrage
16	1	Couvercle embouti (de côté de la machine)
15	1	Couvercle embouti (de face de la machine)
14	1	Voyant des échelles des vitesses
13	1	Commande des vitesses
12	1	Tableau de commande électrique
11	4	Commande de serrage de la pince
10	2	Manette d'engrènement ou de désengrènement de la broche
9	1	Porte-broches ou poupée fixe
8	2	Broches
7	1	Chariot transversal
6	6	Butées de réglages des outils du tourelles
5	1	Commande d'avance de la coulisse
4	2	TOURELLES Révolvers
3	1	Coulisse porte-tourelles
2	1	Bâti Banc
1	1	Bâti Centre

R°	N°	DESIGNATIONS
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER		
PROJET DE FIN D'ETUDES		
TOUR REVOLVER		HADJ SASSI Bachir
A DOUBLE BROCHE		4 ^e Année Mécanique
		Juin 1968
		Echelle n° 1/40
		Ensemble Plac. 3

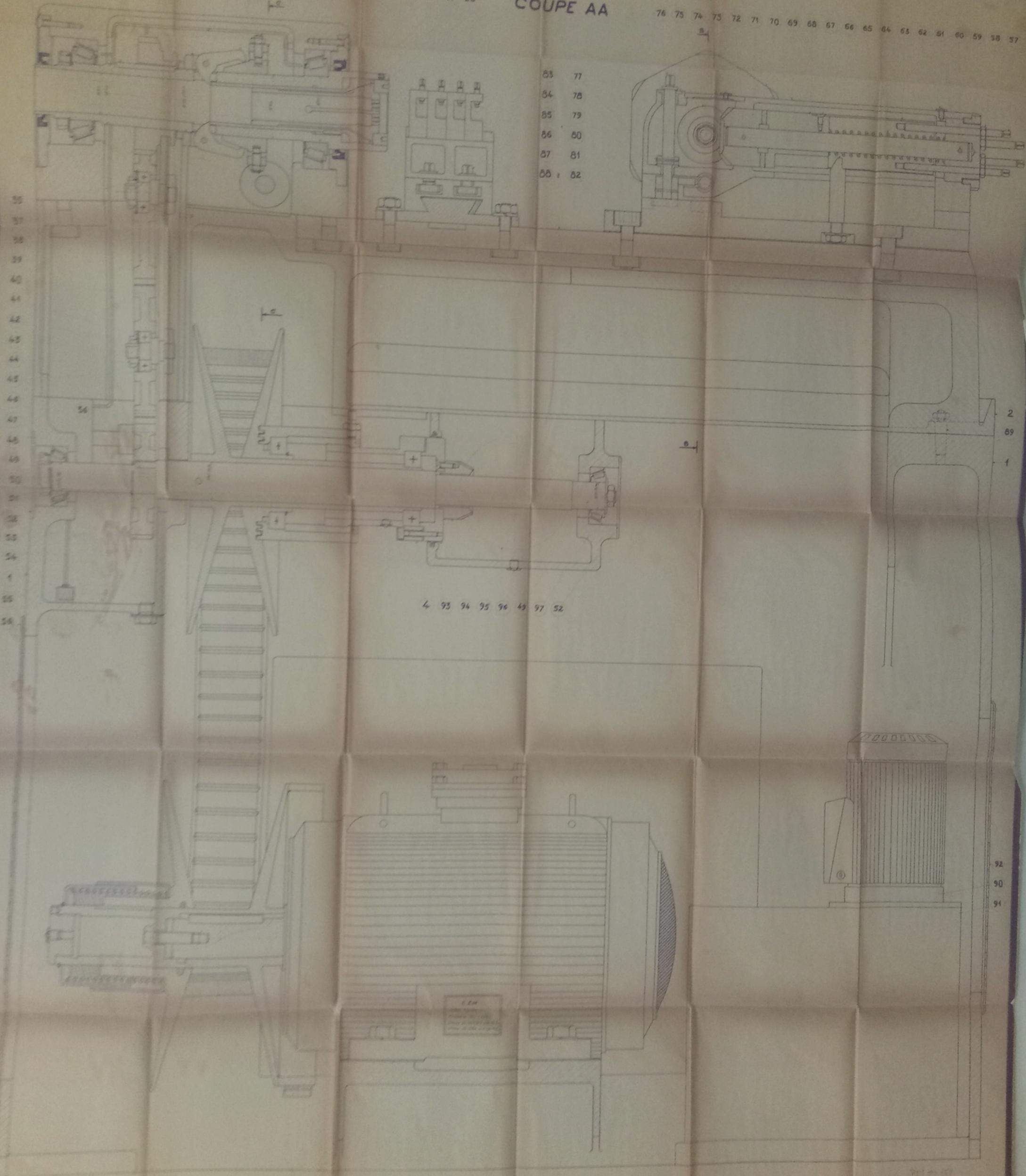
Pr 00168
Planche 0

31 32 34 9 8 7 10 8 19 20 21 22 23 25 24 6 35 29 30 5 26 27 28

COUPE AA

76 75 74 73 72 71 70 69 68 67 66 65 64 63 62 61 60 59 58 57

- 83 77
- 84 78
- 85 79
- 86 80
- 87 81
- 88 82



35
37
38
39
40
41
42
43
44
45
46
47
48
49
50
51
52
53
54
55
56

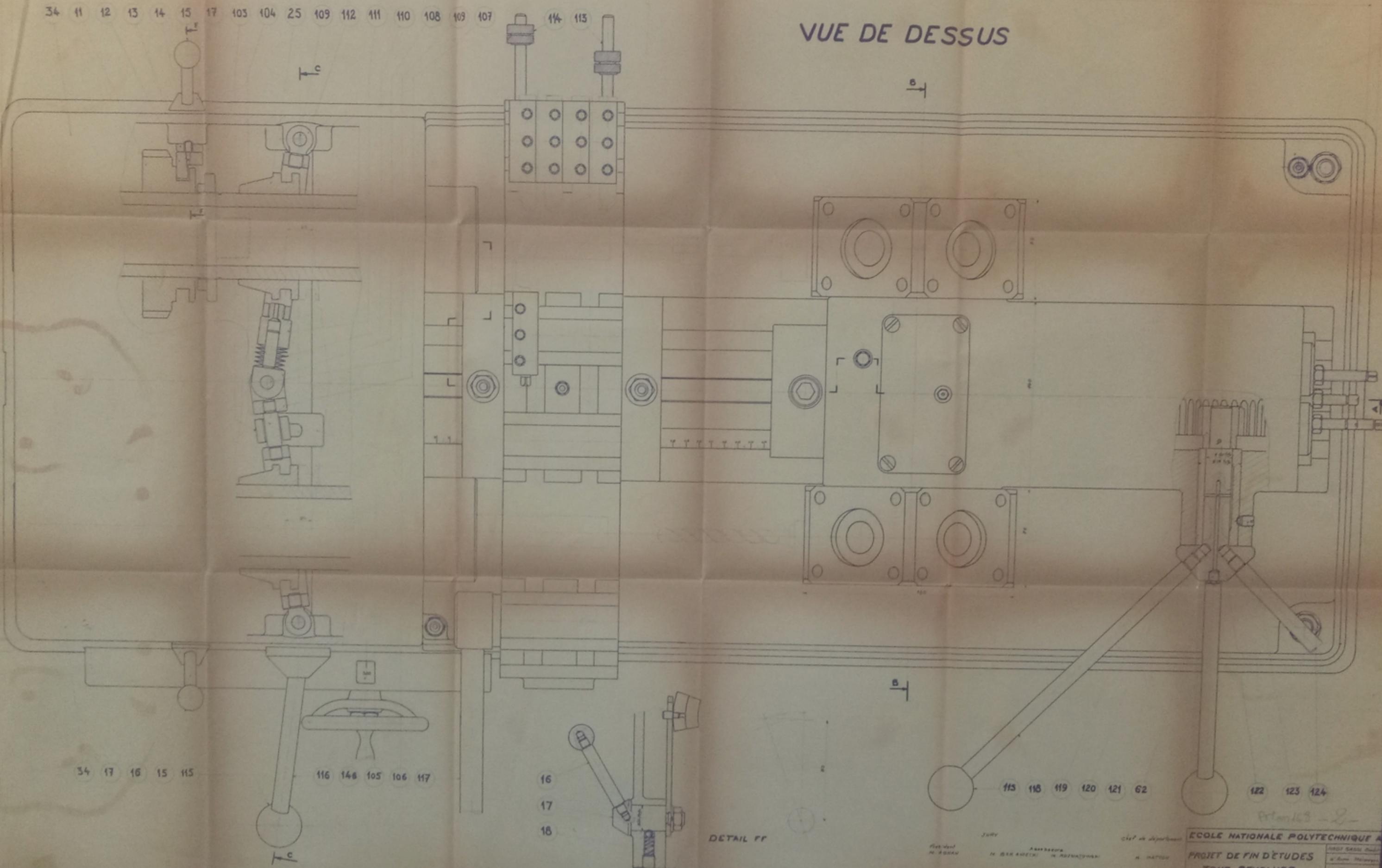
2
69
1

4 93 94 95 96 97 98

92
90
91

4 98 99 100 101 102

VUE DE DESSUS



34 11 12 13 14 15 17 103 104 25 109 112 111 110 108 109 107

114 113

34 17 16 15 115

116 148 105 106 117

16
17
18

115 118 119 120 121 62

122 123 124

DETAIL FF

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
 PROJET DE FIN D'ETUDES
 TOUR REVOLVER
 A DOUBLE BROCHE

COUPE BB

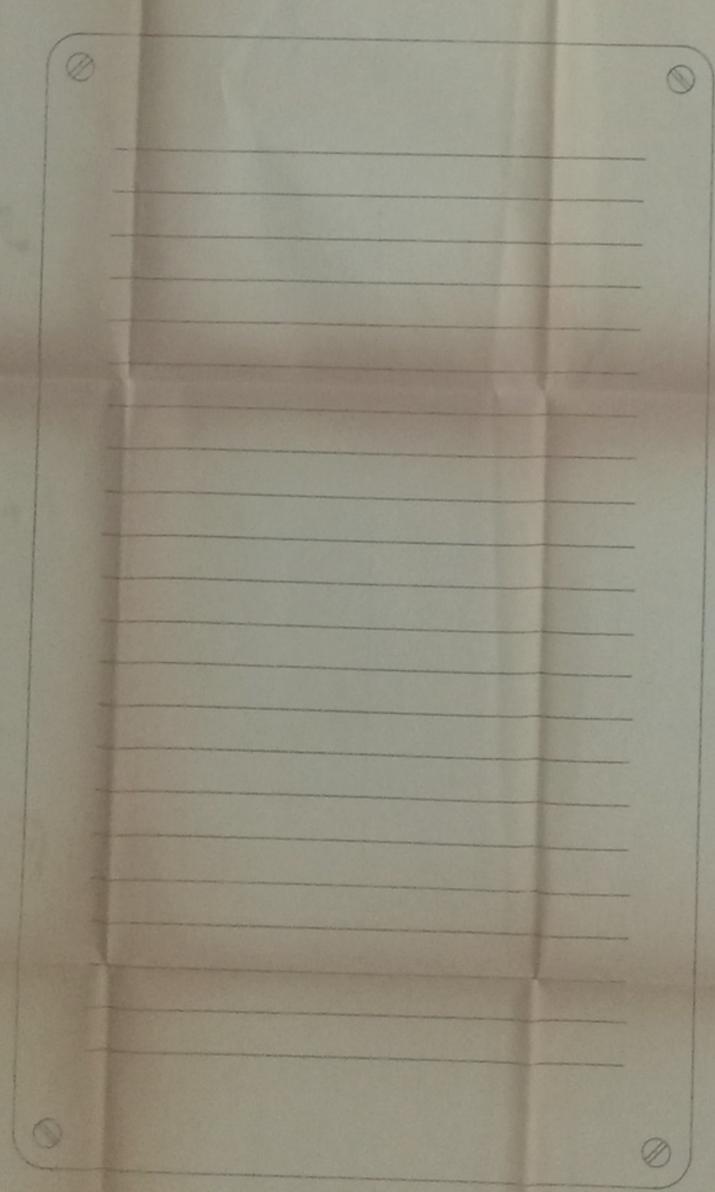
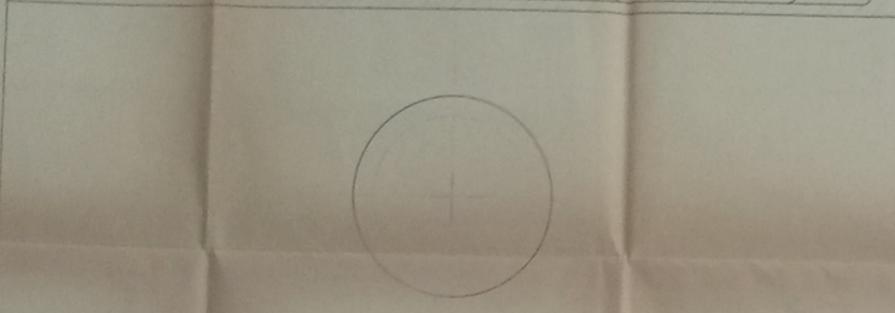
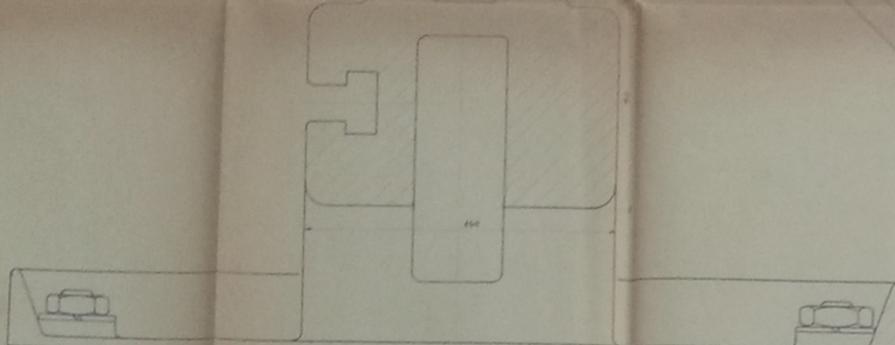
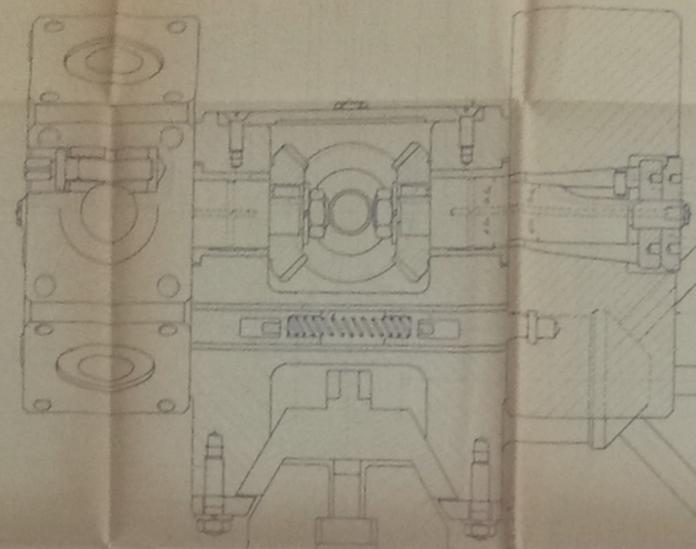
153 154 155 156 157 80 158 159 160 67

152
151
150
129
62

127
128
126
125

144
143
142
141
70

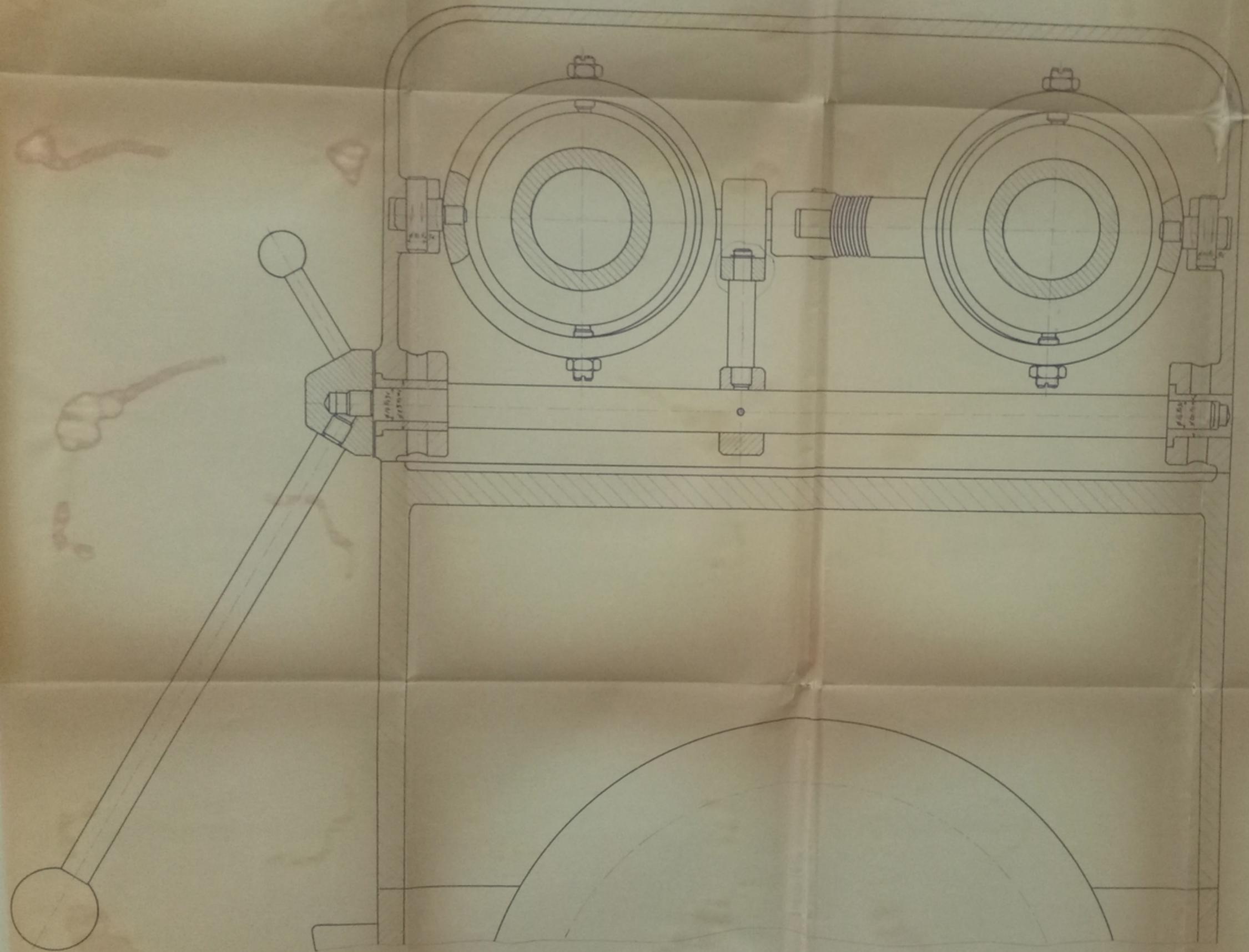
2
1
145



R.N°	DESIGNATION	MATIERE	OBSERVATION
1	Vis de fixation	Acier	
2	Vis de fixation	Acier	
3	Vis de fixation	Acier	
4	Vis de fixation	Acier	
5	Vis de fixation	Acier	
6	Vis de fixation	Acier	
7	Vis de fixation	Acier	
8	Vis de fixation	Acier	
9	Vis de fixation	Acier	
10	Vis de fixation	Acier	
11	Vis de fixation	Acier	
12	Vis de fixation	Acier	
13	Vis de fixation	Acier	
14	Vis de fixation	Acier	
15	Vis de fixation	Acier	
16	Vis de fixation	Acier	
17	Vis de fixation	Acier	
18	Vis de fixation	Acier	
19	Vis de fixation	Acier	
20	Vis de fixation	Acier	
21	Vis de fixation	Acier	
22	Vis de fixation	Acier	
23	Vis de fixation	Acier	
24	Vis de fixation	Acier	
25	Vis de fixation	Acier	
26	Vis de fixation	Acier	
27	Vis de fixation	Acier	
28	Vis de fixation	Acier	
29	Vis de fixation	Acier	
30	Vis de fixation	Acier	
31	Vis de fixation	Acier	
32	Vis de fixation	Acier	
33	Vis de fixation	Acier	
34	Vis de fixation	Acier	
35	Vis de fixation	Acier	
36	Vis de fixation	Acier	
37	Vis de fixation	Acier	
38	Vis de fixation	Acier	
39	Vis de fixation	Acier	
40	Vis de fixation	Acier	
41	Vis de fixation	Acier	
42	Vis de fixation	Acier	
43	Vis de fixation	Acier	
44	Vis de fixation	Acier	
45	Vis de fixation	Acier	
46	Vis de fixation	Acier	
47	Vis de fixation	Acier	
48	Vis de fixation	Acier	
49	Vis de fixation	Acier	
50	Vis de fixation	Acier	
51	Vis de fixation	Acier	
52	Vis de fixation	Acier	
53	Vis de fixation	Acier	
54	Vis de fixation	Acier	
55	Vis de fixation	Acier	
56	Vis de fixation	Acier	
57	Vis de fixation	Acier	
58	Vis de fixation	Acier	
59	Vis de fixation	Acier	
60	Vis de fixation	Acier	
61	Vis de fixation	Acier	
62	Vis de fixation	Acier	
63	Vis de fixation	Acier	
64	Vis de fixation	Acier	
65	Vis de fixation	Acier	
66	Vis de fixation	Acier	
67	Vis de fixation	Acier	
68	Vis de fixation	Acier	
69	Vis de fixation	Acier	
70	Vis de fixation	Acier	
71	Vis de fixation	Acier	
72	Vis de fixation	Acier	
73	Vis de fixation	Acier	
74	Vis de fixation	Acier	
75	Vis de fixation	Acier	
76	Vis de fixation	Acier	
77	Vis de fixation	Acier	
78	Vis de fixation	Acier	
79	Vis de fixation	Acier	
80	Vis de fixation	Acier	
81	Vis de fixation	Acier	
82	Vis de fixation	Acier	
83	Vis de fixation	Acier	
84	Vis de fixation	Acier	
85	Vis de fixation	Acier	
86	Vis de fixation	Acier	
87	Vis de fixation	Acier	
88	Vis de fixation	Acier	
89	Vis de fixation	Acier	
90	Vis de fixation	Acier	
91	Vis de fixation	Acier	
92	Vis de fixation	Acier	
93	Vis de fixation	Acier	
94	Vis de fixation	Acier	
95	Vis de fixation	Acier	
96	Vis de fixation	Acier	
97	Vis de fixation	Acier	
98	Vis de fixation	Acier	
99	Vis de fixation	Acier	
100	Vis de fixation	Acier	

Pr 100458

COUPE CC



PM 00168

-4-

JURY
 Président: M. AGNAN
 Assesseurs: M. SARANIECKI, M. ROUJATONDA

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE A.
 PROJET DE FIN D'ETUDES
 Tour révolvr à double broche
 HADJ SASSI Ouhir
 4^e Ann. Mélanges
 Juin 1948
 Echelle 1/4
 Dessiné: Boudo

COUPE DD

0440 - 1/20ème échelle - 1/20ème

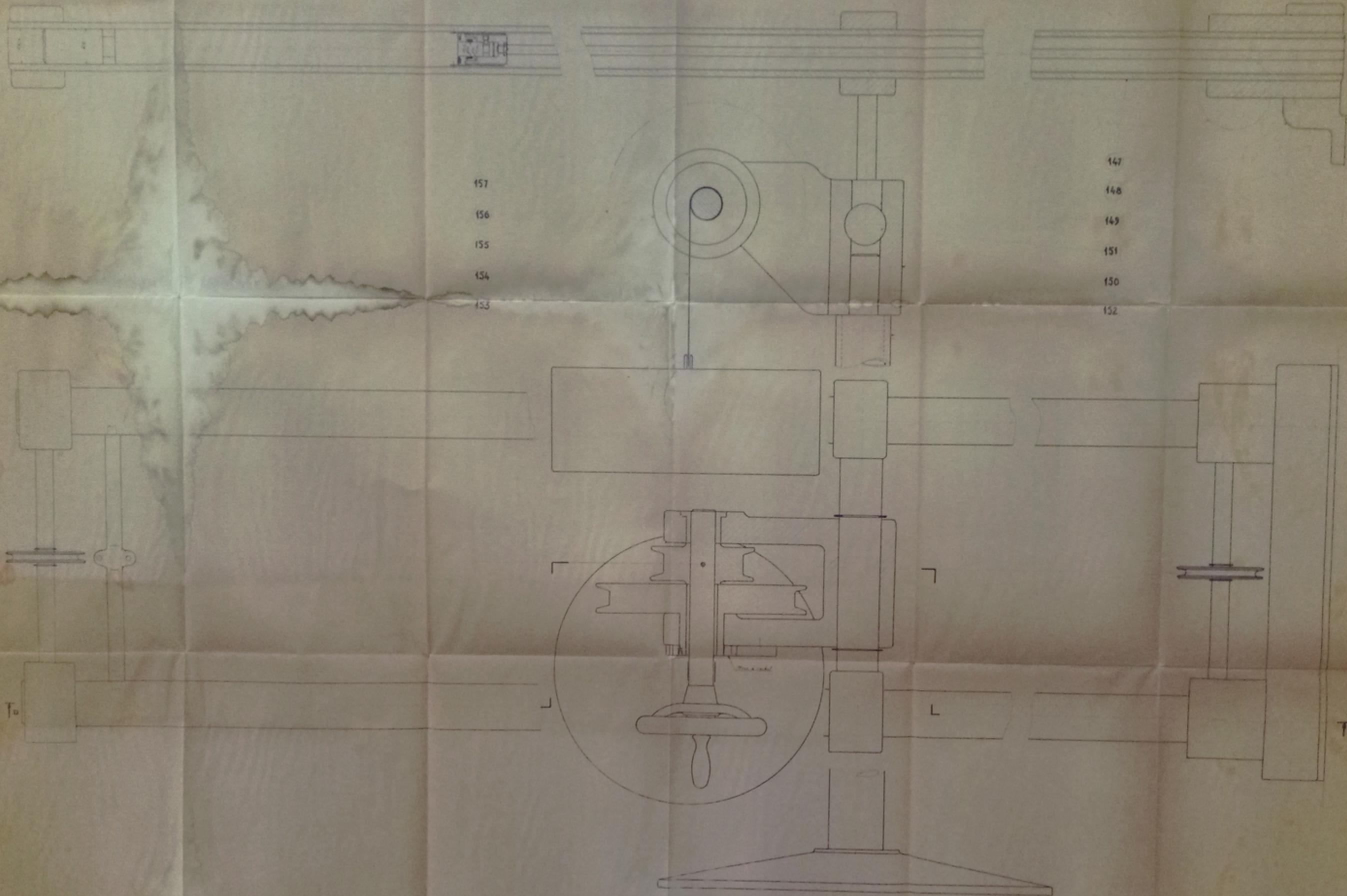


Fig. 168
-6-

JURY
Président : M. BARRAUD
Membres : M. BARRAUD, M. BARRAUD, M. BARRAUD, M. BARRAUD

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE ALGER
PROJET DE FIN D'ÉTUDES
TOUR REVOLVER
À DOUBLE BROCHE

