

وزارة التعليم العالي
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : *Genie Mecanique*

1er

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

CONCEPTION D'UNE AFFUTEUSE
DE FRAÏSES

2 PLANCHES

Proposé par :

Etudié par :

Dirigé par :

i.belhadef

A.hamadouche

i.belhadef

PROMOTION : *juin 90*

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم العالي

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : *Genie Mecanique*

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

CONCEPTION D'UNE AFFUTEUSE
DE FRAISES

Proposé par :

I. belhadef

Etudié par :

A. hamadouche

Dirigé par :

I. belhadef

PROMOTION : *juin 90*

DEDICACES

Je dédie ce modeste travail
à :

- mes chères parents
- mon frère karim
- tous mes amis
- tous mes professeurs
- mon camarade SEDIK
BOUBAKEUR

Remerciements

Mes sincères remerciements à
mon promoteur Monsieur BELHADEF
d'avoir su me diriger tout au long
de mon travail par ses conseils
judicieux, sans oublier de remercier
tous ceux qui ont contribué à ma
formation

SOMMAIRE

page

Generalités sur l'affûtage des fraises	7
1. Introduction	7
2. conduite de l'affûtage	8
1. Présentation de la machine affûteuse	9
1.1 Définition d'une affûteuse de fraise	9
1.2 choix du type de transmission	9
1.3 Mécanisme de la meule	9
1.4 Fixation des fraises	12
1.5 Dispositif de division	14
1.6 Supports de dents	16
2. Etude cinématique	19
2.1 La puissance du moteur	19
2.1.1 La puissance de coupe	20
2.1.2 L'effort de coupe	20
2.1.3 vitesse circonférentielle de la meule	21
2.2 Les meules	22
2.2.1 classement des abrasifs	23
2.2.1.1 Les abrasifs artificiels	23
2.2.2 natures de l'agglomérant	24
2.2.3 classification des meules	25
2.2.3.1 Désignation des dimensions	25
2.2.3.2 spécifications	26

2.2.4	Dimensions des meules	30
2.2.5	vitesse circonférentielle	31
2.3	vitesse de broche	32
2.4	Choix de la boîte de vitesse	33
2.5	Calcul de la transmission par courroie	34
2.5.1	Nature de la machine Correction de la puissance	34
2.5.2	choix du type de courroie	35
2.6	Dimensionnement des poulies	37
2.6.1	Glissement	37
2.6.2	Calcul des diamètres des poulies	39
2.6.3	Entraxe et longueur de la courroie	40
2.6.4	Arc embrassé par la courroie	44
2.6.5	vitesse périphérique de la courroie	44
2.6.6	Nombre de passages	45
3.	Etude dynamique	46
3.1	Efforts périphériques agissants sur la courroie	46
3.2	Choix du matériau des poulies	47
3.3	vérification à la résistance, de la jante	47
3.4	Relation entre les tensions T et t	48
3.5	Calcul de Résistance de la courroie	50
3.6	Détermination du nombre de courroie	51
3.7	Calcul des tensions	53
3.8	Dimensions de la gorge de la poulie	54
3.9	Dimensionnement de l'arbre receveur	56
3.9.1	Détermination des moments fléchissants	56
3.9.2	calcul des moments de flexion composés	60
3.9.3	calcul du moment de torsion	60
3.9.4	Diagramme des moments de flexion composés et du moment de Torsion	60

3.9.5	Calcul du diamètre minimum de l'arbre	61
3.10	calcul de clavette	62
3.11	calcul des Roulements	64
3.12	calcul des vis de transmissions	67
3.13	calcul de l'engrenage pignon-crémaillère	73
4.	La pratique de l'affûtage	78
4.1	Terminologie de la fraise	78
4.2	Angle de dépouille	79
4.3	Conditions d'affûtage	81
4.3.1	Affûtage des fraises à denture taillé	82
4.3.2	Affûtage des fraises à profil constant	84
4.3.3	Affûtage des fraises hélicoïdales à denture fraisée	85
4.4	Le dressage de la meule	85
4.5	Le contrôle de l'affûtage	86
4.6	Conclusion	87
	BIBLIOGRAPHIE	88

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات

الملخص:

تهدف دراستنا الى تصميم آلة شحدا أدوات التفريز من شأنها أن تستعمل لاسترجاع الحالة الوظيفية لحواشي القلم لأدوات التفريز، مما يسمح بالاحتفاظ بزوايا القلم الأساسية لكل نوع من الأدوات، وبهذه الوظيفة المهمة تشارك الآلة الشحدا في تقليل معتبر لقوة القلم اثناء التفريز

Résumé :

Notre étude consiste à concevoir une affûteuse de fraises servant à entretenir les arêtes de coupe des outils fraises, concourant ainsi à une diminution importante de l'effort de coupe lors de l'usinage en fraisage.

subject :

This study consists to conceive a sharpening machine of the tool grinding countersink. It's used for keeping the cutting edge of the milling-tool. This machine-tool allow to decrease a stress cutting in countersinking

Generalités sur l'affûtage Des fraises

1. Introduction

L'affûtage étant le facteur primordial du rendement. Chaque outil s'use après une période de temps, variable suivant la façon de l'employer et le travail à exécuter, l'entretien et la remise en état des outils rotatifs à dents multiples exigent l'utilisation de machines universelles adaptées à toutes les possibilités d'application des méthodes d'affûtage, la machine prévue à cet effet doit être le précieux auxiliaire de l'atelier d'outillage, elle permettra d'affûter des outils comme les fraises, forets correctement, concourant d'une part, à une diminution importante de l'effort de coupe lors de l'usinage et, d'autre part, à l'augmentation du volume de copeaux débités. L'état de surface des pièces résulte également de la finition des arêtes de coupe de l'outil.

2. conduite de l'affûtage.

Un affûtage correctement conduit doit tenir compte des considérations suivantes :

- 1° - Nettoyage de la fraise à l'essence pour faire disparaître huile et copeaux.
- 2° - Choix judicieux de la meule d'affûtage en tenant compte de sa forme, de son grain et de sa dureté.
- 3° - Diamantage fréquent de la meule afin de la tenir dans un excellent état de propreté.
- 4° - conduite de l'opération d'affûtage en évitant de trop fortes passes au risque de détériorer les arêtes de coupe par un échauffement exagéré.
- 5° - Affûtage aussi fréquent qu'il sera utile, car une fraise coupant parfaitement est un facteur de productivité.
- 6° - Centrage rigoureux de la fraise avant affûtage (Tolérance 0,02 à 0,03 mm), sous peine de ne voir que quelques dents travailler en s'usant rapidement.

chapitre 1 présentation de la machine affûteuse

1.1. Définition d'une affûteuse de fraise

L'affûteuse de fraise est une machine outil utilisant une meule, permettant un affûtage précis des arêtes de coupe des outils fraises fig (1.1).

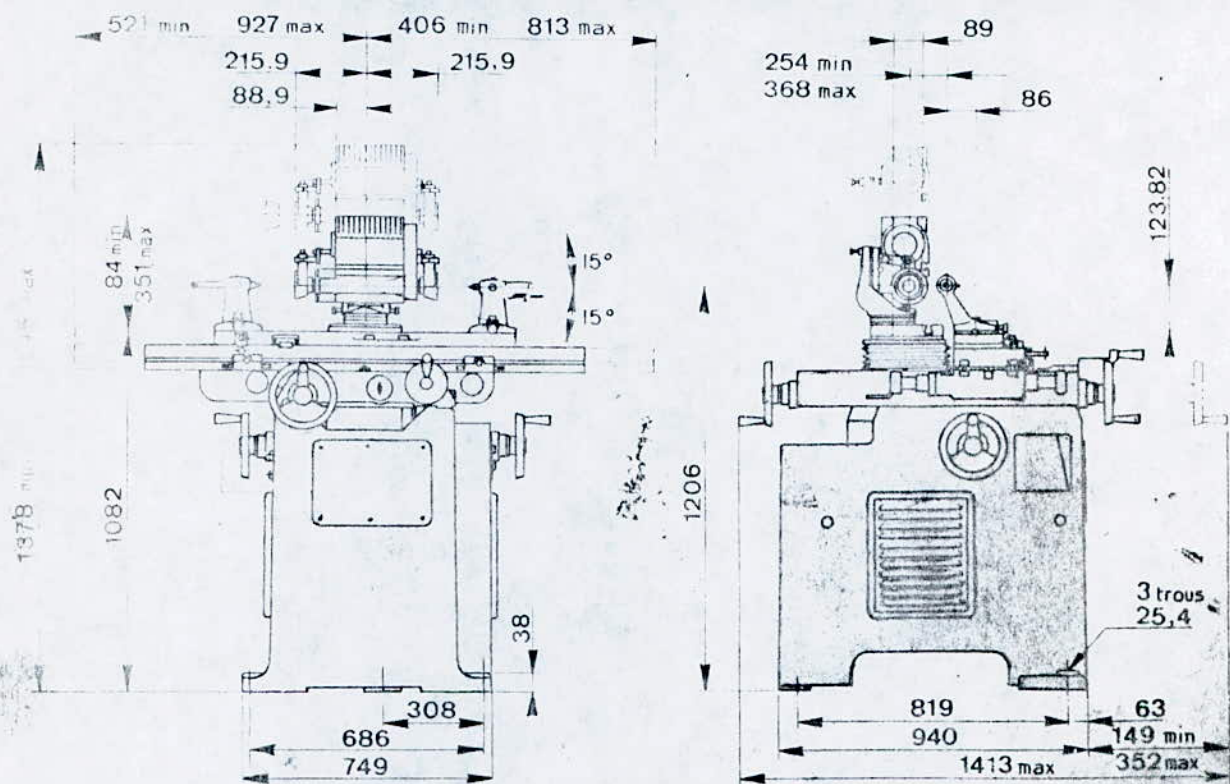
1.2. choix du type de transmission

Notre chaîne cinématique consiste à transmettre le mouvement de rotation de l'arbre moteur à l'outil meule, pour cela l'utilisation d'une transmission par poulie et courroie est la solution la plus bénéfique pour les grands entraxes (fig 22)

1.3. Mécanisme de déplacement de la meule.

L'utilisation d'un système vis et écrou permet d'engager ou de dégager la meule des dents de la fraise

le mécanisme coulisseau-glissière permet de faire déplacer le chariot



affuteuse de fraises : la cincinnati
caractéristiques principales

vitesse de broche

- Meule de 152 mm 3250 tr/mn.
- Meule de 89 mm 5400 tr/mn

vitesse périphérique

- Meule de 152 mm 25 m/s
- Meule de 89 mm 25 m/s

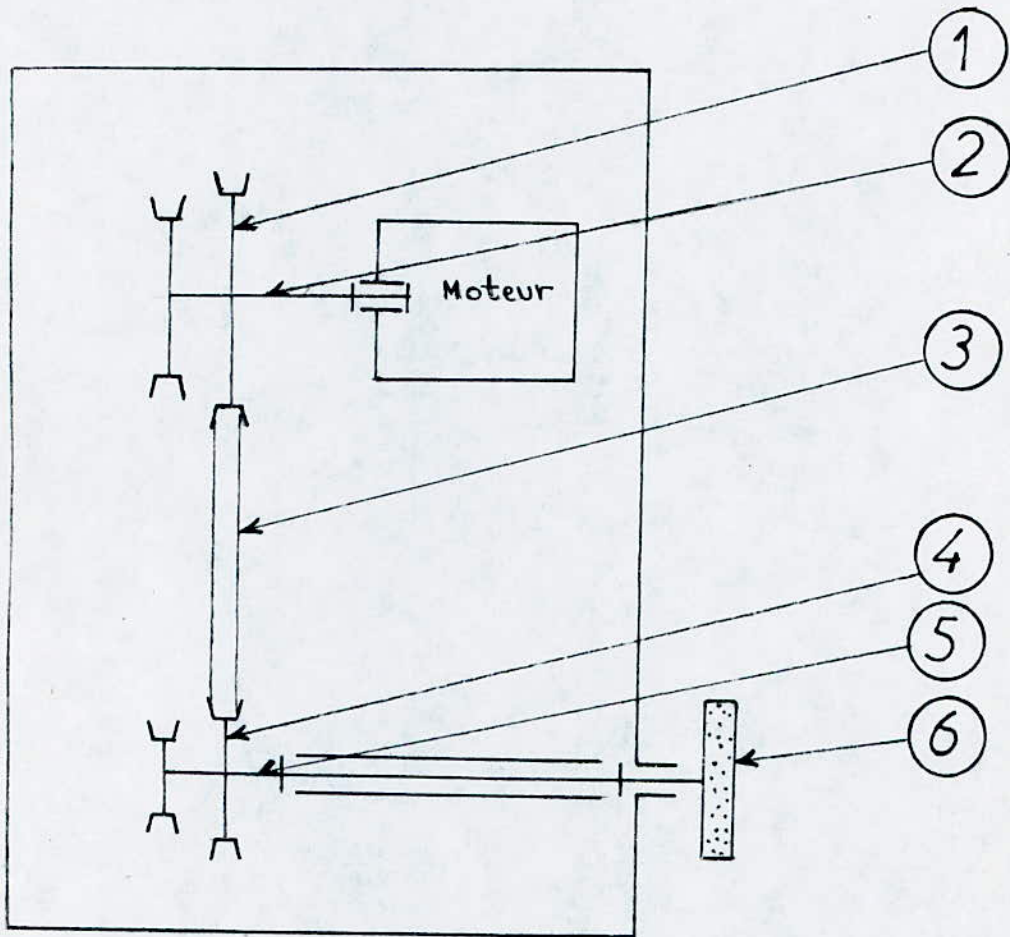


fig (22) chaîne cinématique de la boîte devitesse

- 1 - poulies motrices
- 2 - Arbre moteur
- 3 - courroie trapézoïdale
- 4 - poulies réceptrices
- 5 - Arbre récepteur
- 6 - outil meule.

sur lequel repose tout le corps , en translation
Ce qui rapprochera la meule au contact de la fraise
tenue dans une poupée porte-fraise placéé sur
la table de la machine (Fig 1.3)

1.4 Fixation des fraises

Les fraises sont généralement tenues dans
une poupée porte-fraise pouvant pivoter dans
les deux plans . un pivotement de 360° dans
le plan horizontal et un autre de 30° dans
le plan vertical. les échelles de chaque
pivotement sont graduées de degré en degré
pour obtenir un réglage précis et commode
de l'angle de dépouille désiré , sans tenir
des diamètres de la fraise et de la meule
utilisée .

Les fraises sont fixées dans la broche
de la poupée porte-fraise par un jeu de douilles
coniques , qui permettent le maintien des
différents types de queue de fraise .

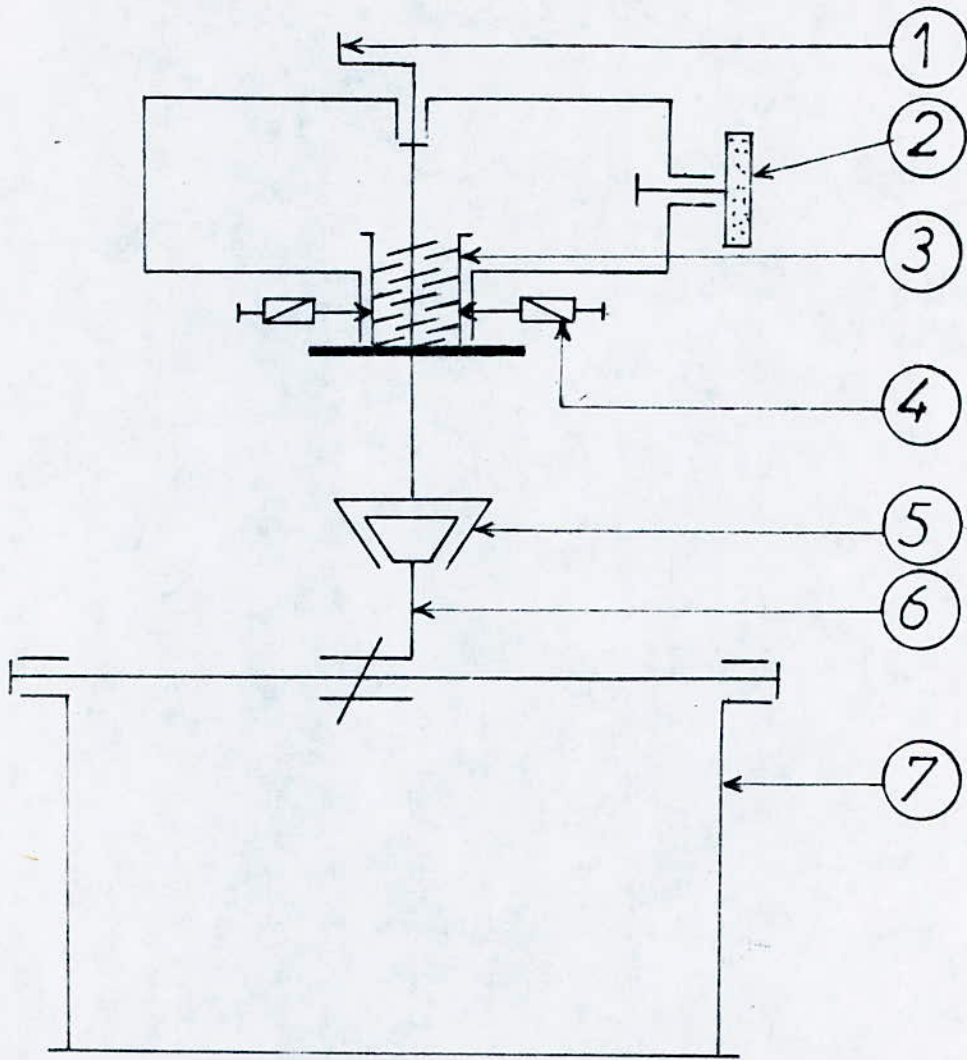


fig (1.3) chaîne cinématique du mécanisme de déplacement de la meule.

- 1 - volant de manoeuvre
- 2 - outil meule
- 3 - système vis-ecrou
- 4 - vis de pression
- 5 - coulisseau
- 6 - glissière
- 7 - bâti

L'utilisation des cônes standard américain , realise un centrage un peu moins précis que les cônes Morse , mais permettent un emmanchement très facilement démontable à la main , vu leur forte pente qui est environ de $8^{\circ}17'50''$.

Les douilles de reduction interchangeables utilisées dans la poupée porte-fraise sont données dans le tableau ci-dessous .

Douilles de reduction adoptés à la machine

cône extérieur	cône intérieur
SA50	SA45
SA50	SA 40
SA50	SA 30
SA50	CM1, CM2, CM3
SA50	CM4

1.5 Dispositif de division de la poupée universelle

Les fraises comporte plusieurs dents en nombre pair ou en nombre impair , et pour pouvoir

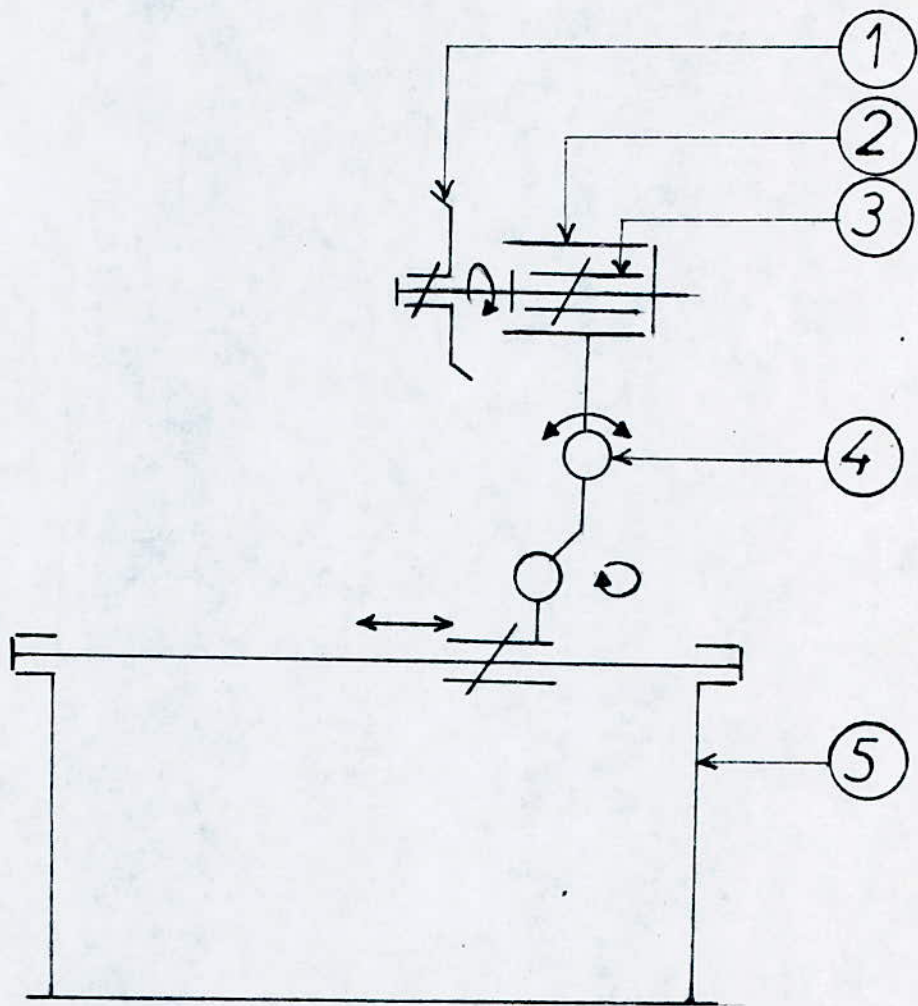


fig (1.4) chaîne cinématique de la poupée
Porte fraise

- 1 - L'outil fraise
- 2 - Le corps de la poupée
- 3 - La broche porte fraise
- 4 - pivot orientable et gradué
- 5 - bâti

assurer une rotation de la fraise suivant des angles rigoureusement égaux, nécessaires à l'affûtage successif des dents, on a conçu des diviseurs à encoches facile à monter et à démonter sur la poupée porte-fraise et chaque diviseur peut être utilisé pour l'affûtage d'un grand nombre de fraises, comme il est donné dans le tableau ci-dessous.

Diviseur utilisée	Nombres de dents de fraises
à 13 encoches	13 - 26 - 52 . . .
à 14 encoches	2 - 7 - 14 . . .
à 15 encoches	3 - 5 - 15 . . .
à 16 encoches	4 - 8 - 16 . . .
à 18 encoches	9 - 18 - 36 . . .
à 20 encoches	10 - 20 - 40 . . .
à 22 encoches	11 - 22 - 44 . . .
à 24 encoches	6 - 12 - 24 . . .

1.6 supports de dents

Dans les positions fondamentales de la poupée porte-fraise, les exemples montrent l'utilisation d'accessoires indispensables au positionnement des dents de fraise, soit comme moyen d'appui, soit

comme guide et ces accessoires se nomment appuis de dent.

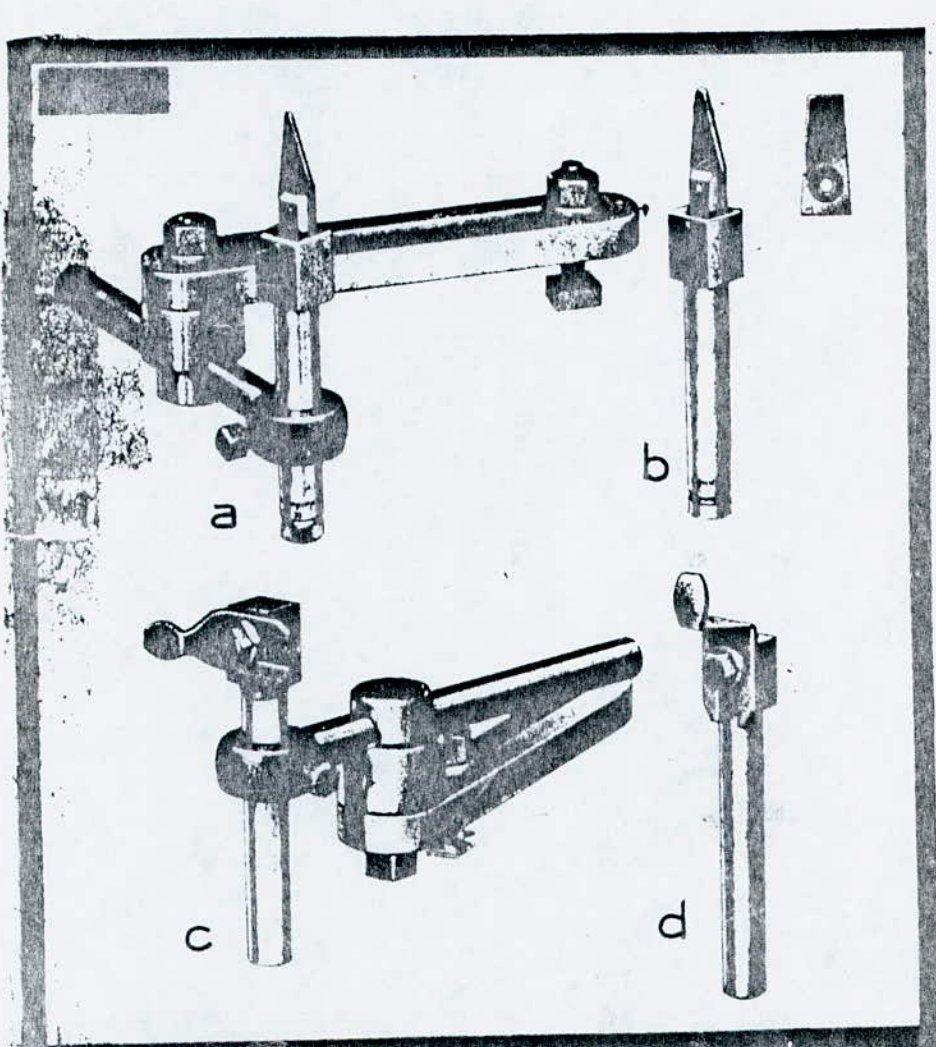
Des supports typiques avec lame de guidage sont représentés à la fig (16)

La lame droite à extrémité plate ou arrondie est utilisée soit avec le support de lame simple, soit avec le support de lame à réglage micrométrique, lors de l'affûtage de fraises à denture latérale et les fraises à deux tailles.

La lame à sommet arrondi peut être utilisée soit avec le support de lame simple, soit avec le support de lame à réglage micrométrique lors de l'affûtage de fraises hélicoïdales en bout.

La lame deportée est utilisée avec le support de lame simple seulement, lors de l'affûtage de fraises à surfacer à une taille, et les fraises à 2 tailles en bout.

Les lames standards peuvent être modifiées pour s'adapter aux impératifs spécifiques.



supports de dents

- a) support universel complet , y compris porte-lame micrométrique avec deux lames droites et plaque de fixation .
- b) Porte lame micrométrique avec deux lames droites , pour support universel .
- c) support simple complet , y compris porte-lame simple avec lame déportée .
- d) Porte-lame simple avec lame déportée .

chapitre 2 etude cinematique

2.1 La puissance du moteur.

L'affuteuse de fraises sera équipée d'un moteur électrique, pour lequel il faudra déduire la puissance, celle-ci doit vaincre la puissance absorbée par l'arbre récepteur, les frottements dans les paliers et ceux dû au glissement de la courroie sur les poulies.

Les puissances perdues au cours de la transmission peuvent être traduites par des rendements.

a. Rendement dans les paliers

Etant donné que le guidage de l'arbre récepteur sera assuré par des paliers à roulement dont le rendement est élevé.

Généralement sa valeur moyenne ne dépasse pas 0,97

$$\eta_p = 0,97$$

b. Rendement de la boîte de vitesse

L'emploi d'une courroie trapézoïdale entraînera une grande surface de contact avec la gorge de la poulie et plus exactement avec les flasques des poulies. Par conséquent le rendement est élevé.

$$\eta_v = 0,96$$

c. Rendement global.

L'expression du rendement global est donné

par :

$$\eta_g = \eta_p \cdot \eta_v = 0,97 \cdot 0,96$$

$$\eta_g = 0,93$$

La puissance du moteur se déduit de la puissance engendrée par le contact meule - outil fraise, par la relation :

$$P_M = \frac{P_c}{\eta_g}$$

2.1.1 La puissance de coupe.

ELLE est dominée par la relation

$$P_c = F_c \cdot V_c.$$

où :

V_c : vitesse de coupe dépendante de la meule utilisée (m/s).

F_c : Effort de coupe (N).

P_c : Puissance de coupe (w).

2.1.2 L'effort de coupe

En raison de la très grande vitesse de

rotation de la meule en affûtage, l'effort de coupe minimale nécessaire pour l'affûtage des fraises en acier rapide ou en carbure, est estimé à 30 N

Ref [1]

e.13 vitesse circonférentielle de la meule.

En raison de la force centrifuge, il est conseillé de ne pas utiliser des vitesses supérieures aux valeurs suivantes

Meules plates et assiettes 30 m/s

Meules boisseaux 28 m/s

La puissance de coupe maximum nécessaire pour affûter les outils fraises sera appréciée en utilisant des meules plates ou assiettes

$$P_c = F_c \cdot V_c = 30 \cdot 30 = 900 \text{ W.}$$

La puissance développée par le moteur sera donc égale à :

$$P_M = \frac{P_c}{\eta_g} = \frac{F_c \cdot V_c}{\eta_g} = \frac{900}{0,93}$$

$$P_M \approx 1,3 \text{ ch.}$$

On adopte un moteur électrique de puissance supérieure à 1,3 ch, pour assurer le bon fonctionnement de la machine

soit $P_M = 2 \text{ ch}$

Pour éviter l'encombrement du moteur, on choisit un moteur ayant une puissance nominale de 2 ch et une vitesse de rotation de 2855 tr/mn.

Les caractéristiques électriques du moteur (fabrication ENEL) asynchrone sont données dans le tableau cidessous.

Puissance nominale		Désignation de la carcasse	vitesse nominale	Rendement	Facteur Puissance
KW	ch				
1.5	2	90S	2855tr/mn	78%	0,85

2.2 Les meules

une meule est un corps de révolution constitué par un ensemble de cristaux abrasifs orientés et agglomérés au moyen d'un liant (agglomérant) et qui tourne autour d'un axe animé d'une force motrice.

2.2.1. classement des abrasifs par nature.

Il ya deux catégories d'abrasifs : naturels et artificiels .

Les abrasifs naturels , comme le grès , le quartz ont néanmoins été déclassés par les abrasifs artificiels de qualité supérieurs qui garantissent une parfaite distribution de l'effort de meulage , chose impossible avec les abrasifs naturels .

2.2.1.1 Les abrasifs artificiels

a. L'oxyde d'alumine (Al_2O_3)

Il sert ordinairement au meulage des matières qui offrent une grande résistance à la traction , y compris les métaux ferreux à l'exclusion de la fonte .

b. le carbure de silicium

Il sert au meulage des matières à haute densité et basse résistance à la traction comme la fonte et les métaux non ferreux

c. le diamant synthétique

Il est utilisé dans l'atelier de mécanique pour la taille et le dressage des meules .

2.2.2 Natures de l'agglomérant ou liant

L'agglomérant est une matière liante, elle maintient ensemble les grains abrasifs de la meule.

Les fabricants de meules se servent couramment de six genres d'agglomérants.

1. VITRIFIÉ

C'est le liant le plus utilisé dans la meule. Il est résistant et lors du meulage, il se brise facilement de manière à exposer de nouveaux grains. Ce liant convient pour les meules qui servent à l'enlèvement rapide du métal.

2. Résinoïde

Dans les meules résinoïdes, les grains sont liés entre eux par des résines synthétiques.

Elles servent au tronçonnage, au dégrossissage et à la rectification cylindrique.

3. CAOUTCHOUC

Les meules à agglomérant en caoutchouc servent au dressage.

4. Gomme laque

Les meules à liant en gomme laque.

Servent à la super finition des pièces . Elles ne conviennent pas pour l'ébauchage .

5. SILICATE .

Les meules à liant en silicate ne servent que rarement dans l'industrie .

6. MÉTAL .

Les meules à liant métalliques (non-ferreux) à abrasifs en diamant servent au dressage . des matières dures .

2.2.3 Classification des meules.

une meule est classée selon deux critères

1. Dimensions .

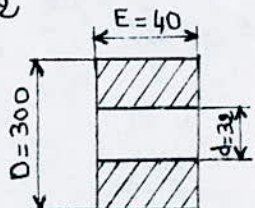
2. Spécifications de sa constitution interne .

2.2.3.1 Désignation des dimensions

Les meules sont en général désignées par trois dimensions de base indiquées dans l'ordre suivant .

D (diamètre) - E (épaisseur) d (Alésage)

Exemple : Meule plate dimensions 300 x 40 x 32



2.2.3.2 Spécifications de la constitution interne.

La spécification d'une meule comporte sept symboles énumérés obligatoirement dans l'ordre suivant.

① Nature de l'abrasif (une lettre)

A = Abrasif alumineux (Al_2O_3)

C = Abrasif silicieux

② Grosseur du grain (un chiffre)

Le chiffre exprimant la grosseur, est le nombre de grains qui mis côte à côte, font 1 inch (25,4 mm) de longueur.

Exemple : Grosseur moyenne d'un grain
N° 10

$$\frac{25,4}{10} = 2,5 \text{ mm}$$

Les numéros vont de 6 à 600.

Application

- Gros grain pour ébauche sur matières douces.
- Grain fin pour ébauche sur matières dures

③ Grade (une lettre) .

Le grade est la force avec laquelle l'agglomérant retient l'abrasif . Il est désigné par des lettres de D à Z

Une meule est dite tendre , si ses grains sont libérés rapidement . Elle convient pour usinage sur matières dures .

Si après usure , les grains restent toujours maintenus à l'agglomérant , la meule est dite dure . Elle convient pour usinage sur matières douces .

④ STRUCTURE (un chiffre)

c'est l'indice de tassement des grains
Elle est désignés par un chiffre de 0 à 12 .

des grains très tassés sont utilisés pour avoir une bonne finition .

des grains très écartés sont utilisés pour avoir un bon degagement de copeaux .

⑤ NATURE DE L'AGGLOMÉRANT (une lettre)

V = vitrifié (Argile + Feldspath)

B = Résinoïde

APPLICATION POUR LE CHOIX D'UNE MEULE

Pour l'affûtage des fraises en acier rapide, on choisit une meule dont les spécifications sont les suivantes :

- Genre d'abrasif : Fraise en acier → oxyde d'alumine (38A)
- Grosseur du grain : Le fini de la fraise doit être doux → Grain assez fin (N° 70)
- Grade : L'emploi d'une meule travaillant à froid s'impose, pour ne pas « brûler » le tranchant de la fraise → Meule moyennement tendre (J).
- STRUCTURE : bonne finition → STRUCTURE MOYENNE (N° 6)
- NATURE DE L'AGGLOMÉRANT : La plupart des machines à affûter les fraises, sont conçues pour travailler à des vitesses normalisées, il faut employer le liant vitrifié.

Désignation de la meule :

- Dimensions en mm :
- Spécifications : 38A 70 J6 - V.

2.2.4 Dimensions des meules à utiliser

Suivant la nature des travaux à exécuter les meules suivantes peuvent être utilisées (fig)

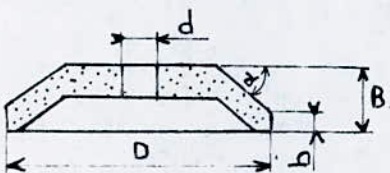
(a) Meules assiettes: $\left\{ \begin{array}{l} D = 100 \text{ mm} \\ d = 13 - 20 \text{ mm} \\ B = 12 \text{ mm} \\ b = 3 \text{ mm} \\ \alpha = 15^\circ \end{array} \right.$

(b) Meules plates ou disque $\left\{ \begin{array}{l} D = 25 \text{ à } 80 \text{ mm} \\ d = 5 \text{ à } 20 \text{ mm} \\ B = 3 \text{ à } 6 \text{ mm} \end{array} \right.$

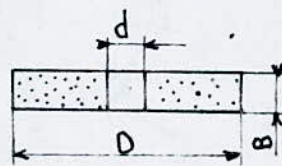
(c) Meules boisseau cylindriques $\left\{ \begin{array}{l} D = 10 \text{ à } 100 \text{ mm} \\ d = 3 \text{ à } 20 \text{ mm} \\ d_1 = 6 \text{ à } 80 \text{ mm} \\ B = 6 \text{ à } 50 \text{ mm} \\ b = 3 \text{ à } 40 \text{ mm} \end{array} \right.$

(d) Meules boisseau coniques $\left\{ \begin{array}{l} D = 80 \text{ mm} \\ d = 20 \text{ mm} \\ B = 32 \text{ mm} \\ \alpha = 20^\circ \end{array} \right.$

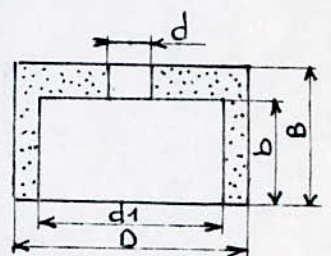
(e) Meules boisseau coniques diamantées (Finition des outils carbure) $\left\{ \begin{array}{l} D = 100 \text{ mm} \\ d = 20 \text{ mm} \\ d_1 = 80 \text{ mm} \\ B = 30 \text{ mm} \end{array} \right.$



(a)



(b)



(c)

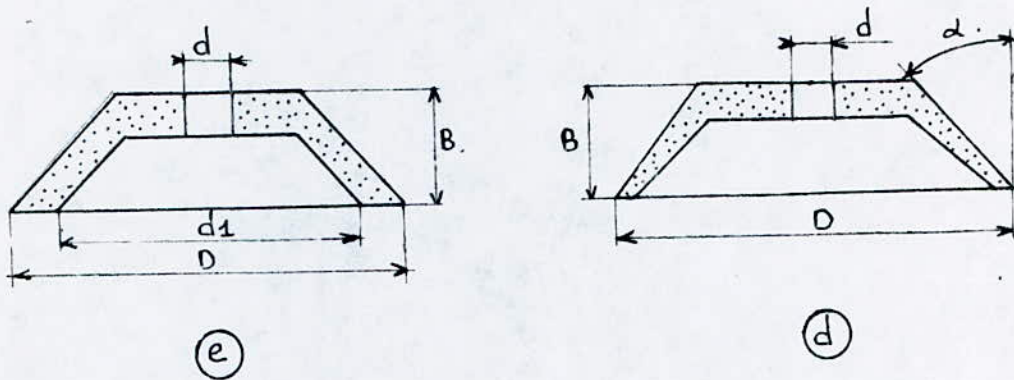


FIG.

2.2.5 vitesse circonférentielle.

La vitesse circonférentielle d'une meule depend de la nature de l'agglomérant, du grade et aussi de la forme de la meule. Une trop grande vitesse peut provoquer l'éclatement de la meule, lorsque la force de cohésion de l'agglomérant devient inférieure à la force centrifuge.

À titre indicatif, un fragment de meule de masse $M = 0,1 \text{ kg}$, dont le centre de masse est situé à une distance $R = 0,2 \text{ m}$ de l'axe de rotation (fig) et dont la vitesse linéaire $v = 30 \text{ m/s}$ serait sollicité par une force centrifuge F .

$$F = M \omega^2 R = M \frac{v^2}{R}$$

$$= M \frac{v^2}{R} = 0,1 \cdot \frac{30^2}{0,2} = 450 \text{ N}$$

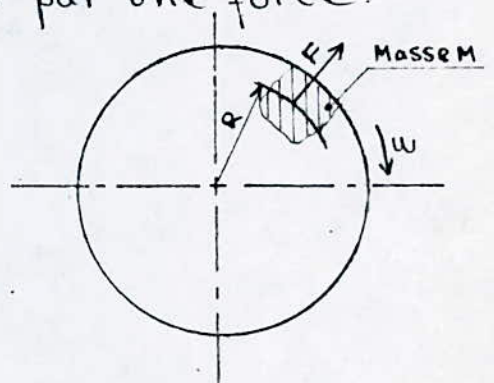


FIG:

Le tableau (2.2.5) donne les vitesses peripheriques limites d'utilisation de certains meules utilisées en affûtage.

Type de meule	Grosseur du Grain	Nature de l'agglomerant et grade					
		vitriifié et silicate			Resinoïde et caoutchouc		
		Grade Tendre	Grade Moyen	Grade dur	Grade Tendre	Grade Moyen	Grade dur
		m/s	m/s	m/s	m/s	m/s	m/s
Meules plates et assiettes	24 à 16 30 et plus fin	23	25	33	30	40	50
		28	30	33			
Boisseaux droits et coniques	24 à 16 30 et plus fin		25	28	25	35	40
			28	30	30	40	45

TABLEAU (2.2.5) vitesses circonferentielles limites d'utilisation (extrait du « code du travail »)

2.3 vitesses de broche

Pour l'affûtage des fraises en acier rapide, on emploie des meules du genre vitriifié, de grade moyennement tendre avec des grains de grosseur très fines pour une bonne finitions des arêtes de coupe.

En consultant le tableau (2.2.5), on remarque que la vitesse circonferentielle limite est de 30m/s.

• Pour une vitesse de broche normalisée de 2810 tr/mn et une meule de diamètre de 100 mm, la vitesse périphérique serait égale à :

$$V = \frac{\pi D N_{R1}}{60 \cdot 10^3} = \frac{\pi \cdot 100 \cdot 2810}{60 \cdot 10^3} \approx 15 \text{ m/s} < 30 \text{ m/s}$$

• Pour une vitesse de broche normalisée de 4540 tr/mn et une meule de diamètre de 80 mm, la vitesse périphérique de la meule serait égale à :

$$V = \frac{\pi D N_{R2}}{60 \cdot 10^3} = \frac{\pi \cdot 80 \cdot 4540}{60 \cdot 10^3} = 19 \text{ m/s} < 30 \text{ m/s}$$

2.4. choix de la boîte de vitesse

la boîte de vitesse se compose de 2 groupes principaux :

- un moteur électrique qui permet d'obtenir à la broche, deux vitesses de rotation.
- une transmission par courroie.

Le fait de choisir une transmission par courroie est dû aux avantages de celle-ci :

- La disponibilité des courroies sur le marché
- Usinage facile des poulies.
- Amortissement des chocs ; des vibrations
- Masse linéique petite

2.5 Calcul de la transmission par courroie.

2.5.1 Nature de la machine . correction de la puissance

Pour tenir compte des à-coups de fonctionnement et des irrégularités de couple soit moteur, soit résistant il faut majorer la puissance du moteur en la multipliant par un coefficient S appelé facteur de service ; pouvant atteindre 200% dans certains cas.

La puissance corrigée ainsi est appelée, est donnée par la formule :

$$P_{cor} = S \cdot P$$

où

P : Puissance du moteur électrique

Le tableau (2.5.1) permet d'obtenir la valeur du facteur de service S suivant le cas rencontré en industrie.

Machines Motrices	conditions de fonctionnement (1)								
	8h/jour			16h/jour			24h/jour		
	U	V	TV	U	V	TV	U	V	TV
Moteur électrique à couple de démarrage normal	1	1,12	1,25	1,12	1,25	1,40	1,48	1,32	1,50
Moteur électrique à couple de démarrage fréquents ou inversions de sens fréquents	1,12	1,25	1,40	1,25	1,40	1,60	1,32	1,40	1,72

(1) U : couple uniforme V : couple variable TV : C. Très variable

Tableau (2.5.1) [D'après Kléber industrie]

conditions de fonctionnement de l'affuteuse de fraises

- Moteur électrique à démarrage normal.
- Fonctionnement 8h/jour à couple variable (V)

Le tableau (2.5.1) nous donne un facteur de service

$$S = 1,12.$$

D'où $P_{cor} = S \cdot P = 1,12 \cdot 1500 = 1680 \text{ W}$

2.5.2 choix du type de courroie

Les courroies trapézoïdales sont les plus utilisées dans l'industrie et ceci est dû aux avantages qu'elles offrent :

- une grande résistance à la traction due à leur mode de construction.
- une adhérence élevée, donc une sécurité de marche.
- La souplesse de la courroie permet d'utiliser des poulies de petits diamètres.
- Un rendement élevé (pouvant atteindre 96%)
- une vitesse linéaire pouvant atteindre 35 m/s
- Une durée de vie raisonnable (bonnes résistances à la fatigue et à l'usure).

Toutes les qualités citées, nous ont amenés à choisir une courroie trapézoïdale.

Le tableau (2.5.2) nous permis de déterminer les sections recommandées des courroies trapézoïdales classiques, en fonction de la puissance à transmettre et des diamètres minimales des poulies

Designation	Largeur a (mm)	Epaisseur b (mm)	Puissance transmise (KW)	Diamètres normalisés des poulies (mm)
A	13	8	0,1 à 3,6	75
B	17	11	0,5 à 7,2	125
C	22	14	0,7 à 15	200

TABLEAU (2.5.2) sections recommandées des courroies trapézoïdales (Norme ISO)

Compte tenu de la puissance à transmettre ($P = 1,5 \text{ KW}$) et en choisissons des poulies de faibles diamètres pour éviter l'encombrement, on choisira dans le tableau (2.5.2), une courroie de type A et dont les dimensions sont données sur la fig (2.5.2).

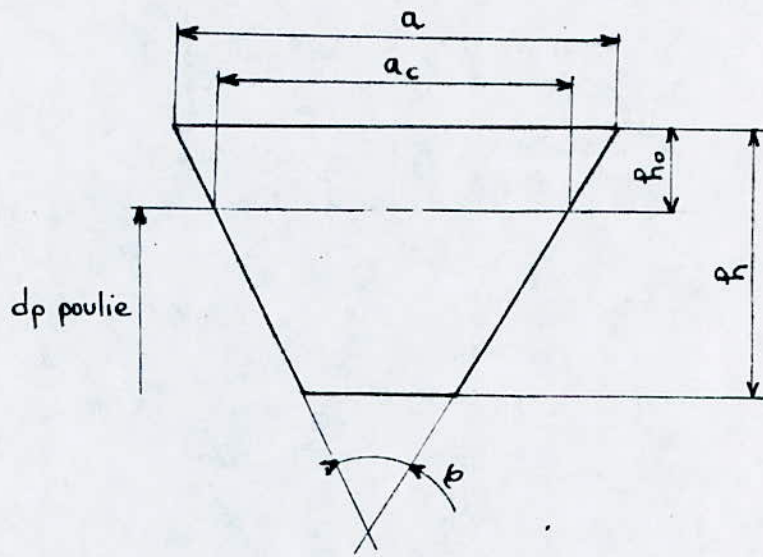


FIG (2.5.2)

Dimensions normalisées :

$$\begin{cases} a_c = 11 \text{ mm} \\ h_0 = 2,75 \text{ mm} \\ h = 8 \text{ mm} \\ \psi = 34^\circ \end{cases}$$

$$a = 2 h_0 \operatorname{tg} \frac{\psi}{2} + a_c$$

$$a = 12.68 \text{ mm} \approx 13 \text{ mm}$$

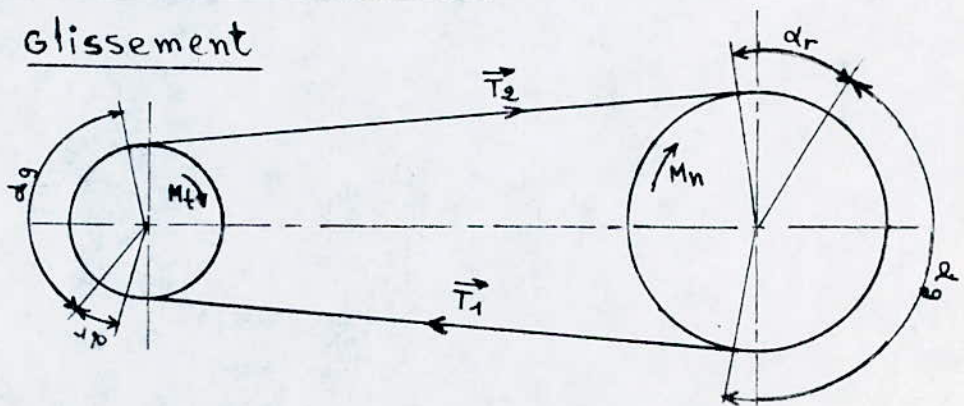
soit S , la section de la courroie

$$S = (a - h \operatorname{tg} \frac{\psi}{2}) \cdot h$$

$$S = 0,844 \text{ cm}^2$$

2.6 Dimensionnement des poulies

2.6.1. Glissement



L'organe de traction d'une transmission par courroie est caractérisé par une flexibilité élastique. Il en résulte donc un glissement sur les poulies.

En effet, le glissement est inévitable là où les vitesses des surfaces en contact de la courroie et de la poulie ne sont pas les mêmes, du fait que la courroie attaque la poulie menante avec la vitesse v_1 et la quitte avec la vitesse v_1' , alors que la vitesse sur la jante de la poulie est constante (v_1). Ce glissement résulte donc de l'élasticité de la courroie.

Des recherches expérimentales ont démontrés que, dans une transmission normale, le glissement élastique n'affecte pas toute la surface de contact. Sur chaque poulie, l'arc embrassé total α se compose de deux parties, l'arc de glissement α_g et l'arc de repos α_r sur lequel le glissement n'a pas lieu. Sur les deux poulies, l'arc de repos α_r se trouve du côté du brin attaquant la poulie et l'arc de glissement α_g du côté du brin quittant la poulie. À mesure que la charge $F (F = T_1 - T_2)$ augmente, l'arc de glissement α_g augmente lui aussi au détriment de l'arc de repos α_r .

En surchage, le glissement affecte tout l'arc embrassé ($\alpha = \alpha_r + \alpha_g$), dans ces conditions le glissement élastique se transforme en patinage qui est un phénomène nocif.

Compte tenu du glissement élastique, les vitesses périphériques sont définies par les conditions suivantes :

$$v_2 = v_1 - v_1 g = v_1 (1 - g) \quad (1)$$

où g : Le coefficient de glissement de la courroie.

d'où :
$$D N_R = d N_m (1 - g) \Rightarrow \frac{N_m}{N_R} = \frac{D}{d(1 - g)} \quad (2)$$

où $\frac{N_m}{N_R} = i$: Rapport de la transmission

D : diamètre de la poulie receptrice.

d : diamètre de la poulie motrice.

Pour les courroies trapézoïdales, il est recommandé de prendre $g = [0,5 \div 1] \%$

on choisit $g = 1 \%$

2.6.2 calcul des diamètres des poulies

Pour une courroie de type A (13x8), il est recommandé un diamètre minimal des poulies égal à $d_{\min} = 75 \text{ mm}$.

1^{er} Etage .

on choisit un diamètre normalisé $D_1 = 80 \text{ mm}$ pour la poulie receptrice .

De l'équation (2), on tire le diamètre de la poulie motrice d_1 :

$$u_1 = \frac{N_m}{N_{R1}} = \frac{D_1}{d_1(1-g)} \Rightarrow d_1 = \frac{N_{R1}}{N_m} \frac{D_1}{(1-g)}$$
$$d_1 = \frac{2810}{2855} \frac{80}{(1-0,01)} = 79,53 \text{ mm.}$$

on adopte un diamètre normalisé , $d_1 = 80 \text{ mm}$

2^{eme} Etage

on choisit un diamètre normalisé $D_2 = 75 \text{ mm}$ pour la poulie receptrice .

D'où

$$d_2 = \frac{N_{R2}}{N_m} \frac{D_2}{(1-g)}$$
$$d_2 = \frac{4540}{2855} \frac{75}{(1-0,01)} = 120,47 \text{ mm.}$$

on adopte un diamètre normalisé $d_2 = 125 \text{ mm}$.

2.6.3 Entraxe et longueur de la courroie

L'allongement de la courroie après un certain temps d'utilisation nécessite un réglage de l'entraxe .

On doit donc prévoir :

- pour le montage $\Delta A = -0,015L$
- pour la tension $\Delta A = +0,03L$

où L représente la longueur de la courroie.

Pour des raisons d'encombrement et possibilité de montage, l'entraxe doit être largement supérieur à la demie somme des diamètres des deux poulies.

Soit à estimer l'entraxe A et le recalculer après : $A = 350 \text{ mm}$.

Pour le bon fonctionnement du variateur de vitesse ou boîte de vitesse, on a été amené à conserver la longueur de la courroie, puisque c'est la même courroie qu'on fait déplacer d'un étage à un autre.

La longueur de la courroie est donnée par la relation suivante.

$$L = 2A + \frac{\pi}{2} (D + d) + \frac{(D - d)^2}{4A} \quad (3)$$

1^{er} Etage :

$$L_1 = 2A + \frac{\pi}{2} (D_1 + d_1) + \frac{(D_1 - d_1)^2}{4A}$$

$$i_1 = \frac{D_1}{d_1(1 - q)}$$

2^{ème} Etage :

$$L_2 = 2A + \frac{\pi}{2} (D_2 + d_2) + \frac{(D_2 - d_2)^2}{4A}$$

$$i_2 = \frac{D_2}{d_2(1 - q)}$$

$$\text{or } L_1 = L_2 = L \Rightarrow L_1 - 2A = L_2 - 2A = L - 2A \quad (1')$$

$$(1') \Rightarrow \frac{\pi}{2} (D_1 + d_1) + \frac{(D_1 - d_1)^2}{4A} = \frac{\pi}{2} (D_2 + d_2) + \frac{(D_2 + d_2)^2}{4A} = L - 2A$$

En fonction des rapports de transmission i_1 et i_2 ,

il vient :

$$L - 2A = \frac{\pi}{2} [1 + i_1(1 - g)] d_1 + \frac{[1 - i_1(1 - g)]^2}{4A} d_1^2$$

Sachant que :

$$\left. \begin{array}{l} A = 350 \text{ mm} \\ d_1 = 80 \text{ mm} \\ i_1 = 1,01 \\ g = 0,01 \end{array} \right\} \Rightarrow L = 951,31 \text{ mm.}$$

On adopte donc une longueur normalisée $L = 990 \text{ mm}$ (voir tableau (2.6.3)) et à partir de cette dernière, on recalcule l'entraxe A .

De la relation (3), on établit une équation du second degré en A .

$$8A^2 + A [2\pi(D_1 + d_1) - 4L] + (D_1 - d_1)^2 = 0$$

La résolution de cette équation, nous donne la valeur exacte de l'entraxe.

$$\text{avec : } \left\{ \begin{array}{l} L = 990 \text{ mm} \\ D_1 = 80 \text{ mm} \\ d_1 = 80 \text{ mm} \end{array} \right.$$

$$\text{On obtient : } A = 369,33 \text{ mm} \Rightarrow A \approx 369 \text{ mm}$$

Entraxe maximum : $A_{max} = A + 3\%L$
 $= 369 + 0,03 \cdot 990 = 398,7 \text{ mm}$
 $A_{max} \simeq 398 \text{ mm}$

Entraxe minimum : $A_{min} = A - 1,5\%L$
 $= 369 - 0,015 \cdot 990 = 354,15 \text{ mm}$
 $A_{min} \simeq 354 \text{ mm}$

Z 10 x 6	A 13 x 8	B 17 x 11	C 22 x 14
405	630	930	1565
475	700	1000	1760
530	790	1100	1950
625	890	1210	2195
700	990	1370	2420
780	1100	1560	2715
920	1250	1760	2880
1080	1430	1950	3080
1330	1550	2180	3520
1420	1640	2300	4060
1540	1750	2500	4600
	1940	2700	5380
	2050	2870	6100
	2200	3200	6815
	2300	3600	7600
	2480	4060	9100
	2700	4430	10700
		4820	
		5370	
		6070	

TABLEAU (2.6.3) Longueurs de référence normalisées en millimètres, de courroies trapézoïdales classiques (Norme ISO 4184)

2.6.4 Arc embrassé par la courroie sur la petite poulie

L'arc embrassé doit être le plus grand possible. Il est recommandé de choisir un angle $\alpha \geq 130^\circ$ tel que:

$$\alpha = 180 - \frac{D - d}{A} \cdot 57$$

1^{er} Etage :

$$D_1 = 80 \text{ mm} \quad d_1 = 80 \text{ mm}$$

$$\text{d'où } \alpha_1 = 180^\circ \quad \text{soit } \alpha_1 = \pi \text{ rd.}$$

2^{ème} Etage :

$$D_2 = 125 \text{ mm} \quad d_2 = 75 \text{ mm}$$

$$\text{d'où } \alpha_2 = 172,27^\circ \quad \text{soit } \alpha_2 = 3 \text{ rd}$$

2.6.5 Vitesse périphérique de la courroie

La vitesse périphérique théorique de la courroie est :

$$v_1 = D_2 \frac{\pi N_m}{60 \cdot 10^3} = 125 \cdot \frac{\pi \cdot 2855}{6 \cdot 10^4} = 18,68 \text{ m/s}$$

La vitesse périphérique réelle de la courroie sera modifiée à cause du glissement fonctionnel

$$v_2 = v_1 (1 - g) = 18,68 (1 - 0,01) = 18,49 \text{ m/s}$$

soit v'_2 la vitesse périphérique désirée

sur la poulie receptrice

$$v'_2 = d_2 \frac{\pi N_{re}}{60 \cdot 10^3} = 75 \cdot \frac{\pi \cdot 4540}{6 \cdot 10^4} = 17,83 \text{ m/s}$$

L'erreur relative sur la vitesse sera :

$$\frac{\Delta v_2}{v_2} = \frac{v_2 - v'_2}{v_2} = \frac{18,49 - 17,83}{18,49} = 0,0357 = 3,57\%$$

L'erreur relative trouvée est très faible, on peut donc accepter la valeur réelle de la vitesse périphérique.

2.6.6 Nombre de passages

$$Z = \frac{v_r}{L}$$

où

v_r : vitesse périphérique réelle de la courroie

L : Longueur de la courroie

$$Z = \frac{18,49}{0,99} = 18,67 \text{ s}^{-1}$$

Pour assurer une durée de vie satisfaisante à la courroie, il faut tenir compte de la fatigue causée par la flexion répétée, due à son enroulement et à son déroulement sur les poulies, pour cela le nombre de passage pour les courroies trapézoïdales doit être dans l'intervalle $Z = 10 \div 20$.

chapitre 3 étude dynamique

3.1 Efforts périphériques agissants sur la courroie

1^{er} Etage :

- sur la poulie motrice ($d_1 = 80 \text{ mm}$)

$$F_1 = \frac{P_{\text{cor}}}{v_1} = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot P_{\text{cor}}}{\pi d_1 \cdot N_m} \quad N_m = 2855 \text{ tr/mn}$$

$$F_1 = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot 1680}{\pi \cdot 80 \cdot 2855} = 140,48 \text{ N}$$

- Sur la poulie receptrice ($D_1 = 80 \text{ mm}$)

$$F'_1 = \eta_v \cdot F_1 = 0,96 \cdot 140,48$$

$$F'_1 = 134,86 \text{ N}$$

2^{ème} Etage :

- sur la poulie motrice ($d_2 = 125 \text{ mm}$)

$$F_2 = \frac{P_{\text{cor}}}{v_2} = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot P_{\text{cor}}}{\pi d_2 \cdot N_m}$$

$$F_2 = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot 1680}{\pi \cdot 125 \cdot 2855} = 89,9 \text{ N}$$

- Sur la poulie receptrice ($D_2 = 75 \text{ mm}$)

$$F'_2 = \eta_v \cdot F_2 = 0,96 \cdot 89,9 = 86,31 \text{ N}$$

Remarque : L'arbre receptrice est beaucoup plus sollicité lorsque la courroie se trouve sur le 1^{er} étage, car l'effort périphérique F'_1 est maximum

$$F'_1 = 134,86 \text{ N}$$

3.2 Choix du matériau des poulies

Les poulies peuvent être moulées en fonte ou en alliage d'aluminium ou soudées en acier.

Pour des raisons de légèreté, on choisit des poulies en alliages d'Aluminium (AU46). Un autre avantage de cet alliage d'aluminium est la réduction des pertes d'énergie au démarrage et surtout pour des machines avec arrêt et mise en marche fréquents.

Les caractéristiques de ce matériau sont :

- charge de rupture à la traction : $\sigma_t = 42 \text{ daN/mm}^2$
- charge de rupture à la compression : $\sigma_c = 42 \text{ daN/mm}^2$
- Limite élastique à la traction : $R_{et} = 28 \text{ daN/mm}^2$
- Limite élastique à la compression : $R_{ec} = 28 \text{ daN/mm}^2$
- Module d'élasticité longitudinal : $E = 7200 \text{ daN/mm}^2$
- Poids spécifique : $\gamma = 2,8 \text{ kg/dm}^3$

3.3 Vérification à la résistance, de la jante

Les contraintes dans une jante annulaire, dues aux forces centrifuges, sont déterminées par la relation suivante :

$$\sigma = \frac{\gamma v^2}{10g}$$

La condition de résistance de la jante, à ces contraintes sera donc :

$$\sigma = \frac{\gamma v^2}{10g} \leq \sigma_{\text{tad}} \quad (4)$$

où

σ_{tad} : La contrainte admissible à la traction

$$\sigma_{\text{tad}} = \frac{R_{\text{et}}}{S} \quad \text{avec } S = \text{coefficient de sécurité}$$

En prenant $S = 4$

$$\sigma_{\text{tad}} = \frac{28}{4} \approx 7 \text{ kgf/mm}^2.$$

De l'équation (4), on tire : $v_{\text{max}} \approx 10 \sqrt{\frac{\sigma_{\text{tad}}}{\gamma}}$

v_{max} est donc la vitesse maximale admissible sur la jante de la poulie

$$v_{\text{max}} \approx 10 \sqrt{\frac{700}{2,8 \cdot 10^{-3}}} = 50 \text{ m/s}$$

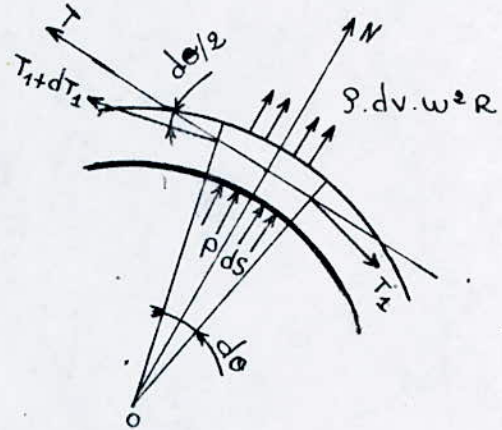
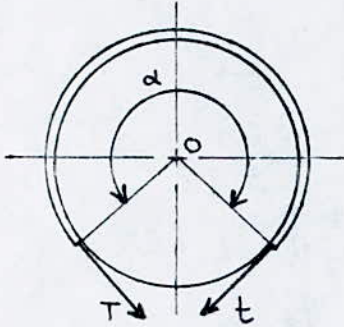
La vitesse maximale admissible ($v_{\text{max}} = 50 \text{ m/s}$) sur la jante de la poulie est nettement supérieure à la vitesse fonctionnelle de la poulie ($v_1 = 18,68 \text{ m/s}$), la poulie résiste donc bien.

3.4 Relation entre les tensions T et t sur la poulie

Isolons le système matériel suivant

Poulie réceptrice + une portion de courroie
et faisons le bilan des efforts suivants les axes

perpendiculaires T et N .



T : tension du brin tendu dans la poulie

t : tension du brin mou dans la poulie

Soit

ρ : La masse volumique de la courroie

ds : un element de la surface de contact

$ds = b \cdot R d\alpha$ (b , la largeur de la courroie)

dv : un element de volume de la courroie

$dv = b \cdot R d\alpha \cdot e$ (e , l'epaisseur de la courroie)

P : pression de contact, ..

f : Coefficient d'adhérence.

Appliquons le théorème du centre de gravité (Nous avons là un problème de statique du point)

Projection sur l'axe T

$$(T_1 + dT_1) \cos \frac{d\theta}{2} - T_1 \cos \frac{d\theta}{2} - p f b R d\theta = 0$$

or $d\theta$ est petit, nous aurons donc :

$$dT_1 = p f \cdot R b d\theta \quad (5)$$

Projection sur l'axe N

$\rho b R d\theta + \rho b R^2 \omega^2 e d\theta - T_1 \cdot \sin \frac{d\theta}{2} - (T_1 + dT_1) \sin \frac{d\theta}{2} = 0$
puisque $d\theta$ est petit et $(dT_1 \sin \frac{d\theta}{2})$ est d'ordre supérieure.

Nous obtenons : $T_1 - \rho b R^2 \omega^2 e = \rho b R$ (6)

En faisant le rapport de (5) sur (6) et en intégrant de 0 à α , on obtient :

$$\int_t^T \frac{dT_1}{T_1 - \rho b R^2 \omega^2 e} = \int_0^\alpha f d\theta.$$

soit $T - \rho b e \omega^2 R^2 = (t - \rho b e \omega^2 R^2) e^{f\alpha}$ (7)

3.5 Calcul de Résistance de la courroie

- contrainte de traction dans le brin tendu.

$$\sigma_t = \frac{T}{S} \quad (S = \text{section de la courroie})$$

- contrainte due à la flexion de la courroie

$$\sigma_f = \frac{E \cdot R}{2R} \quad E : \text{Module d'élasticité}$$

- contrainte due à la force centrifuge.

$$\sigma_c = \rho v^2 \quad \rho : \text{Masse volumique de la courroie.}$$

La contrainte maximale doit être inférieure ou égale à la contrainte maximale admissible

soit $\sigma_{\max} = \sigma_t + \sigma_f + \sigma_c \leq \sigma_0$.

ou bien $\frac{T}{S} + \frac{E \cdot R}{2R} + \rho v^2 \leq \sigma_0 \quad (8)$.

3.6 Determination du nombre de courroie

La détermination du nombre entier de courroies peut se faire en se plaçant sur l'une ou l'autre des poulies.

$$n_c = \frac{C'}{C} = \frac{\text{couple agissant sur la broche}}{\text{couple que peut transmettre la courroie}}$$

De l'équation (8), on tire :

$$T = \left(\sigma_0 - \frac{E R}{2R} - \rho v^2 \right) (S)$$

Choisissons une courroie du type « TEXTROPE »

dont les caractéristiques sont

- Module d'élasticité longitudinal : $E = 400 \text{ daN/cm}^2$
- contrainte admissible : $\sigma_0 = 80 \text{ daN/cm}^2$
- Masse volumique de la courroie : $\rho = 1,2 \text{ kg/dm}^3$

En se plaçant au 2^{ème} étage, sur la poulie réceptrice de diamètre ($D = 2R = 75 \text{ mm}$), on obtient

donc :

$$T = \left(80 - \frac{400 \cdot 8}{75} - 1,2 \cdot 10^{-2} (18,68)^2 \right) (0,844)$$

$$T = 279,75 \text{ N}$$

Nous avons déjà déterminé l'équation :

$$T - \rho a R v^2 = (t - \rho a R v^2) e^{f\alpha} \quad (7)$$

Le coefficient d'adhérence réduit f , des courroies trapézoïdales est égale à :

$$f = \frac{f'}{\sin \frac{\alpha_0}{2}} = \frac{0,2}{\sin \frac{34^\circ}{2}} \approx 0,6$$

L'arc embrassé par la courroie sur la poulie receptrice de diamètre ($D = 75 \text{ mm}$) est égale à :

$$\begin{aligned} \alpha &= 180 - \frac{D_2 - d_2}{A} \cdot 57 \\ &= 180 - \frac{125 - 75}{369} \cdot 57 \end{aligned}$$

$$\alpha = 172,27^\circ \text{ soit } \alpha = 3 \text{ rd} \Rightarrow e^{f\alpha} = 6,05$$

d'où

$$\begin{aligned} \rho a R w^2 R^2 &= \frac{1,2 \cdot 10^3}{10^6} \cdot 8 \cdot 13 \cdot (475,42)^2 \cdot (37,5 \cdot 10^{-3})^2 \\ &= 39,66 \text{ N} \end{aligned}$$

Alors de l'équation (7) on tire :

$$t = \rho a R w^2 R^2 + \frac{T - \rho a R w^2 R^2}{e^{f\alpha}}$$

$$t = 39,66 + \frac{279,75 - 39,66}{6,05}$$

$$t = 79,34 \text{ N}$$

Le couple que peut donc transmettre la courroie est égale à :

$$C = (T - t)R = (279,75 - 79,34) \cdot 0,0375$$

$$C = 7,51 \text{ N.m.}$$

Le couple qui agit sur l'arbre receptrice est

égal à

$$C' = \frac{\eta_v \cdot P_{cor}}{\omega}$$

$$\eta_v = 0,96 \quad ; \quad P_{cor} = 1680 \text{ W} \quad ; \quad \omega = 475,4 \text{ rd/s}$$

d'où

$$C' = \frac{\eta_v \cdot P_{cor}}{\omega} = \frac{0,96 \cdot 1680}{475,4}$$

$$C' = 3,39 \text{ N.m.}$$

Par suite, le nombre de courroie qu'il faudra pour transmettre ce couple est :

$$n_c = \frac{C'}{C} = \frac{3,39}{7,51}$$

$$n_c = 0,45 \quad \text{soit } 1 \text{ courroie}$$

3.7 calcul des tensions.

Le principe de calcul se base sur les formules de PONCELET et d'Euler. Ce calcul est très important c'est sur sa base qu'on va dimensionner l'arbre receveur et les roulements.

• Euler : Les tensions de part et d'autre d'un lien flexible sont liées par la relation suivante

$$T = t e^{f\alpha} \quad (9)$$

• PONCELET : La somme des tensions dans le brin tendu et le brin mou reste constante

$$T + t = 2T_0 \quad (10)$$

Avec T_0 : tension de pose ($t < T_0 < T$)

• De même les tensions T, t sont liées à

l'effort F à transmettre par la relation suivante

$$F = T - t \quad (11)$$

Des relations (9), (10), (11), on détermine les tensions T, t, T_0 .

$$T = F \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} \quad (12)$$

$$t = F \frac{1}{e^{f\alpha} - 1} \quad (13)$$

$$T_0 = \frac{F}{2} \frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \quad (14)$$

où

α représente, l'arc embrassé par la courroie sur la petite poulie de diamètre ($d = 80 \text{ mm}$) du 1^{er} Etage et $F = F'_1 = 134,86 \text{ N}$

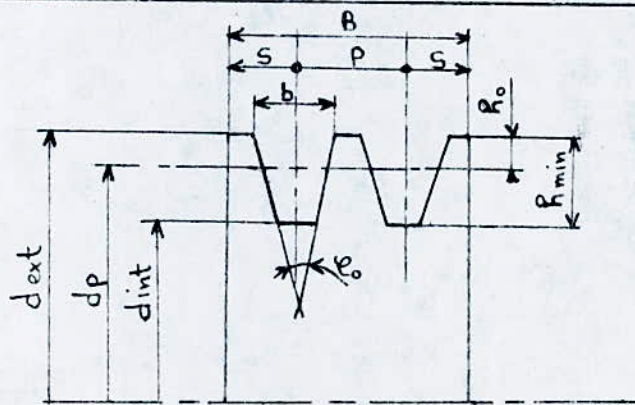
En remplaçant F par F'_1 dans les formules (12), (13) (14), on obtient :

$$T = 159 \text{ N}$$

$$t = 24,17 \text{ N}$$

$$T_0 = 91,6 \text{ N}$$

3.8 Dimensions de la gorge de la poulie



Dimensions normalisées

$$\left\{ \begin{array}{l} S = 9 \text{ mm} \\ P = 15 \text{ mm} \\ \rho_o = 34^\circ \\ h_o = 2,75 \text{ mm} \\ h_{\min} = 11,45 \text{ mm} \end{array} \right.$$

B : Largeur de la poulie

$$B = (z - 1)P + 2S$$

z : Nombre de gorge.

$$B = (2 - 1) \cdot 15 + 2 \cdot 9$$

$$B = 33 \text{ mm}$$

a : Largeur de la courroie

$$b = a = 13 \text{ mm}$$

1^{er} Etage

Poulie motrice

$$- d_{1\text{ext}} = d_{1p} + 2h_o$$

$$= 80 + 2 \cdot 2,75 \approx 85 \text{ mm}$$

$$- d_{1\text{int}} = d_{1\text{ext}} - 2h_{\min} \approx 63 \text{ mm}$$

2^e Etage

Poulie motrice

$$- d_{2\text{ext}} = d_{2p} + 2h_o$$

$$= 125 + 2 \cdot 2,75 \approx 130 \text{ mm}$$

$$- d_{2\text{int}} = d_{2\text{ext}} - 2h_{\min} \approx 108 \text{ mm}$$

1^{er} Etage

Poulie réceptrice

$$- D_{1\text{ext}} = D_{1p} + 2h_o$$

$$= 80 + 2 \cdot 2,75$$

$$D_{1\text{ext}} \approx 85 \text{ mm}$$

$$- D_{1\text{int}} = D_{1\text{ext}} - 2h_{\min} \\ \approx 63 \text{ mm}$$

2^e Etage

$$- D_{2\text{ext}} = D_{2p} + 2h_o$$

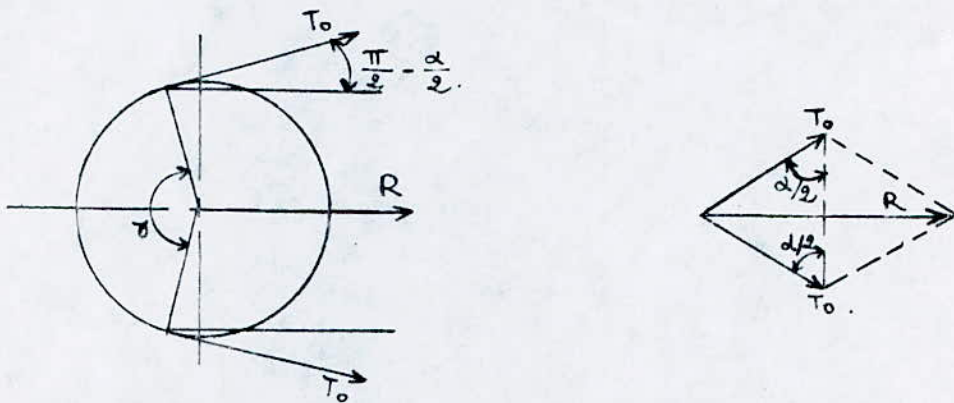
$$= 75 + 2 \cdot 2,75$$

$$\approx 80 \text{ mm}$$

$$- D_{2\text{int}} = D_{2\text{ext}} - 2h_{\min} \approx 58 \text{ mm}$$

3.3 Dimensionnement de l'arbre receveur

La sollicitation qu'exerce une transmission par courroie sur un arbre est égale à la somme géométrique des tensions des brins.



D'après la figure, la résultante R qui s'exerce sur l'arbre est égale à

$$\left. \begin{array}{l} R = 2T_0 \sin \frac{\alpha}{2} \\ \alpha = 180^\circ \\ T_0 = 91,6 \text{ N} \end{array} \right\} \rightarrow R = 183,2 \text{ N}.$$

3.3.1 Détermination des moments fléchissants

I. PLAN VERTICAL

Les efforts agissants sur l'arbre dans le plan vertical sont :

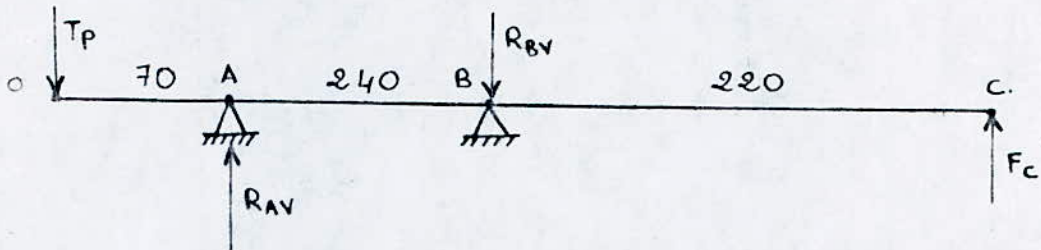
- L'effort de coupe moyen F_c dû à l'action de la meule sur la fraise, et il est égale à :

$$F_c = \frac{60 \eta_v \cdot P_{cor}}{\pi d \cdot N_R} \approx 97 \text{ N}.$$

d : Diamètre de la meule

- Le poids des poulies estimé à $T_p = 5\text{ N}$

a. Reactions sur les appuis



conditions d'équilibre :

- $\sum F_{ext} = 0 \Rightarrow R_{AV} + F_c = T_p + R_{BV}$

d'où $R_{AV} = R_{BV} - T_p - F_c$

soit $R_{BV} = R_{AV} + 102$

- $\sum \text{Moments/B} = 0 \Rightarrow T_p \cdot 310 - R_{AV} \cdot 240 + F_c \cdot 220 = 0$

d'où $R_{AV} = 95,37\text{ N}$

et $R_{BV} = 197,37\text{ N}$

b. Moments flechissants.

Zone OA : $0 \leq x \leq 70$

$$M_{fv}(x) = T_p \cdot x \Rightarrow M_{fv}(70) = 5 \cdot 70 \cdot 10^{-3} = 0,35\text{ N.m}$$

Zone AB : $70 \leq x \leq 310$

$$M_{fv}(x) = T_p \cdot x - R_{AV} (x - 70)$$

d'où $M_{fv}(310) = 5 \cdot 0,31 - 95,37 \cdot 0,24$

$$M_{fv}(310) = -21,34\text{ N.m}$$

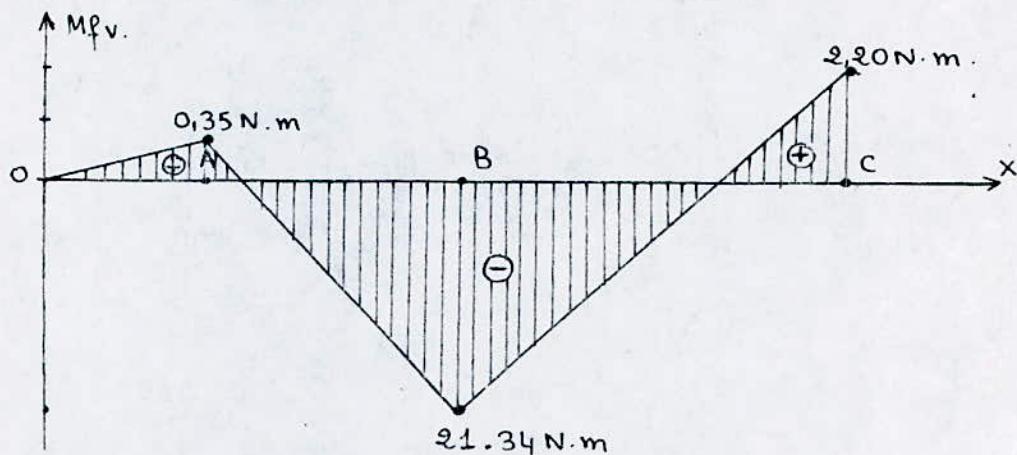
Zone BC : $310 \leq x \leq 530$

$$M_{fv}(x) = T_p \cdot x - R_{AV} (x - 70) + R_{BV} (x - 310)$$

d'où $M_{fv}(530) = 5 \cdot 0,53 - 95,37 \cdot 0,46 + 197,37 \cdot 0,22$

Soit $M_{pv}(530) = 2,20 \text{ N.m}$

c - Diagramme des moments flechissants.



II - PLAN HORIZONTAL

Les efforts agissant sur l'arbre dans le plan horizontal sont :

- L'effort R dû aux tensions de la courroie $R = 183,2 \text{ N}$
- Les réactions des appuis à roulement
- L'effort de pénétration radial F_p qui est relié à l'effort de coupe par la relation :

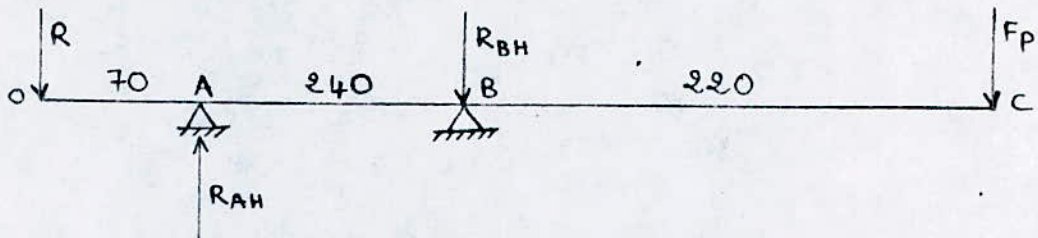
$$F_p = \frac{F_c}{K} \quad \text{avec } K : \text{coefficient d'abrasion}$$

variable selon l'état
de la meule et ses
caractéristiques

En affutage des fraises, la valeur moyenne du coefficient d'abrasion K est estimée à 3. (valeur expérimentale).

$$\text{d'où } F_p = \frac{97}{3} \approx 32 \text{ N}$$

a - Reactions sur les appuis



conditions d'équilibre :

• $\sum F_{ext} = 0 \Rightarrow R + F_p + R_{BH} = R_{AH}$

d'où $R_{BH} = R_{AH} - 215,2$

• $\sum \text{Moments}/B = 0 \overset{+}{\Rightarrow} R \cdot 310 - R_{AH} \cdot 240 - F_p \cdot 220 = 0$

d'où $R_{AH} = 207,3 \text{ N}$

et $R_{BH} = -7,9 \text{ N} \uparrow +$

b - Moments fléchissant

Zone OA $0 \leq x \leq 70$

$M_{fH}(x) = R \cdot x \Rightarrow M_{fH}(70) = 183,2 \cdot 70 \cdot 10^{-3} = 12,82 \text{ N.m}$

Zone AB $70 \leq x \leq 310$

$M_{fH}(x) = R \cdot x - R_{AH}(x - 70)$

d'où $M_{fH}(310) = 183,2 \cdot 0,31 - 207,3 \cdot 0,24$

$M_{fH}(310) = 7,04 \text{ N.m}$

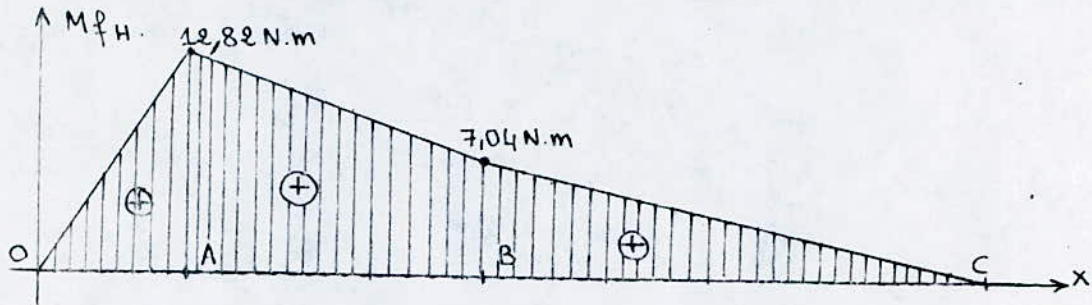
zone BC : $310 \leq x \leq 530$

$M_{fH}(x) = R \cdot x - R_{AH}(x - 70) + R_{BH}(x - 310)$

d'où $M_{fH}(530) = 183,2 \cdot 0,53 - 207,3 \cdot 0,46 - 7,9 \cdot 0,22$

$M_{fH}(530) = 0$

c Diagramme des moments flechissants



3.9.2 calcul des moments de flexion composés

- $M_f(0) = 0$
- $M_f(A) = \sqrt{M_{fV}^2(A) + M_{fH}^2(A)} = 12,82 \text{ N.m}$
- $M_f(B) = \sqrt{M_{fV}^2(B) + M_{fH}^2(B)} = 22,47 \text{ N.m}$
- $M_f(C) = M_{fV}(C) = 2,20 \text{ N.m}$

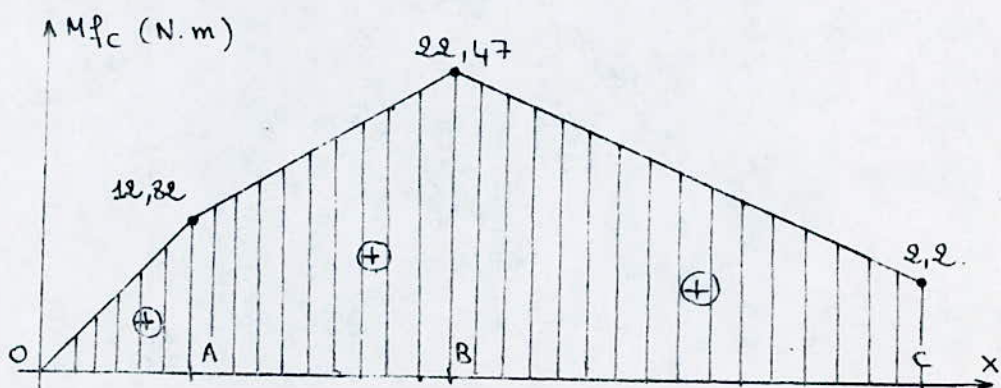
3.9.3 calcul du moment de torsion

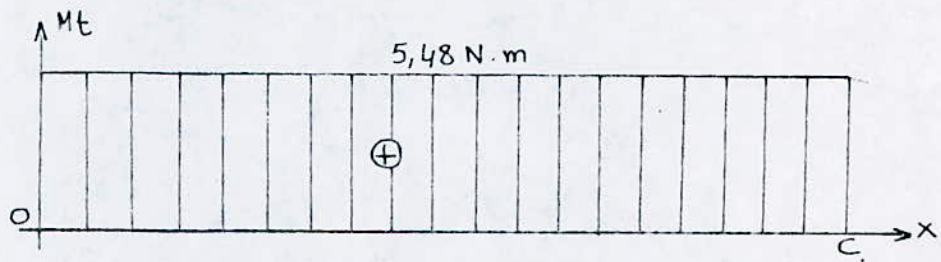
$$M_t = \frac{\mu_v \cdot P_{cor}}{\omega}$$

$$\omega = \frac{2\pi N}{60} \quad \text{avec } N = 2810 \text{ tr/mn} ; P_{cor} = 1680 \text{ W} ; \mu_v = 0,96$$

$$\text{D'où } M_t = \frac{0,96 \cdot 1680 \cdot 30}{\pi \cdot 2810} = 5,48 \text{ N.m.}$$

3.9.4 Diagramme des moments de flexion composés et du moment de torsion





3.9.5 calcul du diamètre minimum de l'arbre.

a. Matériau.

Pour le matériau de l'arbre, on choisit de l'acier doux (A35) de limite élastique minimale $R_e = 20 \text{ daN/mm}^2$.

La résistance pratique de l'arbre est définie par

$$R_p = \frac{R_e}{S} \quad \text{où } S \text{ désigne le coefficient de sécurité}$$

on adopte $S = 3$, alors la résistance pratique

$$R_p \text{ sera : } R_p = \frac{R_e}{S} = \frac{20}{3} = 6,67 \text{ daN/mm}^2.$$

b. calcul du moment idéal sur l'arbre M_i

D'après le diagramme des moments de flexion composés, on remarque que le point B de l'arbre est le plus sollicité, il serait donc logique de calculer les contraintes en ce point.

Le moment idéal est défini par la relation suivante :

$$M_i = \sqrt{M_{fc}^2 + M_t^2}$$

$$\text{d'où } M_i = \sqrt{M_{fc}^2(B) + M_t^2(B)} = 23,13 \text{ N.m.}$$

Le diamètre de l'arbre satisfaisant la résistance de l'arbre est défini par la relation :

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10 M_i}{R_p}} \quad [1]$$

D'où $d \geq \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 23,13}{6,67 \cdot 10^7}} = 0,015 \text{ m}$ -

$$d \geq 15 \text{ mm}.$$

3.10 calcul de clavette de la poulie receptrice

Les dimensions principales des clavettes sont normalisées suivant le diamètre de l'arbre. Leur calcul consiste donc à déterminer la longueur pratique "L" des clavettes en fonction des contraintes admissibles choisies.

Les clavettes sont soumises à la compression et au cisaillement

a - vérification à la compression

En limitant les contraintes de compression à la surface des flancs de la clavette sur l'arbre et le moyeu dans un clavetage libre, on peut mettre la condition de résistance sous la forme :

$$M_t \leq S \cdot R' \cdot [\sigma_{com}] \quad (15)$$

où : M_t : Moment de torsion

S : la projection de la surface de -

la surface de contact de la clavette sur un plan diamétral moyen tel que :

$$S = h \cdot L \quad (16) \quad (\text{voir fig 3.10})$$

- Diamètre de l'arbre $d = 17 \text{ mm}$

R' : Rayon conventionnel d'application de la charge .

$$R' \approx \frac{d}{2} = 8,5 \text{ mm}$$

- σ_{com} : contrainte de compression admissible

- Dimensions de la clavette

$$a = 5 \text{ mm}$$

$$b = 5 \text{ mm}$$

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

$$k = 19,3 \text{ mm}$$

$$h = \frac{b}{2} = 2,5 \text{ mm}$$

$$r = 0,16 \div 0,25$$

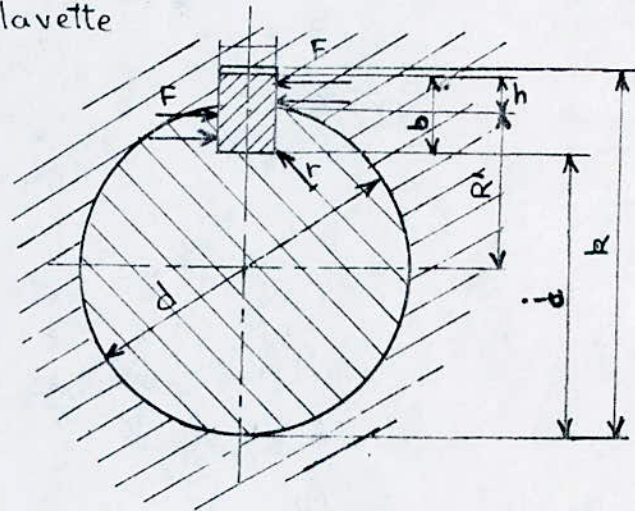


fig (3.10)

- Matériau de la clavette :

Acier doux dont la contrainte de compression admissible $\sigma_{com} = 12 \text{ daN/mm}^2$.

Des équations (15) et (16), on obtient la relation

suivante :

$$L \geq \frac{M_t}{R \cdot \sigma_{com} \cdot R'} = \frac{5,48}{2,5 \cdot 120 \cdot 8,5} = 2,15 \text{ mm}$$

b - Vérification au cisaillement

La vérification au cisaillement se traduit par l'expression suivante

$$\frac{F}{aL} \leq \tau_{adm} \Rightarrow L \geq \frac{F}{a\tau_{adm}}$$

où F : Désigne l'effort tangentiel $F = \frac{2Mt}{d} = 6447N$

a : La largeur de la clavette

L : Longueur de la clavette

τ_{adm} : Contrainte admissible du matériau de la clavette au cisaillement

$$\tau_{adm} = 6 \text{ daN/mm}^2$$

$$\text{D'où } L \geq \frac{6447}{5 \cdot 60} = 2,15 \text{ mm}$$

On peut donc choisir une longueur $L =$

3.11 calcul des Roulements

Les efforts qui sollicitent les roulements sont les réactions des appuis A et B.

$$\bullet R_A = \sqrt{R_{AV}^2 + R_{AH}^2} = \sqrt{(95,37)^2 + (207,3)^2}$$

$$R_A = 228,18 \text{ N}$$

$$\bullet R_B = \sqrt{R_{BV}^2 + R_{BH}^2} = \sqrt{(197,37)^2 + (7,9)^2}$$

$$R_B = 197,52 \text{ N}$$

La vitesse élevée de la broche et les efforts moyens permettent l'utilisation de deux roulements à billes

20 BC 03 (D = 52 , B = 15)

17 BC 02 (D = 40 , B = 12)

3.11.1 caractéristique de base duroulement serie 03

C_0 : charge statique = 750 daN

C : charge dynamique = 1220 daN

n_{max} : vitesse de Rotation maximum = 13000 tr/mn

3.11.2 caractéristique de base du roulement 02

C_0 : charge statique = 430 daN

C : charge dynamique = 735 daN

n_{max} : vitesse de Rotation maximum = 16000 tr/mn.

On va vérifier ces roulements, aux charges radiales et déterminer leur durée de vie

3.11.3 Calcul des charges dynamiques equivalentes

Pour un roulement soumis à une charge quelconque, mais constante en intensité et en direction, la charge dynamique equivalente P est donnée par la relation :

$$P = (x \cdot V F_r) + (y F_a)$$

où :

F_r : La charge radiale en daN

F_a : La charge axiale en daN

x : Facteur radial

y : Facteur axial

V : Facteur de Rotation

Le tableau de la fig (3.11.3) dressé par SKF, nous donne la valeur des coefficients x et y .

Roulements à billes		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} > e$		e
Serie de dimensions	Alésage d	x	y	x	y	—
03	10 à 17	1	1,8	0,65	2,8	0,34
	20 à 25		2,2		3,4	0,29
02	10 à 17	1	2	0,65	3,1	0,31
	20 à 25		2,3		3,6	0,27

Fig (3.11.3).

En consultant le tableau fig (3.11.3) et en prenant les valeurs de x et y dans la colonne $\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$, on trouve

• Roulement B: 20 BC 03.

$$x = 1 \quad ; \quad y = 2,2 \quad \text{avec } (F_a = 0)$$

$$V = 1 \quad (\text{bague intérieure tournante}).$$

D'où $P_B = x \cdot V \cdot F_r = R_B = 19,75 \text{ daN}$.

• Roulement A: 17 BC 02

$$x = 1 \quad ; \quad y = 2$$

$$V = 1$$

D'où $P_A = x \cdot V \cdot F_r = R_A = 22,82 \text{ daN}$

3.11.4 Durée des roulements en heures de fonctionnement

La durée nominale des roulements

en heures de fonctionnement est donnée par la relation suivante.

$$L_h = \frac{16666}{n} \left(\frac{c}{p} \right)^k$$

Avec $k = 3$ (roulements à billes)

La vitesse de rotation de l'arbre receveur, lorsque la courroie se trouve dans le 1^{er} Etage est

$$n = 2810 \text{ tr/mn.}$$

$$\text{D'où } L_{hA} = \frac{16666}{2810} \left(\frac{735}{22,82} \right)^3 = 198171 \text{ h}$$

$$L_{hB} = \frac{16666}{2810} \left(\frac{1220}{19,75} \right)^3 = 1397987 \text{ h.}$$

3.12 calcul des vis de transmissions

une transmission par vis et écrou, transforme le mouvement rotatif en mouvement rectiligne. Elle présente les avantages d'une construction simple, d'un rapport important, d'un autoblocage et la possibilité de réaliser un pas très précis.

Pour faire monter et descendre la boîte de vitesse comportant un moteur électrique d'une masse de 13 kg environ et le mécanisme arbre-meule et le carter dont la masse est estimée à 57 kg, nous avons utilisé une vis à filet trapézoïdal normalisé dont les caractéristiques

sont les suivantes :

- Pas de la vis $p = 3 \text{ mm}$
- Avance par tour de la vis $L_a = p = 3 \text{ mm}$ (filet simple)

3.12.1 verification à l'usure.

Pour la plupart des transmissions par vis et écrou, le calcul de la résistance à l'usure est essentiel, il permet de déterminer le diamètre de la vis et la hauteur de l'écrou. Il s'effectue par la vérification de la pression unitaire moyenne P sur le filet d'après la formule

$$P = \frac{F}{\pi d_m h \cdot \frac{H}{p}} \leq |P| \quad [2]$$

où

F : Désigne l'effort agissant le long de la vis

d_m : Le diamètre à flanc de filet.

p : Le pas du filet

H : La hauteur de l'écrou

En désignant $\psi = \frac{H}{d_m}$, on obtient

$$d_m \geq \sqrt{\frac{F \cdot p}{\pi \psi h |P|}} \quad (16)$$

Pour un filet trapézoïdal normalisé le plus utilisé dans les transmissions par vis et écrou, $h = \frac{p}{2}$ qui désigne la hauteur du filet.

D'où on obtient .

$$d_m \geq \sqrt{\frac{2F}{\pi \psi |P|}}$$

Le choix du quotient $\psi = \frac{H}{d_m}$ s'établit suivant la construction .

$\psi = [1,2 \text{ à } 2,5]$ pour des écrous monoblocs permanents

$\psi = [2,5 \text{ à } 3,5]$ pour des écrous débrayables et démontables

La valeur moyenne de la pression unitaire $|P|$, s'établit sur la base de l'utilisation pratique des transmissions

$|P| = 120 \text{ kgf/cm}^2$ pour vis en acier et écrou en bronze

$|P| = 80 \text{ kgf/cm}^2$ pour vis en acier et écrou en fonte.

Données

$$\psi = 1,2$$

$$F = 700 \text{ N}$$

$$|P| = 800 \text{ N/cm}^2$$

D'où

$$d_m \geq \sqrt{\frac{2 \cdot 700}{\pi \cdot 1,2 \cdot 800}} = 0,681 \text{ cm.}$$

Le diamètre nominale de la vis est égale alors

$$\text{à : } d = d_m + \frac{p}{2}$$

$$d = 6,81 + \frac{3}{2} = 8,31 \text{ mm.}$$

Le filet normalisé le plus proche des spécifications imposées ($d_m = 6,81 \text{ mm}$, $p = 3 \text{ mm}$) a un diamètre nominal de 20 mm .

ses dimensions principales sont :

- Diamètre à flanc de filet $d_m = 17 \text{ mm}$
- Diamètre du noyau $d_r = 13 \text{ mm}$
- Diamètre de perçage de l'écrou $d_e = 21 \text{ mm}$
- Hauteur du filet $h = 1,5 \text{ mm}$

3.12.2 Vérification à la résistance

La vis travaille simultanément à la compression (ou traction) et à la torsion, la contrainte réduite du matériau de la vis est :

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}$$

où $\sigma = \frac{F}{\frac{\pi}{4} d_r^2} \approx \frac{F}{0,8 d_r^2}$ est la contrainte de traction (ou de compression)

$\tau = \frac{M_t}{0,2 d_r^3}$ est la contrainte de cisaillement provoquée par le moment de torsion M_t

Le moment de torsion transmis par la vis est donné par la formule :

$$M_t = F \cdot \frac{d_m}{2} \operatorname{tg}(\beta + \rho)$$

où $\beta = \operatorname{Arc} \operatorname{tg} \frac{p}{\pi d_m}$ désigne l'angle d'hélice du filet .

$\rho = \operatorname{Arctg} f = 6 \text{ à } 8^\circ$ désigne l'angle de frottement réduit du filet.

$$\beta = \text{Arctg} \frac{P}{\pi d_m} = \text{Arctg} \frac{3}{\pi \cdot 17} \approx 3^\circ 12'$$

L'angle d'hélice β est inférieure à l'angle de frottement ($\rho = 6$ à 8°), l'irréversibilité de la vis est donc assuré.

- La contrainte de traction de la vis :

$$\sigma = \frac{F}{S} \approx \frac{F}{0,8 d_r^2} = \frac{700}{0,8 \cdot 13^2} = 5,18 \text{ N/mm}^2.$$

- Le moment de torsion transmis par la vis :

$$M_t = F \cdot \frac{d_m}{2} \text{tg}(\beta + \rho) = 700 \cdot \frac{17}{2} \text{tg}(3^\circ 12' + 7^\circ)$$

$$M_t = 1072,19 \text{ N} \cdot \text{mm}.$$

- La contrainte de cisaillement

$$\tau = \frac{M_t}{0,2 d_r^3} = \frac{1072,19}{0,2 \cdot 13^3} = 2,44 \text{ N/mm}^2$$

- La contrainte réduite dans le corps de la vis

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sqrt{(5,18)^2 + 4 \cdot (2,44)^2}$$

$$\sigma_{\text{red}} = 7,11 \text{ N/mm}^2.$$

condition de résistance de la vis :

$$\sigma_{\text{red}} \leq \frac{\sigma_T}{5 \text{ à } 3}.$$

où

σ_T désigne la limite d'élasticité du matériau de la vis

Pour la vis, on prendra un acier XC18 de

limite d'élasticité minimale $\sigma_T = 25,5 \text{ daN/mm}^2$.

Ainsi

$$\sigma_{\text{red}} = 0,711 \text{ daN/mm}^2 \leq \frac{25,5}{5} = 5,1 \text{ daN/mm}^2.$$

La vis résiste donc bien à ses contraintes

12.3 Forces nécessaire pour la montée et la descente de la charge $F = 700 \text{ N}$

La force qu'il faut appliquer à l'extrémité du volant de diamètre L , pour monter ou descendre la charge axiale $F = 700 \text{ N}$ est donnée par

Les relations suivantes

Montée
$$F_M = \frac{F}{L} \cdot \frac{dm}{2} \left(\frac{L\alpha + \pi \mu dm}{\pi dm - \mu L\alpha} \right) \quad [3]$$

Descente
$$F_D = \frac{F}{L} \cdot \frac{dm}{2} \left(\frac{\pi \mu dm - L\alpha}{\pi dm + \mu L\alpha} \right)$$

où

dm : Désigne le diamètre sur les flancs de filet de la vis

μ : Coefficient de frottement statique entre les filets de la vis et ceux de l'écrou.

Pour une vis en acier sur un écrou en fonte $\mu = 0,15$

D'où on a :

Montée :
$$F_M = \frac{700}{90} \cdot \frac{17}{2} \left(\frac{3 + \pi \cdot 0,15 \cdot 17}{\pi \cdot 17 - 0,15 \cdot 3} \right)$$

$$F_M = 13,75 \text{ N}$$

Descente :
$$F_D = 6,15 \text{ N}$$

3.13. Calcul de l'engrenage pignon - crémaillère

Le déplacement de la table de la machine se fait par un système pignon crémaillère. La crémaillère est une roue particulière dans laquelle la ligne primitive est une droite. Elle peut ainsi être considérée comme le cas limite d'une roue dont le rayon primitif est infiniment grand.

Résumons ces propriétés importantes à l'aide des relations fondamentales (cas de la denture droite fig (3.13)).

- Pas sur le cercle primitif de denture : $p = p_o = \pi m_o$
- Module sur le cercle primitif : $m = m_o$
- Diamètre primitif de denture : $d = m_o z = \frac{z \cdot p}{\pi}$
- Diamètre de base : $d_b = m z \cos \alpha$
- Angle de pression sur le cercle primitif : $\alpha = \alpha_o$

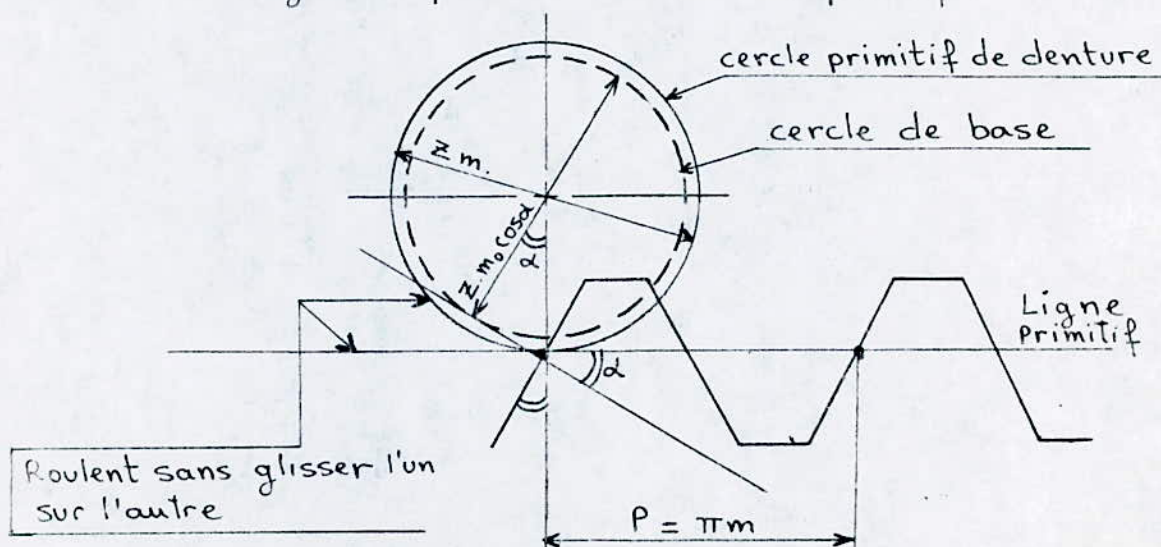


FIG (3.13)

3.13.1. calcul du module

Le calcul du module de l'engrenage, se fait en utilisant la formule suivante.

$$m^3 \geq \frac{10C}{\beta z \cdot \sigma_0} \quad [4]$$

où

C : désigne le couple s'exerçant sur le pignon

σ_0 : La contrainte maximale admissible

β : Coefficient de largeur de denture

Pour les engrenages à dentures droites $\beta = 10$

Les valeurs de σ_0 sont données dans le tableau

(3.13.1).

σ_0	Matériau
5	Fonte , bronze
10	Aciers alliés ou non trempés
15	Aciers cémentés puis traités

Tableau (3.13.1)

choix du matériau :

On choisit, la fonte tel que $\sigma_0 = 5 \text{ daN/mm}^2$.

- Nombre de dent du pignon : $z = 40$

- Le couple qui s'exerce sur le pignon, transmis par la rotation du volant de diamètre $A = 140 \text{ mm}$

est donné par la relation :

$$C = F \cdot A$$

où :

F : désigne l'effort transmis au pignon

soit : $F = 40 \text{ N}$

Ainsi, on a : $C = F \cdot A = 4 \times 140 = 560 \text{ daN} \cdot \text{mm}$.

$$\text{D'où } m \geq \sqrt[3]{\frac{10C}{\beta z \cdot \sigma_0}} = \sqrt[3]{\frac{10 \times 560}{10 \times 40 \times 5}}$$
$$m \geq 1,4.$$

Le module normalisé le plus proche est égale à $m = 1,5$

D'où les caractéristiques de l'engrenage.

Pignon $z_1 = 40$

- Diamètre primitif du pignon : $d = m z_1 = 1,5 \times 40 = 60 \text{ mm}$
- Pas sur le cercle primitif de la denture : $p = \pi \cdot m = 4,7 \text{ mm}$
- Diamètre de base : $d_b = m z_1 \cos \alpha = 1,5 \times 40 \times \cos 20^\circ = 56,38 \text{ mm}$
- Diamètre de pied : $d_f = d - 2,5m = 56,25 \text{ mm}$
- Diamètre de tête : $d_a = d + 2m = 63 \text{ mm}$
- Saillié : $h_a = m = 1,5 \text{ mm}$
- Creux : $h_f = 1,25m = 1,87 \text{ mm}$
- Hauteur de la dent : $h = h_a + h_f = 2,25 \cdot m = 3,37 \text{ mm}$
- Epaisseur de la dent sur le cercle primitif : $s = \frac{\pi \cdot m}{2} = 2,36 \text{ mm}$
- Largeur de la denture : $p = \beta \cdot m = 10 \cdot 1,5 = 15 \text{ mm}$

Crémaillère

- Longueur de la crémaillère : $L = 400 \text{ mm}$
- Nombre de dent de la crémaillère : $z_2 = \frac{L}{p} = \frac{400}{4,7} \approx 85 \text{ dents}$

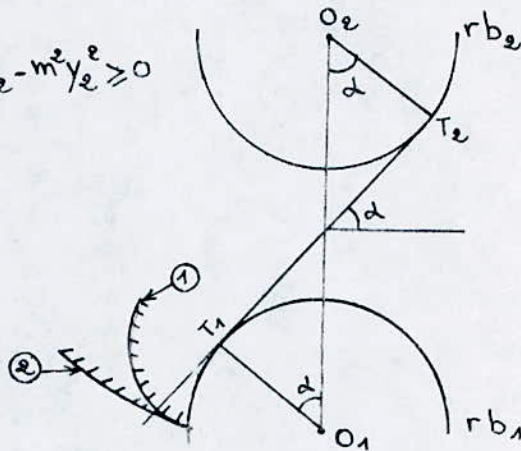
13.e Interférence des surfaces de denture.

a. condition de non interférence théorique.

* En approche $O_2 T_1 \leq O_2 T_2$

c'est à dire :

$$(r_1^2 + 2r_1 r_2) \sin^2 \alpha - 2r_2 m y_2 - m^2 y_2^2 \geq 0$$



Pour une denture normalisée $r_i = m z_i / 2$, il vient

$$z_1 > \frac{(z_2^2 \sin^2 \alpha + 4z_2 y_2 + 4y_2^2)^{1/2}}{\sin \alpha} - z_2 \quad [5]$$

Dans notre cas :

$$\left. \begin{array}{l} z_2 = 85 \\ \alpha = 20^\circ \\ y_2 = 1 \end{array} \right\} \Rightarrow z_1 > 15,8 \quad \text{il n'y a pas d'interférence en approche } (z_1 = 40).$$

* de même en retraite

$$z_2 > \frac{(z_1^2 \sin^2 \alpha + 4z_1 y_1 + 4y_1^2)^{1/2}}{\sin \alpha} - z_1$$

$$\left. \begin{array}{l} z_1 = 40 \\ \alpha = 20^\circ \\ y_1 = 1 \\ z_2 = 85 \end{array} \right\} \Rightarrow z_2 > 14,79 \quad \text{pas d'interférence en retraite}$$

b. Interférence en fond de denture

Bien qu'il n'y est pas d'interférence primaire ou théorique, le cercle de tête d'une-

roue peut couper le cercle de base de l'autre. Il ya
alors interférence à fond de dent
condition de non interférence

$$O_1T'_1 + T_2O_2 > O_1O_2$$

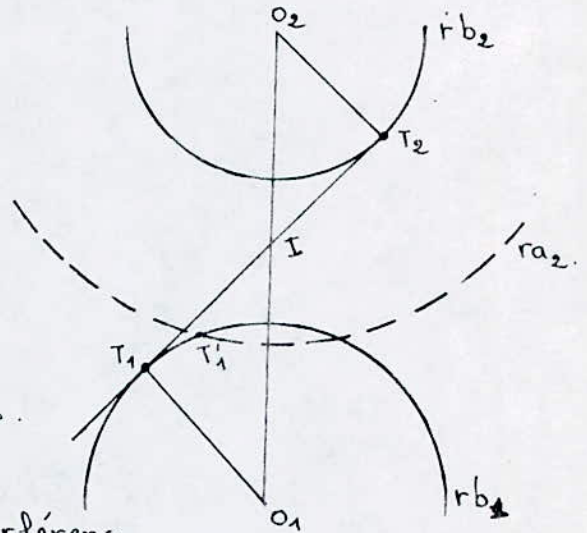
c'est à dire

$$Z_2 > \frac{2\gamma_1}{1 - \cos\alpha}$$

Dans notre cas.

$$\left. \begin{array}{l} Z_2 = 85 \\ \alpha = 20^\circ \\ \gamma_1 = 1 \end{array} \right\} \Rightarrow Z_2 > 33.16$$

Il n'ya pas encore d'interférence



Chapitre 4 La pratique De L'affûtage

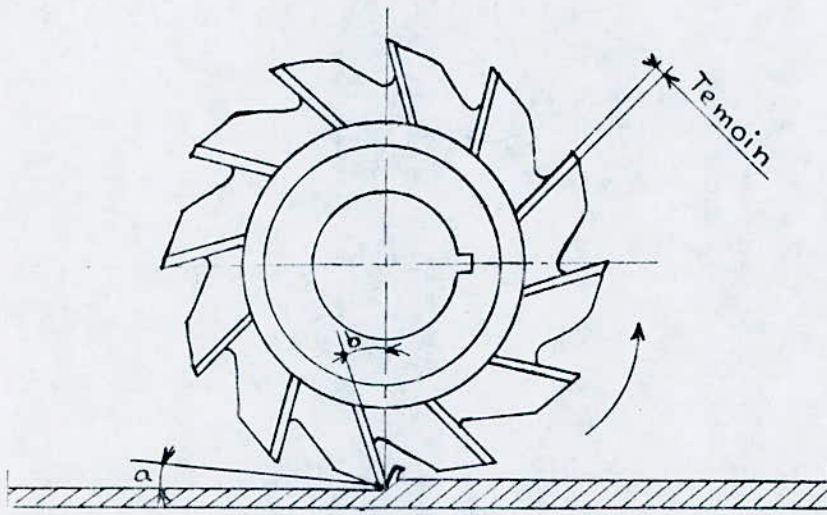
4.1 Terminologie de la fraise

Pour bien affûter une fraise, il convient de bien connaître ses diverses parties, leurs caractéristiques et leur fonction. Ces parties telles qu'elles sont illustrées sur la fig (4.1) sont :

- La dévaille primaire : c'est l'angle formé par la pente du témoin et la tangente de la périphérie. cette dévaille prévient le frottement du témoin sur la pièce
- La dévaille secondaire : ELLE avoisine la dévaille primaire et vient amplifier le dégagement de la dent de la fraise ; elle sert à maintenir la largeur du témoin dans les limites prescrites.
- Le Témoin : c'est l'étroite bande située immédiatement derrière l'arête tranchante. cette partie, qui doit être meulée pour donner l'angle de dévaille, doit avoir environ de 0,8 à 1,6 mm de largeur suivant le type et la dimension de la fraise.
- L'angle tranchant : c'est l'angle compris entre la face de la dent et le témoin. cet angle doit être aussi grand que possible, parceque c'est lui qui assure la rigidité de la dent et facilite la dissipation

de la chaleur engendrée par le fraisage.

- La face d'attaque : c'est la face sur laquelle la matière fraisée vient s'écouler sous forme de copeau
- L'angle d'hélice : c'est l'angle formé par l'inclinaison latérale des dents et le diamètre de la fraise.



\hat{a} : angle de dépouille \hat{b} : angle de pente d'appôtage

FIG(4.1).

4.2 Ingle de depouille

Il est important que l'angle de depouille soit correct. S'il est insuffisant, la coupe sera freinée; s'il est trop grand la dent s'usera rapidement et il ya risque de vibrations. Cet angle ne peut être déterminé que par l'expérience. Il sera fonction de l'état de surface à obtenir, du nombre de pièces

fraisées entre affûtages, de la nature de la matière à fraiser et de l'état de la machine. Le tableau donné ci-dessous peut être utilisé en première approximation pour déterminer l'angle de dépouille.

Métal à usiner	Angle de pente d'affûtage \hat{b}	Angle de dépouille \hat{a}
Acier R = 40 à 45 kgf/mm ²	18°	7° à 8°
Acier R = 50 à 60 -	15° à 16°	7°
Acier R = 65 à 75 -	10°	6°
Acier R = 80 à 95 kg -	8°	5°
Fonte grise	10°	6°
Alliages d'Al à haute résistance	15°	7° à 8°
Aluminium et alliages à faible résistance	23° à 28°	8° à 10°
R : Résistance à la rupture		

Nous remarquons dans ce tableau que les angles \hat{a} et \hat{b} décroissent au fur et à mesure que la dureté du métal à usiner augmente. Dans les ateliers de construction mécanique, il est évidemment rare d'avoir à sa disposition des variétés de fraises correspondants à la diversité des métaux à travailler.

Des essais ont montré que le rendement maximum peut être obtenu en adoptant, pour tous

les aciers, les fontes grises, les bronzes durs et les alliages d'aluminium à haute résistance, des angles correspondants à la coupe de l'acier possédant une résistance à la rupture de 65 à 75 kgf/mm² est à dire :

$$\hat{b} = 10^\circ \quad \text{et} \quad \hat{a} = 6^\circ$$

Quant à l'aluminium et à ses alliages relativement tendres, il est recommandé d'utiliser des fraises spéciales à pente d'affûtage et dépouille plus grandes.

3 conditions d'affûtage

Deux cas particuliers sont tout d'abord à envisager :

a/ Affûtage d'une fraise à denture fraisée

b/ Affûtage d'une fraise à denture dégagée

Dans le premier cas, dont les exemples sont les plus fréquents, l'affûtage doit avoir lieu sur la périphérie de la denture. l'angle de pente d'affûtage α , en effet été créé une fois pour toutes au moment de la taille ; il est recommandé de le respecter.

Dans le deuxième cas intéressant les fraises à profil constant, il est indispensable de n'affûter

celles-ci que sur la face avant de la denture afin de garder le profil intact.

4.3.1 Affûtage des fraises à denture taillée

a) utilisation d'une meule plate

En observant la figure (a), nous remarquons qu'il est nécessaire de décaler d'une certaine distance l'axe de la meule par rapport à l'axe de la fraise, afin de créer en arrière de l'arête de coupe un angle de dépouille $\hat{\alpha}$. Un léger inconvénient préside à cette opération, c'est que le témoin ainsi créé est d'autant plus concave que le diamètre de la meule est plus faible. On a donc intérêt à choisir un diamètre de meule maximum compatible avec le pas de la denture.

La distance d de décalage de la meule au-dessus de l'axe de la fraise nous est donnée par la formule suivante :

$$d = R^m \cdot \sin \hat{\alpha}$$

R^m : Rayon de la meule

$\hat{\alpha}$: Angle de dépouille de la dent de la fraise
 $\hat{\alpha} \approx 6^\circ$.

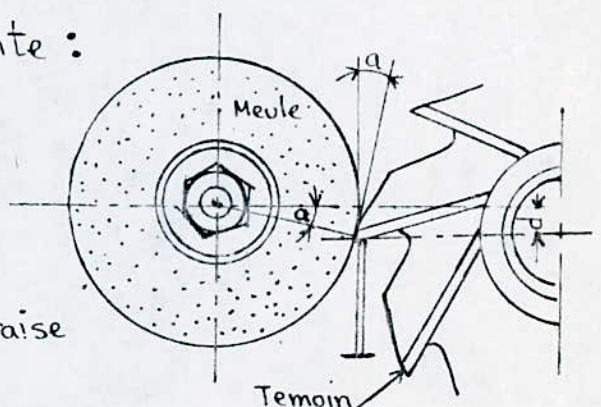


FIG (a)

b/ utilisation d'une meule boisseau

La face de dépouille concave créée par une meule plate détermine une arête trop pour l'usinage de certains métaux, aussi obtient-on de meilleurs résultats en utilisant de préférence une meule boisseau. celle-ci détermine alors une face de dépouille plane.

Le réglage de la meule par rapport à la fraise est conduit d'une tout autre façon. Dans ce dernier cas, on règle la hauteur de l'appui de dent de telle façon que l'arête de coupe de la fraise se trouve déplacée au-dessous de son axe (fig ⑥) d'une quantité fournie par la formule.

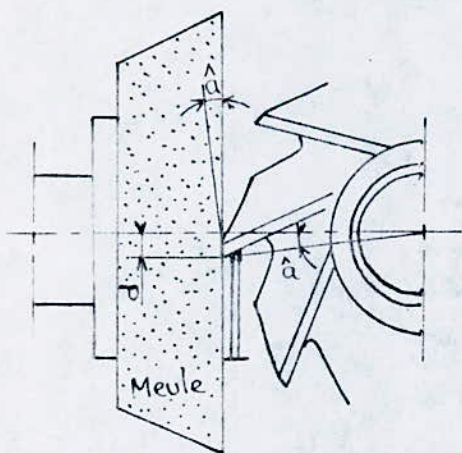


FIG ⑥ : Face de dépouille plane

$$d = R_f \cdot \sin \hat{a}$$

R_f : Rayon de la fraise à affûter

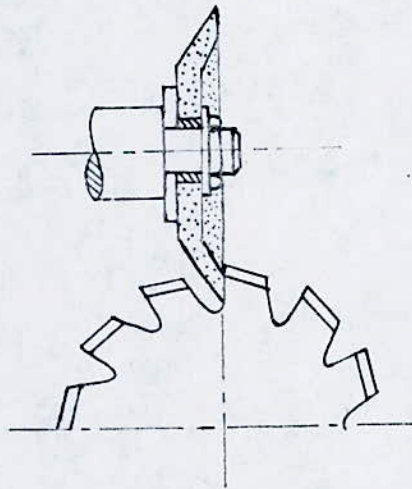
\hat{a} : Angle de dépouille de la dent de la fraise

c/ Appûtage en bout des fraises à denture fraisée

La fraise est montée dans la poupée porte-fraise incliné à l'angle de dépouille de 6° , la base du porte-fraisé est orientée elle-même horizontalement de 1° , de façon que la fraise soit légèrement creuse. L'arête de la dent doit être situer en position horizontale et le guide de dent doit être régler portant en butée sur l'arête hélicoïdale de la dent.

4.3.2 AFFÛTAGE des fraises à profil constant

Les fraises à profil constant s'affûtent seulement sur la face de coupe à l'aide d'une meule-assiette. Dans ce cas, la face plane de la meule et l'axe de la fraise doivent se trouver dans un même plan.

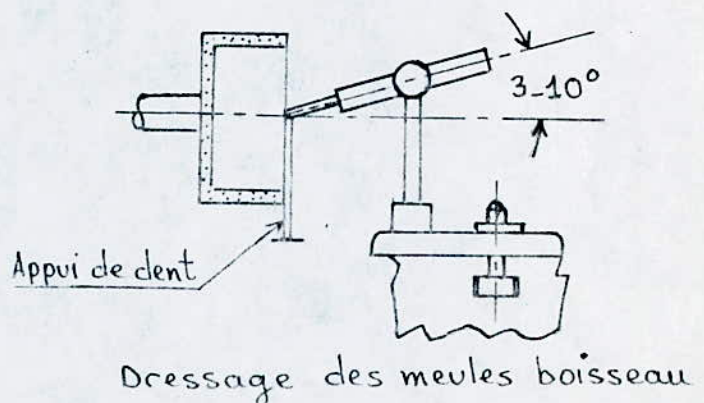


4.3.3. Appûtage des fraises hélicoïdales à denture fraisée

Les réglages en hauteur sont les mêmes que ceux étudiés déjà, seul le guide est fixé en dehors de la table, il reste immobile pendant le déplacement de la fraise et la dent vient s'appuyer sur lui au passage devant la meule.

4.4. Le dressage de la meule.

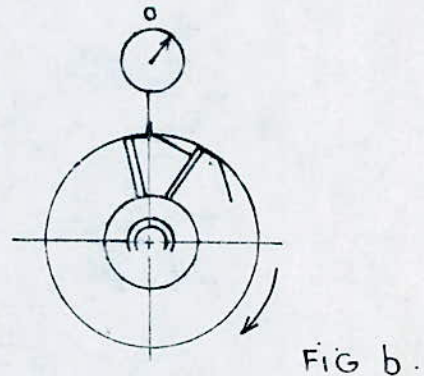
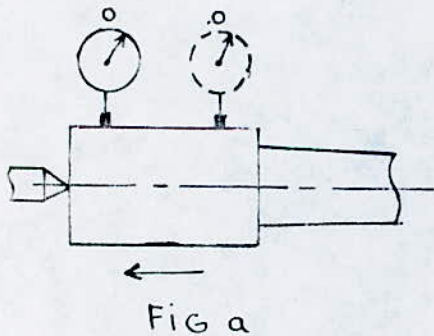
un parfait dressage de la meule est la condition essentielle pour un affûtage d'outil correct. Le porte diamant est fixé sur la table et la pointe du diamant est réglée légèrement au dessus de l'appui de dent. Il est indispensable d'incliner l'axe du porte diamant d'un angle de 3 à 10° , le berceau porte meule étant réglé à 0 . Le diamant fait $0,4$ carat, soit un poids de 82 milligrammes



4.5 contrôle de l'affûtage

Les principaux contrôles d'affûtage s'appliquent à :

- La cylindricité : Déplacer la fraise axialement sous un comparateur, les indications doivent être les mêmes aux deux extrémités de chaque dent (fig a)
- La concentricité : La fraise montée entre pointes doit tourner librement, le comparateur est réglé en faisant tourner la fraise lentement, l'aiguille doit indiquer le même repère à chaque dent (fig b)
- La conicité ou les formes sur les fraises spéciales sont généralement vérifiées à l'aide de calibres



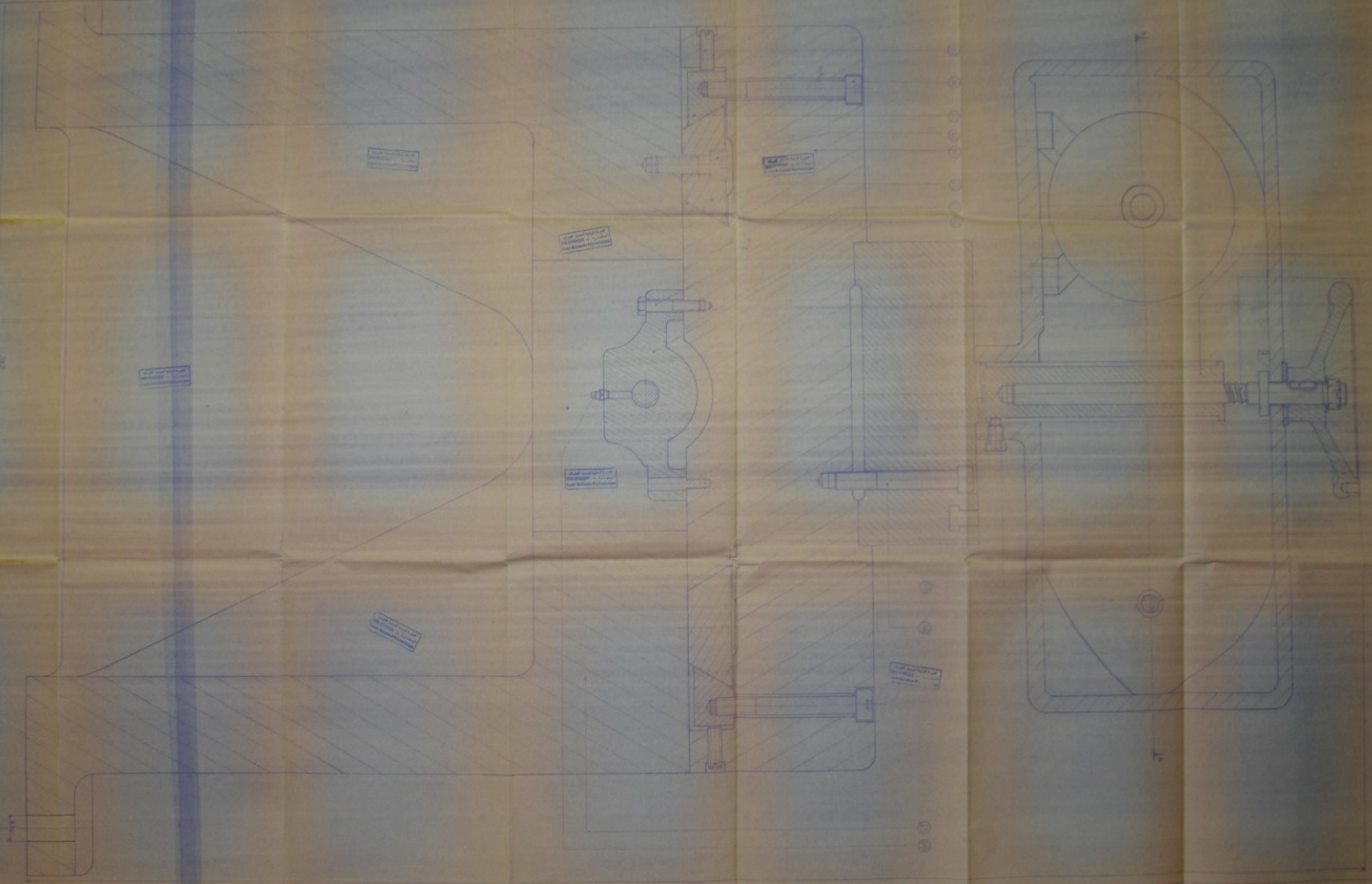
Conclusion

L'affuteuse de fraises est un précieux auxiliaire des ateliers d'outillage, pour cela l'industrie nationale qui donne une grande importance à la construction mécanique, doit s'orienter dans la construction de ce type de machines qui sans elles, l'entretien et la remise en état des outils fraises ne peut se faire avec la précision demandée. Je dirai que mon étude n'est pas totalement complète vu le manque de temps et de documentation technique sur l'affutage, pour cela j'espère qu'il y aura des étudiants qui vont compléter ce modeste travail.

Bibliographie

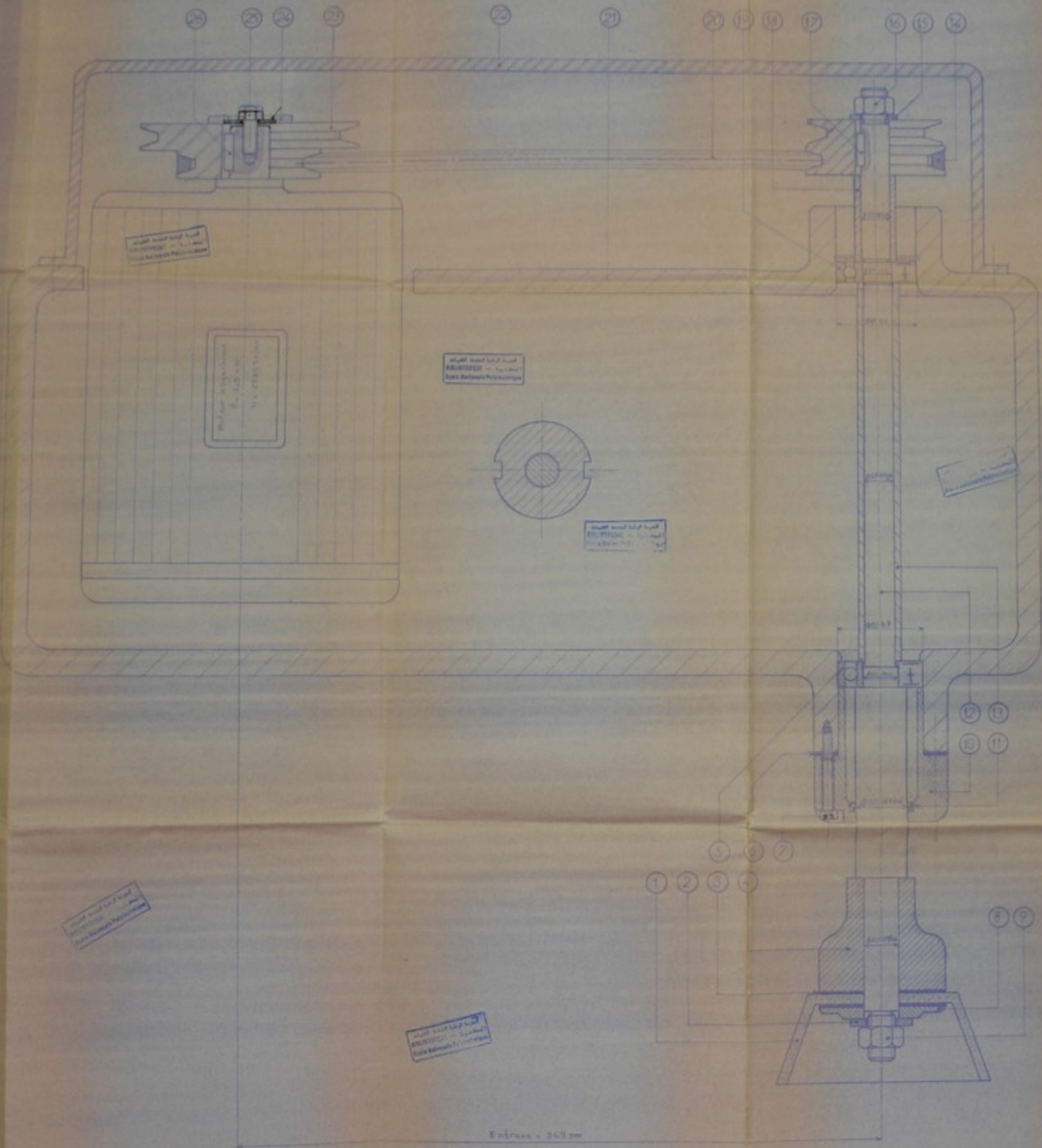
- 1/1 catalogue d'une affuteuse de fraise; La CINCINNATI
- 1/2/ Éléments de construction à l'usage de l'ingénieur
F. BERNARD. A-BRU. Tome 3, Édition Dunod
- 1/3/ Éléments de machines par Gilbert DROUIN
Éditions de l'école polytechnique de Montréal
- 1/4/ Éléments de machines par Dobrovolski
ÉDITION MIR Moscou.
- 1/5/ Éléments de construction à l'usage de l'ingénieur
F. BERNARD A-BRU. Tome 4 Édition Dunod
- 1/6/ Cours de MCM enseigné par M^R BELHANECHÉ.
5^e Année génie mécanique ENP.1990.
- 1/7/ La fraiseuse par R. NADREAU 13^e Édition
- 1/8/ Usinage par abrasion par A. Chevalier
édition Delagrave 1983.
- 1/9/ Étude et réalisation d'une tronçonneuse
Thèse de M. MEHARER.
- 1/10/ Guide du dessinateur industrielle par A. Chevalier
Édition 1979

Ph. 130
 - 1 -



COUPE AA

SECTION DE LA COURROIE



M01250
- 2 -

N°	Description	Qté	Unité	Matériau
1	...	1
2	...	1
3	...	1
4	...	1
5	...	1
6	...	1
7	...	1
8	...	1
9	...	1
10	...	1
11	...	1
12	...	1
13	...	1
14	...	1
15	...	1
16	...	1
17	...	1
18	...	1
19	...	1
20	...	1
21	...	1
22	...	1
23	...	1

N°	Description	Qté	Unité	Matériau
1	...	1
2	...	1
3	...	1
4	...	1
5	...	1
6	...	1
7	...	1
8	...	1
9	...	1
10	...	1
11	...	1
12	...	1
13	...	1
14	...	1
15	...	1
16	...	1
17	...	1
18	...	1
19	...	1
20	...	1
21	...	1
22	...	1
23	...	1

