

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

8/87

وزارة التعليم و البحث العلمي
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

1ex

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

المكتبة
BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

DEPARTEMENT : Génie Mécanique

PROJET DE FIN D'ETUDES

S U J E T

ETUDE D'UNE UNITE DE PERÇAGE

A COMMANDE ELECTROMECHANIQUE

\varnothing : 25 ; C : 70 Matériau :

ACIER Mi - Dur

2 PLANCHES

Proposé Par :

Etudié par :

Dirigé par :

Mr. M. Bouaziz

A. LAOUAR

Mr. M. Bouaziz

PROMOTION :

1987

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم و البحث العلمي
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : Génie Mécanique

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

ETUDE D'UNE UNITE DE PERÇAGE
A COMMANDE ELECTROMECHANIQUE

O : 25 ; C : 70 Matériau

ACIER Mi - Dur

Proposé Par :

Etudié par :

Dirigé par :

Mr. M. Bouaziz

A. LAOUAR

Mr. M. Bouaziz

PROMOTION :

1987

Ministère d'enseignement supérieur

École National Polytechnique

Département de Génie Mécanique.

Promoteur: Bouaziz Mohamed

Élève Ingénieur: LAOUAR Abdelouahab.

وزارة التعليم العالي

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات

فرع: الهندسة الميكانيكية

الموجه: بوغازيز محمد

الطالب المهندس: لعور عبد الوهاب

الموضوع: دراسة وحدة ثابتة ذات تحكم كهربائي آلي .

الملخص: ان الهدف من هذا المشروع هو دراسة وحدة ثابتة ذات تحكم كهربائي آلي

تحقق المعطيات الأساسية التالية: أكبر قطر ممكن للتصَب 25 ملم
طول 70 ملم في مادة الحديد الصلب النصف القاسي .

Sujet: Étude d'une unité de perçage à commande électromécanique.

Résumé: Ce projet consiste à étudier une unité de perçage à commande électromécanique vérifiant les données de bases: diamètre maximum: $\phi = 25 \text{ mm}$, course $c = 70 \text{ mm}$ dans le matériau Acier mi-dur.

Subject: study of Boring unit with electromechanical control.

Abstract: this project concerns the study of a boring unit with electro-mechanical control verifying the following basis data: maximum diameter $= 25 \text{ mm}$ stroke $c = 70 \text{ mm}$ in the material steel.

REMERCIEMENT

Je tiens à remercier tous les enseignants de l'Ecole National Polytechnique qui ont contribué à ma formation d'ingénieur et en particulier ceux du département de Génie Mécanique qui m'encouragèrent et m'aiderent de leur mieux.

Je réitère mes remerciements à Monsieur Bouaziz Mohamed pour ses conseils et son suivi constant qu'il m'a prodigués tout le long de mon travail.

Que tous ceux qui ont contribué de loin ou de près à la mise en forme de ce projet trouveront ici l'expression de ma profonde gratitude.

Alger, janvier 1987

DEDICACES

A La mémoire de ma mère

A mon père

A mes frères et sœurs

A toute la famille

A tous ceux qui croient en Dieu

l'unique et le Miséricordieux ALLAH

et en son envoyé Mohamed

je dédie ce modeste travail

A. LAOUAR

SOMMAIRE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

CHAP.1 INTRODUCTION

- 1.1 Historique 1
- 1.2 Les unités électromécaniques 2

CHAP. 2 ÉTUDE CINÉMATIQUE

- 2.1 Données de travail 3
- 2.2 Conditions de coupe 3
- 2.3 vitesse de coupe de perçage 3
- 2.4 Détermination des rapports de transmission 5
- 2.5 Description 9
- 2.6 Détermination de puissance 10

CHAP.3 CALCUL DES ENGRENAGES CYLINDRIQUES A DENTURE DROIT

- 3.1 Introduction 13
- 3.2 calcul des dents à la résistance au contact 14
- 3.3 calcul de la résistance des dent à la rupture 17
- 3.4 choix du matériaux 19

CHAP 4 CALCUL DES ENGRENAGES CONIQUES

- 4.1 Calcul du diamètre du pignon conique 20
- 4.2 Calcul du module m 21
- 4.3 Vérification du pignon conique à la résistance 22
- 4.4 calcul des contraintes admissibles pour la roue conique 23
- 4.5 choix du matériaux 24

CHAP 5 CALCUL DE L'ENGRENAGE ROUE-VIS SANS FIN

5.1	Généralités et caractéristiques	24
	a/ détermination des paramètres de l'engrenage	25
	b/ Condition de l'irréversibilité	25
5.2	Calcul de la résistance de contact	26
5.3	Calcul des dents à la rupture	28
5.4	choix du matériaux	29

CHAP 6 CALCUL DES DIFFERENTS PARAMÈTRES DES ENGRENAGES

6.1	Engrenages droits parallèles	30
6.2	Engrenages coniques	31
6.3	Roue-vis sans fin.	32
6.4	condition de réduction des deux chaînes	33

CHAP 7 CALCUL DU MECANISME DE TRANSMISSION PAR VIS-ÉCROU

7.1	Calcul de la résistance à l'usure	34
7.2	Calcul de la résistance de la vis	36
7.3	Calcul de la résistance de déformation	37
7.4	Calcul de la stabilité (Résistance au flambage)	38

CHAP 8 CALCUL D'ARBRE

8.1	Arbre de broche	39
8.2	Arbre de ramification de puissance	41
8.3	Arbres d'entrée de puissance	44
8.4	calcul des clavettes	45
8.5	Calcul des roulements	47

CHAP 9. CALCUL DE L'EMBRAYAGE

9.1	Rôle de l'embrayage	50
9.2	calcul de l'effort de compression du ressort	50
9.3	Calcul du ressort	53
9.4	Calcul électromagnétique de l'embrayage	54

CHAP 10 FONCTIONNEMENT ET AUTOMATISATION DE L'UNITÉ

	A/ Fonctionnement de l'unité	56
10.1	Détermination des vitesses et durées le long du cycle	56
10.2	Diagramme des séquences	57
	B/ Automatisation de la commande	59
	Conclusion	61

CHAPITRE 1

INTRODUCTION

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

1.1 HISTORIQUE

Le perçage (ou forage) est une très ancienne technique d'usinage déjà appliquée par les Egyptiens, il y a 40 siècles, au découpage en carrière des blocs de pierre, au moyen de trous profonds et très rapprochés; Ils utilisaient un mécanisme à rotation alternative d'où naquit la perceuse à archet.

Avant la guerre mondiale, la grande industrie faisait appel à des machines-outils conventionnelles telles que: tours, fraiseuses, rectifieuses, perceuses, etc, dont le rôle essentiel était de produire des pièces de formes très variées. chacune d'elles était caractérisée par une grande universalité de tous ses mouvements et pouvait réaliser une très grande diversité de pièces mécaniques qui n'étaient produites la plus part du temps que par unité ou petites séries.

L'exigence d'un prix de revient de plus en plus bas en raison d'une part de l'évolution d'un marché concurrentiel et d'autre part de l'accroissement de la production. L'usinage en grande série voyait le jour avec toutes ses applications, surtout dans l'industrie automobile.

Pour produire une telle variété d'usinages, il est indispensable de faire appel à des **unités électromécaniques** conçues comme de petites machines-outils.

1.2 LES UNITÉS ELECTROMECHANIQUES

Généralités: Les unités à commande électromécanique ont pour rôle essentiel: l'abaissement du prix de revient par réduction des temps morts de réglage dus à des usinages multiples et simultanés; et présentent les avantages suivants:

- 1/ toutes longueurs de course possibles, il suffit de prévoir des glissières plus ou moins longues, et de pouvoir exécuter le filetage de la vis de commande à la longueur désirée.
- 2/ réglage facile des différents mouvements rapides et lents, il suffit de déplacer les touches devant des reglettes graduées.
- 3/ Grande facilité d'équipement avec des outillages divers.

Par contre, elles présentent l'inconvénient suivant:

L'équipement électrique à contacteurs est généralement très important.

Ces unités sont en générale des unités à tête coulissante dans lesquelles les cycles de déplacement sont commandés par deux moteurs: un pour les avances lentes, et un pour les avances rapides (voir la description page 9)

CHAPITRE 2

ÉTUDE CINÉMATIQUE

2.1. Données de travail:

Les données de travail de l'unité de perçage à l'étude

- Sont:
- a/ profondeur des trous: $l = 70 \text{ mm}$.
 - b/ diamètre du foret: $d = 25 \text{ mm}$
 - c/ Matière percée: Acier ($R_r = 40 \text{ daN/mm}^2$)
 - d/ foret en Acier rapide supérieur (ARS)
 - e/ perçage avec avant trous de diamètre: $\phi = 10 \text{ mm}$
 - f/ Longueur de la vis de commande = 200 mm .

2.2. Conditions de coupe:

- a/ avance par tour: $a = 0,01d$ (soit $a = 0,25 \text{ mm/tr}$)
- b/ travail sera effectué sans lubrification.

2.3. vitesse de coupe de perçage:

La vitesse de coupe est un facteur important de la production, plus la vitesse de coupe est grande, plus le temps d'usinage est petit. mais l'outil s'use de plus en plus rapidement. Il existe une vitesse limite qui correspond à l'usure catastrophique de l'outil et, pour un travail déterminé une vitesse économique qui correspond aux meilleurs prix de l'usinage compte tenu du coût de l'affûtage de l'outil, peut être calculée ou prise des

tableaux et abaques.

En tenant compte de ces données (d, R_r, a, \dots) le livre :
(Technologie professionnelle A. CAMPA) nous donne :

$$\begin{array}{ll} n_c = 400 \text{ tr/min} & \text{vitesse de coupe} \\ N_o = 280 \text{ tr/min} & \text{, de moindre usure.} \\ D_o = 19 \text{ dm}^3 & \text{Débit max.} \\ \left. \begin{array}{l} a_o = 0,25 \text{ mm} \\ d_o = 25 \text{ mm} \end{array} \right\} & \text{Conditions types.} \end{array}$$

a/ calcul du nombre de trous percés
entre deux réaffutage :

* le débit correspondant est :

$$D_c = D_o / 2 = 19 / 2 = 9,5 \text{ dm}^3$$

* volume de la matière percée par trou "v"

$$v = \frac{\pi (d_1^3 - d_2^3) l}{4} = \frac{\pi ((0,25)^3 - (0,1)^3) \times 0,7}{4} = 0,0289 \text{ dm}^3$$

* nombre de trous percés entre deux réaffutages : Z

$$Z = 9,5 / 0,0289 = 329,1 \text{ trous.}$$

b/ calcul du temps de travail du foret :

* Longueur percée entre deux réaffutage = $329,1 \times 70 = 23039,6 \text{ mm}$

* Longueur percée à l'heure = $n.a. \cdot 60 = 400 \times 0,25 \times 60 = 6000 \text{ mm.}$

* Durée de l'outil = $23039,6 / 6000 = 3,8 \text{ heures.}$

* Durée d'un trou : $l / n.a = 70 / 400 \times 0,25 = 0,7' = 42''$

2.4 DETERMINATION DES RAPPORTS DE TRANSMISSION

Pendant le calcul, on donne autant que possible à tous les arbres de la commande des nombres de tours normalisés (normes russes H.M.1); En exprimant tous les rapports de transmission i_n par la raison " φ " de la série de nombre de tours de la machine à l'étude

$$i_n = \varphi^{\mp n} \quad n: \text{est un nombre entier naturel}$$

$$\varphi = \sqrt[E]{10} \quad E: \text{est un nombre entier "}$$

Pour les valeurs de E : $E_1 = 40$, $E_2 = 20$, $E_3 = 10$, $E_4 = 20/3$

$E_4 = 20/4$, $E_5 = 20/6$ on obtient les grandeurs suivantes de φ :

$$\varphi_{40} = \sqrt[40]{10} = 1,06, \quad \varphi_{20} = 1,12, \quad \varphi_{10} = 1,26, \quad \varphi_{20/3} = 1,41, \quad \varphi_{20/4} = 1,58$$

$$\varphi_{20/6} = 2.$$

* Les nombres de tours de broche ne peuvent pas s'écarter des valeurs indiquées dans les tables de plus de: $\mp 10(\varphi - 1)\%$.

* Les rapports limites de transmission sont:

$$i_{\max} = k_{\max} = 4 \quad \text{et} \quad i_{\min} = k_{\min} = 0,5.$$

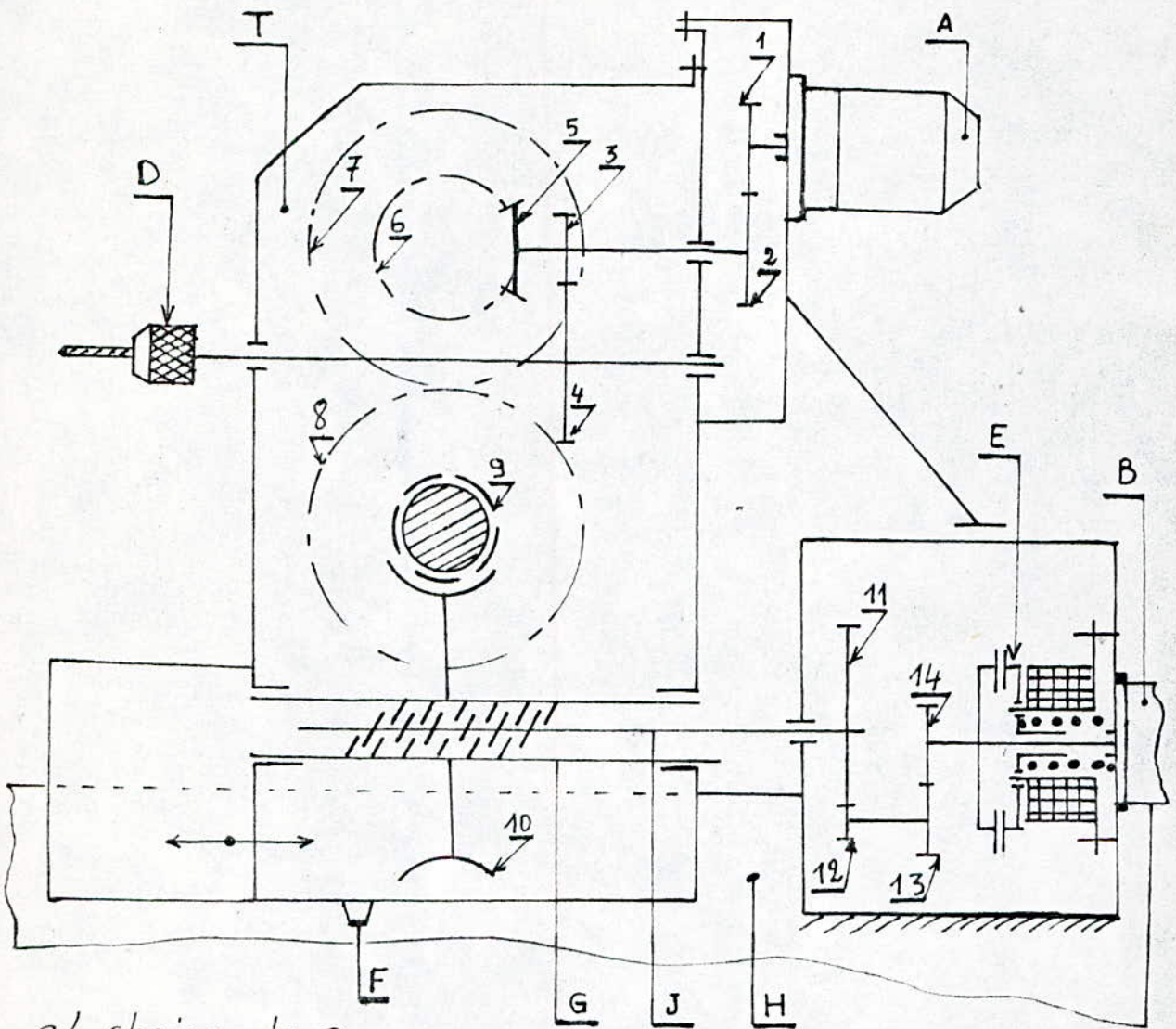
* Notation

soit la notation suivante, qui correspond à l'étude du schéma fonctionnel de la machine à l'étude:

$$i_1 = z_2/z_1, \quad i_2 = z_4/z_3, \quad i_3 = z_6/z_5, \quad i_4 = z_8/z_7$$

$$i_5 = z_{10}/z_9, \quad i'_1 = z_{13}/z_{14}, \quad i'_2 = z_{11}/z_{12}$$

avec: z_k : nombre de dents de la roue k.



a/ chaîne de coupe:

si nous utilisons un moteur (A) de vitesse: $n_0 = 1400 \text{ tr/min}$

et les rapports normalisés: $i_1 = 1,41$, $i_2 = (1,58)^2 = 2,496 \approx 2,5$

Alors le rapport de réduction de la chaîne de coupe

$i_{1/2}$ sera: $i_{1/2} = i_1 \times i_2 = 1,41 \times 2,5 = 3,52$.

b/ chaîne d'avance: Le rapport général de transmission de la chaîne du mécanisme d'avance ne détermine avec

Commande à partir de la brauche par la formule:

$$t = a \cdot i_{s/br} \Rightarrow i_{s/br} = \frac{t}{a}$$

a : avance [mm] par tour. de la brauche.

t : est le pas de l'arbre d'entraînement en [mm]

$i_{s/br}$ rapport de transmission de la chaîne à partir de la brauche jusqu'à l'arbre d'entraînement.

notre cas:
$$i_{s/br} = \frac{1}{i_2} \cdot i_3 \cdot i_4 \cdot i_5 = \frac{t}{a} \dots (1) \text{ avec:}$$

$$i_2 = 2,5 \quad \text{et} \quad a = 0,25 \text{ mm/tr.}$$

* Les pas (t) des vis-mères normalisés pour des machines tel que tour, perceuse, fraiseuse sont: 3, 6, 12 mm.

Nous choisissons: $t = 6 \text{ mm}$.

* Pour le choix du filetage on choisie un filetage trapézoïdal.

remplaçant: t , a et i_2 dans (1):

$$i_{s/br} = \frac{6}{0,25} = \frac{1}{2,5} \cdot i_3 \cdot i_4 \cdot i_5 \Rightarrow i_{s/br} = 24 = \frac{1}{2,5} \cdot i_3 \cdot i_4 \cdot i_5$$

$$\Rightarrow i_3 \cdot i_4 \cdot i_5 = 24 \times 2,5 = 60.$$

$$\text{Soit: } i_3 = 1,41 \quad \text{et} \quad i_4 = 1$$

$$\text{donc } i_5 = 60 / i_3 \cdot i_4 = 60 / 1,41 \cdot 1 = 42,55$$

c/ chaîne d'avance rapide:

La vitesse du déplacement rapide v_r des têtes autonomes

est donnée par la formule: $v_r = 1,8 \cdot 10^6 \cdot x^{-1}$ [mm/min]

avec x : largeur des glissières: $x = 250$ à 850 mm .

Soit : $i'_1 = 1,41$ et $i'_2 = (1,58)^2 \approx 2,5$

$$i'_{1/2} = i'_1 \cdot i'_2 = 1,41 \times 2,5 = 3,52$$

où $i'_{1/2}$ est le rapport de la chaîne d'avance rapide.

si on choisit un moteur (B) des avance rapide de vitesse

$n_0 = 1400 \text{ tr/min}$, la vitesse de la visse-mère (de la roue 11)

sera : $n_{11} = n_0 / i'_{1/2} = 1400 / 3,52 = 397,7 [\text{tr/min}]$.

la vitesse de déplacement rapide : $v_r = n_{11} \cdot t$.

$$v_r = 397,7 \times 6 = 2386,2 [\text{mm/min}]$$

d'autre part la vitesse v'_r admise d'après la construction :

$$v'_r = 1,8 \cdot 10^6 \bar{x}' \quad \text{dans notre cas } x = 262 \text{ mm}$$

$$v'_r = 1,8 \cdot 10^6 / 262 = 6870 [\text{mm/min}]$$

avec comparaison v_r et v'_r : $v_r < v'_r$ donc on n'a pas

dépassé la visse limite, avec un coefficient de sécurité : $\frac{v'_r}{v_r} = 2,8$

Remarque : Les caractéristiques des têtes autonomes de travail sont fondées sur la gamme adoptée pour les dimensions

en largeur de leurs glissières plates : $x = 250$ à 850 mm

Longueur des glissières $l = (2; 2,8) x \text{ mm}$

Plus grande hauteur de la même Boite : $h = 1,6x + 200 \text{ mm}$

vitesse du déplacement rapide : $v_r = 1,8 \cdot 10^{-6} \bar{x}'^{-1} \text{ mm/min}$

vitesse de l'avance de travail : $v_t = 20 \div 1000 \text{ mm/min}$.

Gamme de puissance adoptée en URSS : 2,8 à 55 kw

Plus grande Pression de l'avance de travail : P

$P = (400 \div 600) N \cdot \text{kg}$, et largeur de la tête : $B = 2,2x + 200 \text{ mm}$.

2.5 Description : (voir figure page 6)

La tête porte broche **T** coulisse sur la glissière **H** dans des glissières de profil rectangulaire en Acier traité et rectifié (voir croquis de la machine Page 6). Sur la tête est fixé le moteur **A** qui commande la rotation de la broche **D**, et commande également les avances lentes par l'intermédiaire des engranages d'avance (7 et 8) qui actionnent une vis sans fin engrenant avec une roue de vis solidaire d'un écrou **G** tournant sur la vis **J**.

Un moteur auxiliaire **B**, fixée à l'arrière de la glissière **H**, fait tourner la vis **J** dans l'écrou **G** pour les déplacements rapides de la tête **T**. Un frein électromagnétique **E** (Embrayage) bloque la Lancement du moteur **B** aux changements de vitesse de l'avance et assure en même temps l'irréversibilité du système vis **J** et écrou **G**. La mise en route de l'unité est faite par un bouton-poussoir (non représenté) et la suite des déplacements de la tête **T** est réglée par la butée **F** fixée à la tête **T**, laquelle agit sur des contacteurs (b, r et d non représentés) qui sont fixés sur la glissière **H**. Ces contacteurs se déplacent devant une règle graduée que l'on fixe à une telle ou telle position suivant l'ordre déterminé pour l'opération à exécuter.

(voir chapitre 10 l'automatisation de la machine.)

2.6. DETERMINATION DE PUISSANCE

a/ Effort subit par le foret hélicoïdal.

Il y a lieu de considérer les efforts de coupe - proprement dits et les efforts de frottements. L'ensemble de ces efforts se réduit à un couple et à une poussée axiale.

- * **Poussée axiale:** La puissance nécessaire à la pénétration du foret est très faible. La vitesse d'avance étant très réduite. Toutefois, la connaissance de la poussée axiale permet de calculer les organes assurant l'avance du foret.
- * **Couple:** La majeure partie du couple résistant est due à l'action de coupe des arêtes tranchantes.

b/ Puissance nécessaire au perçage :

la puissance utile à la Broche sera déterminée par le couple de perçage (action de coupe plus frottements) et la vitesse Angulaire, soit par la formule suivante:

$$P = \left[\frac{k(a \cdot d)^{0,8} \cdot f}{3} + \frac{k_s \cdot a \cdot d}{8} \right] \frac{V_c}{30} \dots \dots \dots (1)$$

a: avance du foret [mm/tr]

d: diamètre du foret [mm]

v_c : vitesse de coupe [m/min]

f : Coefficient de frottement.

k : coefficient dont la valeur varie avec la matière à usiner: Acier $k=1650$; fonte: $k=800$; alliages légers: $k=900$.

k_s effort spécifique de coupe.

Dans notre cas:

$k=1650$ (matière: Acier), $k_s=2000$ (cours de TEII), $f=0,15$ (frottement Acier-Acier à sec). $a=0,25$ mm/tr, $d=25$ mm

$$v_c = \omega r = 2\pi n_c d/2 = 2 \cdot \pi \cdot 400 \cdot 25 \cdot 10^{-3} / 2 = 31,4 \text{ m/min.}$$

* Puissance sans avant trous ($\phi 25$):

$$P_1 = \left[\frac{k(a \cdot d)^{0,8} \cdot f}{3} + \frac{k_s \cdot a \cdot d}{8} \right] \frac{v_c}{30} = \left[\frac{1650 (0,25 \cdot 25)^{0,8} \cdot 0,15}{3} + \frac{2000 \cdot 0,25 \cdot 25}{8} \right] \frac{31,4}{30}$$

$$\Rightarrow P_1 = 2009,5 \text{ [W].}$$

* Puissance de l'avant trous ($\phi 10$):

$$P_2 = \left[\frac{1650 (0,1 \times 10)^{0,8} \cdot 0,15}{3} + \frac{2000 \times 0,10 \times 10}{8} \right] \frac{31,4}{30} = 348 \text{ [W]}$$

* Puissance nécessaire au perçage avec avant trous ($P_1 - P_2$):

$$P_p = P_1 - P_2 = 2009,5 - 348 = 1661,5 \text{ [W].}$$

* Puissance d'avance: $P_a = P_{a1} - P_{a2}$ avec:

$$P_a = \left[k(a \cdot d)^{0,8} \cdot f / 3 \right] \frac{v_c}{30} \quad \text{et} \quad P_c = \left(\frac{k_s \cdot a \cdot d}{8} \right) \frac{v_c}{30} \text{ Puissance de coupe.}$$

$$P_a = P_{a1} - P_{a2} = \frac{k \cdot f \cdot v_c}{3 \cdot 30} \left[(a_1 \cdot d_1)^{0,8} - (a_2 \cdot d_2)^{0,8} \right]$$

$$= \frac{1650 \times 0,15 \times 31}{3 \times 30} \left[(0,25 \cdot 25)^{0,8} - (0,10 \cdot 10)^{0,8} \right] = 284 \text{ [W].}$$

* Puissance de coupe P_c : d'autre Part: $P_c = P - P_a$

$$\text{donc: } P_c = P - P_a = 1661,5 - 284 = 1377,5 \text{ [W]}$$

C/ choix des moteurs :

* Moteur des avances lentes : On recommande un moteur de puissance normalisée: $P_u = 2,2 \text{ kW}$.

- Rendement de la machine: $\eta_g = P_p / P_u = \frac{1661,5}{2200} = 0,755$.

- Puissance à vide P_o : $P_o = P_u - P_p = 2200 - 1661,5 = 538,5 \text{ [W]}$.

* Moteur des avances rapides : on recommande un moteur de puissance normalisée égale à $0,55 \text{ kW}$.

Remarque:

Les deux moteurs sont électriques de type standard, fabriqués par (ENEL) au complexe (MEI) d'Azazga, de tension 380 V , fréquence 50 Hz , $\cos \theta$ variant de $0,79$ à $0,92$, vitesse de rotation 1400 tr/min , Ce complexe fabrique des moteurs de $0,25 \text{ kW}$ à 400 kW ayant différentes caractéristiques.

CHAPITRE 3

CALCUL DES ENGRENAGES CYLINDRIQUES A DENTURE DROITE

3.1. INTRODUCTION :

Les propriétés de fonctionnement fidèles des pièces sont assurées par calcul des pièces d'après les critères d'aptitude aux services correspondants.

* Résistance des éléments de machines :

Pour assurer la résistance nécessaire et suffisante, il faut établir les dimensions des éléments de machines susceptibles de rendre impossible les déformations résiduelles inadmissibles, les ruptures et les détériorations superficielles.

- a) Résistance superficielle: Pour ce qui suit on vérifie que les contraintes (superficielles) notées: " σ_{sup} " sont nécessairement inférieures aux contraintes de contacts admissibles $[\sigma]_{sup}$.
- b) Résistance à la rupture: c'est la rupture par flexion, de même on vérifie toujours que les contraintes de flexions maximales notées σ_f sont inférieures aux contraintes de flexions admissibles: $[\sigma]_f$. soit: $\sigma_{sup} < [\sigma]_{sup}$ et $\sigma_f < [\sigma]_f$

C. critère de calcul:

Le calcul de la résistance définie pour une transmission les dimensions minimales susceptibles de prévenir la détérioration des roues. Ce n'est qu'en associant le calcul de la résistance à l'établissement de la géométrie de l'engrenage que l'on peut obtenir une solution rationnelle; En effet, en modifiant correctement la géométrie de l'engrenage (nombre de dents, angle d'inclinaison, etc), on peut augmenter la capacité de charge de la transmission

3.2. CALCUL DES DENTS A LA RESISTANCE AU CONTACT

Pour assurer la résistance au contact des surfaces, il faut limiter la contrainte de compression maximale définie par:

$$\sigma_{\text{sup}} = k_m \cdot k_{\text{cp}} \cdot \sqrt{\frac{M_{t_1} \cdot k_c \cdot k_d \cdot (i+1)}{(d_1)^2 \times B \cdot i}} \leq [\sigma]_{\text{sup}} \quad \dots \dots \dots (1)$$

(voir Éléments de machines Page 269).

- M_{t_1} : moment de torsion transmis par le pignon (1).
- k_c : coefficient de concentration de charge.
- k_d : Coefficient de charge dynamique.
- k_{cp} : coefficient qui tient compte de la géométrie de la transmission
- k_m : coefficient de matériau.

- i : rapport de réduction
 d_1 : diamètre primitif du pignon (1).
 B : Largeur de la denture
 $[\sigma]_{\text{sup}}$: Contrainte de contact admissible.

on peut donc transformer la formule (1). Le diamètre du cercle primitif du pignon: (avec $B = \psi_p \cdot d_1$).

$$d_1 = \sqrt[3]{\left(\frac{k_m \cdot k_\varphi}{[\sigma]_{\text{sup}}}\right)^2 \frac{M_{t1} \cdot k_c \cdot k_d \cdot \frac{i+1}{i}}{\psi_p}} \quad \dots \quad (2)$$

4. Détermination des paramètres et coefficients:

$[\sigma]_{\text{sup}}$: Nous choisissons $[\sigma]_{\text{sup}} = 80 \text{ dan/mm}^2$

M_{t1} : $M_{t1} = \frac{P}{\omega} = \frac{2200 \times 60}{2\pi \cdot 1400} = 15 \text{ N.m}$ soit (1500 dan.mm)

i : rapport de réduction = 1,4

k_φ : $k_\varphi = (1/\cos^2\varphi \cdot \tan\varphi)^{1/2}$, φ : Angle de pression = 20°
 $\Rightarrow k_\varphi = 1,7$.

k_m : $k_m = 0,836 \sqrt{E}$, où E est le module d'élasticité, pour Acier: $E = 22000 \text{ dan/mm}^2 \Rightarrow k_m = 124$.

k_d : fonction de la vitesse périphérique. pour un diamètre $d_1 = 40 \text{ mm} \rightarrow v_t = \frac{\pi d_1 n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 40 \cdot 1400}{60} = 2,93 \text{ m/sec}$
 le tableau page 268 du même livre donne $k_d = 1,55$.

k_c : d'après le livre Éléments de machines, k_c est donné par: la formule suivante:

$$k_c = 1 + \left[0,16 \left(\frac{B}{d_1} \right)^2 \cdot \frac{1}{k_{mat}} + 0,016 \left(\frac{B}{d_1} \right)^4 \left(1,5 \frac{la}{B} - 0,5 \right) \times \right. \\ \left. \times \left(1 + 5,3 \left(\frac{d_1}{B} \right)^2 \sin 2\pi \frac{a}{la} \right) \right] k_r \cdot k_{mat} \cdot k_{kc} < 1,6$$

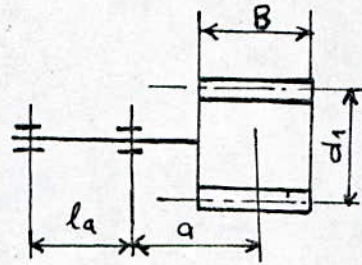
avec:

k_r : coefficient de rodage

roue en Acier $\Rightarrow k_r = 0,6$

k_{mat} Coefficient de matériau

roue en Acier: $k_{mat} = 1$



k_{kc} : coefficient qui tient compte de calcul à la résistance aux figures. $k_{kc} = 1$

Les rapports (B/d_1) , (la/B) et (a/la) on les choisit de façon à réduire au minimum la concentration de la charge;

Dans le cas courant: (roues montées en l'air)

B/d_1 $B/d_1 < 0,8$ soit $B/d_1 = 0,35 = \psi_p$

la/B $la/B < 2$ soit $la/B = 1,7$

a/la (a/la) faible soit $(a/la) = 0,5$ En fin:

$$k_c = 1 + \left[0,16 (0,35)^2 \times \frac{1}{1} + 0,016 (0,35)^4 (1,5 \times 1,7 - 0,5) \times \right. \\ \left. \times \left(1 + 5,3 \left(\frac{1}{0,35} \right)^2 \sin 2\pi \cdot 0,5 \right) \right] 0,6 \times 1 \times 1 = 1,02$$

$k_c = 1,02 < 1,6$ elle est vérifiée la condition de k_c .

Résumé:

M_t , [dan.mm]	$[\sigma]_{sup}$, $\left[\frac{dan}{mm^2} \right]$	i	k_m	k_ϕ	k_c	k_d	ψ
1500	80	1,41	124	1,7	1,02	1,55	0,35

Substituant ces valeurs dans la formule (2) :

$$d_1 = \sqrt[3]{\left(\frac{k_m \cdot k_\varphi}{[\sigma]_{\text{mp}}}\right)^2 \frac{M_{t1} \cdot K_c \cdot K_d}{\psi_p} \cdot \frac{\lambda+1}{\lambda}} = \sqrt[3]{\left(\frac{124 \cdot 1,7}{80}\right)^2 \frac{1364 \times 1,02 \times 1,55}{0,35} \cdot \frac{1,41+1}{1,41}}$$

$$\Rightarrow d_1 = 43,15 \text{ mm} \quad , \quad B = \psi \cdot d = 0,35 \cdot 43,15 = 15,1 \text{ mm}.$$

33 CALCUL DE LA RESISTANCE DES DENTS A LA RUPTURE

Les contraintes maximales dans la section dangereuse d'une dent de largeur B sont donnés par :

$$\sigma_f = \frac{2 M_{t1} \cdot K_c \cdot K_d}{d_1 \cdot B \cdot m \cdot y_1 \cdot \cos \varphi} \leq [\sigma]_f \dots \dots (3)$$

$[\sigma]_f$: contraintes de flexion admissible. nous choisissons :

$$[\sigma]_f = 20 \text{ daN/mm}^2.$$

y_1 : Coefficient de forme de la dent, varie suivant le nombre de dents Z et le coefficient de depport x; dans notre cas : Engrenage sans variation d'entraxe : $x=0$, et on pose $Z_1=25$, l'abaque Page 274 donne $y_1(Z_1, x) = y(25, 0) = 0,38$, on remplace dans m tiré de l'équation (3) : (m: module)

$$(3) \Rightarrow m = \frac{2 M_{t1} \cdot K_c \cdot K_d}{d_1 \cdot B \cdot [\sigma]_f \cdot \cos \varphi} = \frac{2 \times 1500 \times 1,02 \times 1,55}{43,15 \times 15,1 \times 20 \times 0,38 \cdot \cos 20^\circ}$$

= 1,02 . il faut choisir un module normalisé > 1,02
soit $m = 1,25$.

a) Correction des paramètres: d_1, z_1, B, i_1, y_1 :

$$z_1: \text{ il faut vérifier: } d_1 = m z_1 \geq 43,15 \Rightarrow z_1 = \frac{43,15}{m}$$

$$z_1 = 43,15 / 1,25 = 34,5 \quad \text{soit } z_1 = 36.$$

$$y_1: y_1 = f(z_1, x) = f(36, 0) = 0,39.$$

$$d_1: d_1 = m z_1 = 1,25 \cdot 36 = 45 \text{ mm}$$

$$B: B = \gamma_p \cdot d_1 = 0,35 \cdot 45 = 15,7 \text{ mm}$$

$$z_2: z_2 = i_1 \cdot z_1 = 1,41 \cdot 36 = 50,76 \quad \text{soit } z_2 = 50$$

$$i_1: i_1 = z_2 / z_1 = 50 / 36 = 1,389$$

b) vérification du pignon:

1- à la résistance à la pression superficielle:

on remplace les paramètres déterminés dans (1):

$$\sigma_{\text{rup}} = k_m \cdot k_{\varphi} \sqrt{\frac{M_t \cdot k_c \cdot k_d}{d_1^2 \cdot B} \cdot \frac{i+1}{i}} = 124 \cdot 1,7 \sqrt{\frac{1500 \cdot 1,02 \cdot 1,55 \cdot 1,389 + 1}{(45)^2 \cdot 15,7 \cdot 1,389}}$$

$$\sigma_{\text{rup}} = 75,5 \text{ dan/mm}^2 < 80 \text{ dan/mm}^2$$

donc le pignon est vérifié à la pression sup.

2. à la résistance des dents à la rupture:

$$\sigma_f = \frac{2 M_t \cdot k_c \cdot k_d}{d_1 \cdot B \cdot m \cdot y_1 \cdot \cos \varphi} = \frac{2 \times 1500 \times 1,02 \times 1,55}{45 \cdot 15,7 \times 1,25 \cdot 0,39 \cos 20^\circ} = 14,6 \frac{\text{dan}}{\text{mm}^2}$$

$14,6 \text{ dan/mm}^2 < 20 \text{ dan/mm}^2$ donc le pignon est vérifié à la rupture.

c/ calcul de $[\sigma]_{sup}$ et $[\sigma_f]$ de la roue (2):

Les contraintes admissibles de la roue 2 ce calcul par les formules suivantes:

$$* \frac{[\sigma]_{sup_1}}{[\sigma]_{sup_2}} = i^{1/6} \Rightarrow [\sigma]_{sup_2} = [\sigma]_{sup_1} / i^{1/6} \quad \text{soit:}$$

$$[\sigma]_{sup_2} = 80 / (1,389)^{1/6} = 75,7 \text{ dan/mm}^2 < 80 \text{ dan/mm}^2$$

$$* \frac{[\sigma]_{f_1}}{[\sigma]_{f_2}} = \frac{y_2}{y_1} \Rightarrow [\sigma]_{f_2} = \frac{y_1}{y_2} \cdot [\sigma]_{f_1}$$

avec $y_2 = f(z_2, 0) = f(50, 0) = 0,43$ donc:

$$[\sigma]_{f_2} = \frac{0,39}{0,43} \cdot 20 = 18,1 \text{ dan/mm}^2$$

3.4 CHOIX DU MATERIAU

on choisie un ACIER XC42 don il a $[\sigma]_{sup} = 80 \text{ dan/mm}^2$ et $\sigma_f = 20 \text{ dan/mm}^2$ pour le pignon 1 et roue 2; trempé suivie d'un revenu à Basse température.

Remarque:

vue la faible puissance transmise par les Couples d'engrenages à dentures droites parallèles, on mintient le même matériau de (z_1, z_2) pour tous les autres engrenages à dentures droites parallèles.

CHAPITRE 4

CALCUL DES ENGRENAGES CONIQUES

4.1 Calcul du diamètre du pignon conique.

Le couple d'engrenages coniques (5 et 6) transmis la puissance d'avance $P_a = 284 \text{ [W]}$ et presque la totalité de P_0 (puissance à vide), au maximum il transmet $P_a + P_0 = 284 + 538,5 = 822,5 \text{ [W]}$.

La formule donnant le diamètre du pignon conique est:

$$d_5 = \sqrt{\left(\frac{k_m \cdot k_\alpha}{[\sigma]_{\text{sup}}}\right)^2 \frac{M_{t5} \cdot k_c \cdot k_d \sqrt{i_3^2 + 1}}{\gamma \cdot i_3^2}} \dots \dots \dots (1)$$

- i_3 : rapport de réduction déjà fixé: $i_3 = 1,41$.
 $[\sigma]_{\text{sup}}$: contrainte de contact admissible = 80 dan/mm^2
 $[\sigma]_f$: contrainte de flexion admissible = 20 dan/mm^2
 M_{t5} : moment de torsion transmis par le pignon 5":

$$M_{t5} = \frac{P}{\omega} = \frac{P \times 60}{2\pi \cdot N_5} \quad \text{avec: } N_5 = (i_1)^{-1} N_0 = \left(\frac{36}{50}\right) = 1008 \text{ tr/min}$$

$$M_{t5} = \frac{822,5 \times 60}{2\pi \cdot 1008} = 7,79 \text{ N.m} = 779 \text{ dan.mm}$$

Les coefficients k_m, k_α, k_d sont inchangeables: $k_m = 1,24$

$k_\alpha = 1,7, k_d = 1,35$. de même on choisie: $\gamma = B/d = 0,35$.

on remplace ces grandeurs dans la formule (1):

$$d_5 = \sqrt[3]{\left(\frac{k_m \cdot k_\varphi}{[\sigma]_{\text{sup}}}\right)^2 \frac{M_{ts} \cdot k_c \cdot k_d \sqrt{i_3^2 + 1}}{\psi \cdot i_3^2}} = \sqrt[3]{\left(\frac{124 \times 1,7}{80}\right)^2 \frac{779 \times 1,02 \cdot 1,35 \sqrt{(1,41)^2 + 1}}{0,35 \cdot (1,41)^2}}$$

$$\Rightarrow d_5 = 26,44 \text{ mm}$$

$$B = \psi \cdot d_5 = 0,35 \cdot 26,44 = 9,25 \text{ mm.}$$

4.2 Calcul du module m:

La formule donnant le module des engrenages conique est:

$$m = 1,28 \sqrt[3]{\frac{M_{ts} \cdot k_c \cdot k_d}{z_5 \cdot i_5 \cdot \psi_m \cdot y_5 \cdot [\sigma]_f}} \quad \text{avec: } \psi = B/m$$

on remplace ψ_m par sa valeur B/m on trouve:

$$m = \left[1,28 \sqrt[3]{\frac{M_{ts} \cdot k_c \cdot k_d}{z_5 \cdot i_5 \cdot B \cdot y_5 \cdot [\sigma]_f}} \right]^{3/4} \quad (2)$$

z_5 : à imposer: soit $z_5 = 23$.

y_5 : $y_5 = f(z_c, x)$ avec $z_c = z_5 / \cos \delta_5$ nombre de dents fictif et $\delta_5 = \text{Arctg}(z_5/z_6)$ Angle primitif d'engrenage (5). $\delta_5 = \text{Arctg}(z_5/z_6) = \text{Arctg}(1/i_3) = \text{Arctg}(1/1,41)$
 $\Rightarrow \delta_5 = 54,6^\circ$ donc $z_c = 23 / \cos 54,6^\circ = 39,7$.

d'après l'abaque: $y_5 = f(39,7, 0) = 0,43$. on remplace:

$$m = \left[1,28 \sqrt[3]{\frac{779 \times 1,02 \times 1,35}{23 \times 1,41 \times 9,25 \times 0,43 \times 20}} \right]^{3/4} = 0,96.$$

nous choisissons le module normalisé le plus près: $m = 1$

* Correction des paramètres: d, z, y, B, i :

z : il faut vérifier la condition: $d = m z \geq 26,44$
soit $z \geq 26,44/m = 26,44/1 = 26,44$ soit $z_5 = 30$

d : $d_5 = m z_5 = 1 \times 30 = 30 \text{ mm}$.

y $y = f(z_c, 0)$ avec $z_c = z_5 / \cos \delta_5 = \frac{30}{\cos 54,6^\circ} = 51,7$
L'abaque donne $y_5 = y(51,7, 0) = 0,48$

B : $B = \psi_m \cdot d = 0,35 \cdot 30 = 10,5 \text{ mm}$.

4.3 vérification du pignon conique:

a/ vérification à la résistance à la pression superficielle:

les contraintes de contact σ_{mp} des engrenages coniques sont données par:

$$\sigma_{mp} = k_m \cdot k_\alpha \sqrt{\frac{M_{ts} \cdot k_c \cdot k_d \cdot \sqrt{i^2 + 1}}{(d_5)^2 \cdot B \cdot i^2}}$$

tous ces paramètres sont déjà déterminés, on remplace:

$$\sigma_{mp} = 124 \cdot 1,7 \sqrt{\frac{779 \times 1,02 \cdot 1,35 \sqrt{(1,41)^2 + 1}}{(30)^2 \cdot 10,5 \cdot (1,41)^2}} = 66,22 \frac{\text{dan}}{\text{mm}^2}$$

$$66,22 \text{ dan/mm}^2 < 80 \text{ dan/mm}^2$$

donc le pignon est vérifié à la résistance au contact.

b) vérification du pignon conique à la rupture:

les contraintes de rupture par flexion pour les engrenages coniques sont données par la formule:

$$\sigma_f = \frac{2 M_t \cdot k_c \cdot k_d}{d_1 \cdot B \cdot m \cdot y \cdot \cos \varphi} \quad \text{on remplace :}$$

$$\sigma_f = \frac{2 \times 779 \times 1,02 \times 1,35}{30 \times 10,5 \times 0,48 \cdot \cos 20^\circ} = 15 \text{ dan/mm}^2 < 20 \text{ dan/mm}^2.$$

donc $\sigma_f < [\sigma]_f$. le pignon est vérifié à la rupture.

4-4. Calcul des contraintes admissibles pour la roue conique:

* Contraintes de contact admissibles:

$$[\sigma]_{mp2} = \frac{[\sigma]_{mp1}}{i^{1/6}} = \frac{80}{(1,41)^{1/6}} = 75,5 \text{ dan/mm}^2 < 80 \text{ dan/mm}^2$$

* Contraintes de flexion:

$$[\sigma]_f2 = \frac{y_5}{y_6} [\sigma]_{f1} \quad \text{où} \quad y_2 = f(z_c)$$

$$z_{c6} = \frac{z_5}{\cos \delta_6} \quad \text{avec} \quad \delta_6 = \frac{\pi}{2} - \delta_5 = 90 - 54,6 = 35,4^\circ.$$

$$z_6 = i_3 \cdot z_5 = 1,41 \times 30 = 42,3. \quad \text{soit} \quad z_6 = 43.$$

$$z_c = 43 / \cos 35,4^\circ = 52,7 \quad \text{l'abaque donne} \quad y_6 = f(52,7; 0) = 0,49.$$

$$[\sigma]_{f2} = \frac{0,48}{0,49} \cdot 20 = 19,59 \text{ dan/mm}^2 \approx 20 \text{ dan/mm}^2.$$

les contraintes des deux engrenages sont approxima-

-tivement égaux donc, ils doivent être du même matériau.

4-5. Choix du matériau:

L'étude de la résistance du couple d'engrenage conique montre qu'on peut prendre le même matériau XC42 subit d'un traitement thermique.

CHAPITRE 5

CALCUL DE L'ENGRENAGE ROUE - VIS SANS FIN

*5.1 GENERALITÉS ET CARACTERISTIQUES

En recommande un engrenage roue-vis sans fin vérifiant les caractéristiques suivantes:

- * vis sans fin à filets inclinés
- * roue hélicoïdal à denture creuse pour éviter l'usure rapide des dents.
- * Le fonctionnement de la tête de perçage exige un engrenage qui fonctionne avec pignon moteur seulement; c'est-à-dire qui vérifie la condition de l'irréversibilité.

a/ Détermination des paramètres de l'engrenage:

* β Angle d'inclinaison: on recommande pour les engrenages irréversibles $\beta > 85^\circ$ donc nous choisissons: $\beta = 86^\circ$.

* Z_9, Z_{10} Pour un rapport de réduction $i_5 = 42,38 > 40$ le tableau Page 299 (G. HENRIOT) recommande une vis à 1 filet. $Z_9 = 1$

$$Z_{10} = i_5 \cdot Z_9 = 42,38 \times 1 = 42,38 \quad \text{soit } Z_{10} = 43.$$

q nombre de modules. $q = Z_9 \tan \beta = 1 \cdot \tan 86^\circ = 14,3$

$q \in [7,5 \div 16]$ ce qui justifie notre choix de β et Z_9 .

γ Angle de pas: $\gamma = \left(\frac{\pi}{2} - \beta\right) = 4^\circ$.

b/ Condition de l'irréversibilité:

Il y a réversibilité lorsque l'engrenage peut fonctionner soit avec pignon moteur, soit avec roue motrice. Lorsque l'engrenage ne peut fonctionner que dans un seul sens, il y a irréversibilité. C'est le cas où le rendement est nul dans un sens, les rendements sont:

$$f_r = \frac{\cot \beta_1}{\tan \left[\left(\frac{\pi}{2} - \beta_1 \right) + \mu \right]} \quad \text{et} \quad f_m = \frac{\tan \left[\left(\frac{\pi}{2} - \beta_1 \right) - \mu \right]}{\cot \beta_1}$$

avec:

η_r : est le rendement lorsque le pignon est moteur (Engrenage réducteur)

η_m : est le rendement lorsque la roue est motrice (Engrenage multiplicateur)

$\mu = \text{Arctg } f$. (Angle de frottement).

Dans notre cas, c'est un engrenage réducteur, donc il faut adopter la condition: $\eta_m = 0$.

le rendement η_m en multiplicateur s'annule pour

$\beta_1 = \frac{\pi}{2} - \mu$ et $\beta_1 = 0$ (solution à rejeter).

d'où $\mu = \frac{\pi}{2} - \beta_1 = 90^\circ - 86^\circ = 4^\circ$.

$$* \eta_r: \quad \eta_r = \frac{\cotg \beta_1}{\tg \left[\left(\frac{\pi}{2} - \beta_1 \right) + \mu \right]} = \frac{\cotg 86^\circ}{\tg [(90 - 86) + 4]} = 0,5$$

$$* f: \quad \text{coefficient de frottement: } f = \tg \mu = \tg 4^\circ = 0,067.$$

5.2 CALCUL DE LA RESISTANCE DE CONTACT

D'après le livre "Elements de machines", la formule donnant l'entraxe (A) entre la vis et la roue est:

$$A = \left(\frac{z_r}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left(\frac{540}{\left(\frac{z_r}{q} \right) \cdot [\sigma]_{mp}} \right)^2 \cdot \eta_t \cdot k_c \cdot k_d }$$

on avait trouvé:

$$* z_r = z_{10} = 43$$

$$* q = 14,3$$

on suppose $[\sigma]_{mp} = 90 \text{ dan/mm}^2$.

$$* M_t \quad M_t = \frac{P}{\omega} = \frac{P \times 60}{2\pi \cdot N_g} \quad \text{avec: } N_g = \frac{n_o}{i_1 \cdot i_3} = \frac{1400}{1,38 \cdot 1,5} \text{ et:}$$

$$M_t = \frac{822,5 \times 60 \times 1,38 \times 1,5}{2\pi \cdot 1400} \quad P = 822,5 \text{ W}$$

$$M_t = 11,61 \text{ Nm} \quad \text{soit } 1161 \text{ daN} \cdot \text{mm}.$$

$$* k_d \quad k_d = 1,1 \quad - v < 3 \text{ m/sec.}$$

$$* k_c \quad k_c = 1 \quad \text{Distribution de charge r\u00e9guli\u00e8re.}$$

rempla\u00e7ons ces grandeurs dans A:

$$A = \left(\frac{z_r}{9} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left(\frac{540}{\left(\frac{z_r}{9} \right) [\sigma]_{mp}} \right)^2 M_t \cdot k_c \cdot k_d }$$

$$A = \left(\frac{43}{14,3} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left(\frac{540}{\frac{43}{14,3} \cdot 90} \right)^2 \cdot 1161 \cdot 1,1 } = 68,9 \text{ mm}.$$

* calcul du module: la formule donnant le module axial m_x est:

$$m_x = \frac{2A}{9 + z_r} = \frac{2 \times 68,9}{14,3 + 14,3} = 2,4 \quad \text{Soit } m_x = 2,5$$

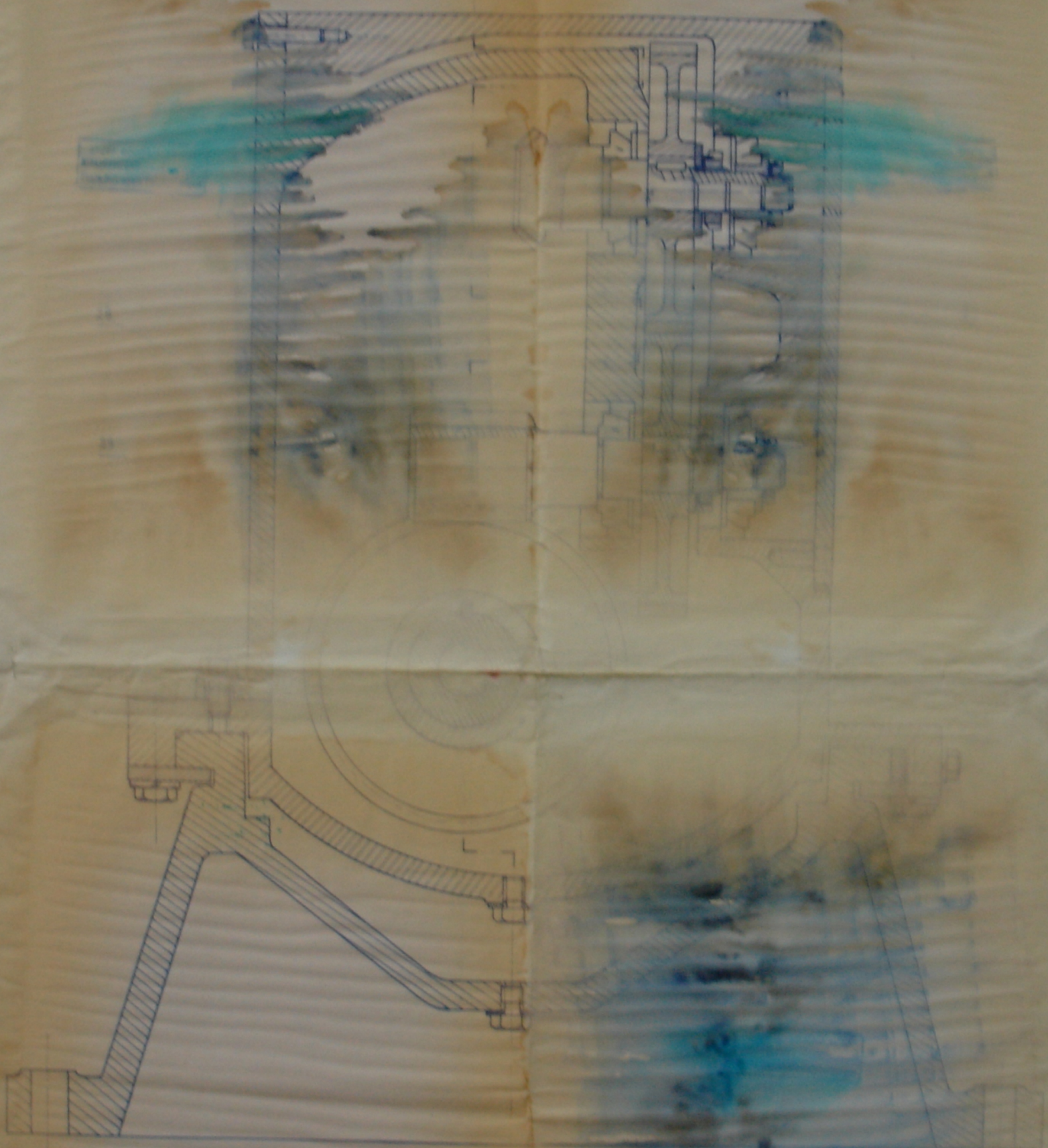
$$* \text{Correction de A: } A = \frac{m(z_r + 9)}{2} = \frac{2,5(43 + 14,3)}{2} = 71,62 \text{ mm}$$

* Verification de la resistance au contact:

$$\sigma_{mp} = \frac{540}{z_r/9} \sqrt[3]{ \left(\frac{z_r/9 + 1}{A} \right)^2 M_t \cdot k_c \cdot k_d } \leq [\sigma]_{mp}.$$

on remplace:

A



A

PM00887
 1/20/88

ECOLE NATIONALE ARTS ET METIERS	
Echelle	1/1
Projet	PROJET
Descriptif	COUPE
Date	1/20/88
Mat.	
Aut.	



25				
24				
23				
22				
21				
20				
19	vis H MG 4x8	5		
18	vis H MG 4x8	4		
17	Roue (X ₂)	4		acier
16	Carter			fonte
15	Roulement 45BC02	4		acier
14	Roue (X ₁)	4		acier
13	arbre de commande de X ₂	1		acier
12	arbre de commande de X ₁	1		acier
11	roue (X ₀)	1		acier
10	écrou rapporté	1		
9	Roulement 204 B02	6		acier
8	disque volant	1		acier
7	Disque d'embrayage	1		fonte
6	Électro-aimant fixe	1		
5	Bobine	4		
4	vis H MG 4x8	5		
3	Ressort de l'embrayage	1		acier
2	Roulement 45BC02	4		acier
1	arbre de commande d'entrée	1		acier

Rp N° dessin Designation Nb Mat

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle 1/1

UNITÉ DE PERCENTAGE

COUPE I

PM00887
A part 9 23

$$\sigma_{\text{mp}} = \frac{540}{43/14,3} \sqrt{\left[\frac{(43/14,3) + 1}{71,6}\right]^3 \cdot 1161 \cdot 1 \cdot 1,1} = 84,9 \frac{\text{dan}}{\text{mm}^2}$$

donc $\sigma_{\text{mp}} < [\sigma]_{\text{mp}}$ la vis est vérifiée à la résistance de Contact.

53 CALCUL DES DENTS A LA RUPTURE

ce calcul ne se fait que pour les dents de la roue, car la résistance des filets de la vis est importante. la formule donnant la contrainte de flexion est:

$$\sigma_f = \frac{1,9 \cos \gamma}{m_x \cdot d_g \cdot d_{10} \cdot y} \cdot M_t \cdot k_c \cdot k_d \leq [\sigma_f]$$

où M_t : moment de torsion sur les dents de la roue.

$$M_t = \frac{P}{\omega} = \frac{P \times 60}{2\pi N_{10}}$$

$$N_{10} = \frac{N_0}{i_1 \cdot i_3 \cdot i_5} = \frac{1400}{1,38 \cdot 1,5 \cdot 4,3} = 15,7 \text{ tr/min.}$$

$$\bullet \quad M_t = \frac{822,5 \times 60}{2\pi \cdot 15,7} = 499 \text{ N.m} = 49900 \text{ dan.mm.}$$

$$\bullet \quad d_r = m_x z_{10} = 2,5 \times 43 = 107,5 \text{ mm}$$

$$\bullet \quad d_v = q \cdot m_x = 14,3 \times 2,5 = 35,75 \text{ mm.}$$

$$\bullet \quad y = f(z_c; 0) \quad z_c = \frac{z_{10}}{\cos^3 B} = \frac{43}{(\cos 86)^3} = 126681.$$

$$y = f(126681; 0) = 0,48.$$

• $k_c = 1$, $k_d = 1$, $[\sigma]_f = 20 \text{ dan/mm}^2$, $\gamma = 4^\circ$
 on remplace :

$$\sigma_f = \frac{1,9 \cdot \cos \gamma}{m_x \cdot d_r \cdot d_v \cdot \gamma} \cdot M_t \cdot k_c \cdot k_d = \frac{1,9 \cdot \cos 4^\circ \cdot 49800 \cdot 1 \cdot 1}{2,5 \cdot 107,5 \cdot 35,75 \cdot 0,5} = 19,64 \frac{\text{dan}}{\text{mm}^2}$$

$\sigma_f \leq [\sigma]_f \text{ adm.}$ donc la roue est vérifiée à la rupture.

54 CHOIX DU MATERIAU

- * matériau de lavis: Acier au carbone XC 48 subit un traitement thermique superficiel et volumique; dont il a $[\sigma]_{\text{sup}} = 90 \text{ dan/mm}^2$.
- * Matériau de la roue: roue en Bronze phosphoreux.

CHAPITRE 6

CALCUL DES DIFFERENTS PARAMÉTRÉS DES ENGRENAGES

61 ENGRENAGES DROITS PARALLELES

Notation des paramètres:

h_a : saillie $h_a = m = 1,25 \text{ mm}$

h_f : creux $h_f = 1,25 m = 1,25 \times 1,25 = 1,56 \text{ mm}$

P_n : Pas $P_n = \pi \cdot m = \pi \times 1,25 = 3,93 \text{ mm}$.

S_n : épaisseur de la dent $S_n = \frac{\pi \cdot m}{2} = 1,96 \text{ mm}$

Z_i : nombre de dent de l'engrenage "i"

d_i : diamètre primitif de l'engrenage "i" $d_i = m Z_i$ [mm]

d_{a_i} : diamètre de tête de l'engrenage "i" $d_{a_i} = d_i + 2 \cdot h_a$

d_{f_i} : diamètre de pied : "i" $d_{f_i} = d_i - 2 h_f$

$a_{i/j}$: Entraxe des Engrenages "i" et "j" $a_{i,j} = \frac{d_i + d_j}{2}$

d_{b_i} : diamètre de Base : $d_{b_i} = d_i \cos \varphi$

φ : angle de pression $\varphi = 20^\circ$

i : rapport de réduction $i = Z_i / Z_{i-1}$

B : largeur de la dent. $B = 15,7 \text{ mm}$.

Les valeurs de ces paramètres sont indiquées ci-contre

Etage	roue i^o	Z_i	d_i	d_{a_i}	d_{f_i}	d_{b_i}	n_i [tr/min]	α_i	$i = \frac{Z_j}{Z_i}$
I	1	36	45	47,5	41,88	42,28	1400	53,7	1,388
	2	50	62,5	65	59,38	58,73	1008		
II	3	30	37,5	40	34,38	35,2	1008	65,6	2,5
	4	75	93,75	96,25	90,63	88	403		
IV	7	80	100	102,5	96,88	93,96	672	100	1
	8	80	100	102,5	96,88	93,96	672		
II'	11	60	75	77,5	71,88	70,4	405	53,1	2,4
	12	25	31,25	33,75	28,88	29,3	972		
I'	13	36	45	47,5	41,88	42,2	972	38,1	1,44
	14	25	31,25	33,75	28,13	29,3	1400		

6.2 ENGRENAGE CONIQUE

Z_i : nombre de dents: $Z_5 = 30$, $Z_6 = 43$.

h : hauteur: $h = h_a + h_f$ $h_a = m = 1$, $h_f = 1,25m = 1,25 \text{ mm}$.

m : module = 1

i : $i = Z_6 / Z_5 = 1,43$.

δ_5 : Angle primitif du pignon 5. $\delta_5 = \text{Arctg}(Z_5 / Z_6) = 34,9^\circ$

δ_6 : " " de la roue 6. $\delta_6 = \text{Arctg}(Z_6 / Z_5) = 55,1^\circ$

d_5 : diamètre primitif $d_5 = m Z_5 = 30 \times 1 = 30 \text{ mm}$

d_6 : " " $d_6 = m Z_6 = 1 \times 43 = 43 \text{ mm}$

d_{a5} : " " de tête: $d_{a5} = d_5 + 2h_a \cos \delta_5 = 31,6 \text{ mm}$.

- d_{f5} : diamètre de pied: $d_{f5} = d_5 - 2h_f \cos \delta_5 = 27,9 \text{ mm}$
 d_{f6} : " " $d_{f6} = d_6 - 2h_f \cos \delta_6 = 41,56 \text{ mm}$
 R : Génératrice primitive: $R = (d_1/2 \sin \delta_1) = (d_2/\sin \delta_2) = 26,2 \text{ mm}$
 θ_a : Angle de saillie $\theta_a = \text{Arctg}(h_a/R) = 2,18^\circ$
 θ_f : Angle de creux $\theta_f = \text{Arctg}(h_f/R) = 2,73^\circ$
 δ_{a5} : Angle de tête $\delta_{a5} = \delta_5 + \theta_a = 37,08^\circ$
 δ_{a6} : " " $\delta_{a6} = \delta_6 + \theta_a = 57,28^\circ$
 δ_{f5} : Angle de pied $\delta_{f5} = \delta_5 - \theta_f = 32,17^\circ$
 δ_{f6} : " " $\delta_{f6} = \delta_6 - \theta_f = 52,36^\circ$
 B : largeur de dent $B = 10,5 \text{ mm}$.

6.3. ROUE - VIS SANS FIN

- m_x : module axial $m_x = 2,5$, $Z_g = 1$, $Z_{10} = 43$
 β : Angle d'inclinaison $\beta = 86^\circ$ ($\beta > 85^\circ$ réducteur irréversible)
 h_f, h_a : $h_a = m_x = 2,5 \text{ mm}$ $h_f = 1,2 m_x = 3 \text{ mm}$ ($\beta > 75^\circ$).
 i : rapport de réduction $i = Z_g/Z_{10} = 43/1 = 43$.
 d : diamètre primitif: $d_g = m_x \text{tg} \beta \cdot Z_g = 35,75 \text{ mm}$, $d_{10} = m_x Z_{10} = 107,5 \text{ mm}$
 d_a : diamètres de tête: $d_{ag} = d_g + 2h_a = 107,5 \text{ mm}$
 $d_{a10} = d_{10} + 2h_a = 107,5 \text{ mm}$
 d_f : diamètre de pied: $d_{fg} = d_g - 2h_f = 29,75 \text{ mm}$
 $d_{f10} = d_{10} - 2h_f = 101,75 \text{ mm}$

- a Entraxe $a = (d_g + d_{10})/2 = 71,6 \text{ mm}$.
 P_x Pas axial $P_x = \pi \cdot m_x = \pi \cdot 2,5 = 7,85 \text{ mm}$
 S_x Epaisseur axial $S_x = P_x/2 = 3,93 \text{ mm}$.
 α_x Angle de Pression axial: $\alpha_x = f(Z_{10})$ d'après (G. HENRIOT) Page 280, on recommande $\alpha_x = 22^\circ 30'$.
 b_g largeur de la vis. pour $\beta > 75^\circ$ nous avons:
 $b_g = P_x (4,5 + Z_{10}/50) = \pi \cdot 2,5 (4,5 + 43/50) = 42 \text{ mm}$.
 b_{10} largeur de la roue: pour $\beta > 75^\circ$ nous avons:
 $b_{10} = 2m_x \sqrt{1 + m_x t_g \beta} = 30,3 \text{ mm}$.

6.4 CONDITION DE REDUCTION DES DEUX CHAINES

1/ chaine de coupe:

$$i_1 \cdot i_2 \cdot 400 = 1400 \text{ tr/min} \quad \frac{50}{36} \times \frac{75}{30} \times 400 = 1388,8 \text{ tr/min} \approx 1400 \text{ tr/min}$$

Erreur relative comise à la chaine de coupe:

$$\frac{1400 - 1388,8}{1400} \times 100 = 0,8\% < 3\%$$

2/ chaine d'avance: $i_a = \frac{1}{i_2} \cdot i_3 \cdot i_4 \cdot i_5 = \frac{1}{(1,58)^2} \cdot 1,41 \cdot 1,4255 = 24,03$

$$i_a = (30/75) \cdot (43/30) \cdot (80/80) \cdot (43/1) = 24,65 \approx 24,03$$

Erreur relative commise à la chaine d'avance:

$$\frac{24,65 - 24,03}{24,65} \times 100 = 2,5\% < 3\%$$

CHAPITRE 7

CALCUL DU MÉCANISME DE TRANSMISSION PAR VIS-ÉCROU

7.1 CALCUL DE LA RÉSISTANCE A L'USURE

Le calcul de la résistance à l'usure s'effectue d'après la pression spécifique moyenne sur les surfaces de travail du filetage, d'après (ATCHERKANE) la formule donnant le diamètre moyen du vis en fonction de cette pression est:

$$d_m = 8 \sqrt{\frac{Q}{\lambda P}} \quad \text{où: } \lambda = \frac{L}{d_m}$$

- Q : est le plus grand effort d'entainement en [kgf]
 L : longueur de l'écrou [mm]
 d_m : diamètre moyen du filetage [mm].
 P : Pression spécifique moyenne sur les surfaces; d'après (ATCHERKANE) nous choisissons $P = 30$ kgf.

L'effort Q est la somme de deux effort Q_1 et Q_2

Q_1 : effort de la poulée axial de perçage ($Q_1 = F_a$)

Q_2 : Composante de frottement du poids de la tête

sur les glissières.

$$Q_2 = F_a = k [(a_1 d_1)^{0,8} - (a_2 d_2)^{0,8}]$$

$$= 1650 [(0,25 \cdot 25)^{0,8} - (0,1 \cdot 10)^{0,8}] = 550 \text{ kgf.}$$

Q_1 : si on suppose le poids de la tête coulissante est 30 kgf. et le coefficient de frottement $f=0,1$ alors: $Q_2 = 30 \times f = 30 \times 0,1 = 3 \text{ kgf.}$

$$Q = Q_1 + Q_2 = 550 + 3 = 553 \text{ kgf.}$$

Pour un coefficient de sécurité: $k = 1,2$

Q sera: $Q = 1,2 \times 553 = 663,6 \text{ kgf.}$ remplaçons dans

d_m :

$$d_m = 8 \sqrt{\frac{Q}{\lambda \cdot p}} \quad \text{d'après ATCHERKANE: } \lambda = 3$$

$$d_m = 8 \sqrt{\frac{663,6}{3 \times 30}} = 21,7 \text{ mm.}$$

choisissons le diamètre normalisé le plus proche

Soit: $d_m = 22 \text{ mm}$

* calcul de β : Angle d'inclinaison du filet:

$$\beta = \text{Arctg} \left(\frac{t \cdot z}{\pi \cdot d_m} \right)$$

t : pas = 6 mm.

z : n^{bre} de filets. soit $z = 2$

$$\beta = \text{Arctg} \left(\frac{6 \times 2}{\pi \cdot 22} \right) = 9,8^\circ.$$

* Longueur de l'écrou: L

$$\lambda = \frac{L}{d_m} = 3 \Rightarrow L = 3 \cdot d_m = 3 \times 22 = 66 \text{ mm.}$$

donc $L = 66 \text{ mm.}$

7.2 CALCUL DE LA RÉSISTANCE DE LA VIS

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

$$\sigma_{\text{réd}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sqrt{\left(\frac{Q}{S}\right)^2 + 4\left(\frac{M_t}{W_p}\right)^2} \dots \dots (1)$$

S: $S = \frac{\pi d_m^2}{4}$ surface de la section moyenne de la vis en $[\text{mm}^2]$

M_t : moment de torsion transmis par la vis en $[\text{kgf}\cdot\text{mm}]$

W_p : $W_p = \frac{\pi d_m^3}{16} = S \cdot \frac{d_m}{4}$ est le moment résistant de la section à la torsion en $[\text{mm}^3]$
après substitution dans (1):

$$\sigma_{\text{réd}} = \frac{1}{S} \sqrt{Q^2 + \left(\frac{8M_t}{d_m}\right)^2} \quad [\text{kgf}/\text{mm}^2] \dots \dots (2)$$

avec: $M_t = \frac{Q \cdot t}{2\pi \cdot \eta_v}$ où η_v est le coefficient de rendement du couple vis et écrou

$$\eta_v = \frac{\text{tg } \beta}{\text{tg } (\beta + \rho)} \quad (\beta = 9,8^\circ \text{ déjà calculé})$$

β : Angle de frottement, $\rho = \text{Arctg } f$. et f : coef. de frottement.

Écrou en Bronze, vis en Acier, frottement dynamique

avec Graissage: $f = 0,05 \Rightarrow \rho = \text{Arctg } 0,05 = 2,86^\circ$

$$\eta_v = \frac{\text{tg } \beta}{\text{tg } (\beta + \rho)} = \frac{\text{tg } 9,8^\circ}{\text{tg } (9,8 + 2,86^\circ)} = 0,77$$

$$M_t = \frac{Q \cdot t}{2\pi \eta_v} = (663,6 \times 6) / (2\pi \cdot 0,77) = 823 \cdot [\text{kgf}\cdot\text{mm}]$$

$$S = \frac{\pi d_m^2}{4} = \frac{\pi (22)^2}{4} = 380 \text{ (mm)}^2$$

$$\sigma_{\text{réel}} = \frac{1}{S} \sqrt{Q^2 + \left(\frac{8M_t}{d_m}\right)^2} = \frac{1}{380} \sqrt{(663,6)^2 + \left(\frac{8 \cdot 823}{22}\right)^2}$$

$$\Rightarrow \sigma_{\text{réel}} = 1,91 \text{ kgf/mm}^2$$

ona pour condition de la resistance de la vis :

$\sigma_T \geq 5 a 3 \sigma_{\text{réel}}$ où σ_T est la limite d'élasticité du matériau de la vis.

$$\text{soit } \sigma_T = 5 \sigma_{\text{réel}} \Rightarrow \sigma_T = 5 \times 1,91 = 9,55 \text{ kgf/mm}^2$$

* choix du matériau de la vis :

Acier au carbone XC10 limite d'élasticité = $23 \frac{\text{daN}}{\text{mm}^2}$

* choix du matériau de l'écrou : écrou en bronze

7.3 CALCUL DE LA RÉSISTANCE AU DEFORMATION (RIGIDITE)

Par suite de la traction ou de la compression de la vis de commande par l'effort d'entraînement Q , le pas t du filetage varie de :

$$\Delta t_Q = \mp \frac{Q \times t}{E \times S}$$

où E est le module d'élasticité = 9000 kg/mm^2

$$\Delta t_Q = \mp \frac{663 \times 6}{900 \times 380} = \mp 1,16 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

Δt_Q très faible ; donc la vis est rigide.

7.4 CALCUL DE LA STABILITÉ (RÉSISTANCE AU FLOMBAGE)

si une vis de déplacement travaille à la compression et si sa longueur est importante relativement à son diamètre; sa résistance au flambage doit être vérifiée en l'assimilant à une tige soumise à une force axiale de compression Q , la valeur critique de cette force se détermine par la formule:

$$Q_{cr} = \frac{\pi^2 E \cdot I_{min}}{(\nu l)^2}$$

$E = 9000 \text{ [kg / mm}^2\text{]}, \quad l = 200 \text{ mm}$: longueur de la vis

$\nu = 1$ si les deux extrémités de la vis sont articulées

$\nu = 1/2$ si seulement une extrémité est encastrée (notre cas)

I_{min} : est le moment minimum = $\frac{\pi d_m^4}{64} = \frac{\pi (22)^4}{64} = 11499 \text{ (mm)}^2$

$$Q_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot 9000 \cdot 11499}{(1/2 \cdot 200)^2} = 51070 \text{ kgf.}$$

η : coefficient de sécurité = Q_{cr}/Q doit être > 4 .

$$\eta = Q_{cr}/Q = 51070/663,6 = 76 \gg 4.$$

donc la vis est vérifiée à la stabilité.

Remarque: La vérification de la résistance de la vis de déplacement au flambage n'est pas nécessaire si: $\nu l \ll (7,5 \div 10) d_m$. Comme notre cas.

CHAPITRE 8

CALCUL D'ARBRE

8.1 ARBRE PORTE BROCHE

* Dans ce cas le moment fléchissant est négligeable. (Engrenage placé ~~placé~~ très près du palier), donc cet arbre doit être calculé ~~et~~ seulement à la torsion. Dans ce cas la formule donnant le diamètre d est:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_t}{0,2 \cdot R_p}}$$

R_p : contrainte admissible à la torsion: $R_p = 60 \text{ N/mm}^2$.

M_t : moment de torsion transmis par l'arbre:

$$M_t = \frac{P \times 60}{2\pi N_4} = \frac{1377,5 \times 60}{2\pi \cdot 403} = 32,64 \text{ N.m soit } 32640 \text{ N.mm}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32640}{0,2 \times 60}} = 13,95 \text{ mm} \quad \dots \dots (1)$$

* L'arbre est de Grande longueur (20 cm. "voir dessin"); donc il faut limiter la déformation de torsion, pour cela on impose une limite à l'angle de torsion unitaires $\theta_0 = \frac{2}{3} \text{ } ^\circ/\text{m}$. Ces considérations conduisent à utiliser les formules suivantes:

a) Formule de résistance :

$$\frac{I_0}{V} \geq \frac{M_t}{R_p} \quad \left(\frac{I_0}{V}\right) : \text{module de torsion de la section considérée.}$$

$$\left. \begin{aligned} I_0 &= \frac{\pi d^4}{32} \\ V &= d/l \end{aligned} \right\} \text{ pour un cylindre.}$$

$$\Rightarrow M_t \leq \frac{I_0}{V} \cdot R_p \dots \dots \dots (2)$$

b) Formule de déformation :

$$\theta = \frac{M_t}{G I_0} \times \frac{180}{\pi} \Rightarrow M_t = G \cdot I_0 \cdot \theta \cdot \frac{\pi}{180} \dots \dots \dots (3)$$

G: module d'élasticité transversale = 80000 N/mm².

En éliminant M_t entre (2) et (3) on obtient la valeur du diamètre :

$$d \leq \frac{R_p}{G \cdot \theta} \cdot \frac{360}{\pi}$$

on remplace :

$$d \leq \frac{60}{80000^{2/3}} \times \frac{360}{\pi} = 0,128 \text{ m}$$

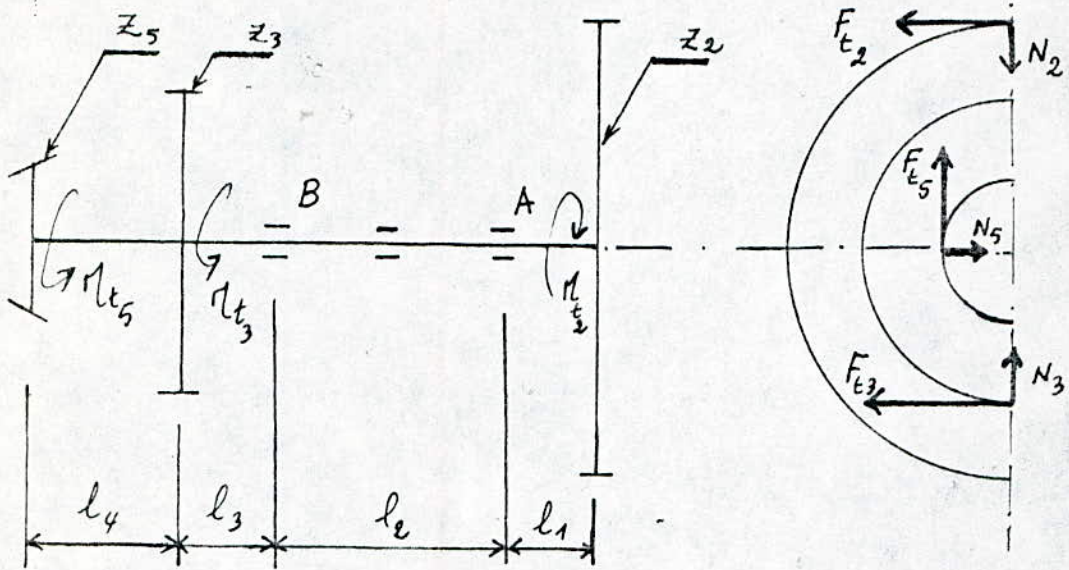
$$d \leq 12,8 \text{ cm} \dots \dots \dots (4)$$

Choix définitif du diamètre :

on choisit $d = 20 \text{ mm}$ d'après (1) et (4) ça nous suffit largement, l'arbre est de la normalisation française série Renard

$$R_{10} \text{ NF E 01 } d = 20 \text{ mm.}$$

8.2. ARBRE DE RAMIFICATION DE PUISSANCE



$$l_1 = l_3 = 13,3 \text{ mm}, \quad l_2 = 2l_1 = 26,7 \text{ mm}, \quad l_4 = 15 \text{ mm}, \quad N = 1008 \text{ tr/min}$$

moments de torsion: $M_{t2} = M_{t3} + M_{t5}$.

$$M_{t2} = \frac{P_d}{\omega} = \frac{P_d \times 60}{2\pi N} = \frac{2200 \times 60}{2\pi \cdot 1008} = 20,84 \text{ N.m.}$$

$$M_{t3} = \frac{P_c}{\omega} = \frac{P_c \times 60}{2\pi N} = \frac{1377,5 \times 60}{2\pi \cdot 1008} = 13,049 \text{ N.m.}$$

$$M_{t5} = M_{t2} - M_{t3} = 20,84 - 13,049 = 7,79 \text{ N.m}$$

$$F_{t2} = 2 M_{t2} / d_2 = 2 \times 20,84 / 62,5 \times 10^{-3} = 666,8 \text{ N.}$$

$$F_{t3} = 2 M_{t3} / d_3 = 2 \times 13,049 / 37,5 \times 10^{-3} = 660 \text{ N}$$

$$F_{t5} = 2 M_{t5} / d_5 = 2 \times 7,79 / 30 \times 10^{-3} = 519 \text{ N}$$

$$N_2 = F_{t2} \operatorname{tg} \varphi = 666,8 \operatorname{tg} 20^\circ = 242,6 \text{ N}$$

$$N_3 = F_{t3} \operatorname{tg} \varphi = 660 \operatorname{tg} 20^\circ = 240,2 \text{ N}$$

$$N_5 = F_{t5} \operatorname{tg} \varphi = 519 \operatorname{tg} 20^\circ = 189 \text{ N}$$

1/ Plan vertical :

* Détermination des réactions :

$$\cdot \sum F_y = 0 \Rightarrow F_{t5} + N_3 + A_v = B_v + N_2 \dots (1)$$

$$\cdot \sum \mathcal{M}_A = 0 \Rightarrow$$

$$F_{t5}(l_2 + l_3 + l_4) + N_3(l_2 + l_3) - B_v l_2 + N_2 l_1 = 0$$

$$B_v = \frac{1}{l_2} [F_{t5}(l_2 + l_3 + l_4) + N_3(l_2 + l_3) + N_2 l_1]$$

$$B_v = \frac{1}{26,7} [519 \times 55 + 240,2 \cdot 40 + 242,6 \cdot 13,3]$$

$$\Rightarrow B_v = 1549,6 \text{ N.}$$

$$\cdot \sum \mathcal{M}_B = 0 \Rightarrow$$

$$N_3 \cdot l_3 + F_{t5} \cdot (l_3 + l_4) - A_v \cdot l_2 + N_2(l_1 + l_2) = 0$$

$$\Rightarrow A_v = \frac{1}{l_2} [N_3 l_3 + F_{t5}(l_3 + l_4) + N_2(l_1 + l_2)]$$

$$A_v = \frac{1}{26,7} [240,2 \times 13,3 + 519 \cdot 28,3 + 242,6 \cdot 40] \Rightarrow A_v = 1033,09 \text{ N.}$$

Vérification par (1): $F_{t5} + N_3 + A_v = 519 + 240,2 + 1033,09 = 1792,29 \text{ N}$

$B_v + N_2 = 1549,6 + 242,6 = 1792,2 \text{ N. C'est vérifié.}$

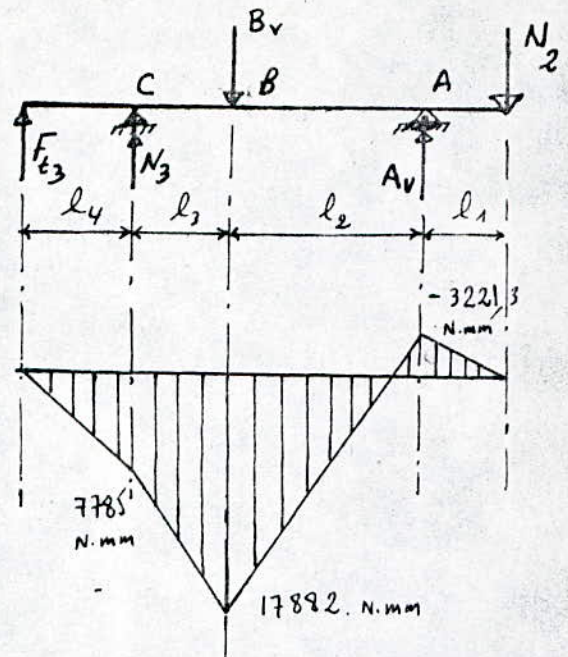
* Détermination des moments :

$$\mathcal{M}_{Cv} = F_{t5} \times l_4 = 519 \times 15 = 7785 \text{ N. mm}$$

$$\mathcal{M}_{Bv} = F_{t5}(l_3 + l_4) + N_3 l_3 = 519 \cdot 28,3 + 240,2 \cdot 13,3 = 17882 \text{ N. mm}$$

$$\begin{aligned} \mathcal{M}_{Av} &= F_{t5} \cdot (l_2 + l_3 + l_4) + N_3(l_2 + l_3) - B_v \cdot l_2 \\ &= 519 \cdot 55 + 240,2 \cdot 40 - 1549,6 \cdot 26,7 \end{aligned}$$

$$\Rightarrow \mathcal{M}_{Av} = -3221,3 \text{ N. mm.}$$



2/ Plan Horizontal :

* calcul des réactions :

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow N_5 + B_H + A_H = F_{t_3} + F_{t_2}$$

$$\bullet \sum \mathcal{M}_A = 0 \Rightarrow$$

$$-N_5(l_2 + l_3 + l_4) + F_{t_3}(l_3 + l_2) - B_H l_2 - F_{t_2} l_1 = 0$$

$$B_H = \frac{1}{l_2} [-N_5(l_2 + l_3 + l_4) - F_{t_2} l_1 + F_{t_3}(l_2 + l_3)]$$

$$B_H = \frac{1}{26,7} [189,55 - 666,8 \cdot 13,3 + 660 \cdot 40]$$

$$\Rightarrow B_H = 267 \text{ N}$$

$$\bullet \sum \mathcal{M}_B = 0 \Rightarrow$$

$$-N_5(l_3 + l_4) + F_{t_3} l_3 + A_H l_2 - F_{t_2}(l_1 + l_2) = 0$$

$$A_H = \frac{1}{l_2} [N_5(l_3 + l_4) - F_{t_3} l_3 + F_{t_2}(l_1 + l_2)] =$$

$$A_H = \frac{1}{26,7} [189 \cdot 28,3 - 660 \cdot 13,3 + 666,8 \cdot 40] = 870,5 \text{ N}$$

* Détermination des moments fléchissants :

$$\bullet \mathcal{M}_{CH} = -N_5 \cdot l_4 = 189 \cdot 15 = -2835 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$\bullet \mathcal{M}_{BH} = -N_5(l_4 + l_3) + F_{t_3} \cdot l_3 = -189(15 + 13,3) + 660 \cdot 13,3$$

$$\mathcal{M}_{BH} = 3429,3 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

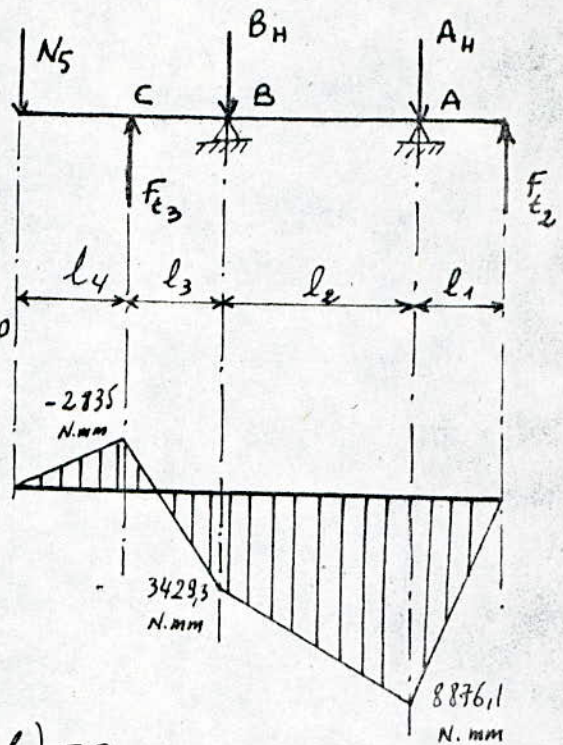
$$\bullet \mathcal{M}_{AH} = -N_5(l_2 + l_3 + l_4) + F_{t_3}(l_2 + l_3) - B_H \cdot l_2$$

$$= -189(55) + 660(40) - 267 \cdot 26,7 = 8876,1 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

Moment fléchissant résultant :

$$\bullet \mathcal{M}_{fA} = \sqrt{\mathcal{M}_{AV}^2 + \mathcal{M}_{AH}^2} = \sqrt{(-3221,3)^2 + (8876,1)^2} = 9442,5 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$\bullet \mathcal{M}_{fB} = \sqrt{\mathcal{M}_{BV}^2 + \mathcal{M}_{BH}^2} = 18207 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad \mathcal{M}_{fC} = \sqrt{\mathcal{M}_{CV}^2 + \mathcal{M}_{CH}^2} = 8285 \text{ N}\cdot\text{mm}$$



* Moment de torsion entre (Z_2, Z_3) et (Z_3, Z_5):

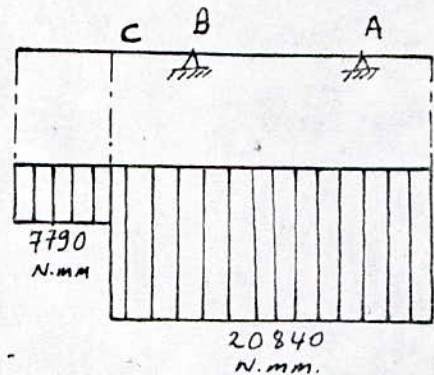
$$M_{t_2} = 20,84 \text{ N.m} = 20840 \text{ N.mm} \quad \text{entre } (Z_2, Z_3)$$

$$M_{t_5} = 7,79 \text{ N.m} = 7790 \text{ N.mm} \quad \text{entre } (Z_3, Z_5).$$

* Moment idéal maximum en B:

$$M_{iB} = \sqrt{M_{t_2}^2 + M_{t_5}^2}$$

$$M_{iB} = \sqrt{(18207)^2 + (20840)^2} = 27673 \text{ N.mm.}$$



* Calcul du diamètre:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10 M_i}{R_p}} = \sqrt[3]{\frac{10 \times 27673}{60}} = 16,6 \text{ mm.}$$

tenant compte de l'affaiblissement de l'arbre par la clavette ; Nous adoptons: $d = 20 \text{ mm.}$ de la même normalisation précédente: R10 NFE01.

Concernant le diamètre de l'arbre portant les roues (Z_6 et Z_7), il est moins chargé que le précédent, donc on lui adopte le même diamètre $d = 20 \text{ mm}$ de la même normalisation.

83 ARBRES D'ENTRÉE DE PUISSANCE

Ces deux arbres sont sollicités presque totalement à la torsion (Engrenages très près du palier), donc on ne fait le calcul qu'à la torsion.

1°) Arbre d'entrée principale :

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T_t}{0,2 R_p}} \quad \text{avec: } R_p = 60 \text{ N/mm}^2$$

$$M_t = \frac{P}{\omega} = \frac{P \times 60}{2\pi n_1} = \frac{2200 \times 60}{2\pi \cdot 1400} = 15 \text{ N.m} \\ = 15000 \text{ N.mm}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{15000}{0,2 \cdot 60}} = 10,7 \text{ mm.}$$

vue l'affaiblissement de l'arbre par la clavette ; nous adoptons : $d = 14 \text{ mm}$ de la même normalisation indiquée précédemment.

2°) arbre d'entrée secondaire :

Cet arbre est quatre fois moins chargé que le précédent (0,55 kw) ; donc on prend un diamètre de 12 mm. de la même normalisation française.

8.4 CALCUL DES CLAVETTES

La clavette choisie étant une clavette parallèle (A) il faut vérifier la clavette au cisaillement par :

$$[\sigma]_{\text{comp}} \leq \frac{4T_t}{h \cdot d \cdot l} \Rightarrow l \geq \frac{4T_t}{h \cdot d \cdot [\sigma]_{\text{comp}}}$$

on désigne par :

T_t : moment de torsion.

$h, \text{ et } l$: hauteur et longueur de la clavette

$[\sigma]_{\text{comp}}$: contraintes de compression admissibles.

1/ clavette de la roue (Z_{10})

• nous choisissons : $h = 6 \text{ mm}$, $[\sigma]_{\text{comp}} = 30 \text{ dan/mm}^2$

• $d = 40 \text{ mm}$ (voir dessin) , $M_t = \frac{\eta_v \cdot P \times 60}{2\pi N_{10}}$

$$\text{avec } N_{10} = \frac{N_0}{i_1 \cdot i_3 \cdot i_5} = \frac{1400}{1,388 \cdot 1,43 \cdot 4,3} = 16,4 \text{ tr/min.}$$

$\eta_v = 0,5$ (rendement du vis sans fin)

$$P = 822,5 \text{ w.}$$

$$M_t = \frac{0,5 \times 822,5 \times 60}{2\pi \cdot 16,4} = 239,46 \text{ N.m} \\ = 23946 \text{ dan. mm.}$$

$$l_{10} \geq \frac{4 M_t}{h \cdot d [\sigma]_{\text{comp}}} = \frac{4 \times 23946}{6 \cdot 40 \cdot 30} = 13,30 \text{ mm} \quad \text{Soit } l_{10} = 20 \text{ mm.}$$

2/ clavette de la roue (Z_3). clavette Forme A ; $6 \times 4 \times 20$

$h = 4 \text{ mm}$, $[\sigma]_{\text{comp}} = 30 \text{ dan/mm}^2$, $d = 20 \text{ mm}$, $M_{t_3} = 1304,9 \text{ N.m}$

$$l_3 \geq \frac{4 M_{t_3}}{h \cdot d [\sigma]_{\text{comp}}} = \frac{4 \times 1304,9}{4 \times 20 \times 30} = 3,2 \text{ mm} \quad \text{soit } l_3 = 10 \text{ mm}$$

Les autres arbres et roues sont moins chargés

on leur adapte une longueur de clavette : 10 mm avec

les mêmes caractéristiques $h = 4 \text{ mm}$, $[\sigma]_{\text{comp}} = 30 \text{ dan/mm}^2$,

soient des clavettes parallèles, forme A de $4 \times 4 \times 10$.

8.5. CALCUL DES ROULEMENTS

1/ roulements de l'arbre de ramification de puissance:

Dans le montage ; les roulements 1 ($\phi 20$), 2 ($\phi 20$) supportent les efforts radiaux: F_{r1} et F_{r2} et l'effort axial k_a :

avec:

$$F_{r1} = \sqrt{A_H^2 + A_V^2}$$

$$F_{r2} = \sqrt{B_H^2 + B_V^2}$$

$$F_a = F_{L5} \cdot \tan \varphi \sin \delta_5$$

(voir pages
40, 41, 42)

$$k_a = 519 \tan 20^\circ \sin 34,9^\circ = 108 \text{ N} = 0,108 \text{ kN}$$

on remplace les réactions par leurs valeurs:

$$F_{r1} = \sqrt{(870,5)^2 + (1033,09)^2} = 1350,9 \text{ N} = 1,35 \text{ kN}$$

$$F_{r2} = \sqrt{(267)^2 + (1549,6)^2} = 1572,4 \text{ N} \approx 1,57 \text{ kN}$$

l'arbre tourne à 1008 tr/min, la durée minimale prévue des roulements est $L_h = 5000 \text{ h}$. (roulements à rouleaux coniques).

L'abaque « rouleaux » donne pour 1008 tr/min et 5000 h

$$(C/P) = 6,5 \Rightarrow C_1 = 6,5 \times P_1$$

$$C_2 = 6,5 \times P_2$$

avec:

- (C/P) : rapport de charge = (charge dynamique de base) / (charge équivalente effective).

- $P = x \cdot F_r + y \cdot F_a$.

où x et y sont les facteurs radiaux et axiaux respectivement de la charge.

* Détermination des facteurs x et y :

$$\text{Si } x=1 \text{ et } y=0 \rightarrow P_1 = F_{r1} \text{ et } P_2 = F_{r2}$$

$$\rightarrow \begin{cases} C_1 = 6,5 & P_1 = 6,5 \times 1,35 = 8,7 \text{ kN} \\ C_2 = 6,5 & F_{r2} = 6,5 \times 1,57 = 10,2 \text{ kN} \end{cases}$$

Les roulements qui conviendraient dans ce cas sont :

$$R_1 (\phi 20) \quad 30204 \quad C_1 = 23,6 \text{ kN} \quad y_1 = 1,7 \quad e_1 = 0,35$$

$$R_2 (\phi 20) \quad 30204 \quad C_2 = 23,6 \text{ kN} \quad y_2 = 1,7 \quad e_2 = 0,35$$

où e est un facteur de comparaison à F_a/F_r .

$$\left. \begin{aligned} F_{r1}/y_1 &= 1,35/1,7 = 0,79 \\ F_{r2}/y_2 &= 1,57/1,7 = 0,92 \end{aligned} \right\} F_{r1}/y_1 < F_{r2}/y_2 \text{ d'où :}$$

$$\begin{cases} F_{a2} = F_{r2} / 2y_2 = 1,57 / 2 \times 1,7 = 0,46 \text{ kN.} \\ F_{a1} = F_{a2} + k_a = 0,46 + 0,108 = 0,568 \text{ kN.} \end{cases}$$

$$\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{0,568}{1,35} = 0,42 \quad 0,42 > 0,35 \Rightarrow (x_1 = 0,4, y_1 = 1,6)$$

$$\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{0,46}{1,57} = 0,29 \quad 0,29 < 0,35 \Rightarrow (x_2 = 1, y_2 = 0)$$

$R_2 (\phi 20) 30204$ convient.

Pour R_1 :

$$P_1 = x_1 F_{r1} + y_1 F_{a1} = 0,4 \cdot 1,35 + 1,6 \cdot 1,57 = 3,052 \text{ kN.}$$

$$C_1 = 6,5 \cdot P_1 = 6,5 \times 3,052 = 19,8 \text{ kN} < 23,6 \text{ kN.}$$

Donc 32308 Convient.

Les deux roulements choisis sont deux roulements à rouleaux coniques de même désignation : 20 k8 02 de Réf 30204.

2° Roulements supportant l'écrou et la vis de commande.

Ces roulements sont moins chargés axialement et radialement, si on procède comme pour le calcul précédent, on aboutit au choix des roulements suivantes:

* Pour l'écrou: Roulements à rouleaux coniques. 30KB02
charges de Base - dynamique $C = 34,5 \text{ kN}$.
- statique $C_0 = 25,5 \text{ kN}$.

* Pour la vis: Roulements à rouleaux coniques: 20KB02
charges de Base - dynamique: $23,6 \text{ kN}$
- statique: $16,6 \text{ kN}$.

de même, on adopte ce même type de roulement pour l'arbre portant les roues Z_6 et Z_7 .

3° Roulements des arbres d'entrées:

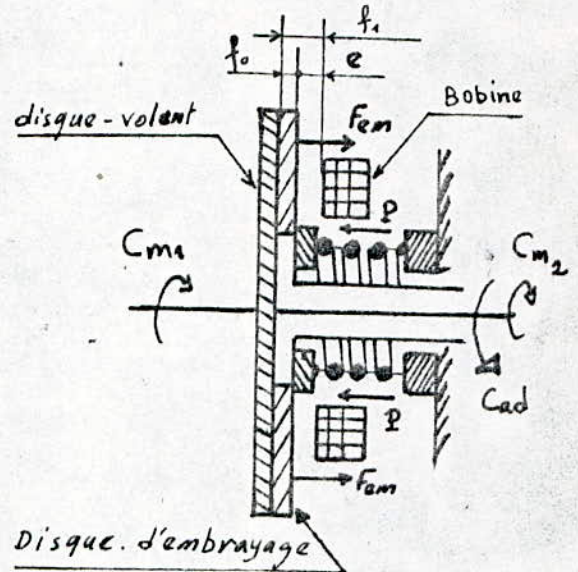
vue l'absence de la sollicitation axiale et la faible sollicitation radiale des roulements utilisés, nous les avons choisis d'après les conditions de construction (en fonction des diamètres des arbres et alesages concernés). "voir dessin". sont des roulements à billes.

CHAPITRE 9

CALCUL DE L'EMBRAYAGE

9.1/ Rôle de l'embrayage:

Il s'agit d'un embrayage électromagnétique. Son rôle est de freiner le moteur B d'une part; et d'autre part d'assurer l'irréversibilité de la vis J pendant les avances lentes. (voir page 6)



Donc le calcul de l'embrayage se fait en fonction du couple maximum: du freinage ou du couple assurant l'irréversibilité

9.2/ Calcul de l'effort de Compression P du ressort:

Considérons l'ensemble isolé de l'embrayage; on envisage deux cas possibles de fonctionnement:

a/ Assurance de l'irréversibilité:

L'embrayage doit maintenir le disque-volant fixe (la vis ne tourne pas) pendant les avances lentes. Donc l'action du moment de torsion M_f de la vis sur le volant est représenté par le couple moteur: C_{m1}

b/ freinage du moteur "B" :

à la fin de la course rapide, l'embrayage doit assurer le freinage du moteur "B", donc l'action du moteur sur le système isolé est représenté par le couple moteur C_{m2} .

supposons : P : l'effort de compression du ressort
et C_{ad} : le couple d'adhérence entre le disque d'embrayage et le disque-volant.

Pour que l'embrayage répond aux deux cas de fonctionnement précédents il faut qu'on ait :

$$C_{ad} > C_{m1} \quad \text{et} \quad C_{ad} > C_{m2} \quad \dots \dots (1)$$

Détermination de C_{ad} , C_{m1} , C_{m2} :

$$* C_{m1} : \quad C_{m1} = F_{13} (d_{14}/2)$$

$$F_{13} = F_{11} (d_{12}/d_{13}) \quad \text{avec} \quad F_{11} = 2M_t / d_{11} \quad \text{où :$$

F_{11} , F_{13} , d_{11} , d_{12} , d_{13} : Efforts tangentiels et diamètres des roues 11, 12, 13. ils sont déjà déterminés

(voir page : 30, 35)

$$C_{m1} = F_{13} (d_{14}/2) = F_{11} (d_{12}/d_{13}) (d_{14}/2)$$

$$C_{m1} = (2M_t / d_{11}) (d_{12}/d_{13}) (d_{14}/2) = \frac{M_t \cdot d_{12} \cdot d_{14}}{d_{11} \cdot d_{13}}$$

$$C_{m1} = \frac{823 \cdot 31,25 \cdot 31,25}{75 \cdot 45} = 238 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$$

* C_{m_2} Couple moteur du moteur de commande des avances rapides:

$$C_{m_2} = \frac{P}{\omega} = \frac{550 \times 60}{2\pi \cdot 1400} = 3,75 \text{ N.m} \approx 375 \text{ kgf.mm.}$$

* C_{ad} : le couple d'adhérence entre le disque-volant et le disque d'embrayage est donné par:

$$C_a = n \cdot P \cdot f \cdot \frac{2}{3} \left(\frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} \right) \quad \text{où:}$$

n : nbre de surfaces actives = 1

f : coefficient de frottement de la garniture

Ferodo soit $f = 0,3$ (d'habitude $f = 0,1 \div 0,3$)

R, r : rayon extérieur et intérieur du disque d'embrayage. ($R = 5 \text{ cm}$, $r = 3 \text{ cm}$) voir Dessin.

$$C_a = 0,3 \times P \times \frac{2}{3} \left(\frac{(0,05)^3 - (0,03)^3}{(0,05)^2 - (0,03)^2} \right) = 14 \cdot 10^{-3} \cdot P \cdot \text{kgf.mm}$$

$$= 14 \text{ kgf.mm}$$

Comme $C_{m_2} > C_{m_1}$; donc il suffit de

vérifier que: $C_{ad} > C_{m_2} \Rightarrow$

$$14 P \geq 375 \Rightarrow P \geq 375/14 = 26,8 \text{ kgf.}$$

Soit $P = 28 \text{ kgf.}$

9.3/ Calcul du ressort :

* Données: - levée du disque = entrefer = $e = 2 \text{ mm}$.

- à la levée maximum du disque l'action et la réaction entre le ressort et le disque égal à la force électromagnétique que l'on adopte à : $F_{em} = 1,3I = 1,3 \times 28 = 36,4 \text{ kgf}$.

- condition d'encombrement: diamètre du ressort recommandé par le dessin est: 30 mm .

Matériau du ressort: Acier: $G = 8 \cdot 10^3 \text{ kgf/mm}^2$

Résistance pratique: $R_p = 30 \text{ kgf/mm}^2$.

Calcul: (d): sous l'effort F_{em} , le moment de torsion dans une

section droite du fil est: $M_t = F_{em} \cdot r = 36,4 \cdot \frac{30}{2} = 546 \text{ kgf}\cdot\text{mm}$

• module de torsion: $\frac{I_0}{V} = \frac{\pi d^3}{16} = 0,2 d^3$.

• Condition de résistance: $0,2 d^3 \geq \frac{M_t}{R_p} = \frac{546}{30}$

$$\Rightarrow d \geq \sqrt[3]{\frac{546}{0,2 \times 30}} = 4,49 \text{ mm}$$

Soit: $d = 5 \text{ mm}$

- Détermination du nombre de spires:

la flèche pour n spires est: $f_1 = \frac{64 \cdot F_{em} \cdot r^3 \cdot n}{d^4 \cdot G}$

où: $f_1 = f_0 + e$ soit. $f_1 = 4 \text{ mm}$.

f_0 : flèche à la mise en place du ressort = $f_1 - e = 2 \text{ mm}$.

$$\text{donc: } n = \frac{f_1 \cdot d^4 \cdot G}{64 \cdot F_{em} \cdot r^3} = \frac{4 \times (5)^4 \cdot 8000}{64 \cdot 36,4 \cdot (15)^3} = 2,5 \text{ spires.}$$

tenant compte des spires d'extrémités meulées:

nombre total des spires = $n + 1,5$ à 2 spires meulées.
 $= 2,5 + 1,5 = 4$ spires.

* calcul de la raideur:

$$k = \frac{F_{em}}{f_1} = \frac{36,4}{4} = 9,1 \text{ kgf/mm}$$

9.4° calcul électromagnétique de l'embrayage:

1° Détermination du nombre de spires de la bobine:

$$\text{nombre des spires de la bobine} = \frac{\text{section de la bobine (S)}}{\text{section du fil utilisé (s)}}$$

D'après le dessin: $S = 29 \times 34 = 986 \text{ mm}^2$, tenant compte de l'isolation des spires entre elles:

nous choisissons: $S = 900 \text{ mm}^2$.

s: on utilise un fil de section $0,5 \text{ mm}^2$ supportant un courant maximum de 3,3 A.

n: nombre des spires = $S/s = 900/0,5 = 1800$ spires.

2° Détermination du champ électromagnétique B et du courant I:

La force électromagnétique F_{em} est donnée par:

$$F_{em} = 2\pi R \cdot n I B$$

R: Rayon moyenne de la bobine. $R = \frac{60+30}{2} = 45 \text{ mm}$.

I: courant traversant la bobine (soit $I = 0,5 \text{ A}$)

$$F_{em} = 2\pi R n I B \Rightarrow B = \frac{F_{em}}{2\pi R n I}$$

$$B = \frac{364}{2\pi \cdot 45 \cdot 10^{-3} \cdot 1800 \cdot 0,5} = 1,43 \text{ Tesla}$$

3° calcul du flux traversant la bobine :

$$\phi = B \times S = 1,43 \times \pi R^2 = 1,43 \times \pi \cdot (45 \times 10^{-3})^2$$

$$\phi = 9,1 \cdot 10^{-3} \text{ weber}$$

4° Puissance absorbée par l'embrayage (par la bobine) :

$$P = UI = 220 \times 0,5 = 110 \text{ w.}$$

CHAPITRE 10

FONCTIONNEMENT ET AUTOMATISATION DE L'UNITÉ

A. FONCTIONNEMENT :

La mise en marche de l'unité est assurée par l'action de l'ouvrier sur le bouton poussoir marche (m); et la suite du cycle: Avance rapide (A.R), Avance lent (AL), Retour rapide (RR), est assuré par l'action de la butée F sur les touches b, r et d.

10.1 Détermination des vitesses et durées le long du cycle:

Ces grandeurs sont directement liées au sens de rotation des deux moteurs de même sens ou de sens contraire, dans la suite on note par: A et B les deux moteurs, E: embrayage.

1° A excité B non excité: la broche tourne, la vis mère est immobile.

vitesse de rotation de l'écrou G:
$$n_{AL} = \frac{n_0}{i_1 i_2 i_5} = \frac{1400}{1,388 \cdot 1,43 \cdot 43} = 16,4 \frac{tr}{min}$$

vitesse d'avance lente: $V_{AL} = n_{AL} \cdot t = 16,4 \cdot 6 = 98,42 \text{ mm/min.}$

où t est le pas de la vis ($t = 6 \text{ mm}$).

2° B excité A non excité: l'embrayage E est excité parallèlement avec B, libère le disque-volant, la vis tourne, l'écrou G ne tourne pas, car le réducteur "vis sans fin et la roue"

est irréversible. (voir page 24, 25)

• vitesse de rotation de la vis:

$$n_v = \frac{n_0}{i_1' i_2'} = \frac{1400}{2,4 \cdot 1,44} = 405 \text{ tr/min} = n_{11}$$

• vitesse d'avance: $v_D = n_v \cdot t = 405 \times 6 = 2430 \text{ mm/min.}$

3° A et B sont excités en même temps: (deux cas possibles):

a/ les deux tournent à droite (A et B):

dans ce cas: l'écrou tourne à gauche (16,4 tr/min)

et la vis tourne à droite (405 tr/min), la vitesse relative

n_r de l'écrou par rapport à la vis est la somme des deux

vitesse n_{AL} et n_D soit: $n_r = n_{AL} + n_D = 16,4 + 405 = 421,4 \text{ tr/min.}$

$$v_r = n_r \times t = 421,4 \times 6 = 2528,4 \text{ mm/min.}$$

b/ A tourne à droite, B tourne à gauche:

Dans ce cas l'écrou et la vis ont même sens de rotation, donc la vitesse relative de l'écrou par rapport à

la vis est la différence des deux vitesses:

$n_r' = n_D - n_{AL} = 405 - 16,4 = 388,6 \text{ tr/min}$, sens de rotation à gauche, donc retour rapide (RR).

$$v_r' = n_r' \times t = 388,6 \times 6 = 2331,6 \text{ mm/min.}$$

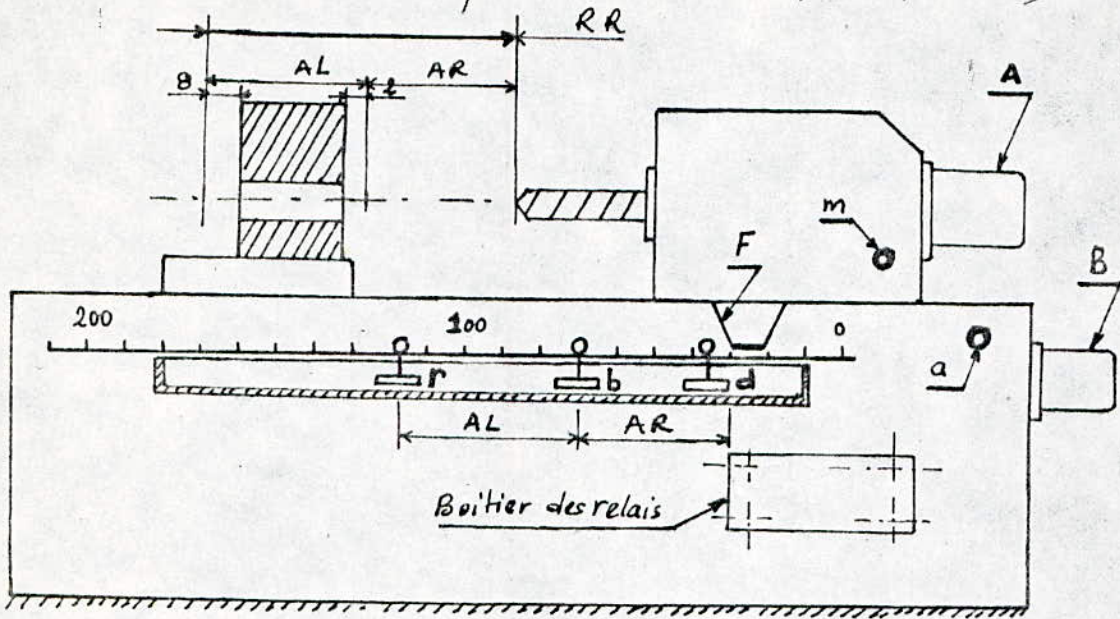
10.2/ Diagramme des séquences:

Notation: Ad: rotation à droite du moteur A

Bd ou Bg: rotation à droite ou à gauche du moteur B.

AR, AL : avance rapide ou lente de latête coulissante,

RR: Retour rapide



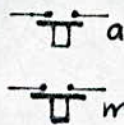
$C_{AR} = 42 \text{ mm}$

$C_{AL} = 2 + 70 + 8 = 80 \text{ mm}$

- Ad: rotation du moteur A à droite
- Bd ou Bg : rotation à droite ou à gauche du moteur B.
- L'électro-aimant est excité en même temps que le moteur B ce qui libère le disque-volant, et par suite rotation de la vis mère

Interprétation du diagramme

des séquences :



- temps.1 : Arrêt.

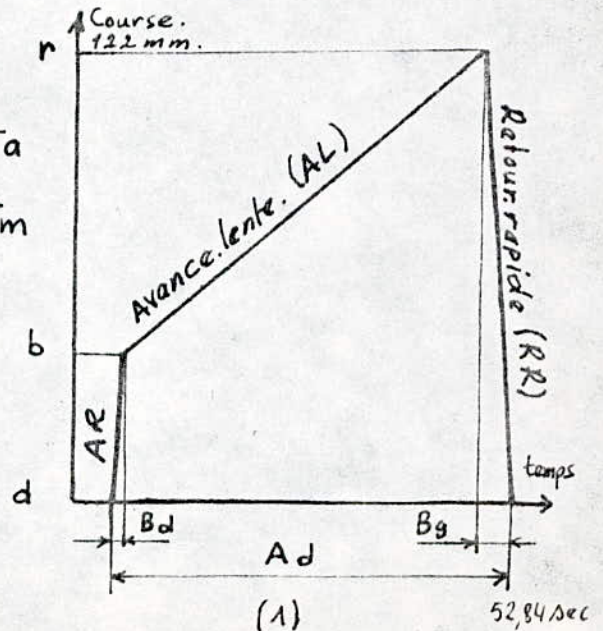
- temps.2 : (AR), le démarrage étant

assuré par l'action manuelle

de l'ouvrier sur le bouton

marCHE : m, état des

moteurs est: Ad et Bd.



- vitesse d'avance rapide: $V_{AR} = 2528,4 \text{ mm/min.}$
- temps de cette phase: $t_{AR} = C_{AR} / V_{AR} = \frac{42}{2528,4} = 0,0166 \text{ min} = 1 \text{ sec.}$

- temps 3: (AL): l'action du bouton **b** est assurée par la butée F.

- Etats des moteurs: B en Arrêt; Ad (A tourne à droite)
- vitesse d'avance lent est: $V_{AL} = 98,42 \text{ mm/min.}$
- temps de cette phase: $t_{AL} = C_{AL} / V_{AL} = \frac{2+70+8}{98,42} = 0,81 \text{ min} = 48,7 \text{ sec.}$

- temps 4. (RR) l'action du bouton **r** est assurée par la butée F.

- Etats des moteurs: Ad et Bd.
- vitesse: est la vitesse de retour rapide: $V_{RR} = 2331,6 \text{ mm/min.}$
- temps de cette phase: $t_{RR} = \frac{C_{RR}}{V_{RR}} = \frac{42+2+70+8}{2331,6} = 0,052 \text{ min} = 3,14 \text{ sec.}$
- temps total du cycle: $T_{tot} = t_{AR} + t_{AL} + t_{RR} = 1 + 48,7 + 3,14 = 52,84 \text{ sec.}$

- temps 5: (Arrêt): l'action du bouton **d** est assurée par la butée F.
et les deux moteurs s'arrêtent.

B. Automatisation de la commande:

1° ORGANE DE COMMANDE: une seule butée (F) solidaire à la tête coulissante et cinq variables primaires: m, a, b, d, r. les contacts b, d et r sont montés sur le bâti et se déplacent dans une rainure devant une règle graduée, on les fixe à la position qui convienne à l'opération demandée (profondeur du trou).

m, a : sont respectivement: Boutons poussoirs marche et arrêt.

à commande manuelle.

b, d et r : contacteurs à commande par butée

2°/ ORGANE DE SORTIE: : Rotation des deux moteurs: (A_d, B_d et B_g)
et excitation d'embrayage: E .

3°/ schéma électrique: le problème est d'établir le schéma électrique de la machine pour obtenir le diagramme (1), la solution se fait en appliquant une des plusieurs méthodes de problèmes séquentielles; soit la méthode fondée sur l'utilisation des tableaux de Karnaugh, la solution du problème par cette méthode conduit au schéma suivant:

Les équations sont:

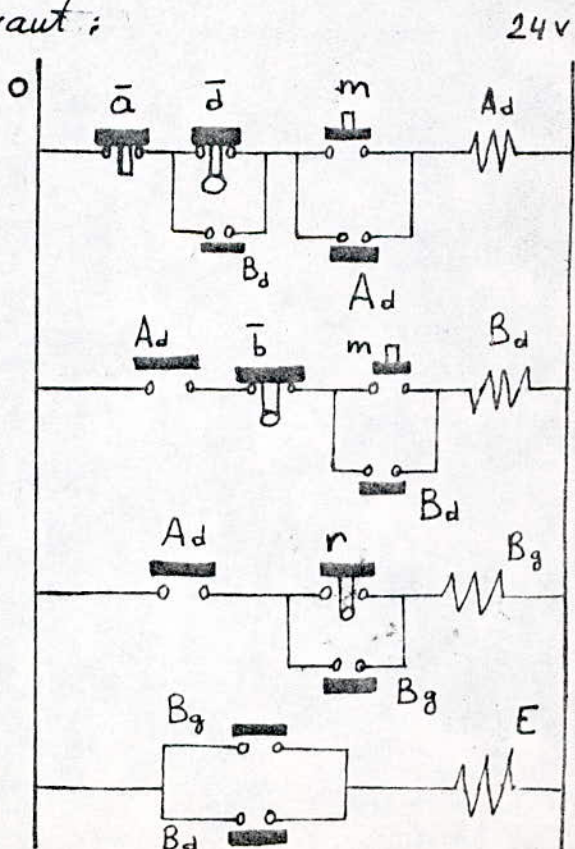
$$* A_d = \bar{a}(\bar{d} + B_d)(m + A_d)$$

$$* B_d = \bar{b}(m + B_d)A_d$$

$$* B_g = A_d(r + B_g)$$

$$* E = B_d + B_g$$

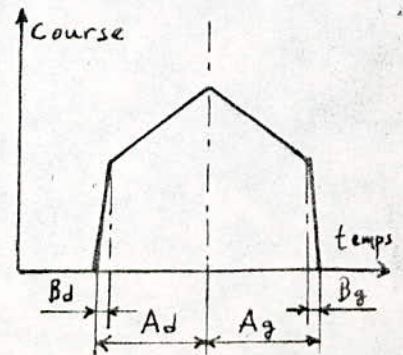
Remarque: Comme le fonctionnement de l'embrayage n'est possible qu'avec un courant continu, il est utile d'utiliser un pont redresseur.



CONCLUSION

Après cette étude « construction d'une unité de perçage à commande électromécanique » on a constaté qu'on peut introduire quelques petites modifications à cette étude, afin que l'unité peut être employé non seulement pour le perçage; mais encore pour le filetage et le taraudage; Cette modification consiste en:

- 1° l'utilisation d'un couple d'engrenages (Z_1, Z_2) interchangeable afin d'établir des vitesses recommandées par le filetage ou le taraudage.
- 2° Modification du circuit électrique en introduisant une nouvelle variable de sortie: A_g (rotation du moteur A à gauche), ce qui nous permet d'obtenir un retour lent et une inversion de sens de rotation de la broche; et le cycle de fonctionnement sera symétrique par rapport à l'axe passant par le point de fin de course (figure ci-contre.)
Dans le cas de perçage il faut éliminer cette variable A_g pour rétablir le cycle classique (Page 58).



Comme on s'aperçoit que cette unité possède des avantages et des inconvénients ; Dans le bilan des avantages on remarque :

- 1° réglage facile des différents mouvements rapides et lents, il suffit de déplacer les touches devant une règle graduée.
- 2° Toutes longueurs de course possibles, il suffit de prévoir des glissières plus ou moins longues et de pouvoir exécuter le filetage de la vis de commande à la longueur désirée.
- 3° La robustesse des éléments constitutifs permet l'absence totale des vibrations.
- 4° Possibilité d'être employée par la main-d'œuvre non spécialisée.

Dans le bilan des inconvénients on note que l'équipement électrique à contacteurs est très important.

BIBLIOGRAPHIE

- A.R MÉTRAL La machine - outil t. III (Dunod 1954)
- V. DOBROVLSKI Eléments de machines
(Ed. MIR - Moscou 1974)
- À. CAMPA Technologie professionnelle générale pour
les mécaniciens. t II. Foucher 1971
- G. HENRIOT Traité théorique et pratique des engrenages
gnages, t I. Dunod 1968.
- ATHERKANE Les machines-outils travaillant par
enlèvement de métal. (SPM 1961)
- R. CHAPPERT L'automatique par les problèmes. (t I)
Foucher 1969.
- COURS CM II, CM III, TE II

