

45/80

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

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

1ex

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : GENIE MECANIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

PROJET DE FIN D'ETUDES

(En vue de l'obtention du Diplôme d'Ingénieur d'Etat)

SUJET

**Etude d'Une Unité de Perçage à
Commande Mécanique** Diam. = 16 ; c = 50
Matériau : Acier

SP
SPLANCHES

Proposé par :

Mr M. BOUAZIZ

Etudié par :

F. LAOUAR

Dirigé par :

Mr M. BOUAZIZ

PROMOTION : JUIN 1986

Bills & Papers
②

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE



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

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE



DEPARTEMENT : GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

(En vue de l'obtention du Diplôme d'Ingénieur d'Etat)

SUJET

**Etude d'Une Unité de Perçage à
Commande Mecanique** Diam. = 16 ; c = 50
Materiau : Acier

Proposé par :

Mr M. BOUAZIZ

Etudié par :

F. LAOUAR

Dirigé par :

Mr M. BOUAZIZ

PROMOTION : JUIN 1986

Ministère d'enseignement supérieur
Ecole nationale polytechnique

Département: Génie mécanique

Promoteur: BOUAZIZ MOHAMED

Élève: ingénieur: LAOUAR FERHAT

وزارة التعليم العالي
المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
قسم الهندسة الميكانيكية
الموجه: بوعزيز محمد
الطالب المهندس: لاور فرحات

الموضوع: دراسة وحدة ثاقبة ذات تحكم ميكانيكي.
الملخص: إن الهدف من هذا المشروع هو دراسة وحدة ثاقبة ذات تحكم
ميكانيكي تحقق المعطيات الأساسية التالية: أكبر قطر ممكن
للثقب: $\phi = 16$ مم، طوله = 30 مم. في مادة الحديد الصلب.

SUBJECT: ETUDE D'UNE PERCEUSE A COMMANDE MECANIQUE

Résumé: Ce projet consiste à étudier une unité de perçage à
commande mécanique vérifiant les données de base :
diamètre maximum du trou $\phi = 16$ mm ; course $c = 50$ mm
dans le matériau acier.

SUBJECT: STUDY OF A BORING UNIT WITH MECHANICAL CONTROL

Abstract: This project concerns the study of a boring
unit with mechanical control verifying the following
basis data : maximum diameter = 16 mm;
stroke $c = 50$ mm in the material steel.

REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier Monsieur : Bouaziz
Mohamed pour son aide et son suivi
durant cette étude, ainsi que tous les
professeurs qui ont contribué à ma for-
mation, dès ma première année primaire.
Il en est de même à tous les amis qui m'
ont porté leur sincère aide.



DEDICACES

- A la memoire de ma mère .
- A mon père , mes frères et sœurs qu'ils étaient ma main droite depuis ma naissance.
- A tous mes frères musulmans.

Je dédie ce modeste travail.

SOMMAIRE

CHAP:1: LES COMMANDES DANS LES MACHINES-OUTILS TRAVAILLANT PAR L'ENLEVEMENT DU METAL.

1. Qu'est ce qu'une commande 1
2. L'unité autonome 2
3. Divers types de commande d'unités autonomes 2
4. Les unités à commande mécanique de l'avance . . . 3
5. Les unités à commande hydraulique de l'avance . 3
6. Les unités à commande électromécanique 4

CHAP:2: LES MACHINES COMBINEES:

1. Generalité sur les machines composées d'unité séparée 4
2. Avantages des machines combinées 5

CHAP:3: DETERMINATION DES CARACTERISTIQUES FONDAMENTALES D'UNE MACHINE-OUTIL.

1. choix de la vitesse de coupe et des avances limites 6
2. Theorie concernant la détermination des séries des nombres de tours de la broche et des vitesses d'avances d'une machine-outil 7
 - a. série de nombre de tour des broches 7
 - b. série d'avances 9
3. Détermination de la puissance du moteur électrique 11
4. Rapport de transmission nominales 13

CHAP:4: ETUDE ET CALCUL CINETIQUE.

a- Etude cinématique:

1. La vitesse de coupe 13
2. Influence des dimensions du copeau sur la valeur de v_c 14
3. La vitesse économique au sens du $c^{\frac{1}{2}}$ Denijs . 15

CHAP:3: DETERMINATION DES CARACTERISTIQUES FONDAMENTALES D'UNE MACHINE-OUTIL.

4. Détermination des deux vitesses de rotation de la broche et les deux avances correspondantes	16
5. Calcul de la puissance du moteur	18
b. Calcul cinématique:	
1. La chaîne de coupe	20
2. La chaîne d'avance	20
3. Vérification des réductions et calcul d'erreur	22
C. Calcul de la denture (droite):	
1. À la rupture	23
2. À la pression superficielle	26
3. Calcul des paramètres de la denture droite	26
D. Engrenages roue-vis sans fin:	28
E. Calcul de la denture débrayage:	30

CHAP: 5 : CALCUL D'ARBRES .

1. Calcul d'arbre intermédiaire	31
2. Calcul du diamètre de la broche	33
3. Calcul des cannelures (arbre cannelé)	34
4. Calcul d'arbre porte-came:	
a. D'après le moment idéal	35
b. D'après la flèche admissible	37

CHAP: 6 : CALCUL DE LA CAME 39

1. Calcul des espaces angulaires et les temps correspondant à chaque étape	40
2. Vérification des calculs des temps	42
3. Etablissement des diagrammes: d'espaces $x(\theta)$, de vitesse $v(\theta)$ et d'accélération $\gamma(\theta)$	43
4. Problème d'interférence	44

CHAP: 7: CALCUL DES RESSORTS, CLAVETTES ET ROULEMENTS.

1. Calcul des ressorts	46
2. Calcul des clavettes	49
3. Calcul des roulements	50

CHAP: 8: FONCTIONNEMENT DE LA MACHINE

1. Mécanisme d'embrayage	51
--------------------------	----

2. Fixation d'éléments d'embrayage sur la came .54	
CHAP :9: CONCLUSION56
BIBLIOGRAPHIE	

2. Fixation d'éléments d'embrayage sur la came .54
CHAP :9: CONCLUSION56
BIBLIOGRAPHIE

CHAPITRE 1

Les commandes dans les machines-outils travaillant par l'enlèvement du métal.

1. Qu'est ce qu'une commande :

toutes les machines outils pour les travaux des métaux comporte les mécanismes, qui recevant du dehors de l'énergie, transmettent aux divers éléments de la machine les mouvements nécessaires, l'ensemble de ces mécanismes porte le nom de commande.

Dans les anciens ateliers de mécanique, toutes les machines étaient actionnées par un moteur électrique commun. A partir de ce moteur le mouvement était transmis à l'aide d'une courroie à un arbre principal de transmission qui traverse l'atelier, duquel on prend le mouvement de chaque machine. Une transmission de ce type, dite "à renvoi" comportait des inconvénients nombreux et importants, obscurité de l'atelier, encombrement, la panne du moteur entraîne la panne de l'atelier entier, difficulté d'utiliser des ponts roulants, rendement du moteur faible, etc... Dans les ateliers modernes, on utilise presque exclusivement des commandes individuelles,

c'est à dire que chaque machine est actionnée par un ou plusieurs moteurs électriques dont on distingue la commande du mouvement principale, la commande de l'avance (rapide, lente, ...).

2. L'unité autonome :

On appelle "unité standard" ou "unité autonome" des ensembles mécaniques amovibles pouvant être disposés et équipés différemment, suivant le service qu'on attend de leur utilisation et aux quels sont incorporés des éléments mécaniques ou hydro-mécaniques commandant suivant le rythme déterminé la rotation de la broche ainsi que son avance, lente ou rapide.

Ils sont utilisés seuls ou groupés dans des positions souvent très diverses de manière à leur faire exécuter simultanément des opérations identiques ou différentes.

3. Divers types de commande d'unités autonomes:

Il existe trois principaux types d'unités autonomes, dont la différence de conception est surtout caractérisée par le système de commande choisi pour les avances. On distingue:

- a. les unités à commande mécanique de l'avance.
- b. " " " " " hydraulique " " "
- c. " " " " " électro-mécanique " " "

Chacun de ces trois types peut comprendre deux catégories d'unités:

- les unités à manchon porte-broche coulissant, qui sont en générale les petites unités à faible course.
- les unités à poupée coulissante sur glissière qu'on rencontre le plus souvent par ce que leur partie mobile n'est jamais en porte-à-faux.

4. les unités à commande mécanique de l'avance:

sont en général des petites unités à manchon porte-broche coulissant dont le cycle de déplacement axial (avance lente et rapide) est obtenue par came.

la course axiale totale du manchon porte-broche varie, environ de 0 à 45 mm pour les petites unités et de 0 à 250 ou 200 mm pour la plus grosse.

c'est sur le manchon coulissant que se fixe le porte-outillage.

5. Les unités à commande hydraulique de l'avance:

sont en général des unités à têtes coulissantes dont

lesquelles les cycles de déplacement sont commandés par un ensemble hydraulique (pompes, vannes, et des circuits divers), un seul moteur actionne l'ensemble des commandes.

6. Les unités à commande électro-mécanique:

sont en général des unités coulissantes dont les cycles de déplacement sont commandés par un ou deux moteurs auxiliaires, l'un pour l'avance lente, l'autre pour l'avance rapide, l'avant de la tête coulissante reçoit les carters porte-outillages.

CHAPITRE 2

Les machines combinées

1. Généralité sur les machines composées d'unités séparées:

On désigne ainsi les machines spéciales se composant d'unités autonomes, autant que possible normalisées.

Ces machines sont employées pour grande production de des travaux de perçage, d'alésage, de filetage et moins souvent à des travaux de fraisage, elle ne sont que peut employées pour le tournage, la rectification, etc...

En règle générale la pièce fixé dans un montage sur la table de la machine, est usinée simultanément sur

une, deux, ou plusieurs faces, par un certain nombre d'outils montés sur la broche de la machine. La rotation et l'avance de ces broches sont commandées par des unités autonomes. Les avantages remarquables de ces machines combinées justifient l'intérêt de construction des unités autonomes.

2. Avantages des machines combinées:

Les machines composées d'unités séparées (tête autonome) présentent les avantages suivants:

- a. Diminution considérable des délais d'étude et de montage du fait de l'emploi d'unités normalisées.
- b. Grande productivité grâce à l'emploi combiné d'un outillage multiple, et à la simplification considérable de la maintenance.
- c. Prix réduit de l'usinage grâce à une production en grand rendement.
- d. Possibilité d'emploi de main-d'œuvre non spécialisée
- e. Possibilité d'utiliser de nombreux éléments de machines lors de changement du type de fabrication.
- f. Diminution de la consommation des outils de coupe car les vitesses et avances étant préalablement réglées à des valeurs convenables.
- g. la diminution des frais de contrôles (ces machines

peuvent dans certains cas, être équipées pour contrôler elle-même leur travail.)

h. la réduction des effectifs de main-d'œuvre productive nécessaire.

i. réduction très sensible de la surface occupée.

CHAPITRE 3

Détermination des caractéristiques fondamentales d'une machine-outil en étude

1. Choix de la vitesse de coupe et des avances limites:

Le choix des vitesses de coupe et des avances limites pour l'usinage des dimensions maximums des pièces déterminées sur une machine-outil à l'étude se fait d'après l'analyse des méthodes d'usinage à appliquer.

Par exemple: pour "un tour revolver" la plus grande puissance de commande se détermine d'après le tournage ébauche avec des outils en carbures, le plus grand moment de torsion sur la broche se détermine d'après le tournage ébauche avec acier rapide, et le plus grand effort de traction de la tourelle se détermine d'après le perçage.

2. Theorie concernant la determination des series de nombres de tours de la broche et des vitesses d'avances d'une machine-outil:

a. Serie de nombres de tours des broches:

Pour une machine outil dont le mouvement principal est une rotation, le nombre de tours limite de la broche n_{max} et n_{min} peuvent être déterminés d'après les diamètres de coupe d_{max} et d_{min} .

$$n_{max} = \frac{1000 \cdot v_{max}}{\pi d_{max}} \quad ; \quad n_{min} = \frac{1000 \cdot v_{min}}{\pi d_{min}} \quad \text{où } v \text{ [m/s].}$$

d'où:

$$\frac{n_{max}}{n_{min}} = \frac{v_{max} \cdot d_{max}}{v_{min} \cdot d_{min}} = R_n = R_v \cdot R_d \quad \text{avec: } R_v = \frac{v_{max}}{v_{min}} \quad ; \quad R_d = \frac{d_{max}}{d_{min}}$$

R_n : Etendue de réglage de nombre de tours de la broche.
Soit v la vitesse de coupe avantageuse pour l'usinage d'un diamètre d , il faut pouvoir régler le nombre de tour de la broche de telle sorte que:

$$n = \frac{1000 \cdot v}{\pi d}$$

Donc il faut ainsi avoir un réglage progressif continu de n , dans notre cas, on s'approche à cela par l'installation d'une serie étagée de nombre de tours.

M^{rs}: A.V.GADOLINE a préparé des étages de nombre de tours avantageux comme suit:

Soit: $n_1 = n_{min}, n_2, n_3, \dots, n_j, n_{j+1}, \dots, n_x = n_{max}$: la serie de

n : nombre de tours ; v est prise au milieu de v_j et v_{j+1} ,

$$v = \frac{\pi d \cdot (n_j + n_{j+1})}{1000 \cdot 2}$$

L. différence max entre v et v_j ou v_{j+1} est:

$$(\Delta v_j)_{\max} = \frac{\pi d}{1000} \left(\frac{n_{j+1} - n_j}{2} \right)$$

$$(\Delta v_j)_{\max} / v = \frac{\pi d}{1000} \left(\frac{n_{j+1} - n_j}{2} \right) / \frac{\pi d}{1000} \left(\frac{n_j + n_{j+1}}{2} \right)$$

$$\text{d'où : } (\Delta v_j)_{\max} = \frac{n_{j+1}' - n_j}{n_{j+1} + n_j} \cdot v$$

Ceci montre que la déviation maximum est indépendante de la série de n mais proportionnelle à cette vitesse.

$$\text{Ponons : } \varphi_j = \frac{n_{j+1}}{n_j} \Rightarrow (\Delta v_j)_{\max} = \frac{\varphi - 1}{\varphi + 1} \cdot v \quad \varphi = \varphi_j$$

On remarque que :

• $(\Delta v_j)_{\max}$ augmente avec l'augmentation de φ .

• La plus grande perte de vitesse de coupe aura lieu pour les intervalles de la série n pour laquelle φ_j aura une grande valeur.

Conclusion : Afin que $(\Delta v)_{\max}$ soit égale, pour n'importe quelle valeur de v , pour toute les valeurs de la série n , il faut donc la série n va représenter une progression géométrique de raison φ . C'est-à-dire : $n_x = n_1 \cdot \varphi^{x-1}$.

La perte relative de vitesse : $A = \frac{(\Delta v)_{\max}}{v}$ est constante pour

$$\varphi = \frac{b}{a} ; A = \frac{\varphi - 1}{\varphi + 1} = C \frac{b}{a}$$

Pour la coupe on choisit v comme étant la vitesse inférieure

La plus proche : $\sigma_j = \pi d n_j / 1000$.

$$\Delta\sigma = \sigma - \sigma_j \quad ; \quad A = \frac{\varphi - 1}{\varphi} \cdot 100 = \left(1 - \frac{1}{\varphi}\right) \cdot 100 \text{ donné en \%}.$$

Le rendement d'usinage (η) peut être défini par l'étendue de surface usinée pendant une unité de temps.

$$\eta = \pi \cdot d \cdot n \cdot a = 1000 \cdot a \cdot \sigma \text{ [mm}^2/\text{min]}.$$

où a : est l'avance [mm/tour]. (tournage, perçage).

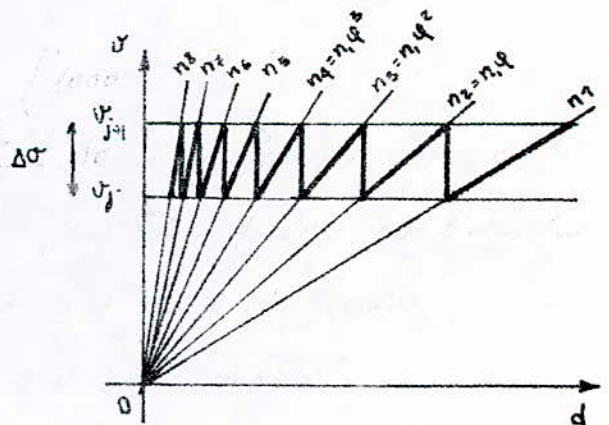
Pour $a = e^{\frac{a_0}{z}}$ le η est proportionnel à la vitesse de coupe σ .

À partir d'une perte relative $A\%$ acceptable on détermine la raison φ ; n_{\max} et n_{\min} étant fixée, on peut déterminer le nombre de étage de vitesse z : $n_z = n_{\max} = n_{\min} \varphi^{z-1}$

d'où :

$$z = \frac{\log(R_n \varphi)}{\log \varphi}.$$

Dans les coordonnées rectangulaires : d et σ de série n donne le graphique ci-contre.



b. Série d'avance :

Pour les machines dont l'avance est donnée en [mm/tr] de la broche, le temps d'usinage d'une longueur l [mm] à n [tr/min] de la broche à a [mm] d'avance, est :

$$T = l / na \quad [\text{min}].$$

D'où le rendement de la machine désiré au régime le plus avantageux est: $\eta = l/T = na \quad [\text{mm/min}]$.

Si n et a sont étagés (cas actuel):

$$(na)_j < na < (na)_{j+1}$$

La plus grande perte relative de rendement est:

$$\frac{\Delta \eta}{\eta} = (\eta_{j+1} - \eta_j) / \eta_{j+1} = 1 - \frac{(na)_j}{(na)_{j+1}}$$

Pour que $\frac{\Delta \eta}{\eta} = e^{\frac{1}{z}}$ il faut que: $(na)_j / (na)_{j+1} = e^{\frac{1}{z}}$ c'est à dire que les produits (na) forme une progression géométrique

de raison: $\varphi_a = \frac{(na)_{j+1}}{(na)_j}$

Pour a_{\max} et a_{\min} fixée, l'étendue de réglage: $R_a = \frac{a_{\max}}{a_{\min}}$ est fixée, donc: $(na)_z = (na)_1 \cdot \varphi_a^{z-1}$ d'où le nombre d'étage à réaliser:

$$z_a = \log(R_a \varphi_a) / \log \varphi_a.$$

Pour le choix de φ et de z il faut chercher la solution la plus avantageuse pour diminuer autant que possible la perte inévitable de vitesse et en même temps ne pas compliquer la construction de la machine, d'où la nécessité du parallélisme du travail: calcul et construction, si dans la chaîne cinématique de commande, le réglage est prévu par roues de changement (c'est le cas de notre machine) tête autonome on prendra: $\varphi = 1,12$ ou $1,26$.

3. Détermination de la puissance du moteur électrique:

En général, on détermine la puissance de commande du mouvement principale d'après la puissance utile calculée pour le régime de coupe le plus dur. Lors de l'étude des machines très spécialisées (tel que notre cas on ne procède au calcul de puissance, que pour les opérations demandées.

Dans notre cas, la puissance nécessaire à la pénétration du foret est très faible (elle est calculée dans ce qui suit). La puissance utile à la broche sera déterminée par le couple de perçage (action de coupe + frottement) à la vitesse de coupe et du diamètre percé. Cette puissance ne peut être déterminée en partant de la section du copeau (fixée par α et d), de la pression superficielle du copeau admise pour les outils élémentaires taillant en coupe orthogonale et de la vitesse de coupe, puisque l'action de coupe du foret n'est pas parfaitement assimilable à celle de l'outil élémentaire.

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

D'après les travaux du Bureau des Tempo élémentaires

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

$$P_u = D^2 \cdot n \cdot a_t / k.$$

avec : D : Diamètre du foret [mm].

n : [tr/min] rotation de la broche.

a_t : avance par tour de la broche [mm/tr].

k : Coefficient concernant la matière percée.

La puissance du moteur est déterminée par :

$$P = \sum_{i=1}^n \frac{P_i}{\eta_i} + N_x$$

avec : P_i : la puissance utile pour la chaîne de commande i , (il ya i chaîne).

η_i : le rendement de cette chaîne i .

N_x : Puissance dissipée en marche à vide.

La puissance nécessaire à l'avance est calculée comme étant le travail fourni à l'avance pendant le temps de perçage

$$P_a = F \cdot l / T.$$

avec : F : l'effort axial l : longueur des trous

T : le temps nécessaire.

D'après le (BTE) l'effort axial est donné par :

$$F = k_1 (a_t D)^m$$

avec : F : la poussée axiale en [daN]

k_1 et m : C^{tes} fonction de la matière percée.

4. Rapports de transmission nominales:

Pendant le calcul on donne aux autant que possible des rotations normalisées.

Pour des raisons constructives du carter on se limite dans l'intervalle i : $i_{\max} = 2$ et $i_{\min} = 0,25$ pour les dentures droites; pour les petites machines on tolère: $i_{\max} = 4$.

Pour les boîtes d'avance (avances lents, petit diamètre des roues) on admet: $\frac{1}{5} \leq i \leq \frac{2,8}{1}$.

$$R_{\text{limite}} = \frac{i_{\max}}{i_{\min}} = 8 \text{ entre deux arbres.}$$

CHAPITRE 4

Etude et calcul cinématique

A. Etude cinématique:

1. La vitesse de coupe: De nombreux travaux ont été faits pour rechercher quelles sont les vitesses de coupe les plus avantageuses à utiliser; aucune conclusion définitive n'a pu être établie, le choix de la vitesse de coupe dépend en effet d'un très grand nombre de facteurs, et les essais à effectuer sont toujours très longs, puisque ce sont des essais fondés sur l'usure de l'outil. Pour un travail déterminé (chariotage, fraiseage, rabotage, perçage) les conditions d'usinage restent les

mêmes (lubrification, profondeur et avances identiques) il été constaté qu'un outil s'use rapidement si la vitesse est trop grande (risque d'avoir un revenu susceptible d'entraîner une perte de dureté et une usure rapide d'outil) ou trop petit donc le temps d'usinage est trop long et le rendement est insuffisant.

Il existe donc une vitesse de coupe intermédiaire pour laquelle le rendement de l'outil est max, elle est appelée vitesse de moindre usure V_0 , le rendement d'outil est caractérisé par le volume de copeaux (débit de matière) qu'il est susceptible de produire avant qu'un reffilage soit jugé nécessaire.

Influence des dimensions du copeau sur la valeur de V_0 : On maintenant invariable: l'outil, le mode de travail, la lubrification, pour le perçage on vari a et d . Les résultats de nombreux essais ont permis d'établir une loi importante connue sous le nom du débit constant, qui s'énonce comme suit:

- Le débit reste constant, $P =$ profondeur de passe.
- Les différentes valeurs de vitesse de moindre usure: V_0, V_1, V_2, \dots , sont liées par la relation:

$$V_0^3 a_0^2 P_0 = V_1^3 a_1^2 P_1 = V_2^3 a_2^2 P_2 = \dots = C^2$$

avec: $a_0 P_0$; $a_1 P_1$; $a_2 P_2$; ... sont les dimensions des copeaux.

Pour le perçage: $P = \frac{d}{2}$ donc on aura:

$$d_0^4 n_0^3 a_0^2 = d_1^4 n_1^3 a_1^2 = \dots = C^{\frac{4}{3}}$$

D'où:
$$n_1 = n_0 \cdot \left(\frac{d_0^4 \cdot a_0^2}{d_1^4 \cdot a_1^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Donc si l'on se donne a_1 et d_1 , il est donc possible de déterminer n_1 le nombre de tour de la broche connaissant les résultats expérimentaux déjà faites.

Les essais du commandant DENIS ont eu pour objet d'établir les valeurs de V_0 pour les dimensions du copeau a_0 et P_0 , (d_0).

La vitesse de Coupe économique au sens du C^t Denis:

Lorsqu'on utilise les outils de forme courante, dont le montage et le réglage sont faciles (outils à chariot, foret...) on aura intérêt pour exécuter le travail plus rapidement, à choisir une vitesse V_e supérieur à la vitesse de moindre usure mais cependant inférieur à la vitesse limite on choisit généralement une vitesse économique V_e :

$$V_e = V_0 + \frac{1}{2} V_0 = \frac{3}{2} V_0.$$

Dans ce cas le temps sera $\frac{2}{3}$ du temps mis en utilisant la vitesse de moindre usure, mais il faudra réaffûter l'outil deux fois plus souvent.

- Détermination des deux vitesses de rotation de la broche et les deux avances correspondantes:

Pour l'étude et le calcul de notre unité, et puisque on a la possibilité d'avoir deux vitesses de coupe et deux avances par simple changement de roues amovibles, on va dresser l'unité au perçage dans deux type d'acier: acier dur et acier mi-dur.

On suppose les conditions d'usinage les plus souvent:

- Usinage avec lubrification abondante.
- Foret en acier rapide supérieur.

D'après le tableau E donné par A. CAMPA page 270; pour un diamètre de 16 [mm] on tire: $\left\{ \begin{array}{l} a_1 = 0,2 \text{ pour acier mi-dur} \\ a_1 = 0,3 \text{ " " dur.} \end{array} \right.$

Et d'après le tableau D de m ouvrage page 263:

- pour acier mi-dur : 40 daN/mm^2 $N_0 = 280$ et $Q_0 = 19$ } $a_0 = 0,25$
 - " " dur : 60 daN/mm^2 $N_0 = 140$ et $Q_0 = 9$ } $d_0 = 25$
- avec : D_0 : débit de matière en $[\text{dm}^3]$.

* Calcul de la vitesse de moindre usure:

- acier mi-dur : $n_{01} = n_0 \left(\left(\frac{d_0}{d_1} \right)^4 \cdot \left(\frac{a_0}{a_1} \right)^2 \right)^{1/3} = 280 \cdot \left(\left(\frac{25}{16} \right)^4 \cdot \left(\frac{0,25}{0,2} \right)^2 \right)^{1/3} = 589 \text{ [tr/min]}$
- " dur : $n_{01} = n_0 \left(\left(\frac{d_0}{d_1} \right)^4 \cdot \left(\frac{a_0}{a_1} \right)^2 \right)^{1/3} = 140 \cdot \left(\left(\frac{25}{16} \right)^4 \cdot \left(\frac{0,25}{0,3} \right)^2 \right)^{1/3} = 225 \text{ [tr/min]}$

* Calcul de la vitesse économique:

- acier mi-dur : $n_e = \frac{3}{2} n_{01} = \frac{3}{2} \cdot 589 = 883,5 \text{ [tr/min]}$.
- " dur : $n_e = \frac{3}{2} n_{01} = \frac{3}{2} \cdot 225 = 337,5 \text{ [tr/min]}$.

* Calcul de nombre de trous percé entre deux reaffutages:
 supposons que la broche puisse tourner à la vitesse calculée
 et qu'on aura que la moitié du débit D_0 , donc le débit
 correspondant: $D_1 = \frac{D_0}{2} = 19/2 = 9,5 \text{ [dm}^3\text{]} \text{ (mi-dur)}$.
 $= 9/2 = 4,5 \text{ [dm}^3\text{]} \text{ (dur)}$.

$$\text{le volume du trou en [dm}^3\text{]} = \frac{\pi d^2}{4} \cdot l = \frac{\pi (0,16)^2}{4} \cdot 0,5 = 0,01 \text{ dm}^3.$$

le nombre de trous percés entre deux reaffutages:

$$\left. \begin{array}{l} \cdot \text{acier mi-dur : } 9,5 / 0,01 = 950 \text{ trous} \\ \cdot \text{ " dur : } 4,5 / 0,01 = 450 \text{ trous} \end{array} \right\} \text{ au minimum.}$$

* Calcul des temps de travail des forets entre deux reaffutages:

$$\begin{array}{l} \text{La longueur percée : } \cdot 950 \cdot 50 = 47500 \text{ [mm]} \text{ (mi-dur)} \\ \cdot 450 \cdot 50 = 22500 \text{ [mm]} \text{ (dur)} \end{array}$$

$$\begin{array}{l} \text{La longueur percée par heure: } 500,5 \cdot 0,2 \cdot 60 = 10602 \text{ [mm]} \text{ (mi-dur)} \\ 333,5 \cdot 0,3 \cdot 60 = 6075 \text{ [mm]} \text{ (dur)} \end{array}$$

si on prend les vitesses de rotation normalisées:

$$n = 200 \text{ [tr/min]} \text{ (mi-dur)} \quad \text{et} \quad n = 500 \text{ tr/min} \text{ (dur)}.$$

Calculons les avances a correspondants à ces vitesses
 et qui vérifient la loi du débit $C^{\frac{2}{3}}$; D'après la loi on a:

$$\left(\frac{n_0}{n_1}\right)^3 \cdot \left(\frac{d_1}{d_0}\right)^4 = \left(\frac{a_0}{a_1}\right)^2 \Rightarrow a_1 = \frac{a_0}{\left(\frac{n_0}{n_1}\right)^{\frac{3}{2}} \cdot \left(\frac{d_1}{d_0}\right)^2}$$

$$\begin{aligned} n_{01} = \frac{2}{3} n_1 \Rightarrow n_{01} &= \frac{2}{3} \cdot 800 = 533,33 \text{ [tr/min]} \text{ (mi-dur)} \\ &= \frac{2}{3} \cdot 500 = 333,33 \text{ [tr/min]} \text{ (dur)} \end{aligned}$$

$$\text{d'où : } a_1 = \frac{0,25}{\left(\frac{533,33}{280}\right)^{\frac{3}{2}} \cdot \left(\frac{16}{25}\right)^2} = 0,232 \text{ (mi-dur)}$$

$$a_1 = \frac{0,25}{\left(\frac{333,33}{140}\right)^{3/2} \cdot \left(\frac{16}{25}\right)^2} = 0,116 \quad (\text{acier dur}).$$

On remarque que : $0,116 \ll 0,16 = 0,01d$.
 $0,232 \ll 0,32 = 0,02d$.

Pour les avances $0,01d$ et $0,02$ plus sévères que ceux qu'on va appliquer ($0,116$ et $0,232$), l'abaque donné par "A.CAMPA" page 276 concernant l'alésage, le perçage et le taraudage, donne les vitesses de rotation 500 et 800 [tr/min] pour une longueur percée $L < 4d$ (Notre cas $50 < 4 \cdot 16 = 64$) et une lubrification, ce qui justifie notre choix de rotation, c-à-d qu'on peut prendre n plus élevée.

Donc pour ce qui suit, la construction de la machine doit répondre à :

$$n_{\max} = 800 \text{ [tr/min]} \quad a_{\max} = 0,232 \text{ [mm/tr]} \quad \text{pour acier mi-dur}$$

$$n_{\min} = 500 \text{ [tr/min]} \quad a_{\min} = 0,116 \text{ [mm/tr]} \quad \text{" " dur.}$$

5. Calcul de la puissance du moteur.

$$P_u = D^2 \cdot n \cdot a_t \cdot 1/K, \quad K = 24 \quad \text{D'après "L.COMPIN" page 36.}$$

$$P_u = 16^2 \cdot 800 \cdot 0,232 / 24 = 1979,7 \text{ [W]} \quad (\text{mi-dur}).$$

$$= 16^2 \cdot 500 \cdot 0,116 / 24 = 885,33 \text{ [W]} \quad (\text{dur}).$$

on prend : $P_u = 1979,7 \text{ [W]}$.

Pour un rendement global de la chaîne de coupe : $\eta = 0,95$

$$P_u = 1979,7 / 0,95 = 2083,895 \text{ [W]}.$$

soit $N_x = 20\%$ de $P_u = 0,2 \cdot P_u = 416,797 \text{ [W]}$.

Puissance nécessaire à l'avance:

$$F = K_1 (a_t D)^m = 97. (0,232 \cdot 16)^{0,35} = 2957,6 \text{ [N]}. \quad (\text{mi-dur})$$

$$= 165 (0,116 \cdot 16)^{0,35} = 3785,1 \text{ [N]}. \quad (\text{dur}).$$

$$P_a = \frac{F \cdot l}{t}$$

Pour du perçage de longueur l la broche va tourner N tour avec une avance a [mm/tr]:

$$N = \frac{l}{a} = \frac{50}{0,232} = 215,52 \text{ tr} \quad (\text{mi-dur})$$

$$= \frac{50}{0,116} = 301,21 \text{ tr} \quad (\text{dur}).$$

Le temps de coupe (de perçage) d'un trou:

$$t = \frac{N \cdot 60}{n} = \frac{215,52 \cdot 60}{1000} = 12,9312 \text{ [s]} \quad (\text{mi-dur})$$

$$= \frac{301,21 \cdot 60}{50} = 361,452 \text{ [s]} \quad (\text{dur}).$$

D'où $P_a = \frac{2957,6 \cdot 50 \cdot 10^3}{12,9312} = 11488 \text{ [W]} \quad (\text{mi-dur})$

$$= \frac{3785,1 \cdot 50 \cdot 10^3}{361,452} = 5236 \text{ [W]} \quad (\text{dur})$$

Pour un rendement global de la chaîne d'avance: $\eta_a = 0,4$

$$P_a = P_a / \eta_a = 11488 / 0,4 = 28720 \text{ [W]}.$$

$$P_a = 28720 \text{ [W]}. \quad \text{très faible.}$$

La puissance du moteur: $P = P_a + P_b + N_a$.

$$P = 2083,895 + 416,797 + 28720 = 31120,692 \text{ [W]}.$$

$$P = 2500 \text{ W} = 2,5 \text{ KW}.$$

B - Calcul cinématique:

on se propose d'étudier le schéma cinématique schématisé par la figure ci-contre:

1. chaîne de coupe:

$$\text{soit : } i_1 = \frac{z_2}{z_1} \quad ; \quad i_2 = \frac{z_4}{z_3}$$

n_m : vitesse de rotation du moteur.

$$\left. \begin{aligned} n_m &= i_1 \cdot i_2 \cdot n_{\min} \\ n_m &= \frac{1}{i_1} \cdot i_2 \cdot n_{\max} \end{aligned} \right\} \Rightarrow i_2 = \frac{n_m}{i_1 n_{\min}} = \frac{n_m i_1}{n_{\max}}$$

$$\text{d'où : } \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = i_1^2 = \frac{800}{500} = (1,265)^2 \approx (1,26)^2 = \varphi^2$$

$$i_1 = \varphi = 1,26.$$

si on utilise un moteur de $n_m = 1500 \text{ tr/min}$

$$i_2 = \frac{n_m}{1,26 \cdot 500} = 2,381.$$

2. La chaîne d'avance:

calcul de la réduction total à réaliser: D'après le diagramme des espace tracé pour la came (voir planches); pour une avance a on peut tirer la pente:

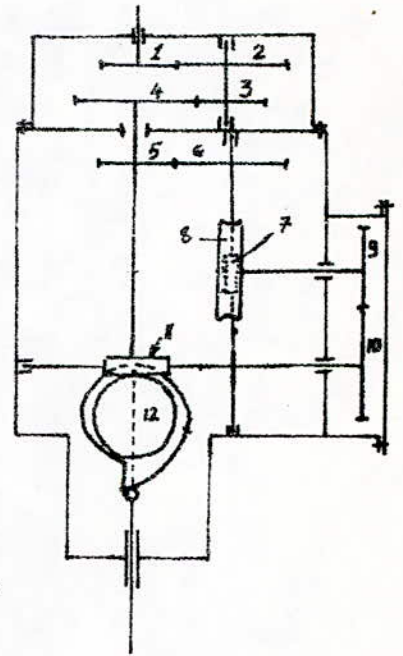
$$\frac{dx}{d\theta} = \frac{dx}{dt} \cdot \frac{dt}{d\theta} = \frac{dx}{dt} \cdot \frac{1}{\omega_a} = v_a \frac{1}{\omega_a} \quad \rightarrow \quad v = \omega \frac{dx}{d\theta}$$

où: v_a : la vitesse linéaire d'avance du foret

$$\omega_a = \frac{2\pi n_a}{60} = \text{la fréquence de rotation d'arbre porte-came.}$$

pour une réduction i_a de la chaîne d'avance on a:

$$\omega_a = \frac{2\pi \cdot n_b}{60 \cdot i_a} \quad ; \quad \text{avec } n_b = n_b^{\text{br}} \text{ de [tour/min] de la broche.}$$



$$\text{D'où : } v = \frac{2\pi n_b}{60 i_a} \cdot \frac{dx}{d\theta}$$

Le temps nécessaire pour l'avance lente (de coupe) :

$$t_c = \frac{C}{v} \text{ où } C: \text{ la course d'avance lente.}$$

Pendant ce temps t_c la broche effectuera N tour :

$$N = t_c \cdot \frac{n_b}{60} = \frac{C}{v} \cdot \frac{n_b}{60}$$

L'avance produite alors : $a = \frac{C}{N} = \frac{v \cdot 60}{2 \cdot n_b} = \frac{60v}{n_b}$

$$a = \frac{60 \cdot 2\pi \cdot n_b}{60 \cdot i_a} \cdot \frac{1}{n_b} \cdot \frac{dx}{d\theta} \Rightarrow a = \frac{2\pi \cdot dx}{i_a d\theta}$$

On remarque que l'avance dépend uniquement de la réduction de la chaîne d'avance et de la pente du diagramme des espaces ($\frac{dx}{d\theta}$).

on a besoin de deux avances :

$$a_1 = \frac{2\pi}{i_{a1}} \left(\frac{dx}{d\theta} \right)_1 \quad \text{pour acier mi-dur.}$$

$$a_2 = \frac{2\pi}{i_{a2}} \left(\frac{dx}{d\theta} \right)_2 \quad \text{pour acier dur.}$$

Les deux avances sont commandés par une seule came d'où les pentes $\left(\frac{dx}{d\theta} \right)_1 = \left(\frac{dx}{d\theta} \right)_2 = k = (c \cdot t_c)$ pour avoir un mouvement rectiligne uniforme de l'avance.

$$\frac{a_1}{a_2} = \frac{i_{a2}}{i_{a1}} \Rightarrow i_{a2} = \frac{a_1}{a_2} i_{a1} \quad \text{--- (1)}$$

$$i_3 = \frac{z_6}{z_5} ; i_4 = \frac{z_8}{z_7} ; i_5 = \frac{z_{10}}{z_9} ; i_6 = \frac{z_{12}}{z_{11}}$$

$$\left. \begin{array}{l} i_{a1} = i_3 \cdot i_4 \cdot i_6 \cdot \frac{1}{i_5} \\ i_{a2} = i_3 \cdot i_4 \cdot i_6 \cdot i_5 \end{array} \right\} \Rightarrow \frac{i_{a1}}{i_{a2}} = \frac{1}{i_5^2} \Rightarrow i_{a2} = i_5^2 \cdot i_{a1} \quad \text{--- (2)}$$

$$(1) \text{ et } (2) \Rightarrow i_5 = \sqrt{\frac{0,232}{0,166}} = 1,182 \quad i_5 = 1,182.$$

i_3 et $i_6 = i_4$ sont à choisir d'une façon à ce que i_3 ne

de passe pas la valeur tolérée 4, et que la réduction totale va donner une répartition judicieuse des phases sur le tour de la came, on verra que pour : $i_3 = 3$ $i_4 = i_6 = 10,5$ vont répondre à ces limites.

$$\text{D'où : } i_{a_1} = 3 \cdot (10,5)^2 \cdot \frac{1}{1,182} = 279,822.$$

$$i_{a_2} = 3 \cdot (10,5)^2 \cdot 1,182 = 390,947.$$

3. Vérification des réductions et calcul d'erreur :

$$\text{Soit : } i_1 = \frac{z_2}{z_1} = \frac{29}{23} = 1,26.$$

$$i_5 = \frac{z_{10}}{z_9} = \frac{52}{44} = 1,182$$

$$i_2 = \frac{z_9}{z_7} = \frac{51}{22} = 2,318.$$

$$i_4 = i_6 = \frac{42}{4} = 10,5.$$

$$i_3 = \frac{z_6}{z_5} = \frac{66}{22} = 3$$

* Condition de réduction :

$$i_1 \cdot i_2 \cdot 500 = 1500 \Rightarrow \frac{29}{23} \cdot \frac{51}{22} \cdot 500 = 1461,86 \text{ [tr/min]} \approx 1500 \text{ [tr/min]}$$

$$\left(\frac{1}{i_1}\right) \cdot i_2 \cdot 800 = 1500 \Rightarrow \frac{23}{29} \cdot \frac{51}{22} \cdot 800 = 1470,864 \text{ [tr/min]} \approx 1500 \text{ " "}$$

$$i_{a_1} = i_3 \cdot i_4 \cdot i_5 \cdot \frac{1}{i_5} = 279,822 \Rightarrow \frac{66}{22} \cdot (10,5)^2 \cdot \frac{44}{22} = 279,865 \approx 279,822.$$

$$i_{a_2} = i_3 \cdot i_4 \cdot i_6 \cdot i_5 = 390,947 \Rightarrow \frac{66}{22} \cdot (10,5)^2 \cdot \frac{22}{44} = 390,8864 \approx 390,947.$$

* Erreur relative : commise pour les réductions i_1 ; i_2 :

$$\frac{1500 - 1461,86}{1500} \cdot 100 = 2,569 \% < 3 \%$$

$$\frac{1500 - 1470,864}{1500} \cdot 100 = 1,9924 \% < 3 \%$$

Pour la chaîne de coupe on peut admettre une erreur relative de 3%.

* Erreur relative commise pour la chaîne d'avance :

Pour cette chaîne on admet une erreur six fois plus petite que celui de la chaîne de coupe:

$$\frac{279,865 - 279,822}{279,822} \cdot 100 = 0,015\% \quad \ll 0,5\%$$

$$\frac{390,947 - 390,8864}{390,947} \cdot 100 = 0,015\% \quad \ll 0,5\%$$

C. Calcul des dentures: (engrenages parallèles à denture droite)

1. à la rupture:

Le calcul doit être effectué au couple de denture le plus chargé, on remarque que la puissance absorbée par la chaîne d'avance est très faible (23W) devant celle qui est absorbée par la coupe, et malgré la réduction considérable de la vitesse de rotation de cette chaîne, le couple reste faible. On a la totalité de puissance passe par le couple (Z_3, Z_4) c'est l'engrenage le plus chargé dans la machine, on va faire le calcul pour la rotation minimum.

$$\left. \begin{array}{l} P = 2,5 \text{ Kw} \\ n = 1190,5 \text{ tr/min} \end{array} \right\} \rightarrow C_e = \frac{60P}{2\pi n} = \frac{30 \cdot 2500}{\pi \cdot 1190,5} = 20,05 \text{ [N.m]} \quad (1)$$

D'après la théorie des engrenage traitée par "G. HENRIOT" dans l'ouvrage nommé "traité théorique et pratique des engrenage" Tome I, L'effort tangentiel maximal admissible appliqué à une dent du pignon (ou roue) est donné par:

$$F_f = t_0 \cdot L \cdot m \cdot Y \cdot C_e \cdot C_v \cdot C_d \cdot C_s \quad (2)$$

avec : t_0 : facteur de la fatigue limite pratique [kg].

L : largeur de la denture.

m : module.

Y : Coefficient de forme.

C_e : " de conduite.

C_v : " de vitesse.

C_d : " de durée.

C_s : " de service.

On a trouver : $Y = 0,325$ pour $Z_3 = 22$ d'après l'abaque (VI-5 page 289).

$C_e = 1,925$ pour $i_2 = 2,381$ et $Z_3 = 22$ d'après l'abaque (VI-15 page 286).

$C_v = 6/(6 + \sqrt{v}) = 0,789$ pour un diamètre estimé = 44 mm.

$C_d = 0,65$ pour un Nombre de Cycle N :

$N = 1190 \cdot 60 \cdot 8 \cdot 365,25 \cdot 5 = 1,05 \cdot 10^9$ cycles, d'après l'abaque

(VI-17 page 286) $C_d = 0,46$.

$C_s = 0,8$ d'après les tableaux extrait de l'ouvrage (abaque adjoint).

D'après le tableau (VI-2 page 219) pour le cas 6.a.3' :

$$\left. \frac{T}{L \cdot m} \right)_{\max} = 5$$

$$(2) \Rightarrow \frac{T}{L \cdot m} = t_0 \cdot Y \cdot C_e \cdot C_v \cdot C_d \cdot C_s = 5 \Rightarrow t_0 = \frac{5}{Y \cdot C_e \cdot C_v \cdot C_d \cdot C_s}$$

$$t_0 = 5 / (0,325 \cdot 1,925 \cdot 0,789 \cdot 0,65 \cdot 0,8) = 19,46 \text{ [kg]}.$$

Pour $t_0 = 27,5$ [kg] et en utilisant un acier cimenté trempé

Comme matériau, la charge de rupture à cœur correspondante = $60 \text{ [kg/mm}^2\text{]}$ ceci d'après l'abaque (VII-18 page 288).

* Calcul du module :

$$P = Cw \Rightarrow C = \frac{30P}{\pi n} \quad \text{et} \quad C = T \cdot \frac{D}{2} \Rightarrow C = \frac{T \cdot m Z}{2} = \frac{30P}{\pi n}$$

$$\Rightarrow T = \frac{30 \cdot P \cdot 2}{\pi \cdot n \cdot m \cdot Z} \quad \left. \begin{array}{l} \\ \\ \end{array} \right\} \Rightarrow \frac{60 \cdot P}{\pi \cdot n \cdot Z \cdot m^2 L} = 5 \quad (3)$$

$$\frac{T}{L \cdot m} = 5$$

$$\frac{L}{d_3} = 0,35 \quad \text{pour} \quad i = 2,381 \quad \text{d'après l'abaque (VII-29 page 323)}$$

$$= \frac{L}{m Z} \Rightarrow L = 0,35 \cdot m \cdot Z$$

$$\text{dans (3)} \Rightarrow \frac{60P}{\pi \cdot n \cdot Z^2 \cdot m^3 \cdot 0,35} = 5 \Rightarrow m = \sqrt[3]{\frac{60P}{\pi \cdot n \cdot Z^2 \cdot 0,35}}$$

$$m = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 2500}{\pi \cdot 1190 \cdot 22^2 \cdot 0,35}} = 0,618$$

on prendra $m = 2$ afin qu'on puisse tailler le pignon (5) sur le moyeu cannelé.

* Vérification de l'effort tangentiel transmissible :

$$\text{Pour } m = 2, \quad L = 0,35 \cdot 2 \cdot 22 = 0,35 \cdot m Z = 15,4 \text{ [mm]}$$

$$T = t_0 \cdot L \cdot m \cdot Y \cdot C_c \cdot C_v \cdot C_f \cdot C_s = 19,46 \cdot 15,4 \cdot 2 \cdot 0,325 \cdot 1,925 \cdot 0,789 \cdot 0,65 \cdot 0,8$$

$$T = 153,85 \text{ kg} \Leftrightarrow T = 1538,5 \text{ [N]}$$

$$(1) \Rightarrow T = \frac{2905 \cdot 10^3 \cdot 2}{2 \cdot 22} = 911,36 \text{ [N]}$$

$$911,36 < 1538,5$$

Donc la denture peut transmettre la puissance sans risque de rupture.

2. À la pression superficielle:

D'après le même ouvrage "G. HENRIOT", on trouve l'effort maximal admissible T donné par la relation:

$$T = k_0 \cdot L \cdot D \cdot C_r \cdot C_v \cdot C_E \cdot C_S$$

avec: k_0 : limite pratique du facteur (K_M):

$$(K_M = \frac{T}{LD} \cdot \frac{i+1}{i}) \text{ en } [kg/mm^2]$$

L : La largeur de la dent

D : Diamètre primitif.

C_r : facteur de rapport

On a trouvé: pour le matériau déjà choisi "acier cimenté trempé" à comme dureté superficielle (Brinell) 500: $k_0 = 1,35$ [kg/mm^2] d'après l'abaque (V-II-17 page 307).

$L = 15,4$ [mm]; $D = 44$ [mm]; $C_r = 0,543$ d'après l'abaque (V-II-25 bis page 304); $C_v = 0,789$; $C_E = 0,56$; $C_S = 0,8$. D'où:

$$T = 1,35 \cdot 15,4 \cdot 44 \cdot 0,543 \cdot 0,789 \cdot 0,56 \cdot 0,8 = 175,57 \text{ kgf} = 1755,7 \text{ [N]}$$

On remarque bien que T est nettement supérieur à l'effort qu'on veut transmettre: 911,36 [N].

3. Calcul des paramètres de la denture droite:

* 1^{er} étage:

$$\left. \begin{array}{l} z_1 = 23 \\ z_2 = 29 \end{array} \right\} \Rightarrow i_1 = \frac{z_2}{z_1} = 1,26$$

$$\text{entraxe: } a = m \frac{z_1 + z_2}{2} = 2 \frac{29 + 23}{2} = 52$$

saie : $h_a = m = 2$

Creux : $h_f = 1,25m = 2,5$

Diamètres de pied :

$$d_{f1} = d_1 - 2h_f = 2 \cdot 23 - 2 \cdot 2,5 = 41$$

$$d_{f2} = d_2 - 2h_f = 2 \cdot 29 - 2 \cdot 2,5 = 53$$

Diamètres de base :

$$d_{b1} = d_1 \cos \alpha = 46 \cdot \cos 20^\circ = 43,226$$

$$d_{b2} = d_2 \cos \alpha = 58 \cdot \cos 20^\circ = 54,502$$

Le pas : $P = \pi \cdot m = 6,283$

épaisseur de la dent : $\delta = \pi m / 2 = 3,142 = \pi$

* 2^{ème} étage :

$$\left. \begin{array}{l} z_3 = 22 \\ z_4 = 51 \end{array} \right\} \Rightarrow i_2 = 2,318 \quad \text{entraxe} = m \frac{z_3 + z_4}{2} = 73$$

Diamètres primitifs :

$$d_3 = m z_3 = 2 \cdot 22 = 44$$

$$d_4 = m z_4 = 2 \cdot 51 = 102$$

Diamètres de tête :

$$d_{a3} = d_3 + 2h_a = 44 + 2 \cdot 2 = 48$$

$$d_{a4} = d_4 + 2h_a = 102 + 2 \cdot 2 = 106$$

Diamètres de pied :

$$d_{f3} = d_3 - 2h_f = 44 - 2 \cdot 2,5 = 39$$

$$d_{f4} = d_4 - 2h_f = 102 - 2 \cdot 2,5 = 97$$

Diamètre de base :

$$d_{b3} = d_3 \cos \alpha = 44 \cos 20^\circ = 41,347$$

$$d_{b4} = d_4 \cos \alpha = 102 \cos 20^\circ = 95,85$$

* 3^{ème} étage :

$$\left. \begin{array}{l} z_5 = 22 \\ z_6 = 66 \end{array} \right\} \Rightarrow i = \frac{66}{22} = 3 \quad \text{entraxe} = m \frac{z_5 + z_6}{2} = 88$$

Diamètres primitifs :

$$d_5 = m z_5 = 2 \cdot 22 = 44$$

$$d_6 = m z_6 = 2 \cdot 66 = 132$$

Diamètres de tête :

$$d_{a5} = d_5 + 2h_a = 44 + 2 \cdot 2 = 48$$

$$d_{a6} = d_6 + 2h_a = 132 + 2 \cdot 2 = 136$$

Diamètres de pied:

$$d_{f5} = d_5 - 2h_f = 44 - 2 \cdot 2,5 = 39.$$

$$d_{f6} = d_6 - 2h_f = 132 - 2 \cdot 2,5 = 127.$$

Diamètres de base:

$$d_{b5} = d_5 \cos \alpha = 44 \cos 20^\circ = 41,346.$$

$$d_{b6} = d_6 \cos \alpha = 132 \cos 20^\circ = 124,04.$$

* 5^{ème} étage:

$$\left. \begin{array}{l} z_{10} = 52 \\ z_9 = 44 \end{array} \right\} \Rightarrow z_5 = \frac{52}{44} = 1,182 \quad \text{entreaxe} = m \frac{z_9 + z_{10}}{2} = 96.$$

Diamètres primitifs: $d_9 = m z_9 = 2 \cdot 44 = 88.$

$$d_{10} = m z_{10} = 2 \cdot 52 = 104.$$

Diamètres de tête:

$$d_{a9} = d_9 + 2h_a = 88 + 2 \cdot 2 = 92.$$

$$d_{a10} = d_{10} + 2h_a = 104 + 2 \cdot 2 = 108.$$

Diamètres de pied:

$$d_{f9} = d_9 - 2h_f = 88 - 2 \cdot 2,5 = 83.$$

$$d_{f10} = d_{10} - 2h_f = 104 - 2 \cdot 2,5 = 99.$$

Diamètres de base:

$$d_{b9} = d_9 \cos \alpha = 88 \cos 20^\circ = 82,693.$$

$$d_{b10} = d_{10} \cos \alpha = 104 \cos 20^\circ = 97,73.$$

D. Engrenages roue-vis sans fin:

Puisque la puissance transmise par ces couples (z_7, z_8 et z_{11}, z_{12}) est très faible, il est inutile de faire un calcul poussé, comme nous l'avons fait pour la denture droite, mais on va le prendre estimativement, d'une manière à répondre aux conditions de réduction et de construction.

$$\text{On a : } P \approx 25 \text{ W ; } C = \frac{30P}{\pi n} = \frac{30 \cdot 25 \cdot 10^3}{\pi \cdot 186,84} = 1270 \text{ [N.mm]}$$

$$\text{avec } n = \frac{1500}{1,26 \cdot 2,381 \cdot 2,676} = 186,84 \text{ [tr/min].}$$

D'après l'abaque "G. HENRIOT page 146" une réduction de

10,5 correspond à nombre de filets = 4.

D'où le nombre de dent de la roue $z = i4 = 10,5 \cdot 4 = 42$.

pour $d = 6$ (roue à faible largeur) et $R = 60 \text{ N/mm}^2$ (roue en bronze) :

$$m_x = \sqrt[3]{\frac{10 C}{d \cdot R \cdot Z}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 1270}{6 \cdot 60 \cdot 42}} = 0,944$$

Prenons : $m_x = 3$ afin de pouvoir loger les différents éléments de construction.

Pour $\frac{D_1}{m_x} = \frac{25}{3} = 8,33$ et d'après l'abaque (4-33 page 248) on

a $\beta = 64^\circ$; $m_n = m_x \sin \beta = 3 \cdot \sin 64^\circ = 2,69 \approx 2,7$.

$$P_n = \pi m_x = \pi \cdot 3 = 9,43.$$

$$P_1 = P_n \sin \beta = 9,43 \sin 64^\circ = 8,48$$

$$d_2 = z_2 \cdot m_x = 42 \cdot 3 = 126 \quad \text{diamètre primitif de la roue.}$$

$$d_1 = z_1 \cdot m_x \cdot \cos \beta = 4 \cdot 3 \cdot \cos 64^\circ = 24,6 \quad \text{diamètre de la vis}$$

$$a = \frac{(z_2 + z_1) \cdot m_x}{2} = \frac{(42 + 4 \cdot \cos 64^\circ)}{2} \cdot 3 = 75,5$$

on a $\beta = 64^\circ < 75^\circ$

$$h_a = m_n = 2,7 \quad ; \quad h_f = 1,2 m_n = 3,24.$$

Le rendement de la vis en reducteur ; avec $f = \tan \phi = 0,08$ comme coefficient de frottement :

$$\eta = \frac{\tan\left(\frac{\pi}{2} - \beta\right)}{\tan\left(\frac{\pi}{2} - \beta + \phi\right)} = \frac{\tan\left(\frac{\pi}{2} - 64^\circ\right)}{\tan\left(\frac{\pi}{2} - 64^\circ + \arctan 0,08\right)} = 0,76$$

il est recommandé (G. HENRIOT) page 246 que :

$$\text{le rapport : } 5 \leq \frac{d_2}{d_1} \leq 6 \quad \text{et} \quad \frac{d_2}{z} < d_1$$

$$\text{Vérification : } \frac{d_2}{d_1} = \frac{126}{25} = 5,04 \in [5; 6]$$

$$\frac{d_2}{i} = \frac{126}{10,5} = 12 < d_1 = 25.$$

La largeur de la roue : $L_2 = 2 m_x \sqrt{z+1} = 2 \cdot 3 \cdot \sqrt{833+1} = 18,33.$

$$z = \frac{D_1}{m_x} ; \text{ on prendra } L_2 = 20. \text{ mm.}$$

La largeur de la vis :

$$L_1 = 56,58 \text{ mm}$$

E - Calcul de la denture débrayage :

Il s'agit d'un engrenage cylindrique à denture droite
le pignon va tourner à une vitesse de rotation n :

$$\begin{aligned} n &= 800 / i_1 = 800 / 2,681 \cdot 10,5 \cdot 0,9 = 31,81 \text{ tr/min (midur).} \\ &= 500 / i_2 = 2,681 \cdot 10,5 \cdot 1,111 = 17,756 \text{ tr/min (dur).} \end{aligned}$$

Le couple transmis est calculé d'après la vitesse de rotation la plus petites (regime le plus dur) :

$$C = \frac{60 P}{2\pi \cdot n} = \frac{30 \cdot 25}{\pi \cdot 17} = 14,04 \text{ N.m.}$$

D'après l'abaque (e. HENRIOT) page 323 on tire : $\frac{L}{d} = 0,22.$

a. Calcul du module : $m = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot P}{\pi \cdot n \cdot z^2 \left(\frac{L}{d}\right)}} = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 25}{\pi \cdot 17 \cdot (30)^2 \cdot 0,22}} = 0,5215$

on prendra : $m = 1$

b. Calcul des paramètres de la denture :

Diamètres primitif : $d_1 = m z_1 = 1 \cdot 30 = 30 = d_2.$

Saillie : $h_a = m = 1$

Creux : $h_f = 1,25 \cdot m = 1,25.$

Diamètres de tête : $d_{a1} = d_1 + h_a = 30 + 1 = 31.$
 $d_{a2} = d_2 - 2h_a = 30 - 2 \cdot 1 = 28.$

Diamètres de pied : $d_f = d_1 - 2h_a = 30 - 2 \cdot 1,25 = 27,5$
 $d_{f2} = d_2 + 2h_f = 30 + 2 \cdot 1,25 = 32,5$

Diamètres de base : $d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha = 30 \cdot \cos 20^\circ = 28,19$.

Le pas : $P = \pi m = \pi$.

Épaisseur de la dent : $s = \pi m / 2 = 1,57$.

La largeur de la dent : $L = 0,22 d = 0,22 \cdot 30 = 6,6 \Rightarrow L = 7 \text{ mm}$.

CHAPITRE 5

Calcul d'arbres

1. Calcul d'arbre intermédiaire:

$$n = 1500 / i_1 = 1500 / 1,26 = 1190 \text{ tr/min.}$$

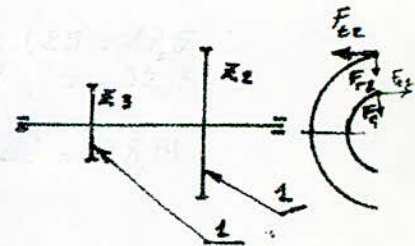
Le moment de torsion:

$$M_t = \frac{30 P}{\pi \cdot n} = \frac{30 \cdot 2500}{\pi \cdot 1190} = 12032 \text{ [N. mm].}$$

$$M_t = F_{t1} \cdot \frac{d_1}{2} = F_{t2} \cdot \frac{d_2}{2} \Rightarrow$$

$$F_{t1} = \frac{2 M_t}{d_1} = \frac{2 \cdot 12032}{2,23} = 523,13 \text{ [N].}$$

$$F_{t2} = \frac{2 M_t}{d_2} = \frac{2 \cdot 12032}{2,29} = 415 \text{ [N].}$$



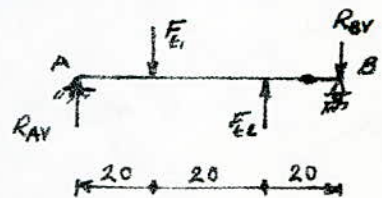
* Plan vertical:

• Calcul des réactions:

$$R_{AV} - R_{BV} = F_{E1} - F_{E2}$$

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow R_{BV} = \frac{F_{E2} \cdot 40 - F_{E1} \cdot 20}{60}$$

$$R_{BV} = 102,29 \text{ [N].}$$



1. Calcul d'arbre intermédiaire:

$$R_{AV} = F_{E1} - F_{E2} + R_{BV} \Rightarrow R_{AV} = 523,13 + 102,3 - 415$$

$$R_{AV} = 210,2 \text{ [N].}$$

Calcul de moment de flexion:

$$0 \leq x \leq 20 \quad M_f = R_{AV} \cdot x \Rightarrow \begin{cases} x=0 \Rightarrow M_f = 0 \\ x=20 \Rightarrow M_f = 210,2 \cdot 20 = 4204 \text{ [N}\cdot\text{mm]} \end{cases}$$

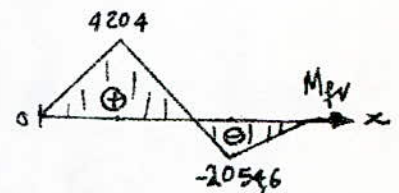
$$20 \leq x \leq 40 \quad M_f = R_{AV} \cdot x - F_{E1}(x-20) \begin{cases} x=20 \Rightarrow M_f = 4204 \text{ N}\cdot\text{mm} \\ x=40 \Rightarrow M_f = 210,2 \cdot 40 - 523,13 \cdot 20 = -2054,6 \end{cases}$$

$$40 \leq x \leq 60 \quad M_f = R_{AV} \cdot x - F_{E1}(x-20) + F_{E2}(x-40).$$

$$x=40 \Rightarrow M_f = -2054,6 \text{ [N}\cdot\text{mm].}$$

$$x=60 \Rightarrow M_f = 0.$$

on remarque que: $M_{f_{V_{max}}} = 4204 \text{ [N}\cdot\text{mm].}$



* Plan horizontal:

$$F_{r1} = F_{E1} \cdot \tan \alpha = 523,13 \cdot \tan 20^\circ = 190,4 \text{ [N].}$$

$$F_{r2} = F_{E2} \cdot \tan \alpha = 415 \cdot \tan 20^\circ = 151 \text{ [N].}$$

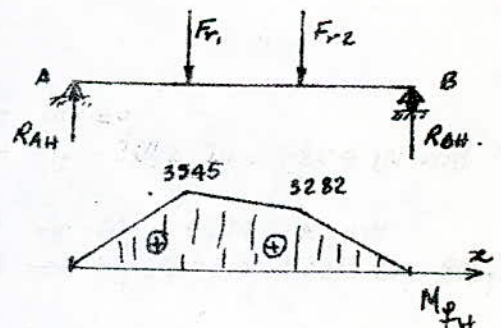
Calcul des reactions:

$$R_{AH} + R_{BH} = F_{r1} + F_{r2}.$$

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow R_{BH} = \frac{20F_{r1} + 40F_{r2}}{60}$$

$$R_{BH} = \frac{190,4 \cdot 20 + 151 \cdot 40}{60} = 164,13 \text{ [N].}$$

$$R_{AH} = F_{r1} + F_{r2} - R_{BH} \\ = 190,4 + 151 - 164,13 = 177,27 \text{ [N].}$$



Moment flexion:

$$0 \leq x \leq 20 : M_f = R_{AH} \cdot x \Rightarrow \begin{cases} x=0 \quad M_f = 0 \\ x=20 \quad M_f = 177,27 \cdot 20 = 3545,4 \text{ N}\cdot\text{mm} \end{cases}$$

$$20 \leq x \leq 40 : M_f = R_{AH} \cdot x - F_{r1}(x-20) \begin{cases} x=20 \Rightarrow M_f = 3545,4 \text{ N}\cdot\text{mm} \\ x=40 \Rightarrow M_f = 177,27 \cdot 40 - 190,4 \cdot 20 \\ = 3282,6 \text{ N}\cdot\text{mm} \end{cases}$$

$$40 \leq x \leq 60 : M_f = R_{AH} - F_r(x-20) - F_{rc}(x-40) \quad \left| \begin{array}{l} x=40 \Rightarrow M_f = 3282,6 \text{ N}\cdot\text{mm} \\ x=60 \Rightarrow M_f = 0 \end{array} \right.$$

On remarque que: $M_{f_{\text{max}}} = 3545,4 \text{ N}\cdot\text{mm}$.

$$M_e = \sqrt{M_{f_{\text{max}}}^2 + M_{p_{\text{max}}}^2 + \sigma T_{\text{max}}^2} = \sqrt{(4204)^2 + (3545)^2 + (12032)^2} = 13229,12 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

Diamètre d'arbre:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_e}{0,16 G_s}} = \sqrt[3]{\frac{13229,12}{0,1 \cdot 40}} = 6,9 \quad \text{avec } G_s = 40 \text{ daN/mm}^2$$

on prendra: $d = 20$

2. Calcul du diamètre de la broche:

Cet arbre peut être considéré, soumis uniquement du moment de torsion, donc on va le calculer d'après la déformation angulaire admissible $[\theta^\circ]$; où $[\theta^\circ]$ est l'angle de torsion d'arbre relatif à une longueur de 1[m] mesuré en degré: $[\theta^\circ] = 0,5^\circ$.

Pour une longueur d'arbre égale à 45,5 cm (voir le dessin): $[\theta^\circ] = \frac{45,5 \cdot 0,5}{100} = 0,2275^\circ$.

La déformation angulaire d'un arbre soumis à un moment de torsion M_e est donnée par:

$$\theta = \frac{M_e}{\pi \cdot G \cdot I_0} \cdot \frac{180}{\pi} = \frac{M_e}{G \cdot \pi \cdot \frac{d^4}{32}} \cdot \frac{180}{\pi} = \frac{M_e}{0,1 G \cdot d^4} \cdot \frac{180}{\pi}$$

avec: G : Modul d'élasticité au cisaillement: $G = 8 \cdot 10^4 \text{ N/mm}^2$.

I_0 : Moment d'inertie polaire.

$M_e = 47746 \text{ N}\cdot\text{mm}$. (d'après calculs).

$$\text{D'où: } \theta = \frac{47746 \cdot 180}{0,1 (20)^4 \cdot \pi \cdot 8 \cdot 10^4} = 0,0165^\circ \ll 0,2275^\circ = [\theta^\circ].$$

On prend : $d = 16$ qui correspond au diamètre à fond des dents des cannelures.

Calcul des cannelures (arbre cannelé):

L'expérience montre que la contrainte dangereuse pour les arbres cannelés (même sollicitation que notre cas) est celle de compression sur les dents de l'arbre; cette contrainte est donnée par:

$$\sigma_{\text{com}} = \frac{M_t}{R_m \cdot z \cdot s \cdot l \cdot \psi} \leq [\sigma_{\text{com}}]$$

avec:

M_t = le moment à transmettre.

R_m = Rayon moyen de la circonférence des dents.

s = surface réelle d'appui (1 flanc / cannelure / millimètre de longueur).

l = longueur pratique de la dent.

z = nombre de dents.

ψ = Coef. de sécurité = 0,75.

On a : $M_t = 47746 \text{ N} \cdot \text{mm}$; $l = 40 \text{ mm}$; $z = 6$ dents; $\psi = 0,75$.

$R_m = \frac{16 + 20}{2} = 18 \text{ mm}$; $s = 7 \text{ mm}^2$ D'après Memento de dessin industriel (page 3.31).

D'où :
$$\sigma_{\text{com}} = \frac{47746}{18 \cdot 6 \cdot 7 \cdot 40 \cdot 0,75} = 2,1 \text{ daN/mm}^2 \ll [\sigma_{\text{com}}] = 40 \text{ daN/mm}^2$$

Donc on peut accepter le : profil cannelé à flancs parallèles de $6 \times 16 \times 20$ (E22-131).

4 - Calcul d'arbre porte-came: a. d'après le moment idéal:

L'effort F nécessaire pour la pénétration du foret est donné par: $F = 2957,6 \text{ [N]}$ mi-dur
 $= 3785,1 \text{ [N]}$ dur degrés calculés.

Le moment de torsion entraînant la roue (12) est:

$$M_t = \frac{30P}{\pi \cdot n} \quad \text{où} \quad n = 800 / 2,676 \left(\frac{1}{1111} \right) \cdot 10,5 = 31,635 \text{ tr/min}$$

$$= 500 / 2,676 \cdot 1,411 \cdot 10,5 = 46,0154 \text{ tr/min.}$$

Le cas le plus délicat est celui du perçage dans l'acier dur: $M_t = \frac{30 \cdot 25}{\pi \cdot 1602} = 14,9 \text{ [N.m]} = 14900 \text{ [N.mm]}$.

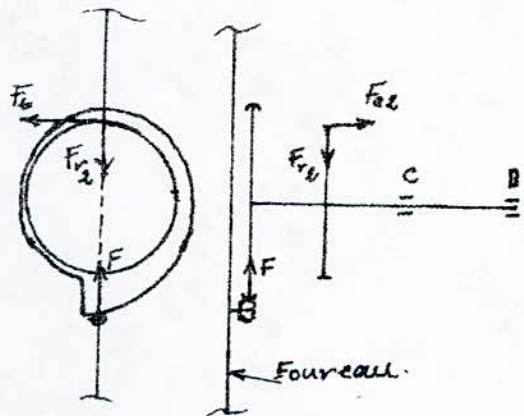
Donc $F = 3785,1 \text{ [N]}$ $M_t = 14900 \text{ [N.mm]}$.

Les efforts engendrés

par le couple roue-

vis sans fin sont:

- Un effort tangentiel à la roue soit égal à l'effort axial sur la



vis (on désigne par (1) la vis et (2) pour la roue):

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2M_t}{d_2} = \frac{2 \cdot 14900}{126} = 236,51 \text{ [N]}.$$

- Un effort radial: $F_{r2} = F_{t2} \cdot \tan \alpha = 236,51 \cdot \tan 20^\circ = 86,08 \text{ [N]}$.
- Un effort axial sur la roue: $F_{a2} = F_{t2} \cdot \tan(\beta + \gamma)$ où γ est l'angle de frottement: $\gamma = \arctg 0,08 = 4,574^\circ$; $\beta = 64^\circ$

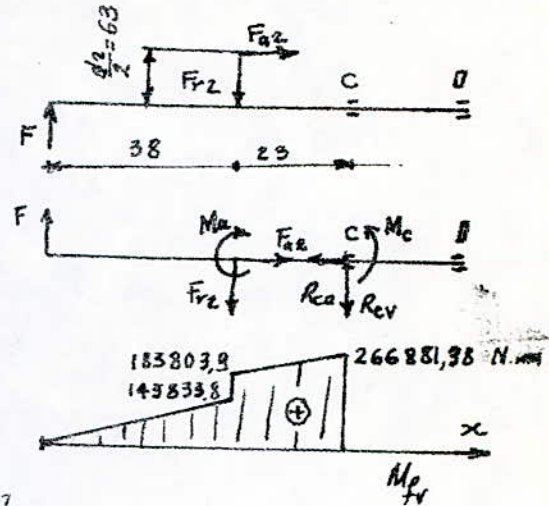
$$F_{a2} = 236,51 \cdot \tan(64 + 4,574) = 602,7 \text{ [N]}.$$

L'arbre peut être considéré comme étant, une poutre encastree à son extrémité droite et en porte-à-faux

de l'autre extrémité.

* Plan vertical :

Le système des efforts situé dans le plan vertical se réduit au schémas ci-contre.



• Calcul des réactions :

$$R_{ea} = F_{a2} = 602,7 \text{ [N]}$$

$$R_{ev} = F - F_{r2} = 3785,1 - 860,8 = 3699,02 \text{ [N]}$$

$$M_a = F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} = (602,7 \cdot 126) / 2 = 37970,1 \text{ [N]}$$

$$\sum M_c = 0 \Rightarrow M_c = M_a + F(38+23) - F_{r2} \cdot 23$$

$$= 37970,1 + 3785,1(61) - 86,08 \cdot 23 = 266881,36 \text{ [N.mm]}$$

• Calcul des moments de flexion :

$$0 \leq x \leq 38 \quad \text{M}_f = F \cdot x$$

$$x=0 \Rightarrow M_f = 0$$

$$x=38 \Rightarrow M_f = 3785,1 \cdot 38 = 143833,8 \text{ [N.mm]}$$

$$38 \leq x \leq 61 \quad M_f = Fx - F_{r2}(x-38) + M_a$$

$$x=38 \Rightarrow M_f = 181803,9 \text{ [N.mm]}$$

$$x=61 \Rightarrow M_f = 266881,38 \text{ [N.mm]}$$

On remarque que : $M_{f_{max}} = 266881,38 \text{ N.mm}$.

** Plan Horizontal :

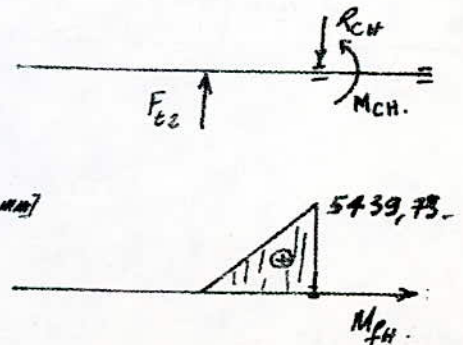
$$F_{e2} = R_{eh} = 236,51 \text{ [N]}$$

$$M_{ch} = F_e \cdot 23 = 236,51 \cdot 23 = 5439,73 \text{ [N.mm]}$$

$$M_f = F_e \cdot x \quad x=0 \Rightarrow M_f = 0$$

$$x=23 \Rightarrow M_f = 5439,73 \text{ [N.mm]}$$

$$M_{f_{max}} = 5439,73 \text{ [N.mm]}$$



a) la section d'encastrement.

Le moment idéal : $M_i = \sqrt{M_{F_{maxV}}^2 + M_{F_{maxH}}^2} = \sqrt{(26681,38)^2 + (5439,73)^2}$

$$M_i = 266936,6 \text{ [N.mm].}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_i}{0,16ad}} = \sqrt[3]{\frac{266936,6}{0,1 \cdot 40 \cdot 10}} = 18,8271 \text{ [mm].}$$

on prend : $d = 25 \text{ [mm].}$

b. calcul du diamètre d'après la flèche admissible :

soit la flèche admissible $f_{ad} = 0,02 m_x = 0,02 \cdot 3 = 0,06 \text{ [mm].}$

* Calcul de la flèche produite dans le plan vertical :

on va appliquer la méthode de moment des aires.

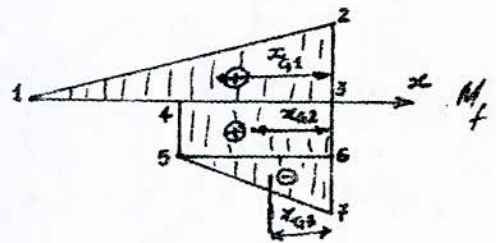
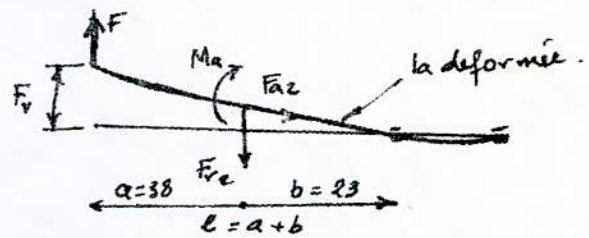
$$f_v = \frac{1}{EJ} [\text{l'aire}(1.2.3.(l-x_{G1})) + \\ + \text{l'aire}(3.4.5.6.(l-x_{G2})) - \text{l'aire} \\ (5.6.7.(l-x_{G3}))].$$

où les aires indiquées
ci-dessus sont les épreuves
des moments fléchissant
des efforts, appliqués sur
la poutre séparément.

x_{Gi} = la distance au centre de gravité de l'air à
partir de la tangente au point d'encastrement.

$$l - x_{G1} = (l - \frac{l}{3}) = \frac{2l}{3}$$

$$l - x_{G2} = (l - \frac{b}{2}) = (2a + b) / 2$$



$$l - x_{G3} = \left(l - \frac{l}{3}\right) = (3a + 2b) / 3$$

$$\text{D'où : } f_V = \frac{1}{EJ} \left[\frac{l \cdot Fl}{2} \cdot \frac{2l}{3} + \frac{Ma \cdot b \cdot (2a+b)}{2} - \frac{F_{t2} \cdot b \cdot b}{2} \cdot \frac{(3a+2b)}{3} \right]$$

$$\text{avec : } E = \text{module d'élasticité} = 2,1 \cdot 10^5 \text{ [N/mm}^2\text{]}.$$

$$J = \text{moment d'inertie polaire} = \frac{\pi d^4}{32}$$

$$f_V = \left[\frac{(60)^3}{3} \cdot 3785,1 + 37970,1 \cdot 23 \cdot 49,5 - \frac{86,08 \cdot (23)^2 \cdot (53,3)}{2} \right] / EJ$$

$$f_V = 3,284 \cdot 10^8 / EJ$$

** Calcul de la flèche produite dans le plan horizontal :

D'après le schéma de la déformée représentée

ci-contre on peut tirer :

$$\tan \theta = \frac{f_H}{c} = \frac{f_1}{c-a}$$

$$c-a = \frac{f_1}{\tan \theta} \Rightarrow c = a + \frac{f_1}{\tan \theta}$$

$$f_H = c \tan \theta \Rightarrow f_H = \left(a + \frac{f_1}{\tan \theta}\right) \cdot \tan \theta$$

Donc il faut déterminer la

rotation θ et la flèche f_1 pour calculer f_H .

$$f_1 = \frac{1}{EJ} \left[F_{t2} \cdot \frac{b^2}{2} \cdot \left(l - \frac{b}{3}\right) \right] = \frac{1}{EJ} \left[F_{t2} \cdot \frac{b^2}{2} \cdot \frac{(3a+2b)}{3} \right]$$

$$= \frac{1}{EJ} \left[\frac{236,51 \cdot (23)^2}{2} \cdot \frac{(3 \cdot 38 + 2 \cdot 23)}{3} \right] = 3336367,7 / EJ$$

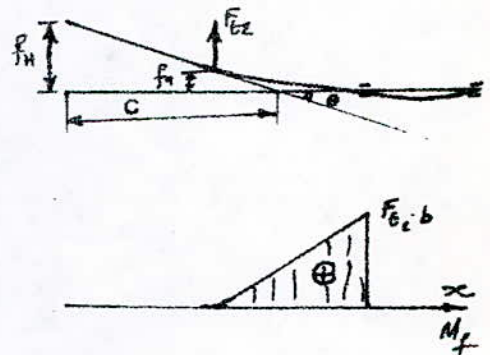
$$\theta = \frac{1}{EJ} \left[F_{t2} \cdot \frac{b^2}{2} \right] = \frac{1}{EJ} \left[\frac{236,51 \cdot (23)^2}{2} \right] = \frac{62557}{EJ}$$

L'angle θ est très faible, on peut faire l'approximation

$$\theta \approx \tan \theta \text{ d'où : } f_H = a \cdot \theta + f_1$$

$$f_H = \frac{62557 \cdot 38}{EJ} + \frac{3336367,7}{EJ} = \frac{5413533,7}{EJ}$$

$$\text{La flèche résultante : } f = \sqrt{f_V^2 + f_H^2}$$



$$f = \frac{1}{EJ} \sqrt{(5713533,7)^2 + (3,284 \cdot 10^8)} = 3,2845 \cdot 10^8 / EJ.$$

$$J = \frac{\pi d^4}{32} \Rightarrow d \geq \sqrt[4]{\frac{3,2845 \cdot 10^8 \cdot 32}{21 \cdot 10^9 \cdot \pi \cdot 0,06}} = 9,5442 \text{ mm}$$

Donc un diamètre de : $d = 25 \text{ mm}$ ne pose aucun problème de déformation.

En ce qui concerne les autres arbres de la chaîne d'avance, vu la faible puissance transmise, vu les valeurs des diamètres qu'on a calculé jusqu'ici et qui sont plus chargés, on peut dire qu'un diamètre de "20 mm" suffit largement pour assurer la transmission du mouvement sans aucun risque.

CHPITRE 6

Calcul de la came

La came commandant l'avance du foret doit assurer les étapes suivantes :

- un mouvement d'avance rapide (Recht ligne uniforme).
- " " " lent " " " "
- un arrêt à la fin de course lente permettant quelques tours du foret sur place.
- un recul rapide du foret à la position initiale à

vitesse c_{θ}^{te} (mouvement rectiligne uniforme).

• un écart de temps de stationnement.

1. Calcul des espaces angulaires et les temps correspondants à chaque étape:

On a déjà eu les relations:

$$a = \frac{2\pi}{i_a} \cdot \frac{dx}{d\theta} \quad \text{ou} \quad \frac{dx}{d\theta} = K = c_{\theta}^{\text{te}}$$

$$t = \frac{C \cdot 60 \cdot i_a}{2\pi \cdot n_b \cdot K} \quad ; \quad \text{pour } \left. \begin{array}{l} i_{a1} = 279,822 \\ i_{a2} = 0,232 \end{array} \right\} K_c = 10,332.$$

* Pour l'avance lente "La coupe":

$$t_{c1} = \frac{C \cdot 60 \cdot i_{a1}}{2\pi \cdot n_b \cdot K_c} = \frac{56 \cdot 60 \cdot 279,822}{2\pi \cdot 800 \cdot 10,332} = 18,104 \text{ [s]} \quad (\text{m dur})$$

$$t_{c2} = \frac{C \cdot 60 \cdot i_{a2}}{2\pi \cdot n_b \cdot K_c} = \frac{56 \cdot 60 \cdot 390,947}{2\pi \cdot 500 \cdot 10,332} = 40,46 \text{ [s]} \quad (\text{dur})$$

L'espace angulaire occupé sur la came par cette

$$\text{étape : } \theta_c = \frac{C_c \cdot 180}{K_c \cdot \pi} = \frac{56 \cdot 180}{10,332 \cdot \pi} = 310,5^\circ.$$

$$\theta_c = 310,5^\circ.$$

* Pour l'avance rapide: l'avance dans cette étape a_{AR} la pente du diagramme des espaces sont liés par la relation:

$$a_{AR} = \frac{2\pi}{i_a} \left(\frac{dx}{d\theta} \right)_{AR}$$

Pour des raisons constructives (taillage de la came et déplacement facile du galet) on choisit la valeur

de la pente $\left(\frac{dx}{d\theta}\right)_{AR}$ qui correspond à une valeur angulaire acceptable.

$$K_{AR} = \left(\frac{dx}{d\theta}\right)_{AR} = 35,81$$

$$\theta_{AR} = \frac{C_{AR} \cdot 180}{K_{AR} \cdot \pi} = \frac{5 \cdot 180}{\pi \cdot 35,81} = 8^\circ$$

$$\theta_{AR} = 8^\circ$$

Les avances correspondantes:

$$a_{AR1} = \frac{2\pi}{i_{a1}} \cdot K_{AR} = \frac{2\pi \cdot 35,81}{272,822} = 0,825 \text{ [mm/tr]} \text{ (midur)}$$

$$a_{AR2} = \frac{2\pi}{i_{a2}} \cdot K_{AR} = \frac{2\pi \cdot 35,81}{390,974} = 0,576 \text{ [mm/tr]} \text{ (dur)}$$

$$t_{AR1} = \frac{c \cdot 60 \cdot i_{a1}}{2\pi \cdot n_b \cdot K_{AR}} = \frac{5 \cdot 60 \cdot 272,822}{2\pi \cdot 800 \cdot 35,81} = 0,455 \approx 0,5 \text{ [s]} \text{ (midur)}$$

$$t_{AR2} = \frac{c \cdot 60 \cdot i_{a2}}{2\pi \cdot n_b \cdot K_{AR}} = \frac{5 \cdot 60 \cdot 390,974}{2\pi \cdot 500 \cdot 35,81} = 1,04 \text{ [s]} \text{ (dur)}$$

* Pour le recul:

De même on choisit : $K_R = \left(\frac{dx}{d\theta}\right)_R = 233$

$$\text{D'où } \theta_R = \frac{C_R \cdot 180}{K_R \cdot \pi} = \frac{61 \cdot 180}{233 \cdot \pi} = 15^\circ$$

$$\theta_R = 15^\circ$$

$$t_{R1} = \frac{c \cdot 60 \cdot i_{a1}}{2\pi \cdot n_b \cdot K_R} = \frac{61 \cdot 60 \cdot 272,822}{2\pi \cdot 800 \cdot 233} = 0,85 \text{ [s]} \text{ (midur)}$$

$$t_{R2} = \frac{c \cdot 60 \cdot i_{a2}}{2\pi \cdot n_b \cdot K_R} = \frac{61 \cdot 60 \cdot 390,974}{2\pi \cdot 500 \cdot 233} = 1,96 \text{ [s]} \text{ (dur)}$$

* Pour le stationnement de la came et l'arrêt à la fin de la course:

La fraction du tour qui reste est: $\Delta\theta = 26,5^\circ$;

l'intervalle correspondante à l'arrêt du foret

à la fin de la course doit assurer au minimum

10 tours du foret sur place, pour la petite reduction i_{a_1} , la valeur $\theta_A = 15^\circ$ repond a cette condition:

$$n'_{b_2} = i_{a_1} \cdot \theta / 360^\circ = 279,822 \cdot 15 / 360 = 11,65 \text{ tr} > 10 \text{ tr}$$

$$n'_{b_2} = i_{a_2} \cdot \theta / 360^\circ = 390,947 \cdot 15 / 360 = 16,29 \text{ tr} > 10 \text{ tr.}$$

Le temps correspondant est:

$$t_{A1} = \frac{n'_{b_1} \cdot 60}{n_{b_1}} = \frac{11,65 \cdot 60}{800} = 0,874 \text{ [s]}$$

$$t_{A2} = \frac{n'_{b_1} \cdot 60}{n_{b_1}} = \frac{16,29 \cdot 60}{500} = 1,96 \text{ [s].}$$

Il reste pour le stationnement l'intervalle: $\theta_s = 11,5^\circ$.

$$t_{s1} = \frac{i_{a_1} \cdot \theta_s \cdot 60}{360 \cdot n_{b_1}} = \frac{279,822 \cdot 11,5 \cdot 60}{360 \cdot 800} = 0,67 \text{ [s].}$$

$$t_{s2} = \frac{i_{a_2} \cdot \theta_s \cdot 60}{360 \cdot n_{b_2}} = \frac{390,974 \cdot 11,5 \cdot 60}{360 \cdot 500} = 1,5 \text{ [s].}$$

2. Verification des calculs des temps:

Le temps nécessaire pour un tour de l'axe porte-came:

$$T_1 = \frac{i_{a_1} \cdot 60}{n_{b_1}} = \frac{279,822 \cdot 60}{800} = 20,9886 \text{ [s]} \text{ (mi-dur).}$$

$$T_2 = \frac{i_{a_2} \cdot 60}{n_{b_2}} = \frac{390,974 \cdot 60}{500} = 46,914 \text{ [s]} \text{ (dur).}$$

$$T = t_A + t_s + t_R + t_{AR} + t_c.$$

$$T_1 = 0,875 + 0,67 + 0,875 + 0,455 + 18,104 = 20,9787 \text{ [s]}$$

$$T_2 = 1,96 + 1,5 + 1,96 + 1,04 + 40,46 = 46,92 \text{ [s].}$$

On remarque les deux calculs sont très proches.

3. Etablissement des diagrammes : d'espaces $x(\theta)$; de vitesse $v(\theta)$ et d'accélération $\gamma(\theta)$.

L'équation du profil théorique d'une spirale d'Archimède produisant un mouvement rectiligne uniforme, dans les coordonnées polaires est :

$$\rho = r + \frac{d}{2} + x \quad \text{avec : } r = \text{rayon du cercle de levée nul}$$

d : diamètre du galet ; x : levée corresp^{te} à θ .

l_0 : levée assurée par l'intervalle angulaire I .

ρ : rayon polaire.

$$\text{ou : } \rho = r + \frac{d}{2} + l_0 \cdot \frac{\theta}{I}$$

$$\text{Pour notre cas : } r = 30 ; d = 22 \quad \left. \vphantom{r} \right\} r + \frac{d}{2} = 41 \text{ [mm]}.$$

$$\text{D'où : } \rho = 41 + l_0 \frac{\theta}{I}$$

• Pour l'avance rapide :

$$\rho_{AR} = 41 + \frac{5 \cdot \theta}{8} \quad \text{avec : } \theta \in [0, 8^\circ].$$

• Pour l'avance lente :

$$\rho_c = 46 + \frac{56 \cdot \theta}{310,5} \quad \text{avec } \theta \in [0, 310,5^\circ].$$

• Pour l'arrêt à la fin de la course :

$$\rho_A = 102 \text{ [mm]} = C^{\text{te}} \quad \forall \theta \in [0, 15^\circ].$$

• Pour le recul du forêt :

$$\rho_R = 102 - \frac{61 \cdot \theta}{15} \quad \text{avec : } \theta \in [0, 15^\circ]$$

• Pour le stationnement :

$$\rho_s = 41 \text{ [mm]} = C^{\text{te}} \quad \forall \theta \in [0, 11,5^\circ].$$

Calcul des vitesses de déplacement du foret pour chaque étape:

• L'avance rapide:

$$a_{AR1} = \frac{2\pi}{i a_1} K_{AR} = 0,804 \text{ [mm/tr]}.$$

$$a_{AR2} = \frac{2\pi}{i a_2} K_{AR} = 0,58 \text{ [mm/tr]}.$$

$$v_{AR1} = \frac{C_{AR}}{t_{AR1}} = \frac{5}{0,5} = 10 \text{ [mm/s]}.$$

$$v_{AR2} = \frac{C_{AR}}{t_{AR2}} = \frac{5}{1,04} = 4,81 \text{ [mm/s]}.$$

• Pour la coupe (avance lente):

$$a_1 = 0,166 \text{ [mm/tr]}$$

$$a_2 = 0,232 \text{ [mm/tr]}$$

$$v_{c1} = C_c / t_{c1} = 56 / 18,104 = 3,09 \text{ [mm/s]}$$

$$v_{c2} = C_c / t_{c2} = 56 / 40,46 = 1,38 \text{ [mm/s]}.$$

• Pour le recul:

$$a_{R1} = 2\pi K_R / i a_1 = 5,23 \text{ [mm/tr]}.$$

$$a_{R2} = 2\pi K_R / i a_2 = 3,75 \text{ [mm/tr]}.$$

$$v_{R1} = \frac{C_R}{t_{R1}} = 61 / 0,875 = 69,7 \text{ [mm/s]}.$$

$$v_{R2} = C_R / t_{R2} = 61 / 1,96 = 31,12 \text{ [mm/s]}.$$

Après le traçage du profil théorique, le profil réel de la came est obtenu par l'enveloppe engendré par le cercle du galet dont le centre se déplace sur le profil théorique:

4- Problème d'interférence: (voir détaillé sur la Cam).

au sommet (I) le centre du galet ne suit pas le profil théorique, il va basculer sur le sommet réel c,

Son centre se déplacera sur l'arc \widehat{ab} , ce qui entraîne une légère modification de la loi des espaces d'une valeur Δl correspondant à un écart angulaire $\Delta \theta$; ceci entraîne la continuité du diagramme de vitesse, et donne une valeur finie à l'accélération. Le même problème peut être produit (remarqué) au point (IV); la modification de loi des espaces dans le cas (I) vient à la fin d'une étape complémentaire désignée à la finition de la coupe, elle est suffisamment large; c'est que le foret puisse terminer la finition du fond du trou avant qu'il commence à reculer; on remarque pour (V) mais au début de cette phase. La modification de la loi des espaces qui peut se produire au sommet (IV) aura lieu dans l'entrefer (1,2 mm) laissé au début de la coupe, donc il n'a pas d'influence sur la marche correcte de la machine. Au sommets (II, III) le centre du galet va passer exactement sur le profil théorique si on adopte un arc de cercle sur le profil réel de rayon égal à celui du galet.

CHAPITRE 7

Calcul des ressorts, clavettes et roulements.

1. Calcul des ressorts:

Le calcul des ressorts se resume dans la determination du diametre du fil d , le diametre du ressort D et le nombre de spires n .

* a. Calcul du ressort de rappel de la broche:

Ce ressort est monte sur le fourreau (pas de risque de flambage) avec une compression initiale F_0 qui correspond a une fleche f_0 , apres l'action de compression produite par la rotation de la came, le ressort est comprime d'une fleche f_f correspondant a un effort F_f .

L'effort F_0 sert a maintenir le contact permanent came-galet en position de stationnement de la machine il est a estimer.

L'effort F_f doit etre plus faible que possible, pour ne pas charger inutilement l'axe du galet, celui la aussi F_f est a estimer; les deux efforts F_0 et F_f depend de la rigidite du ressort et de la fleche.

Le diametre des spires est limite par le diametre

extérieur du fourreau.

D'après cours (RDM) ; on a la relation entre les paramètres n , d , D , f et la contrainte de torsion admissible $[\tau]$ pour le matériau du ressort :

$$n = 2,54 \cdot 10^5 \cdot \frac{d}{D^2} \cdot \frac{f}{[\tau]} \quad (1)$$

et l'expression de la raideur du ressort :

$$k = \frac{4 \cdot G \cdot I_0}{\pi \cdot D^3 \cdot n} \quad [Kgf/cm] \quad (2)$$

À la position comprimée du ressort, les spires ne doivent pas être en contact entre elles, pour cette raison, et prenant en compte la place réservée au ressort le nombre de spires doit être au minimum de 15 spires.

Pour : $n = 14$ spires.

$$D = 6,1 [cm] \quad k = \frac{4 \cdot G \cdot \pi d^4}{32 \cdot \pi D^3 \cdot n} = \frac{4 \cdot 8 \cdot 10^5 \cdot \pi (0,3)^4}{32 \cdot \pi (6,1)^3 \cdot 14} = 1,6 [Kgf/cm]$$

$d = 0,3 [cm]$ valeur normalisée.

Pour : $f_f = 6,1 + 1 = 7,1 [cm]$.

$$F_g = 1,6 \cdot 7,1 = 11,36 \approx 11,4 [Kgf]$$

$$F_0 = 1,6 \cdot 1 = 1,6 [Kgf]$$

Le matériau utilisé doit avoir $[\tau]$ tel que :

$$[\tau] \geq 2,54 \cdot 10^5 \cdot \frac{d \cdot f}{D^2 \cdot n} = 2,54 \cdot 10^5 \cdot \frac{0,3 \cdot 7,1}{(6)^2 \cdot 14} = 1,07 \cdot 10^3 [Kgf/cm^2]$$

D'habitude $[\tau]$ pour les matériaux de ressort varie entre $2 \cdot 10^3$ et $10^4 [Kgf/cm^2]$.

f. b. Calcul du ressort d'ambrayage:

Le but de ce ressort, est uniquement de pousser le moyeu à denture intérieur vers le pignon d'ambrayage pour réaliser l'accouplement des deux dentures à l'instant où le bras d'ambrayage quitte la couronne de contact.

Pour les mêmes raisons indiquées ci-dessus on choisit:

$$d = 0,15 \text{ [cm]} \text{ valeur normalisée.}$$

$$D = 2,8 \text{ [cm]}$$

$$n = 8.$$

$$k = \frac{4 \cdot 8 \cdot 10^5 \cdot (0,15)^4}{32 \cdot (2,8)^2 \cdot 8} = 1,95 \text{ [kgf/cm]}$$

Pour une compression initiale de 0,5 [cm], la course de compression: $x = 1,8 + 0,5 = 2,3 \text{ [cm]}$.

$$F_1 = kx = 1,95 \cdot 2,3 = 4,485 \text{ [kgf]}.$$

$$[T] \geq 2,45 \cdot 10^5 \cdot (0,15) \cdot 2,3 / (2,8)^2 \cdot 8 = 1,4 \cdot 10^3 \text{ [kgf/cm}^2]$$

e. c. Calcul du ressort du bouton d'ambrayage:

$$d = 0,1 \text{ [cm]} \text{ valeur normalisée.}$$

$$D = 1 \text{ [cm]}$$

$$n = 14 \text{ spires}$$

$$k = \frac{4 \cdot 8 \cdot 10^5 \cdot (0,1)^4}{32 \cdot (1)^2 \cdot 14} = 0,143 \text{ [kgf/cm]}$$

$$\text{Pour la course } x = 1,8 \text{ [cm].} \quad F_2 = 1,8 \cdot 0,143 = 0,26 \text{ [kgf]}$$

L'effort à appliquer sur le bouton: $F = F_1 + F_2.$

$$F = 0,26 + 4,485 = 4,74 \text{ [kgf]}.$$

$$[T] = 2,54 \cdot 10^5 \cdot 0,1 \cdot 1,8 / (1)^2 \cdot 14 = 3,26 \cdot 10^3 \in [2 \cdot 10^3; 10^4]. \text{ [kgf/cm}^2]$$

*.d- calcul du ressort de bras d'embrayage:

$d = 0,05$ [cm] Valeur normalisée.

$D = 0,5$ [cm]

$n = 7$ spires

$$k = \frac{4 \cdot 8 \cdot 10^5 \cdot (0,05)^4}{32 \cdot (0,5)^2 \cdot 7} = 0,36 \text{ [kgf/cm]}.$$

$$[T] = 2,54 \cdot 10^5 \cdot (0,05) / (0,5)^2 \cdot 7 = 7,25 \cdot 10^3 \text{ [kgf/cm}^2\text{]}$$

$$\in [2 \cdot 10^3; 10^4].$$

2. Calcul des clavettes:

La clavette la plus chargée est celle qui est utilisée pour la fixation de la roue (4) sur le moyeu cannelé.

le moment transmis pour $n = 500$ tr/min est:

$$M_t = \frac{60 \cdot P}{2\pi \cdot n} = \frac{30 \cdot 2500}{\pi \cdot 500} = 47,747 \text{ [N.m]}.$$

L'effort de compression: $F = \frac{2M_t}{d}$ où d est le diamètre du moyeu cannelé.

$$\sigma_{\text{com}} = \frac{F}{k l_p} = \frac{2 M_t}{d \cdot k l_p} \text{ pour clavette Type A:}$$

$$l_p = (l - a); \text{ pour un acier } \sigma_{\text{comp}} = 30 \text{ N/mm}^2.$$

$$l_p \geq 2 \cdot 47,747 / 50 \cdot 2 \cdot 30 \cdot 10 = 3,1 \text{ [mm]}.$$

$$\text{on prend: } l_p = 4 \text{ [mm]}.$$

Pour le clavetage des roues, pignon à denture droite on prendra: clavette parallèle, forme A de $4 \times 4 \times 12$.

Pour les deux roues à vis sans fin on prend:

clavette parallèle, forme A de $4 \times 4 \times 20$.

3. Roulements :

Vue la faible sollicitation axiale ou radiale des roulements utilisés, nous les avons choisis d'après les conditions de construction, c'est à dire en fonction des diamètres des arbres et alésages concernés.

Par exemple : pour l'arbre intermédiaire :

$$\begin{array}{ll} R_{AV} = 210,2 \text{ [N]} & R_{AH} = 177,27 \text{ [N]} \\ R_{BV} = 102,29 \text{ [N]} & R_{BH} = 164,13 \text{ [N]} \end{array}$$

$$R_A = \sqrt{R_{AH}^2 + R_{AV}^2} = 275 \text{ [N]}.$$

$$R_B = \sqrt{R_{BH}^2 + R_{BV}^2} = 193,4 \text{ [N]}.$$

Pour une durée : $L_R = 4 \cdot 365,25 \cdot 12 = 17532$ heures.

$$C = P \left(\frac{L_R \cdot n \cdot 60}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} \quad \text{avec : } P = \text{Reaction } (R_A; R_B).$$

$$C_A = 3457 \text{ [N]} \quad ; \quad C_B = 2431,91 \text{ [N]}.$$

Pour le roulement choisi : 20 BC 10 de Ref SKF 6004.

$$C = 7200 \text{ [N]} > C_A \\ > C_B.$$

CHAPITRE 8

Fonctionnement de la machine

Les quatre étapes de mouvement déjà vues dans le chapitre "Étude de la came" donnent une opération complète de perçage.

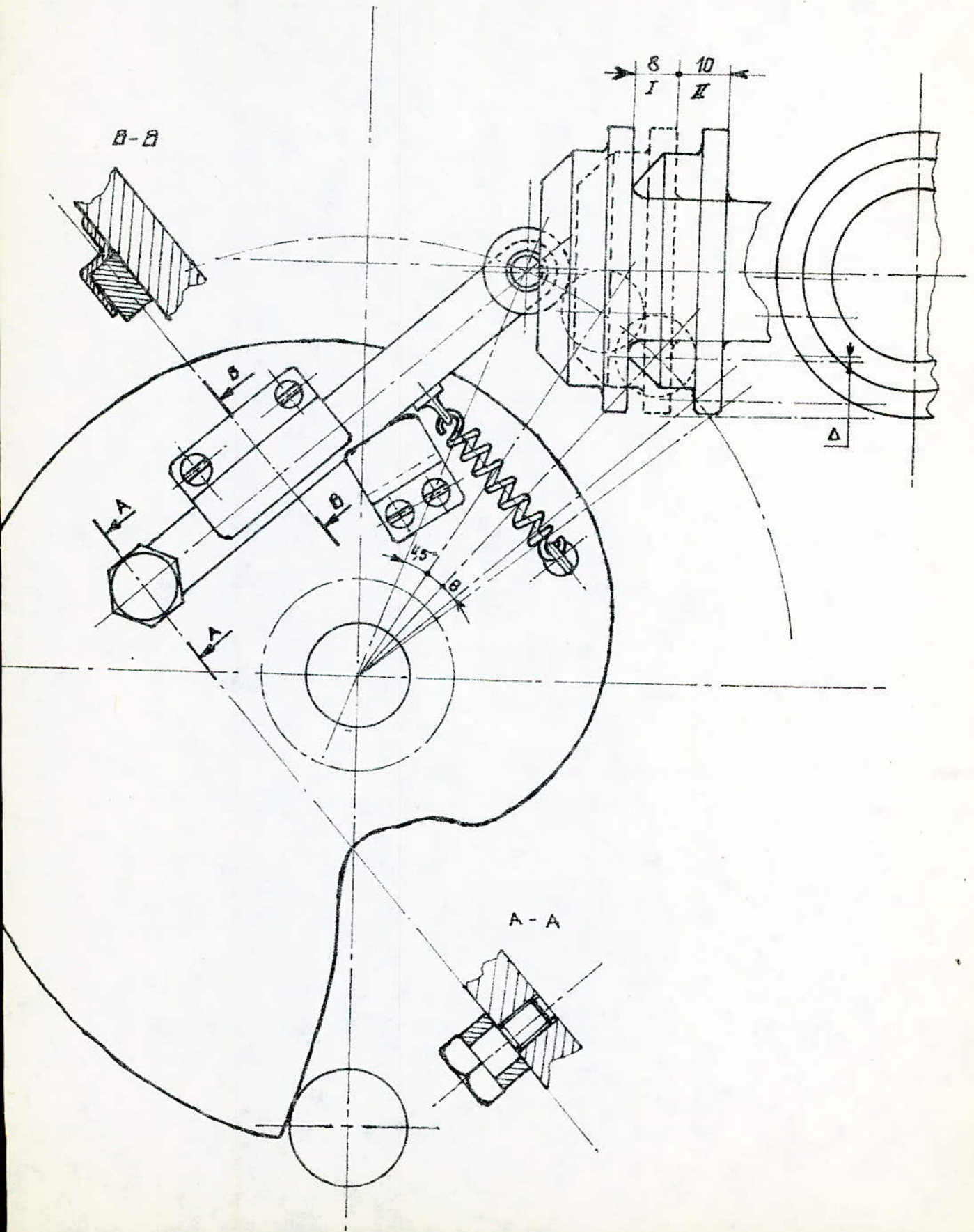
La machine doit recevoir une information (mécanique) de l'extérieur, elle exécute une opération et puis elle doit s'arrêter et attendre une autre information pour une autre opération.

Pour réaliser ceci, on a pensé de lier l'arrêt et le démarrage de la machine à un certain mécanisme dont le fonctionnement dépend de la rotation de la came d'un tour (organe principal de commande).

Donc la came doit assurer en plus, l'embrayage de la machine à la fin d'opération.

1. Mécanisme d'embrayage: (Voir la figure).

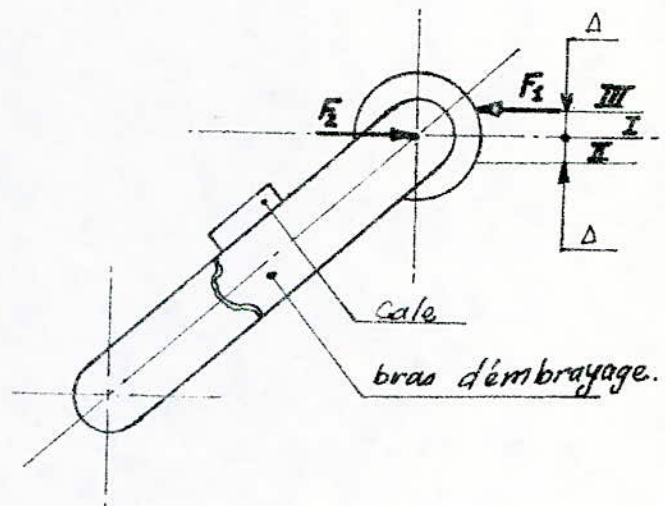
L'impulsion de démarrage donnée, manuellement ou à l'aide d'un autre appareil (mécanique, hydraulique, électrique ou pneumatique) est introduite sous forme de déplacement axial d'un axe portant à son extrémité un galet tournant sur la couronne exécuté sur le



moyau à denture intérieure, ce déplacement axial permet à la ligne de contact galet-couronne située dans le plan horizontal de quitter la couronne d'un écart (Δ) .

Le comportement du mouvement du galet-moyau peut être expliqué à l'aide du schéma simplifié suivant :

L'effort F_2 produit par le ressort du moyau, en fonction du déplacement axial peut occuper trois positions :



F_2 : La réaction du galet.

* F_2 est en position I :

Les efforts $F_1 = F_2$, ont le même support, le galet ne tourne pas (pas d'effort tangentiel), le système (bras + galet) est immobile (moment résultant nul).

** F_2 est en position II : Le galet ne tourne pas malgré l'existence de l'effort tangentiel, car la position transversale de F_2 est fixe aussi que le bras ne bouge pas car il est calé en arrière par son guide.

*** F_1 est en position III: le contact moyau-galet peut être considéré comme un appui simple, la réaction de l'axe du galet F_2 est $= F_1$ mais de sens opposé, F_1 et F_2 sont décalés de s , d'où l'existence d'un moment $M = F_1 \cdot s$ qui tend à basculer le galet sur cet appui simple et par suite tend à tourner le bras dans le sens de rotation de la came, ce moment M est renforcé par le ressort calé sur la came.

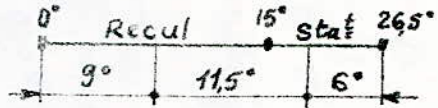
En libérant le bouton, le moyau à denture intérieur, poussé par son ressort, procède à nouveau l'accouplement des deux arbres. Après un tour le galet porté par le bras d'embrayage bute sur la couronne et lui provoque un déplacement en arrière de 8 mm; c'est jusqu'à ce que les deux dentures fins s'écartent l'une de l'autre et la machine se trouverait embrayée, son débrayage nécessite une autre impulsion de l'extérieur.

2. Fixation d'éléments d'embrayage sur la came:

Le débrayage doit être terminé avant que l'étape stationnement soit terminée, le déplacement du moyau de 8 mm correspond graphiquement (voir dessin) à un espace angulaire de $11,5^\circ$; pendant l'étape de recul la came ne donne pas de travail, c'est son rôle

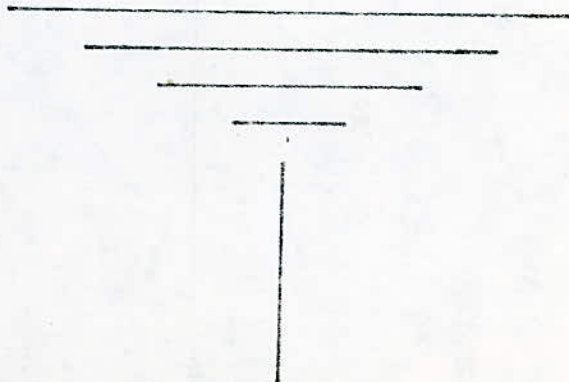
pendant est de régulariser la vitesse du retour du
fourreau (à vitesse v_2) ; l'embrayage commence après
 9° de l'étape de recul et dure $11,5^\circ$ donc reste 6°
de l'étape de stationnement.

Le chevauchement de l'étape
recul et embrayage va diminuer



l'effet du choc (retour du galet à sa position originale),
en effet cette division angulaire est un choix estimé.

La fixation du bras d'embrayage sur la came doit répondre
à ces conditions (angulaires) citées ci-dessus, ainsi que la
fixation des plaquettes de guidage du bras dont on doit
respecter aussi l'écart $[\theta_{min}]$ permis au bras de basculer,
ce dernier (θ_{min}) est fonction du diamètre du galet porté
par l'extrémité du bras, θ_{min} doit être supérieur ou égal
à la valeur déterminée d'après le dessin (page 52) $\approx 8^\circ$.



CONCLUSION

D'après notre étude relative à cette unité de perçage à commande mécanique, on s'aperçoit que cette dernière possède des avantages et des inconvénients, dans le bilan des avantages on remarque l'utilité de ces unités pour la production en série dans les ateliers dont leurs moyens ne permettent pas la production ou l'achat des unités plus sophistiquées; il est possible de fabriquer les différents éléments de cette unité dans n'importe quel atelier de mécanique avec un prix de revient acceptable; par contre leur inconvénient majeur résulte du fait que l'utilisation de telles unités augmente la longueur de la chaîne de production due à l'utilisation spécifique prévue pour chaque unité.

En fin cette étude constitue un exemple de construction mécanique des machines-outils dont on espère avoir d'autres études de cas pour enrichir les connaissances des intéressés dans ce domaine.

BIBLIOGRAPHIE

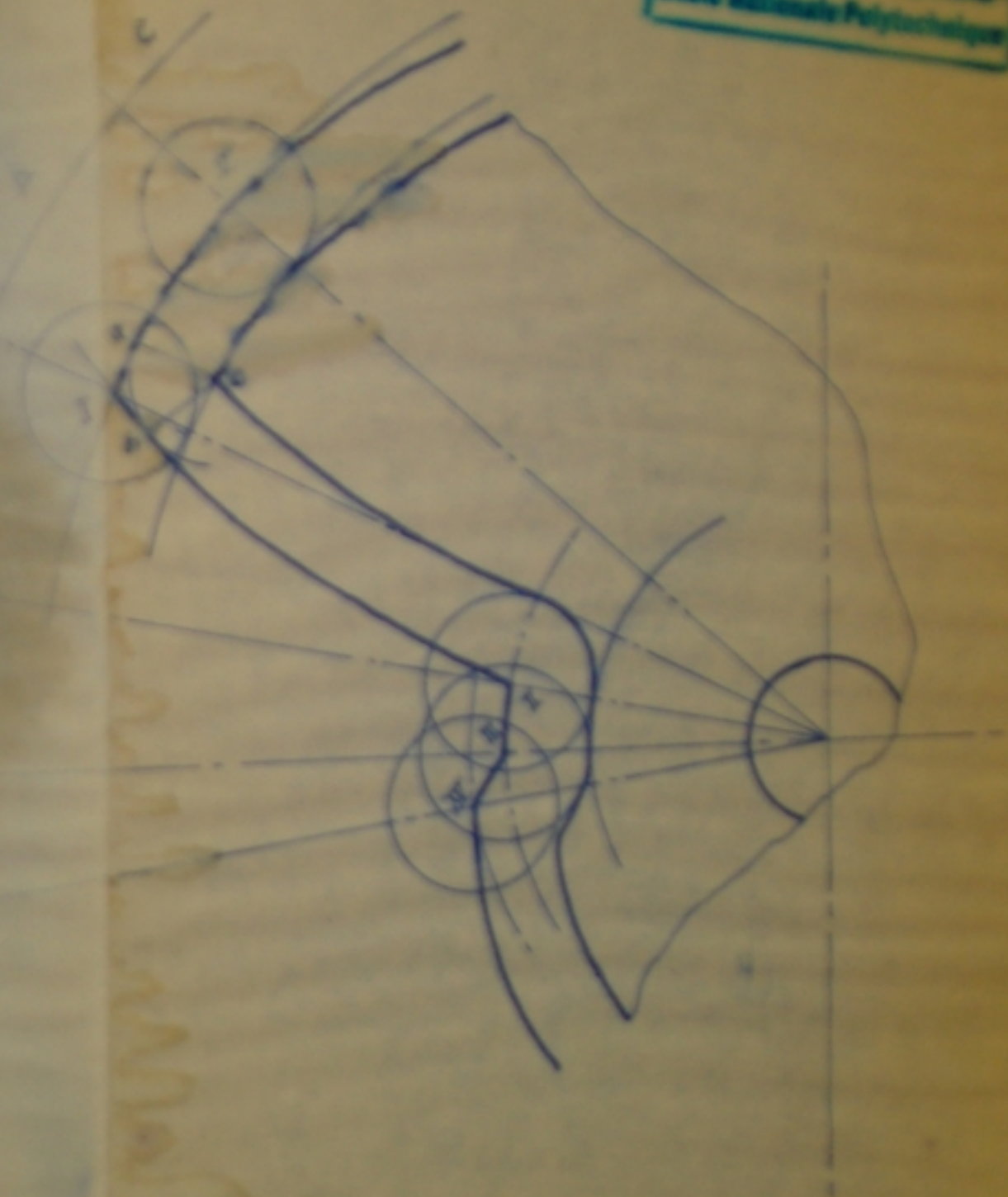
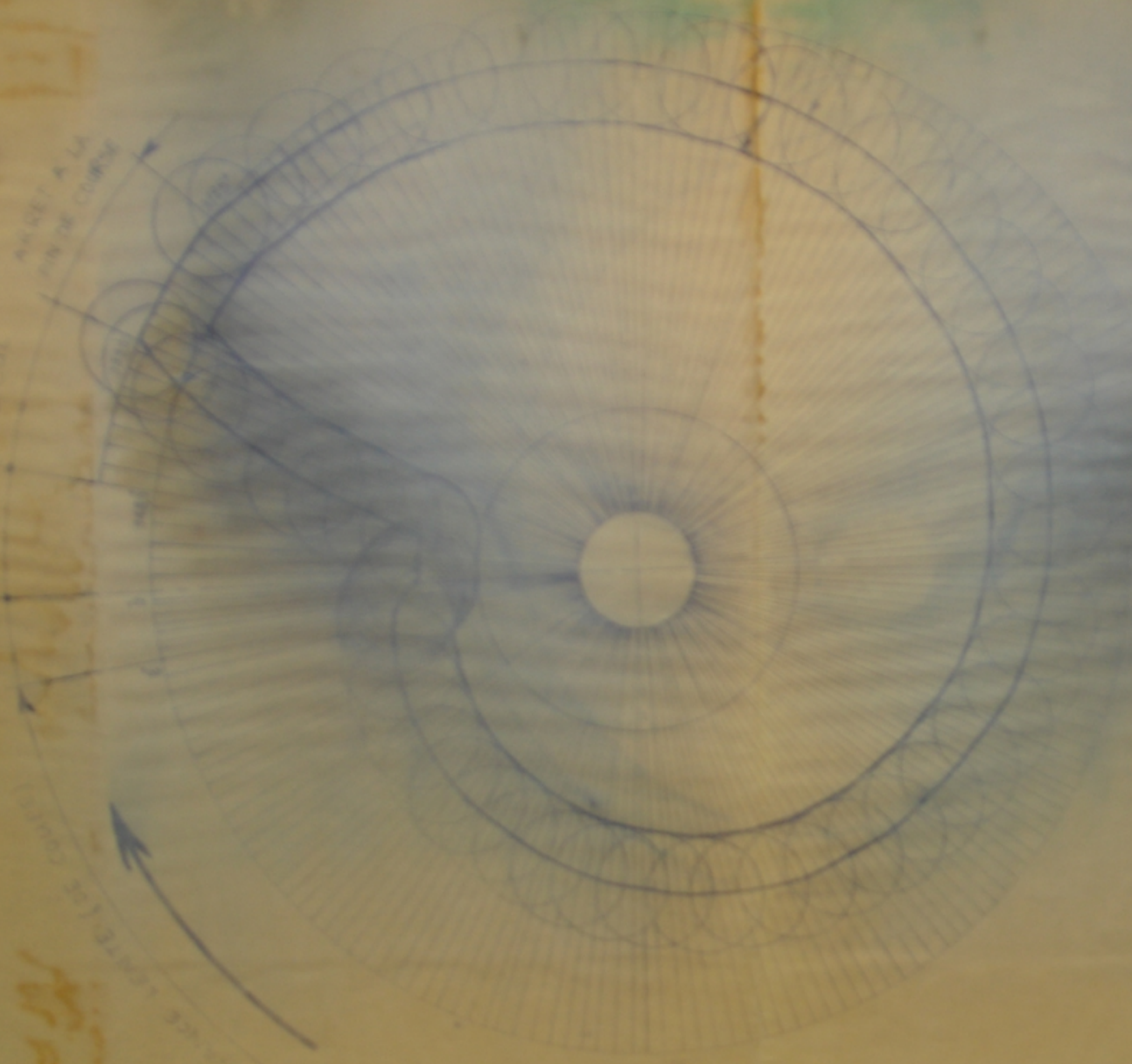
- A. CHEVALIER Guide du dessinateur industriel HACHETTE 80.
- L. COMPAIN Perçage, Alesage, Pointage et taraudage mécanique
EYROLLES 1960.
- A. CAMPA Technologie professionnelle générale pour les
Mécaniciens .t II FOUCHER 1971.
- COURS CM2 - CM3 - CM4.
- A. R. METRAL La machine outil .t III. DUNOD 1954.
Les machines - outils travaillant par
l'enlèvement du métal S. N. ATCHERKANE
- G. HENRIOT Traité théorique et pratique des engrenages.
t I. DUNOD 1961.
- V. DOBROVOLSKI Eléments de machines Edi. MIR-MOSCOU 1974

BIBLIOGRAPHIE

- A. CHEVALIER Guide du dessinateur industriel HACHETTE 80.
- L. COMPAIN Perçage, Alesage, Pointage et taraudage mécanique
EYROLLES 1960.
- A. CAMPA Technologie professionnelle générale pour les
Mécaniciens .t II FOUCHER 1971.
- COURS CM2 - CM3 - CM4.
- A. R. METRAL La machine outil .t III. DUNOD 1954.

Détail concernant
l'interférence.

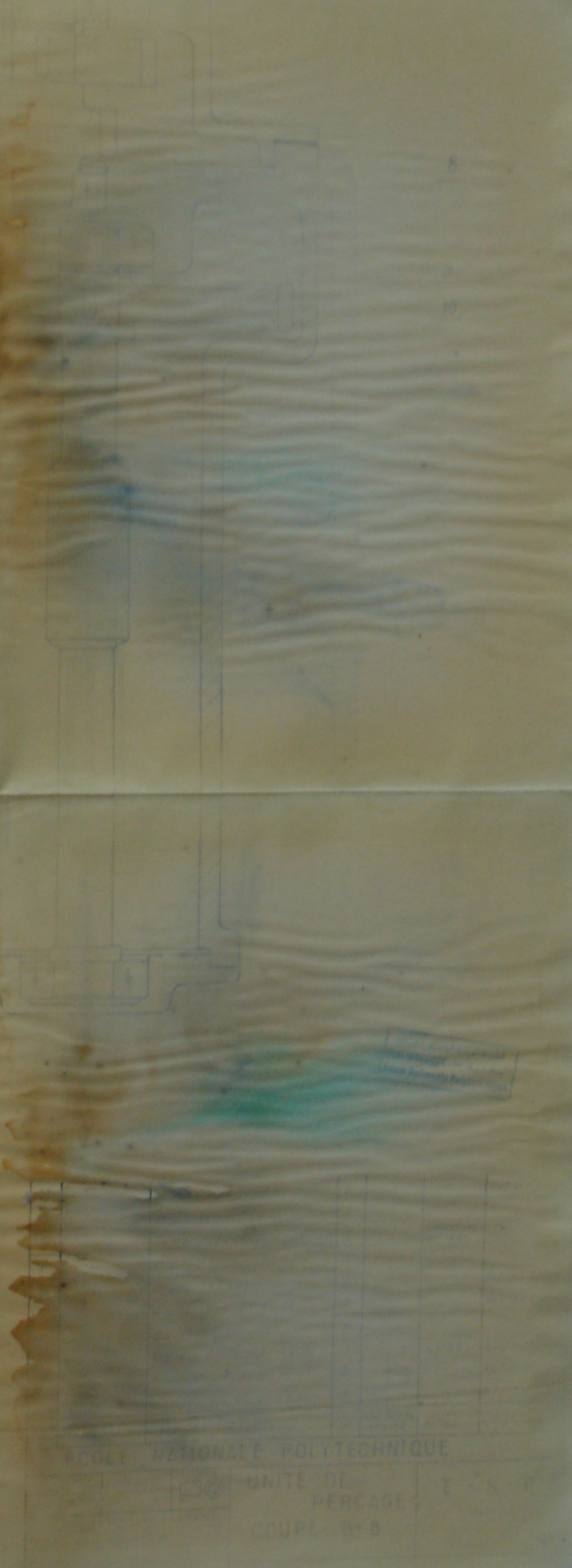
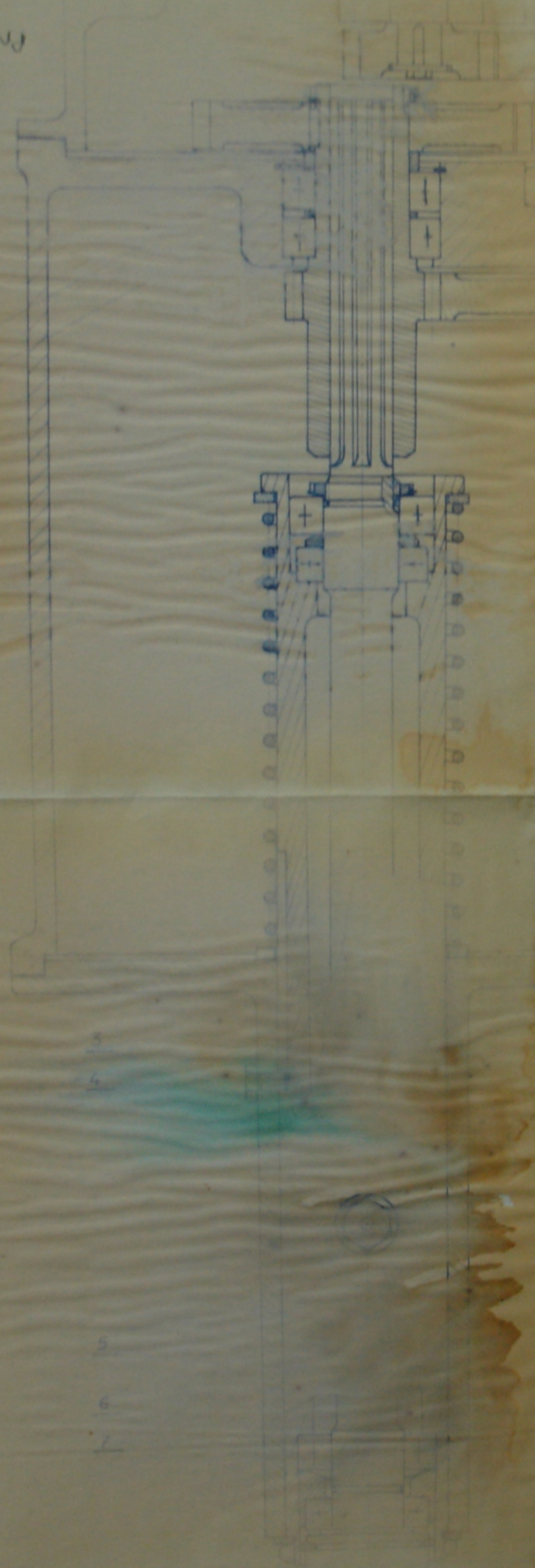
المركز الوطني للتكنولوجيا
مركز البحوث والتطوير
المركز الوطني للتكنولوجيا
Centre National Polytechnique



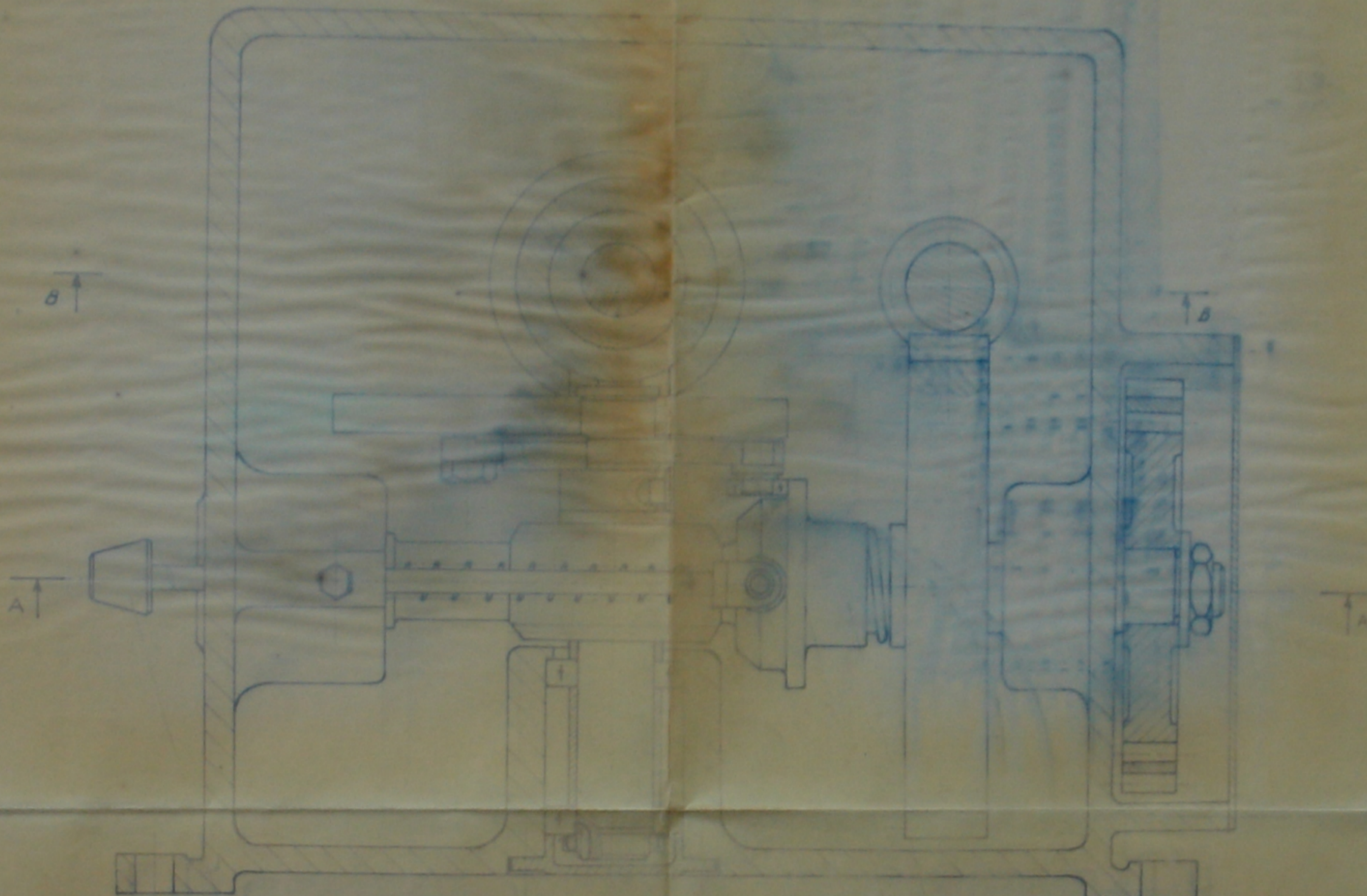
PMO 45 86

-A-

-3-
PM 015 85



ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
UNITE DE
PERCEGE
COUPE A-B



2 3 4 5

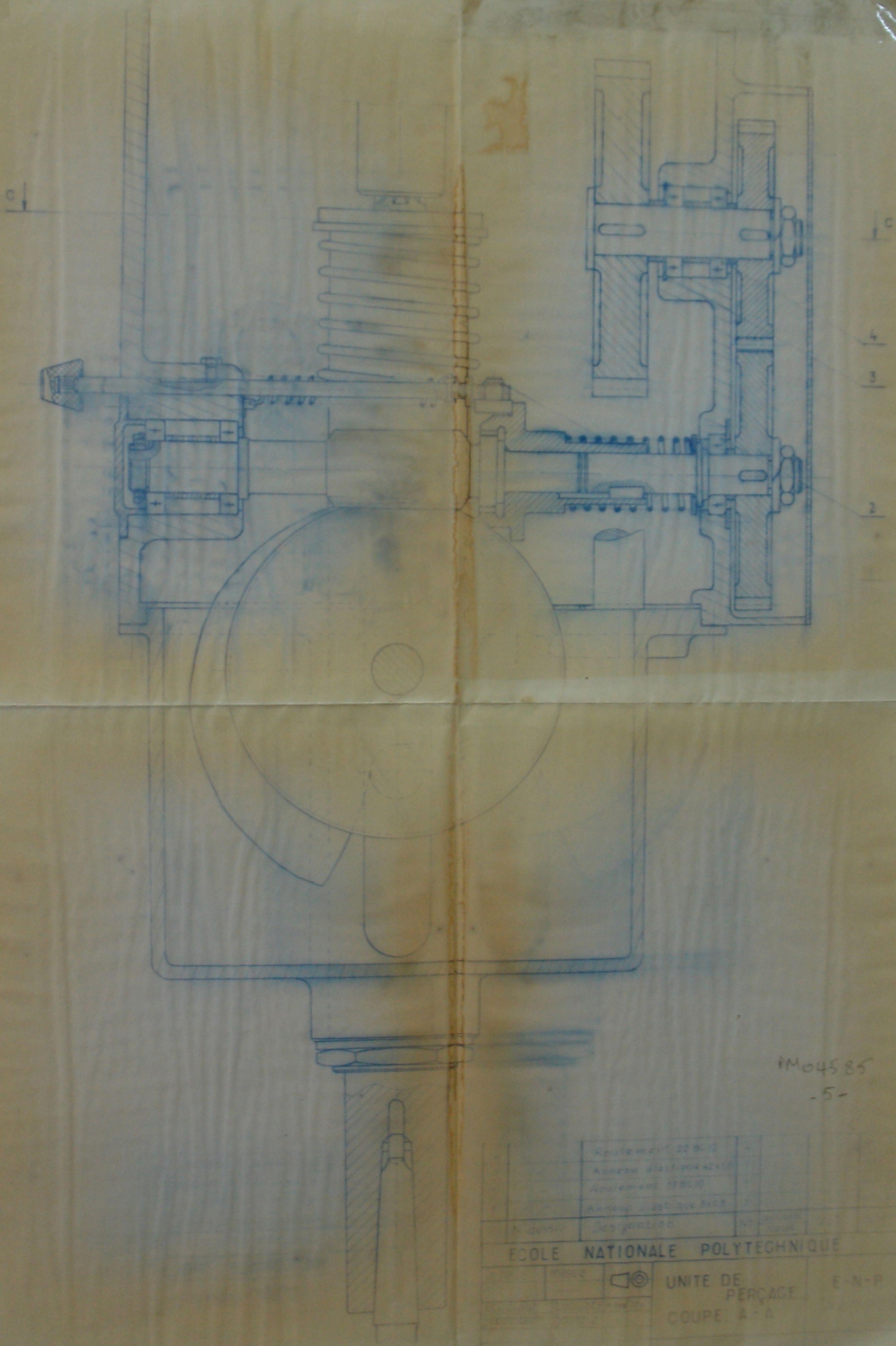
PM04585
-4-

1	Moyeu à denture interne	1			
2	Arbre	1			
3	Gaie	1			
4	But de serrage	1			
5	But de serrage	1			
6	Designation	12			

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

UNITE DE PERÇAGE
COUPE C-C

E-N-P



IM04585
-5-

	Roulement 20810	1	
	Anneau élastique 42x18	1	
	Roulement 19810	1	
	Anneau plastique 30x8	2	
N° des	Désignation	N°	Quantité
ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
		UNITE DE PERÇAGE	E-N-P
		COUPE A-A	

