

Ecole Polytechnique de Thies

PROJET DE
FIN D'ETUDES

Sujet: CONCEPTION ASSISTEE
PAR ORDINATEUR DES
ENGRENAGES CYLINDRIQUES.

Auteur: Saïdou DIAHO

Directeur: M^r. NASCLE
professeur à l'E.P.T

Departement: Genie Mécanique

À mes parents,
à mes frères et sœurs,
à tous ceux qui se soucient
du devenir de l'homme.

Saïdou DIALLO

Remerciements

- Que l'occasion me soit donnée d'exprimer solennellement ma plus vive reconnaissance à Monsieur Christian MASCLE, professeur d'Éléments de machines à l'École Polytechnique de Thies. Son intérêt particulier, ses interventions lumineuses et son concours permanent ont objectivement contribué à la réalisation de cette étude.

- Mes remerciements s'adressent aussi à tout le personnel du centre de calcul et particulièrement à madame Monique LECLERC dont la disponibilité m'a jamais fait défaut.

- Je remercie enfin mademoiselle Dumoul Khayri Boulé Touré pour son aimable attention dans la traduction de certains documents en allemand.

Sommaire:

Le logiciel Conception Assistée par Ordinateur des engrenages droits et hélicoïdaux, est une suite à l'édification de bases de données destinées à l'industrie.

Selon un mode conversationnel, il aide, étape par étape, à l'appui, à la conception et à la vérification des engrenages industriels par la méthode I.S.O.

Grâce à la méthodologie de calcul des normes I.S.O, il permet d'optimiser le design en indiquant à chaque étape, les paramètres incidents.

Le concepteur muni de ce logiciel s'achemine progressivement vers une détermination orientée des paramètres principaux de fabrication qui, recueillis pour une même transmission, permettent une sélection efficace et rapide des meilleurs engrenages.

De par sa constitution simple et fidèle au cours d'organes de machine de l'Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, il offre une très grande flexibilité.

TABLE DES MATIÈRES.

	Page
Dédicace	i
Remerciement	ii
Sommaire	iii
Chapitre I : Introduction	1
Chapitre II : ANALYSE	5
Méthodes d'approche	5
Activités principales	6
Chapitre III : EXPOSE méthode de calcul	9
1. Mécanique de l'engrenage	9
1.1. Généralités	9
1.2. Efforts	10
1.4. rigidité	11
1.5. Vitesse de Résonance	12
1.6. Paramètres de correction	13
1.7. Piquures	18
1.9. Caractéristique des matériaux	23
2. Géométrie de l'engrenage	24
2.1. Généralités	24
2.2. Interférence	27
2.3. Rapport de Conduite	29
Chapitre IV : Programme	
1. Vue d'ensemble	30
2. Organigramme	31
3. Mode d'emploi	31
4. Listings	31

Chapitre V : Conclusion 32

Références 34

Annexes 36

INTRODUCTION

Chapitre I

1. Avant Propos:

L'engrenage a toujours suscité un intérêt particulier de la part des ingénieurs mécaniciens. L'art de l'engrenagiste regroupe autant de fondements scientifiques (géométrie rigoureuse, physique de la matière, science des matériaux, lubrification) que d'expériences de l'atelier, en plus du sens aigu de l'économie. Pour parvenir à ses compromis, il s'enrichit grâce à une forte imprégnation de théorie, et de pratique, les défauts ou s'en fait simplement des alliés en vue de la production toujours plus économique d'engrenages répondant à des conditions de service plus sévères.

De nos jours, à la faveur du rendement très élevé des engrenages, on pourrait être amené à une considération de quasi-perfection de l'art, mais, avec les moyens actuels de calcul et de raffinement de la conception, même les engrenages à développées connues, continue à solliciter la créativité des ingénieurs.

2. Objectif du travail:

Cette étude se rapproche plutôt d'une tentative de confection de bases de données pour la conception et la vérification des engre-

nages droits et hélicoïdaux sur un petit système informatique, plus précisément sur le Micromega 32.

Son but principal est la détermination des engrenages droits ou hélicoïdaux optimale à partir des caractéristiques de la transmission.

Pour ce faire, le programme doit obéir aux contraintes suivantes:

- Concevoir un train d'engrenages pour une application demandée et définie.
- Comprendre une analyse de l'interférence, proposant le déport comme solution,
- déterminer les grandeurs de fonctionnellement en vue de l'usinage à l'atelier.

D'autres parts, la conception du programme lui-même doit prévoir, dans le souci d'une modification ou d'une complétion subséquentes une flexibilité comprenant:

- une forme interactive permettant un dialogue précis avec l'utilisateur,
- un emboîtement graduel des programmes pour faciliter les développements futurs,
- une structure linéaire du programme de calcul,
- une association judicieuse des calculs pour les engrenages droits et hélicoïdaux à entraxe donné ou inconnu.

3- Definitions:

Avant d'entamer l'étude nous allons d'abord préciser certains éléments de la terminologie nouvelle.

3.1- Système Normalisé de denture:

Un système normalisé de denture, spécifie des relations se rapportant à la saillie, au creux, à la hauteur effective, à l'épaisseur et à l'angle de pression de la dent; dans le but de permettre l'interchangeabilité des engrenages, ayant un même pas, et un même angle de pression.

Deux approches universelles définissent les systèmes de dentures.

i) - la première se base sur le pas diamétral et utilise les unités anglaises: l'approche A.G.P.A.

ii) - la seconde considère le module et utilise les unités du système international: c'est l'approche I.S.O.

Il est important de souligner dès à présent que malheureusement, à cause des unités différentes, les engrenages réalisés dans des systèmes normalisés différents ne sont pas interchangeables.

3-2 Modules et 'Diamétral Pitch' Normalisés:

Le module est le nombre $m = \frac{P_{as}}{\pi}$

le diamétral pitch est $N = \frac{P_{as}}{D}$ (ϕ primitif)

* relation entre module et diamétral pitch correspondant

$$m \cdot P = 25.4$$

3.3- Pas:

c'est la distance entre deux dents consécutives mesurée sur le même cercle.

3.4- Angle de pression: ϕ

est l'angle de développement au rayon primitif de l'engrenage.

3.5- Saillie et Creux:

distance radiale du sommet de la dent au cercle primitif, le creux représente la distance du cercle primitif à la racine de la dent.

3.6- Hauteur de la dent:

Elle est normalisée et est égale à la somme de la saillie et du creux.

3.7- Ligne d'action:

ligne suivant laquelle le point de contact se déplace donc tangente commune aux 2 cercles de base.

Chapitre II

Analyse

Dans la conception assistée par ordinateur, l'analyse est une étape qui personnalise profondément le programme final.

Il n'est pas exagéré de dire que l'ordinateur dans son entièté constitue un outil mathématique dans la résolution automatique. Par conséquent, la méthode d'approche est grandement tributaire de l'ordinateur utilisé.

Il existe de nos jours, dans le cadre des études de design des engrenages principalement 2 méthodes d'approche.

1- Méthodes d'approche:

Pour allors distinguer du design des engrenages et selon la mise en équation, principalement deux méthodes:

i) - de méthode classique

La méthode classique est constituée des différentes étapes normalisées de la méthodologie de calcul I.S.O qui s'appuie sur le concours d'une règle à calcul ou d'une calculatrice électronique. Cette méthode classique qui est la base de réalisation du programme de calcul sera détaillée plus à la suite.

ii) - Méthode Nouvelle:

L'approche par les techniques des éléments finis est une puissante méthode qui procède par des investigations pertinentes, détaillées et orientées, en s'appuyant sur le potentiel immense du calcul numérique. Les éléments finis peuvent être triangulaires, linéaires, trapézoïdaux. L'élément à analyser est d'abord divisé en plusieurs petits éléments en nombre fini et de tailles éventuellement différentes. A partir des charges et des conditions aux limites géométriques et mécaniques en plus des équations régissant l'équilibre, une analyse est faite par calculs itératifs jusqu'à satisfaction de toutes les contraintes.

Notre méthode d'approche s'apparente beaucoup de celle-ci. Il s'agit pour nous d'opérer fidèlement et d'une manière efficace la méthodologie classique et de prévoir grâce à un lissage de courbes de données expérimentales, d'introduire les abaques.

2 - Principales Activités:

La progression de l'étude s'est évoluée graduellement suivant les cinq phases suivantes :

a) - Définition du problème

Formulation du sujet :

Conception Assistée par Ordinateur des engrenages droits et hélicoïdaux selon la Norme I.S.O.

b) - Elaboration de la solution :

A partir du cours TACH 4.2.1, nous avons pu disposer de l'algorithme de calcul et de vérification des engrenages cylindriques selon la méthodologie I.S.O.

La solution adoptée, en conformité avec la méthode d'approche C.A.O, constitue une harmonisation à l'aide de changements de variables appropriés, des organigrammes de calcul des engrenages droits, hélicoïdaux, à entrée donnée ou inconnue.

L'introduction des abaques nous se-rait simplifiée par la disponibilité dans la bibliothèque de programme de l'I.B.II

5100, d'un logiciel "Math BASIC" qui favorise le lissage des courbes à partir de tableaux d'abscisses et d'images selon les méthodes précisées dans l'annexe B.

c) - Codage du Programme:

Le codage du programme, avec une étude préalable du Basic du Micromega (Business Basic Reference Guide) a été effectuée selon le modèle de la programmation structurée.

L'utilisation de 'flags' d'exclusion a facilité grandement l'association des programmes de calcul des engrenages droits et hélicoïdaux.

d) - Mise au point du Programme:

La mise au point du Programme a été la phase la plus exigeante et méticuleuse. Au calcul effectué suivant la méthode classique a servi de référence. L'examen détaillé et graduel de l'état de l'ordinateur après chaque phrase d'instruction, par une comparaison des résultats intermédiaires, a favorisé une correction suivie des lignes du codage. Pour terminer, un calcul entier d'une transmission par engrenage fut exécutée.

pour les deux types d'engrenages cylindriques.

e) - Documents d'exploitation:

Les documents d'exploitation du programme seront précisés au chapitre V.

Chapitre III:

Exposé de la Méthode de Calcul.

1. Mécanique de l'engrenage:

1.1 - Généralités:

Des données pertinentes pour le dimensionnement des engrenages cylindriques, caractérisent singulièrement la transmission et se présentent suivant:

- la puissance transmise P_1, P_2
- les vitesses de rotation des arbres w_1, w_2 ,
- le type de machine accouplé aux arbres,
- la longueur exigée,
- l'encombrement maximum,
- le rapport poids / prix,
- la disposition des pignons.

1.2 - Efforts dans les engrenages:

* Denture droite.

Il est recommandé de procéder aux calculs des efforts avec les grandeurs de l'engrenage menant.

. Force tangentielle

$$F'_t = \frac{2 \Pi_{1,2}}{d'_{1,2}} = \frac{2 \Pi_{1,2} \cos \alpha'}{d_{1,2} \cos \alpha}$$

. Force radiale $F'_r = F'_t \operatorname{tg} \alpha'$

. Force normale et force appliquée à l'arbre

$$F_b = \frac{F'_t}{\cos \alpha'} = \frac{2 \Pi_{1,2}}{d_{1,2} \cdot \cos \alpha}$$

* Denture hélicoïdale

$$F'_t = \frac{2 \Pi_{1,2}}{d'_{1,2}} = \frac{2 \Pi_{1,2} \cos \alpha'_t}{d_{1,2} \cos \alpha_t}$$

force tangentielle

$$F_r = F'_t \operatorname{tg} \alpha'_t$$

force radiale

$$F_a = F'_t \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha'_t}$$

force axiale

Des différentes grandeurs sont ainsi explicitées:

M	moment
d	diamètre primitif de taillage
d'	" " " " fonctionnement
$\alpha(+)$	angle de pression (apparent)
$\alpha'(+)$	" " " " (") de fonctionnement

13- Forces tangentielle nominales au diamètre primitif

$$F_t = \frac{2 P_1}{w_1 d_1} = \frac{2 \Pi_1}{d_1} = \frac{2 P_2}{w_2 d_2} = \frac{2 \Pi_2}{d_2}$$

$P_{1,2}$ puissance moyenne fournie

$\Pi_{1,2}$ moment de couple moyen

$w_{1,2}$ vitesse angulaire

$d_{1,2}$ cercle primitif de taillage ($\Pi \times z_{1,2}$)

1.4 - Rigidité de la denture

$$b = 1 \text{ mm}$$

* Roue et pignon en acier.

rigidité d'une paire de dents au pair simple.

$$C' = 15 (\epsilon_\alpha - 0.54) \frac{N}{\text{mm} \cdot \mu\text{m}}$$

rigidité d'engrènement

$$C_\alpha = 16 (\epsilon_\alpha - 0.2) \frac{N}{\text{mm} \cdot \mu\text{m}}$$

ϵ rapport de conduites apparent
 ϵ recouvrement

* autres matériaux que l'acier

$$\sigma' = \sigma'_{\text{acier}} \frac{E}{E_{\text{acier}}} \quad \sigma_{\gamma} = \sigma_{\text{acier}} \frac{E}{E_{\text{acier}}}$$

et $E = \frac{2 E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$ module élastique réduit.

1.5 Vitesse de résonance du pignon:

$$W_{c,1} = \frac{10^3}{Z_1} \left[\frac{b * \sigma_{\gamma}}{m_{\text{red}}} \right]^{1/2}$$

Z_1 : nombre de dents du pignon

b : largeur de la denture [mm]

σ_{γ} : rigidité d'engrènement [N/mm \cdot mm]

$$m_{\text{red}} = \frac{4 J_1 \cdot J_2}{J_1 d_{b2}^2 + J_2 d_{b1}^2} \quad \text{masse réduite [kg]}$$

$J_{1,2}$ moment d'inertie polaire de la masse de pignon et de la roue calculés entre les diamètres suivants:

- diamètre de l'arbre
 - " " moyen de la denture
- $(d_f + d_a) / 2$ avec $d_{b1,2}$: diamètre de base.

1.6 - Paramètres de Correction:

a) - Facteur de Charge dynamique k_v :

Le facteur tient compte des efforts provenant d'éventuelles vibrations se propageant à travers la transmission.

. Calcul

$$B_e = \frac{b \sigma'}{F_t \cdot k_I} (F_{pe} - y_d)$$

$$B_f = \frac{b \sigma'}{F_t \cdot k_I} (F_f - y_d)$$

$$B_k = \left| 1 - \frac{b \sigma'}{F_t \cdot k_I} C_{ay} \right|$$

σ' : rigidité d'une paire de dent

b : largeur de denture

F_t : force tangentielle nominale

k_I : facteur d'irrégularité ou d'application

F_{pe} : tolérance de pas pour le diamètre de la roue

F_f : " " flanc vis à vis développante théorique

y_d : moure après rodage

C_{ay} : si qualité 6 ou plus, on pose $B_k = 1$ si qualité 5 ou meilleure, on introduit la correction de denture C_{ay} effective ou une correction spontanée provoquée de l'usure de rodage selon le tableau ci-dessous:

P_{Heim} : 500 750 1000 1250 1500 N/mm²

C_{ay} : 11.3 8 5.2 3.3 2 μ m.

Valeur de K_v

- Domaine subcritique $\omega_1 \leq 0.85 \omega_{c1}$

$$K_v = 1 + \frac{\omega_1}{\omega_{c1}} \left[C_{v1} \cdot B_e + C_{v2} \cdot B_f + C_{v3} \cdot B_k \right]$$

- Domaine critique $0.85\omega_{c1} \leq \omega_1 < 1.15\omega_{c1}$

$$K_v = 1 + C_{v1} \cdot B_e + C_{v2} \cdot B_f + C_{v4} \cdot B_k$$

- Domaine surcritique, $\omega_1 > 1.5\omega_{c1}$

$$K_v = C_{v5} \cdot B_e + C_{v6} \cdot B_f + C_{v7}$$

- Domaine intermédiaire

$$1.15 \omega_{c1} < \omega_1 \leq 1.5 \omega_{c1}$$

interpoler linéairement entre la valeur de K_v pour $1.15 \omega_{c1}$, et celle pour $1.5 \omega_{c1}$

Le tableau à la page 13.56 des notes de cours montre le graphe nous donnant les valeurs des C_i .

b) - Facteur de répartition transversale de la charge, K_{α} , $K_{\alpha d}$:

Il est fonction de la déformation admissible de la dent et du recouvrement, et tient compte de la répartition transversale de la charge sur la denture.

Figure de la page 13.58 des notes de cours.

c) - Usure de rodage, y_a :

L'usure de rodage représente l'usure des flancs de la denture lors du rodage. Il dépend

essentiellement du matériau et de la vitesse périphérique.

Le tableau de la page 13.59 des notes de Cours donne l'usage de rodage en fonction de l'erreur du pas de base et de la résistance limite du matériau; et ce, pour engrenement de roues de même matériau.

b) - Facteur de répartition longitudinale de la charge $K_{F\beta}$, $K_{H\beta}$:

Ce facteur régit la répartition longitudinale réelle de la charge. Il dépend surtout de :

- . la rigidité des dents,
- . l'erreur d'inclinaison des dents,
- . de la déformation des paliers ou bâti,
- . et du rodage.

Pour les engrenages dont la dureté dépasse 350 HB, nous pouvons admettre $K_{F\beta} = K_{H\beta}$ dont les valeurs sont données à la page 13.61.

Pour les engrenages dont la dureté est inférieure à 350 HB, avant le rodage, on considère les mêmes valeurs ci-haut citées; en fin de rodage, $K_{F\beta} = 1$ ainsi que pour les dentures corrigées latéralement.

c) - Facteur de forme: Y_{Fa}
La détermination de l'équation de calcul de

la contrainte effective au pied de la dent se base sur une idéalisation qui confond la géométrie de la dent à une forme triangulaire. Par conséquent, le facteur de forme est introduit pour une correction de cet aspect. d'abaque de la page 13.69 des notes de cours nous présente Y_F en fonction du nombre de dents.

d) - Facteur de concentration de contraintes:

On a vérifié à l'aide de la photo-élasticité par exemple, que la contrainte effective au pied des dents est toujours supérieure à la contrainte théorique que nous avons considérée. Le facteur d'augmentation de contrainte ou facteur de concentration de contrainte, dépend en grande partie de la valeur du rayon de raccordement au pied des dents, et de la nature du matériau. d'Abaque de la page 13.70 résume cette situation.

e) - Facteur de répartition de charge Y_E :

Ce facteur intègre l'inclusion réelle de la dent dans le calcul des charges. On a pour denture droite

$$Y_E = 0.2 + 0.8 / \epsilon.$$

denture hélicoïdale

$$Y_E = 0.2 + 0.8 / \epsilon_d$$

f) - Facteur d'angle d'hélice γ_β :
 Le facteur d'angle d'hélice dans l'étude des contraintes effectives au pied de la denture hélicoïdale, tient compte de l'inclinaison consécutive à la réinclinaison de la dent causée par l'angle d'hélice β .
 Ainsi on a.

$$\gamma_\beta = 1 - \epsilon_\beta \frac{\beta^\circ}{120^\circ} \geq \gamma_{\beta \min}$$

avec $\gamma_{\beta \min} = 1 - 0.25 \epsilon_\beta$

β : angle d'hélice au cercle primitif [°]
 ϵ_β : recouvrement.

g) - Facteur de longévité γ_{NT} :
 Il est évident que l'on doit diminuer la contrainte limite et la charge limite admissibles au fur et à mesure que le nombre de cycles de mise en charge des dents augmente (et inversement). L'abaque de la page 13.72 nous relate la relation entre la contrainte admissible et le nombre de cycles de chargement.

h) - Facteur de sensibilité aux entailles:
 Le facteur de sensibilité aux entailles γ_s exprime le rapport entre la sensibilité aux entailles du matériau de l'engrenage projeté au matériau de l'engrenage de référence. Sa valeur dépend alors du matériau de l'engrenage de référence.

l'abaque de la page 13.73 des notes de cours présente d'une manière exhaustive la situation.

i) - Facteur de rugosité relative:

Ce facteur exprime spécialement l'influence de la rugosité du congé de la denture projetée par rapport à la rugosité de l'engrènement de référence.

Consulter la page 13.75 des notes de cours pour les valeurs de γ_{rel} en fonction de R_z

ii) - Facteur de dimension γ_x

Il exprime la diminution de la résistance à la fatigue de la denture avec l'augmentation des dimensions.

Il est donc directement fonction du module comme on peut le constater grâce à l'abaque de la page 13.75 des notes de cours.

1.7 - Résistance des dents aux piqures:

a) - Pression hertzienne de contact au pôle C:

Elle est donnée par l'équation:

$$P_{Hc} = \left[\frac{F_T}{b d_1} \frac{U+1}{U} K_I \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \right]^{1/2} Z_H \cdot Z_E \cdot Z_{E'} \cdot Z_B$$

- F_t : force tangentielle nominale
 b : largeur des dents
 d_1 : diamètre primitif de référence du pignon
 u : rapport d'engrenage, $u > 0$ dentures extérieures
 K_J : facteur d'irrégularité de couple
 K_v : facteur de charge dynamique
 $K_{H\alpha}$: facteur de répartition transversale (pression superficielle)
 $K_{H\beta}$: " " " longitudinale "
 Z_H : facteur géométrique de contact
 Z_E : facteur d'élasticité
 Z_ϵ : facteur de conduite
 Z_β : facteur d'angle d'hélice

b) - Pression de Contact admissible:

$$P_{Hadm} = \frac{P_{Hlim}}{S_H} Z_N \cdot Z_X$$

- P_{Hlim} : limite d'endurance
 S_H : coefficient de sécurité pour pression hertzienne
 Z_X : facteur de dimension
 Z_N : facteur de longévité

• Longévité illimitée

$$Z_{N\infty} = Z_{NT} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R$$

- Z_{NT} : facteur de longévité du matériau
 Z_L : " " lubrification
 Z_V : " " vitesse
 Z_R : " " rugosité

Charge statique :

$$Z_{N_0} = Z_{NT} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_W$$

Z_W : facteur de dureté d'engrènement

Pour $0 < N < N_{\text{limite}}$, l'abaque de la page 13.81 nous donne Z_N .

1.8. Coefficients de correction :

a) - Facteur géométrique Z_H :

- Denture droite

$$Z_H = \left[\frac{1}{\cos \alpha} + \frac{2}{\left[\text{tg} \alpha' \right]} \right]^{1/2}$$

- Denture hélicoïdale

$$Z_H = \left[\frac{1}{\cos \alpha_t} * \frac{2 \cos \beta_H}{\left[\text{tg} \alpha'_t \right]} \right]^{1/2}$$

Le diagramme de la page 13.82 des notes de cours nous indique Z_H en fonction de β l'angle d'hélice pour des valeurs de $(x_1 + x_2) / (z_1 + z_2)$ constantes.

b) - Facteur d'élasticité, Z_E :

Relate l'élasticité en fonction des matériaux utilisés pour la roue et le pignon.

$$Z_E = \left[\frac{1}{\pi} \left[\frac{(1 - \nu_1^2)}{E_1} + \frac{(1 - \nu_2^2)}{E_2} \right] \right]^{1/2}$$

μ_1, μ_2 coefficient de Poisson pour pignon et roue
 E_1, E_2 module d'élasticité " " " "
 pour les matériaux courants, le tableau de la page 13-84 des notes de cours peut être utilisé.

C) - Facteur de Conduite: Z_E

tient compte du recouvrement; et dépend intégralement de celui-ci

- denture droite

$$Z_E = \left[\frac{(4 - \epsilon_d)}{3} \right]^{1/2}$$

- denture hélicoïdale

$$Z_E = \left[\frac{(4 - \epsilon_d)}{3} * (1 - \epsilon_p) + \frac{\epsilon_p}{\epsilon_d} \right]^{1/2}$$

si $\epsilon_p < 1$

$$Z_E = \left[\frac{1}{\epsilon_d} \right]^{1/2}$$

si $\epsilon_p \geq 1$

des paramètres utilisés sont présentés dans l'étude de la géométrie.

d) - Facteur d'angle d'hélice, Z_β :

Seulement introduit dans le calcul des dentures hélicoïdales, ce facteur exprime l'augmentation de pression admissible du fait de la rigidité variable des dentures inclinées.

$$Z_\beta = \left[\cos \beta \right]^{1/2}$$

β : angle d'hélice.

e) - Facteur de dimension, Z_x :

Ce facteur tient compte de la distorsion entre la dimension des pièces et les traitements thermiques subis, on le choisit habituellement égal à 1.

f) - Facteur de longévité, Z_{NT} :

Il participe aux mêmes propos que le facteur de longévité à la flexion du matériau. Le diagramme 13.86 des notes de cours nous donne, pour chaque classe de matériaux usés Z_{NT} en fonction du nombre de cycles requis.

g) - Facteur de Lubrification Z_L :

Ce facteur exprime l'influence de la viscosité de l'huile sur la résistance aux détériorations de surface.

La page 13.87 des notes de cours nous renseigne sur les valeurs de Z_L en fonction de la viscosité de l'huile à 50° et ce pour une plage de P_{Hlin} requise.

h) - Facteur de rugosité, Z_R :

Exprime l'influence de la rugosité du flanc des dents sur la tenue du film d'huile et sur l'impression de contact admissible.

Le tableau de la page 13.87 présente Z_R en fonction de R_{tm} la rugosité moyenne, ce pour P_{Hlin} constant.

i) - Facteur de vitesse, Z_v :

Exprime l'influence de la vitesse périphérique primitive, sur la résistance à la pression de la denture.

Et la page 13.88 est donné le tableau qui présente Z_v en fonction de la vitesse périphérique pour P_H lin donné.

j) - Facteur d'engrènement, Z_w :

Ce facteur intègre les difficultés d'engrènement dépendantes de l'association non homogène de dents. Il est fonction de la dureté du flanc le plus tendre;

le tableau de la page 13.88 donne Z_w en fonction de la dureté Brinell du flanc le plus tendre pour P_H lin donné.

1.9 - Caractéristiques des matériaux:

La norme I.S.O ne donne que les plages courantes de caractéristiques limites des matériaux.

Or, ^{d'avoir} afin d'une précision plus grande, nous allons présenter les valeurs obtenues avec des engrenages de référence selon NIETANN.

- Conditions d'essai

lors du choix des valeurs de dureté, de la résistance ou des facteurs de sécurité, on peut considérer les remarques suivantes:

a. d'utilisation des valeurs limites supérieures de la dureté exige un grand soin dans le choix des

matériaux, dans la vérification des traitements thermiques et de la forme des dents.

Les valeurs de la ductilité des matériaux de CG-25 à GS-60, s'adressent à des roues fraisées de qualité 7, éventuellement de 8; et celle des matériaux de St 50 jusqu'à 18 Cr Ni 8 à des roues de dentures rectifiées de qualité 5 à 6.

b - La rugosité des flancs influence P_H lorsque $R_{t_m} \leq 3 \mu m$, le facteur de rugosité est environ égal à 1, cependant, si R_{t_m} est aux environs de $6 \mu m$, il faut réduire P_H de 15 à 20%.

c - La décarburation superficielle ou l'oxydation superficielle, les efforts élastiques dans les creux, les micro-piques et les concentrations de contraintes au fond des dents peuvent diminuer considérablement la durée de vie de l'engrenage.

d - Pour les flancs rectifiés, finement et correctement trempés, ces valeurs peuvent être augmentées de 20%.

e - Valable jusqu'à 10^8 cycles, il existe un vieillissement important.

Les résultats des essais sont consignés dans l'Annexe C.

Les différentes recommandations ci-haut citées se rapportent à l'Annexe C.

2 - Géométrie de l'engrenage:

2.1. Généralités:

- Calcul du nombre de dents et du module des

engrenages:

Pour calculer le nombre de dents et le module des engrenages, il faut arriver à choisir le module normalisé optimum à partir des caractéristiques de la transmission. Pour ce faire, la méthodologie de calcul indiquée dans l'annexe D, par une approche itérative aboutit au choix du module minimum et optimale à choisir à partir des données suivantes:

- vitesse de l'arbre menant W_e ,
- vitesse de l'arbre mené W_s ,
- puissance de l'arbre menant P_e ,
- puissance de l'arbre mené P_s ,
- diamètre provisoire du pignon D_s ,
- entraxe ou encombrement maximum.

Pour fixer la géométrie et la fabrication d'un train d'engrenages cylindriques les calculs préliminaires devront aboutir sur la détermination des grandeurs suivantes.

Genre de denture	droite	hélicoïdale
	profil	profil
Nombre de dents	Z_1, Z_2	Z_1, Z_2
Module	M	M_n
Déports	X_1, X_2	X_1, X_2
Hauteur de dent	h	h
Angle d'hélice		β

Sens de l'hélice		droite ou gauche
Angle de Pression	α	α_n
Entraxe de fonctionnement	a	a
Tolérance d'entraxe	$\pm A_a$	$\pm A_a$
Classe de qualité	1 à 12	1 à 12
Matériaux	pignon et roue	pignon et roue
Traitement surface	" " "	" " "
Largeur de denture	b	b

- Grandes principales des roues cylindriques:
des données nécessaires pour fixer le profil en développ.

paute :

genres de dentures	droite	hélicoïdale
module	m	m_n
nombre de dents	Z	Z
angle de pression outil taillage	α	$\alpha_n = \alpha$
" " " fonctionnement	α'	α'_r
entraxe	a	a
Coefficient de déport	x	x
Pas primitif	$p = \pi m$	$p_n = \pi m_n$
Diamètre primitif	$d = Z m$	$d = Z m_n$
" " " fonctionnement	$d' = d \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'}$	$d'_r = d \cos \alpha_r$
Diamètre de base	$d_b = d \cos \alpha$	$d_b = d \cos \alpha$
Déport	$v = x \cdot m$	$v = x m_n$
Vide à fond de dent	$\tau = 0.25 m$	$\tau = 0.25 m_n$
Creux	$h_f = m + \tau$	$h_f = m_n + \tau$
Diamètre de tête	$d_f = d - 2h_f + 2x m$	$d_f = d - 2h_f + 2x m_n$
Épaisseur cercle primitif	$s = m \left(\frac{\pi}{2} + 2x \tan \alpha \right)$	$s_n = m_n \left(\frac{\pi}{2} + 2x \tan \alpha_n \right)$
Largeur de denture	$b = \phi_m m$	$b = \phi_m m_n$

- Diminution de la saillie:

Dans le cas des engrenages V ($\alpha_1 + \alpha_2 \neq 0$), le vide à fond de dent peut être insuffisant. Il faut alors diminuer la saillie de la queue. On note b_m , où b_m est le coefficient de diminution de saillie:

$$b_m = \frac{z_1 + z_2}{2} m + (\alpha_1 + \alpha_2) m - a$$

On tolère en pratique sans recourcement $b_m \leq 0.13 m$.

2.2. Problèmes d'interférences:

- Crémaillère génératrice normalisée:

sur la ligne de référence, nous avons:

$$\text{épaisseur} = \text{intervalle} = \frac{2a_0}{2} = \frac{\pi m_0}{2}$$

m_0 : module de la crémaillère génératrice,

angle de pression: $\alpha_0 = 20^\circ$

$$\text{saillie} = 1.25 m_0$$

- Denture normale: une denture normale est une denture normalisée pendant la génération de laquelle la ligne primitive de taille est confondue avec la ligne de référence.

Nous avons dans ce cas

$$\text{épaisseur} = \text{intervalle} = \frac{\pi m_0}{2}$$

$$\text{saillie} = m_0$$

$$\text{creux} = 1.25 m_0$$

hauteur de denture = $2.25 m_0$

- Denture déportée:

Une denture normalisée est dite déportée lorsque la ligne primitive de taillage de la crémaillère génératrice n'est plus confondue avec la ligne de référence.

Nous avons

épaisseur \neq intervalle,

épaisseur + intervalle = πm_0

saillie $\neq m_0$

Creux $\neq 1.25 m_0$

saillie + creux = $2.25 m_0$

- déport positif: par convention, le déport est positif lorsque la ligne de référence de la crémaillère génératrice est extérieure au cercle primitif de taillage de la roue.

- déport négatif: dans le cas contraire.

- déplacement de profil: est le décalage de la ligne de référence de la crémaillère génératrice par rapport à la ligne primitive de taillage.

Le déport est une modification astucieuse permettant la résolution des problèmes d'interférences doublés de fautes imputables aux mauvaises distributions des contraintes sur la denture.

Le tableau suivant résume l'association des possibilités et leurs influences.

Choix des coefficients de déport.

Pignon	Roue	déport choisi		Remarques
		x_1	x_2	
Z_1 petit	Z_2 grand	+	+	ε augmente
Z_1 petit	Z_2 grand	+	+	ε diminue
Z_1 petit	Z_2 grand	+	+	ε diminue
		+	-	résistance augmente
Z_1 grand	Z_2 grand	+	+	résistance augmente
		-	-	ε augmente

n si $Z < 14$ dents déport obligatoire
 $14 \leq Z < 17$ si possible déporter
 $17 \leq Z < 50$ déport conseillé.

2-3. Rapports de Conduite:

Le rapport de conduite des engrenages cylindriques droits se calcule selon les équations suivantes:

$$\varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon_2$$

$$\varepsilon_1 = \frac{Z_1}{2\pi} (\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha')$$

$$\varepsilon_2 = \frac{Z_2}{2\pi} (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha')$$

les valeurs de α_a sont trouvées en évaluant les angles de pression au sommet des dents par

$$\cos \alpha_{a1} = \frac{d_{b1}}{d_{a1}}$$

$$\cos \alpha_{a2} = \frac{d_{b2}}{d_{a2}}$$

En ce qui concerne les engrenages cylindriques hélicoïdaux, les rapports de conduite sont déterminés par :

$$\mathcal{E}_z = \mathcal{E}_d + \mathcal{E}_\beta$$

\mathcal{E}_d = rapport de conduite apparent, de valeur identique à celle du rapport de conduite des engrenages à denture droite ;

\mathcal{E}_β rapport de conduite de recouvrement

$$\mathcal{E}_\beta = \frac{\sin \beta}{\pi} \frac{b}{m_n}$$

Chapitre IV : Programme

1 - Vue d'ensemble :

Le programme, comme la plus-part des programmes de calculs scientifiques se présente en un seul élément compact.

D'intérêt d'une concaténation efficace a conduit à la création de flags pour éviter les répétitions des mêmes calculs pour engrenages droits et hélicoïdaux à entrées données ou inconnus.

2 - ORGANNIGRAMME :

Un exposé succinct et global du programme est présenté dans les pages suivantes (annexes); suivi du "Block Diagram" qui relate d'une manière plus détaillée, les différents modules ainsi que leur agencement.

3. Mode D'emploi:

Comme préalablement annoncé, le dialogue inter-actif commandé par le programme facilite de beaucoup l'introduction des données. Il précise à l'aide de petits commentaires, les variables caractéristiques de la recherche, ainsi que les références des tableaux et abaques à consulter; ce qui allège grandement le mode d'emploi du logiciel.

Il suffit donc à l'utilisateur de suivre la procédure suivante:

- Faire Delete
- Faire load 'EP 366 CAO'
- Faire Run
- Répondre aux questions.

4. Listing:

(Voir Annexe).

Chapitre V :

Conclusion :

Elaborer une base de données pour le calcul des engrenages cylindriques selon l'approche I.S.O, constituait le principal objectif de cette étude.

À cet effet, le logiciel "C.A.O Engrenages", image de cette réalisation, offre plusieurs dispositions dont nous pouvons citer :

- sa grande facilité d'emploi
- son extrême compacité,
- sa grande flexibilité.

L'utilisation de commentaires pertinents et exhaustifs pendant les ordres d'entrées et sorties ont permis en effet de préciser clairement le dialogue interactif.

Le logiciel en calculant et en vérifiant les engrenages cylindriques, peut fournir avec toutes les précisions nécessaires, les données pertinentes parce que optimales dans toutes les transmissions nouvelles en mécanique, de ce type. Ainsi donc, aussi bien pour les bureaux d'études que pour l'industrie, ce programme peut être d'un concours positif.

L'utilisation de flags, en plus des changements de variables judicieux, a favorisé une compression très sensible de l'espace mémoire occupé par le programme.

Des développements futurs des parties de complé-

tion peuvent s'ajouter sans trop d'aucom-
brement du Microméga.

La reproduction fidèle de la méthodologie
proposée par le cours de l'école polytechnique
fédérale de Lausanne d'organes de machine,
en plus des commentaires précis à l'écriture
du programme, favorisent une intervention
aisée pour toute modification ou reorgani-
sation future du logiciel.

La mise au point fastidieuse de ce programme a
exigé une période plus longue que prévue. Il
est par conséquent important de noter que l'auto-
matisation du calcul peut être plus approfondie
d'une part en obtenant par lissage les diffé-
rentes valeurs provenant des abaques comme nous
en avons montré un exemple dans les annexes,
et que d'autre part, une gestion d'entrée et
sortie des résultats sera un complément suffi-
sant pour terminer le logiciel.

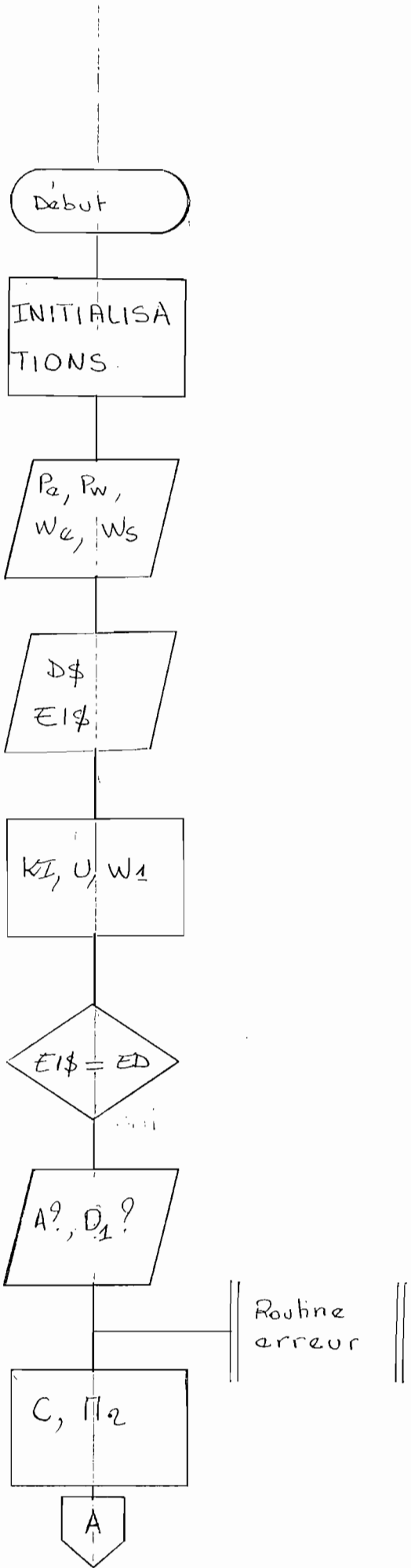
Puisque que la phase interactive de test du
logiciel n'a pu se terminer, il est con-
seillé une examination bien plus stricte pour
une confirmation intégrale et définitive du
programme comme le demande la procé-
dure.

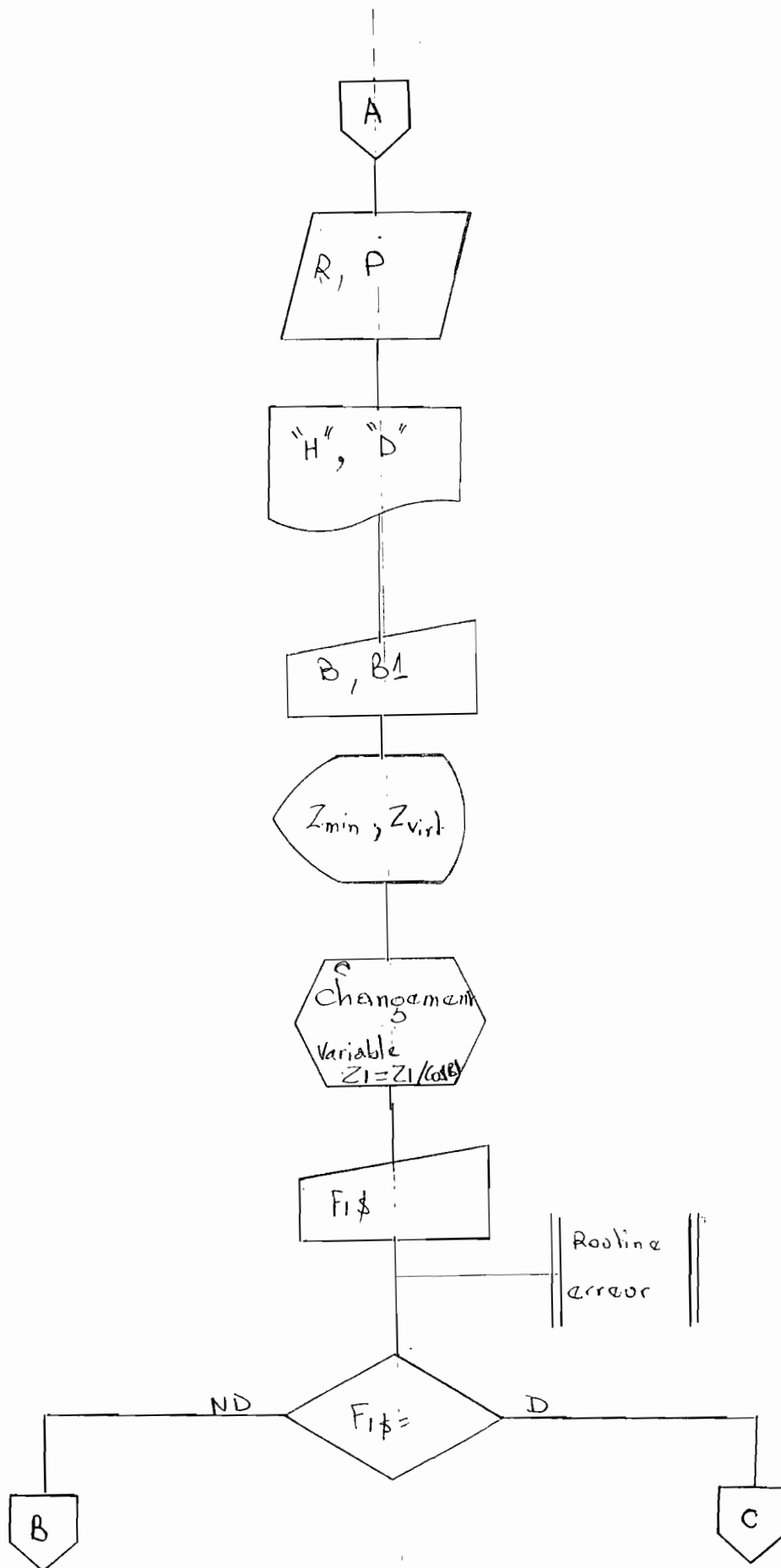
References:

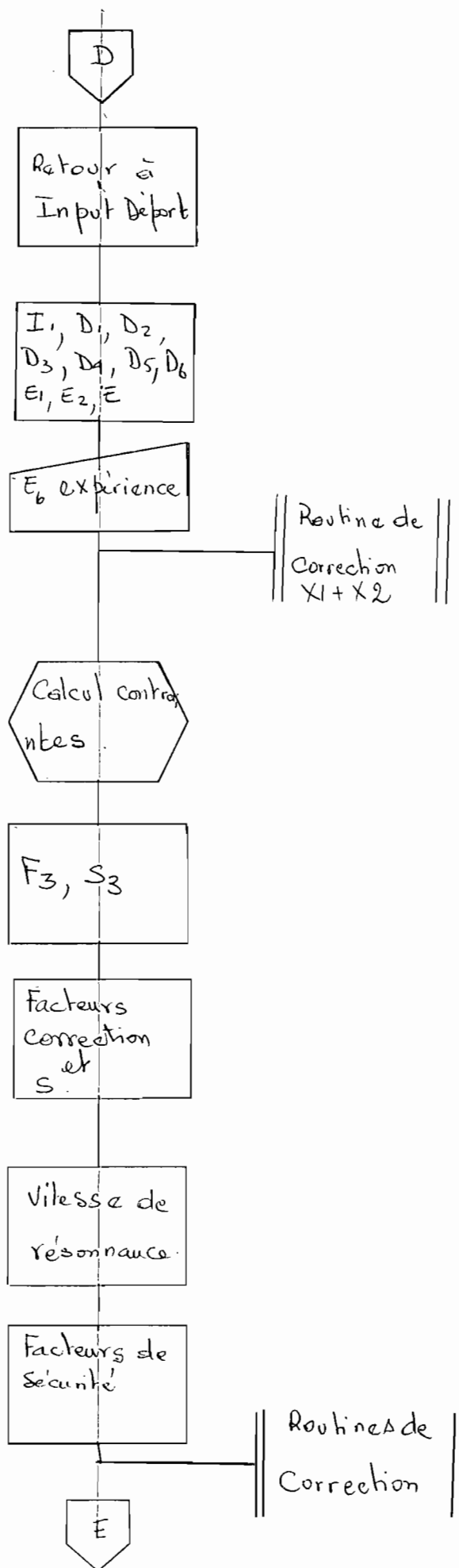
BIBLIOGRAPHIE

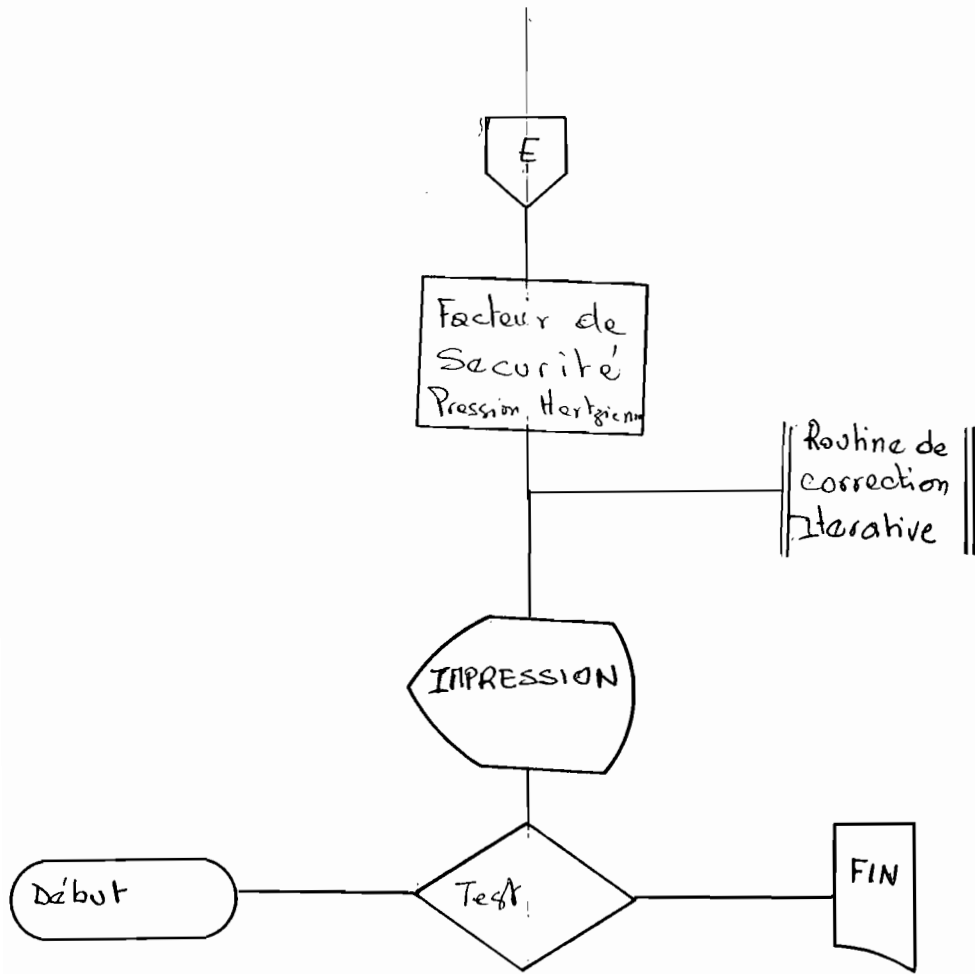
- Joseph Edward SHIGLEY: Mechanical Engineering fourth édition
- Georges HENRIOT: Traité théorique et pratique des engrenages 1^o
5^e édition. Dunod Technique, 1968
- Robert VINET
- Gilbert DROUIN
- Michel GOU
- Pierre THIRY: éléments de Machines édition de l'École Polytechnique de Montréal,
- Business Basic Reference Guide, Fortune Systems.
- Serigne Amadou GAYE: Conception et Vérification assistées par ordinateur des engrenages droits hélicoïdaux
. Projet de fin d'Études juin 84
- Engrenages. cours de l'École Polytechnique Fédérale de Lausanne.

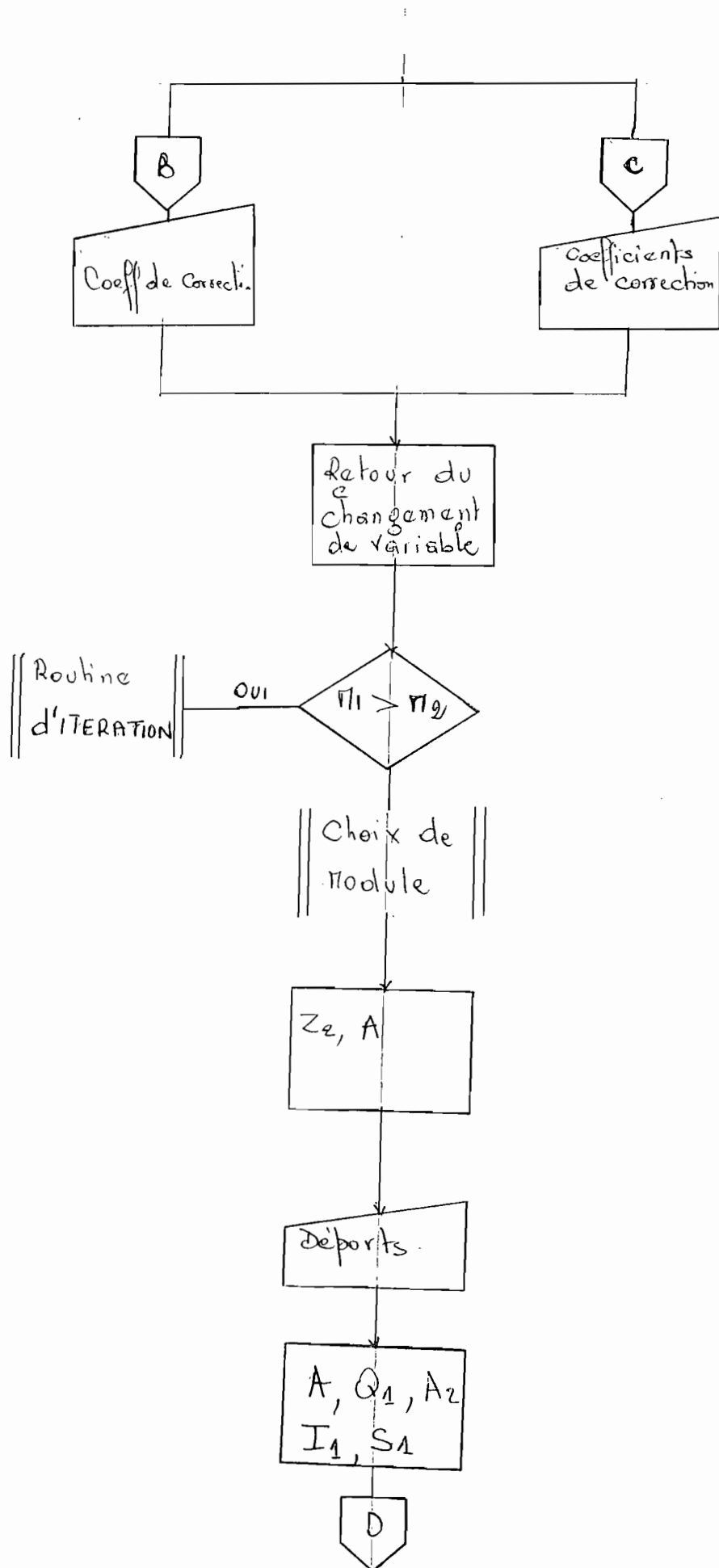
Annexes











Dessage de Courbes à l'aide
du logiciel 'I.B.M Math / BASIC'.

Indication:

ABC : Least-Squares Approximation
(Chebyshev Polynomials).

Pour une fonction tabulée, l'approximation
par les moindres carrés de la fonction, est
une fonction construite à partir de l'hypo-
thèse satisfait qui minimise la somme des carrés
des écarts.

méthode:

Pour des raisons de convergence, l'intervalle de
l'approximation avec le logiciel est compris
entre $(-1, +1)$, et la fonction est expan-
diée selon les termes de la série de Chebyshev.

$$P_n(x) = \sum_{k=0}^n C_k T_k(x).$$

on représente le degré choisi.
Le problème se ramène donc à une déter-
mination des coefficients C_i tels que

$\sum_{i=1}^m [y_i - P_n(x_i)]^2$ est minimum.
où x_i, y_i proviennent du tableau $x, f(x)$.
Le logiciel livre donc le polynôme sous la

forme $P_n(x) = \sum_{i=0}^n a_i x^i$

Applications:

a) - limite d'inférence ou taillege
et limite d'épaisseur de la tête de dent.
variable pour α ou $d_n = 20^\circ$ $h_a = m$.

$S_a = 0.2m$.

Degrés	Coefficients du polynôme
0	2.006824 E + 01
1	-9.287068 E + 00
2	1.780163 E + 00
3	-1.800112 E + 01
4	1.042166 E - 02
5	-3.457028 E - 01
6	6.091325 E - 06
7	-4.403471 E - 08

La somme des carrés des déviations

$$\underline{\underline{\sigma^2 = 2.523343 E - 12.}}$$

b) - $S_a = 0.4$

Degrés	Coefficients du polynôme
0	- 6.44 0659 E +00
1	2. 00 3029 E +00
2	-2. 30 5712 E -01
3	1. 29 8233 E -02
4	-3. 54 0293 E -04
5	9. 75 4579 E -06
6	0. 00 0000 E +00

Somme des carrés des déviations

$$\underline{\underline{\sigma^2 = 1.000000 E - 2.}}$$

c) -
Facteur de
répartition
longitudinale
de la charge.

Degrés	Coefficients du polynôme
0	1. 11 1250 E +00
1	-1. 09 7417 E +00
2	3. 63 5879 E +00
3	-5. 48 6141 E +00
4	4. 51 7228 E +00
5	-1. 90 8053 E +00
6	3. 25 5208 E -01

$$\underline{\underline{\sigma^2 = 1.684149 E - 5.}}$$

C2) - Disposition symétrique des poutres.

Degré	Coefficients du polynôme
0	8.700 000 E - 01
1	1.210 000 E + 00
2	-4.077 083 E + 00
3	7.734 375 E + 00
4	-7.421 875 E + 00
5	3.515 625 E + 00
6	-6.510 417 E - 01

$$\underline{\underline{\sigma^2 = 1.8319 E - 13}}$$

C3) - Arbre moins rigide:

Degré	Coefficients du polynôme
0	9.950 000 E - 01
1	3.502 448 E - 01
2	-6.503 545 E - 01
3	1.718 204 E + 00
4	-1.979 834 E + 00
5	1.0717 15 E + 00
6	-2.170139 E - 01

$$\underline{\underline{\sigma^2 = 2.351002 E - 5}}$$

d) - Facteurs de vitesse Z_v

d1 - Pour $P_H = 850$ MPa

Degré	Coefficients
0	8.547797 E-01
1	6.793552 E-02
2	-3.066092 E-02
3	9.053450 E-03
4	-1.416976 E-03
5	1.161778 E-04
6	-4.860438 E-06
7	9.661254 E-08
8	-7.626133 E-10
9	1.049868 E-12

$$\underline{\underline{\sigma^2 = 4.489743 E-5}}$$

d2 - $P_H = 900$

$$\underline{\underline{\sigma^2 = 1.443862 E-5}}$$

Degré	Coefficients du polynôme
0	9.071810 E-01
1	5.940623 E-02
2	-3.781783 E-02
3	1.355031 E-02
4	-2.438296 E-04
5	2.488951 E-03
6	-1.281916 E-05
7	3.568548 E-07
8	-4.930949 E-09
9	2.651366 E-11

$$d3 - P_H = 1000$$

$$\underline{\underline{\sigma^2 = 1.526993 E-6}}$$

0	9.171204 E-01
1	-1.098124 E-02
2	1.912305 E-02
3	-6.172384 E-03
4	9.512235 E-04
5	-8.012868 E-05
6	3.871712 E-06
7	-1.060739 E-07
8	1.509443 E-09
9	-8.531979 E-12

Listes des variables utilisées dans le programme.

A	Entraxe
A1	Angle de pression de l'outil de taillage
A2	Angle de pression de fonctionnement
A3	" " " " "
A4	" " " au sommet de la dent
A5	" " " " " " " "
A6	diamètre moyen
A7	" "
A8	masse du pignon
A9	" de la roue
B	Angle d'hélice
B1	" " sur le cylindre primitif
B3	paramètre
B4	"
B5	"
B6	"
B8	" valeur de $INV(A2)$
B9	partie entière de ϕ_m
C	coefficient de sécurité
C3	paramètre
C8	paramètre
D1	diamètre du Pignon
D2	d'
D3	da_1
D4	da_2

D5	diamètre de base Pignon
D6	" " " Roue
E	Recouvrement total (rapport de conduites)
E1	" apparent
E2	Rapport de recouvrement
E4	Module d'élasticité réduit Pignon
E5	" " Roue
E6	" " réduit
E8	paramètre
F1	ϕ_m (rapport = b/m)
F2	ϕ_d (rapport = b/d_p).
F3	Force tangentielle non corrigée
F5	tolérance du pas
F6	" des flancs
F7	Usure de rodage
G	paramètre
I	rapport de transmission
I1	INV (A1)
I2	INV (A2)
I4	paramètre = 0.25 (constante)
I6	Qualité d'exécution
J1	moment d'inertie du Pignon
J2	" " de la Roue
K1	Coefficient d'irrégularité de couple
K2	paramètre
π	module
π_1	" minimum
π_2	" maximum
π_3	Moment du couple.

Π_6	paramètre
O_3	"
O_4	"
O_7	"
O_8	"
O_9	"
P	Pression de contact.
P_1	" " " (facteur de sécurité)
P_3	Puissance d'entrée
P_4	" de sortie
Q	paramètre
Q_1	"
R	Résistance limite
R_2	masse volumique Pignon
R_3	" " Roue
R_7	paramètre
R_8	"
S	Coefficient de sécurité
S_1	Somme des déports
S_3	Contrainte tangentielle non corrigée
S_4	" admissible
S_5	Coefficient de sécurité
S_6	" " "
T_1	TAN (A1)
T_2	TAN (A2)
T_5	paramètre (rigidité)
T_6	" "
U	Rapport de transmission
U_1	paramètre

U ₂	facteur de forme
U ₃	" de concentration de contrainte
U ₄	paramètre
U ₅	facteur d'angle d'hélice
U ₆	" de charge dynamique
U ₇	" " " "
U ₈	" répartition de charge
U ₉	" " " "
V	vitesse périphérique
V ₄	paramètre
V ₅	"
V ₆	"
V ₇	"
V ₈	"
W ₁	vitesse de rotation Pignon (coul)
W ₃	" " "
W ₄	" " "
W ₆	contrainte de cisaillement.
X ₁	facteur de correction
X ₂	" " "
X ₃	" " "
X ₄	" " "
X ₅	" " "
X ₈	déport Pignon
X ₉	" Rove.
Y ₁	facteur de correction
Y ₂	" " "
Y ₃	" " "
Y ₄	" " "

Y5	facteur de correction
Z1	Nombre de dents du Pignon
Z2	" " " de la roue
Z4	" " " minimum
Z5	paramètre
Z6	constante = 192
Z7	facteur de conduite
Z8	Somme des nombres de dents
Z9	paramètre.