الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

18/90

وزارة التعليم العالي
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : MECANIQUE

1 ex

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

CONCEPTION D'UN PONT ARRIERE

+ ANNEXE

Proposé par : M faoussi
Etudié par : SEDIK boubakeur
Dirigé par : M faoussi

PROMOTION : JUIN 90

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم العالي
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT :MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

CONCEPTION D'UN PONT ARRIERE

Proposé par :M faoussi Etudié par : SEDIK boubakeur Dirigé par :M faoussi

à ma mère
à mon père
à nedjma
à ahmed
à mes sœurs
à mes amis

mes sincères remerciements
à mon promoteur monsieur
MESSAOUD faoussi

SOMMAIRE PAGE

1 INTRODUCTION 6

1.1 PRESENTATON ET OBJECTIF DU SUJET 6
1.2 NECESSITE D UN PONT 7
1.3 CATEGORIES DE PONTS 9
1.4 PLAN DU TRAVAIL 10

2 CALCUL D ENGRENAGE 13

2.1 TYPE D ENGRENAGE 14

2.1.1 ENGRENAGE PIGNON D ATTAQUE:CO 14
2.1.2 LE BOITIER DU DIFFERENTIEL 14
2.1.3 TRAIN D ENGRENAGE 15

2.2 CALCUL D ENGRENAGE 15

2.2.1 PARAMETRES DE BASE 16
2.2.2 COUPLE PIGNON D ATTAQUE:COURONNE 16
2.2.2.1 CALCUL DE DIMENSIONS DE L ENGRENAGE 16
2.2.2.2 CALCUL D ENGRENEMENT 19
2.2.2.3 CORRECTION DE DENTURE 21
2.2.2.4 CALCUL DE DENTURE 25

2.3 CALCUL D ENGRENAGE DU DIFFERENTIEL 33

2.4 CALCUL D ENGRENAGE DU TRAIN PLANETAIRE PLAN 42

2.5 CALCUL D ENGRENAGE DU TRAIN PLANETAIRE SPHERIQUE 50

2.6 LUBRIFICATON 52

3 CALCUL D ARBRE 54

3.1 EFFORTS SUR LE PIGNON ET LA ROUE 54

3.1.1 EFFORTS SUR LA ROUE 56
3.1.2 EFFORTS SUR LE PIGNON 57

3.2 EFFORTS SUR LES ARBRES ET LES PELIERS 57

3.2.1 EFFORTS SUR LES PALIERS 57
3.2.2 EFFORTS SUR LES ARBRES 63

3.3 CALCUL D ARBRE 64

3.3.1 CALCUL DU DIAMETRE MINIMUM DE L ARBRE PIGNON 64
3.3.2 CALCUL DU DIAMETRE MINIMUM DU DEMI ARBRE MOTEUR 67

3.4 CALCUL DE CANNELURES 69

4 CALCUL DE ROULEMENTS 73
4.1 DISPOSITION DE L ARBRE MOTEUR DE L ESSIEU 74
4.1.1 ESSIEU SEMI FLOTTANT 74
4.1.2 ESSIEU TROIS QUARTS FLOTTANT 75
4.1.3 ESSIEU ENTIEREMENT FLOTTANT 76
4.2 DISPOSITION DU COUPLE PIGNON:COURONNE 77
4.2.1 MONTAGE DE LA COURONNE 77
4.2.2 MONTAGE DU PIGNON 77
4.3 DETERMINATION DES DIMENTIONS DES ROULEMENTS 78
4.3.1 PARAMETRES DE BASE 78
4.3.2 CALCUL DE LA CHARGE DYNAMIQUE EQUIVALENTE 79
4.3.3 DUREE DE VIE NOMINALE EN HEURES 83
4.3.4 AJUSTEMENT 83
ORGANIGRAMME 85
BIBLIOGRAPHIE 90
TABLEAUX DES VALEURS 91
PROGRAMME en ANNEXE

دراسة تحديد أبعاد جسر ذي تصغير مُضاعف
في سلسلة الحركة للشاحنات

الملخص:

تتمثل هذه الدراسة في تحديد أبعاد جسر ذي تصغير مُضاعف، يدخل في تركيب سلسلة الحركة للشاحنات، حيث تم إعداد برمجية معلوماتية لإجراء الحسابات المتعلقة بتحديد العناصر الرئيسية للجسر، بالصفة التي تمكنه من تكييف الشاحنة مع ظروف سير مُعينة.
وقد استعملت نتائج هذه الحسابات لإعداد رسم يمثل هذا الجسر بواسطة قطيعة طولية.

Résumé :

Cette étude consiste ā dimensionner un pont ā double démultiplication, d'une chaîne cinematique d'un véhicule.
Un programme informatique a été élaboré pour effectuer les calculs relatifs ā la détermination des dimensions des organes essentiels de ce pont, de manière ā adapter le véhicule ā des conditions de marche déterminées.
Les résultats de ces calculs ont été exploités pour effectuer un dessin représentant le pont par une coupe longitudinale.

This study consists into dimension a double reduction bridge, of a vehicle cinematic chain.
A computing program was elaborated to do the calculations relating to the determination of the essential component parts of this bridge; so as to adapt the vehicle to determined work conditions. The results of these calculations was used to make a drawing, presenting the bridge by a longitudinal cutting.

chapitre 1

INTRODUCTION

CHAPITRE 1 : INTRODUCTION.

1_1 PRESENTATION ET OBJECTIF DU SUJET :

Le systéme qui assure le mouvement d'un véhicule est composé de deux parties essentielles :

- Le moteur qui assure la propulsion du véhicule.
- La chaîne de transmission, qui assure l'adaptation du mouvement de ce véhicule aux conditions de marche.

Cette chaîne est dans sa configuration générale, composée d'une boîte de vitesses, d'une boîte de transfert et un ou plusieurs ponts identiques.

Les constructeurs de véhicules de transport routier, procédent au couplage des éléments mentionnés ci-dessus pour fabriquer leurs camions.

Ces camions doivent avoir les performances routiéres qui leurs permettront de fonctionner d'une façon satisfaisante dans leurs conditions d'utilisation.

Pour vérifier les performances requises par un véhicule, le constructeur le simule dans des conditions quasi-semblables aux conditions de son utilisation.

Cette simulation peut-être envisagée en deux volets :

- A partir d'un stock comportant tous les éléments nécessaires pour constituer une chaîne de transmission compléte, en plusieurs variantes.

1-2 NÉCESSITÉ D'UN PONT [6]

La transmission de mouvement à partir de la source productrice (le moteur), aux organes utilisateurs (les roues), comporte une série de fonctions dont trois sont remplies par un système appelé "PONT".

Celui-ci représente les fonctions suivantes :

- Permet de transmettre le mouvement de l'arbre moteur, provenant de la boîte de vitesses (ou la boîte de transfert) aux arbres des roues (ou demi-arbres) motrices ; ces deux types d'arbres sont à axes concourants (perpendiculaires), ce qui rend nécessaire la présence d'un couple d'engrenage (pignon d'attaque / couronne) à axe concourant, faisant partie de ce même pont.

- Assure une multiplication du couple moteur provenant de la boîte de vitesses (ou la boîte de transfert), ce qui permet de diminuer la concentration de l'encombrement dans un seul endroit, et ce en réduisant les dimensions des organes constituants la boîte de vitesses.

- Permet au véhicule de traverser les virages où la roue extérieure tourne plus vite que la roue intérieure. Du fait que, la distance parcourue par la première est supérieure à celle parcourue par la seconde roue, pendant un même temps. (fig 1-1).

En effet, dans un virage de rayons R_e et R_i $(R_e > R_i)$

$$N_e = \frac{R_e}{R_i} N_i \left[\frac{tr}{mn}\right] \quad (1.1)$$

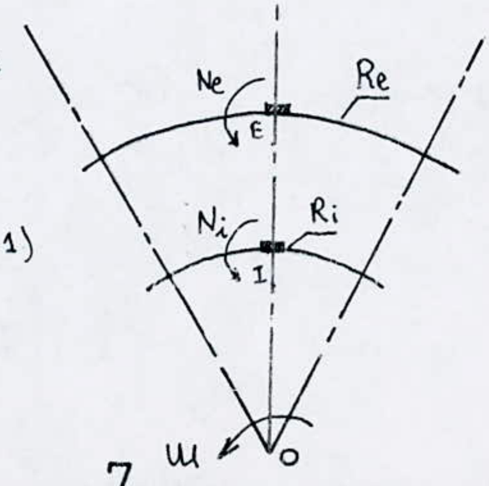


FIG 11

Dans ce cas le constructeur procède au couplage de ces éléments et simule la marche du véhicule correspondant afin de vérifier son aptitude à répondre aux conditions exprimées par l'utilisateur, ou par le biais du service de marketing.

- A partir d'un stock où les éléments nécessaires pour constituer une chaîne de transmission complète, ne sont pas tous disponibles ; l'élément manquant peut-être :

  - Un pont.
  - Une boîte de transfert.
  - Une boîte de vitesses.

Dans ce cas le véhicule sera simulé en deux étapes :

1 - La détermination des caractéristiques de l'élément manquant.
2 - Le couplage de cet élément (représenté par ses caractéristiques cinematiques) avec le reste de la transmission, pour constituer un systeme complet de propulsion et procéder à la simulation du véhicule correspondant.

Les caractéristiques cinematiques déterminées dans la première étape constituent la donnée - condition, pour l'étude dimensionnelle de l'élément manquant, qui consiste pour le travail que nous envisageons : Un Pont.

L'objectif de notre sujet est donc de faire une première approche d'une étude dimensionnelle d'un pont servant à compléter un système de propulsion d'un véhicule de transport.

A cet effet un logiciel sera élaboré pour effectuer les différentes opérations relatives à cette étude.

1.3 CATEGORIES DE PONTS [6]

L'une des fonctions du PONT, comme on le sait, est d'assurer une multiplication du couple, qu'il reçoit de l'élément précédant, dans la chaîne de transmission.

Cette multiplication du couple, correspond à une démultiplication de vitesse exprimée par un rapport de transmission.

Ce rapport peut-être obtenu de trois manières :

- $Q_p = \frac{z_c}{z_p}$ (1.2).

Dans ce cas le pont est dit à simple démultiplication. (fig 1.2)

Le rapport est alors concentré au niveau du différentiel, il est égal au nombre de dent de la couronne sur celui du pignon d'attaque.

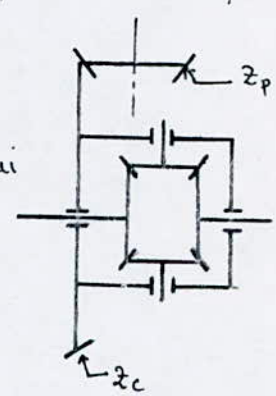


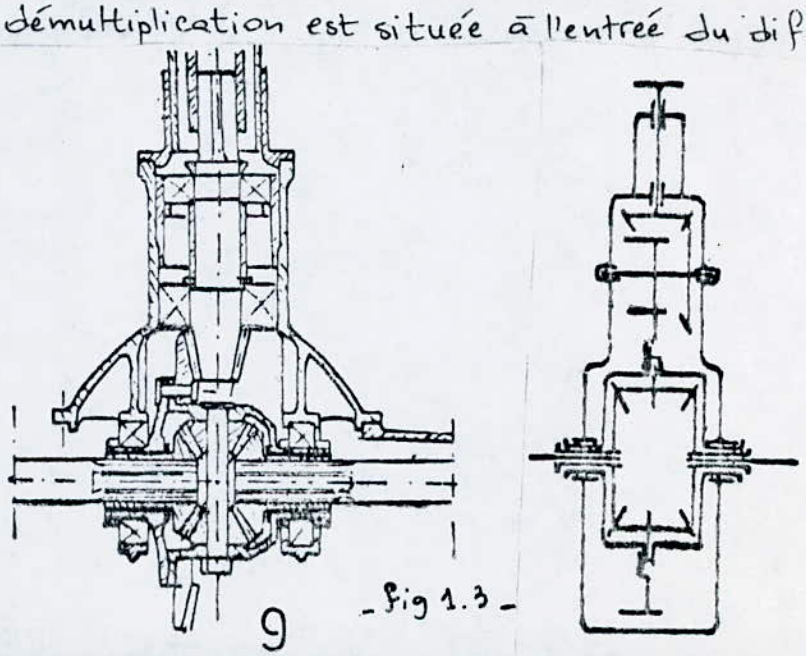
fig 1.2

- Lorsque le rapport est distribué sur deux emplacements, le pont est dit à double démultiplication.

Deux solutions constructives peuvent-être envisagées dans ce cas :

a. La seconde démultiplication est située à l'entrée du différentiel (fig 1.3).

$Q_p = \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}$ (1.3).



- fig 1.3 -

b- La seconde démultiplication est située au niveau des moyeux des roues motrices par un train d'engrenage épicycloï-dal, plan simple (fig 1.4).

$$Q_p = \frac{z_c}{z_p} \cdot \frac{z_a + z_b}{z_a} \quad (1.4).$$

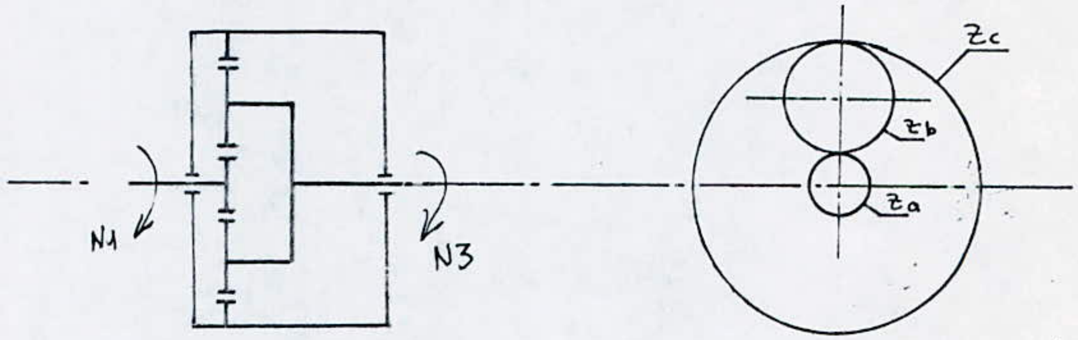


FIG 14

- Lorsque le rapport est distribué sur trois emplacements: (entreé du différentiel, moyeux des roues motrices) le pont est dit ā triple démultiplication.

$$Q_p = \frac{z_2\, z_4}{z_1\, z_3} \cdot \frac{z_a}{z_a + z_b} \quad (1.5). \quad [1]$$

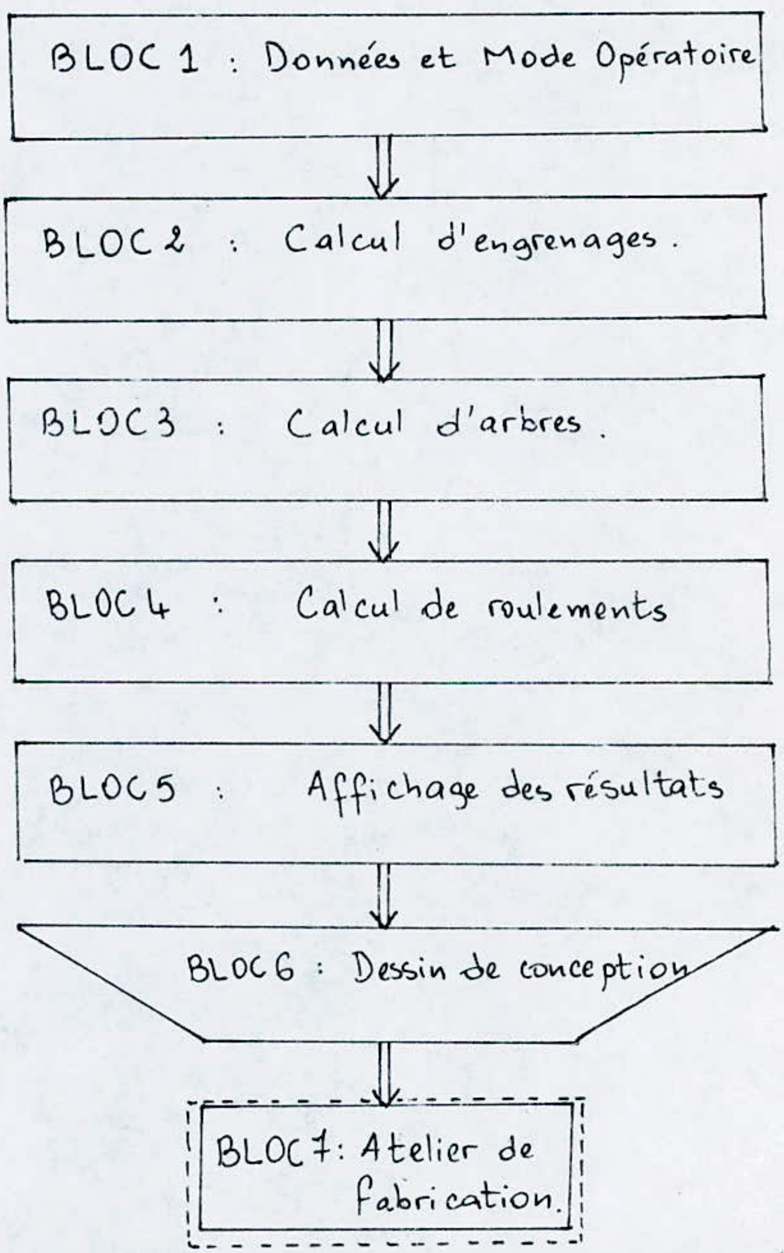
Les ponts ā double et triple démultiplication sont utilisés dans les chaînes de transmission des véhicules lourds, qui exigent une grande multiplication du couple moteur, pour pouvoir grimper les côtes en charge.

1-4 PLAN DU TRAVAIL

L'étude dimensionnelle d'un systeme mécanique, consiste ā déterminer les formes et dimensions des organes qui le constituent dans leur ensemble ; ils sont de trois catégories :

- Les engrenages
- Les arbres
- Les roulements.

Pour réaliser l'objectif de cette étude, nous avons opté pour le plan suivant :



Ce plan constitue une présentation condensée des diffé-

-rentes phases du logiciel associé à cette étude.

- Les blocs 1, 2 et 3, 4 résument l'aspect informatique lié aux chapitres 2, 3 et 4 qui, sous les mêmes titres, font l'objet d'une analyse plus détaillée, permettant d'élaborer les algorithmes qui constituent ce logiciel.

- Le bloc 5 est consacré à l'affichage des résultats qui seront présentés et commentés dans le chapitre 5.

- Le bloc 6 correspond à une étape non informatisée où il s'agira de représenter le systeme par un certain nombre de planches.

- Le bloc 7 rappele la phase de fabrication, qui constitue l'aboutissement à toute étude dimensionnelle.

chapitre 2

CALCUL D'ENGRENAGE

CHAPITRE 2 CALCUL D'ENGRENAGES

2-1 TYPE D'ENGRENAGES

2-1-1 ENGRENAGE PIGNON D'ATTAQUE / COURONNE

On dénombre trois jeux de pignon d'attaque / couronne :

a- Engrenage conique à denture hypoïde utilisé,
- sur voiture ancienne et camion.

b- Engrenage conique à denture spirale (ou spiro-conique) utilisé,
- sur camion seulement.

c- Engrenage à roue et à vis sans fin utilisé,
- sur véhicules lourds, spéciaux, employés sur les chantiers de construction et dont le différentiel requiert un grand rapport de démultiplication.

2-1-2 LE BOITIER DU DIFFERENTIEL [6]

Il est muni d'un flasque sur lequel est boulonnée la couronne, il entoure les satellites et les planétaires. Il sert à les maintenir constamment engrenés. Le boîtier, la couronne, les satellites et les planétaires tournent toujours comme un seul élément dans les roulements du boîtier.

- Les planétaires

Ce sont de petits engrenages coniques à denture droite, montés à l'intérieur du boîtier du différentiel, cannelés aux extrémités intérieures des deux essieux de roues, ils sont placés l'un en face de l'autre et s'engrenent avec les satellites.

- Les satellites :

Ce sont de petits engrenages coniques à denture droite, qui tournent librement sur un arbre monté à l'intérieur du boîtier du différentiel. Ils sont constamment engrenés avec les planétaires. En tournant avec le boîtier, ainsi que leur arbre, ils entraînent les planétaires et les essieux de roues.

2-1-3 TRAIN D'ENGRENAGE (réduction périphérique, au niveau des moyeux)

C'est un train planétaire épicycloïdal, plan simple constitué de deux planétaires et de plusieurs satellites. Le planétaire menant est à denture droite extérieure, le planétaire mené est à denture droite intérieure.
Les satellites sont à denture droite extérieure.

2-2 CALCUL D'ENGRENAGE (dimensions et résistance)

Dans notre étude nous envisageons un pont à double démultiplication, selon la variante de la figure (1.4).
Donc le rapport de transmission, déterminé par la première phase de simulation, sera partagé entre le couple central pignon / couronne et le couple périphérique, situé au niveau des moyeux des roues. On aura donc

$$Q_p = Q_c \, Q_m \quad (2.1)$$ où :

(2.2) $Q_c = \frac{z_c}{z_p}$ sera investi pour le dimensionnement des organes constituants la partie centrale.

(2.3) $Q_m = \frac{z_a + z_b}{z_a}$ sera investi pour le dimensionnement de la partie périphérique.

2-2-1 PARAMÉTRES DE BASE

Le pont travaille en harmonie avec les autres parties de la chaîne cinematique.
Il transmet aux roues le mouvement qu'il reçoit de la boîte de vitesses (ou de la boîte de transfert) ; ce mouvement est caractérisé par :

- Une puissance P [W]
- Un couple M [m.N]
- Une vitesse N [tr/min]

Un rapport de transmission Q_p (réduction de vitesse, ou multiplication du couple). Moyennant ce rapport, le pont transforme ces paramètres, dans le sens de les adapter davantage aux conditions d'utilisation du véhicule.

2-2-2 COUPLE PIGNON D'ATTAQUE / COURONNE

2-2-2-1 CALCUL DE DIMENSIONS DE L'ENGRENAGE (fig 2.1).

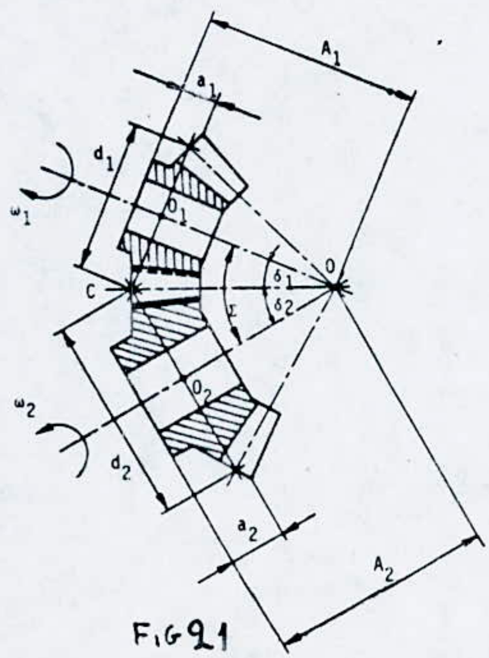


FIG 2.1

- Le module moyen :

$$m_m = 10\sqrt[3]{\frac{11P}{z_1 w_1 K' \sigma_{Rp}}} \qquad (2.4).$$

avec P : puissance [W].

z_1 : nombre de dents de pignon $8 \leq z_1 \leq 16$ (pour camion)

σ_{Rp} : résistance pratique du matériau à utiliser $\left[\frac{N}{mm^2}\right]$ (acier en général)

K' : facteur ou coefficient de largeur de denture.

$K' = 8$ pour denture helicoïdale (notre cas).

$K' = 10$ pour denture droite.

On prendra le module normalisé le plus proche, par excés.

- Les angles primitifs :

$$\delta_1 = \operatorname{arctg} \frac{1}{Q_c} \qquad (2.5)$$

$$\delta_2 = \operatorname{arctg} Q_c \qquad (2.6).$$

- Nombre de dents :

z_1 : adopté ; $z_2 = Q_c\, z_1$ (2.7)

On vérifiera au préalable que z_1 et z_2 sont deux nombres premiers, entre eux, pour la continuité d'engrenement.

- Vitesse de rotation :

w_1 donnée ; $w_2 = \frac{w_1}{Q_c} \left[\frac{rd}{s}\right]$ (2.8)

- Saillie $h_a = m$ (2.9).

- Creux $h_f = \left[\left(\frac{1}{6} \text{ à } \frac{1}{3}\right) + 1\right] m$ (2.10) $\left\{ j = 1, 2 \right.$ 1 pignon ; 2 couronnes

- Diamètres primitifs :

$$d_j = m\, z_j .$$

- Diamètres de têtes :

$$d_{a_j} = d_j + 2 h_a \cos \delta_j$$

- Diamètres de pieds :

$$d_{f_j} = d_j - 2 h_f \cos \delta_j$$

- Diamètres de bases :

$$d_{b_j} = d_j \cos \alpha$$ avec α : angle de pression, on adopte $\alpha = 20°$.

- Diamètres moyens :

$$d_{m_j} = 2 \left(\overline{OC} - 0,5 b \right) \sin \delta_j$$

- Largeur de denture :

$$b = K' m = 8\, m .$$

- Longueur de la génératrice :

$$\overline{OC} = \frac{d_j}{2 \sin \delta_j}$$

- Angles de tête $\quad \delta_{a_j} = \delta_j + \mathrm{arctg} \left(\frac{h_a}{\overline{OC}} \right)$

- Angles de pieds $\quad \delta_{f_j} = \delta_j - \mathrm{arctg} \left(\frac{h_f}{\overline{OC}} \right)$.

2-2-2-2 CALCUL D'ENGRENEMENT [1]

Pour étudier la continuité d'engrenement, les interférences et la correction d'engrenage, on utilisera la méthode de Tredgold.

- DESCRIPTION DE LA METHODE DE TREDGOLD (fig 2.2) et (fig 2.3).

Les deux roues coniques conjuguées sont coupées par une sphère de rayon $\overline{OC}$, suivant leurs diamètres d_1 et d_2 y compris le point (C) sur leur génératrice commune $\overline{OC}$.

L'intersection entre la sphère et les axes des deux cônes conjugués fixe les points O_1 et O_2, qui sont les sommets de cônes complémentaires ayant pour bases les cercles primitifs de diamètres d_1 et d_2.

L'engrenement entre le pignon (1) et la roue (2) s'effectue suivant les sections sphériques, dans un espace restreint autour du point (C); au voisinage duquel, les cônes complémentaires s'écartent très peu de la sphère; si l'on y remplace les sections sphériques par des sections coniques.

FIG23

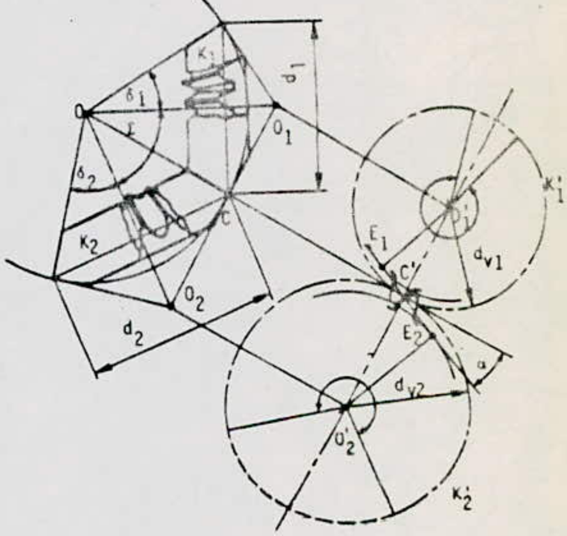
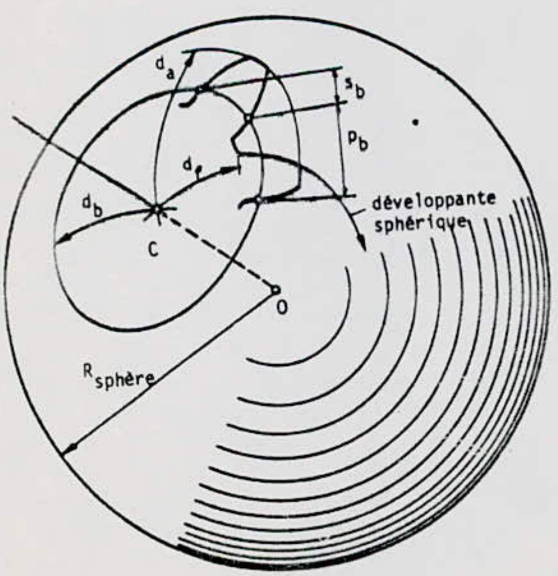


FIG22



Les sections coniques sont développables (ce qui n'est pas le cas pour la sphère), ce qui permet d'effectuer leur tracé dans le plan perpendiculaire à la génératrice commune de l'engrenage $\overline{OC}$ et ainsi, on trouve les secteurs circulaires correspondants, limités par les cercles K_1' et K_2' de centres O_1' et O_2' tangent en (C') et tel que leurs largeurs soient identiques à celles respectivement des circonférences K_1 et K_2.

Les roues imaginaires ainsi obtenues, sont appelées "roues cylindriques équivalentes". Leurs diamètres primitifs sont alors

$$d_{v_j} = \frac{d_j}{\cos \delta_j} \qquad (j = 1,2).$$

Le nombre de dents équivalent :

$$z_{v_j} = \frac{z_j}{\cos \delta_j} \qquad (j = 1,2).$$

Le rapport de transmission équivalent :

$$Q_{Lv} = Q_c^2.$$

Ainsi on utilisera ces valeurs imaginaires (comme s'il s'agissait d'un engrenage parallèle à denture hélicoïdale) pour la correction de dentures.

2-2-2-3 CORRECTION DE DENTURE [1]

- Déport minimal pour éviter un taillage avec interférence de dentures :

$$x_j = \frac{z_{Blin} \cos \delta_j - z_j}{z_{Blin} \cos \delta_j}$$

avec $z_{Blin} \geqslant \dfrac{2 \cos \beta}{\sin^2 \alpha}$: nombre de dents limite.

Cette correction concerne la roue dentée, isolé, en réalité, il est nécessaire de considérer le travail simultané des deux roues engrenées, car la correction de profil d'une roue rend indispensable la correction de roue conjuguée, ce qui change les conditions de travail (d'engrenement); deux cas de correction peuvent se pré-senter :

- Correction sans variation d'entraxe :

si $z_1 + z_2 \geqslant 2 z_{Blim}$

on calcule dans ce cas, le déport x_1 du pignon :

$$x_1 = \frac{z_{Blim} \cos \delta_1 - z_1}{z_{Blim} \cos \delta_1}$$

et on prendra $x_2 = - x_1$

car $\sum x_j = x_1 + x_2 = 0$

- Correction avec variation d'entraxe :
  - On doit donner alors l'entraxe de fonctionnement (a')
  - On tire l'angle de pression de fonctionnement (α')

$$\alpha' = \arccos \left(\frac{a}{a'} \cos \alpha \right).$$

La somme de déport sera alors :

$$x_1 + x_2 = \frac{1}{2 \operatorname{tg} \alpha} \left(z_1 + z_2 \right) \left(\operatorname{inv} \alpha' - \operatorname{inv} \alpha \right).$$

avec $\operatorname{inv}(x) = \operatorname{tg} x - \frac{\pi x}{180}$ (x : angle en degré).

Le déport x_1 est calculé alors par la formule empirique proposée par L'ISO.

$$x_1 = \lambda \frac{z_2 - z_1}{z_2 + z_1} + \left(x_1 + x_2 \right) \frac{z_1}{z_2 + z_1}$$

avec $0,5 \leqslant \lambda \leqslant 0,75$ on prendra $\lambda = 0,75$.

et $x_2 = (x_1 + x_2) - x_1$.

On effectuera alors une diminution pour l'engrenage de fonctionnement.

$$d' = d_j \frac{a'}{a}$$

$$d'_{b_j} = d_{b_j}$$

$$m' = \frac{d'_j}{z_j}$$

$$C'_j = 0,25\, m'$$

$$d'a_j = m\,[\,z_j + 2\,(1 + x_j - K)\,]$$
$$d'_{f_j} = m\,[\,z_j - 2\,(1 + C - x_j)\,]$$
$$h'_j = 0,5\,(d'_{a_j} - d'_{f_j}).$$

$$b' = 8\, m'$$
$$\alpha'_{a_j} = \arccos\left(\frac{d'_{b_j}}{d'_{a_j}}\right).$$

Pour le cas de correction avec variation d'entraxe, on vérifiera la condition suivante, qui permet d'éviter l'interférence entre extrémité de dent de la roue et la surface de recordement (la trochoïde) du pignon,

$$d_{a_2} \leqslant z_2\, m \cos\alpha \sqrt{1 + \left[\frac{z_1}{z_2}\left(tg\alpha' - tg\alpha\right) + tg\alpha' + 4\,\frac{1 + x_1}{z_2 \sin 2\alpha}\right]^2}$$

et entre l'extrémité d'une dent de pignon et la surface de raccord-

-ement de la roue :

$$d_{a_1} \leqslant z_1 \, m \cos\alpha \sqrt{1+\left[\frac{z_2}{z_1}\left(tg\alpha' - tg\alpha\right) + tg\alpha' + 4\,\frac{1+x_2}{z_1 \sin 2\alpha}\right]^2}$$

Remarque concernant l'entraxe :

- L'entraxe (a) est calculé en éléments virtuels (Tredgold).

$$a = \frac{z_{v_1} + z_{v_2}}{2}\, m$$

- L'entraxe (a') de fonctionnement est la somme des rayons primitifs réels (sur le dessin de conception) divisé chacun par l'angle primitif lui correspondant (Tredgold).

- Rapport de conduite de l'engrenage ε_γ

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$$

ε_α : rapport de conduite :

$$\varepsilon_\alpha = \sum_{j=1}^{2} \frac{z_j}{2\pi}\left(tg\,\alpha_{a_j} - tg\,\alpha'\right) / \cos\beta \quad (\beta = 30°;\ \text{adopté}).$$

ε_β : rapport de recouvrement :

$$\varepsilon_\beta = \frac{b' \sin\beta}{\pi m'}$$

(pour correction sans variation d'entraxe $\alpha' = \alpha$ et $m' = m$).

- Méthode pratique pour le calcul des déports :

  - Cas avec variation d'entraxe.

Soit $B_v = \frac{a'}{a} - 1$.

On tire alors de la figure (2.4) la valeur :

$$B = 2\,\frac{x_1 + x_2}{z_2 + z_1}$$

ce qui donne : $(x_1 + x_2)$

d'où $$x_1 = \lambda\,\frac{z_2 - z_1}{z_2 + z_1} + (x_1 + x_2)\,\frac{z_1}{z_2 + z_1} \qquad (\lambda = 0{,}75).$$

2-2-2-4 CALCUL DE DENTURE (selon HENRIOT) [1]

1- Tenue à la rupture :

a- Effort tangentiel admissible :

$$F_{R\,tadm} = \sigma_{blim}\; b \cdot m' \,\frac{K_v\, K_{bL}\, K_m K_A}{Y_\varepsilon\, Y_F\, Y_B}\left(\frac{\overline{OC} - b}{\overline{OC}}\right)$$

1- K_v : facteur de vitesse :

facteur dynamique qui fait intervenir les surcharges dues à l'effet combiné des erreurs de denture et de la vitesse, compte tenu des inerties de la transmission.

Il y a quatre classes de précisions adoptées :

Classe I : Denture de très grande précision,

$$v_t \simeq 100\ \frac{m}{s} \Rightarrow K_v = \frac{30}{30 + \sqrt{v_t}}$$

Classe II : Denture de précision,

Soit $B_v = \frac{a'}{a} - 1$.

on tire alors de la figure (2.4) la valeur :

$$B = 2\,\frac{x_1 + x_2}{z_2 + z_1}$$

ce qui donne : $(x_1 + x_2)$

d'où $$x_1 = \lambda\,\frac{z_2 - z_1}{z_2 + z_1} + (x_1 + x_2)\frac{z_1}{z_2 + z_1} \quad (\lambda = 0{,}75).$$

2-2-2-4 CALCUL DE DENTURE (selon HENRIOT) [1]

1- Tenue à la rupture :

a. Effort tangentiel admissible :

$$F_{R\,tadm} = \sigma_{blim}\; b \cdot m'\,\frac{K_v\,K_{bL}\,K_m K_A}{Y_\varepsilon\,Y_F\,Y_B}\left(\frac{\overline{OC} - b}{\overline{OC}}\right)$$

1- K_v : facteur de vitesse :

facteur dynamique qui fait intervenir les surcharges dues à l'effet combiné des erreurs de denture et de la vitesse, compte tenu des inerties de la transmission.

Il y a quatre classes de précisions adoptées :

Classe I : Denture de très grande précision,

$$v_t \simeq 100\ \frac{m}{s} \Rightarrow K_v = \frac{30}{30 + \sqrt{v_t}}$$

Classe II : Denture de précision,

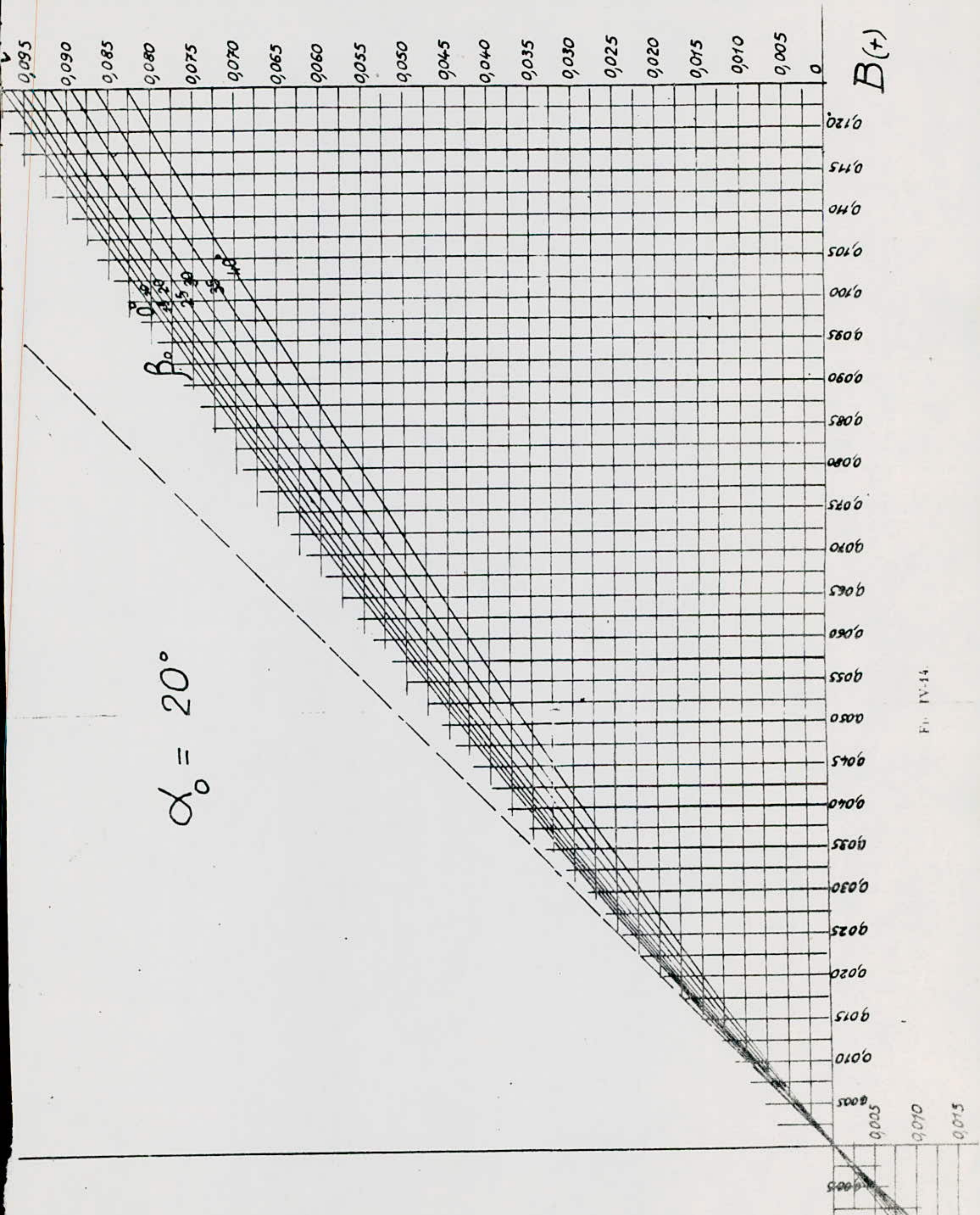


FIG 24

$$v_t \leqslant 50 \left[\frac{m}{s}\right] \Rightarrow K_v = \frac{12}{12 + \sqrt{v_t}}$$

Classe III : Denture de bonne qualité commerciale,

$$v_t \leqslant 20 \frac{m}{s} \Rightarrow K_v = \frac{6}{6 + \sqrt{v_t}}$$

Classe IV : Denture de qualité médiocre,

$$v_t \leqslant 10 \frac{m}{s} \Rightarrow K_v = \frac{3}{3 + \sqrt{v_t}}$$

avec $v_t = \omega_j \frac{d_{mj}}{2}$
(tangentielle)

Pour le cas du pont on adoptera la classe III, donc :

$$K_v = \frac{6}{6 + \sqrt{v_t}}$$

2- K_A : Facteur de service

Il est introduit pour tenir compte de la nature de l'organe moteur et de l'organe récepteur.

- Pour engrenage spiro-conique, avec fonctionnement pratiquement sans chocs et une durée de fonctionnement jusqu'à douze (12) heures par jour :

$K_A = 0,67$ (cas des satellites et planétaires du différentiel).

3- K_{bL} : facteur de durée :

Il met en évidence la relation entre la

contrainte admissible et le nombre de cycle mis en charge (fig2.5)

$K_{bL} = 1$ (pour le cas pignon d'attaque / couronne et pour le cas des satellites et planétaires du différentiel).

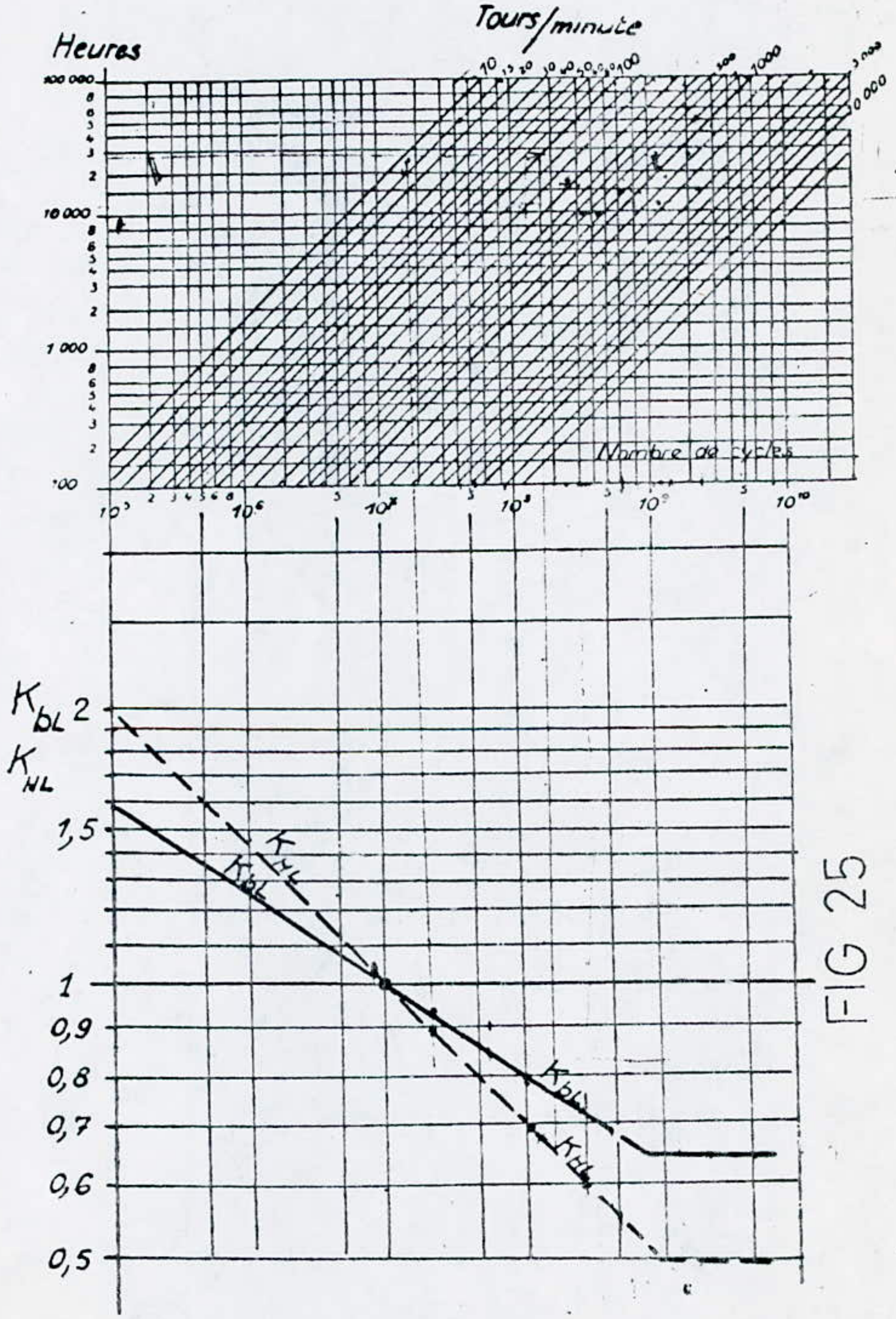


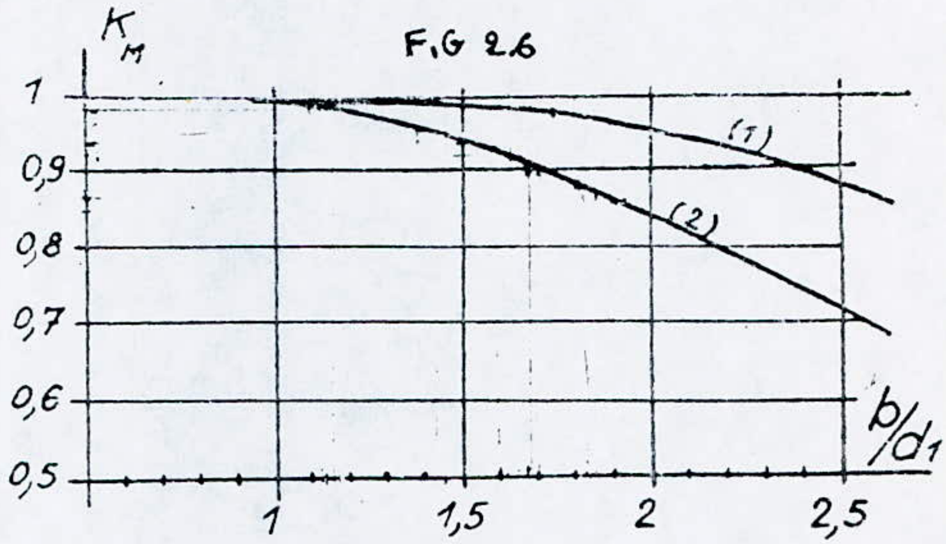
FIG 25

4- K_M : facteur de portée (fig 2.6)

Selon Gleason,

$$0{,}8 \leq K_M \leq 0{,}9$$

on adoptera $K_M = 0{,}85$.



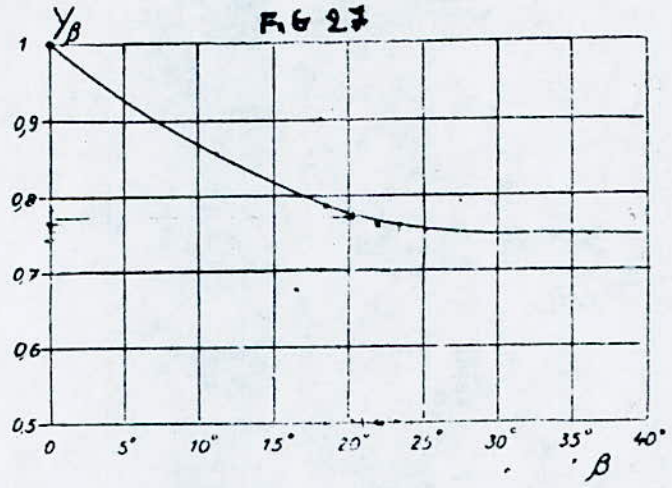
5- Y_ε : facteur de conduite :

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon\alpha}$$

6- Y_β : facteur d'inclinaison:

Pour une bonne utilisation de la denture helicoïdale, ε_β doit être supérieur à 1 ($\varepsilon_\beta \geqslant 1$), c'est une condition nécessaire.

on tire Y_β de la (fig 2.7).



7- Y_f : facteur de forme :

Il tient compte de la forme de la denture.

$Y_f = 2.1$ (adoptée).

8- σ_{blim} : contrainte de base admissible :

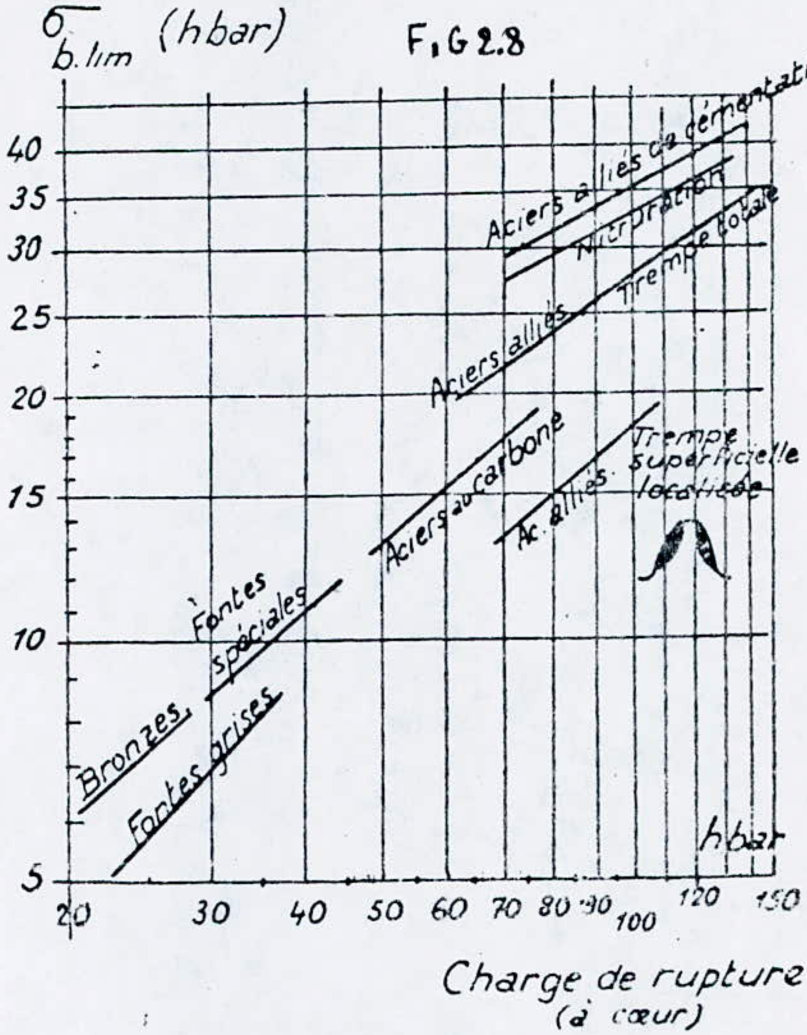
On la tire de la figure (2.8), connaissant σ_{RP} du matériau.

b- Puissance admissible :

$$P_{radm} = \frac{10^{-6}}{1{,}96} \sigma_{blim}\, b\, \frac{m'^2}{\cos\beta}\, n_1\, z_1\, \frac{K_V K_{bL} K_M K_A}{Y_\varepsilon Y_F Y_\beta} \left(\frac{\overline{OC} - b}{\overline{OC}} \right)$$

avec n_1 : nombre de tr/min du pignon.

F.G 2.8



2- Tenue à la pression superficielle :

a- Effort tangentiel admissible :

$$F_{Htadm} = \sigma_{Hlim}^{2} \, b - d_1 \quad C_r \, \frac{K_v \, K_{HL} \, K_M \, K_A}{Z_\varepsilon^2 \, Z_\beta^2 \, Z_c^2} \left(\frac{\overline{OC} - b}{\overline{OC}} \right)$$

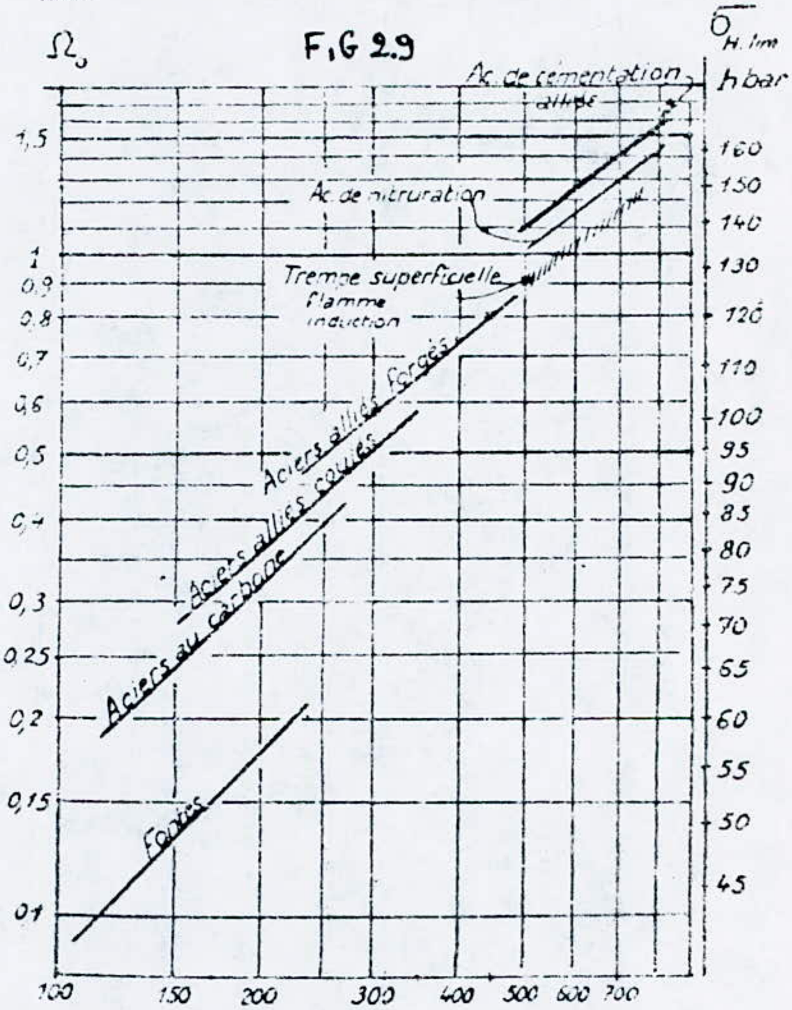
1- C_r : facteur de rapport :

$$C_r = \frac{Q}{Q+1} \quad \text{(pour engrenage extérieur)}$$

$$C_r = \frac{1}{Q-1} \quad \text{(pour engrenage intérieur)}.$$

2- $\sigma_{H\,lim}$: Pression superficielle limite de base (fig2.9).

F,G 2.9



3- Z_E : facteur matériau :

$Z_E = \sqrt{0{,}35\,E}$: E → Module d'élasticité longitudinal pour aciers

$E = 2200 \ \frac{daN}{mm^2}$

4- Z_β : facteur de longueur de contact :

$$Z_\beta = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$$

5 - Z_c : facteur géométrique :

$$Z_c = \sqrt{\frac{\cos \beta b}{\sin \alpha \cos \alpha}}$$

avec $\beta_b = \operatorname{arctg} \frac{\sin \beta}{\sqrt{\cos^2 \beta + tg^2 \alpha}}$: angle d'hélice de base.

6 - K_{HL} : facteur de durée :

On adoptera $K_{HL} = 1$.

b - Puissance admissible :

$$P_{H\,adm} = F_{H\,adm}\, d_1\, n_1 \,\frac{10^{-6}}{1{,}96}$$

avec n_1 : $\frac{tr}{min}$ nombre de tour / minute du pignon.

La puissance admissible, qu'on considérera, est celle à la pression superficielle, si celle-ci est inférieure à la puissance de transmission, on changera de matériau (on prendra un matériau plus résistant).

Si c'est celle à la rupture, qui est inférieure, on diminuera le module. Si c'est les deux, on jouera sur les deux paramètres ensembles.

2-3 CALCUL D'ENGRENAGE DU DIFFERENTIEL [1]

Le différentiel n'intervient pas dans la réduction du moment, son rôle, comme on le sait, (cf: 1.2) est de permettre aux deux roues de tourner à des vitesses différentes ; lors des virages. C'est un train épicycloïdal sphérique simple, on l'assimelera à un train planétaire plan (fig 2.10) et (fig 2.10 bis).

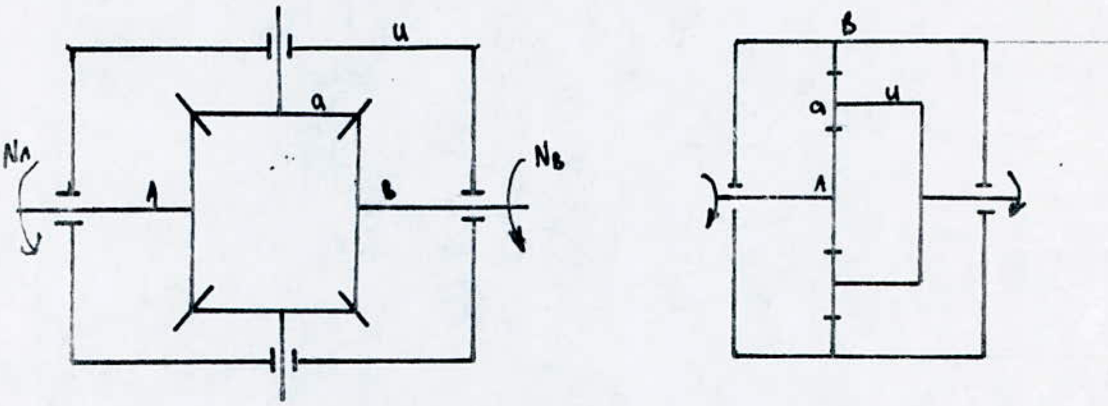
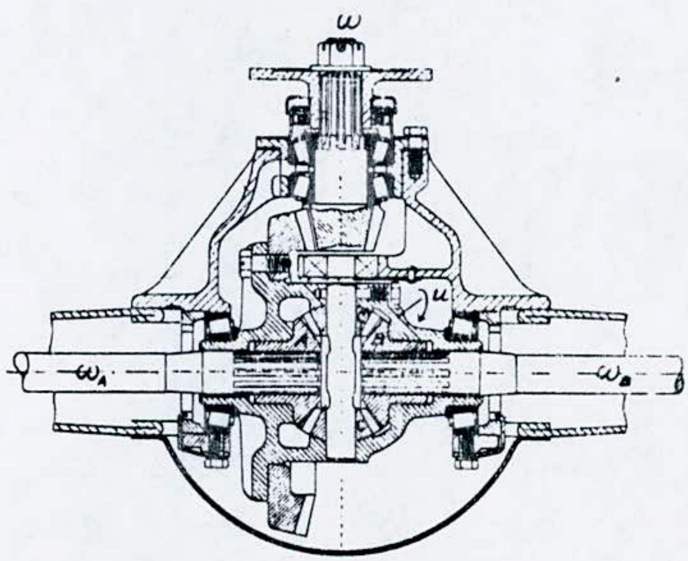


FIG 2-10

FIG 210 bis



Soit a : satellite.

A : planétaire menant.

B : planétaire mené.

U : chassis (boîtier du différentiel).

- Vitesse angulaire du planétaire menant :

$$\omega_A = \frac{\omega_1}{Q_c} \left[\frac{rd}{s}\right]$$

- Vitesse angulaire du chassis :

$$U = \omega_A .$$

a - Raison du train :

(On imaginera le chassis fixe en communiquant à l'ensemble une rotation $-U$).

La formule de Willis donne :

$$r = \frac{\omega_A - U}{\omega_B - U} = (-1)^m \frac{z_B \cdot z_a}{z_A \cdot z_a}$$

m : nombre de contacts intérieurs.

z_B : nombre de dents du planétaire B.

z_A : nombre de dents du planétaire A.

z_a : nombre de dents du satellite.

donc

$$r = -\frac{z_B}{z_A} = -1$$ car les planétaires A et B sont identiques.

et $z_A = z_B$.

b - Nombre de dent :

Pour le choix du nombre de dents z_A et z_B se fait selon la relation ;

$$Z_A + Z_B = \text{multiple de } q \quad (q : \text{nombre de satellites}).$$

qui exprime la condition nécessaire et suffisante pour réaliser un engrenement correct.

C- Pour calculer les dimensions de l'engrenage, constitué par les satellites et planétaires.

On doit déterminer préalablement les vitesses des différents éléments, ainsi que les réactions sur les dentures, pour l'estimation du module d'engrenage.

1- Les réactions sur les dentures :

Le train est en équilibre si :

$$M_A + M_B + M_u = 0 .$$

avec
$$\left.\begin{array}{l} M_A : \text{couple appliqué sur le planétaire } A \\ M_B : \text{couple appliqué sur le planétaire } B \\ M_u : \text{couple appliqué sur le chassis } u \end{array}\right\} \text{(fig 2.11)}$$

ou bien avec la somme des puissances :

$$M_A\, w_A + M_B\, w_B + M_u\, w_u = 0$$

tout en sachant que,

$$w_A + w_B = 2u \quad (\text{et ce en ligne droite ou en courbe-virage -})$$

avec $w_A = u$ (en ligne droite).

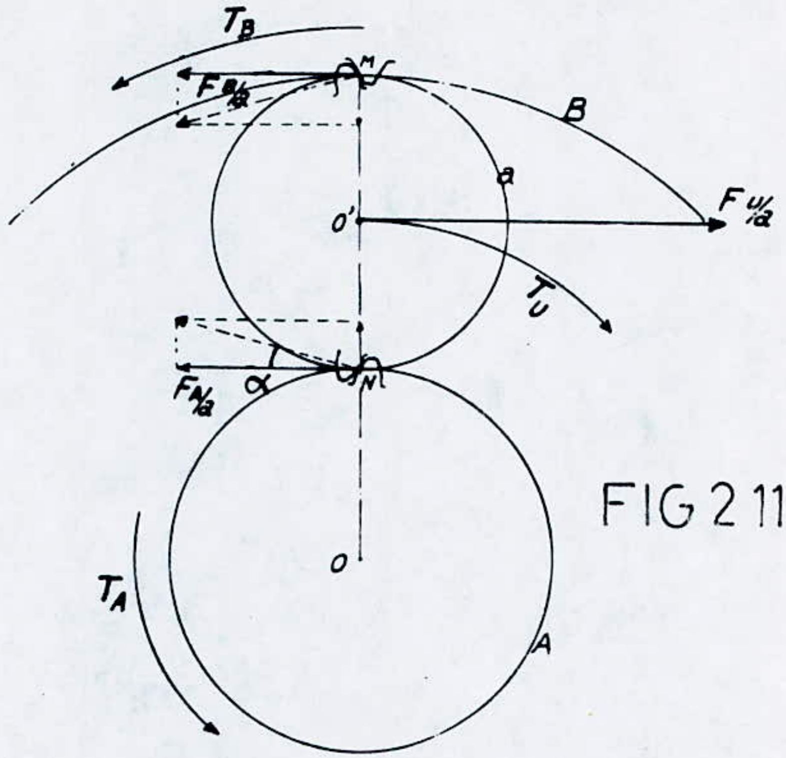


FIG 2 11

donc $\omega_A = \omega_B = U$.

- Pour la détermination de la vitesse ω_a du satellite, on déduira avant le nombre de dents de ce dernier de la formule du module du planétaire, qui est le même que celui du satellite.

- Communiquons à l'ensemble (train) une rotation $(-U)$; façon de dire que le chassis est fixe (fictivement).

$$M_A \, \omega_A + M_B \, \omega_B = 0 .$$

Donc $\quad M_A = -\dfrac{\omega_B}{\omega_A} M_B = -(-1) M_B = M_B$

et

$$M_u = -M_A \left(1 - \frac{z_B}{z_A}\right) = -2M_A = -2M_B .$$

- M_B et M_A sont toujours de même sens.

- M_u est aussi de même sens que M_A et M_B ; Ceci dans le cas où le véhicule roule en ligne droite (car les satellites dans ce cas sont fixes) ;

- Dans le cas où le véhicule entame une courbe (virage) $W_A = \text{ou} \neq u$ (W_A est égal ou différent à u), la vitesse du planétaire menant W_A peut-être égale ou différente à la vitesse du chassis u, qui lui est solidaire avec la couronne.

Le couple M_u se trouve alors de sens contraire à M_A et M_B ; dans le calcul qui suivra, on considérera cette dernière éventualité, appliquée au train équivalent (fig 2.11).

Calculons la force tangentielle $F_{B/a}$ ou $F_{A/a}$ exercée par (B) ou (A) sur l'un des deux Satellites (a), ainsi que $F_{u/a}$ exercée par le chassis (u) sur (a).

Soit alors le rayon (r) primitif du satellite :

- en équilibre :

1- $F_{u/a} = F_{B/a} + F_{A/a}$

2- Par rapport au point M

$$F_{u/a} \cdot r - F_{A/a} \cdot 2r = 0 \implies F_{u/a} = 2F_{A/a}$$

3- Par rapport au point N

$$F_{u/a} \cdot r - F_{B/a} \cdot 2r = 0 \Rightarrow F_{u/a} = 2 F_{B/a}.$$

$$② + ③ \Rightarrow F_{A/a} = F_{B/a} = \frac{1}{2} F_{u/a}$$

On détermine alors, l'une des forces en connaissant le couple moteur. Dans notre cas c'est le couple exercé <u>sur</u> le planétaire menant (A) et qui est égal au couple exercé <u>par</u> la couronne qui elle même est solidaire du chassis (U) donc :

$$M_u = M_p \, Q_c = M_c \, .$$

M_p : couple appliqué à l'entrée du pignon d'attaque

$$M_p = \frac{P}{\omega_1} \quad [N.m].$$

Q_c : rapport de transmission central (cf : 2.2).

M_c : moment ou couple appliqué par la couronne.

Donc le couple appliqué par le planétaire menant (A) sur le satellite (a) est par déduction de ② ou ③

$$M_A = \frac{1}{2} M_u .$$

- Le couple nous permet alors d'estimer le module de l'engrenage planétaire - satellite,

$$m = 10 \sqrt[3]{\frac{11 \, M_A}{K \, Z_A \, \sqrt{\sigma_{Ap}}}}$$

$K = 10$ (coefficient de largeur de denture).

σ_{Rp} = contrainte de rupture pratique du matériau.

- Le couple appliqué sur la denture du satellite est :

$$M_a = \frac{1}{2} M_u$$

pour le même module, on en déduira le nombre de dent du satellite.

$$Z_a = \frac{11000\, M_a}{K\, \sigma_{Rp}\, m^3}$$

connaissant alors :

m : le module (du satellite et du planétaire).

Z_A, Z_b, Z_a : les nombres de dent.

On peut alors entamer le calcul des dimensions des satellites et planétaires ; ce calcul est le même que celui déjà fait pour le pignon d'attaque et la couronne ; seulement dans ce cas $\beta = 0$ et la correction de denture se fait sans variation d'entraxe.

d_ Calcul de denture :

Le calcul de denture se fait à la rupture et à la pression superficielle, comme pour le cas du pignon d'attaque et de la couronne ; d'ailleurs on utilisera les mêmes formules en considérant un angle $\beta = 0°$.

- Les valeurs qu'on adoptera pour les différents facteurs sont les suivants :

1- facteur de vitesse :

$$K_v = \frac{6}{6 + \sqrt{v_t}}$$

v_t : vitesse tangentielle du planétaire A.

$v_t = \omega_A \, r_{mA}$

2- facteur de service :

$$K_A = 0,67.$$

(fonctionnement avec chocs modérés pour une durée moyenne de 12 heures / jour.)

3- facteur de durée :

$$K_{bL} = 1 \qquad (\text{fig } 2.5).$$

4- facteur de portée : (fig 2.6) $0,8 \leq K_M \leq 0,9$.

5- facteur de conduite :

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha}$$

6- facteur d'inclinaison :

Y_β (fig 2.7).

7- Facteur de forme :

$$Y_F = 2,1 \qquad \text{(adopté)}.$$

Les autres facteurs sont inchangés.

2-4 CALCUL D'ENGRENAGE DU TRAIN PLANÉTAIRE PLAN AU NIVEAU DU MOYEU DES ROUES MOTRICES (fig 2.12) et (fig 2.12 bis). [1]

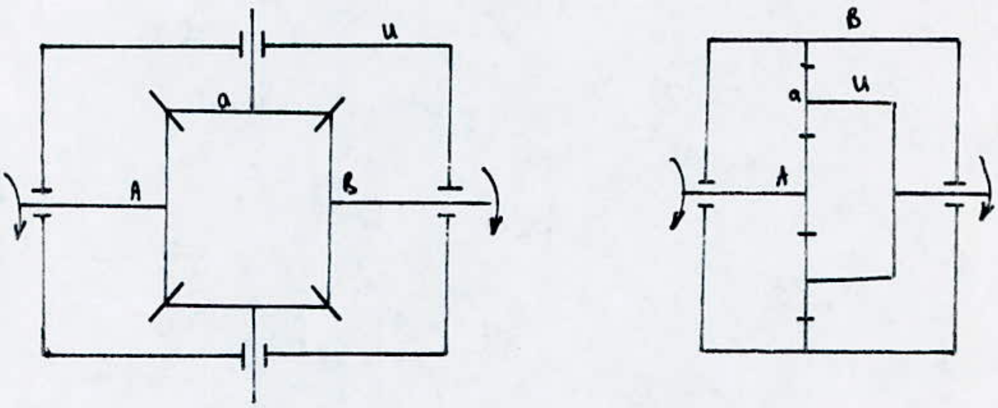
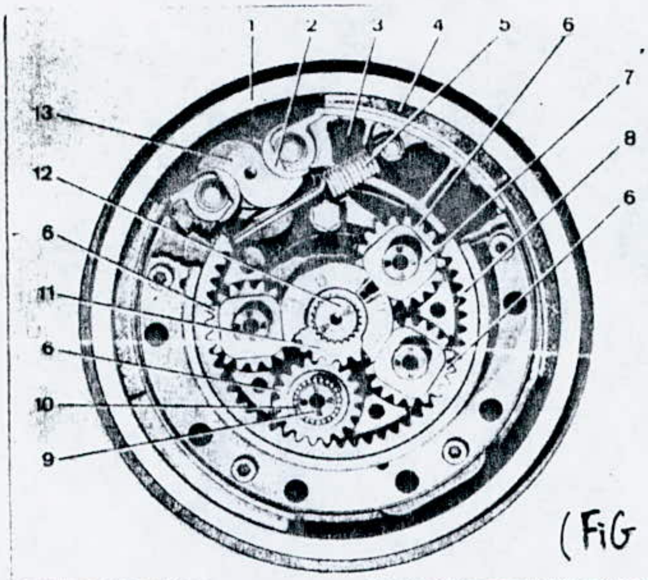


FIG 2 12

Comme on peut le remarquer, ce train planétaire est identique au train planétaire équivalent du différentiel étudié en (2-3).

- Ce train est utilisé dans les ponts à double démultiplication, c'est un train épicycloïdal plan simple.
- Le planétaire A est menant ; la couronne B est fixe, le chassis U est l'organe mené (sortie)
- La couronne B est à denture intérieure droite.
- Le planétaire (A) et les satellites (a) sont à denture extérieure droite.



Coupe d'un moyeu de roue avec réducteur à train planétaire.
1. Tambour. - 2. Galet. - 3. Mâchoire de frein. - 4. Garniture. - 5. Ressort de rappel. - 6. Satellites. - 7. Rondelle de butée. - 8. Couronne. - 9. Axe de satellite. - 10. Aiguilles. - 11. Planétaire. - 12. Arbre de roue. - 13. Came de frein.

(FIG 2.12 bis)

2_4_1 CALCUL DE DIMENSIONS

a_ Les paramètres de base sont :

\- Le rapport ou raison du train

$$Q_m = \frac{z_A + z_B}{z_A}$$

\- Le couple appliqué sur le planétaire A :

$$M_A = M_p \, Q_c$$

(M_p : couple sur le pignon d'attaque).

\- La vitesse angulaire du planétaire A :

$$\omega_A = \omega_e .$$

b_ Le choix du nombre de dents :

1_ Planétaires :

$$z_A + z_B = \text{multiple de } q ,$$

q : nombre de satellites, on peut prendre $q = 3$

2 - Satellite :

$$z_a = z_A \quad (Qm - 1).$$

C - Les vitesses : (fig 1.4).

- Vitesse du planétaire A :

$$\omega_A = \omega_2$$

- Vitesse du chassis 4 :

selon Willis

$$\frac{\omega_B - 4}{\omega_A - 4} = -\frac{z_A}{z_B}$$

donc : la vitesse est :

$$4 = \frac{\frac{z_A}{z_B}\omega_A}{1 + \frac{z_A}{z_B}} = \frac{\omega_A}{1 + \frac{z_B}{z_A}}$$

dans notre cas $\frac{z_B}{z_A} = 1 \Rightarrow 4 = \frac{\omega_A}{1}$

d - Les réactions :

La même étude que pour le différentiel

- le module :

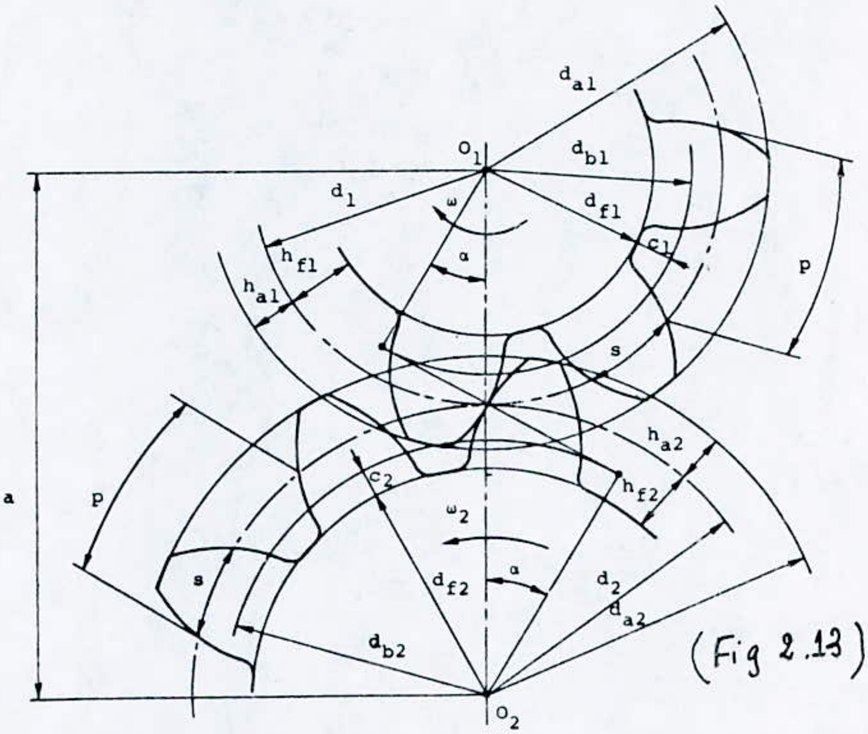
$$m = 10\sqrt[3]{\frac{11 M_A}{K z_A \sqrt{R_p}}}$$

- z_A et z_B : sont connus.

- z_a : déduit.

On peut alors commencer le calcul de dimension du planétaire A et des satellites.

- Les grandeurs géométriques : (fig 2.13).



(Fig 2.13)

- module m
- nombre de dents z_j $\left(j = \begin{matrix} 1 \rightarrow \text{Planétaire A} \\ 2 \rightarrow \text{satellite a} \end{matrix} \right)$

- pas primitif $P = \pi m$.
- angle de pression $\alpha = 20°$.
- pas de base $P_b = P \cos\alpha$.
- diamètre primitif $d_j = z_j\, m$.
- diamètre de base $d_{b_j} = d_j \cos\alpha$.
- diamètre de tête $d_{a_j} = (z_j + 2)\, m$.
- diamètre de pieds $d_{f_j} = (z_j - 2{,}5)\, m$.
- hauteur de dent $h_j = 2{,}25$.
- Epaisseur curviligne de la dent sur le cercle primitif
$S = 0{,}5\, \pi m$.

- Saillie $h_{a_j} = m$
- Creux $h_{f_j} = 1{,}25\, m$
- vide ā fond de dent $C_j = 0{,}25\, m$
- largeur de denture $b = 10\, m$
- entraxe $a = \frac{Z_1 + Z_2}{2}\, m$
- angle au sommet de la dent

$$\alpha_{a_j} = \arccos\left(\frac{d_{b_j}}{d_{a_j}}\right)$$

- longueur d'approche

$$g_2 = \frac{d_{b_2}}{2}\left(tg\alpha_{a_2} - tg\alpha\right).$$

- longueur de retraite

$$g_1 = \frac{d_{b_1}}{2}\left(tg\alpha_{a_1} - tg\alpha\right).$$

- longueur de conduite

$$g = g_1 + g_2$$

- Rapport de conduite

$$\varepsilon = \frac{g}{P_b} = \frac{g_1 + g_2}{\pi m \cos\alpha}$$

2-4-2 CORRECTION DE DENTURE :

- Nombre de dents limite :

$$Z_{lim} \geqslant \frac{2}{\sin^2\alpha}$$

- Déport : $X_1 = \frac{Z_{lim} - Z_1}{Z_{lim}} = -X_2$

(car on fera une correction sans variation d'entraxe).

- La nouvelle saillie :

$$h_{a_j} = m\,(1 + x_j)$$

- Le nouveau creux :

$$h_{f_j} = m\,(1{,}25 - x_j)$$

- La nouvelle épaisseur de dent sur le cercle primitif

$$S_j = m\left(\frac{\pi}{2} + 2\,x_j\,tg\alpha\right).$$

2-4-3 CALCUL DE DIMENSION DE L'ENGRENAGE INTÉRIEUR [3]

couronne B (fig 2.14).

- m : connus
- z_B : Connus.

a- Les grandeurs géométriques :

Les mêmes que pour denture extérieure

sauf :

$$d_{a_2} = (z_2 - 2)\,m$$

(l'indice 2 correspond à la couronne "B")
(l'indice 1 correspond au satellite "a")

$$d_{f_2} = (z_2 + 2{,}5)\,m$$

$$a = \frac{z_2 - z_1}{2}\,m$$

$$\varepsilon = \frac{z_1}{2\pi}\left(tg\alpha a_1 - tg\alpha\right) + \frac{z_2}{2\pi}\left(tg\alpha - tg\alpha a_2\right)$$

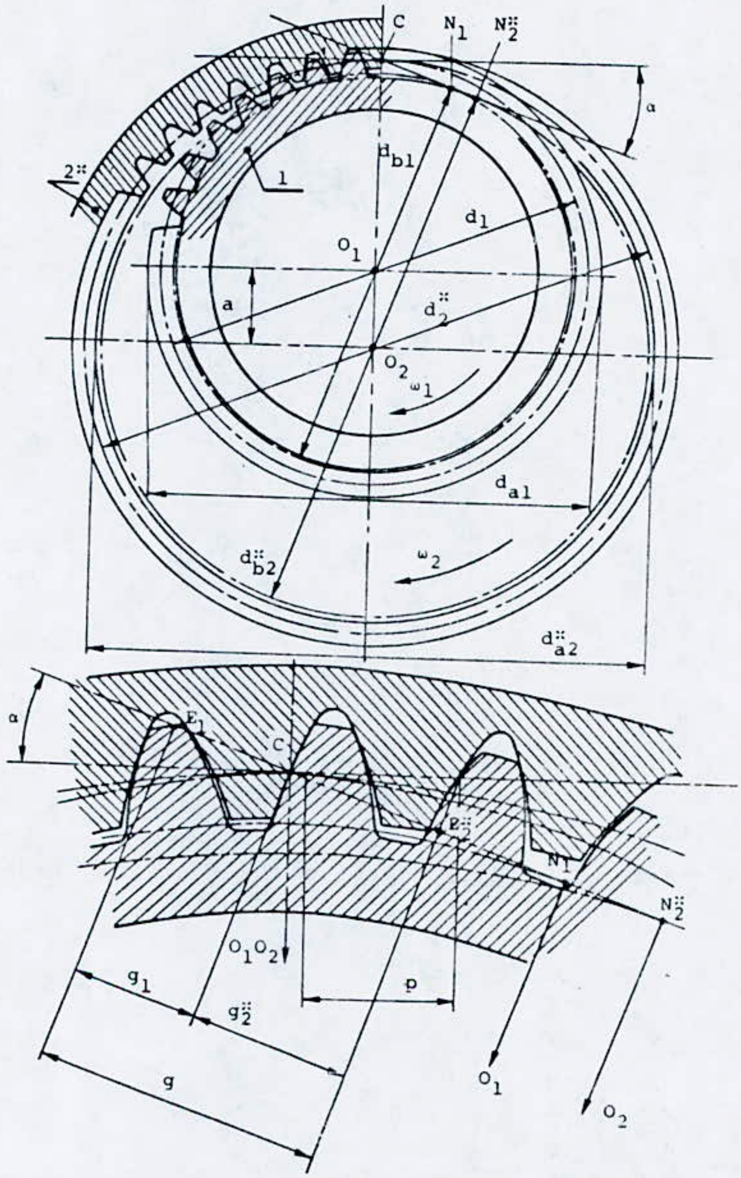


FIG 214

b_ La correction de denture :

$X_1 = X_2$ or X_1 : déport du satellite, a déjà été calculé, donc

X_2 : déport de la couronne est connu

aprés correction les grandeurs qui changent sont:

$$h_{a_2} = m\ (1 + X_2)$$

$$h_{f_2} = m\ (1,25 - X_2).$$

$$S_2 = m\ \left(\frac{\pi}{2} - 2\, x_2\, tg\,\alpha\right).$$

2-4-4 CALCUL DE DENTURE

On utilisera les mêmes formules que pour le cas du différentiel, en considérant $\beta = 0°$.

Les nouvelles valeurs des facteurs dynamique et de vitesse sont:

1- $K_v = \dfrac{6}{6 + \sqrt{v_t}}$ avec $v_t = \omega_A\, r_1$

2- $K_A = 0,67 \times \dfrac{2}{3}$ (Henriot).

3- $K_{bL} = 1$.

4- K_M: $0,8 \leq K_M \leq 0,9$

5- $Y_\varepsilon = \dfrac{1}{\varepsilon_\alpha}$

6- Y_β : (fig 2.7)

7- $Y_F = 2,1$ adopté

8- σ_{blim}: (fig 2.8)

9- $C_r = \dfrac{1}{Q_m - 1}$ (engrenage intérieur);

$$c_p = \frac{Q_m}{Q_m + 1} \quad \text{(engrenage extérieur)}$$

10 _ $\sigma_{H\,lim}$: (fig 2.9)

11 _ $Z_E = \sqrt{0{,}35E}$

12 _ $Z_\beta = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$

13 _ $Z_C = \sqrt{\frac{1}{\sin\alpha \cos\alpha}}$

14 _ $K_{HL} = 1$ (adopté).

Le calcul se fait comme dans les cas précédants à la rupture et à la pression superficielle.

2.5 CALCUL D'ENGRENAGE DU TRAIN PLANETAIRE SPHÉRIQUE AU NIVEAU DU MOYEU DE ROUE MOTRICE [1]

- Le train planétaire sphérique est un deuxième type de réducteur qu'on utilise pour la réduction périphé-rique au niveau des moyeux des roues motrices.

- C'est ce type de train qui est le plus utilisé sur les véhicules poids lourds, d'ailleurs notre calcul considé-rera ce type (planétaire sphérique) et non le premier (planétaire plan).

2.5.1 CALCUL DE DIMENSION

On fera remarquer que ce planétaire est identique au différentiel et que le calcul de ses dimensions est le même, ainsi que la correction et le calcul de denture.

a- Les paramètres de base :

- Le rapport (ou raison) du train

$$Q_m = \frac{z_A + z_a}{z_A}$$

- z_A : nombre de dents du planétaire A menant.
- z_a : nombre de dents du satellite.

- Le nombre de satellites $q = 2$.
- Le couple appliqué sur le planétaire A :

$$M_A = M_p \, Q_c$$

- La vitesse angulaire du planétaire A :

$$\omega_A = \omega_2 .$$

b- Choix du nombre de dent :

- Les planétaires :

$$z_A + z_B = \text{multiple de } q$$

- Les satellites :

$$z_a = z_A (Q_m - 1) .$$

c _ Les vitesses :

- Planétaire A :

$$\omega_A = \omega_2$$

- Planétaire B :

fixe $\Rightarrow \omega_B = 0$.

- Le chassis :

$$\frac{\omega_B - u}{\omega_A - u} = -\frac{z_A}{z_B} = -1$$ (formule de Willis).

d - Les réactions :

Même étude que pour le différentiel.

2.6 LUBRIFICATION [1]

- La lubrification est assurée (pour les engrenages et les roulements) en remplissant le carter du différentiel et une partie du carter du pont d'un lubrifiant pour engrenage.

- La vérification et le remplissage du lubrifiant sont assurés grâce à un orifice pratiqué dans le carter du différentiel.

- Un évent permet à la pression d'air, produite par la chaleur générée pendant le fonctionnement, de s'échapper, pour qu'elle ne force pas le lubrifiant à s'échapper par les bagues de retenue d'huile placée dans le boîtier du différentiel, autour de l'arbre du pignon d'attaque et dans le carter du port autour des essieux du pont.

chapitre 3

CALCUL D'ARBRE

CHAPITRE 3 CALCUL D'ARBRE [5]

Les arbres dont le dimensionnement fait partie de ce projet sont :

- L'arbre du pignon d'attaque.
- Les deux demi-arbres moteurs.

Pour pouvoir aborder ce dimensionnement, on est astreint à effectuer une étude dynamique du système, qui nous permettra de connaître les efforts agissants sur ces arbres, ainsi que leurs types (tangentiel, radial, axial); cette étude nous permettra aussi de connaître les efforts agissants sur les paliers du système, ce qui nous servira de base pour le calcul et le choix des roulements, qui sera abordé dans le chapitre suivant.

3.1 EFFORTS SUR LE PIGNON ET LA ROUE [1] (fig 3.1) et (fig 3.1 bis).

- Effort tangentiel

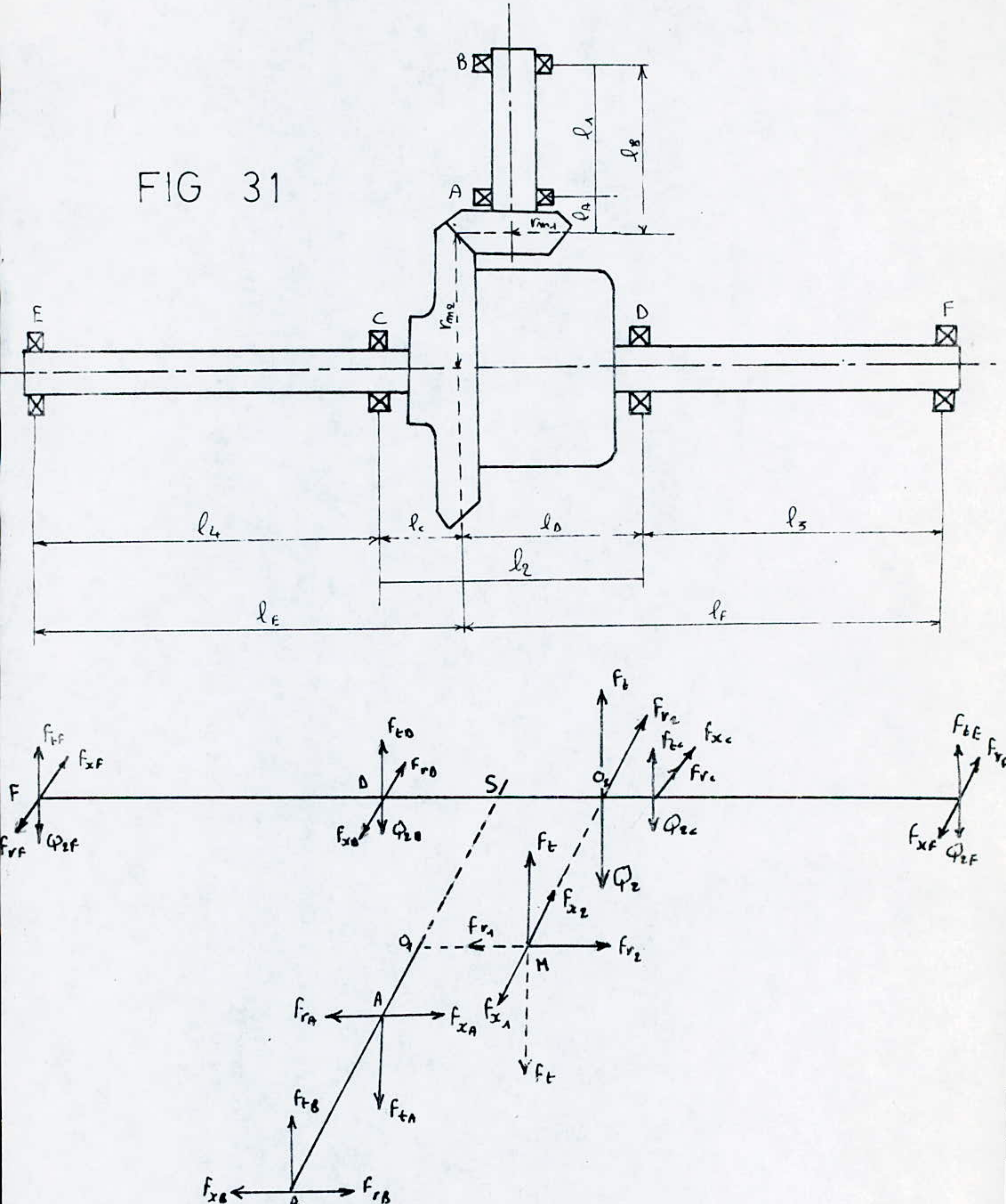
$$F_t = \frac{P}{v_t} \quad [N]$$

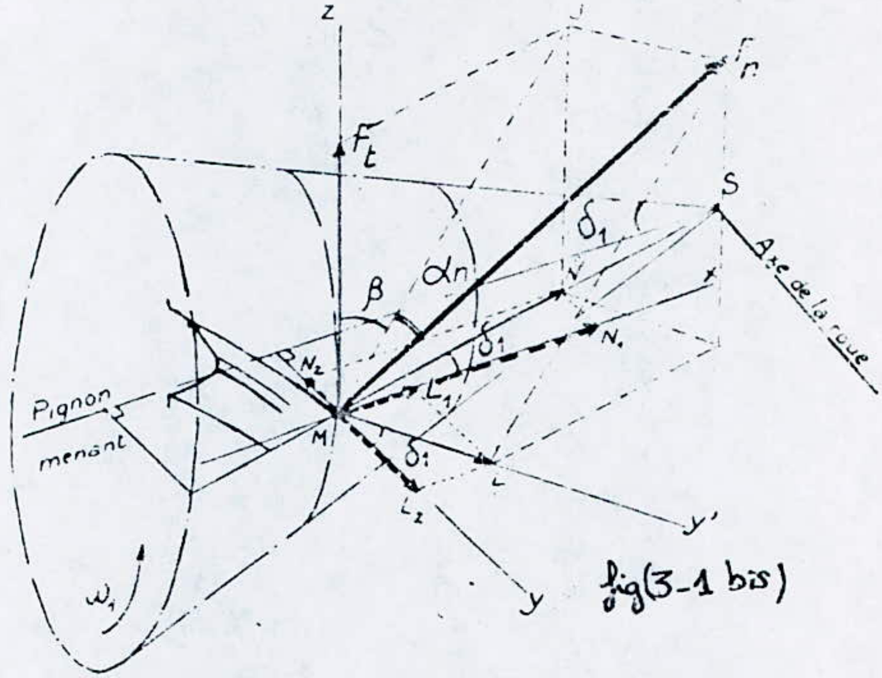
$v_t = w_1 \dfrac{d_{m_1}}{2}$: vitesse tangentielle du pignon.

P [W] : puissance à l'entrée du pignon.

- Composante de F_n selon la génératrice (S.M) $\longrightarrow N = F_t \, tg \, \beta$.

FIG 31





fig(3-1 bis)

- Composante de F_n selon la normale (My') à la génératrice (SM) $L = \frac{F_t \, tg\,\alpha}{\cos\beta}$

a- Les composantes de N

- suivant M_x : $N_1 = F_t \, tg\,\beta \cos\delta_1$
- suivant M_y : $N_2 = F_t \, tg\,\beta \sin\delta_1$

b- Les composantes de L

- suivant M_x : $L_1 = \frac{F_t}{\cos\beta} tg\,\alpha \sin\delta_1$
- suivant M_y : $L_2 = \frac{F_t}{\cos\beta} tg\,\alpha \cos\delta_1$

3.1.1 EFFORTS SUR LA ROUE [1]

a- Effort radial : .

$$\overline{F}_{r_2} = \overline{N}_1 + \overline{L}_1 \quad \Rightarrow F_{r_2} = F_t \left(tg\,\beta \cos\delta_1 + \frac{tg\,\alpha \sin\delta_1}{\cos\beta} \right)$$

b_ Effort axial :

$$F_{x_2} = F_t \frac{tg\alpha \cos\delta_1}{\cos\beta} - tg\,\beta \sin\delta_1$$

3.1.2 EFFORTS SUR LE PIGNON [1]

a_ Effort radial

$$\overline{F}_{r_1} = - \overline{F}_{x_2}$$

b_ Effort axial

$$\overline{F}_{x_1} = - \overline{F}_{r_2}$$

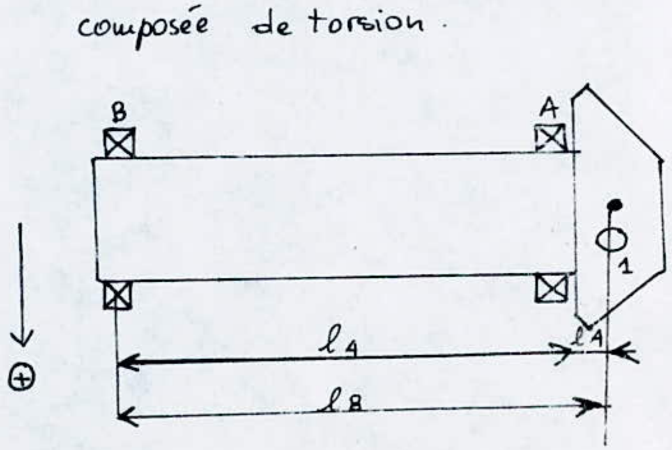
Remarque : L'effort axial sur l'un des deux éléments est égal et opposé à l'effort radial sur l'autre élément et vice-versa.

3.2 EFFORT SUR LES ARBRES ET LES PALIERS [1]

3.2.1 EFFORTS SUR LES PALIERS

a - Efforts sur les paliers A et B : (fig 3.2)

L'arbre pignon est soumis à une flexion composée de torsion.

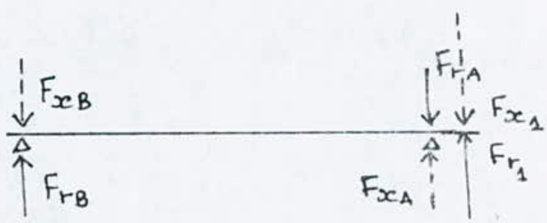


(fig 3.2)

$$\left.\begin{aligned} F_{t_A} &= F_t \frac{l_B}{l_1} \\ F_{t_B} &= F_t \frac{l_A}{l_1} \end{aligned}\right\}$$

Plan t_{x_1}

$$\left.\begin{aligned} F_{rA} &= F_{r_1} \frac{l_B}{l_1} \\ F_{rB} &= F_{r_1} \frac{l_A}{l_1} \end{aligned}\right\}$$



Plan $x_1 r_1$

$$\left.\begin{aligned} F_{xA} &= F_{x_1} \frac{r_{m_1}}{l_1} \\ F_{xB} &= F_{x_1} \frac{r_{m_1}}{l_1} \end{aligned}\right\}$$

- L'effort radial sur le palier A :

$$\bar{R}_A = \bar{F}_{t_A} + \bar{F}_{x_A} + \bar{F}_{r_A} \Rightarrow R_A = \sqrt{F_{t_A}^2 + (F_{r_A} - F_{x_A})^2}$$

- L'effort axial sur le palier A : c'est F_{x_1}

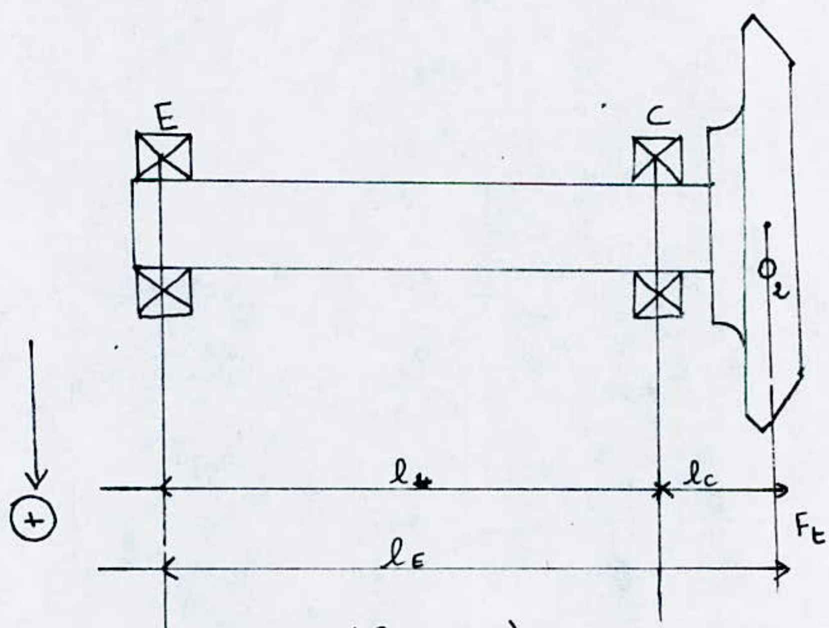
- L'effort radial sur le palier B :

$$\bar{R}_B = \bar{F}_{tB} + \bar{F}_{xB} + \bar{F}_{rB} \Rightarrow R_B = \sqrt{F_{tB}^2 + (F_{xB} - F_{rB})^2}$$

- L'effort axial sur le palier B : est nul.

Remarque : la charge axiale sur l'arbre pignon est absorbée par le palier A.

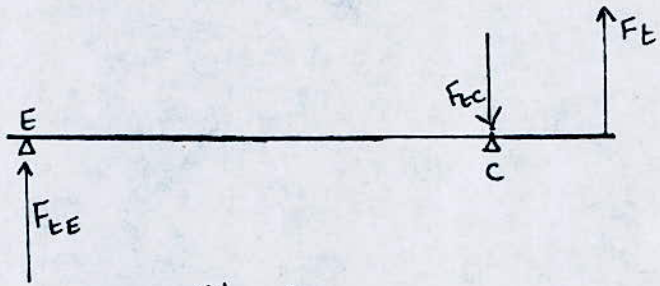
b - Paliers C et E : (fig 3.3)



(fig 3.3)

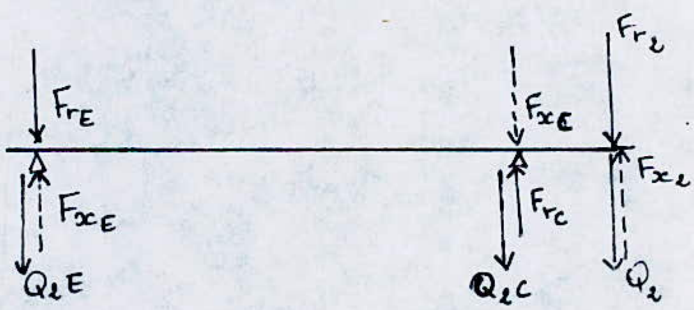
$$\left.\begin{aligned} F_{t_C} &= F_t \frac{l_E}{l_2} \\ F_{t_E} &= F_t \frac{l_c}{l_2} \end{aligned}\right\}$$

$$\left.\begin{aligned} F_{r_C} &= F_{r_2} \frac{l_E}{l_2} \\ F_{r_E} &= F_{r_2} \frac{l_C}{l_2} \end{aligned}\right\}$$



Plan tx_2

$$\left.\begin{aligned} F_{x_C} &= F_{x_2} \frac{r_{m_2}}{l_2} \\ F_{x_E} &= F_{x_2} \frac{r_{m_2}}{l_2} \end{aligned}\right\}$$



Plan $x_2 r_2$

$$\left.\begin{aligned} Q_{2C} &= Q_2 \frac{l_E}{l_2} \\ Q_{2E} &= Q_2 \frac{l_C}{l_2} \end{aligned}\right\}$$

Q_2 : étant le poid du différentiel +

la couronne + les 2 demi-arbres. Voir remarque

cf (41.3).

- L'effort radial sur le palier c :

$$\overline{R}_C = \overline{F}_{tc} + \overline{F}_{xc} + \overline{F}_{rc} + \overline{Q}_{2C} \Rightarrow R_C = \sqrt{(Q_{2C} - F_{tc})^2 + (F_{x_2} - F_{r_c})^2}$$

- L'effort axial sur le palier c : c'est F_{x_2}

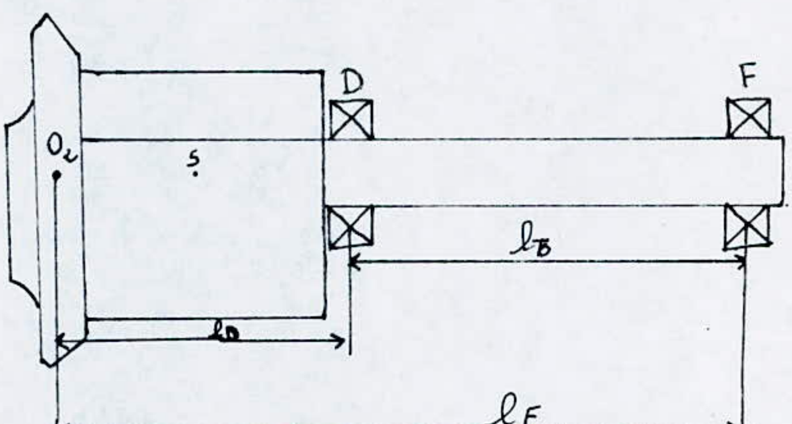
- L'effort radial sur le palier E :

$$\overline{R}_E = \overline{F}_{t_E} + \overline{F}_{x_E} + \overline{F}_{r_E} + \overline{Q}_{2E} \Rightarrow R_E = \sqrt{(Q_2 E + F_{tE})^2 + (F_{r_E} - F_{xE})^2}$$

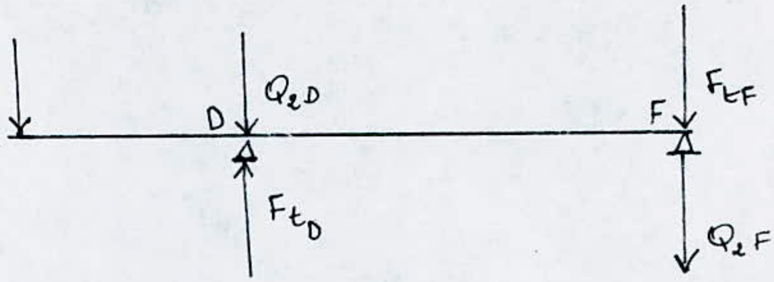
- L'effort axial sur le palier E est nul.

Remarque : La charge axiale est supportée par le palier C.

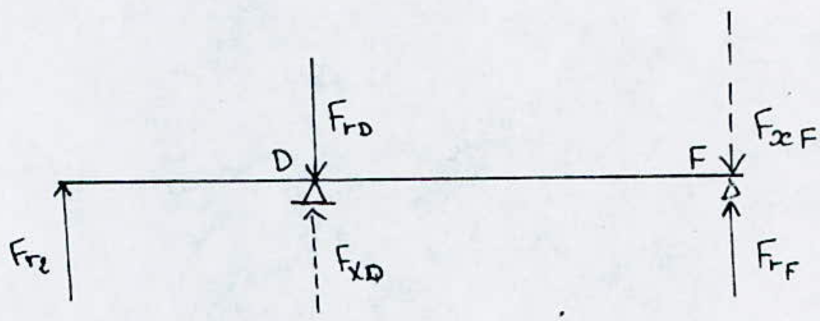
c - Paliers D et F : (fig 3.4)



(fig 3.4).



Plan tx_2



Plan $x_2 r_2$

$$\left.\begin{aligned} F_{tD} &= F_t \frac{l_F}{l_3} \\ F_{tF} &= F_t \frac{l_D}{l_3} \end{aligned}\right\}$$

$$\left.\begin{aligned} F_{rD} &= F_{r_2} \frac{l_F}{l_3} \\ F_{r_F} &= F_{r_2} \frac{l_D}{l_3} \end{aligned}\right\}$$

$$\left.\begin{aligned} F_{xD} &= F_{x_2} \frac{r_{m2}}{l_3} \\ F_{x_F} &= F_{x_2} \frac{r_{m2}}{l_3} \end{aligned}\right\}$$

$$
\left.\begin{aligned}
Q_{2D} &= Q_2 \frac{l_F}{l_3} \\
Q_{2F} &= Q_2 \frac{l_D}{l_3}
\end{aligned}\right\}
$$

- L'effort radial sur le palier D est :

$$\overline{R_D} = \overline{F_{tD}} + \overline{F_{xD}} + \overline{F_{rD}} + \overline{Q_{2D}} \Rightarrow R_D = \sqrt{(Q_{2D} - F_{tD})^2 + (F_{rD} - F_{xD})^2}$$

- L'effort axial sur le palier D est nul

- L'effort radial sur le palier F :

$$\overline{R_F} = \overline{F_{tF}} + \overline{F_{rF}} + \overline{F_{xF}} + \overline{Q_{2F}} \Rightarrow R_F = \sqrt{(Q_{2F} + F_{tF})^2 + (F_{xF} - F_{rF})^2}$$

- L'effort axial sur le palier F est : nul.

3.22 EFFORTS SUR LES ARBRES [1]

a- Sur l'arbre pignon :

- Effort radial : $\overline{R_1} = \overline{F_t} + \overline{F_{r_1}} \Rightarrow R_1 = \sqrt{F_t^2 + F_{r_1}^2}$

- Effort axial : F_{x_1}.

b- Sur l'arbre 2 et 3 :

- Effort radial :

$$\overline{R_2} = \overline{F_t} + \overline{F_{r_2}} + \overline{Q_2} \Rightarrow R_2 = \sqrt{(F_t + Q_2)^2 + F_{r_2}^2}$$

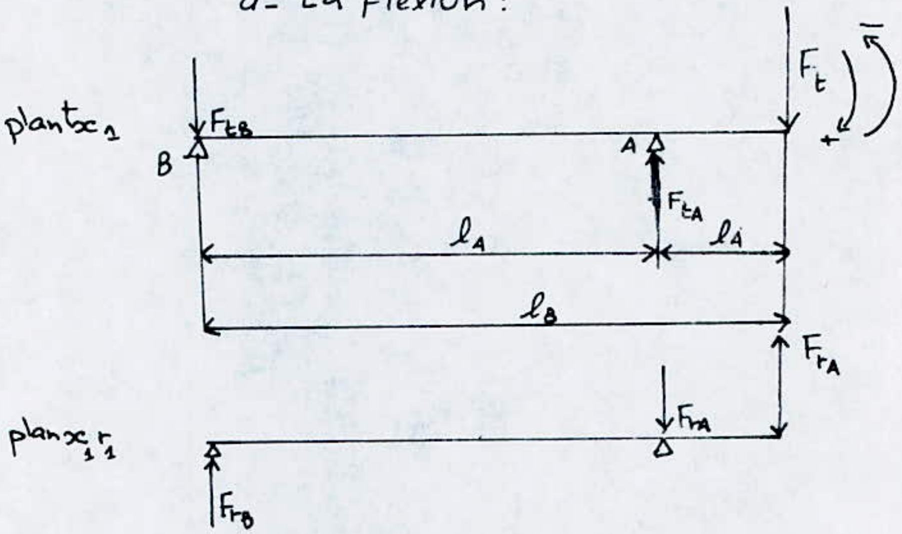
- Effort axial : F_{x_2}.

3.3 CALCUL D'ARBRE [5]

3.3.1 CALCUL DU DIAMÈTRE MINIMUM DE L'ARBRE PIGNON

L'arbre pignon est soumis à un moment de flexion composé de torsion.

a- La flexion :



$0 < x < l_4 \qquad M_{ft_1} = F_{t_x}$

$l_4 < x < l_B \qquad M_{ft_2} = F_t \dfrac{l_4}{l_1}(l_B - x).$

$0 < x < l_4 \qquad M_{fr_1} = -F_{r_1} x$

$l_4 < x < l_B \qquad M_{fr_2} = -F_{r_1} \dfrac{l_4}{l_1}(l_B - x).$

Le moment de flexion composé est :

$$M_{f_{1max}} = \sqrt{M^2_{ft1} + M^2_{frA}}$$

(la section dangereuse se trouve en A).

b- La torsion :

$$M_{t_1} = F_t \frac{d_{m1}}{2}$$

c - Contrainte réduite et moment réduit

- La contrainte réduite est donnée par :

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2_{max} + 3\tau^2_{max}} = \frac{M_{red}}{\pi d^3/32}$$

avec :

$$\sigma_{RP} \leq \sigma_{max} = \frac{M_{f_1 max}}{\pi d^3/32}$$: contrainte max due à la flexion.

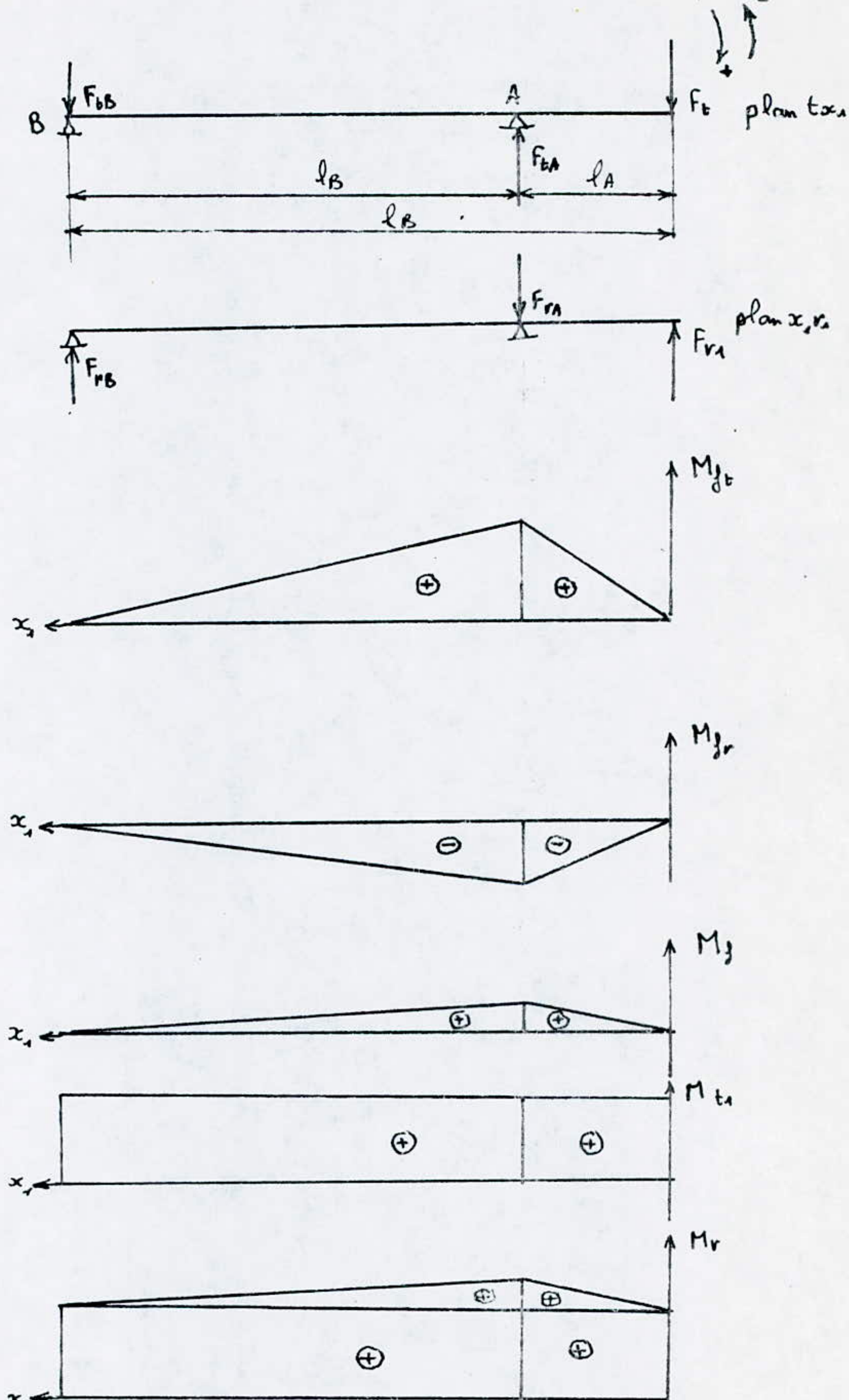
$$\tau_{RP} \leq \tau_{max} = \frac{Mt_1}{\pi d^3/16}$$: contrainte due à la torsion.

- Le moment réduit est alors :

$$M_{r1} = \sqrt{M^2_{f_1 max} + \frac{3}{4} M^2_{t_1}}$$

σ_{RP} : (contrainte) résistence pratique à la flexion.

τ_{RP} : Résistence pratique au cisaillement.



F_{tB}
B
A
F_t
plan tx_1
F_{tA}
l_B
l_A
l_B
F_{rA}
plan x_1r_1
F_{r1}
F_{rB}
M_{ft}
x_1
M_{fr}
x_1
M_f
x_1
M_{t1}
x_1
M_r
x_1

FIG 35

d- Le diamètre minimum

Le diamètre se calcule à la résistence pratique σ_{Rp}

$$\sigma_{Rp} = \frac{\sigma_{red}}{s}$$: S : coefficient de sécurité adopté.

donc $$d_{1\,min} = \sqrt[3]{\frac{32 M_{r1}}{\pi\, \sigma_{Rp}}}$$ Diamètre minimum du pignon d'attaque.

3.3.2 CALCUL DU DIAMÈTRE MINIMUM DU DEMI-ARBRE MOTEUR. [5]

- Les deux demi-arbres moteur sont identiques, on calculera alors le demi-arbre (2) de droite (fig 3.6) qui est plus chargé que celui de gauche.

a- La flexion :

Le poids dans ce cas n'est pas négligé, c'est un poids estimé $= Q_2$

plan $x_2 t$: $0 \leqslant x \leqslant l_c$ $\quad M_{ft_1} = F_t x$

$l_c \leqslant x \leqslant l_E$ $\quad M_{ft_2} = F_t \frac{l_c}{l_2}(l_E - x)$.

plan $x_2 r_2$: $0 \leqslant x \leqslant l_c$ $\quad M_{fr_1} = -F_{r_2} x$

$l_c \leqslant x \leqslant l_E$ $\quad M_{fr_2} = -F_{r_2} \frac{l_c}{l_2}(l_E - x)$

plan $x_2 t$: $0 \leqslant x \leqslant l_c$ $\quad M_{fQ_1} = +Q_2 x$

$l_c \leqslant x \leqslant l_E$ $\quad M_{fQ_2} = +Q_2 \frac{l_c}{l_1}(l_E - x)$.

Le moment de flexion composé est :

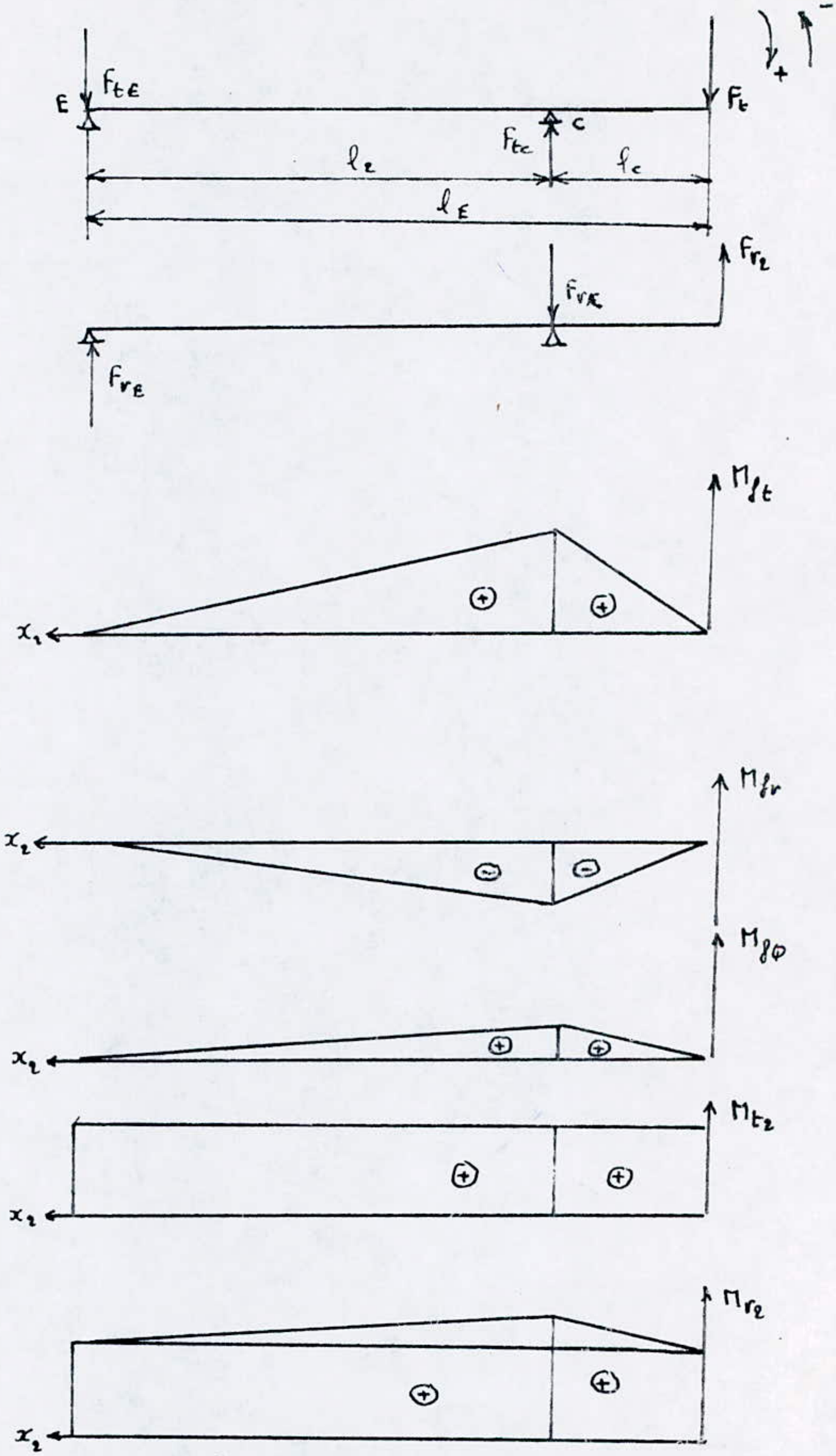


FIG 35

$$M_{f2max} = \sqrt{(M_{ftc} - M_{fQc})^2 + F_{frc}^2}$$

La section dangereuse se trouve en C.

b- La torsion :

$$M_{t_2} = F_t \frac{d_{m2}}{2}$$

c- contrainte réduite et moment réduit :

- moment réduit

$$M_{r_2} = \sqrt{M_{f2max}^2 + \frac{3}{4} M_{t_2}^2}$$

- contrainte réduite

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{max}^2 + 3\tau_{max}^2} = \frac{M_{r2}}{\frac{\pi d^3}{32}}$$

d- Le diamètre minimum

$$d_{2min} = \sqrt[3]{\frac{32\ M_{r2}}{\pi\ \sigma_{RP}}}$$

avec $\sigma_{RP} = \frac{\sigma_{red}}{s}$ et s : adopté.

3.4 CALCUL DES CANNELURES [7]

On effectuera ce calcul en tenant compte de la résistance au matage et au cisaillement.

- La pression unitaire sur les flancs (matage) doit satisfaire la condition :

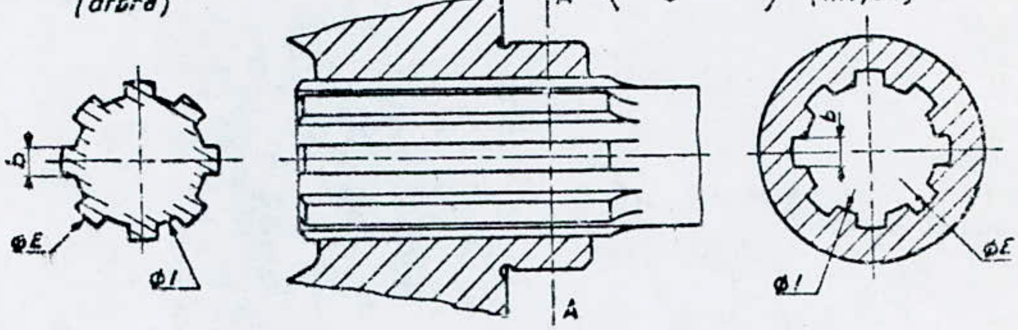
$$P \leq P_{admissible} \Rightarrow \frac{T}{S} = \frac{T}{NhL} \quad (\text{fig } 3.5)$$

avec : $S = NhL$: la surface d'appui théorique totale des cannelures.

N : nombre de cannelures

$h = E - I$ (tableau fig 3.6) hauteur des cannelures.

(fig 3.5)



(fig 3.6)

Série légère				Série moyenne				Série forte			
n	I	E	b	n	I	E	b	n	I	E	b
	23	26	6		16	20	4		16	20	2,5
6	26	30			18	22	5		18	23	3
	28	32	7	6	21	25			21	26	
	32	36	6		23	28	6		23	29	4
	36	40	7		26	32		10	26	32	
	42	46	8		28	34	7		28	35	
8	46	50	9		32	38	6		32	40	5
	52	58	10	8	36	42	7		36	45	
	56	62			42	48	8		42	52	6
	62	68	12		46	54	9		46	56	7

$P = \frac{T}{S}$: la pression unitaire théorique sur flancs, sous la charge T.

P_{adm} : contrainte de rupture du matériau de l'organe (arbre ou moyeu) le moins résistant.

avec $T_2 = \dfrac{M_c}{d_{2\,min}}$ M_c : couple exercé par la couronne.

$d_{2\,min}$: diamètre du demi-arbre moteur

ou $T_1 = \dfrac{M_p}{d_{1\,min}}$ M_p : couple exercé sur le pignon d'attaque.

$d_{1\,min}$: diamètre minimum de l'arbre du pignon.

- Pour la pression unitaire on adoptera :

$$P = 0{,}41\, P_{adm} \quad [\mathrm{n}^{o}]$$

connaissant T et P_{adm} on tire $L \geqslant \dfrac{T}{0{,}41\, P_a N h}$

avec N : choisis

- Pour la longueur L calculée, il convient de vérifier la résistance des cannelures au cisaillement.

- la surface sollicitée est : $S = NbL$ (fig 3.5)

En considérant la même contrainte que pour le matage, vu que ce dernier est prépondérant ;

donc : $L \geqslant \dfrac{T}{0{,}41\, P_a N . b}$

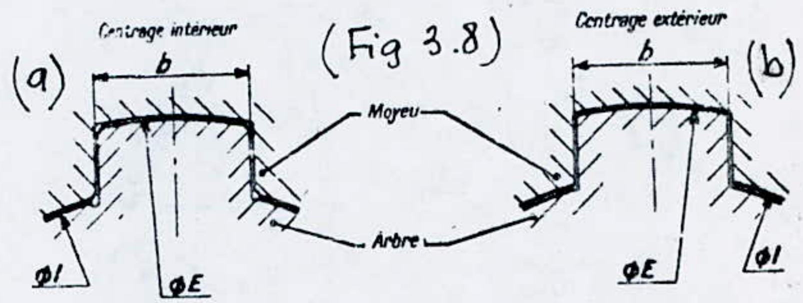
- Ajustements :

Les ajustements qu'on préconise se rapportent aux surfaces fonctionnelles de l'arbre et du moyeu (tableau fig 3.7).

Cas	Montage	I	b	E
Centrage intérieur	glissant	H7/f7	H11/d10	H10/f7
	fixe	H7/h7	H11/h10	H10/h7
Centrage extérieur (fig 3.7)	glissant	H7/a11	H11/d11	H10/f7
	fixe		H11/h10	H10/h7

Le centrage des pièces est realisé intérieurement (fig 3.8a) ou extérieurement (fig 3.8 b).

(Fig 3.8)



chapitre 4

CALCULDE ROULEMENTS

CHAPITRE 4 CALCUL DE ROULEMENTS

4-1 DISPOSITION DE L'ARBRE MOTEUR DE L'ESSIEU

Le choix du type de roulements et la détermi--nation de leurs paramètres dimensionnels est lié à la façon avec laquelle, l'extrémité externe de l'arbre moteur de l'essieu est supportée dans le carter ; l'extrémité interne étant liée au planétaire par des cannelures. A ce propos on distingue trois variantes

4.1.1 ESSIEU SEMI-FLOTTANT : (fig 4.1)

(Fig 4.1)

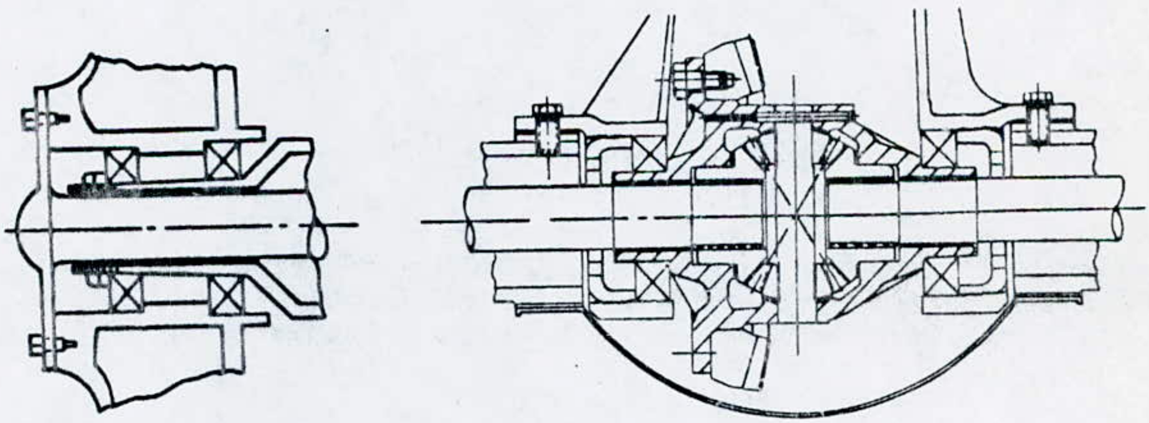


Figure 4.1 Pont complètement flottant

L'extrémité de la roue de l'essieu est supportée dans le carter par un roulement simple situé à environs 150mm de celle-ci .

L'arbre de roue transmet le couple d'entrainement et résiste en plus aux fléchissements causés par le déplacement vers l'avant du véhicule et aux poussées de butées latérales qui s'exercent lors des virages ; comme il doit aussi supporter le poids entier du véhicule , raison pour laquelle , une grande pression s'exerce sur lui .

4.1.2 ESSIEU TROIS QUARTS FLOTTANT : (fig 4.2)

(Fig 4.2)

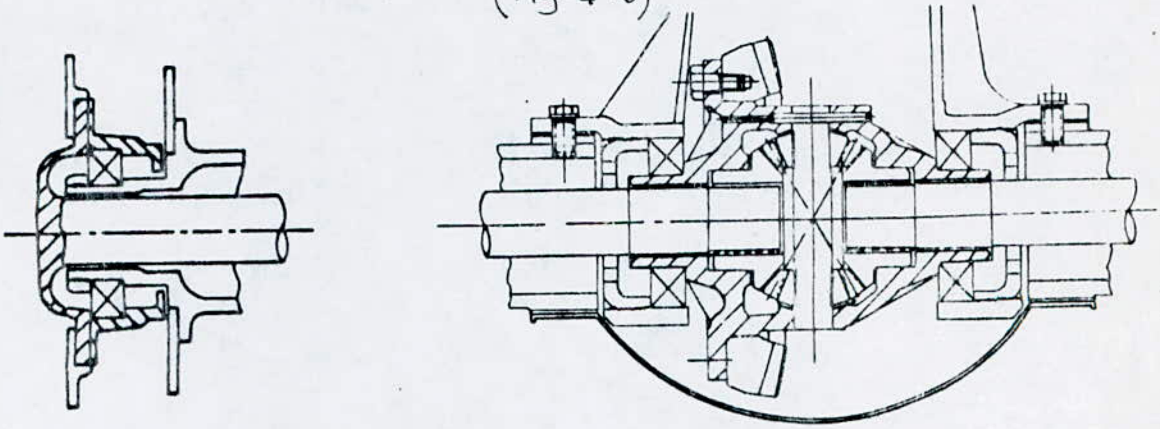


Figure 4.2 Pont aux trois quarts flottant

Utilisé sur camion de trois quarts de tonne et d'une tonne ; dans ce type d'essieu , le roulement simple , supportant l'extrémité extérieure , est placé entre l'extérieur du carter de l'essieu et le moyeu de roue .

Ce type se distingue par rapport au premier par le fait que, 75% de la force gravitationnelle passe directement du carter de l'essieu à la roue , donc 25% seulement de la force sont supportés par l'arbre de roue ; de lourdes charges peuvent être alors Transportées sans risque de briser l'essieu.

4.1.3 ESSIEU ENTIÈREMENT FLOTTANT (Fig 4.3

(Fig 4.3)

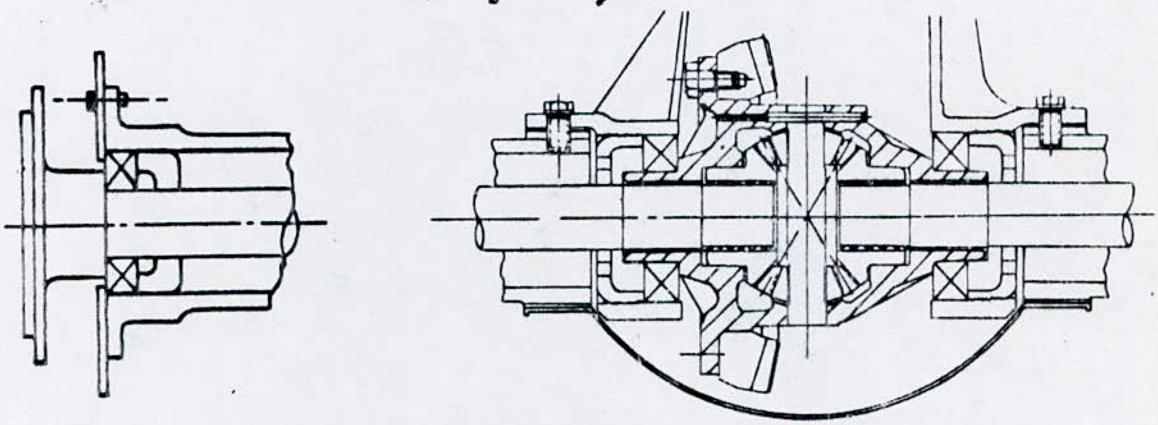


Figure 4.3. Pont semi-flottant

Utilisé sur tous les gros camions, deux roulements à rouleaux coniques supportent l'extrémité extérieure de l'essieu et sont placés entre l'extérieur du carter de l'essieu et le moyeu de roue, un sur le bord intérieur et l'autre sur le bord extérieur du moyeu.

- La roue est montée sur le carter de l'essieu à la manière d'une roue montée sur un essieu fixe.

Dans ce type toute la force est supportée par l'arbre de la roue, l'essieu de roue ne fait que transmettre le couple d'entrainement.

4.2 DISPOSITION DU COUPLE PIGNON /COURONNE

Le carter du différentiel est ajusté grâce à quatre roulements à rouleaux coniques . (fig 2.10 bis) et (fig 3.1)

_Deux roulements de pignon : qui servent à supporter le pignon d'attaque .

- Deux roulements de carter : qui servent à supporter la cage du différentiel . Et qui permettent au dispositif de tourner librement et maintiennent le pignon d'attaque adéquatement engrené à la couronne .

Engrenement durant lequel deux forces résultantes agissent :

- La poussée axiale .
- La charge radiale .

4.2.1 MONTAGE DE LA COURONNE

_La couronne et le boîtier du différentiel tournent solidairement dans les roulements du carter .

4.2.2 MONTAGE DU PIGNON

Le type des montages du pignon dépend de la disposition des roulements , de l'arbre d'attaque par rapport au pignon .

a - Montage du pignon entre deux paliers :

Dans ce type de montage les roulements sont installés des deux côtés du pignon d'attaque .

- Deux roulements à rouleaux coniques absorbant toute la charge axiale et une partie de la charge radiale , sont disposés l'un prés de l'autre sur le côté arbre de commande du pignon.

- Un roulement-guide généralement à rouleaux droits annulaire est monté dans le carter, à l'extrémité arrière de l'arbre du pignon ce roulement absorbe seulement la charge radiale.

b- Montage du pignon en saillie

Les deux roulements sont disposés sur le côté arbre de commande du pignon, ces deux roulements à rouleaux coniques, sont plus espacés l'un de l'autre, de façon à ce que le roulement avant ait un bras de levier plus long pour absorber la charge radiale, c'est cette dernière solution qu'on adoptera pour le calcul qui nous concerne.

Remarque : Cette disposition (essieu entièrement flottant) nous permet d'annuler dans le calcul d'arbre le poids $\overline{Q_2}$.

4-3 DÉTERMINATION DES DIMENSIONS DES ROULEMENTS.

4.3.1 PARAMÉTRES DE BASE

- Le type de sollicitations agissant sur les arbres et les paliers ainsi que leurs intensités, constituent les paramètres de base pour le choix du type de roulements et la détermination de leurs dimensions.

- Le type de roulements qui convient au pont (cf 4 2), est le roulement à rouleaux coniques.

- Les charges appliquées sur les différents paliers sont déterminées comme suit (c.f.3.2).

a- Charges radiales

- Palier A :

$$R_A = \sqrt{F_{t_A}^2 + (F_{r_A} - F_{x_A})^2}$$

- Palier B :

$$R_B = \sqrt{F_{tB}^2 + (F_{xB} - F_{rB})^2}$$

- Palier C :

$$R_C = \sqrt{F_{tC}^2 + (F_{xC} - F_{rC})^2}$$

Les charges sont en [daN]

- Palier E :

$$R_E = \sqrt{F_{tE}^2 + (F_{r_E} - F_{xE})^2}$$

- Palier D :

$$R_D = \sqrt{F_{tD}^2 + (F_{r_D} - F_{xD})^2}$$

- Palier F :

$$R_F = \sqrt{F_{tF}^2 + (F_{xF} - F_{rF})^2}$$

b- Charges axiales :

- sur l'arbre du pignon d'attaque F_{x_1}
- sur les demi-arbres moteur F_{x_2}

4.3.2 CALCUL DE LA CHARGE DYNAMIQUE ÉQUIVALENTE [8]

Cette charge est donnée par la relation :

$$P = X V F_r + Y F_x$$

- F_r : charge radiale.
- F_x : charge axiale.

- X: facteur radial
- Y: facteur axial
- V: facteur de rotation (dans notre cas $V=1$)*

a- On calcule le rapport $\frac{F_x}{F_r}$: on tire du (tableau 4.1)

dans la colonne $\frac{F_x}{F_r} > e$, les facteurs X et Y.

b- Le choix de la série de dimension dépend de la précision d'ajustement qu'on veut appliquer au roulement tableau (4.2)

ROULEMENT A ROULEAUX CONIQUES		$\frac{F_x}{V.F_r} \leqslant e$		$\frac{F_x}{V.F_r} > e$		e
SERIE DE DIMENSIONS	ALESAGE d	X	Y	X	Y	
02	17 à 20	1	0	0.4	1.75	0.34
	25 à 40				1.6	0.37
	45 à 110				1.45	0.41
22	30 à 40	1	0	0.4	1.6	0.37
	45 à 110				1.45	0.41
03	15 à 17	1	0	0.4	2.1	0.28
	20 à 35				1.95	0.31
	40 à 120				1.75	0.34

(Tableau 4.1).

c- On tire du (tableau 4.2) les valeurs des charges dynamiques (C) de base, des roulements.

* Guide du dessinateur : A. CHEVALIER

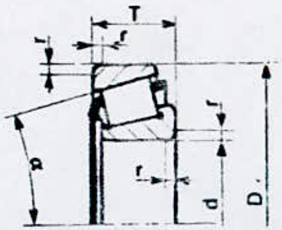
ROULEMENTS À ROULEAUX CONIQUES

TYPE KB

FIG 42

Angle de contact α compris entre 10° et 17°

Exemple de désignation, voir § 40-3



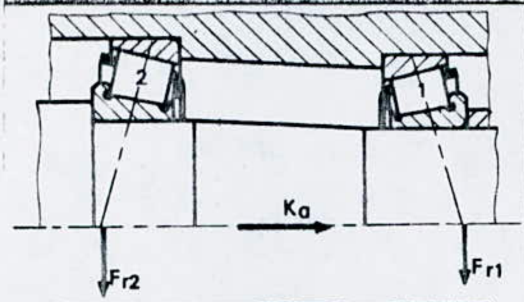
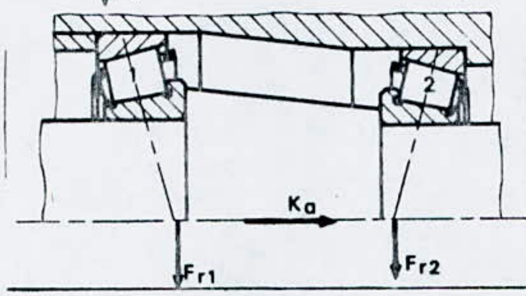
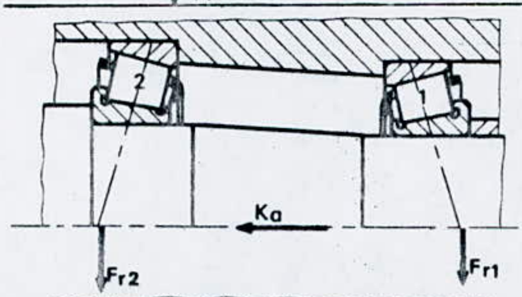
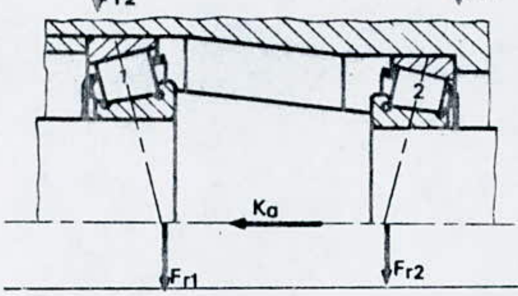
ÉCARTS SUR LA COTE T - Valeurs en microns

Alésage nominal d en mm	Séries de dimensions 02 et 22	Séries de dimensions 03 et 23
de 10 à 50 inclus	± 250	± 250
50 à 80	± 250	± 500
80 à 120	± 500	± 500
120 à 140	± 750	

d	Série de dimensions 02						Série de dimensions 03					
	D	T	r	C_0 daN	C daN	n max tr/mn	D	T	r	C_0 daN	C daN	n max tr/mn
15							42	14.25	1.5	1 270	1 930	8 000
17	40	13.25	1.5	1 100	1 630	8 000	47	15.25	1.5	1 560	2 360	8 000
20	47	15.25	1.5	1 660	2 360	8 000	52	16.25	2	2 000	2 900	8 000
25	52	16.25	1.5	1 930	2 650	8 000	62	18.25	2	2 650	3 800	6 000
30	62	17.25	1.5	2 550	3 450	6 000	72	20.75	2	3 400	4 800	6 000
35	72	18.25	2	3 250	4 400	6 000	80	22.75	2.5	4 550	6 200	6 000
40	80	19.75	2	3 800	5 100	6 000	90	25.25	2.5	5 600	7 350	5 000
45	85	20.75	2	4 400	5 700	5 000	100	27.25	2.5	7 200	9 150	5 000
50	90	21.75	2	5 200	6 400	5 000	110	29.25	3	8 300	10 800	4 000
55	100	22.75	2.5	6 100	7 650	4 000	120	31.50	3	9 650	12 200	4 000
60	110	23.75	2.5	6 550	8 300	4 000	130	33.50	3.5	11 600	14 300	4 000
65	120	24.75	2.5	7 800	9 800	4 000	140	36	3.5	13 400	16 600	3 000
70	125	26.25	2.5	8 800	10 800	3 000	150	38	3.5	15 300	19 000	3 000
75	130	27.25	2.5	10 000	12 000	3 000	160	40	3.5	17 000	20 800	3 000
80	140	28.25	3	10 400	12 700	3 000	170	42.50	3.5	19 000	23 200	2 500
85	150	30.50	3	12 500	15 000	3 000	180	44.50	4	21 600	26 000	2 500
90	160	32.50	3	14 000	16 600	2 500	190	46.50	4	23 600	28 000	2 500
95	170	34.50	3.5	15 600	18 600	2 500	200	49.50	4	26 500	31 500	2 500
100	180	37	3.5	18 300	21 200	2 500	215	51.50	4	29 000	34 500	2 000
105	190	39	3.5	20 000	23 200	2 500						
110	200	41	3.5	23 200	26 000	2 000						
120	215	43.50	3.5	26 000	29 000	2 000						
130	230	43.75	4	28 000	28 000	2 000						
140	250	45.75	4	32 500	32 000	1 600						

d	Série de dimensions 22						Série de dimensions 23					
	D	T	r	C_0 daN	C daN	n max tr/mn	D	T	r	C_0 daN	C daN	n max tr/mn
15												
17							47	20.25	1.5	2 120	3 000	6 000
20							52	22.25	2	2 850	3 750	5 000
25							62	25.25	2	3 900	5 100	5 000
30	62	21.25	1.5	3 400	4 300	6 000	72	28.75	2	5 200	6 550	5 000
35	72	24.25	2	4 500	5 600	6 000	80	32.75	2.5	6 550	8 150	4 000
40	80	24.75	2	5 000	6 400	6 000	90	35.25	2.5	8 300	10 000	4 000
45	85	24.75	2	5 600	6 800	5 000	100	38.25	2.5	10 200	12 000	4 000
50	90	24.75	2	5 700	6 950	5 000	110	42.25	3	12 700	14 600	4 000
55	100	26.75	2.5	7 500	9 000	4 000	120	45.50	3	14 600	17 000	3 000
60	110	29.75	2.5	9 150	10 800	4 000	130	48.50	3.5	17 300	19 600	3 000
65	120	32.75	2.5	11 200	12 900	4 000	140	51	3.5	20 000	22 400	3 000
70	125	33.25	2.5	11 800	13 400	3 000	150	54	3.5	22 800	25 000	2 500
75	130	33.25	2.5	12 000	13 700	3 000	160	58	3.5	26 500	28 500	2 500
80	140	35.25	3	13 700	16 000	3 000	170	61.50	3.5	29 000	32 000	2 500
85	150	38.50	3	16 300	18 300	2 500	180	63.50	4	32 000	31 500	2 000
90	160	42.50	3	19 300	21 600	2 500	190	67.50	4	36 000	35 500	2 000
95	170	45.50	3.5	22 000	24 000	2 500	200	71.50	4	40 000	38 000	2 000
100	180	49	3.5	25 000	27 000	2 500	215	77.50	4	46 500	47 500	1 600
105	190	53	3.5	29 000	31 000	2 000	225	81.50	4	52 000	54 000	1 600
110	200	58	3.5	32 500	34 000	2 000	240	84.50	4	57 000	54 000	1 600
120	215	61.50	3.5	39 000	35 500	2 000	260	90.50	4	65 500	62 000	1 600
130	230	[illegible]	4	47 500	42 500	1 600						
140	250	[illegible]	4	56 000		1 600						

d_ On calcule les charges axiales sur les différents roulements : ce calcul dépend des conditions de montage et des conditions de charge (tableau 4.3).

TABLEAU 4.3	CHARGE AXIALE POUR ROULEMENTS A CONTACT OBLIQUE		
Condition de montage		**Condition de charges**	**Charge axiale**
	1a	$\frac{F_{r1}}{Y_1} > \frac{F_{r2}}{Y_2}$	$F_{a1} = \frac{0,5\,F_{r1}}{Y_1}$
	1b	$\frac{F_{r1}}{Y_1} < \frac{F_{r2}}{Y_2}$ $K_a \geq 0,5\left(\frac{F_{r2}}{Y_2} - \frac{F_{r1}}{Y_1}\right)$	$F_{a2} = F_{a1} + K_a$
	1c	$\frac{F_{r1}}{Y_1} < \frac{F_{r2}}{Y_2}$ $K_a < 0,5\left(\frac{F_{r2}}{Y_2} - \frac{F_{r1}}{Y_1}\right)$	$F_{a1} = F_{a2} - K_a$ $F_{a2} = \frac{0,5\,F_{r2}}{Y_2}$
	2a	$\frac{F_{r1}}{Y_1} \leq \frac{F_{r2}}{Y_2}$	$F_{a1} = F_{a2} + K_a$
	2b	$\frac{F_{r1}}{Y_1} > \frac{F_{r2}}{Y_2}$ $K_a \geq 0,5\left(\frac{F_{r1}}{Y_1} - \frac{F_{r2}}{Y_2}\right)$	$F_{a2} = \frac{0,5\,F_{r2}}{Y_2}$
	2c	$\frac{F_{r1}}{Y_1} > \frac{F_{r2}}{Y_2}$ $K_a < 0,5\left(\frac{F_{r1}}{Y_1} - \frac{F_{r2}}{Y_2}\right)$	$F_{a1} = \frac{0,5\,F_{r1}}{Y_1}$ $F_{a2} = F_{a1} - K_a$

e_ On calcule alors la charge dynamique équivalente

- si $\frac{F_x}{F_r} < e$ on négligera la charge axiale et :

$$P = F_r$$

- si $\frac{F_x}{F_r} > e \longrightarrow P = xF_r + yF_x$

4.3.3 LA DURÉE DE VIE NOMINALE EN HEURES [8]

$$L_h = \frac{16666}{n}\left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}}$$

- arbre pignon $n_1 = \frac{30\,\omega_1}{\pi}$

- demi-arbre moteur $n_2 = \frac{30\,\omega_2}{\pi} = \frac{30\,\omega_1}{Q_c\,\pi}$

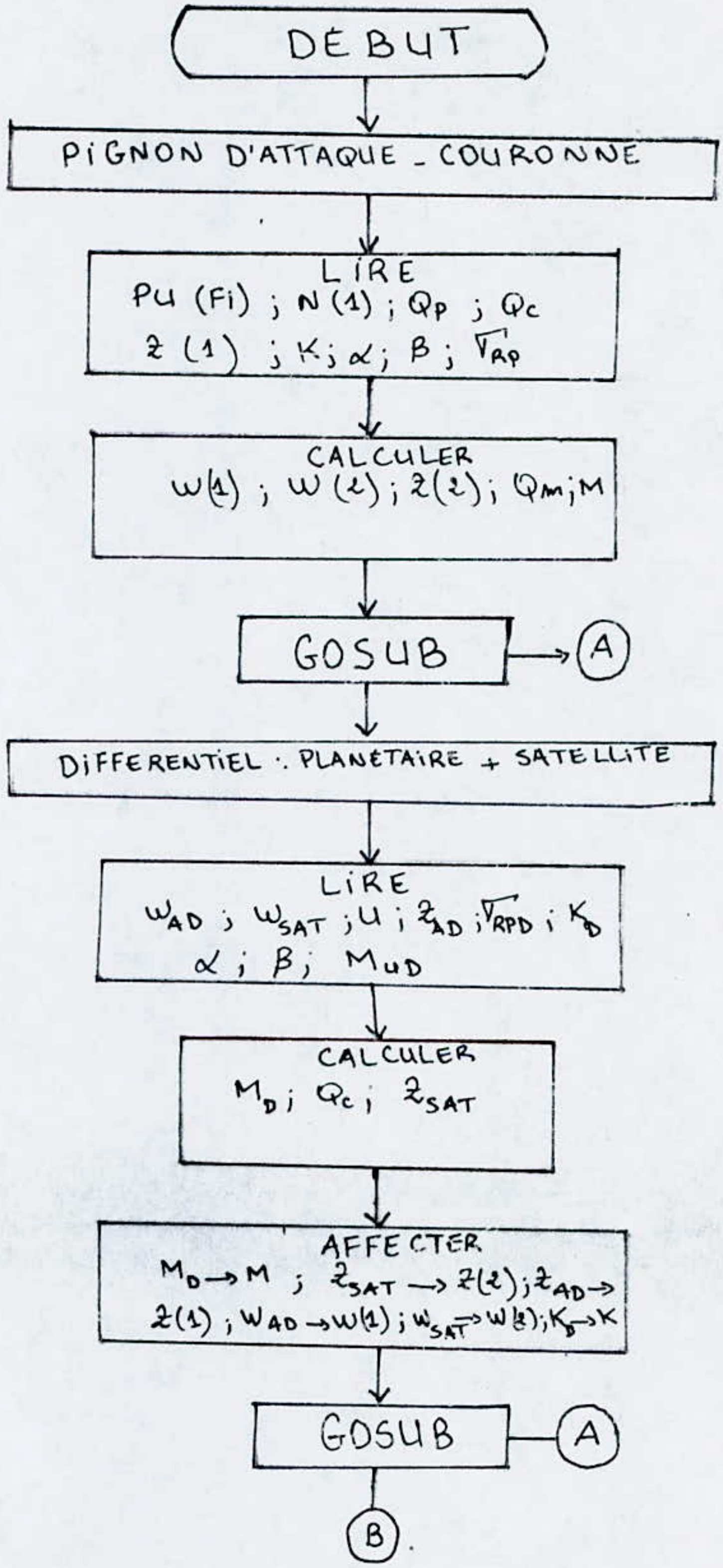
4.3.4 AJUSTEMENT [8]

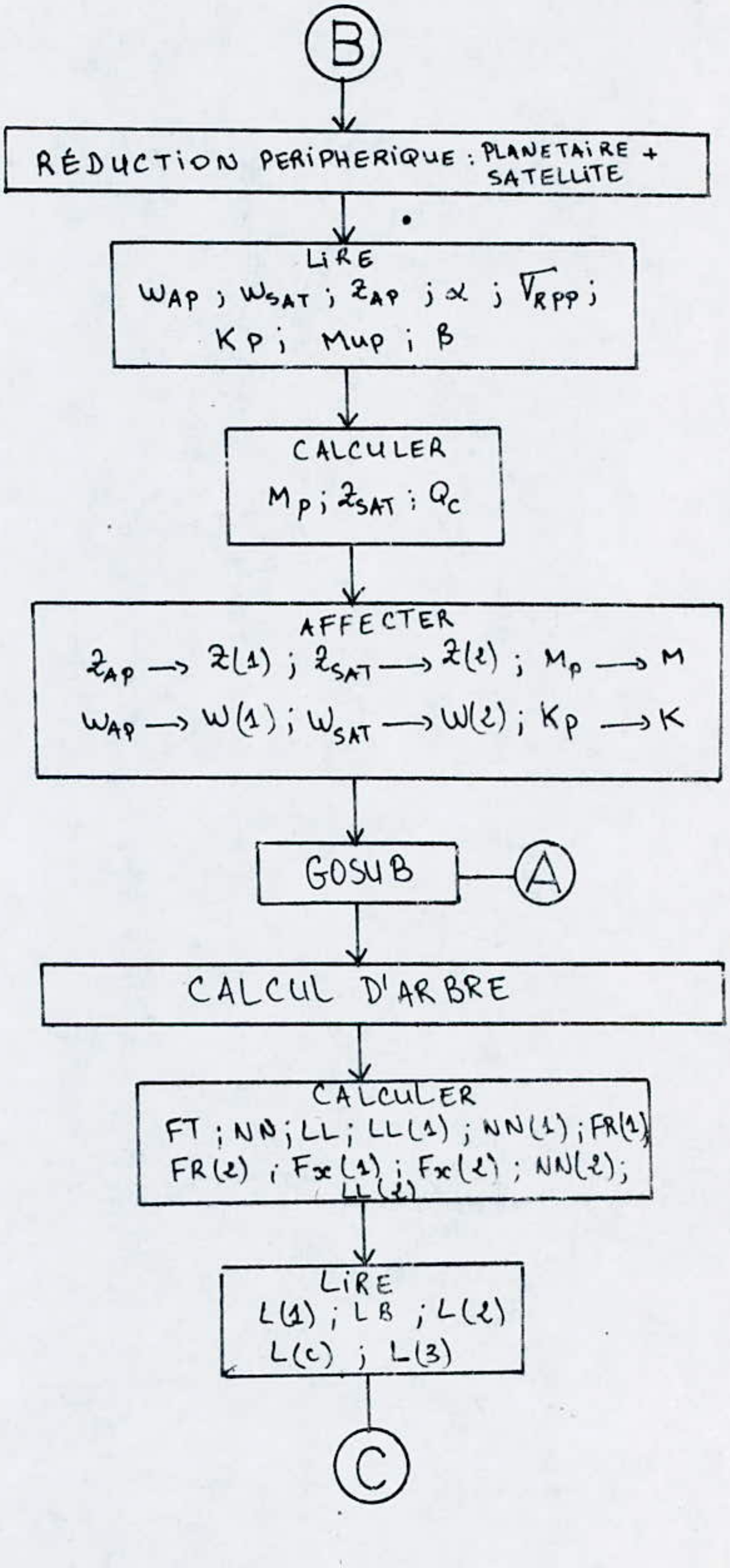
- Les dimensions des roulements sont fixées par le constructeur.
- Le montage considéré est du type "arbre fixe"
  - Tolérances relatives à l'arbre :

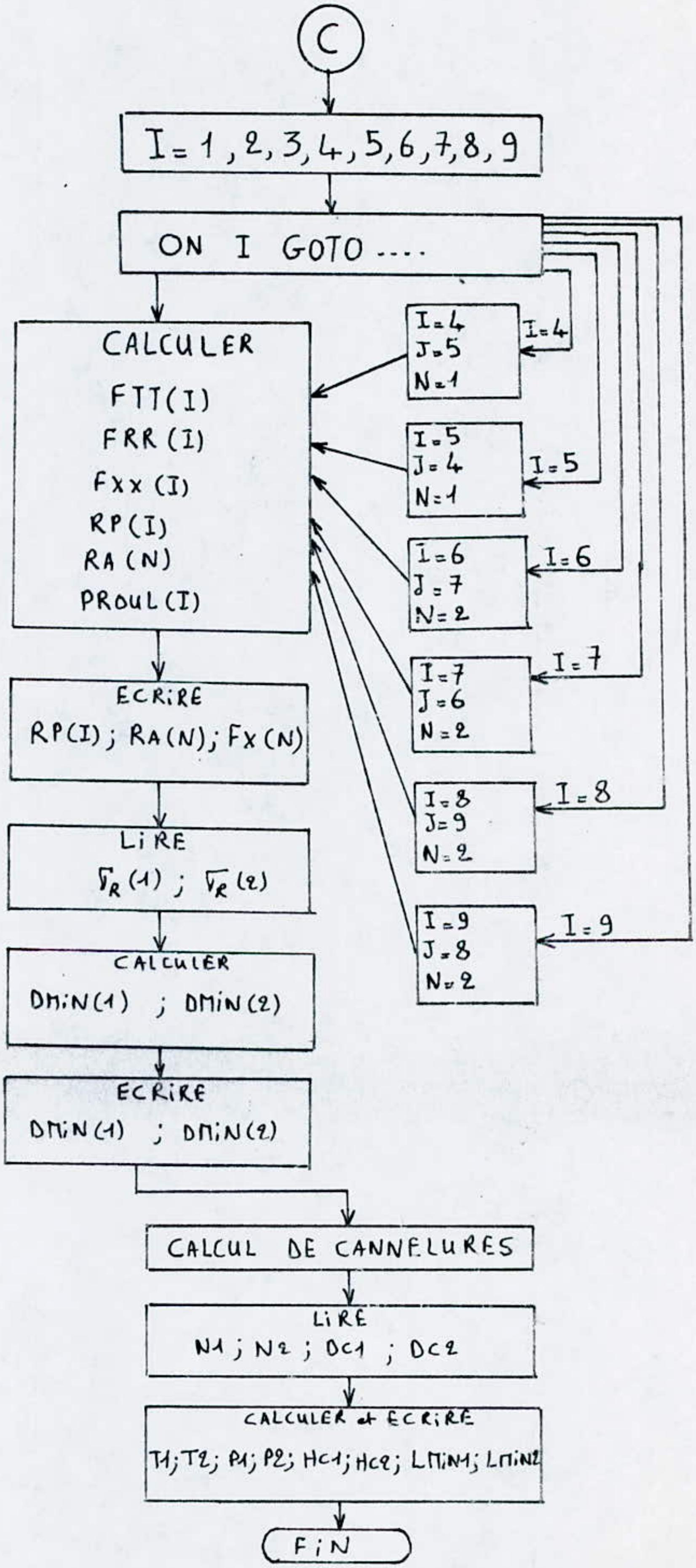
    J5 ou h5.
  - Tolérances relatives au logement :

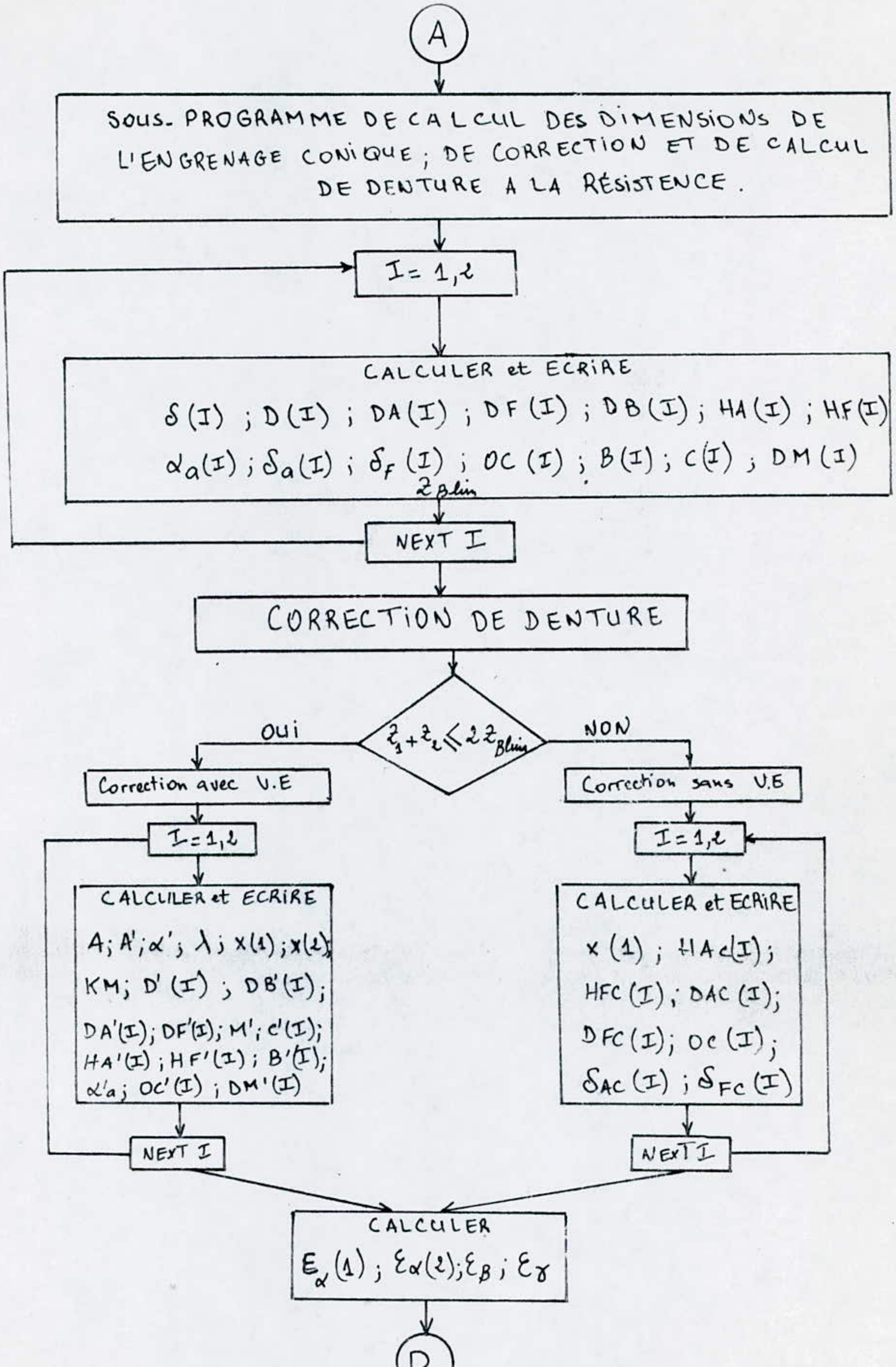
    P6 ou P7.

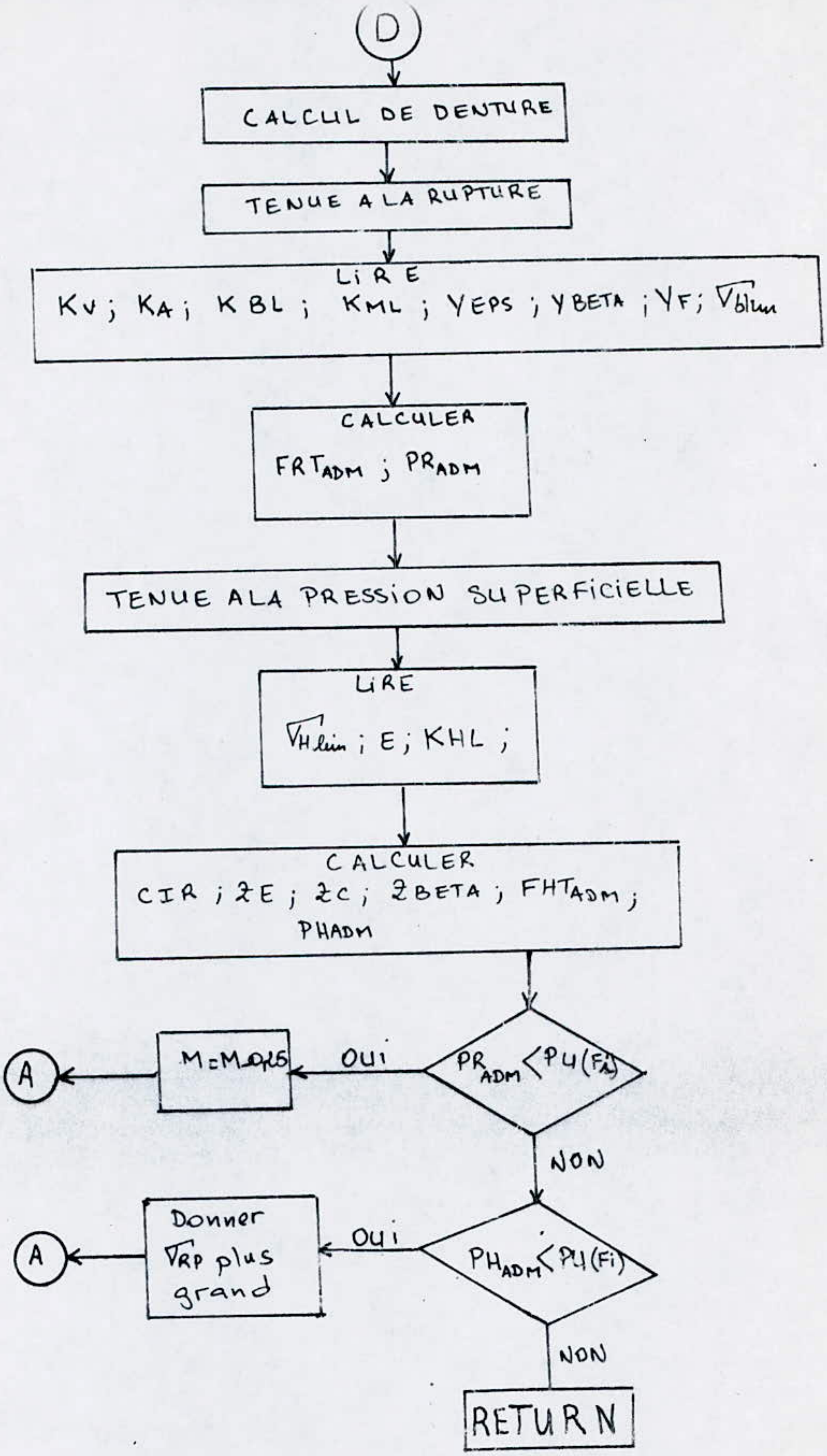
ORGANIGRAMME


DEBUT
PIGNON D'ATTAQUE _ COURONNE
LIRE
PU (Fi) ; N (1) ; QP ; QC
Z (1) ; K ; α ; β ; σRP
CALCULER
W(1) ; W(2) ; Z(2) ; Qm ; M
GOSUB
A
DIFFERENTIEL : PLANETAIRE + SATELLITE
LIRE
WAD ; WSAT ; U ; ZAD ; σRPD ; KD
α ; β ; MUD
CALCULER
MD ; QC ; ZSAT
AFFECTER
MD → M ; ZSAT → Z(2) ; ZAD →
Z(1) ; WAD → W(1) ; WSAT → W(2) ; KD → K
GOSUB
A
B


B
RÉDUCTION PERIPHERIQUE : PLANETAIRE + SATELLITE
LIRE
W_{AP} ; W_{SAT} ; Z_{AP} ; α ; $\overline{V}_{RPP}$;
Kp ; Mup ; β
CALCULER
M_p ; Z_{SAT} ; Q_c
AFFECTER
$Z_{AP} \to Z(1)$; $Z_{SAT} \to Z(2)$; $M_p \to M$
$W_{AP} \to W(1)$; $W_{SAT} \to W(2)$; $K_p \to K$
GOSUB
A
CALCUL D'ARBRE
CALCULER
FT ; NN ; LL ; LL(1) ; NN(1) ; FR(1) ;
FR(2) ; Fx(1) ; Fx(2) ; NN(2) ;
LL(2)
LIRE
L(1) ; LB ; L(2)
L(c) ; L(3)
C


C
I = 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9
ON I GOTO ....
CALCULER
FTT(I)
FRR(I)
Fxx (I)
RP(I)
RA (N)
PROUL(I)
I = 4
J = 5
N = 1
I = 4
I = 5
J = 4
N = 1
I = 5
I = 6
J = 7
N = 2
I = 6
I = 7
J = 6
N = 2
I = 7
I = 8
J = 9
N = 2
I = 8
I = 9
J = 8
N = 2
I = 9
ECRIRE
RP(I) ; RA(N) ; Fx(N)
LIRE
σR (1) ; σR (2)
CALCULER
DMIN(1) ; DMIN(2)
ECRIRE
DMIN(1) ; DMIN(2)
CALCUL DE CANNELURES
LIRE
N1 ; N2 ; DC1 ; DC2
CALCULER et ECRIRE
T1; T2; P1; P2; HC1; HC2; LMIN1; LMIN2
FIN


A
SOUS-PROGRAMME DE CALCUL DES DIMENSIONS DE L'ENGRENAGE CONIQUE ; DE CORRECTION ET DE CALCUL DE DENTURE A LA RÉSISTENCE .
I = 1,2
CALCULER et ECRIRE
$\delta(I)$; $D(I)$; $DA(I)$; $DF(I)$; $DB(I)$; $HA(I)$; $HF(I)$
$\alpha_a(I)$; $\delta_a(I)$; $\delta_f(I)$; $OC(I)$; $B(I)$; $C(I)$; $DM(I)$
2_{Blim}
NEXT I
CORRECTION DE DENTURE
$z_1 + z_2 \leqslant 2 z_{Blim}$
OUI
NON
Correction avec V.E
Correction sans V.E
I = 1,2
CALCULER et ECRIRE
A ; A' ; α' ; λ ; $x(1)$; $x(2)$;
KM ; $D'(I)$; $DB'(I)$;
$DA'(I)$; $DF'(I)$; M' ; $C'(I)$;
$HA'(I)$; $HF'(I)$; $B'(I)$;
α'_a ; $OC'(I)$; $DM'(I)$
NEXT I
I = 1,2
CALCULER et ECRIRE
$x(1)$; $HAC(I)$;
$HFC(I)$; $DAC(I)$;
$DFC(I)$; $OC(I)$;
$\delta_{AC}(I)$; $\delta_{FC}(I)$
NEXT I
CALCULER
$\varepsilon_\alpha(1)$; $\varepsilon_\alpha(2)$; ε_β ; ε_γ
D


D
CALCUL DE DENTURE
TENUE A LA RUPTURE
LIRE
Kv ; KA ; K BL ; KML ; YEPS ; YBETA ; YF ; σblim
CALCULER
FRT ADM ; PR ADM
TENUE ALA PRESSION SUPERFICIELLE
LIRE
σHlim ; E ; KHL ;
CALCULER
CIR ; ZE ; ZC ; ZBETA ; FHT ADM ;
PHADM
PR ADM < PU(Fi)
OUI
NON
A
PH ADM < PU(Fi)
OUI
Donner
σRP plus
grand
A
NON
RETURN

EXPLOITATION DES RÉSULTATS :

Les résultats obtenus par ce calcul se trouvent dans l'intervale des dimensions des organes constituants les ponts utilisés couramment sur les camions.

Il serait toutefois meilleur, pour la réalisation effective du pont considéré, de tenir compte des contraintes relatives aux aspects techniques liés aux conditions de montage, ainsi les valeurs obtenues seraient corri-gées en fonction de ces considérations.

L'exploitation de ces résultats donnerait une première approche sur le pont, par lequel on veut compléter la chaîne cinematique d'un véhicule ; on est alors en mesure d'effectuer une esquisse qui nous permettrait d'établir un dessin d'ensemble.

En guise de commentaire, nous dirons que les résultats sont acceptables et cohérents dans leur ensemble.

CONCLUSION

Toute conception industrielle est basée sur des compromis de choix, des paramètres de base ; à partir desquels les calculs sont effectués.

Chaque constructeur adopte un compromis bien précis, qu'il juge optimal pour effectuer ses calculs de conception ; et ce n'est que par l'expérience que ce jugement est confirmé.

Ce qui explique la nature itérative de tout travail de conception, d'où la nécessité d'utiliser les moyens informatiques pour libérer le concepteur des tâches fastidueuses des calculs répétés, et de lui permettre de concentrer ces efforts et consacrer son temps au travail d'analyse et de synthèse.

Dans ce contexte, on a associé un logiciel effectuant les différentes opérations relatives au calcul de dimensionnement.

Tout cela nous a permis d'avoir une vue d'ensemble, sur le parcours à suivre dans une étude de dimensionnement d'un système technique donné.

Ainsi, à travers cette étude, nous avons acquis une certaine expérience quoi-que minime dans le domaine ; ce qui constitue pour nous une bonne initiation à notre future vie pratique d'ingénieur.

BIBLIOGRAPHIE

/1/ TRAITE THEORIQUE ET PRATIQUE DES ENGRENAGES G HENRIOT TOME 1 EDITION DUNOD 1983

/2/ TRAITE THEORIQUE ET PRATIQUE DES ENGRENAGES G HENRIOT TOME 2 EDITION DUNOD 1983

/3/ ELEMENT DE MACHINES M SZWARCMAN EDITION LAVOISIER 1983

/4/ MANUEL PRATIQUE DES ENGRENAGES G HENRIOT EDITION DUNOD 1965

/5/ COUR DE RDM 3eme ANNEE G-MECANIQUE M SCIASEK E.N.P 1987

/6/ TECHNIQUE DE L'INGENIEUR B622 B675 Ti 1988

/7/ LA CONSTRUCTION MECANIQUE QUATREMER TOME1 AFNOR 1978

/8/ GUIDE DU DESSINATEUR INDUSTRIEL A CHEVALIER EDITION HACHETTE 1979

/9/ PROGRAMMATION BASIC GOTTFRIED EDITION MAC GRAWHILL 1984

/10/ ELEMENTS DE CONSTRUCTION R PRUDHOMME TOME3 EDITION DUNOD 1971

/11/ ELEMENTS DE CONSTRUCTION F BERNARD TOME4 EDITION DUNOD 1971

/12/ ELEMENTS DE CONSTRUCTION F BERNARD TOME7 EDITION DUNOD 1971

/13/ MECANIQUE TERMINALE JL FANCHON APPLICATIONS INFORMATIQUES EDITION NATHAN TECHNIQUE 1985