

2/79

MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

U.S.T.A

29

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DE MECANIQUE

المكتبة
.....
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHEQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

BOITE DE VITESSES
WILSON

5 PLANCHES

PROPOSE PAR:
M. PIEROZAK

المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية
المكتبة
.....
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHEQUE

ETUDIE PAR:
I. BELHADEF
M. BOUAZIZ

PROMOTION JUIN 1979

MINISTERE DE L'ENSEGNEMENT SUPERIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

U.S.T.A

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
DEPARTEMENT DE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

**BOITE DE VITESSES
WILSON**

PROPOSE PAR:
M. PIEROZAK

ETUDIE PAR:
I. BELHADEF
M. BOUAZIZ

PROMOTION JUIN 1979

مِنْ كِتَابِ اللَّهِ الْعَزِيزِ الْحَكِيمِ :

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

وَمَا أُوتِيتُمْ مِنَ الْعِلْمِ إِلَّا قَلِيلًا

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

وَقُلْ رَبِّي زِدْنِي عِلْمًا

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

REMERCIEMENTS

Nous tenons à remercier vivement monsieur PIEROZAK professeur à l'école nationale polytechnique d'Alger, de nous avoir suivi dans notre travail et pour ses conseils qui nous ont été d'une grande utilité. Qu'il trouve ici notre profonde reconnaissance.

Nous remercions également tous les professeurs qui ont contribué à notre formation.

Nous n'oublions pas de remercier messieurs E. Yahiaoui et H. Yessad du service qu'ils nous ont rendu.

DEDICACES

A ma mère.

A mon frère Ali.

A mon oncle Eddali Mohamed.

A ma cousine Assia.

A mon oncle et frère Doumi Mohamed.

A tous mes amis.

Je souhaite bonne réussite aux futurs ingénieurs.

I. Belhadef.



A ma très chère mère.

A ma femme.

A mon frère Abdelkader de m'avoir encouragé moralement et aidé matériellement pendant toutes mes études.

A mon frère Kouider qui m'a soutenu solidement pendant les circonstances dures.

A ma sœur et à son mari M. Monsouri.

A tous mes oncles.

A mon cher ami M. Ramdani qui m'a été toujours fidèle et confident.

A tous mes frères étudiants de la mosquée de L'ENPA

A tous mes amis.

M. Bouaziz

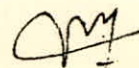


TABLE DE MATIERES

Présentation du sujet.

Introduction.

Chapitre 1: Boîte de vitesses Wilson.

 " 2: Etude de l'engrènement.

 Continuité de l'engrènement.

Chapitre 3: Détermination des nombres de dents.

 " 4: Etude dynamique

 " 5: Calcul des efforts sur les arbres et axes.

 " 6: Calcul des roulements

 La Lubrification

Chapitre 7: Calcul d'embrayage

 " 8: Calcul de ressorts

 " 9: Calcul de freins

 " 10: Calcul du rendement.

Conclusion

Bibliographie

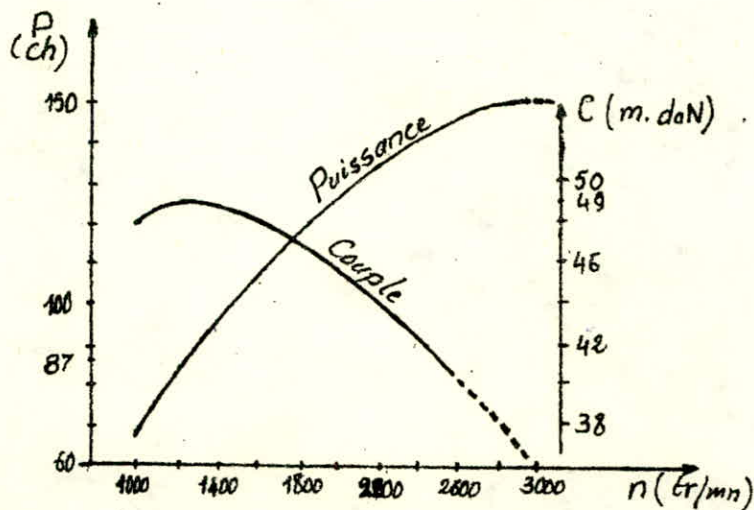
PRESENTATION DU SUJET

Notre travail consiste à étudier une boîte de vitesses Wilson dont les données de base sont les suivantes :

- puissance comprise entre 100 et 150 chevaux.
- vitesse de rotation de l'arbre moteur : 3000 tr/mn.
- rapports de vitesses : 1; 0,611; 0,382; 0,241; -0,239.
- emploi de quatre trains épicycloïdaux en série et d'une prise directe.

Notre boîte de vitesses sera entraînée par un moteur diésel quatre temps OMCP3 (UNIC) à six cylindres en ligne et ayant un alésage et une course respectivement de 110mm et 130mm.

La revue "technique diésel" nous fournit les graphes de la puissance et du couple de ce moteur.



INTRODUCTION

I) Organes de transmission

On classe sous ce nom tout appareil, fixe ou mobile, pouvant transmettre directement ou indirectement l'énergie d'une machine dite motrice à une autre dite réceptrice.

L'étude des transmissions est indispensable pour obtenir pour toute installation le maximum de rendement et de sécurité pour un minimum d'entretien.

II) Différents modes de transmission de mouvement

On distingue :

- les transmissions hétérocinétiques dans lesquelles le mouvement récepteur n'a pas la même forme que le mouvement ^{moteur} récep-
- ~~teur~~ (exemple: bielle-manivelle, came excentrique)

- les transmissions homocinétiques dans lesquelles la nature cinétique du mouvement se conserve. C'est le cas de la transmission d'un mouvement de rotation d'un arbre moteur en un mouvement de rotation d'un arbre récepteur. On distingue les transmissions homocinétiques par :

- a) friction (arbres en contact)
 - b) poulie et courroie
 - c) câble
 - d) chaîne
 - e) engrenage
- } (arbres éloignés)

Dans notre étude, nous allons nous intéresser particulièrement à l'engrenage dont l'emploi est très fréquent dans les boîtes de vitesses, réducteurs et multiplicateurs.

C1: BOITE DE VITESSES WILSON

I.1) Boîtes à préselection - Généralités :

Ces boîtes peuvent être qualifiées de semi-automatiques en ce sens que le choix de la combinaison de vitesses peut être retenue à l'avance, le passage effectif n'intervenant qu'au moment où l'on appuie sur la pédale de débrayage.

La plus répandue de ces boîtes a été la boîte Wilson du nom de son inventeur, major de l'armée anglaise, qui l'avait appliquée à des engins blindés britanniques en 1917-1918.

I.2) Schéma de principe

Description La boîte de vitesses Wilson est une boîte à trains épicycloïdaux en série (voir schéma sur la feuille suivante). Elle est utilisée sur des autobus, des camions et sur des autorails. Il a été possible de la transformer en une boîte automatique.

Pour enclencher une vitesse, il suffit d'immobiliser un boîtier grâce à une bande-frein. Cette boîte est constituée de quatre boîtiers. Elle nécessite un sélecteur de vitesses et une pédale de commande. Les figures A, B, C et D montrent comment est sélectionnée une vitesse.

I.3) Train épicycloïdal

Un train épicycloïdal est un train d'engrenage admettant au moins un axe fixe et d'autres mobiles.

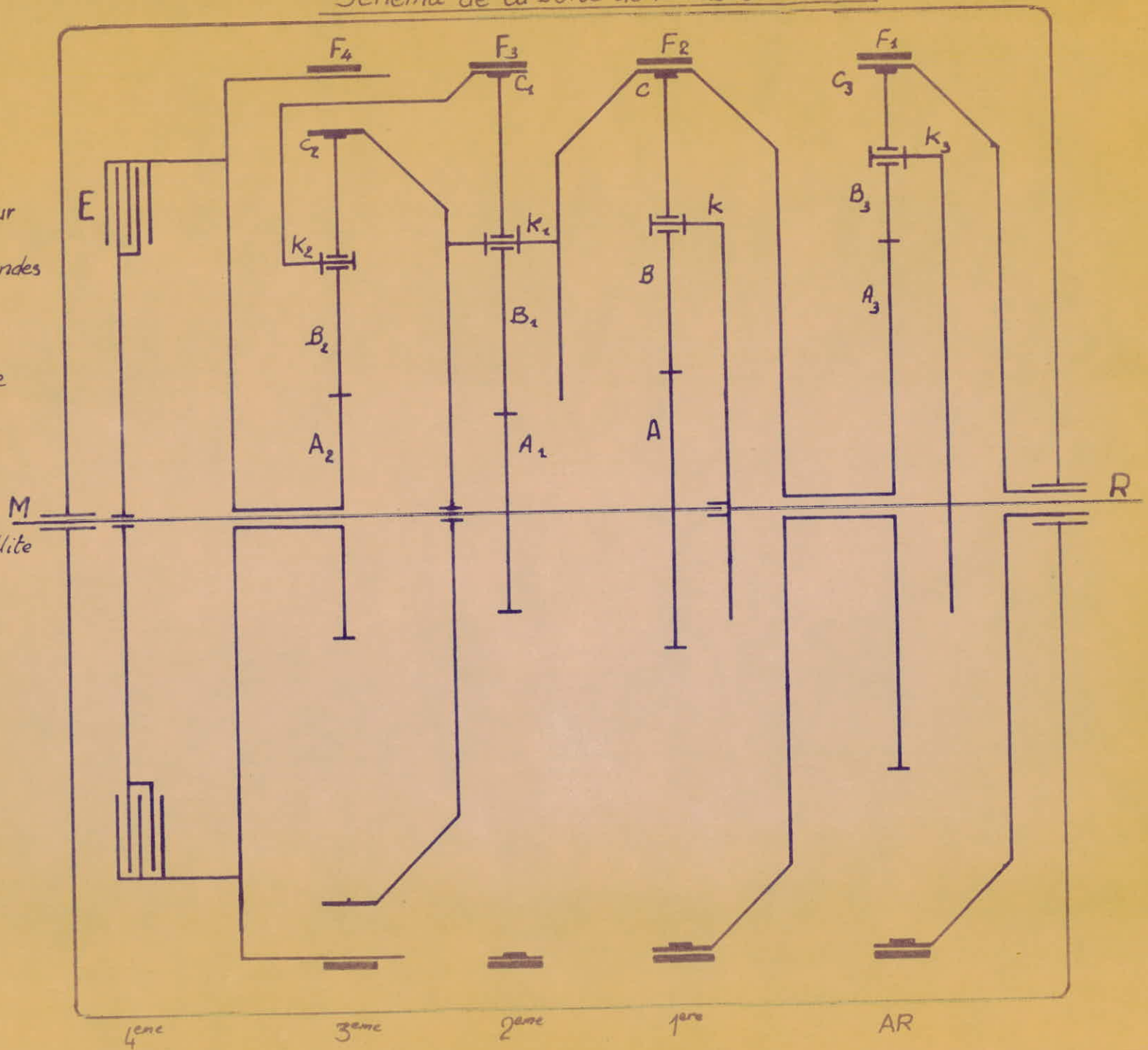
Un train épicycloïdal se compose essentiellement des trois éléments principaux suivants :

- deux arbres X_1 et X_2 généralement coaxiaux.

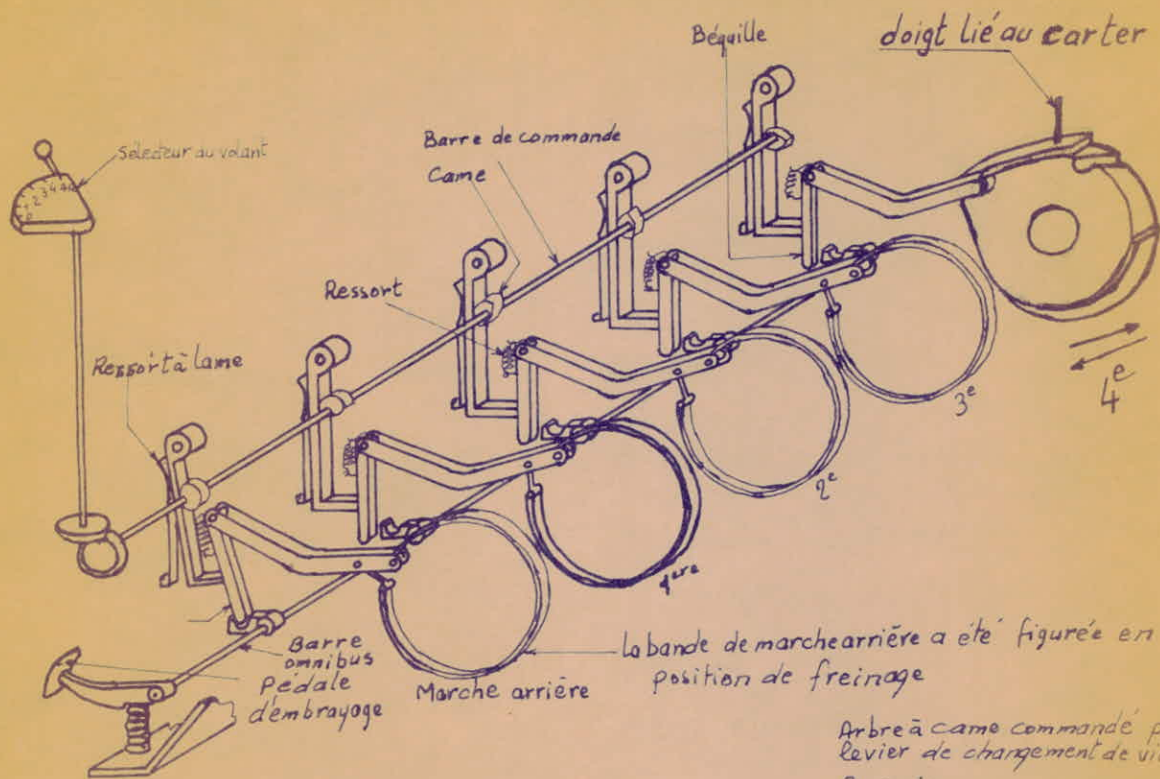
Schéma de la boîte de vitesses Wilson.

Légende:

- E : embrayage
- M : arbre moteur
- R : arbre récepteur
- F₁, F₂, F₃, F₄ : bandes de frein.
- A_i : planétaire
- B_i : satellite
- C_i : Courronne
- K_i : Porte-satellite



Préselection de la boîte de vitesses Wilson dispositif général.



Arbre à came commandé par le levier de changement de vitesses

Poussoir

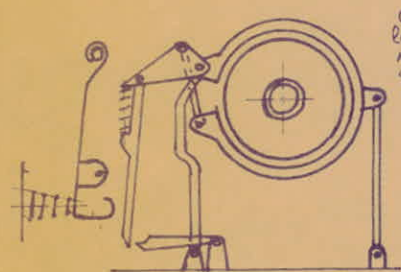


Fig A

Position de point mort
D'embrayage

Organes au repos:
Les 4 vitesses et la
marche arrière
comportent chacun
un dispositif semblable

L'arbre à cames
commandé par la
manivelle à tourner.
La plaque sélectrice
pousse la béquille
contre la barre omnibus.



Fig B

Préparation de la mise en prise

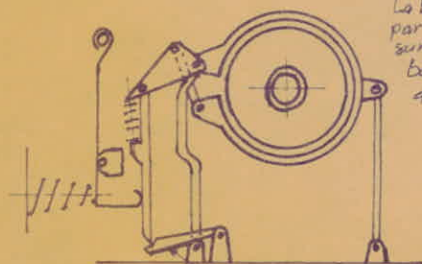


Fig C

La barre omnibus est actionnée
par la pédale de débrayage

La barre est relevée
après cessation
de l'effort sur
la pédale de
débrayage.

Frein serré combinaison en prise

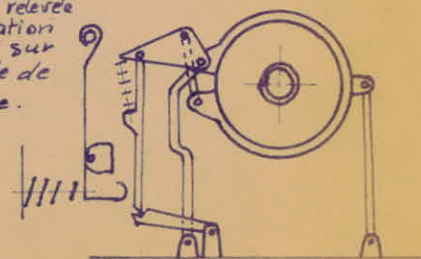


Fig D

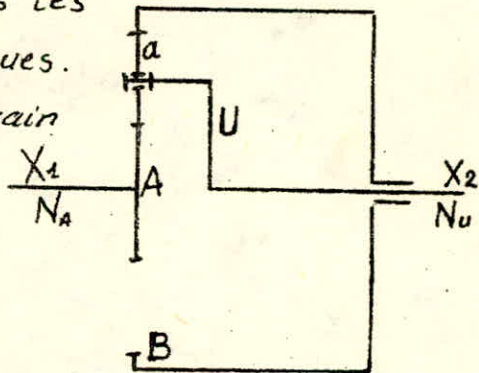
- un châssis U tournant fou sur ces arbres.

Au châssis U sont fixés les arbres intermédiaires, supportant des roues assurant la liaison entre les deux arbres X_1 et X_2 . Les roues A et B montées sur les arbres X_1 et X_2 sont généralement appelées planétaires, tandis que les roues intermédiaires sont appelées satellites. Si tous les arbres intermédiaires sont parallèles aux arbres X_1 et X_2 , le train épicycloïdal est dit plan. Dans le cas où les arbres intermédiaires sont concourants, le train épicycloïdal est dit sphérique.

Dans la boîte de vitesses Wilson, il est utilisé des trains épicycloïdaux plans.

Formule de Willis:

La formule de Willis s'applique à tous les trains épicycloïdaux planétaires et sphériques. Nous l'appliquons particulièrement au train d'engrenages épicycloïdal représenté par la figure ci-contre.



$$\frac{N_B - N_u}{N_A - N_u} = (-1)^\alpha K$$

N_A : vitesse de rotation du planétaire A.

N_B : " " " " " B

N_u : " " " du châssis U (porte-satellites)

$K = \frac{\text{Produit des nombres de dents des roues menantes}}{\text{Produit des nombre de dents des roues menées}}$

α = nombre de contact entre les dents extérieures.

Dans le cas de l'exemple précédent on a:

$$\frac{N_B - N_u}{N_A - N_u} = (-1)^\alpha \frac{A \times a}{a \times B}, \text{ donc } \boxed{\frac{N_B - N_u}{N_A - N_u} = -\frac{A}{B}}$$

Du point de vue constructif, les rapports possibles sont très limités par la dimension des satellites ou du planétaire central A. Une bonne utilisation courante se situe aux environs de :

$$A = \frac{B}{2} \text{ à } \frac{B}{3}$$

De plus, pour assembler correctement les différents éléments du train épicycloïdal, en utilisant q satellites équidistants, il faut que : $A+B = \text{multiple de } q$.

Une troisième condition (condition de voisinage) est donnée par l'inégalité suivante :

$$q \leftarrow \frac{\pi}{\text{Arcsin}\left(\frac{a+2}{A+a}\right)}$$

1.3.1) Intérêt d'avoir plusieurs satellites équidistants

Notons qu'en utilisant q satellites équidistants, nous pouvons neutraliser l'effet de la force centrifuge sur l'axe du châssis et à éliminer la force radiale qui agit sur l'axe des planétaires. Par conséquent l'encombrement sera sensiblement réduit. Le couple moteur sera réparti sur les q satellites. En supposant que la denture soit réalisée avec précision, exempte d'erreurs et que les q satellites soient parfaitement équidistants, le couple auquel est soumis chaque satellite est :

$$C' = \frac{C}{q}$$

avec C est le couple total exercé sur les q satellites.

Pour des raisons de sécurité, on introduit un coefficient k qui tient compte de la répartition inégale du couple moteur C sur les q satellites.

$$k = 1,7 \text{ à } 1,8 \quad \text{si } q = 2$$

$$k = 2,0 \text{ à } 2,5 \quad \text{si } q = 3$$

$$k = 1 \quad \text{si il y a un auto-centrage.}$$

Le couple C' devient alors :

$$e'' = k \frac{e}{q}$$

Dans ce qui suit, nous prendrons $k=1$

I.4 Etude des engrenages

Les engrenages ont pour but de transmettre directement la rotation d'un arbre dit moteur à un autre dit récepteur. Ces deux arbres peuvent occuper des positions différentes lesquelles influenceront considérablement sur le choix du type d'engrenage.

Le tableau suivant indique les principaux types d'engrenages et leurs utilisations.

Position des arbres	Choix de l'engrenage
Axes parallèles	Engrenages cylindriques extérieurs et intérieurs à denture droite ou hélicoïdale
Axes concourants	<ul style="list-style-type: none"> - Engrenages côniques à denture droite ou hélicoïdale. - Engrenages côniques à denture spirale (droite ou hélicoïdale) - Engrenages à roue plate à denture droite, spirale ou cônique.
Axes non parallèles et non concourants	<ul style="list-style-type: none"> - Engrenages cylindriques hélicoïdaux à axes croisés. - Engrenages à roue de vis avec vis cylindrique à simple enveloppement. - Engrenages à roue de vis avec ^{vis}globique à double enveloppement - Engrenages hypoïdes.

I-4-1 Choix du type d'engrenage :

Vu que les arbres moteur, récepteur et intermédiaires de notre boîte de vitesses sont parallèles, nous avons le choix entre les

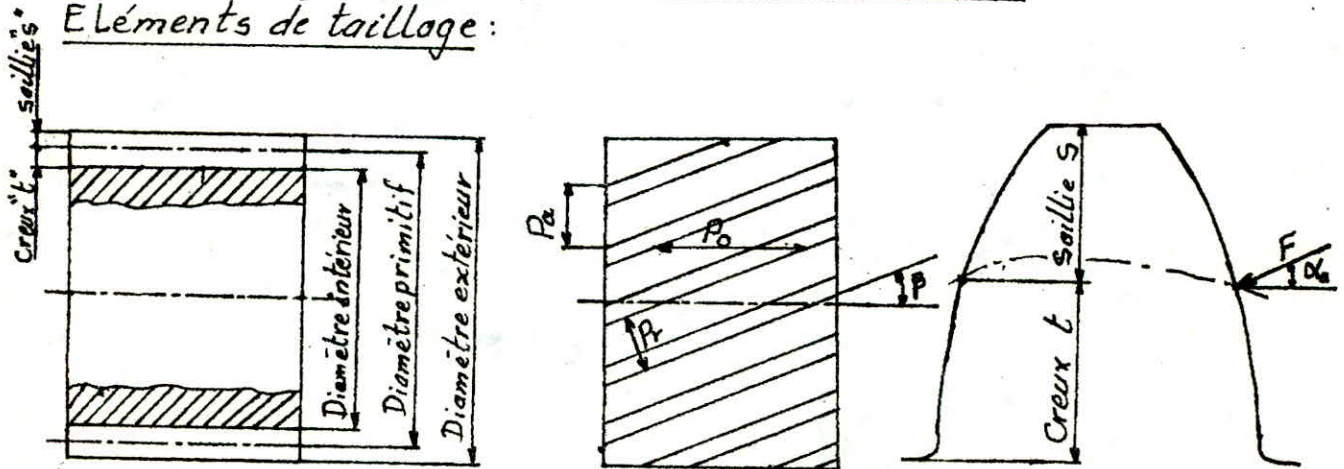
engrenages cylindriques à denture droite ou hélicoïdale.

Les engrenages cylindriques droits sont d'une simplicité relative comme étude et comme outillage de fabrication et de vérification. Pour une question de bruit, on les utilise pour de faibles vitesses. Tandis que les engrenages cylindriques à denture hélicoïdale sont en général employés pour transmettre de grandes puissances avec de grandes vitesses. Ils ont un fonctionnement silencieux, le phénomène d'interférence moindre par rapport aux engrenages cylindriques droits, des entr-axes respectés et précis. Tous ces avantages sont au détriment de l'apparition d'efforts axiaux et d'un usinage plus compliqué.

Vu que le bruit de fonctionnement doit être minimisée, et l'ordre des grandeurs de la puissance à transmettre (100 à 150 ch) et de la vitesse de rotation de l'arbre moteur (3000 tr/mn), nous choisissons un engrenage cylindrique à denture hélicoïdale.

1.4.1.1 Engrenage cylindrique à denture hélicoïdale

Éléments de taillage :



F: effort de pression.

On distingue :

1) quatre pas différents dans une roue à denture hélicoïdale :

a) Le pas normal (réel) : mesuré sur un plan perpendiculaire à l'hélice.

b) Le pas apparent ou circulaire: mesuré sur un plan perpendiculaire à l'axe: $P_a = \frac{\pi D_p}{Z}$ (Z étant le nombre de dents de la roue)

c) le pas de l'hélice: $P_h = \frac{\pi D_p}{\text{tg} \beta}$

d) le pas oblique ou pas axial.

2) α_a : angle de pression apparent

Nous avons adopté une denture normalisée, donc $\alpha_a = 20^\circ$, L'angle réel de pression est alors $\alpha_r = 17^\circ 30'$.

3) L'angle d'inclinaison de l'hélice β

Pour les engrenages de boîtes de vitesses, on adopte généralement $\beta = 30^\circ$

4) Le module apparent: c'est le rapport du pas circonférentiel par le nombre π .

$$M_a = \frac{P_a}{\pi}$$

5) Le module réel: $M_r = M_a \cos \beta$

6) La saillie: $s = 1 M_r$ pour une denture normalisée

7) Le creux: $t = 1,25 M_r$ " " " "

8) La hauteur de la dent: $h = s + t = 2,25 M_r$.

9) La largeur de la denture: $l = k M_r$

k est un coefficient dépendant des guidages des arbres, du matériau constituant la denture, etc... Pour une construction soignée

$k = 12,5$ à 15 . Nous adoptons $k = 15$.

10) Le diamètre primitif $\odot D_p = M_a Z$

11) Le diamètre de pied (ou intérieur): D_i

$$D_i = D_p - 2t \text{ pour un engrenage extérieur}$$

$$D_i = D_p + 2t \text{ pour un engrenage intérieur.}$$

12) Le diamètre de tête (ou extérieur): D_e

$$D_e = D_p + 2s \text{ pour un engrenage extérieur}$$

$$D_e = D_p - 2s \text{ pour un engrenage intérieur.}$$

13) Le profil de la denture:

Nous adopterons une denture à développante de cercle (denture normalisée)

14) Nombre fictif de dents:

$$Z' = \frac{Z}{\cos^3 \beta}$$

C2: ETUDE DE L'ENGRENEMENT CONTINUE D'ENGRENEMENT

II.1 Engrenages parallèles extérieurs à denture droite (fig I)

Soient deux roues O_1 et O_2 (menante). Soit I le point de tangence des deux cercles primitifs et par où passe la ligne d'action. P_1 et P_2 sont deux profils conjugués dont on va étudier l'engrènement.

2.1.1 Début d'engrènement:

Le profil P_2 attaque le profil P_1 à sa pointe. Le point d'action commençante A est l'intersection de la ligne d'action et du cercle de tête de la roue menée.

2.1.1.1 Période d'approche:

C'est la période comprise entre le début d'engrènement et le moment où le point de contact est en I .

2.1.1.2 Longueur d'approche: g_f

C'est la longueur du segment AI lieu géométrique des points de contact I . Elle correspond à une rotation d'un angle φ_f de la roue O_2

$$g_f = AI = \widehat{N_2 Q_2}$$

2.1.1.3 Arc d'approche: a_f

C'est la longueur de l'arc parcouru par un point sur le cercle primitif au cours d'une rotation φ_f

$$a_f = \widehat{SI} \quad \text{ou} \quad a_f = r_2 \varphi_f \quad \text{ou encore} \quad a_f = \frac{g_f}{\cos \alpha}$$

2.1.2 Fin d'engrènement

Le point extrême d'action B est l'intersection de $T_1 T_2$ avec le cercle de tête de la roue menante.

2.1.2.1 Période de retraite:

C'est la période pendant laquelle le contact passe de I à B .

2.1.2.2 Longueur de retraite: g_a

C'est la longueur de l'arc parcouru par un point du cercle de base au cours d'une rotation φ_2 de la roue O_2 .

$$g_a = \overline{O_2 I_2} \text{ ou } g_a = IB$$

2.1.2.3 Arc de retraite: a_a

C'est la longueur de l'arc parcouru par un point du cercle primitif pour une rotation φ_a de la roue O_2

$$a_a = \overline{IV} \text{ ou } a_a = \frac{IB}{\cos \alpha}$$

2.1.3 Arc de conduite: a_x

C'est la longueur parcourue par un point de l'un des deux cercles primitifs pendant l'engrènement

$$a_x = a_f + a_a = \frac{AI + IB}{\cos \alpha} = \frac{AB}{\cos \alpha} \text{ ou } a_x = \frac{g_x}{\cos \alpha}$$

g_x est la longueur d'action correspondant à un angle de conduite

$$\varphi_x = \varphi_f + \varphi_a$$

Pour avoir une continuité d'engrènement, il faut que AB soit plus grand que le pas normal, soit: $a_x > \pi M_n$
C'est-à-dire, qu'un couple de dents ne cesse d'engrèner qu'au moment où un autre couple de dents s'engrène.

On introduit un rapport de conduite E_x qui doit être plus grand que l'unité (pratiquement supérieur à 1,3).

$$E_x = \frac{a_x}{P_n} \text{, (} P_n \text{ étant le pas apparent)}$$

Pour une denture normale, on peut déterminer E_x à l'aide de l'abaque IV.

$$E_x = y_1 U_1 + y_2 U_2$$

$$\text{avec } y_1 = \frac{s_1}{M_n} \text{ et } y_2 = \frac{s_2}{M_n} \left. \vphantom{\begin{matrix} y_1 \\ y_2 \end{matrix}} \right\} \text{saillies réduites.}$$

Dans notre cas, nous avons: $y_1 = y_2 = 1$ (denture normale)

Le tableau (2) nous donne les valeurs de U_1 et U_2 en fonction de l'angle α , de $N_1 = \frac{Z_1}{y_1}$ et de $N_2 = \frac{Z_2}{y_2}$.

II-2 Engrenages parallèles à denture hélicoïdale (fig II)

Le profil P_2 attaque le profil P_1 en A. L'engrènement se termine

en B' lorsque le couple de profils conjugués P_1' et P_2' cesse son action. Les profils P_2 et P_2' sont décalés d'un angle $\varphi_\beta = \widehat{IO_2I_1}$. La longueur de recouvrement est :

$$g_\beta = \widehat{II_1} = l \operatorname{tg} \beta.$$

Comme la roue O_2 tourne d'un angle $\varphi_\alpha = \varphi_f + \varphi_\beta$, le rapport total de conduite est :

$$E_\gamma = \frac{\varphi_\alpha + \varphi_\beta}{\frac{\pi M_a}{r_2}} = E_\alpha + E_\beta.$$

avec :

$\frac{\pi M_a}{r_2}$ est le pas angulaire.

E_α est le rapport de conduit apparent.

E_β est le rapport de recouvrement.

$$E_\beta = \frac{l \operatorname{tg} \beta}{\pi M_a} = \frac{l \sin \beta}{\pi}$$

Le rapport de recouvrement est aussi donné graphiquement par la figure III.

Remarque 1: Le rapport total de conduite correspond au nombre de couples de dents en prise.

Conclusion:

Le couple auquel est soumis chaque couple de dents en prise est :

$$C'_m = \frac{C_m}{9 E_\gamma}$$

Remarque 2

Si la développante ne peut pas pénétrer à l'intérieur de son cercle de base, ceci revient à dire que la valeur minimum du diamètre de tête soit celle du diamètre de base. Pour une denture normalisée, on a :

$$D_t = D_p - 2s = M_r \left(\frac{Z}{\cos \beta} - 2 \right)$$

$$\text{diamètre de base } D_b = \frac{M_r Z \cos \alpha}{\cos \beta}$$

$$\text{avec } D_t \geq D_b \Rightarrow Z \geq \frac{2 \cos \beta}{1 - \cos \alpha}$$

Si $\alpha_a = 20^\circ$; $\beta = 30^\circ$, on aura: $Z \geq 29$ dents.

II.3 Interference

2.3.1 Engrenages parallèles extérieurs :

Pour engrener correctement, deux profils en contact doivent rester constamment tangents. Dans le cas des dentures à développante de cercle, le lieu des points de contacts successifs est la droite $T_1 T_2$. Il y a interférence quand le point de contact n'appartient pas à la droite $T_1 T_2$.

2.3.1.1 Interférence théorique :

Soient les deux profils conjugués P_1 et P_2 (fig V) allant jusqu'à leurs cercles de base respectifs. A un moment donné, les deux profils sont en contact en un point M sur $T_1 T_2$. Poursuivons l'engrènement, le point d'action se déplace pour arriver au point particulier T_1 , le contact se fait donc suivant les points N_2 de P_2 et Q_1 de P_1 qui sont venus se confondre en T_1 . Au point V de la ligne d'action, au-delà de T_1 , le centre de courbure de P_2 est le point T_2 . Soit P'_2 le profil conjugué de P_2 . Il a son centre de courbure en T_1 . Le profil P'_2 a donc une courbure dérivée dans le même sens que celle de P_2 , ce n'est autre que la branche fictive de P_2 . Les deux profils P_1 et P'_2 sont donc symétriques par rapport à $O_1 Q_1$. Le point Q_1 se trouve donc à l'intérieur du profil P_2 qui coupe la branche réelle de développante P_1 au point S . C'est le phénomène d'interférence théorique.

Conséquences :

- Si le jeu entre les dents est très faible, il se produit un coincement.
- S'il y a un jeu entre les dents, la transmission se fait par variation de vitesse angulaire, des vibrations et une usure très rapide.

Pour éviter l'interférence théorique, il faut que la saillie maximale admissible de la roue ait une valeur h_2 telle que le cercle de tête passe par le point d'interférence T_1 .

Remarque :

En général, pour une denture normale, le problème d'interférence ne se pose pas quand le nombre de dents du pignon est supérieur à 17 pour un engrenage cylindrique parallèle extérieur à denture droite et 14 pour un engrenage cylindrique extérieur à denture hélicoïdale et avec $\beta \approx 30^\circ$.

2.3.2 Engrenages parallèles intérieurs

2.3.2.1 Interférence primaire :

Elle correspond à l'interférence théorique des engrenages extérieurs. Pour l'éviter, il suffit que la valeur minimale du rayon de tête de la couronne soit égale à :

$$O_2 T_1 = \sqrt{r_{b2}^2 + (r_2 - r_1)^2 \sin^2 \alpha}$$

En appelant $y_2 M_r$ la saillie limite de la couronne, la fig VI nous donne la valeur de y_2 pour un angle de pression de 20° en fonction des nombres de dents Z_1 et Z_2 .

2.3.2.2. Interférence secondaire

Elle apparaît lorsque le nombre de dents du pignon est assez proche de celui de la roue. La dent du pignon risque alors d'écorner celle de la roue.

Dans le cas où la saillie du pignon est égale à celle de la roue, $(Z_2 - Z_1)$ limite est égale à Ky (K étant un coefficient de proportionnalité) avec $y = \frac{s}{M_r}$ (saillie réduite)

La fig VII nous donne les valeurs de $(Z_2 - Z_1)$ limite en fonction de α et y .

Dans le cas d'une denture normale ($\alpha = 20^\circ$ et $y = 1$), on a : $(Z_2 - Z_1)_{\text{limite}} = 8$ dents.

Dans notre cas, on a :

$$Z_2 = C ; \quad Z_1 = B = \frac{C - A}{2}$$

La différence $Z_2 - Z_1 = C - B = \frac{C + A}{2}$ est toujours supérieure à 8, le problème d'interférence secondaire n'est donc pas à craindre.

2.3.2.3 Interférence entre le sommet des dents du pignon et la surface de raccordement de la roue:

Pour l'éviter, il faut évidemment que:

$$r_{A_2} \leq r_{inv_2}$$

avec :

$$r_{A_2} = \left\{ r_{b_2}^2 + \left[r_{p_2} \sin \alpha + \sqrt{r_{t_1}^2 - r_{b_1}^2} - r_{p_1} \sin \alpha \right]^2 \right\}^{1/2}$$

r_A est le rayon actif de pied.

$$r_{inv} = \rho_{inv} Z M_r$$

ρ_{inv} est donné par l'abaque

$$r_b \text{ (rayon de base)} = r_p \cos \alpha.$$

2.3.2.4 Interférence entre le sommet des dents de la roue et la surface de raccordement des dents du pignon.

La condition de non interférence théorique n'est pas suffisante si fait que le profil du pignon ne s'étend pas jusqu'à son cercle de base. Il est nécessaire de rogner la saillie de la roue de la quantité $v M_r$.

Les valeurs de v sont données par le tableau VIII pour $\alpha = 20^\circ$ et $y = 1$.

C3: DETERMINATION DES NOMBRES DE DENTS

III.1 Train 1^{ère} vitesse

La formule de Willis appliquée au train ABCK donne :

$$\frac{\omega_c - \omega_k}{\omega_a - \omega_k} = -\frac{A}{C}$$

En freinant la couronne C ($\omega_c = 0$), il vient :

$$\frac{\omega_k}{\omega_a - \omega_k} = \frac{A}{C}$$

D'où $\frac{C}{A} = \frac{\omega_a}{\omega_k} - 1$ ou $\frac{\omega_a}{\omega_k} = 1 + \frac{C}{A}$

Avec $\frac{\omega_k}{\omega_a} = 0,241$, on a : $\frac{C}{A} = 3,1494$

Le nombre de dents du satellite B est donné par la relation :

$$B = \frac{C - A}{2}$$

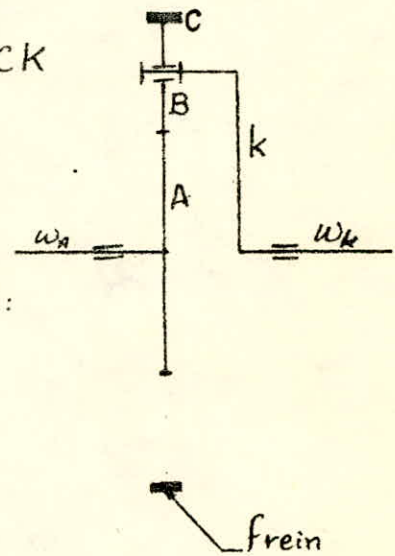
Choix de A :

En utilisant trois satellites équidistants, le choix du nombre de dents du planétaire A doit satisfaire à la condition :

$$A + C = \text{multiple de } 3.$$

Cette condition exige que $(A + C)$ soit divisible par 6.

Du tableau suivant, nous tirons les nombres de dents de A, et C



A	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29
C	50	54	57	59	63	66	69	73	76	79	82	86	88	91
(A+C) divisible par 6	oui	non	non	oui	non	non	non	oui	non	non	oui	non	non	oui
$\frac{\omega_k}{\omega_a}$	0,24247			0,2436				0,2396			0,2407			0,24166

Le rapport $\frac{\omega_x}{\omega_A}$ le plus proche à $\frac{\omega_x}{\omega_A} = 0,241$ est $0,2407$ qui correspond à $A = 26$ dents, $B = 82$ dents, donc $B = 28$ dents.

Interférence:

Le planétaire A et le satellite B (engrenages extérieurs) ont chacun un nombre de dents supérieur à 14, donc, il n'y a pas d'interférence.

Nous avons fait la remarque que l'interférence secondaire est évitée car $(C-B)$ est toujours supérieure à 8 dents.

Pour éviter l'interférence entre le sommet des dents de la couronne C et la surface de raccordement aux dents du satellite B, on doit rogner la saillie de C d'une longueur $v_0 M_r = 0,09 M_r$.

Vérification du nombre de satellites:

La condition $q < \frac{\pi}{\text{Arc sin}(\frac{B+2}{A+B})}$ est vérifiée car $q = 3$ et

$$\frac{\pi}{\text{Arc sin}(\frac{B+2}{A+B})} = \frac{3,14}{\text{Arc sin}(\frac{28+2}{26+28})} = 5,3$$

Donc le nombre de satellites adopté convient bien.

III.2 Train 2^{ème} vitesse:

On a successivement:

$$\frac{\omega_{C_1} - \omega_c}{\omega_m - \omega_c} = -\frac{A_1}{C_1}$$

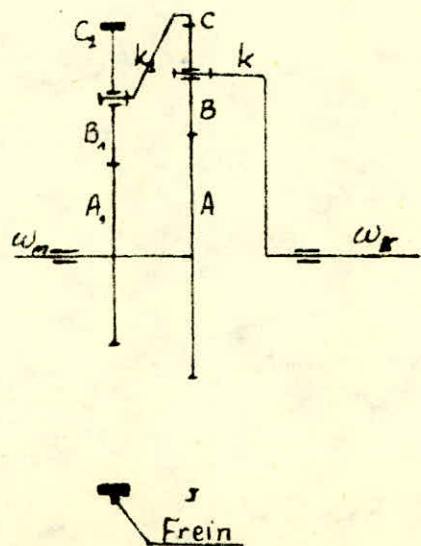
$$\frac{\omega_c - \omega_r}{\omega_m - \omega_r} = -\frac{A}{C}$$

Avec $\omega_{C_1} = 0$ (C_1 freinée), on a:

$$\frac{\omega_c}{\omega_m - \omega_c} = \frac{A_1}{C_1}$$

mais: $\omega_c = -\frac{A}{C} \omega_m + \omega_r (1 + \frac{A}{C})$

Donc $\frac{C_1}{A_1} = \frac{(\frac{A}{C} + 1)(1 - \frac{\omega_r}{\omega_m})}{(\frac{A}{C} + 1)\frac{\omega_r}{\omega_m} - \frac{A}{C}}$ ou $\frac{\omega_r}{\omega_m} = \frac{(\frac{C_1}{A_1} + 1)\frac{A}{C} + 1}{(\frac{C_1}{A_1} + 1)(1 + \frac{A}{C})}$



Avec $\frac{\omega_r}{\omega_m} = 0,382$; $A = 26$ dents et $C = 82$ dents, on a: $\frac{C_1}{A_1} = 4,375$

Le nombre de dents du satellite B_1 est donné par la relation:

$$B_1 = \frac{C_1 - A_1}{2}; \quad (\text{On utilisera 3 satellites})$$

Le tableau suivant donne les nombres de dents des planétaires A_1 et C_1

A_2	16	17	18	19	20	21	22	23
C_1	70	75	79	83	88	92	96	100
$(A_1 + C_1)$ divisible par 6	non	non	non	oui	oui	non	non	non
$\frac{\omega_r}{\omega_m}$				0,38217	0,38134			

Le rapport le plus proche à $\frac{\omega_r}{\omega_m} = 0,382$ est $0,38217$. Il correspond à $A_1 = 19$ dents, $C_1 = 83$ dents et $B_1 = 32$ dents.

Interférence:

La vérification à la non-interférence faite pour le train 1^{ère} vitesse reste valable pour le train 2^{ème} vitesse.

III-3 Train 3^{ème} vitesse:

On successivement:

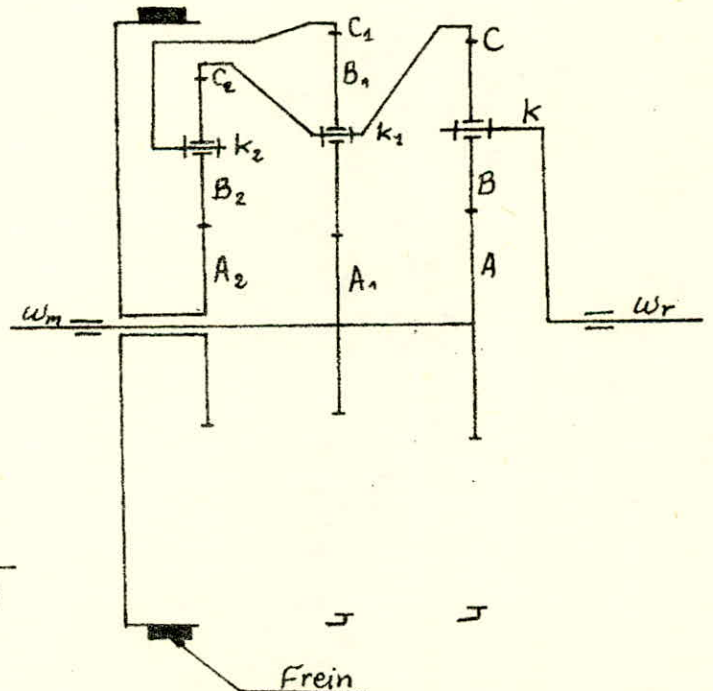
$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\omega_{C_2} - \omega_r}{\omega_m - \omega_r} = -\frac{A}{C} \\ \frac{\omega_{B_2} - \omega_1}{\omega_m - \omega_1} = -\frac{A_1}{C_1} \\ \frac{\omega_C - \omega_{C_2}}{\omega_{A_2} - \omega_{C_2}} = -\frac{A_2}{C_2} \end{array} \right.$$

$\omega_A = 0$ (A_2 freinée).

On a alors: $\omega_{C_2} = \frac{\omega_C}{\left(\frac{A_2}{C_2} + 1\right)}$

et $\omega_C = \frac{\frac{A_1}{C_1} \omega_m}{\frac{A_2}{A_2 + C_2} + \frac{A_1}{C_1}}$

D'où $\frac{C_2}{A_2} = \frac{\frac{C_1}{A_1}}{\frac{1}{\left(\frac{A}{C} + 1\right) \frac{\omega_r}{\omega_m} - \frac{A}{C}} - 1} = 1$ ou $\frac{\omega_r}{\omega_m} = \frac{\frac{A_1}{C_1 \left(\frac{A_2}{A_2 + C_2} + \frac{A_1}{C_1}\right)} + \frac{A}{C}}{\frac{A}{C} + 1}$



Avec $\frac{\omega_r}{\omega_m} = 0,611$, on a: $\frac{C_2}{A_2} = 3,16$

Le nombre de dents du satellite est donné par la relation:

$$B_2 = \frac{C_2 - A_2}{2}, \quad (\text{on utilisera 3 satellites})$$

Le tableau suivant donne les nombres de dents de A_2 et C_2

A_2	19	20	21	22	23	24	25	26
C_2	60	63	66	69	73	76	79	82
$(A_2 + C_2)$ divisible par 6	non	non	non	non	oui	non	non	oui
$\frac{\omega_r}{\omega_m}$					0,61173			0,61081

Pour avoir des tambours de freins de même diamètre, on choisira le rapport $\frac{\omega_r}{\omega_m} = 0,61173$ au lieu de 0,61081. On aura donc:

$$A_2 = 23; \quad C_2 = 73 \text{ et } B_2 = 25$$

Vérification à la non-interférence:

Même remarque que celle faite au paragraphe III-1, sauf que la saillie de C_2 sera rognée d'une longueur $0,1M_r = 0,1M_r$.

III-4 Train marche arrière:

On a successivement:

$$\frac{\omega_c - \omega_r}{\omega_m - \omega_r} = -\frac{A}{C}$$

$$\frac{\omega_{C_3} - \omega_r}{\omega_c - \omega_r} = -\frac{A_3}{C_3}$$

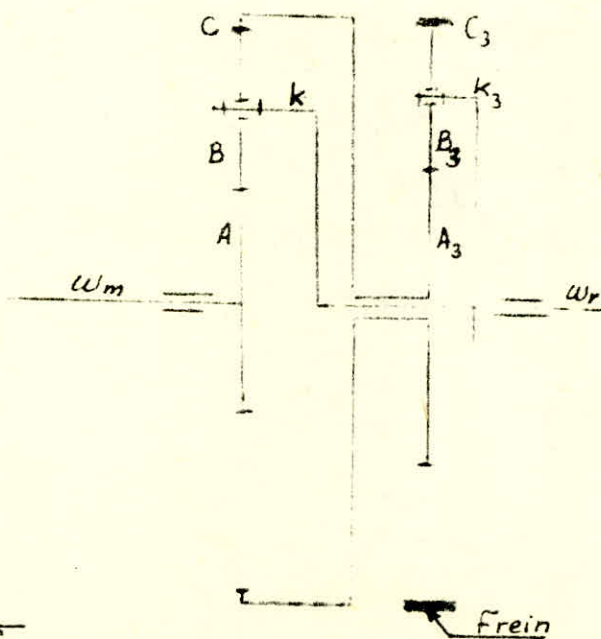
$\omega_{C_3} = 0$ (C_3 freinée), on a alors:

$$\omega_c = \left(\frac{C_3}{A_3} + 1\right) \omega_r$$

Doit:
$$\frac{C_3}{A_3} = -\frac{A}{C} \left(\frac{\omega_m}{\omega_r} - 1\right)$$

ou
$$\frac{\omega_r}{\omega_m} = \frac{1}{1 - \frac{C}{A} \cdot \frac{C_3}{A_3}}$$

Avec $\frac{\omega_r}{\omega_m} = -0,239$, on a: $\frac{C_3}{A_3} = 1,644$.



Les nombre de dents du satellite B_3 se détermine par la relation:

$$B_3 = \frac{C_3 - A_3}{2}$$

On utilisera 3 satellites.

Le tableau suivant donne les nombres de dents de A_3 et C_3

A_3	46	47	48	49	50	51	52	53
C_3	76	77	79	80	82	84	85	87
$(A_3 + C_3)$ divisible par 6	non	non	non	non	oui	non	non	non
$\frac{\omega_p}{\omega_m}$					-0,23967			

Seules les valeurs qui conviennent sont:

$A_3 = 50$ dents, $B_3 = 16$ dents et $C_3 = 82$ dents.

Vérification à la non-interférence:

A ce sujet, voir le paragraphe III-1.

C4: ETUDE DYNAMIQUE

IV.1 Détermination des couples

4.1.1 Etude des couples:

Nous avons fait précédemment la remarque que notre boîte de vitesses est constituée de quatre trains épicycloïdaux en série du type ci-contre.

Notation:

X_m : arbre moteur

X_r : arbre récepteur

A et C: planétaires

B: satellite.

On suppose dans ce qui suit qu'il n'y a qu'un seul satellite B.

Isolons le train et considérons les couples qui lui sont appliqués de l'extérieur:

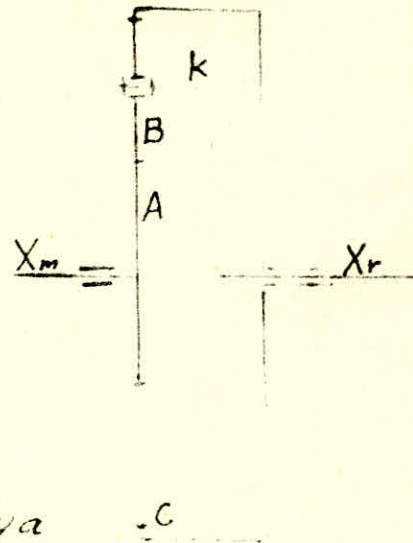
- C_A : couple sur le planétaire A de vitesse angulaire ω_m .
- C_C : " " " " C " " " " ω_c
- C_K : couple sur le porte-satellite K de vitesse angulaire ω_r .

Le train étant en équilibre, nous avons donc:

$$C_A + C_K + C_C = 0$$

Ces couples sont pris en valeur algébrique avec la convention qu'un couple positif (+) est de même sens que la vitesse angulaire (puissance motrice positive)

En négligeant la puissance perdue par frottement, on a:



$$C_A \omega_m + C_k \omega_r + C_c \omega_c = 0$$

En écrivant que $C_k = -C_A - C_c$, il vient :

$$C_A(\omega_m - \omega_r) + C_c(\omega_c - \omega_r) = 0$$

donc $C_c = -C_A \frac{\omega_m - \omega_r}{\omega_c - \omega_r}$.

En tenant compte de la formule de Willis, on a donc :

$$\frac{\omega_m - \omega_r}{\omega_c - \omega_r} = -\frac{C}{A}, \text{ on a donc :}$$

$$C_c = +\frac{C}{A} C_A \quad \text{et} \quad C_k = -C_A \left(1 + \frac{C}{A}\right)$$

Il suffit donc de connaître le couple moteur appliqué sur A pour déterminer les couples C_k et C_c

Ces relations sont vraies dans tous les cas, que le planétaire C soit fixe ou mobile.

Remarques :

- Nous avons toujours C_A et C_c de même sens et C_k de sens opposé à ces deux couples

- Nous avons aussi, en valeur absolue : $C_k = C_A + C_c$.

4-1.2 Estimation des durées et des couples moteurs moyens :

La durée totale de notre boîte de vitesses est estimée à 10000 heures.

Taux d'utilisation de chaque vitesse :

M. Boisseaux nous donne dans son livre "l'automobile et calcul des organes (édition 1966) pour des véhicules industriels à quatre vitesses les valeurs suivantes :

Vitesse	1 ^{ere}	2 ^{eme}	3 ^{eme}	4 ^{eme}	Marche arrière
Taux initiaux	1	4	20	75	—
Taux adoptés	1,5	5	20	73	0,5
Charge moyenne	75%	90%	75%	80%	40%

Nota : Les valeurs de la charge moyenne sont exprimées en fonction du couple moteur maximum. Elles sont données par "technique de l'ingénieur" mécanique et chaleur tome IV.

Pour 100 tours de l'arbre récepteur, chaque vitesse (i) est utilisée pendant $\frac{Taux(i)}{\omega_{r(i)}}$

Pendant 10000 heures d'utilisation de la boîte, chaque vitesse fonctionner pendant :

$$D_i = \frac{Taux(i)}{\omega_{r(i)}} \times \frac{10000}{\sum_k \left(\frac{Taux(k)}{\omega_{r(k)}} \right)}$$

Or $\omega_{r(i)} = \omega_m \times r(i)$, ($r(i)$ étant le rapport de réduction i)

D'où :

$$D_i = \frac{Taux(i)}{r(i)} \times \frac{10000}{\sum_k \left(\frac{Taux(k)}{r(k)} \right)}$$

On a: $\sum_k \frac{Taux(k)}{r(k)} = \frac{1,5}{0,241} + \frac{5}{0,382} + \frac{20}{0,611} + \frac{73}{1} + \frac{0,5}{0,239}$

$$\sum_k \frac{Taux(k)}{r(k)} = 127,138.$$

D'où les durées D_i .

Vitesse	1 ^{ere}	2 ^{eme}	3 ^{eme}	4 ^{eme}	A.R.
rappot	0,241	0,382	0,611	1	-0,239
Taux %	1,5	5	20	73	0,5
Durée (h)	491	1030	2575	5742	165

Durée de fonctionnement de chaque train d'engrenage:

1^{er} Train ABC:

D'après le schéma de la boîte, ce train transmet un couple au cours de chaque vitesse. Sa durée de fonctionnement est donc : $d_1 = 10000$ heures.

Train A₁B₁C₁:

Ce train transmet un couple en 2^{eme}, 3^{eme} et 4^{eme} vitesse. Sa durée de fonctionnement est $d_2 = D_2 + D_3 + D_4$, d'où $d_2 = 9346$ h

Train A₂B₂C₂:

Il transmet un couple en 3^{eme} et 4^{eme} vitesse, donc : $d_3 = D_3 + D_4$, d'où : $d_3 = 8317$ heures.

Train A₃B₃C₃:

Ce train ne travail qu'en marche arrière, donc:

$$d_4 = D_{AR} = 165 \text{ heures.}$$

4.1.3 Calcul des couples

Le couple moteur moyen est en 1^{ère} vitesse:

$$C_m = 0,75 C_{max} = 0,75 \times 490, \text{ d'où } C_m = 367,5 \text{ m.N}$$

Le couple appliqué au planétaire A est:

$$C_A = C_m \Rightarrow C_A = 367,5 \text{ m.N.}$$

Couple appliqué au porte-satellite k

$$C_k = \left(1 + \frac{C}{A}\right) C_A \Rightarrow C_k = \left(1 + \frac{82}{26}\right) \times 367,5 = 1526,3 \text{ m.N}$$
$$C_k = 1526,3 \text{ m.N.}$$

Couple de freinage:

$$C_c = \frac{C}{A} C_A = \frac{82}{26} \times 367,5 = 1159 \text{ m.N}$$

$$C_c = 1159 \text{ m.N.}$$

2^{ème} vitesse:

Le couple moteur moyen est:

$$C_m = 0,90 C_{max} = 0,90 \times 490 = 441 \text{ m.N} \Rightarrow C_m = 441 \text{ m.N.}$$

Isolons le porte-satellite K_1 , nous avons:

$$C_{B_1} = C_c$$

$$\text{mais } C_c = \frac{C}{A} C_A \text{ et } C_{B_1} = \left(1 + \frac{C_1}{A_1}\right) C_{A_1}$$

D'autre part, on a:

$$C_m = C_A + C_{A_1}$$

D'où:

$$C_A = \frac{1 + \frac{C_1}{A_1}}{1 + \frac{C}{A} + \frac{C_1}{A_1}} C_m \text{ et } C_{A_1} = \frac{\frac{C}{A}}{1 + \frac{C}{A} + \frac{C_1}{A_1}} C_m$$

$$\text{Il vient alors: } C_A = 0,63 C_m \Rightarrow C_A = 277,8 \text{ m.N}$$

$$\text{et } C_{A_1} = 0,37 C_m \Rightarrow C_{A_1} = 163,2 \text{ m.N.}$$

Le couple appliqué au porte-satellite k est:

$$C_k = \frac{82}{26} \times 277,8 = 876,1 \text{ m.N} \Rightarrow C_k = 876,1 \text{ m.N.}$$

Le couple appliqué au porte-satellite K_1 est:

$$\mathcal{C}_{k_1} = \left(1 + \frac{83}{19}\right) \times 163,2 = 876,2 \text{ m.N}$$

Le couple de freinage est:

$$\mathcal{C}_{k_1} = 876,2 \text{ m.N}$$

$$\mathcal{C}_2 = \frac{83}{19} \times 163,2 = 712,9 \text{ m.N}$$

$$\mathcal{C}_2 = 712,9 \text{ m.N.}$$

3^{eme} vitesse:

On a: $\mathcal{C}_m = \mathcal{C}_A + \mathcal{C}_{A_1}$

$$\mathcal{C}_r = \frac{\mathcal{C}_m}{\frac{\omega_r}{\omega_m}}$$

Mais $\mathcal{C}_r = \mathcal{C}_k$,

alors: $\left(1 + \frac{C}{A}\right) \mathcal{C}_A = \frac{\omega_m}{\omega_r} \mathcal{C}_m \Rightarrow \mathcal{C}_A = \frac{\mathcal{C}_m}{\frac{\omega_r}{\omega_m} \left(1 + \frac{C}{A}\right)}$

D'où $\mathcal{C}_A = 0,394 \mathcal{C}_m$ et $\mathcal{C}_{A_1} = 0,606 \mathcal{C}_m$, $\left(\frac{\omega_r}{\omega_m} = 0,611; C = 82\right.$
 et $A = 26$)

Or $\mathcal{C}_m = 0,75 \mathcal{C}_{max} \Rightarrow \mathcal{C}_m = 0,75 \times 490 = 367,5 \text{ m.N}$

On a donc: $\mathcal{C}_A = 144,8 \text{ m.N}$ et $\mathcal{C}_{A_1} = 222,7 \text{ m.N.}$

En isolant le porte-satellite k_1 , nous aurons:

$$\mathcal{C}_c + \mathcal{C}_{B_1} + \mathcal{C}_{C_2} = 0 \Rightarrow \mathcal{C}_{C_2} = -\mathcal{C}_c - \mathcal{C}_{B_1}$$

Or $\mathcal{C}_c = \frac{C}{A} \mathcal{C}_A$

$$\mathcal{C}_{B_1} = -\left(1 + \frac{C_1}{A_1}\right) \mathcal{C}_{A_1}$$

donc $\mathcal{C}_{C_2} = \left(1 + \frac{C_1}{A_1}\right) \mathcal{C}_{A_1} - \frac{C}{A} \mathcal{C}_A$

Avec $C_1 = 83$, $A_1 = 19$, $C = 82$, $A = 26$, $\mathcal{C}_{A_1} = 222,7 \text{ m.N}$
 et $\mathcal{C}_A = 144,8 \text{ m.N}$, on obtient:

$$\mathcal{C}_{C_2} = 738,9 \text{ m.N.}$$

1 Le couple de freinage est:

$$\mathcal{C}_{A_2} = \frac{A_2}{C_2} \mathcal{C}_{C_2}$$

donc $\mathcal{C}_{A_2} = \frac{23}{73} \times 738,9 = 232,8 \text{ m.N}$

$$\mathcal{C}_{A_2} = 232,8 \text{ m.N.}$$

4^{eme} vitesse:

Isolons le porte-satellite k_1 . Il est en équilibre, donc:

$$\mathcal{C}_{C_2} + \mathcal{C}_{K_1} + \mathcal{C}_C = 0$$

Or : $\mathcal{C}_{C_2} = \frac{C_2}{A_2} \mathcal{C}_{A_2}$, $\mathcal{C}_{K_1} = -(1 + \frac{C_1}{A_1}) \mathcal{C}_{A_1}$ et $\mathcal{C}_C = \frac{C}{A} \mathcal{C}_A$.

donc :

$$\frac{C_2}{A_2} \mathcal{C}_{C_2} = (1 + \frac{C_1}{A_1}) \mathcal{C}_{A_1} - \frac{C}{A} \mathcal{C}_A$$

On a aussi : $\mathcal{C}_r = \mathcal{C}_m = -\mathcal{C}_k = (1 + \frac{C}{A}) \mathcal{C}_A$.

Alors : $\mathcal{C}_A = \frac{\mathcal{C}_m}{(1 + \frac{C}{A})}$

La puissance motrice se répartit entre les planétaires A, A₁ et A₂

on a alors : $\mathcal{C}_A \omega_m + \mathcal{C}_{A_1} \omega_m + \mathcal{C}_{A_2} \omega_m = \mathcal{C}_m \cdot \omega_m$

d'où : $\mathcal{C}_A + \mathcal{C}_{A_1} + \mathcal{C}_{A_2} = \mathcal{C}_m$.

donc $\mathcal{C}_{A_2} = (\frac{C/A}{1 + \frac{C}{A}}) \mathcal{C}_m - \mathcal{C}_{A_1}$.

alors : $\mathcal{C}_{A_1} = \frac{(\frac{C_2}{A_2} + 1)(\frac{1}{A/C + 1})}{1 + \frac{C_1}{A_1} + \frac{C_2}{A_2}} \mathcal{C}_m$

Numériquement, on a :

$$\mathcal{C}_{A_2} = 0,118 \mathcal{C}_m$$

$$\mathcal{C}_A = 0,241 \mathcal{C}_m$$

D'où $\mathcal{C}_{A_1} = 0,641 \mathcal{C}_m$

Le couple moteur moyen à la quatrième vitesse est :

$$\mathcal{C}_m = 0,8 \mathcal{C}_{max} = 0,8 \times 490 = 392 \text{ m.N.}$$

On a alors :

$$\mathcal{C}_A = 94,4 \text{ m.N.}, \quad \mathcal{C}_{A_1} = 46,1 \text{ m.N.}, \quad \mathcal{C}_{A_2} = 251,5 \text{ m.N.}$$

Marche arrière :

On a : $|\mathcal{C}_{A_3}| = |\mathcal{C}_c| \Rightarrow + \frac{C}{A} \mathcal{C}_A = \mathcal{C}_{A_3}$.

mais $\mathcal{C}_A = \mathcal{C}_m$.

Or $\mathcal{C}_m = 0,40 \mathcal{C}_{max} = 0,40 \times 490 = 196 \text{ m.N.}$

D'où $\mathcal{C}_{A_3} = \frac{82}{26} \times 196 = 618,2 \text{ m.N.}$

$$\mathcal{C}_{A_3} = 618,2 \text{ m.N.}$$

Le couple appliqué sur le porte-satellite k est :

$$\mathcal{C}_k = (1 + \frac{82}{26}) \times 196 = 814,2 \text{ m.N.}$$

$$\mathcal{C}_k = 814,2 \text{ m.N.}$$

Le couple appliqué au porte-satellite K_3 est:

$$C_{K_3} = \left(1 + \frac{82}{50}\right) \times 618,2 = 1632 \text{ m.N.}$$

$$C_{A_3} = 1632 \text{ m.N.}$$

Couple de freinage:

$$C_{C_3} = \frac{C_3}{A_3} C_{A_3} = \frac{82}{50} \times 618,2 = 1013,8 \text{ m.N.}$$

$$C_{C_3} = 1013,8 \text{ m.N.}$$

IV-2 Détermination des efforts sur les dentures

4-2-1 Etude des efforts sur les dentures

soit F_t l'effort tangentiel exercé sur la denture.

D'après la fig A₁, on a: (page)

- Effort radial: $F_r = \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha_r}{\cos \beta}$ ou $F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_a$.

- Effort axial: $F_a = F_t \operatorname{tg} \beta$.

Cas des trains épicycloïdaux (fig B₁) (page

Faisons notre étude des efforts en prenant $q=3$ satellites équidistants.

Isolons le planétaire A. Il est soumis aux efforts des satellites B, B' et B'' comme l'indique la figure ... On a donc:

Effort tangentiel

$$F_{tB/A} = \frac{C_m}{q r_{PA}}$$

Avec: $F_{tB/A}$ l'effort tangentiel appliqué par B sur A

r_{PA} le rayon primitif de A.

L'effort tangentiel résultant est:

$\vec{F}_{t\text{tot}} = \vec{F}_{tB/A} + \vec{F}_{tB'/A} + \vec{F}_{tB''/A} = 0$, car ces trois forces forment un triangle.

Effort radial: $F_{rB/A} = F_{rB'/A} = F_{rB''/A} = F_{tB/A} \operatorname{tg} \alpha_a$

L'effort radial résultant est également nul.

Composante axiale

$$F_{a\text{total}} = q F_{aB/A} = q F_{tB/A} \operatorname{tg} \beta = \frac{C_m}{r_A} \operatorname{tg} \beta.$$

L'axe du planétaire A est soumis à un effort axial et à un couple de torsion.

Isolons le satellite B. Il est soumis aux efforts suivants:

- $\vec{F}_{A/B}$: action de A sur B.
 - $\vec{F}_{C/B}$: " " C " B
 - $\vec{F}_{K/B}$: " " K " "
- } (fig B4) (page ...)

On a les égalités:

$$F_{EA/B} = F_{EB/A} = F_{EC/B} = F_{EB/A}$$

$$\text{et } F_{EK/B} = 2 F_{EB/A}$$

Efforts radiaux:

$$F_{rA/B} = F_{EA/B} \operatorname{tg} \alpha_a = F_{rC/B}$$

Vectoriellement, on a: $\vec{F}_{rA/B} + \vec{F}_{rC/B} = 0$
et leur moment résultant est aussi nul.

Charge radiale sur l'axe du satellite B.

$$\vec{R}_r = \vec{F}_{EK/B} + \vec{0} + \vec{Q}_r + \Delta_{AB} \omega_B^2 M_B$$

Avec: Q_r : poids du satellite B (négligé)

M_B : masse " " "

Δ_{AB} : entreaxe entre A et B.

ω_B : vitesse angulaire du satellite B.

Charge axiale:

On a vectoriellement: $\vec{F}_{aC/B} + \vec{F}_{aA/B} = 0$.

Ces deux efforts donnent un couple de torsion sur le satellite B.

$$C = F_a D_{PB}$$

Isolons maintenant la couronne C. Elle est soumise aux actions de B, B' et B'' (fig B3) (page ...)

On a: $F_{tB/C} = F_{tB'/C} = F_{tB''/C}$.

et $\vec{F}_{tB/C} + \vec{F}_{tB'/C} + \vec{F}_{tB''/C} = 0$.

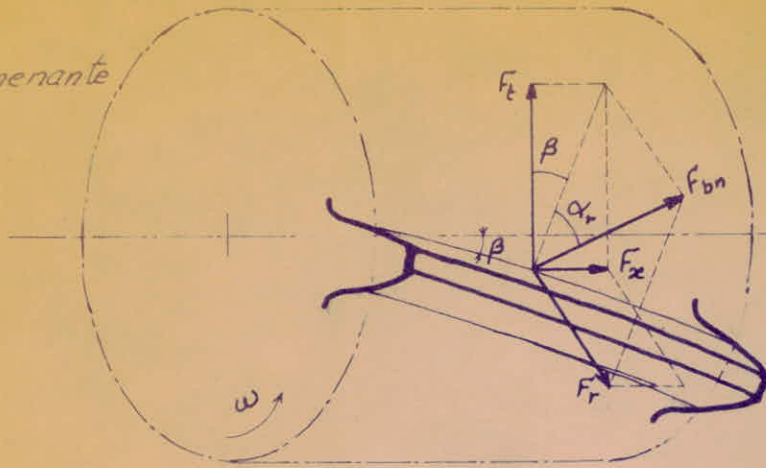
L'effort radial est:

$$F_{rB/C} = F_{rB'/C} = F_{rB''/C} \quad \text{avec } \vec{F}_{rB/C} + \vec{F}_{rB'/C} + \vec{F}_{rB''/C} = 0$$

Le couple de freinage appliqué sur C est:

$$C_{\text{freinage}} = 9 F_{tB/C} r_{pc} \quad (r_{pc} \text{ étant le rayon primitif de C})$$

Roue menante



Notation:

- β : inclinaison primitive
- α_r : angle de pression réel
- F_t : effort tangentiel
- F_x : effort normal
- F_r : effort radial
- F_{bn} : effort normal à la denture.

Fig A₁

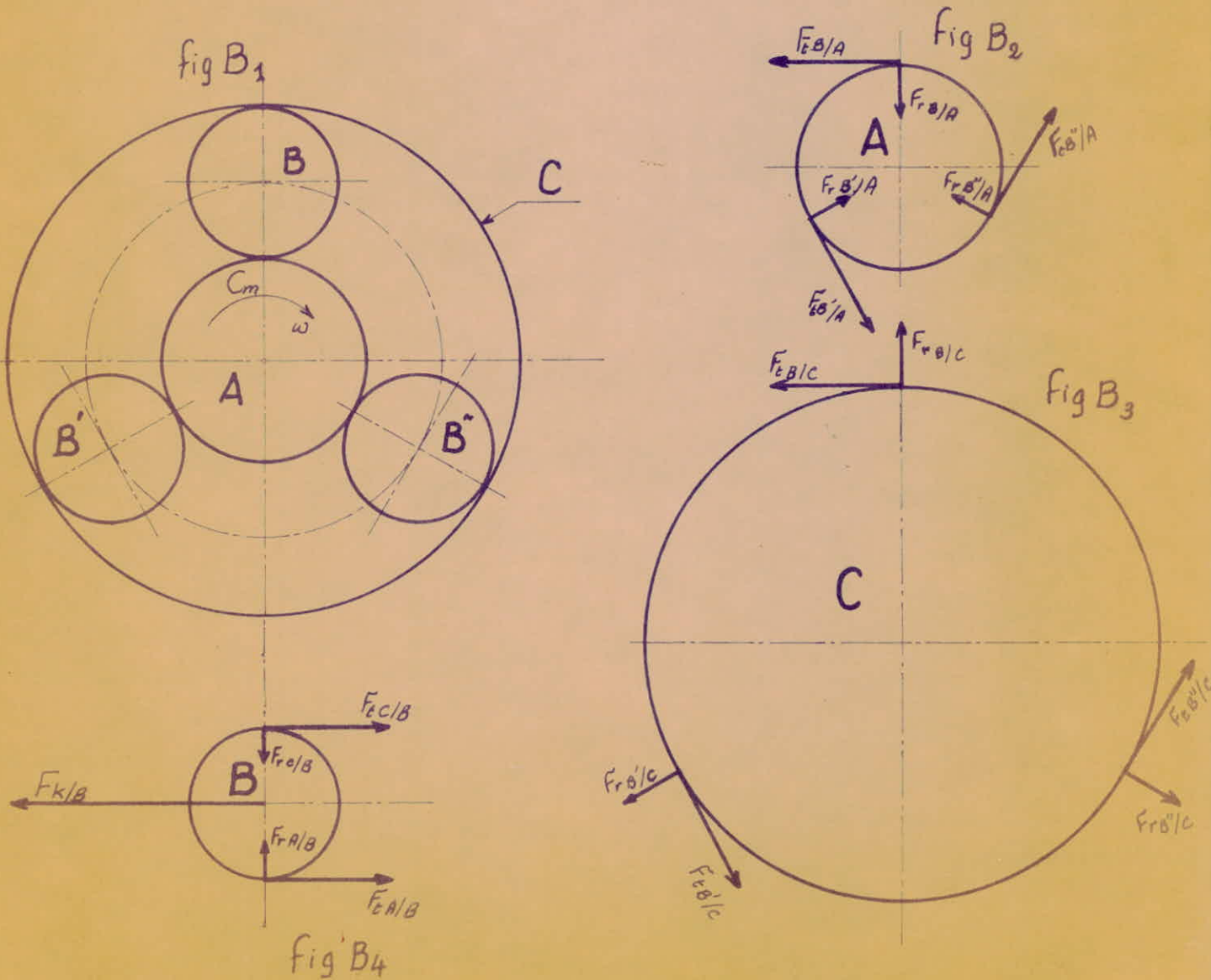


Fig B₄

Efforts axiaux sur C.

$$\text{On a: } F_{aB/c} = F_{aB'/c} = F_{aB''/c} = F_{aB/A} = F_{tB/A} \tan \beta.$$

Charge axiale supportée par le bâti:

$$R_a = q F_{aB/c} = q F_{tB/A} \tan \beta.$$

IV.3 Détermination du module réel

4.3.1 Choix du matériau:

Les propriétés du nickel et du chrome nous conduisent à choisir un acier qui les contient et qui répond à nos exigences.

La combinaison du nickel et du chrome donne un acier très résistant à la rupture et à l'usure sans abaissement de la résilience de l'acier initial. D'après G. Henriot, les aciers au Ni-Cr contenant 2,5 à 3% de nickel, sont les plus utilisés, et particulièrement en mécanique soignée.

Nous choisissons l'acier allié 25NC11 trempé à l'huile et revenu à 400°C et de:

$$\left\{ \begin{array}{l} 0,22 \text{ à } 0,3\% \text{ de carbone} \\ 2,5 \text{ à } 3\% \text{ de nickel} \\ 0,6 \text{ à } 0,9\% \text{ de chrome} \end{array} \right.$$

Sa résistance à la rupture est de $R_r = 140 \text{ à } 150 \text{ daN/mm}^2$.

Prenons $R_r = 145 \text{ daN/mm}^2$.

En adoptant un coefficient de sécurité de 5, la résistance à l'extension est alors: $R_e = \frac{R_r}{5} = \frac{145}{5} = 29 \text{ daN/mm}^2$.

La résistance pratique à l'extension est donc:

$$R_{pe} = \frac{R_e}{2} = \frac{29}{2} = 14,5 \text{ daN/mm}^2$$

$$\text{soit: } R_{pe} = 145 \text{ N/mm}^2.$$

La dureté Brinell à cœur et superficielle minimum de l'acier choisi est de 400 à 550.

4.3.2 Détermination préliminaire (pour la 1^{ère} vitesse)

Le module réel est donné par la formule de Lewis:

$$M_r \geq \sqrt[3]{\frac{10,6 \mathcal{Q}}{Z' k R_{pe}}}$$

Avec :

$$\mathcal{Q} = k \frac{\mathcal{Q}_m}{q \epsilon_\gamma} ; \quad (k=1: \text{autocentrage})$$

Pour le calcul du module, nous prenons le couple maximum, soit $\mathcal{Q}_m = 490 \text{ m.N}$ correspondant à la vitesse de rotation de 1250 tr/mn de l'arbre moteur et à une puissance motrice de 87 chevaux (cas le plus défavorable)

$$q = 3 \text{ satellites}$$

ϵ_γ est le nombre de dents en prise.

$$\text{On a: } \epsilon_\gamma = \epsilon_\alpha + \epsilon_\beta. \text{ avec } \epsilon_\alpha = U_1 + U_2.$$

L'abaque \mathcal{D} donne les valeurs de U_1 et U_2 . On trouve:

$$U_A = 0,82$$

$$U_B = 0,84$$

$$U_C = 1,1$$

$$\text{D'où } \epsilon_{\alpha(A,B)} = 0,82 + 0,84 = 1,66$$

$$\text{et } \epsilon_{\alpha(B,C)} = 0,84 + 1,1 = 1,94$$

$$\text{On a aussi } \epsilon_\beta = 2,4.$$

$$\text{Donc: } \epsilon_{\gamma(A,B)} = 1,66 + 2,4 = 4,06 \approx 4$$

$$\text{et } \epsilon_{\gamma(B,C)} = 1,94 + 2,4 = 4,34$$

Nous supposons que le nombre de couples de dents en prise est égal à 4, alors $\epsilon_\gamma = 4$.

Le couple appliqué sur chacune des dents en prise du planétaire A est:

$$\mathcal{Q} = \frac{490}{3 \times 4} = 40,8 \text{ m.N.}$$

Z' est le nombre fictif de dents. Pour le planétaire A, on a: $Z' = \frac{26}{\cos^3 30^\circ} = 40,03 \text{ dents}$, soit $Z' = 40 \text{ dents}$.

$$\text{Le module réel est: } M_r \geq \sqrt[3]{\frac{10,6 \times 40,8}{40 \times 15 \times 145}} \Rightarrow M_r \geq 1,71 \text{ mm}$$

Nous prendrons un module normalisé de: $M_r = 1,75 \text{ mm}$.

Le diamètre primitif du planétaire A est:

$$D_{PA} = \frac{AM_r}{\cos \beta} = \frac{26 \times 1,75}{\cos 30^\circ} = 52,54 \text{ mm} \quad \Rightarrow \quad D_{PA} = 52,54 \text{ mm.}$$

Chacune des dents en prise du planétaire A est soumise à un effort tangentiel de:

$$F_t = \frac{2Q}{D_{PA}} = \frac{2 \times 40,8}{52,54 \times 10^{-3}} = 1553 \text{ daN, soit } F_t = 155,3 \text{ daN.}$$

Cet effort doit être inférieur aux efforts tangentiels admissibles de rupture et d'usure qui tiennent compte des conditions d'utilisation de la matière, de la durée de fonctionnement de la roue, etc.... La roue doit aussi transmettre la puissance donnée.

IV-4 Vérification à la pression superficielle et à la rupture:

4.4-1 Vérification à la pression superficielle (1^{re} vitesse)

D'après G. Henriot, l'effort tangentiel admissible est donné pour un angle de pression réel de $\alpha_r = 17^\circ 30'$ (denture normalisée)

$$F_{tadm} = 0,96 l C_\beta K_v K_M K_A \Omega_0 D_{P_2} C_r K_{HL}$$

Avec:

- l : largeur de la denture

$$l = k M_r = 15 \times 1,75 = 26,25 \text{ mm.}$$

- C_β : facteur d'inclinaison, $C_\beta = 1,35$ pour $\beta = 30^\circ$.

- Ω_0 : terme remplaçant la pression superficielle limite de base donnée par la fig 8 page (). IL dépend du matériau utilisé. On a: $\Omega_0 = 0,8$.

- D_{P_2} : diamètre primitif de la roue menante en mm.

$$D_{PA} = \frac{M_r Z_A}{\cos \beta} = \frac{1,75 \times 26}{\cos 30^\circ} = 52,54 \text{ mm.}$$

$$D_{PB} = \frac{M_r Z_B}{\cos \beta} = \frac{1,75 \times 28}{\cos 30^\circ} = 56,82 \text{ mm.}$$

- C_r : facteur de rapport.

En posant $i = \frac{Z_2}{Z_1}$, on aura:

$$C_r = \frac{i}{i+1} \text{ pour un engrenage extérieur}$$

et $C_r = \frac{i}{i-1}$ pour un engrenage intérieur.

D'où $C_{r(A,B)} = 0,52$ et $C_{r(B,C)} = 1,52$.

- K_{HL} : facteur de durée donné par l'abaque (4).

On a: $K_{HLA} = K_{HLB} = K_{HLC} = 0,5$.

- K_A : facteur de service. Il tient compte du type de l'organe moteur et de l'organe récepteur. Pour un moteur à combustion interne à pistons multiples travaillant jusqu'à 12 heures par jour avec choc modéré, G. Henriot nous donne:

$$K_A = 0,67 \times \left(\frac{1}{1,5}\right) = 0,447.$$

- K_M : facteur de portée.

Il tient compte d'une concentration des contraintes éventuelles dues à une portée incorrecte.

L'abaque (2) (page ---) donne les valeurs de K_M en fonction du rapport $\frac{l}{D_{p_2}}$, (avec D_{p_2} le diamètre primitif de la roue menante).

$$\text{On a: } \frac{l}{D_{p_2}} = \frac{k M_r}{\frac{M_r Z_1}{\cos \beta}} \Rightarrow \frac{l}{D_{p_2}} = \frac{k \cos \beta}{Z_1}$$

La plus petite valeur de ce rapport est donnée par le nombre de dents du planétaire A. On a donc:

$$\frac{l}{D_{p_2}} = \frac{15 \times \cos 30^\circ}{28} = 0,50$$

A ce rapport ($\frac{l}{D_{p_2}} = 0,50$) correspond $K_M = 1$

- K_V : facteur de vitesse.

Il est donné par l'abaque (1) (page ---). Nous avons choisis la classe II qui correspond à une denture de précision travaillant avec choc modéré.

Nous déterminons la valeur de K_V lorsque l'arbre moteur fonctionne

à son régime normal, c'est-à-dire $P = 150 \text{ ch}$, $N_m = 3000 \text{ tr/mn}$.
 Dans ce cas, la vitesse relative du planétaire A par rapport au porte satellite est: $N_{A/k} = N_m \left(1 - \frac{\omega_r}{\omega_m}\right) = 3000 \times (1 - 0,241) = 2277 \text{ tr/mn}$.

D'où

$$N_{A/k} = 2277 \text{ tr/mn.}$$

Celle du satellite B est:

$$N_{B/k} = |N_B - N_k| = \left| -\frac{A}{B} (N_A - N_k) \right| = \frac{A}{B} N_{A/k}$$

Donc $N_{B/k} = \frac{26}{82} \times 2277 = 2114 \text{ tr/mn}$.

On prendra la vitesse relative la plus grande, soit $N_{A/k} = 2277 \text{ tr/mn}$.

La vitesse linéaire du planétaire A supposé entraîné à la vitesse $N_{A/k}$ est:

$$v = \frac{\pi D_p N_{A/k}}{60} = \frac{3,14 \times 52,54 \times 10^{-3} \times 2277}{60} = 6,3 \text{ m/s}$$

$$V = 6,3 \text{ m/s.}$$

D'où $k_v = 0,82$

L'effort tangentiel admissible est alors pour le planétaire A

$$F_{tadm} = 0,96 \times 26,25 \times 1,35 \times 0,82 \times 1 \times 0,447 \times 0,8 \times 0,52 \times 0,5$$

D'où $F_{tadm} = 136,4 \text{ daN}$.

Pour le satellite B, on a $F_{tadm} = 429 \text{ daN}$.

Nous prendrons pour F_{tadm} la valeur la plus petite, soit $F_{tadm} = 136,4 \text{ daN}$.

Cette effort admissible est inférieur à l'effort tangentiel appliqué sur la dent en prise du planétaire A. Donc le module réel de $M_r = 1,75 \text{ mm}$ ne convient pas.

Adoptons maintenant un module réel normalisé de $M_r = 2 \text{ mm}$.

4.3.4. Vérification du module de 2 mm au train ABC

Diamètre primitif de A:

$$D_{PA} = \frac{M_r Z_A}{\cos \beta} = \frac{2 \times 26}{\cos 30^\circ} = 60,05 \text{ mm} \Rightarrow D_{PA} = 60,05 \text{ mm.}$$

Diamètre primitif de B:

$$D_{PB} = \frac{2 \times 28}{\cos 30^\circ} = 64,67 \text{ mm} \Rightarrow D_{PB} = 64,67 \text{ mm.}$$

Effort tangentiel appliqué sur la dent en prise:

$$F_t = \frac{2Q}{D_{PA}} = \frac{2 \times 40,8}{60,05 \times 10^{-3}} = 1358,8 \text{ N} \Rightarrow F_t \approx 136 \text{ daN.}$$

4-3.4-1 Vérification à la rupture:

L'effort tangentiel admissible est donné par la formule:

$$F_{tadm} = \frac{\rho M_r K_v K_M K_A K_{bL} \sigma_{blim}}{Y_\beta Y_\epsilon Y_F}$$

F_{tadm} est exprimé en daN. $Y_\beta Y_\epsilon Y_F$

- l est la largeur de la denture

$$l = k M_r = 15 \times 2 = 30 \text{ mm.}$$

- Détermination de K_v :

La vitesse relative du planétaire A par rapport au porte-satellite K est de 2277 tr/mn qui correspond au régime normal de fonctionnement du moteur. La vitesse linéaire de A supposé entraîné à 2277 tr/mn est:

$$v = \frac{\pi D_{PA} N_{A/K}}{60} = \frac{3,14 \times 60,05 \times 2277}{60 \times 10^3} = 7,2 \text{ m/s}$$

$v = 7,2 \text{ m/s}$ correspond à $K_v = 0,81$.

- Les facteurs K_M et K_A restent les mêmes que précédemment, c'est à dire $K_M = 1$ et $K_A = 0,447$.

- Détermination de K_{bL}

K_{bL} est un facteur de durée. Il tient compte du nombre de cycles fait par une dent de la roue pendant son fonctionnement. Ce nombre de cycles est multiplié par le nombre de satellites pour le planétaire A et la couronne C, et multiplié par deux pour le satellite B.

Les valeurs de K_{bL} sont données par l'abaque (4). K_{bL} dépend de la vitesse de rotation relative de l'élément considéré et de sa durée.

On avait calculé $N_{A/K}$ et $N_{B/K}$. On avait trouvé:

$$N_{A/K} = 2277 \text{ tr/mn} \quad \text{et} \quad N_{B/K} = 2114 \text{ tr/mn.}$$

La durée du train ABC est estimée à 10000 heures.

$$\text{D'où } K_{bLA} = K_{bLB} = K_{bC} = 0,65$$

- σ_{blim} est une contrainte limite de base de la contrainte de rupture. Elle est donnée par l'abaque (6) (page....)

Dans notre cas, nous avons: $\sigma_{blim} = 35 \text{ hbar}$

- Y_β est un facteur d'inclinaison. Il est donné par l'abaque (5)
Pour $\beta = 30^\circ$, on a: $Y_\beta = 0,75$.

- Y_E est un facteur de conduite.

$$Y_E = 1 \text{ ou } \frac{1}{E_\alpha}$$

Pour la classe II, on a:

$$Y_{EA} = \frac{1}{1,66} = 0,602$$

$$Y_{EB} = \frac{1}{1,66} = 0,602$$

$$Y_{EC} = \frac{1}{1,79} = 0,56$$

- Y_F est un facteur de forme. Il est donné par l'abaque (7) (page)
Il dépend du nombre de dents fictif et de l'angle de pression réel α_r .
Pour un déport nul, on a:

$$Y_{FA} = 2,63; \quad Y_{FB} = 2,6 \quad \text{et} \quad Y_{FC} = 2,41$$

L'effort tangentiel admissible est pour A et B:

$$F_{tadm_{A,B}} = \frac{30 \times 2 \times 0,81 \times 1 \times 0,447 \times 0,65 \times 35}{0,75 \times 0,602 \times 2,63} = 416,21 \text{ daN}$$

$$F_{tadm_{A,B}} = 416,21 \text{ daN.}$$

Pour la couronne C, l'effort tangentiel admissible est:

$$F_{tadm_C} = \frac{416,21 \times 0,602 \times 2,63}{0,56 \times 2,41} = 488,3 \text{ daN}$$

Ces deux efforts $F_{tadm_{A,B}}$ et F_{tadm_C} sont nettement supérieurs à F_t qui est de 136 daN.

4.3.4.2. Vérification à pression superficielle

- Effort tangentiel admissible:

$$F_{tadm} = 0,96 \ell C_p K_v K_M K_A \Omega_0 D_p C_r K_{HL} \quad [\text{daN}]$$

Les facteurs qui ont changé sont les suivants:

- largeur de denture $l = 30 \text{ mm}$.
- facteur de vitesse $k_v = 0,82$
- diamètre primitif de la roue menante D_{p_2} .

$$D_{p_A} = 60,05 \text{ mm}; \quad D_{p_B} = 64,67 \text{ mm}.$$

On prendra le diamètre le plus faible, donc $D_{p_2} = 60,05 \text{ mm}$.

L'effort tangentiel admissible pour le planétaire A est alors:

$$F_{t_{adm}} = 0,96 \times 30 \times 1,35 \times 0,82 \times 1 \times 0,447 \times 0,8 \times 60,05 \times 0,52 \times 0,5$$

D'où $F_{t_{adm}} \approx 178 \text{ daN}$

Cet effort est supérieur à l'effort tangentiel appliqué sur la dent en prise, soit $F_t = 136 \text{ daN}$.

Puissance admissible:

La puissance admissible, exprimée en chevaux, est donnée par la formule:

$$P_{adm} = \frac{10^{-6}}{1,432} \times \frac{M_r Z N}{\cos \beta} \times F_{t_{adm}}$$

Avec:

- Z le nombre de dents de la roue menante.
- N la vitesse de rotation relative en tr/mn.
- β l'angle d'inclinaison de la denture

La puissance admissible la plus faible correspond au planétaire A.

On a donc:

$$P_{adm} = \frac{10^{-6}}{1,432} \times \frac{2 \times 26 \times 2277}{\cos 30^\circ} \times 178 = 17 \text{ ch}$$

$$P_{adm} = 17 \text{ ch}$$

La puissance transmise par dent en prise est:

$$P = \frac{P_m}{q \epsilon_\gamma} = \frac{150}{3 \times 4} = 12,5 \text{ ch}.$$

On voit bien que cette puissance est inférieure à la puissance admissible.

Conclusion:

Le module réel de 2 mm convient à la première vitesse.

4-3.5 Vérification du module de 2mm au train A_1, B_1, C_1 .

Calcul du couple exercé sur le planétaire A_1 :

On a: $C_{A_1} = 0,37 C_m$ (C_m étant le couple moteur)

Nous prendrons dans nos calculs la plus grande valeur de C_m (cas le plus défavorable). On a donc:

$$C_{A_1} = 0,37 \times 490 = 181,3 \text{ mN.}$$

Une dent en prise du planétaire A_1 est soumise à un couple

$$C'_{A_1} = \frac{C_{A_1}}{q n}$$

n étant le nombre de couples de dents en prise. Il se détermine par la connaissance du rapport de conduite E_γ .

On a: $U_{A_2} = 0,78$; $U_{B_2} = 0,85$ et $U_{C_2} = 0,99$

Alors:

$$E_{\alpha(A_1, B_1)} = U_{A_1} + U_{B_1} = 0,78 + 0,85 = 1,63$$

$$\text{et } E_{\alpha(B_1, C_1)} = U_{B_1} + U_{C_1} = 0,85 + 0,99 = 1,84$$

Donc:

$$E_{\gamma(A_1, B_1)} = E_{\alpha(A_1, B_1)} + E_\beta = 1,63 + 2,4 = 4,03$$

$$\text{et } E_{\gamma(B_1, C_1)} = E_{\alpha(B_1, C_1)} + E_\beta = 1,84 + 2,4 = 4,24.$$

Nous supposons que le nombre de couple de dents est égal à 4.

Alors: $C'_{A_1} = \frac{181,3}{3 \times 4} = 15,1 \text{ mN}$

$$C'_{A_2} = 15,1 \text{ m.N.}$$

Facteur de conduite Y_E :

On a: $Y_{E(A_1, B_1)} = \frac{1}{E_{\alpha(A_1, B_1)}} = \frac{1}{1,63} = 0,61$

$$Y_{E(B_1, C_1)} = \frac{1}{E_{\alpha(B_1, C_1)}} = \frac{1}{1,84} = 0,54$$

Diamètre primitif de A_1 :

$$D_{PA_1} = \frac{Z_{A_1} M_r}{\cos \beta} = \frac{19 \times 2}{\cos 30^\circ} = 43,88 \text{ mm.}$$

Effort tangentiel appliqué sur la dent en prise de A_1 :

$$F_t = \frac{2 C'_{A_1}}{D_{PA_1}} = \frac{2 \times 15,1}{43,88 \times 10^{-3}} = 688 \text{ N}$$

Donc $F_t = 69 \text{ daN.}$

4.3.5.1 Vérification à la rupture :

- Effort tangentiel admissible :

$$F_{tadm} = \frac{\ell M_r K_v K_M K_A K_{BL} \sigma_{blim}}{\gamma_F \gamma_\beta \gamma_\epsilon}$$

En gardant la même inclinaison des dentures ($\beta = 30^\circ$), le même angle de pression ($\alpha_a = 20^\circ$) et la même matière que pour le train ABC, les facteurs $\ell, K_v, \sigma_{blim}, K_A, \gamma_\beta$ restent inchangés, c'est-à-dire :
 $\ell = 30\text{mm}$; $K_M = 1$; $K_A = 0,447$; $\gamma_\beta = 0,75$ et $\sigma_{blim} = 35\text{hbar}$

- facteurs de durée et de vitesse :

- vitesses relatives :

On a : $\omega_{k_2} = \frac{A_1}{A_1 + C_2} \omega_m$ ou $N_{k_2} = \frac{A_1}{A_1 + C_2} N_m$.

La vitesse de rotation du planétaire A_2 par rapport au porte-satellite k_1 est : $N_{A_2/k_2} = N_m - N_{k_2} = \frac{C_1}{A_1 + C_2} N_m = \frac{83}{19 + 83} \times 3000 = 2441 \text{ tr/mn}$.

Celle de B_2 est :

$$N_{B_2/k_2} = \frac{A_1}{B_2} N_{A_2/k_2} = \frac{19}{32} \times 2441 = 1450 \text{ tr/mn}$$

Par contre, celle de C_2 est :

$$N_{C_2/k_2} = N_{k_1} = N_m - N_{A_2/k_2} = 558 \text{ tr/mn}$$

Les facteurs de durée sont respectivement (la durée du train étant de 9346h) :

$$K_{BLA_2} = 0,65 \quad \text{et} \quad K_{HLA_2} = 0,5$$

$$K_{BLB_2} = 0,65 \quad \text{et} \quad K_{HLB_2} = 0,5$$

$$K_{BLC_2} = 0,65 \quad \text{et} \quad K_{HLC_2} = 0,52$$

En supposant que le planétaire A_2 est entraîné à 2441 tr/mn, sa vitesse périphérique est :

$$v = \frac{\pi D_{pA_2} N_{A_2/k_2}}{60} = \frac{3,14 \times 43,88 \times 10^{-3} \times 2441}{60} = 5,6 \text{ m/s}$$

D'où, le coefficient de vitesse est :

$$K_v = 0,82$$

Nombres de dents fictifs et facteurs de forme :

$$Z'_{A_2} = \frac{Z_{A_2}}{\cos^3 \beta} = \frac{19}{\cos^3 30^\circ} = 29 \text{ dents, d'où } \gamma_{FA_2} = 2,76$$

$$Z'_{B_1} = \frac{32}{\cos^3 30^\circ} = 49 \text{ dents, d'où } Y_{FB_1} = 2,56$$

$$Z'_{C_1} = \frac{83}{\cos^3 30^\circ} = 127 \text{ dents, d'où } Y_{FC_1} = 2,34$$

Les efforts tangentiels admissibles sont:

$$F_{tA,adm} = \frac{30 \times 2 \times 0,82 \times 1 \times 0,447 \times 0,65 \times 35}{0,75 \times 0,61 \times 2,76} = 396 \text{ daN}$$

$$F_{tB,adm} = \frac{30 \times 2 \times 0,82 \times 1 \times 0,447 \times 0,65 \times 35}{0,75 \times 0,61 \times 2,56} = 290 \text{ daN}$$

$$F_{tC,adm} = \frac{30 \times 2 \times 0,82 \times 1 \times 0,447 \times 0,5 \times 35}{0,75 \times 0,51 \times 2,34} = 447 \text{ daN}$$

On remarque qu'on a bien:

$$F_{tA,adm} > F_t, \quad F_{tB,adm} > F_t \quad \text{et} \quad F_{tC,adm} > F_t$$

Nous ferons, s'il sera nécessaire, le calcul de la pression admissible
Après la vérification à la pression superficielle.

4.3.5-2 - Vérification à la pression superficielle:

- Effort tangential admissible:

$$F_{tadm} = 0,96 \ell C_\beta K_V K_M K_A \Omega_0 D_{P_2} C_r K_{HL}$$

Facteur de rapport C_r :

$$\text{On a: } i_{(A_1, B_1)} = \frac{Z_{B_1}}{Z_{A_1}} = \frac{32}{19} = 1,68$$

$$\text{et } i_{(C_1, C_2)} = \frac{Z_{C_1}}{Z_{B_1}} = \frac{83}{32} = 2,59$$

On a donc respectivement:

$$C_{r(A_1, B_1)} = \frac{1,68}{1,68+1} = 0,63$$

$$\text{et } C_{r(C_1, C_2)} = \frac{2,59}{2,59-1} = 1,63$$

Diamètre primitif de B_1

$$D_{PB_1} = \frac{Z_{B_1} M_r}{\cos \beta} = \frac{32 \times 2}{\cos 30^\circ} = 73,90 \text{ mm.}$$

Le effort tangentiel admissible est :

$$F_{tA_1, adm} = 0,96 \times 0,8 \times 30 \times 1,35 \times 0,82 \times 1 \times 0,447 \times 43,88 \times 0,63 \times 0,5$$

$$\text{d'où } F_{tA_1, adm} = 157,5 \text{ daN}$$

Pour le satellite B_2 , le seul facteur qui change est D_{PB_2} . Comme

$$D_{PB_2} > D_{PB_1} \Rightarrow F_{tB_2, adm} > F_{tA_1, adm}.$$

Par contre, pour la couronne C_1 , les facteurs qui changent sont :

$$D_{PC_1}, C_{r(A_1, C_1)} \text{ et } K_{HLC_1}. \text{ Comme : } D_{PC_1} > D_{PB_1}, C_{r(B_1, C_1)} > C_{r(A_1, B_1)} \text{ et}$$

$$K_{HLC_1} > K_{HLA_2}, \text{ on a donc } F_{tadm C_1} > F_{tadm A_2}.$$

D'où l'effort tangentiel le plus petit est $F_{tadm} = 157,5 \text{ daN}$.

Cet effort est bien supérieur à $F_t = 69 \text{ daN}$.

- Vérification à puissance admissible :

On a :

$$P_{adm} = \frac{10^{-6}}{1,432} \times D_p \times N \times F_{tadm}.$$

Numériquement, on a :

$$P_{adm} = \frac{10^{-6}}{1,432} \times 43,88 \times 2441 \times 157 = 11,7 \text{ ch.}$$

$$P_{adm} = 11,7 \text{ ch.}$$

La puissance transmise par le planétaire A_2 est :

$$P = \mathcal{E}_{A_2} \omega_m \quad (\omega_m \text{ étant la vitesse angulaire de } A_2)$$

Comme $\mathcal{E}_{A_2} = 0,37 \mathcal{E}_m$, on a alors :

$$P_{A_2} = 0,37 P_m \quad (P_m \text{ étant la puissance motrice})$$

$$\text{donc : } P_{A_2} = 0,37 \times 150 = 55,5 \text{ ch.}$$

La puissance transmise par couple de dents en prise est :

$$P'_{A_2} = \frac{P_{A_2}}{q_n} = \frac{55,5}{3 \times 4} = \frac{55,5}{12} = 4,6 \text{ ch.}$$

La puissance transmise est donc bien inférieure à celle admissible.

Conclusion : le module réel de 2mm convient au train $A_2 B_1 C_1$.

4.3.6 Vérification du module de 2 mm au train $A_2B_2C_2$.

Lors de la troisième vitesse, on a trouvé :

$$C_A = 0,394 C_m \quad \text{et} \quad C_{A_2} = 0,606 C_m$$

et aussi
$$C_{C_2} = \left(1 + \frac{C_1}{A_1}\right) C_{A_2} - \frac{C}{A} C_A.$$

En prenant pour C_m la valeur maximum, soit 490 m.N, on obtient :

$$C_{C_2} = 985,2 \text{ m.N.}$$

Une dent en prise de la couronne C_2 est soumise à un couple

$$C'_{C_2} = \frac{C_{C_2}}{q \pi}$$

Détermination du nombre de couple de dents en prise :

On a : $U_{A_2} = 0,85$ $U_{B_2} = 0,87$ et $U_{C_2} = 0,98$

Alors :
$$E_{\alpha(A_2, B_2)} = U_{A_2} + U_{B_2} = 1,72$$

$$E_{\alpha(B_2, C_2)} = U_{B_2} + U_{C_2} = 1,85$$

Donc :

$$E_{\gamma(A_2, B_2)} = E_{\alpha(A_2, B_2)} + E_{\beta} = 4,12$$

$$E_{\gamma(B_2, C_2)} = E_{\alpha(B_2, C_2)} + E_{\beta} = 4,25$$

Nous supposons que le nombre de couples de dents est égal à 4

Donc :
$$C'_{C_2} = \frac{985,2}{3 \times 4} = 82,1 \text{ m.N}$$

Facteurs de conduite Y_E :

On a :
$$Y_{E(A_2, B_2)} = \frac{1}{E_{\alpha(A_2, B_2)}} = \frac{1}{1,72} = 0,58$$

$$Y_{E(B_2, C_2)} = \frac{1}{E_{\alpha(B_2, C_2)}} = \frac{1}{1,85} = 0,54$$

Le diamètre primitif de C_2 est :

$$D_{pC_2} = \frac{73 \times 2}{\cos 30^\circ} = 168,59 \text{ mm}$$

Ceux de B_2 et A_2 sont respectivement :

$$D_{pB_2} = \frac{25 \times 2}{\cos 30^\circ} = 57,73 \text{ mm}$$

$$D_{pA_2} = \frac{23 \times 2}{\cos 30^\circ} = 53,12 \text{ mm.}$$

4.3.6.1 - Vérification à la pression superficielle:

- Effort tangentiel admissible

$$F_{tadm} = 0,96 \ell C_p K_v K_M K_A \Omega_0 D_{p_2} C_r K_{HL}$$

avec - $\ell = 30 \text{ mm}$.

$$- C_p = 1,35$$

- K_v est fonction de la vitesse de C_2 par rapport à K_2 .

$$\text{On a: } \omega_{C_2} = \omega_c = \omega_m \left[\frac{\omega_k}{\omega_m} - \frac{A}{C} \left(1 - \frac{\omega_k}{\omega_m} \right) \right]$$

$$\text{et } |\omega_{C_2} - \omega_{k_2}| = \frac{\frac{A_2}{C_2}}{1 + \frac{A_2}{C_2}} \omega_{C_2}$$

Pour $\frac{\omega_k}{\omega_m} = 0,611$ et $\omega_m = 3000 \text{ tr/mn}$, on a:

$$\omega_{C_2} = 1453 \text{ tr/mn} \quad \text{et} \quad \omega_{C_2} - \omega_{k_2} = 350,5 \text{ tr/mn}$$

$$\text{D'où } N_{C_2/k_2} = \omega_{C_2} - \omega_{k_2} = 350,5 \text{ tr/mn.}$$

La vitesse linéaire de C_2 supposée entraînée à $1112,5 \text{ tr/mn}$ est:

$$V = \frac{3,14 \times 168,59 \times 10^3 \times 350,5}{60} = 2,9 \text{ m/s}$$

$$\text{D'où } K_v = 0,85$$

$$- K_M = 1$$

$$- K_A = 0,447$$

$$- \Omega_0 = 0,8$$

$$- D_{p_2} = 168,5 \text{ m/s} \quad \text{ou} \quad 57,73 \text{ mm}$$

$$- C_r \text{ est fonction de } \frac{Z_2}{Z_1}$$

On a:

$$C_r(A_2, B_2) = \frac{\frac{25}{23}}{\frac{25}{25} + 1} = 0,52$$

$$C_r(B_2, C_2) = \frac{\frac{73}{25}}{\frac{73}{25} - 1} = 1,52$$

- K_{HL} est fonction de la vitesse de rotation relative de l'élément considéré.

$$\text{On a: } N_{A_2/k_2} = |N_{k_2}| = 1112,5 \text{ tr/mn}$$

$$N_{B_2/k_2} = \frac{A_2}{B_2} N_{k_2} = \frac{23}{25} \times 1112,5 = 1023,5 \text{ tr/mn}$$

La durée du train $A_2B_2C_2$ étant de 8317 heures, on a donc:

$$- K_{HLA_2} = 0,68 \quad \text{et} \quad K_{bLA_2} = 0,76$$

$$- K_{HLB_2} = 0,68 \quad \text{et} \quad K_{bLB_2} = 0,77$$

$$- K_{HLC_2} = 0,78 \quad \text{et} \quad K_{bLC_2} = 0,85$$

L'effort tangentiel admissible le plus faible est (en réalité il correspond au planétaire A_2 , mais celui-ci ne transmet pas de puissance):

$$F_{tB_2,adm} = 0,96 \times 30 \times 1,35 \times 0,85 \times 1 \times 0,447 \times 0,8 \times 1,52 \times 0,68 \times 57,73$$

$$\text{D'où } F_{tB_2,adm} = 705,2 \text{ daN}$$

L'effort tangentiel maximum appliqué sur le satellite B_2 est:

$$F_t = \frac{2 \mathcal{C}'_2}{D_{Pc_2}} = \frac{2 \times 82,1}{168,59 \times 10^{-3}} = 974 \text{ N}$$

$$\text{soit } F_t = 97,4 \text{ daN.}$$

Cet effort F_t est nettement inférieur à $F_{tB_2,adm}$.

- Puissance admissible.

$$\text{On a } P_{adm} = \frac{10^{-6}}{1,432} \times 57,73 \times 705,2 \times 1023,5 = 2,91 \text{ ch}$$

La puissance transmise par le satellite B_2 (supposé entraîné 1023,5 tr/mn) est:

$$P = \mathcal{C}'_{B_2} \omega_{B_2/k_2}$$

Avec:

$$\mathcal{C}'_{B_2} = 974 \times 57,73 \times 10^{-3} = 56,23 \text{ m.N}$$

$$\omega_{B_2/k_2} = \frac{3,14 \times 1023,5}{30} = 107,2 \text{ rd/s}$$

$$\text{D'où } P = 5,027 \text{ kW} \Rightarrow P = 8,2 \text{ ch.}$$

Elle est nettement inférieure à la puissance admissible.

4.3.6.2 Vérification à la rupture:

Facteurs de forme:

$$Z'_{A_2} = 35 \text{ dents} \quad \text{donc} \quad Y_{FA_2} = 2,41$$

$$Z'_{B_2} = 38 \text{ dents} \quad \text{donc} \quad Y_{FB_2} = 2,67$$

$$Z'_{c_2} = 112 \text{ dents donc } Y_{F_{c_2}} = 2,4$$

L'effort tangentiel admissible est donc:

$$F_{t_{B_2,adm}} = \frac{30 \times 2 \times 0,85 \times 1 \times 0,447 \times 0,77 \times 35}{2,67 \times 0,75 \times 0,54} = 568,2 \text{ daN}$$

Avec $F_{t_{B_2,adm}} = 568,2 \text{ daN}$, on a $P_{adm} = 23,4 \text{ ch}$.

Conclusion:

Le module réel de 2mm convient bien au train A_2, B_2, C_2 .

4.3.7 Vérification du module de 2mm au train A_3, B_3, C_3

- Couple:

Nous avons calculé le couple appliqué sur le planétaire A_3 . Nous avons trouvé $\mathcal{C}_{A_3} = \frac{C}{A} \mathcal{C}_m$

En prenant pour \mathcal{C}_m la valeur maximum, soit 490 m.N, on aura: $\mathcal{C}_{A_3} = \frac{82}{26} \times 490 = 1545,4 \text{ m.N}$.

La connaissance du nombre de couples de dents en prise permet de calculer le couple appliqué sur chacune de ces dents.

On a:

$$U_{A_3} = 0,92$$
$$U_{B_3} = 0,80$$
$$U_{C_3} = 0,95$$

Alors:

$$E_{\alpha(A_3, B_3)} = U_{A_3} + U_{B_3} = 1,72$$

$$E_{\alpha(B_3, C_3)} = U_{B_3} + U_{C_3} = 1,75$$

Donc:

$$E_{\gamma(A_3, B_3)} = E_{\alpha(A_3, B_3)} + E_{\beta} = 4,12$$

$$E_{\gamma(B_3, C_3)} = E_{\alpha(B_3, C_3)} + E_{\beta} = 4,15$$

Nous supposons que le nombre de couples de dents en prise est égal à 4.

Le couple appliqué sur une dent en prise est:

$$\mathcal{C}'_{A_3} = \frac{\mathcal{C}_{A_3}}{q \cdot n} = \frac{1545,4}{3 \times 4} = 128,8 \text{ m.N}$$

$$\mathcal{C}'_{A_3} = 128,8 \text{ m.N}$$

Calcul des diamètres primitifs des éléments A_3, B_3, C_3 .

Le diamètre primitif du planétaire A_3 est:

$$D_{PA_3} = \frac{50 \times 2}{\cos 30^\circ} = 115,47 \text{ mm}$$

Ceux de B_3 et C_3 sont respectivement:

$$D_{PB_3} = \frac{16 \times 2}{\cos 30^\circ} = 36,95 \text{ mm}$$

$$D_{PC_3} = \frac{82 \times 2}{\cos 30^\circ} = 189,37 \text{ mm}$$

L'effort tangentiel ^{maximum} exercé sur le planétaire A_3 (c'est aussi sur B_3 et C_3) est:

$$F_t = \frac{2 \mathcal{E}'_{A_3}}{D_{PC_3}} = \frac{2 \times 128,8}{115,47 \times 10^{-3}} = 2231 \text{ N}$$

soit $F_t = 223,1 \text{ daN}$

La puissance transmise par couple de dents en prise est:

$$P' = \mathcal{E}'_{A_3} N_{A_3/k_3} = \frac{\mathcal{E}_{A_3}}{q \pi} N_{A_3/k_3} = \frac{C}{q \pi A} \mathcal{E}_m N_{A_3/k_3}$$

N_{A_3/k_3} est la vitesse de rotation de A_3 par rapport au porte-satellite k_3 .

On a: $N_{A_3/k_3} = |N_{A_3} - N_{k_3}| = \frac{C_3}{A_3} N_{k_3}$

or $N_{k_3} = \left(\frac{N_{k_3}}{N_m} \right) N_m \Rightarrow N_{A_3/k_3} = \frac{C_3}{A_3} \cdot \left(\frac{N_{k_3}}{N_m} \right) N_m$

D'où $P' = \frac{C}{q \pi A} \cdot \frac{C_3}{A_3} \cdot \left(\frac{N_{k_3}}{N_m} \right) \mathcal{E}_m \cdot N_m$

La puissance maximum est de 150 ch, donc:

$$P' = \frac{82}{3 \times 4 \times 26} \times \frac{82}{50} \times 0,239 \times 150 = 15,45 \text{ ch.}$$

$$P' = 15,45 \text{ ch.}$$

4-3-7.1 Vérification à la pression superficielle

- Efforts tangentiels admissibles:

$$F_{tadm} = 0,96 \ell C_p K_v K_A \Omega_0 D_{Pa} C_r K_{HL} K_M$$

On a :
$$N_{A_3/k_3} = \frac{C_3}{A_3} N_{k_3} = \frac{C_3}{A_3} \cdot \left(\frac{N_{k_3}}{N_m} \right) N_m$$

D'où
$$N_{A_3/k_3} = \frac{82}{50} \cdot 0,239 \times 3000 = 1176 \text{ tr/mn.}$$

La vitesse de rotation de C_3 par rapport à k_3 est :

$$N_{C_3/k_3} = \left| \frac{N_{k_3}}{N_m} \right| N_m = 0,239 \times 3000 = 717 \text{ tr/mn.}$$

Celle de B_3 par rapport à k_3 est :

$$N_{B_3/k_3} = \frac{A_3}{B_3} \cdot N_{A_3/k_3} = \frac{50}{16} \times 1176 = 3675 \text{ tr/mn.}$$

La vitesse linéaire du satellite B_3 supposé entraîné à 3675 tr/mn est :

$$v = \frac{\pi D_{P_{B_3}} N_{B_3/k_3}}{60} = \frac{3,14 \times 36,95 \times 10^{-3} \times 3675}{60} = 7,11 \text{ m/s}$$

$$v = 7,11 \text{ m/s.}$$

$v = 7,11 \text{ m/s}$ est aussi celle de A_3 supposé entraîné à 1176 tr/mn.

D'où : $K_v = 0,81.$

La durée du train étant de 165 heures, les facteurs de durée sont donc :

$$K_{bLA_3} = 0,9 \quad \text{et} \quad K_{HLA_3} = 0,83$$

$$K_{bLB_3} = 0,77 \quad \text{et} \quad K_{HLB_3} = 0,66$$

$$K_{bLC_3} = 0,90 \quad \text{et} \quad K_{HLC_3} = 0,88$$

En ce qui concerne le facteur de rapport C_r , on a :

$$i_{(A_3, B_3)} = \frac{B_3}{A_3} = \frac{16}{50} = 0,32, \quad \text{donc} \quad C_{r(A_3, B_3)} = 0,24$$

$$i_{(B_3, C_3)} = \frac{C_3}{B_3} = \frac{82}{16} = 5,1, \quad \text{donc} \quad C_{r(B_3, C_3)} = 1,24.$$

L'effort tangentiel admissible pour A_3 est :

$$F_{TA_3 \text{ adm}} = 0,96 \times 30 \times 1,35 \times 0,81 \times 1 \times 0,447 \times 0,8 \times 115,47 \times 0,24 \times 0,83$$

D'où $F_{TA_3 \text{ adm}} = 259 \text{ daN}$

L'effort tangentiel admissible pour B_3 est :

$$F_{tB_3adm} = 0,96 \times 30 \times 1,35 \times 0,81 \times 1 \times 0,447 \times 0,8 \times 36,95 \times 1,24 \times 0,66$$

D'où $F_{tB_3adm} = 340,5 \text{ daN}$.

F_{tadm} pour C_3 est: $F_{tC_3adm} = 2327 \text{ daN}$

- Puissance admissible:

$$P_{adm} = \frac{10^{-6}}{1,432} \times D_p N \times F_{tadm}$$

Pour le planétaire A_3 , on a:

$$P_{A_3adm} = \frac{10^{-6}}{1,432} \times 115,47 \times 1176 \times 259 = 24,6 \text{ ch.}$$

On a bien: $P_{A_3adm} > P'$.

Pour le satellite B_3 , on a:

$$P_{B_3adm} = \frac{10^{-6}}{1,432} \times 36,95 \times 3675 \times 340,5 = 32,3 \text{ ch.}$$

La puissance maximale transmise par B_3 est:

$$P_{B_3} = \frac{F_t \times D_{pB_3}}{2} \times \frac{\pi N_{B_3/K_3}}{30} \times \frac{1}{736} \quad [\text{ch}]$$

$$\text{soit } P_{B_3} = \frac{223,1 \times 10 \times 36,95 \times 10^3}{2} \times \frac{3,14 \times 3675}{30 \times 736} = 21,5 \text{ ch.}$$

$$P_{B_3} = 21,5 \text{ ch.}$$

Donc, on a bien: $P_B < P_{B_3adm}$.

4.3.7.2. Vérification à la rupture:

- Efforts tangentiels admissibles:

$$F_{tadm} = \frac{\varrho M_r K_v K_m K_A K_B \sigma_{blim}}{\gamma_B \gamma_E \gamma_F}$$

On détermine tout d'abord γ_E et γ_F pour calculer F_{tadm} (les autres coefficients sont déjà déterminés)

On a: $\gamma_E = \frac{1}{\epsilon_a}$

D'où $\gamma_{E(A_3, B_3)} = \frac{1}{1,72} = 0,58$.

et $\gamma_{E(B_3, C_3)} = \frac{1}{1,75} = 0,57$.

Le facteur de forme Y_F dépend du nombre fictif de dents.

$$\begin{aligned} \text{Pour } Z'_{A_3} = 77 \text{ dents} & \quad \text{on a } Y_{FA_3} = 2,5 \\ Z'_{B_3} = 25 \text{ dents} & \quad \text{on a } Y_{FB_3} = 2,88 \\ Z'_{C_3} = 126 \text{ dents} & \quad \text{on a } Y_{FC_3} = 2,42 \end{aligned}$$

L'effort tangentiel admissible pour A_3 est :

$$F_{tA_3,adm} = \frac{30 \times 2 \times 0,81 \times 1 \times 0,447 \times 0,9 \times 35}{0,75 \times 0,58 \times 2,5} = 629 \text{ daN}$$

Celui pour B_3 est :

$$F_{tB_3,adm} = 475,5 \text{ daN}$$

et pour C_3 , on a $F_{tC_3,adm} = 661,4 \text{ daN}$

Tous ces efforts admissibles sont bien supérieurs à l'effort tangentiel maximum appliqué sur les dents en prise.

On remarque que les efforts tangentiels admissibles calculés à la rupture (sauf F_{tC_3}) sont supérieurs à ceux calculés à la pression superficielle, donc sans faire les calculs, les pressions admissibles sont supérieures à celles transmises par les dents en prise de l'élément correspondant, donc :

Conclusion :

Le module réel de 2 mm convient pour le train $A_3B_3C_3$.

4-3.8. Vérification à l'usure

Le facteur d'usure est donné par la formule :

$$u = \frac{F_t}{l}$$

avec :

- F_t L'effort tangentiel en daN
- l La largeur de la denture en mm.

Le facteur d'usure u doit être inférieur à :

- 100 daN/mm pour la fonte
- 200 daN/mm pour un acier moulé ou forgé.

- 200 à 250 daN/mm pour les aciers spéciaux traités.

On vérifie la denture à l'usure pour un effort tangentiel maximum (cette denture étant constituée d'un acier spécial traité).

L'effort tangentiel maximum correspond à la marche arrière. On a donc :

$$u = \frac{223,1}{30} = 7,44 \text{ daN/mm.}$$

Ce facteur d'usure est très inférieure à 200 daN/mm.

Conclusion générale:

En adoptant un module réel de 2 mm, on aura des efforts tangentiels admissibles plus grands qu'à ceux maximums appliqués sur les dents en prise des éléments de chaque train épicycloïdal, et des puissances admissibles plus grandes qu'à celles transmises par les éléments de ces trains épicycloïdaux. Aussi, il n'y aura pas du tout question de lubrifier abondamment ces engrenages.

De plus, avec un tel module, une denture en prise sera soumise à un couple :

$$\mathcal{C}'_A = \frac{M_r^3 Z_A k R_{pe}}{10,6} = \frac{2^3 \times 40 \times 15 \times 145 \times 10^3}{10,6} = 65,7 \text{ mN.}$$

Or, on a $\mathcal{C}'_A = K \mathcal{C}_A$, donc $K = \frac{\mathcal{C}'_A}{\mathcal{C}_A} = \frac{65,7}{40,8} = 1,6$

Donc, avec ce module, une denture peut être soumise à un couple 1,6 fois plus important qu'à celui prévu théoriquement. D'où l'hypothèse d'auto-centrage peut être rejetée.

4.3.9 Éléments de taillage

4.3.9.1 Éléments communs à toutes les roues :

- angle de pression apparent : $\alpha_a = 20^\circ$
- angle de pression réel : $\alpha_r = 17^\circ 30'$
- angle d'inclinaison de l'hélice : $\beta = 30^\circ$
- Module réel : $M_r = 2 \text{ mm.}$

- e) module apparent: $M_a = \frac{M_r}{\cos\beta}$, soit: $M_a = 2,31 \text{ mm}$
 f) saillie: $s = 1M_r$, soit: $s = 2 \text{ mm}$
 g) creux: $t = 1,25M_r$, soit: $t = 2,5 \text{ mm}$
 h) hauteur de la dent: $h = 2,25M_r$, soit: $h = 4,5 \text{ mm}$
 i) pas réel: $P_r = \pi M_r$, soit: $P_r = 6,28 \text{ mm}$
 j) pas apparent: $P_a = \pi M_a$, soit: $P_a = 7,26 \text{ mm}$
 k) largeur de la denture: $l = kM_r$, soit: $l = 30 \text{ mm}$
 l) Profil de la denture: développante de cercle.

4-3-9-2. Eléments non communs:

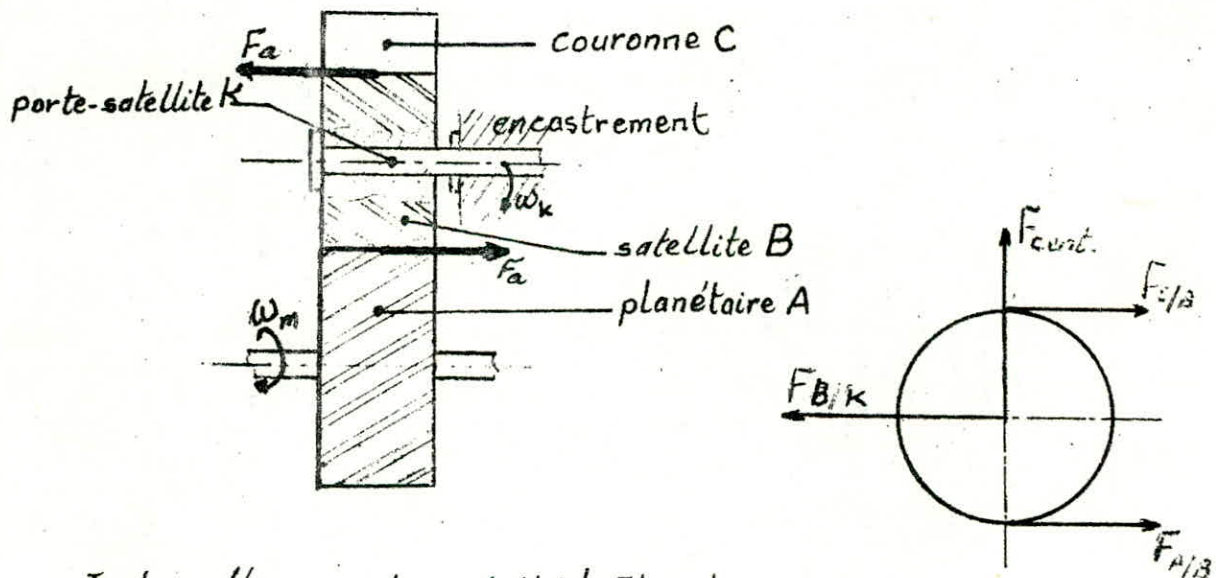
	Roues	Nombre de dents	Diamètre primitif (mm): D_p	Diamètre de tête (mm): D_t	Diamètre de pied (mm): D_f	Entraxe $A_{a,s}$: (planétaire-satellite)
1 ^{ère} vitesse	A	26	60,04	64,04	57,54	62,35
	B	28	64,66	68,66	62,16	
	C	82	189,37	185,37	191,87	
2 ^{ème} vitesse	A ₁	19	43,88	47,88	41,38	58,89
	B ₁	32	73,90	77,90	71,40	
	C ₁	83	191,68	187,68	194,18	
3 ^{ème} vitesse	A ₂	23	53,12	57,12	50,62	55,42
	B ₂	25	57,73	61,73	55,23	
	C ₂	73	168,59	164,59	171,09	
Marche arrière	A ₃	50	115,47	119,47	112,97	76,21
	B ₃	16	36,95	40,95	34,45	
	C ₃	82	189,37	185,37	191,87	

C5: CALCUL DES EFFORTS SUR LES ARBRES ET AXES

De l'étude dynamique, on remarque que les axes des planétaires sont soumis à des couples de torsion et à des efforts axiaux, tandis que ceux des satellites ne sont soumis qu'à des efforts tangentiels et à des efforts centrifuges et à des moments fléchissants.

V.1 Calcul des efforts sur les axes des satellites

Prenons une position d'un satellite tel que son axe et celui du planétaire du train correspondant forment un plan vertical.



Isolons l'axe porte-satellite K . Il est soumis :

- à l'action du satellite B : $F_{B/K} = 2F_e$
- à la force centrifuge : $F_c = \omega_K^2 \Delta_{AB} M_B$

Δ_{AB} étant l'entraxe entre le planétaire A et le satellite B .

M_B étant la masse de B (sur-estimée pour tenir compte de la matière de l'axe)

- au couple dû aux efforts axiaux.

5.1.1. Vitesses (w_k et $w_{B/k}$) utilisées dans le calcul des efforts et des roulements:

Train A, B, C:

$$w_k = w_c = \left(\frac{w_2}{w_m}\right) w_m$$

$$w_{B/k} = w_B - w_k = -\frac{A}{B} (w_m - w_2) = -\frac{A}{B} w_m \left(1 - \frac{w_2}{w_m}\right)$$

A = 26 dents

B = 82 dents

$w_m = 3000$ tr/min.

Le tableau suivant résume les valeurs de w_k et $w_{B/k}$:

Vitesses	1ère	2ème	3ème	4ème	Marche arrière
w_k tr/min	+724	+1146	1833	+3000	-717
$ w_{B/k} $ tr/min	2114	1721	1084	0	3451

Train A₁, B₁, C₁:

$$w_{k1} = w_c$$

appliquons la formule de Willis au train ABC avec $w_k = w_c$ et $w_A = w_m$:

$(w_m - w_2) A = -C (w_{k1} - w_2)$ d'où l'on tire w_{k1} .

$$w_{k1} = \left[-\left(1 - \frac{w_2}{w_m}\right) \frac{A}{C} + \frac{w_2}{w_m} \right] w_m$$

$w_{B1/k1}$ est donnée par:

$$w_{B1/k1} = -\frac{A_1}{B_1} (w_m - w_{k1}) \quad \text{avec: } A_1 = 19 \text{ dents et } B_1 = 32 \text{ dents:}$$

Vitesses	1ère	2ème	3ème	4ème	Marche arrière
w_{k1}	0	+558	+1463	+3000	-1896
$ w_{B1/k1} $	1781	1450	913	0	2907

Train A₂, B₂, C₂:

$$w_{k2} = w_{c1} = w_{k1} - \frac{A_1}{C_1} (w_m - w_{k1})$$

$$w_{B2/k2} = +\frac{B_2}{B_1} (w_2 - w_{k2}) \quad \text{avec } w_{c2} = w_{k1} \text{ déjà calculée.}$$

Vitesses	1ère	2ème	3ème	4ème	Marche arrière
w_{k2}	-687	0	1022	+3000	-3017
$ w_{B2/k2} $	2006	1628	1111	0	-3273

Train A3, B3, C3:

$$\omega_{K3} = \omega_2 = \omega_K$$

La formule de Willis nous donne:

$$\omega_{B3|K3} = - \frac{A_3}{B_3} (\omega_{A3} - \omega_{K3}) \quad \text{avec } \omega_{A3} = \omega_C = \omega_{K1} \text{ on aura:}$$

$$\omega_{B3|K3} = - \frac{A_3}{B_3} (\omega_{K1} - \omega_K)$$

Vitesses	1 ^{ère}	2 ^{ème}	3 ^{ème}	4 ^{ème}	Mar. arrière
ω_{K3}	+ 723	+1146	+1833	+ 3000	- 717
$ \omega_{B3 K3} $	2259	1838	1156	0	3684

5.1.2 Estimation des masses des satellites:

La masse d'un satellite est donnée par la formule:

$$M = \rho V$$

avec: - ρ la masse volumique.

Pour les aciers, $\rho = 7,88 \text{ Kg/dm}^3$

- V le volume du satellite.

$$V = \pi \cdot r_p^2 \cdot l \quad (r_p \text{ étant le rayon primitif du satellite})$$

On majorera cette masse pour tenir compte des tourillons.

Le tableau suivant regroupe les valeurs des masses calculées et majorées des différents satellites. ($l = 30 \text{ mm}$)

		Rayon primitif (mm)	$M_{\text{calculée}}(\text{kg})$	$M_{\text{majorée}}(\text{kg})$
satellites	B	32,34	0,778	1,3
	B ₁	36,96	1,024	1,5
	B ₂	28,87	0,63	1,1
	B ₃	18,48	0,25	0,8

5.1.3 Application numérique

5.1.3.1 1^{ère} vitesse

En première vitesse, seul le train ABC transmet un couple.

- Train ABC

- Effort tangentiel:

$$F_t = \frac{C_{moy,A}}{q r_{p,A}} = \frac{357,5 \times 10^3}{3 \times \left(\frac{60,06}{2}\right)} = 4080 \text{ N}$$

$$F_t = 4080 \text{ N}$$

- Effort axial:

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta = 4080 \operatorname{tg} 30^\circ = 2356 \text{ N}$$

$$F_a = 2356 \text{ N.}$$

- Charge axiale sur l'axe du planétaire A

$$R_a = q \operatorname{tg} \beta F_t = 3 \times \operatorname{tg} 30^\circ \times 4080 = 7068 \text{ N}$$

$$R_a = 7068 \text{ N.}$$

L'arbre moteur est soumis à un effort axial de 7068 N et à un couple moyen de 357,5 m.N.

- Charge sur l'axe du satellite B.

$$\vec{F}_r = \vec{F}_{B/k} + \vec{F}_c$$

$$\text{ou } F_r = \sqrt{F_{B/k}^2 + F_c^2}$$

$$\text{Avec: } F_{B/k} = 2F_t = 2 \times 4080 = 8160 \text{ N}$$

$$F_c = \omega_k^2 \Delta_{AB} M_{B \text{ majorée}}$$

$$N_k = 723 \text{ tr/mn} \Rightarrow \omega_k = \frac{\pi N_k}{30} = 75,7 \text{ rad/s}$$

donc:

$$F_c = (75,7)^2 \times 62,37 \times 10^{-3} \times 1,3 = 464 \text{ N}$$

$$F_c = 464 \text{ N}$$

$$\text{D'où } F_r = \sqrt{8160^2 + 464^2} = 8173,2 \text{ N}$$

$$F_r = 8173,2 \text{ N.}$$

- Couple dû aux efforts axiaux:

$$C_a = F_a D_{pB} = 2356 \times 64,68 \times 10^{-3} = 152,4 \text{ mN}$$

$$C_a = 152,4 \text{ mN. (} C_a \text{ est un moment fléchissant)}$$

- Train A₁B₁C₁

- Force centrifuge:

$$F_c = \omega_{k_1}^2 \Delta_{A,B_1} M_{B_1}$$

Comme $\omega_{k_1} = \omega_c = 0 \Rightarrow F_c = 0$

- Train $A_2B_2C_2$

- Force centrifuge:

$$N_{k_2} = 687 \text{ tr/mn} \Rightarrow \omega_{k_2} = 71,9 \text{ rd/s}$$

donc: $F_c = (71,9)^2 \times \left(\frac{55,44}{2}\right) \times 10^{-3} \times 1,1 = 315 \text{ N}$

$$F_c = 315 \text{ N.}$$

D'où $F_r = 315 \text{ N}$ (F_t étant nul)

- Train $A_3B_3C_3$:

$$N_{k_3} = 723 \text{ tr/mn} \Rightarrow \omega_{k_3} = 75,7 \text{ rd/s}$$

$$F_c = (75,7)^2 \times \left(\frac{76,23}{1}\right) \times 10^{-3} \times 0,8 = 349,5 \text{ N}$$

$$F_c = 349,5 \text{ N}$$

D'où $F_r = 349,5 \text{ N}$ (car $F_t = 0$)

5.1.3.2. 2^{ème} vitesse

Les trains qui transmettent un couple sont $A_2B_2C_2$ et ABC.

- Train ABC

- Effort tangentiel:

$$F_t = \frac{C_{\text{moy}}}{q_{\text{rpa}}} = \frac{277,83 \times 10^3}{3 \times \frac{60,06}{2}} = 3084 \text{ N}$$

$$F_t = 3084 \text{ N.}$$

- Effort axial:

$$F_a = 3084 \times \tan 30^\circ = 1781 \text{ N.}$$

$$F_a = 1781 \text{ N}$$

- Charge sur l'axe du planétaire A:

$$R_a = 3F_a = 3 \times 1781 = 5343 \text{ N.}$$

L'arbre moteur est soumis en A à un effort axial de 5343 N et à un couple de torsion de 277,83 N.m.

- Charge sur l'axe du satellite B.

- charge radiale:

$$\vec{F}_r = \vec{F}_{B_1/K} + \vec{F}_c$$

En module, on a: $F_r = \sqrt{F_{B_1/K}^2 + F_c^2}$

Avec: $- F_{B_1/K} = 2F_t = 6168 \text{ N}$.

$$- F_c = \omega_k^2 \Delta_{AB} M_{B_1 \text{ majorée}}$$

$$N_k = 1146 \text{ tr/mn} \Rightarrow \omega_k = 119,9 \text{ rd/s} \approx 120 \text{ rd/s}$$

On a: $F_c = 120^2 \times 62,37 \times 10^{-3} \times 1,3 = 1168 \text{ N}$

$$F_c = 1168 \text{ N}$$

D'où $F_r = 6278 \text{ N}$.

- Couple dû aux efforts axiaux:

$$\mathcal{C}_a = F_a D_{pB} = 1781 \times 64,68 \times 10^{-3} = 115 \text{ mN}$$

$$\mathcal{C}_a = 115 \text{ mN. } (\mathcal{C}_a \text{ est un moment fléchissant})$$

- Train $A_2 B_2 C_2$

- Effort tangentiel:

$$F_t = \frac{\mathcal{C}_{A_2 \text{ moy}}}{9 r_{A_2}} = \frac{163,2 \times 10^3}{3 \times \frac{43,89}{2}} = 2479 \text{ N}$$

$$F_t = 2479 \text{ N}$$

- Effort axial:

$$F_a = 2479 \times \tan 30^\circ = 1431 \text{ N}$$

$$F_a = 1431 \text{ N}$$

- Charge axiale sur l'axe du planétaire A_1 :

$$R_a = 3F_a = 3 \times 1431 = 4293 \text{ N}$$

En A_1 , l'arbre moteur est soumis à un effort axial de 4293 N et à un couple de 163,2 mN.

- Charge sur l'axe du satellite B_1 .

- Effort radial:

$$F_r = \sqrt{F_{B_1/K_2}^2 + F_c^2}$$

Avec: $- F_{B_1/K_2} = 2F_t = 4958 \text{ N}$

$$- F_c = \omega_k^2 \Delta_{A_1 B_1} M_{B_1}$$

$$N_{k_2} = 558 \text{ tr/mn} \Rightarrow \omega_{k_2} = 58,5 \text{ rd/s}$$

$$\text{donc: } F_c = (58,5)^2 \times 58,90 \times 10^{-3} \times 1,5 = 302 \text{ N}$$

$$D'o\grave{u} \quad F_r = \sqrt{4958^2 + 302^2} = 4967,2 \text{ N}$$

$$F_r = 4967,2 \text{ N.}$$

- Couple \mathcal{C}_a :

$$\mathcal{C}_a = F_a D_{p_{B_2}} = 1431 \times 73,92 \times 10^{-3} = 105,8 \text{ Nm}$$

$$\mathcal{C}_a = 105,8 \text{ mN.}$$

- Train $A_2 B_2 C_2$:

La force centrifuge est nulle puisque $\omega_{k_2} = 0$
On a aussi $F_r = 0$ car $F_t = 0$

- Train $A_3 B_3 C_3$

$$N_{k_3} = 1146 \text{ tr/mn} \Rightarrow \omega_{k_3} = 120 \text{ rd/s.}$$

$$\text{Donc } F_c = 120^2 \times 76,23 \times 10^{-3} \times 0,8 = 878 \text{ N}$$

$$F_c = 878 \text{ N, donc } F_r = 878 \text{ N (car } F_t = 0)$$

5.1.3.3. 3^{eme} vitesse

En troisieme vitesse, Les trains qui transmettent de couple sont ABC, $A_2 B_2 C_3$ et $A_2 B_2 C_2$.

Train ABC:

- Effort tangentiel:

$$F_t = \frac{\mathcal{C}_a}{9 r_{pA}} = \frac{144,8 \times 10^3}{3 \times \frac{60,06}{2}} = 1607 \text{ N}$$

$$F_t = 1607 \text{ N.}$$

- Effort axial:

$$F_a = F_t \tan \beta = 1607 \tan 30^\circ = 928 \text{ N}$$

$$F_a = 928 \text{ N.}$$

En A, L'arbre moteur est soumis à un couple de torsion de $144,8 \text{ mN}$
et à une charge axiale de $R_a = 3 \times 928 = 2784 \text{ N}$.

- Efforts et couple sur l'axe porte-satellite B.

$$F_r = \sqrt{F_{B/k}^2 + F_c^2}$$

$$F_{B/k} = 2 \times 1607 = 3214 \text{ N}$$

$$N_k = 1833 \text{ tr/mn} \Rightarrow \omega_k = 191,9 \text{ rd/s}$$

$$\text{donc } F_c = (191,9)^2 \times (62,37 \times 10^{-3}) \times 1,3 = 2986 \text{ N}$$

On a donc:

$$F_r = \sqrt{3214^2 + 2986^2} = 4387 \text{ N}$$

Couple:

$$\mathcal{C}_a = F_a D_{p3} = 928 \times 64,58 \times 10^{-3} = 60 \text{ mN}$$

$$\mathcal{C}_a = 60 \text{ mN.}$$

Train A₁B₁C₁:

- Effort tangentiel:

$$F_t = \frac{\mathcal{C}_{A_1}}{r_{PA_1}} = \frac{222,7 \times 10^3}{3 \times \frac{43,89}{2}} = 3383 \text{ N}$$

$$F_t = 3383 \text{ N.}$$

- Effort axial:

$$F_a = 3383 \times \tan 30^\circ = 1953 \text{ N.}$$

$$F_a = 1953 \text{ N}$$

En A₁, l'arbre moteur est soumis à un couple de 222,7 mN et à une charge axiale de $R_a = 3 \times 1953 = 5860 \text{ N}$.

- Effort et couple sur l'axe porte-satellite B₁:

$$F_r = \sqrt{F_{B_1/k_1}^2 + F_c^2}$$

$$F_{B_1/k_1} = 2 \times 3383 = 6766 \text{ N}$$

$$N_{k_2} = 1463 \text{ tr/mn} \Rightarrow \omega_{k_2} = 153 \text{ rd/s.}$$

$$\text{Alors } F_c = (153)^2 \times (58,9 \times 10^{-3}) \times 1,5 = 2058 \text{ N.}$$

D'où $F_r = \sqrt{6766^2 + 2058^2} = 7075 \text{ N}$

$$F_r = 7075 \text{ N}$$

Couple:

$$\mathcal{C}_a = F_a D_{pB_2} = 1953 \times 73,92 \times 10^{-3} = 144,4 \text{ mN}$$

$$\mathcal{C}_a = 144,4 \text{ mN.}$$

Train A₂B₂C₂:

- Effort tangentiel:

$$F_t = \frac{\mathcal{L}_{A_2}}{q r_{PA_2}} = \frac{232,8 \times 10^3}{3 \times \frac{53,13}{2}} = 2921 \text{ N}$$

$$F_t = 2921 \text{ N.}$$

- Effort axial:

$$F_a = 2921 \times \tan 30^\circ = 1687 \text{ N.}$$

$$F_a = 1687 \text{ N.}$$

en A_2 , il existe un couple de torsion de $232,8 \text{ mN}$ et une charge axiale de $R_a = 3 \times 1687 = 5061 \text{ N}$.

- Charge et couple sur l'axe porte-satellite B_2 .

$$\text{On a: } F_r = \sqrt{F_{B_2/k_2}^2 + F_c^2}$$

$$F_{B_2/k_2} = 2 \times 2921 = 5842 \text{ N}$$

$$N_{k_2} = 1111 \text{ tr/mn} \Rightarrow \omega_{k_2} = 116,3 \text{ rd/s}$$

$$F_c = (116,3)^2 \times (55,44 \times 10^{-3}) \times 1,1 = 825 \text{ N}$$

$$\text{D'où } F_r = \sqrt{5842^2 + 825^2} = 5900 \text{ N}$$

$$F_r = 5900 \text{ N}$$

- Couple \mathcal{L}_a

$$\mathcal{L}_a = F_a D_{p_{B_2}} = 1687 \times 57,75 \times 10^{-3} = 97,4 \text{ mN}$$

$$\mathcal{L}_a = 97,4 \text{ mN.}$$

Train $A_3 B_3 C_3$:

$$N_{k_3} = 1833 \text{ tr/mn} \Rightarrow \omega_{k_3} = 192 \text{ rd/s}$$

$$\text{Donc: } F_c = (192)^2 \times (76,23 \times 10^{-3}) \times 0,8 = 2248 \text{ N}$$

$$\text{D'où } F_r = F_c = 2248 \text{ N (car } F_t = 0)$$

5.1.3.4. 4^{ème} vitesse:

Les trains qui transmettent de couple sont ABC , $A_1 B_1 C_1$ et $A_2 B_2 C_2$

Train ABC .

- Effort tangentiel:

$$F_t = \frac{2 \mathcal{L}_a}{q D_{Pa}} = \frac{2 \times 94,4 \times 10^3}{3 \times 60,06} = 524 \text{ m}$$

$$F_t = 524 \text{ N}$$

- Effort axial:

$$F_a = 524 \times \tan 30^\circ = 303 \text{ N}$$

$$F_a = 303 \text{ N.}$$

en A, l'arbre moteur est soumis à un couple de $94,4 \text{ mN}$ et à une charge axiale de $R_a = 3 \times 303 = 909 \text{ N}$.

- Effort et couple sur l'axe porte-satellite B.

On a: $F_{0/k} = 2 \times 524 = 1048 \text{ N}$

Avec $N_k = 3000 \text{ tr/mn}$, soit $\omega_k = 314 \text{ rad/s}$, on a:

$$F_c = (314)^2 \times (62,37 \times 10^{-3}) \times 1,3 = 7994 \text{ N}$$

D'où $F_r = \sqrt{1048^2 + 7994^2} = 8062,4 \text{ N}$

$$F_r = 8062,4 \text{ N}$$

Cas d'une vitesse excessive:

Le moteur diesel que nous avons adopté étant équipé d'un limiteur de vitesses, nous admettons que la vitesse maximale atteinte par ce moteur est de 3500 tr/mn .

Dans ce cas, la force centrifuge que nous venons de calculer sera multipliée par un coefficient égal à $(\frac{3500}{3000})^2 = 1,36$. On aura donc:

$$F'_c = 1,36 \times 7994 = 10872 \text{ N et:}$$

$$F'_r = \sqrt{1048^2 + 10872^2} = 10922,4 \text{ N}$$

- Couple: $\mathcal{C}_a = F_a D_{p3} = 303 \times 64,68 \times 10^{-3} = 19,6 \text{ mN}$
 $\mathcal{C}_a = 19,6 \text{ mN.}$

Train A₂B₂C₂

- Effort tangentiel

$$F_t = \frac{2 \mathcal{C}_{a2}}{9 D_{p2}} = \frac{2 \times 46,1 \times 10^3}{3 \times 43,89} = 700 \text{ N.}$$

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

- Effort axial:

$$F_a = 700 \times \tan 30^\circ = 404 \text{ N}$$

$$F_a = 404 \text{ N.}$$

En A_1 , l'arbre moteur est soumis à un couple de $46,1 \text{ mN}$ et à une charge de $R_a = 3 \times 404 = 1212 \text{ N}$.

- Efforts et couple sur l'axe porte-satellite B_1 .

$$F_{B_1/k_1} = 2 \times 700 = 1400 \text{ N}$$

Avec $N_{k_2} = 3000 \text{ tr/mn}$ ($\omega_{k_2} = 314 \text{ rad/s}$), on a:

$$F_c = (314)^2 \times (58,90 \times 10^{-3}) \times 1,5 = 8711 \text{ N}$$

$$\text{D'où } F_r = \sqrt{1400^2 + 8711^2} = 8822,8 \text{ N}$$

$$F_r = 8822,8 \text{ N}$$

Dans le cas d'une vitesse excessive, on a:

$$F_c' = 1,36 \times 8711 = 11847 \text{ N}$$

$$\text{D'où } F_r' = 8933,2 \text{ N}$$

Couple \mathcal{C}_a :

$$\mathcal{C}_a = F_a D_{P_{B_1}} = 404 \times 73,92 \times 10^{-3} = 29,9 \text{ mN}$$

$$\mathcal{C}_a = 29,9 \text{ mN}$$

Train $A_2 B_2 C_2$.

- Effort tangentiel:

$$F_t = \frac{2 \mathcal{C}_{A_2}}{9 D_{P_{A_2}}} = \frac{2 \times 251,5 \times 10^3}{3 \times 53,13} = 3156 \text{ N}$$

$$F_t = 3156 \text{ N}$$

- Effort axial:

$$F_a = 3156 \times \tan 30^\circ = 1822 \text{ N}$$

En A_2 , il existe un couple de torsion de $251,5 \text{ mN}$ et une charge axiale de $R_a = 3 \times 1822 = 5466 \text{ N}$.

- Charge et couple sur l'axe porte-satellite B_2 .

$$\text{On a: } F_{B_2/k_2} = 2 \times 3156 = 6312 \text{ N}$$

Avec $\omega_{k_2} = 314 \text{ rad/s}$, on a:

$$F_c = (314)^2 \times (55,44 \times 10^{-3}) \times 1,1 = 6013 \text{ N}$$

$$\text{Donc: } F_r = \sqrt{6312^2 + 6013^2} = 8717,7 \text{ N}$$

$$F_r = 8717,7 \text{ N}$$

Dans le cas d'une vitesse excessive, on a:

$$F'_c = 1,36 \times 6013 = 8178 \text{ N}$$

D'où : $F_r = 10330,6 \text{ N}$

Train $A_3B_3C_3$.

On a: $F'_r = F'_c = (314)^2 \times (76,23 \times 10^{-3}) \times 0,8 = 6013 \text{ N}$ (car $F_t = 0$)

Dans le cas d'une vitesse excessive, on a:

$$F'_r = F'_c = 1,36 \times 6013 = 8178 \text{ N}$$

$$F_r = 8178 \text{ N.}$$

5.1.3.5 Marche arrière:

Les trains qui transmettent de couples sont ABC et $A_3B_3C_3$.

Train ABC.

- Effort tangentiel:

$$F_t = \frac{2\mathcal{C}_A}{9D_{pA}} = \frac{2 \times 196 \times 10^3}{3 \times 60,06} = 2176 \text{ N}$$

$$F_t = 2176 \text{ N}$$

- Effort axial:

$$F_a = F_t \tan \beta = 2176 \times \tan 30^\circ = 1256 \text{ N}$$

$$F_a = 1256 \text{ N.}$$

En A, l'arbre moteur est soumis à un couple de torsion de 196 mN et à une charge de $R_a = 3 \times 1256 = 3768 \text{ N}$.

- Efforts et couple sur l'axe porte-satellite B.

On a: $F_{B/k} = 2 \times 2176 = 4352 \text{ N}$.

Avec $N_k = 717 \text{ tr/mn}$, donc $\omega_k = 75 \text{ rd/s}$, on a:

$$F_c = (75)^2 \times (62,37 \times 10^{-3}) \times 1,3 = 456 \text{ N.}$$

D'où $F_r = \sqrt{4352^2 + 456^2} = 4375,8 \text{ N}$

$$F_r = 4375,8 \text{ N}$$

Couple \mathcal{C}_a :

$$\mathcal{C}_a = D_{pB} \times F_a = 64,68 \times 10^{-3} \times 1256 = 81,2 \text{ mN}$$

$$\mathcal{C}_a = 81,2 \text{ mN.}$$

Train $A_1 B_1 C_1$:

Avec $N_{k_1} = 1896 \text{ tr/mn}$, soit $\omega_{k_1} = 198,4 \text{ rd/s}$, on a:

$$F_r = F_c = (198,4)^2 \times (58,90 \times 10^{-3}) \times 1,5 = 3464 \text{ N. (car } F_t = 0)$$

$$F_r = 3464 \text{ N.}$$

Train $A_2 B_2 C_2$:

On a: $F_t = 0$

Avec $N_{k_2} = 3017 \text{ tr/mn}$, soit $\omega_{k_2} = 315,8 \text{ rd/s}$, on a:

$$F_c = (315,8)^2 \times (55,44 \times 10^{-3}) \times 1,1 = 6082 \text{ N}$$

D'où $F_r = F_c = 6082 \text{ N.}$

Train $A_3 B_3 C_3$:

- Effort tangentiel:

$$F_t = \frac{2 \mathcal{L}_{A_3}}{9 D_{P_{A_3}}} = \frac{2 \times 618,2 \times 10^3}{3 \times 115,5} = 3568 \text{ N}$$

$F_t = 3568 \text{ N.}$

- Effort axial:

$$F_a = 3568 \times \tan 30^\circ = 2060 \text{ N.}$$

Le planétaire A_3 est soumis à un couple de $618,2 \text{ mN}$ et à une charge axiale de $R_a = 3 \times 2060 = 6180 \text{ N.}$

- Efforts et couple sur l'axe porte satellite B_3 .

On a: $F_{B_3/k_3} = 2 \times 3568 = 7136 \text{ N}$

Avec $N_{k_3} = 717 \text{ tr/mn}$, soit $\omega_{k_3} = 75 \text{ rd/s}$, on a:

$$F_c = \omega_{k_3}^2 \Delta_{A_3 B_3} M_{B_3} = (75)^2 \times (76,23 \times 10^{-3}) \times 0,8 = 343 \text{ N}$$

$F_c = 343 \text{ N.}$

D'où $F_r = \sqrt{7136^2 + 343^2} = 7144,2 \text{ N}$

$$F_r = 7144,2 \text{ N.}$$

Couple \mathcal{L}_a :

$$\mathcal{L}_a = F_a D_{P_{B_3}} = 2060 \times 36,96 \times 10^{-3} = 76,1 \text{ mN}$$

$\mathcal{L}_a = 76,1 \text{ mN.}$

Le couple \mathcal{L}_a est un moment fléchissant pour l'axe du satellite B_3 .

V.2 Dimensionnement des axes des satellites.

Pour diminuer l'encombrement axial, les satellites B, B_1, B_2 et B_3 seront montés en porte-à-faux.

Pour unifier la construction, nous allons essayer de prendre les mêmes roulements à aiguilles.

On calculera le diamètre commun des axes des satellites pour la plus grande charge

Le diamètre minimum de l'axe est donné par la formule:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_i}{\frac{\pi R_{pe}}{32}}} \Rightarrow d \geq \sqrt[3]{\frac{10,2 M_i}{R_{pe}}}$$

Avec R_{pe} La résistance pratique à l'extension.

On prendra un acier au nickel-chrome 20NC6 trempé à 850°C , et revenu à 200°C et de résistance à l'extension supérieure à $93,1 \text{ daN/mm}^2$.

En adoptant un coefficient de sécurité "s", on a:

$$R_{pe} = \frac{R_e}{s}$$

avec R_e La résistance limite à l'extension.

Avec $R_e = 93,1 \text{ daN/mm}^2$ et $s = 5$, on obtient:

$$R_{pe} = 18,6 \text{ daN/mm}^2, \text{ soit } R_{pe} = 186 \text{ N/mm}^2.$$

- M_i le moment idéal.

$$M_i = \sqrt{M_f^2 + M_t^2}$$

Où M_t est le moment de torsion. Pour les axes des satellites, on a:

$$M_t = 0$$

et M_f est le moment de flexion

$$M_f^2 = M_{fV}^2 + M_{fH}^2$$

avec M_{fV} le moment de flexion dans le plan vertical et M_{fH} le moment de flexion dans le plan horizontal.

On a donc:

$$M_i = \sqrt{M_{fV}^2 + M_{fH}^2}$$

5.2.1 Etude suivant le plan vertical:

5.2.1.1 Cas des trains ABC.

L'inclinaison de la denture sera de telle façon que les efforts axiaux auront des sens comme les indique la figure ci-dessous.

De la section ① à la section ②, on a:

$$M_{fv} = 0$$

Dans une section située entre les sections ② et ③, on a:

$$M_{fv} = -\mathcal{C}_a + F_c x$$

avec $x=0$ au point 2.

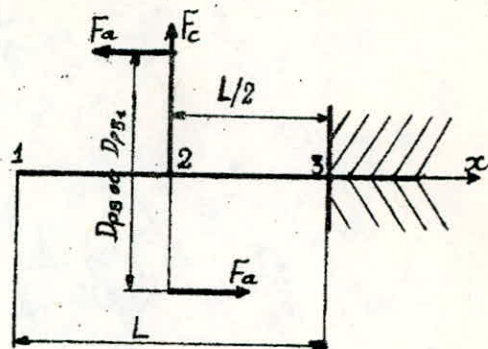
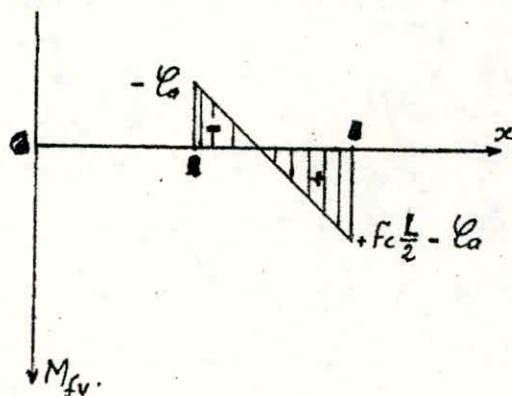
D'où le diagramme des moment fléchissant M_{fv} .

En ②, on a:

$$M_{fv} = -\mathcal{C}_a$$

En ③, on a:

$$M_{fv} = -\mathcal{C}_a + F_c \frac{L}{2}$$



5.2.1.2 Cas des trains $A_2B_2C_2$ et $A_3B_3C_3$

Pour une raison de la charge sur les roulements, les sens des efforts axiaux sur les satellites B_2 et B_3 sont comme les indique la figure suivante:

De la section ① à la section ②, on a:

$$M_{fv} = 0$$

Dans une section entre ② et ③,

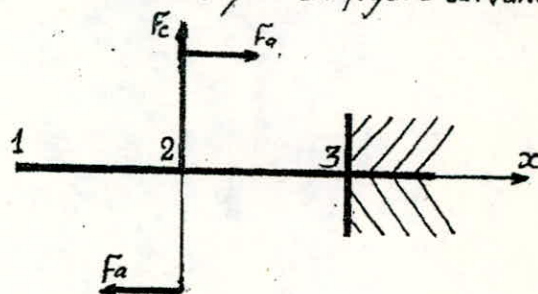
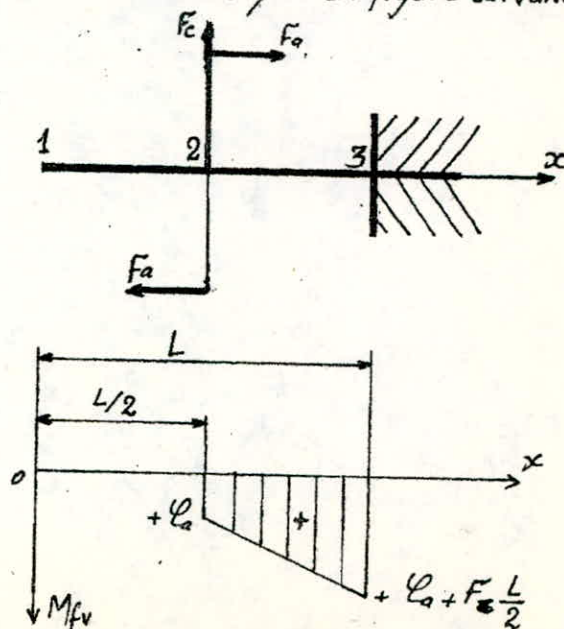
on a: $M_{fv} = \mathcal{C}_a + F_c x$

avec $x=0$ au point 2.

D'où le diagramme de M_{fv} .

En ②, on a: $M_{fv} = +\mathcal{C}_a$

En ③, on a: $M_{fv} = +\mathcal{C}_a + F_c \frac{L}{2}$



5.2.2 Etude suivant le plan horizontal:

5.2.2.1 Cas des axes des satellites B, B_2 et B_3 .

De la section ① à la section ②, on a:

$$M_{fH} = 0$$

Dans une section située entre

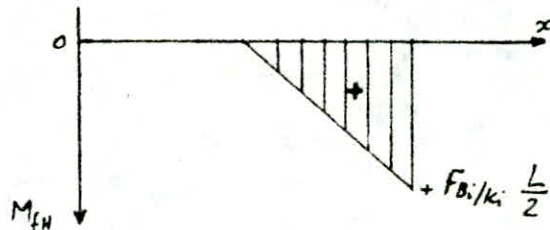
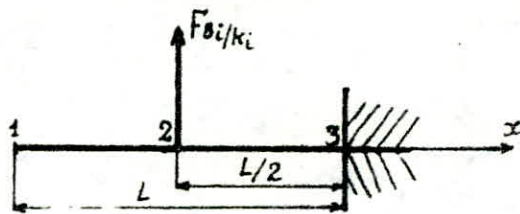
② et ③, on a:

$$M_{fH} = F_{B_i/k_i} x$$

avec $x=0$ en ② $\Rightarrow M_{fH} = 0$

en ③, on a: $x = \frac{L}{2}$, donc $M_{fH} = F_{B_i/k_i} \frac{L}{2}$.

D'où le diagramme du moment fléchissant M_{fH} .



Moment idéal:

Le moment idéal dans une section entre ② et ③ est:

$$M_i = \sqrt{(F_c x \pm Q_a)^2 + (F_{B_i/k_i} x)^2}$$

Le signe (+) correspond aux axes des satellites B_2 et B_3 (sauf en marche arrière)

Le signe (-) correspond aux axes des satellites B et B_3 (en marche arrière).

On considèrera dans les calculs le signe (+) (cas le plus défavorable)
Dans ce cas, le moment idéal est maximum à la section ③ ($x = \frac{L}{2}$).

On a alors:

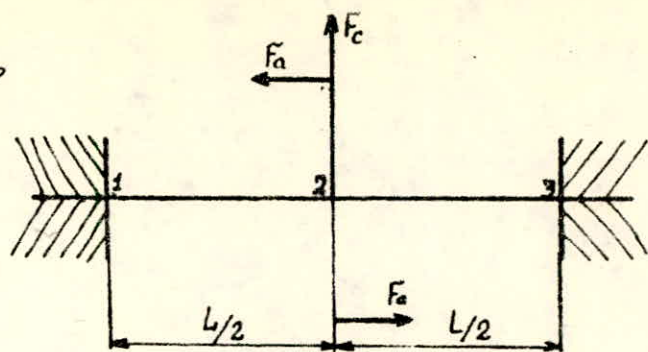
$$M_i = \sqrt{\left(F_c \frac{L}{2} + Q_a\right)^2 + \left(F_{B_i/k_i} \frac{L}{2}\right)^2}$$

5.2.3 Détermination du moment fléchissant sur l'axe du satellite B_2 :

Le satellite n'est pas monté en porte-à-faux. Son axe est encastré à ces deux extrémités.

5.2.3.1 Etude suivant le plan vertical:

Le moment fléchissant en un point entre ① et ③ est la somme des moments fléchissants dus à la force centrifuge et aux efforts axiaux (donc au couple \mathcal{C}_a)



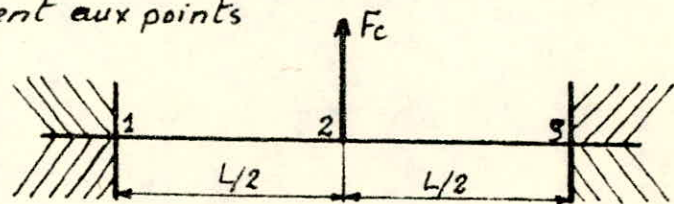
5.2.3.1.1. Moment fléchissant dû à la force centrifuge

Les moments d'encastrement aux points

① et ③ sont respectivement:

$$M_1 = -\frac{F_c L}{8}$$

$$M_3 = -\frac{F_c L}{8}$$



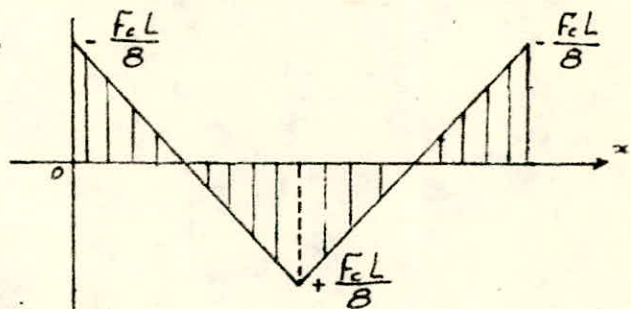
Le moment fléchissant dans une section d'abscisse x est:

$$M = -\frac{F_c L}{8} + \mu$$

Avec:

$$\mu = \frac{F_c}{2} x \text{ entre } ① \text{ et } ②$$

$$\text{et } \mu = \frac{F_c}{2} x - F_c \left(x - \frac{L}{2}\right) \text{ entre } ② \text{ et } ③$$



5.2.3.1.2 Moment fléchissant dû aux efforts axiaux (ou au couple \mathcal{C}_a)

Les moments d'encastrement en ① et ③ sont respectivement:

$$M_1 = \frac{6H_A - 4AL}{L^2}$$

$$M_3 = \frac{-6H_A + 2AL}{L^2}$$

Avec:

$$A = \int_0^L \mu dx$$

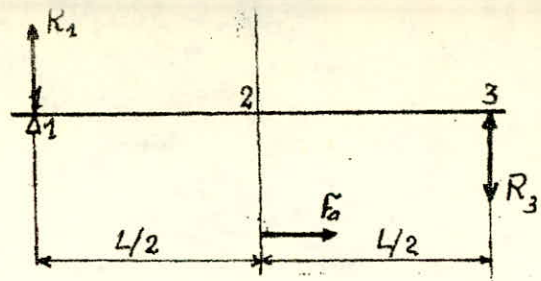
μ étant le moment fléchissant de l'axe porte-satellite avec appuis simples.

et $H_A = \int_0^L \mu x dx =$ moment statique de l'aire A par rapport à l'axe x .

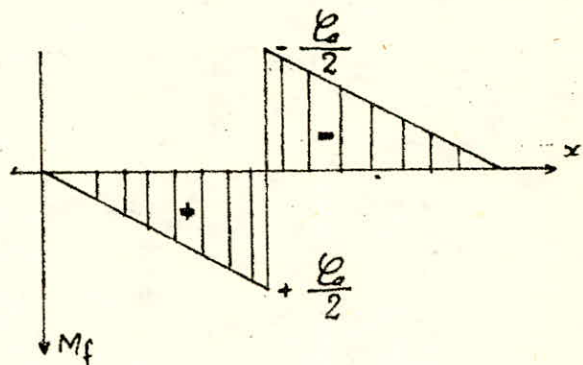
Avec appuis simples, on aura:

$$R_1 = \frac{Q_a}{L}$$

$$R_3 = -\frac{Q_a}{L}$$



Le moment fléchissant est représenté par le diagramme ci-contre.



Tout calcul fait, on obtient:

$$M_1 = -\frac{Q_a}{4}$$

et $M_3 = +\frac{Q_a}{4}$

Le moment fléchissant en un point d'abscisse \$x\$ est:

$$M = \mu + M_1 + \left(\frac{M_3 - M_1}{L}\right)x$$

Entre les points ① et ②, on a:

$$\mu = R_1 x = \frac{Q_a}{L} x$$

D'où :

$$M = \left(\frac{3}{2L} x - \frac{1}{4}\right) Q_a$$

Au point ②, on aura:

$$M = \frac{Q_a}{2}$$

Entre les points ② et ③, on a:

$$\mu = R_2 x - Q_a = (x - L) \frac{Q_a}{L}$$

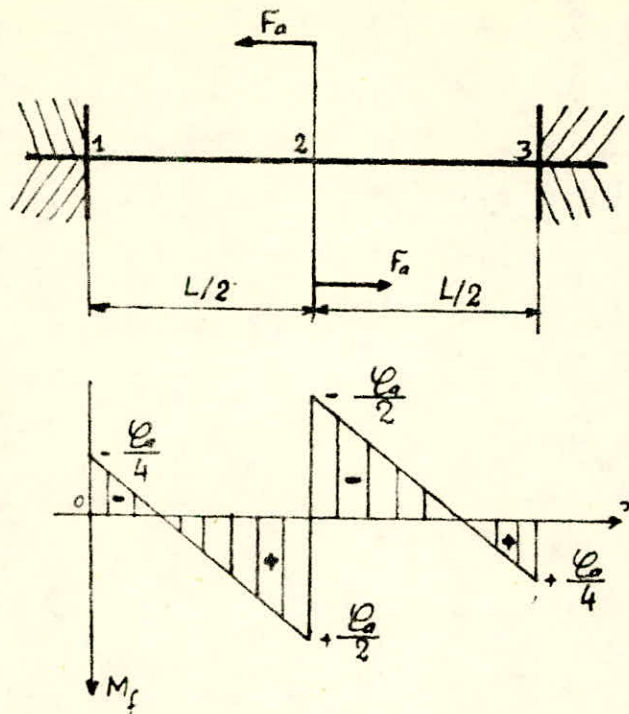
D'où :

$$M = \left(\frac{3}{2L} x - \frac{5}{4}\right) Q_a$$

Au point ③, on aura:

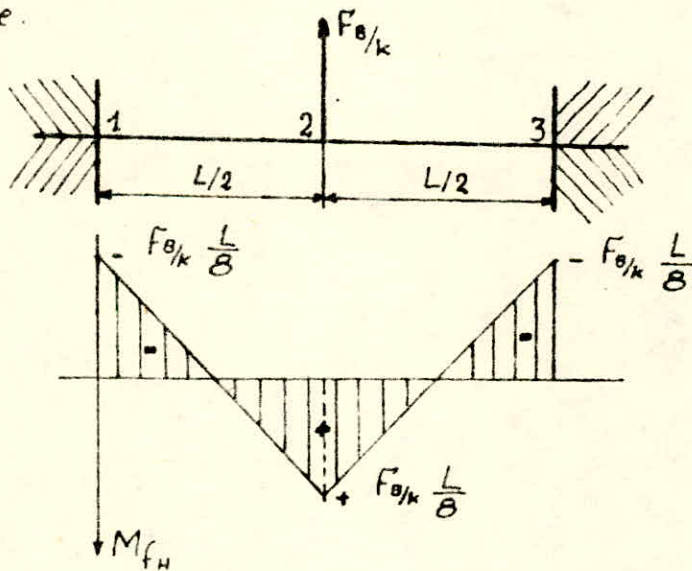
$$M = -\frac{Q_a}{2}$$

Le moment fléchissant de l'axe en tenant compte de son hyperstaticité est représenté par le diagramme suivant:



5.2.3.2 Etude suivant le plan horizontal

Ce cas est analogue avec celui étudié en ne considérant que la force centrifuge.



On remarque que le moment fléchissant est maximum au point ②. En ce point sa valeur est :

$$M_{f_{max}} = \sqrt{\left(\frac{L F_{c/k}}{8}\right)^2 + \left(\frac{Q_o}{2} + \frac{F_c L}{8}\right)^2} = M_i$$

Le tableau suivant résume les valeurs du moment fléchissant maximum avec $L = 48 \text{ mm}$ (donnée par le dessin) de chaque axe porte satellite suivant la vitesse prise.

Vitesses		1 ^{ere}	2 ^{eme}	3 ^{eme}	4 ^{eme}	Marche arriere
M _{fmax} (mN) sur porte-satellite	K	255	205,8	152,6	281,7	139,3
	K ₁		62,3	93,8	86,4	20,8
	K ₂	7,56		102,7	337	146
	K ₃	8,4	21	54	196	191

La valeur du moment fléchissant maximum, en prenant tous les axes porte-satellites K, K₁, K₂, K₃ de même diamètre, est de 337 mN (correspondant au porte-satellite K₂ et à la quatrième vitesse).

On remarque que la force centrifuge influe beaucoup sur le moment fléchissant, ce qui nous a conduit à prendre dans les calculs la vitesse maximale du moteur, soit 3500 tr/mn.

Avec M_{fmax} = 337 mN, le diamètre commun des axes K, K₁, K₂, K₃ est :

$$d \geq \sqrt{\frac{10,2 \times 337 \times 10^3}{186}} \Rightarrow d \geq 26,4 \text{ mm.}$$

Le choix d'un diamètre normalisé se fera après le calcul des roulements.

V.3 Dimensionnement des arbres moteur et receveur

Ces deux arbres sont soumis à la torsion.

L'arbre moteur est soumis en outre à des efforts axiaux.

On calculera leurs diamètres respectifs qui vérifient la résistance :

- à la torsion
- à la compression
- au flambement.

5.3.1 Calcul des arbres soumis à la torsion.

Le diamètre d'un arbre plein soumis à la torsion est donné par la formule :

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 M_t}{\pi R_{p2}}}$$

Avec: - M_t le moment de torsion

- R_{pg} la résistance pratique au glissement du matériau.

En prenant le même acier pour les arbres moteur et récepteur que celui qui a été choisi pour les axes porte-satellites et en adoptant un coefficient de sécurité de 2,5, on aura:

$$R_{pg} = \frac{1}{2} \left(\frac{R_e}{s} \right) = \frac{1}{2} \times \frac{931}{2,5} = 186 \text{ N/mm}^2.$$

$$R_{pg} = 186 \text{ N/mm}^2.$$

Si l'arbre est creux, son diamètre extérieur est:

$$d_e = \frac{d}{\sqrt[3]{1-m^4}}$$

Où d est le diamètre calculé pour un arbre plein, et $m = \frac{d_i}{d_e}$ (d_i étant le diamètre intérieur de l'arbre).

5.3.2. Résistance au flambage.

Une pièce prismatique soumise à une charge dérivée suivant sa longueur travaille à la compression simple si sa longueur est telle que l'élanement $\lambda = \frac{l}{\rho}$ soit inférieur à 8. Si au contraire λ est grand la pièce travaille au flambage.

l est la longueur réelle de la pièce si elle a deux articulations (c'est le cas de nos deux arbres), ρ est le rayon de gyration défini par:

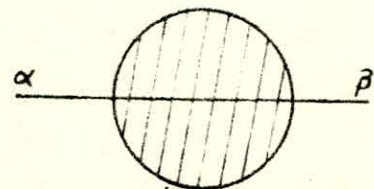
$$\rho = \left(\frac{I_{\alpha\beta}}{S} \right)^{1/2}$$

Avec $I_{\alpha\beta}$ le moment d'inertie de la section S par rapport à l'axe α, β , qui dans le cas d'une section circulaire de diamètre d est de:

$$I_{\alpha\beta} = \frac{\pi d^4}{64}$$

Dans ce cas, la section de l'arbre est:

$$S = \frac{\pi d^2}{4}$$



Une pièce résistante au flambage doit avoir une charge admissible inférieure à sa charge de compression critique

Si l'élanement λ est supérieur à celui d'Euler $\lambda_e = \pi \sqrt{\frac{E}{R_{ec}}}$, on utilise la formule d'Euler:

$$P = \frac{\pi^2 E I}{l^2}$$

- Avec :
- E le module d'Young ($E = 210000 \text{ N/mm}^2$ pour les aciers)
 - I le moment d'inertie minimum de la section.
 - R_{ec} la limite d'élasticité à la compression ($R_{ec} \approx 930 \text{ N/mm}^2$)

On a :

$$\lambda_e = \pi \sqrt{\frac{21 \times 10^4}{930}} = 47.$$

- P La charge critique de compression.

Pour obtenir la charge admissible, on doit s'imposer un coefficient de sécurité compris entre 4 et 6 pour les aciers.

Si $\lambda_e > \lambda$, on utilisera la formule semi-empirique de Rankine donnant la contrainte limite :

$$n_{cr} = \frac{R_{ec}}{1 + \frac{R_{ec}}{n^2 E} \lambda^2}$$

La contrainte admissible est dans cette condition :

$$n_{ar} = \frac{n_{cr}}{s}$$

avec s est un coefficient de sécurité qui est de 1,66 pour les aciers.

5.3.3. Applications numériques

5.3.3.1. Dimensionnement de l'arbre moteur :

Le moment de torsion maximum est :

$$M_t = 490 \text{ mN.}$$

Le diamètre de l'arbre est donc :

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \times 490 \times 10^3}{3,14 \times 186}} \Rightarrow d \geq 23,77 \text{ mm}$$

On prendra $d = 24 \text{ mm}$

Vérification à la résistance au flambage :

Avec $I_{\alpha\beta} = \frac{\pi d^4}{64}$ et $s = \frac{\pi d^2}{4}$, on a :

$$r = \left(\frac{I_{\alpha\beta}}{s} \right)^{1/2} = \frac{d}{4} = 6 \text{ mm}$$

$$\text{D'où } \lambda = \frac{l}{r} = \frac{265}{6} = 44,2 > 8$$

(l étant donnée par le dessin)

On doit donc vérifier l'arbre à la résistance au flambage.

On remarque qu'on a $\lambda_e > \lambda$. Ce qui nous permet d'utiliser la formule de Rankine.

La contrainte limite est donc:

$$\sigma_{CR} = \frac{930}{1 + \frac{930}{\pi^2 \times 210000} \times (44,2)^2} = 495 \text{ N/mm}^2$$

Avec $\sigma_{CR} = 495 \text{ N/mm}^2$, La contrainte admissible est:

$$\sigma_{ad} = \frac{495}{1,66} = 298 \text{ N/mm}^2.$$

La contrainte de compression est:

$$\sigma = \frac{N}{S}$$

Avec $N = R_{A1} + R_{A2} - N_e$

R_{A1} et R_{A2} sont respectivement les charges axiales sur les planétaires A et A₂ ayant la même inclinaison des dentures telles que R_{A1} et R_{A2} s'opposent à l'effort d'embrayage N_e ($N_e = 8462 \text{ N}$)

$$S = \frac{\pi(24)^2}{4} = 452,16 \text{ mm}^2 = \text{section de l'arbre plein.}$$

Les valeurs de R_{A1} , R_{A2} , N sont résumées dans le tableau suivant:

Vitesses	1 ^{ere}	2 ^{eme}	3 ^{eme}	4 ^{eme}	Marche arrière	
Charges(N)	R_{A1}	7068	5343	2784	1048	3763
	R_{A2}	0	0	5061	5466	0
	N	7068	5343	7845	52	3763

La charge N la plus grande correspond à la 3^{eme} vitesse

$$N_{max} = 7845 \text{ N.}$$

La contrainte maximale est:

$$\sigma_{max} = \frac{N_{max}}{S} = \frac{7845}{452,16} = 17,35 \text{ N/mm}^2$$

La contrainte $\sigma_{max} = 17,35 \text{ N/mm}^2$ est nettement inférieure à la contrainte admissible, donc l'arbre moteur résiste bien au flambage.

5.3.3.2. Dimensionnement de l'arbre récepteur:

Le couple de torsion maximum est donné par la relation:

$$C_{rmax} = \frac{1}{\left(\frac{\omega_f}{\omega_m}\right)} C_{mmax}$$

Avec $\frac{\omega_f}{\omega_m} = 0,239$ et $C_{mmax} = 490 \text{ mN}$, on a:

$$C_{rmax} = 2050,21 \text{ mN}$$

Le diamètre de l'arbre supposé plein est:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \times 2050,21 \times 10^3}{3,14 \times 186}} \Rightarrow d \geq 38,28 \text{ mm.}$$

Remarque:

Le diamètre de cet arbre récepteur est vraiment surdimensionné en prenant le couple maximum du moteur au lieu du couple correspondant à la vitesse de rotation à la marche arrière. On choisira donc un diamètre normalisé de l'arbre de 36 mm au lieu de 42 mm à la sortie de la boîte de vitesses.

Sur l'autre bout, l'arbre est cannelé et est creux. Son diamètre intérieur est de $d_i = 25 \text{ mm}$ (donné par le dessin).

En prenant un diamètre intérieur des cannelures de 42 mm, on a:

$$m = \frac{d_i}{d_e} = \frac{25}{42} = 0,5952.$$

Le diamètre extérieur de l'arbre pourra être pris égal à :

$$d_e = \frac{d}{\sqrt[3]{1 - m^4}} = \frac{38,28}{\sqrt[3]{1 - (0,5952)^4}} = 40 \text{ mm}$$

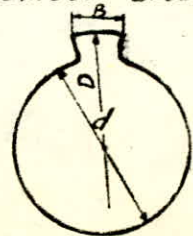
$$d_e = 40 \text{ mm}$$

D'où le diamètre de 42 mm vérifie bien la résistance à la torsion.

V.4 - Dimensionnement des cannelures.

Soient d , D , B respectivement le diamètre intérieur, le diamètre extérieur et la largeur des cannelures.

soient s' la surface réelle d'appui (un plan par cannelure) par millimètre de longueur et n le nombre de cannelures.



La Longueur des cannelures est donnée par la formule:

$$l \geq \frac{T}{s' \sigma_{\text{adm}}}$$

Avec:

- σ_{adm} La pression admissible. Pour les aciers trempés, elle est comprise entre 10 et 14 daN/mm². On prendra:

$$\sigma_{\text{adm}} = 14 \text{ daN/mm}^2$$

- T la force équivalente de compression.

$$T = \frac{Q_t}{\frac{d+D}{4}}$$

5.4-1 Applications:

5.4-1.1 Longueur des cannelures sur les planétaires A et A₂

On a: $Q_t = Q_{\text{max}} = 490 \text{ mN}$

Adoptons: $d = 26 \text{ mm}$; $D = 30 \text{ mm}$; $B = 6 \text{ mm}$

$n = 6$; $s' = 7,2 \text{ mm}^2/\text{mm}$ (série légère)

On a donc: $T = \frac{490 \times 10^3}{\frac{26+30}{4}} = 35000 \text{ N}$

soit $T = 3500 \text{ daN}$

D'où la longueur des cannelures:

$$l \geq \frac{3500}{7,2 \times 14} = 34,7 \text{ mm}$$

Prenons $l = 37 \text{ mm}$ pour les cannelures sur les planétaires A et A₂.

Vérification à la torsion de la couronne A₂

Moment d'inertie par rapport au centre:

$$I_0 = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32}$$

La contrainte de torsion est:

$$\sigma = \frac{Q_t}{\frac{\pi(D^4 - d^4)}{16D}} = \frac{490 \times 10^3}{\frac{\pi(39^4 - 30^4)}{16 \times 39}} = 64,8 \text{ N/mm}^2$$

($D = 39 \text{ mm}$ est donné par le dessin)

$$\sigma = 64,8 \text{ N/mm}^2$$

Cette contrainte est inférieure à la résistance pratique au

glissement du matériau utilisé pour les engrenages, soit:

$$R_{pg} = \frac{R_{pe}}{2} = \frac{145}{2} = 72,5 \text{ N/mm}^2.$$

5.4.1.2. Longueur des cannelures sur l'arbre moteur au niveau de l'embrayage.

Le dessin donne $d = 42 \text{ mm}$

Adoptons: $D = 48 \text{ mm}$; $B = 8 \text{ mm}$; $s' = 14,4 \text{ mm}^2/\text{mm}$ et $n = 8$.

Le couple de torsion étant de $\mathcal{C}_t = 392 \text{ mN}$ (correspondant à la 4^{ème} vitesse)

La force de compression est alors:

$$T = \frac{392 \times 10^3}{\frac{48 + 42}{4}} = 17420 \text{ N}$$

D'où $T = 1742 \text{ daN}$.

La longueur des cannelures est:

$$l \geq \frac{1742}{14,4 \times 14} \Rightarrow l \geq 11 \text{ mm}.$$

5.4.1.3. Longueur des cannelures de l'arbre récepteur à la sortie de la boîte de vitesses.

Adoptons: $d = 36 \text{ mm}$; $D = 42 \text{ mm}$; $s' = 14,4 \text{ mm}^2/\text{mm}$; $B = 7 \text{ mm}$
et $n = 10$

Avec $\mathcal{C}_{\text{max}} = 2050,21 \text{ mN}$, on a:

$$T = \frac{2050,21 \times 10^3}{\frac{36 + 42}{4}} = 105128 \text{ N}$$

soit $T = 10512,8 \text{ daN}$.

D'où $l \geq \frac{10512,8 \times 4}{14,4 \times 14} \Rightarrow l \geq 52 \text{ mm}.$

Sur l'autre bout de cet arbre, avec $d = 42 \text{ mm}$, $D = 48 \text{ mm}$, $n = 10$
et $s' = 14,4 \text{ mm}^2/\text{mm}$, on obtient:

$$T = 9111 \text{ daN} \text{ et } l \geq 45 \text{ mm}.$$

5.4.1.4. Longueur des cannelures liant en rotation le tambour du frein de la 3^{ème} vitesse avec le planétaire A₂.

Soient: $d = 42 \text{ mm}$, $D = 46 \text{ mm}$, $B = 8 \text{ mm}$, $s' = 8,4 \text{ mm}^2/\text{mm}$, $n = 8$.

Avec $e_t = e_{A_2} = 232,8 \text{ mN}$, on a:

$$T = \frac{232,8 \times 10^3}{\frac{42 + 46}{4}} = 10582 \text{ N, soit } T = 1058,2 \text{ daN}$$

La longueur des cannelures est alors:

$$l \geq \frac{1058,2}{8,4 \times 14} \Rightarrow l \geq 9 \text{ mm.}$$

C6: CALCUL DES ROULEMENTS

VI. 1. formules de base

L'effort qui doit servir de base pour le calcul des roulements est l'effort effectif.

$$F_{\text{eff}} = f_k f_d F$$

Avec : - F l'effort théorique

- f_k un coefficient tenant compte des efforts supplémentaires qui se produisent dans l'engrenage même

Pour les engrenages de précision $f_k = 1,05$ à $1,1$.

Pour les engrenages ordinaires $f_k = 1,1$ à $1,3$

On prendra dans ce qui suit $f_k = 1,1$.

- f_d un coefficient tenant compte des efforts supplémentaires dus au fonctionnement des machines accouplées au train d'engrenage.

Pour les machines à pistons $f_d = 1,2$ à $1,5$

On prendra $f_d = 1,3$

On a donc : $F_{\text{eff}} = 1,1 \times 1,3 F = 1,43 F$

$$F_{\text{eff}} = 1,43 F$$

On remarque que les charges sont variables dans le temps. On va seulement tenir compte de la variation de leurs intensités. Si l'intensité de la charge varie par palier, la valeur de la charge moyenne qui a la même direction et la même influence sur la dureté du roulement que la charge variable est donnée par la formule suivante :

$$F_m = \left[\frac{\sum_{i=1}^{i=p} F_i^p U_i}{U} \right]^{\frac{1}{p}}$$

$p = 3$ pour les roulements à billes.

$p = \frac{10}{3}$ pour les roulements à rouleaux et à aiguilles.

F_i (en N) La charge constante appliquée pendant U_i tours.

$$U = \sum_{i=1}^n U_i$$

n est le nombre de paliers

$$U_i = 60 N_i D_i$$

N_i est la vitesse de rotation indice i

D_i est la durée d'utilisation de la vitesse (i)

Charge dynamique équivalente:

Elle est donnée par la formule suivante:

$$P = X F_{\text{reff}} + Y F_{\text{aeff}}$$

où: F_{reff} est la charge radiale effective

F_{aeff} est la charge axiale effective.

X un coefficient radial du roulement

Y un coefficient axial du roulement

Les coefficients X et Y dépendent du type de roulement utilisé.

Charge dynamique de base:

Elle est définie par:

$$C = P L^{1/p}$$

où L est le nombre de millions de tours

$$L = 60 N L_h \times 10^{-6} \text{ ou encore } L = U \times 10^{-6}$$

L_h étant la durée nominale du roulement exprimée en heures.

VII.2. Calcul des roulements à aiguilles.

Les roulements à aiguilles supportent des charges purement radiales, c'est le cas des roulements à aiguilles montés sur les axes porte-satellites.

Dans ces conditions, on a:

$$X = 1, \quad Y = 0 \quad \text{et} \quad p = \frac{10}{3}$$

La charge dynamique de base est donc:

$$C_i = 0,0774 \left[\sum_{i=1}^n F_{ri}^{10/3} N_{Bi/Ki} D_i \right]^{3/10}$$

N_{B_i/k_i} étant la vitesse relative du satellite B_i par rapport à celle du porte-satellite K_i . N_{B_i/k_i} est exprimée en tr/mn.

F_{r_i} est la charge radiale sur le porte satellite K_i .

$$F_{r_i} = \sqrt{F_{C_i}^2 + F_{B_i/k_i}^2}$$

Les valeurs de N_{B_i/k_i} , F_{r_i} , D_i et C_i sont regroupées dans les tableaux suivants ($N_{B_i/k_i} = 0$ pour la 4^{ème} vitesse)

Vitesses		1 ^{ère}	2 ^{ème}	3 ^{ème}	Marche arrière	
		$D = 489,6h$	$D_1 = 1029,6h$	$D_2 = 2574,6h$	$D_3 = 164,5h$	
axes porte-satellites	K	$N_{B_1/k}$	2114	1721	1084	3459
		$F_{r_1(N)}$	8173	6278	4387	4376
	K ₁	N_{B_2/k_1}	1781	1450	913	2907
		F_{r_1}	0	4960	7075	3464
	K ₂	N_{B_2/k_2}	2006	1628	1022	3273
		F_{r_2}	315	0	5900	6082
	K ₃	N_{B_3/k_3}	2259	1838	1156	3684
		F_{r_3}	349,5	878	2248	7144

porte-satellite	K	K ₁	K ₂	K ₃
C (N)	50515	47320	40948	30954

Pour les porte-satellites K, K₁ et K₂, on peut utiliser une cage à aiguilles RK 354541 de diamètre extérieur $E_w = 45mm$, de diamètre intérieur $F_w = 35mm$, de largeur $B = 41mm$ et de charge dynamique de base de 60000N.

On remarque que l'utilisation d'une cage à aiguilles montée à l'intérieur du satellite B_3 est impossible car le plus petit diamètre extérieur de la cage qu'on peut adopter sera supérieur au diamètre de pied du pignon B_3 . Pour cette raison on montera de part et d'autre de ce satellite B_3 deux cages à aiguilles identiques qui seront définies ci-après.

Dans ce cas, on a:

$$F_r = R_2 = \left[\left(\frac{P_2}{l} + \frac{F_c}{2} \right)^2 + \left(\frac{F_{B_3/k_3}}{2} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Le tableau suivant donne les valeurs de l'effort radial F_r en prenant $l = 48 \text{ mm}$.

	1 ^{ere} vit.	2 ^{eme} vit.	3 ^{eme} vit	AR	C (N)
F_r (N)	174	439	1124	3978	17082

Pour la charge dynamique de base de $C = 17082 \text{ N}$, on peut prendre une cage à aiguilles RK182620 de diamètre intérieur $F_w = 18 \text{ mm}$, de diamètre extérieur $E_w = 26 \text{ mm}$, de largeur $B = 20 \text{ mm}$ et de charge dynamique de base de $C = 18600 \text{ N}$.

Vérification du diamètre de 18mm à la torsion:

Nous avons vu que le moment fléchissant est maximum dans la section où s'appliquent les efforts F_c et F_{B_3/k_3} (il s'agit ici de l'axe porte-satellite k_3) et il a pour valeur:

$$M_{f_{\max}} = \sqrt{\left(\frac{F_c L}{8} + \frac{Q_2}{4}\right)^2 + \left(F_{B_3/k_3} \times \frac{L}{8}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{343 \times 0,048}{8} + \frac{76,1}{4}\right)^2 + \left(\frac{7136 \times 0,048}{8}\right)^2}$$

D'où $M_{f_{\max}} = 47,72 \text{ mN}$.

Le diamètre minimum de l'axe k_3 est donc:

$$d \geq \sqrt{\frac{10,2 M_{f_{\max}}}{R_{p0,2}}} \Rightarrow d \geq \sqrt{\frac{10,2 \times 47,72 \times 10^3}{186}} = 13,8 \text{ mm}$$

$$d \geq 13,8 \text{ mm.}$$

Donc le diamètre de 18mm convient bien et résiste à la torsion.

VI.3. Calcul des roulements à billes.

Ces roulements peuvent supporter des charges radiales et axiales

Les calculs préliminaires nous conduisent à prendre des roulements à billes à quatre points de contact oblique. Leurs coefficients sont: $X = 0,6$; $Y = 1,07$; $p = 3$ si $F_a \geq 1,27 F_r$.

Dans notre cas, l'effort radial F_r est nul. On a donc:

$$C = 0,0599 \left[\sum_{i=1}^{i=3} (F_a^3 D_i N_i) \right]^{1/3}$$

6.3.1. Calcul du roulement à l'entrée de la boîte:

Ce roulement est soumis uniquement aux efforts axiaux agissant sur l'arbre moteur.

Le tableau suivant regroupe les valeurs de l'effort axial agissant sur le roulement, et les valeurs des durées des vitesses.

Vitesses	1 ^{ere}	2 ^{eme}	3 ^{eme}	4 ^{eme}	AR
Durée (h)	489,6	1029,5	2574,6	5741,8	164,5
F _a (N)	7068	5343	7845	52	3763

D'où : $C = 100644 \text{ N}$.

Nous choisissons le roulement QJ 312 dont les dimensions sont:

- diamètre intérieur : $d = 60 \text{ mm}$

- diamètre extérieur : $D = 130 \text{ mm}$

- largeur : $B = 31 \text{ mm}$.

La charge dynamique de ce roulement est de $C = 112000 \text{ N}$.

6.3.2. Roulement de l'embrayage:

Ce roulement supporte une charge axiale de 6462 N (effort d'embrayage) correspondant à la prise directe. Sa charge dynamique équivalente est de :

$$P = 1,43 \times 1,07 \times 6462 = 9888 \text{ N}$$

Avec $L_h = 5742 \text{ heures}$ et $N = 3000 \text{ tr/mn}$, on a :

$$L = 60 N L_h \times 10^{-6} = 60 \times 3000 \times 5742 \times 10^{-6} = 1033,5 \text{ millions}$$

de tours.

$$\text{D'où : } C = P L^{1/3} = 9888 \times (1033,5)^{1/3} = 99972 \text{ N}$$

On prendra le même roulement que celui défini ci-dessus, c'est à-dire QJ 312.

6.3.3. Roulement lié à la couronne C₃

On adoptera une inclinaison sur la denture sur le satellite B₃ tel que son action sur le planétaire A₃ ait un sens dirigé vers

La sortie de la boîte. Par conséquent l'action de B_3 sur C_3 est opposée à celle de B_3 sur A_3 . Donc leur résultante est nulle.

Ce roulement est soumis aux efforts axiaux des couronnes C et C_2 . Sa vitesse de rotation est celle de C_3 .

On a :

$$\frac{N_{C_3} - N_r}{N_{A_3} - N_r} = - \frac{A_3}{C_3}$$

D'où
$$N_{C_3} = N_r - \frac{A_3}{C_3} (N_{A_3} - N_r)$$

Mais $N_{A_3} = N_{K_2}$, donc
$$N_{C_3} = N_r - \frac{A_3}{C_3} (N_{K_2} - N_r)$$

Les valeurs des charges, de N_{C_3} et de la durée sont regroupées dans le tableau suivant :

Vitesses	1 ^{ere}	2 ^{eme}	3 ^{eme}	4 ^{eme}
F_a (N)	7068	5343	7845	$\frac{1048+5466}{2} = 6514$
N_{C_3} (tr/min)	1164	1506	2059	3000
Durée (h)	489,6	1029,5	2574,6	5741,8

La charge dynamique de base est :

$$C = 118581 \text{ N}$$

On prendra le roulement QJ 313 dont les dimensions sont :

- diamètre intérieur : $d = 65 \text{ mm}$.
- diamètre extérieur : $D = 140 \text{ mm}$.
- Largeur : $B = 33 \text{ mm}$.

6.3.4. Roulement à la sortie de la boîte.

Ce roulement ne supporte aucune charge. Il est imposé par le dessin, lequel nous permet de choisir un roulement numéro 6009 de dimensions :

$$d = 45 \text{ mm} ; D = 75 \text{ mm} \text{ et } B = 16 \text{ mm}$$

So charge dynamique de base est de 3800N

VI-4. Ajustements et tolérances des roulements.

6.4.1. Cas des cages à aiguilles.

Si le diamètre de l'arbre est inférieur à 80mm, on dispose des ajustements suivants qui sont retirés du catalogue général SKF.

Jeu interne	plus petit que le normal	normal	plus grand que le normal
diamètre de l'arbre	h5	h5	f6
diamètre du logement	H6	G6	G6

On choisira l'ajustement G6 pour le logement et h5 pour l'arbre

Remarque:

Les chemins de roulement doivent avoir une dureté de 58 à 64 HRC et une rugosité inférieure à 0,2 micron (0,0002 mm). Pour ces raisons, ses parties doivent être trempées et rectifiées.

6.4.2. Cas des roulements à billes:

Le même catalogue nous donne le jeu sur l'arbre et le moyeu pour une charge purement axiale et pour $d \leq 250$ mm (d'étant le diamètre intérieur du roulement).

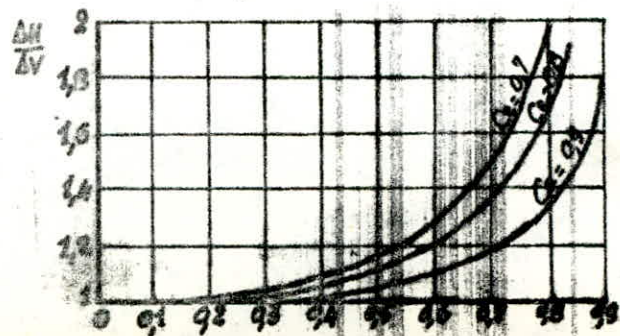
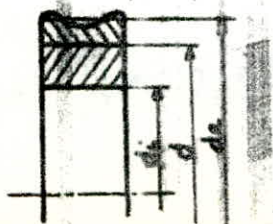
On choisira un ajustement J6 pour le logement et j6 pour l'arbre.

6.4.3. Cas des roulements dont l'axe est creux.

Si le rapport $C_i = \frac{d_i}{d}$ est supérieur à 0,5, le creux influe sur le serrage.

Soient ΔV le serrage correspondant à l'axe plein et ΔH celui correspondant au même axe mais creux.

soit $C_e = \frac{d}{d_e} = \frac{d}{k(D-d)+d}$ avec $k=0,3$ pour les roulements utilisés.



A l'aide du graphe ci-dessus, on peut déterminer ΔH connaissant les rapports C_i , C_e et la valeur de ΔV .

6.4.4. Applications:

6.4.4.1. Roulement à l'entrée de la boîte:

L'arbre étant plein, on a donc:

$$d = 60j6 \text{ et } D = 130J6.$$

6.4.4.2. Roulement de l'embrayage:

Un écart sur le diamètre de l'alésage du roulement de 15μ correspond aux diamètres compris entre 50mm et 80mm

Le diamètre de l'axe étant $d = 60^{+12}$, on a donc:

$$\Delta V = \frac{12-7}{2} + \frac{15}{2} = 10\mu \text{ (10 microns)}$$

Avec $d_i = 51\text{mm}$, on a:

$$C_e = \frac{51}{60} = 0,85 > 0,5$$

$$\text{D'où : } C_e = \frac{60}{0,3(130-60)+60} = 0,74$$

Le graphe précédent donne $\frac{\Delta H}{\Delta V} = 2$, donc:

$$\Delta H = 2 \times 10 = 20\mu.$$

On choisira donc pour l'axe un ajustement k6. Alors, on a:

$$d = 60^{+21}$$

$$\text{Ce qui donne : } \Delta H' = \frac{21+2}{2} + \frac{15}{2} = 20\mu.$$

$$\text{D'où } \Delta H' = \Delta H.$$

6.4.4.3. Roulement lié à la couronne C_3 .

Soient $d = 65^{+12}$ et un écart sur le diamètre de l'alésage du roulement de 15μ .

$$\text{On a donc : } \Delta V = \frac{12-7}{2} + \frac{15}{2} = 10\mu.$$

Avec $d_i = 52\text{mm}$; $d = 65\text{mm}$ et $D = 140\text{mm}$, on a:

$$C_i = \frac{52}{65} = 0,8 > 0,5.$$

$$\text{et } C_e = \frac{65}{0,3(140-65)+65} = 0,74.$$

Le graphe donne : $\frac{\Delta H}{\Delta V} = 1,8.$

$$\text{D'où } \Delta H = 1,8 \times 10 = 18 \mu.$$

En choisissant maintenant un ajustement k6 pour l'axe, on obtient $\Delta H' = 20 \mu$. Le serrage le plus proche de celui calculé c'est à dire ΔH .

6.4.4.4. Roulement à La sortie de La boîte.

Pour des faibles charges et pour une grande exactitude de rotation et des diamètres compris entre 18 et 100 mm, on peut adopter un ajustement j5 pour l'axe du roulement.

LA LUBRIFICATION

I - Choix de l'huile pour la lubrification des engrenages.

L'huile qui sera choisie doit avoir au moins une viscosité ν minimale (exprimée en Redwood) satisfaisant à la relation.

$$\nu_{\min} = 40 + \frac{9,7 R_r}{\nu + 0,075}$$

Avec:

- R_r (daN/mm²) est la charge de rupture du matériau le moins dur des organes de transmission (engrenages)

- ν (m/s) est la vitesse périphérique de cet organe.

Si la viscosité de l'huile adoptée est inférieure à celle de l'huile recommandée, on multipliera la charge admissible par le coefficient suivant:

$$A = \sqrt{\frac{\text{viscosité de l'huile adoptée}}{\text{viscosité minimale recommandée}}}$$

Dans notre cas, nous avons:

$$R_r = 145 \text{ daN/mm}^2$$

$$\nu = 7,2 \text{ m/s (celle du planétaire A en 1}^{\text{ère}} \text{ vitesse)}$$

La viscosité minimale est alors:

$$\nu_{\min} = 40 + \frac{9,7 \times 145}{7,2 + 0,075} = 233,3 \text{ Redwoods}$$

Elle correspond à 57,4 centistokes et à 7,552 degrés Engler.

On choisit, pour la lubrification des engrenages, l'huile Tassilia EP.90 fabriquée par la SONATRACH. C'est une huile minérale dopée EP. Elle convient pour les boîtes de vitesses et différentiels de véhicules. Elle correspond à la GP SAE 90 de 14°E fabriquée par ESSO.

Sa viscosité est de 16 degrés Engler ($16^{\circ}E$) et est nettement supérieure à la viscosité minimale ($7,552^{\circ}E$). D'où la charge admissible ne sera pas multipliée par le coefficient A.

On prendra la même huile pour la lubrification des roulements, car, seule une huile minérale leur convient aux grandes vitesses de rotation.

Remarque:

Pour une vitesse périphérique supérieure à 10m/s, la lubrification se fera par injection.

C7: CALCUL D'EMBRAYAGE

VIII.1. Généralités:

Un embrayage permet d'établir ou de supprimer à volonté la liaison des arbres en prolongement pendant la marche. Seul un embrayage permet de lancer un moteur à vide, de manœuvrer une boîte de vitesses sans arrêter le moteur, de coupler en marche plusieurs appareils sur le même moteur. Il est évidemment exclu que, si la liaison doit être établie entre les organes tournant à des vitesses différentes, elle puisse se faire par obstacle: le moment d'inertie des masses à mettre brutalement en mouvement serait à l'origine d'une rupture.

Les embrayages permettent à une machine:

- de rendre sa conduite plus commode
- d'augmenter la sécurité (en cas d'accident, l'arrêt peut être très rapide)
- d'économiser la puissance motrice pendant les périodes d'inutilisation de la machine.

Les embrayages fonctionnent par friction. Ils peuvent être commandés ou automatiques.

On distingue:

- les embrayages à entraînement instantané qui ne peuvent être manœuvrés qu'à l'arrêt, au moins pour l'accouplement en raison des efforts d'inertie violents que ferait apparaître la liaison instantanée entre un arbre fixe et un arbre mobile.
- les embrayages à entraînement progressif, qui peuvent être manœuvrés en marche.

Etant donné que les embrayages d'automobiles sont commandés pendant la marche, nous adopterons ce dernier type d'embrayage.

VII. 2. Conditions que doit remplir un embrayage.

Un embrayage correctement construit et calculé doit remplir les conditions suivantes :

- a) marche normale sans glissement et pas d'à-coups en marche
- b) débrayage complet (sans entraînement résiduel) et certain (sans risque de coincement)
- c) embrayage progressif
- d) construction robuste, entretien minimal (peu coûteux), réglage facile.
- e) poussées axiales aussi faibles que possible et non permanentes.

VII. 3. Forme des surfaces de contact et choix du type d'embrayage.

Les surfaces de contact peuvent être :

- planes : embrayages à disques.
- coniques : " coniques
- cylindriques : " cylindriques.

Les embrayages coniques ne conviennent que pour les grandes vitesses (supérieures à 2000tr/mn) et pour des faibles puissances. Tandis que l'embrayage cylindrique convient pour des vitesses comprises entre 1200 et 1500 tr/mn. De plus, il convient mal pour les services sévères à manœuvres fréquentes (D'après L.Géminard)

Si le patinage de l'embrayage est fréquent, l'échauffement peut être important et par conséquent les surfaces se déforment d'une façon non négligeable. Ceci permet de limiter l'emploi de ces deux types d'embrayages.

L'embrayage à disques convient pour toutes les vitesses et les services normaux ou sévères. De plus, les défauts que nous venons de citer ne subsistent plus sur les surfaces de friction des disques. Néanmoins, il possède quelques défauts parmi lesquels nous citons :

- le matage dû à l'action brutale de frottement dans le plan du disque.

- voilage dû à l'échauffement.

En résumé, seul un embrayage à disques convient pour une vitesse de 3000tr/mn et une grande puissance de 100 à 150 chevaux.

VII. 4. Calcul de la force pressante d'un embrayage à friction plane.

Notations:

- R_m : rayon moyen de la couronne de friction

$$R_m = \frac{R + R'}{2}$$

- l : largeur de la couronne

$$l = R - R'$$

- R : rayon extérieur du disque

- R' : " intérieur " "

- P : l'effort de pression supposé réparti uniformément sur la couronne.

- f : coefficient de frottement

- C_{ad} : couple d'adhérence.

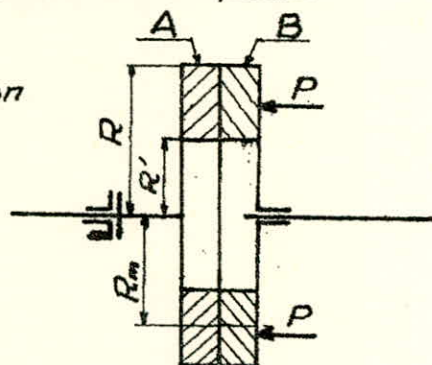
Au cours du patinage des plateaux A sur le plateau B, le couple d'adhérence C_{ad} pour une surface frottante est:

$$C_{ad} = P R_m f \text{ si } l \text{ est faible devant } R_m$$

$$\text{ou } C_{ad} = \frac{2}{3} P f \frac{R^3 - R'^3}{R^2 - R'^2} \text{ si } l \text{ est grand devant } R_m.$$

Pour n surfaces de friction, multiplier par n .

Pour mémoire, nous rappelons ci-dessous les coefficients de frottement des substances et métaux utilisés dans la construction des embrayages.



Nature des matériaux	Etat de surfaces		
	sec	mouillé	gras
Cuir sur fonte	0,20	0,36	0,05
Bronze sur acier	0,10	-	0,05
Bronze sur fonte	0,21	0,31	0,15
fonte sur fonte	0,16	0,12	0,12

Nature des matériaux	Etat de surfaces		
	sec	mouillé	gras
Acier trempé sur acier trempé	-	-	0,1
Composé d'amiante sur acier	0,25	-	-
Composé d'amiante sur fonte	0,30	-	0,10 à 0,15
Acier sur métal fritté	0,30	0,15	0,15

Remarque.

Pratiquement si $l = R \cdot R'$ est petit par rapport à $R_m = \frac{R+R'}{2}$, on fait une erreur très faible dans les calculs rapides en adoptant pour pression unitaire la valeur $\frac{P}{\pi(R^2 - R'^2)}$ et en prenant pour rayon moyen $R_m = \frac{R+R'}{2}$.

Il est très plausible d'accepter cette petite erreur, car le coefficient de frottement f n'est jamais connu très exactement, le coefficient de sécurité est aussi quelque peu arbitraire et la valeur admise pour la pression n'est pas déterminée avec une rigueur absolue.

7.4.1. Détermination du couple d'adhérence.

Pour déterminer l'embrayage à utiliser, donc le couple d'adhérence, quand le moteur est à couple très variable (cas des moteurs à combustion), on prend pour le couple C_r de l'arbre récepteur une valeur sensiblement égale au couple moyen du moteur (le récepteur ne donnant pas de grandes variations de couple).

L'expérience montre que dans les cas les plus courants, on peut admettre :

$$C_{ad} = (1,3 \text{ à } 1,5) C_r.$$

Pour calculer C_{ad} , il faut connaître la valeur de C_r .

L'embrayage utilisé dans la boîte de vitesses Wilson permet l'obtention de la 4^{ème} vitesse. On rappelle qu'à cette vitesse, le couple moyen est de 80% du couple maximum du moteur, soit :

$$C_{\text{moy}} = 0,8 C_{\text{max}} = 0,8 \times 49 = 39,2 \text{ mdaN}$$

D'où : $C_r = 392 \text{ mN}$.

En adoptant un coefficient de sécurité de 1,4, on a alors :

$$C_{\text{ad}} = 1,4 \times 392 = 550 \text{ mN}$$

$$C_{\text{ad}} = 550 \text{ mN}.$$

7.4.2. Garniture de friction.

On choisira pour la friction férodo-fonte, le férodo A35 dont les caractéristiques sont les suivantes :

- Aspect : fils d'amiante armés de fils de cuivre, enroulés en disques et moulés dans une matière noire. La face de frottement sera rainurée.
- Coefficient de frottement : modéré, légèrement ascendant avec la température

$$f = 0,25 \text{ à } 0,30 \text{ en conditions automobiles courantes.}$$

- Température limite : 230°C
- Pression recommandée (la limite de température étant respectée)
 $p = 2 \text{ à } 8 \text{ daN/cm}^2$.

- Densité :

$$d = 2 \text{ g/cm}^3$$

- Surface : frottement à sec.
- Contre-matériau : fonte de frottement
- Forme : uniquement en disques.
- Application : embrayage à disques permettant une utilisation relativement sévère thermiquement.

7.4.2.1. Dimensions des disques d'embrayage.

a) Épaisseur de la garniture :

Elle dépend principalement de l'usure spécifique d'emploi et du mode de fixation. Pour les disques rivés (forme la plus courante) l'épaisseur est généralement de 3 à 4 mm. Il est nécessaire de

Laisser sous tête de rivêt une épaisseur d'environ 1,5 mm.

b) diamètres du disque:

Une étude approfondie pour rechercher le meilleur rendement de la matière constituant les disques, a montré que la valeur optimale du rapport $\frac{D}{d}$ (D et d sont respectivement les diamètres extérieur et intérieur du disque) est de l'ordre de 0,7.

Le tableau suivant extrait du livre "L'automobile" de M. Boisseaux, donne les dimensions normalisées des garnitures des disques d'embrayage.

Diamètres (mm)		Épaisseurs (mm)	Diamètres (mm)		Épaisseurs (mm)
extérieurs	intérieurs		Extérieurs	Intérieurs	
120	80	3,2	215	145	3,2
130	90		225	150	
145	100		250	155	
160	110		280	165	
180	124	3,5	310	175	3,5
200	130		350	195	

7.4.3. Détermination de l'effort de pression.

On essaiera d'utiliser un embrayage monodisque, donc une seule friction ($n=2$) de façon à limiter le plus possible les risques de coincement.

On choisira un disque de diamètre extérieur 180 mm, de diamètre intérieur 124 mm et d'épaisseur 3,2 mm.

On a donc:

$$R_m = \frac{D+d}{4} = \frac{180+124}{4} = 76 \text{ mm}$$

$$R_m = 76 \text{ mm.}$$

$$\text{et } l = \frac{D-d}{2} = \frac{180-124}{2} = 28 \text{ mm}$$

$$l = 28 \text{ mm.}$$

On remarque qu'on a l petit devant R_m ($l = 0,37 R_m$)

On utilisera donc la formule suivante:

$$C_{ad} = n R_m f P$$

En adoptant $f = 0,28$, l'effort normal au plan du disque (ou effort de pression) est:

$$P = \frac{C_{ad}}{n f R_m} = \frac{550 \times 10^3}{2 \times 0,28 \times 76} = 12923 \text{ N}$$

soit $P = 1292,3 \text{ daN}$.

Pression unitaire:

$$P = \frac{P}{\pi(R^2 - R'^2)} = \frac{1292,3}{\pi(9^2 - 6,2^2)} = 9,66 \text{ daN/cm}^2.$$

$$p = 9,66 \text{ daN/cm}^2 > 8 \text{ daN/cm}^2.$$

Remarque:

On vient de trouver que la pression unitaire est légèrement supérieure à la pression maximale recommandée pour la garniture A3S. Ceci signifie que l'emploi d'embrayage monodisque peut être défavorable. Essayons maintenant un embrayage bidisque ($n = 4$). On aura alors:

$$P = 646,2 \text{ daN}$$

$$\text{et } p = 4,83 \text{ daN/cm}^2.$$

Dans ce cas, nous sommes sûr que l'embrayage bidisque convient à la pression calculée (la garniture étant toujours A3S).

Épaisseur de la tôle sur laquelle sera fixée la garniture:

Cette tôle sera en acier doux et aura une épaisseur de 2 mm.

VII-5- Calcul des rivets de fixation des garnitures.

Le rivetage est le mode de fixation des garnitures le plus répandu.

On suppose que l'effort tangentiel total est uniformément réparti sur les m rivets. On prendra $\frac{m}{2}$ rivets répartis uniformément sur le cercle de rayon 71 mm et les autres aussi uniformément répartis sur le cercle de rayon 81 mm.

L'effort tangentiel total est:

$$T_{\text{tot}} = Pf = 1292,3 \times 0,28 = 361,84 \text{ daN}$$

$$T_{\text{tot}} = 384,$$

L'effort de cisaillement sur chaque rivets est alors de:

$$T = \frac{T_{\text{tot}}}{m} = \frac{361,84}{m} \text{ N.}$$

En prenant $m = 12$, on obtient:

$$T = 301,5 \text{ N.}$$

Calcul du diamètre des rivets:

La contrainte de cisaillement est:

$$R_g = \frac{T}{S}$$

mais $R_g \leq R_{pg}$ (R_{pg} étant la contrainte pratique de cisaillement)

On a donc:

$$\frac{T}{S} \leq R_{pg} \Rightarrow S \geq \frac{T}{R_{pg}}$$

Avec $S = \frac{\pi d^2}{4}$, on a:

$$d \geq \sqrt{\frac{4T}{\pi R_{pg}}}$$

d est le diamètre des rivets.

On prendra des rivets en cuir écroui dont la contrainte limite élastique est de 300 N/mm^2 .

La limite élastique au glissement est:

$$R_{eg} = \frac{R_e}{2} = \frac{300}{2} = 150 \text{ N/mm}^2.$$

$$R_{eg} = 150 \text{ N/mm}^2.$$

En adoptant un coefficient de sécurité de 4, on a alors:

$$R_{pg} = \frac{R_{eg}}{4} = \frac{150}{4} = 37,5 \text{ N/mm}^2.$$

$$R_{pg} = 37,5 \text{ N/mm}^2.$$

Le diamètre des rivets est:

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \times 301,5}{3,14 \times 37,5}} = 3,2 \text{ mm.}$$

On choisira un diamètre normalisé de:

$$d = 3,5 \text{ mm.}$$

Pour les garnitures dures, la fixation se fera à l'aide des rivets à tête plate. Nous prendrons ce type de rivure.

On laissera une épaisseur de garniture de 1,3 mm sous la tête des rivets.

La surlongueur l pour formation de la deuxième tête est pour une rivure à la machine:

$$l = 1,5d + \frac{\sum e}{10} \quad \text{avec} \quad \begin{cases} 1,5e < d < 2,5e \\ \text{et } \sum e \leq 3,5d \end{cases}$$

e étant l'épaisseur de la plus forte tôle, et $\sum e$ l'épaisseur totale à serrer.

On a: $l = 1,5 \times 3,5 + \frac{1,3 + 2 + 1,3}{10} = 5,71 \text{ mm.}$

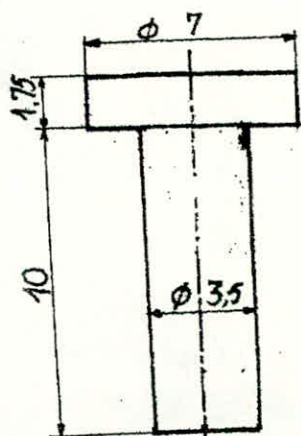
$$l = 5,71 \text{ mm.}$$

La longueur sous tête du rivet est:

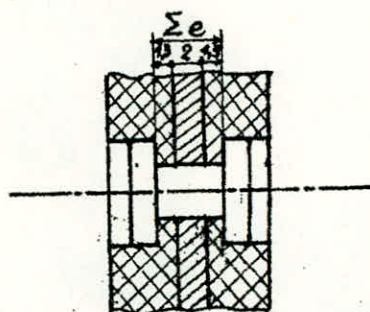
$$L = l + \sum e = 5,71 + 1,3 + 2 + 1,3 = 10,31 \text{ mm.}$$

On prendra des rivets:

C 3,5. 10



Echelle: 4.



Echelle: 2

C8: CALCUL DES FREINS

VIII.1. Généralités:

Un frein est un transformateur d'énergie, destiné à ralentir (frein de ralentissement) ou à arrêter complètement le mouvement d'un engin (frein d'arrêt).

On distingue:

a) des freins à bandes:

Une lame souple, à grand coefficient de frottement, est enroulée sur le tambour à freiner.

b) des freins à sabots:

Le sabot est articulé en un point sur un levier de façon à bien épouser la forme du tambour. Le levier est articulé sur un axe fixe.

c) des freins à mâchoires:

Deux mâchoires sont articulées et viennent s'appliquer sur la couronne intérieure du tambour de frein.

d) des freins à disques:

Un disque claveté sur l'arbre moteur est pressé entre un plateau fixe et une couronne mobile (translation seulement)

Ces freins présentent une certaine analogie avec les embrayages à disques.

e) des freins à cônes:

Ils présentent une certaine analogie avec les embrayages à cônes.

VIII.2. Choix du type de freins.

Etant donné que pour obtenir une vitesse choisie, on doit freiner la

couronne du train correspond. Donc les freins qui satisfont à cette condition sont les freins à bandes. On adoptera alors ce type de freins.

8.2.1. Matériau :

La bande est en général une lame d'acier élastique sur laquelle est rivée une garniture de friction à bon coefficient de frottement.

Le tambour est généralement en fonte perlitique, quelque fois en fonte alliée ou en fonte malléable ou en acier au nickel, chrome, molybdène.

La couronne (tambour) sera prise en acier au nickel-chrome.

8.2.2. Garniture :

On adoptera la garniture Férodo MF dont les caractéristiques sont les suivantes:

- Aspect: matière moulée, relativement souple, gris foncée.

- Coefficient de frottement:

- à l'état sec: $f = 0,35$

- à l'état gras: $f = 0,15$.

- Température de sécurité

- à l'état sec: $T_s = 150^\circ\text{C}$

- à l'état gras: $T_s = 150^\circ\text{C}$

- Pression maximale (les limites de température étant respectées)

- à l'état sec: $p = 20 \text{ daN/cm}^2$

- à l'état gras: $p = 20 \text{ daN/cm}^2$.

- Densité:

$$d = 1,8 \text{ kg/cm}^3$$

- Application: service sévère nécessitant un coefficient de frottement relativement élevé et une faible usure à chaud. À employer sur frein ayant un effort de commande surabondant. Peut fonctionner gras ou en bain d'huile.

- Observation:

L'épaisseur d'une telle garniture est entre 3 et 9 mm, et sa largeur peut atteindre 200 mm.

VIII.3. Calcul de la bande de frein :

B.3.1. Calcul des tensions aux extrémités de la bande :

soient : - T et t les tensions sur les extrémités de la bande.

- \mathcal{C}_f le couple de freinage

- α l'angle d'enroulement

- f le coefficient de frottement Férodo/couronne

- R le rayon de la couronne.

Les tensions T et t sont reliées par la relation :

$$T = t e^{f\alpha}$$

On a de plus :

$$T - t = \frac{\mathcal{C}_f}{R}$$

Comme la garniture travaille dans l'huile, on a alors :

$$f = 0,15.$$

Le dessin donne :

$$R = 120 \text{ mm}$$

$$\alpha = 330^\circ \text{ soit } \alpha = 5,7596 \text{ rd.}$$

Le couple de freinage doit être égal ou supérieur au couple théorique exercé sur la couronne, à savoir :

$$\mathcal{C}_{f_1} \geq 1159 \text{ mN pour la première vitesse}$$

$$\mathcal{C}_{f_2} \geq 713 \text{ mN pour la seconde vitesse}$$

$$\mathcal{C}_{f_3} \geq 233 \text{ mN pour la troisième vitesse.}$$

$$\mathcal{C}_{f_4} \geq 1014 \text{ mN pour la marche arrière}$$

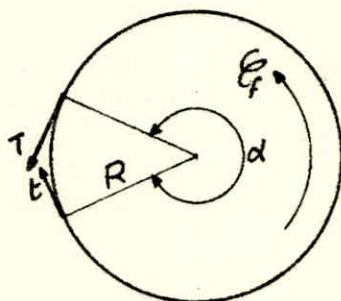
Tenant compte que $T = t e^{f\alpha}$, on a :

$$t = \frac{\mathcal{C}_f}{R(e^{f\alpha} - 1)}$$

$$\text{Prenons : } \mathcal{C}_{f_1} = 1170 \text{ mN ; } \mathcal{C}_{f_2} = 720 \text{ mN ; } \mathcal{C}_{f_3} = 240 \text{ mN}$$

$$\text{et } \mathcal{C}_{f_4} = 1020 \text{ mN.}$$

Les valeurs des tensions T et t sont regroupées dans le tableau suivant :



Vitesses	1 ^{ere}	2 ^{eme}	3 ^{eme}	Marche arrière
E_f (mN)	1170	720	240	1020
t (N)	7104	4372	1457	6193
T (N)	16854	10372	3457	14693

8.3.2. Calcul des largeurs des bandes:

On doit avoir :

$$P_{max} \geq \frac{T}{lR}$$

l étant la largeur de la bande.

P_{max} est la pression maximale que peut supporter la garniture.

L'expression $\frac{T}{lR}$ représente la pression maximale sur la garniture.

On a donc :

$$l \geq \frac{T}{P_{max}R}$$

Avec $P_{max} = 20 \text{ daN/cm}^2$, soit 2 N/mm^2 , on obtient :

$$l_1 = 70,2 \text{ mm pour la 1^{ere} vitesse}$$

$$l_2 = 43,2 \text{ mm " " 2^{eme} "}$$

$$l_3 = 14,4 \text{ mm " " 3^{eme} "}$$

$$l_4 = 61,2 \text{ mm pour la marche arrière}$$

D'après M. Boisseaux, les dimensions normalisées des garnitures de freins sont les suivantes :

Largeur l (mm)	30	35	50	75	85	100	125
Épaisseur e (mm)	5	5	5	7	7	7	7

On peut avoir aussi une épaisseur de 10mm pour les largeurs suivantes :

$$l = 75; 85; 100; 125; 150; 175; 200; 225; 250.$$

On prendra: $l_1 = 75 \text{ mm}$ et $e_1 = 7 \text{ mm}$

$$l_4 = 75 \text{ mm et } e_4 = 7 \text{ mm}$$

$$l_2 = 50 \text{ mm et } e_2 = 5 \text{ mm}$$

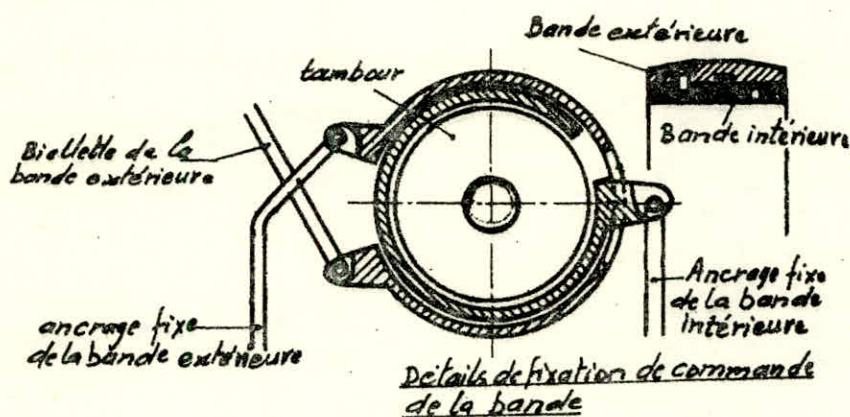
$$l_3 = 30 \text{ mm et } e_3 = 5 \text{ mm.}$$

8.3.3. Fixation des garnitures

En pratique, on se borne à exercer la plus petite force t sur l'une des extrémités de la bande et on relie à un point fixe l'autre extrémité qui supporte la force T .

Pour éviter la flexion de l'arbre, les garnitures seront rivées sur des lames métalliques dont l'une est à l'intérieur de l'autre, mais de telle sorte que leurs garnitures soient juxtaposées.

La figure suivante montre le détail de fixation des garnitures.

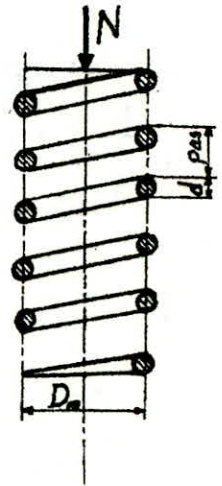


C9: CALCUL DE RESSORTS

Il s'agit ici du calcul du ressort de la pédale d'embrayage

IX.1. Choix du type de ressorts:

On prendra un ressort hélicoïdal à fil rond, d'ailleurs, au point de vue poids, il est plus économique par rapport aux autres ressorts.



9.1.1. Formules de base:

Notation:

d : diamètre du fil

D_m : diamètre moyen du ressort

n : nombre de spires utiles

R_{pg} : résistance pratique au glissement

f : affaissement ou flèche du ressort.

N : charge du ressort.

9.1.1.1. Contrainte de torsion.

Elle est donnée par la relation:

$$R_t = \frac{8ND_m}{\pi d^3}$$

Cette contrainte doit être égale ou inférieure à la contrainte admissible au glissement R_{pg} . D'où :

$$R_{pg} \geq \frac{8ND_m}{\pi d^3}$$

Le ressort utilisé sera en acier ou nickel en fil étiré à froid ne subissant pas de traitement thermique (acier dit "corde à piano")

Ses contraintes sont les suivantes:

- contrainte à la rupture: $R_r = 150 \text{ à } 170 \text{ daN/mm}^2$
- contrainte limite élastique: $R_e = 125 \text{ à } 150 \text{ daN/mm}^2$

On prendra dans les calculs $R_e = 140 \text{ daN/mm}^2$

La contrainte limite au glissement est donc:

$$R_g = \frac{R_e}{2} = \frac{140}{2} = 70 \text{ daN/mm}^2$$

En adoptant un coefficient de sécurité $s = 3$, la contrainte pratique au glissement sera alors:

$$R_{pg} = \frac{R_g}{s} = \frac{70}{3} = 23,3 \text{ daN/mm}^2$$

9.1.1.2. Flèche du ressort:

Elle est donnée par la relation suivante:

$$f = \frac{8ND_m^3 n}{Gd^4}$$

G est le module d'élasticité transversale. Pour les aciers on a:

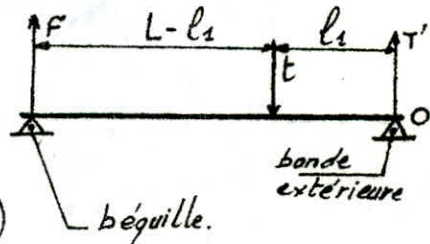
$$G = 8000 \text{ daN/mm}^2$$

IX.2. Calcul de la charge du ressort:

9.2.1. Effort sur la béquille:

Isolons le levier qui permet le serrage des bandes. Il est soumis:

- à l'effort F de la béquille
- à la tension t (voir chap. calcul de freins)
- à la réaction T' de la bande extérieure.



Ces efforts correspondent à une position du levier tel qu'une vitesse est prise et à la position verticale de la béquille.

Le levier étant en équilibre, on a donc:

$$\sum M_{(O)} \vec{F}_{ext} = 0$$

Alors: $FL - tl_1 = 0$

donc: $F = \frac{l_1}{L} t$

Le dessin donne:

$$L = 70 \text{ mm et } l_1 = 18 \text{ mm.}$$

Considérons la plus grande valeur de la tension t . On a alors:

$$t = 7104 \text{ N.}$$

L'effort F de la béquille est donc:

$$F = \frac{l_1}{L} t = \frac{18}{70} \times 7104 \approx 1827 \text{ N}$$

$$F = 1827 \text{ N.}$$

9.2.2. charge du ressort:

Isolons le système barre omnibus - pédale d'embrayage.

Il est soumis à la réaction R de l'axe O ,

à l'action du ressort: N' et \bar{a}

L'action de la béquille: F

Ce système est en équilibre,

on a donc: $\sum M_{(O)} \vec{F}_{\text{ext}} = 0$.

(Le point O est un point d'articulation de la barre omnibus)

$$\text{Alors: } N'l_3 - Fl_2 = 0$$

$$\text{donc: } N = \frac{l_2}{l_3} F.$$

Le dessin donne:

$$l_2 = 17 \text{ mm et } l_3 = 45 \text{ mm.}$$

D'où:

$$N' = \frac{17}{45} \times 1827 = 690 \text{ N}$$
$$N' = 690 \text{ N.}$$

On adoptera un coefficient de sécurité de 1,2 pour tenir compte de la déformation éventuelle du ressort. L'effort théorique de compression du ressort est:

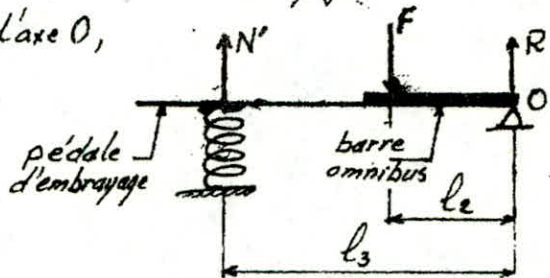
$$N = 1,2 \times 690 = 828 \text{ N.}$$

$$N = 828 \text{ N.}$$

IX.3. dimensionnement du ressort:

9.3.1. Diamètre du fil:

De la relation donnant la contrainte pratique au glissement, on tire:



$$d \geq \sqrt[3]{\frac{8ND_m}{\pi R_p q}}$$

En prenant un diamètre moyen du ressort $D_m = 35\text{mm}$, le diamètre du fil sera:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{8 \times 828 \times 35}{3,14 \times 233}} = 6,82\text{mm}$$

On prendra un diamètre normalisé $d = 7\text{mm}$.

Pour mémoire, nous donnons quelques diamètres normalisés des fils de ressorts:

$d = 2; 2,2; 2,5; 2,8; 3,2; 3,6; 4; 4,5; 5; 5,6; 6,3; 7;$

Remarque:

La condition $3,4 \leq \frac{D_m}{d} \leq 5$ est bien vérifiée dans notre cas:

$$\frac{D_m}{d} = \frac{35}{7} = 5$$

9.3.2. flèche du ressort en place (sous charge normale)

Prenons $n = 6$ spires utiles.

$$\text{On a: } f = \frac{8 \times 828 \times 35^3 \times 6}{80000 \times (7)^4} = 8,9\text{mm.}$$

$$f = 8,9\text{mm.}$$

9.3.3. Flèche sous la charge d'aplatissement:

Sous la charge normale, la contrainte de torsion est comprise entre $\frac{1}{2}$ et $\frac{2}{3}$ de la contrainte maximale, laquelle correspond à une charge qui bloque les spires les unes contre les autres sans rompre le ressort.

En prenant $R_t = \frac{3}{5} R_{t\max}$, on aura: $N = \frac{3}{5} N_{\max}$.

N_{\max} étant la charge d'aplatissement correspondant à $R_{t\max}$.

La flèche sous cette charge est donc:

$$f_a = \frac{5}{3} f = \frac{5 \times 8,9}{3} = 14,8\text{mm}$$

$$f_a = 14,8\text{mm.}$$

9.3.4. Hauteur du ressort aplati:

En prenant la hauteur totale des deux spires de base égale à

1,5 d, La hauteur du ressort aplati sera:

$$H_a = (n + 1,5) d = (6 + 1,5) \times 7 = 52,5 \text{ mm}$$

$$H_a = 52,5 \text{ mm}$$

9.3.5. Hauteur du ressort Libre:

$$H_0 = H_a + f_a = 52,5 + 14,8 = 67,3 \text{ mm}$$

$$H_0 = 67,3 \text{ mm.}$$

9.3.6. Hauteur du ressort en place (sous charge normale)

$$H_e = H_0 - f = 67,3 - 8,9 = 58,4 \text{ mm.}$$

$$H_e = 58,4 \text{ mm.}$$

9.3.7. Diamètre extérieur du ressort:

$$D_e = D_m + d = 35 + 7 = 42 \text{ mm.}$$

$$D_e = 42 \text{ mm.}$$

9.3.8. Diamètre intérieur du ressort:

$$D_i = D_m - d = 35 - 7 = 28 \text{ mm.}$$

$$D_i = 28 \text{ mm.}$$

9.3.9. Pas du ressort:

Pour les ressorts de compression, le pas de l'hélice est:

$$p = d + \frac{f_a}{n} + \alpha d + \beta \frac{D_m}{2}$$

En pratique, on adopte:

$$\alpha \geq 0,05 \text{ et } \beta \geq 0,04$$

On prendra: $\alpha = 0,05$ et $\beta = 0,04$.

$$\text{D'où: } p = 7 + \frac{14,8}{6} + 0,05 \times 7 + 0,04 \times \frac{35}{2} = 10,5 \text{ mm}$$

$$p = 10,5 \text{ mm.}$$

9.3.10. Caractéristiques du ressort:

9.3.10.1. Flexibilité:

La flexibilité en pourcentage d'un ressort est:

$$f\% = \frac{f}{N} \times 100$$

$$\text{soit } f\% = \frac{8}{828} \times 100 = 0,966 \text{ mm/100N}$$

$$f\% = 0,966 \text{ mm/100N.}$$

9.3.10.2. Raideur:

$$k = \frac{N}{f} = \frac{828}{8,9 \times 10^{-3}} = 93033,7 \text{ N/mm}$$

$$k = 93033,7 \text{ N/m} \text{ soit } k \approx 93,03 \text{ N/mm.}$$

9.3.10.3. Travail de compression:

$$W = \frac{1}{2} Nf = \frac{1}{2} \times 828 \times 8,9 \times 10^{-3} = 3,6846 \text{ J}$$

$$W = 3,6846 \text{ J.}$$

9.3.11. Remarque concernant les spires de base:

Chaque spire de base (extrémités du ressort) est meulée à $\frac{3}{4}$ de circonférence afin d'obtenir un plan normal à l'axe du ressort.

9.3.12. Remarque concernant le pas de l'hélice:

Pratiquement, pour assurer un bon fonctionnement du ressort, on devra éviter que l'angle d'inclinaison de l'hélice moyenne sur un plan normal à l'axe du ressort dépasse 5 à 6 degrés, ce qui correspond environ à un pas atteignant au maximum le tiers du diamètre d'enroulement. Soit:

$$p_{\max} = \frac{D}{3} = \frac{35}{3} = 11,7 \text{ mm.}$$

Ce qui est bien vérifié dans notre cas puisque $p = 10,5 \text{ mm.}$

C10: CALCUL DU RENDEMENT

X.1. Rendements composant le rendement global de la boîte.

Dans le calcul du rendement global de la boîte de vitesses Wilson interviennent les rendements suivants :

- rendement de la lubrification.
- rendement des roulements (à billes et à aiguilles)
- rendement des butées (coussinets se comportant comme des butées)
- rendement des trains d'engrenages.

10.1.1. Rendement de la lubrification :

On le suppose égal à : $\eta_{lub} = 0,99$

10.1.2. Rendement des roulements :

En ce qui concerne les rendements des roulements à billes, il faut tenir compte que le roulement d'embrayage ne travaille qu'en prise directe, donc, à l'entrée de la boîte, un seul roulement travaille (chargé) en 1^{ère}, 2^{ème}, 3^{ème} vitesse et la marche arrière. A la sortie de la boîte (voir dessin) le petit roulement est toujours déchargé, donc sa perte de puissance par frottement est nulle. D'où, il n'intervient pas dans le calcul du rendement global.

Par contre, pour les roulements à aiguilles, leurs rendements entrent en jeu lorsque le train d'engrenages correspondant transmet un couple.

Nous remercions le docteur TUDOR Ion de nous avoir fourni les valeurs suivantes des rendements des roulements :

10.1.2.1. Roulements à billes:

Pour des diamètres intérieurs (diamètre de l'arbre) inférieurs à 100mm, le rendement est compris entre 0,995 et 0,997, soit:

$$\eta_{rb} = 0,995 \text{ à } 0,997$$

On prendra: $\eta_{rb} = 0,996$.

10.1.2.2. Roulements à rouleaux:

Pour $d < 100\text{mm}$, on a: $\eta_{rr} = 0,995 \text{ à } 0,996$.
d'étant le diamètre de l'arbre

10.1.2.3. Roulements à aiguilles:

a) sans cage: $\eta_{ra} = 0,985 \text{ à } 0,990$

b) avec cage: $\eta_{ra} = 0,987 \text{ à } 0,991$.

Sur le dessin, nous avons représenté des roulements à aiguilles avec cage mais sans bagues. On estimera leur rendement commun $\eta_{ra} = 0,990$.

Rendement global des roulements en charge.

D'après ce qui précède, le rendement global des roulements est:

- en marche arrière:

$$\eta_{rg} = (0,996)^1 \times (0,990)^{6+3} = 0,910$$

- en 1^{ère} vitesse:

$$\eta_{rg} = (0,996)^2 \times (0,990)^3 = 0,963$$

- en 2^{ème} vitesse:

$$\eta_{rg} = (0,996)^2 \times (0,990)^{3+3} = 0,934$$

- en 3^{ème} vitesse:

$$\eta = (0,996)^2 \times (0,990)^{3+3+3} = 0,906$$

- en prise directe :

$$\eta_{rq} = (0,996)^3 \times (0,990)^9 = 0,903$$

10.1.3. Rendement des butées :

Comme les charges radiales sur les coussinets sont nulles, ces coussinets se comporteront alors comme des butées.

Etant donné que ces butées ont des dimensions faibles et que la vitesse linéaire est aussi faible (de l'ordre de 8 m/s) sur le rayon moyen de la butée la plus chargée, le coefficient de frottement est aussi faible (ne dépasse guère 0,01), par conséquent la perte de puissance est très faible devant la puissance transmise. D'où le rendement est sensiblement de l'ordre 0,994. D'ailleurs, un calcul rapide donne, avec $\mu = 0,102 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$ (cette viscosité dynamique est calculée pour notre huile que nous avons adoptée pour la lubrification et dont on a estimé sa densité à $0,86 \text{ g}/\text{cm}^3$), $p = 2,5 \times 10^6 \text{ N}/\text{m}^2$ et $n = 50 \text{ tr}/\text{s}$ (correspondant à la prise directe), un coefficient de frottement :

$$f = 9,5 \sqrt{\frac{\mu n}{p}} = 9,5 \times \sqrt{\frac{0,102 \times 50}{2,5 \times 10^6}} =$$

Avec $f = 0,013$ et la plus forte charge, soit $P = 9736 \text{ N}$, la puissance perdue par frottement sera :

$$P_f = \frac{P f V}{736} = \frac{9736 \times 0,013 \times 8}{736} = 1,37 \text{ ch.}$$

Avec une puissance transmise de 150 ch, le rendement sera :

$$\eta = \frac{150 - 1,37}{150} = 0,991.$$

En réalité, le coefficient de frottement est de l'ordre de 0,006. Avec cette valeur, la puissance perdue par frottement sera réduite de 54%, donc le rendement sera augmenté.

On estimera ce rendement à $\eta_{\text{butée}} = 0,994$.

D'après le dessin, nous avons 6 butées qui sont chargées en

prise directe et 7 pendant les autres vitesses. Le rendement global des butées est :

- en 1^{ère}, 2^{ème}, 3^{ème} vitesse et la marche arrière :

$$\eta_{pb} = (0,994)^7 = 0,959$$

- en prise directe :

$$\eta_{pb} = (0,994)^6 = 0,965$$

10.1.4 - Rendement des trains d'engrenages :

Il dépend des trains qui transmettent de couples. Nous avons donc à le calculer pour chaque vitesse prise. Nous ferons à cet effet une étude théorique, ensuite des applications numériques

10.1.4.1. Etude théorique :

A) Rendement d'un couple d'engrenages.

Le rendement ρ d'un couple d'engrenages est donné par la formule suivante :

$$\rho = 1 - f \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right) \cdot \frac{g_f^2 + g_a^2}{2(g_f + g_a) \cos \alpha}$$

Avec :

- r_1 et r_2 les rayons primitifs des deux éléments qui engrènent (l'indice 1 correspond au pignon et 2 à la roue)

- g_f et g_a sont respectivement la longueur d'approche et la longueur de retraite.

- f est le coefficient de frottement

- le signe (+) correspond à l'engrenage extérieur

- le signe (-) correspond à l'engrenage intérieur.

L'incertitude dans l'évaluation du coefficient de frottement détruit en grande partie la valeur des formules théoriques. On peut à priori estimer un rendement satisfaisant pour les engrenages parallèles. D'après G. Henriot, on a pour une denture de :

- précision : $\rho = 0,992$ à $0,995$

- bonne qualité commerciale : $\rho = 0,985$ à $0,990$

- qualité médiocre: $\rho = 0,975 \text{ à } 0,980$.

Pour les dentures intérieures de précision et avec un rapport d'engrenages faible, le rendement peut atteindre 0,998.

Le rendement est plutôt meilleur avec les dentures hélicoïdales qu'avec les dentures droites.

Pour un train composé d'engrenages en série (train simple), le rendement global sera égal au produit des rendements des couples d'engrenages.

Dans ce qui suit on prendra:

- $\rho_{\text{ext}} = 0,992$ pour un engrenage extérieur
- $\rho_{\text{int}} = 0,995$ pour un engrenage intérieur.

B) Rendement d'un train épicycloïdal à un seul satellite et à châssis fixe.

Ce train se comporte donc comme un train simple. Son rendement sera égal au produit $\rho_{\text{ext}} \times \rho_{\text{int}}$. On a alors:

$$\rho = 0,992 \times 0,995 = 0,987.$$

$$\rho = 0,987.$$

C) Rendement d'un train épicycloïdal dont les trois organes (planétaire A, porte-satellites K et couronne C) sont mobiles.

Dans tout train épicycloïdal, nous trouvons:

- un organe moteur
- un organe récepteur
- un organe de réaction: organe fixe ou mobile lié à l'extérieur.

Isolons ce train et écrivons l'équation d'équilibre. Nous avons donc:

$$\mathcal{C}_A + \mathcal{C}_C + \mathcal{C}_K = 0 \quad (1)$$

En tenant compte de la puissance perdue par frottement, nous avons alors:

$$\mathcal{C}_A \omega_A + \mathcal{C}_C \omega_C + \mathcal{C}_K \omega_K + P_f = 0 \quad (2)$$

La puissance perdue par frottement est évidemment résistante, donc négative.

De la relation (1), nous tirons :

$$\mathcal{L}_K = -\mathcal{L}_A - \mathcal{L}_C$$

La relation (2) devient alors :

$$\mathcal{L}_A(\omega_A - \omega_K) + \mathcal{L}_C(\omega_C - \omega_K) + P_f = 0 \quad (2)$$

Cette relation exprime que l'ensemble des organes du train est entraîné avec une vitesse angulaire $(-\omega_K)$, ce qui correspond au porte-satellites (châssis) fixe. Dans ce cas, les autres organes planétaire A et couronne C tournent respectivement à des vitesses $(\omega_A - \omega_K)$ et $(\omega_C - \omega_K)$.

Pour tenir compte du rendement de base ρ , nous avons :

$$\mathcal{L}_C(\omega_C - \omega_K) = -\mathcal{L}_A(\omega_A - \omega_K)\rho \quad \text{si A est moteur} \quad (3)$$

$$\mathcal{L}_C(\omega_C - \omega_K) = -\mathcal{L}_A(\omega_A - \omega_K) \cdot \frac{1}{\rho} \quad \text{si C est moteur} \quad (4)$$

La formule de Willis donne :

$$\frac{\omega_C - \omega_K}{\omega_A - \omega_K} = -\frac{A}{C}$$

Nous avons donc :

$$\mathcal{L}_C = \frac{C}{A} \mathcal{L}_A \rho \quad \text{si A est moteur} \quad (5)$$

$$\mathcal{L}_C = \frac{C}{A} \mathcal{L}_A \cdot \frac{1}{\rho} \quad \text{si C est moteur.} \quad (6)$$

La puissance perdue par frottement que nous pouvons calculer avec le châssis fixe est donnée par :

$$P_f = -\mathcal{L}_A(\omega_A - \omega_K)(1 - \rho) \quad \text{si A est moteur.} \quad (7)$$

$$\left. \begin{aligned} P_f &= -\mathcal{L}_A(\omega_A - \omega_K)\left(1 - \frac{1}{\rho}\right) \\ \text{ou } P_f &= -\mathcal{L}_C(\omega_C - \omega_K)(1 - \rho) \end{aligned} \right\} \text{si C est moteur.} \quad (8)$$

Le rendement d'un train épicycloïdal est donné par la formule générale

$$\rho_e = \frac{\text{Puissance utilisée}}{\text{Puissance fournie}}$$

soit $\rho_e = \frac{P - P_f}{P}$ (P étant la puissance fournie)

Remarques:

Les formules que nous venons d'établir restent vraies que l'organe de réaction soit fixe ou mobile.

A partir des formules (4), (5) et (6), on tire:

$$C_k = -C_A \left(1 + \frac{C}{A} p\right) \text{ si } A \text{ est moteur} \quad (9)$$

$$C_k = -C_A \left(1 + \frac{C}{A} p\right) \text{ si } C \text{ est moteur} \quad (10)$$

10.1.4.2. Applications numériques.

A) 1^{ère} vitesse

Seul le train ABCK qui transmet le couple moteur.

L'organe moteur est A, celui de réaction est C et le récepteur est K. L'organe de réaction est dans ce cas fixe.

La puissance perdue par frottement est en valeur absolue:

$$P_f = C_A (\omega_A - \omega_K) (1-p)$$

La puissance motrice est en valeur absolue:

$$P = C_A \omega_A$$

Le rendement du train épicycloïdal ABCK est donc:

$$p_e = \frac{C_A \omega_A - C_A (\omega_A - \omega_K) (1-p)}{C_A \omega_A}$$

D'où:

$$p_e = 1 - \left(1 - \frac{\omega_K}{\omega_A}\right) (1-p)$$

Avec $p = 0,987$ et $\frac{\omega_K}{\omega_A} = 0,241$, on aura:

$$p_e = 0,990$$

B) 2^{ème} vitesse:

Les trains qui transmettent le couple moteur sont les trains ABCK et $A_1 B_1 C_1 K_1$

Les planétaires A et A_1 sont des organes moteurs. On a donc:

$$\mathcal{C}_c = \mathcal{C}_A \frac{C}{A} p \quad \text{et} \quad \mathcal{C}_{k_2} = -\mathcal{C}_{A_2} \left(1 + \frac{C_1}{A_2} p\right)$$

On a de plus:

$$\mathcal{C}_c = -\mathcal{C}_{k_1}$$

$$\text{et} \quad \mathcal{C}_m = \mathcal{C}_A + \mathcal{C}_{A_2}$$

\mathcal{C}_m étant le couple moteur.

Après transformation et réduction, on obtient:

$$\mathcal{C}_m = \frac{1 + \frac{C}{A} p + \frac{C_1}{A_2} p}{1 + \frac{C_1}{A_2} p} \mathcal{C}_A$$

La puissance de sortie est:

$$P_s = \omega_k \mathcal{C}_k = -\mathcal{C}_A \omega_k \left(1 + \frac{C}{A} p\right)$$

La puissance d'entrée est:

$$P_e = \mathcal{C}_m \omega_m = \frac{1 + \left(\frac{C}{A} + \frac{C_1}{A_2}\right) p}{1 + \frac{C_1}{A_2} p} \mathcal{C}_A \omega_m$$

Le rendement des trains $ABCK$ et $A_2B_1C_1k_2$ est:

$$\rho_e = \frac{|P_s|}{|P_e|} = \frac{\left(1 + \frac{C}{A} p\right) \mathcal{C}_A \omega_k}{\frac{1 + \left(\frac{C}{A} + \frac{C_1}{A_2}\right) p}{1 + \frac{C_1}{A_2} p} \mathcal{C}_A \omega_m}$$

$$\text{D'où:} \quad \rho_e = \frac{\omega_k}{\omega_m} \left[\frac{\left(1 + \frac{C}{A} p\right) \left(1 + \frac{C_1}{A_2} p\right)}{1 + \left(\frac{C}{A} + \frac{C_1}{A_2}\right) p} \right]$$

Avec $\frac{\omega_k}{\omega_m} = 0,382$ (~~au lieu de 0,382~~), $C = 82$ dents, $A = 26$ dents
 $A_2 = 19$ dents et $C_1 = 83$ dents, on aura:

$$\rho_e = 0,382 \times \left[\frac{\left(1 + \frac{82}{26} \times 0,987\right) \left(1 + \frac{83}{19} \times 0,987\right)}{1 + \left(\frac{82}{26} + \frac{83}{19}\right) \times 0,987} \right] = 0,990$$

$$\rho_e = 0,990$$

c) 3^{eme} vitesse:

Les trains qui transmettent de couples sont les trains $ABCK$,
 $A_2B_1C_1k_2$ et $A_2B_2C_2k_2$

Les planétaires A et A_2 sont des organes moteurs.

Dans le train $A_2 B_2 C_2 K_2$, le planétaire A_2 est fixe. Nous allons donc chercher dans ce train l'organe moteur (couronne C_2 ou porte satellite K_2).

Nous avons trouvé dans le chapitre 5. que $\omega_{C_2} = +1463 \text{ tr/min}$ à la troisième vitesse, donc $\omega_{C_2} > 0$. Alors ω_{C_2} a le même sens que la vitesse angulaire de l'arbre moteur.

Dans le chapitre 4., nous avons trouvé que $\mathcal{E}_{C_2} = +738,9 \text{ mN}$, donc $\mathcal{E}_{C_2} > 0$.

Le produit $\mathcal{E}_{C_2} \times \omega_{C_2}$ est positif, d'où la couronne C_2 est un organe moteur dans le train $A_2 B_2 C_2 K_2$. Ceci va nous permettre d'appliquer à ce train la formule suivante:

$$\mathcal{E}_{A_2} = \left(\frac{A_2}{C_2} \rho \right) \mathcal{E}_{C_2}$$

Le rendement de l'ensemble constitué par les trois trains épicycloïdaux est donné par la formule:

$$\rho_e = \frac{\text{Puissance de sortie}}{\text{Puissance d'entrée}}$$

$$\text{soit : } \rho_e = \frac{|\mathcal{E}_k \omega_k|}{|\mathcal{E}_m \omega_m|} \Rightarrow \rho_e = \frac{\omega_k}{\omega_m} \left| \frac{\mathcal{E}_k}{\mathcal{E}_m} \right|$$

Le rapport $\frac{\omega_k}{\omega_m}$ étant connu ($\frac{\omega_k}{\omega_m} = 0,612$ au lieu de $0,611$).
Cherchons alors le rapport $\frac{\mathcal{E}_k}{\mathcal{E}_m}$.

On a :

$$\mathcal{E}_{K_2} = -\mathcal{E}_{C_2}$$

Dans le train $A_2 B_2 C_2 K_2$, le planétaire A_2 est moteur. On a donc :

$$\mathcal{E}_{A_2} = \frac{C_1}{A_2} \rho \mathcal{E}_{K_2}$$

$$\text{D'où : } \mathcal{E}_{C_2} = \frac{\frac{C_1}{A_2} \rho}{1 + \frac{C_1}{A_2} \rho} \mathcal{E}_{K_2}$$

Dans le train $A_2, B_2 C_2 K_2$, la couronne C_2 est motrice. On a donc :

$$\mathcal{E}_{K_2} = - \frac{1 + \frac{C_2}{A_2} \rho}{\frac{C_2}{A_2} \rho} \Rightarrow \mathcal{E}_{K_2} = - \left(\frac{A_2}{C_2} \rho + 1 \right) \mathcal{E}_{C_2}$$

Comme $\mathcal{E}_{K_2} = -\mathcal{E}_{C_2}$, on a alors:

$$-\left(\frac{A_2}{C_2} \rho + 1\right) \mathcal{E}_{C_2} = \frac{\frac{C_1}{A_1} \rho}{1 + \frac{C_1}{A_2} \rho} \mathcal{E}_{K_2}$$

Appelons:

$$\alpha = \frac{A_2}{C_2} \rho + 1$$

$$\text{et } \beta = \frac{\frac{C_1}{A_1} \rho}{1 + \frac{C_1}{A_2} \rho}$$

Nous avons donc:

$$-\alpha \mathcal{E}_{C_2} = \beta \mathcal{E}_{K_2}$$

$$\text{D'où : } \mathcal{E}_{C_2} = -\frac{\beta}{\alpha} \mathcal{E}_{K_2}$$

Dans le train ABCK, le planétaire A est moteur. Nous avons alors:

$$\mathcal{E}_C = \frac{\frac{C}{A} \rho}{1 + \frac{C}{A} \rho} \mathcal{E}_K$$

$$\text{soit } \gamma = \frac{\frac{C}{A} \rho}{1 + \frac{C}{A} \rho}$$

Une relation est donnée par l'équilibre de la pièce qui relie C, K₂ et C₂.

$$\mathcal{E}_{C_2} + \mathcal{E}_{K_2} + \mathcal{E}_C = 0$$

En tenant compte des relations précédentes, on obtient:

$$\left(1 - \frac{\beta}{\alpha}\right) \mathcal{E}_{K_2} = \gamma \mathcal{E}_K$$

$$\text{D'où : } \mathcal{E}_K = \frac{1 - \frac{\beta}{\alpha}}{\gamma} \mathcal{E}_{K_2}$$

$$\text{Mais : } \mathcal{E}_{K_2} = -\left(1 + \frac{C_1}{A_2} \rho\right) \mathcal{E}_{A_2} \Rightarrow \mathcal{E}_{A_2} = -\frac{\mathcal{E}_{K_2}}{1 + \frac{C_1}{A_2} \rho}$$

$$\text{et } \mathcal{E}_K = -\left(1 + \frac{C}{A} \rho\right) \mathcal{E}_A \Rightarrow \mathcal{E}_A = -\frac{\mathcal{E}_K}{1 + \frac{C}{A} \rho}$$

$$\text{On a de plus : } \mathcal{E}_m = \mathcal{E}_{A_2} + \mathcal{E}_A$$

On a donc :
$$C_m = - \left(\frac{C_{k_1}}{1 + \frac{C_1}{A_1} \rho} + \frac{C_k}{1 + \frac{C_1}{A_1} \rho} \right)$$

En tenant compte que $C_{k_2} = \frac{\gamma}{1 - \frac{\beta}{\alpha}} C_k$, on obtient :

$$C_m = - \left[\frac{\gamma}{\left(1 - \frac{\beta}{\alpha}\right) \left(1 + \frac{C_1}{A_1} \rho\right)} + \frac{1}{1 + \frac{C_1}{A_1} \rho} \right] C_k$$

D'où :

$$\frac{C_k}{C_m} = - \frac{1}{\frac{\gamma}{\left(1 - \frac{\beta}{\alpha}\right) \left(1 + \frac{C_1}{A_1} \rho\right)} + \frac{1}{1 + \frac{C_1}{A_1} \rho}}$$

Avec :

$$\rho = 0,987 ; \quad \alpha = 1,311 ; \quad \beta = 0,812 \text{ et } \gamma = 0,757, \text{ on obtient:}$$

$$\frac{C_k}{C_m} = - 1,62$$

On a donc : $f_e = 0,812 \times | -1,62 | = 0,991$

$$f_e = 0,991.$$

D) 4^{ème} vitesse :

Théoriquement, les pertes de puissance par frottement sont nulles dans les différents trains qui transmettent le couple moteur, car les vitesses relatives des planétaires par rapport aux porte-satellites sont nulles. Donc la puissance motrice est intégralement transmise à l'arbre récepteur. Ce qui conduit à un rendement de l'ensemble de ces trains égal à l'unité, d'où :

$$f_e = 1.$$

E) Marche arrière :

Les trains qui transmettent le couple moteur sont les trains ABCK et $A_3B_3C_3K_3$.

Les planétaires A et A_3 sont des organes moteurs. En effet, le

planétaire A est évidemment moteur, et il transmet sa puissance à la couronne C qui tourne en sens inverse de l'arbre moteur. Le couple exercé sur C étant positif (de même sens que celui exercé sur A), donc le produit $\mathcal{L}_C \omega_C$ est négatif. Alors, la couronne C fournit cette puissance au planétaire A₃ lequel est récepteur par rapport au train ABCK et est moteur dans le train A₃B₃C₃K₃.

En tenant compte de ceci, on a:

$$\mathcal{L}_C = \left(\frac{C}{A} P\right) \mathcal{L}_A$$

$$\mathcal{L}_K = -\left(1 + \frac{C}{A} P\right) \mathcal{L}_A$$

$$\text{et } \mathcal{L}_{K_3} = -\left(1 + \frac{C_3}{A_3} P\right) \mathcal{L}_{A_3}$$

$$\text{Mais on a aussi : } \mathcal{L}_C = -\mathcal{L}_{A_3} \Rightarrow$$

Donc:

$$\mathcal{L}_{A_3} = -\frac{C}{A} P \mathcal{L}_A$$

$$\text{D'où : } \mathcal{L}_{K_3} = +\left(1 + \frac{C_3}{A_3} P\right) \left(\frac{C}{A} P\right) \mathcal{L}_A$$

$$\text{soit : } \lambda = \left(1 + \frac{C_3}{A_3} P\right) \frac{C}{A} P$$

On a alors:

$$\mathcal{L}_{K_3} = \lambda \mathcal{L}_A$$

On a de plus:

$$\mathcal{L}_{K_3} + \mathcal{L}_K + \mathcal{L}_r = 0$$

\mathcal{L}_r étant le couple récepteur.

$$\text{Donc : } \mathcal{L}_r = -\mathcal{L}_{K_3} - \mathcal{L}_K$$

Alors:

$$\mathcal{L}_r = -\lambda \mathcal{L}_A + \left(1 + \frac{C}{A} P\right) \mathcal{L}_A$$

$$\text{D'où : } \mathcal{L}_r = \left(1 + \frac{C}{A} P - \lambda\right) \mathcal{L}_A$$

Le rendement de la marche arrière est:

$$\rho_e = \frac{|C_r \omega_r|}{|C_A \omega_A|} = \left| \frac{\omega_r}{\omega_A} \right| \cdot \left| \frac{C_r}{C_A} \right|$$

D'où :

$$\rho_e = \left| \frac{\omega_r}{\omega_A} \right| \cdot \left| 1 + \frac{C}{A} \rho - \lambda \right|$$

Avec : $\rho = 0,987$; $\lambda = 8,152$ et $\frac{\omega_r}{\omega_A} = 0,240$ (au lieu de $-0,239$)
On obtient :

$$\rho_e = 0,969$$

X-2. Calcul du rendement global de la boîte de vitesses :

Pour chaque vitesse prise, le rendement global de la boîte de vitesses est égal au produit des rendements de la lubrification, des roulements, des butées et des trains épicycloïdaux. Soit :

$$\eta_g = \eta_{lub} \times \eta_{rg} \times \eta_{bg} \times \rho_e$$

On a donc :

- en 1^{ere} vitesse :

$$\eta_g = 0,99 \times 0,963 \times 0,959 \times 0,990 = 0,905$$

$$\eta_g = 0,905$$

- en 2^{eme} vitesse :

$$\eta_g = 0,99 \times 0,934 \times 0,959 \times 0,990 = 0,880$$

$$\eta_g = 0,880$$

- en 3^{eme} vitesse :

$$\eta_g = 0,99 \times 0,906 \times 0,959 \times 0,991 = 0,852$$

$$\eta_g = 0,852$$

- en prise directe :

$$\eta_g = 0,99 \times 0,903 \times 0,965 \times 1 = 0,863$$

$$\eta_g = 0,863$$

- en marche arrière :

$$\eta_g = 0,99 \times 0,910 \times 0,959 \times 0,969 = 0,837$$

$$\eta_g = 0,837$$

CONCLUSION

Notre boîte de vitesses est préselective.

Nous souhaitons que des collègues reprendront ce travail qui sera suivi d'une étude économique en vue d'un perfectionnement de la boîte et de la transformer en une boîte automatique.

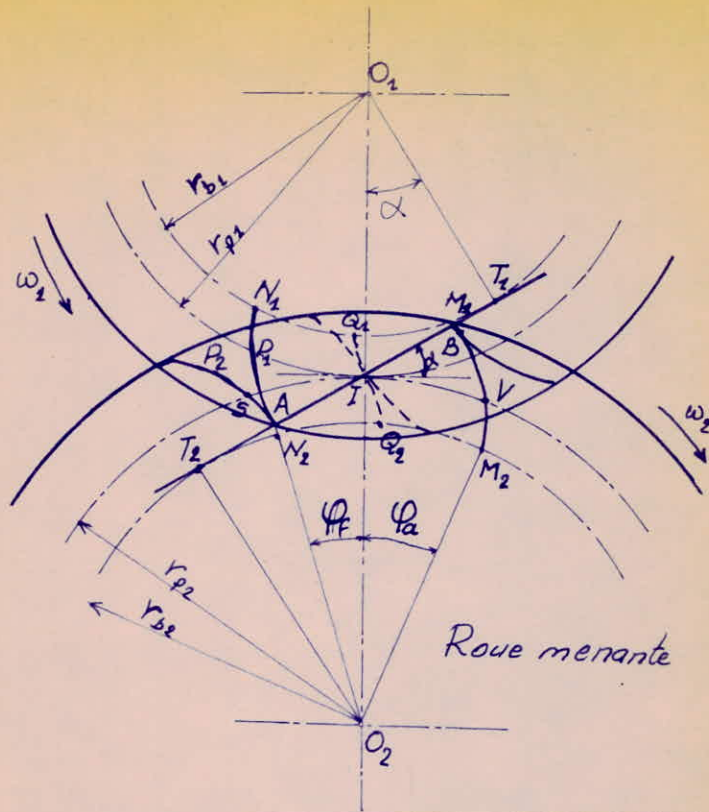


fig I

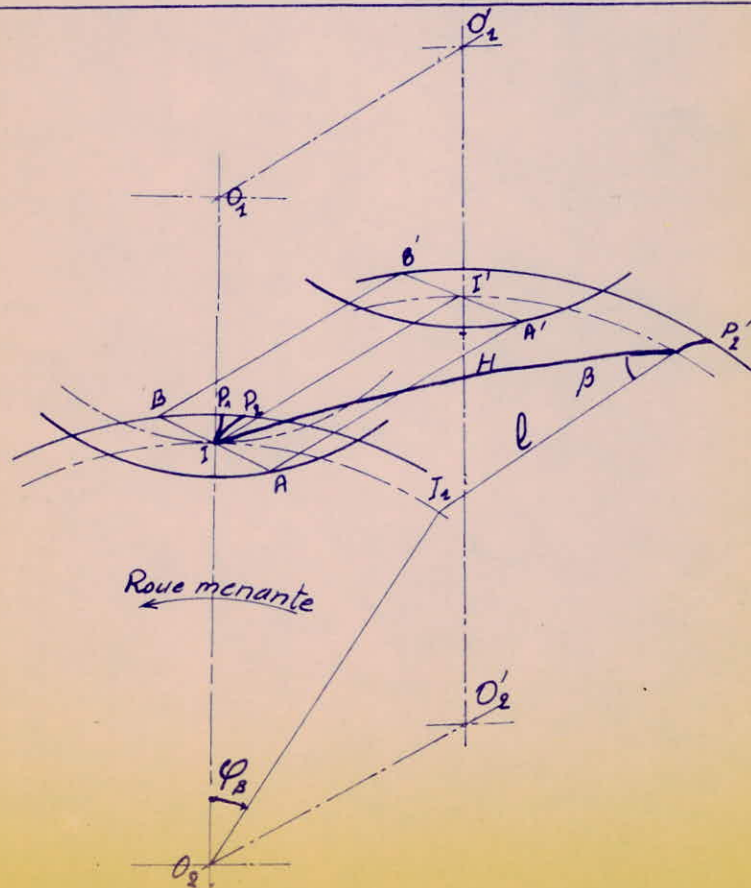
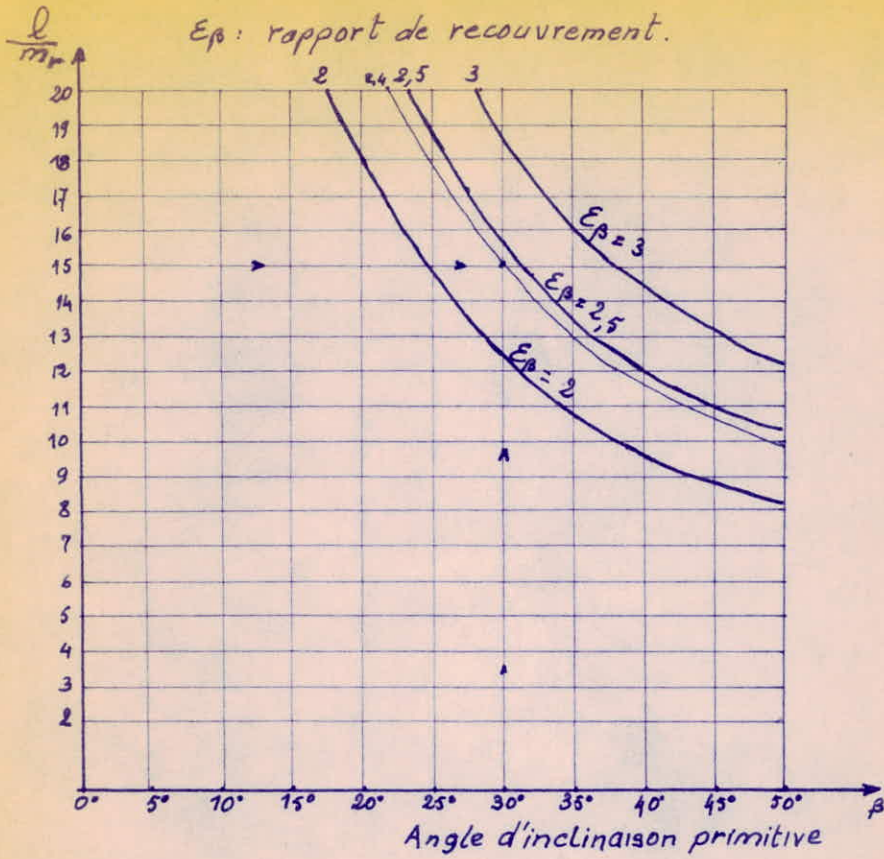
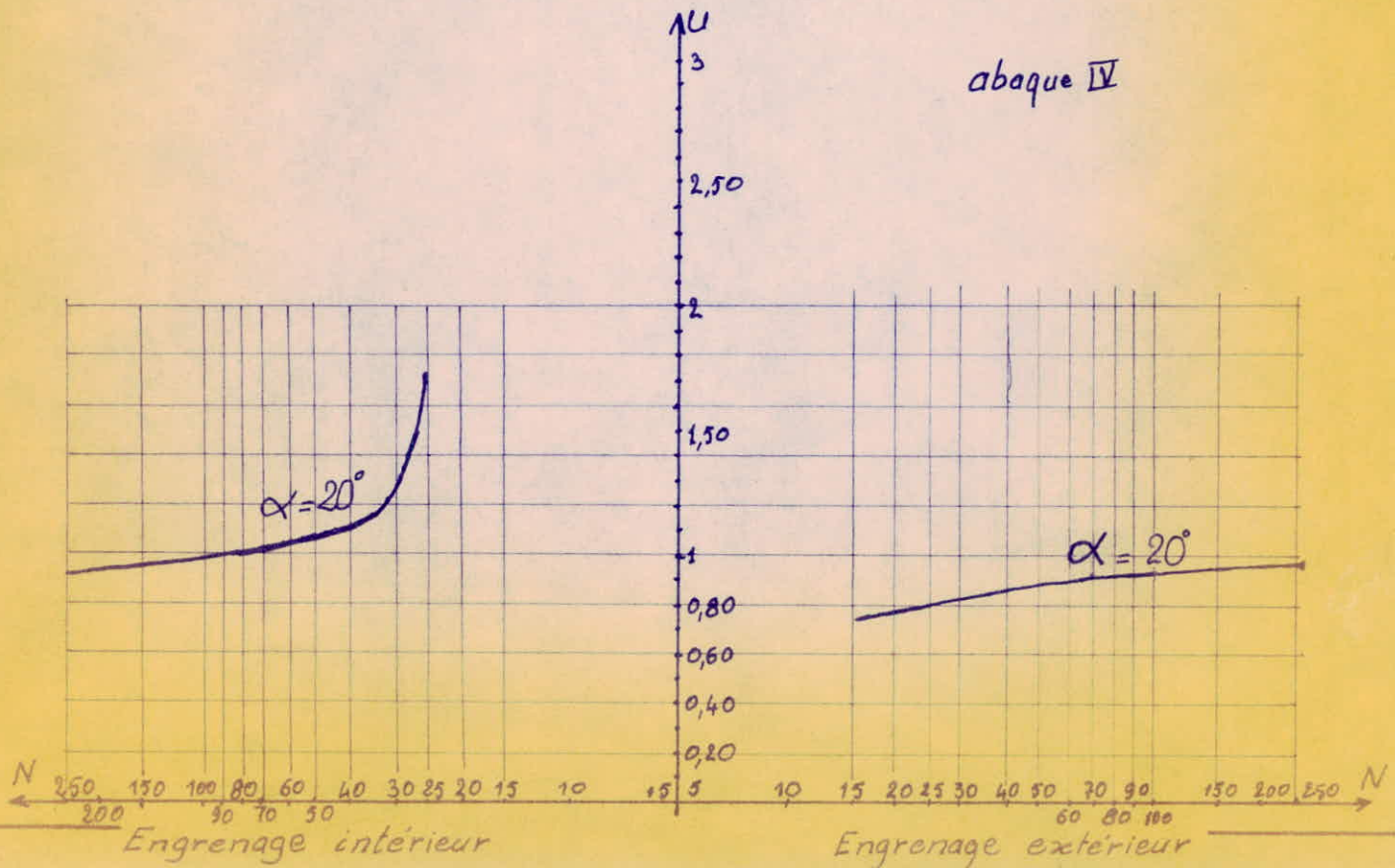


fig II

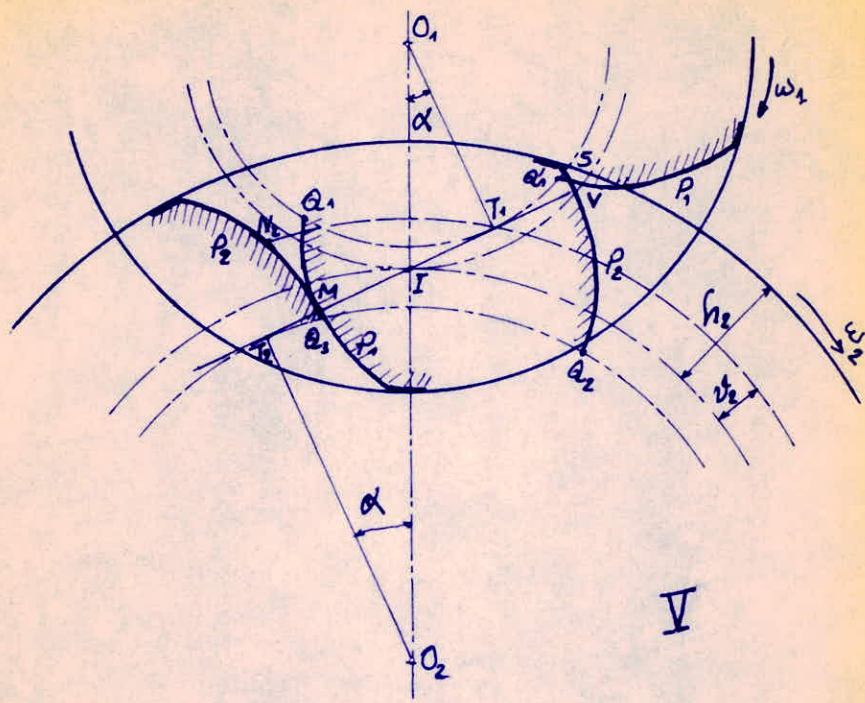
l : largeur de la denture.
 m_r : module réel de la denture.
 E_β : rapport de recouvrement.



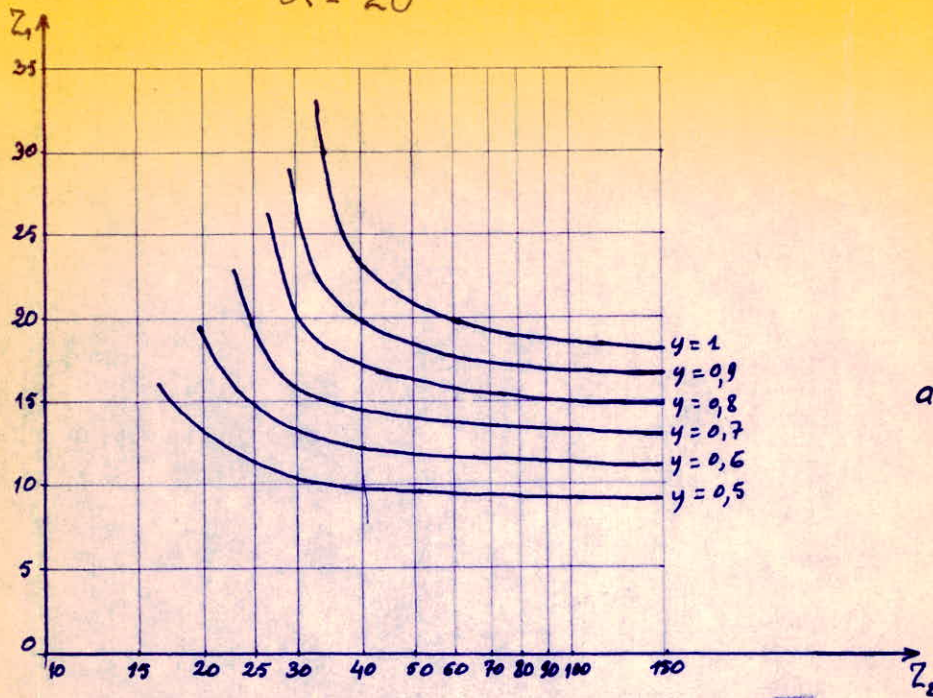
abaque III



abaque IV



$$\alpha = 20^\circ$$



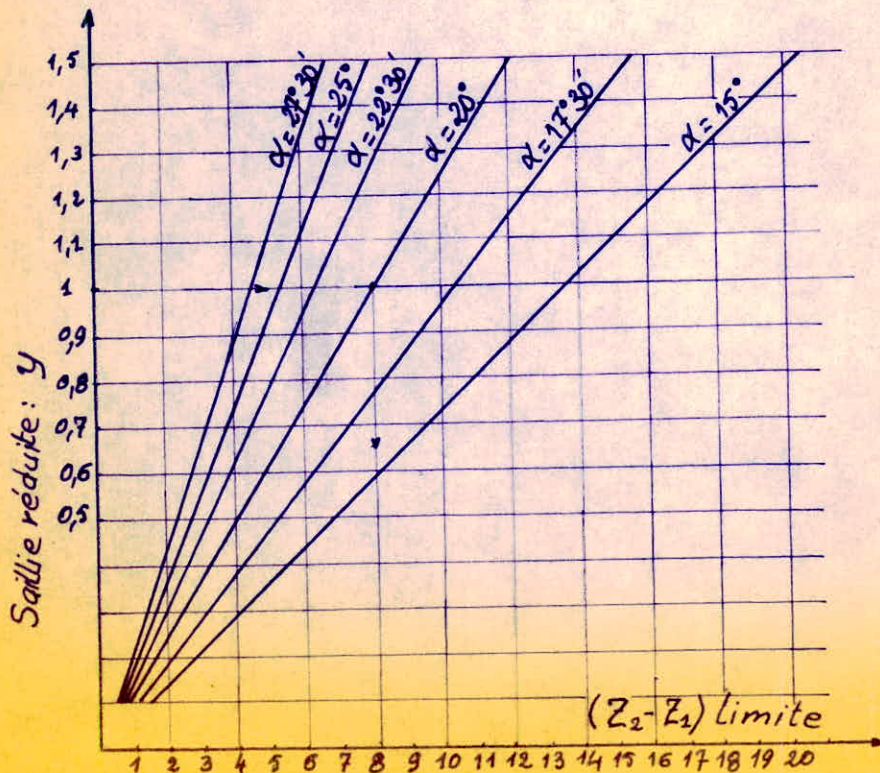
abaque VI

Notation:

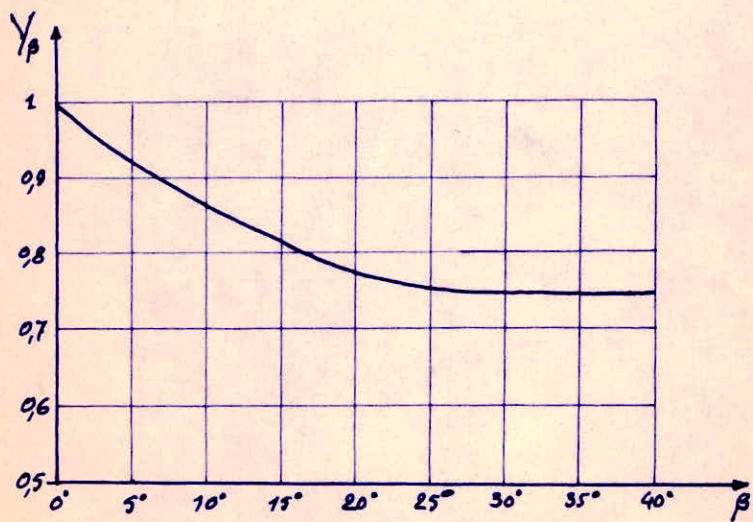
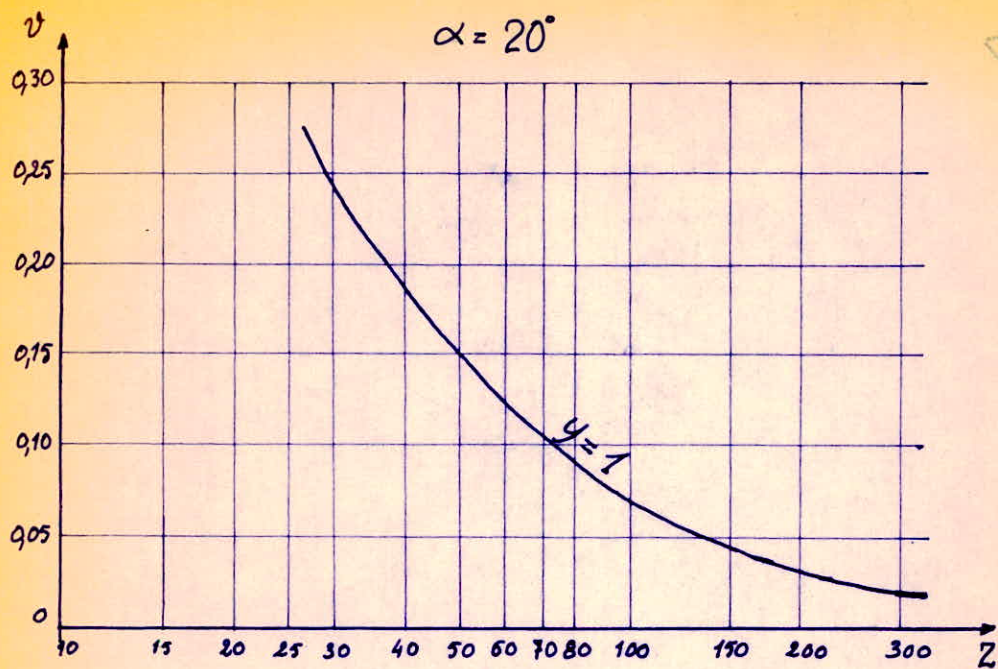
Z_1 : nombre de dents du pignon.

Z_2 : nombre de dents de la couronne

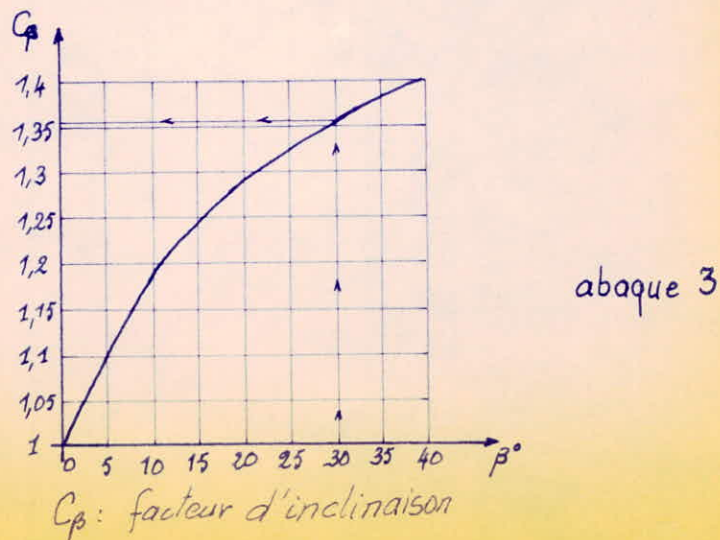
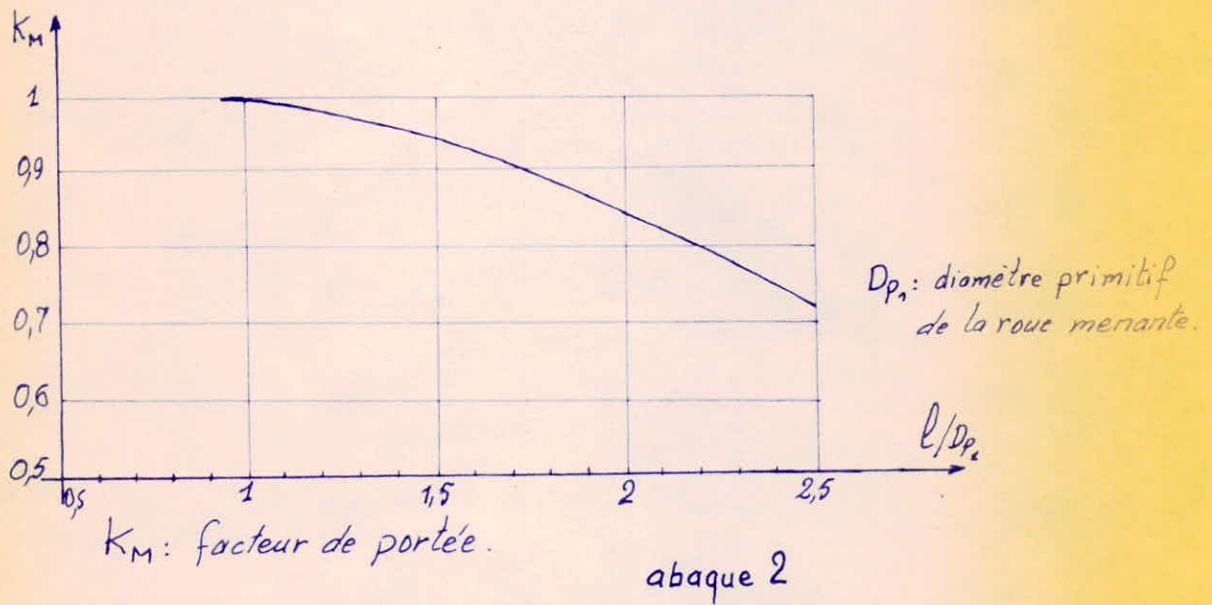
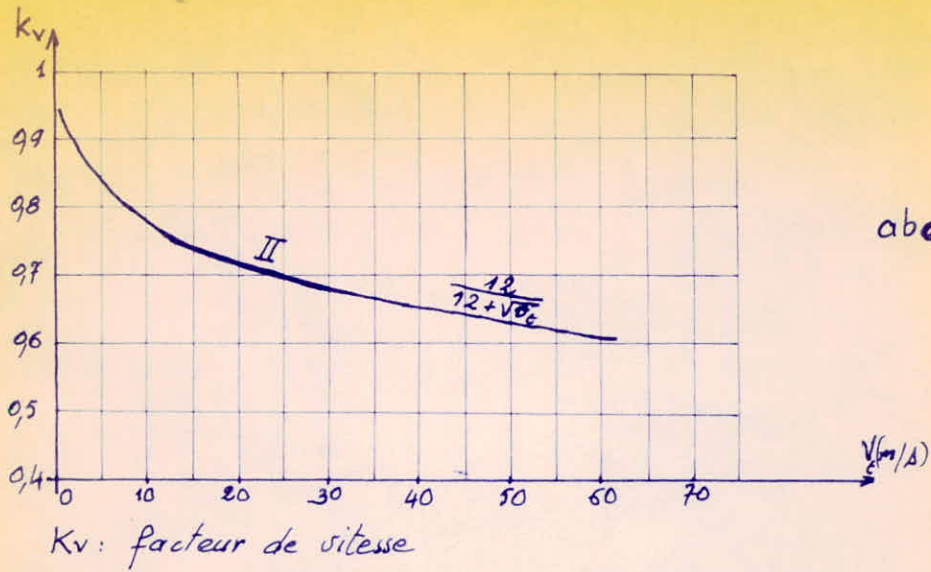
y : saillie réduite = $\frac{s}{m_r}$



abaque VII



β : inclinaison primitive de la denture
 Y_p : facteur d'inclinaison.



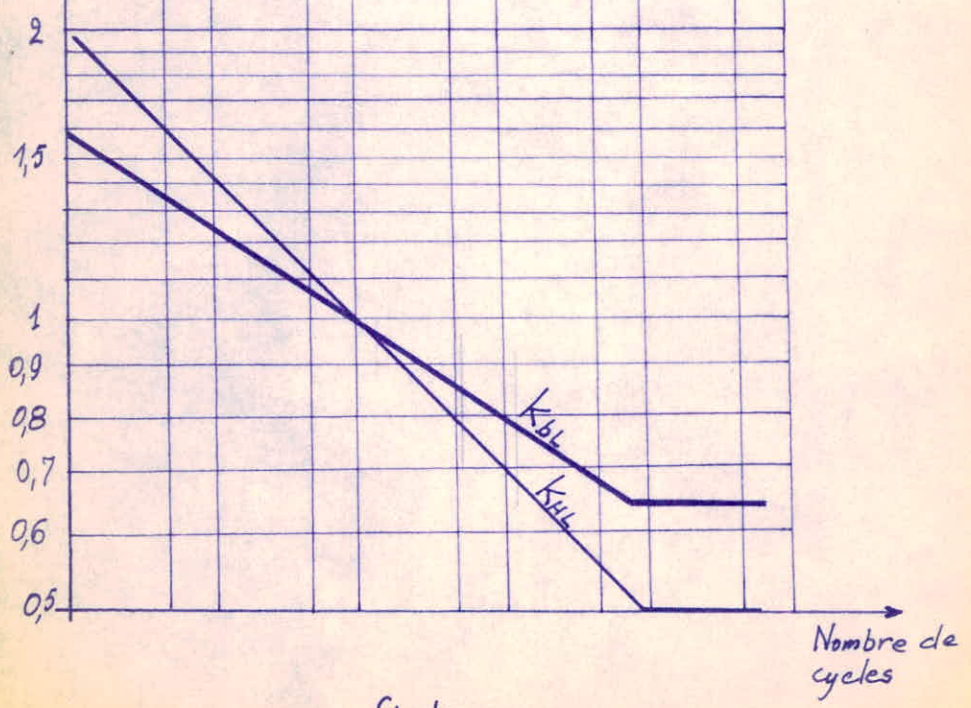
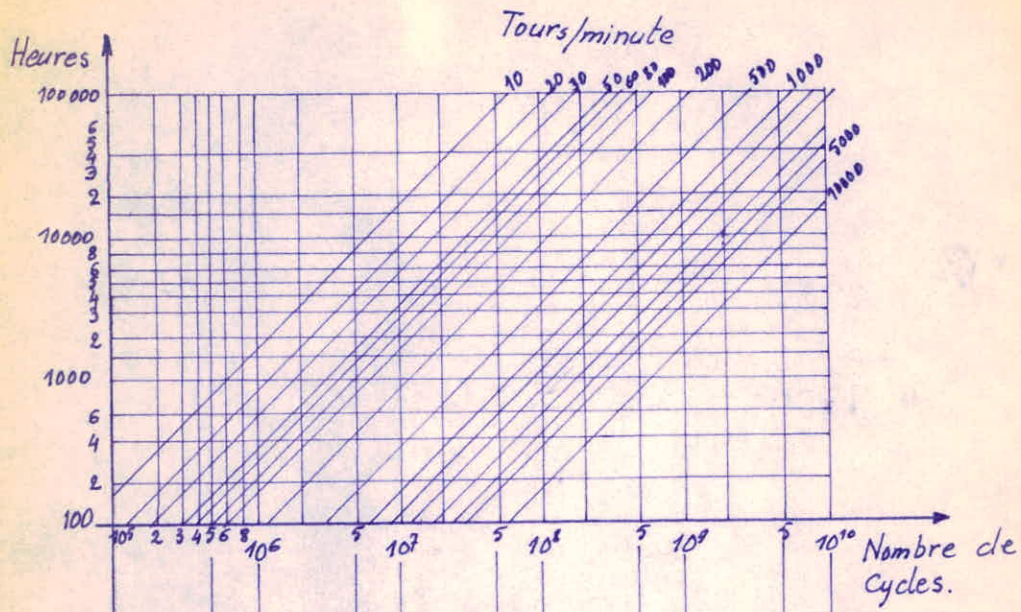
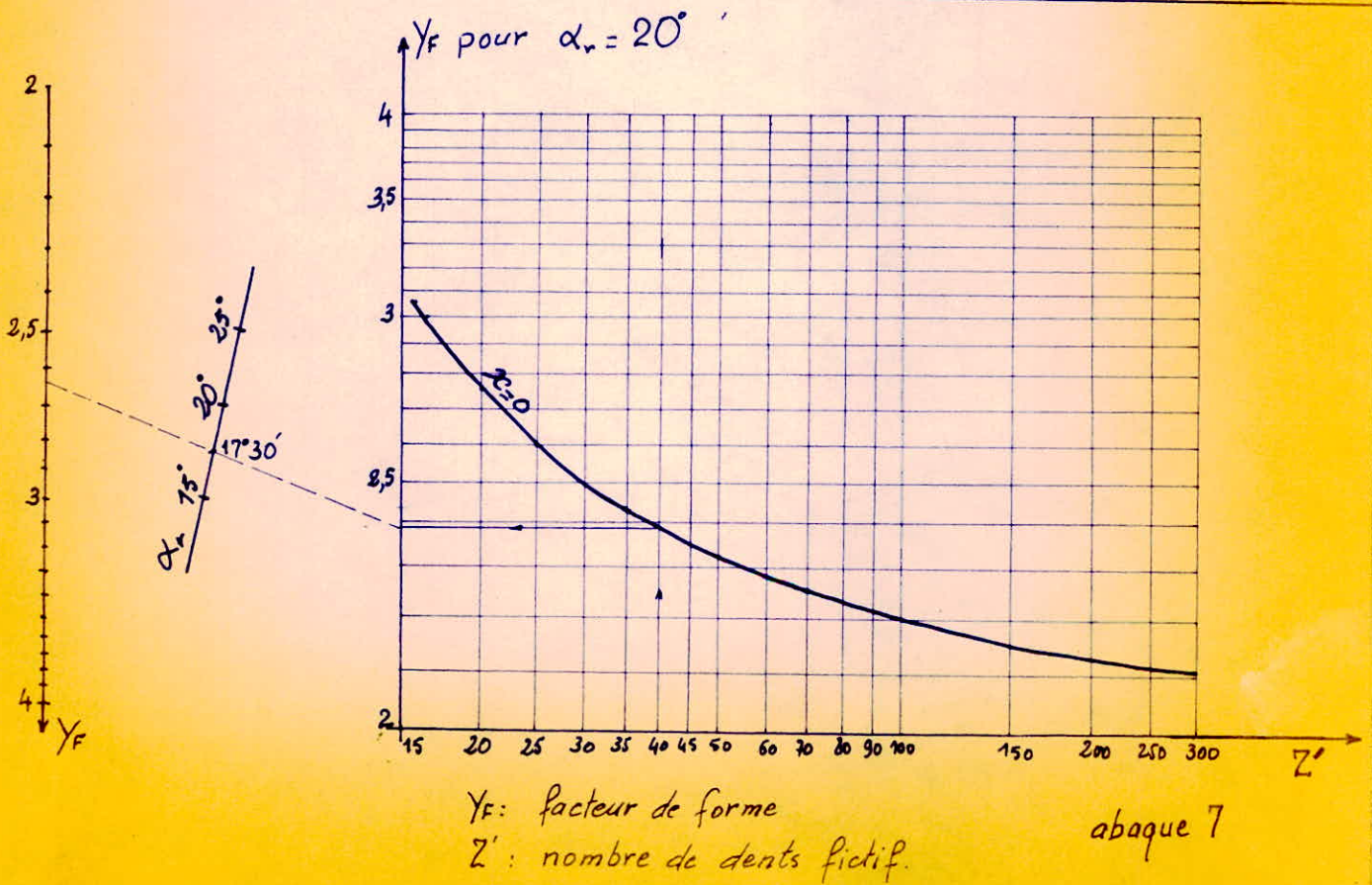
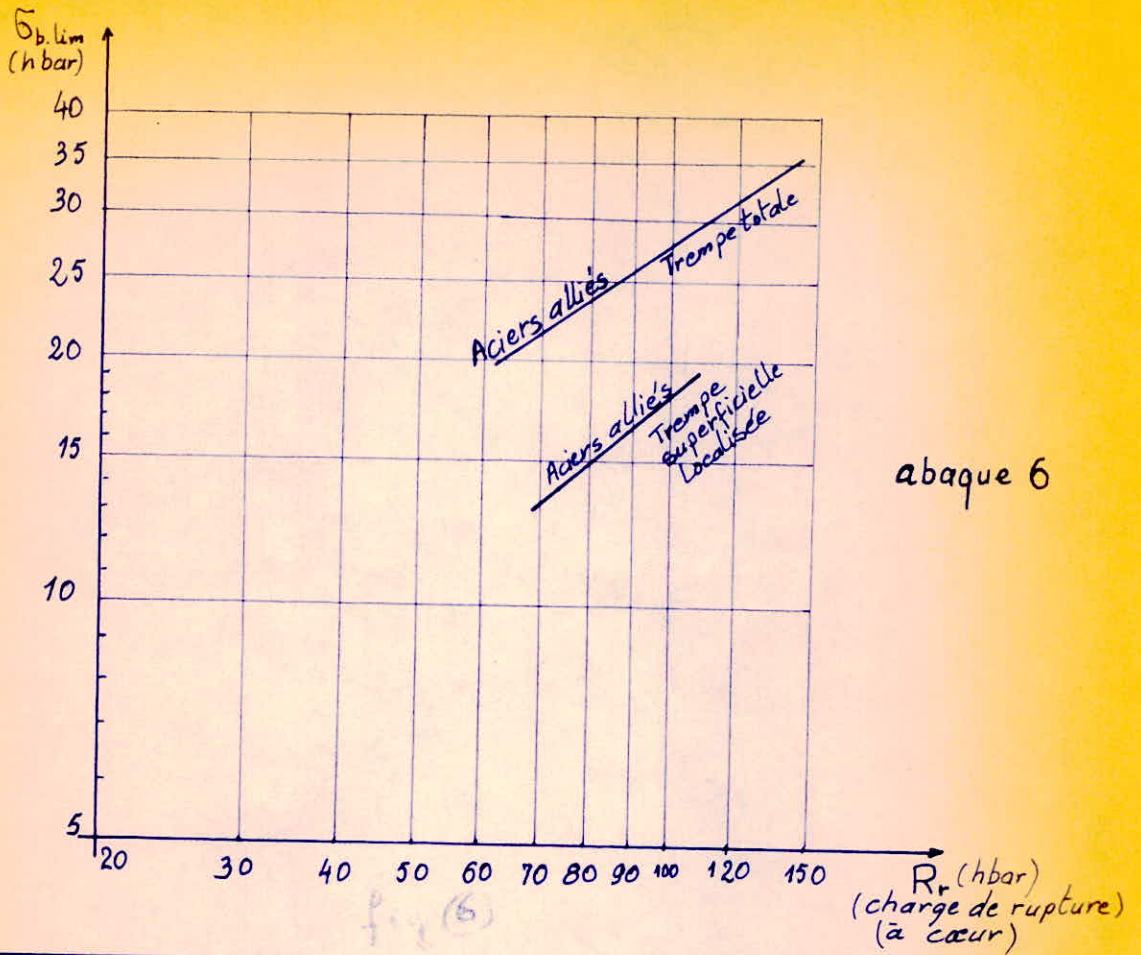


fig 4



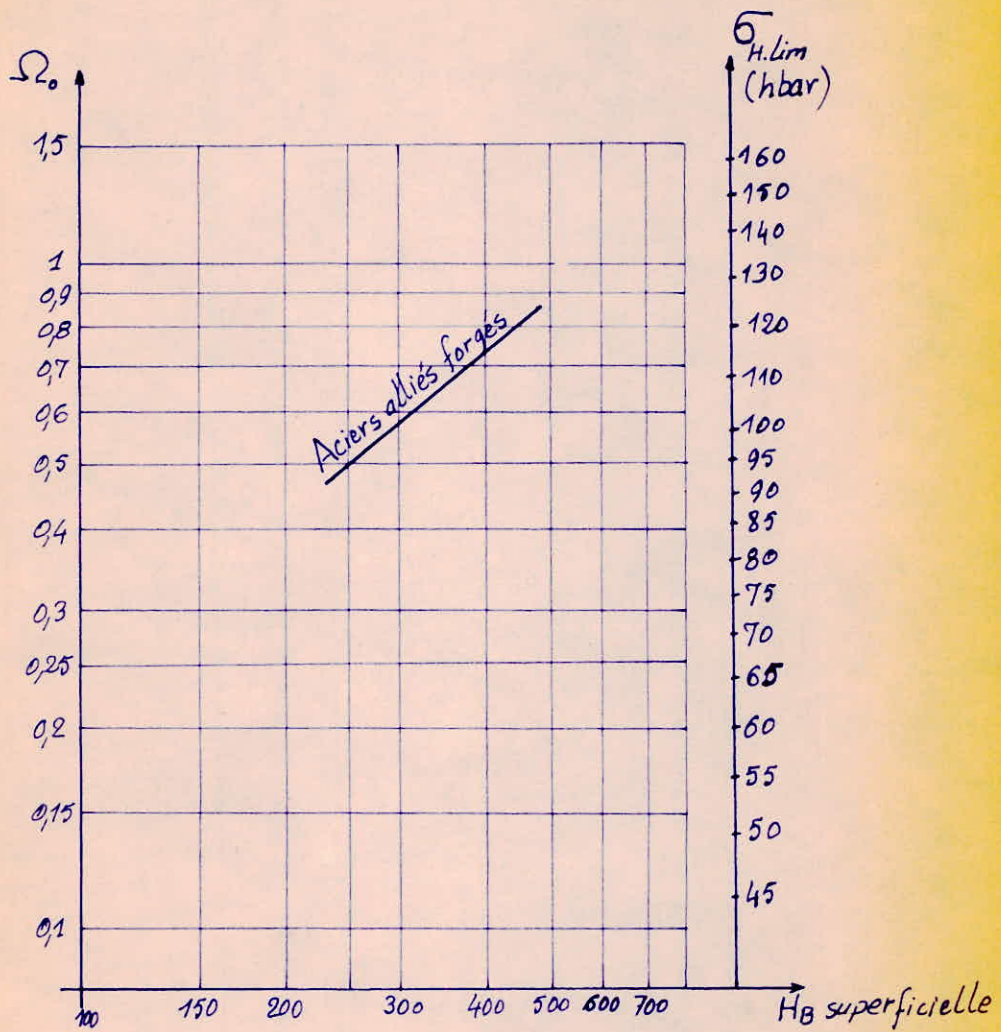


fig 8

BIBLIOGRAPHIE

- G. Henriot. Traité théorique et pratique des engrenages (tome I)
L. Géminard et F. Gros La Faige. Construction mécanique, éléments des projets (tome II).
R. Prudhomme. Eléments de construction à l'usage de l'ingénieur (tome III)
F. Bernard. Eléments de construction à l'usage de l'ingénieur (tome IV)
Y. Dhermy. Cours de technologie automobile
M. Boisseaux. L'automobile - Calcul des organes.
→ M. Quillet. Encyclopédie (édition de 1975)
Technique de l'ingénieur (Mécanique et chaleur)
Catalogue général des roulements SKF.

129	6	Rondelle M16U	A33	
128	2	Bouchon de remplissage		Acheté
127	3	Raccord de conduite		Acheté
126	1	Feutre		Acheté
125	6	Vis d'arrêt sans tête M7 12/16		Acheté
124	5	Axe d'articulation de 88		Acheté
123	12	Ergot	XC 55	
122	1	Bague	XC 55	
121	5	Ecrou de rattrapage d'usure.	XC 10	
120	1	Joint torique		Acheté
119	5	Ressort de torsion.	XC 65	Acheté
118	6	Ressort hélicoïdal	XC 65	Acheté
117	5		XC 65	Acheté
116	5	Ressort à lame	XC 65	Acheté
115	1	Clavette disque	XC 55	
114	1	Joint torique.		Achetée
113	1	Bague paulstra IEL 725191		Achetée
112	1	Bague paulstra IEL 725747		Achetée
111	5	Boulon ajusté F(E)/90 M8 15/25	CC 20	Acheté
110	5	Vis Q M7 17/19	CC 20	Acheté
109	5	Appui	Ft 30	
108	10	Tige	CC 10	
107	5	Plaque	CC 10	
106	10	Boulon M8 20/30	CC 20	Acheté
105	15	Vis CHc M8 22/30	CC 20	Acheté
104	1	Plaque	A 35	
103	8	Vis CHc M4 16/20	CC 20	Achetée
102	1	Support de l'arbre à came	Ft 20	Moulé
101	2	Coussinet-butée.	Bronze à l'étain.	
100	2	Ressort hélicoïdal	XC 65	Acheté
99	2	Pied de centrage	XC 10	
98	2	Pied de centrage	XC 10	
97	3	Vis CHc M6 14/18	CC 20	Achetée
96	3	Boulon F 90 M8 22/25	CC 20	Acheté
95	5	Rondelle M7U	A33	
94	1	Rondelle frein.		Acheté
93	8	Rondelle M11U	XC 35	Usinée
92	3	Boulon M10 32/115	CC 20	Acheté
91	1	Plateau d'accouplement.	Ft 30	
90	1	Ressort hélicoïdal	10NC6	Acheté
89	1	Ressort hélicoïdal	XC 65	Acheté
88	5	Poussoir de 57.	CC 20	Forgé
87	1	Ecrou de serrage SKF		Acheté

Rep Nb.

DESIGNATION

MATIERE

OBSERV.

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

BOITE DE VITESSES

WILSON

© □

E CHELLE 1

I BELHADEF

M BOUAZIZ

PM 00279

- 1 -

86	1	Chape		
85	5	Piston de libération de 57.	FE 20	
84	5	Axe d'articulation de béquille.	XC 55	
83	1	Tige de commande de l'arbre à cames.	XC 55	
82	4	Support.	CC 35	
81	4	Butée	FE 20	Moulé
80	1	Butée	XC 10	
79	1	Butée	XC 10	
78	1	Axe	XC 10	
77	1	Support de l'arbre à cames.	XC 65	
76	3	Support de 22.	FE 20	Moulé
75	1	Commande de la prise directe.	FE 20	Moulé
74	1	Coussinet-butée	FE 20	Moulé
73	1	-----	UE 12P	
72	1	-----		
71	1	Coussinet-butée		
70	1	Entretoise	UE 12P	
69	1	Bague épaulée	A 35	
68	1	Coussinet-butée	A 35	
67	1	-----	UE 12P	
66	1	-----		
65	1	Coussinet-butée		
64	2	Support de 40	UE 12P	
63	1	Coussinet-butée	XC 20	Forge
62	1	Pédale de commande	UE 12P	
61	1	Tige de traction	XC 10	Moulée
60	1	Levier de la prise directe.	XC 55	
59	4	Levier	XC 10	Forge
58	4	Attache	FE 20	Forge
57	5	Béquille	FE 20	Moulé
56	4	Tige de traction	FE 30	Moulée
55	4	Tringle	XC 55	
54	1	Couvercle	FE 30	Forgée
53	1	Boîtier	FE 20	Moulé
52	1	Châssis	FE 20	Moulé
51	1	Châssis	FE 30	Forge
50	6	Axe porte-satellite.	FE 30	Forge
49	13	Axe d'articulation de 55	20NC6	
48	1	Chemin de roulement extérieur	XC 55	Moulé
47	1	Chemin de roulement intérieur	FE 30	Moulé
46	1	Châssis	FE 30	Forge
45	1	-----		
44	1	Châssis	FE 30	Forge

Rep Nb DESIGNATION MATIERE OBSERV.

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

PM002 79 BOÎTE DE VITESSES

WILSON

© □
 ECHELLE 1
 I. BELHADEF
 M. BOUAZIZ

148	8	Vis sans tête M4 12	25 NC 11.	Achetée Usinée
147	1	Couronne		Achetée
146	12	Billes d'embrayage	XC 35	
145	1	Rondelle M10U	XC 55	
144	1	Clavette parallèle	A 34	Acheté
143	1	Appui des billes		
142	2	Joint d'étanchéité		
141	1	Joint d'étanchéité		
140	5	Ecrou Hu M6		
139	1	Bouchon de vidange		
138	5	Ecrou Hm M6		
137	5	Ecrou Hm M8		
136	2	Bille		
135	1	Joint d'étanchéité		Acheté
134	1	Bouchon	Cuivre écroui	
133	66	Rivet C35.10	XC 55	
132	3	Piston	XC 55	
131	1	Clavette disque	A 34	
130	1	Raccord.		

Rep. Nb. DESIGNATION
 ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

PM00279
 - 3 -

BOITE DE VITESSES
WILSON

MATIERE OBSERV.

©
 ECHELLE: 1
 I BELHADEF
 M. BOUAZIZ

43	1	Châssis	Ft 30	Forgé
42	1	Châssis	Ft 30	Forgé
41	1	Châssis	Ft 30	Forgé
40	2	Disques d'embrayage	A dx	
39	4	Garniture d'embrayage	Férodo A3S	Achetée
38	1	Bande extérieure	XC 65	Moulé
37	1	Bande intérieure	XC 65	Moulé
36	2	Garniture de frein	Férodo MF 18	Achetée
35	1	Bande extérieure	XC 65	Moulé
34	1	Bande intérieure	XC 65	Moulé
33	2	Garniture de frein	Férodo MF 18	Achetée
32	2	Bande extérieure	XC 65	Moulé
31	2	Bande intérieure	XC 65	Moulé
30	4	Garniture de frein	Férodo MF 18	Achetée
29	6	Cage à aiguilles SKF N° RK 182620		Achetée
28	9	Cage à aiguilles SKF N° RK 354541		Achetée
27	1	Corps de la pompe	Ft 30	Moulé
26	1	Excentrique	XC 42	
25	1	Piston de la pompe	XC 8	
24	1	Engrenage cône	XC 8	
23	1	Arbre à cames	XC 8	
22	1	Barre omnibus	XC 38	
21	1	Roulement à billes SKF N° 6009		Acheté
20	2	Roulement à billes SKF N° KJ 312		Acheté
19	1	Roulement à billes SKF N° Q 313		Acheté
18	1	Plateau de pression	Ft 30	Moulé
17	1	Plateau intermédiaire	Ft 30	
16	1	Contre plateau	Ft 30	Moulé
15	1	Couronne C ₃	25 NC 11	Trempe, revenu.
14	3	Satellite B ₃		
13	1	Planétaire A ₃		
12	1	Couronne C ₂		
11	3	Satellite B ₂		
10	1	Planétaire A ₂		
9	1	Couronne C ₁		
8	3	Satellite B ₁		
7	1	Planétaire A ₁		
6	1	Couronne C		
5	3	Satellite B		
4	1	Planétaire A	25 NC 11	Trempe, revenu.
3	1	Cortère	Ft	En deux parties
2	1	Arbre receveur	20 NC 6	Trempe, revenu.
1	1	Arbre moteur	20 NC 6	Trempe, revenu.
Rep	Nb.	DESIGNATION	MATIERE	OBSERV.

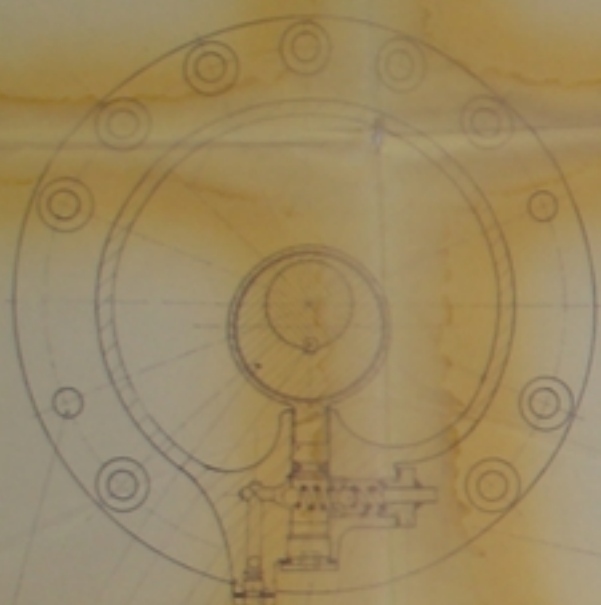
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

PM00279 BOITE DE VITESSES

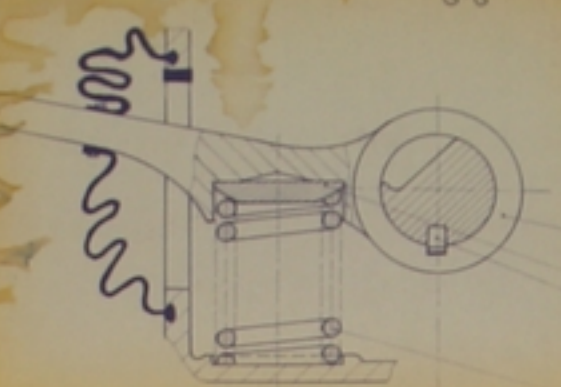
-4-

WILSON

⊙ □
 ECHELLE: 1
 I. BELHADEF
 M BOUAZIZ



C-C

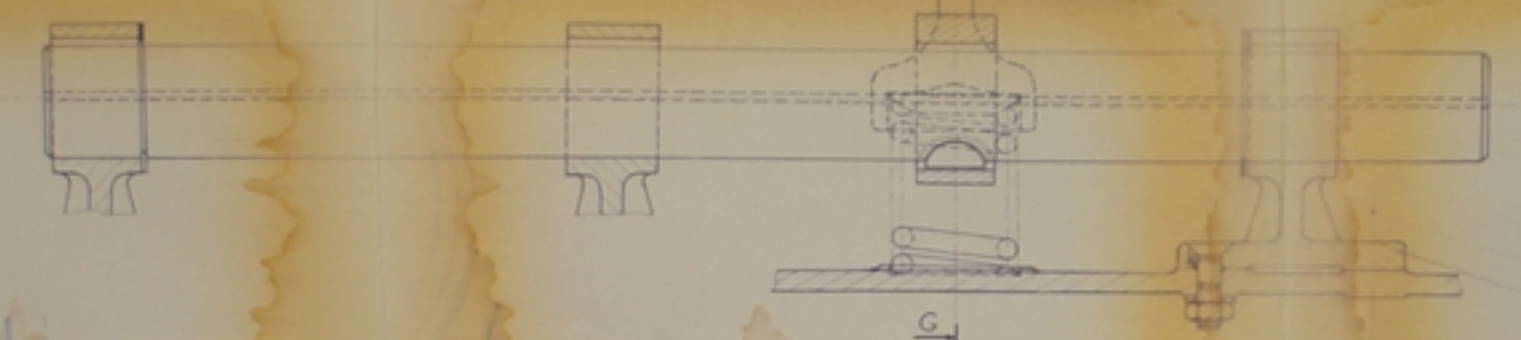


G-G



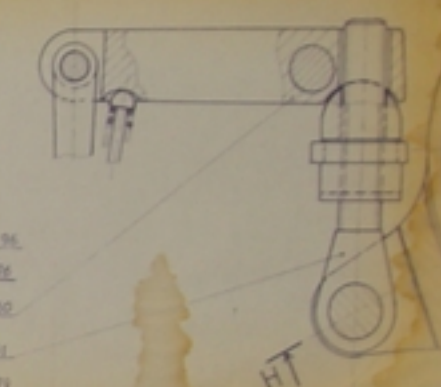
HH

D-D



J-J

E-E

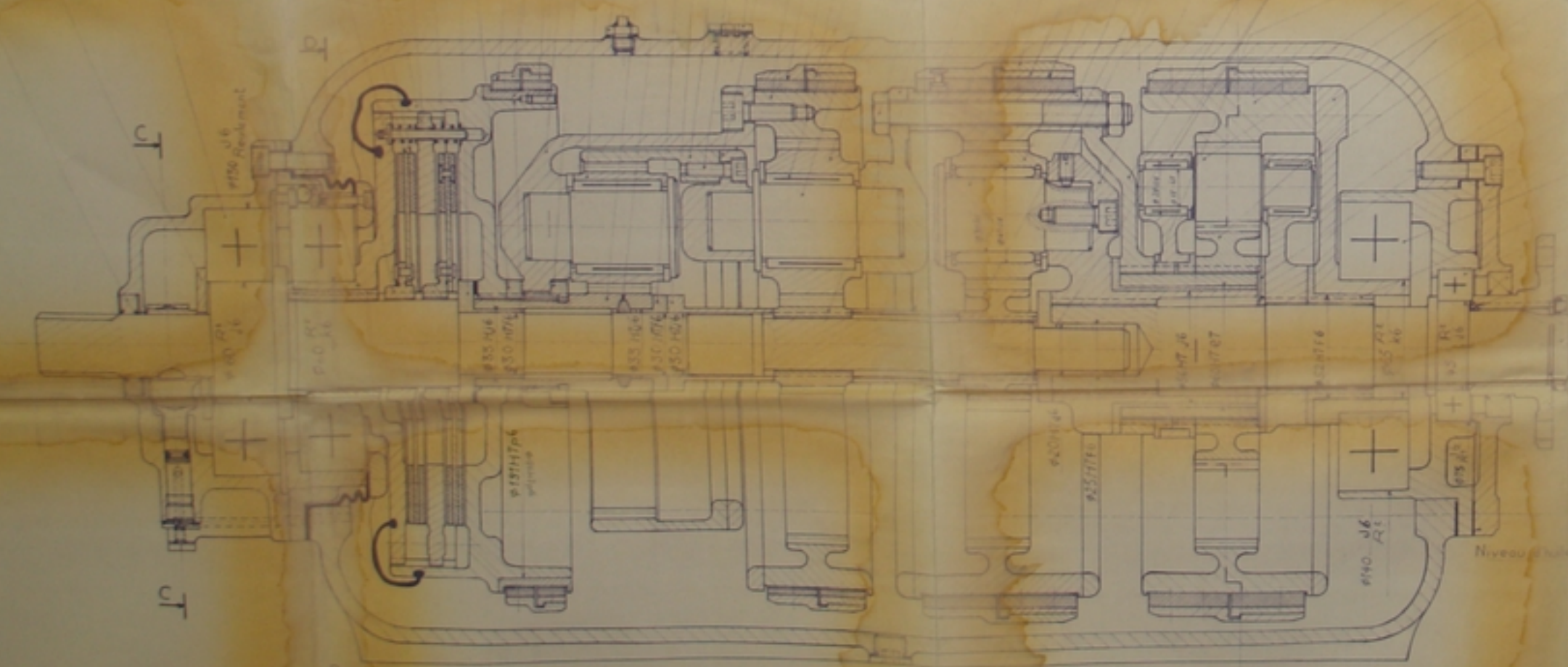


HT



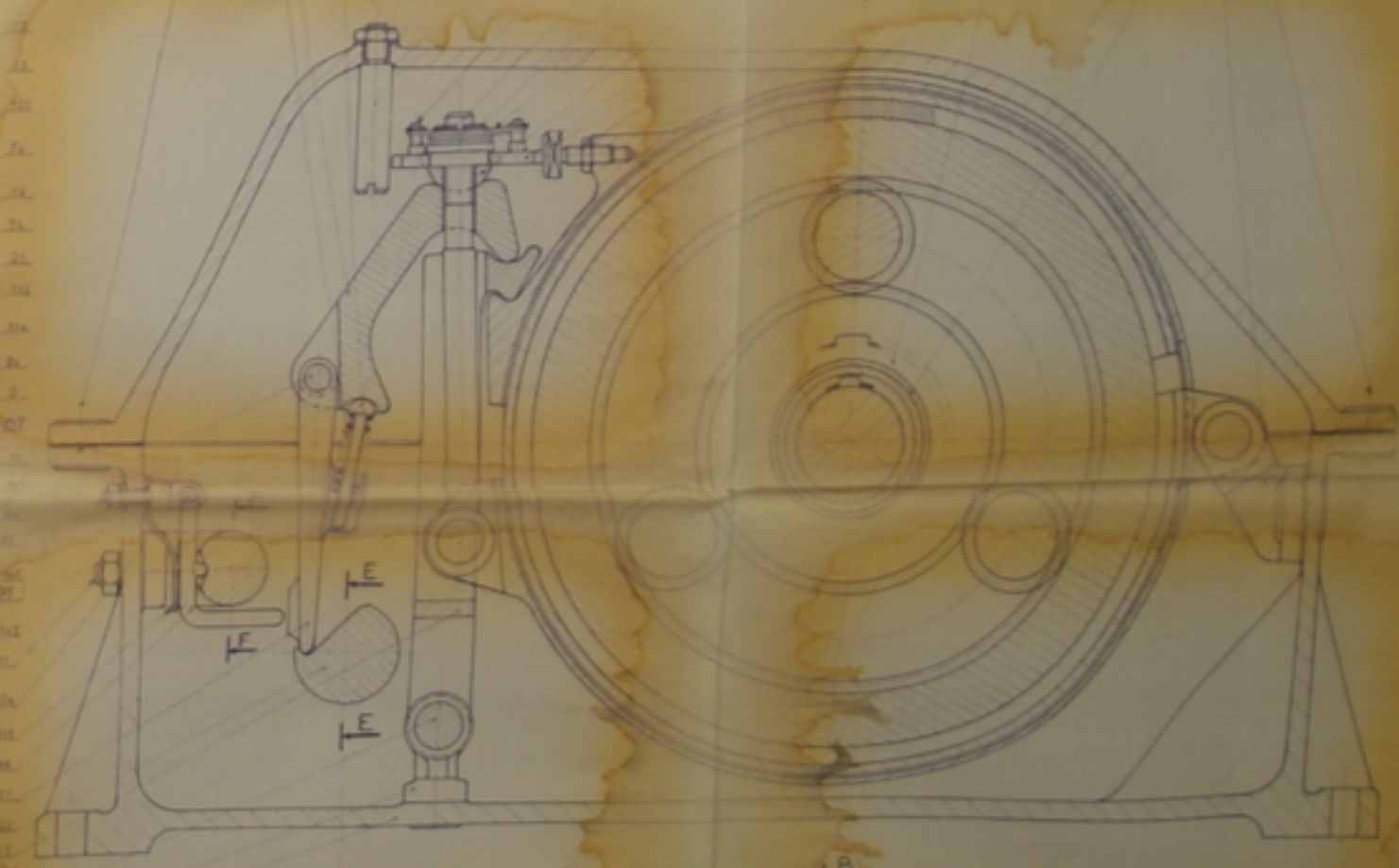
T_H

F-F



A

BB



BB

AA

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BOÎTE DE VITESSES
WILSON

ÉCOLE
POLYTECHNIQUE
N. S. S. S. R.

