

UNIVERSITE HOUARI BOUMEDIENNE

18/80

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER

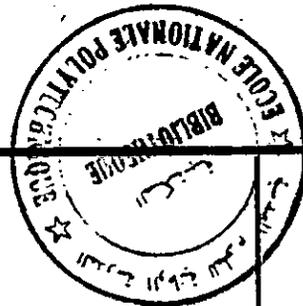
DEPARTEMENT de GENIE MECANIQUE

*Dez*

*Dez en sans plans*

# PROJET DE FIN D'ETUDES

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
BIBLIOTHEQUE



Banc d'Essai  
d'une Boite de Vitesses

4 PLANS

PROPOSE PAR;

ÉTUDIE PAR;

E. GANTCHEV

M. TEBBI

PROMOTION JUIN 1980



**UNIVERSITE HOUARI BOUMEDIENNE**

**ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER**

**DEPARTEMENT de GENIE MECANIQUE**

# PROJET DE FIN D'ETUDES

Banc d'Essai  
d'une Boite de Vitesses

**PROPOSE PAR;**

**E. GANTCHEV**

**ETUDIE PAR;**

**M. TEBBI**

**PROMOTION JUIN 1980**

----- (0) -----

A mes parents,

A mon frère aîné RACHID, qui a consenti tant  
d'efforts et de sacrifices,

A mes frères et sœurs, à tous mes amis et à  
tous ceux qui me sont chers,

Je dédie cet humble projet, qui est le fruit  
de plusieurs années d'étude.

----- (0) -----

----- (0) -----

Je tiens à exprimer mes vifs remerciements à toutes les personnes que j'ai contacté au cours de la réalisation de ce projet, pour la patience qu'elles ont prise pour répondre à mes questions, et pour les précieux renseignements qu'elles m'ont fournis.

Je tiens à exprimer aussi toute ma gratitude à Monsieur, GANTCHEV pour son aide, ses critiques constructives et le suivi de l'étude.

----- (0) -----

# T O M M A F I R E

==== 0 ====

	Pages
<u>CHAPITRE : I. GENERALITES.</u>	
1.1. Introduction.	1.
1.2. Essai sur banc et perspectives.	2.
1.3. Données générales.	3.
1.4. Description du banc d'essai.	3.
<u>CHAPITRE : II. ETUDE ET PRESENTATION DES PERFORMANCES DU VEHICULE.</u>	
2.1. Etude théorique.	6.
2.1.1. Considération générale sur la résistance aérodynamique.	6.
2.1.2. Problème fondamental simplifié.	7.
2.1.3. Représentation graphique des performances.	9.
2.1.3.1. Force résistante.	9.
2.1.3.2. Force disponible.	10.
2.1.3.3. Conduite du véhicule.	12.
2.1.4. Critères de définition.	13.
2.1.4.1. Trou de vitesse.	13.
2.1.4.2. Trou de pente.	13.
2.2. Etude pratique.	15.
2.2.1. Chaîne cinématique.	15.
2.2.1.1. Rapports de transmission.	15.
2.2.1.2. Rendement global de la transmission.	16.
2.2.2. Plage d'utilisation.	16.
2.2.3. Calcul de la force résistante.	19.
2.2.4. Calcul de la force disponible.	21.
2.2.5. Pertes de vitesses.	21.
2.2.6. Conclusion.	27.
<u>CHAPITRE : III. THEORIE DES SYNCHRONISEURS.</u>	
3.1. Etude théorique.	28.
3.1.1. Généralités sur les synchroniseurs à friction.	28.
3.1.1.1. Synchroniseurs non absolus	29.
3.1.1.2. Synchroniseurs absolus.	28.
3.1.2. Théorie du synchroniseur.	30.
3.1.2.1. Variation d'énergie cinétique du train primaire.	32.
3.1.2.2. Travail dépensé en frottement.	32.
3.2. Etude de la boîte.	33.
3.2.1. Moments d'inertie des éléments en rotation.	33.
3.2.2. Couple à appliquer sur le synchroniseur.	33.

3.2.3. Calcul du couple sans perte de vitesse.	39.
3.2.3.1. Cas d'une montée de vitesse.	39.
3.2.3.2. Cas d'une descente de vitesses	41.
3.2.3.3. Calcul des différents couples.	42.
3.2.4. Calcul du couple avec perte de vitesse.	44.
3.2.4.1. Cas d'une montée de vitesse.	45.
3.2.4.2. Cas d'une descente de vitesse.	46.
3.2.4.3. Calcul des différents couples.	47.
3.2.5. Conclusion.	51.

#### CHAPITRE : IV. ETUDE DES MASSES D'INERTIE.

4.1. Calcul de la masse réduite.	52.
4.2. Equilibrage statique de la masse et calcul de l'excentricité	54.
4.2.1. Equilibrage statique de la masse.	54.
4.2.1. Calcul de l'excentricité.	55.
4.3. Répartition des charges.	56.
4.3.1. Masses des flasques de serrage.	56.
4.3.2. Détermination du centre de gravité des flasques.	57.
4.3.3. Calcul de la force centrifuge.	58.
4.3.4. Charges dynamiques appliquées sur l'arbre.	58.
4.4. Vérification des roulements.	59.
4.4.1. Calcul des réactions sur les roulements.	59.
4.4.2. Calcul de la longévité.	59.
4.5. Calcul de l'arbre.	60.
4.5.1. Vérification de l'arbre à la flexion.	60.
4.5.2. Calcul de la flèche.	62.
4.5.3. Vérification de l'arbre à la vitesse critique.	64.
4.5.3.1. Généralités sur la vitesse critique.	64.
4.5.3.2. Détermination de la vitesse critique.	65.
4.5.4. Vérification à la fatigue.	68.
4.5.4.1. Coefficient de sécurité à la flexion.	68.
4.5.4.2. Coefficient de sécurité à la torsion.	69.
4.5.4.3. Coefficient de sécurité total.	70.
4.5.5. Vérification des clavettes.	70.
4.5.5.1. Clavette centrale.	70.
4.5.5.2. Clavettes sur bout d'arbre.	71.
4.5.6. Vérification du bout d'arbre à la torsion.	71.
4.6. Vérification des broches et des tampons de caoutchouc.	72.
4.7. Calcul de la flèche du support palier.	73.

#### CHAPITRE : V. CALCUL DU CHASSIS MOTEUR.

5.1. Détermination des efforts statiques.	75.
5.2. Détermination des efforts dynamiques.	76.
5.3. Répartition des charges sur les montants.	76.
5.4. Vérification des montants à la flexion et calcul de la flèche.	77.
5.4.1. Montant avant gauche.	77.
5.4.2. Montant arrière gauche.	78.
5.5. Vérification de la soudure	79.

#### C O N C L U S I O N

81.

CHAPITRE : I

A decorative rectangular border with a repeating geometric pattern of triangles and lines.

GENERALITES

## 1. 1. INTRODUCTION

---

L'objet du présent travail est l'étude d'un banc d'essai sur la dynamique du passage des vitesses d'un véhicule de chantier de la gamme moyenne.

Ce travail m'a été confié, dans le but d'ouvrir un axe de recherche sur la transmission de l'automobile au sein de l'école qui permettra à l'ingénieur de développer ses connaissances sur certains problèmes d'intérêt actuel.

Ce banc d'essai entre dans le cadre de recherche de la post-graduation. Il permet par l'analyse et l'observation lors des travaux pratiques, en graduation normale et post-graduation, dans ~~le~~ le domaine de la construction mécanique (III) et la dynamique des machines, l'orientation vers la solution des problèmes de fonctionnement pour la perfection de certains éléments et la détermination des données empiriques nécessaires pour le calcul des véhicules analogues.

1. 2. SSAI SUR BANC ET PERSPECTIVES :

=====

Le banc d'essai est destiné dans un premier lieu à l'étude des phénomènes dynamiques du passage des vitesses, les phénomènes de synchronisation des vitesses angulaires ainsi que la fiabilité des synchroniseurs et d'autres éléments supplémentaires de la boîte de vitesses. Il permet également la mesure et le contrôle des éléments suivants :

- La mesure des vibrations de torsion dans la transmission.
- L'influence du cardan sur les vibrations dans la transmission.
- La mesure des vibrations du moteur avec suspension élastique.
- Les qualités dynamiques du véhicule reprises souplesse et temps d'accélération.
- La mesure du couple à l'aide du frein pour l'établissement des courbes de performances effort disponible/vitesse (il s'agit de l'effort tangentiel aux roues ou effort de traction).

LES POSSIBILITES D'AMELIORATION.

Pour s'approcher des conditions réelles d'exploitation, on pourra ajouter le pont-arrière équipé d'un système pour la simulation de ligne droite et la montée en lacet. Il est également possible d'effectuer les mesures suivantes :

- Mesure du couple de cabrage.
- Etude de l'échauffement et l'usure de l'embrayage.
- La détermination de certains coefficients ou paramètres permettant la discussion de l'adaptation de tous les organes.
- Enfin le moteur peut être l'objet de certaines mesures telles que la consommation spécifique, l'étalonnage des courbes de puissance, la température, ainsi que la stabilité transversale et longitudinale.

### 1.3. II) DONNEES GENERALES :

=====

Cette étude est appliquée à la transmission du véhicule K.66 fabriqué par SO.NA.CO.ME. à Rouiba en deux gammes ; chassis court et chassis long. Le K.66 est classé dans la catégorie des véhicules de chantier de la gamme moyenne.

#### CARACTERISTIQUES :

- P. T. C. : 5 450 Kg.
- C. U. : 2 910 Kg.
- Pneumatiques : 720 x 20.
- Moteur : F4L912 "DEUTZ"

C'est un diesel 4 cylindres en ligne, 4 temps à injection mécanique directe, avec refroidissement à air.

Couple Maxi : 22,4 mdaN.

Puissance : 73 cv à 2 800 tr/mn.

- Embrayage mécanique du type 280DB730.
- Boite de vitesses "BBS450"

C'est une boite mécanique à 4 rapports dont l'une des vitesses est une prise directe. Elle dispose d'une sortie de l'arbre intermédiaire pour la prise de mouvement.

Contenance d'huile : 5,5 l.

Rapport tachymétrique : 1,3.

### 1.4. III) DESCRIPTION DU BANC D'ESSAI :

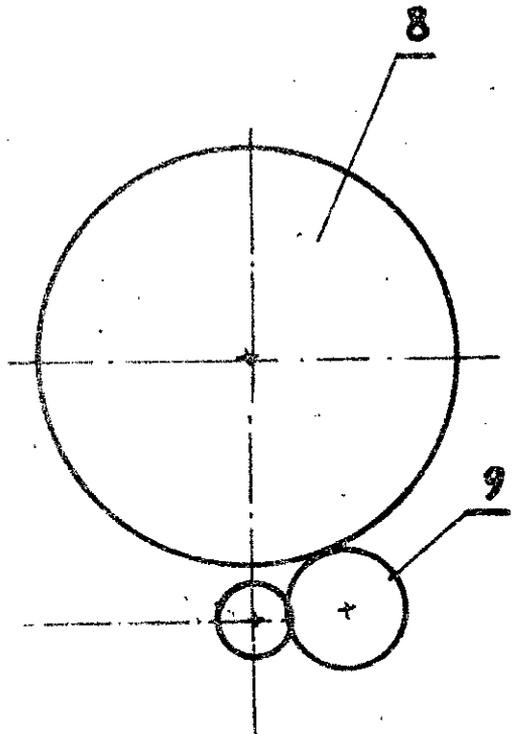
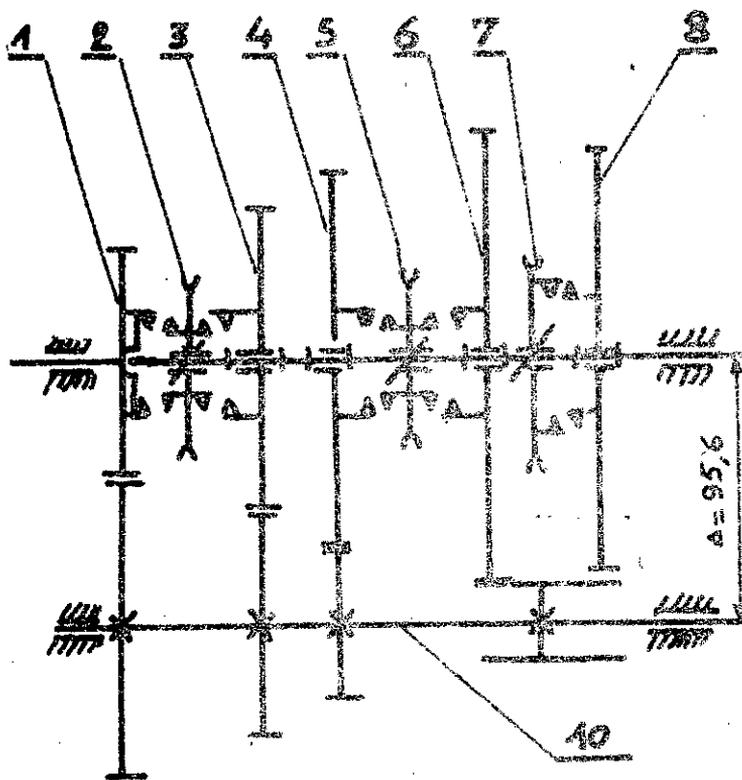
=====

Le banc d'essai est composé de 4 groupes principaux :

- Le groupe essentiel de l'étude comprenant la boite de vitesses accouplée à son moteur, qui est monté sur un chassis. Nous avons prévu 2 positions pour le moteur pour permettre la variation de l'angle d'inclinaison des Joints de cardans.

- Les masses d'inertie accouplées à la boite de vitesses par une transmission par cardan, permettant la simulation de la charge du véhicule. Cet élément est constitué de disques ayant chacun une masse de 43 kg qu'on peut ajouter ou retrancher suivant la charge du véhicule qu'on veut adopter.

- Un frein hydraulique du type "DPX" accouplé aux masses d'inertie pour la mesure du couple (ou effort disponible) et donne une possibilité de surcharge ou des états de charges fort intermittent.
- Un châssis regroupant tous les mécanismes de commandes (Lever de vitesses, pédale d'embrayage ...etc...) sur lequel est monté un pupitre comprenant tous les voyants de signalisations pour le contrôle des différents organes.



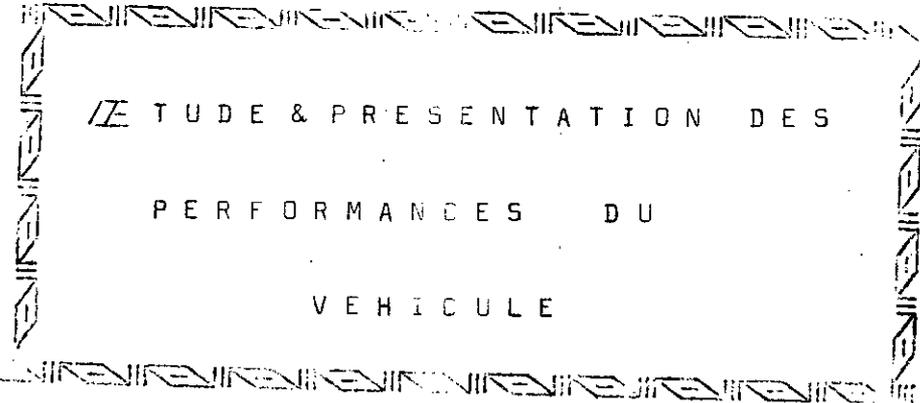
Rp.	Designation.	Réf:
1	pignon à queue, 21 dents (Arbre de commande)	165.628
2	Synchro de 3 <sup>eme</sup> et 4 <sup>eme</sup>	163.476.
3	pignon de 3 <sup>eme</sup> ; 27 dents.	164.467.
4	pignon de 2 <sup>eme</sup> ; 33 dents.	163.505.
5	Synchro de 4 <sup>eme</sup> et 2 <sup>eme</sup>	163.477.
6	pignon de 1 <sup>ere</sup> ; 41 dents.	164.978.
7	Coulisseau de Marche Arrière	163.406.
8	pignon de Marche AR. 37 dents.	164.980.
9	pignon de Renvoi de Marche AR. 24 dents.	
40	TRAIN Fixe. (arbre inter).	164.974.

Z <sub>1'</sub>	37 dents
Z <sub>3'</sub>	29
Z <sub>4'</sub>	20
Z <sub>6'</sub>	12

1, 3, 4, 6 sont les pignons de l'arbre inter engrenés respectivement avec 1, 3, 4, 6.  
(repère suivant schéma).

Nb: le pignon de renvoi (9) et la roue (6) engrenent sur le même pignon de l'arbre intermédiaire (42 dents).

CHAPITRE : II



ETUDE & PRESENTATION DES  
PERFORMANCES DU  
VEHICULE

## 2. 1. ÉTUDE THÉORIQUE :

### 2. 1. 1. CONSIDÉRATIONS GÉNÉRALES SUR LA RÉSISTANCE AÉRODYNAMIQUE :

Un corps solide, en mouvement relatif dans le fluide qui l'entoure, est soumis à des forces de contact. Pour étudier le mouvement du solide défini dans un trièdre galiléen, par la vitesse de son centre de gravité par rapport au fluide à l'infini amont ainsi que le mouvement autour de son centre de gravité, on est amené à réduire le système des forces élémentaires de contact en une résultante  $R$ , qu'on appelle résistance aérodynamique, et un moment résultant  $M_G$  par rapport au centre de gravité.

Dans notre étude nous considérons uniquement la trainée  $R_x$  composante de la résistance aérodynamique parallèle à la direction de la vitesse du véhicule.

$$R_x = C_x \frac{\bar{\omega}}{2} S V^2 \quad [\text{Newton}]$$

$C_x$  : Coefficient de forme

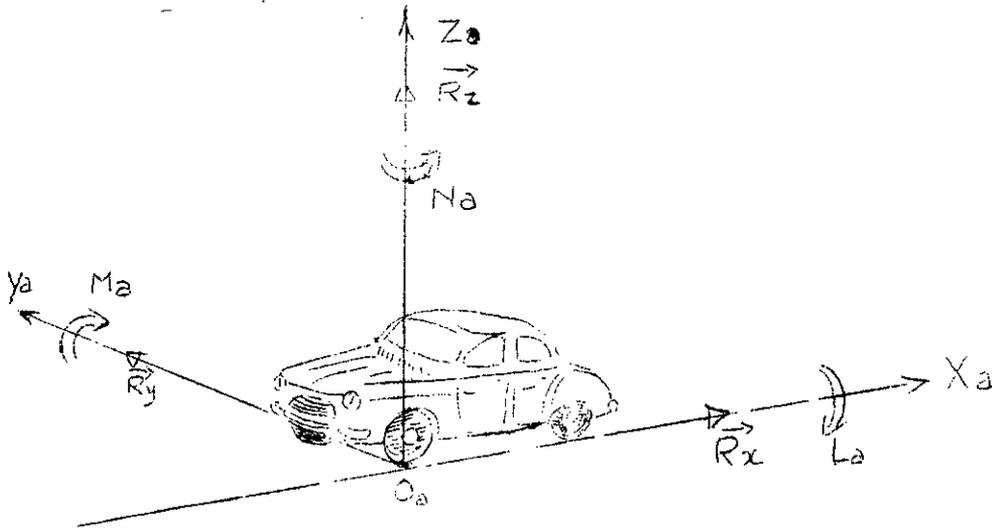
$\bar{\omega}$  : Poids spécifique de l'air [ $\text{kg/m}^3$ ]

$S$  : Surface du maître-couple [ $\text{m}^2$ ]

$V$  : Vitesse du véhicule [ $\text{m/s}$ ]

- On voit qu'il apparaît dans la trainée un coefficient de forme à déterminer. Dans le domaine de l'automobile la mesure du coefficient  $C_x$  se fait généralement en soufflerie, effectuée sur maquette à échelle réduite. La soufflerie offre en effet une veine de vent homogène en vitesse  $V$  et en direction dans laquelle on dispose la maquette sur un support immobile en translation mais doublement pivoté pour permettre de fixer à volonté son orientation dans le plan horizontal (angle de dérapage  $j$ ) et dans le plan vertical (angle d'incidence ou de tangage  $i$  ou  $\gamma$ ).

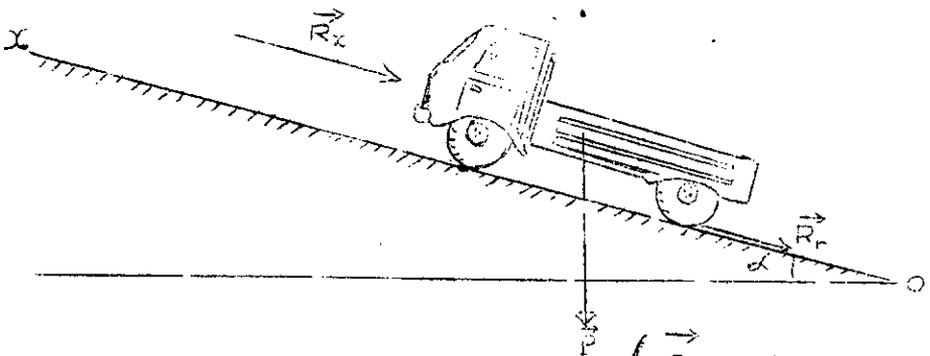
- Suivant un repère particulier  $O_a X_a Y_a Z_a$  lié à la maquette (coordonnées de Lilienthal) on mesure à l'aide de jauges appropriées, les six composantes des efforts aérodynamiques appliqués à la carrosserie, à savoir trois forces orthogonales  $R_x$  (trainée)  $R_y$  (poussée ou portance latérale)  $R_z$  (portance verticale) et trois moments  $L_a$  (moment de roulis),  $M_a$  (moment de tangage),  $N_a$  (moment de lacet ou de giration).



(Revue : Ingénieur de l'automobile)  
(du 03 mars 1974.)

2. 1. 2. PROBLEME FONDAMENTAL SIMPLIFIE :

Déterminons les efforts résistants qui s'appliquent sur le véhicule en marche continue. Nous considérons que le véhicule est sur une rampe de pente  $tg\alpha$



Forces extérieures appliquées sur le véhicule.

- $\rightarrow$  P : poids du véhicule
- $\rightarrow$   $R_r$  : Résistance au roulement
- $\rightarrow$   $R_x$  : Trainée.

L'effort que le véhicule aura à fournir pour vaincre les résistances diverses qui feront obstacle à son avancement est :

$$\vec{F} = \sum \vec{F}_{ext} \text{ (appliquées sur le véhicule)}$$

$$\vec{F} = \vec{R}_x + \vec{R}_r + \vec{P}$$

Projection de  $F$  sur  $Ox$  direction du déplacement du véhicule.

$$F = R_x + R_r + P \sin \alpha$$

$P \sin \alpha$  : Force due à la rampe gravie

$R_r$  : Résistance au roulement.

$R_r$  Cette force, appelée résistance au roulement est due à l'élargissement de la zone de contact entre la roue et le sol, provoquée par la charge appliquée sur cette roue. En marche cette zone de contact se propage vers l'avant, et le sol oppose une résistance à l'avancement  $R_r$  appliquée en  $M$  à une distance  $S$  de l'axe (fig : B).

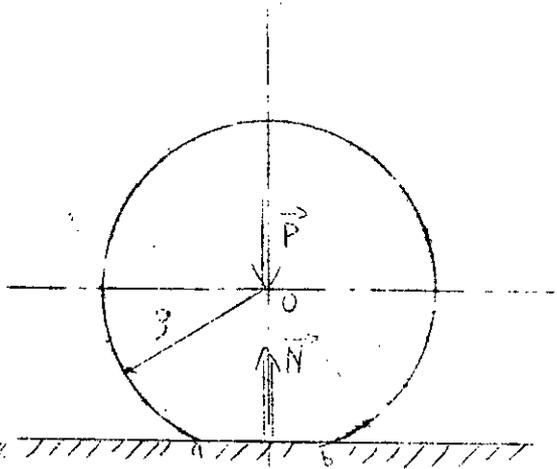


fig. A  
(à l'arrêt)

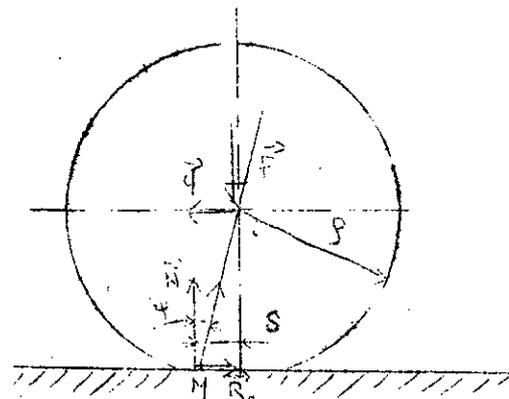


fig. B  
(en marche)

Pour vaincre cette résistance, il faut appliquer au centre  $O$  de la roue une force  $\vec{q}$  égale à  $\vec{R}_r$  en module et en sens opposé.

Ainsi pour que le système soit en équilibre, il faut que :

$$\begin{cases} \sum \text{projection}/x/y = 0 & \implies N = P \quad q = R_r \\ \sum MM^t/o = & \implies R_r \times P = N S = P S \end{cases}$$

$$R_r = \frac{P S}{P} = P \text{tg } \gamma$$

$\text{tg } \gamma$  : coefficient de frottement de roulement entre la roue et le sol appelé  $f$  généralement.

$$\implies R_r = P f$$

Le coefficient de frottement de roulement varie avec la nature du sol et la pression de gonflage. On conclut que  $R_R$  dépend de la charge, de la pression de gonflage et de la nature du sol.

### 2. 1. 3. REPRESENTATION GRAPHIQUE DES PERFORMANCES :

Pour mieux voir les meilleures conditions d'adaptation du moteur aux exigences de roulage, il est nécessaire de faire une étude graphique de la transmission de puissance. Cette étude, après examen des courbes doit permettre une discussion du choix de la transmission s'il satisfait à des critères appréciés par les exploitants.

#### 2. 1. 3. 1. Force Résistante :

Pour tout véhicule sur roues, la force résistante est la somme des forces dues à la rampe à gravir, la résistance au roulement et la résistance aérodynamique (§ 2. 2.).

$$F = R_R + R_x + P \sin \alpha$$

On sait que la force aérodynamique  $R_x$  s'écrit :

$$R_x = C_x \frac{\rho}{2} S V^2 \quad [\text{Newton}] \quad (\S 2. 1.)$$

Pour un même véhicule la surface du maître-couple est inchangée ainsi que le coefficient de forme, nous obtenons  $R_x$  sous une autre forme :

$$R_x = K V^2 \quad [\text{Newton}] \quad \text{avec} \quad K = C_x \frac{\rho}{2} S = \text{Constant}$$

La résistance au roulement est constante si on néglige la variation de la nature du sol

$$R_R = P_f ; f = \text{constant}$$

La résistante due au gravissement de la pente  $R_g$ , elle ne dépend que de l'angle de la pente.

$$R_g = P \sin \alpha$$

Nous obtenons l'expression de la force résultante :

$$F = K V^2 + P.f + P \sin \alpha$$

On remarque dans l'expression de F un terme dépendant du carré de la vitesse et un autre constant pour  $\alpha$  fixé. Pour  $\alpha$  constant l'allure de  $F = f(v)$  est parabolique et pour  $V = 0$ ,  $F = F_a$ , cette valeur dépend de la charge que l'on suppose constante lors d'un parcours, de la valeur de f qui varie légèrement avec la nature du sol et que l'on peut négliger, enfin de la pente appelée constante de route. Dans l'étude on fait varier  $\alpha$  de 0 (correspond au plat) jusqu'à la pente maxi sur route. Avec cette hypothèse, pour  $\alpha$  fixé  $F_a$  est constant (voir : fig. 2. 1.)

Si on fait varier  $\alpha$  (la pente), le coefficient de  $V^2$  reste inchangé ainsi que la résistance au roulement et on peut écrire que :

$$F(\alpha_n) = F(\alpha_{n-1}) + K_{n-1} = F(\alpha_{n-2}) + K_{n-2} = \dots = F(\alpha_0) + K_0$$

$\alpha_i$  pente variable exprimée en %.

Ce qui montre bien que l'allure est la même pour toutes les courbes  $F(\alpha_i)$  et s'obtiennent par translation parallèle suivant l'axe OY, avec cette hypothèse on peut tracer une famille de courbes obtenues par translation pour les différentes pentes exprimées en % (voir : fig. 2. 2.)

### 2. 1. 3. 2. Force Disponible :

Cette force dérive de la puissance disponible du véhicule, compte tenu du rendement de la transmission. C'est l'effort tangentiel développé aux roues pour vaincre la résistance (effort de traction).

$$P_{disp} = F'_{disp} \cdot V$$

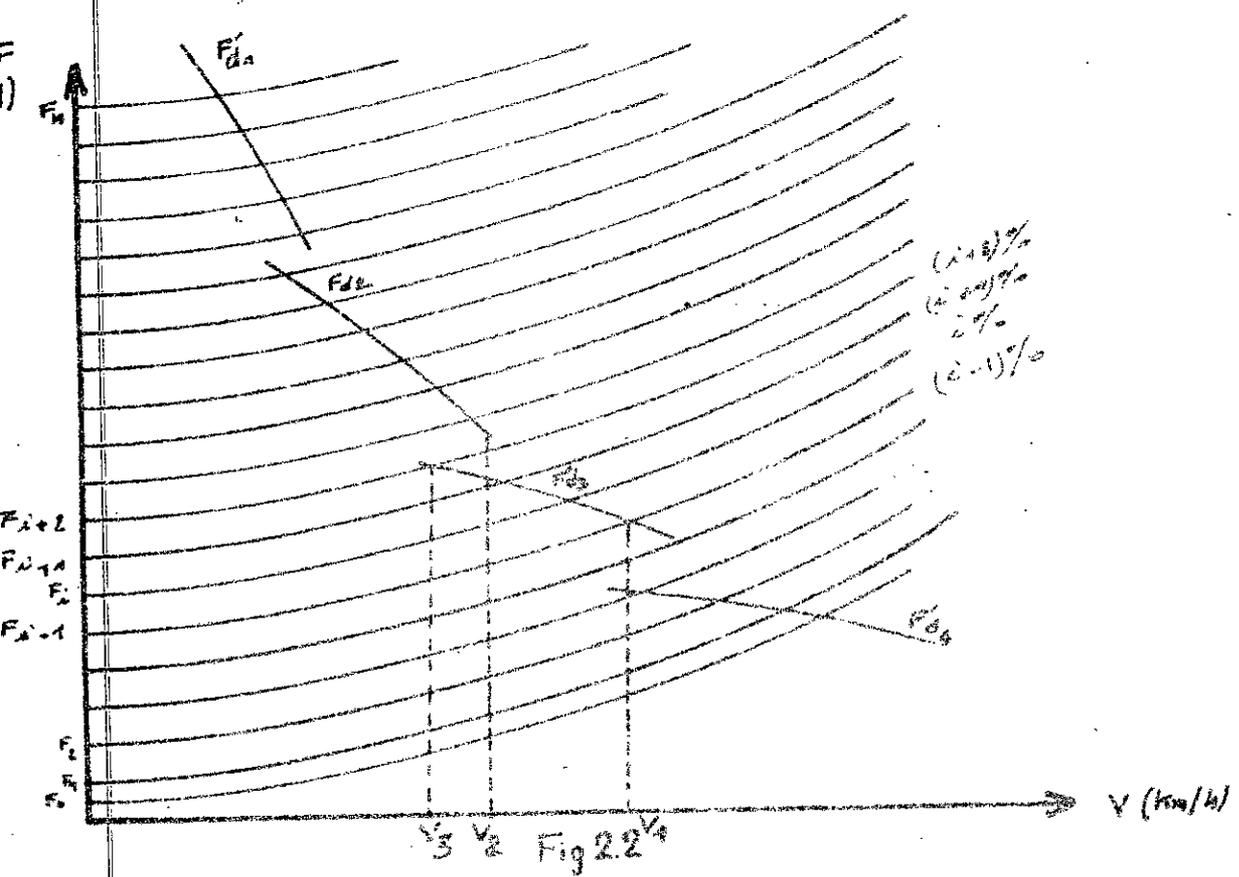
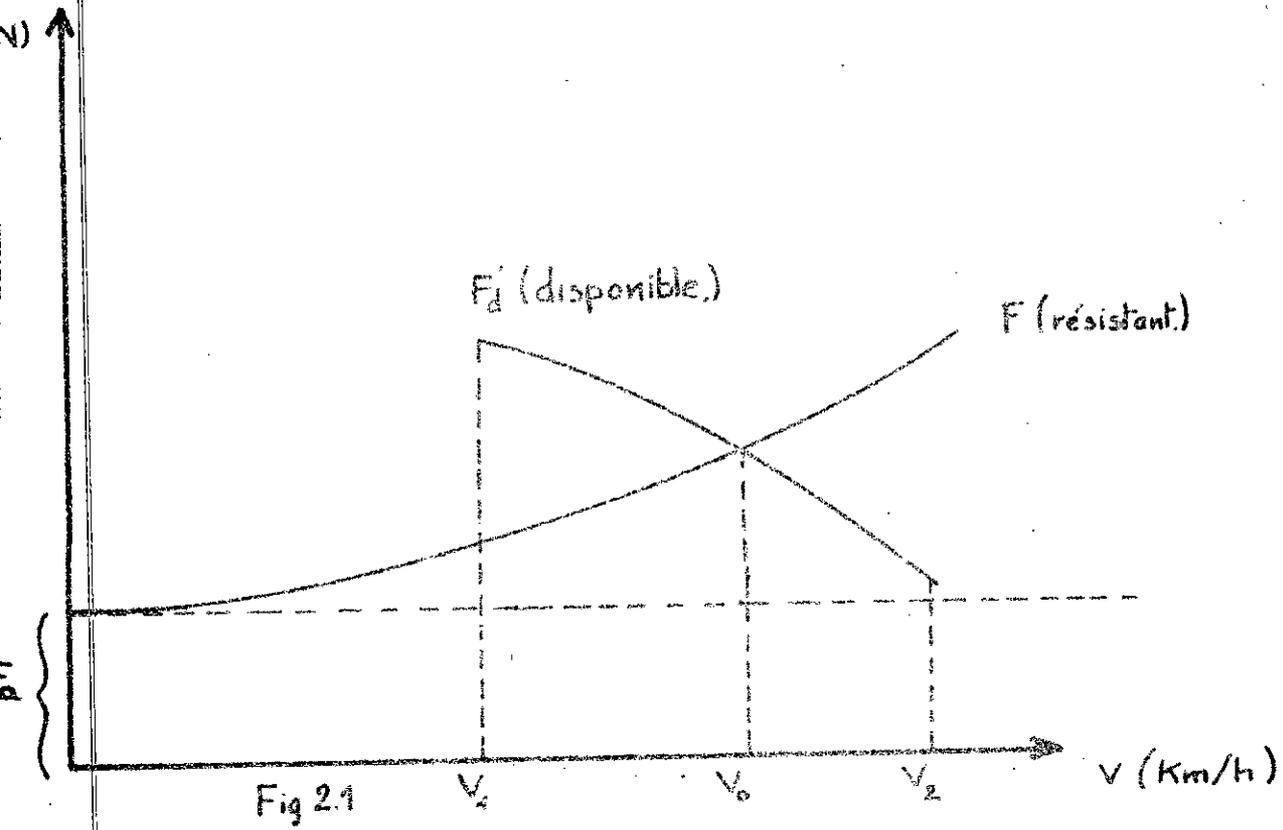
$P_{disp}$  = puissance disponible.

$F'_{disp}$  = Effort disponible

V = Vitesse du véhicule

$$P_{disp} [cv] \cdot 750 = F'_{disp} [daN] \cdot 10 \frac{V [km/h]}{3,6}$$

$$\Rightarrow \boxed{F'_{disp} = 270 \frac{P_{disp}}{V}} \quad [daN]$$



Si  $P_{disp}$  était constant  $F'_{disp}$  serait une hyperbole comme  $P_{disp}$  varie légèrement, la courbe  $F'_{disp} = f(v)$  est légèrement déformée, mais elle reste décroissante en  $1/v$ . Les limites de variation de la puissance disponible sont connues et sont les mêmes pour les 4 rapports, par contre les vitesses varient différemment pour chaque rapport d'où nous obtenons 4 courbes  $F'_{disp} = f(v)$ . Si pour une vitesse d'ordre  $n$  on représente sur un même graphique  $(V, F)$  les résistances à l'avancement et la force tangentielle développée aux roues on peut voir le domaine d'utilisation pratique de cette vitesse d'ordre  $n$ .

- Sur la figure (2. 1.) on voit que la courbe  $F'_{disp}$  est située entre 2 limites  $V_1$  et  $V_2$  correspondant à la vitesse minimume et maximume pour cette vitesse d'ordre  $n$ . Tout point situé sur  $F'_{disp}$  au dessus de  $F$  (résistant) correspond à une vitesse pour laquelle l'effort moteur développé est supérieur à l'effort résistant et la différence ou l'excédent d'effort est employé pour accélérer le véhicule. Pour les points situés au dessous de  $F$  (résistant) correspondent à des vitesses pour lesquelles l'effort résistant est supérieur à l'effort disponible. L'intersection donne la vitesse pour laquelle il y a égalité entre la puissance motrice et la puissance résistante.

### 2. 1. 3. 3. Conduite du Véhicule :

Supposant que le graphique du véhicule est représenté par la figure (2. 2.) et soit à gravir une rampe de pente  $(i-1) \%$  dont l'effort correspond à la courbe  $F(i-1)$ . Il n'y a pas de choix le véhicule restera en troisième à la vitesse  $V_1$ . Sur une rampe de  $(i+2) \%$  courbe  $F(i+2)$  le véhicule peut rester en troisième à la vitesse  $V_3$  à plein couple du moteur ou passer à  $V_2$  en deuxième dans ce cas le moteur marchera à admission réduite mais fournira plus de puissance qu'en troisième à  $V_3$ .

Ceci nous permet de voir les paramètres qui interviennent pour une bonne conduite du véhicule qui sont le couple et la vitesse.

#### 2. 1. 4. CRITERES DE DEFINITION :

L'étude de l'adaptation de l'organe essentiel des véhicules industriels se fait à la base de certains critères de définition, afin d'utiliser au mieux les performances du moteur tout en répondant aux exigences de l'exploitant.

##### 2. 1. 4. 1. Trou de Vitesse (fig. 2. 3.) :

Dans cette figure on voit que la raison entre (1) et (2) est trop importante, et même sans perte de vitesse pendant le changement du rapport, l'exploitation du moteur se fait dans une zone plus grande que sa plage d'utilisation. Entre (2) et (3) l'étagement est meilleur, mais avec une perte de vitesse ( $\Delta v$ ) lors du débrayage trop importante entraîne une exploitation du moteur en dehors de sa plage d'utilisation. Ce défaut est le trou de vitesse, il apparait dans l'étagement des bas rapports.

##### 2. 1. 4. 2. Trou de Pente (fig. 2. 4.) :

On appelle "trou de pente" le manque de couverture en pente, lorsqu'on passe d'une vitesse à la suivante. Si deux rapports sont trop espacés, il existe une zone de pente où il est impossible d'exploiter au mieux le moteur. Ce défaut montre que le passage dans le rapport supérieur ne maintient pas le véhicule et il y a ralentissement. Il est beaucoup plus caractérisé dans les boîtes dont l'ouverture est grande et le nombre de rapports est faible (boîte quatre vitesses pour véhicule de la gamme moyenne). Ce problème est à l'origine d'un mauvais étagement des vitesses et entraîne une discontinuité marquée dans les accélérations disponibles successivement.

Dans cette figure (a), (b), (c) et (d) correspondent à un étagement correct et si (b) est remplacé par (b') il apparait un trou de pente. Le trou de pente augmente avec la perte de vitesse, plus  $\Delta v$  est grand plus le passage au rapport supérieur devient difficile. C'est ainsi qu'en pratique dans des pentes importantes (pente  $> 10\%$ ) il est impossible d'engager le rapport supérieur.

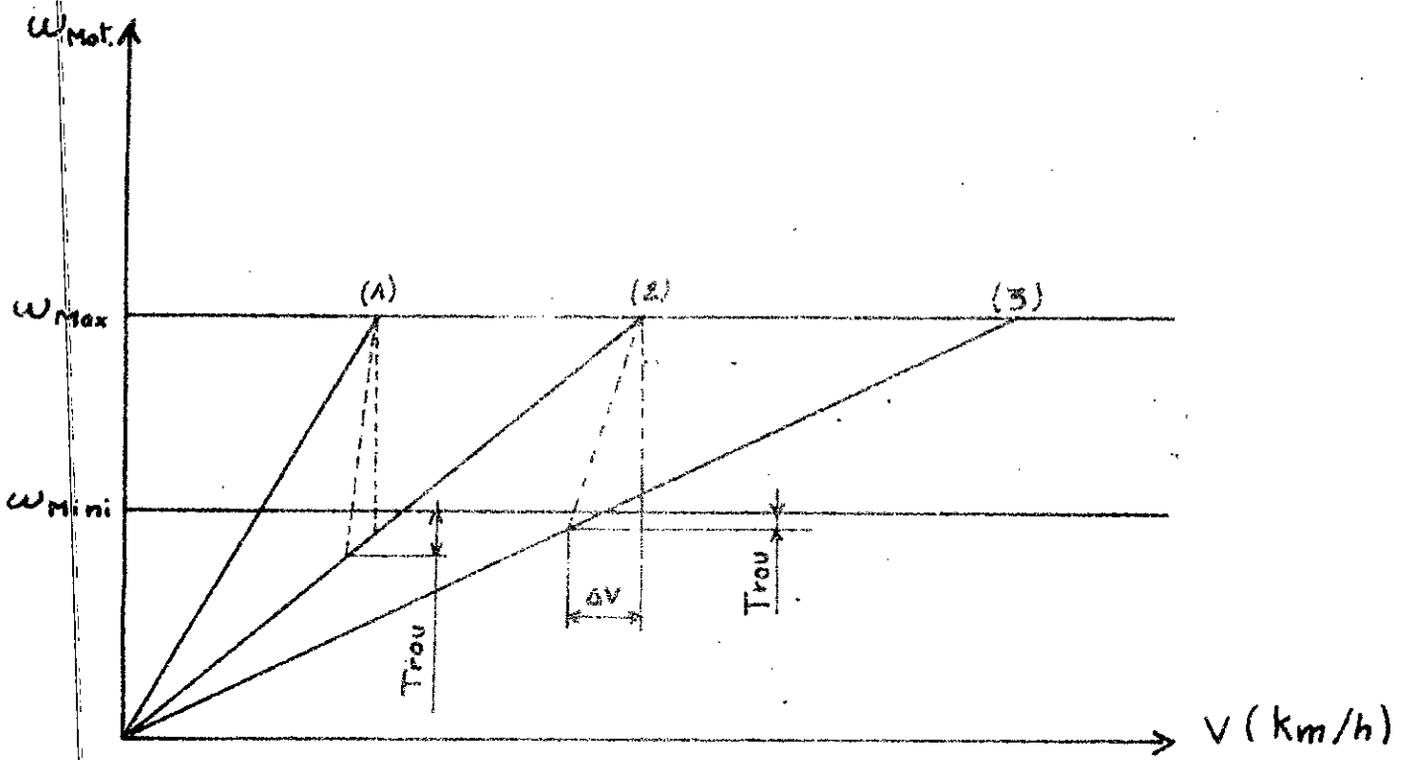


Fig 2.3

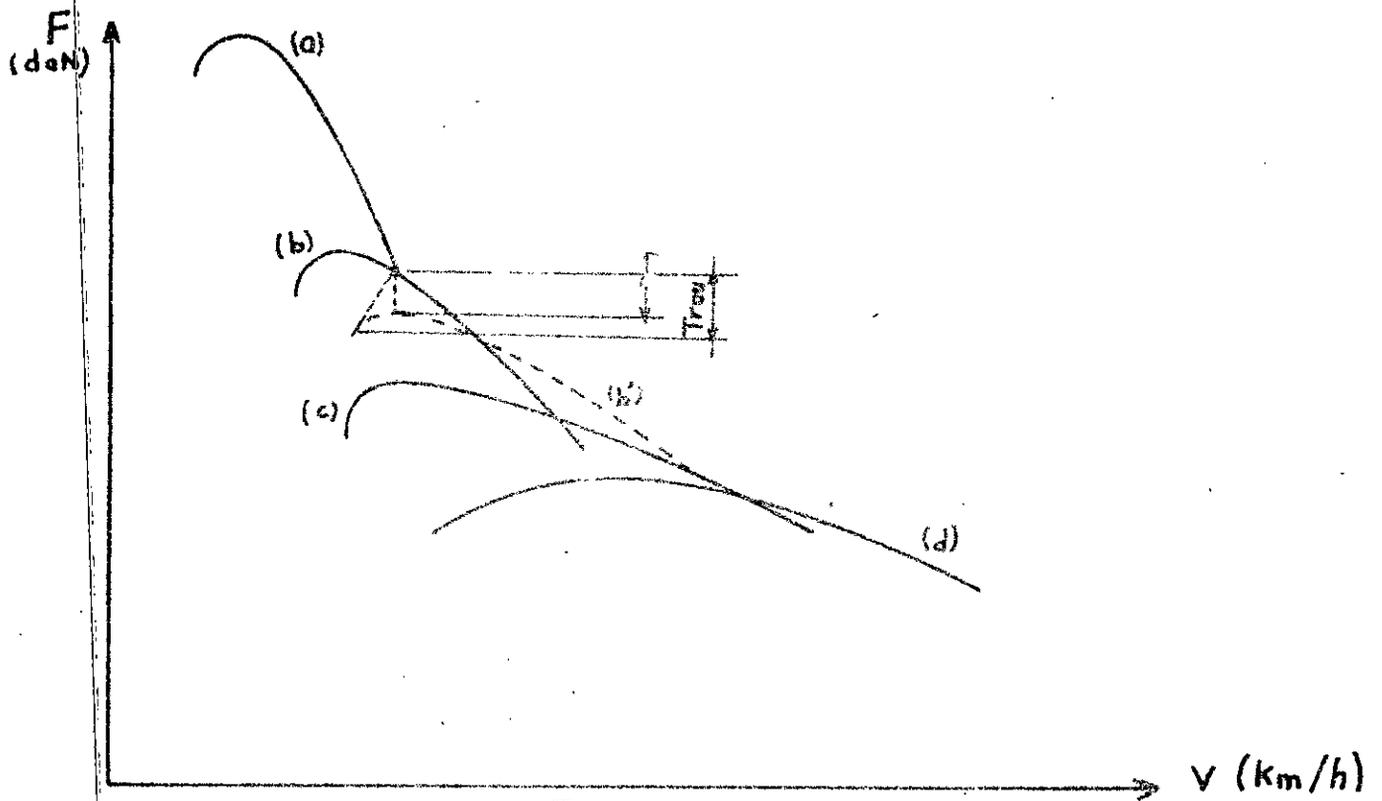


Fig 2.4

## 2. 2. ÉTUDE PRATIQUE DE LA BOÎTE DE VITESSES

Après avoir fait cette étude théorique sur la transmission de puissance et ses problèmes en définissant tous les critères du bon choix, il est préférable de faire l'étude sur notre boîte pour pouvoir discuter de son adaptation sur le véhicule, surtout que dans notre cas il s'agit d'un moteur et d'une boîte de vitesses appartenant à deux firmes différentes.

### 2. 2. 1. CHAÎNE CINÉMATIQUE :

Il s'agit d'une boîte de vitesses mécanique à quatre rapports discrets, dont l'une des vitesses est une prise directe (voir schéma cinématique ; chapitre 1 ; § 1.3. page : 5 ).

#### 2. 2. 1. 1. Rapports de Transmission :

Si on désigne par 1 ; 2 ; 3 ; 4 ; respectivement les pignons de 1<sup>ère</sup> ; 2<sup>ème</sup> ; 3<sup>ème</sup> ; 4<sup>ème</sup>.

Et par 1' ; 2' ; 3' ; 4' ; les pignons de l'arbre intermédiaire s'engrènent respectivement avec 1 ; 2 ; 3 ; 4 .

Connaissant  $Z_1$  ;  $Z_2$  ;  $Z_3$  ;  $Z_4$  ;  $Z_{1'}$  ;  $Z_{2'}$  ;  $Z_{3'}$  ;  $Z_{4'}$  (voir : § 1. 3.).

$$i_I = \frac{Z_1 \times Z_{4'}}{Z_{1'} \times Z_4} = \frac{37 \times 41}{21 \times 12} = 6,02 \quad \boxed{i_I = 6,02}$$

$$i_{II} = \frac{Z_{4'} \times Z_2}{Z_{2'} \times Z_4} = \frac{37 \times 33}{21 \times 20} = 2,9 \quad \boxed{i_{II} = 2,9}$$

$$i_{III} = \frac{Z_{4'} \times Z_3}{Z_{3'} \times Z_4} = \frac{37 \times 27}{21 \times 29} = 1,64 \quad \boxed{i_{III} = 1,64}$$

Rapport de la prise directe

$$\boxed{i_{IV} = 1}$$

### 2. 2. 1. 2. Rendement Global de la Transmission :

D'une manière simplifiée et théorique, on peut admettre que pour un engrennement, le rendement est de 0,98 et que le rendement des joints de cardans est de 0,95. Avec l'hypothèse que le différentiel se comporte comme un engrennement simple et que son rendement est de 0,97, le rendement global de la transmission serait en vitesses inférieures :

$$\eta_g = (0,98)^2 \times (0,97) \times (0,95) = 0,885 \quad \underline{\underline{\eta_g = 0,885}}$$

En prise directe (un seul engrennement)

$$\eta_{g(pd)} = (0,98) \times (0,97) \times (0,95) = 0,9 \quad \underline{\underline{\eta_{g(pd)} = 0,9}}$$

Ce calcul est théorique on peut dire que ces rendements sont optimum du fait qu'on tient pas compte de certaines pertes.

Les résultats de l'expérience obtenus par plusieurs méthodes (Méthode : M. Pol Ravigneaux) montre qu'aux grandes vitesses le brassage de l'huile peut absorber une puissance notable. Pour bien encadrer les différents rendements dans le cas de notre transmission on prend des valeurs qui sont éloignées :

$$\boxed{\eta_{g1} = 0,8}$$

$$\boxed{\eta_{g2} = 0,885}$$

### 2. 2. 2. PLAGES D'UTILISATION :

Les vitesses d'utilisation en service continu sont :

$$\boxed{N_{\text{mini}} = 1400 \text{ t/mn}}$$

$$\boxed{N_{\text{maxi}} = 2800 \text{ t/mn}}$$

Ce qui correspond à un  $\omega$  mini et un  $\omega$  maxi :

$$\omega_{\text{mini}} = \frac{\pi N_{\text{mini}}}{30} = \frac{\pi \times 1400}{30} = 146,6 \text{ s}^{-1}$$

$$\omega_{\text{maxi}} = \frac{\pi N_{\text{maxi}}}{30} = \frac{\pi \times 2800}{30} = 293,2 \text{ s}^{-1}$$

$$\boxed{\omega_{\text{mini}} = 146,6 \text{ s}^{-1}}$$

$$\boxed{\omega_{\text{maxi}} = 293,2 \text{ s}^{-1}}$$

Connaissant  $\omega$  mini et  $\omega$  maxi pour des puissances en service continu, nous pouvons calculer les différentes vitesses aux extrêmes pour chaque rapport

$$\frac{\omega_{\text{moteur}}}{\omega_{\text{sb}}} = i_k \quad \begin{array}{l} k \text{ désignant les différents rapports } 1, 2, 3, 4 \\ \omega_{\text{sb}} = \omega \text{ sortie boîte de vitesses} \\ = \omega \text{ du pignon d'attaque.} \end{array}$$

$$\frac{\omega_{\text{sb}}}{\omega_{\text{roue}}} = i_p \quad p \text{ désignant pont-arrière.}$$

$$\omega_R = \frac{\omega_{\text{sb}}}{i_p} = \frac{\omega_{\text{moteur}}}{i_k \times i_p} \quad \boxed{\omega_R = \frac{\omega_M}{i_k \times i_p}}$$

$$V = \omega_R \times R$$

$$V = \frac{\omega_M \times R}{i_k \times i_p} \quad [\text{m/s}]$$

$$V = \frac{\omega_M \times R \times 3,6}{i_k \times i_p} \quad [\text{km/h}]$$

- V : vitesse du véhicule
- R = 0,39 m rayon de la roue
- $\omega_R$  = vitesse angulaire de la roue
- $i_p$  : rapport de réduction du pont. Nous adoptons  $i_p = 4,625$

A partir de ces données nous pouvons déterminer les différentes valeurs des vitesses correspondantes aux différents rapports de réductions.

	Vmini [km/h]	Vmaxi [km/h]
I	7,4	14,78
II	15,34	30,69
III	27,13	54,27
IV	44,5	89

La vitesse de manœuvre du véhicule est de 2,5 à 6 [km/h]

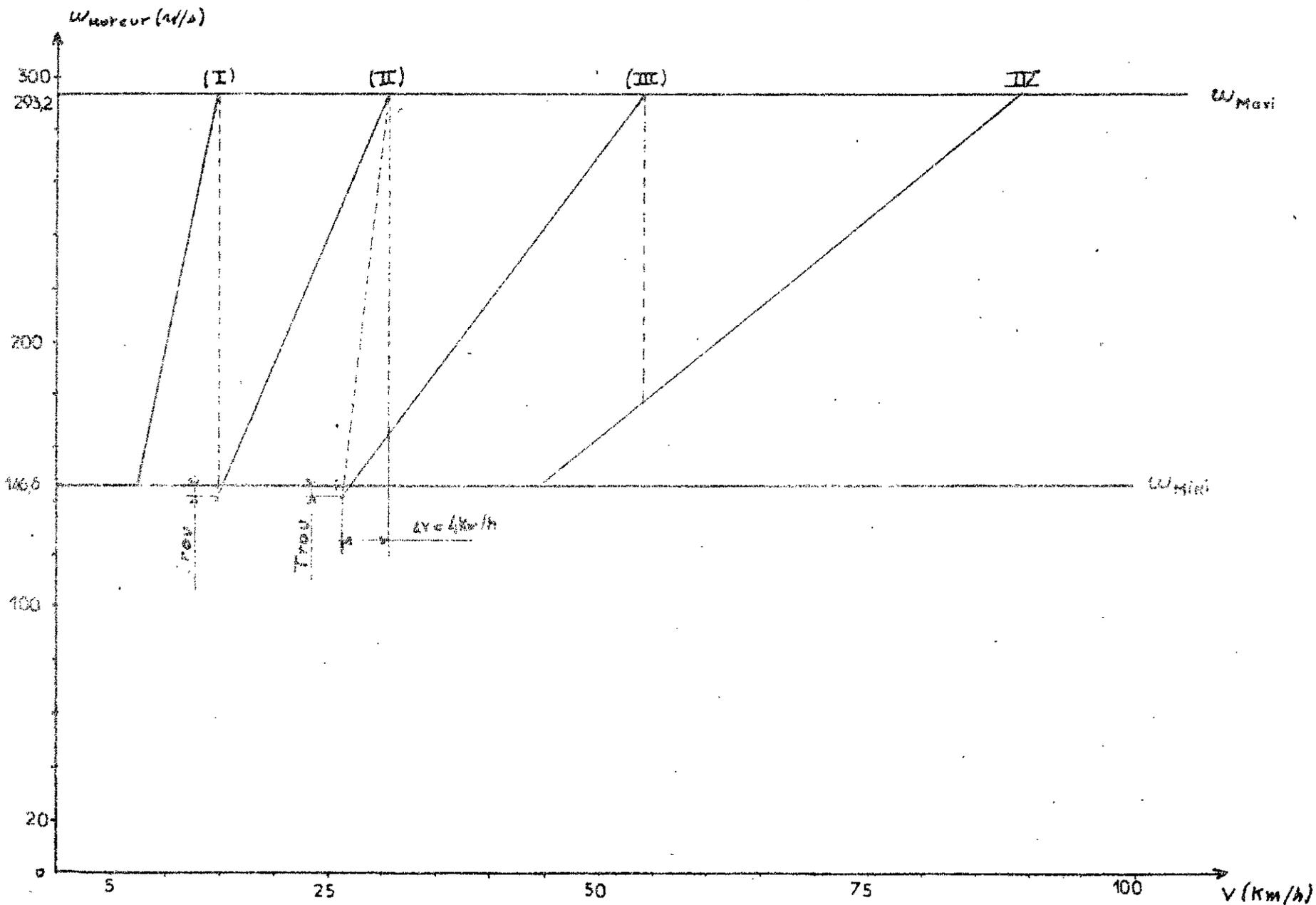


Fig 2.5

Sur le graphe (2. 5.) tracé à partie des valeurs précédentes, on voit que entre la première et la deuxième il n'y a pas de couverture, d'ailleurs ceci est visible sur le tableau de valeur. La première permet une accélération jusqu'à coupure d'injection alors que la deuxième ne peut maintenir correctement le véhicule, il apparait des secousses importantes surtout dans les pentes qui sont dans la limite de son aptitude en côte.

Le trou de vitesse existe le moteur est utilisé en dehors de sa plage d'utilisation. Ce défaut provoque une usure rapide de l'embrayage du fait qu'il y a un grand couple résistant sur l'arbre primaire (dû au rapport supérieur), le moteur est forcé il y aura glissement important entre le plateau et le volant et le disque est cramé.

### 2. 2. 3. CALCUL DE LA FORCE RESISTANTE :

Nous avons trouvé l'expression de la force résistante au § 2. 1. 3. 1. il nous reste à calculer les différentes valeurs de F en fonction de  $\alpha$  et V

$$F = K.V^2 + P.f + P\sin\alpha$$

Connaissant les différentes valeurs des paramètres suivants

$$P = 5450 \text{ [kg]}$$

$$\bar{\omega} = 1,225 \text{ [kg/m}^3\text{]} \text{ (poids spécifique de l'air)}$$

Nous adoptons selon "revue de l'ingénieur de l'automobile"

$$C_x = 0,7$$

$$S = 5,5 \text{ [m}^2\text{]} \text{ (surface du maître-couple)}$$

$$f = 12 \text{ [daN/tonne]} \text{ (valeur moyenne)}$$

$$K = C_x \frac{\bar{\omega}}{2} S = 0,7 \times \frac{1,225}{2} \times 5,5 = 2,36 \text{ [N/s}^{-2}\text{. m}^2\text{]}$$

$$\text{d'où } K = 0,236 \text{ [daN/s}^{-2}\text{. m}^2\text{]}$$

$$R_r = P.f = 5,45 \times 12 = 65,4 \text{ [daN]}$$

$$F = 0,236.V^2 + 65,4 + 5450 \text{ SIN}\alpha \text{ [daN]}$$

On fait varier V de 5 en 5 de 0 à 90 [km/h] et la pente tg  $\alpha$  de 0 à 25 % car les pentes sur route sont généralement faibles  
Les valeurs de F sont portées sur le tableau (2. 6.).

Tabl. 2.6

Tableau des valeurs de  $F_{(résistant)} = F(u, v)$  [de N]

$\frac{Pente}{V}$ %	0	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	25
5	65,8	174,8	283,6	392,2	500,4	608,1	715,2	821,5	926,9	1031,3	1134,6	1387,6
10	67,2	176,2	285	393,6	501,8	609,5	716,5	822,8	928,2	1032,7	1136	1389
15	69,5	178,5	287,3	395,9	504,1	611,8	718,8	825,1	930,5	1034,9	1138,3	1391,3
20	72,6	181,6	290,5	399	507,3	614,9	722	828,3	933,7	1038,1	1141,5	1394,5
25	76,7	185,7	294,6	403,2	511,4	619	726	832,4	937,8	1042,2	1145,6	1398,6
30	81,7	190,7	299,6	408,2	516,4	624	731,1	837,4	942,8	1047,2	1150,6	1403,6
35	87,7	196,6	305,5	414,1	522,3	630	737	843,3	948,7	1053,2	1156,5	1409,5
40	94,5	203,5	312,3	420,9	529,1	636,8	743,9	850,2	955,5	1060	1163,3	1416,3
45	102,3	211,2	320	428,6	536,8	644,5	751,6	857,9	963,3	1067,8	1171,1	1424
50	110,9	219,1	328,7	437,3	545,5	653,2	760,2	866,5	971,9	1076,4	1179,7	1432,7
55	120,5	229,4	338,3	446,9	555	662,7	769,8	876,1	981,5	1085,9	1189,3	1442,3
60	131	239,9	348,7	457,3	565,5	673,2	780,3	886,6	992	1096,4	1199,7	1452,7
65	142,3	251,3	360	468,7	576,9	684,6	791,6	897,9	1003,3	1107,8	1211,1	1464,1
70	154,6	263,6	372,4	481	589,2	697	803,9	910,2	1015,6	1120,1	1223,4	1476,4
75	167,8	276,8	385,6	494,2	602,4	710,1	817,2	923,4	1028,8	1133,3	1236,6	1489,6
80	181,9	290,9	399,7	508,3	616,5	724,2	831,3	937,5	1042,9	1147,4	1250,7	1503,7
85	196,9	305,9	414,7	523,4	631,5	739,2	846,3	952,6	1058	1162,4	1265,7	1518,7
90	212,9	321,8	430,7	539,4	647,5	755,2	862,3	968,5	1073,9	1178,4	1281,7	1534,7

#### 2. 2. 4. FORCE DISPONIBLE :

Pour le calcul de  $F'_{disp}$  nous adoptons les deux rendements  $\eta_{g1} = 0,8$  et  $\eta_{g2} = 0,885$  (§ 2. 2. 1. 2.)

Connaissant l'expression de  $F$  calculée auparavant (§ 2. 1. 3. 2.)

$$F'_{disp} = 270 \frac{P_{disp}}{V} \quad [daN] \quad \text{avec} \quad \frac{P_{disp}}{V} \quad \begin{matrix} [cv] \\ [km/h] \end{matrix}$$

$$P_{disp} = P_{mot.} \times \eta_g$$

$\eta_g$  est le rendement global de la transmission nous obtenons :

$$F'_{d1} = 270 \frac{P_{mot} \times \eta_{g1}}{V}$$

$$F'_{d2} = 270 \frac{P_{mot} \times \eta_{g2}}{V}$$

Les valeurs de  $F'_{d1}$  et de  $F'_{d2}$  sont sur le tableau (2. 7.).

Les valeurs de la puissance motrice sont relevées de la courbe caractéristique du moteur pour les différentes vitesses.

#### 2. 2. 5. PERTES DE VITESSES :

L'évaluation de la perte de vitesse dépend de l'état ou la nature de la route, de l'agilité ou de la manœuvrabilité du conducteur lors du passage des vitesses et surtout de la pente à gravir. On peut adopter un temps moyen de débrayage de une seconde, temps normal dans le domaine du véhicule industriel et en négligeant la nature de la route on peut calculer les pertes de vitesses en fonction des pentes  $\Delta V = f(\text{pente})$ .

Quelque soit la pente l'effort résistant existe  $F = f(\alpha, V)$ , et nous savons que pendant le débrayage il n'y aura aucun effort moteur, la seule force extérieure appliquée sur le véhicule est la force résistante  $F$

Tabl. 2.7.

V [km/h]	$\omega_{rot}$ [R/s]	N [r/min]	$P_{rot}$ [CV]	$\eta_g = 0.8$		$\eta_g = 0.885$	
				$P_{disp}$ [CV]	$F_d$ [d·N]	$P_{disp}$ [CV]	$F_d$ [d·N]
7.4	146,74	1401	42	33,6	1226	37,17	1356
8	158,64	1515	46	36,8	1242	40,71	1374
10	198,3	1894	57	45,6	1231,2	50,44	1372
12	237,97	2272	65	52	1170	57,52	1294,3
14,78	293	2798	73	58,4	1066,8	64,6	1180,2
15,34	146,6	1400	42	33,6	591,4	37,17	654,2
18	171,9	1641	50	40	600	44,25	663,75
20	191	1824	55	44	594	48,67	657,1
24	229,3	2189	63	50,4	567	55,75	627,2
28	267,48	2554	70	56	540	61,95	597,3
30,7	293,2	2800	73	58,4	513,6	64,6	568,2
27,13	146,6	1400	42	33,6	334,6	37,17	370
30	162	1543	47,5	38	342	42,03	378,3
35	189	1806	54,5	43,6	336,3	48,23	372
40	216	2063	60,5	48,4	326,7	53,54	361,4
45	243	2321	67	53,6	321,6	59,29	365,7
50	270,12	2579	70,2	56,16	303,2	62,12	335,5
54,27	293,2	2800	73	58,4	290,5	64,6	321,4
44,5	146,6	1400	42	33,6	203,8	37,17	225
50	164,7	1573	48	38,4	207,3	42,48	229,4
55	181,17	1730	52,5	42	206,2	46,46	228
60	197,65	1887	57	45,6	205,2	50,44	227
70	230,6	2202	63,2	50,56	195	55,93	215,7
80	263,5	2516	69	55,6	187,6	61,507	207,6
89	293,2	2800	73	58,4	177,2	64,6	196

Le véhicule est dans un mouvement unéformément retardé, nous pouvons écrire :

$$F = -M \gamma \implies \gamma = \frac{-F}{M}$$

$$V_t = V_0 + \gamma \cdot t \implies \Delta V = V_0 - V_t = - \gamma \cdot t$$

$$\Delta V = \frac{F}{M} \cdot t \text{ [m/s]} \quad \boxed{\Delta V = \frac{3,6 \cdot F \cdot t}{M} \text{ [km/h]}}$$

Comme F dépend de  $\alpha$  et V nous aurons  $\Delta V = f(\alpha, V)$   
 V correspond à la vitesse de débrayage, lors des six débrayages à effectuer pendant un parcours les vitesses sont différentes et on peut adopter les vitesses limites

- Lors du passage : 1ère → 2ème : la vitesse de débrayage est : 15 km/h
- "    "    "    : 2ème → 3ème : "    "    "    "    "    "    : 30 km/h
- "    "    "    : 3ème → 4ème : "    "    "    "    "    "    : 55 km/h
- "    "    "    : 4ème → 3ème : "    "    "    "    "    "    : 45 km/h
- "    "    "    : 3ème → 2ème : "    "    "    "    "    "    : 30 km/h
- "    "    "    : 2ème → 1ère : "    "    "    "    "    "    : 15 km/h

D'où nous avons quatre vitesses de débrayage  $V_1 = 15$  km/h  
 $V_2 = 30$  km/h ;  $V_3 = 45$  km/h et  $V_4 = 55$  km/h, on peut établir les pertes de vitesses pour les différentes pentes relatives à chaque vitesse de débrayage. Les valeurs des pertes de vitesses sont portées sur le tableau (2. 8.).

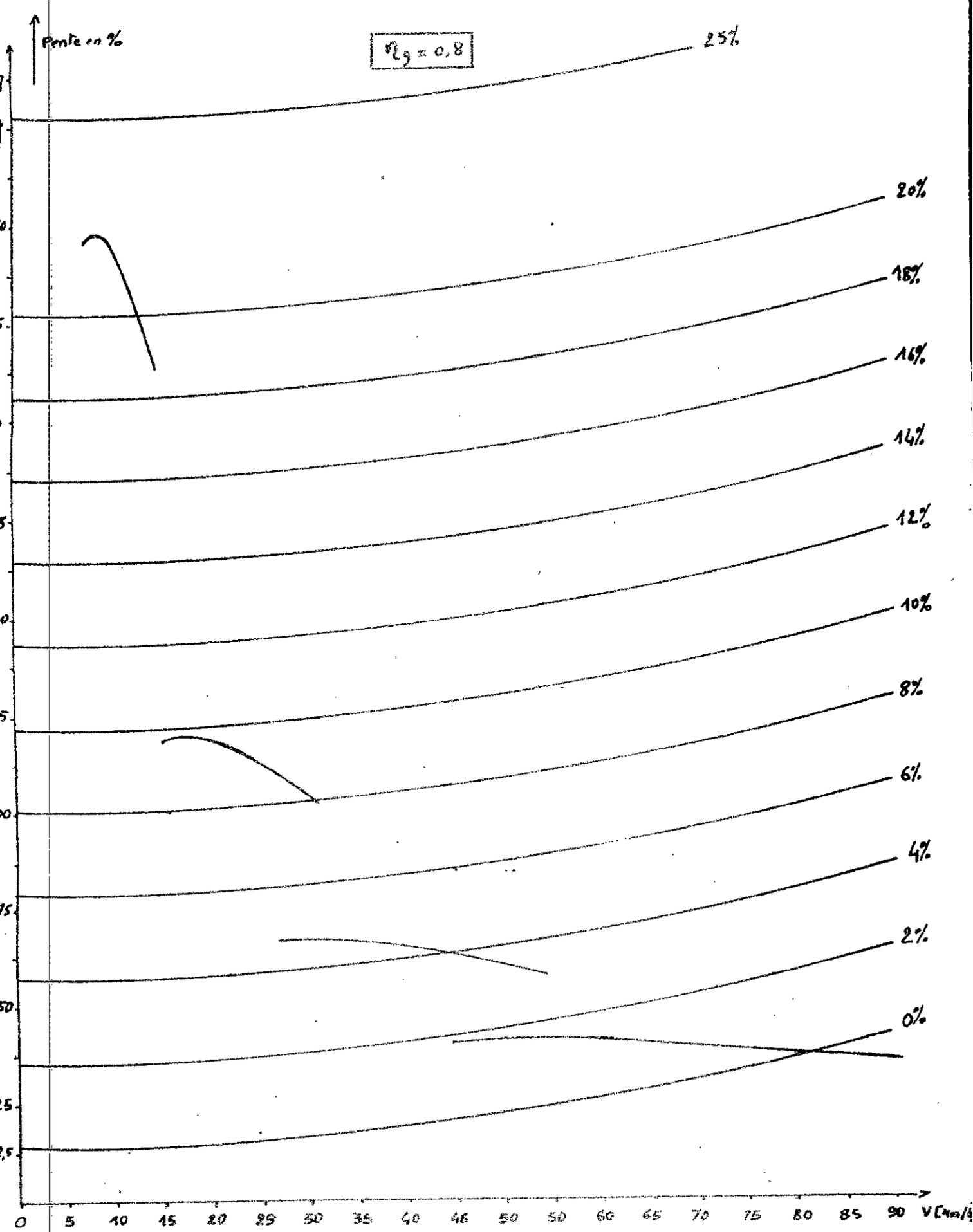
- LES POSSIBILITES D'ENCLENCHEMENT DU RAPPORT SUPERIEUR :

L'enclenchement de la 2ème pose un problème car on a vu sur le le graphe (2. 5.) que entre la 1ère et la 2ème la perte de vitesse n'est pas tolérable. Il est impossible d'éviter le trou de vitesse dans ce cas, en pratique l'enclenchement se fait sur des pentes faibles telles que 0;2;4 % car la perte de vitesses est faible, elle est de l'ordre de 2 [km/h] et le moteur descend légèrement en dessous de sa plage d'utilisation. Si on observe le graphe (2. 6. a) et (2. 6. b) on voit que sur ces pentes l'effort résistant n'est pas important et malgré le trou de pente ceci n'influe pas sur la marche continue du moteur du faite que :

$$F (6 \%) < F'_{dip}$$

Tabl. 2.8 Perdes de Vitesse

Pente %	V = 15 km/h		V = 30 km/h		V = 45 km/h		V = 55 km/h	
	$F_R$ [daN]	$\Delta V$ [km/h]						
0	69,5	0,459	81,7	0,539	102,3	0,675	120,5	0,795
2	178,5	1,179	190,7	1,259	211,2	1,395	229,4	1,515
4	287,3	1,891	299,6	1,979	320	2,113	338,3	2,234
6	395,9	2,615	408,2	2,696	428,6	2,831	446,9	2,951
8	504,1	3,329	516,4	3,411	536,8	3,545	555	3,666
10	611,8	4,041	624	4,121	644,5	4,257	662,7	4,377
12	718,8	4,748	731,1	4,829	751,6	4,964	769,8	5,084
14	825,1	5,45	837,4	5,531	857,9	5,666	876,1	5,787
16	930,5	6,146	942,8	6,227	963,3	6,363	981,5	6,483
18	1034,9	6,836	1047,2	6,917	1067,8	7,053	1085,9	7,172
20	1138,3	7,519	1150,6	7,6	1171,1	7,735	1189,3	7,855
25	1391,3	9,19	1403,6	9,271	1424	9,406	1442,3	9,527



$v_g = 0,8$

Pente en %

25%

20%

18%

16%

14%

12%

10%

8%

6%

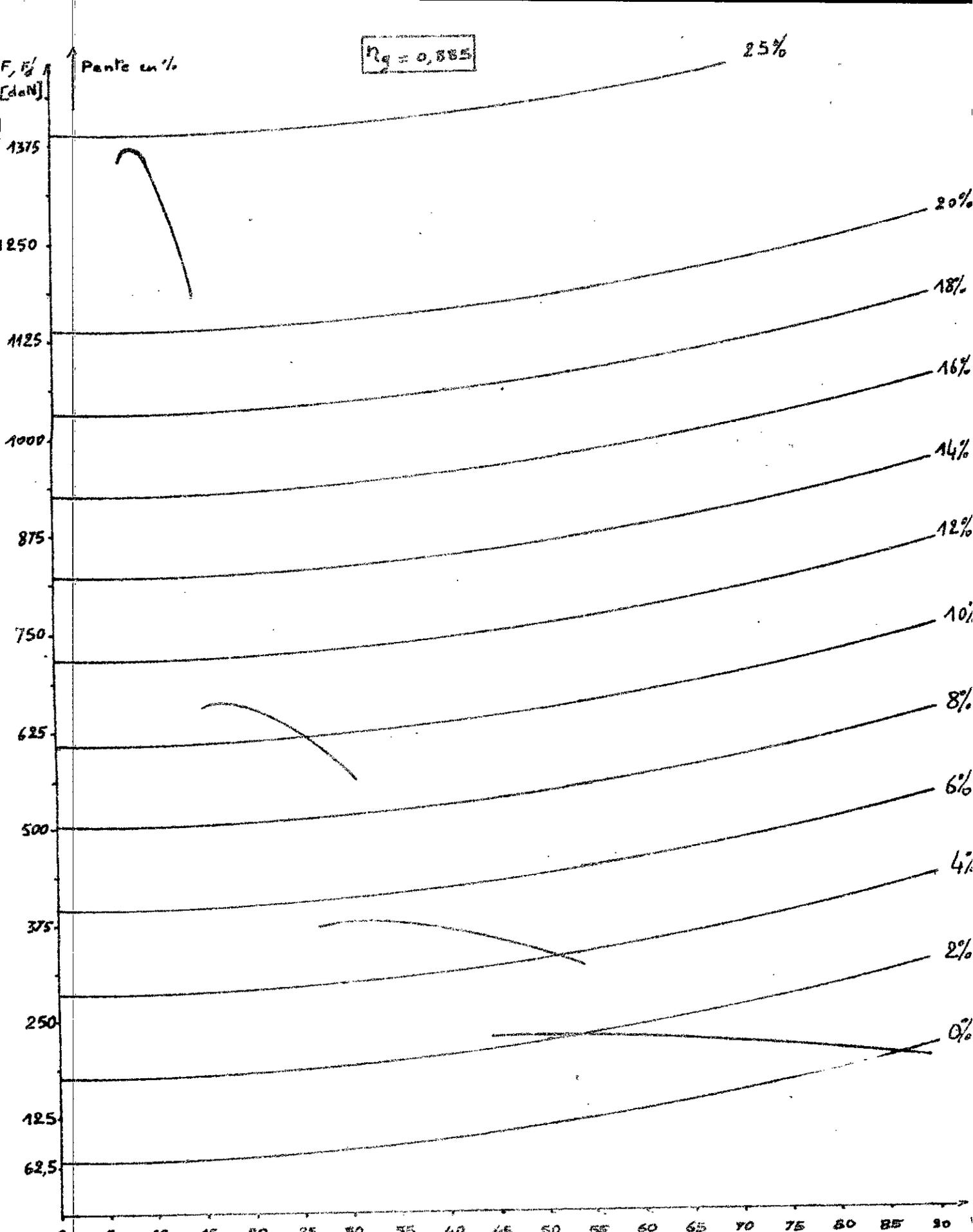
4%

2%

0%

0 5 10 15 20 25 30 35 40 45 50 55 60 65 70 75 80 85 90  $V \text{ (km/h)}$

graphique 26-a



graph. 2.6.b.

- L'enclenchement de la 3<sup>ème</sup>, nous permet une perte de vitesse de l'ordre de 3,5 km/h sans qu'il y ait trou de vitesses. En observant les graphes (2. 6. a) et (2. 6. b) on voit que pour  $\Delta V = 3,5$  (pente de 8 %) l'effort résistant  $F(8\%) > F'_d(\text{III})$  de même  $F(6\%) > F'_d(\text{III})$  et du faite qu'il y a un trou de pente ceci est impossible. On conclut que le passage peut s'effectuer sur des pentes inférieures à 5 %.

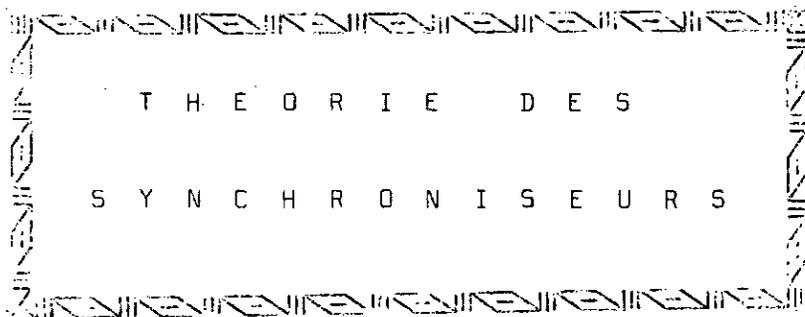
- L'enclenchement de la 4<sup>ème</sup> est limité par l'effort disponible, il ne peut être réalisé que sur plat ou des pentes faibles de l'ordre de 2 %.

#### 2. 2. 6. CONCLUSION :

D'après les graphes  $F$ ,  $F'$  disp en fonction de  $\alpha$  et de  $V$  et après examen des courbes, on voit que pour un rendement de 0,885 l'aptitude en pente est 25 % et elle est de 20 % pour un rendement de 0,8.

Nos calculs correspondent à la pratique car l'aptitude en pente des véhicules de 9-13 cv/t est de 20-40 %. De plus on remarque que cette aptitude est faible, les trous de pente et surtout d'accélération sont importantes ainsi qu'un manque de couverture entre la 1<sup>ère</sup> et la 2<sup>ème</sup> qui est gênant. Cette constatation nous permet de conclure que l'adaptation de cette boîte de vitesses est médiocre. De ce fait il est intéressant de réaliser un tel banc d'essai pour pouvoir déceler tous les défauts des organes et contribuer à la recherche des solutions dans ce sens pour améliorer les qualités dynamiques du véhicule.

CHAPITRE : III



T H E O R I E   D E S  
S Y N C H R O N I S E U R S

### 3. 1. ÉTUDE THÉORIQUE :

#### 3. 1. 1. GENERALITES SUR LES SYNCHRONISEURS A FRICTION :

Dans le processus de passage des vitesses, l'organe synchroniseur est d'une utilité importante; Son rôle est d'égaliser la vitesse de la nouvelle roue à engager et le crabot qui sont à des vitesses différentes. L'emploi du synchroniseur évite la manœuvre du double débrayage qui est une succession d'opérations assez compliquées, et facilite le passage des vitesses.

##### 3. 1. 1. 1. Synchroniseurs non absolus :

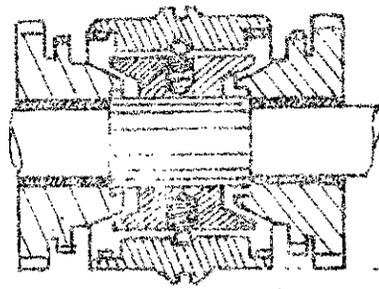
Ce dispositif est le plus simple, c'est un petit embrayage à cône qu'on maintient en prise au moyen de la commande de changement de vitesses, le temps que l'on estime nécessaire pour obtenir la synchronisation. Ce type présente un inconvénient important car il permet le passage avant synchronisation parfaite (fig. 3. 1. Synchroniseur WARNER).

##### 3. 1. 1. 2. Synchroniseurs absolus :

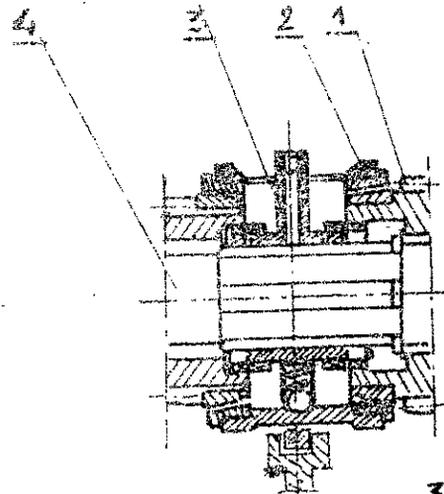
Ce type de synchroniseur ne permet pas la mise en prise sans qu'il ait synchronisation parfaite (égalisation de vitesses). Dans ce type d'appareil l'effort de frottement joue un rôle important, nous prenons comme exemple le synchroniseur "Buick et Général Motors" (fig (3. 2.)). Il est le prototype des synchroniseurs à verrouillage et qui a donné des résultats remarquables, la synchronisation est absolue quelque soit la manœuvre effectuée.

##### -DESCRIPTION :

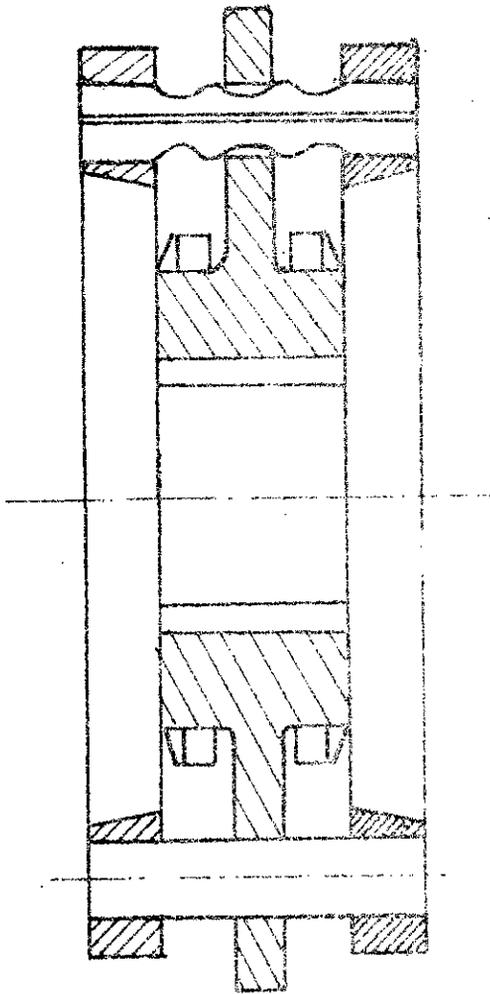
La pièce centrale (3) liée en rotation peut coulisser *sur* l'arbre cannelé (4). Dans l'axe de symétrie de cette pièce (3) sont percés six trous dans lesquels sont logés des ressorts et des billes d'arrêt et sont portés trois bras de section carrée dont les coins sont chanfreinés d'un angle bien déterminé. Autour de (3) se trouve une pièce en forme de tambour (2) qui porte aux deux extrémités les cônes femelles et qui est muni de trois entailles rectangulaires à deux doubles rampes, à travers lesquelles passent les trois bras du corps (3). La fourchette est centrée sur trois bras.



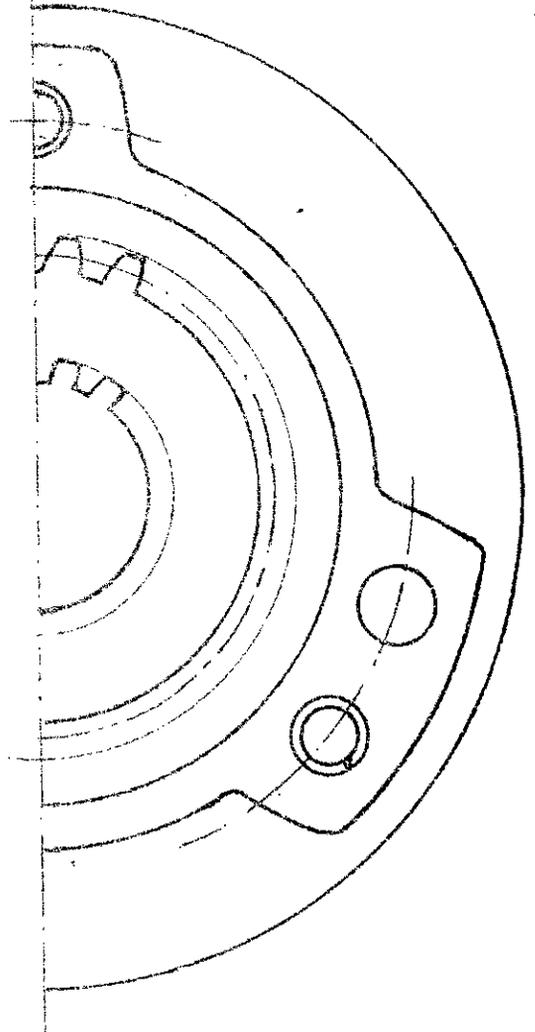
3.1



3.2



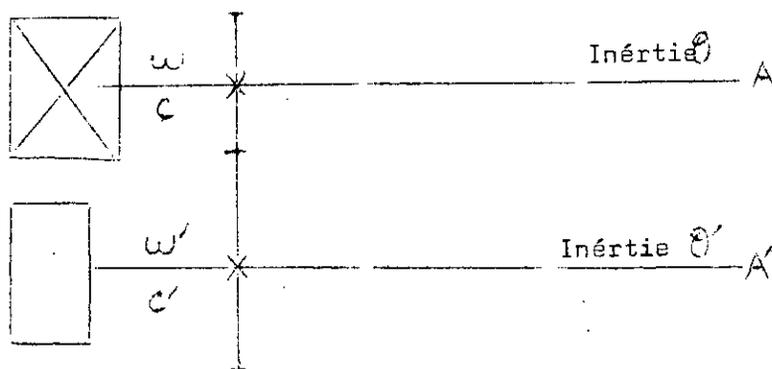
3.3



#### ↳ FONCTIONNEMENT :

L'appareil étant au point mort, la pièce (3) et la pièce (2) sont dans la position moyenne. L'action hydrodynamique de l'huile dans les parties cylindriques des cônes entraîne en rotation (2) et les trois bras sont plaqués contre les rampes respectives de l'entaille. Lors du passage la pièce (3) entraîne (2) avec elle par l'action des billes et l'action des bras sur les rampes et les cônes entrent en contact. A partir de ce moment et jusqu'à synchronisation l'action du levier ne fait qu'engager plus fortement les cônes, une fois la synchronisation est effectuée l'effort de verrouillage de (3) sur (2) cesse, puisque le pignon (1) et le tambour (2) sont à la même vitesse. Les bras se dégagent de la rampe, les billes sortent de l'encoche et le corps central (3) avance pour engager le crabot. Les bras avancent dans la partie rectangulaire et le tambour est repoussé par le cône vers le milieu.

#### 3. 1. 2. THEORIE DES SYNCHRONISEURS :



Soit un arbre A avec ses masses ayant un moment d'inertie  $\theta$  et une vitesse angulaire  $\omega$ . Cet arbre est relié par transmission mécanique à d'autres arbres  $A'_i$  ayant chacun des moments d'inertie  $\theta'_i$  et des vitesses angulaires  $\omega'_i$ .

POSITION DU PROBLÈME :

Quel couple C faut-il appliquer à l'arbre A pour lui imprimer une accélération  $\frac{d\omega}{dt}$  compte tenu de ses liaisons avec A'<sub>i</sub> ?

On pose :  $r' = \frac{\omega'}{\omega} \Rightarrow \omega' = r'\omega \Rightarrow \frac{d\omega'}{dt} = \frac{r'd\omega}{dt}$

On sait que :  $\sum MM^t = \theta \varepsilon = \theta \frac{d\omega}{dt}$  (I)

D'après (I) pour accélérer A seul, il faut lui appliquer un couple :

$$C_A = \theta \frac{d\omega}{dt}$$

Et pour accélérer A' il faut lui appliquer un couple :

$$C_{A'} = \theta' \frac{d\omega'}{dt} \quad \omega' = r'\omega \quad C_{A'} = \theta' r' \frac{d\omega}{dt}$$

Mais A' est entraîné par A et si pour accélérer A' il nous faut un couple C<sub>A'</sub>, appliqué su A', ce couple nécessite un couple supérieur appliqué su A compte tenu du rapport r' .

$$C_1 = r' C_{A'} \quad C_1 = \theta' r'^2 \frac{d\omega}{dt}$$

Le couple C résultant appliqué sur A pour entraîner A et A'<sub>i</sub> :

$$C = C_A + C_1 = \theta \frac{d\omega}{dt} + \theta' r'^2 \frac{d\omega}{dt}$$

$$\Rightarrow C = \left[ \theta + \sum \theta' \left( \frac{\omega'}{\omega} \right)^2 \right] \frac{d\omega}{dt} \quad (II)$$

C est le couple appliqué à un synchroniseur pour obtenir la synchronisation de la vitesse correspondante en un temps t.

Soit à synchroniser une vitesse, au début de l'opération, la vitesse du train primaire est  $\omega = \omega_1$ , à la fin elle est  $\omega = \omega_2$  prenons l'équation (II) et séparons les variables.

$$C \cdot dt = \left[ \theta + \sum \theta' \left( \frac{\omega'}{\omega} \right)^2 \right] d\omega \quad (III)$$

En intégrant (III) entre les limites  $\omega_1$  et  $\omega_2$  qui sont les valeurs que prend  $\omega$  dans l'intervalle de temps de 0 à t que doit durer l'opération de synchronisation on obtient :

$$C \cdot t = \left[ \theta + \sum \theta' \left( \frac{\omega'}{\omega} \right)^2 \right] (\omega_2 - \omega_1)$$

$$C = \frac{\omega_2 - \omega_1}{t} \left[ \theta + \sum \theta' \left( \frac{\omega'}{\omega} \right)^2 \right]$$

Ce couple est positif ou négatif suivant que  $\omega_2 > \omega_1$  ou  $\omega_2 < \omega_1$ . C'est à dire suivant qu'on descend ou qu'on monte les vitesses.

### 3. 1. 2. 1. Variation d'énergie cinétique du train primaire :

Le mécanisme a un degré de mobilité (rotation), il possède un élément menant, que l'on peut adopter comme élément de réduction.

L'énergie cinétique de rotation est  $E = \frac{1}{2} \theta \omega^2$

$\theta$  : Inertie du système ramené à l'élément de réduction qui est le train primaire

La variation de l'énergie cinétique

$$\Delta E = \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2} \theta$$

Cette variation est pendant l'opération de synchronisation

### 3. 1. 2. 2. Travail Dépensé en Frottement :

Soit C le couple appliqué au synchroniseur pendant l'opération de synchronisation. Le travail dépensé en frottement serait :  $W = Ct \cdot \overline{\Delta \omega}$

$\overline{\Delta \omega}$  = la moyenne arithmétique des vitesses relatives entre l'arbre secondaire et le pignon à synchroniser au commencement et à la fin de l'opération.

3. 2. ETUDE PRATIQUE DE LA BOITE DE VITESSES :

3. 2. 1. MOMENT D'INERTIE DES ELEMENTS EN ROTATION DANS LA BOITE :

Le calcul des moments d'inertie se fait par approximation, c'est à dire en décomposant en forme simple les éléments de la boite de vitesses.

nous savons que :

l'inertie d'un cylindre plein :  $\theta = \rho \frac{\pi}{32} d^4 \cdot L$

l'inertie d'un cylindre creux :  $\theta = \rho \frac{\pi}{32} (D^4 - d^4) L$

(Tabl.3.1.) TABLEAU DE VALEURS DES  $\theta_i$  (inerties des éléments)

Pièces en rotation	Inertie en $[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$
Pignon de 1ère	$\theta''_1 = 9,234 \cdot 10^{-3}$
Pignon de 2ème	$\theta''_2 = 4,122 \cdot 10^{-3}$
Pignon de 3ème	$\theta''_3 = 1,522 \cdot 10^{-3}$
Arbre de Cde avec embrayage	$\theta = 13,557 \cdot 10^{-3}$
Arbre intermédiaire	$\theta' = 8,529 \cdot 10^{-3}$
Pignon de marche arrière	$\theta''_5 = 5,894 \cdot 10^{-3}$
Pignon de renvoi	$\theta''_6 = 1,309 \cdot 10^{-3}$

Les dessins des différentes pièces sont sur les pages : 34 et 35

( $\rho = 7800 [\text{kg}/\text{m}^3]$  pour l'acier)

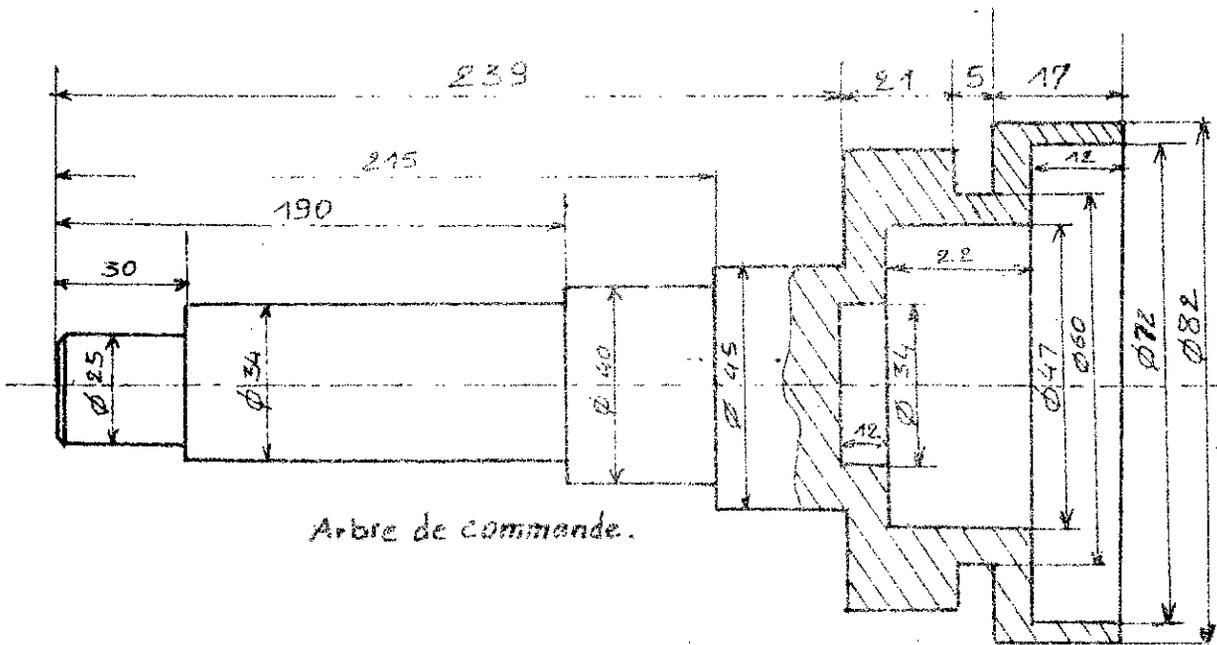
3. 2. 2. COUPLE A APPLIQUER SUR UN SYNCHRONISEUR :

DONNEES :

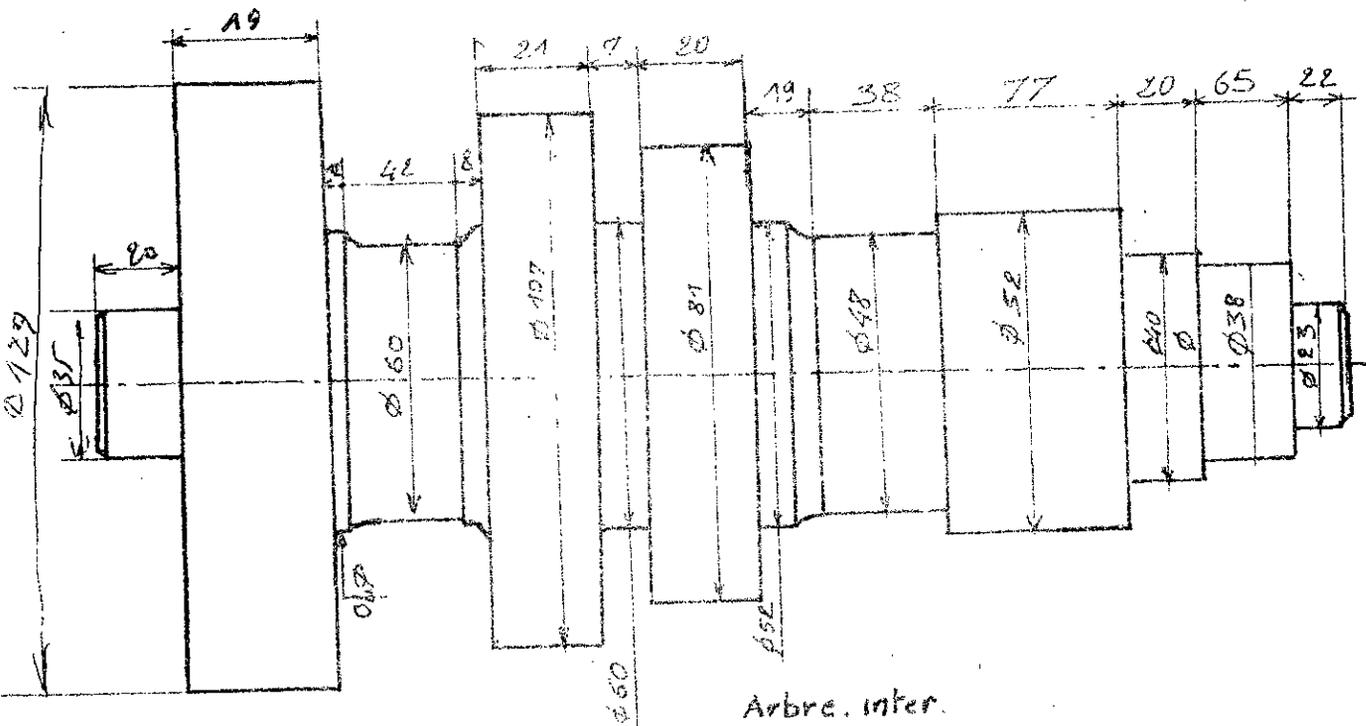
- $\omega''_1$  : Vitesse angulaire du pignon de 1ère
- $\omega''_2$  : " " " " " 2ème
- $\omega''_3$  : " " " " " 3ème
- $\omega''_5$  : " " " " " Marche Arrière
- $\omega''_6$  : " " " " " Renvoi de M A R
- $\omega$  : " " de l'arbre de commande primaire.

Pour simplification des calculs on pose :

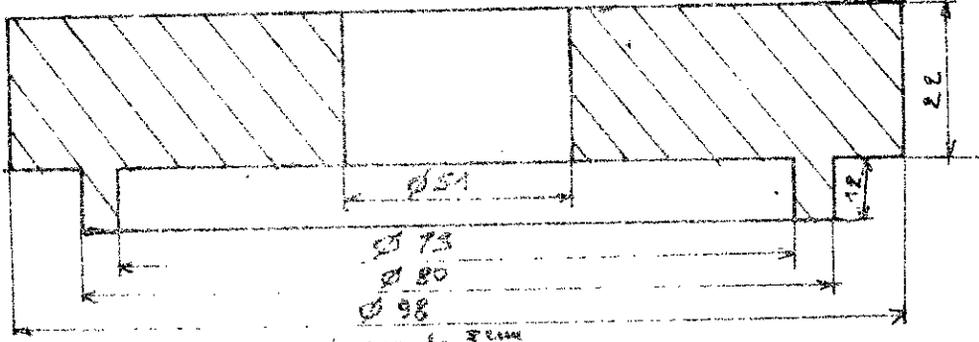
$$\frac{\omega'}{\omega''_1} = r_1 ; \frac{\omega''}{\omega''_2} = r_2 ; \frac{\omega'''}{\omega''_3} = r_3 ; \frac{\omega'''}{\omega''_5} = r_5 ; \frac{\omega'''}{\omega''_6} = r_6 ; \frac{\omega'}{\omega} = r$$



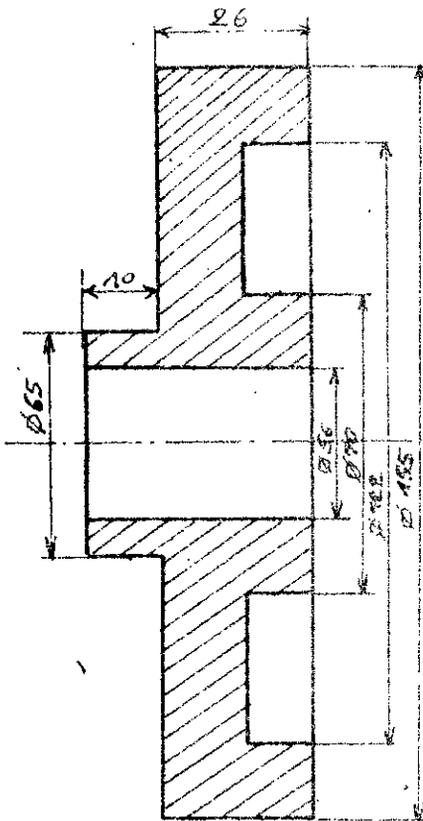
Arbre de commande.



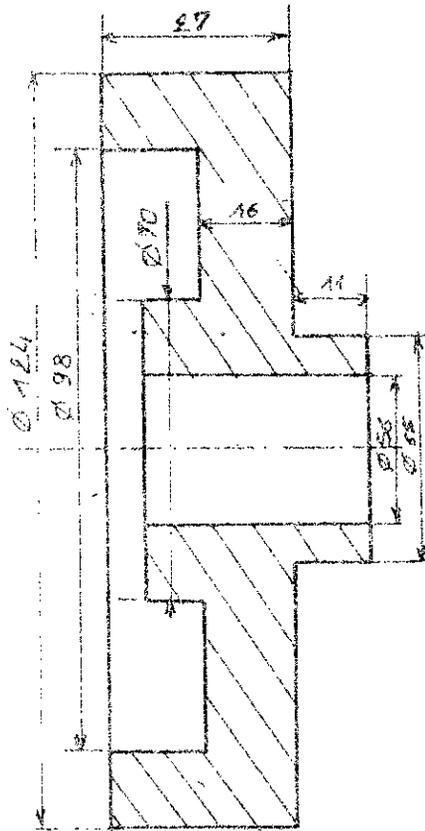
Arbre. inter.



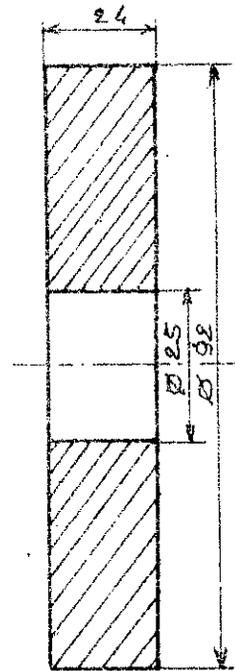
Pignon de 3mm.



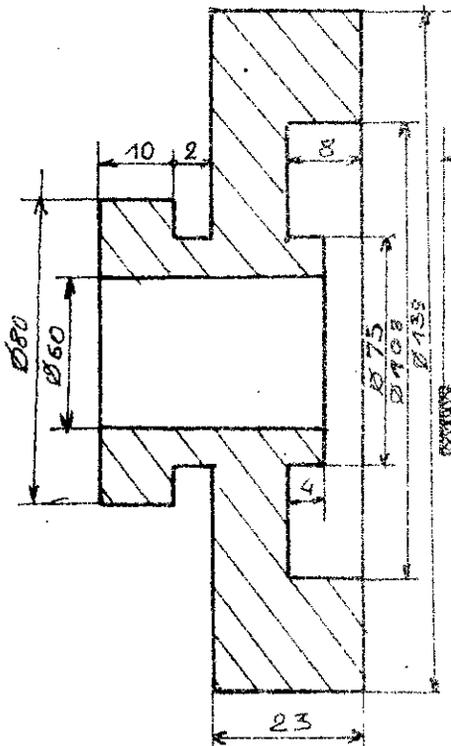
Pignon de 1<sup>ère</sup>



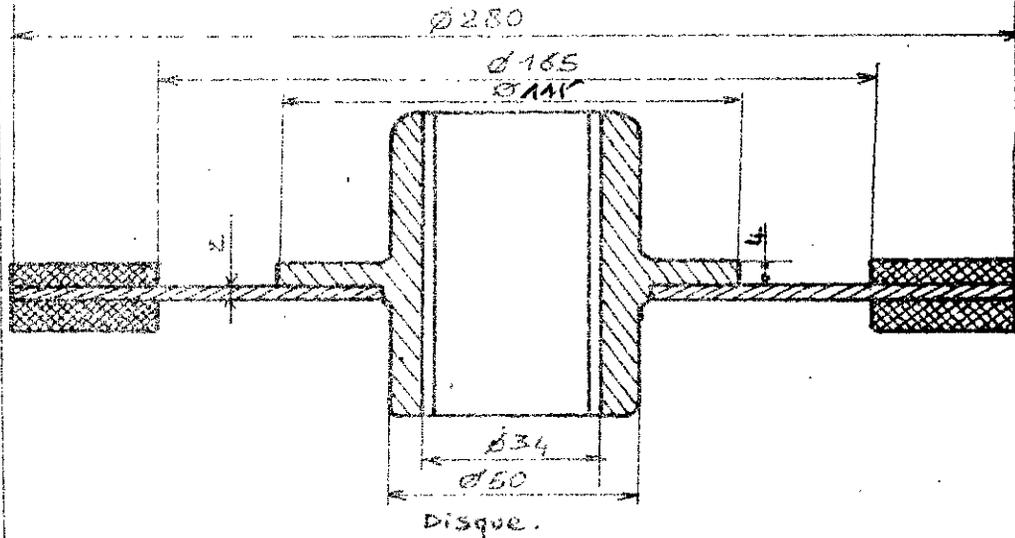
Pignon de 2<sup>ème</sup>



Pignon de Retour



Pignon de M.A.R.



Disque.

Soit à synchroniser la 2<sup>ème</sup> vitesse, déterminons  $C_2$  le couple de freinage à exercer sur le synchroniseur.

En vertu de la théorie le couple  $C_2$  serait égal à :

$$C_2 = \frac{d\omega''_2}{dt} \left[ \theta''_2 + \theta'_1 r_2^2 + \theta''_1 (r r_2)^2 + \theta''_1 \left(-\frac{r_2}{r_1}\right)^2 + \theta''_3 \left(-\frac{r_2}{r_3}\right)^2 + \theta''_5 \left(-\frac{r_2}{r_5}\right)^2 + \theta''_6 \left(-\frac{r_2}{r_6}\right)^2 \right]$$

DEMONSTRATION :

Pour accélérer tous les éléments tournant de la boîte de vitesses, chacun d'eux nécessite son couple suivant :

Pignon de 1<sup>ère</sup> :

$$C''_1 = \theta''_1 \frac{d\omega''_1}{dt}$$

$$\left. \begin{aligned} \omega''_1 &= \frac{1}{r_1} \omega' \\ \omega' &= r_2 \omega''_2 \end{aligned} \right\} \Rightarrow \omega''_1 = \frac{r_2}{r_1} \omega''_2 \quad \frac{d\omega''_1}{dt} = \frac{r_2}{r_1} \frac{d\omega''_2}{dt}$$

$$C''_1 = \theta''_1 \frac{r_2}{r_1} \frac{d\omega''_2}{dt}$$

Pignon de 2<sup>ème</sup> :

$$C''_2 = \theta''_2 \frac{d\omega''_2}{dt}$$

Pignon de 3<sup>ème</sup> :

$$C''_3 = \theta''_3 \frac{d\omega''_3}{dt} = \theta''_3 \frac{r_2}{r_3} \frac{d\omega''_2}{dt}$$

$$C''_3 = \theta''_3 \frac{r_2}{r_3} \frac{d\omega''_2}{dt}$$

Pignon de commande (primaire) :

$$C_p = \theta' \frac{d\omega}{dt}$$

mais :  $\omega = r \cdot r_2 \cdot \omega''_2$

$$C_p = \theta' (r r_2) \frac{d\omega''_2}{dt}$$

Pignon de marche arrière :

$$C_5'' = \theta_5'' \frac{d\omega_5''}{dt}$$

$$\text{mais : } \frac{r_2}{r_5} \omega_2'' = \omega_5''$$

$$C_5'' = \theta_5'' \frac{r_2}{r_5} \frac{d\omega_2''}{dt}$$

Pignon de renvoi :

$$C_6'' = \theta_6'' \frac{d\omega_6''}{dt}$$

$$\text{mais : } \omega_6'' = \frac{r_2}{r_6} \omega_2''$$

$$C_6'' = \theta_6'' \frac{r_2}{r_6} \frac{d\omega_2''}{dt}$$

Arbre intermédiaire :

$$C' = \theta' \frac{d\omega'}{dt}$$

$$\text{mais : } \omega' = r_2 \omega_2''$$

$$C' = \theta' r_2 \frac{d\omega_2''}{dt}$$

Nous prenons le pignon de 2ème comme élément de réduction et nous ramenons tous les couples au niveau de celui-ci compte tenu de leur liaison cinématique.

$C_{1/2}''$  : désigne  $C_1''$  ramené au pignon de 2ème.

$$C_{1/2}'' = C_1'' \left( \frac{\omega_1''}{\omega'} \cdot \frac{\omega'}{\omega_2''} \right) = C_1'' \cdot \frac{r_2}{r_1} = \theta_1'' \left( \frac{r_2}{r_1} \right)^2 \frac{d\omega_2''}{dt}$$

$$C_{3/2}'' = C_3'' \left( \frac{\omega_3''}{\omega'} \cdot \frac{\omega'}{\omega_2''} \right) = C_3'' \cdot \frac{r_2}{r_3} = \theta_3'' \left( \frac{r_2}{r_3} \right)^2 \frac{d\omega_2''}{dt}$$

$$C_{5/2}'' = C_5'' \left( \frac{\omega_5''}{\omega'} \cdot \frac{\omega'}{\omega_2''} \right) = C_5'' \cdot \frac{r_2}{r_5} = \theta_5'' \left( \frac{r_2}{r_5} \right)^2 \frac{d\omega_2''}{dt}$$

$$C_{6/2}'' = C_6'' \left( \frac{\omega_6''}{\omega'} \cdot \frac{\omega'}{\omega_2''} \right) = C_6'' \cdot \frac{r_2}{r_6} = \theta_6'' \left( \frac{r_2}{r_6} \right)^2 \frac{d\omega_2''}{dt}$$

$$C_{p/2} = C_p \left( \frac{\omega}{\omega'} \cdot \frac{\omega'}{\omega_2''} \right) = C_p r_2 = \theta (r_2)^2 \frac{d\omega_2''}{dt}$$

$$C'_{/2} = C' \left( \frac{\omega'}{\omega_2''} \right) = C' r_2 = \theta' r_2^2 \frac{d\omega_2''}{dt}$$

Le couple appliqué sur le synchroniseur de 2ème

serait :  $C_2 = \sum C_{i/2}$

$$C_2 = \frac{d\omega_2''}{dt} \left[ \theta_2'' + \theta_4'' \left( \frac{r_2}{r_1} \right)^2 + \theta_3'' \left( \frac{r_2}{r_3} \right)^2 + \theta_5'' \left( \frac{r_2}{r_5} \right)^2 + \theta_6'' \left( \frac{r_2}{r_6} \right)^2 + \theta (r_2) + \theta' r_2^2 \right]$$

Remplaçons :  $\omega_2''$  par  $\omega$  ;  $\frac{\omega}{\omega_2''} = \frac{\omega}{\omega'} \cdot \frac{\omega'}{\omega_2''} = r_2 r_2$

$$\Rightarrow C_2 = \frac{d\omega}{dt} \frac{1}{r r_2} \left[ \theta_2'' + \theta' r_2^2 + \theta (r r_2)^2 + \theta_1'' \left( \frac{r_2}{r_1} \right)^2 + \theta_3'' \left( \frac{r_2}{r_3} \right)^2 + \theta_5'' \left( \frac{r_2}{r_5} \right)^2 + \theta_6'' \left( \frac{r_2}{r_6} \right)^2 \right]$$

Mettons :  $r_2^2$  en facteur, on obtient une nouvelle forme que l'on peut généraliser :

$$C_2 = \frac{d\omega}{dt} \frac{r_2}{r} \left[ \theta' + \theta r^2 + \sum \theta_i'' \left( \frac{1}{r_i} \right)^2 \right]$$

et d'une manière générale pour synchroniser une vitesse d'ordre n ;

$$C_n = \frac{d\omega}{dt} \cdot \frac{r_n}{r} \left[ \theta' + \theta r^2 + \sum \theta_i'' \left( \frac{1}{r_i} \right)^2 \right]$$

Séparons les variables ;

$$C_2 dt = d\omega \frac{r_2}{r} \left[ \theta' + \theta r^2 + \sum \theta_i'' \left( \frac{1}{r_i} \right)^2 \right]$$

En intégrant entre les limites  $\omega_1$  et  $\omega_2$  qui sont les valeurs que prend  $\omega$  dans l'intervalle de temps de 0 à t, que doit durer l'opération de synchronisation, on obtient :

$$C_2 = \frac{\omega_2 - \omega_1}{t} \frac{r_2}{r} \left[ \theta' + \theta r^2 + \sum \theta_i'' \left( \frac{1}{r_i} \right)^2 \right]$$

et d'une manière générale :

$$C_n = \frac{\omega_2 - \omega_1}{t} \frac{r_n}{r} \left[ \theta' + \theta r^2 + \sum \theta_i'' \left( \frac{1}{r_i} \right)^2 \right] \quad (1)$$

On remarque deux paramètres qui interviennent, le temps de synchronisation et la perte ou l'augmentation de la vitesse angulaire qui aura lieu. Ceci ne peut être observé que sur un banc d'essai, mais on peut se rapprocher de la réalité en consultant les graphes (2. 6. a) et (2. 6. b) qui nous donnent les possibilités d'accélération du véhicule sur les pentes franchissables. Pour pouvoir comparer les résultats, on pourra faire le calcul en deux étapes, avec et sans perte de vitesse.

3. 2. 3. CALCUL DU COUPLE SANS PERTE DE VITESSE :

3. 2. 3. 1. Cas d'une Montée de Vitesse :

Hypothèse : Nous supposons que l'opération s'effectue sans perte de vitesse du véhicule, au moment du débrayage

$\omega_1 = \omega_{\text{moteur}}$ , cette dernière est inconnue et nous prenons plusieurs valeurs de  $\omega_{\text{moteur}}$  que l'on note :  $\Omega$

Exprimons  $C_n = f(\Omega)$ .

Supposons que la passage s'effectue d'une vitesse d'ordre k à une vitesse d'ordre n ( $\omega_2 < \omega_1$ ).

$$\omega_1 = \Omega \quad ; \quad \frac{\omega'}{\omega''_k} = r_k \quad ; \quad \frac{\omega'}{\omega''_n} = r_n$$

$$\omega''_k = \frac{\omega'}{r_k} = \frac{\omega}{r r_k} \quad \text{et} \quad \omega''_n = \frac{\omega'}{r_n} = \frac{\omega}{r r_n}$$

Au début de l'opération :  $\omega_{sb} = \frac{\omega_1}{r r_k} = \frac{\Omega}{r r_k} = \omega''_k$  (2)

à la fin de l'opération :  $\omega_{sb} = \frac{\omega_2}{r r_n} = \omega''_n$  (3)

(2) et (3)  $\Rightarrow$   $\boxed{\omega_2 - \omega_1 = \Omega \left( \frac{r_n}{r_k} - 1 \right)}$  (4)

En introduisant (4) dans (1), on obtient :

$\boxed{C_{k \rightarrow n} = \frac{\Omega}{t} \left( \frac{r_n}{r_k} - 1 \right) \frac{r_n}{r} (\theta_{1R})}$  (5)

$$(\theta_{1R}) = \left[ \theta' + \theta r^2 + \sum \theta''_i \left( \frac{1}{r_i} \right)^2 \right]$$

$C_{k \rightarrow n}$  : est le couple de synchronisation de la vitesse d'ordre n

Ce couple est valable pour le passage de la  $\left\{ \begin{array}{l} 1^{\text{ère}} \longrightarrow 2^{\text{ème}} \\ 2^{\text{ème}} \longrightarrow 3^{\text{ème}} \end{array} \right.$

Pour le couple de passage de la 3ème à la prise directe, la forme change du fait que la réduction de l'inertie est différente.

Détermination du couple de la prise directe

Couple nécessaire pour chaque pignon	Couple correspondant ramené au primaire.
$C_1'' = \sigma_1'' \frac{1}{rr_1} \frac{d\omega}{dt}$	$C_{1/p}'' = \sigma_1'' \left(\frac{1}{rr_1}\right)^2 \frac{d\omega}{dt}$
$C_2'' = \sigma_2'' \frac{1}{rr_2} \frac{d\omega}{dt}$	$C_{2/p}'' = \sigma_2'' \left(\frac{1}{rr_2}\right)^2 \frac{d\omega}{dt}$
$C_3'' = \sigma_3'' \frac{1}{rr_3} \frac{d\omega}{dt}$	$C_{3/p}'' = \sigma_3'' \left(\frac{1}{rr_3}\right)^2 \frac{d\omega}{dt}$
$C_5'' = \sigma_5'' \frac{1}{rr_5} \frac{d\omega}{dt}$	$C_{5/p}'' = \sigma_5'' \left(\frac{1}{rr_5}\right)^2 \frac{d\omega}{dt}$
$C_6'' = \sigma_6'' \frac{1}{rr_6} \frac{d\omega}{dt}$	$C_{6/p}'' = \sigma_6'' \left(\frac{1}{rr_6}\right)^2 \frac{d\omega}{dt}$
$C_p = \sigma \frac{d\omega}{dt}$	$C_p = \sigma \frac{d\omega}{dt}$
$C'_{/p} = \sigma' \frac{1}{r} \frac{d\omega}{dt}$	$C'_{/p} = \sigma' \frac{1}{r^2} \frac{d\omega}{dt}$

$$C_{pd} = \frac{d\omega}{dt} \left[ \sigma + \frac{\sigma'}{r^2} + \sum \sigma_i'' \left(\frac{1}{rr_i}\right)^2 \right]$$

de même en intégrant entre les limites  $\omega_1$  et  $\omega_2$  on obtient :

$$C_{pd} = \frac{\omega_2 - \omega_1}{t} \left[ \sigma + \frac{\sigma'}{r^2} + \sum \sigma_i'' \left(\frac{1}{rr_i}\right)^2 \right] \quad (6)$$

Nous désignons l'expression :  $\left[ \sigma + \frac{\sigma'}{r^2} + \sum \sigma_i'' \left(\frac{1}{rr_i}\right)^2 \right]$

par :  $\sigma_{2R}$

Au début de l'opération :  $\omega_{sb} = \omega_3'' = \frac{\omega_1}{rr_3} = \frac{\Omega}{rr_3}$

A la fin de l'opération :  $\omega_{sb} = \omega_{pd} = \omega_2 \Rightarrow \omega_2 = \frac{\Omega}{rr_3}$

D'où on obtient le couple suivant en fonction de

$$C_{3 \rightarrow pd} = \frac{\Omega}{t} \left[ \frac{1}{rr_3} - 1 \right] \cdot (\Theta_{2R})$$

### 3. 2. 3. 2. Cas d'une Déscente de vitesse :

Reprenons la formule (1) et cherchons l'expression du couple en fonction de  $\Omega$  (moteur) pour un passage d'une vitesse d'ordre  $k'$  à une vitesse d'ordre  $n$  ( $\omega_2 > \omega_1$ ).

Dans ce cas c'est  $\omega_2 = \Omega$  (moteur)

$$\text{Au début de l'opération : } \omega_{sb} = \omega_{k'}'' = \frac{\omega_1}{rr_{k'}} \quad (7)$$

$$\text{A la fin de l'opération : } \omega_{sb} = \omega_n'' = \frac{\omega_2}{rr_n} = \frac{\Omega}{rr_n} \quad (8)$$

$$(7) \text{ et } (8) \quad \omega_2 - \omega_1 = \Omega \left( 1 - \frac{r_{k'}}{r_n} \right) \quad (9)$$

En introduisant (9) dans (1), on obtient le couple de passage d'une vitesse d'ordre  $k'$  à une vitesse d'ordre  $n$ .

$$C_{k' \rightarrow n} = \frac{\Omega}{t} \left( 1 - \frac{r_{k'}}{r_n} \right) \frac{r_n}{r} (\Theta_{1R}) \quad (10)$$

Ce couple est valable pour le passage de la  $\left. \begin{array}{l} 3\text{ème} \rightarrow 2\text{ème} \\ 2\text{ème} \rightarrow 1\text{ère} \end{array} \right\}$

Le couple pour le passage de la prise directe à la 3ème :  
repreons les rapports de vitesses angulaires.

$$\text{Au début de l'opération : } \omega_{sb} = \omega_{pd} = \omega_1$$

$$\text{A la fin de l'opération : } \omega_{sb} = \omega_3'' = \frac{\omega_2}{rr_3} = \frac{\Omega}{rr_3}$$

$$\omega_{pd} = \frac{\Omega}{rr_3}$$

A partir de ces expressions la formule (1) devient pour le couple de passage de la prise directe à la 3ème :

$$C_{pd \rightarrow 3} = \frac{\Omega}{t} \left( 1 - \frac{1}{rr_3} \right) \frac{r_3}{r} (\Theta_{1R}) \quad (11)$$

### 3. 2. 3. 3. Calcul des Différents Couples :

DONNEES :

Les  $\theta_i$  sont donnés sur le tableau (3. 1.) § 3. 2. 1.

$$r = \frac{\omega}{\omega'} = \frac{Z_{4'}}{Z_4} = -\frac{37}{21} ; r_1 = \frac{\omega'}{\omega''_1} = \frac{Z_1}{Z_{1'}} = -\frac{41}{12} ; r_2 = \frac{\omega'}{\omega''_2} = \frac{Z_2}{Z_{2'}} = -\frac{33}{20}$$

$$r_3 = \frac{\omega'}{\omega''_3} = \frac{Z_3}{Z_{3'}} = -\frac{27}{29} ; r_5 = \frac{\omega'}{\omega''_5} = \frac{Z_{5''}}{Z_{5'}} = -\frac{37}{12} ; r_6 = \frac{\omega'}{\omega''_6} = \frac{Z_{6'''}}{Z_{6'}} = -\frac{24}{12} = 2$$

Calculons les deux expressions  $\theta_{1R}$  et  $\theta_{2R}$

$$\theta_{1R} = \left[ 8,529 + 13,557 \left(-\frac{37}{21}\right)^2 + 9,234 \left(-\frac{12}{41}\right)^2 + 4,122 \left(-\frac{20}{33}\right)^2 \right. \\ \left. + 1,522 \left(-\frac{29}{27}\right)^2 + 5,894 \left(-\frac{12}{37}\right)^2 + 1,309 \left(-\frac{1}{2}\right)^2 \right] \cdot 10^{-3}$$

$$\theta_{2R} = \left[ 13,557 + 8,529 \left(-\frac{21}{37}\right)^2 + 9,234 \left(-\frac{21 \times 12}{37 \times 41}\right)^2 + 4,122 \left(\frac{21 \times 20}{37 \times 33}\right)^2 \right. \\ \left. + 1,522 \left(\frac{21 \times 29}{37 \times 27}\right)^2 + 5,894 \left(\frac{21 \times 12}{37 \times 37}\right)^2 + 1,309 \left(\frac{21 \times 1}{37 \times 2}\right)^2 \right] \cdot 10^{-3}$$

$$\theta_{1R} = 55,622 ; \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2 \quad \theta_{2R} = 17,9177 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2$$

Du fait qu'il est difficile de déterminer la vitesse angulaire du moteur lors du débrayage, nous adoptons trois vitesses de débrayage  $\Omega_1 = 290$  ;  $\Omega_2 = 190$  ;  $\Omega_3 = 150$  pour le calcul des différents couples, ainsi on obtient ;

$$C_{1 \rightarrow 2} = \frac{\Omega}{t} \left( \frac{r_2}{r_1} - 1 \right) \frac{r_2}{r} (\theta_{1R}) = \frac{\Omega}{t} \left( \frac{33 \times 12}{20 \times 41} - 1 \right) \frac{33 \times 21}{20 \times 37} (55,622 \cdot 10^{-3})$$

$$C_{2 \rightarrow 3} = \frac{\Omega}{t} \left( \frac{r_3}{r_2} - 1 \right) \frac{r_3}{r} (\theta_{1R}) = \frac{\Omega}{t} \left( \frac{27 \times 20}{29 \times 33} - 1 \right) \frac{27 \times 21}{29 \times 37} (55,622 \cdot 10^{-3})$$

$$C_{3 \rightarrow pd} = \frac{\Omega}{t} \left( \frac{1}{rr_3} - 1 \right) (\theta_{2R}) = \frac{\Omega}{t} \left( \frac{21 \times 29}{37 \times 27} - 1 \right) (17,9177 \cdot 10^{-3})$$

$$C_{pd \rightarrow 3} = \frac{\Omega}{t} \left( 1 - \frac{1}{rr_3} \right) \left( \frac{r_3}{r} \right) (\theta_{1R}) = \frac{\Omega}{t} \left( 1 - \frac{21 \times 29}{37 \times 27} \right) \frac{27 \times 21}{29 \times 37} 55,622 \cdot 10^{-3}$$

$$C_{3 \rightarrow 2} = \frac{\Omega}{t} \left( 1 - \frac{r_3}{r_2} \right) \frac{r_2}{r} (\theta_{1R}) = \frac{\Omega}{t} \left( 1 - \frac{27 \times 20}{29 \times 33} \right) \frac{33 \times 21}{20 \times 37} (55,622 \cdot 10^{-3})$$

$$C_{21} = \frac{\Omega}{t} \left( 1 - \frac{r_2}{r_1} \right) \frac{r_1}{r} (\Theta_{1R}) = \frac{\Omega}{t} \left( 1 - \frac{33 \times 12}{20 \times 41} \right) \frac{41 \times 21}{12 \times 37} (55,622 \cdot 10^{-3})$$

Pour voir l'influence du temps sur le couple, on fait varier t de 0,2 à 0,6.

Couple dans le cas d'une montée de vitesse

t \ C	C <sub>1</sub> 2 mN			C <sub>2</sub> 3 mN			C <sub>3</sub> pd mN		
	Ω <sub>1</sub>	Ω <sub>2</sub>	Ω <sub>3</sub>	Ω <sub>1</sub>	Ω <sub>2</sub>	Ω <sub>3</sub>	Ω <sub>1</sub>	Ω <sub>2</sub>	Ω <sub>3</sub>
0,2	-39	-25,5	-20,2	-18,5	-12,1	-9,6	-10,1	-6,6	-5,2
0,3	-26	-17	-13,4	-12,3	-8,1	-6,4	-6,7	-4,4	-3,5
0,4	-19,5	-12,8	-10,1	-9,3	-6	-4,8	-5	-3,3	-2,6
0,5	-15,6	-10,2	-8	-7,4	-4,8	-3,8	-4	-2,6	-2
0,6	-13	-8,5	-6,7	-6,2	-4	-3,2	-3,4	-2,2	-1,7

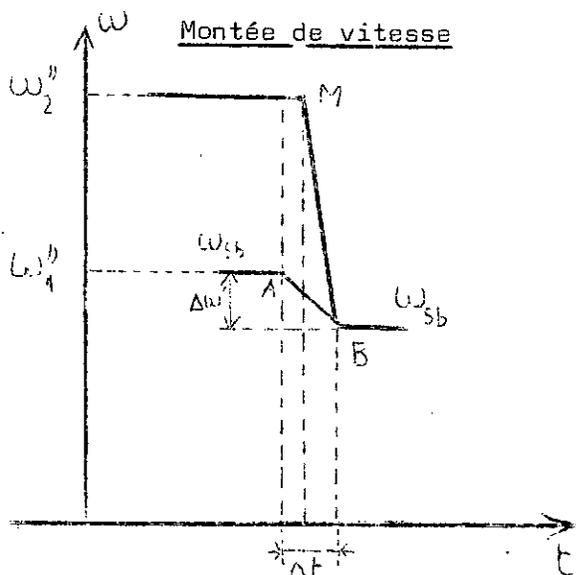
Couple dans le cas d'une descente de vitesse.

t \ C	C <sub>pd</sub> 3 mN			C <sub>3</sub> 2 mN			C <sub>2</sub> 1 mN		
	Ω <sub>1</sub>	Ω <sub>2</sub>	Ω <sub>3</sub>	Ω <sub>1</sub>	Ω <sub>2</sub>	Ω <sub>3</sub>	Ω <sub>1</sub>	Ω <sub>2</sub>	Ω <sub>3</sub>
0,2	16,6	10,9	8,6	32,9	21,5	17	80,8	52,9	41,8
0,3	11	7,2	5,7	21,9	14,3	11,3	53,9	35,3	27,8
0,4	8,3	5,4	4,3	16,4	10,7	8,5	40,4	26,5	20,9
0,5	6,6	4,3	3,4	13,1	8,6	6,8	32,3	21,2	16,7
0,6	5,5	3,6	2,8	10,9	7,2	5,6	26,9	17,6	13,9

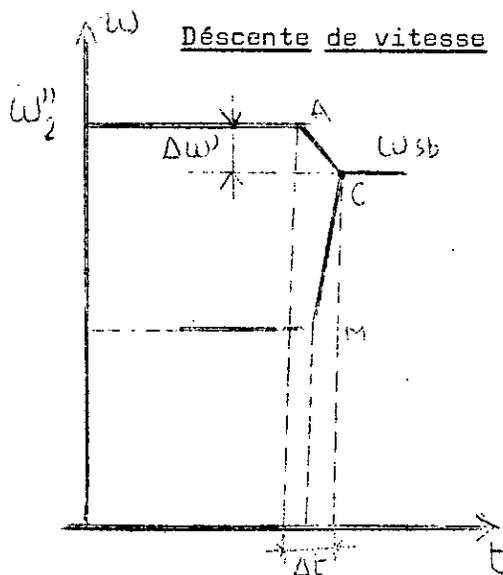
3. 2. 4. CALCUL DU COUPLE AVEC PERTE DE VITESSE :

Comme on l'a vu au chapitre 2 (§ 2. 2. 5.), lors du passage des vitesses, il y a une perte de vitesse qui est en fonction du temps de débrayage et de la pente gravie. Le problème est très complexe, car cette perte de vitesse agit directement sur le synchroniseur du fait que c'est la seule liaison cinématique pendant le débrayage.

Cette perte de vitesse influe sur le couple de synchronisation surtout dans la montée des vitesses.



(fig. 3.2.a)



(fig. 3.2.b)

Sur le graphe (3. 2. a ) on voit bien que la perte de vitesse amène  $\omega_{\text{crabot}}$  de A à B. Après débrayage il apparait un  $\Delta\omega'$  qui fait augmenter l'écart de vitesse angulaire entre le **C**rabot et le pignon fou du secondaire du rapport supérieur.

Par contre ~~sur~~ sur le graphe (3. 2. b) cette perte de vitesse diminue le couple de synchronisation.

On conclue que dans une déscente de vitesse plus la perte est grande plus le couple est réduit ainsi on remarque que la manoeuvre du double débrayage favorise la diminution du couple.

3. 2. 4. 1. Calcul du couple cas d'une montée de vitesses :

A partir des graphes (2. 6. a) et (2. 6. b), on peut déterminer ou approximer les pertes de vitesse lors des différents passages de vitesse, établis sur des pentes franchissables selon l'effort disponible pour l'accélération du véhicule.

Dans cette phase c'est  $\omega_2$  qui est égal à  $\Omega_{\text{moteur}}$

Du fait qu'il est difficile de faire intervenir la perte de vitesse, nous supposons que l'égalisation de vitesse lors du passage de la vitesse d'ordre k à la vitesse d'ordre n s'effectue entre :

$$(\omega_k'' - \Delta\omega') \text{ et } (\omega_n'') \text{ ou } \omega_k'' \text{ et } (\omega_n'' + \Delta\omega')$$

Nous retranchons ou nous ajoutons  $\Delta\omega'$  (perte de vitesse angulaire) pour augmenter l'écart de vitesses angulaires.

Au début de l'opération, le débrayage est effectué et :

$$\omega_k'' = \omega_1 = \Omega$$

$$\omega_{\text{crabot}} = \omega_{\text{sb}} = \omega_k'' - \Delta\omega' = \frac{\omega_1 - \Delta\omega'}{r r_k} \quad (12)$$

C'est une approximation de la vitesse angulaire du crabot.

A la fin de l'opération  $\omega_{\text{sb}} = \omega_n'' = \frac{\omega_2}{r r_n} \quad (13)$

$$(12) \text{ et } (13) \implies \frac{\omega_2}{r r_n} = \frac{\Omega - \Delta\omega'}{r r_k} \implies \omega_2 = \frac{r_n}{r_k} (\Omega - \Delta\omega')$$

$$\text{On obtient : } \omega_2 - \omega_1 = \left[ \frac{r_n}{r_k} (\Omega - \Delta\omega') - \Omega \right]$$

Nous introduisons cette expression dans la formule (1)

$$C_{k \rightarrow n} = \frac{1}{t} \left[ \frac{r_n}{r_k} (\Omega - \Delta\omega') - \Omega \right] \frac{r_n}{r} (A_{1R})$$

Avec :  $\Delta\omega' = \frac{\Delta v \cdot i_k \cdot i_p}{3,6 R}$  Exprimée en fonction du rapport inférieur.

Pour le couple de la 3ème à la prise directe on a :

$$\omega_{\text{crabot}} = \omega_{\text{sb}} = \omega_3'' - \Delta\omega' = \frac{\omega_1 - \Delta\omega'}{r r_3} = \frac{\Omega - \Delta\omega'}{r r_3}$$

A la fin de l'opération :

$$\omega_{sb} = \omega = \omega_2 \implies \omega_2 = \frac{\Omega - \Delta\omega'}{r \cdot r_3}$$

$$\omega_2 - \omega_1 = \frac{\Omega - \Delta\omega'}{r \cdot r_3} - \Omega = \Omega \left( \frac{1}{rr_3} - 1 \right) - \frac{\Delta\omega'}{rr_3}$$

$$C_{3 \rightarrow pd} = \frac{1}{t} \left[ \Omega \left( \frac{1}{rr_3} - 1 \right) - \frac{\Delta\omega'}{rr_3} \right] (\theta_{2R})$$

Avec :

$$\Delta\omega' = \frac{\Delta V \cdot i_3 \cdot i_p}{3,6 R}$$

### 3. 2. 4. 2. Calcul du Couple Cas d'une Déscente de Vitesse

Dans ce cas l'égalisation de vitesse s'effectue entre :

$(\omega''_{k'} - \Delta\omega')$  et  $(\omega''_n)$  pour un passage de  $k' \rightarrow n$

Au début de l'opération :

$$\omega_{crabot} = \omega_{sb} = \omega''_{k'} - \Delta\omega' = \frac{\omega_1 - \Delta\omega'}{r \cdot r_{k'}}$$

A la fin de l'opération :

$$\omega_{sb} = \omega''_n = \frac{\omega_2}{rr_n} = \frac{\Omega}{rr_n} \implies \omega_1 = \frac{r_{k'}}{r} \Omega + \Delta\omega'$$

$$\omega_2 - \omega_1 = \Omega - \frac{r_{k'}}{r} \Omega - \Delta\omega' = \Omega \left( 1 - \frac{r_{k'}}{r} \right) - \Delta\omega'$$

$$C_{k' \rightarrow n} = \frac{1}{t} \left[ \Omega \left( 1 - \frac{r_{k'}}{r} \right) - \Delta\omega' \right] \frac{r_n}{r} (\theta_{1R})$$

Avec :

$$\Delta\omega' = \frac{\Delta V \cdot i_{k'} \cdot i_p}{3,6 R}$$

Exprimée en fonction  
du rapport  
supérieur.

Pour le passage de la prise directe à la 3ème, on obtient le couple suivant.:

Au début de l'opération :

$$\omega_{sb} = \omega_{pd} - \Delta\omega' = \omega_1 - \Delta\omega'$$

A la fin de l'opération :

$$\omega_{sb} = \omega''_3 = \frac{\omega_2}{rr_3} = \frac{\Omega}{rr_3} \implies \omega_1 = \frac{\Omega}{rr_3} + \Delta\omega'$$

On obtient :  $\omega_2 - \omega_1 = \Omega - \frac{\Omega}{rr_3} - \Delta\omega'$

$$\implies C_{pd \rightarrow 3} = \frac{1}{t} \left[ \Omega \left( 1 - \frac{1}{rr_3} \right) - \Delta\omega' \right] \cdot \frac{r_3}{r} (\theta_{1R})$$

Avec : 
$$\Delta\omega' = \frac{\Delta V \cdot i_4 \cdot i_p}{3,6 R}$$

Pour le calcul des différents couples, nous adoptons plusieurs valeurs de  $\Omega$  et  $\Delta V$ . La perte de vitesse sera évaluée à partir des graphes (2. 6. a) et (2. 6. b) donnant les possibilités d'accélération sur les pentes franchissables.

Le tableau (2. 8.) nous donne directement la perte de vitesse en fonction de la pente.

3. 2. 4. 3. Calcul :

$$C_{1 \rightarrow 2} = \frac{1}{t} \left[ \frac{r_2}{r_1} (\Omega - \Delta\omega') - \Omega \right] \cdot \frac{r_2}{r} (\theta_{1R}) =$$

$$= \frac{1}{t} \left[ \frac{33 \times 12}{20 \times 41} (\Omega - \Delta\omega') - \Omega \right] \cdot \frac{33 \times 21}{20 \times 37} (55,622 \cdot 10^{-3})$$

$$\Delta\omega' = \frac{\Delta V \cdot i_1 \cdot i_p}{3,6 R} = \frac{\Delta V \cdot 6,02 \cdot 4,625}{3,6 \cdot 0,39}$$

$$\Delta\omega'_1 = f(\Delta V=3) = 59,492 ; \Delta\omega'_2 = f(\Delta V=2) = 39,66 \text{ s}^{-1}$$

$$\Delta\omega'_3 = f(\Delta V=1) = 19,83 \text{ s}^{-1}$$

$$C_{2 \rightarrow 3} = \frac{1}{t} \left[ \frac{r_3}{r_2} (\Omega - \Delta\omega') - \Omega \right] \cdot \frac{r_3}{r} (\theta_{1R})$$

$$= \frac{1}{t} \left[ \frac{27 \times 20}{29 \times 33} (\Omega - \Delta\omega') - \Omega \right] \cdot \frac{27 \times 21}{29 \times 37} (55,622 \cdot 10^{-3})$$

$$\Delta \omega' = \frac{\Delta V \cdot i_2 \cdot i_p}{3,6 R} = \frac{\Delta V \cdot 2,9 \cdot 4,625}{3,6 \times 0,39}$$

$$\Delta \omega'_1 = f(\Delta V=2) = 19,1 \text{ s}^{-1} ; \Delta \omega'_2 = f(\Delta V=1) = 9,55 \text{ s}^{-1} ;$$

$$\Delta \omega'_3 = f(\Delta V=0,5) = 4,77 \text{ s}^{-1}$$

$$C_{3 \rightarrow pd} = \frac{1}{t} \left[ \Omega \left( \frac{1}{r r_3} - 1 \right) - \frac{\Delta \omega'}{r r_3} \right] \left( \frac{r_3}{2R} \right)$$

$$= \frac{1}{t} \left[ \Omega \left( \frac{21 \times 29}{37 \times 27} - 1 \right) - \frac{21 \times 29}{37 \times 27} \Delta \omega' \right] 5 (17,9177 \cdot 10^{-3})$$

$$\Delta \omega' = \frac{\Delta V \cdot i_3 \cdot i_p}{3,6 R} = \frac{\Delta V \times 1,64 \times 4,625}{3,6 \times 0,39}$$

$$\Delta \omega'_1 = f(\Delta V=1) = 5,4 \text{ s}^{-1} ; \Delta \omega'_2 = f(\Delta V=0,5) = 2,7 \text{ s}^{-1}$$

$$C_{pd \rightarrow 3} = \frac{1}{t} \left[ \Omega \left( 1 - \frac{1}{r r_3} \right) - \Delta \omega' \right] \frac{r_3}{r} \left( \frac{r}{1R} \right)$$

$$= \frac{1}{t} \left[ \Omega \left( 1 - \frac{21 \times 29}{37 \times 27} \right) - \Delta \omega' \right] \frac{27 \times 21}{29 \times 37} (55,622 \cdot 10^{-3})$$

$$\Delta \omega' = \frac{\Delta V \cdot i_4 \cdot i_p}{3,6 R} = \frac{\Delta V \times 1 \times 4,625}{3,6 \times 0,39}$$

$$\Delta \omega'_1 = f(\Delta V=3) = 9,88 \text{ s}^{-1} ; \Delta \omega'_2 = f(\Delta V=2) = 6,58 \text{ s}^{-1}$$

$$\Delta \omega'_3 = f(\Delta V=1) = 3,29 \text{ s}^{-1}$$

$$C_{3 \rightarrow 2} = \frac{1}{t} \left[ \Omega \left( 1 - \frac{r_3}{r_2} \right) - \Delta \omega' \right] \frac{r_2}{r} \left( \frac{r}{1R} \right) =$$

$$= \frac{1}{t} \left[ \Omega \left( 1 - \frac{27 \times 20}{29 \times 33} \right) - \Delta \omega' \right] \frac{33 \times 21}{20 \times 37} (55,622 \cdot 10^{-3})$$

$$\Delta \omega' = \frac{\Delta V \cdot i_3 \cdot i_p}{3,6 R} = \frac{\Delta V \times 1,64 \times 4,625}{3,6 \times 0,39}$$

$$\Delta \omega'_1 = f(\Delta V=5) = 27 \text{ s}^{-1} ; \Delta \omega'_2 = f(\Delta V=3) = 16,2 \text{ s}^{-1}$$

$$\Delta \omega'_3 = f(\Delta V=2) = 10,8 \text{ s}^{-1}$$

$$c_{2 \rightarrow 1} = \frac{1}{t} \left[ \Omega \left( 1 - \frac{r_2}{r_1} \right) - \Delta \omega' \right] \frac{r_1}{r} (\theta_{1R})$$

$$= \frac{1}{t} \left[ \Omega \left( 1 - \frac{33 \times 12}{20 \times 41} \right) - \Delta \omega' \right] \frac{41 \times 21}{12 \times 37} (55,622 \cdot 10^{-3})$$

$$\Delta \omega' = \frac{\Delta V \times i_2 \times i_p}{3,6 R} = \frac{\Delta V \times 2,9 \times 4,625}{3,6 \times 0,39}$$

$$\Delta \omega'_1 = f(\Delta V=7) = 66,87 \text{ s}^{-1} ; \Delta \omega'_2 = f(\Delta V=5) = 47,76 \text{ s}^{-1}$$

$$\Delta \omega'_3 = f(\Delta V=3) = 28,66 \text{ s}^{-1}$$

$c_1 \longrightarrow 2$  [mN]

t \ c	$\Delta V_1 = 3$ [km/h]			$\Delta V_2 = 2$ [km/h]			$\Delta V_3 = 1$ [km/h]		
	$\Omega_1$	$\Omega_2$	$\Omega_3$	$\Omega_1$	$\Omega_2$	$\Omega_3$	$\Omega_1$	$\Omega_2$	$\Omega_3$
0,2	-46,5	-33	-27,6	-44	-30,5	-25,2	-41,5	-28	-22,7
0,3	-31	-22	-18,5	-29,3	-20,3	-16,8	-27,7	-18,7	-15,1
0,4	-23,2	-16,5	-13,8	-22	-15,2	-12,6	-10,7	-14	-11,3
0,5	-18,6	-13,2	-11	-17,6	-12,2	-10	-16,6	-11,2	-9
0,6	-15,5	-11	-9,2	-14,6	-10,2	-8,4	-13,8	-9,3	-7,56

$c_2 \longrightarrow 3$  [mN]

t \ c	$\Delta V_1 = 2$ [km/h]			$\Delta V_2 = 1$ [km/h]			$\Delta V_3 = 0,5$ [km/h]		
	$\Omega_1$	$\Omega_2$	$\Omega_3$	$\Omega_1$	$\Omega_2$	$\Omega_3$	$\Omega_1$	$\Omega_2$	$\Omega_3$
0,2	-20,1	-13,7	-11,2	-19,3	-12,9	-10,4	-18,9	-12,5	-10
0,3	-13,4	-9,1	-7,4	-12,9	-8,6	-6,9	-12,6	-8,3	-6,6
0,4	-10	-6,8	-5,6	-9,68	-6,4	-5,2	-9,5	-6,2	-5
0,5	-8	-5,5	-4,4	-7,7	-5,2	-4,1	-7,5	-5	-4
0,6	-6,7	-4,58	-3,7	-6,45	-5,3	-3,4	-6,3	-4,2	-3,3

$$\boxed{\Omega_1 = 290 \text{ s}^{-1}} ; \boxed{\Omega_2 = 190 \text{ s}^{-1}} ; \boxed{\Omega_3 = 150 \text{ s}^{-1}}$$

$C_3 \rightarrow pd$  [mN]

t \ C	$\Delta V1 = 1$ [km/h]			$\Delta V2 = 0,5$ [km/h]		
	$\Omega_1$	$\Omega_2$	$\Omega_3$	$\Omega_1$	$\Omega_2$	$\Omega_3$
0,2	-10,4	-6,9	-5,5	-10,3	-6,79	-5,4
0,3	-6,9	-4,6	-3,7	-6,8	-4,5	-3,6
0,4	-5,2	-4,47	-2,7	-5,1	-3,4	-2,7
0,5	-4,1	-2,7	-2,2	-4,1	-2,7	-2,15
0,6	-3,4	-2,3	-1,8	-3,4	-2,26	-1,8

$C_2 \rightarrow 1$  [mN]

t \ C	$\Delta V1 = 7$ [km/h]			$\Delta V2 = 5$ [km/h]			$\Delta V3 = 3$ [km/h]		
	$\Omega_1$	$\Omega_2$	$\Omega_3$	$\Omega_1$	$\Omega_2$	$\Omega_3$	$\Omega_1$	$\Omega_2$	$\Omega_3$
0,2	44,8	16,9	5,76	55,1	27,2	16	65,4	37,5	26,3
0,3	29,8	11,3	3,84	36,7	18,15	10,7	43,6	25	17,6
0,4	22,4	8,4	2,88	27,5	13,6	8	32,9	18,7	13,2
0,5	17,9	6,7	2,3	22	10,9	6,4	26,1	15	10,5
0,6	14,9	5,6	1,9	18,3	9	5,3	21,8	12,5	8,8

$C_3 \rightarrow 2$  [mN]

t \ C	$\Delta V1 = 5$ [km/h]			$\Delta V2 = 3$ [km/h]			$\Delta V3 = 2$ [km/h]		
	$\Omega_1$	$\Omega_2$	$\Omega_3$	$\Omega_1$	$\Omega_2$	$\Omega_3$	$\Omega_1$	$\Omega_2$	$\Omega_3$
0,2	25,8	14,5	9,99	28,7	17,34	12,8	30	18,7	14,2
0,3	17,25	9,68	6,66	19,12	11,56	8,53	20	12,5	9,47
0,4	12,9	7,26	4,99	14,34	8,7	6,4	15	9,37	7,1
0,5	10,35	5,8	4	11,47	6,93	5,12	12	7,5	5,68
0,6	8,6	4,84	3,33	9,56	5,78	4,26	10	6,24	4,73

$C_{pd} \rightarrow 3$  [mN]

t \ C	$\Delta V1 = 3$ [km/h]			$\Delta V2 = 2$ [km/h]			$\Delta V3 = 1$ [km/h]		
	$\Omega_1$	$\Omega_2$	$\Omega_3$	$\Omega_1$	$\Omega_2$	$\Omega_3$	$\Omega_1$	$\Omega_2$	$\Omega_3$
0,2	15,18	9,44	7,15	15,67	9,9	7,63	16,15	10,4	8,12
0,3	10,12	6,29	4,76	10,44	6,62	5,09	10,76	6,94	5,41
0,4	7,6	4,72	3,57	7,83	4,96	3,8	8,1	5,2	4
0,5	6	3,77	2,86	6,26	3,97	3	6,46	4,1	3,24
0,6	5	3,14	2,38	5,22	3,3	2,54	5,38	3,47	2,7

### 3. 2. 5. CONCLUSION :

Dans cette théorie du synchroniseur, nous avons fait une application du cours de M. ERNST-METZMAIER à la boîte de vitesses "B B S 450", une large place a été faite au calcul du couple desynchronisation et nous avons pu faire intervenir la perte devitesse ppur voir son influence sur le couple.

Le synchroniseur de cette poite de vitesses (fig. 3.3) bien que d'aspect différent du "Buick Général Motors", fonctionne sur le même principe de verrouillage. On pourra faire un calcul analogue au "Buick" sur les forces appliquées sur le crabot, de même la détermination du travail dépensé en frottement en fonction des couples calculés. Cette application nous a permis de voir l'influence du choix de certains paramètres pour une plus grande fiabilité de la boîte de vitesses, car le synchroniseur est l'élément déterminant dans la longévité. Nous avons constaté que les couples dans le cas de descente de vitesse sont importants et en particulier le couple appliqué sur le synchroniseur de la première. D'après nos résultats on peut conclure que plus la perte devitesse pendant la descente devitesse est importante et plus le couple est réduit, par contre dans le cas de la montée devitesse la perte n'est pas tolérable car elle ne fait qu'augmenter le couple.

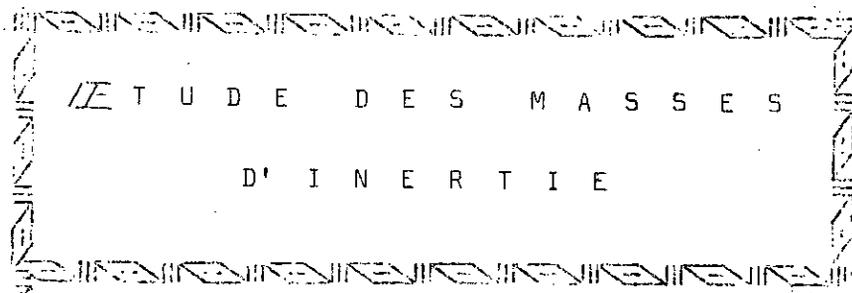
#### - Cas d'une montée de vitesse :

Ce cas est beaucoup plus complèxe du fait que si on augmente le temps de débrayage et que le véhicule est sur une pente la perte de vitesse croît et le couple augmente. Il est préférable qu'il n y ait pas de perte de vitesse; mais puisque la montée de vitesse se fait généralement (cas limite) sur des pentes faibles, on pourra augmenter le temps de synchronisation pour réduire le couple, car la variation due à la perte devitesse est négligeable.

#### - Cas d'une descente de vitesse ;

Si on augmente le temps de débrayage, la perte de vitesse est favorisée d'où le couple diminue et le passage des vitesses est meilleur, de plus on remarque que la manoeuvre du double débrayage réduit encore beaucoup plus le couple desynchronisation.

CHAPITRE ; IV



É T U D E   D E S   M A S S E S  
D' I N E R T I E

4. 1. **ALCUL DE LA MASSE REDUITE :**

Dans le cas général du mouvement plan d'un élément, son énergie cinétique peut être représentée par la somme des énergies dans le mouvement de translation du centre de masse et la rotation autour du centre de masse.

$$T = \frac{1}{2} ( MV^2 + J \omega^2 )$$

M : masse de l'élément ; V : vitesse de translation  
J : MMT d'inertie de rotation ; ω : vitesse angulaire autour du centre de masse

Dans notre cas on assimile le véhicule à un mécanisme à un degré de liberté, c'est à dire une translationsimple, donc en négligeant les éléments en rotation l'énergie cinétique du véhicule serait :

$$T = \frac{1}{2} MV^2 \quad (1)$$

M : masse du véhicule. ; V : vitesse de translation du véhicule.

Si on choisit un point de réduction, on peut exprimer l'énergie cinétique en fonction de la vitesse V (dans le cas d'une translation) ou de la vitesse angulaire ω (dans le cas d'une rotation) de l'élément de réduction. Cette énergie cinétique ~~éxxx~~ est en chaque point égale à l'énergie cinétique des éléments du mécanisme.

Prenons dans notre cas la sortie de la boîte de vitesse, il n'y a qu'un seul mouvement ; c'est la rotation, donc l'énergie réduite du système serait égale :

$$T_R = \frac{1}{2} J_R \omega_{sb}^2 \quad (2)$$

Où J<sub>R</sub> : représente un moment d'inertie en [kgm<sup>2</sup>], relatif à une masse fictive

Et nous aurons :  $T = T_R$

$$\implies \frac{1}{2} MV^2 = \frac{1}{2} J_R \omega_{sb}^2 \quad (3)$$

La vitesse du véhicule V, on peut l'exprimer en fonction de ω<sub>sb</sub>.

Nous savons que :  $V = \omega_R \cdot R$  ;  $\omega_R$  désigne  $\omega_{\text{roue}}$

$$\omega_R = \frac{\omega_{\text{sb}}}{i_p} = \frac{\omega_{\text{moteur}}}{i_p \cdot i_k}$$

$i_k$  = rapport de réduction de la boîte de vitesses

$i_p$  = rapport de réduction du pont-arrière.

d'où la formule (3) devient :

$$\frac{1}{2} M \left( \frac{\omega_{\text{moteur}}}{i_k \cdot i_p} \cdot R \right)^2 = \frac{1}{2} J_R \left( \frac{\omega_{\text{moteur}}}{i_k} \right)^2 \quad (4)$$

Tirant  $J_R$  de l'expression (4), on obtient :

$$J_R = \frac{M \cdot R^2}{i_p^2} \quad [\text{kgm}^2]$$

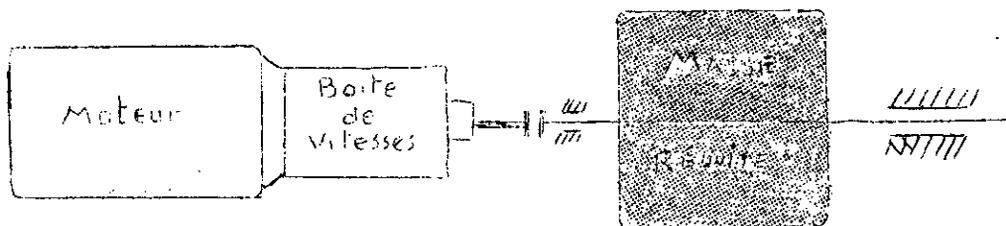
Données :

M = 5450 kg	}	$J_R = \frac{5450 \times (0,39)^2}{(4,625)^2}$
$i_p = 4,625$		
R = 0,39 m		

$$J_R = 38,752 \text{ kgm}^2$$

$J_R$  : est le moment d'inertie de la masse réduite.

Puisque nous avons adopté comme point de réduction la sortie de la boîte de vitesses, la construction sera suivant le schéma ci-dessous.



Pour un encombrement minimum et une facilité dans la construction, nous avons adopté un diamètre extérieur de 600 mm et un diamètre intérieur de 90 mm pour la masse.

Sachant que le moment d'inertie d'un cylindre creux est ;

$$J = \frac{\pi L}{32} (D^4 - d^4)$$

Calculons la ma longueur théorique de la masse réduite :

$$L = \frac{32J}{\pi (D^4 - d^4)} = \frac{32 \times 38,752}{7800 \pi [(0,6)^4 - (0,09)^4]} = 0,3906 \text{ m}$$

$$L = 390,6 \text{ mm}$$

Cette masse sera faite en tôles feuilletées (disque) de faible épaisseur pour faciliter le montage et le démontage.

Calculons la masse d'un disque :

$$M_D = \frac{7800}{4} \times 0,02 [(0,6)^2 - (0,09)^2] = 43,115 \text{ kg}$$

Pour avoir des disques identiques de 20 mm, nous prenons une longueur totale de 380 mm, ce qui nous donne 19 disques d'où la masse totale des disques adoptés sera :

$$M_R = 19 \times M_D = 43,115 \times 19 = 819,2 \text{ kg}$$

$$\text{soit : } M_R = 820 \text{ kg}$$

#### 4. 2. /// EQUILIBRAGE STATIQUE DE LA MASSE et CALCUL DE L'EXCENTRICITE :

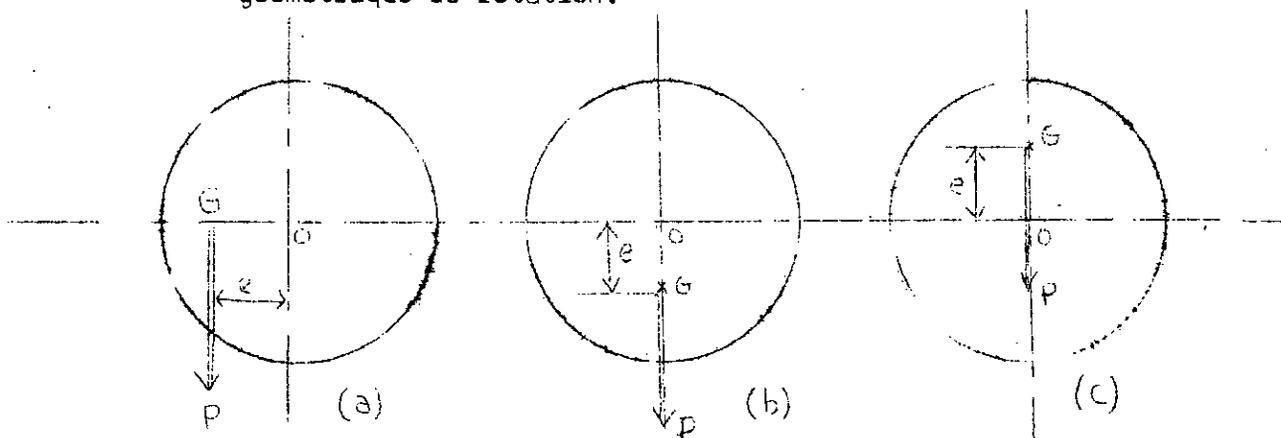
##### 4. 2. 1. EQUILIBRAGE STATIQUE DE LA MASSE :

Lorsque les éléments d'un mécanisme sont en mouvement, des charges dynamiques supplémentaires apparaissent dans les couples cinématiques par suite des forces d'inertie de ces éléments. Comme tout mécanisme a un élément porteur, ce dernier subit également des charges dynamiques parfaitement déterminées.

Du faite de la non homogénéité du matériau et des erreurs de fabrication, nous allons procéder à l'équilibrage du vecteur principal des forces d'inertie du mécanisme qui exige que les coordonnées du centre de masse soient constantes.

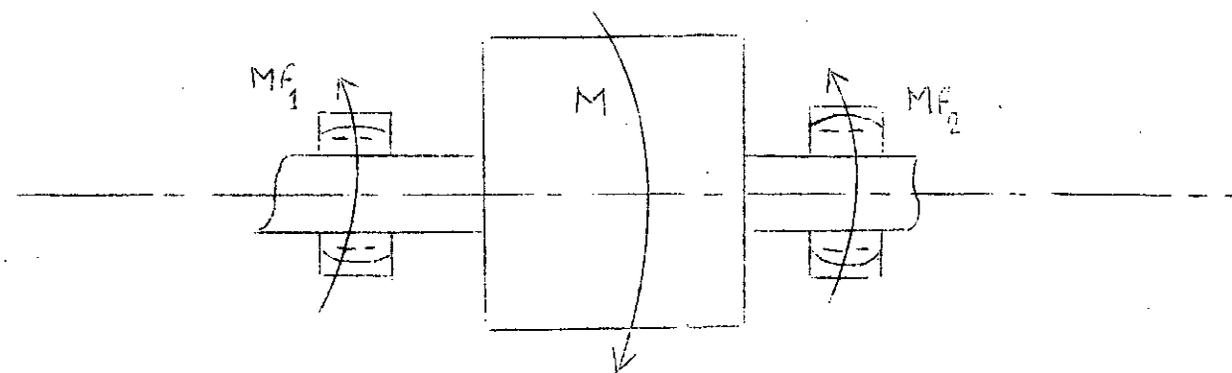
Soit P la charge et e son excentricité (fig. a) l'équilibrage statique n'est réalisé que si e = 0, dans ce cas la masse est en équilibre indifférent.

L'équilibrage consiste à ramener G vers le centre géométrique de rotation.



4. 2. 2. CALCUL DE L'EXCENTRICITE :

On voit qu'avec une charge excentrique cette masse n'est en équilibre stable que dans le cas de la figure b. la position de la fig. c , théoriquement est stable mais ne peut être obtenue. En se basant sur ce principe, on peut équilibrer la masse en utilisant l'arbre sur ses roulements.



Ce procédé simple consiste à repérer le rotor par plusieurs positions, on imprime une rotation à l'arbre, après quelques tours il s'arrête, cette opération est répétée plusieurs fois. Si l'arbre s'arrête toujours dans la même position, c'est qu'on est dans le cas de la fig. b, il faut procéder à l'équilibrage par apport de métal dans le point opposé diamétralement. Cette opération sera menée jusqu'à ce que l'arbre s'arrête dans n'importe quelle position. Si l'arbre ne peut être repérer dans sa rotation, c'est qu'on est dans les conditions limites d'équilibrage, alors nous aurons l'équation :

$$\boxed{M\bar{f}_1 + M\bar{f}_2 \ll M}$$

M : moment crée par la charge éxcentrique.

Mf<sub>1</sub> et Mf<sub>2</sub> : couple de frottement dans les roulements.

Si l'arbre s'arrête dans n'importe quelle position c'est que :

$$Mf_1 + Mf_2 = M ; \text{ cas limite.}$$

Cette méthode ne nous permet pas un équilibrage parfait,

il y aura toujours une éxcentricité de la charge.

comme les roulements seront à rotule ; le coef. de frottement

f = 0,0035 (les 2 roulements sont identiques)

$$Mf_1 = \frac{d}{2} R_1 \cdot f ; \quad R_1 = \text{réaction sur le palier}$$

$$d = \text{diamètre intérieur du roulement.}$$

$$\implies \frac{d}{2} R_1 f + \frac{d}{2} R_2 f \leq M ; \quad M = P \cdot e$$

$$\text{d'où : } \frac{d}{2} f (R_1 + R_2) \leq M \implies \frac{d}{2} f \cdot P \leq M$$

$$\implies e \geq \frac{d}{2} \cdot f$$

Données :

~~indice intérieur =~~  
 $\phi_{\text{int.}} = 70 \text{ mm.} ; \quad f = 0,0035$

$$\text{nous aurons : } e \geq \frac{70}{2} \times 0,0035 \implies e \geq 0,1225 \text{ mm}$$

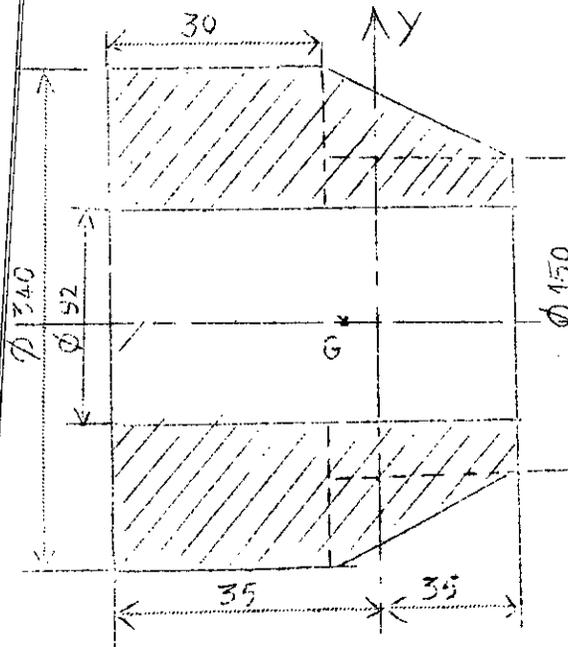
#### 4. 3. REPARTITION DES CHARGES SUR L'ARBRE :

Du fait que l'équilibrage doit se faire comme il a été décrit au (§ 4. 2.) nous devons utilisé les flasques pour le serrage des disques, d'où il est nécessaire de connaître leur masse, de plus <sup>pour</sup> une meilleure sécurité, nous adoptons e = 0,14 mm.

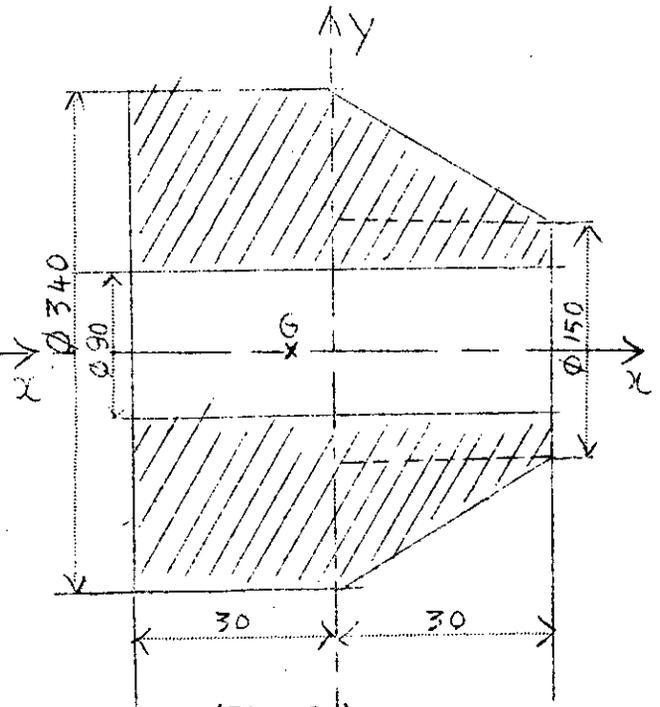
##### 4. 3. 1. MASSES DES FLASQUES DE SERRAGE :

Pour la détermination de la masse, nous utiliserons des formes géométriques simples

Volume d'un tronc de cône :  $\frac{\pi h}{12} (a^2 + ab + b^2)$



(Fig. 1.)



(Fig. 2.)

$$M_1 = 7800 \frac{\pi}{4} (0,34)^2 \cdot 0,03 + \frac{7800 \pi (0,04)}{12} (0,15)^2 + 0,15 \times 0,34 + 0,34^2$$

$$- \frac{7800 \pi}{4} (0,092)^2 \cdot 0,07 = 33 \text{ kg.} \quad \boxed{M_1 = 33 \text{ kg.}}$$

$$M_2 = 7800 \frac{\pi}{4} (0,34)^2 \cdot 0,03 + \frac{7800 \pi (0,03)}{12} (0,15)^2 + 0,15 \times 0,34 + 0,34^2$$

$$- 7800 \frac{\pi}{4} (0,09)^2 \cdot 0,06 = 29,8 \text{ kg.} \quad \boxed{M_2 = 29,8 \text{ kg.}}$$

4. 3. 2. DETERMINATION DU CENTRE DE GRAVITE DES FLASQUES :

$$X_{G1} = \frac{30 \times 124 (-20) + 95/2 \times 40 (40/3 - 5) + 29 \times 40 \times 15}{30 \times 124 + 50 \times (95/2) + 40 \times 29}$$

$$X_{G2} = \frac{30 \times 125 (-15) + 30 (95/2) \times 10 + 30 \times 30 \times 15}{30 \times 125 + 30 \times (95/2) + 30 \times 30}$$

$$\boxed{X_{G1} = -6,07 \text{ mm}}$$

$$\boxed{X_{G2} = -4,69 \text{ mm}}$$

4. 3. 3. CALCUL DE LA FORCE CENTRIFUGE :

Du fait de l'excentricité de la ligne des charges il apparait des forces centrifuges que nous déterminerons pour une excentricité :  $e = 0,14 \text{ mm}$ .

Par définition :  $F_C = M \omega^2 R = M \omega^2 e$

$M$  : masse de l'élément ;  $R$  : rayon de giration

$\omega$  : vitesse angulaire.

Flasque : (1) :  $F_C(M_1) = 33(293,2)^2 \times 0,14 \times 10^{-3} = \underline{397 \text{ [N]}}$

Flasque : (2) :  $F_C(M_2) = 29,8(293,2)^2 \times 0,14 \times 10^{-3} = \underline{359 \text{ [N]}}$

Masse réduite :  $F_C(M_R) = 820(293,2)^2 \times 0,14 \times 10^{-3} = \underline{9869 \text{ [N]}}$

4. 3. 4. CHARGES DYNAMIQUES APPLIQUEES SUR L'ARBRE :

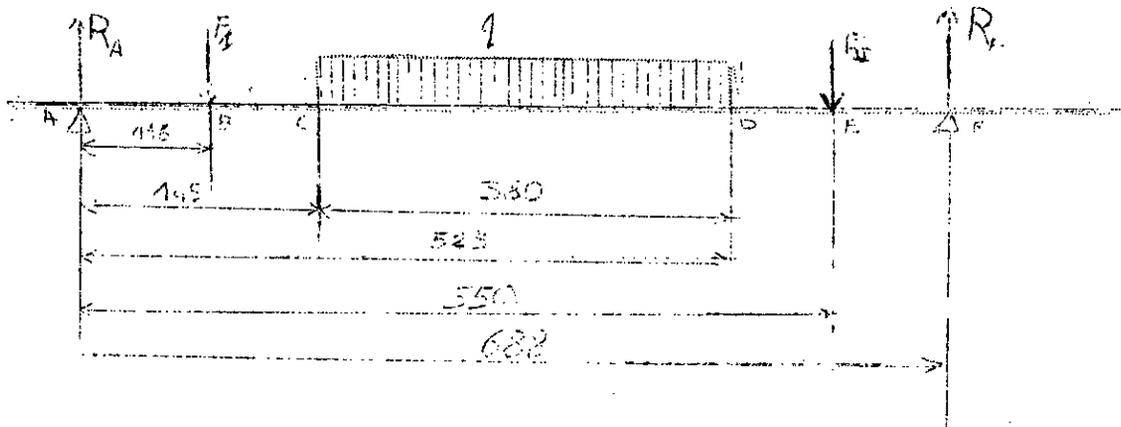
Dans la rotation de l'arbre, la force centrifuge est appliquée en un point G, le poids est dirigé vers le bas et les deux forces s'ajoutent vectoriellement à chaque instant.

Nous considérons leur somme maximum. Du fait que les disques sont identiques, nous supposons que la charge dynamique des disques est répartie sur la longueur.

$$q = \frac{F_C(M_R) + P}{L} = \frac{9869 + 8200}{0,38} = 47550 \text{ [N/m]}$$

$$F_I = F_C(M_1) + P_1 = 397 + 330 = 727 \text{ [N]}$$

$$F_{II} = F_C(M_2) + P_2 = 359 + 298 = 657 \text{ [N]}$$



#### 4. 4. VERIFICATION DES ROULEMENTS :

Les roulements sont à deux rangées de rouleaux à rotules dans la bague extérieure

Roulement du type : 70 5C 23

##### 4. 4. 1. CALCUL DES REACTIONS SUR LES ROULEMENTS :

Les forces appliquées sur les roulements sont des forces radiales  $R_A$  et  $R_F$ , l'effort axial est nul.

$$\sum M_{Mt/A} = F_I \times 0,116 + q \times 0,335 \times 0,38 + F_{II} \times 0,55 - R_F \times 0,688 = 0$$

$$R_F = \frac{727 \times 0,116 + 47550 \times 0,335 \times 0,38 + 657 \times 0,55}{0,688} = 9445,9 \text{ [N]}$$

$$R_F = 9446 \text{ [N]}$$

$$R_A = 10007 \text{ [N]}$$

##### 4. 4. 2. CALCUL DE LA LONGEVITE :

La charge équivalente d'un roulement est :

$$Q = (XV F_R + Y \cdot F_A) K_T \cdot K_S$$

$K_T$  : Coefficient tenant compte de la température pour ;

$$T^\circ \leq 100^\circ\text{C} \implies K_T = 1$$

$K_S$  : Coefficient qui tient compte du caractère de la sollicitation ou l'allure de la charge et l'intensité du choc. Comme le choc est très important dans notre cas, variation brusque du couple plus l'effet dynamique du cardan, nous adoptons :

$$K_S = 1,8$$

$V$  : Facteur de rotation de la charge. Dans notre cas la bague intérieure est immobile par rapport à la charge

$$V = 1,2$$

$X = 1$  ; Facteur radial.

$Y = 0$  ; Facteur axial.

$F_R = 10007 \text{ [N]}$  ; Force radiale appliquée sur le roulement.

$C = 25500 \text{ [daN]}$  ; Charge dynamique de base du roulement.

Nous obtenons une charge équivalente :

$$Q = (1,2 \times 1 \times 1000,7) \times 1 \times 1,8 = \underline{2161,5 \text{ daN}}$$

La longévité d'un roulement est :  $L_h = \frac{16666}{n} \left( \frac{C}{Q} \right)^k$

$k = 10/3$  pour les roulements à rouleaux.

d'où  $L_h$  en heures ;  $L_h = \frac{16666}{2800} \left( \frac{25500}{2161,5} \right)^{10/3}$

$L_h = 22248 \text{ heures.}$

#### 4. 5. CALCUL DE L'ARBRE :

##### 4. 5. 1. VERIFICATION DE L'ARBRE A LA FLEXION :

L'arbre est assimilé à une poutre sur deux appuis du fait qu'il y a possibilité d'un léger dégauchissement des bagues de roulement.

Données :

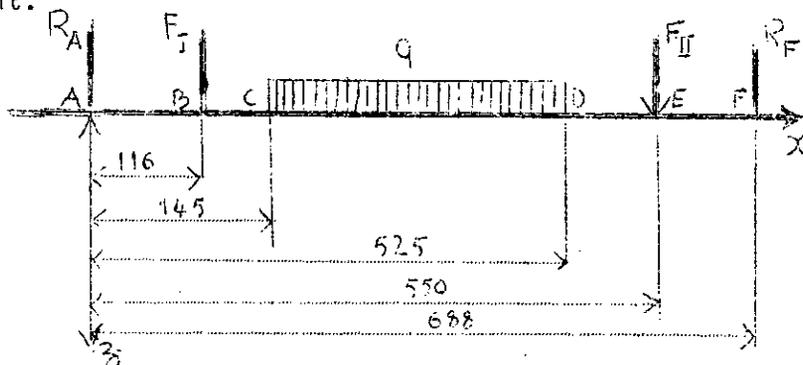
$R_A = 10007 \text{ [N]}$

$F_I = 727 \text{ [N]}$

$q = 47550 \text{ [N/m]}$

$F_{II} = 657 \text{ [N]}$

$R_F = 9446 \text{ [N]}$



Déterminons le moment fléchissant :

domaine : (A,B)  $T_z = R_A = +10007 \text{ [N]}$

$M_Y = R_A \cdot x ; \text{ pour } x = 0,116 \text{ m } \underline{M_Y(B) = 1160,8 \text{ [mN]}}$

domaine : (B,C)

$M_Y = R_A \cdot x - F_I (x - 0,116) ; \underline{M_Y(C) = 1429,9 \text{ [mN]}}$

$T_z = +R_A - F_I ; T_z = +9280 \text{ [N]}$

domaine : (C,D)

$M_Y = R_A \cdot x - F_I (x - 0,116) - q \frac{(x - 0,145)^2}{2} ; \underline{M_Y(D) = 1523,2 \text{ [mN]}}$

$T_z = +R_A - F_I - q(x - 0,145) ; T_z(D) = -8789 \text{ [N]}$

Dans cette portion de la poutre le moment fléchissant est maximum.

Nous allons déterminer l'abscisse du moment fléchissant maximum.

$$\frac{dM_Y(x)}{dx} = R_A - F_I - q(x - 0,145) = 0 \implies x = \frac{R_A - F_I}{q} + 0,145$$

$$x = 340,1 \text{ [mm]}$$

Déterminons  $M_Y$  maxi, pour  $x = 340,1$

$$M_{Y\text{maxi}} = 10007 \times 0,3401$$

$$- 727(0,3401 - 0,116)$$

$$- 47550 \frac{(0,3401 - 0,145)^2}{2}$$

$$M_{Y\text{maxi}} = 2335,5 \text{ mN}$$

domaine : (D,E)

$$M_Y = R_A \cdot x - F_I (x - 0,116)$$

$$- q \cdot 0,38 (x - 0,335)$$

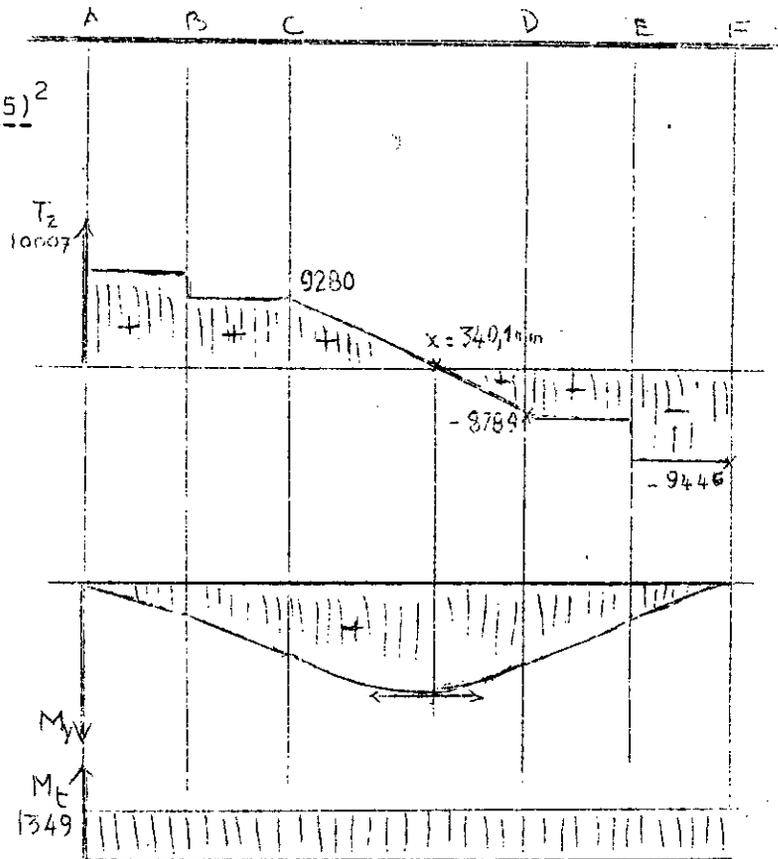
$$M_Y(E) = 1303,5 \text{ mN}$$

### Moment de torsion

Le moment de torsion est ~~faible~~ constant sur toute la longueur de l'arbre et est égal au couple moteur maxi  $\times i_1$

$$M_t = C_{m(\text{maxi})} \times i_1$$

$$M_t = 224 \times 6,02 = 1349 \text{ [mN]}$$



Le moment idéal dans la section dangereuse ( $x = 340,1 \text{ mm}$ ) est égal :

$$M_i = \left[ (M_f)^2 + (M_t)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = \left[ (2335,5)^2 + (1349)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$M_i = 2697 \text{ mN}$$

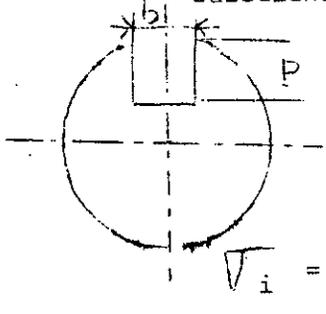
Calculons le diamètre de résistance :  $d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_i}{\pi \cdot R_p}}$

Nous avons adopté un acier ordinaire sans traitement thermique : (A37) avec une résistance pratique :  $R_p = 80 \text{ [N/mm}^2\text{]}$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \times 2697 \cdot 10^{-3}}{\pi \times 80}} \implies d \geq 70 \text{ mm}$$

Compte tenu des entailles sur l'arbre, nous avons adopté un diamètre de 90 mm.

- Calculons-la contrainte idéale dans la section dangereuse.

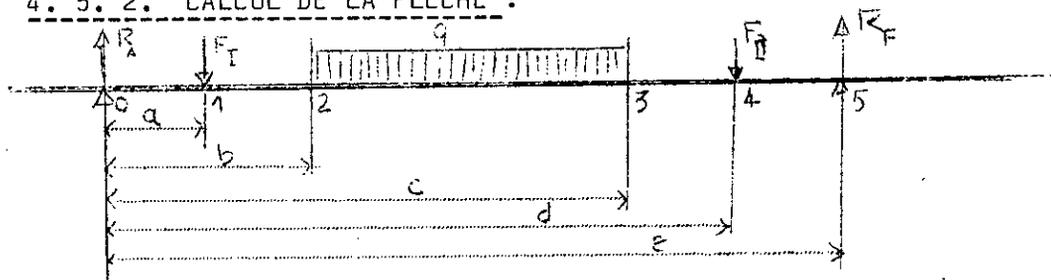


$$W_{\text{net.fléxion}} = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{b \cdot p (d-p)^2}{2d} \quad \left( \begin{array}{l} \text{d'après} \\ \text{"éléments de machine"} \end{array} \right)$$

$b = 25 \text{ mm} ; \quad p = 9 \text{ mm} ; \quad W_{\text{net.f}} = 63368 \text{ mm}^3$

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W(x)} = \frac{2697 \cdot 10^{-3}}{63368} \quad \boxed{\sigma_i = 42,5 \text{ N/mm}^2}$$

#### 4. 5. 2. CALCUL DE LA FLECHE :



Avec la même hypothèse que précédemment ; poutre sur deux appuis, mais nous avons des charges non symétriques sur la poutre, nous appliquons la méthode des conditions initiales.

W : désigne la flèche.

$$EIW(x) = EIW(0) + EIW'(0) \cdot x - R_A \frac{x^3}{6} \Big|_1 + F_I \frac{(x-a)^3}{6} \Big|_2 + q \frac{(x-b)^4}{24} \Big|_3 - q \frac{(x-c)^4}{24} + F_{II} \frac{(x-d)^3}{6} \Big|_5$$

Les conditions initiales sont :  $W(0) = W(1) = 0$  ; appui simple? Déterminons :  $EIW'(0) = \text{rotatio à l'origine.}$

$$EIW(1) = EIW(0) + EIW'(0) \cdot 1 - R_A \frac{1^3}{6} + F_I \frac{(1-a)^3}{6} + q \frac{(1-b)^4}{24} - q \frac{(1-c)^4}{24} + F_{II} \frac{(1-d)^4}{24}$$

$$EIW'(0) = \frac{R_A \cdot 1^2}{6} - F_I \frac{(1-a)^3}{61} - q \frac{(1-b)^4}{241} + q \frac{(1-c)^4}{241} - F_{II} \frac{(1-d)^3}{61}$$

données : a = 116 mm ; b = 145 mm ; c = 525 mm ; d = 550 mm ;  
 l = 688 mm ; R<sub>A</sub> = 10007 N ; F<sub>I</sub> = 727 N ; q = 47550 N/m  
 F<sub>II</sub> = 657 N.

d'où :  $EIW'(0) = 507,76 \text{ Nm}^2$

Connaissant EIW'(0), nous pouvons déterminer la flèche en n'importe quel point de la poutre, et en particulier, déterminons par dérivation le point où la flèche est maximum.

$$EIW'(x) = EIW'(0) - R_A \frac{x^2}{2} + F_I \frac{(x-a)^2}{2} + q \frac{(x-b)^3}{6} - q \frac{(x-c)^3}{6} + F_{II} \frac{(x-d)^2}{2} = 0$$

EIW'(x) sera nul là où la flèche est maximum ; déterminons x.

on pose : EIW'(0) = K. On obtient l'équation suivante :

$$\begin{aligned} K - R_A \frac{x^2}{2} + F_I \frac{x^2}{2} - F_I \cdot x \cdot a + F_I \frac{a^2}{2} + q \frac{x^3}{6} - q \frac{x \cdot b^2}{2} \\ + q \frac{x b^2}{2} - q \frac{b^3}{6} - q \frac{x^3}{6} + q \frac{x \cdot c^2}{2} - q \frac{x c^2}{2} + q \frac{c^3}{6} \\ + F_{II} \frac{x^2}{2} - F_{II} \cdot x \cdot d + F_{II} \frac{d^2}{2} = 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \implies \frac{x^2}{2} (-R_A + F_I - qb + qc + F_{II}) + x(-F_I \cdot a + q \frac{b^2}{2} \\ - q \frac{c^2}{2} - F_{II} \cdot d) + (K + F_I \frac{a^2}{2} - q \frac{b^3}{6} + \\ + q \frac{c^3}{6} + F_{II} \frac{d^2}{2}) = 0 \end{aligned}$$

Application numérique :  $4723 \cdot x^2 - 6498,8 \cdot x + 1734,6 = 0$

la flèche sera maximum en :  $x = 362 \text{ mm}$

Déterminons la flèche en ; x = 362 mm.

$$EIW(0,362) = K \cdot 0,362 - R_A \frac{(0,362)^3}{6} + F_I \frac{(0,362-0,116)^3}{6} + q \frac{(0,362-0,145)^4}{24} = 110,88 \text{ Nm}^3$$

$$I = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi (0,09)^4}{64} = 3,22 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4$$

Module d'élasticité de YOUNG pour l'acier : E = 2,1.10<sup>11</sup> N/m<sup>2</sup>

Nous obtenons :  $W(0,362) = 1,639.10^{-4} \text{ m}$

=====> en  $x = 362 \text{ mm}$  ;  $W_{\text{maxi}} = 0,163 \text{ mm}$

En pratique on tolère une flèche de  $0,0003.L$  ;  $L$  : longueur entre paliers d'où  $W_{\text{admissible}} = 0,206 \text{ mm}$

Déterminons les angles de dégauchissement des bagues :

$$EIW'(1) = K - R_A \frac{1^2}{2} - F_I \frac{(1-a)^2}{2} + q \frac{(1-b)^3}{6} - q \frac{(1-c)^3}{6} + F_{II} \frac{(1-d)^2}{2} ;$$

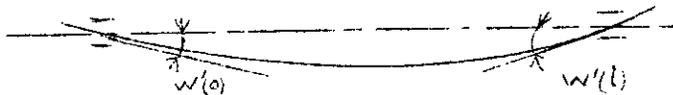
Nous obtenons :  $EIW'(1) = -738,79 \text{ Nm}^2$  ;  $EIW'(0) = 507,76 \text{ Nm}^2$

$W'(1) = 1,092.10^{-3} \text{ rd}$

$W'(0) = 7,5.10^{-4} \text{ rd}$

$W'_{\text{admissible}}$  pour roulement à rotules est de :  $0,05 \text{ rd}$

L'arbre est vérifié à la flexion.

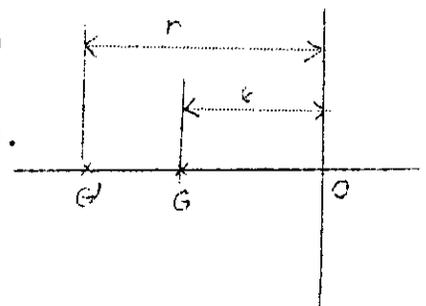


4. 5. 3. VERIFICATION DE L'ARBRE A LA VITESSE CRITIQUE :

4. 5. 3. 1. Généralités sur la vitesse critique :

Le phénomène de la vitesse critique à la flexion peut s'expliquer de plusieurs façons. Considérons la figure 4.5. et soit  $O$  la trace géométrique de rotation d'un arbre et  $G$  le centre de gravité de cet arbre tournant autour de  $O$ . L'excentricité de  $G$  est  $e$ , l'arbre dans sa rotation subira, du faite de la force centrifuge, une déformation élastique et  $G$  tend vers  $G'$ .

Si  $m$  est la masse de l'arbre concentrée en  $G$ ,  $\omega$  sa vitesse angulaire de rotation on a l'équation :  $m \cdot r \cdot \omega^2 = K(r - e)$ .  
 $K$  : rigidité de l'arbre (coëf. élastique).



=====>  $r = \frac{K \cdot e}{K - m \omega^2} = \frac{e}{1 - \frac{m}{K} \omega^2}$

Si  $\omega$  tend vers  $\sqrt{\frac{K}{m}}$   $\implies r \rightarrow$  l'infini

on tire la vitesse critique :  $\omega_c = \sqrt{\frac{K}{m}}$

Pour les arbres homogènes non chargés, on peut déterminer, la vitesse critique à l'aide d'un modèle simplifié qui nous fournit les équations du système. La résolution de ces équations se fait par des méthodes approximatives (calcul par itération). Dans notre cas l'arbre est chargé (charge non symétrique), La méthode "Stodola" (méthode graphique) nous convient mieux et la convergence est rapide.

4. 5. 3. 2. Détermination de la vitesse critique :

Dans un premier lieu nous déterminons par la méthode de MOHR la déformée  $Y_1$  sous l'effet des charges statiques, puis nous rechargeons l'arbre par des forces centrifuges  $m_1 Y_1 \omega_0^2$  ( $\omega_0$  arbitraire) et nous obtenons une deuxième déformée  $Y_2$  sous l'effet des charges dynamiques. Si l'écart entre les différents rapports  $\frac{Y_2^i \text{ stat}}{Y_1^i \text{ dyn}}$  est faible. C'est que la convergence est atteinte, et la vitesse critique est donnée par :

$$\omega_c = \omega_0 \sqrt{\frac{y_2^* \text{ stat}}{y_1^* \text{ dyn}}} ; \sum_{i=1}^n \frac{y_2^i}{y_1^i} \cdot \frac{1}{n} = \text{valeur moyenne}$$

Compte tenu de l'effet dynamique du cardan nous avons ajouté une force de 500 N sur le bout d'arbre recevant la transmission. On prend une vitesse angulaire arbitraire

$\omega_0 = 600 \text{ s}^{-1}$ . Les valeurs mesurées sur l'épure sont portées sur le tableau. A partir de ce tableau on tire :

$$\frac{y_2^* \text{ stat}}{y_1^* \text{ dyn}} = 0,386 \implies \omega_c = 600 \sqrt{0,386} = 373 \text{ s}^{-1}$$

$$\omega_c = 373 \text{ s}^{-1}$$

L'arbre fonctionne en régime subcritique il n'y a pas risque de détérioration

Echelles adoptées sur l'épure :

- Charges statiques :

$$\text{Longueur} : e_1 = \frac{1}{K} = \frac{1}{4}$$

$$\text{Force} : e_2 = \frac{1}{50} ; \text{Moment} : e_3 = \frac{e_1 \cdot e_2}{d} = \frac{1}{2 \cdot 10^4} \cdot \frac{\text{mm}}{\text{mmN}}$$

charge fictive : 1 mm<sup>2</sup> sur l'épure a été féduit au 50é.

$$1 \text{ mm}^2 \text{ correspond réellement à : } \frac{1}{e_3 \cdot e_1} = 8 \cdot 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}^2$$

Avec la réduction de 1/50 nous aurons 1 mm du vecteur du deuxième dynamique qui correspond à : 4.10<sup>6</sup> N.mm<sup>2</sup>

$$\text{d'où } \frac{1}{K'} = \frac{1}{4 \cdot 10^6} \frac{\text{mm}}{\text{N} \cdot \text{mm}^2}$$

$$\Rightarrow Y_H = \frac{K \cdot K' \cdot P}{E \cdot I} A'B' ; E \text{ en N/mm}^2 ; I \text{ en mm}^4 ; Y_H \text{ en mm}$$

$$Y_H = \frac{4 \cdot 4 \cdot 10^6 \cdot 100 \cdot 64}{2 \cdot 1 \cdot 10^5 \sqrt{(9)^4 \cdot 10^4}} A'B' = 2,3657 \cdot 10^{-3} \cdot A'B' \text{ mm}$$

A'B' distance mesurée sur le deuxième funiculaire.

- Charges dynamiques :

$$\text{Longueur} : e_1 = \frac{1}{K} = \frac{1}{4}$$

$$\text{Force} : e_2 = \frac{1}{100} ; \text{Moment} : e_3 = \frac{e_1 \cdot e_2}{d} = \frac{1}{4 \cdot 10^4} \frac{\text{mm}}{\text{mmN}}$$

Charge fictive : 1 mm<sup>2</sup> sur l'épure a été réduit au 50é.

$$1 \text{ mm}^2 \text{ correspond réellement à : } \frac{1}{e_3 \cdot e_1} = 16 \cdot 10^4 \text{ Nmm}^2$$

Avec la réduction de 1/50 de l'épure, nous aurons 1 mm du vecteur du 2é dynamique qui correspond à : 8.10<sup>6</sup> Nmm<sup>2</sup>

$$\text{d'où } \frac{1}{K'} = \frac{1}{8 \cdot 10^6} \frac{\text{mm}}{\text{Nmm}^2}$$

$$\Rightarrow Y_H = \frac{4 \cdot 8 \cdot 10^6 \cdot 100 \cdot 64}{2 \cdot 1 \cdot 10^5 \sqrt{(9)^4 \cdot 10^4}} A'B' = 4,7314 \cdot 10^{-3} A'B' \text{ mm}$$

P : Distance polaire sur le deuxième dynamique mesurée en mm sur l'épure.

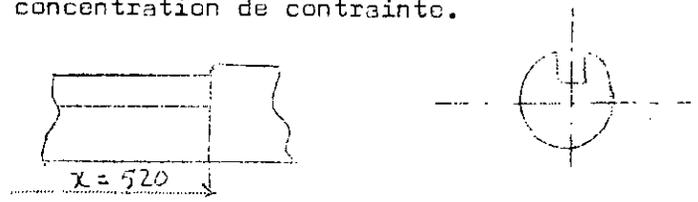
(Biblio. : R. ERNEST-METZMAIER ; cours d'automobile. société des éditions technip)

Tableau de valeurs des flèches statiques et dynamiques

Force	d(mm)	Charge stat. [N]	Flèche stat. [mm]	Force centri. [N]	Flèche dyn. [mm]	$\frac{Y_{dyn}}{Y_{stat}}$
V <sub>C</sub>	50	500	0,1265	2277	0,3572	2,823
V <sub>A</sub>	70	3832,3	0	8191,7	0	0
F <sub>I</sub>	92	330	0,0402	477,5	0,1040	2,587
F <sub>1</sub>	90	431	0,052	806,8	0,1372	2,638
F <sub>2</sub>	90	431	0,0579	898,3	0,1514	2,614
F <sub>3</sub>	90	431	0,0626	971,3	0,1655	2,643
F <sub>4</sub>	90	431	0,0686	1064,4	0,1774	2,586
F <sub>5</sub>	90	431	0,0721	1118,7	0,1892	2,624
F <sub>6</sub>	90	431	0,0757	1174,5	0,1963	2,593
F <sub>7</sub>	90	431	0,0785	1218	0,2034	2,591
F <sub>8</sub>	90	431	0,0827	1283,1	0,2081	2,516
F <sub>9</sub>	90	431	0,0832	1290,9	0,2129	2,558
F <sub>10</sub>	90	431	0,0839	1301,8	0,2138	2,548
F <sub>11</sub>	90	431	0,0835	1295,5	0,2129	2,549
F <sub>12</sub>	90	431	0,0827	1283,1	0,2105	2,545
F <sub>13</sub>	90	431	0,0804	1247,5	0,2081	2,588
F <sub>14</sub>	90	431	0,078	1210,2	0,1987	2,547
F <sub>15</sub>	90	431	0,0757	1174,5	0,1939	2,561
F <sub>16</sub>	90	431	0,0721	1118,7	0,1845	2,558
F <sub>17</sub>	90	431	0,0686	1064,4	0,1750	2,551
F <sub>18</sub>	90	431	0,0638	989,9	0,1632	2,557
F <sub>19</sub>	90	431	0,0567	879,7	0,1490	2,627
F <sub>II</sub>	90	298	0,0496	532,1	0,1301	2,622
V <sub>B</sub>	70	4484,7	0	11932,1	0	0

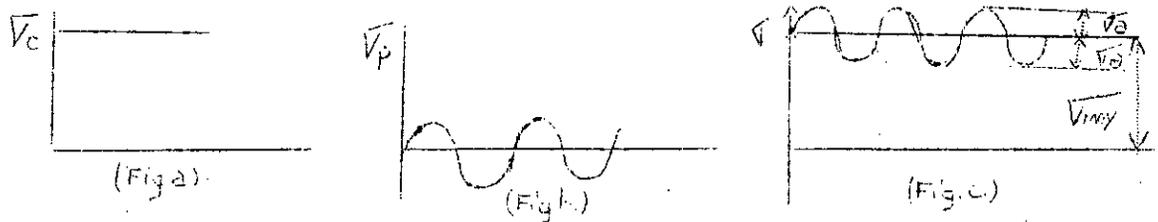
4. 5. 4. VERIFICATION DE LA FATIGUE :

Nous vérifions l'arbre dans la zone dangereuse, c'est à dire en voisinage du moment fléchissant maxi, là où il y a concentration de contrainte.



5. 4. 4. 1. Coefficient de Sécurité à la Fléxion :

La force centrifuge est appliquée en un point fixe sa direction est constante par rapport au plan de la surface, Cette force nous donne un  $\sigma$  contrainte constante (Fig. a) Le poids nous donne une contrainte variable suivant un cycle symétrique (Fig. b); En appliquant le principe de superposition, on obtient le cycle de la variation de contrainte (Fig. c)



$$\bar{\sigma}_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} ; \bar{\sigma}_{moy} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

$$r = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = \text{Coefficient d'assymétrie du cycle.}$$

$$\bar{\sigma}_{-1} = 0,43 R_r ; \text{ pour un acier ordinaire.}$$

Nous avons adopté un acier au carbone dont :  $R_r = 560 \text{ [N/mm}^2\text{]}$

$$\bar{\sigma}_{-1} = 0,43 \times 560 = 240 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

Déterminons  $\bar{\sigma}_{max}$  dans la section :  $\bar{\sigma}_{max} = \frac{M_{fmaxi}}{W(x)} ; W = \frac{I}{v}$

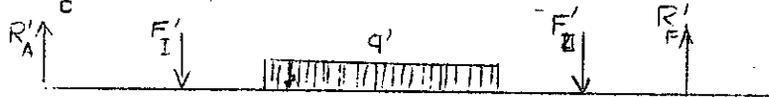
$$M_f = R_A \cdot 0,52 - F_I \cdot (0,52 - 0,116) - q \frac{(0,52 - 0,145)^2}{2} = 1566,5 \text{ [mN]}$$

Donc le moment fléchissant maxi dans cette section est :

$$M_{fmaxi} = 1566,5 \text{ [mN]}$$

$$\bar{\sigma}_{max} = \frac{1566,5 \cdot 10^3}{63368} ; \bar{\sigma}_{max} = 24,72 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

Déterminons  $\sqrt{\sigma}_{\text{mini}}$  dans la section ; Dans ce cas les deux forces  $F_c$  et  $P$  se retranchent



$$F'_{II} = F_c(M_1) - P_1 = 397 - 330 = 67 \text{ N}$$

$$F'_{II} = F_c(M_2) - P_2 = 359 - 298 = 61 \text{ N}$$

$$q' = \frac{F_c(M_R) - P}{L} = \frac{9869 - 8200}{0,38} = 4392 \text{ N/m}$$

$$\sum MMt/F = 0 \implies R'_A = \frac{61 \times 0,138 + 4392 \times 0,38 \times 0,353 + 67 \times 0,572}{0,688}$$

$$R'_A = 924,3 \text{ N} ; \text{ d'où : } M'_Y = R'_A \cdot X - F'_I(x-0,116) - q' \frac{(x-0,145)^2}{2}$$

On obtient :  $M'_Y = 144,75 \text{ [mN]}$

$$\sqrt{\sigma}_{\text{mini}} = \frac{M_{f\text{mini}}}{W(x)} = \frac{144,75 \cdot 10^3}{63368} = 2,28 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

Dans cette section nous avons :

$$\sigma_{\text{maxi}} = 24,72 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{\text{mini}} = 2,28 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$r = \frac{2,28}{24,72} = 0,092$$

$$\sqrt{\sigma}_a = \frac{24,72 - 2,28}{2} = 11,22 \text{ N/mm}^2$$

$$\sqrt{\sigma}_{\text{moy}} = \frac{24,72 + 2,28}{2} = 13,5 \text{ N/mm}^2$$

$\psi_{\sigma} = 0,11$  ; Coefficient de sensibilité du matériau à l'entaille, il est fonction de  $R_r$

$(K_{\sigma})_r = 1,7$  ; Coefficient qui tient compte de l'allure de la répartition des contraintes.

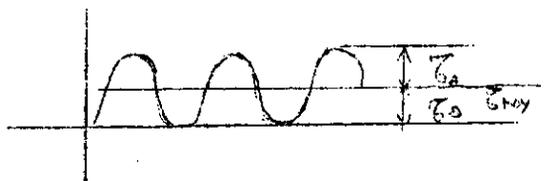
Le coefficient de sécurité à la flexion est :

$$n_{\sigma} = \frac{\sqrt{-1}}{(K_{\sigma})_r \cdot \sqrt{\sigma}_a + \psi_{\sigma} \cdot \sqrt{\sigma}_{\text{moy}}} = \frac{240}{1,7 \times 11,2 + 0,11 \times 13,5} = 11,7$$

$$n_{\sigma} = 11,7$$

#### 4.5.4.2. Coefficient de sécurité à la torsion :

Pour la vérification à la torsion on admet un cycle pulsatoire.



$$\sigma_a = \sigma_{moy} = \frac{\sigma_{nomibale}}{2} ; \sigma_{nom} = \frac{M_t}{W(x)}$$

$$W(x) = W_{net.torsion} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bp(d-p)^2}{2d} = 134937 \text{ [mm}^3\text{]}$$

$$\sigma_{nom} = \frac{1349 \cdot 10^3}{134937} = 10 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_a = \sigma_{moy} = \frac{\sigma_{nom}}{2} = 5 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

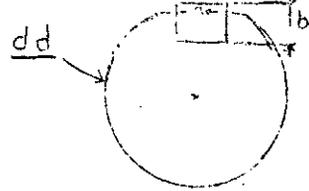
La contrainte de torsion :  $\tau_{-1} = 0,5 \cdot \tau_{-1} = 120 \text{ [N/mm}^2\text{]}$

On adopte :  $(K_\tau)_r = 1,7$  ;  $(\Psi_\tau) = 0,085$

D'où le coefficient de sécurité à la torsion :

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{(K_\tau)_r \cdot \sigma_a + \Psi_\tau \cdot \sigma_{moy}} = \frac{120}{1,7 \times 5 + 0,085 \times 5}$$

$n_\tau = 13,4$



4.5.4. Coefficient total à la fatigue :

$$n = \frac{n_\tau \cdot n_\sigma}{[(n_\tau)^2 + (n_\sigma)^2]^{\frac{1}{2}}} \geq 1,7 ; n = \frac{13,4 \times 11,7}{[(13,4)^2 + (11,7)^2]^{\frac{1}{2}}}$$

$n = 8,8$

La section est vérifiée à la fatigue.

4.5.5. VERIFICATION DES CLAVETTES :

4.5.5.1. Clavette Centrale (Ref : 02.00.23) :

La clavette est en acier ordinaire, l'assemblage est rigide, la charge est dynamique. On adopte un acier E24

$$|\sigma_{comp}|_{adm} = 80 \text{ [N/mm}^2\text{]} ; |\tau_{cis}|_{adm} = 54 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

données :

d = 90 mm

a = 25 mm

b = 14 mm

l = 360 mm

Pression de montage :  $\sigma_{comp} = \frac{4 \cdot M_t}{d \cdot l \cdot b} \ll |\sigma_{comp}|_{adm}$

Contrainte de cisaillement :  $\tau_{cis} = \frac{2 \cdot M_t}{d \cdot l \cdot a} \ll |\tau_{cis}|_{adm}$

Calculons la contrainte de cisaillement et la pression

de matage :

$$\sigma_{comp} = \frac{4 \times 1349 \cdot 10^3}{90 \times 360 \times 14} = 11,9 \text{ N/mm}^2$$

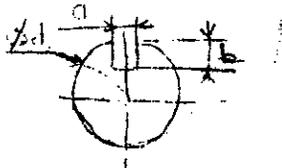
$$\tau_{cis} = \frac{2 \times 1349 \cdot 10^3}{90 \times 360 \times 25} = 3,4 \text{ N/mm}^2$$

On voit que les valeurs de  $\sigma_{comp}$  et  $\tau_{cis}$  sont très faibles, ceci est dû à la longueur importante de la clavette. Nous avons adopté cette solution constructive pour un facilité de montage et de démontage des disques et pour une simplicité de la construction.

4. 5. 5. 2. Clavette sur Bout d'Arbre (ref : 02.00.10) :

Sur les deux bouts d'arbre il y a deux clavettes identiques qui lient les flasques. Nous adoptons des contraintes admissibles identiques que dans le cas de la clavette centrale, acier ordinaire d'usage courant, charge dynamique, assemblage rigide.

Données :  
 d = 60 mm  
 a = 18 mm  
 b = 11 mm  
 l = 110 mm



$$|\sigma_{comp}|_{adm} = 80 \text{ N/mm}^2 ; \quad |\tau_{cis}|_{adm} = 54 \text{ N/mm}^2$$

D'où nous aurons :

$$\sigma_{comp} = \frac{4 \times 1349 \cdot 10^3}{60 \times 110 \times 11} = 74,3 \text{ N/mm}^2$$

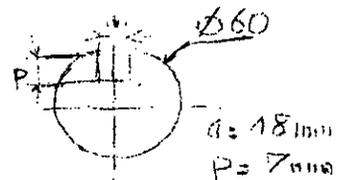
$$\tau_{cis} = \frac{2 \times 1349 \cdot 10^3}{60 \times 110 \times 18} = 22,7 \text{ N/mm}^2$$

Les deux clavettes résistent au matage et au cisaillement.

4. 5. 6. VERIFICATION DU BOUT D'ARBRE A LA TORSION :

$$\tau = \frac{M_t}{W_{net}} \leq |\tau|_{adm}$$

$$W_{net \text{ torsion}} = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{ap(d-p)^2}{2d}$$



$$W_{net \text{ torsion}} = 39462 \text{ mm}^3 \quad \text{D'où} \quad \tau = \frac{1349 \cdot 10^3}{39462} = 34,2 \text{ N/mm}^2$$

L'arbre est en acier E24 ;  $\tau_{adm} = \frac{\sigma_{adm}}{2} = \frac{80}{2} = 40 \text{ N/mm}^2$

D'où l'arbre résiste à la torsion.

#### 4.6. VÉRIFICATION DES BROCHES ET DES TAMPONS DE CAOUTCHOUC :

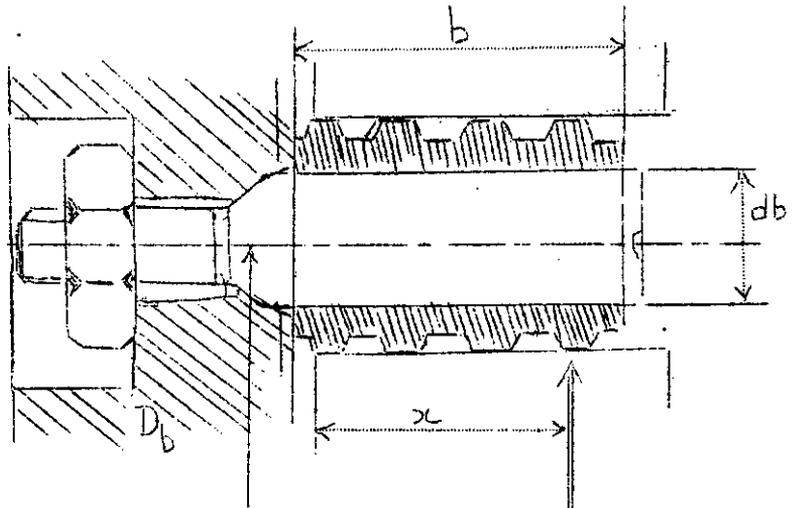
$$b = 52 \text{ mm}$$

$$Z = 6 \text{ broches}$$

$x$  = Bras de levier de l'effort appliqué sur la broche.

$$D_b = 190 \text{ mm (diamètre circonférentiel des broches)}$$

$$d_b = 24 \text{ mm}$$



Cet élément est normalisé, mais nous devons faire la vérification car lors des manipulations, on diminuera le nombre de broches pour donner beaucoup plus d'élasticité afin de réduire la fréquence des vibrations libres.

Effort appliqué sur une broche.

$$F = \frac{2 \times M_t}{D_b \times Z} ; M_t = 1349.10^3 [\text{mN}]$$

$$F = \frac{2 \times 1349.10^3}{190 \times 6} = 2366 [\text{N}]$$

Avec trois broches :  $F' = 2F = 4732 [\text{N}]$

Contrainte de flexion dans la broche.

Les broches sont en acier XC18,  $R_e = 440 [\text{N/mm}^2]$

Si nous adoptons un coefficient de sécurité de 2

$$R_p = \frac{R_e}{2} = 220 [\text{N/mm}^2]$$

$$\sqrt{f_1} = \frac{F \cdot x}{0,1 \cdot d_b^3} ; \text{ Nous prenons } x_{\text{maxi}} = b$$

$$\text{d'où } \sqrt{f_1} = \frac{2366 \times 52}{0,1 \cdot (24)^3} = 89 [\text{N/mm}^2]$$

$$\text{d'où } \sqrt{f_2} = 2 \cdot \sqrt{f_1} = 178 \text{ N/mm}^2$$

Pression de contact entre la broche et le tampon.

$$P = \frac{F}{b \cdot d_b} \leq |P|_{\text{adm}}$$

La pression admissible du caoutchouc est de : 2 à 4  $[N/mm^2]$

D'où :  $P_1 = \frac{2366}{52 \times 24} = 1,9 [N/mm^2]$

$P_2 = 2 \cdot P_1 = 3,8 [N/mm^2]$

On conclue que l'opération peut être réalisable du fait que les valeurs  $\sqrt{f}$  et P restent inférieures aux valeurs admissibles.

4. 7.  CALCUL DE LA FLECHE DU SUPPORT DU PALIER :

=====  
 Ce support est en UPN 160, soudé aux extrémités de ses appuis et renforcé par des nervures. Nous assimilons ce support à une poutre à inertie constante encastrée en A et B soumise à une charge concentrée F, appliquée au milieu. Donc nous avons une poutre à une travée, deux encastrement, hyperstaticité du deuxième degré; appliquons la méthode des charges fictives :

De l'hypothèse de la poutre isostatique de référence, on montre que :

$$M_A = \frac{6H_A - 4 \cdot A \cdot L}{L^2} ; M_B = \frac{2 \cdot A \cdot L - 6H_A}{L^2}$$

$M_A$  et  $M_B$  sont les moments sur travée hyperstatique,  $M$  est le moment sur la poutre isostatique.

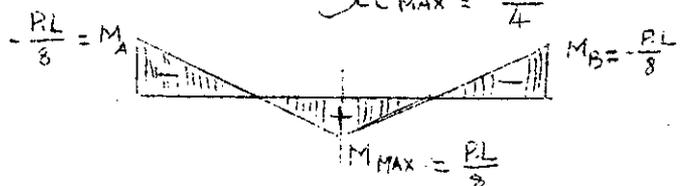
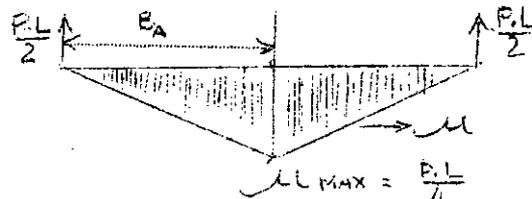
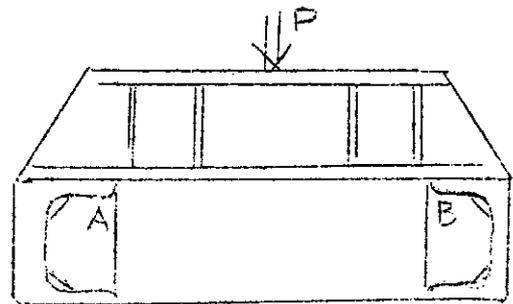
$H_A$  : Moment statique de l'aire du diagramme par rapport à A sur travée isostatique.

A : Aire du diagramme sur travée isostatique.

$$A = \frac{P \cdot L}{4} \times \frac{L}{2} = \frac{P L^2}{8}$$

$$H_A = A \times B_A ; B_A = \frac{L}{2}$$

=====>  $H_A = \frac{P \cdot L^3}{16}$



$$M_A = \frac{6x \frac{PL^3}{16} - 4P \cdot \frac{L^3}{8}}{L^2} = -\frac{P \cdot L}{8}$$

$$M_B = \frac{2x \frac{PL^3}{8} - 6x \frac{PL^3}{16}}{L^2} = -\frac{P \cdot L}{8}$$

Moment sur travée hyperstatique ;  $M = \mathcal{M} + M_A \frac{(L-x)}{L} + M_B \frac{x}{L}$

$$M_{\max} = M\left(\frac{L}{2}\right) = \mathcal{M}\left(\frac{L}{2}\right) + \frac{M_A}{2} + \frac{M_B}{2} = \frac{P \cdot L}{4} - \frac{P \cdot L}{8} = \frac{P \cdot L}{8}$$

D'où le moment maxi sur la poutre :  $M = \frac{P \cdot L}{8}$

Calculons la flèche :

La charge fictive est :  $-\frac{M}{EI} = W''(x)$

au point A, on a :  $W'_A = 0$  ;  $W_A = 0$  ;  $\sum A = 0$  ;  $M_A = 0$

$W(x) = m(x)$  de la charge fictive ;

$V_A = V_B = 0$  : Réactions fictives,

$$W\left(\frac{L}{2}\right) = A_1 \left(\frac{L}{2} - \frac{1}{3} \cdot \frac{L}{4}\right) - A_1 \left(\frac{1}{33} \cdot \frac{L}{4}\right) = A_1 \left(\frac{L}{2} - \frac{L}{6}\right) = \frac{A_1 \cdot L}{3}$$

$$A_1 = \frac{P \cdot L}{8E \cdot I} \times \frac{L}{4} \times \frac{1}{2} ; W\left(\frac{L}{2}\right) = \frac{P \cdot L}{8E \cdot I} \cdot \frac{L}{8} \cdot \frac{L}{3} = \frac{P \cdot L^3}{192EI}$$

$$W\left(\frac{L}{2}\right) = \frac{P \cdot L^3}{192EI}$$

Données :

$$I_{xx} = 925 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4 \text{ (de l'UPN 160 sans nervure) .}$$

$$E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$$

$$P = 10007 \text{ N}$$

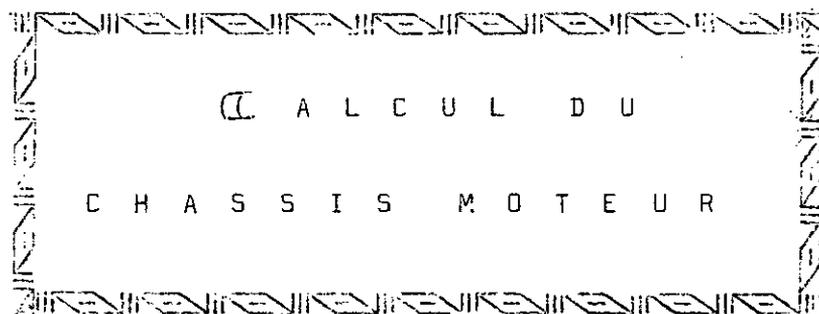
$$L = 400 \text{ mm} = 0,4 \text{ m}$$

$$W_{\max i} = 1,717 \cdot 10^{-6} \text{ m}$$

$$W_{\max i} = 1,71 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

La flèche est de l'ordre du micron, dans le calcul nous avons supposé que la poutre est à inertie constante, or ce n'est pas le cas car il y a des nervures pour renforcer la construction. On conclut que la stabilité du châssis est importante.

CHAPITRE : V



CALCUL DU

CHASSIS MOTEUR

Ce châssis est destiné à supporter le moteur dans le laboratoire, il a été conçu en corps monobloc formé par des UPN 120 (NFA 45-202). Il est soumis à des contraintes statiques dues aux poids propres du moteur et de la boîte, et à des contraintes dynamiques dues au moment moteur.

5.1. **DETERMINATION DES EFFORTS STATIQUES :**

Les efforts sont distribués suivant schéma : (fig. a)

Données ;

Masse du moteur : 330 Kg  
 Masse de la boîte : 80 Kg.

d'où :  $P_M = 330 \times 10 = 3300 \text{ N}$ .  
 $P_B = 80 \times 10 = 800 \text{ N}$ .

Remplaçons les efforts  $P_M$  et  $P_B$  (fig. b) par leur action sur les axes AA' et BB' qui sont  $P'_A$  et  $P'_B$ .

Alors nous aurons :

$$\sum MMt/BB' = 0$$

$$P_M \times 0,375 - P_B \times 0,3 - P'_A \times 0,75 = 0$$

$$P'_A = 133 \text{ daN}$$

$$P'_B = 277 \text{ daN}$$

Considérons l'axe AA' (fig. d)

$$\alpha = 40^\circ ; P_A = -P'_A$$

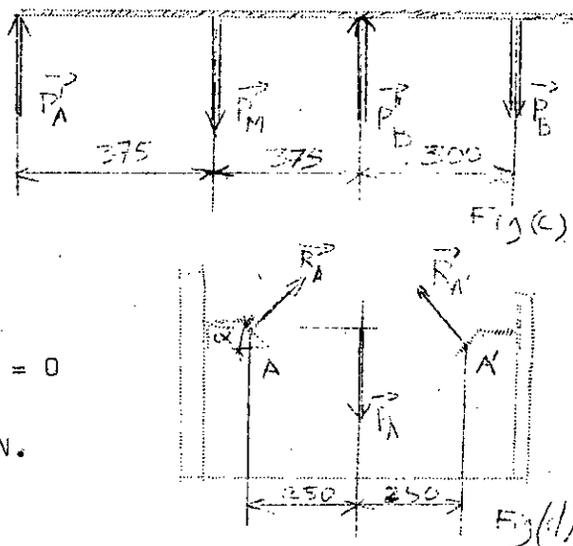
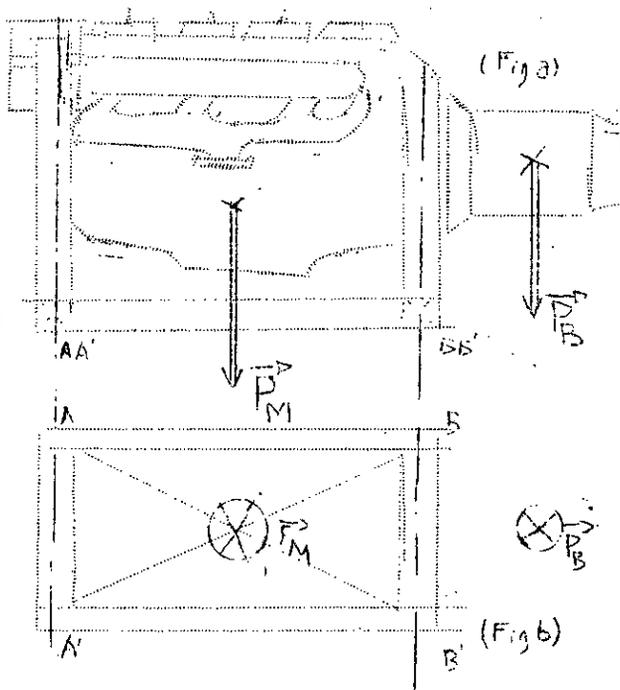
$R_A$  et  $R'_A$  réactions des pattes avants

Déterminons ces réactions ;

$$\sum MMt/A = R'_A \times 0,5 \cos \alpha - P_A \times 0,25 = 0$$

$$R'_A = \frac{P_A \times 0,25}{0,5 \cdot \cos \alpha} = \frac{133 \times 0,25}{0,5 \cdot \cos 40} = 86,8 \text{ daN}$$

$$R'_A = R_A = 86,8 \text{ daN}$$



Sur l'axe BB' : (fig. e)

$R_B$  et  $R_{B'}$  : réactions des pattes arrières.

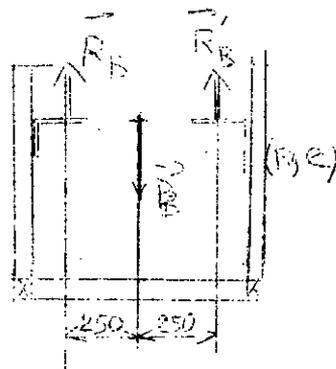
Déterminons ces réactions

$$\sum M_{B/B'} = R_{B'} \times 0,5 - P_B \times 0,25 = 0$$

Nous aurons :

$$R_{B'} = R_B = \frac{P_B}{2} = \frac{277}{2} = 138,5 \text{ daN}$$

$$R_{B'} = R_B = 138,5 \text{ daN}$$



5. 2. **D**ETERMINATION DES EFFORTS DYNAMIQUES :

Efforts appliqués sur les pattes avant, dûs au couple moteur.

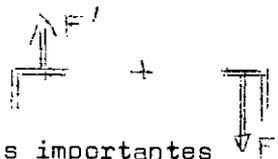
$$M_m = F \cdot 0,5 \cdot \cos \alpha \implies F = M_m \cdot \frac{1}{0,5 \cdot \cos \alpha}$$

$$M_m = 22,4 \text{ mdaN} \implies F = 58,5 \text{ daN}$$



Efforts appliqués sur les pattes arrières dûs au couple moteur.

$$M_m = F' \cdot 0,5 \implies F' = 2 \cdot M_m = 44,8 \text{ daN}$$



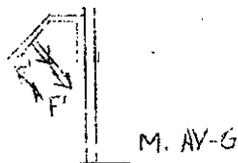
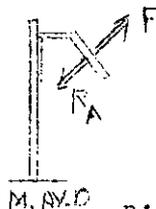
Pour éviter la naissance d'oscillations importantes (dangereuses), on multiplie les efforts dynamiques par un coefficient arbitraire :  $K = 2$ , on obtient alors :

$$F = 117 \text{ daN}$$

$$F' = 90 \text{ daN}$$

(Biblio. M. BOISSEAU ; L'automobile - Calcul des organes "Dunod")

5. 3. **R**EPARTITION DES CHARGES SUR LES MONTANTS :



D'après la répartition des charges suivant les figures on voit que les montants avant gauches et arrière gauches sont les pls chargés.

Sur le montant AV-G :  $Q = F' + R_A' = 117 + 86,8 = 203,8 \text{ daN}$

Sur le montant AR-G :  $Q' = F' + R_B' = 90 + 138,5 = 228,5 \text{ daN}$

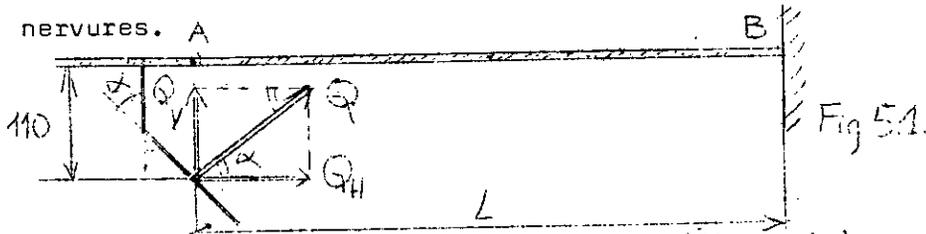
$$Q = 203,8 \text{ daN}$$

$$Q' = 228,5 \text{ daN}$$

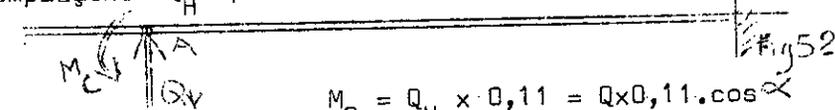
### 5. 4. VÉRIFICATION DES MONTANTS A LA FLEXION ET CALCUL DE LA FLECHE :

#### 5. 4. 1. MONTANT AVANT GAUCHE :

Nous assimilons ce montant à une poutre encastree à son extrémite. Dans le calcul on ne tient pas compte des nervures.



Q se décompose en deux forces ;  $Q_H$  et  $Q_V$  (Fig. 5.1.), nous remplaçons  $Q_H$  par un moment concentré en A (fig. 5.2.)



$$M_C = Q_H \times 0,11 = Q \times 0,11 \cdot \cos \alpha$$

$$M_C = 203,8 \times 0,11 \cdot \cos(40) = \underline{17,2 \text{ mdaN}}$$

$$Q_V = Q \cdot \sin \alpha$$

$$Q_H = Q \cdot \cos \alpha$$

$$Q_V = 203,8 \cdot \sin(40) = \underline{131 \text{ daN}}$$

Le moteur possède deux positions sur le chassis, qui correspondent à une longueur entre B et le point de fixation de la patte A :  $L_1 = 360 \text{ mm}$  et  $L_2 = 560 \text{ mm}$ .

Le moment fléchissant sur lapoutre est :

$$M_Y(x) = -M_C + Q_V \cdot x \implies M_Y(B) = -172 + 1310 \times 0,56 = 561,6 \text{ mN}$$

Déterminons le moment d'inertie de la section :

Le montant est formé par deux UPN 120 assemblés par soudage (fig. 5.3)

$$S_1 = 1700 \text{ mm}^2$$

$$d = 39 \text{ mm}$$

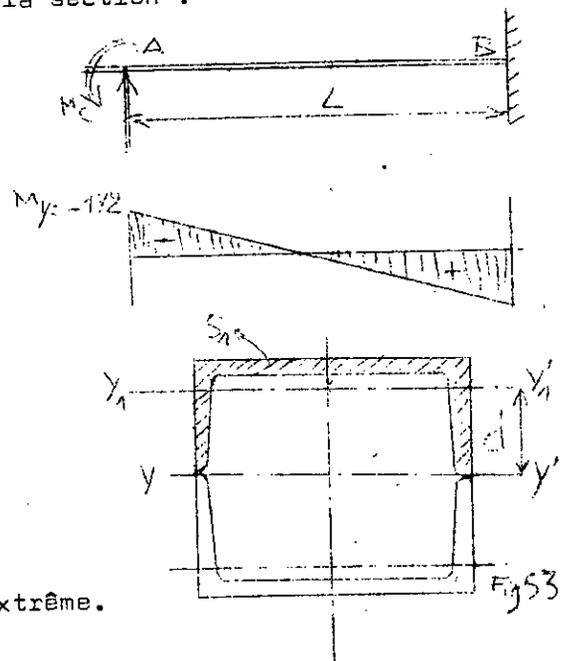
$$I_{Y_1 Y_1} = 43,2 \cdot 10^4 \text{ mm}^4$$

$$I_{YY} = 2(I_{Y_1 Y_1} + S_1 \cdot d^2)$$

$$= 2[43,2 \cdot 10^4 + 1700 \times (39)^2]$$

$$I_{YY} = 603,5 \cdot 10^4 \text{ mm}^4$$

$v_x = 55 \text{ mm}$  : distance à la fibre extrémee.



Déterminons la contrainte maximum de flexion :

$$\sqrt{\sigma} = \frac{M_f}{I_{YY'} / v_x} = \frac{561,6 \cdot 10^3 \cdot 55}{603,5 \cdot 10^4} = 5,11 \text{ N/mm}^2$$

Cette contrainte est faible et le montant résiste à la flexion.

Calculons la flèche :

$$EIW''(x) = -M_Y = M_C - Q_V \cdot x ; \quad EIW'(x) = M_C \cdot x - Q_V \cdot \frac{x^2}{2} + K_1$$

$$\implies EIW(x) = M_C \cdot \frac{x^2}{2} - Q_V \cdot \frac{x^3}{6} + K_1 \cdot x + K_2$$

$$\text{Conditions initiales : } EIW(L) = EIW' = 0$$

Déterminons les constantes  $K_1$  et  $K_2$  :

$$M_C \cdot L - Q_V \cdot \frac{L^2}{2} + K_1 = 0 \implies K_1 = Q_V \cdot \frac{L^2}{2} - M_C \cdot L$$

$$EIW(L) = M_C \cdot \frac{L^2}{2} - Q_V \cdot \frac{L^3}{6} + Q_V \cdot \frac{L^3}{2} - M_C \cdot L^2 + K_2 = 0 \implies K_2 = M_C \cdot \frac{L^2}{2} - Q_V \cdot \frac{L^3}{3}$$

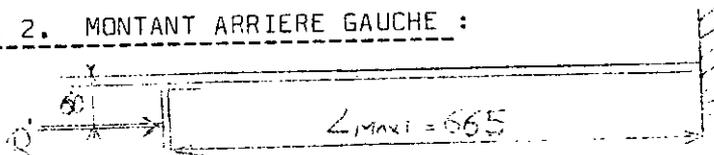
$$EIW(x) = M_C \cdot \frac{x^2}{2} - Q_V \cdot \frac{x^3}{6} + (Q_V \cdot \frac{L^2}{2} - M_C \cdot L) \cdot x + M_C \cdot \frac{L^2}{2} - Q_V \cdot \frac{L^3}{3}$$

$$\text{La flèche est maximum en } x=0 \implies EIW(0) = M_C \cdot \frac{L^2}{2} - Q_V \cdot \frac{L^3}{3}$$

$$W(0) = \frac{1}{2,1 \cdot 10^{11} \times 603,5 \cdot 10^{-8}} \left[ \frac{172}{2} (0,56)^2 - 1310 \cdot \frac{(0,56)^3}{3} \right] = -3,9 \cdot 10^{-5} \text{ m}$$

$$W_{\text{maxi}} = 0,039 \text{ mm}$$

#### 5. 4. 2. MONTANT ARRIERE GAUCHE :



La poutre est soumise à un moment concentré en A (fig. 5.4)

$$\implies M_C = Q' \times 0,06 = 2285 \times 0,06 = 137,1 \text{ m.N}$$

Le moment fléchissant est constant tout le long de la poutre.

Dans ce cas la contrainte de flexion est 4 fois moins que dans le cas du montant avant gauche.

$$M_f = -M_C$$

Calcul de la flèche :

$$EIW''(x) = +M_C \implies EIW'(x) = +M_C \cdot x + K_1 \implies EIW(x) = M_C \frac{x^2}{2} + K_1 \cdot x + K_2$$

Conditions initiales :  $EIW'(L) = EIW(L) = 0$

$$\text{d'où : } K_1 = -M_C \cdot L \quad ; \quad K_2 = M_C \cdot \frac{L^2}{2}$$

$$\implies EIW(x) = M_C \frac{x^2}{2} - M_C \cdot L \cdot x + M_C \frac{L^2}{2}$$

La flèche est maximum en  $x = 0$  ;  $EIW(0) = M_C \frac{L^2}{2}$

I est le même que dans le cas du montant gauche avant (fig. 5.3)

$$W(0) = \frac{137,1(0,665)^2}{2,1 \cdot 10^{11} \times 603,5 \cdot 10^{-8} \times 2} = 2,39 \cdot 10^{-5} \text{ m} \implies \boxed{W_{\text{maxi}} = 0,0239 \text{ mm}}$$

Le calcul a été fait sans tenir compte des nervures, qui font augmenter la rigidité encore beaucoup plus; si l'on tient compte l'encastrement se déplace vers la gauche et le porte-à-faux diminue. On voit bien que la construction est solide même si le moteur est dans la position haute, et il y a moins de risques d'oscillations dangereuses.

### 5.5. VÉRIFICATION DE LA SOUDURE :

Nous considérons le montant le plus sollicité (montant AVG). Nous supposons que la contrainte de flexion et l'effort tranchant sont uniformément répartis dans la section sollicitée et suivant la longueur du joint. (On ne tient pas compte des nervures.).

Nous vérifions les joints à la sollicitation complexe. Les contraintes engendrées par l'effort tranchant et le moment fléchissant sont :

$$\sigma_1 = \frac{Q_2}{0,75s} \quad ; \quad \sigma_2 = \frac{M_f}{0,7W}$$

La contrainte totale est :  $\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}$

Dans cette section  $M_f = 561 \text{ mN}$  ;  $Q_2 = Q \sin \alpha = 1310 \text{ N}$

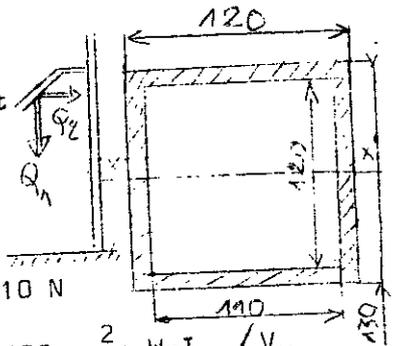
$$I_{xx'} = \frac{130 \times 120^3}{12} - \frac{120 \times 110^3}{12} = 541 \cdot 10^4 \text{ mm}^4 \quad ; \quad S = 2400 \text{ mm}^2 \quad ; \quad W = I_{xx'} / V_Y$$

$$W = \frac{541 \cdot 10^4}{65} = 8,32 \cdot 10^4 \text{ mm}^3 \quad ; \quad \sigma_1 = \frac{1310}{0,7 \cdot 2400} = 0,78 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_2 = \frac{561,6 \cdot 10^3}{0,7 \times 8,32 \cdot 10^4} = 9,64 \text{ N/mm}^2 \implies \sigma = \sqrt{(9,64)^2 + (0,78)^2} = 9,67 \text{ N/mm}^2$$

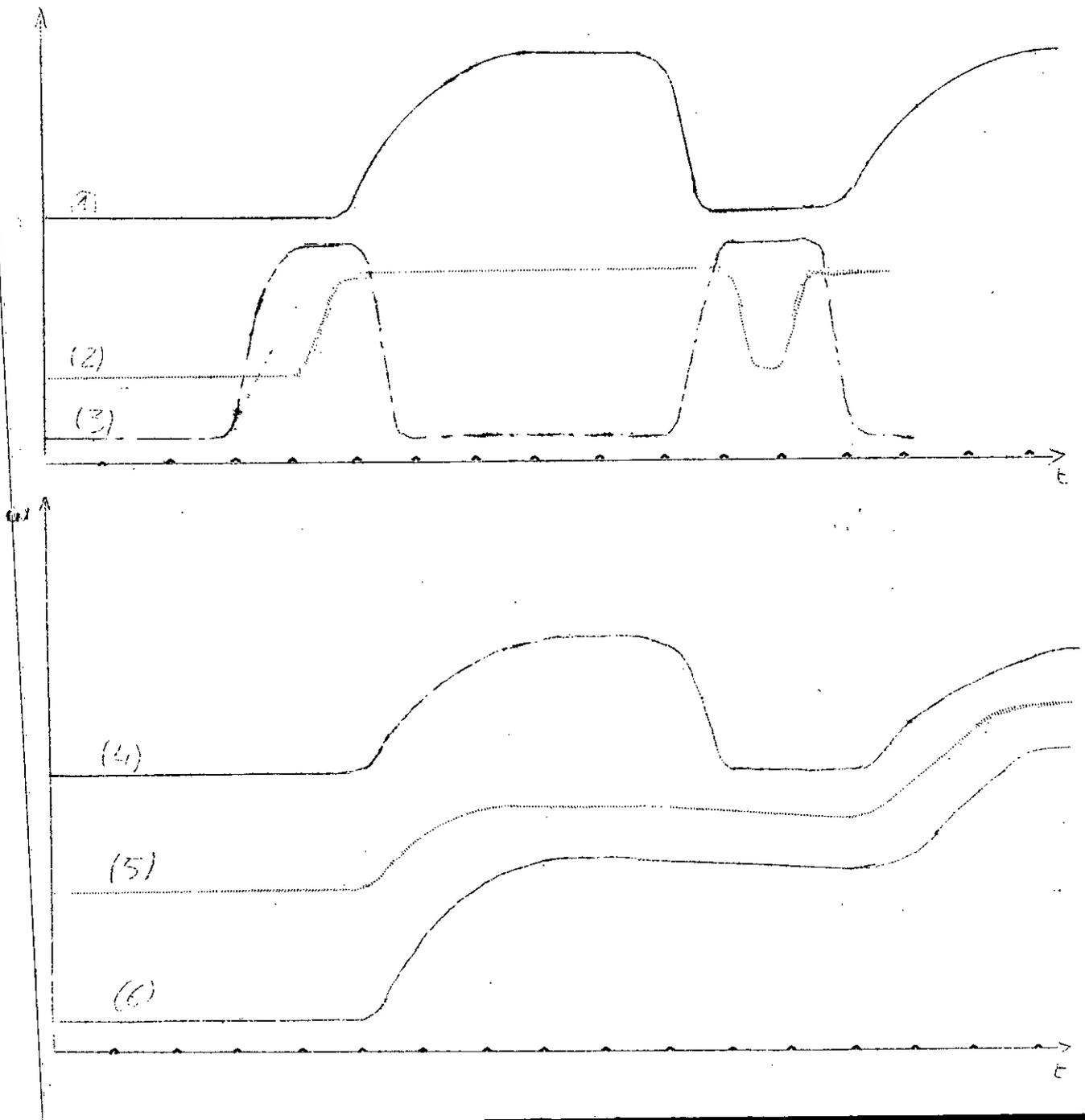
$$\sigma = 9,67 \text{ N/mm}^2 \quad ; \quad |\sigma|_{\text{adm}} = 40 \text{ N/mm}^2 \quad (\text{Biblio. Elément de machines})$$

Le joint est vérifié, donc les cordons de soudure résistent.



Allures des courbes de vitesse et des signaux qu'on peut obtenir sur l'oscillogramme.

- (1) : Variations de la pédale d'accélérateur.
- (2) : Commande de passage des vitesses.
- (3) : Commande de débrayage.
- (4) : Vitesse angulaire du moteur.
- (5) : Vitesse angulaire de l'arbre intermédiaire.
- (6) : Vitesse angulaire de la sortie de la boîte de vitesses.





Dans ce projet, une grande importance a été donnée à l'étude théorique de l'adaptation de la boîte de vitesses, cette étude nous a permis de voir les différents organes qui peuvent faire l'objet de recherche.

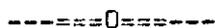
L'étude des performances du véhicule, nous a permis de constater après examen des courbes que l'adaptation de la boîte de vitesses est médiocre du fait que les trous de pentes et de vitesses sont importants. Cette anomalie que l'on rencontre fréquemment dans les boîtes à quatre rapports est d'ue essentiellement à un mauvais éta-  
gement des vitesses.

En outre, les courbes efforts disponibles/vitesses font ressortir la faiblesse de l'aptitude au gravissement des pentes.

En ce qui concerne la synchronisation, le chapitre relatif à cet élément explique clairement le rôle et l'importance du synchroni-  
seur dans la boîte de vitesses, ainsi que l'influence des qualités dynamiques du passage des vitesses sur la fiabilité de cet organe.

Cette étude qui ne prétend pas être exhaustive, nous a permis de concevoir un banc d'essai, qui constitue non seulement un champ d'application des connaissances, mais un véritable enseignement scientifique basé sur l'observation et l'analyse des phénomènes. Elle contribuera d'une manière efficace au développement des sys-  
tèmes mécaniques qui demandent chaque jour de nouvelles améliorations et perfectionnements, pour les adapter aux conditions réelles en exploitation.

Ainsi, l'industrie mécanique; dispose d'un outil supplémentaire qui peut être encore développé et mis en application.



# BIBLIOGRAPHIE

-----0-----

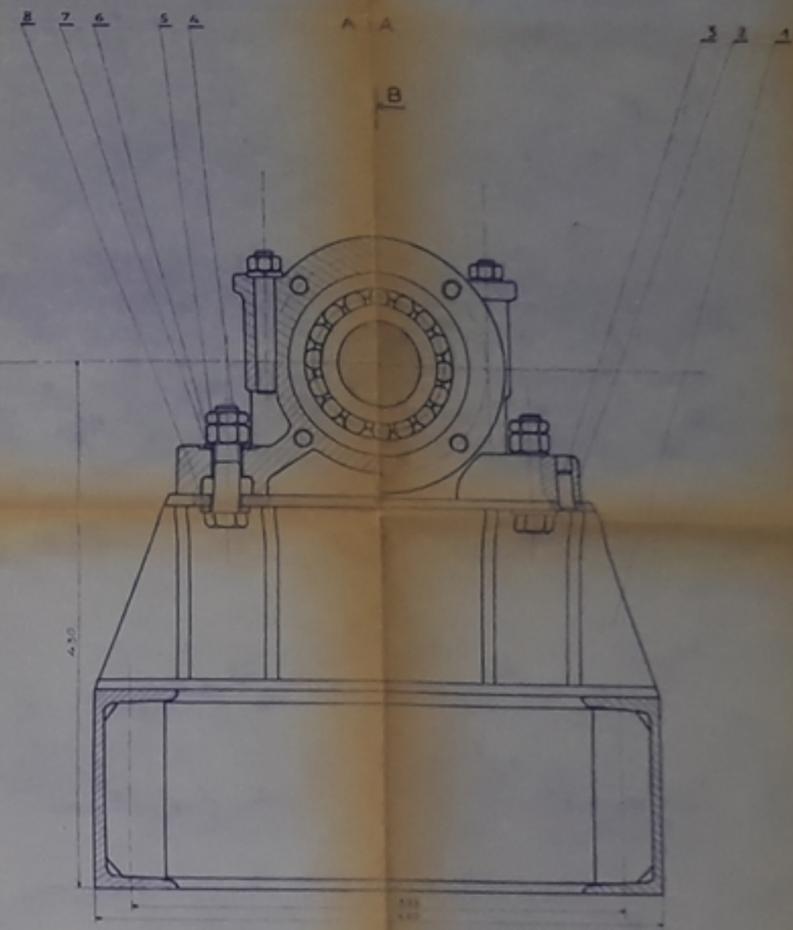
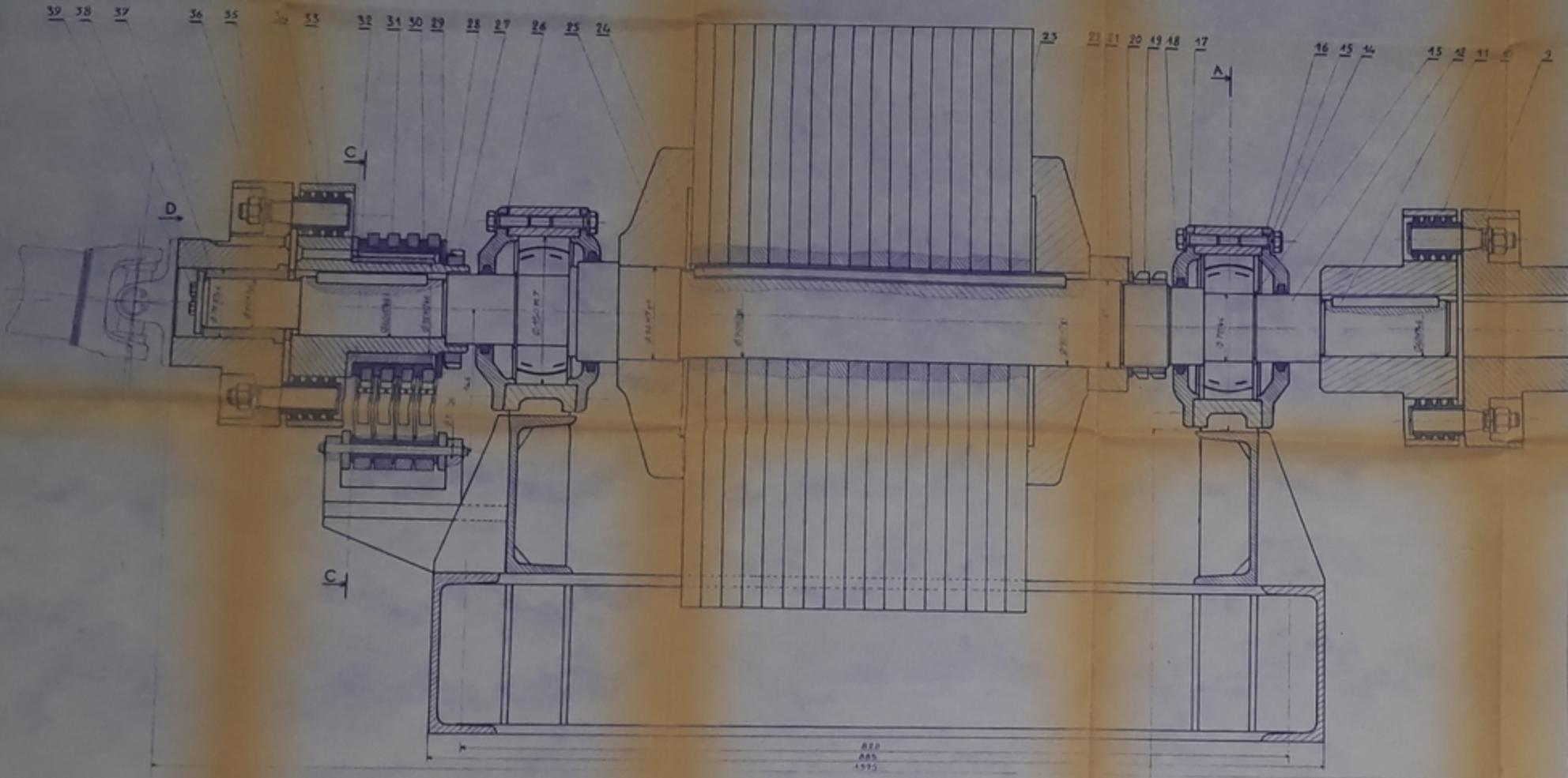
- R. ERNST-METZMAIER  
Cours d'automobile (Société des éditions technip.)
- M. BOISSEAUX.  
L'automobile : Calcul des organes. (édition DUNOD)
- J. CHAGETTE.  
Technique automobile. (édition DUNOD)
- FL. DUDITĂ.  
Transmission par cardan. (édition Tehnika Bucarest.)
- GUEORGUI & ANGUELOV.  
Eléments de machines (édition Tehnika, Sofia 1972.)
- DIMITAR CRISTOV: & Cie.  
Calcul et construction des éléments de machines.  
(édition Tehnika. Sofia 1972.)
- MN. IVANOV & VN IVANOV.  
Eléments de machines (édition Moscou; "école sup" 1975.)
- I. ARTOBOLEVSKI.  
Théorie des mécanismes et des machines (éditions MIR-MOSCOU.)
- V.DOBROVOLSKI, K. ZABLOVSKI.  
Eléments de machines (éditions MIR-MOSCOU. 1971.)

## Cours et documents.

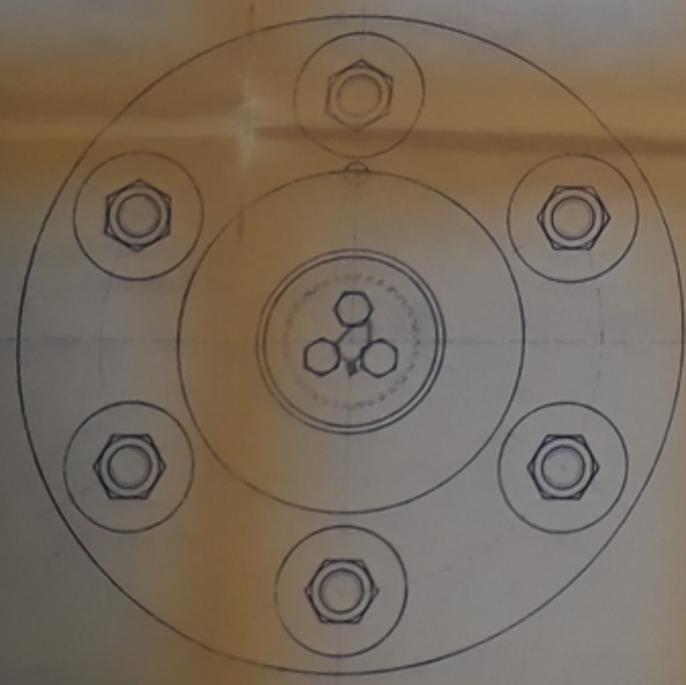
- Cours et TD de CM3 de Monsieur E. GANTCHEV.
- Cours et TD de RDM II de Monsieur BONNVILLE.
- Revue "INGENIEUR DE L'AUTOMOBILE" N° 12. Décembre 1975
- Revue "INGENIEUR DE L'AUTOMOBILE" N° 3 Mars 1974...
- Revue "TECHNIQUE DIESEL" N° 79 D.
- Revue "K H D" (Moteur diesel FL 911/912.)

-----0-----

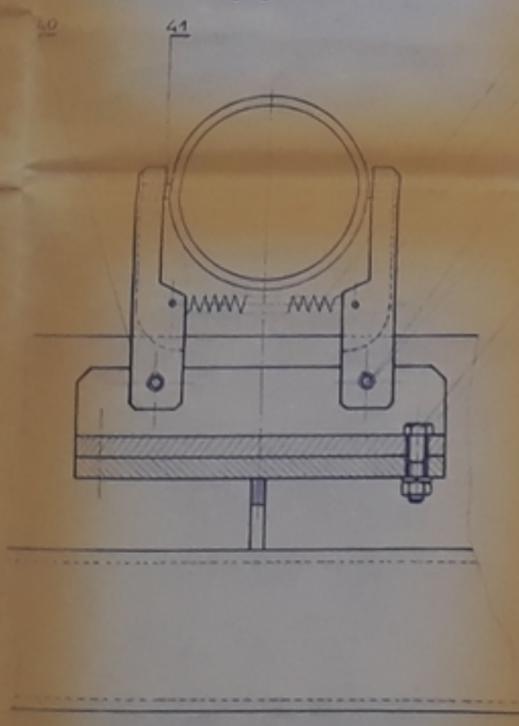
B-B



Vue D. Echelle 1



C-C



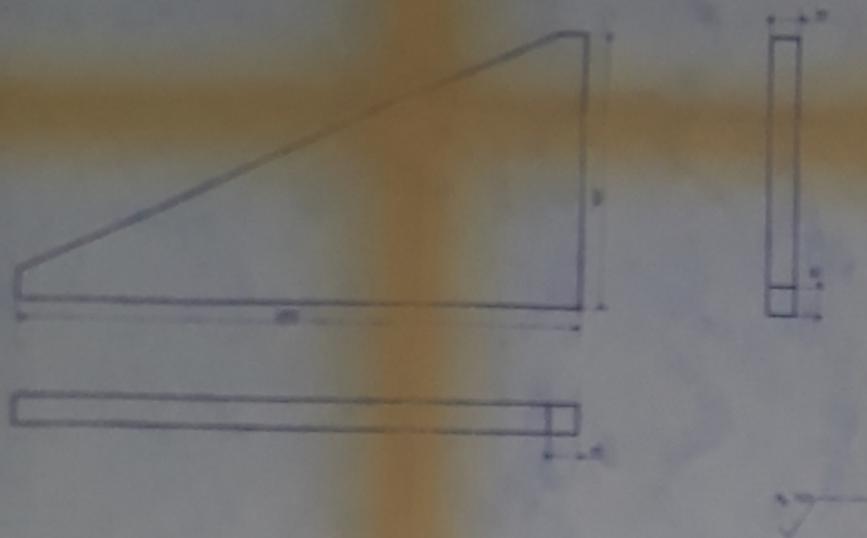
49	02 00 48	Semelle	1	A34	
48	02 00 47	Eccro H M12	2		
47	02 00 46	Rondelle W 48	2		
46	02 00 45	Vis H M12 50	2		
45	02 00 44	Circsps B 08	4		
44	02 00 43	Axe du Balai	2	A34	
43	02 00 42	Axe de Ressort	3		
42	02 00 41	Ressort de Ressort	4		
41	02 00 40	Charbon	8		
40	02 00 39	Balan	8	A34	
39	02 00 38	Vis H M8 25	3		
38	02 00 37	Plaque	1	A34	
37	02 00 36	Bague	1		
36	02 00 35	Eccro H M16	12		
35	02 00 34	Rondelle W 48	12		
34	02 00 33	Serrurier	42		
33	02 00 32	Flapelle	4		
32	02 00 31	Manchon collecteur	4	A34	
31	02 00 30	Annau	4		
30	02 00 29	Isolant	4		
29	02 00 28	Rondelle isolant	1		
28	02 00 27	Rondelle Plats	8	A34	
27	02 00 26	Eccro H M16x2	1		
26	02 00 25	Designation	10		

25	02 00 24	Designation	10		
24	02 00 23	Designation	10		
23	02 00 22	Designation	10		
22	02 00 21	Designation	10		
21	02 00 20	Designation	10		
20	02 00 19	Designation	10		
19	02 00 18	Designation	10		
18	02 00 17	Designation	10		
17	02 00 16	Designation	10		
16	02 00 15	Designation	10		
15	02 00 14	Designation	10		
14	02 00 13	Designation	10		
13	02 00 12	Designation	10		
12	02 00 11	Designation	10		
11	02 00 10	Designation	10		
10	02 00 09	Designation	10		
9	02 00 08	Designation	10		
8	02 00 07	Designation	10		
7	02 00 06	Designation	10		
6	02 00 05	Designation	10		
5	02 00 04	Designation	10		
4	02 00 03	Designation	10		
3	02 00 02	Designation	10		
2	02 00 01	Designation	10		
1	02 00 00	Designation	10		

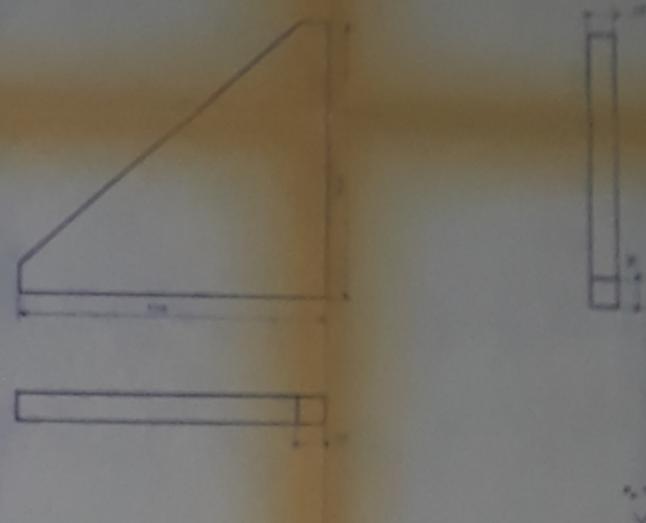
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

MASSE D'INERTIE ENPA  
BETA 0200

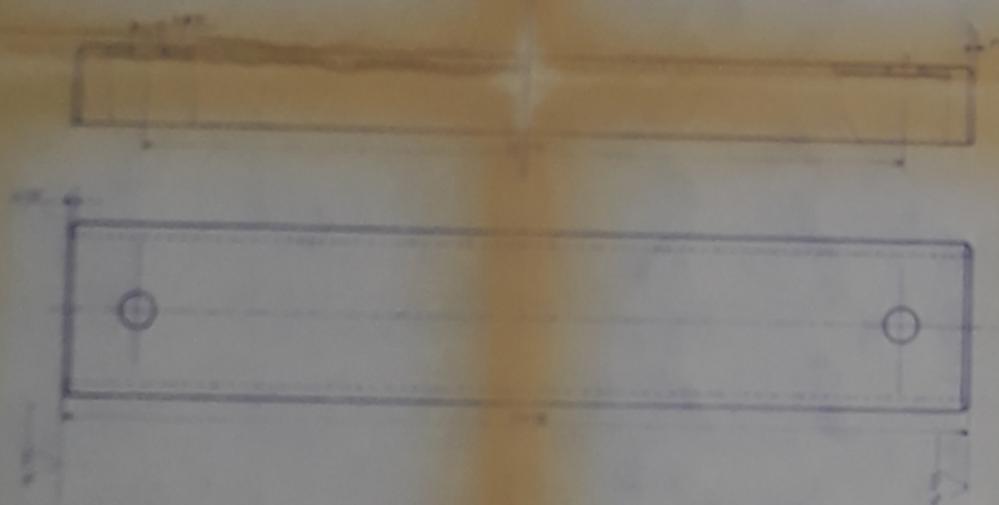




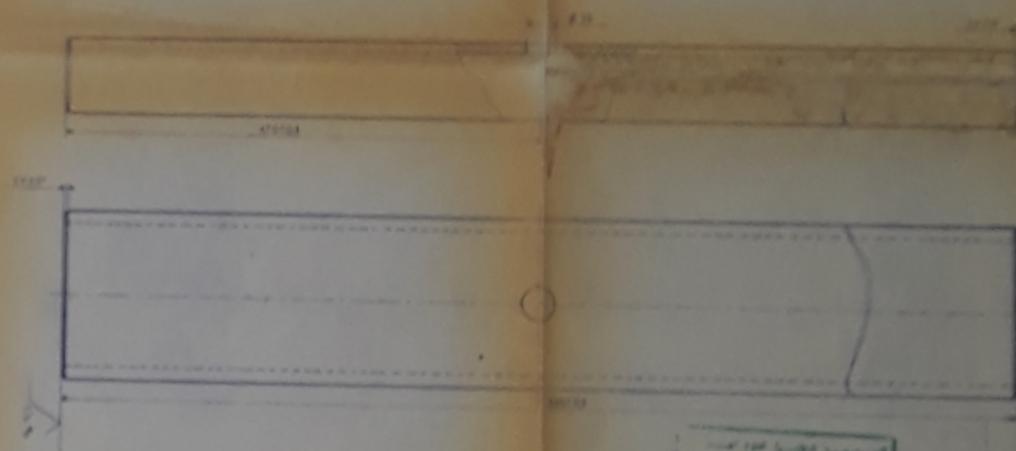
ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Échelle	1:1		<b>ÉQUERRE</b> ENPA A54 BETA0102 06
Projet			



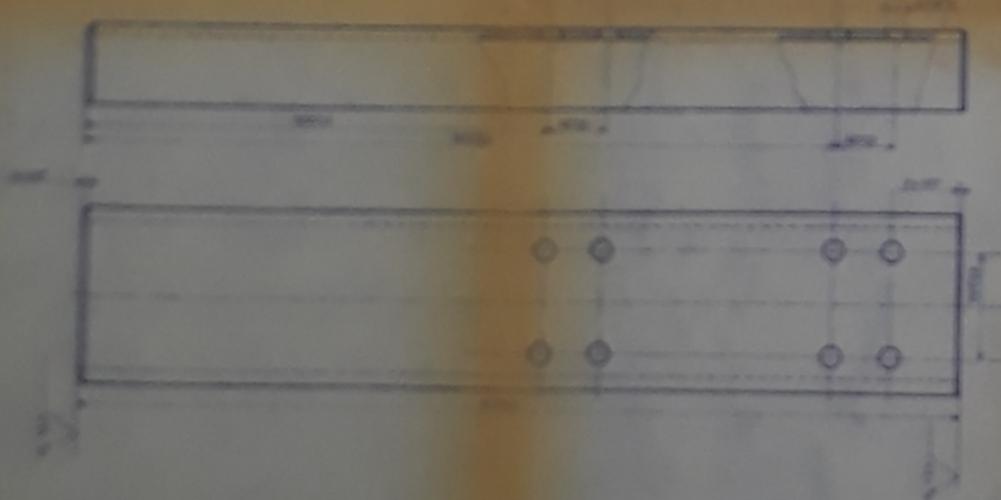
ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Échelle	1:1		<b>RENFORT</b> ENPA A54 BETA0102 06
Projet			



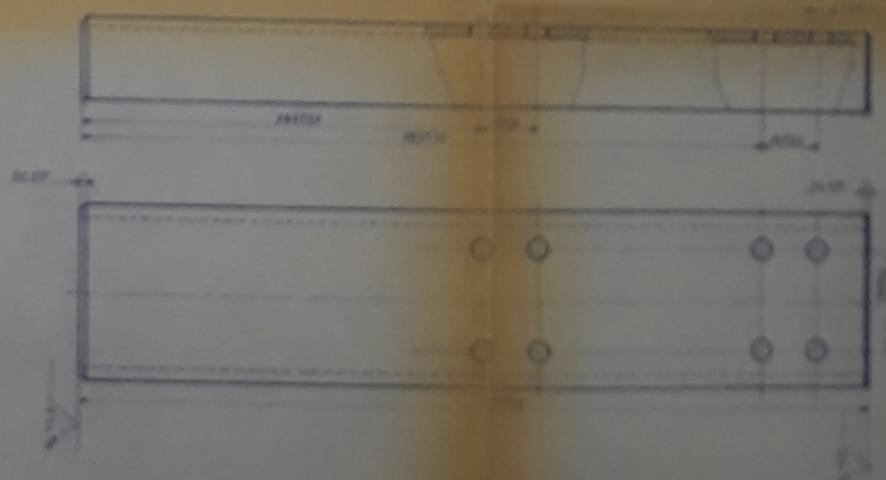
ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Échelle	1:1		<b>LONGERON</b> ENPA A54 BETA0102 02
Projet			



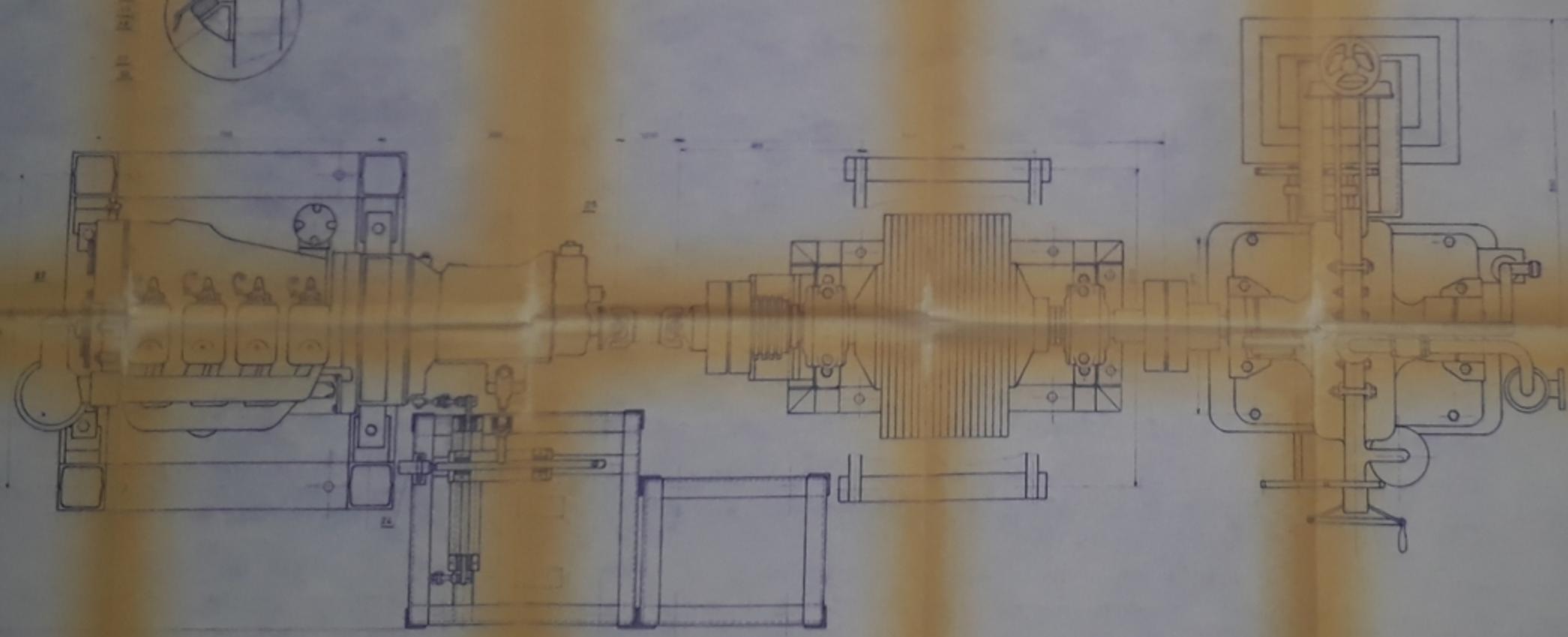
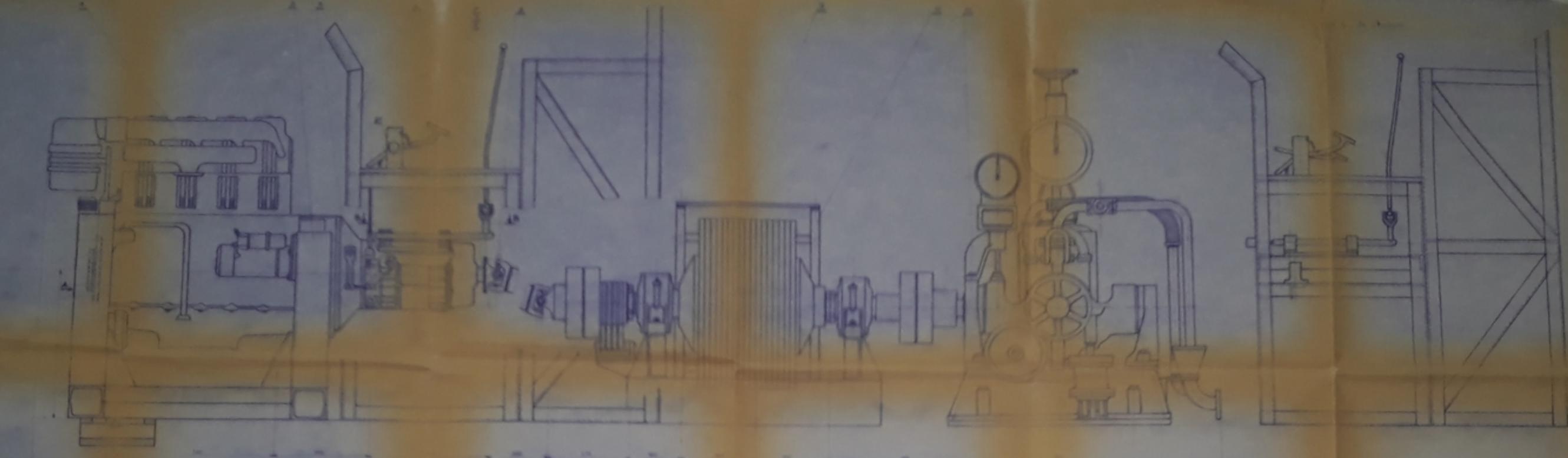
ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Échelle	1:1		<b>TRAVERSE</b> ENPA A54 BETA0102 02
Projet			



ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Échelle	1:1		<b>MONTANT-AV</b> ENPA A54 BETA0102 04
Projet			



ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Échelle	1:1		<b>MONTANT-AR</b> ENPA A54 BETA0102 04
Projet			



ÉCOLE NATIONALE SUPÉRIEURE  
DES ARTS ET MÉTIERS

PM01830  
-14-

1	070500	Captage de l'arbre X	1
2	070200	Support de l'arbre X	1
3	070100	Captage de l'arbre Y	1
4		Ecrou H. M20	4
5		Rondelle W 20	4
6		Vis M20 75	4
7		Tampon Électrique	4
8	080000	Support Moteur Ax	2
9		Ecrou H. M20	28
10		Rondelle W 20	28
11		Vis M20	28
12	050000	Demonte Pour Transmission	20
13		Frein Freude Type DFN	1
14	040000	Carter de Protection	1
15	020000	Maison d'Inertie	1
16		Arbre de Transmission	1
17		Ecrou H. M12	4
18		Rondelle W 12	8
19		Vis H. M12 55	8
20	030000	Mécanisme de C <sup>20</sup>	1
21	BBS450	Boîte de Vitesses	1
22	010200	Chassis	1
23		Moteur FKL 92	1
24	Ref	Désignation	Qté

