

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieure
et la Recherche Scientifique

THESE DE MAGISTER

Présentée par:
MAHFOUDI Chawki

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

Sous la direction de :
M. BOUKABACHE et M. BOUAZIZ

Spécialité : Construction Mécanique

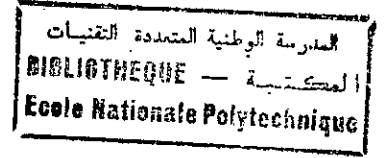
**CONTRIBUTION À L'ÉTUDE CONCEPTUELLE D'UN TRACTEUR :
MODÉLISATION CINÉMATIQUE ET DYNAMIQUE
DE LA CHAÎNE CINÉMATIQUE**

Soutenu le : 12 Juillet 1997

Devant le jury :

Président	: S. RACHAK	Professeur	E.N.P
Rapporteurs	: M. BOUKABACHE	Maître de conférence	E.N.P
	M. BOUAZIZ	Docteur	E.N.P
Examineurs	: M. FAOUSSI	Chargé de cours	E.N.P
	H. NAKIB	Chargé de cours	I.N.A
	M. AMARA	Chargé de cours	I.N.A
Invité	: A. BENMOUNAH	Chef de département moyens de production « C.M.T » Constantine	

DEDICACE



Je dédie ce travail à :

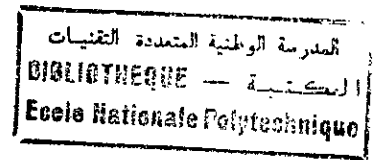
Mes très chers parents

Mes frères

Mon oncle Abdesselem et sa famille

Mes amis

REMERCIEMENTS



Je tiens à remercier très sincèrement :

Mr M. BOUKABACHE
Mr M. BOUAZIZ.

Directeur de thèse qui, tout au long de ce travail n'ont cessés de me conseiller en me laissant une très grande liberté dans mes initiatives. Qu'ils veuillent bien accepter ma plus profonde gratitude en reconnaissance de leurs conseils, de leur clairvoyance et de leur dévouement.

Mes remerciements à Monsieur le président et Messieurs les membres du jury qui ont accepté d'évaluer cette thèse.

Je tiens aussi à remercier vivement tous mes Enseignants de post-graduation :

M. BOUKABACHE , M. BOUAZIZ , S. RACHAK , A. GAHMOUSSE
Y. BELKACEMI , H. BELIANECHIE , S. LARBI.

Pour les efforts qu'ils ont fournis lors de notre première année de post-graduation .

Je ne peut oublier à associer à mes remerciements, mes amis de la poste graduation de ma promotion pour leur amitié fraternelle.

ان الجرار الفلاحي هو الأداة الأكثر تعددا للخدمات بالنسبة للعتاد الفلاحي. طاقته في العمل على الحقل تجعله ضروريا لتطوير الفلاحة في بلادنا. هذا العمل يهدف الى انجاز طريقة عامة تمكننا من تصميم جرار. إنه يحتوي على أربعة أجزاء. في الأول، الطريقة تحاكي أداء الجرار على مختلف أنواع التربة، لكي نحدد أبعاد هيكله الخارجي وكذا المحرك الملائم. وفي الثاني، تقدم نشرا لحساب أبعاد سلسلة الحركة (علبة السرعات، الجسر الأمامي والخلفي). وفي الثالث، نضع دراسة خاصة باهتزازات القتل لسلسلة الحركة. وفي الرابع، نقتراح طريقة شاملة لتمثيل الجرار.

RESUME

Le tracteur est l'instrument le plus polyvalent des matériels agricoles. Son potentiel de travail sur champs le rend indispensable pour le développement de l'agriculture dans notre pays. Cette étude porte sur la réalisation d'une méthode générale permettant la conception d'un tracteur. Elle comporte principalement quatre parties. Dans la première, la méthode simule le comportement du tracteur sur différents types de sols afin de déterminer sa structure géométrique extérieure adéquate ainsi que le moteur convenable. Dans la seconde, est développé un calcul de dimensionnement de la chaîne transmission (boîte de vitesses, ponts avant et arrière). Dans la troisième partie, on fait l'étude des vibrations de torsion de la chaîne cinématique. Et dans la quatrième partie, est suggéré une méthode de modélisation globale du tracteur.

SUMMARY

The tractor is the most polyvalent instrument of agricultural machines. Its potential of work in fields makes it indispensable for the development of the farming in our country. The aim of this study is to present a general method permitting the design of a tractor. It includes four parts principally. The first one, deals with the simulation of the behavior of a tractor in different types of grounds in order to determine the ultimate geometrical exterior structure and the appropriate motor. In the second one, is developed the dimensioning of the kinematic chain (gear box and bridges). In the third one, we do a study of torsional vibrations of the kinematic chain. And in the fourth one, is suggested a global method of modelling the tractor.

NOTATION

INTRODUCTION GENERALE

**Chapitre I: ETUDE PRELIMINAIRE POUR LA CONCEPTION
 D'UN TRACTEUR**

I) Objectif	3
II) Etude de faisabilité	4
II.1) Etude du sol Algérien.....	4
II.1.1) Etude pédologique.....	4
II.1.2) Etude statistique des surfaces labourées en Algérie.....	7
III) Détermination des paramètres qui influencent la conception d'un tracteur	9
III.1) Mécanique du sol.....	9
III.1.1) Introduction.....	9
III.1.2) Résistance au cisaillement.....	9
III.2) Pneumatiques.....	10
III.2.1) Roue motrice.....	10
III.2.2) Roue directrice.....	11
III.2.3) Détermination de l'effort de traction.....	11
III.3) Effort requis par la charrue de labour.....	12
III.4) Calcul de la puissance de traction d'un tracteur.....	13
III.4.1) Bilan de puissance.....	17
III.5) Organigramme.....	18
IV) Etude statistique sur les principaux constructeurs de tracteurs mondiaux	19
V) Application	23
V.1) Interprétation et conclusion.....	29

**Chapitre II: CONCEPTION DE LA CHAINE DE TRANSMISSION
 DU TRACTEUR**

I) Introduction	33
II) Boite de vitesses	34
II.1) Introduction.....	34
II.2) Structuration de la boite de vitesses.....	34
II.2.1) Calcul de dimensionnement de l'engrenage.....	34
II.2.2) Vérifications des risques d'interférences.....	37
II.3) Etude cinématique de l'engrenage.....	39
II.3.1) Calcul des caractéristiques de l'engrenage.....	39
II.3.2) Vérifications des risques d'interférences.....	39
II.4) Etude dynamique de l'engrenage.....	43
II.4.1) Résistance à la rupture.....	43
II.4.2) Résistance à la pression superficielle.....	43
II.5) Calcul d'arbres.....	44
II.5.1) Dimensionnement de l'arbre primaire.....	44
II.5.2) Dimensionnement de l'arbre intermédiaire.....	45
II.5.3) Dimensionnement de l'arbre de la marche arrière.....	49
	51

III) Ponts avant et arrière.....	53
III.1) Introduction.....	53
III.2) Calcul d'engrenages.....	53
III.2.1) Couple pignon d'attaque / couronne.....	53
III.2.2) Calcul d'engrenage différentiel.....	57
III.2.3) Calcul d'engrenage du train planétaire plan	58
III.3) Calcul d'arbre des ponts avant et arrière	60
III.3.1) Arbres du pont avant	60
III.3.2) Arbres du pont arrière.....	68
III.3.2.1) Première configuration.....	68
III.3.2.2) Deuxième configuration.....	70
III.3.2.3) Troisième configuration.....	72
IV) Adaptation d'une boîte de transfert automatique	75
IV.1) Principe de fonctionnement de la boîte de transfert	75
IV.2) Dimensionnement de la boîte de transfert	77
V) Application	78
V.1) Application au tracteur C6006 à quatre roues motrices.....	78
V.2) Application au mini - tracteur à quatre roues motrices.....	78
VI) Conclusion.....	83

Chapitre III: ETUDE DES VIBRATIONS DE TORSION DE LA CHAÎNE CINÉMATIQUE DU TRACTEUR

I) Introduction.....	84
II) Modélisation de la chaîne cinématique	84
II.1) Moteur.....	85
II.1.1) Vilebrequin et équipages mobiles	85
II.1.2) Organes complémentaires.....	87
II.2) Embrayage.....	90
II.3) Transmission.....	92
II.3.1) Transmission du tracteur C6006.....	93
II.3.1.1) Boîte de vitesse.....	93
II.3.1.2) Pont arrière.....	96
II.3.1.3) Pont avant.....	98
II.3.1.4) Pneumatiques.....	99
II.3.1.5) Modèles finals	99
II.3.2) Transmission du Mini- tracteur.....	102
II.3.2.1) Boîte de vitesses et ponts.....	102
III) Recherche des modes propres et des vitesses dangereuses.....	110
III.1) Moteur.....	110
III.2) Chaîne cinématique.....	118
III.2.1) Méthode matricielle et mise en équations.....	118
III.2.2) Résultats de l'application de la méthode matricielle sur les différentes chaînes cinématique.....	122
III.2.3) Conclusion.....	124

Chapitre IV: MODELISATION GLOBALE DU TRACTEUR

I) Modélisation	125
I.1) Principe.....	125
I.2) Sollicitation imposées.....	132
I.2.1) Le couple moteur.....	132
I.2.2) Les efforts à l'attelage.....	132
I.2.3) Les couples aux roues.....	133
I.3) Mise en équations.....	134
II) Résolution numérique	135
II.1) Méthode de Runge- Kutta : Principe.....	135
II.2) Application.....	137
II.3) Conditions initiales.....	139
II.4) Informatisation.....	139
III) Données numériques	140
III.1) Raideurs verticales des pneumatiques.....	140
III.2) Amortissements verticaux.....	140
III.3) Amortissements de torsion.....	141
III.4) Moment d'inertie transversal du tracteur.....	141
III.5) Tableau récapitulatif de toutes les données numériques.....	143
IV) Résultats	144
V) Interprétation et conclusion	151
CONCLUSION GÉNÉRALE	
RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES	152
	154

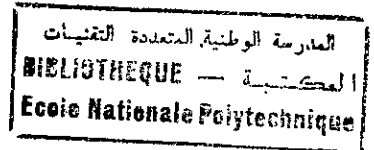
NOMENCLATURE DES NOTATIONS UTILISEES

Nous présentons, ci dessous une liste des principales notation utilisées dans le cours de cette thèse par ordre d'apparition, notation qui sont d'ailleurs redéfinies dans le texte au fur et à mesure de leur introduction

- C : Cohésion du sol.
 ϕ : Angle de frottement interne du sol.
 CI : cône index.
 $T_{1,2}$: Réaction vertical du sol sur la roue.
 $N_{1,2}$: Réaction horizontal sur le sol sur la roue.
 Mv : Masse volumique du sol.
 Ft : Effort de traction de la charrue.
 Pe : Puissance effective du moteur.
 Ptr : Puissance dépensée dans la transmission.
 Pr : Puissance dépensée pour le roulement.
 P δ : Puissance perdue au patinage.
 Pt : puissance de traction.
 P α : Puissance nécessaire à la pente.
 P γ : Puissance pour vaincre les forces d'inertie.
 $Z_{1,2}(P,j)$: Nombre de dents du couple d'engrenage « j » de la vitesse « p ».
 $U_t(P,j)$: Rapport de transmission du couple d'engrenage « j » de la vitesse « p ».
 A : Entraxe.
 $D_{1,2}(P,j)$: Diamètres primitifs de pignons (1,2) du couple d'engrenage « j » de la vitesse « p ».
 M_r : Module réel.
 M_{t_0} : Module apparent de taillage.
 M_1 : Module apparent de fonctionnement.
 β_0 : Angle d'hélice de taillage.
 α_0 : Angle de pression apparent de taillage.
 α : Angle de pression appairant de fonctionnement.
 β_b : Angle d'hélice de base.
 β : Angle d'hélice de fonctionnement.
 α : Angle de pression de fonctionnement.
 $R_{1,2}$: Rayons primitifs de taillage.
 $R_{b1,2}$: Rayons de base.
 $R_{a1,2}$: Rayons de tête.
 ε_γ : Rapport de conduite.
 ε_α : Rapport de conduite apparent.
 ε_β : Rapport de recouvrement.
 $F_t(P,j)$: Effort tangentiel du couple « j » de la vitesse « p ».
 $F_r(P,j)$: Effort radial du couple « j » de la vitesse « p ».
 $F_a(P,j)$: Effort axial du couple « j » de la vitesse « p ».
 M_m : Module moyen de l'engrenage conique.
 I : Inertie.
 K : Raideur torsionnelle.
 Ic : Moment d'inertie du coude de vilebrequin.

- I_{eq} : Moment d'inertie équivalent à l'équipage mobile.
 K_{en} : Raideur de l'embrayage.
 $\dot{\theta}$: Rotation du disque.
 U : Fonction de force.
 Ω : Vitesse de rotation du moteur.
 q : Harmonique.
 $C(t)$: Couple moteur.
 I_m : Inertie du moteur.
 I_b : Inertie de la boîte de vitesse.
 $I_{d_{1,2}}$: Inerties des ponts avant et arrière.
 $I_{j_{1,2}}$: Inerties des jantes avant et arrière.
 $I_{p_{1,2}}$: Inerties des pneus avant et arrière.
 K_a : Raideurs torsionnelles de l'arbre d'entraînement de pont Av.
 ka_1 : Raideurs torsionnelles des 2 demi arbre de pont Av.
 ka_2 : Raideurs torsionnelles des 2 demi arbre de pont Ar.
 $Kp_{1,2}$: Raideurs torsionnelles des pneus avant et arrière.
 $k_{1,2}$: Ressorts verticaux des pneus avant et arrière.
 $C_{1,2}$: Amortissements verticaux des pneus avant et arrière.
 $Cp_{1,2}$: Amortissements de torsion des pneus avant et arrière.
 α_b : Rapport de transmission de la boîte de vitesse.
 α_a : Rapport de transmission de la boîte de transfert.
 α_{d_1} : Rapport de transmission du pont avant.
 α_{d_2} : Rapport de transmission du pont arrière.
 λ : Rapport de transmission du R.E avant.
 $\dot{\theta}$: Vitesse de rotation du disque
 \dot{Z} : Vitesse de vibration du centre de gravité du tracteur
 ϕ : Angle de tangage
 V : Vitesse linéaire du tracteur

INTRODUCTION GENERALE



Dans le cadre du développement de l'agriculture en Algérie, plusieurs secteurs sont en train d'effectuer des recherches scientifiques dans les différentes branches se rapportant de près ou de loin à l'agronomie.

Après plusieurs contacts avec les responsables du complexe moteur tracteur de Constantine (C.M.T), il s'est avéré qu'il y a une véritable conviction pour le lancement d'une nouvelle gamme de tracteurs. L'attention du bureau d'étude du complexe C.M.T s'est concentrée sur la réalisation d'un mini-tracteur.

En raison de la variété des terres agricoles, et de l'existence de superficies non négligeables, aptes à être sérieusement exploitées dans les régions montagneuses, là, où les parcelles sont petites, étroites, exigeant un déplacement méticuleux et une précision de manœuvre, chose peu aisée pour le tracteur produit localement, la construction d'un mini-tracteur s'avère nécessaire. De ce fait, l'on réduira les surcoûts, le poids; la bonne maniabilité de ce petit engin réduira son rayon de braquage, augmentera ses performances techniques et mécaniques et l'on pourra conquérir le domaine rural grâce à une excellente compétitivité de ce mini-tracteur.

L'expérience a prouvé que l'élaboration d'une méthode pour l'accomplissement d'un projet quelconque, avec des conditions fixées au préalable, risque de la rendre non exploitable si, l'on était, un jour obligé de changer l'un des paramètres de base nécessaire à l'établissement du projet.

Pour cela, on a décidé de mettre en oeuvre une méthode générale de conception d'un tracteur, basée essentiellement sur une large étude statistique sur les sols Algériens ainsi que, sur la majorité des tracteurs produits par les grandes firmes à travers le monde.

Cette méthode devra être le plus que possible, générale, souple à large spectre d'orientation pour la réalisation de n'importe quel tracteur qu'il soit grand ou petit.

La présente étude se subdivise en quatre parties:

- La première partie s'assigne pour but le choix de l'aspect extérieur du tracteur autrement dit son type (mini, moyen, grand). Conformément aux exigences requises par le sol (superficie, texture, pente...).

Dans ce but, on a envisagé une méthode qui permet de constater le comportement de n'importe quel tracteur tirant une charrue sur différents types de sols à diverses vitesses et pentes. On obtient les dimensions extérieures adéquates du tracteur ainsi que le moteur convenable.

- La seconde partie représente l'essentiel de l'étude, car, elle a pour tâche, le dimensionnement de la chaîne de transmission (boîte de vitesses et ponts).

Cette partie repose essentiellement sur la réalisation d'un programme utilisant un nombre très limité de données de départ tels que les caractéristiques du moteur et les rapport de transmission pour obtenir les dimensions et les spécificités exactes des engrenages et des arbres de

la chaîne de transmission. La rapidité de l'exécution des programmes permet l'étude d'un grand nombre de variantes de la chaîne cinématique.

- Il est évident que les vibrations torsionnelles altèrent la chaîne cinématique. Alors pour mieux concrétiser notre étude, on a mis en place dans la troisième partie des programmes qui permettent la vérification de la vibration de torsion des chaînes cinématiques conçues auparavant dans la deuxième partie. Ce qui nous permettra de déceler les noeuds de vibrations sur la chaîne cinématique ainsi que les vitesses moteur qui peuvent exister un cas de résonance et d'essayer d'y remédier en ce cas.

- Bien sûr le moteur n'est pas seule source d'excitation en vibration, alors, la quatrième partie s'intéresse spécialement à la modélisation du système tracteur-outil. Il a paru plus intéressant de se concentrer sur les sollicitations dynamiques en torsion engendrées par les fluctuations des couples aux roues, issues particulièrement de l'effort requis par l'outil tracté.

Tous les résultats présentés dans cette thèse sont orientés vers et par l'exigence de C.M.T. c'est à dire la conception d'un mini-tracteur. La validation des méthodes de calcul utilisées est soutenue par l'application de ces dernières sur le tracteur local type 6006.

ETUDE PRELIMINAIRE POUR LA CONCEPTION D'UN TRACTEUR

1) OBJECTIF

Il est logique qu'avant de concevoir un tracteur, il est nécessaire de savoir les tâches que doit affronter ce dernier, ainsi que les contraintes et les difficultés qu'on peut rencontrer.

Le tracteur a un rapport directe avec le travail agricole, les laboures, en résumé une liaison étroite avec des sols naturels différents. La conception d'un tracteur qui doit répondre aux exigences des tâches agricoles au niveau de notre pays, nécessite une étude géologique et pédologique sur le sol algérien. Ce qui nous permettra de faire un résumé sur les caractéristiques mécaniques et physiques des différents sols rencontrés. Une deuxième étude sur les outils utilisés nous permettra de définir l'effort nécessaire pour le travail du sol. En outre on prenant en compte une étude de la dynamique des pneumatiques, on peut aboutir à une méthode globale permettant la détermination de la puissance du moteur en fonction des caractéristiques des sols et des outils. Pour concrétiser l'ensemble on procédera à une application sur le tracteur C6006, vis à vis des différents sols. Ensuite on se penchera sur le choix de l'allure extérieure d'un mini-tracteur dont les caractéristiques seront adéquates pour les sols algériens ainsi que la détermination de la puissance convenable de son moteur. Cette dernière partie nécessite une étude comparative et statistique sur les différents types de tracteurs agricoles. Afin d'avoir une idée, la plus large possible, sur les profils géométriques. Cependant, nous devons signaler que n'ayant pas pu obtenir une documentation complète, nous nous sommes limités à une étude comparative des tracteurs commercialisés par les constructeurs européens et américains (Deutz, Renault, Fiat, Ford, etc). Ces données serviront comme paramètres initiaux pour diverses applications qui nous seront un bon moyen de choix pour la réalisation du projet (mini-tracteur). Un programme conçu facilitera la tâche, vue la dimension du calcul et le nombre important d'applications.

II) ETUDE DE FAISABILITE

II.1) ETUDE DU SOL ALGERIEN

II.1.1) Etude pedologique.

1) Introduction:

La pédologie, science récente, complète la géologie, étudiant le sol en place, le considérant comme un milieu vivant, en continuelle transformation et recherche les causes de ces transformations.

Pour étudier les sols, la pédologie fait des coupes verticales appelées profils, L'aspect de cette coupe est sur 2 ou 3 m de profondeur. Les couches superposées sont appelées horizons, se distinguant par leur structure, leur couleur, leur pH [DUC83].

		sur une coupe verticale on distingue:
couche arable	sol	a) Le sol, avec la couche arable, périodiquement retourné par les instruments de culture, et la couche profonde retournée moins souvent.
couche profonde	sous sol	b) Le sous sol, de nuance plus claire, mélangé de cailloux.
cailloux	sol	c) La base géologique, a une profondeur variable.
	base géologique	

Fig 1.2: Profil d'un Sol

2) Types de sols.

Les types de sols sont fonction, de la base géologique, des transformations sous l'influence du climat, du temps et des êtres vivants [BA195].

a) Sols Podzoliques:

Ils se sont formés dans les régions tempérées maritimes humides, se sont des terres lourdes du point de vue agricole.

b) Sols Bruns:

Fréquents dans les régions moins soumises aux influences océaniques que les podzols, ils sont caractérisés par une ascension plus forte que la descente, ils contiennent de l'humus et forment des terres grumeleuses.

c) Sols Rendzines:

Alcalins, formés sur une base de calcaire tendre, forment des sols caillouteux, médiocres, sensibles à la sécheresse, sols donc peu évolués

d) Sols Marmorisés:

Sur roche mère argileuse, imperméable-sols peu profonds gorgés d'eau stagnante en hivers, sec en été, donc de faible valeur agricole.

e) Sols Sablonneux:

Formés de sable, généralement en zones arides(désert).

3) Physique du sol.

a) Eléments Constituants du Sol:

Le sol est formé par les éléments suivants:

- Sable.
- Calcaire.
- Argile.
- Humus.

b) Propriétés Physiques des Sols:

Le sol est caractérisé par les propriétés physiques suivantes [INA95]:

- Dimension des éléments.
- Densité.
- stabilité.
- Résistance aux instruments de culture.
- Température.
- Perméabilité.
- Capacité en eau.
- Capillarité.
- Aérations.
- Influence du sous sol.

4) Etudes des terrains Algérien.

a) Terrains Siliceux:

On appelle ainsi les terrains composés exclusivement de sable siliceux (80% au moins .)

- **Propriétés:** Légers, instables, chaude, très perméables, pauvres en éléments fertilisants.
- **Mise en valeur:** Terres arides et très pauvres du point de vue agricole.
- **Existence:** Sud Algérien.

b) Terrains Calcaires:

Les terrains calcaires sont ceux qui renferment une très forte proportion de carbonate de chaux, jusqu'à plus de 30%.

- **Propriétés:** Légers, mouillés adhèrent aux instruments de culture, instables, facilement entraînés par les eaux et par le vent, très aérés, pauvres en éléments fertilisants.
- **Mise en valeur:** Les terres calcaires sont des terres médiocres.
- **Existence:** Nord du Sahara, hauts plateaux, en général dans les zones à base géologique de l'époque secondaire.

c) Terrains Argileux:

On considère comme terres argileuses celles qui renferment au moins 80% de sable argileux.

- **Propriétés:** Les terres argileuses se composent de sables extrêmement fins, réunis par le colloïde argileux, ces terres sont lourdes, compactes, difficiles à travailler, stables, froides imperméables. Retenant beaucoup d'eau, surtout en potasse.
- **Mise en valeur:** Terres riches, grand pouvoir absorbant, récoltes abondantes et variées, mais leurs inconvénients (froides en hivers, humides, pénibles à travailler).
- **Existence:** Nord, en particulier les plaines côtières, on peut les rencontrer aussi dans les zones à base géologique de l'époque tertiaire.

d) Terrains à deux constituants:

Rares sont les terres qui ne contiennent qu'un seul élément.

- **Terres Silico-Argileuses et Argilo-Siliceuses:** Elles ont des propriétés voisines des terres argileuses, mais avec moins de compacité, conviennent pour la betterave, blé, avoine, tabac.
- **Terres Argilo-Calcaires et Calcaro-Argileuses:** Ce sont des terres d'excellente qualité, leurs cultures sont très variés.

On les rencontre surtout dans les hauteurs du Nord Algérien, sur les base géologique de l'époque tertiaire.

- Terres Silico-Calcaires:** Elles ont les mêmes défauts que les terres siliceuses.

On les retrouve dans les limites des hauts plateaux avec le désert.

5) Carte pédologique de l'Algérie

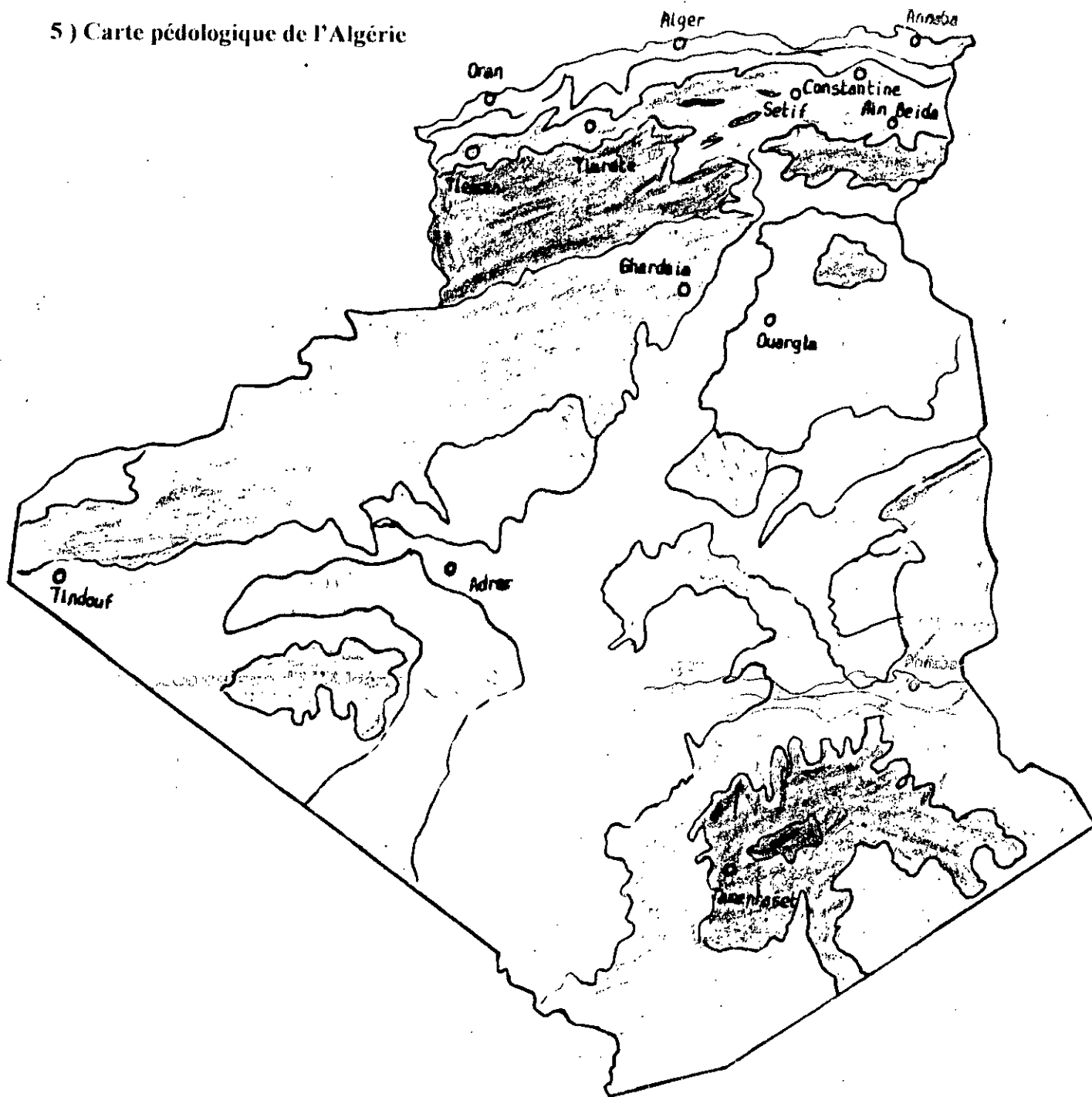

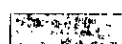
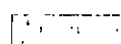


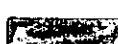



Fig I.3: Carte pédologique de l'Algérie d'après l'I.N.A.

	Sols podzoliques		Sol rendjine		Dunes de sable
	Sols mi-brun mipodzoliques		Sol sabloureux		
	Sols bruns		Sol rocheux		

-Cette carte est très approximative, car aucune carte pedologique n'a été établie sur l'Algérie. Cette dernière a été établie par des étudiants à l'I.N.A.

II.1.2) Etude statistique des surfaces labourées en Algérie

Région	Superficie moyenne par propriété privée	Type de sol		Culture			Difficulté de travail	Outils utilisés
		Constituants	Densité (KN/m ³)	Culture maraîchère	Arbres fruitiers	Blé		
Pleine côtière	0,5 ÷ 120 ha	Argile 40÷70% sable 20÷50% limon 10÷15%	20 ÷ 25	40 - 45%	20 ÷ 30%	30 ÷ 40%	Labour profond et lourd	Charrues à socs ou à disques plus rarement décompacteur
Hauteurs limitant les plaines côtières	05 ÷ 60 ha	Argile 40 ÷ 60% Sable 30 ÷ 50% Limon 5 ÷ 10%	18 ÷ 22	25 / 35%	40 ÷ 60%	10 ÷ 20%	Labour difficile et lourd	Charrue à socs ou à disques plus herse
Hauts plateaux	5 ÷ 300 ha	Argile 30 ÷ 55% Sable 40 ÷ 70% Limon 2 ÷ 8%	16 ÷ 20	15 ÷ 25%	5 ÷ 10%	60 ÷ 80%	Labour profond assez lourd	Charrue à socs ou à disque
Haut plateaux (limite du désert)	30 ÷ 800 ha	Argile 5 ÷ 20% Sable 80÷90% Limon 0 ÷ 5%	12 ÷ 15	/	/	20 ÷ 30%	Labour pas profond et léger	Decompacteur plus charrue plus herse
Oasis	0,5 ÷ 10 ha	Argile 5 ÷ 15% Sable 85÷95% Limon 0÷5%	10 ÷ 12	10 ÷ 20%	Palmiers 80 ÷ 90%	/	Labour léger	charrue à disques

Tableau.I.1: Ce tableau résume plusieurs études faites par les étudiants de l'IN.A sur les diverses régions de notre pays

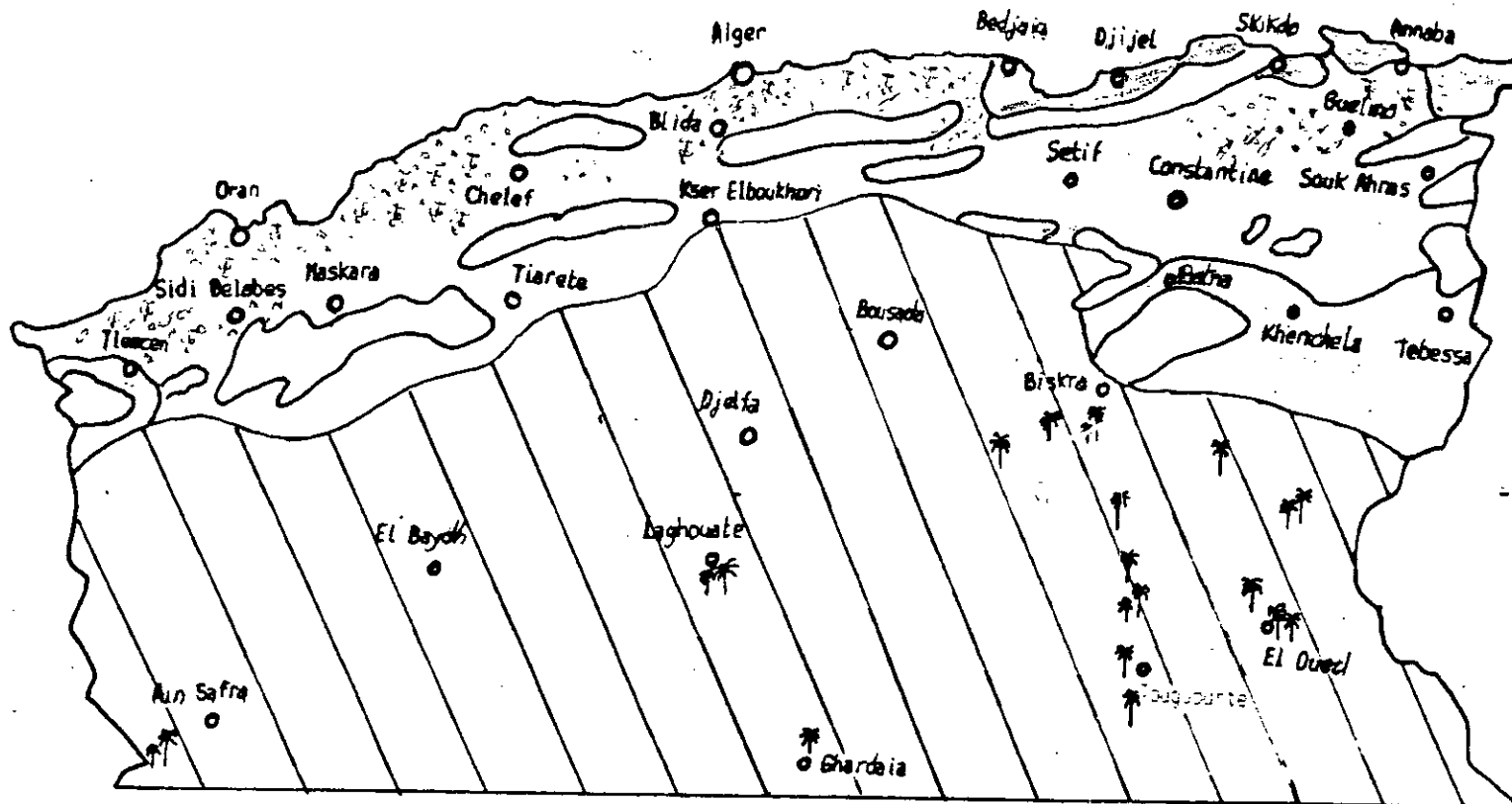

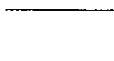
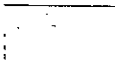
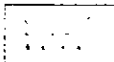
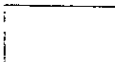
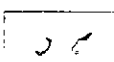
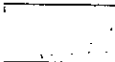

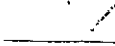


Fig I.4
- Agriculture en Algérie I.N.A

- | | | | |
|---|-------------------------------------|---|----------|
|  | Culture principales (blé, orge,...) |  | Vigne |
|  | Culture traditionnel en hauteur |  | Agrumes |
|  | Forêt |  | Oliviers |
|  | Forêt de liège |  | Oasis |
|  | Zone pastoral | | |

III) DETERMINATION DES PARAMETRES QUI INFLUENCENT LA CONCEPTION D'UN TRACTEUR

III.1) Mécanique du sol

III.1.1) Introduction:

La connaissance des propriétés mécaniques du sol est nécessaire pour le constructeur, vu leur importance sur les paramètres de traction du tracteur (force de résistance au roulement, force de traction et puissance de traction). La locomotion des engins roulants sur les sols meubles est un problème difficile et complexe en raison de l'hétérogénéité des matériaux et de leurs propriétés influencées par différents paramètres comme la texture, structure, l'humidité, la compacité...

III.1.2) Résistance au cisaillement

La résistance au cisaillement d'un sol constitue le paramètre mécanique principal de l'adhérence des organes de roulements à ce sol. Au moment de la propulsion, la masse de sol emprisonnée entre les barrettes du pneu est sollicitée par une réaction horizontale. Cette réaction aux forces tangentielles exercées par l'organe de roulement exprime le degré de résistance de la rupture du sol. Elle est exprimé par la relation suivante [BEK69]:

$$T_{max} = C + q.tg\phi \quad (I.1)$$

C: Cohésion (MN/m²)

q: Contrainte normale(MN/m²)

ϕ : Angle de frottement

Il existe un autre paramètre appelé « cône index » CI (N/m²), il caractérise la résistance du sol.

Donc les paramètres caractérisants un sol sont au nombre de trois C, ϕ et CI.

Valeurs de C, ϕ , CI pour différents types de sol			
type de sol	C(daN/cm ²)	ϕ (°)	CI (KPa)
sabloneux	0 ÷ 0.05	35 ÷ 40	50 ÷ 160
sable argileux	0.1 ÷ 0.3	30 ÷ 35	200 ÷ 300
limoneux	0.2 ÷ 0.5	25 ÷ 30	300 ÷ 600
argile légère	0.3 ÷ 0.5	24 ÷ 28	500 ÷ 700
argile lourde	0.5 ÷ 0.85	15 ÷ 28	700 ÷ 1000

Tableau I.2 : Carractéristiques des sols

III.2) Dynamique des pneumatiques

III.2.1) Roue motrice:

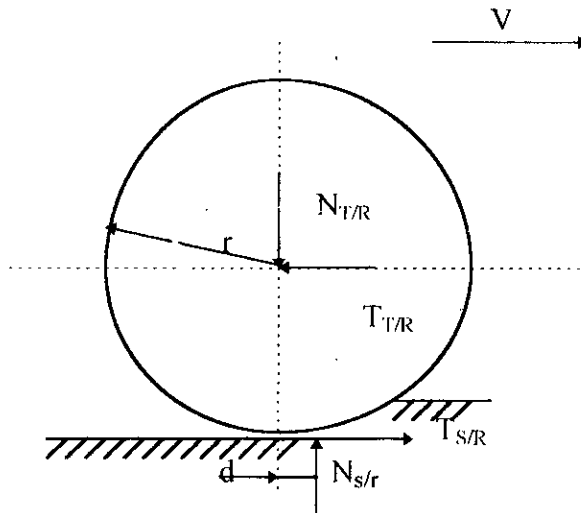


Fig I.5.a : Roue motrice

Il convient d'abord de mettre en place les actions qui s'exercent sur une roue motrice par exemple évoluant sur un sol donné:

$N_{T/R}$, $T_{T/R}$, $Q_{T/R}$ sont respectivement les composantes verticale et horizontale de l'action du tracteur, et le couple moteur.

$N_{S/R}$, $T_{S/R}$ sont les composantes de la réaction du sol, du fait de la répartition des pressions sous la roue.

La composante normale $N_{S/R}$ se trouve décalée vers l'avant d'une distance d désigné par « coefficient de roulement ».

Les équations d'équilibre imposent:

$$\begin{cases} N_{T/R} = N_{S/R} = N \\ T_{T/R} = T_{S/R} = T \\ dN + rT = Q_{T/R} = Q \end{cases} \quad (1.2)$$

T : est l'effort de traction requis par l'outil, ou bien nécessaire pour vaincre la résistance de l'outil.

III.2.2) Roue directrice

Dans le cas d'une roue non motrice ($Q = 0$), on aura la configuration suivante:

La roue nécessite alors d'être poussée par l'effort T pour vaincre la résistance au roulement.

$$T = d.N/r \quad (1.3)$$

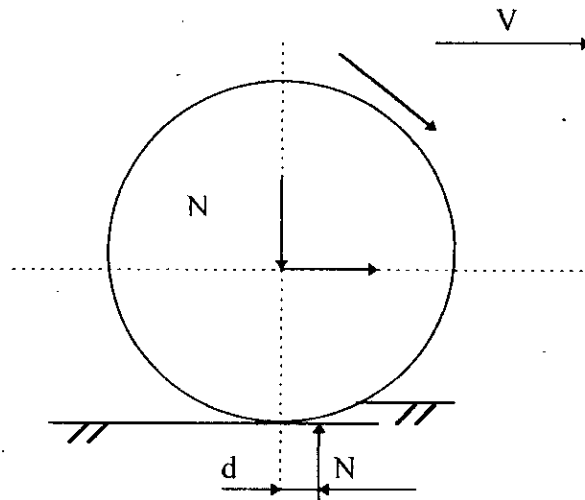


Fig I.5: Roue Directrice

III.2.3) Détermination de l'effort de traction T :

Afin de déterminer l'effort T il faut savoir les paramètres suivants[LUT74]:

- Coefficient de glissement « S »:

$$S = 1 - \frac{V_r}{V_t} \quad (1.4)$$

où V_r : vitesse réelle d'avancement du tracteur

V_t : vitesse théorique

$$V_r = r \cdot \Omega \quad (1.5)$$

où Ω : vitesse angulaire de la roue[rd/s]

r : rayon de roulement.[m]

Mobility nombre « M » :

Il caractérise le couple pneu- sol .

$$M = \frac{C_l, B, D}{N} \frac{1}{l, B, 2, D} \sqrt{\frac{f}{h}} \quad (1.6)$$

Ou sous sa forme simplifiée :

$$Cn_i = \frac{CI \cdot B_i \cdot D_i}{N_i} \quad (1.7)$$

CI : Cône index (N/m²), caractérise la résistance du sol.

B, D, h, f sont respectivement la largeur , diamètre du pneu, la hauteur du profil et la déflexion du pneu sous la charge verticale N en (m).

- Pour l'établissement de notre modèle, c'est la formulation de[LUT74] qui a été retenu:

$$\frac{T}{N} = \frac{Q}{r \cdot N} - \frac{d}{r} = 0,75 (1 - e^{-0,3 Cn \delta}) - (1,2/Cn + 0,04).$$

D'où

$$T_i = [0,75 (1 - e^{-0,3 Cn_i \delta}) - (1,2/Cn_i + 0,04)] N_i \quad (1.8)$$

Avec :

$$N_i = \frac{M \cdot g \cdot l_i}{2(l_1 + l_2)} \quad (1.9).$$

M : Masse du tracteur [Kg].

g : accélération de la pesanteur [m/s²].

l₁ : distance entre le centre de gravité et la roue avant [m].

l₂ : distance entre le centre de gravité et la roue arrière [m].

III.3) Effort requis par la charrue de labour

L'outil le plus utilisé pour le labour à travers le monde est bien la charrue à socs. La charrue à socs est l'instrument d'agriculture qui nécessite le plus grand effort de traction parmi les autres outils.

Pour cela plusieurs auteurs ont proposé des formules qui donnent l'effort requis par la charrue lors du labour.

Parmi toutes les formules établies voici les deux plus importantes [VER89]:

- Larson et Al (1968) ont proposé l'expression mathématique suivante pour calculer l'effort résistant global d'une charrue à socs :

$$F_t = mv b^3 \left\{ (0,42 + 1,53 \operatorname{tg} \phi) \left\{ 0,23 \left[\frac{C}{mv \cdot d} \right]^{1,50} \right\} + (0,42 + 1,53 \operatorname{tg} \phi) \left\{ 0,035 \left[\frac{C}{mv \cdot d} \right]^{1,37} \right\} \right\} \frac{V^2}{g \cdot b}$$

avec : F_t : effort résistant de la charrue [KN].

b: largeur de travail [m].

d : profondeur de travail [m].

mv: masse volumique du sol [KN/m³].

C: cohésion du sol [Kpa].

φ : angle de frottement interne du sol (°).

V : vitesse du travail [m/s].
g : constante de gravité [m/s²].

- Gee Glough et Al (1978) ont établi la formule suivante pour le calcul de l'effort résistant de la charrue.

$$F_t = d \cdot b \cdot \left\{ 13,30 \cdot mv \cdot d + 3,06 \cdot mv \cdot \frac{V^2}{g} \right\} \quad (I.11)$$

avec : F_t : effort résistant [KN].
b : largeur de travail [m].
d : profondeur de travail [m].
mv : masse volumique du sol [KN/m³].
V : vitesse du travail [m/s].
g : constante de gravité [m/s²].

Remarque:

Cette expression permet de calculer l'effort résistant avec une erreur de moins de 25% [VER89]

III.4) Calcul de la puissance de traction d'un tracteur [NAK 91]:

Au champ, le tracteur qui est l'instrument le plus polyvalent des matériels agricoles, doit s'opposer et vaincre un ensemble de contraintes dont certaines sont dues aux machines agricoles, d'autres sont climatiques, atmosphériques, pédologiques et topographiques.

III.4.1) Bilan de puissance

Le bilan de puissance peut être exprimé par l'équation suivante correspondant au fonctionnement du tracteur dans les conditions les plus générales:

$$P_e = P_{tr} + P_r + P_{\delta} + P_t + P_{\alpha} + P_{\gamma} + P_a + P_p \quad (I.12)$$

P_e : puissance effective du moteur [Kw].
 P_{tr} : puissance dépensé dans la transmission [Kw].
 P_r : puissance dépensé pour le roulement [Kw].
 P_{δ} : puissance perdue au patinage [Kw].
 P_t : puissance de traction [Kw].
 P_{α} : Puissance nécessaire à la pente [Kw].
 P_{γ} : puissance pour vaincre les forces d'inertie [Kw].
 P_a : Puissance pour vaincre la résistance de l'air [Kw].
 P_p : puissance nécessaire à la prise de force [Kw].

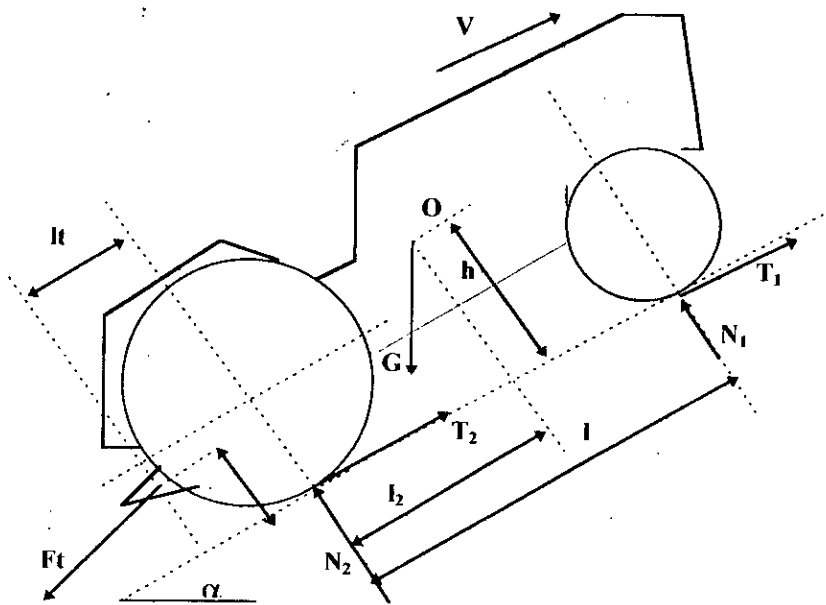


Fig. I.6: Tracteur à 4 roues motrices labourant un champ de pente α

a) Puissance de transmission

Elle s'exprime par la relation suivante :

$$P_{tr} = \frac{pe(1 - \eta_{tr})}{1000} \quad (I.13).$$

où : η_{tr} rendement mécanique de la transmission.

b) Puissance de résistance au roulement

La puissance nécessaire pour vaincre la force de résistance au roulement se calcule à l'aide de la relation suivante :

$$P_r = \frac{Fr \cdot V_t}{1000} \quad (I.14)$$

Fr : force de résistance au roulement [N].

V_t : vitesse théorique d'avancement [m/s].

$$Fr = 2 \cdot (T_1 + T_2) \quad (I.15)$$

C) Puissance de patinage

Elle s'exprime par la relation suivante :

$$P\delta = \frac{P_m \cdot \delta}{1000} \quad (I.16)$$

δ : coefficient de patinage .

P_m : puissance motrice [w].

La puissance motrice P_m est la puissance reçue par les roues motrice qui se définit par la relation suivante :

$$P_m = \frac{ntr \cdot p_e}{1000} \quad (I.17)$$

ntr : rendement de la transmission .

p_e : puissance effective du moteur [w].

avec :

$$\delta = 1 - \frac{V_r}{V_t}$$

d) Puissance de traction

La puissance de traction P_t est le produit de la force de résistance à la traction F_t par la vitesse réelle d'avancement V_r .

$$P_t = \frac{F_t \cdot V_r}{1000} \quad (I.18)$$

Dans le cas le plus défavorable F_t est l'effort requis par la charrue pendant le labour.

e) Puissance de résistance à la pente

La décomposition du poids du tracteur sur une pente, exige de celui ci une puissance supplémentaire pour son déplacement.

$$P_\alpha = \frac{G \cdot \sin \alpha \cdot V_r}{1000} \quad (I.19)$$

G : poids du tracteur.

V_r : vitesse réelle [m/s].

α : angle de la pente [°].

f) Puissance des forces d'inerties

La puissance nécessaire pour vaincre les forces d'inerties, lorsque le mouvement du tracteur est uniformément accéléré se définit par la relation empirique

$$P_{\gamma} = \frac{\delta_{rot} \cdot m \cdot V_r \cdot \gamma}{1000} \quad (1.20)$$

m: masse du tracteur (Kg).

V_r: vitesse réelle (m/s).

δ_{rot}: coefficient des masse en rotations.

γ: accélération du tracteur.

avec:

$$\delta_{rot} = 1 + 0,001 i_{tr}^2$$

où i_{tr} est le rapport de transmission totale correspondant à la gamme de vitesse engagée.

g) Puissance de résistance à l'air

La puissance nécessaire pour vaincre la force de l'air prend des valeurs négligeables dans le cas du tracteur agricole.

$$P_a = \frac{F_a \cdot V_r}{1000} \quad (1.22)$$

Force de résistance à l'air :

$$F_a = K \cdot A \cdot V_0^2 \quad (1.23)$$

K: coefficient aérodynamique [N.S²/m⁴].

(K=0,07 ÷ 0,08 daN.S²/m⁴)

A: surface de contact au tracteur [m²].

V₀: vitesse relative de l'air. [m/s].

h) Puissance à la prise de force

la puissance indispensable à l'actionnement des machines agricoles tournantes telque le semoir à l'aide de la prise de force , est exprimée par la relation suivante :

$$P_p = \frac{M_p \cdot \Pi \cdot n_p}{3.1000} \quad (1.24)$$

M_p: couple à l'arbre de la prise de force [daN.m]

n_p: Vitesse de rotation [tr/min]

i) Formule finale de la puissance effective du moteur

On va établir le bilan de puissance pour un tracteur travaillant dans des conditions les plus pénibles possibles tractant une charrue et escaladant une pente, on néglige la résistance de l'air.

$$P_e = P_{tr} + P_r + P_t + P_\delta + P_\alpha + P_\gamma$$

$$P_e = \frac{P_e(1 - \eta_{tr})}{1000} + \frac{2(T_1 + T_2) \cdot V_t}{1000} + \frac{F_t \cdot V_r}{1000} + \frac{P_e \cdot \delta \cdot \eta_{tr}}{1000} + \frac{Mg \cdot \sin \alpha \cdot V_r}{1000} + \frac{\delta_{rot} \cdot M \cdot V_r \cdot \gamma}{1000}$$

$$P_e = \frac{2(T_1 + T_2) \cdot V_t + F_t \cdot V_r + Mg \sin \alpha \cdot V_r + \delta_{rot} \cdot M \cdot V_r \cdot \gamma}{999 + \eta_{tr}(1 - \delta)} \quad (1.25)$$

j) Condition de stabilité d'un tracteur

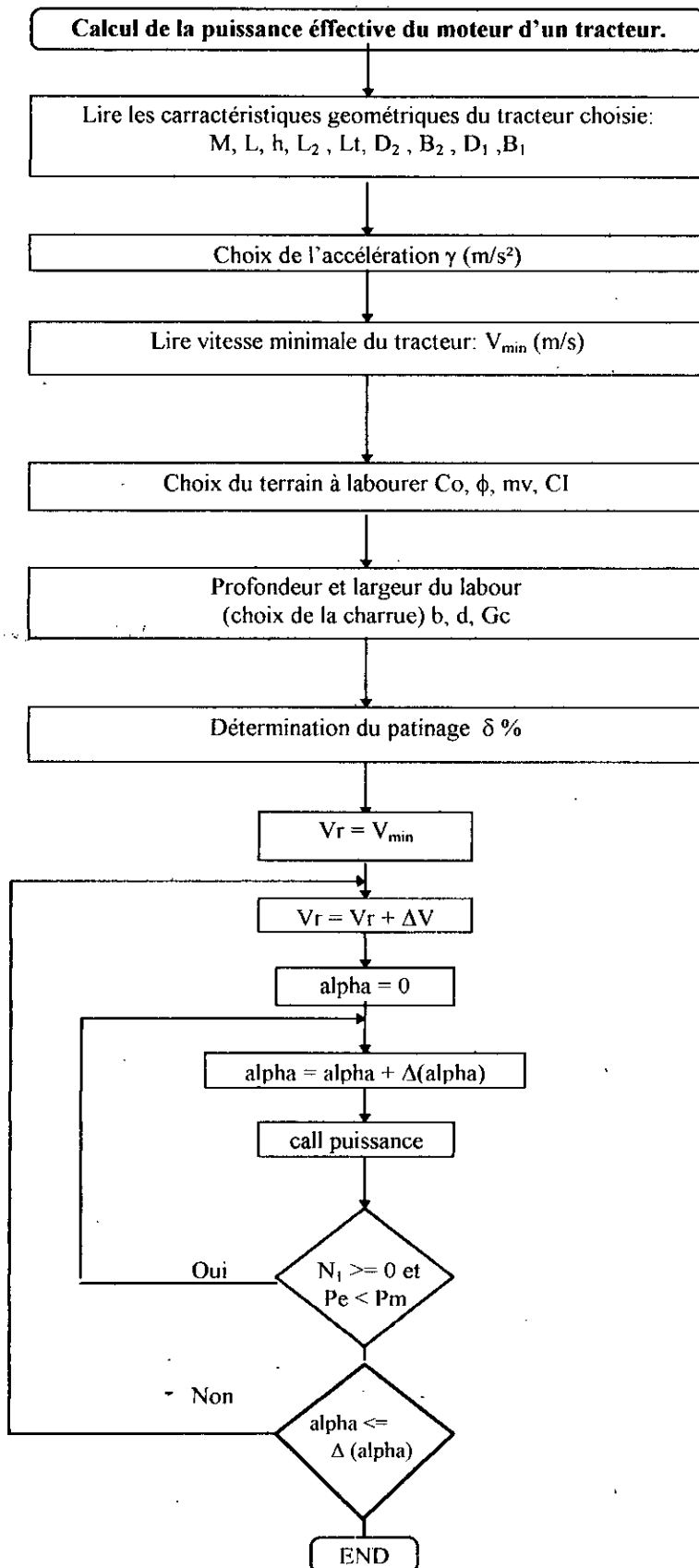
La condition nécessaire et suffisante, pour qu'un tracteur soit stable pendant son travail est que la réaction verticale du sol sur les roues avants ne s'annule pas.

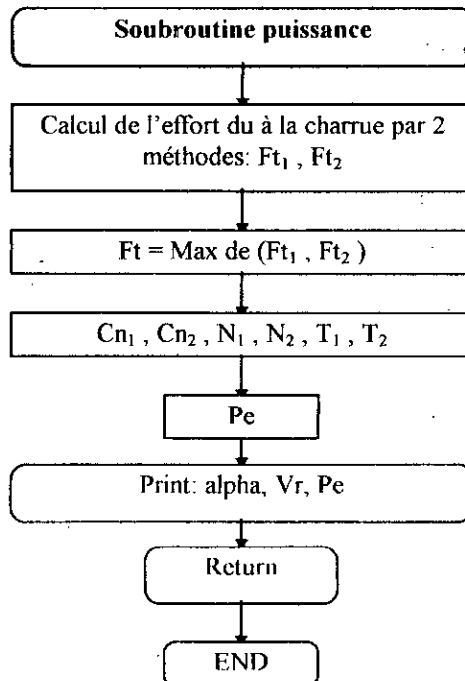
$$N_1 > 0$$

Dans le cas contraire le tracteur peut cabrer.

III.5) ORGANIGRAMME

Vu le nombre important de paramètres qui interviennent dans le calcul de la puissance effective du moteur on a établi un programme de calcul dont voici l'organigramme simplifié:





IV) ETUDE STATISTIQUE SUR LES PRINCIPAUX CONSTRUCTEURS DE TRACTEURS MONDIAUX

Vue la diversité des types de sols, des climats, des superficies labourées et du matériel agricole, le marché mondial des tracteurs n'a cessé de se développer. En Europe le marché des tracteurs agricoles offre une gamme qui comporte plus de 300 modèles de tracteurs proposés par une vingtaine de constructeurs. Pour avoir une idée complète sur ce marché, on propose le tableau (I.3) qui résume tous les tracteurs qui se vendent sur le marché européen [MOT95].

Le tableau (I.4) résume les caractéristiques techniques et mécaniques des 24 tracteurs produits par les six grands constructeurs de véhicules agricoles au monde. Par la même occasion le tableau (I.4) nous permet de comparer entre les différents types de tracteurs proposés.

Depuis une dizaine d'années un nouveau type de tracteurs commence à apparaître, ce sont les mini tracteurs spécialement conçus pour les agriculteurs ayant de petites parcelles agricoles. Il semble que l'Italie et le Japon sont les seuls constructeurs de ce type de tracteurs. Le tableau (I.5) en résume quelques caractéristiques techniques [CAT].

L'étude statistique nous servira comme base de données initiales pour entamer n'importe quelle autre étude de conception d'un tracteur.

Tableau .1.3) Les tracteurs existants sur le marché européen

Marques		Modèles et puissances correspondantes en chevaux																				
John Deere	Mod	4955	4755	7800	4455	4255	4055	3650	3350	6400	1950	2250	6200	6100	2650	2450	6300	2850	1850	1750		
	Pui	228	190	170	160	144	120	116	103	100	90	88	84	75	78	70	65	61	56	50		
KHD-Deutz	Mod	6.81	6.71	6.61	6.31	6.21	6.16	6.06	6.11	4.71	DX 360	3.57	4.51	4.31	DX 365	4.57	DX 350	DX 330				
	Fahr	Pui	185	160	143	120	113	110	101	103	95	90	85	82	75	70	65	60	54			
MF	Mod	3690	3670	3655	3645	3125	3635	3115	3095	3085	3070	360	390	375	365	398	390					
	Pui	195	40	155	145	125	132	115	110	100	93	88	80	70	65	65	60					
Fendt	Mod	615 LSA	614 LSA	612 LSA	611 LSA	395 LSA	312 LSA	311 LSA	390 GTA	365 GTA	380 GTA	306 LAS	304 LAS	309 LSA	308 LSA	260 LSA	250 LSA					
	Pui	185	165	145	125	115	120	110	100	90	80	75	70	65	60	60	50					
Case IM	Mod	magnum 7130	magnum 7120	magnum 7110	1455 XL	1255 XL	MAX 5140	MAX 5130	856 XL	845 XL	795 XL	745 XL	695 XL	840 XL	595 XL	740	640					
	Pui	205	180	155	145	125	110	100	85	80	77	72	69	67	59	60	52					
Fiat	Mod	180-90 DT	160-90 DT	F130 DT	F120 DT	110.90 DT	F110 DT	100.90 DT	F100 DT	65.88	85.66	80.86	70.88	70.90	60.88							
	Pui	180	160	130	118	110	110	100	98	90	85	80	70	70	60							
Renault	Mod	180-94	155-54	145-54	133.54	12-54	110.54	106.54	103.54	65-32	90-32	85-32	75-32	70-32	55-14							
	Pui	170	145	135	123	110	100	100	93	85	83	78	70	70	52							
Ford	Mod	8830	8730	8630	8340 SLE	8240 SLE	7840 SLE	7740 SLE	5030	4630	6640 SL	6640 SLE	5640 SL	4130	3930							
	Pui	186	154	132	120	110	100	95	90	88	85	75	75	56	51							
Lambourg- hini	Racing 190	racing 165	1506	Formula 135	Formula 115	Formula 105	956	600 DT	774.80	671.70	700 DT	874.90	550 DT									
	189	163	145	132	115	103	100	85	80	70	70	62	50									
Same	Eitan 190	galaxy 178	Laser 150	Antars 130	Antars 110	Antars 100	Aster 90	Explorer 80	Aster 70	Explorer 70	Explorer 70	Solar 50		AVTO			1507	1020	565	575	890	457
	190	165	145	127	110	100	86	80	70	70	60	50					165	105	90	75	64	57
Landini	Mod	14500	13000	10000	9880	Blizzard 65	Blizza rd 60	Blizzard 75	7880	6880	Blizzard 85	8880	Blizzard 50	STEYR			8130a	964a	8090a	8080 a	8110 a	
	Pui	145	120	105	95	92	85	75	75	65	60	60	55				115	88	80	72	65	
Zetor	Mod	6245 T	4265 T	12245	12245	10245T	9540	6211	7711	7211	8520	5211	URSUS			Mod	1614	1224	1012	912	4512	
	Pui	160	140	120	110	100	95	88	75	70	60	50				Pui	160	120	100	100	66	
Valmet	Mod	8600	8300	8100	6600	6400	6100	6300	UNIVER-			Mod	1010	643 ST	703 ST	850 ST	553 ST	533 ST				
	Pui	170	140	120	105	95	79	60	SAL			Pui	102	90	74	64	55	53				

Tableau I.4) les caractéristiques techniques et mécaniques des 24 tracteurs produit par les 6 grands constructeurs

Marque	KHD Deutz Fahr « Allemagne »				Fiat « Italie »				Renault « France »				Ford « U.S.A »				John Deere « Grande Bretagne »				Zetor « Russie »			
	Agropin a 616	Dx 3.30	3.57	3.65	F110 DT	60.88	70.88	85.90	120.54	55.14 LB	75.34	65.34	8240 SLE	3930	5640 SLE	4630	3650	1750	2450	2250	11245	5211	7211	6211
/	1	4	2	3	1	4	3	2	1	4	3	2	1	4	3	2	1	4	3	2	1	4	3	2
puissance en cheveaux	110	54	85	70	110	60	70	85	110	52	70	85	110	51	75	88	116	50	70	88	70	50	70	88
puissance à la prise de force	99	/	/	/	98	56	67	79	108,1	48,9	67,8	/	99	44,9	66,8	81	/	46,2	64,8	81	/	/	/	/
2 roues motrices	non	oui	oui	non	non	oui	oui	optio n	non	oui	oui		non	oui	oui	oui	non	oui	oui	oui	non	oui	oui	non
4 roues motrices	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui
Nbr de cylindres moteur	6	3	4	4	6	3	4	4	6	3	4	4	6	3	4	4	6	3	4	4	6	3	4	4
Cylindrée en cm ³	6128	2827	3870	3770	5861	2931	3613	3908	6234	2827	4156	4156	7480	3293	4392	3920	5883	2940	3920	400	5842	2696	3595	4000
Turbo	non	non	non	non	non	non	non	oui	non	non	non	oui	non	non	non	oui	oui	non	non	oui	non	non	non	oui
Refroidissement	air	air	eau	non	eau	eau	eau	eau	eau	air	eau	eau	eau	eau	eau	eau	eau	eau	eau	eau	eau	eau	eau	eau
Pompe d'injection	enligne	enlign	rot	enlign	rot	rot	rot	rot	rot	enlig n	rot	enlig n	rot	rot	rot	rot	rot	rot	rot	monogl	/	/	/	monogl
Reservoir à combustible	218	72	86	83	215	93	93	93	225	62	115	105	218	65	200	136	170	72	84	110	195	55	70	70
Nbr de rapport avant	20	8	24	16	32	12	12	24	16	12	12	18	16	8	16	16	16	8	8	24	16	10	10	30
Nbr de rapports arrière	5	4	12	8	16	12	12	12	16	12	12	6	16	8	16	8	8	4	4	12	8	2	2	30
Prise de force																								
540 Tr / min	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui
750 Tr / min	non	non	non	non	non	non	non	non	non	non	non	non	non	non	non	non	non	non	non	non	non	non	non	non
1000 Tr / min	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui
Prise avant	oui	non	oui	non	non	non	non	oui	oui	non	oui	oui	non	non	non	oui	non	non	non	oui	oui	non	non	oui
Hydraulique																								
Débit (litre/min)	74	51	42	67	55	34,5	34,5	44,5	41,5	36,5	41,9	40	75,5	28,4	79,3	30	84	22	44	40	39	35	35	40
Pression (Bars)	175	175	180	175	190	190	190	190	200	180	180	160	193	176	193	190	190	90	190	180	170	160	160	180
Force de	6500	2400	4100	3300	6600	2900	3500		5070	3410	2180	5200	5897	2682	4492	4670	5800	2400	3630	4770	4770	1650	2350	1650
Direction	6																							
Type	Hydro	hydro	hydro	hydro	hydro	hydro	hydro	hydro	hydro	hydro		hydro	hydro	hydro	hydro	hydro	hydro	Méca	hydro	hydro	Asshy	assistée	assist	hydro
Encombrement																								
Rayon de braquage 2RM (m)	/	3.8	3.95	/	/	3.9	4.1	4.1		3.35	4.05	/	/	3.63	3.66	4.3	/	3.28	9.65	/	/	3.67	3.80	
Rayon de braquage 4RM (m)	5.2	4.05	4.05	4.56	4.98	4.46	4.42	4.42	5	3.75	4.32	4.2	4.42	2742	3687	4.2	4.70	3.9	4.1	4.95	5.81	4.80	5.08	4.95
Poids 2RM (Kg)	/	2760	335	/		2780	2980	3160		1990	3200	/	/			3940	/	2510	3395	3490	/	2850	3190	
Poids 4RM (Kg)	4450	3120	335	3380	4650	2720	3340	3490	5825	2260	3600	4120	4993	3080	4137	4080	5125	2819	3700	3610	4967	3290	3630	3700

Tableau .I.5) les caractéristiques techniques des mini tracteurs italiens

Marque	FERRARI					GOLDONI		
Modèles → Caractéristiques	T93	1100 DT	1300 DT	40 WDT	96	233	238	240
Puissance « Kw »	13,5	19	21	26,5	33	24,5	28	30
Nbr de cylindres	2 ^{3000 tr/m}	2 ^{3000 tr/m}	2 ³⁰⁰⁰	3 ³⁰⁰⁰	3 ³⁶⁰⁰	2 ³⁰⁰⁰	2 ²⁶⁰⁰	3 ²⁶⁰⁰
Cylindrée cm ³	851	1120	1332	1551	2474	/	/	/
Refroidissement	air	air	air	air	air	air	air	air
2 roues motrices	oui	non	non	non	non			
4 roues motrices	non	oui	oui	oui	oui			
Nbr de rapports avant	5	12	12	12	12	6	6	6
Nbr de rapports arrière	3	6	6	6	6	3	3	3
Prise de force avant	non	1900	1900	1900	non		1 à 2 vitesses	
Prise de force arrière (tr/m)	3000tr/m	600/1096tr/m	600/1096	600/1096	560/1001		2 à 2 vitesses	
Direction	mécanique	mécanique	hydraulique	hydraulique	hydraulique	mécanique ou hydraulique		
Pneus Avant	5,00-10	6,80-12	7,00-12	7,00-12	8,25-16	7,50 x 16 ou 8,25 x 16		
Arrière	6,50-16	8,25-16	11,2-20	11,2-20				
Embrayages	mono disque à sec	mono disque à sec	double à sec	double à sec	mono disque à sec	mono disque à sec		
Relevages	hydraulique 2 ou 3 pts	hydraulique 2 ou 3 pts	hydraulique 2 ou 3 pts	hydraulique 2 ou 3 pts	hydraulique à 3 pts	hydraulique à 3 pts Max 780 Kg		
Remorquage (Kg)	1830	2200	3300	3340	3735	/	/	/
Rayon de braquage (cm)	280	300	300	345	260		120 cm	(articulation)
Poids (Kg)	610	780	1110	1165	1245			
Masse supplémentaire	/	/	5 x 15	/	2 x 50	945	----	1065

V) APPLICATION

Après avoir établi la méthode générale permettant d'étudier le comportement d'un tracteur quelconque sur un sol agricole on va essayer de vérifier le programme élaboré en faisant un calcul sur le tracteur C6006. Vu qu'on connaît expérimentalement les capacités ainsi que les limites du tracteur C6006 pendant le labourage du sol, on peut alors aboutir à une conclusion sur l'efficacité du programme par comparaison du résultat obtenu et la réalité rencontrée sur le terrain.

La mauvaise adaptation du tracteur C4006 en Algérie, à cause de sa faible puissance comparativement à son volume et à son poids, sa boîte de vitesses qui ne permet pas un bon choix d'avancement lors des tâches exécutées, son prix de revient qui est très élevé, ont obligé P.M.A de décider l'arrêt total et définitif de ce type de tracteur. En revanche PMA avec la collaboration de KHD-Deutz Fahr projette le lancement d'un nouveau produit appelé mini-tracteur de telle sorte que ce dernier ne doit pas dépasser la puissance de 26 Kw .

Depuis PMA n'a cessé de contacter les experts du domaine afin de concrétiser ce projet . Pour cela nous allons essayer en premier lieu de voir le comportement d'un tel mini tracteur sur les différents sols Algérien et d'en sortir avec une solution préliminaire . Le problème qui se pose est que nous n'avons pas ce tracteur, alors pour cela on va prendre les caractéristiques d'un mini tracteur existant. Le choix s'est posé sur le mini-tracteur Ferrari 40 WDT et Goldoni 233, cités dans l'étude statistique. Ces deux mini tracteurs se différencient par leurs formes géométriques, mais ils développent la même puissance.

- Données techniques sur les tracteurs à étudier

Données	puissance (Kw)	Masse (Kg)	masse de la charrue	Largeur du labour	Profondeur du labour(m)	l ₁ (m)	h (m)	l ₂ (m)	ht (m)	lt (m)	R ₁ (m)	R ₂ (m)	B ₁ (m)	B ₂ (m)
C6006	45	2500	400	1,2	0,2	2,41	0,75	1,03	0,55	0,9	0,49	0,75	0,4	0,3
Ferrari 40Wt	26		250	0,7	0,2	1,61	0,70	0,70	0,30	0,69	0,35	0,51	0,25	0,20
Goldoni 233	26	1240	250	0,70	0,2	1,21	0,55	0,70	0,310	0,70	0,41	0,41	0,25	0,25

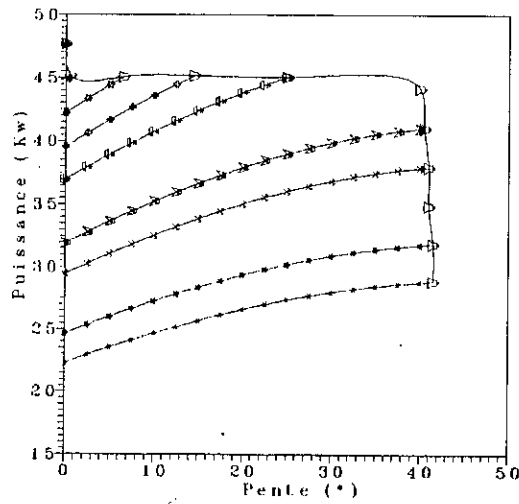
Tableau .I.6

- Données techniques sur les sols à étudier

Caractéristiques	CI (KPa)	CO (N/cm ²)	ϕ (°)	mv (KN/m ³)
Sablonneux argileux	500	10	37°	16
Limoneux argileux	620	16	24°	22
argileux	700	20	20°	26

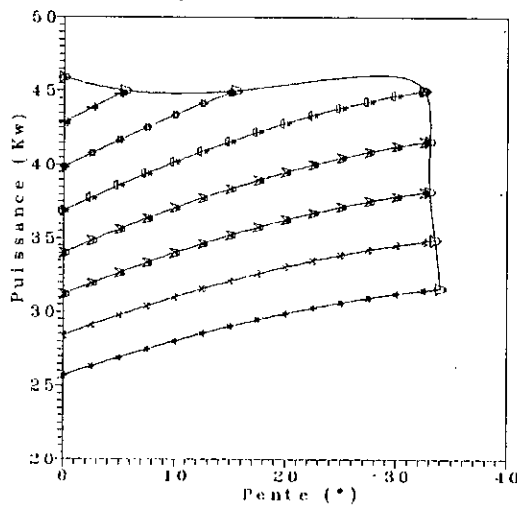
Tableau.1.7

On présentera les résultats des trois tracteurs évoluant sur trois différents types de terrains agricoles. Vu la grandeur des fichiers de résultats ainsi que pour améliorer la compréhension on a décidé de représenter tous les résultats sous forme de graphes. Les axes des graphes représentent la pente et la puissance . Le graphe en question est obtenu par des isovitesse . En résumé, les courbes indiquent le comportement ainsi que la limite de stabilité complète du tracteur en cours de labour.



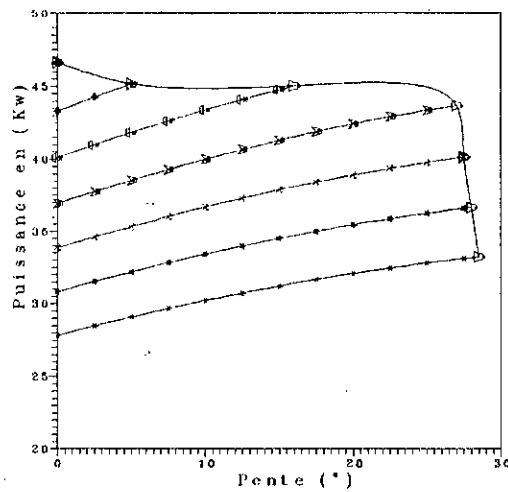
a) Sol Sabloneux argileux

***** $u=0.75$
 ***** $u=0.83$
 ***** $u=0.98$
 ***** $u=1.05$
 ***** $u=1.20$
 ***** $u=1.28$
 ***** $u=1.35$
 ***** $u=1.43$
 ***** $u=1.50$
 [---] Stabilité



b) Sol limoneux argileux

***** $u=0.75$
 ***** $u=0.83$
 ***** $u=0.90$
 ***** $u=0.98$
 ***** $u=1.05$
 ***** $u=1.13$
 ***** $u=1.20$
 ***** $u=1.28$
 [---] Stabilité



c) Sol argileux

***** $u=0.75$
 ***** $u=0.83$
 ***** $u=0.90$
 ***** $u=0.98$
 ***** $u=1.05$
 ***** $u=1.13$
 ***** $u=1.20$
 [---] Stabilité

Fig. 1.7- Comportement du tracteur C6006 sur différents sols

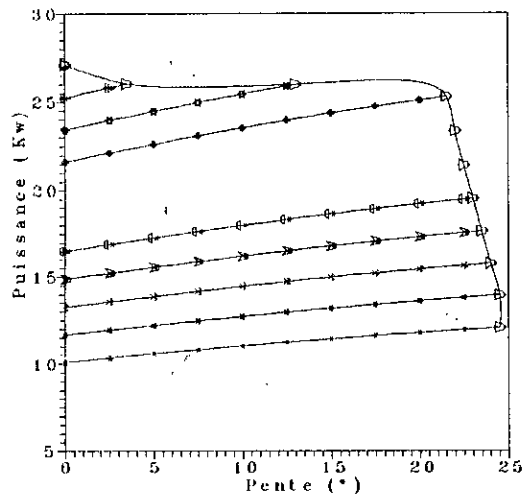
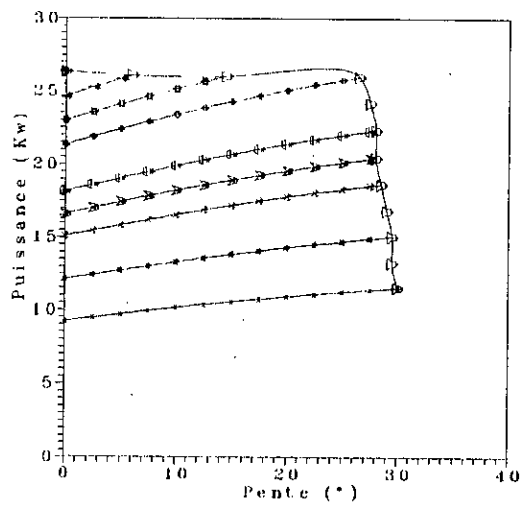
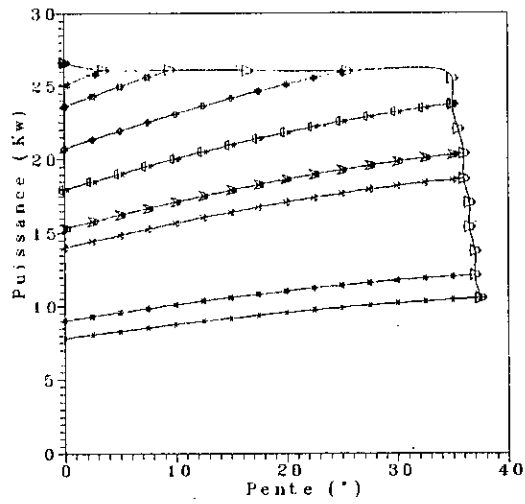


Fig. 1.8- Comportement du mini-tracteur Ferrari sur différents sols

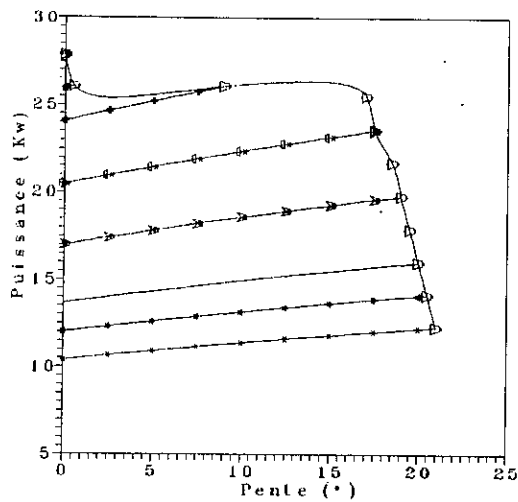
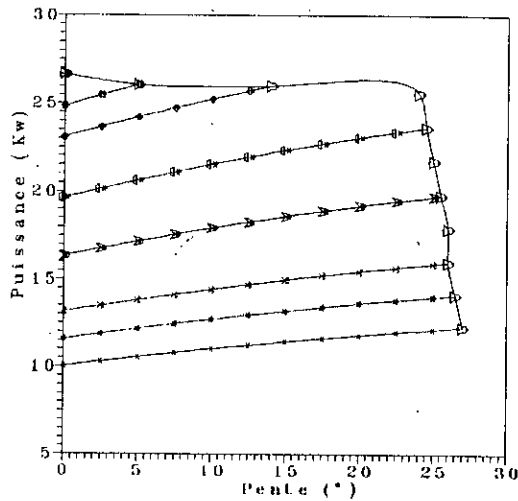
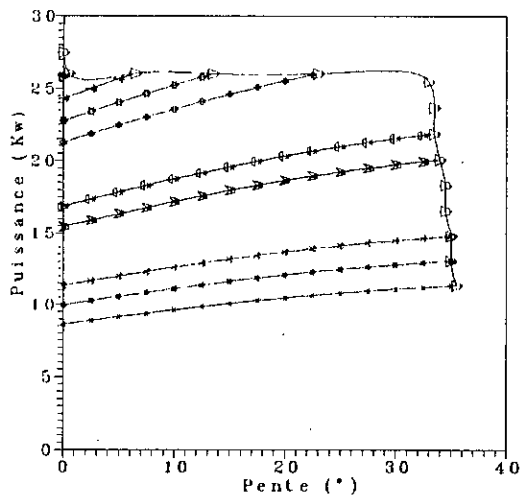


Fig. I. 9- Comportement du mini-tracteur Goldoni sur différents sols

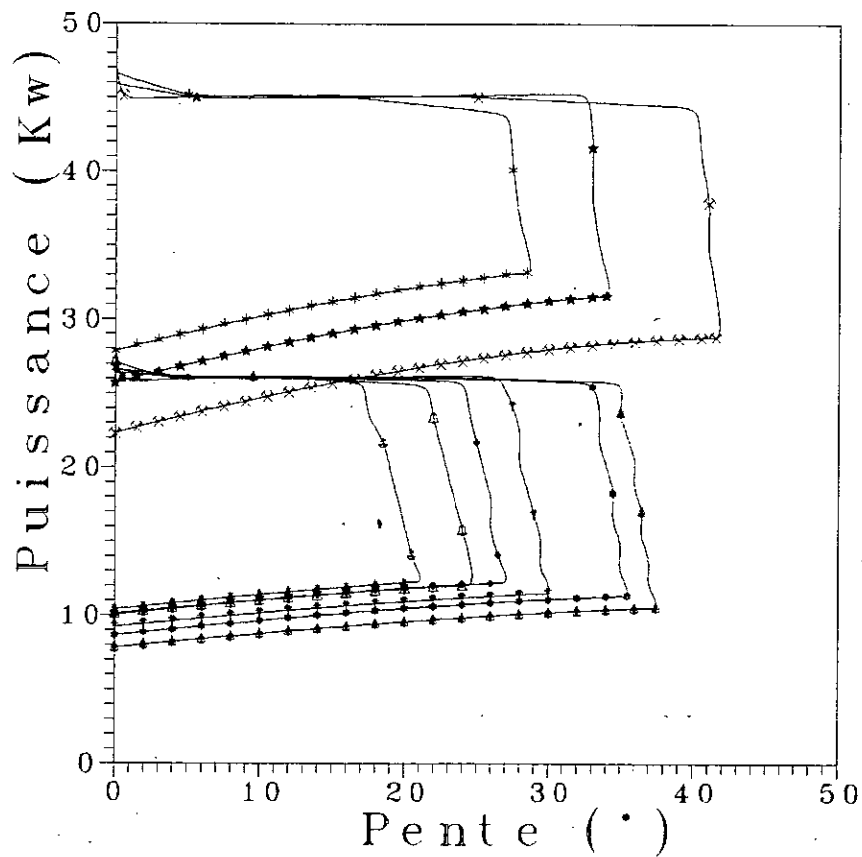


Fig. I. 40.
 Limites de stabilités des trois tracteurs sur les 3 types de sol

- ***** C6006 sur sol Argileux
- ***** C6006 sur sol Limoneux. A
- xxxxxx C6006 sur sol Sabloneux. A
- ***** Goldoni sur sol Argileux
- ***** Goldoni sur sol Limoneux. A
- ***** Goldoni sur sol Sabloneux. A
- △△△△△ Ferrari sur sol Argileux
- ↑↑↑↑↑ Ferrari sur sol Limoneux. A
- ▲▲▲▲▲ Ferrari sur sol Sabloneux. A

Tableau I.8: Résumé des points critiques de stabilité des tracteurs étudiés

Vitesses (m/s)	Sols	Tracteur C6006			Tracteur Ferrari 40 WT			Tracteur Goldoni 233		
		Pente max (°)	puissance (KW)	S.L/h (m ²)	pente max (°)	puissance (KW)	SL/h (m ²)	pente max (°)	puissance (KW)	SL/h (m ²)
0,5	S.A				37,50	10,55		35,50	11,35	
	L.A				30,00	11,53	1260,00	27,00	12,26	1260,0
	A				24,50	12,07		21,00	12,29	
0,58	S.A				37,00	12,14		35,00	13,06	
	L.A				29,50	13,27	1461,6	26,50	14,11	1461,6
	A				24,50	13,94		20,50	14,14	
0,65	S.A				37,00	13,76		35,00	14,81	
	L.A				29,50	15,06	1638,0	26,00	15,97	1638,0
	A				24,00	15,78		20,00	16,01	
0,73	S.A	41,50	28,84		36,50	15,38		34,50	16,54	
	L.A	34,00	31,61	3153,6	29,00	16,83	1839,6	26,00	17,88	1839,6
	A	28,50	33,21		23,50	17,65		19,50	17,89	
0,80	S.A	41,50	31,84		36,50	17,03		34,50	18,31	
	L.A	33,50	34,89	3456,0	28,50	18,62	2016,0	25,50	19,78	2016,0
	A	28,00	36,65		23,00	19,53		19,00	19,78	
0,88	S.A	41,00	34,85		36,00	18,67		34,00	20,07	
	L.A	33,00	38,20	3801,6	28,00	20,43	2217,6	25,00	21,69	2217,6
	A	27,50	40,14		22,50	21,43		18,50	21,70	
0,95	S.A	41,00	37,92		36,00	20,36		33,50	21,84	
	L.A	33,00	41,61	4104	28,00	22,30	2394,0	24,50	23,61	2394,0
	A	27,00	43,68		22,00	23,35		17,50	23,56	
1,03	S.A	40,50	41,00		35,50	22,03		33,50	23,67	
	L.A	32,50	45,00	4449	27,50	24,16	2595,6	24,00	25,56	2595,6
	A	16,00	45,00		21,50	25,30		17,00	25,51	
1,10	S.A	40,00	44,12		35,00	23,72		33,00	25,48	
	L.A	15,50	45,00	4752	26,50	25,97	2772,0	14,00	26,00	2772,0
	A	05,00	45,00		13,00	26,00		09,00	26,00	
1,18	S.A	25,00	45,00		35,00	25,48		23,00	26,00	
	L.A	05,50	45,00	5097,6	14,50	26,00	2973,6	04,50	26,00	2973,6
	A	00,00	45,00		09,50	26,00		05,00	26,00	
1,25	S.A	14,50	45,00		25,00	25,94		13,50	26,00	
	L.A	00,00	45,00	5400,0	06,00	26,00	3150,0	00,00	26,00	3150,0
	A				00,00	26,00				
1,33	S.A	06,50	45,00		16,00	25,97		06,50	26,00	
	L.A			5745,6	00,00	26,00	3351,6			3351,6
	A									
1,40	S.A	05,00	45,00		09,00	26,00		00,50	26,00	
	L.A			6048,0			3528,0			3528,0
	A									
1,48	S.A				03,00	26,00				
	L.A						3729,6			
	A									

V.1) Interprétation et conclusion :

Les graphes (I.7 à I.10) et le tableau (I.8) résumant les points critiques de stabilité des trois tracteurs permet de tirer les conclusions suivantes:

a) Le tracteur C6006

- **Sol sablonneux argileux:** Le tracteur peut gravir de grandes pentes allant à 35° avec une vitesses limite inférieures à 0,8 m/s. A la vitesse de 1,30 m/s cet engin ne peut dépasser une pente supérieure à 6° même s'il développait sa puissance maximale de 45 kw.

- **Sol lourd argileux:** En utilisant une charrue à trois socs sur une profondeur de 20 cm et à puissance maximale sur une pente nulle, ce tracteur ne peut avancer qu'à une vitesse de 1,2 m/s se qui signifie approximativement une superficie labourée de 0,5 hectare/heure, donnée confirmée par PMA et quelques agriculteurs expérimentés.

b) Mini-tracteurs Goldoni 233 et Ferrari 40 WT:

L'application à deux mini-tracteurs Goldoni 233 et Ferrari 40 WT de même puissance mais de profils différents du point de vue structure géométrique, a révélé la supériorité du mini tracteur Ferrari 40 WT qui a la même vitesse et même conditions de travail (charrue, sol) il peut gravir une pente de 3° en plus et développer 2 KW en moins que le tracteur Goldoni 233.

c) Comparaison entre le C6006 et le mini-tracteur Ferrari 40 WT:

L'aspect extérieur de ces deux engins semble identique. Néanmoins on les différencie par la taille disproportionnée (l'un grand l'autre ne présente que la moitié du premier).

Du point de vue travail on remarque qu'à une même vitesse le tracteur Ferrari 40WT est beaucoup plus stable que le tracteur C6006, mais on peut dire aussi que leurs performances sont approximativement les mêmes étant donné que le C6006 développe une puissance double que celle de Ferrari 40WT et laboure une superficie double. Pour une meilleure compréhension on peut citer l'exemple suivant:

Sur terrain argileux plat le tracteur C6006 peut labourer une superficie de $5097 \text{ m}^2/\text{h}$ à une vitesse de 1,2 m/s en développant toute sa puissance de 45 KW, condition presque instable car il risque de cabrer.

Par contre à la même vitesse et sur le même sol le mini-tracteur Ferrari 40 WT toute en développant sa puissance maximale de 26 KW (57,7% de la puissance du C6006) peut gravir une pente de 9° et labourer $2973,6 \text{ m}^2/\text{h}$, (58,3% de la surface labourée par C6006).

Le Ferrari 40 WT laboure le même terrain à la pente 0° et à la puissance de 26 KW, il peut atteindre une vitesse de 1,25 m/s, ce qui veut dire $3150 \text{ m}^2/\text{h}$ (61,8% de la surface labourée par le C6006). Donc à puissance égale le tracteur Ferrari 40 WT laboure 4% de terrain en plus que le tracteur C6006. Ajoutant à cela le faible rayon de braquage de Ferrari 40 WT qui va lui permettre de gagner beaucoup plus de temps sur les petites parcelles de terrains.

En conclusion on peut dire qu'un mini tracteur de 26 KW sera une machine agricole très efficace et rendra beaucoup de services aux agriculteurs ayant de petites parcelles de terrain agricole et surtout pour ceux qui habitent les collines.

CONCEPTION DE LA CHAÎNE DE TRANSMISSION DU TRACTEUR

I) INTRODUCTION

L'étude dimensionnelle d'un tracteur comprend la détermination des formes et dimensions des organes se trouvant dans les parties qui le constituent. Pour un tracteur on distingue trois parties principales Fig. (II.1) [BOL86].

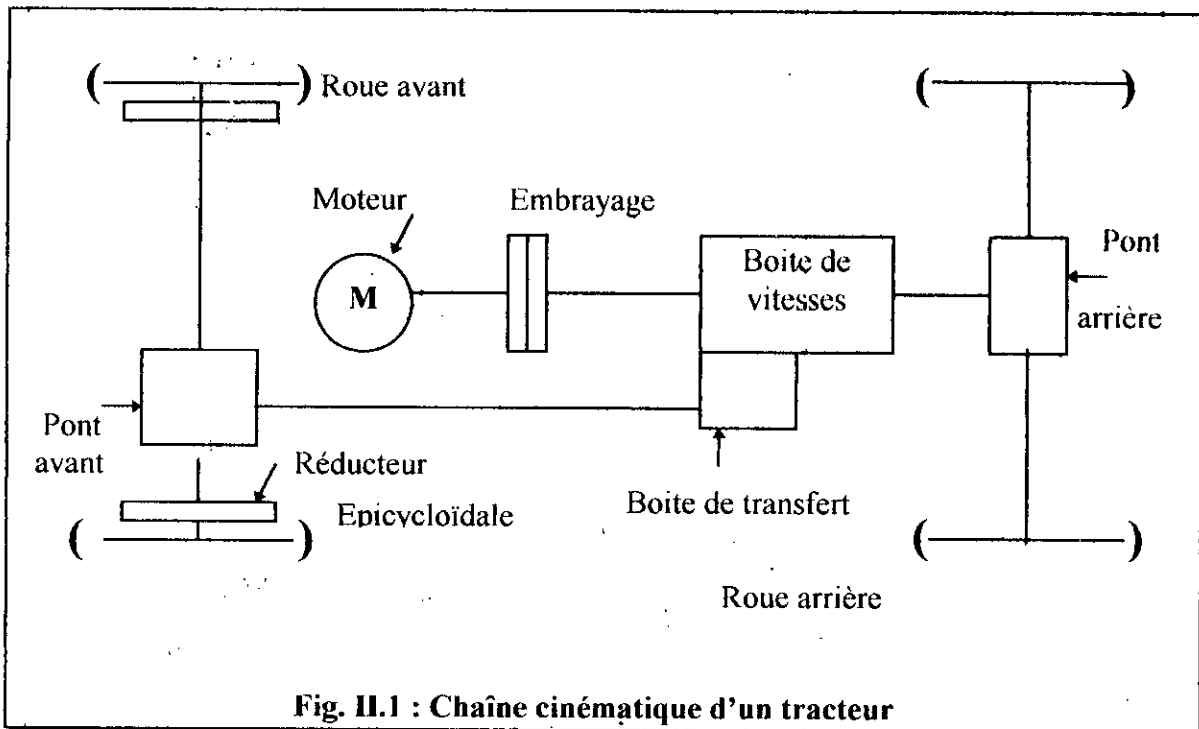


Fig. II.1 : Chaîne cinématique d'un tracteur

- Boîte de vitesses associée à la boîte de transfert.
- Pont arrière et avant.
- Réducteur Epicycloïdale au niveau des roues avant.

Chaque partie citée ci dessus se compose de trois principales catégories d'organes:

- Engrenages.
- Arbres.
- Roulements.

Afin de pouvoir dresser un algorithme de calcul cinématique et dynamique des différents types d'engrenages qui constituent la chaîne de transmission ainsi que le dimensionnement des arbres. L'algorithme devant être adaptable à n'importe quelle configuration de la chaîne cinématique. Une fois que l'algorithme est bien établie on l'utilise comme base pour la réalisation d'un programme qui nous facilitera la tâche de dimensionnement.

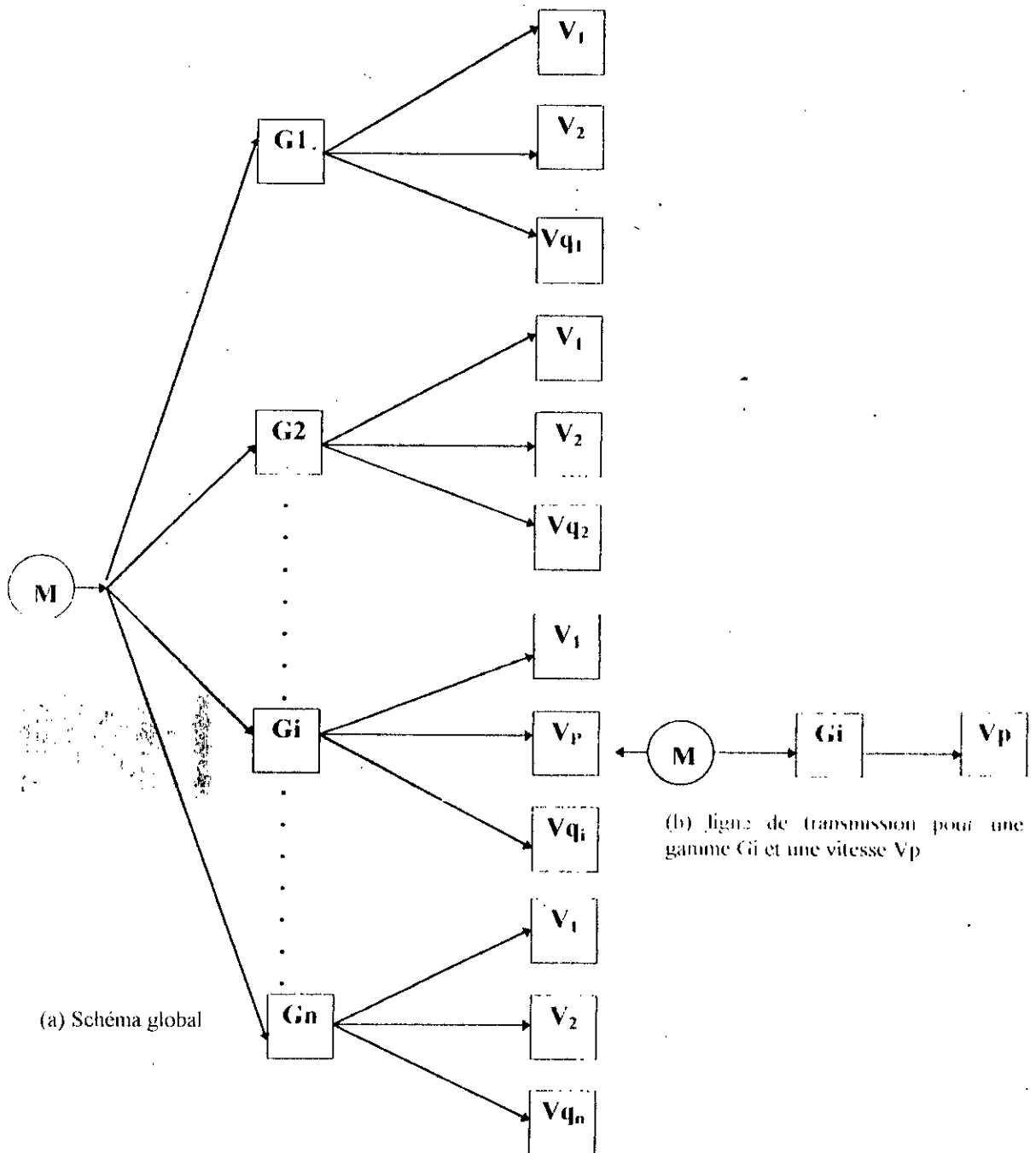


Fig. II.3: Schéma structural d'une boîte de vitesses générale

II) BOITE DE VITESSES

II.1) Introduction

La boîte de vitesses, système mécanique situé entre l'embrayage et l'arbre de transmission du mouvement à l'essieu moteur, a pour buts:

- Permettre de modifier le rapport entre la vitesse du moteur et celle des roues lorsque les conditions de marche l'exigent, comme le démarrage ou la gravitation des côtes.
- Rendre possible la marche arrière du véhicule par inversion du sens de rotation des roues motrices.
- Faciliter la séparation entre le moteur et la chaîne de transmission du véhicule.

II.2) Structuration de la boîte de vitesses

Dans le cas générale, une boîte de vitesse est composée de plusieurs gammes et chaque gamme donne plusieurs vitesses Fig. (II.2). Pour une meilleure compréhension on peut citer l'exemple du tracteur C6006 qui comporte quatre gammes et chaque gamme comporte trois vitesses donc en tout douze vitesses. Pour notre étude considérons une boîte de vitesses de n gamme tels que chaque gamme comporte V_{qi} vitesses, i allant de 1 à n voir Fig. (II.3).

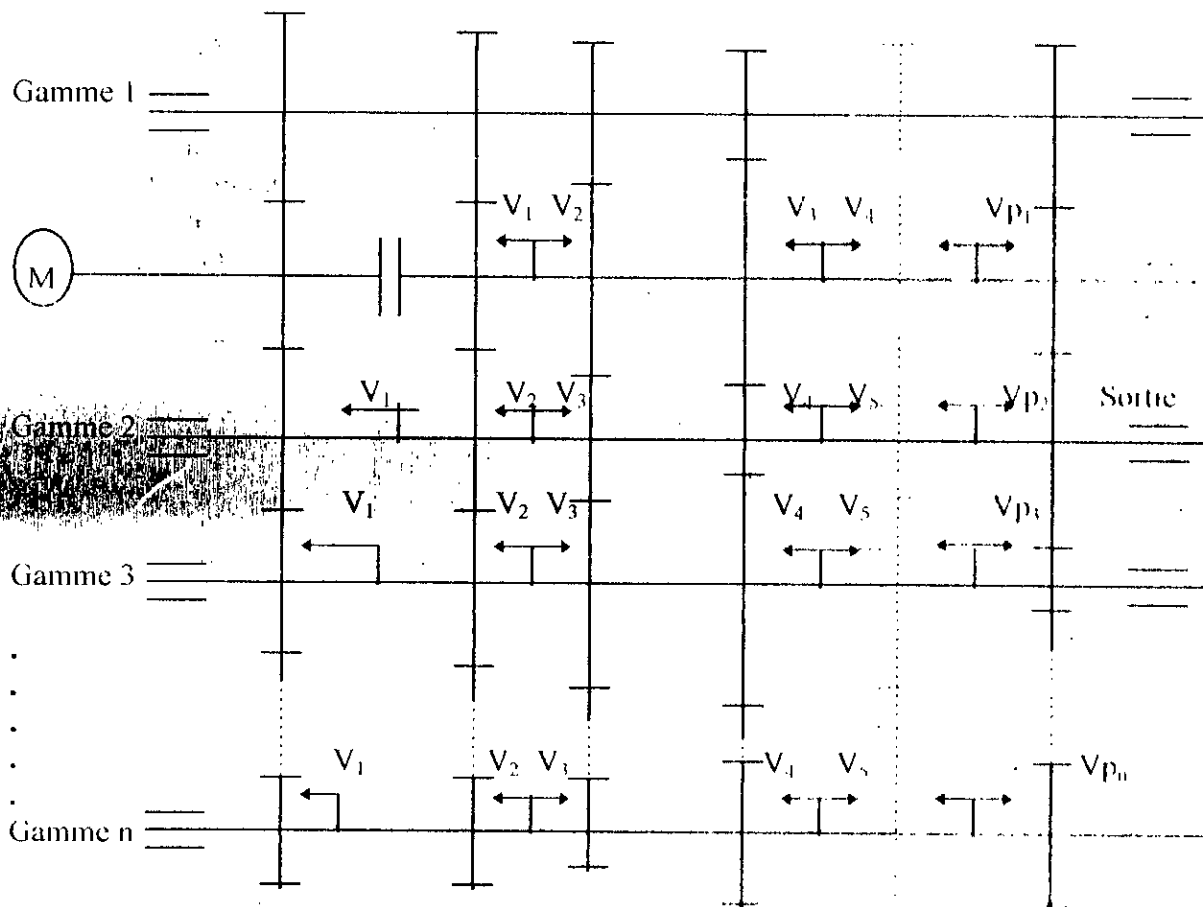


Fig. II.2: Boîte de vitesses dans le cas général

Prenons une vitesse V_p quelconque d'une gamme G_i donnée, quelque soit sa configuration elle sera constituée d'un nombre q arbitraire de couples d'engrenages portés par $q+1$ arbres. Indépendamment de la valeur du nombre de couples d'engrenages qui forme la vitesse V_p , les couples d'engrenages seront regroupés en 4 types de couples seulement, Fig. (II.4). Chaque couple sera composé de deux roues $Z_1(p,j)$ et $Z_2(p,j)$ tels que l'indice '1' indique la roue menante, l'indice '2' la roue menée, l'indice 'P' la vitesse à laquelle il appartient et l'indice 'j' le numéro du couple.

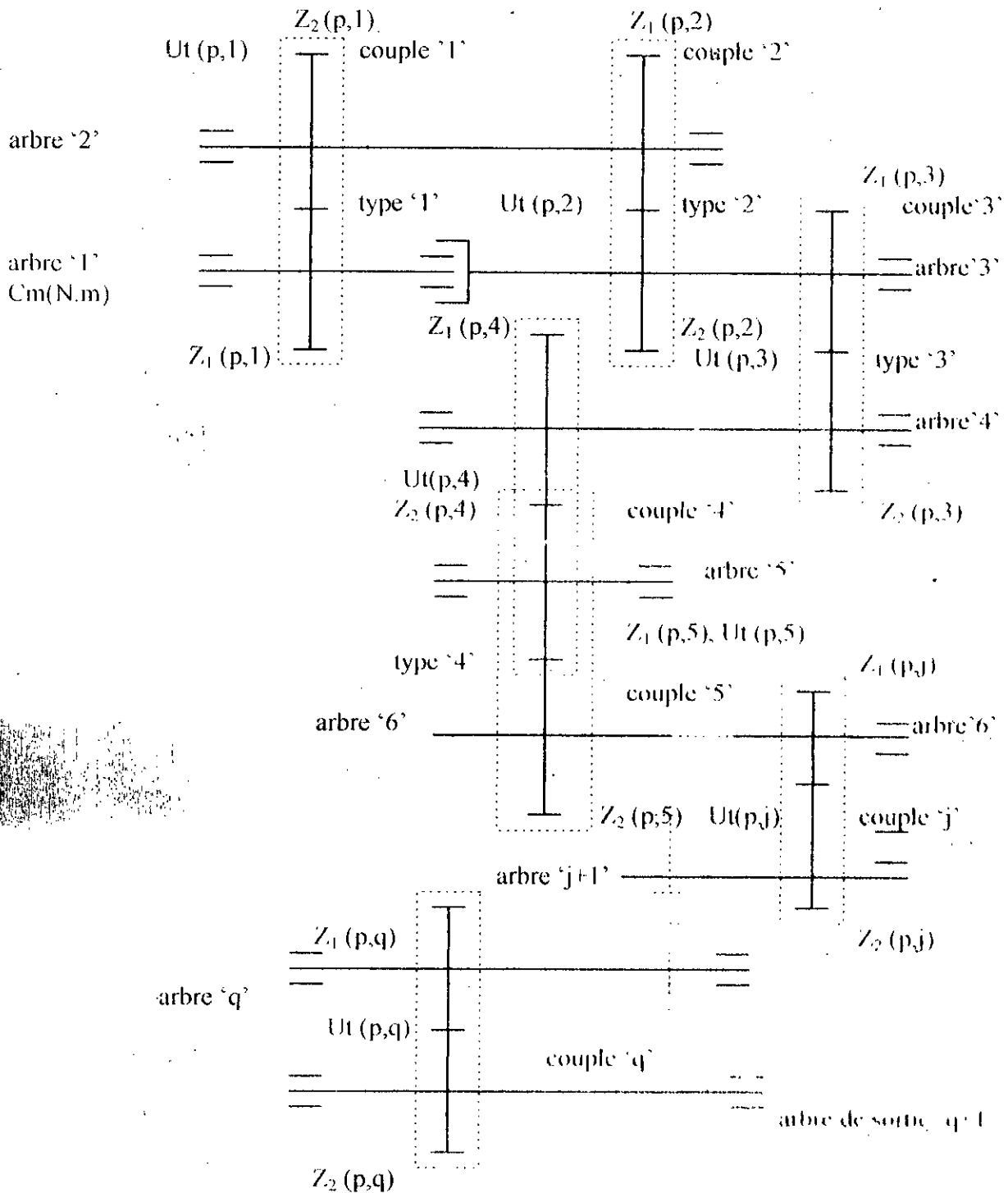


Fig. II.4: Configuration d'une vitesse V_p quelconque

II.2.1) Calcul de dimensionnement de l'engrenage

- Données de départ :

- C_m : couple moteur (N.m).
- N_m : vitesse angulaire du moteur (tr /min).
- N : nombre de gammes .
- p : nombre de vitesses de chaque gamme
- q : nombre de couples participants dans chaque vitesse .
- $U_t (p,j)$: Rapport de transmission de chaque couple telque $j = 1, q$

1^{er} type de couple :

En général c'est le couple primaire, correspondant au couple 'F' de la figure (II 4) ce couple à un entraxe inconnu qu' on déterminera par la formule suivante [BAU67] :

$$A = \lambda \sqrt{C_m} \tag{II.1}$$

λ : Coefficient qui tient compte du type de véhicule

$\lambda = 23,0$ pour un tracteur

C_m : moment au niveau du moteur (N.m)

Nous pouvons donc calculer les diamètres approximatifs du pignon et de la roue

$$D_1(p,1) = \frac{2.A}{1 + U_t(p,1)} \tag{II.2}$$

$$D_2(p,1) = \frac{2.A}{1 + U_t(p,1)} \tag{II.3}$$

Le module réel est donné par la formule simplifié de Lewis

$$M_r \geq 2,34 \sqrt{\frac{2000.C_m}{K.\sigma_p.D_1(p,1)}} \tag{II.4}$$

σ_p : contrainte pratique admissible de l'engrenage. [daN/ mm²]

K: coefficient de largeur de denture situé entre 6 et 16.

Connaissant l'entraxe et le module réel, il est donc facile de calculer le nombre de dents des pignons:

$$Z_1 = \frac{2.A. \cos \beta_0}{M_r (1 + U_t (P,1))} \tag{II.5}$$

$$Z_2 = \frac{2.A. \cos \beta_0}{M_r (1 + U_t (P,1))}$$

β_0 : Angle primitif de taillage d'inclinaison en degré.

Pour la nécessité de continuité du dimensionnement on doit calculer le moment à la sortie du couple, ainsi que la vitesse angulaire.

$$\left\{ \begin{array}{ll} C_{adm} & C_m \\ \omega_1 & \omega_m \\ C_{adm} & C_{adm} \cdot Ul(p,1) \\ \omega_2 & \omega_1 \cdot Ul(p,1) \end{array} \right. \quad (11.6)$$

2^{ème} type de couple:

C'est un couple dont l'entraxe est fixé. Il peut se trouver n'importe où dans la boîte de vitesses.

Dans le cas de la Fig. (II.4) il correspond au couple N°2, d'une manière analogue à celle élaborée pour le couple primaire, on peut le dimensionner ainsi:

A : connue (déjà calculé)

$$\left\{ \begin{array}{l} D_1(p, j) = \frac{2 \cdot A}{\left(1 + Ul(p, j) \right)} \\ D_2(p, j) = \frac{2 \cdot A}{1 + Ul(p, j)} \end{array} \right. \quad (11.7)$$

$$M_r > 2,34 \sqrt{\frac{2000 C_{adm}}{K \cdot \sigma_p \cdot D_1(p, j)}} \quad (11.8)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_1 = \frac{2 \cdot A \cdot \cos \beta_0}{Mr(1 + Ul(p, j))} \\ Z_2 = \frac{2 \cdot A \cdot \cos \beta_0}{Mr(1 + 1/Ul(p, j))} \end{array} \right. \quad (11.9)$$

$$\left\{ \begin{array}{ll} C_{adm} & C_{adm} \cdot Ul(p, j) \\ \omega_1 & \omega_2 \\ \omega_1 & \omega_2 \cdot Ul(p, j) \end{array} \right. \quad (11.10)$$

3^{ème} type de couple:

C'est un couple ayant un entraxe inconnu mais il n'est pas primaire correspondant au couple '3' de la Fig. (II.4). En désignant un nombre de dents Z_1 pour le pignon, le module réel est donné par la formule suivante :

$$M_r = 10 \sqrt{\frac{11.C_{adm} \cos \beta_0}{K \cdot \sigma_p \cdot Z_1}} \quad (II.11)$$

$$Z_2 = Z_1 \cdot U_i(p,j) \quad (II.12)$$

4^{ème} type de couple:

C'est le cas d'une marche arrière, ou la roue menante correspond à la roue mené du couple précédent donc:

$$Z_1(p,j) = Z_2(p,j-1) \quad (\text{même roue}) \quad (II.13)$$

donc : $Z_1 = Z_2$

pour $Z_2(p,j)$ on a : $Z_2 = Z_1 \cdot U_i(p,j)$ (II.14)

Ce cas est représenté sur la figure (II.4) par les couples '4' et '5'.

Vu que le module est déjà calculé pour le couple 'j-1' alors:

$$\begin{cases} D_1(p,j) = m_r \cdot Z_1 \\ D_2(p,j) = m_r \cdot Z_2 \end{cases} \quad (II.15)$$

$$\begin{cases} C_{adm} = C_{adm} \cdot U_i(p,j) \\ \omega_1 = \omega_2 \\ \omega_2 = \omega_1 \cdot U_i(p,j) \end{cases} \quad (II.16)$$

II.3) Etude cinématique de l'engrenage

Cette étude concerne le calcul des caractéristiques de fonctionnement et de taillage des engrenages utilisés dans la boîte de vitesses ainsi que la vérification des risques d'interférences éventuelles.

Dans ce qui suit nous ne développerons que le calcul des engrenages hélicoïdaux car il suffit d'annuler l'angle d'hélice β_0 pour retrouver le cas des engrenages à dentures droites, nous utilisons la méthode de calcul proposé par [HEN80].

II.3.1) Calcul des caractéristiques de l'engrenage:

- Calcul du module de taillage apparent M_{t_0} et de fonctionnement M_t :

$$M_{t_0} = M_r \cdot \cos \beta_0 \quad (II.17)$$

$$M_t = \frac{2 \cdot A}{(Z_1 + Z_2)} \quad (II.18)$$

où

M_0 : est le module réel de taillage

β_0 : est l'angle d'hélice de taillage corrigé.

$$\beta_0 = \text{Arcos } 2A' / ((Z_1 + Z_2) \cdot M_0) \quad (\text{II.19})$$

- Calcul de l'angle de pression de taillage apparent α_0 et de fonctionnement α :

$$\alpha_0 = \text{Arctg } [\text{tg } \alpha_0' \cdot \cos \beta_0] \quad (\text{II.20})$$

$$\alpha = \text{Arc cos } \left[\frac{M_{t_0}}{M} \cdot \cos \alpha_0 \right] \quad (\text{II.21})$$

- Calcul de l'angle d'hélice de base β_b et de fonctionnement β :

$$\beta_b = \text{Arctg } [\text{tg } \beta_0 \cdot \cos \alpha_0] \quad (\text{II.22})$$

$$\beta = \text{Arctg } [\text{tg } \beta_b \cdot \cos \alpha] \quad (\text{II.23})$$

- Calcul de l'angle de pression réel α et du module réel de fonctionnement M :

$$\alpha = \text{Arctg } [\text{tg } \alpha_0 \cdot \cos \beta] \quad (\text{II.24})$$

$$M = M_0 \cdot \cos \beta \quad (\text{II.25})$$

- Calcul des rayons primitifs de taillage R_i , de fonctionnement et des rayons de base R_{bi} :

$$\begin{cases} R_i = \frac{M_{t_0}}{2} Z_i \\ R_i = \frac{M}{2} Z_i & i = 1, 2 \\ R_{bi} = \frac{M_{t_0}}{2} Z_i \cos \alpha_0 \end{cases} \quad (\text{II.26})$$

Calcul de correction de denture:

C'est pour éviter les interférences théoriques de taillage que les corrections de denture ont été introduites dans la construction des engrenages. Elles apportent en plus des améliorations très sensibles en ce qui concerne la résistance des dents à la pression superficielle, l'augmentation de la capacité à la rupture.

Pour calculer les déports des dentures, nous utiliserons la proposition de F.L.S.O suivante [BAR82], [HIEN80] :

$$\begin{aligned} X_1 &= \lambda (Z_2 - Z_1) / (Z_1 + Z_2) + \sum X_i \cdot Z_i / (Z_1 + Z_2) \\ X_2 &= \sum X_i - X_1 \end{aligned} \quad (\text{II.27})$$

où :

$$\sum X = X_1 + X_2$$

X_1 : déport du pignon

X_2 : déport de la roue

$\lambda = 0$ si le pignon est mené

$\lambda = -0,2 \cdot 10^{-2} (Z_1 + Z_2) + 0,83$ si le pignon est menant.

La somme des départs $\sum X = X_1 + X_2$ est calculée à partir de la relation cinématique suivante :

$$INV(\alpha) = INV(\alpha_0) + \operatorname{tg} \alpha_0 \frac{\sum x}{Z_1 + Z_2} \quad (II.28)$$

- Calcul des rayons de tête Ra_i :

Pour obtenir l'engrènement correct des deux roues avec un jeu de $0,25 M_0$ au fond des dents, il faut réduire ou augmenter selon le signe de $\sum x$, chaque rayon de tête de la quantité 'K.M' [HEN80].

Avec:

$$K = (Z_1 + Z_2) (2 \cos \beta_0) \cdot (1 - \cos \alpha_0 - \alpha) + \sum X \quad (II.29)$$

Les rayons de tête du pignon et de la roue s'écrivent alors comme suit :

$$Ra_i = M_0 \left[\frac{Z_i}{2 \cos \beta_0} + X_i + 1 - K \right] \quad (II.30)$$

- Calcul du rapport de conduite : $\varepsilon\gamma$

Ce rapport qui détermine le nombre de dents en prise est défini par la somme:

$$\varepsilon\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta \quad (II.31)$$

où :

ε_α : est le rapport de conduite apparent

ε_β : est le rapport de recouvrement dû à l'inclinaison du profil de la dent.

Considérons les clichés successifs de l'engrènement d'une dent menante avec une dent menée Fig.(II.5) [KIB90]. A chaque instant, les surfaces conjuguées de ces deux dents sont en contact selon MM' situé dans le plan d'action.

La longueur de conduite vaut donc : $l_2 l_3 = l_2 l_1 + l_1 l_3$ et pour qu'il y ait continuité de conduite, il faut que :

$$\varepsilon\gamma = \frac{l_1 l_2}{Pna} + \frac{l_1 l_3}{Pna} > 1 \quad (II.32)$$

avec : Pna : pas normal mesuré dans le plan apparent.

$$Pna = \pi M t \cos \alpha.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \varepsilon_\beta = \frac{l_1 l_3}{Pna} = \frac{K}{\pi} \sin \beta \\ \varepsilon_\alpha = \frac{l_1 l_2}{Pna} = \frac{H_1 H_2 - H_1 l_2 - H_2 l_1}{\pi M t \cos \alpha} \end{array} \right. \quad (II.33)$$

Avec : K: Coefficient de largeur de denture.

$$H_1 H_2 = \frac{Mt}{2} (Z_1 + Z_2) \cdot \sin \alpha$$

$$H_1 t_2 = H_1 H_2 - t_2 H_2 = H_1 H_2 - \sqrt{Ra_2^2 - R_{D2}^2}$$

$$H_2 t_1 = H_1 H_2 - t_1 H_1 = H_1 H_2 - \sqrt{Ra_1^2 - R_{D1}^2}$$

II.3.2) Vérification des risques d'interférences :

Pour qu'il n'y ait pas d'interférences théoriques, il faut veiller à ce que les deux profils conjugués doivent rester constamment tangents durant l'engrènement. Cette condition est satisfaite si et seulement si les points t_1 et t_2 sont situés à l'intérieur de $H_1 H_2$. En se basant sur la Fig. (II.5), nous pourrions développer les relations mathématiques à vérifier pour éviter l'interférence primaire:

- Condition de non-interférence primaire en approche:

$$Ra_1 < \sqrt{Rb_1^2 + (H_1 H_2)^2} \quad (II.34)$$

- Condition de non-interférence primaire en retraite:

$$Ra_2 < \sqrt{Rb_2^2 + (H_1 H_2)^2} \quad (II.35)$$

II.4) Etude dynamique de l'engrenage:

Le bon fonctionnement d'un système mécanique comportant des engrenages est conditionné en grande partie par l'aptitude des roues dentées à surmonter les contraintes auxquelles elles sont soumises.

A ce propos une dent d'un élément d'engrenage doit tenir à:

- la pression superficielle.
- la rupture.

II.4.1) Résistance à la rupture [HEN80]:

- Effort tangentiel admissible

$$F_{t\text{adm}} = \sigma_{b\text{limit}} \cdot b \cdot M \cdot \frac{K_v \cdot K_{bl} \cdot K_m \cdot K_a}{Y_\varepsilon \cdot Y_{Fi} \cdot Y_\beta} \quad (II.36)$$

- Puissance admissible

$$P_{\text{admi}} = \frac{10^{-6}}{1,96} \sigma_{b\text{limit}} \cdot \frac{Mo^2}{\cos \beta} \cdot n_1 \cdot Z_t \cdot \frac{K_v \cdot K_{bl} \cdot K_m \cdot K_a}{Y_\varepsilon \cdot Y_{Fi} \cdot Y_\beta} \quad (II.37)$$

où :

$i = 1$ pignon.

$i = 2$ roue.

F_t : effort tangentiel primitif : (daN)

P : puissance : (Kw)

σ_{blim} : contrainte limite de base: (hbar).

b : largeur de denture : (mm)

M_o : module réel

$n_{1,2}$: tr/min du pignon ou de la roue.

$Z_{1,2}$: nombre de dents du pignon et de la roue.

Y_ϵ : facteur de conduite.

Y_β : facteur d'inclinaison.

Y_F : facteur de forme.

K_v : facteur de vitesse.

K_{bl} : facteur de durée.

K_m : facteur de portée.

K_a : facteur de service.

II.4.2) Résistance à la pression superficielle:

- Effort tangentiel admissible.

$$F_{t_{adm}} = \sigma_{h^2_{limi}} \cdot b \cdot d_1 \cdot C_r \cdot \frac{K_v \cdot K_{hl} \cdot K_m \cdot K_a}{Z_E^2 \cdot Z_B^2 \cdot Z_C^2} \quad (II.38)$$

- Puissance admissible

$$P_{admi} = \frac{10^{-6}}{1,96} \sigma_{h^2_{limi}} \cdot b \cdot d_1^2 \cdot C_r \cdot n_1 \cdot \frac{K_v \cdot K_{hl} \cdot K_m \cdot K_a}{Z_E^2 \cdot Z_B^2 \cdot Z_C^2} \quad (II.39)$$

$\sigma_{h^2_{limi}}$: pression superficielle admissible.

d_1 : diamètre primitif du pignon.

C_r : facteur du rapport de transmission.

Z_E : facteur matériaux.

Z_B : facteur de longueur de contact.

Z_C : facteur géométrique.

K_{hl} : facteur de durée.

II.5) Calcul d'arbres :

Dans le cas général, la boîte de vitesses comporte 4 types d'arbres:

- arbre primaire .

- arbre intermédiaire.

- arbre de la marche arrière.

- arbre de sortie .

La Fig. (II.7) représente les efforts agissants sur les arbres par l'intermédiaire des roues dentées.

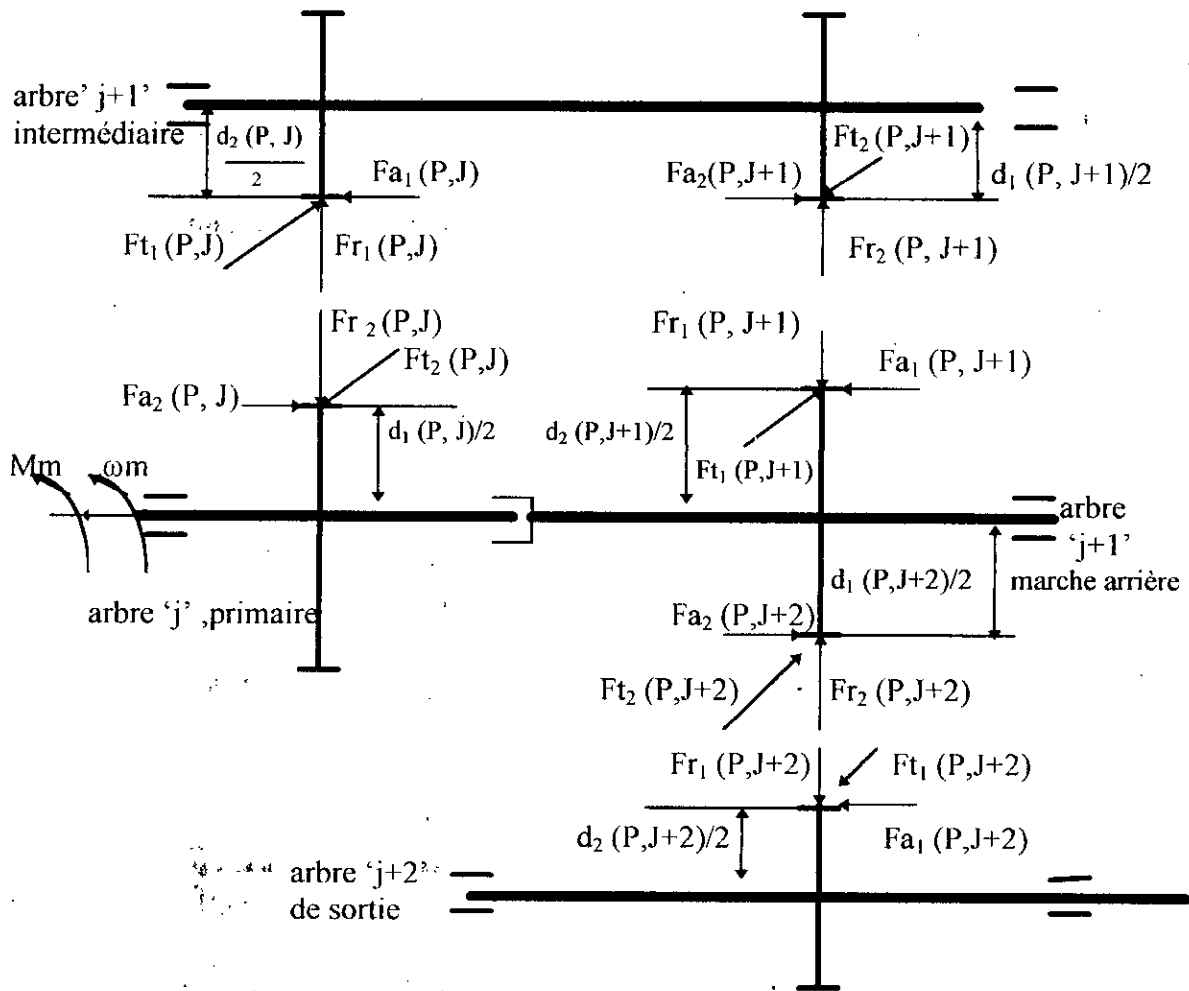


Fig. II.7: Exemple d'une configuration d'une boîte de vitesse où sont présentés les efforts agissant sur les arbres.

II.5.1) Dimensionnement de l'arbre primaire :

L'arbre primaire est un arbre qui reçoit le mouvement du moteur pour le transmettre a un autre arbre, Fig. (II.8).

Calcul des efforts agissant sur cet arbre:

Effort tangentiel :

$$Ft_2(P,J) = \frac{2 \cdot C_{adm}}{d_1(P,J)} \tag{II.40}$$

$$C_{adm} = C_m \prod_{i=1}^J Ut(P,J)$$

Où Cm: représente le couple moteur [N.m]

Effort radial :

$$Fr_2(P, J) = \frac{Fl_2(P, J) \cdot \text{Tga}(\alpha)}{\text{Cos}(\beta)} \quad (\text{II.40})$$

Effort axial :

$$Fa_2(P, J) = Fl_2(P, J) \cdot \text{tg}(\beta) \quad (\text{II.41})$$

Où: α : Angle de pression de fonctionnement (rad). β : angle d'inclinaison primitif de fonctionnement (rad).**- Calcul des réactions Fig. (II.8) :**

réaction dans le plan vertical:

$$R_{AV} = \frac{1}{l_1 + l_2} (Fa_2(P, J) \cdot \frac{d_1(P, J)}{2} + Fr_2(P, J) \cdot l_2)$$

$$R_{BV} = \frac{1}{l_1 + l_2} (Fr_2(P, J) \cdot l_1 - Fa_2(P, J)) \quad (\text{II.42})$$

Moment de flexion dans le plan vertical :

$$M_V = \frac{l_1}{l_1 + l_2} [Fa_2(P, J) \cdot \frac{d_1(P, J)}{2} + Fr_2(P, J) \cdot l_2] \quad (\text{II.45})$$

Réaction dans le plan horizontal

$$\begin{cases} R_{AH} = \frac{l_1}{l_1 + l_2} [Fl_2(P, J) \cdot l_2] \\ R_{BH} = \frac{l_1}{l_1 + l_2} [Fl_2(P, J) \cdot l_1] \end{cases} \quad (\text{II.46})$$

Moment de flexion dans le plan horizontal

$$M_H = \frac{l_1}{l_1 + l_2} [Fl_2(P, J) \cdot l_2] \quad (\text{II.47})$$

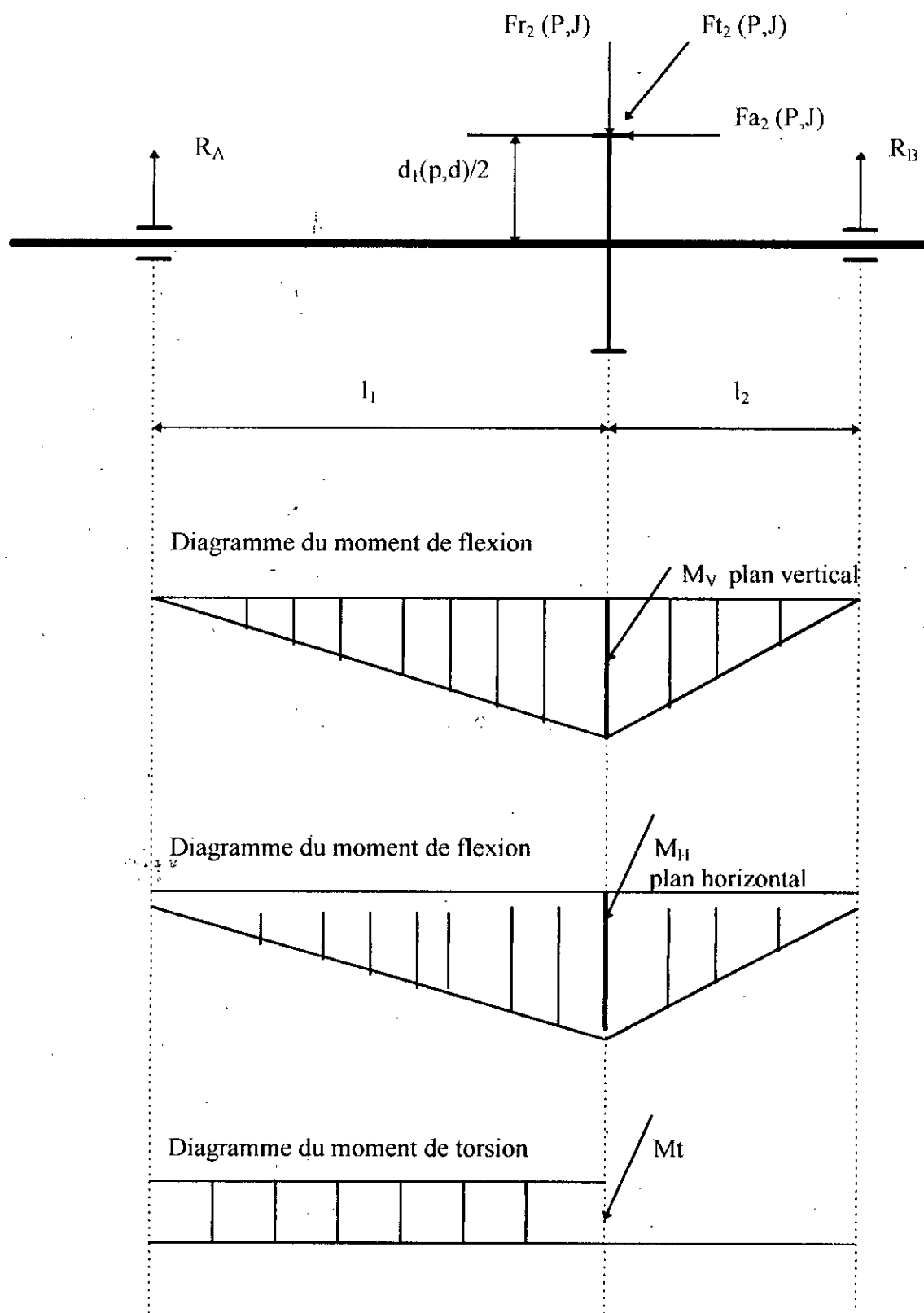


Fig. II.8 : Efforts et moments agissant sur l'arbre primaire

- Calcul des moments [GIE87]:

Moment de flexion résultant :

$$M_{fres} = \sqrt{M_V^2 + M_H^2} \quad (II.48)$$

Moment de torsion :

$$Mt = Fl_2(P, J) \cdot \frac{d_1(P, J)}{2} \quad (II.49)$$

- Calcul du diamètre préalable :

$$d = \sqrt[3]{\frac{Mt}{0,2\tau_{adm}}} \quad (II.50)$$

Où:

Mt: moment de torsion .

 τ_{adm} : Contrainte admissible de cisaillement du métal.**- Calcul de la contrainte réduite et du moment réduit**

D'après la troisième théorie de résistance on a [MIR86] :

$$M_{red} = \sqrt{M_{fres}^2 + \frac{3}{4}Mt^2} \quad (II.51)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq \sigma_{PR} \quad (II.52)$$

Où:

 σ : contrainte maximale de flexion .

$$\sigma = \frac{M_{fres}}{\pi d^3 / 32}$$

 τ : Contrainte maximale de torsion

$$\tau = \frac{Mt}{\pi d^3 / 16}$$

 σ_{PR} : Résistance pratique du matériau à la traction .**- Calcul du diamètre minimum:**

$$\sigma_{PR} = \frac{\sigma_{red}}{\alpha} \quad \text{avec } \alpha: \text{coefficient de sécurité.}$$

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{32 M_{red}}{\pi \sigma_{PR}}} \quad (II.53)$$

II.5.2) Dimensionnement de l'arbre intermédiaire :

L'arbre intermédiaire reçoit et transmet le mouvement à l'intérieur de la boîte de vitesses, Fig. (II.9).

Remarque : on a considéré la configuration la plus défavorable .

- Calcul des efforts sur cet arbre .

$$\left. \begin{aligned}
 Ft_1(P, J) &= \frac{2 \cdot Cadm}{d_2(P, J + 1)} = Ft_2(P, J) \\
 Ft_2(P, J + 1) &= \frac{2 \cdot Cadm}{d_1(P, J)} = Ft_1(P, J + 1) \\
 Fr_1(P, J) &= \frac{Ft_1(P, J) \cdot \operatorname{tg} \alpha(j)}{\cos \beta(j)} = Fr_2(P, J) \\
 Fr_2(P, J + 1) &= \frac{Ft_2(P, J + 1) \cdot \operatorname{Tg} \alpha(j + 1)}{\cos \beta(j + 1)} = Fr_1(P, J + 1) \\
 Fa_1(P, J) &= Ft_1(P, J) \cdot \operatorname{tg} \beta(j) = Fa_2(P, J) \\
 Fa_2(P, J + 1) &= Ft_2(P, J + 1) \cdot \operatorname{tg} \beta(j + 1) = Fa_1(P, J + 1) \\
 Cadm &= Cm \pi U_l(P, J)
 \end{aligned} \right\} \text{(II.54)}$$

- Calcul des réactions et des moments Fig. (II.9):

$$\left. \begin{aligned}
 R_{AV} &= \frac{1}{l_1 + l_2 + l_3} \left[Fr_1(P, J)(l_2 + l_3) + Fa_1(P, J)d_2(P, J)/2 + Fr_2(P, J + 1) \cdot l_3 - Fa_2(P, J + 1)d_1(P, J + 1)/2 \right] \\
 R_{BV} &= \frac{1}{l_1 + l_2 + l_3} \left[Fr_1(P, J) \cdot l_1 - Fa_1(P, J)d_2(P, J)/2 + Fr_2(P, J + 1) \cdot (l_1 + l_2) + Fa_2(P, J + 1) \frac{d_1(P, J + 1)}{2} \right] \\
 R_{AH} &= \frac{1}{l_1 + l_2 + l_3} \left[Ft_1(P, J) \cdot (l_2 + l_3) - Ft_2(P, J + 1) \cdot l_3 \right] \\
 M_{V1} &= R_{AV} \cdot l_1 \\
 M_{V2} &= R_{BV} \cdot l_3 \\
 M_{H1} &= R_{AH} \cdot l_1 \\
 M_{H2} &= R_{BH} \cdot l_3 \\
 Mt &= Ft_1(P, J)d_2(P, J)/2 \\
 M_{Frés1} &= \sqrt{M_{V1}^2 + M_{H1}^2} \\
 M_{Frés2} &= \sqrt{M_{V2}^2 + M_{H2}^2} \\
 M_{Frés} &= \operatorname{Max} de (M_{Frés1}, M_{Frés2})
 \end{aligned} \right\} \text{(II.55)}$$

Le reste de calcul est similaire à celui de l'arbre intermédiaire.

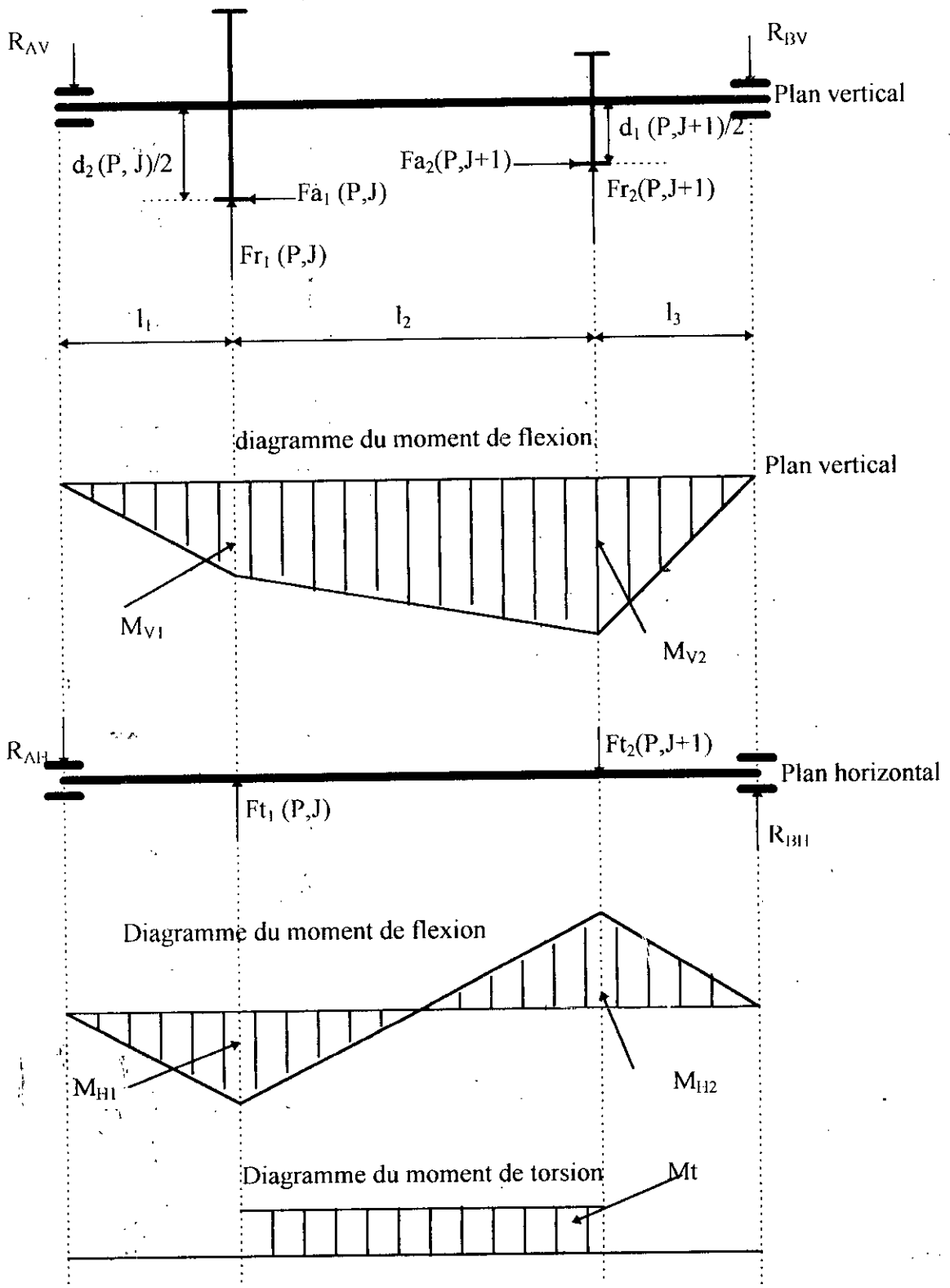


Fig. II.9 : Efforts et moments agissants sur l'arbre intermédiaire

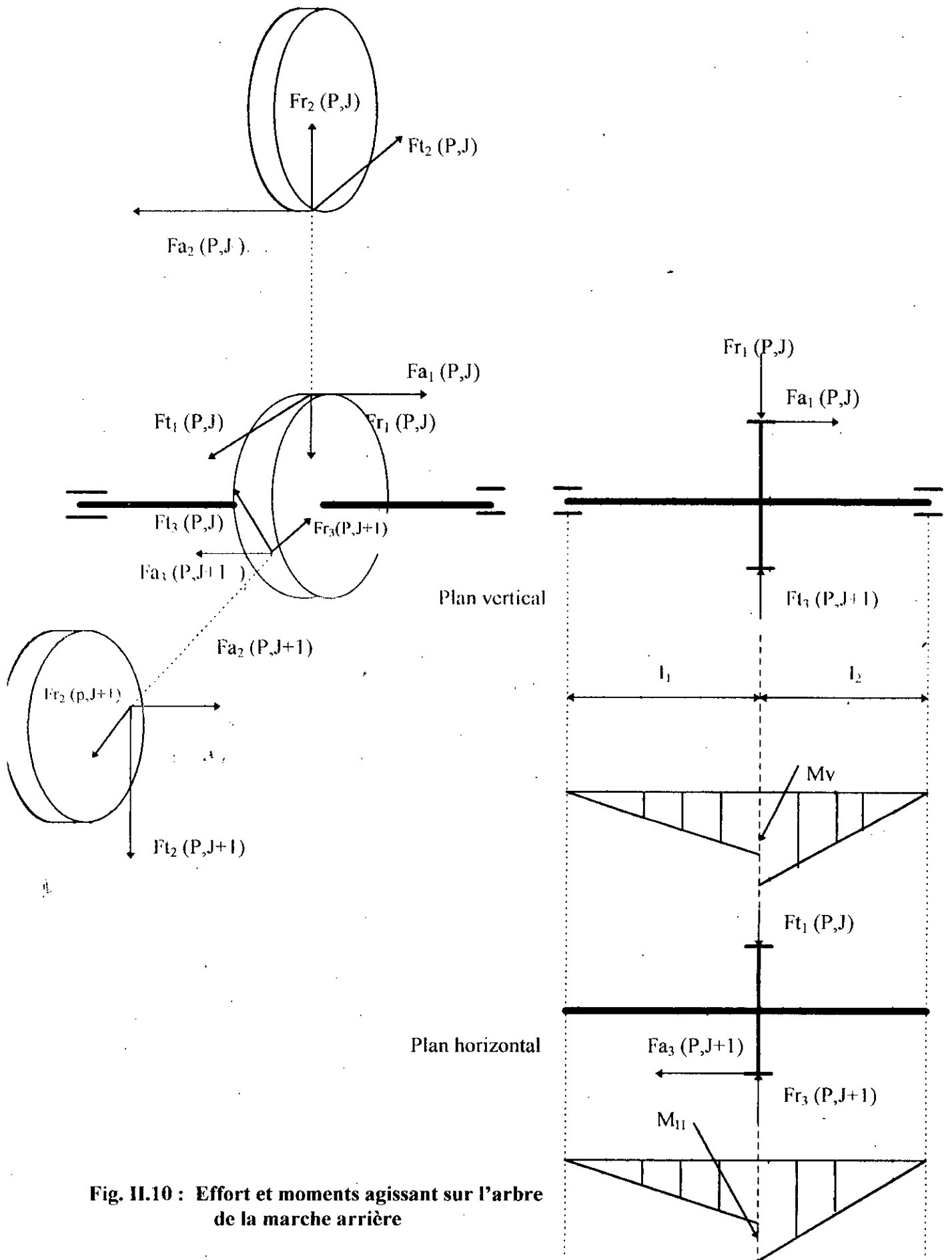


Fig. II.10 : Effort et moments agissant sur l'arbre de la marche arrière

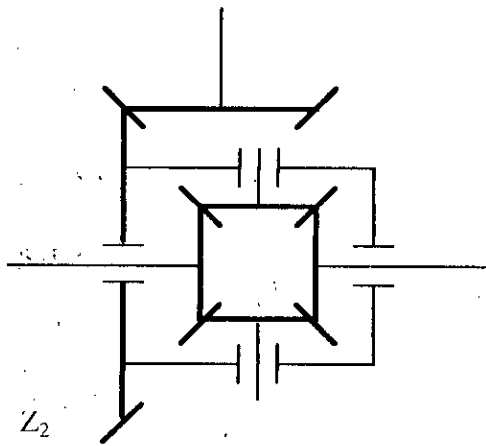
III) PONTS AVANT ET ARRIERE:

III.1) Introduction:

Le pont de transmission permet de transmettre le mouvement de l'arbre moteur provenant de la boîte de vitesse aux arbres des roues motrices. Ces deux types d'arbres sont à axes concourants ce qui rend nécessaire la présence d'un couple d'engrenage (pignon d'attaque-couronne) à axes concourants faisant partie de ce même pont, Fig. (II.11).

Ce pont assure une multiplication du couple moteur provenant de la boîte de vitesses ce qui permet de diminuer la concentration de l'encombrement dans un seul endroit.

Il permet au véhicule d'aborder les virage de telle sorte que les roues extérieures tournent plus vite que les roues intérieures [SED90].



Z_1 : Nombre de dents du pignon d'attaque.

Z_2 : Nombre de dents de la couronne.

Fig. II.11 : Schéma d'un pont

III.2) Calcul d'engrenages:

III.2.1) Couple pignon d'attaque / couronne:

a) Calcul des dimensions de l'engrenage Fig. (II.12):

- Le module moyen [BAR82], [HEN80]

$$M_m = \sqrt[3]{\frac{11 \cdot P}{Z_1 \cdot \omega_1 \cdot K \cdot \sigma_p}} \quad (II.58)$$

où :

P: puissance (W)

Z_1 : nombre de dents du pignon d'attaque.

σ_p : résistance pratique du matériau à utiliser (N/mm²)

K : coefficient de largeur de denture.

ω_1 : vitesse angulaire du pignon (tr/min)

- Les angles primitifs :

$$\begin{aligned} \delta_1 &= \arctg (1/U_c) \\ \delta_2 &= \arctg U_c \end{aligned} \quad (\text{II.59})$$

où : U_c : rapport de transmission du pont

$$U_c = Z_2 / Z_1$$

- Nombre de dents:

$$Z_1 = \text{adopté} ; Z_2 = U_c \cdot Z_1$$

On vérifie que Z_1 et Z_2 soient premier entre eux pour la continuité d'engrènement.

- Saillies et creux :

$$\begin{aligned} h_a &= M \\ h_f &= [(1/6 \text{ à } 1/3) + 1] \cdot M \end{aligned} \quad (\text{II.60})$$

valable pour le pignon et la couronne.

- Diamètres primitifs :

$$d_j = M \cdot Z_j \quad (\text{II.61})$$

- Diamètre de tête :

$$d_{a_j} = d_j + 2 \cdot h_a \cos \delta_j \quad (\text{II.62})$$

- Diamètres de base :

$$d_{b_j} = d_j \cdot \cos \alpha \quad (\text{II.63})$$

avec α : angle de pression

- Diamètres de pied:

$$d_{f_j} = d_j - 2 \cdot h_f \cos \delta_j \quad (\text{II.64})$$

- Longueur de la génératrice:

$$OC = d_j / 2 \cdot \sin \delta_j \quad (\text{II.65})$$

- Diamètres moyens:

$$d_{mj} = OC \cdot b/2 \quad (\text{II.66})$$

- Angles de têtes:

$$\delta_{a_j} = \delta_j + \arctg (h_a / OC) \quad (\text{II.67})$$

- Angles de pieds:

$$\delta_{f_j} = \delta_j - \arctg (h_f / OC) \quad (\text{II.68})$$

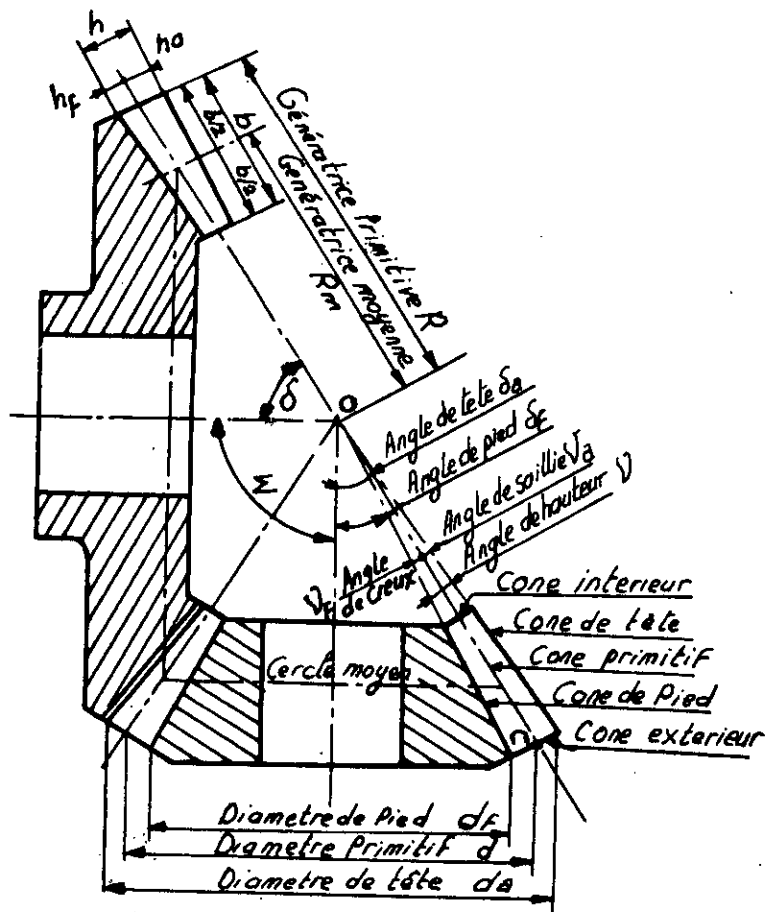


Fig. II.12 : Engrenage conique.

b) Calcul cinématique de l'engrenage conique:

Pour étudier la continuité d'engrènement, les interférences et la correction d'engrenage, on utilisera la méthode de Tredgold [HEN80].

Cette méthode nous permet de remplacer l'engrenage conique par un engrenage cylindrique virtuel. les roues imaginaires ainsi obtenues sont appelées « roues cylindriques équivalentes », leurs diamètres primitifs sont alors:

$$d_{vj} = d_j / \cos \delta_j \quad (II.69)$$

- Le nombre de dents équivalent :

$$Z_{vj} = Z_j / \cos \delta_j \quad (II.70)$$

c) Etude dynamique:

c.1) Résistance à la rupture:

- Effort tangentiel admissible :

$$Ft_{jadm} = \sigma_{h\lim j} \cdot b \cdot M \frac{Kv \cdot Kbl_j \cdot Km \cdot Ka}{y_e \cdot y_{fj} \cdot y_\beta} \cdot \left(\frac{OC - b}{OC} \right) \quad (II.71)$$

- Puissance admissible :

$$P_{jadm} = \frac{10^{-6}}{1,96} \cdot \frac{M}{\cos \beta} \cdot n_1 \cdot Z_1 \cdot Ft_{jadm} \quad (II.72)$$

avec n_1 : nombre de tr/min du pignon.

c.2) Résistance à la pression superficielle:

- Effort tangentiel admissible

$$Ft_{jadm} = \sigma_{H\lim j}^2 \cdot b \cdot d_1 \cdot Cr \cdot \frac{Kv \cdot Khl_j \cdot Km \cdot Ka}{Z_E^2 \cdot Z_B^2 \cdot Z_C^2} \cdot \left(\frac{OC - b}{OC} \right) \quad (II.73)$$

Avec $Cr = Uc / (Uc + 1)$

- Puissance admissible.

$$P_{jadm} = \frac{10^{-6}}{1,96} \cdot d_1 \cdot n_1 \cdot Ft_j \quad (II.74)$$

La seule différence entre un engrenage conique et un engrenage cylindrique, est le facteur

$$\left(\frac{OC - b}{OC} \right)$$

III.2.2) Calcul d'engrenage du différentiel:

a) Introduction:

Le différentiel n'intervient pas dans la réduction du moment, son rôle est de permettre aux deux roues de tourner à des vitesses différentes, lors des virages. C'est un train épicycloïdal sphérique simple [KIB90].

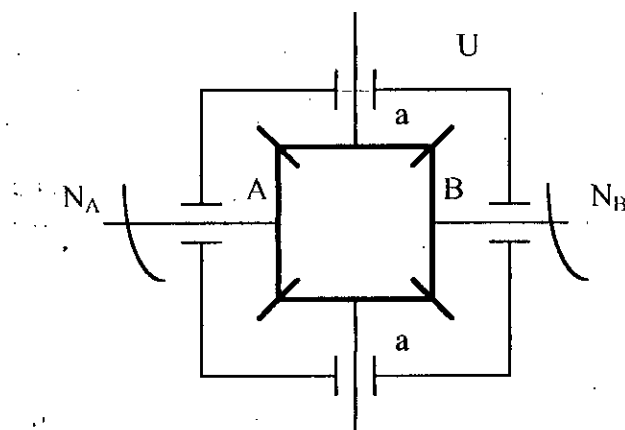


Fig. II.13: Schéma d'un différentiel

- a : Satellite.
- A : Planétaire menant.
- B : Planétaire mené.
- U : Châssis (boîtier du différentiel).

La formule de Willis donne:

$$r = (-1)^n \frac{Z_B \cdot Z_a}{Z_A \cdot Z_a} \quad (II.75)$$

Où :

- r : raison du train
- n : nombre de contacts intérieurs.

donc:

$$r = \frac{-Z_B}{Z_A} = -1 \quad \text{car } Z_A = Z_B.$$

b) Choix du nombre de dents:

Le choix du nombre de dents Z_A et Z_B se fait selon la relation; $Z_A + Z_B = \text{multiple de } q$ (q : nombre de satellite) qui exprime la condition nécessaire et suffisante pour réaliser un engrenement correct.

c) Calcul de dimensionnement:

$$M_U = M_P \cdot U_C = M_C \tag{II.76}$$

avec :

M_U : couple appliqué au châssis.

M_P : couple appliqué à l'entrée du pignon d'attaque.

M_C : couple appliqué à la couronne.

U_C : rapport de transmission centrale.

$$M_A = \frac{1}{2} M_U = Ma \tag{II.77}$$

Où : M_A : couple appliqué au planétaire menant.

Ma : couple appliqué au satellite.

d'où on peut estimer le module de l'engrenage planétaire-satellite.

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

Pour le même module, on en déduira le nombre de dents du satellite.

$$Z_a = \frac{11000 \cdot Ma}{K \cdot \sigma_p \cdot m^3} \tag{II.78}$$

Une fois que m , Z_A , Z_B et Z_a sont connus, on peut entamer le calcul cinématique et dynamique qui ne diffère pas de celui fait pour le pignon d'attaque-couronne, seulement dans ce cas $\beta = 0$ et la correction de denture se fait sans variation d'entraxe.

III.2.3. Calcul d'engrenage du train planétaire plan:

a) Introduction:

- Ce train est utilisé dans les ponts à double démultiplication c'est un train épicycloïdal plan simple. Généralement il est placé au niveau des roues motrices Fig.(II.14) [HEN80].
- Le planétaire '1' est menant, la couronne B est fixe, le châssis H est l'organe mené (sortie).
- La couronne '3' est à denture intérieur droite (solaire).
- Le planétaire '1' et les satellites 'a' sont à denture extérieure droite.

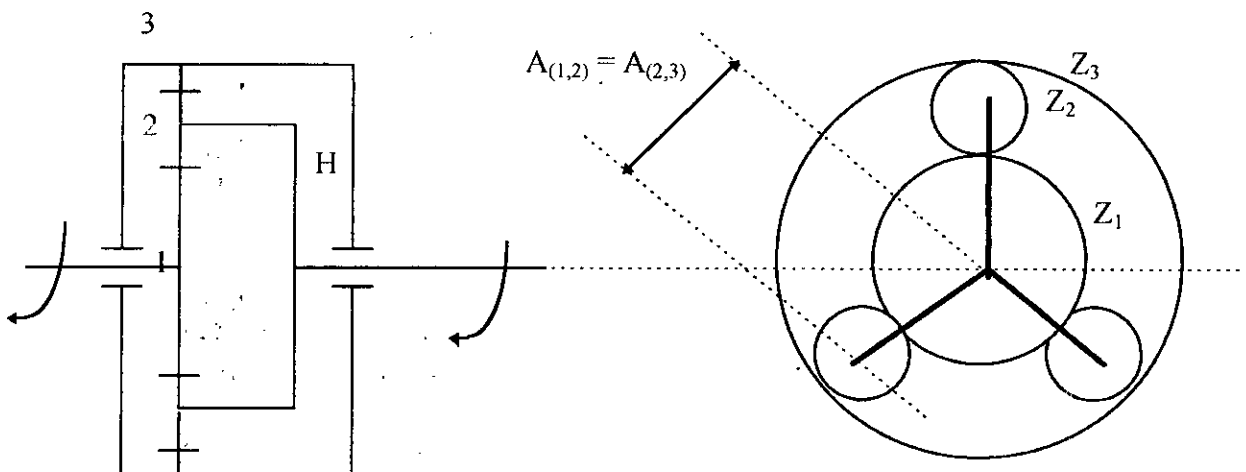


Fig. II.14 : Schéma d'un train épicycloïdale

b) Paramètres de bases:

- Le rapport ou raison du train :

$$r = \frac{Z_1 \cdot Z_2}{Z_3} \quad (II.79)$$

- Le couple appliqué sur le planétaire 1 :

$$M_1 = M_C / 2 \quad (II.80)$$

M_C : couple appliqué sur la couronne.

- La vitesse angulaire du planétaire 1 :

$$\omega_1 = \omega_C \quad (II.81)$$

ω_C : vitesse angulaire de la couronne.

c) Choix du nombre de dents:

Le choix du nombre de dents doit obéir à trois conditions principales:

- Condition de coaxialité des axes de la roue planétaire et la roue solaire.

$$Z_1 + Z_2 = Z_3 - Z_2 \quad (II.82)$$

- Condition de coïncidence des axes des satellites avec l'axe de la roue planétaire:

$$\frac{Z_1 + Z_3}{q} = t \quad (II.83)$$

Où :

q: nombre de satellites.

t: un nombre naturel entier.

- Condition de disposition des satellites.

$$(Z_1 + Z_3) \sin \frac{\pi}{C} > Z_2 + 2 \quad (II.84)$$

Le rapport de transmission est donné par la formule suivante.

$$U_{te} = 1 + \frac{Z_3}{Z_1} \quad (II.85)$$

U_{te} : rapport de transmission du réduction épicycloïdal.

d) Dimensionnement du réducteur épicycloïdal:**d.1) Planétaire-satellite:**

On remarque que c'est un engrenage cylindrique à denture extérieure donc, déjà étudié voir chapitre (II.2).

d.2) Roue solaire

- Grandeurs géométriques:

m, Z_3 : connus.

Diamètre de tête : $da_3 = (Z_3 + 2) \cdot m$

Diamètre de pied : $df_3 = (Z_3 + 2,5) \cdot m$

l'entraxe : $a = [(Z_3 - Z_2)/2] \cdot m$

(II.86)

- Correction de denture:

$X_1 = -X_3$ où X_1 : déport du satellite, à été déjà calculer
 X_3 : déport de la couronne.

après correction les grandeurs qui changent sont:

$$\begin{cases} ha_3 = m \cdot (1 + X_3) \\ hf_3 = m \cdot (1,25 - X_3) \\ S_3 = m \cdot \left(\frac{\pi}{2} - 2X_3 \cdot \text{tg}\alpha \right) \end{cases} \quad (II.87)$$

Où :

ha_3 : hauteur de tête de la roue solaire.

hf_3 : hauteur de pied de la roue solaire.

S_3 : épaisseur primitive de denture.

e) Etude dynamique:

Même calcul que pour les roues cylindriques, seulement pour le couple satellite-solaire on a le coefficient $Cr = 1 / (u - 1)$, avec $U = Z_3 / Z_2$.

III.3- Calcul d'arbre des ponts avant et arrière:

III.3.1. Arbres du pont avant.

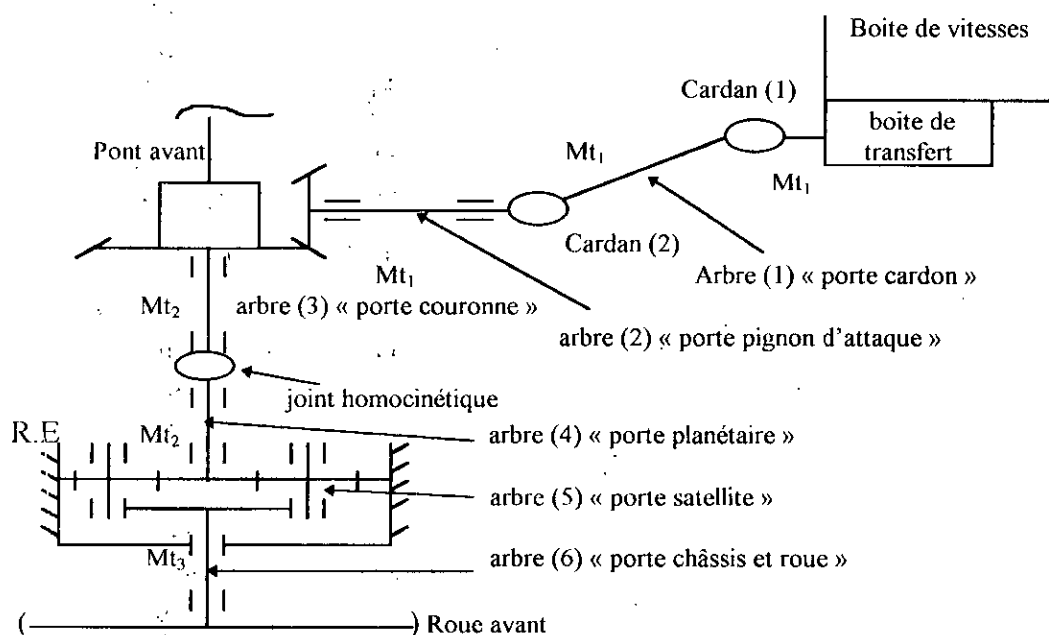


Fig. II.15 : Pont avant

a) Arbre intermédiaire:

L'arbre intermédiaire lie la boîte de transfert au pont avant par l'intermédiaire d'une paire de cardans, d'où l'arbre ne subit que la torsion, Fig. (II.16).

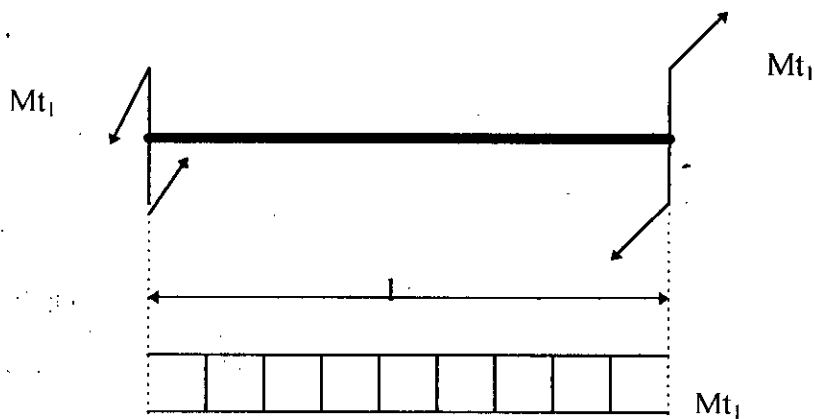


Fig. II.16

$$Mt_1 = C_m \cdot Ut_{b.v} \cdot Ut_{b.f} \cdot \zeta \quad (II.88)$$

Où :

Mt_1 : moment de torsion sur l'arbre.

C_m : couple moteur.

$Ut_{b.v}$: rapport de transmission de la boîte de vitesses.

ζ : coefficient qui détermine le partage du couple entre le pont avant et arrière.

- Détermination du diamètre minimum de cet arbre.

$$\theta^{\circ} = \frac{32 \cdot Mt_1 \cdot l}{G \cdot \pi \cdot d^4} \leq [\theta] \approx \frac{1}{4} \text{ de degré par mètre} \quad (II.89)$$

G : module d'élasticité transversal (daN/mm^2)

$[\theta]$: déformation angulaire admissible.

b) Arbre pignon d'attaque:

Cet arbre représente l'arbre d'entrée du pont avant, il reçoit le moment de sortie de la boîte de transfert, Fig. (II.17).

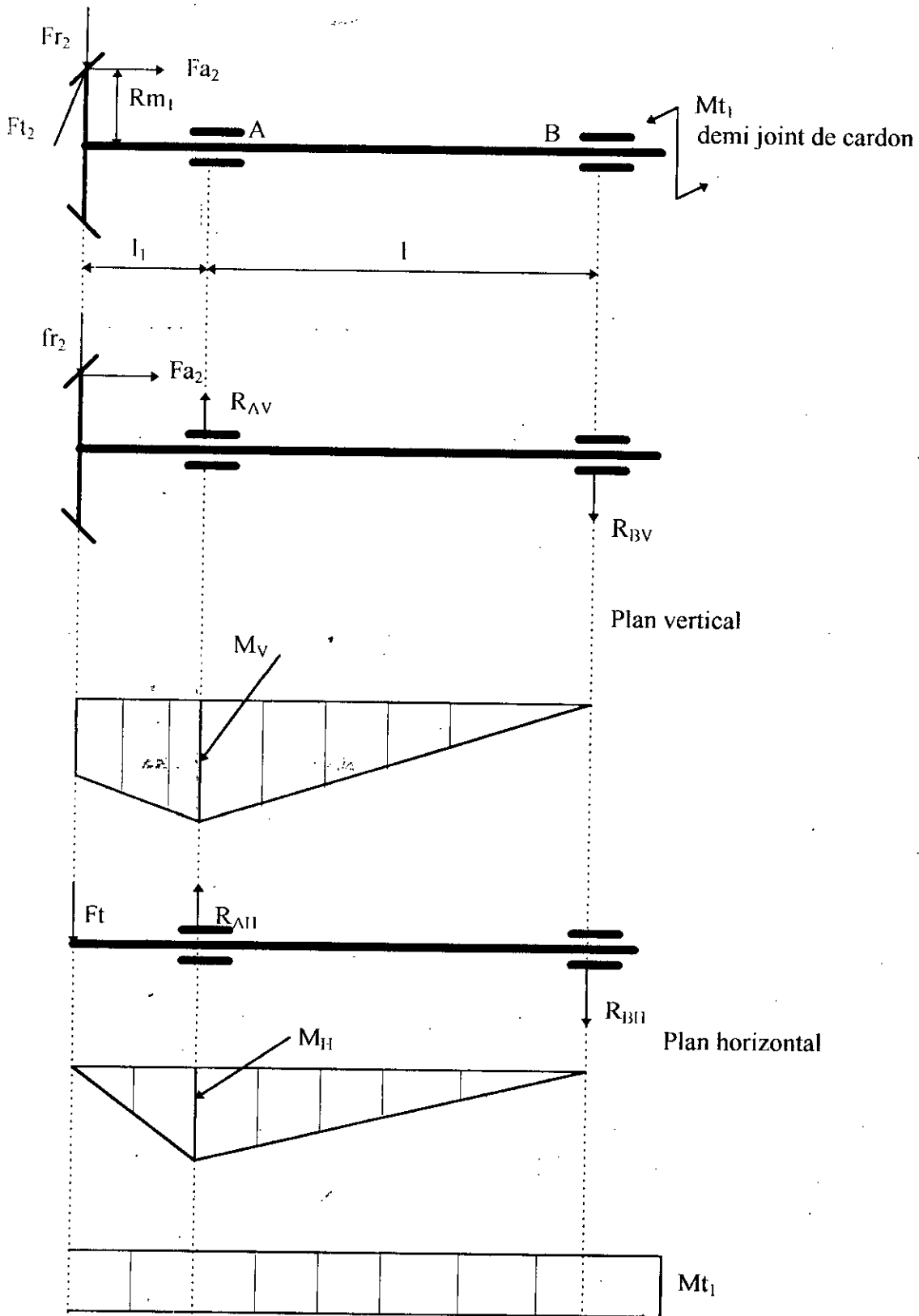


Fig. II.17 : Efforts et moments agissants sur l'arbre porte-pignon d'attaque

- Calcul des efforts appliqués par la couronne « 2 » sur le pignon « 1 »

$$Ft_2 = \frac{Mt_1}{rbm_1} \cdot \cos \alpha_n \quad (II.90)$$

Où :

- Ft_2 : Effort tangentiel
- Mt_1 : moment de torsion [N.mm]
- rbm_1 : Rayon de base moyen du pignon [mm]
- α_n : angle de pression .

$$Fr_2 = Ft_2 \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_n \cdot \cos \delta_1}{\cos \beta} - \operatorname{tg} \beta \cdot \sin \delta_1 \right) \quad (II.91)$$

Où :

- Fr_2 : Effort radial .
- β : angle d'hélice primitive [Rad]
- δ_1 : angle primitif du pignon [Rad]

$$Fa_2 = Ft_2 (\operatorname{tg} \beta \cdot \cos \delta_1 + \operatorname{tg} \alpha_n \cdot \frac{\sin \delta_1}{\cos \beta}) \quad (II.92)$$

Où:

- Fa_2 : effort axial

- Calcul des réactions et des moments

$$\left. \begin{aligned} R_{AV} &= (Fr_2(l_1 + l) - Fa_2 \cdot rm_1) / l \\ R_{BV} &= (Fr_2 \cdot l_1 - Fa_2 \cdot rm_1) / l \\ M_V &= R_{BV} \cdot l - Fr_2 \cdot l_1 - Fa_2 \cdot rm_1 \\ R_{AH} &= Ft_2(l_1 + l) / l \\ R_{BH} &= Ft_2 \cdot l_1 / l \\ M_H &= Ft_2 \cdot l_1 \end{aligned} \right\} \quad (II.93)$$

$$\left. \begin{aligned} M_{\text{fres}} &= \sqrt{M_V^2 + M_H^2} \\ M_{\text{red}} &= \sqrt{M_{\text{fres}}^2 + 3/4 \cdot M_H^2} \\ R_A &= \sqrt{R_{AV}^2 + R_{AH}^2} \\ R_B &= \sqrt{R_{BV}^2 + R_{BH}^2} \end{aligned} \right\}$$

Remarque: R_A , R_B vont servir au choix des roulements .

La suite du calcul est similaire au calcul d'arbre de la boîte de vitesses.

c)- Arbre porte - couronne

Cet arbre représente l'arbre de sortie du pont avant, il porte la couronne et de l'autre bout il est lié au réducteur epicycloïdale par un joint homocinétique, Fig. (II.18).

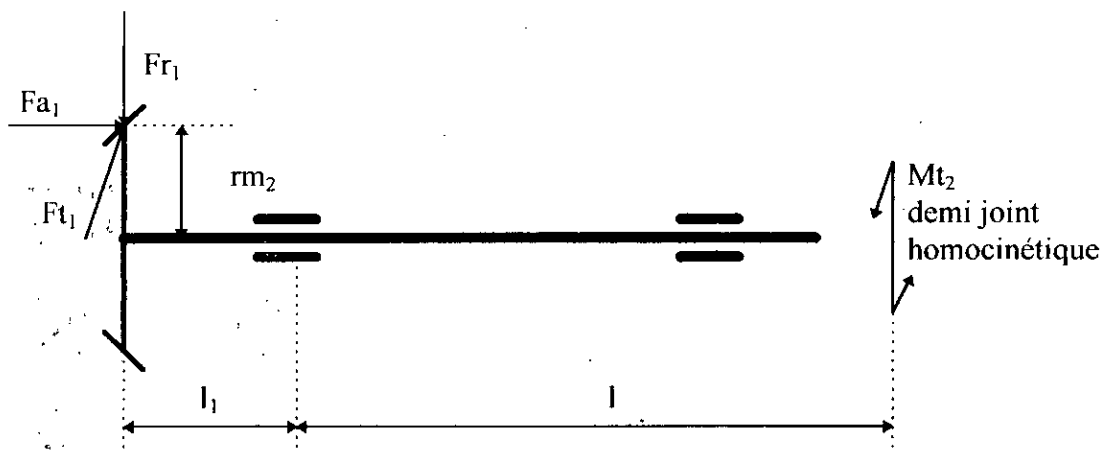


Fig. II.18

On remarque que c'est la même configuration que celle de l'arbre du pignon d'attaque sauf que :

$$Mt_2 = Mt_1 \cdot Uc$$

Où:

Mt_2 : Moment sur la couronne .

Mt_1 : Moment sur le pignon d'attaque

Uc : rapport central du pont avant .

$$\begin{cases} Ft_1 & Ft_2 \\ Fr_1 & -Fa_2 \\ Fa_1 & Fr_2 \end{cases} \quad (II.94)$$

d)- Arbre porte- roue planétaire et joint homocinétique :

C'est l'arbre d'entrée au réducteur épicycloïdale , Fig. (II.19)

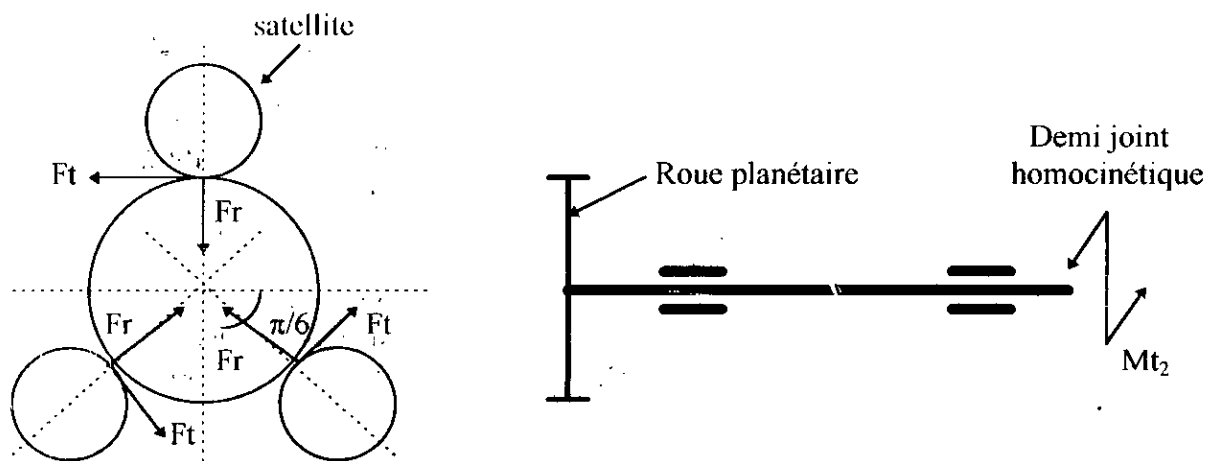


Fig. II.19

- Mt_2 est le même moment que celui appliqué sur la couronne .

- Projignons les forces sur le plan vertical et horizontal :

$$\begin{cases} -Fr + 2 \cdot Fr \cos 2\pi/6 + Ft \cdot \cos \pi/6 - Ft \cdot \cos \pi/6 = 0 \\ -Ft + 2 \cdot Ft \cos 2\pi/6 + Fr \cdot \sin 2\pi/6 - Fr \cdot \sin 2\pi/6 = 0 \end{cases} \quad (II.95)$$

Donc la résultante de toutes les forces sur la roue planétaire est nulle. Cela reste valable dans le cas de six satellites. Donc sur l'arbre il ne reste que le moment Mt_2 .

d'où on obtient le diamètre minimum de cet arbre par la formule déjà établie :

$$\frac{32 \cdot Mt_2 \cdot l}{G \cdot \pi \cdot d^4} \leq [\theta]$$

Remarque: Vu qu'il n'y a aucune réaction sur les paliers, il suffit alors de choisir les roulements suivant le diamètre de l'arbre seulement.

e)- Arbre porte satellite:

D'après la Fig. (II.20) les forces normales au dentures du satellite s'annulent deux à deux

$$F_{32}^n = F_{23}^n = F_{21}^n = F_{12}^n \quad (\text{s'annulent})$$

Et il ne reste que la force F_{211} appliquée par le châssis H sur l'arbre porte satellite [KIB90]

$$\begin{aligned} \vec{F}_{211} &= -(\vec{F}_{21} + \vec{F}_{23}) \\ F_{211}/2 &= F_{21} = F_{23} \end{aligned} \quad (II.96)$$

Or :

$$F_{21} = \frac{Mt_2 \cdot 2}{d_2 \cdot q} = \frac{F_{211}}{2} \quad (II.97)$$

Avec :

Mt_2 : moment sur la roue planétaire (N.mm)

d_2 : diamètre primitif du satellite.

q : nombre de satellites.

La force F_{211} est en réalité une force répartie, Fig. (2.21).

$$F_{211} \cdot Q \cdot b \Rightarrow Q = F_{211} / b \quad (II.98)$$

Où :

b : largeur de denture du satellite (mn)

Q : charge répartie (N/mm)

$$M_{fres} = \frac{q \cdot l^2}{8} \Rightarrow \sigma_{MAX} = \frac{M_{fres}}{w_f} \leq [\sigma]_{RP} \quad (II.99)$$

avec :

$$w_f = \frac{\pi d^3}{32}$$

$$R_A \quad R_B \quad F_{2M}/2$$

Les réactions (R_A, R_B) sur les appuis nous permettent de choisir les roulements à aiguilles.

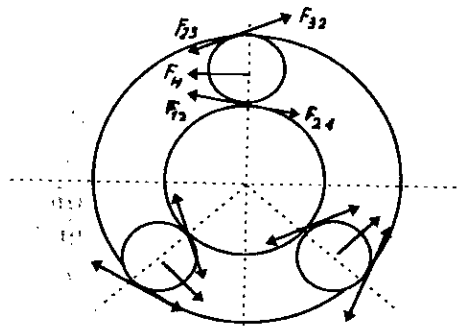


Fig. II.20: Forces et moments agissant sur un réducteur épicycloïdal

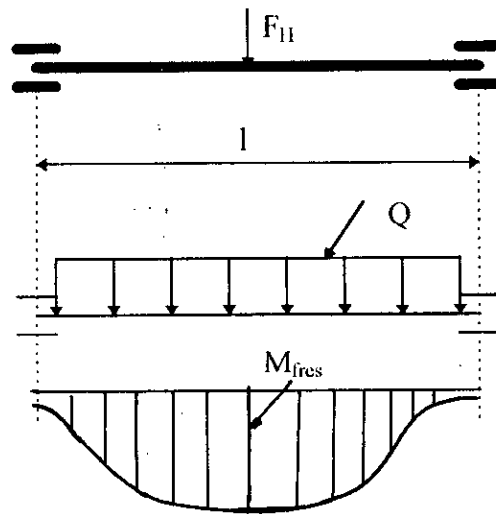


Fig. II.21: Charge agissante sur l'axe du satellite

f) Arbre de sortie du réducteur épicycloïdal:

C'est l'arbre qui reçoit le mouvement du réducteur épicycloïdal et le transmet à la roue avant, Fig. (II.22).

On remarque que les forces sur le châssis s'annulent et il ne reste que leur moment Mt_3 . Sur la roue avant agissent les réactions du sol, verticale et horizontale respectivement F_{SV} et F_{SH} . F_{SV} et F_{SH} sont déterminées dans le chapitre 'I'.

- Détermination des moments et des réactions:

$$\left\{ \begin{array}{l} R_{BV} = F_{SV}(l_1 + l) / l \\ R_{AV} = F_{SV} \cdot l_1 / l \\ M_v = F_{SV} \cdot l_1 \\ R_{BH} = F_{SH}(l_1 + l) / l \\ R_{AH} = F_{SH} \cdot l_1 / l \\ M_H = F_{SH} \cdot l_1 \\ Mt_3 = Mt_2 \cdot Ut_e \end{array} \right. \quad (II.100)$$

Où : Mt_3 : moment de torsion appliqué sur la roue (N.mm)

Mt_2 : moment sur la roue planétaire (N.mm)

Ut_e : rapport de transmission du R.E.

Le reste du calcul est similaire au calcul des autres arbres.

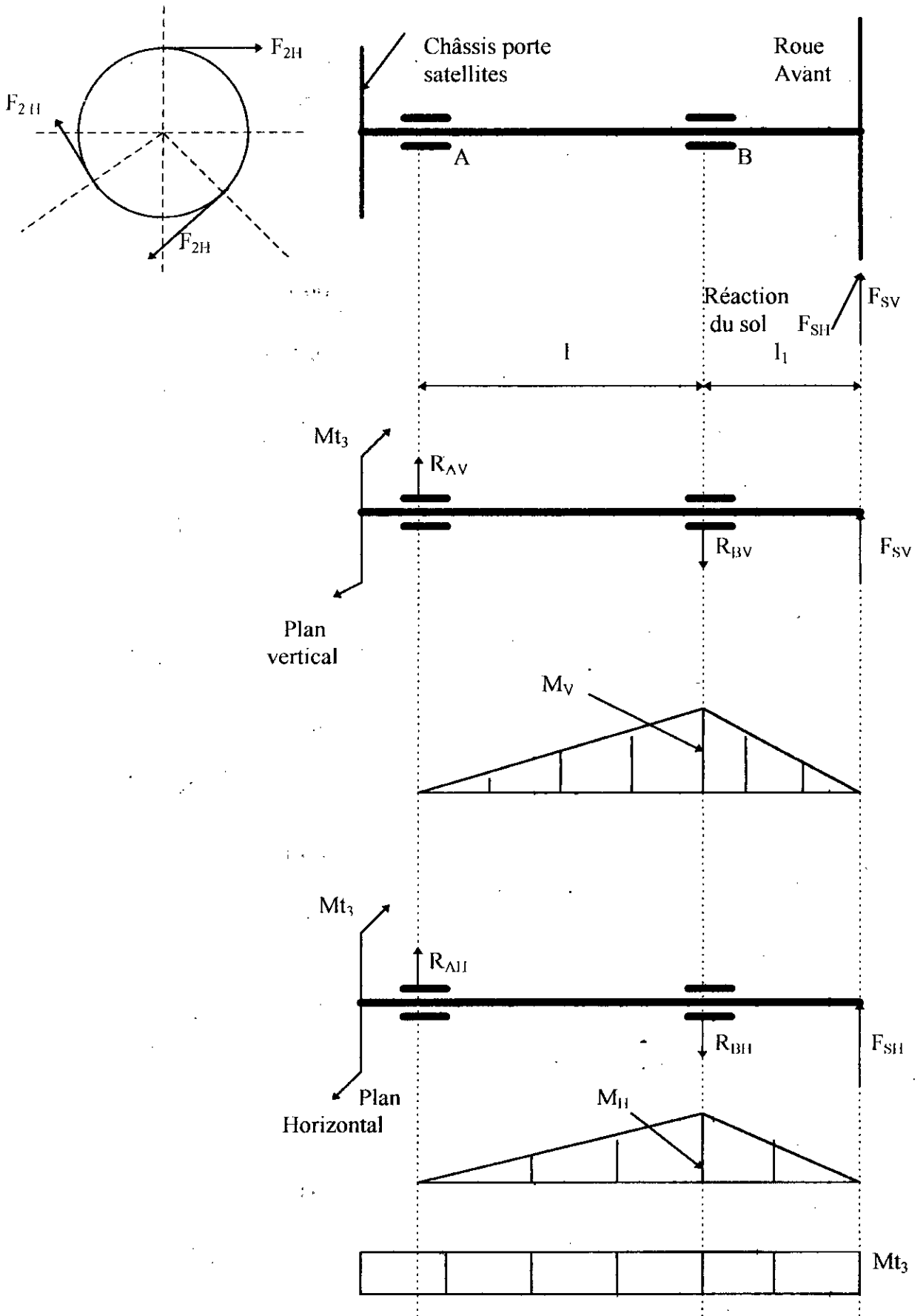


Fig. II.22: Arbre de sortie du réducteur épicycloïdal

III.3.2) Arbre du Pont arrière

III.3.2.1) Première configuration:

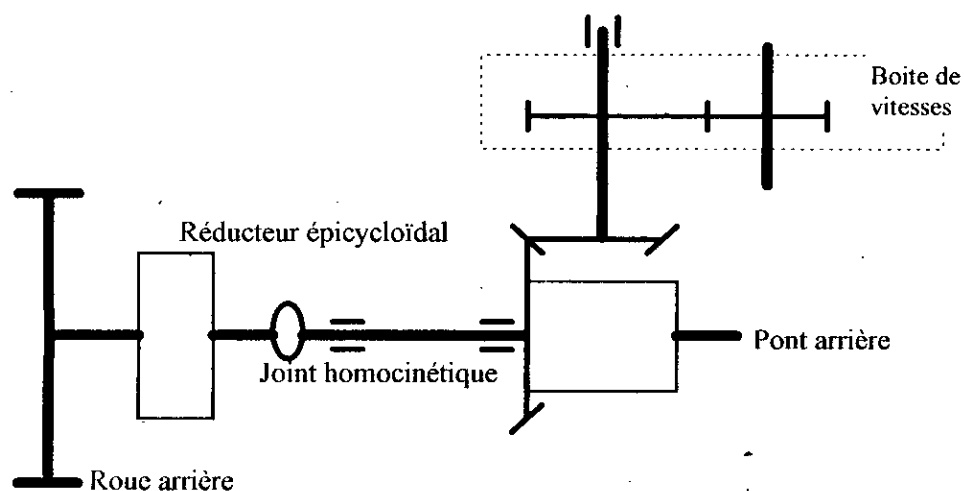


Fig. II.23: Première configuration du pont arrière

On remarque que cette configuration est la même que celle du pont avant, la seule différence se trouve sur l'arbre du pignon d'attaque, d'où il suffit seulement d'étudier ce dernier.

- Arbre porte pignon d'attaque

C'est l'arbre de sortie de la boîte à vitesse et en même temps l'arbre d'entrée du pont arrière, Fig. (II.24).

Remarques: - Les valeurs de $Fr_1(p,q)$, $Fa_1(p,q)$, $Ft_1(p,q)$, Mt proviennent de l'étude de la boîte de vitesses.

- Les valeurs de Fr_2 , Fa_2 , seront obtenues par la même méthode appliquée par le pont avant.

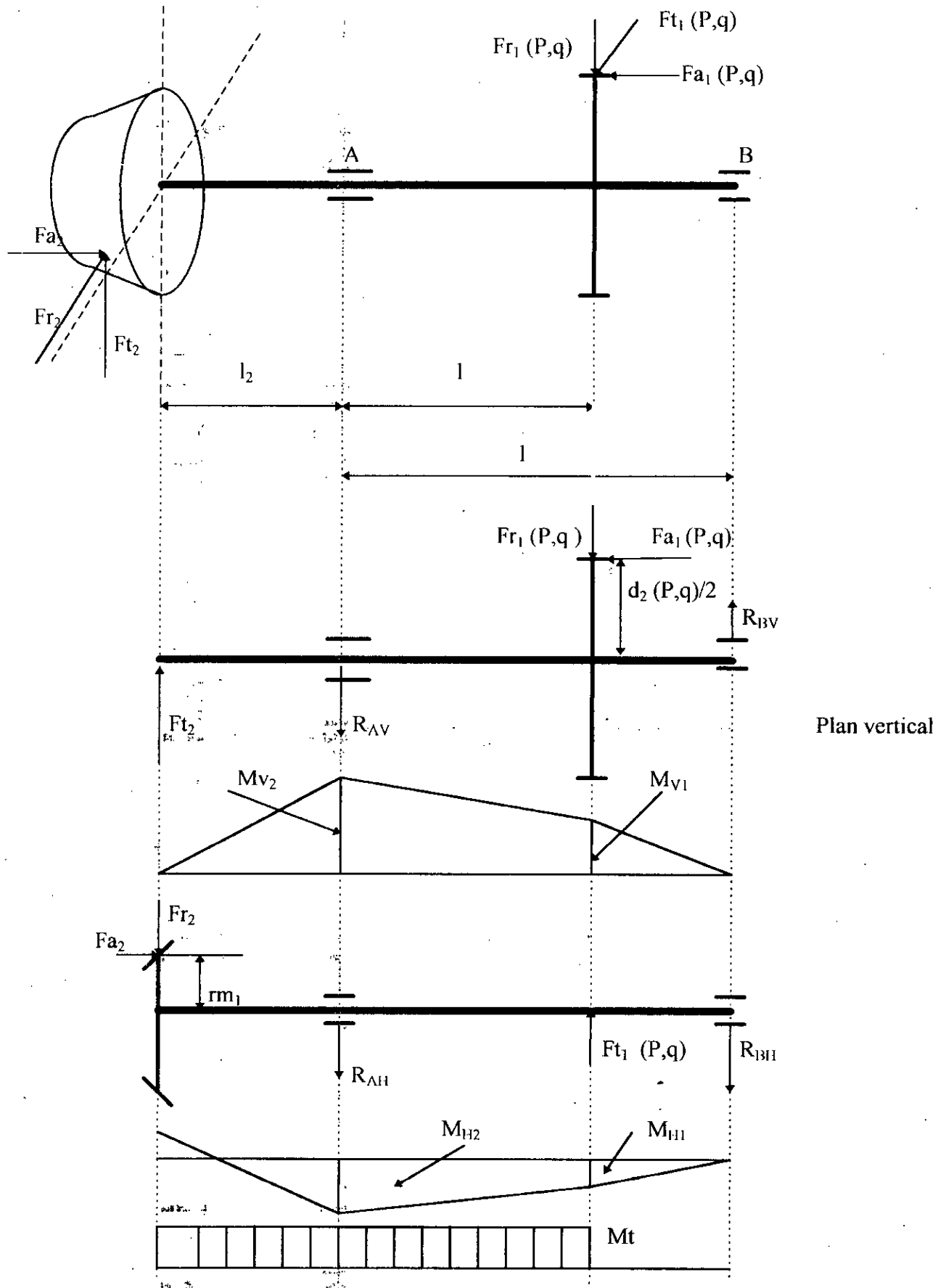


Fig. II.24: Efforts et moments sur l'arbre porte pignon d'attaque

- Calcul des réactions et des moments:

$$\left. \begin{aligned}
 R_{AV} &= [Ft_2 \cdot (l + l_2) - Fr_1(P, q) \cdot (l - l_1) - Fa_1(P, q) \cdot d_2(P, q) / 2] / l \\
 R_{BV} &= [Fr_1(P, q) \cdot l_1 - Fa_1(P, q) \cdot d_2(P, q) / 2 + Ft_2 \cdot l_2] / l \\
 Mv_1 &= R_{BV} \cdot (l - l_1) \\
 Mv_2 &= Ft_2 \cdot l_2 \\
 R_{AH} &= [Ft_1(P, q) \cdot (l - l_1) - Fr_2 \cdot (l_2 + l) + Fa_2 \cdot rm_1] / l \\
 R_{BH} &= [Ft_1(P, q) \cdot l_1 + Fr_2 \cdot l_2 - Fa_2 \cdot rm_1] / l \\
 M_{H1} &= R_{BH} \cdot (l - l_1) \\
 M_{H2} &= Fr_2 \cdot l_2 - Fa_2 \cdot rm_2 \\
 \text{D'où:} \\
 M_{fres1} &= \sqrt{Mv_1^2 + M_{H1}^2} \\
 M_{fres2} &= \sqrt{Mv_2^2 + M_{H2}^2} \\
 M_{fres} &= \text{Max}(M_{fres1}, M_{fres2}) \\
 Mt &= Ft_1(P, q) \cdot d_2(P, q) / 2
 \end{aligned} \right\} \quad (II.101)$$

III.3.1.2) Deuxième configuration:

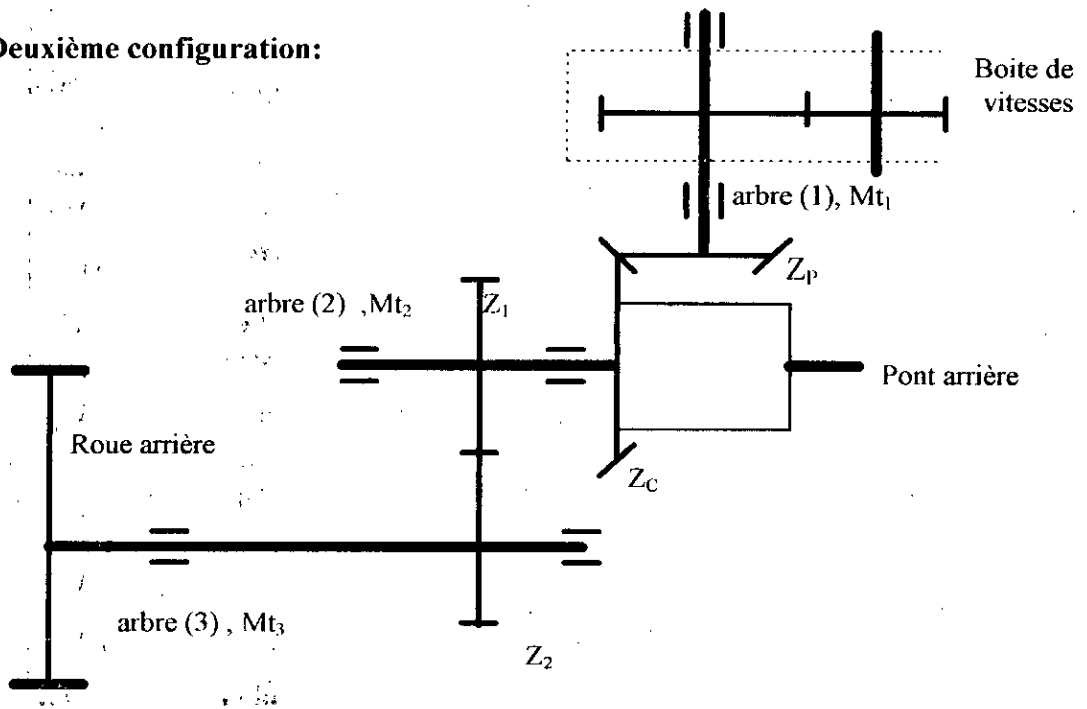


Fig. II.25: Deuxième configuration du pont arrière

- L'arbre (1) est déjà étudié dans la première configuration.
- L'arbre (2) est tout à fait identique à l'arbre (1), seulement les valeurs des forces sur les roues dentées changent. Pour cela on fera l'étude de l'arbre (3) car il diffère des autres.

- Etude de l'arbre porte roue arrière :

Calcul des réaction et des moments, Fig. (II.26) :

$$\left. \begin{aligned}
 R_{AV} &= [F_{SV} \cdot (l_2 + l) - F_{r1} \cdot (l - l_1)] / l \\
 R_{BV} &= [F_{SV} \cdot l_2 + F_{r1} \cdot l_1] / l \\
 M_{V1} &= R_{AV} \cdot (l - l_1) \\
 M_{V2} &= F_{SV} \cdot l_2 \\
 R_{AH} &= [F_{SH} \cdot (l_2 + l) - F_{r1} \cdot (l - l_1) - Fa_1 \cdot r_2] / l \\
 R_{BH} &= [F_{SH} \cdot l_2 + F_{r1} \cdot l_1 - Fa_1 \cdot r_2] / l \\
 M_{H1} &= R_{BH} \cdot (l - l_1) + Fa_2 \cdot r_2 \\
 M_{H2} &= F_{SH} \cdot l_2
 \end{aligned} \right\} \quad (II.102)$$

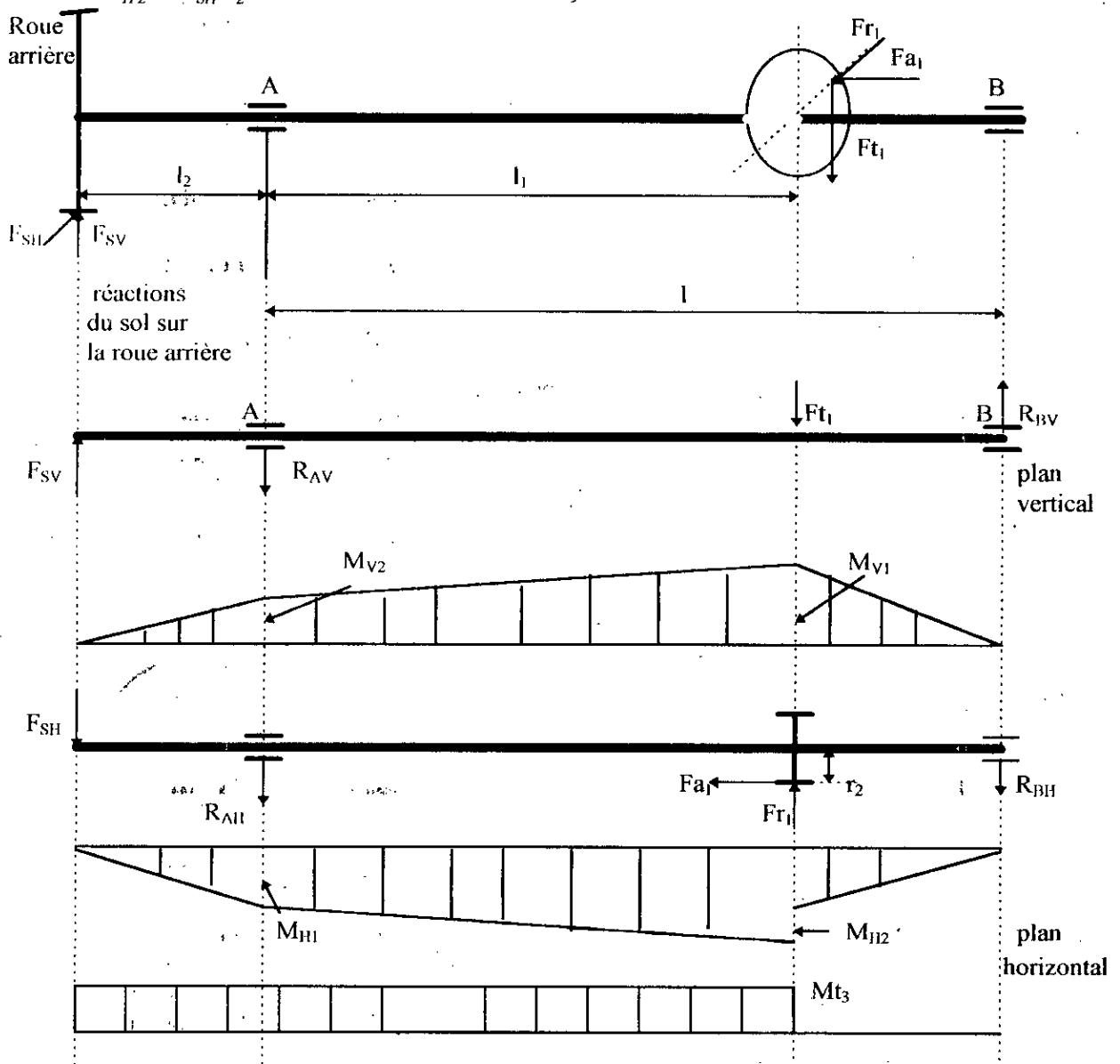


Fig. II.26: Réactions et moments agissant sur l'arbre porte roue arrière

III.3.1.3- Troisième configuration:

Cette configuration se différencie par rapport aux deux autres par l'emplacement d'un ou deux réducteurs épicycloïdaux en série entre la boîte de vitesses et le pont arrière, Fig. (II.27). Elle est en général utilisée pour les mini tracteur.

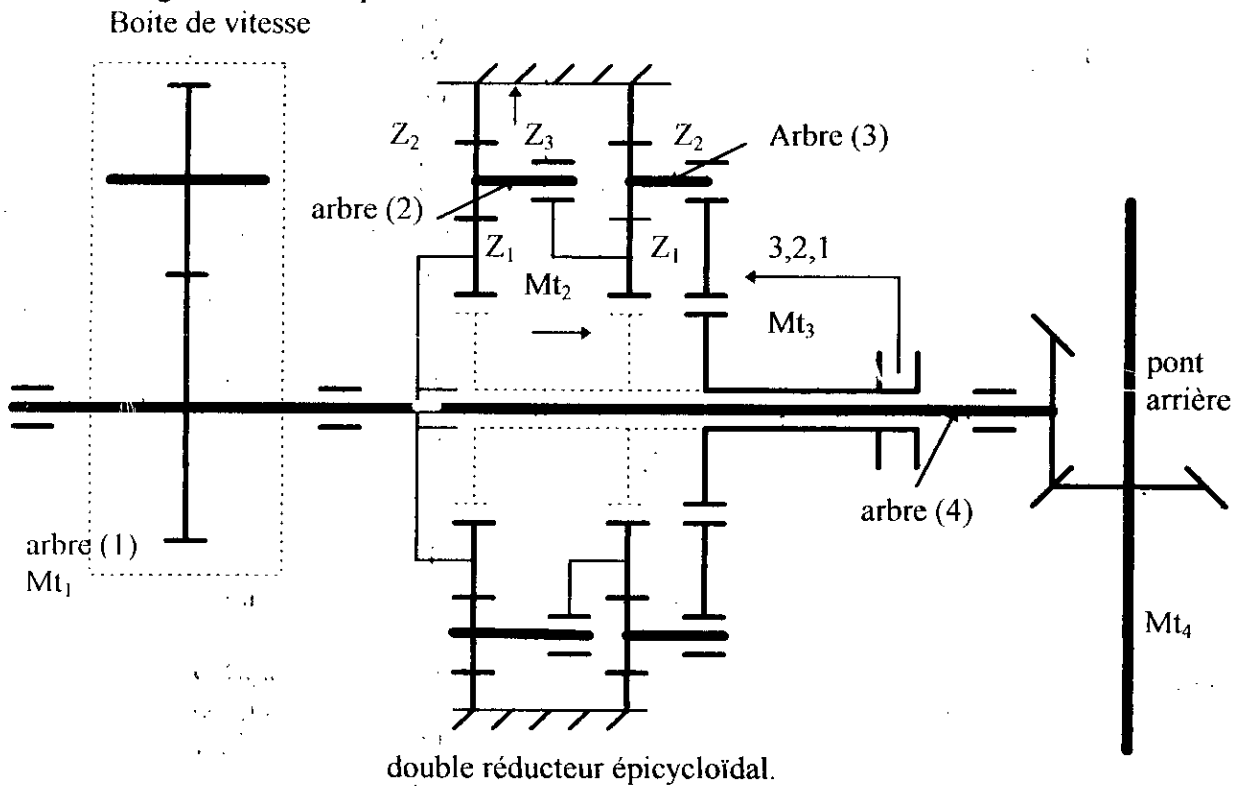


Fig. II.27: Troisième configuration du pont arrière

c.1) Arbre d'entrée au réducteur épicycloïdal:

Cet arbre reçoit le mouvement de la boîte de vitesses et le communique au réducteur épicycloïdale, Fig. (II.28).

- Calcul des réactions et des moments:

On sait que la résultante des efforts radiaux et tangentiels sur la roue planétaire est nulle, donc il ne reste que les efforts appliqués par la roue de la boîte de vitesses.

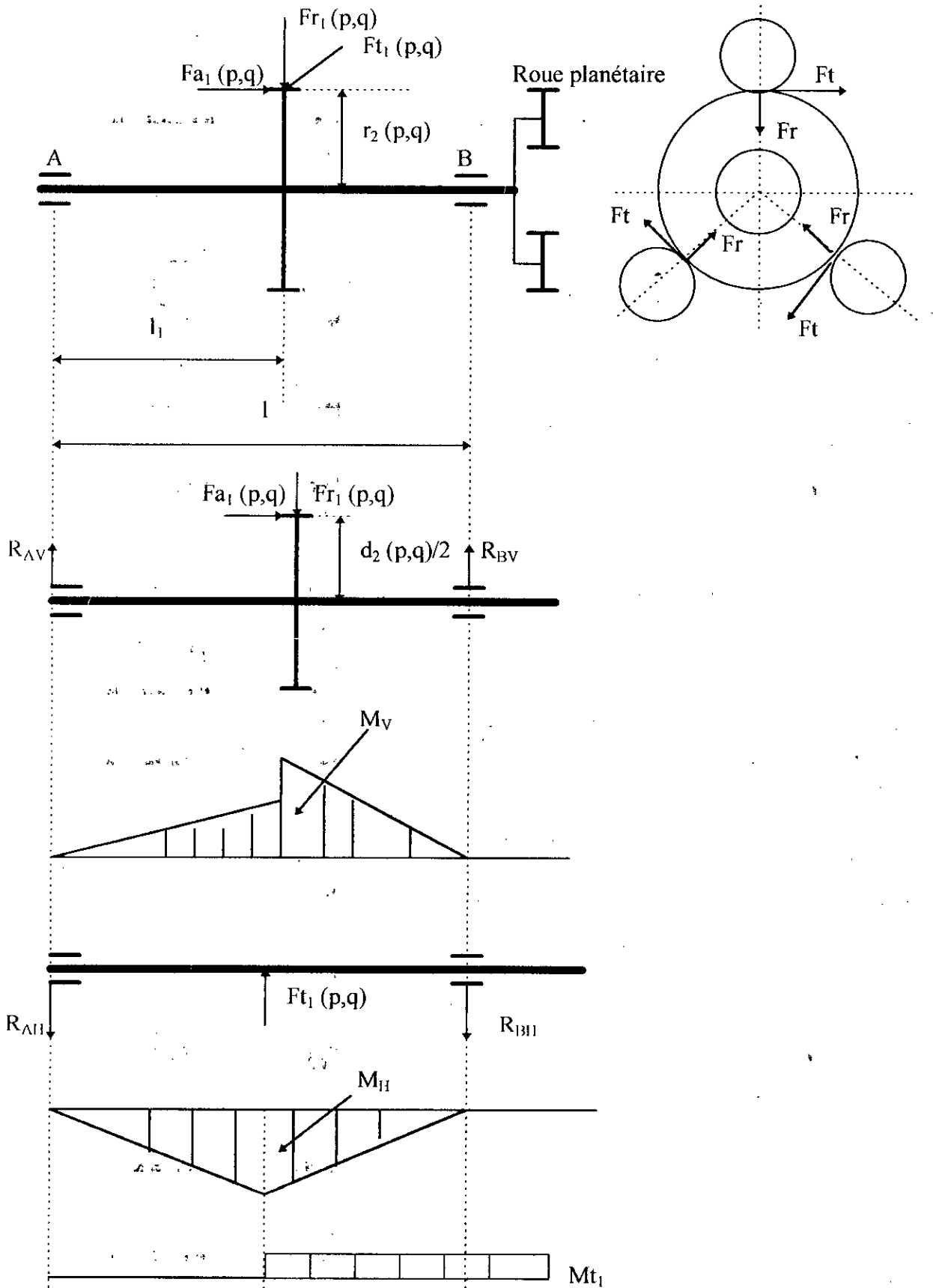


Fig. II.28: Efforts et moments agissant sur l'arbre de sortie de la boîte de vitesses

- Calcul des réactions et des moments:

$$\left. \begin{aligned}
 R_{AV} &= (I_{r1}(p,q).(l-l_1) - Fa_1(p,q).d_2(p,q)/2) / l \\
 R_{BV} &= (I_{r1}(p,q).l_1 + Fa_1(p,q).d_2(p,q)/2) / l \\
 M_V &= R_{AV}.l_1 \\
 R_{AH} &= I_{r1}(p,q).(l-l_1) / l \\
 R_{BH} &= I_{r1}(p,q).l_1 / l \\
 M_H &= R_{AH}.l_1 \\
 M_{t1} &= Ft_1(p,q).d_2(p,q) / 2
 \end{aligned} \right\} \quad (II.103)$$

Remarque: Les valeurs de $I_{r1}(p,q)$, $Fa_1(p,q)$, $I_{r1}(p,q)$, $d_2(p,q)$ sont déjà établies lors du dimensionnement de la boîte de vitesses.

- Arbre porte satellites: (arbre (2) et (3), Fig. (2.27))

Le dimensionnement des arbres porte satellites a été déjà effectué lors du dimensionnement du pont avant:

1^{er} réducteur épicycloïdale:

Entrée: Mt_1, ω_1

Sortie: Mt_2, ω_2

Tels que:

$$\begin{aligned}
 Mt_2 &= Mt_1.Ute \\
 \omega_2 &= \omega_1 / Ute \\
 Ute &= 1 + Z_3 / Z_1
 \end{aligned} \quad (II.104)$$

avec :

Mt_1 : moment au niveau de la 1^{ere} roue planétaire.

ω_1 : vitesse angulaire de la 1^{ere} roue planétaire.

Mt_2 : moment de sortie du 1^{er} réducteur épicycloïdal.

ω_2 : vitesse angulaire de sortie du premier réducteur épicycloïdal.

2^{eme} réducteur épicycloïdal:

Entrée : Mt_2, ω_2

Sortie : Mt_3, ω_3

tels que :

$$\begin{aligned}
 Mt_3 &= Mt_2.Ute \\
 \omega_3 &= \omega_2 / Ute \\
 Ute &= 1 + Z_3 / Z_1
 \end{aligned} \quad (II.105)$$

où :

Mt_3, ω_3 : moment et vitesse au niveau du châssis porte satellite du 2^{eme} réducteur.

Remarque: Le dimensionnement du reste des arbres du pont arriere est similaire soit à la 1^{ere} ou la 2^{eme} configuration.

IV) ADAPTATION D'UNE BOITE DE TRANSFERT AUTOMATIQUE

IV.1) Principe de fonctionnement de la boite de transfert

Pour l'entraînement du pont avant du tracteur, on a fixé la boite de transfert à coté de la boite de vitesses. Grâce à la boite de transfert Fig. (II.29) [REB92], le pont avant est craboté automatiquement, quand le patinage du tracteur atteint 5 à 6%.

La boite de transfert est un réducteur simple à roue libre à rouleaux Fig. (II.29). Le carter de la boite de transfert supporte l'arbre '4' qui tourne sur deux roulements à billes. Les cannelures de l'arbre portant la cage '1' de la roue libre, le baladeur '5' de verrouillage et la bride '6' de l'arbre de transmission.

La roue dentée (2) de la boite de transfert formant une pièce unique avec la couronne de la roue libre, reçoit le mouvement de la boite de vitesses par l'intermédiaire de la roue '7'.

La cage '1' de la roue libre tourne par rapport à la couronne sur des roulement à billes. Les encoches profilées de la couronne '2' reçoivent les rouleaux cylindriques de coincement '3'. La vitesse de rotation de la couronne '2' est toujours proportionnelle à celle des roues arrières du tracteur et la vitesse de rotation de la cage '1' reliée à l'arbre '4' est proportionnelle à celle des roues avant. La vitesse des roues avant et arrière est choisie de manière que lorsqu'il n'y a pas de patinage, la vitesse de rotation de la cage '1' dépasse de 6% environ la vitesse de rotation de la couronne '2'; donc les rouleaux ne coincent pas et les roues avant restent seulement directrices.

Si les roues arrières commencent à patiner, la vitesse de rotation des roues avant, en même temps que celle du pont, diminue. Alors la vitesse de la cage '1' devient inférieure à celle de la couronne '2'. Il y a coincement des rouleaux '3', et tout l'ensemble commence à tourner formant un bloc, en transmettant le couple moteur de la boite de vitesses aux roues avant qui deviennent motrices.

Dés que le patinage des roues arrière cesse, le pont avant est de nouveau décraboté automatiquement. Quand on doit surmonter une résistance importante à la traction, ou bien, en cas de franchissement des obstacles de la route, on peut effectuer le crabotage forcé du pont avant par l'intermédiaire du baladeur '5' avec la denture intérieure de la couronne '2' de la roue libre à l'aide d'un levier, alors le tracteur devient à 4 roues motrices.

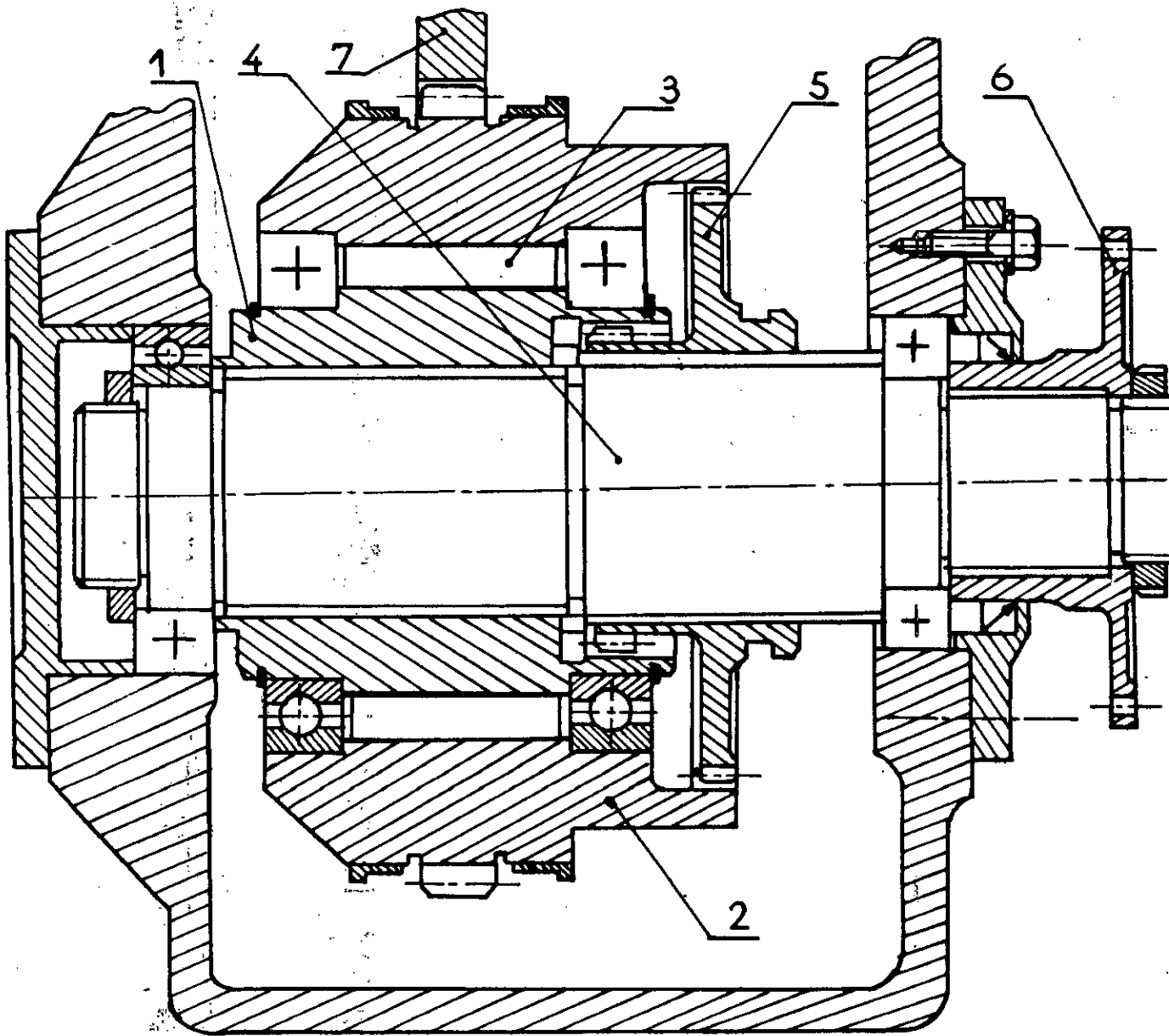


Fig. II.29 : Vue de la boîte de transfert automatique

IV.2) Dimensionnement de la boite de transfert

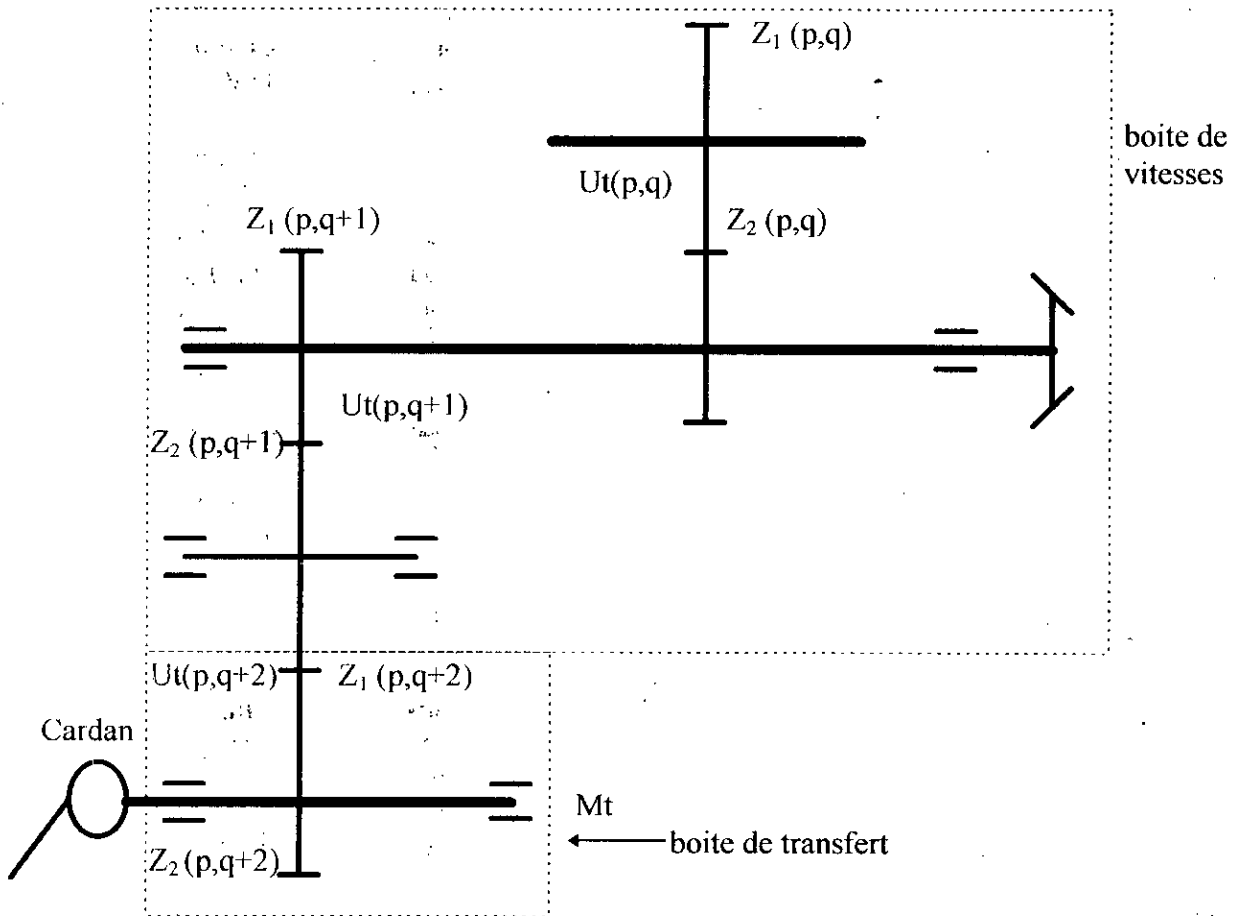


Fig. II.30: Schéma d'adaptation de la boite de transfert à la boite de vitesses

La figure (II.30) représente la manière de liaison de la boite de transfert à la boite de vitesses. Le dimensionnement de la boite de transfert s'effectue après celui de la boite de vitesses, pour cela il nous faut les données suivantes:

$$Z_1(p,q+1), Ut(p,q+1), Ut(p,q+2).$$

De manière analogue au dimensionnement d'une marche arrière on peut déterminer $Z_1(p,q+2), Z_2(p,q+2)$, ainsi que leurs caractéristiques cinématique. Après cela on peut entamer le dimensionnement de l'arbre de la boite de transfert vu qu'on connaît les forces agissant sur la roue $Z_2(p,q+1)$, ainsi que le moment de torsion (M_t).

$$M_t = C_m \prod_{j=1}^{q+2} Ut(p,q) \tag{II.106}$$

où : C_m : couple moteur.

V) Application

V.1) Application au tracteur C6006 à quatre roues motrices

La figure (II.31) représente la chaîne cinématique du tracteur C6006 à 4 R.M.

- Données de départ:

- Moteur du tracteur: type F4L912 Diesel à injection directe à 4 temps, 4 cylindres en ligne.
Couple moteur 218 N.m à 1550 tr/mn, puissance nominale 45 KW à 2300 tr/mn.
- Poids à vide en ordre de marche: 2500 Kg.
- Rayon de pneu arrière: 762 mm.
- Rayon de pneu avant : 508 mm.
- Rapport de transmission des différents couples de la boîte de vitesses:
 $Z_2/Z_1 = 2,05$, $Z_4/Z_3 = 2,66$, $Z_6/Z_5 = 3,71$, $Z_8/Z_7 = 2$, $Z_{10}/Z_{11} = 1,16$.
 $Z_{11}/Z_1 = 2,66$, $Z_{12}/Z_{11} = 0,43$, $Z_5/Z_{13} = 1,63$.
- Rapport de transmission du pont arrière:
 $Z_{18}/Z_{17} = 4,22$, $Z_{19}/Z_{20} = 1,77$, $Z_{22}/Z_{21} = 4,71$.
- Boîte de transfert:
 $Z_{15}/Z_{14} = 0,80$, $Z_{16}/Z_{15} = 1,57$.

• Caractéristiques du matériau utilisé

Désignation	Composition chimique					
	C %	Si %	Mn %	Cr %	P %	S %
20 MC5	0,17	0,1	1,1	1,1	<	
	0,22	0,4	1,4	1,3	0,035	
	Limite élastique $Re [N/mm^2]$	Résistance à la rupture $Rr [N/mm^2]$	Allongement A%	Dureté à coeur HB	Traitement thermique	
	735 980	1100 1400	8	325	Trempe (875°C) Revenu (200°C)	

Remarque: ce métal est utilisé par le complexe C.M.T.

- La boîte de vitesse comporte quatre gamme de vitesse, Rampante, lente, rapide et la marche arrière. Chaque gamme possède trois vitesse (1^{ère}, 2^{ème}, 3^{ème}) donc en tous 12 vitesses.

Remarque: le pont avant sera dimensionné automatiquement.

V.2- Application au mini-tracteur à quatre roues motrices

La Fig (II.32) représente la chaîne cinématique du mini-tracteur à 4 roues motrices.

- Données de départ:

- Moteur du tracteur: type F3L912 Diesel à injection à 4 temps, 3 cylindres en ligne.
Couple moteur 126 N.m à 1500 tr/mn, puissance nominale 26 KW à 2300 tr/mn.
- Poids à vide en ordre de marche : 1165 Kg.
- Rayon du pneu arrière : 500 mm.
- Rayon de pneu avant : 365 mm.
- Rapport de transmission des différents couples de la boîte de vitesses:
 $Z_1/Z_2 = 0,44$, $Z_3/Z_4 = 0,33$, $Z_5/Z_6 = 0,97$, $Z_7/Z_8 = 0,68$, $U_{t6} = 3,43$.
- Rapport de transmission du pont arrière:
 $Z_{17}/Z_{18} = 0,179$, $Z_{19}/Z_{20} = 0,56$, $Z_{21}/Z_{22} = 0,27$.
- Rapport de transmission de la boîte de transfert:
 $Z_{14}/Z_{15} = 1,25$, $Z_{15}/Z_{16} = 0,63$.
- La boîte de vitesse possède deux gamme de vitesse, Rapide et Lente. Chaque gamme comporte quatre vitesses et une marche arrière donc en tous 8 vitesses et deux marche arrière.

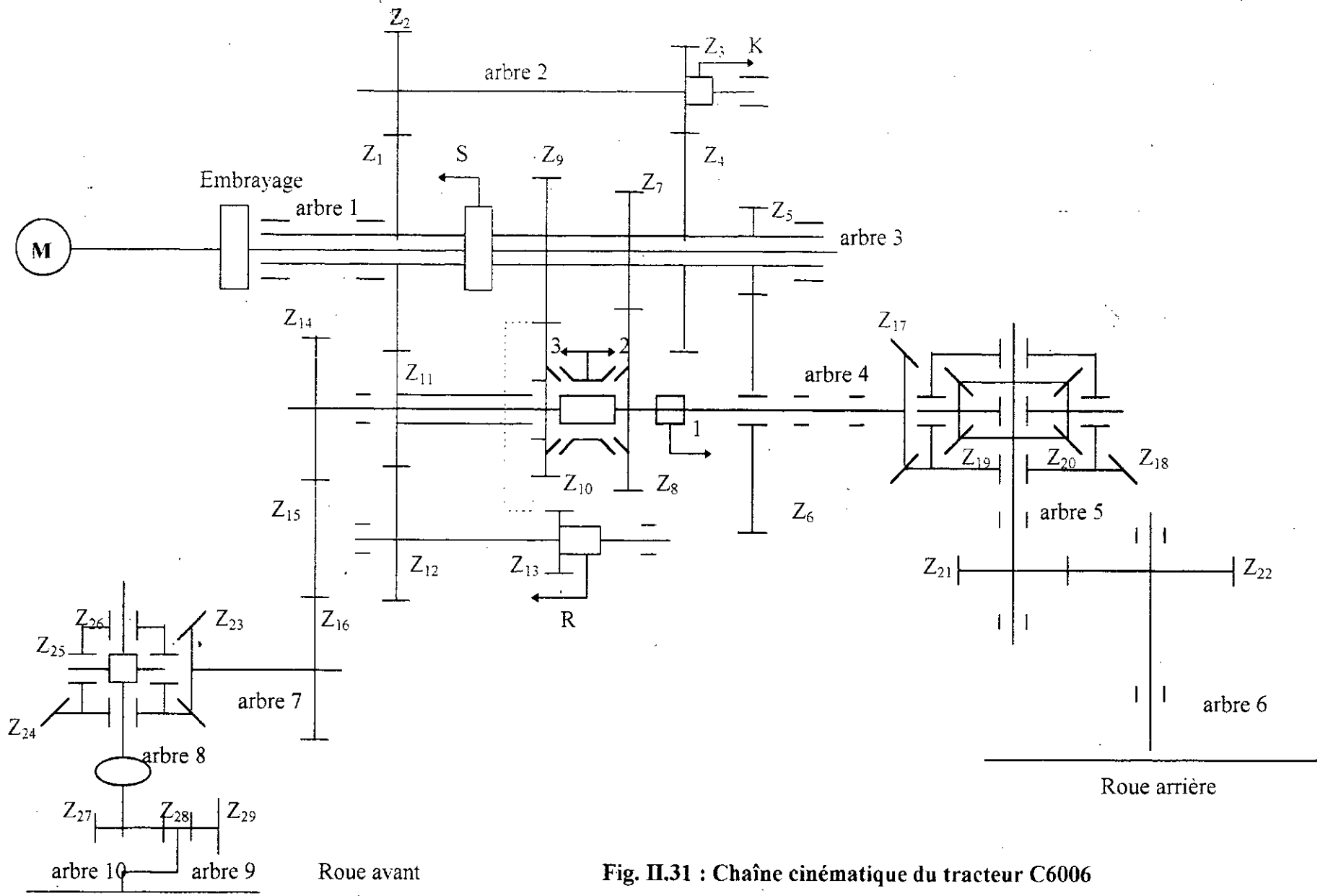


Fig. II.31 : Chaîne cinématique du tracteur C6006

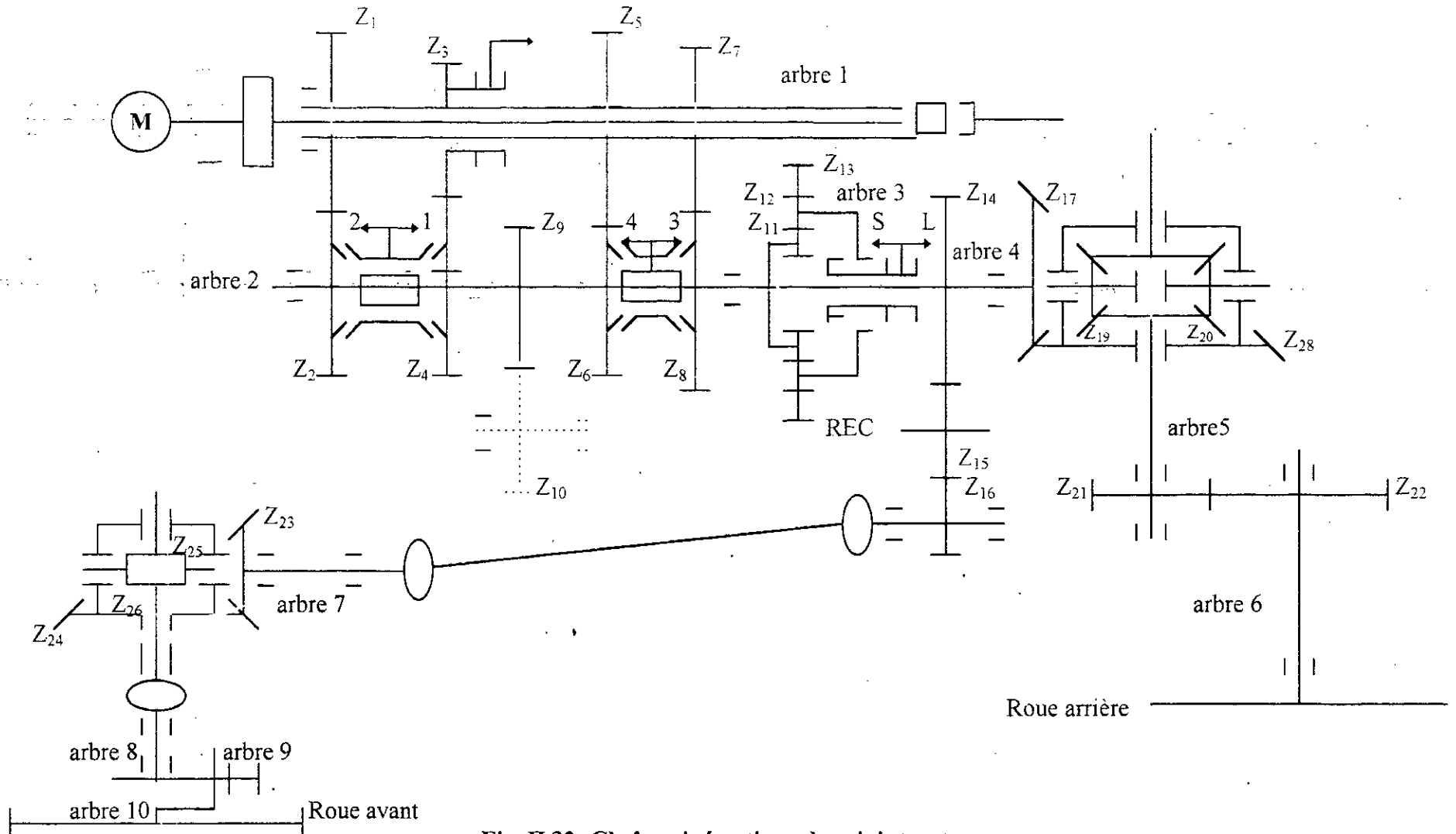


Fig. II.32- Chaîne cinématique du mini-tracteur

Roue	Z	M ₀	M _r	α ₀	α	β _a	β	d _a	d	b	x	ε _γ
Z ₁	24	3.25	3.36	20	18.79	16	15.87	91.26	80.49	13	-0.13	2.84
Z ₂	48	3.25	3.36	20	18.79	16	15.87	171.27	160.98	13	-0.42	2.84
Z ₃	20	3.25	3.29	20	21.36	14	14.12	77.91	77.07	32	0.40	3.01
Z ₄	52	3.25	3.29	20	21.36	14	14.12	184.60	174.39	32	-0.05	3.01
Z ₅	14	3.25	3.26	20	16.93	14	13.78	54.71	45.65	36	0.27	4.21
Z ₆	51	3.25	3.26	20	16.93	14	13.78	170.75	166.32	36	-0.84	4.21
Z ₇	22	3.25	3.24	20	18.25	14	13.85	82.27	72.86	34	0.1	4.02
Z ₈	42	3.25	3.24	20	18.25	14	13.85	146.90	139.11	34	-0.45	4.02
Z ₉	31	3.25	3.24	20	19.84	0	0	107.42	100.64	33	0.03	1.66
Z ₁₀	35	3.25	3.24	20	19.84	0	0	119.86	113.63	33	-0.06	1.66
Z ₁₁	64	3.25	3.26	20	18.79	16	15.87	226.17	215.04	30	-0.13	2.84
Z ₁₂	15	3.25	3.36	20	18.79	16	15.87	61.17	50.40	30	0.13	2.84
Z ₁₃	19	3.25	3.24	20	19.84	0	0	72.26	61.56	33	-0.03	1.66
Z ₁₄	63	3.50	3.44	20	17.38	0	0	223.95	217.12	21	-0.45	1.21
Z ₁₅	50	3.50	3.44	20	17.38	0	0	179.11	172.31	21	-0.35	1.21
Z ₁₆	78	3.50	3.44	20	17.38	0	0	282.14	268.81	21	0.35	1.21
Z ₁₇	9	6.50	6.46	20	19.00	0	0	76.94	58.14	71.50	0.42	1.33
Z ₁₈	37	6.50	6.46	20	19.00	0	0	246.18	239.03	71.50	-0.55	1.33
Z ₁₉	9	6	6.02	20	20.41	0	0	68.76	54.14	54	0.23	1.40
Z ₂₀	16	6	6.02	20	20.41	0	0	105.63	96.25	54	-0.19	1.40
Z ₂₁	14	6	6.03	20	20.73	0	0	101.57	84.39	120	0.46	1.60
Z ₂₂	65	6	6.03	20	20.76	0	0	398.63	391.85	120	-0.27	1.60
Z ₂₃	9	5.50	5.64	20	23.75	0	0	66.25	50.81	60	0.58	1.56
Z ₂₄	37	5.50	5.64	20	23.75	0	0	214.85	208.92	60	0.09	1.56
Z ₂₅	9	4.75	4.64	20	16.18	0	0	53.26	41.83	47.50	0.13	1.36
Z ₂₆	16	4.75	4.64	20	16.18	0	0	81.71	74.36	47.50	-0.37	1.36
Z ₂₇	30	3.75	3.75	20	20.18	0	0	121.15	112.63	34	-0.11	1.70
Z ₂₈	45	3.75	3.75	20	20.18	0	0	175.43	168.95	34	-0.11	1.70
Z ₂₉	120	3.75	3.75	20	20.18	0	0	434.88	443.31	34	0.11	1.70

Tab .II.1 : Résultat du calcul d'engrenage de la chaîne cinématique du tracteur C60006

Caractéristiques	arbre 1	arbre 2	arbre 3	arbre 4	arbre 5	arbre 6	arbre 7	arbre 8	arbre 9	arbre 10
Resistance pratique du metal	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
Moment de torsion	21	43	144	462	448	2084	119	252	0	1266
Moment de flexion résultant	10	40	154	628	421	155	405	0	497	500
Moment réduit	21	55	183	690	573	1811	418	-	497	1097
Contrainte de flexion maximale	31	73	84	99	63	8	96	0	99	4.50
Contrainte de torsion maximale	33	39	31	73	33	52	14	-	0	57.67
Diamètre minimal	14.95	17.77	26.50	40.01	40.81	58.94	34.94	16.49	37.00	48.18
Longueur entre appuis	60	225	230	235	90	740	100	-	40	100
Réaction sur l'appui gauche	340	302	1032	10390	7671	260	9188	0	33	291
Réaction sur l'appui droit	273	1123	3864	2836	5771	10898	4057	0	33	514

Contrainte (daN/mm²), moment (daN.m), force (daN),

Tab .II.2 : Calcul d'arbre du tracteur C6006

Roue	Z	M ₀	M _r	α ₀	α	β ₀	β	d _a	d	b	x	ε _α
Z ₁	21	3	3.20	20	23.30	14	14.52	79.23	67.34	9	0.76	2.99
Z ₂	46	3	3.20	20	23.30	14	14.52	162.05	147.51	9	0.85	2.99
Z ₃	18	3	3.08	20	22.15	0	0	63.15	55.61	12	0.63	1.89
Z ₄	53	3	3.08	20	22.15	0	0	167.54	163.74	12	0.63	1.89
Z ₅	35	3	3.11	20	18.89	14	13.90	116.03	107.43	8	-0.12	2.44
Z ₆	35	3	3.11	20	18.89	14	13.90	116.03	107.43	8	-0.12	2.44
Z ₇	29	3	3.42	20	18.89	14	13.90	97.91	89.01	8	0.01	2.43
Z ₈	41	3	3.42	20	18.89	14	13.90	134.15	125.84	8	-0.26	2.43
Z ₉	29	3	3.08	20	22.15	0	0	97.42	89.32	12	-0.63	1.89
Z ₁₀	40	3	3.08	20	22.15	0	0	24.94	123.2	12	0.63	1.89
Z ₁₁	36	2.25	2.29	20	22.54	0	0	86.86	82.41	15.75	0.16	1.72
Z ₁₂	18	2.25	2.29	20	22.54	0	0	45.61	41.20	15.75	-0.16	1.72
Z ₁₃	72	2.25	2.29	20	22.54	0	0	151.75	154.68	15.75	-0.16	1.72
Z ₁₄	75	3.25	3.29	20	22.22	0	0	253.76	247.42	26	0.59	2.24
Z ₁₅	59	3.25	3.29	20	22.22	0	0	200.94	194.64	26	0.46	2.24
Z ₁₆	92	3.25	3.29	20	22.22	0	0	302.09	296.50	26	-0.46	2.24
Z ₁₇	9	5.50	5.48	20	19.52	0	0	65.28	49.35	60.50	0.43	1.36
Z ₁₈	37	5.50	5.48	20	19.52	0	0	208.94	202.89	60.50	-0.50	1.36
Z ₁₉	9	4.75	4.69	20	18.10	0	0	53.80	42.26	42.50	0.17	1.38
Z ₂₀	16	4.75	4.69	20	18.10	0	0	82.54	75.13	42.50	-0.30	1.38
Z ₂₁	16	4.75	4.79	20	21.48	0	0	89.80	76.75	90	0.46	1.69
Z ₂₂	57	4.75	4.79	20	21.48	0	0	279.24	273.42	90	-0.09	1.69
Z ₂₃	9	5	5.10	20	23.04	0	0	60.15	45.95	50	0.55	1.54
Z ₂₄	37	5	5.10	20	23.04	0	0	194.35	188.91	50	-0.03	1.54
Z ₂₅	9	4.25	4.23	20	19.46	0	0	48.47	38.12	38	0.20	1.39
Z ₂₆	16	4.25	4.23	20	19.46	0	0	74.4	67.77	38	-0.24	1.39
Z ₂₇	36	3	2.96	20	17.98	0	0	112.67	106.70	27	-0.10	1.49
Z ₂₈	18	3	2.96	40	17.98	0	0	59.28	53.35	27	0.10	1.49
Z ₂₉	72	3	2.96	20	17.98	0	0	210.61	203.86	27	-0.10	1.49

Tab .II.3 : Résultat du calcul d'engrenage de la chaîne cinématique du mini-tracteur

Carractéristiques	arbre 1	arbre 2	arbre 3	arbre 4	arbre 5	arbre 6	arbre 7	arbre 8	arbre 9	arbre 10
Resistance pratique du metal	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
Moment de torsion	12	36	0	111	228	815	81	172	0	517
Moment de flexion résultant	24	25	13	951	248	108	304	0	83	36
Moment réduit	26	40	13	955	317	714	312	-	83	449
Contrainte de flexion maximale	91	62	61	99	78	15	81	0	100	8
Contrainte de torsion maximale	23	44	0	6	36	57	11	-	0	57
Diamètre minimal	13.91	16.16	13.11	46.01	31.87	41.75	33.70	14.98	20.38	35.78
Longueur entre appuis	215	215	31	150	90	500	100	250	42	150
Réaction sur l'appui gauche	323	342	0.6	11110	4162	136	6892	0	4	144
Réaction sur l'appui droit	173	183	0.6	6340	3684	5890	3046	0	4	374

Contrainte (daN/mm²), moment (daN.m), force (daN),

Tab. II.4 : Calcul d'arbre du mini- tracteur

VI- Conclusion

La méthode établie permet le dimensionnement de n'importe quelle type de chaîne de transmission. Pour la boîte de vitesses le programme réaliser peut calculer n'importe quelle configuration comportant G_n gamme de V_{q_i} vitesses ($i=1,n$).

Le calcul d'engrenage est fait avec précision, car non seulement on donne le module normalisé de taillage mais on précise toute les caractéristiques cinématique de fonctionnement.

De même chaque arbre est vérifié à la flexion déviée et à la torsion afin de lui déterminer son diamètre minimal, sa section dangereuse et les réactions sur ses paliers.

La méthode élaborée rend le dimensionnement de la boîte de vitesses presque totalement automatique grâce à l'introduction des indices définissant la position de chaque roue à l'intérieure de la boîte de vitesses.

Le programme propose aussi la possibilité de l'emplacement d'un réducteur épicycloïdal simple ou double entre la boîte vitesses et le pont arrière.

Le dimensionnement des engrenages des ponts ainsi que leurs arbres est similaire à celui de la boîte de vitesses.

ETUDE DES VIBRATIONS DE TORSION DE LA CHAÎNE CINEMATIQUE DU TRACTEUR

I) INTRODUCTION

Les vibrations mécaniques ont ordinairement un caractère parasite qu'on traitait auparavant comme un inconvénient mineur. Ainsi pour éviter les résonances on se contentait de se tenir assez loin des conditions dites « critiques ». Il est d'ailleurs reconnu aujourd'hui que même tenues loin de la résonance, les vibrations altérant la structure des matériaux, et par suite leur endurance. Il est donc très important de savoir étudier les vibrations et de connaître les méthodes de réduction de leur effet nuisible.

C'est à l'occasion des ruptures causées par les vibrations sur les vilebrequins des moteurs, des ailettes de turbines, des avions en vol que les chercheurs ont d'abord élaboré des méthodes particulières à chaque situation et c'est l'accumulation de l'expérience dans ce domaine, qui a rendu possible la création d'une théorie générale sur les vibrations.

Le groupe motopropulseur de l'automobile comprend un grand nombre de masses liées par des éléments de différentes rigidités, représentant ainsi un système compliqué, soumis aux vibrations torsionnelles par le moteur.

L'évolution périodique du couple moteur à combustion interne provoque dans le groupe motopropulseur l'apparition des vibrations à la torsion considérable, lors de l'égalité d'une fréquence propre du système avec la fréquence d'un harmonique du couple moteur (résonance).

Cette étude s'intéresse à une nouvelle approche prenant en compte des phénomènes dynamiques jusqu'ici occultés, de la conception des transmissions des tracteurs agricoles.

Plus précisément, il s'agit ici de rendre compte des vibrations de torsion dont peuvent être responsables certaines sollicitations périodiques au sein de la chaîne cinématique :

- Vibrations périodiques du couple moteur .
- Fluctuations du couple aux roues en fonction de l'effort demandé par l'outil.
- Défauts éventuels d'éléments de la transmission (balourds,.....).

En résumé le but de cette présente étude est d'aboutir à un modèle affiné permettant le calcul des caractéristiques fréquentielles de la chaîne cinématique: fréquences propres, modes propres de vibration.

II) MODELISATION DE LA CHAÎNE CINEMATIQUE

Pour le tracteur C6006, on a 24 configurations de la transmission, donc autant de modèles, sont possibles:

- 4 gammes de 3 rapports: « Rapide », « Lente », « Rampante » et « Marche arrière ».
- 2 ou 4 roues motrices.

De même pour le mini tracteur, on a 25 configurations possibles de la transmission:

- 2 roues motrices avec 3 gammes de 4 rapports : « Rapide », « Lente » et « Rampante » en plus une marche arrière pour chaque gamme.
- 2 roues motrices avec 3 gammes de 4 rapports : « Rapide » et « Lente » muni d'une marche arrière pour chaque gamme.

Huit configurations ont fait l'objet d'une modélisation dans cette étude.

- | | |
|-------------------------------------|---------------------------|
| 2 ^{ème} Rapide, 2 et 4 RM. | } C6006 et mini tracteur. |
| 2 ^{ème} Lente, 2 et 4 RM. | |
| 2 ^{ème} Rampante, 2 RM } | |

Les paragraphes suivants détaillent la détermination des inerties et raideurs torsionnelles équivalentes, pour les différents éléments de la chaîne cinématique. Elle se fera le plus souvent par décomposition des pièces en portion cylindriques, pour lesquelles le calcul des inerties et raideurs est simple :

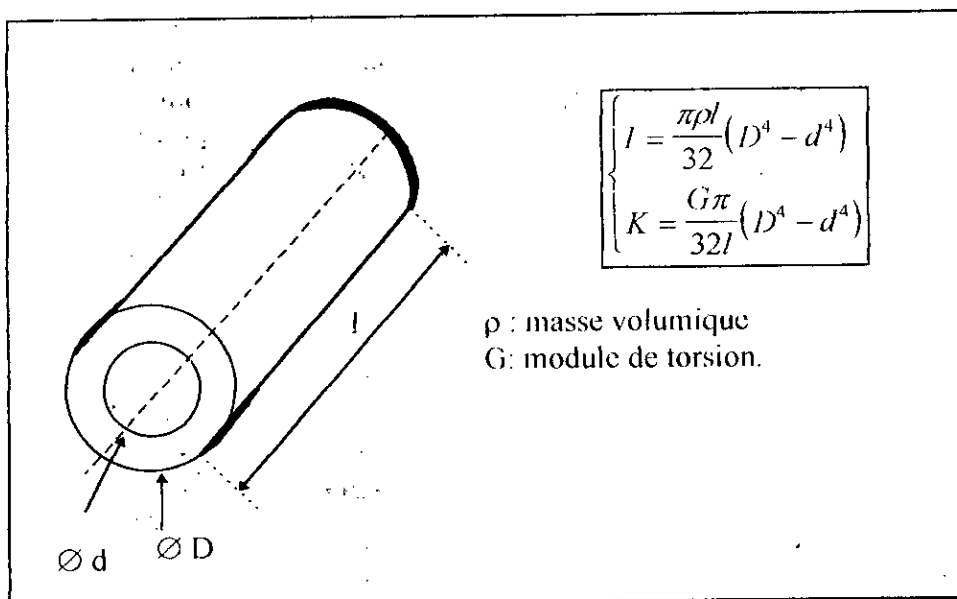


Fig. III.1 : Modélisation d'un élément cylindrique
 En annexe « 3 » sont rappelées d'autres formules pratiques.

II.1) MOTEUR

La modélisation du moteur du tracteur C6006 et du mini tracteur se fera simultanément:

- Sur le tracteur C6006 est monté un moteur de quatre cylindres qui développe une puissance de 46 KW, il est fabriqué par CMT-PMA sous licence DEUTZ, on l'appelle F4L912.

Vu que dans le premier et deuxième chapitre on a décidé de concevoir un mini-tracteur de 26 KW. On choisit le moteur F3L912 fabriqué par CMT-PMA. C'est un moteur identique à F4L912 seulement il est constitué par trois cylindres et il développe une puissance de 26 KW.

II.1.1) Vilebrequin et équipages mobiles

Chacun des équipages mobiles du moteur à 4 ou 3 cylindres fait appel à un modèle identique, en l'occurrence dit « à 3 disques » [GIR90]:

- 2 disques se partagent l'inertie propre d'un coude de vilebrequin (2 demi-tourillons + 2 bras + maneton).
- 1 disque représente l'inertie équivalente de l'équipage mobile.
- La raideur torsionnelle du coude de vilebrequin se partage alors en 2 paires de ressorts de torsion identiques.

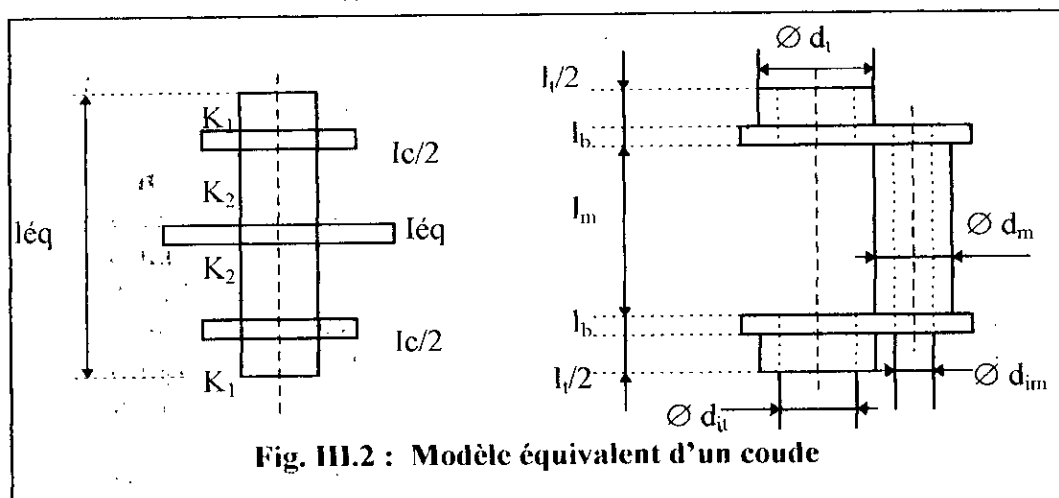


Fig. III.2 : Modèle équivalent d'un coude

a. Moments d'inertie

Le plan sommaire de la figure (III.3) fait apparaître deux types de coudes, selon que leurs bras sont équipés ou non de masselottes d'équilibrage.

Leurs moments d'inertie peuvent alors s'exprimer ainsi:

$$\begin{aligned}
 I_{c1} &= I/2 + Ib_1 + Im + Ib_2 + I/2 \\
 &= I + Im + Ib_1 + Ib_2 \\
 I_{c2} &= I/2 + Ib_1 + Im + Ib_1 + I/2 \\
 &= I + Im + 2Ib_1
 \end{aligned}
 \tag{III.1}$$

où I et I_m relatives aux tourillons et aux manetons, sont aisément calculables à partir de leur géométrie:

$$\begin{aligned}
 I &= \pi \rho l_i (d_i^4 - d_{id}^4) / 32 \\
 I_m &= (\pi \rho l_m (d_m^4 - d_{im}^4) / 32) + (\pi \rho (d_m^2 - d_{im}^2) \cdot l_m \cdot R^2 / 4)
 \end{aligned}
 \tag{III.2}$$

Les inerties Ib_1 , Ib_2 doivent être déterminées par décomposition en éléments géométriques simples, comme cela est détaillé en Annexe « 3 ».

Le bras Ib_1 équipé de la masselotte d'équilibrage est donné par:

$$Ib_1 = \sum_i (IGZ_i + m_i D_i^2) + I_{m_i}
 \tag{III.3}$$

avec I_{m_i} : le moment d'inertie de la masselotte / à l'axe du vilebrequin.

Le bras non équipé de la masselotte d'équilibrage Ib_2 est:

$$Ib_2 = \sum (IGZ_i + m_i D_i^2)
 \tag{III.4}$$

Application numérique

Tracteur C6006	Mini- Tracteur
$I_{c/2} = 25,02 \cdot 10^{-3}$	$I_{c/2} = 35,62 \cdot 10^{-3}$

L'effet inertiel de l'équipage mobile est pris en compte sous la forme de 2 masses relatives au piston et à la bielle, soit d'une inertie équivalente:

$$I_{eq} = [(1/2) m_p + (3/4) m_b] \cdot R^2
 \tag{III.5}$$

où m_b , m_p sont les masses respectives de la bielle et du piston

Tracteur C6006	Mini-Tracteur
$I_{eq} = 8,48 \cdot 10^{-3} \text{ kg.m}^2$	$I_{eq} = 8,48 \cdot 10^{-3} \text{ kg.m}^2$

b- Raideurs torsionnelles

La raideur torsionnelle d'un coude de vilebrequin est difficile à déterminer par voie uniquement théorique, du fait en particulier des formes complexes des bras; plusieurs auteurs proposent des formules semi-empiriques [GIR90] , [DES74]; développées en Annexe, qui donnent la raideur sous la forme d'un couple de longueur équivalente et de diamètre équivalent.

$$K_{eq} = G\pi D^4 e / 32 L_e \tag{III.6}$$

avec L_e : Longueur équivalente de l'arbre rectiligne en mm.
 D_e : Diamètre en mm.

Les 2 raideurs du modèle à 3 disque peuvent alors être déterminées à partir des longueurs mises en place à la figure (III.3).

$$K_1 = \frac{(G\pi)^4 e}{32 l_1 / 2} \quad , \quad K_2 = \frac{(G\pi)^4 e}{32 (l_e - l_1) / 2} \tag{III.7}$$

avec: $\frac{2}{K_1} + \frac{2}{K_2} = \frac{l}{K_{eq}}$

Soit:

Tracteur C6006	Mini Tracteur
$L_e=178,7 \text{ mm}$	$L_e=178,7 \text{ mm}$
$D_e=70 \text{ mm}$	$D_e=70 \text{ mm}$
$K_{eq}=1,114 \cdot 10^6$	$K_{eq}=1,14 \cdot 10^6$
$K_1=1,019 \cdot 10^7$	$K_1=1,019 \cdot 10^7$
$K_2=2,501 \cdot 10^6$	$K_2=2,843 \cdot 10^6$

Remarque : La raideur séparant 2 coude consécutifs est alors: $K_1/2$

II.1.2) Organes complémentaires

A l'extrémité avant du vilebrequin sont installés en particulier la pignonnerie de distribution et une poulie.

Ces éléments font l'objet d'un disque supplémentaires dans le modèle du moteur, en ce qui concerne leur modélisation voir Annexe « 3 »

En fin, à l'extrémité arrière du moteur se trouve le volant moteur; son modèle consiste en un seul disque, d'inertie:

Tracteur C6006	Mini Tracteur
0,865 Kg.m ²	0,648 Kg.m ²

Le modèle global du moteur compte donc 14 d.d.l pour le tracteur C6006 et 11 d.d.l pour le mini tracteur.

Moments d'inertie [kg.m²]
Raideurs torsionnelles [N.m/rd]

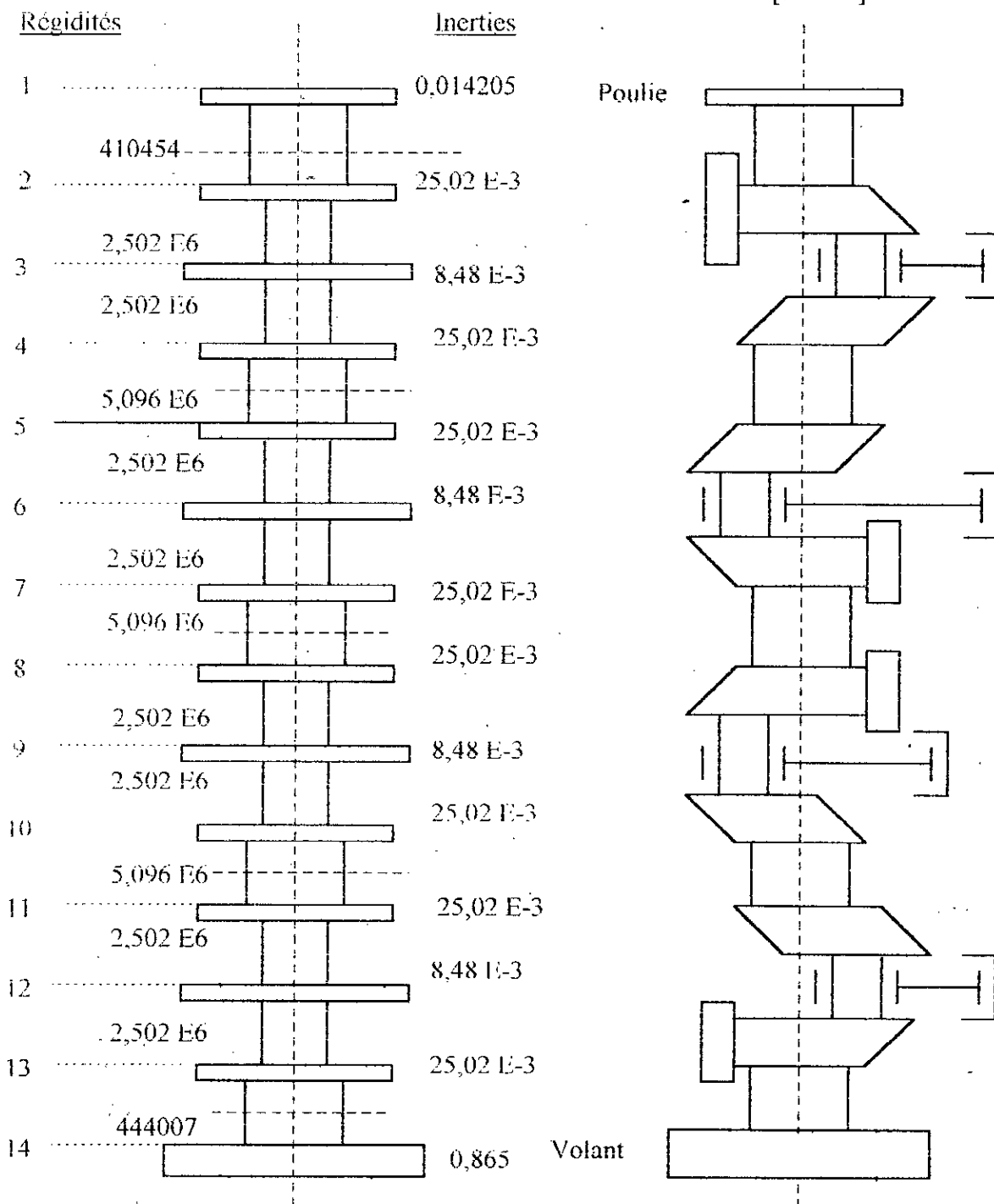


Fig. III.3 : Modèle du moteur « F4I.912 » du tracteur C6006

Moments d'inertie [kg.m²]
Raideurs torsionnelles [N.m/rd]

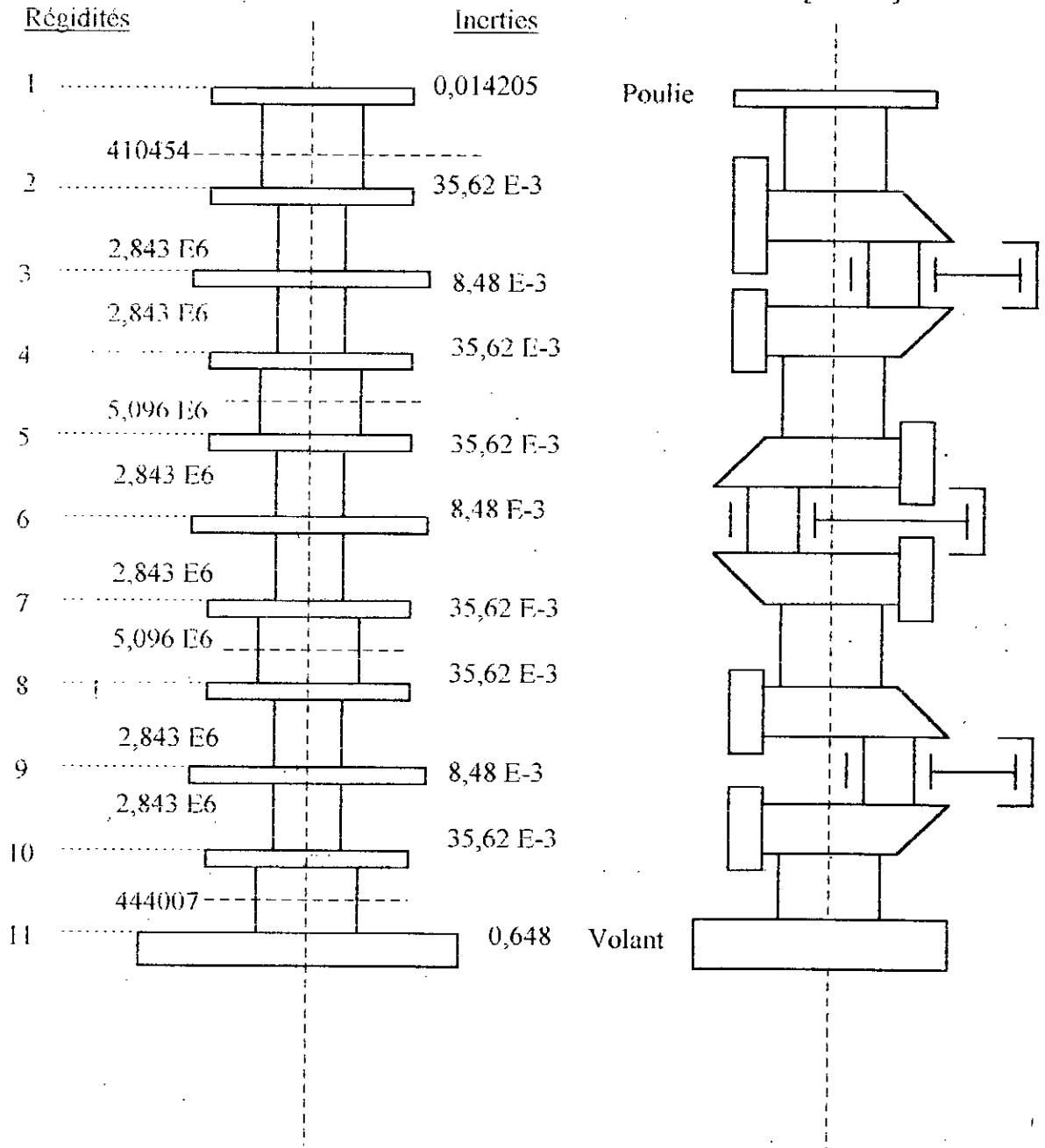


Fig. III.4 : Modèle du moteur « F3L912 » du mini tracteur

II.2) EMBRAYAGE

L'embrayage des véhicules tracteur est à double fonctions. Il est utilisé pour la traction et pour la prise de force.

L'embrayage de prise de force n'est pas pris en compte et donc toute la chaîne cinématique de prise de force est supposé débrayée.

Néanmoins, toute la partie mécanisme d'embrayage est constamment entraînée par le moteur; son moment d'inertie ainsi que celui du disque d'embrayage d'avancement (valeurs données par le constructeur); viendront donc s'ajouter au volant moteur.

$$I_v + I_m + I_d = I_g \tag{III.8}$$

- Iv: Inertie du volant moteur.
- Im: Inertie du mécanisme d'embrayage.
- Id: Inertie du disque d'embrayage.
- Ig: Inertie globale.

On aura donc:

Tracteur C6006	Mini-Tracteur
$0,865 + 0,923 + 0,196 = 1,984 \text{ Kg.m}^2$	$0,648 + 0,692 + 0,147 = 1,487 \text{ Kg.m}^2$

Le disque d'embrayage d'avancement est équipé d'un dispositif amortisseur de torsion (à ressorts hélicoïdaux) fonctionnant selon la courbe de la figure (III.5), dont on trouvera une explication détaillé en Annexe « 3 ».

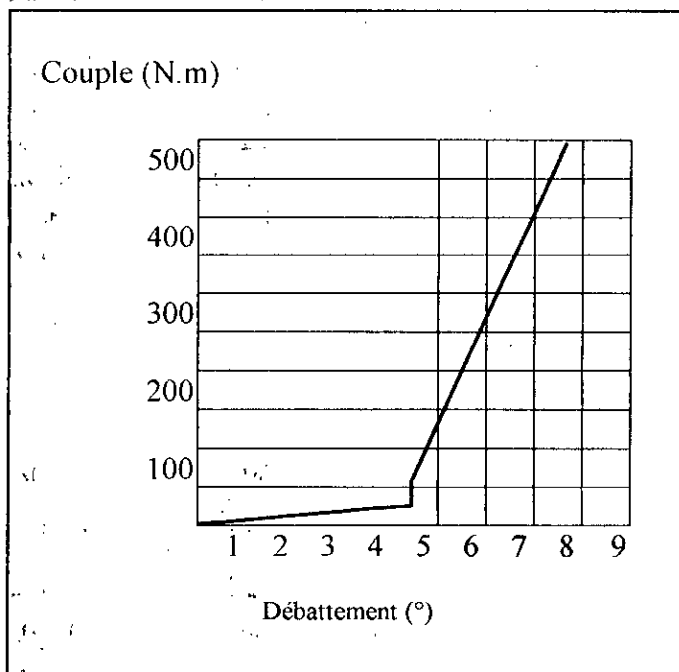


Fig.3.5 : Variation de l'angle de débattement en fonction du couple moteur

Une fois l'opération d'embrayage accomplie (au démarrage du tracteur), on pourra considérer que le système évolue dans la seconde partie de la courbe, introduisant une raideur torsionnelle « Kem ».

Tracteur C6006	Mini -Tracteur
Kem= 8860,45 Kg.m ²	Kem= 10130,20 Kg.m ²

Elle s'associera à la raideur de l'arbre d'entrée de la boîte de vitesses, pour faire l'objet d'un unique ressort de torsion dans le modèle global de la transmission.

Remarque

Vu que P.M.A ne produit pas les embrayages mais qu'elle les importe de la maison Deutz-Fahr alors on prend la figure (III.5); fournit par Deutz comme base de donnée générale pour la modélisation de n'importe quel embrayage.

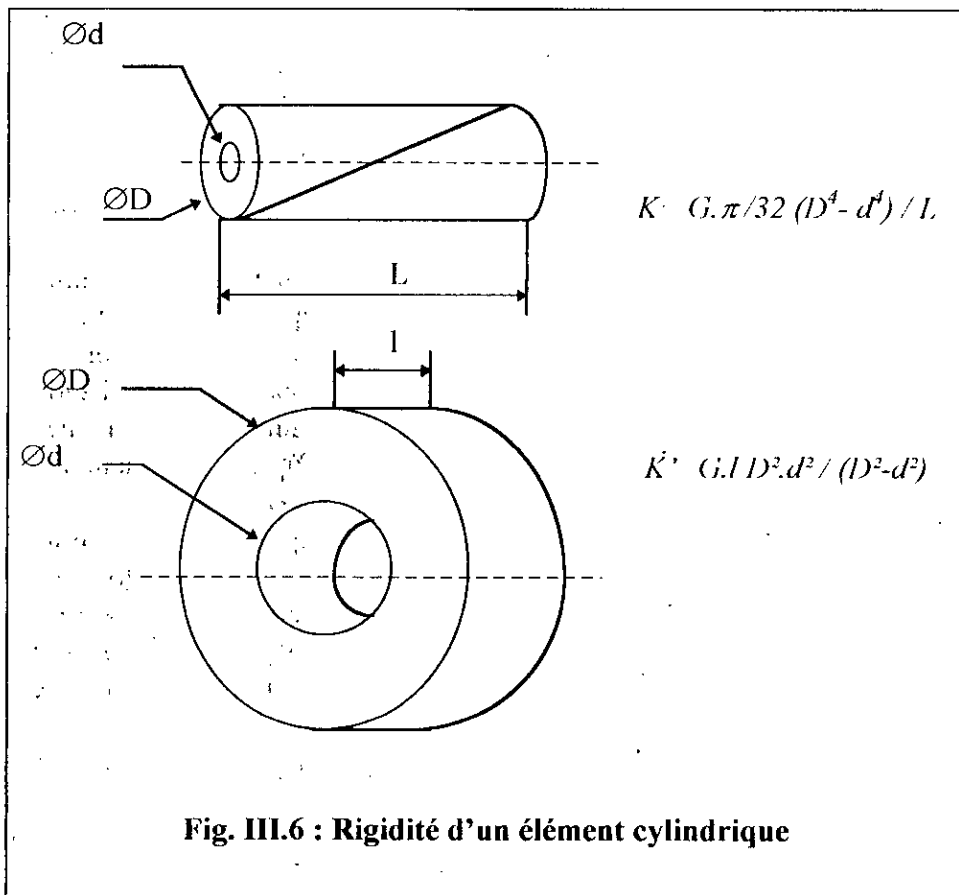
III.3) TRANSMISSION

La transmission se présente sous la forme de plusieurs lignes d'arbres le long desquelles il convient de localiser les parties plutôt inertielles qui feront l'objet d'un disque dans le modèle : ce sont essentiellement les roues dentées transmettant le couple moteur, ou entraînant un ou plusieurs pignons fous. Leurs inerties sont alors ramenées au même niveau de vitesse du moteur.

Pour le calcul des moments d'inertie, toutes les parties tournantes sont systématiquement découpées en éléments cylindriques.

Le calcul des raideurs torsionnelles, en revanche requiert plus de précautions, il convient en effet d'estimer le mieux possible quelles parties sont réellement déformées par la transmission du couple.

En annexe « 3 » est également proposée une formule particulière pour le calcul de la raideur torsionnelle de pièces telle que les engrenages, dont la torsion est différente de celle d'un arbre, comme le suggère la figure (III.6):



N°	Désignation
1	Arbre intermédiaire supérieur
2	Système d'emmanchement de la gamme S
3	Arbre d'entrée
4	Pignon Z=48 monté sur roulement
5	Système d'emmanchement de la gamme L
6	Pignon Z=36 monté sur roulement
7	Système d'emmanchement de la vitesse II et III
8	Pignon Z=21 monté avec des cannelures
9	Pignon Z=19 monté avec des cannelures
10	Arbre intermédiaire inférieur
11	Pignon Z=44 monté sur roulement
12	Système d'emmanchement de la vitesse I
13	Pignon Z=52 monté sur roulement
14	Arbre de sortie
15	Pignon Z=40 monté sur roulement
16	Système d'emmanchement de la gamme K
17	Pignon Z=22
18	Pignon Z=31

Tab. III.1 : Description de la boîte des vitesses

II.3.1) Transmission du tracteur C6006

II.3.1.1) Boite de vitesse

Dans ce qui suit nous ne développerons que la modélisation de la variante II L et II S, car la première est utilisée lors du déplacement sur champ alors que la deuxième l'est sur route.

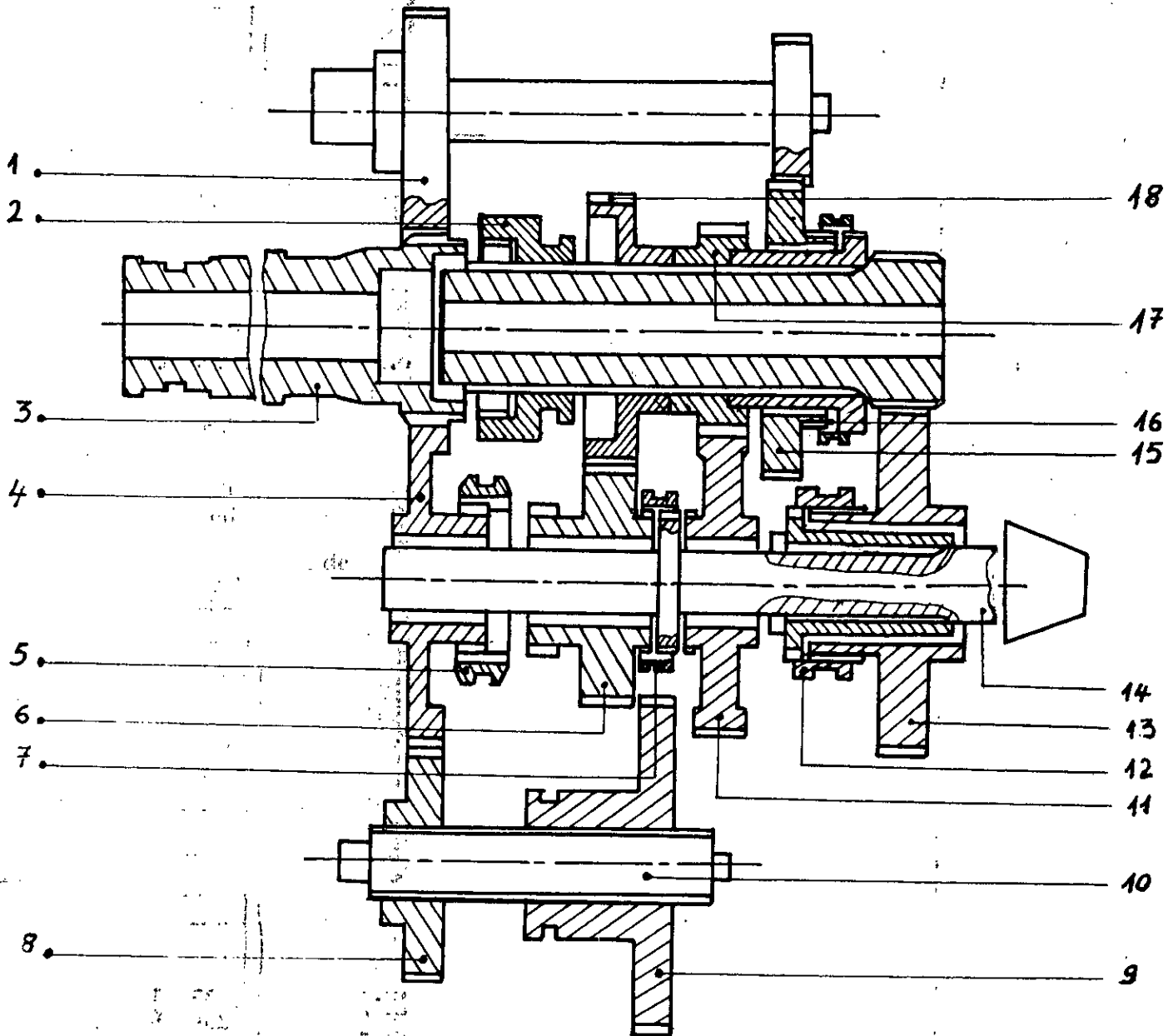


fig. III.7 : Vue de la boîte de vitesses en coupe longitudinale du tracteur C6006

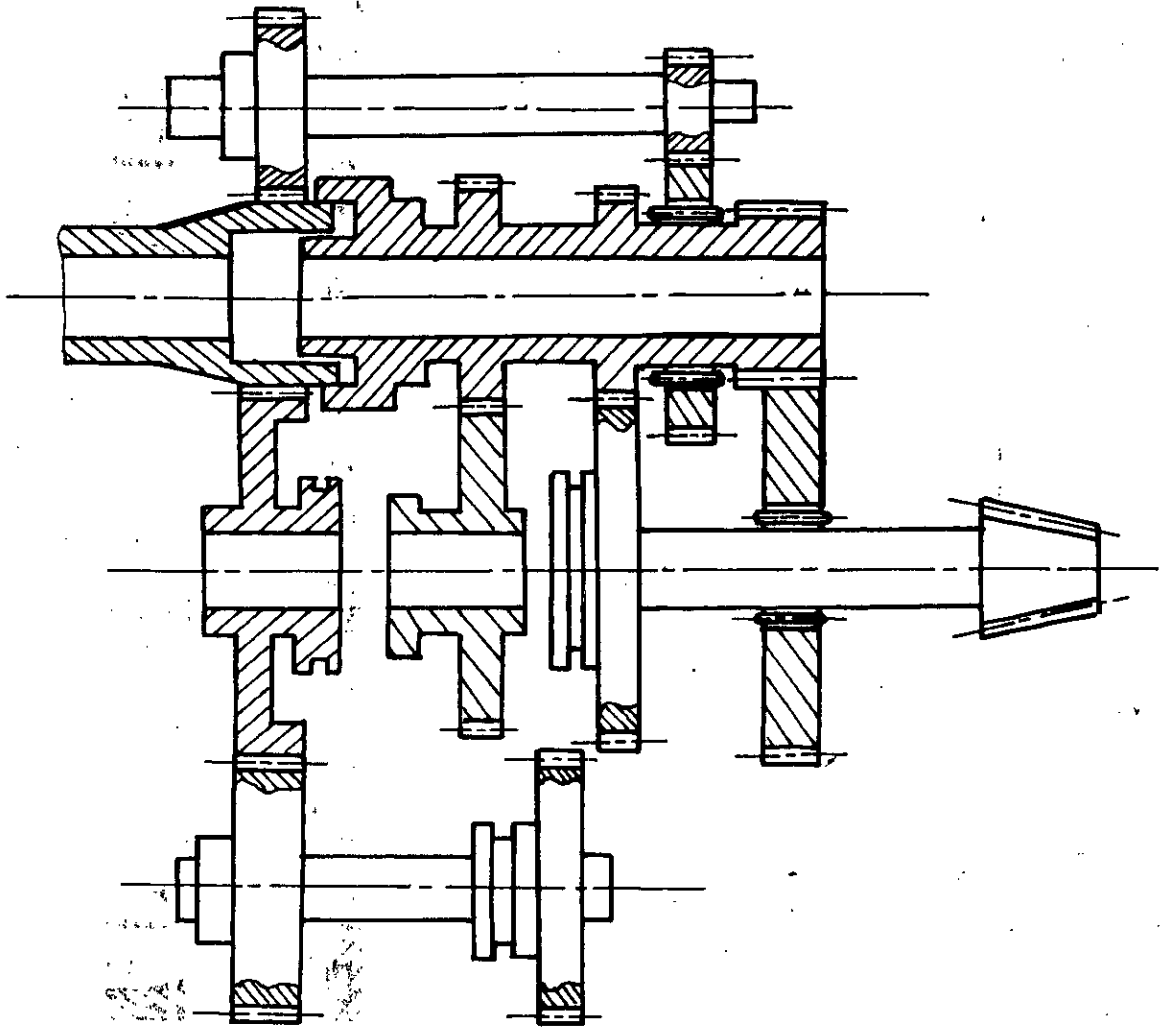
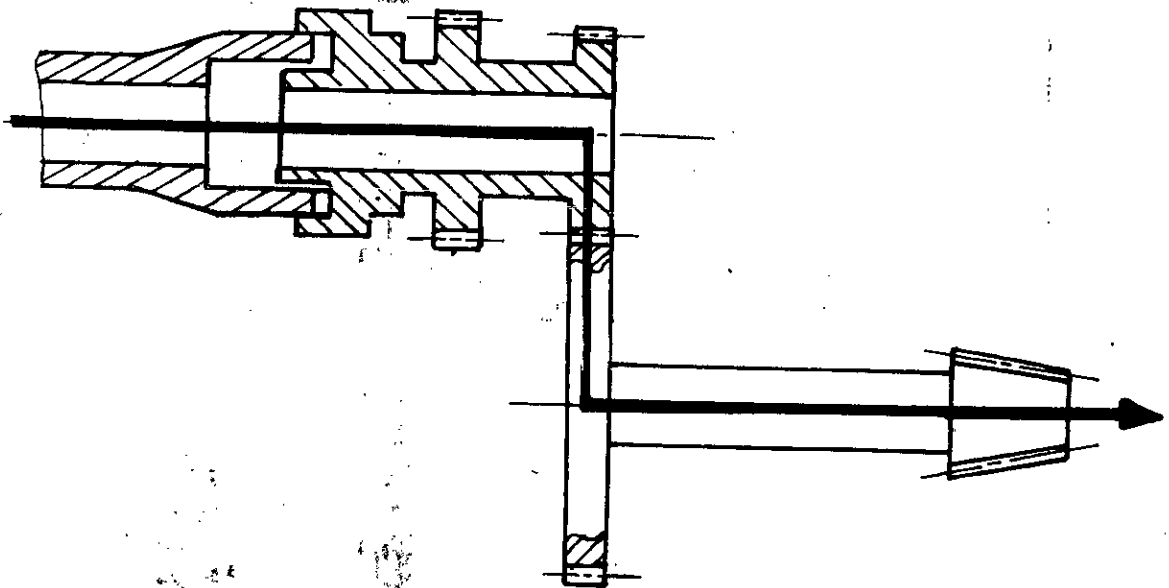


Fig. III.8 Ensemble des pièces inertielles du rapport de vitesse II S



Parties participantes à la torsion (version II.L).

Pont avant

Parties inertielles participants dans le pont avant

- Modélisation du réducteur épicycloïdal

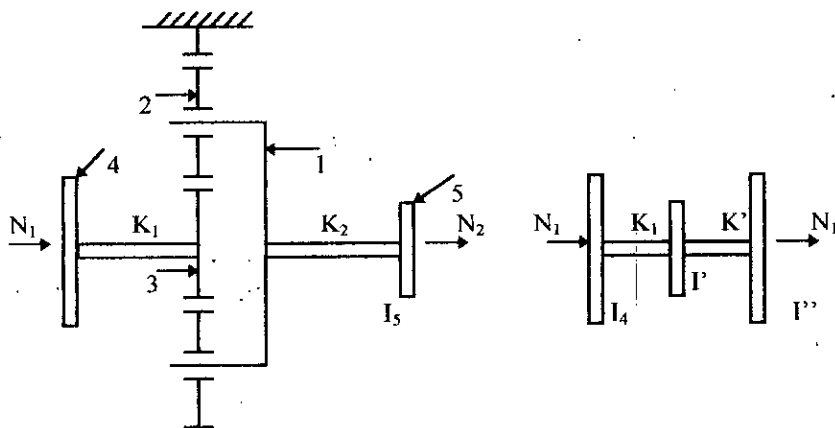
$$I' = I_1 \cdot \lambda_1^2 + n I_2 \lambda_2^2 + n \cdot m_2 (R_3 + R_2)^2 \cdot \lambda_1^2 + I_3$$

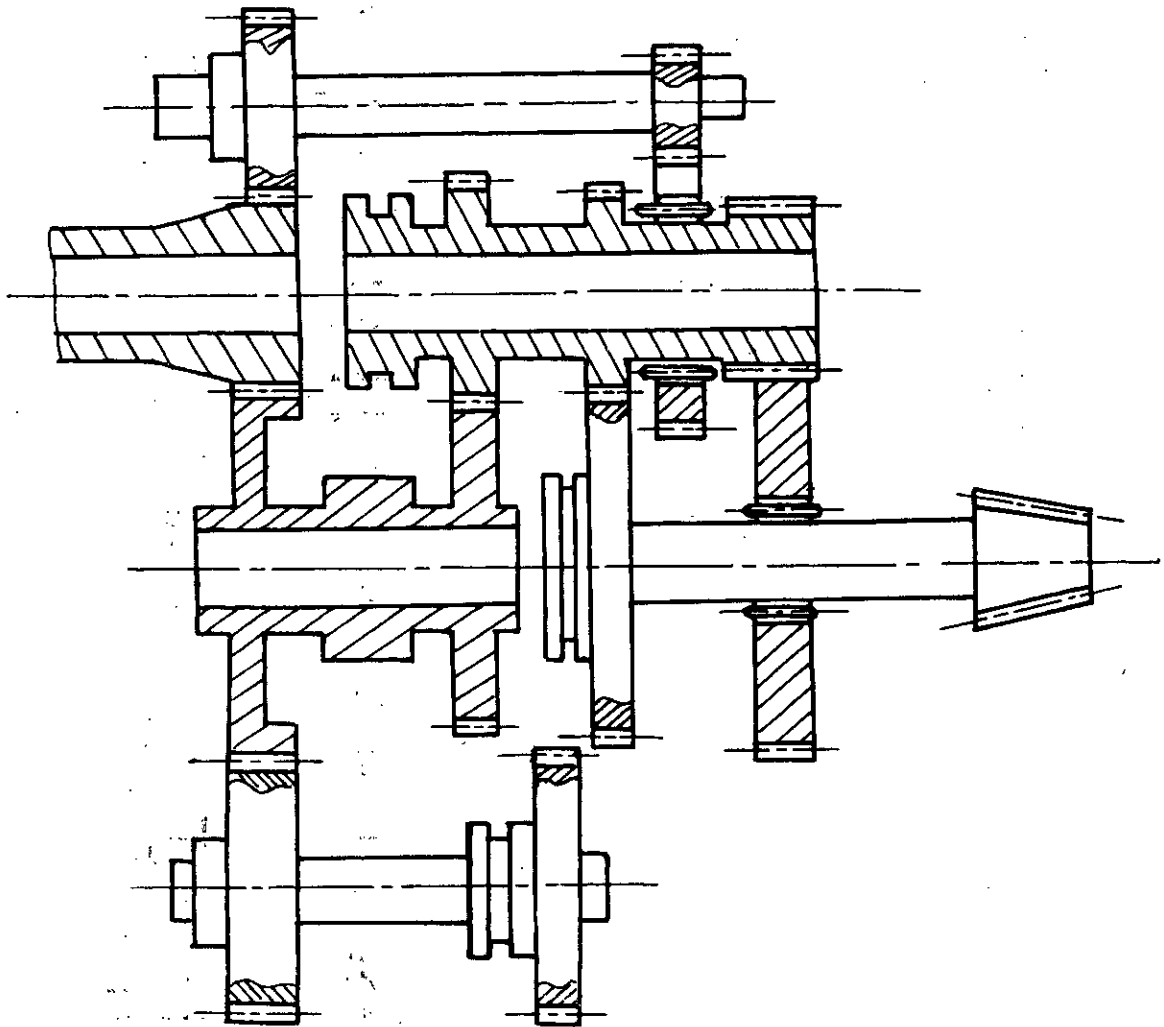
$$I'' = I_5 \cdot \lambda_1^2$$

$$K' = K_2 \cdot \lambda_1^2$$

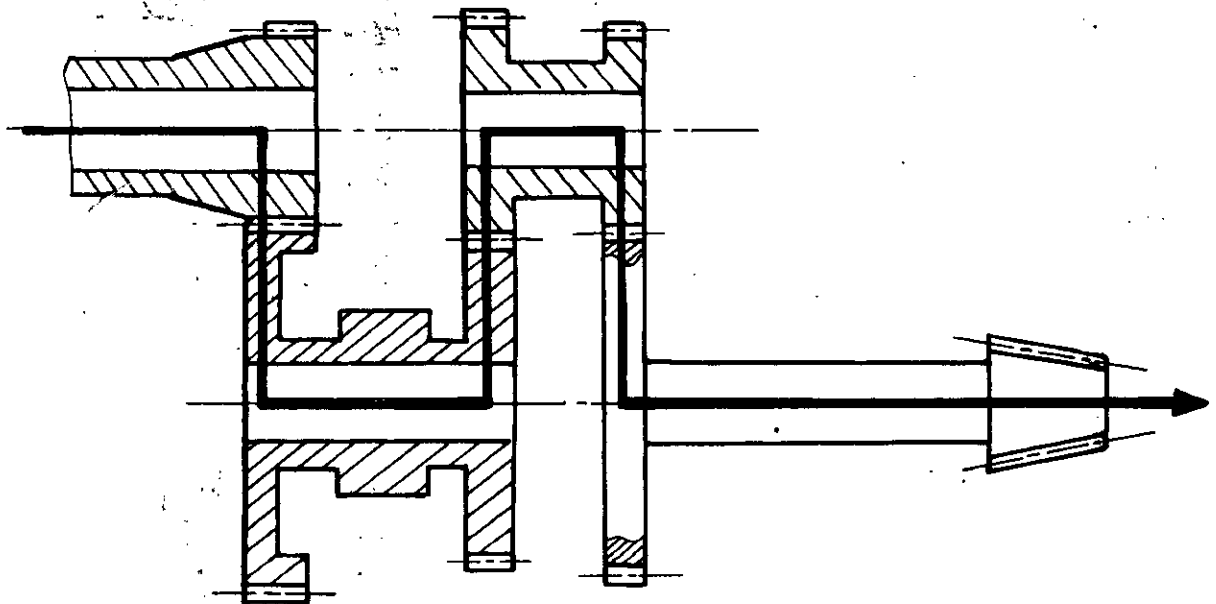
$$\lambda_1 = \frac{R_3}{2(R_3 + R_2)}$$

$$\lambda_2 = -\frac{R_3}{R_2} \frac{R_3 + 2R_2}{2(R_3 + R_2)}$$





Ensemble des pièces inertielles du rapport de vitesse II L

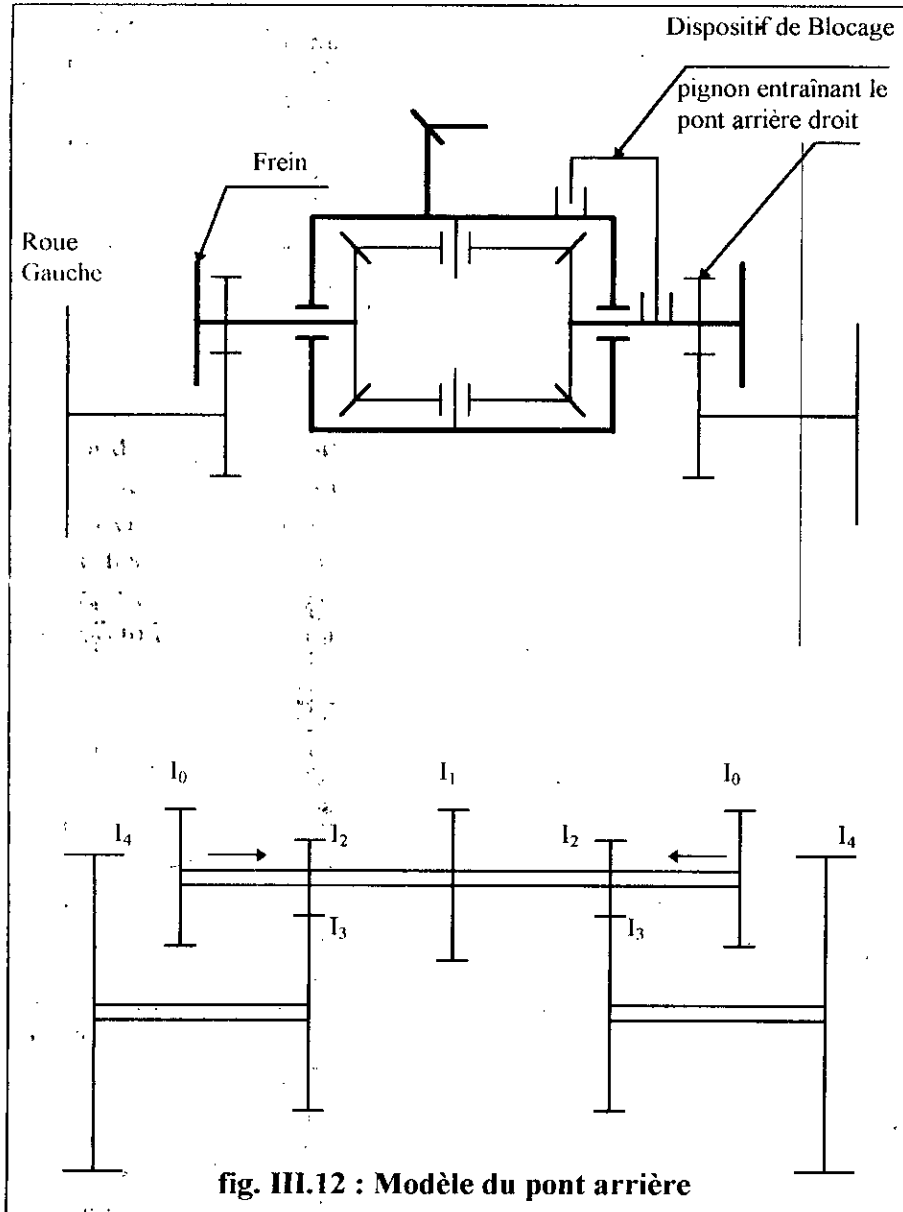


Ensemble des pièces subissant la torsion pour le rapport de vitesse II L

II.3.1.2) Pont arrière

Pour la modélisation du pont, on considère que le différentiel est bloqué, mieux que tout commentaire. Le schéma cinématique de la figure ci-dessous illustre ce système de blocage.

En manoeuvrant le levier de blocage, le demi arbre doit se trouver bloqué en rotation qui à son tour bloque les satellites et les planétaires du différentiel et le demi arbre gauche. Dans le cas où le différentiel est bloqué, on peut alors assimiler cet ensemble à un seul disque d'inertie pour l'étude des vibrations de torsion placé au noeud de ramification.



N°	Désignation
1	Pignon d'attaque
2	Couronne
3	Boîtier du différentiel
4	Arbre porte-différentiel
5	Freins
6	Paire d'engrenage cylindrique ($Z_1=14$, $Z_2=66$)
7	Arbre de sortie porte-roue arrière
8	Axe porte-satélite
9	Satellite $Z_3=9$
10	Planétaire $Z_4=16$

Tab. III.2 : Description du pont arrière

N°	Désignation
1	Bride
2	Arbre porte pignon d'attaque
3	Couronne
4	Différentiel
5	Arbre de sortie du pont avant
6	Joint homocinétique
7	Châssis du réducteur épicycloïdal
8	Satellite
9	Arbre porte satellite
10	Jante
11	Flasque
12	Arbre porte roue avant
13	Planétaire
14	Arbre d'entrée au réducteur épicycloïdal

Tab. III.2.b : Description du pont avant

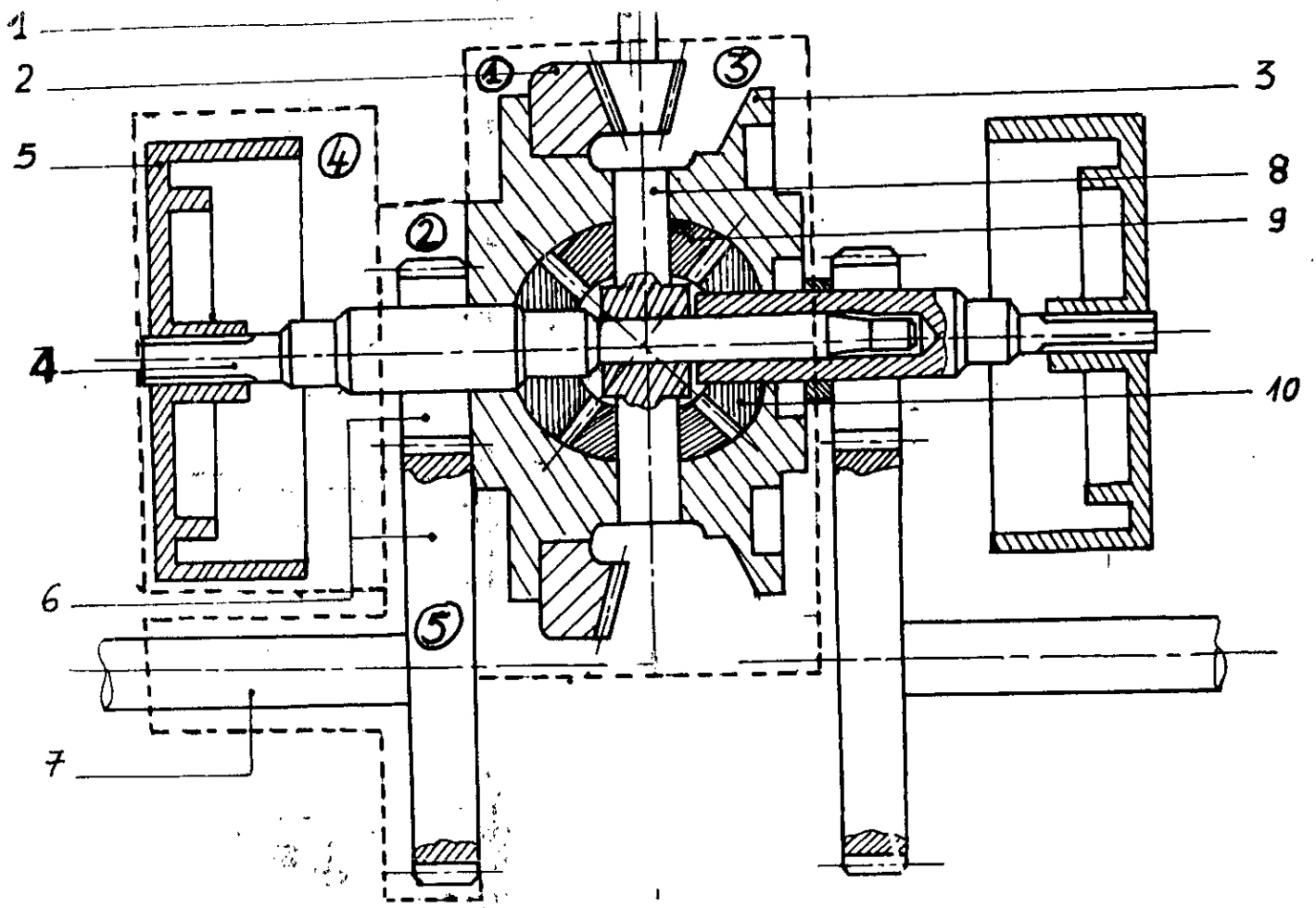
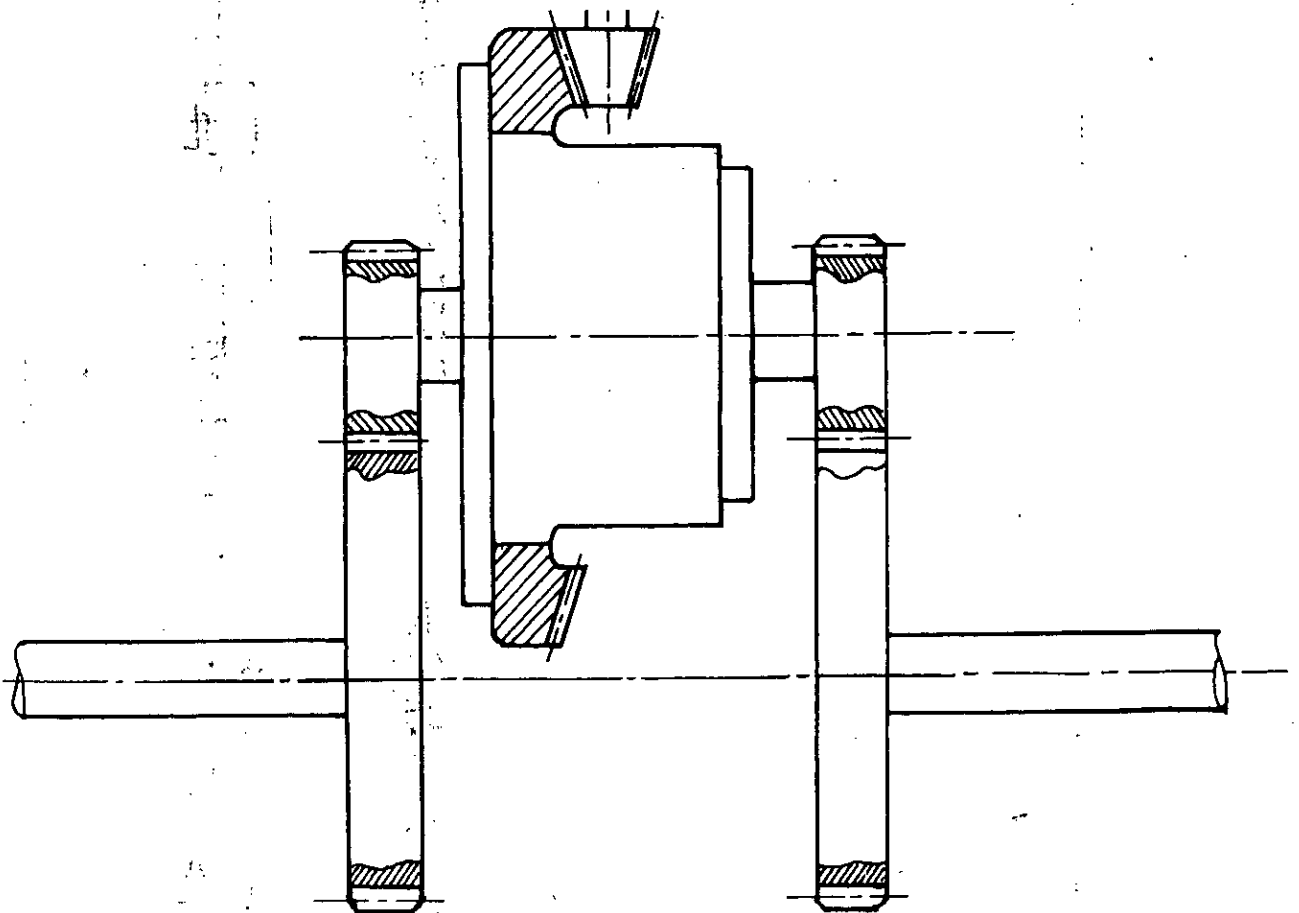


Fig. III.13 Ensemble des pièces inertielles du pont arrière



Ensemble des pièces subissant la torsion dans le pont arrière

II.3.1.3) Pont avant

La figure (III.15) représente une vue en coupe qui montre les parties inertielles du pont avant ainsi que les parties qui subissent la torsion. Le pont avant est muni d'une paire de réducteurs épicycloïdaux. Ces derniers font cependant l'objet d'une modélisation plus délicate qu'on rappelle d'une façon brève fig (III.16), car elle est développée dans l'étude 1995 [AUG88] et rappelée en annexe « 3 » avec détail.

- Modélisation du réducteur épicycloïdal

Considérons le réducteur épicycloïdal de la figure (III.16), il se compose:

- D'un pignon central « 3 » de rayon R_3 et de moment d'inertie I_3 par rapport à son axe;
- D'un porte-satélite « 1 » de moment d'inertie I_1 par rapport à son axe;
- De n satellites « 2 » de masse m_2 , de rayon R_2 et de moment d'inertie I_2 par rapport à leur axe.
- Et d'une couronne intérieure fixe 0 de rayon R_0

Les disques 4 et 5, de moments d'inertie I_4 et I_5 par rapport à CZ_0 , sont placés à l'extrémité des arbres d'entrée et de sortie du réducteur. Les arbres ont des rigidités torsionnelles égales à K_1 et K_2 .

$$I' = I_1 \cdot \lambda_1^2 + n I_2 \lambda_2^2 + n \cdot m_2 (R_3 + R_2)^2 \cdot \lambda_1^2 + I_3$$

$$I' = I_5 \cdot \lambda_4^2$$

$$K' = K_2 \cdot \lambda_4^2$$

$$\lambda_1 = \frac{R_3}{2(R_3 + R_2)}$$

$$\lambda_2 = - \frac{R_3}{R_2} \frac{R_3 + 2R_2}{2(R_3 + R_2)}$$

(III.9)

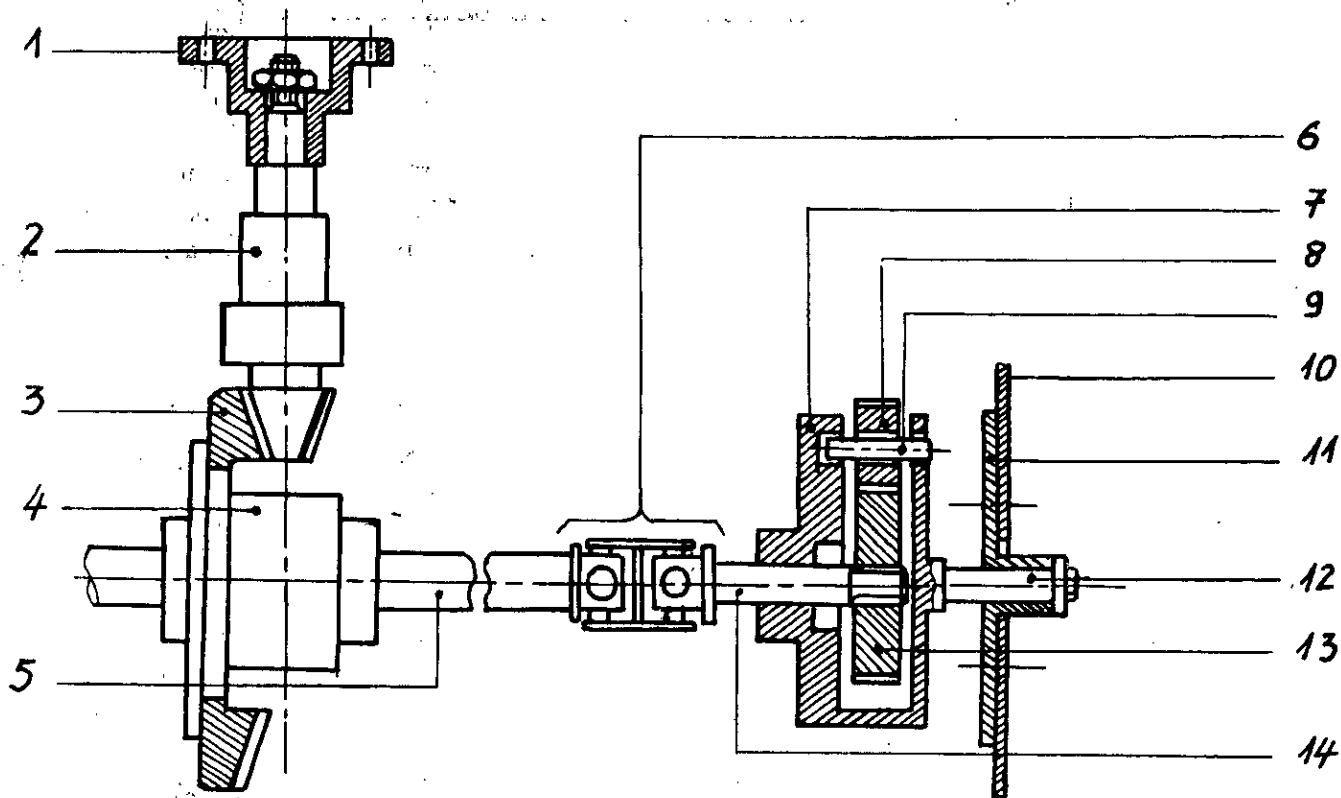


fig. III.15 : Parties inertielles participants dans le pont avant

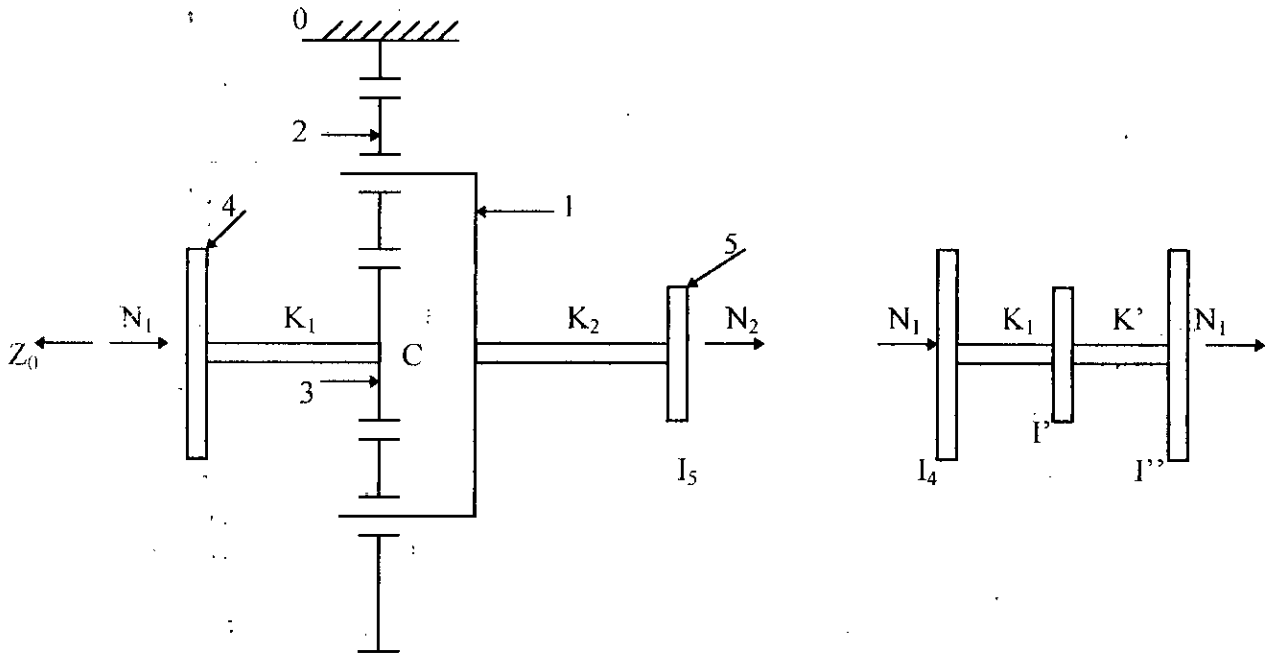
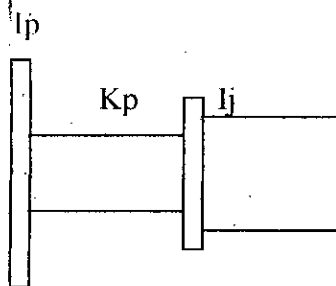


fig. III.16 : Modélisation d'un réducteur épicycloïdal

II.3.1.4) Pneumatiques

Nous avons adopté les pneus Michelin dont l'inertie et la rigidité sont données par la référence suivante [AUG88]. Les pneumatiques sont modélisés selon [BOU82] la figure ci-dessous.



I_p : Inertie du pneu

I_j : Inertie de la jante

K_p : Raideur torsionnelle du pneu

	Pneu avant	Pneu arrière
I_j	4,7 Kg.m ²	8,4 Kg.m ²
I_p	18,9 Kg.m ²	34 Kg.m ²
K_p	2,2.10 ⁵ Nm/rd	3,9.10 ⁵ Nm/rd

II.3.1.5) Modèles finals

Les figures (III.17) et (III.18) représentent respectivement les modèles finals de la chaîne cinématique du tracteur C6006 à 4 roues motrices (4RM), version 2^{ème} route (IIS) et 2^{ème} champ (IIL). Il suffit de supprimer la partie du pont avant pour trouver les schémas des modèles représentant le tracteur C6006 à 2 roues motrices (2RM). Ces modèles serviront pour la détermination des modes propres ainsi que leurs déformées modales.

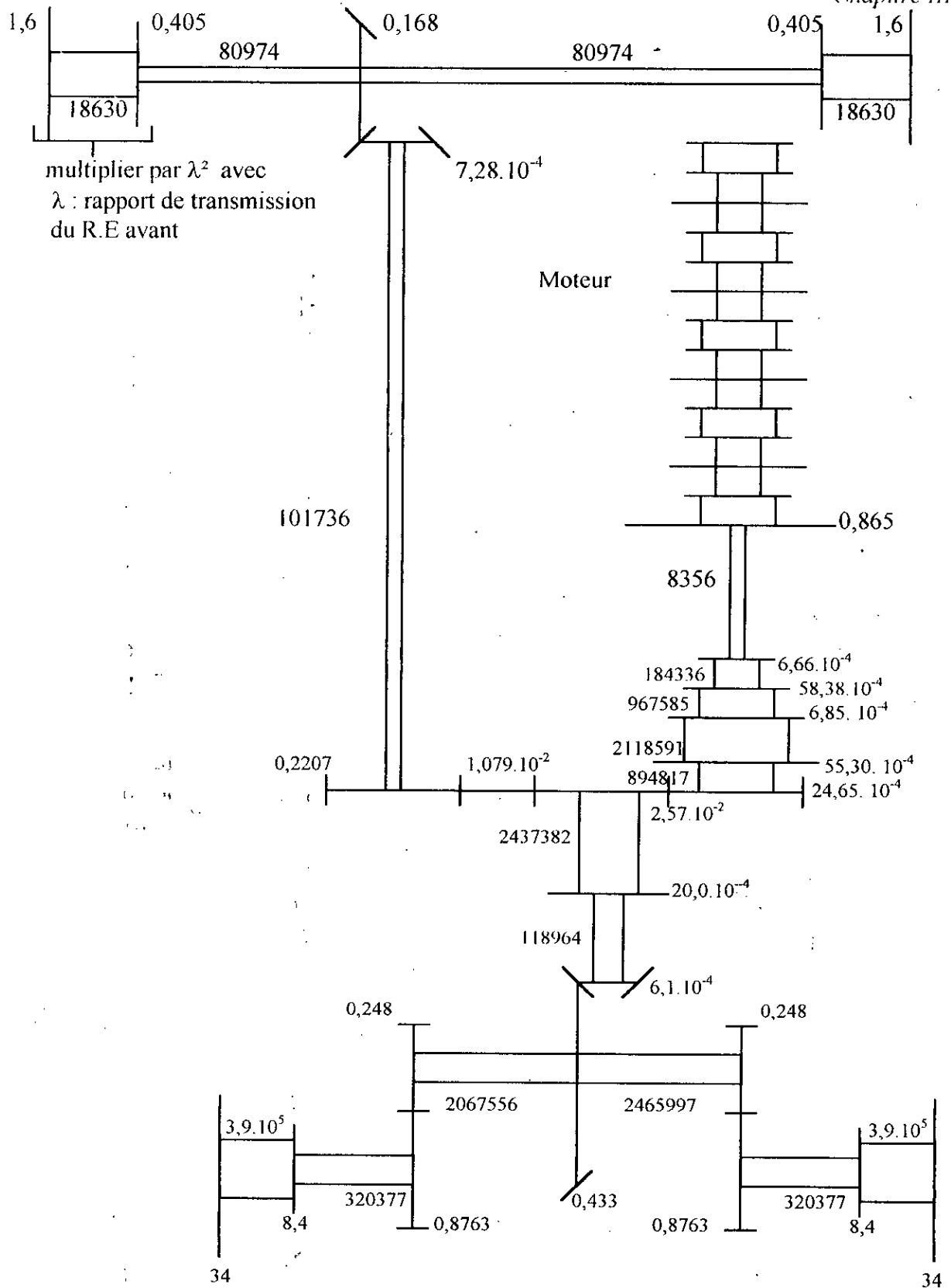


Fig. III.17 : Modèle de la chaîne cinématique 2ème Rapide (II S) du tracteur C6006

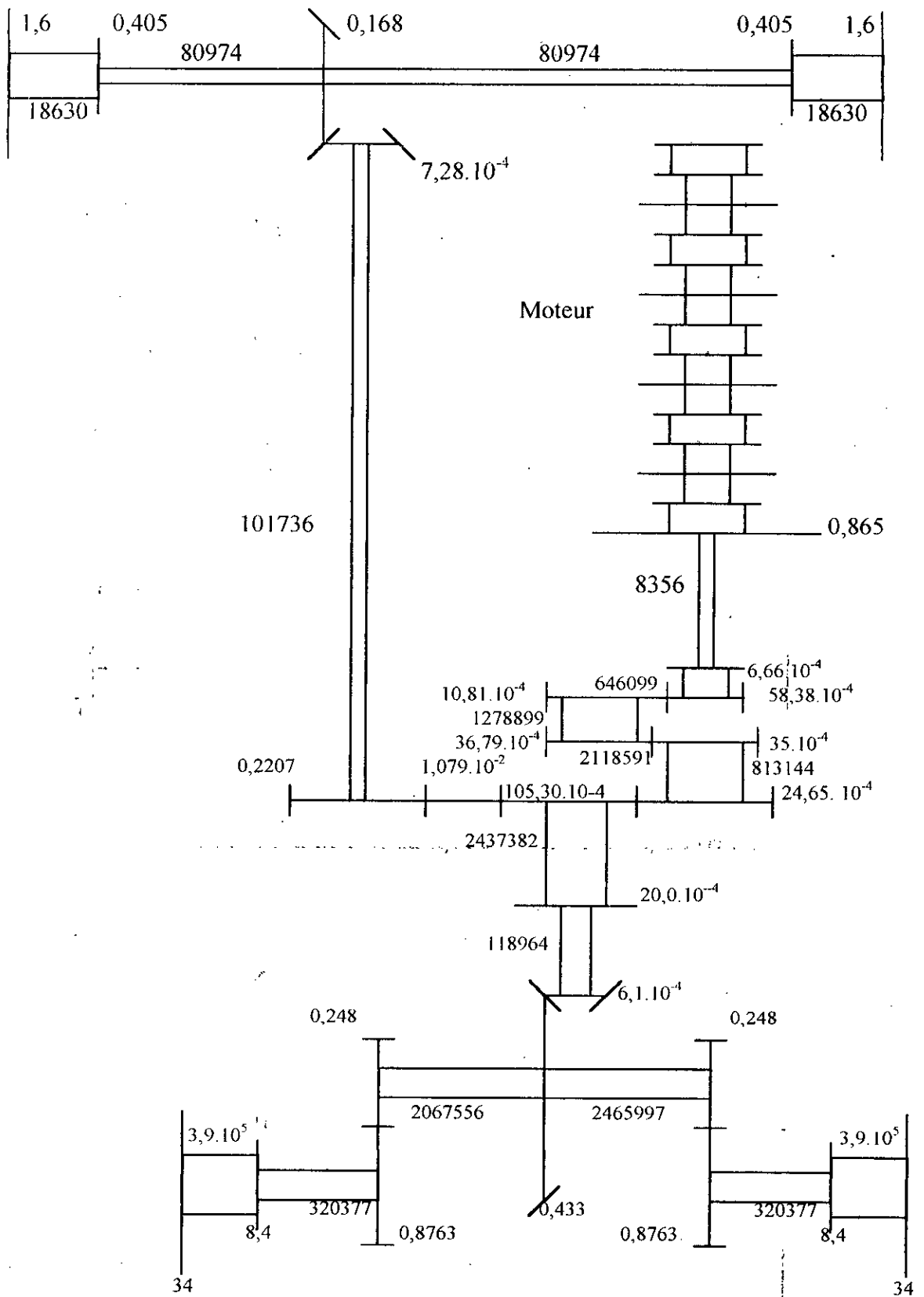


Fig. III.18 : Modèle de la chaîne cinématique 2^{ème} Lente (II L) du tracteur C6006

II.3.2) Transmission du mini- tracteur

II.3.2.1) Boite de vitesses et ponts

Contrairement au tracteur C6006, le mini tracteur se différencie par l'emplacement d'un réducteur épicycloïdal entre la boite de vitesses et le pont arrière. Ce réducteur épicycloïdal est à un étage pour le mini- tracteur à 4R.M voir figure (III.19); alors qu'il est à 2 étages pour le mini-tracteur à 2R.M voir figure (III.20). La modélisation se fait de la même façon que pour le tracteur C6006.

La modélisation des ponts arrière et avant est tout à fait similaire à celle conçue pour le tracteur C6006; pour plus de détails voir Annexe « 3 ».

Les modèles finals modélisant la chaîne cinématique sous ces différentes versions IIS, IIL pour le 4 R.M et IIS, IIL, IIK pour le 2 R.M sont présentés respectivement par les figures (III.21), (III.22), (III.23), (III.24) et (III.25). Sur ces cinq figures on remarque la grande différence entre les valeurs numériques des disques des différentes versions et cela est dû essentiellement au réducteur épicycloïdal central placé à la sortie de la boite de vitesses car tous les disques placés après le réducteur épicycloïdal seront multipliés par son rapport élevé au carré ou à la puissance quatre, cela dépend de ce que le réducteur épicycloïdal est à un étage ou deux étages.

En annexe « 3 », on trouve tous les détails concernant la modélisation du mini- tracteur.

Remarque : *IIK* : représente la 2^{ème} vitesse rampante du mini - tracteur

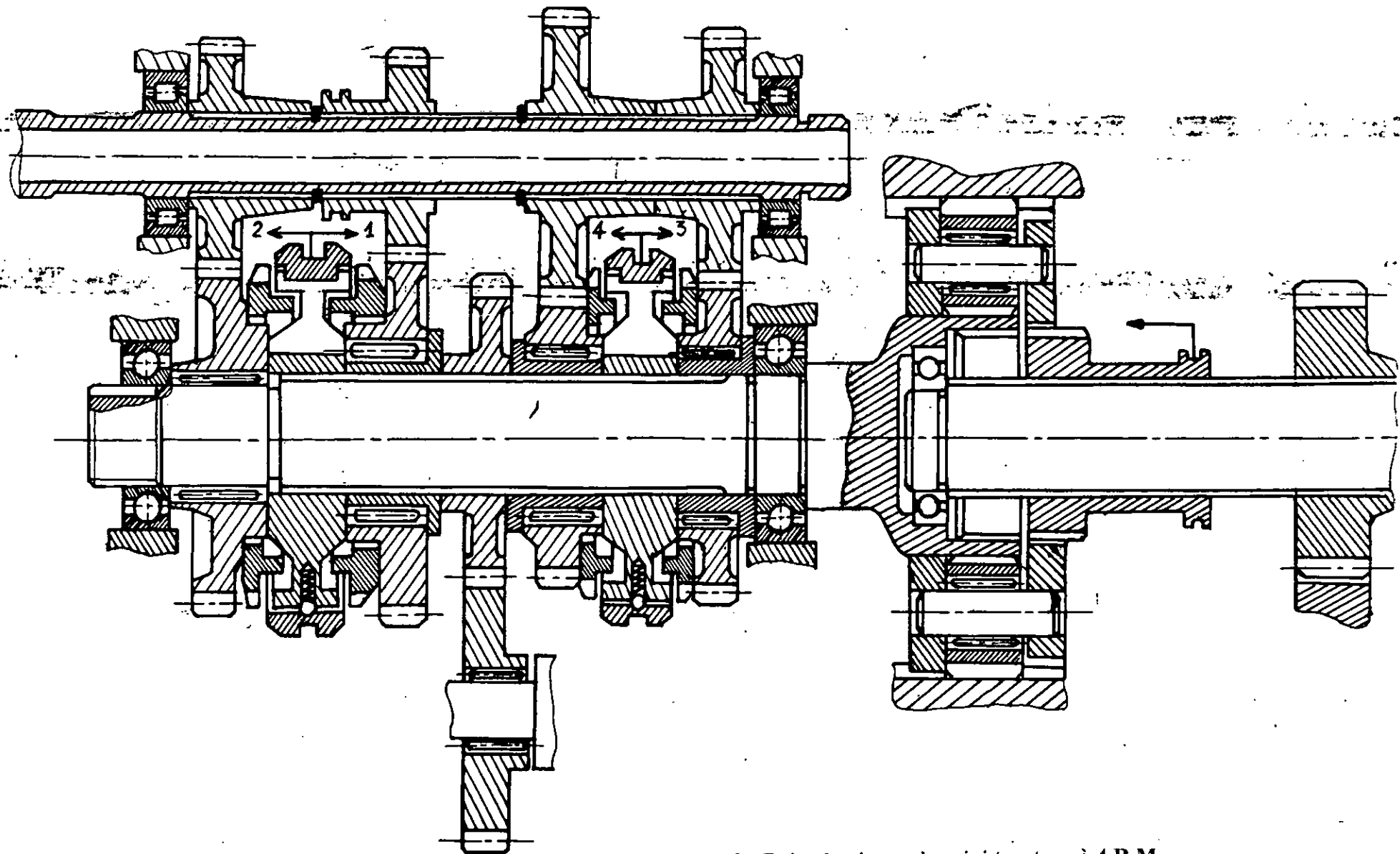


Fig. III.19 : Boite de vitesse du mini tracteur à 4 R.M

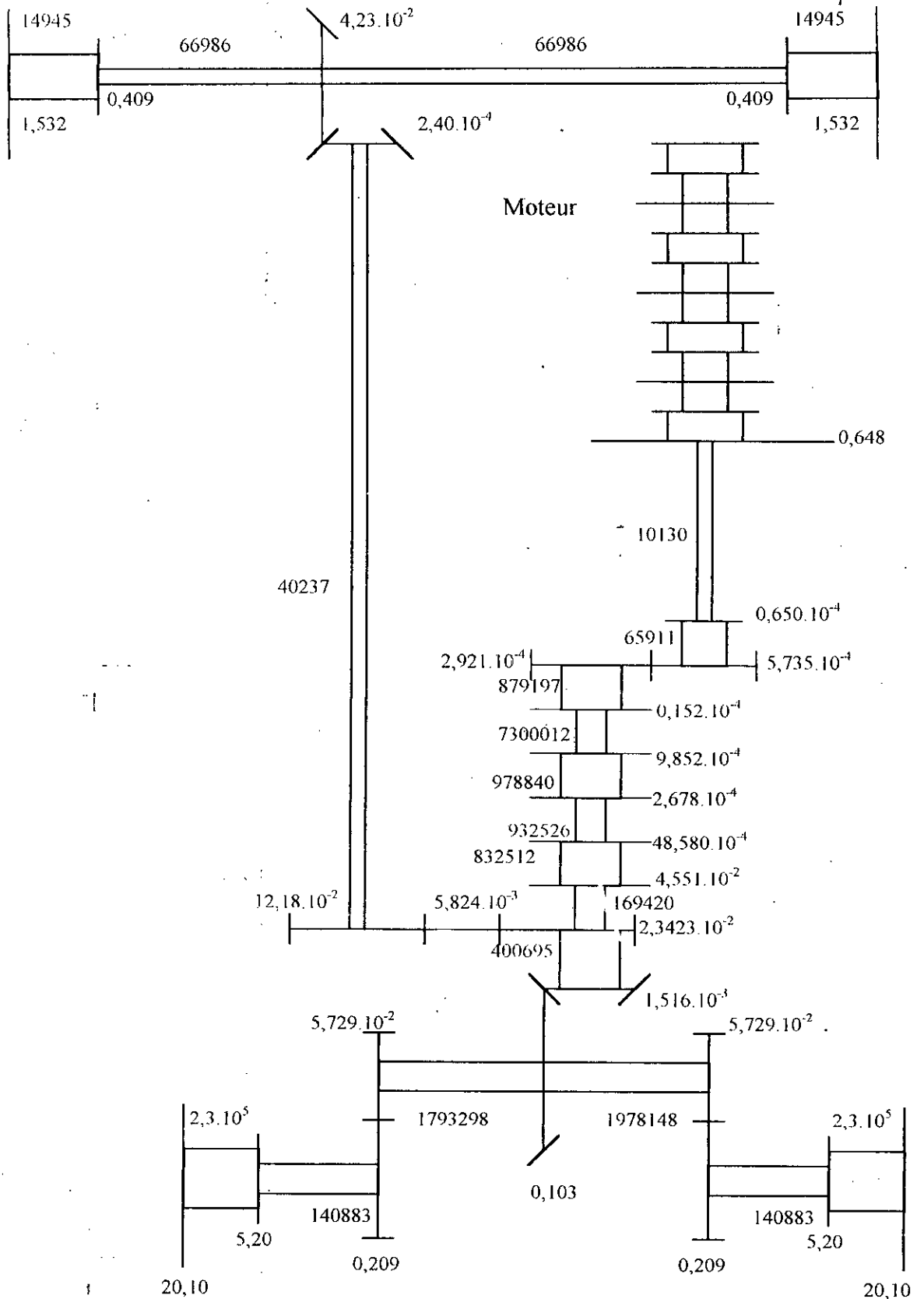


Fig. III.21 : Modèle de la chaîne cinématique 2ème Rapide (II S) du Mini-tracteur 4.R.M

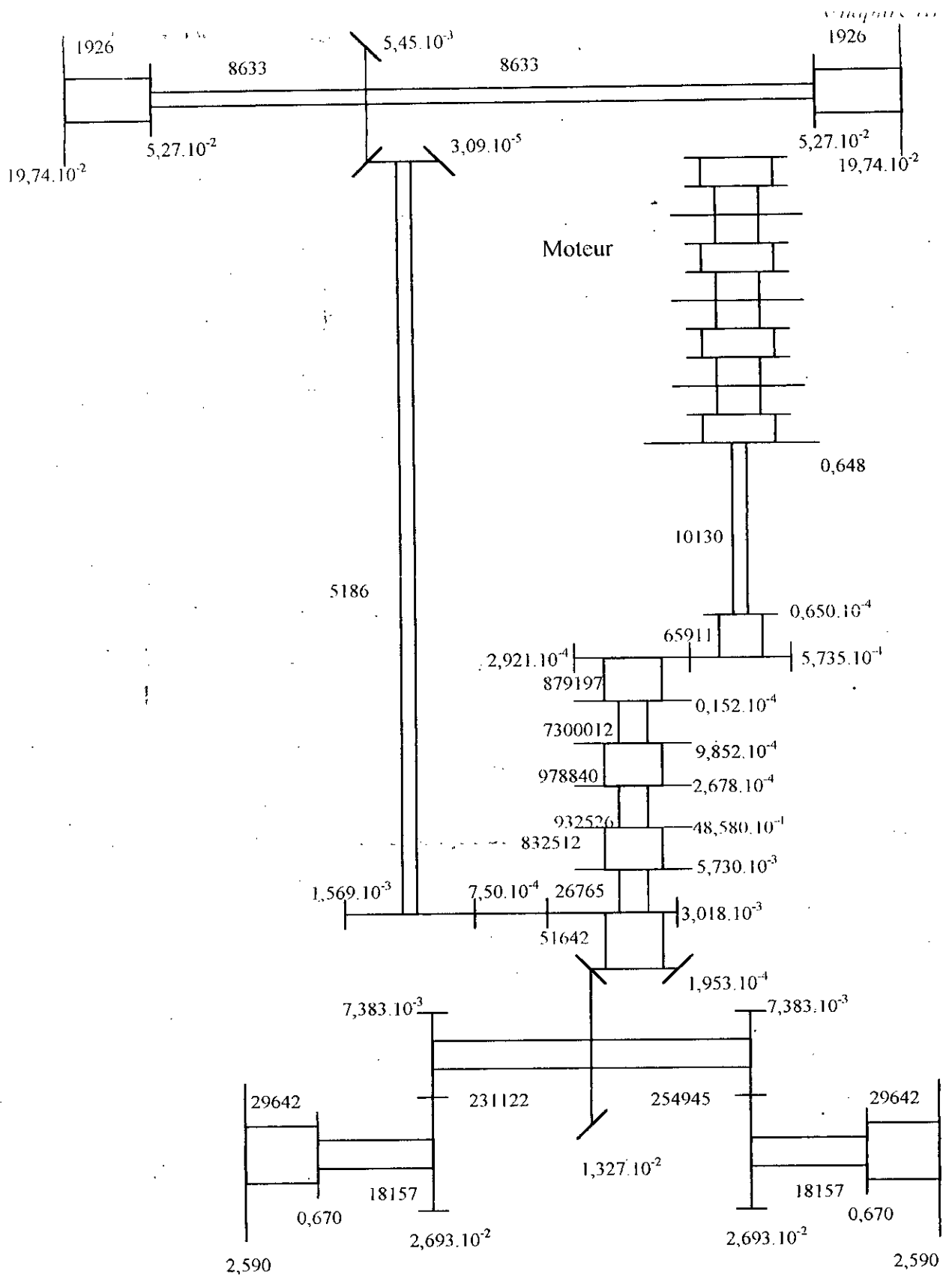


Fig. III.22 : Modèle de la chaîne cinématique 2ème Lente (II L.) du Mini-tracteur 4.R.M

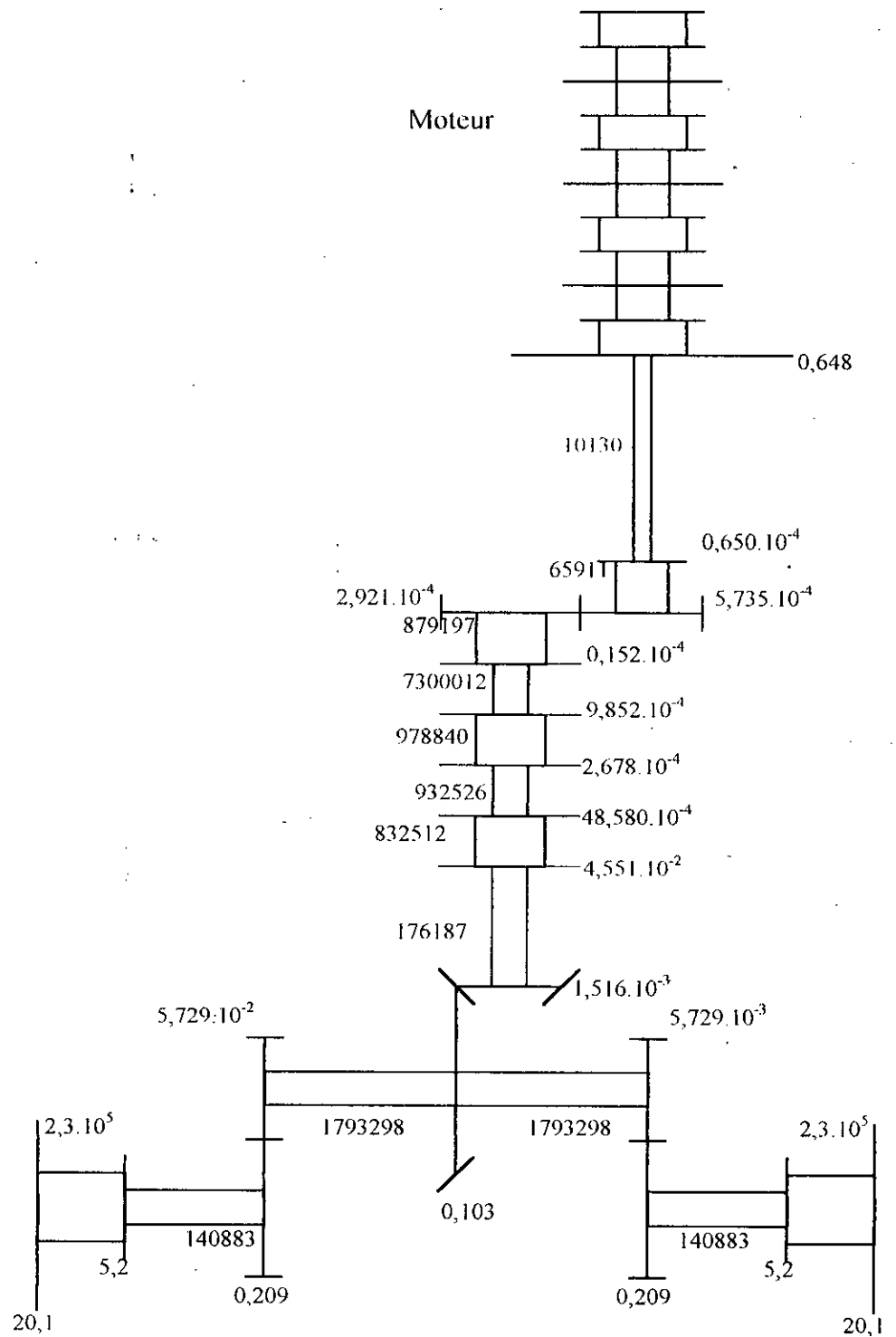


Fig. III.23 : Modèle de la chaîne cinématique 2ème Rapide (II S) du Mini-tracteur 2.R.M

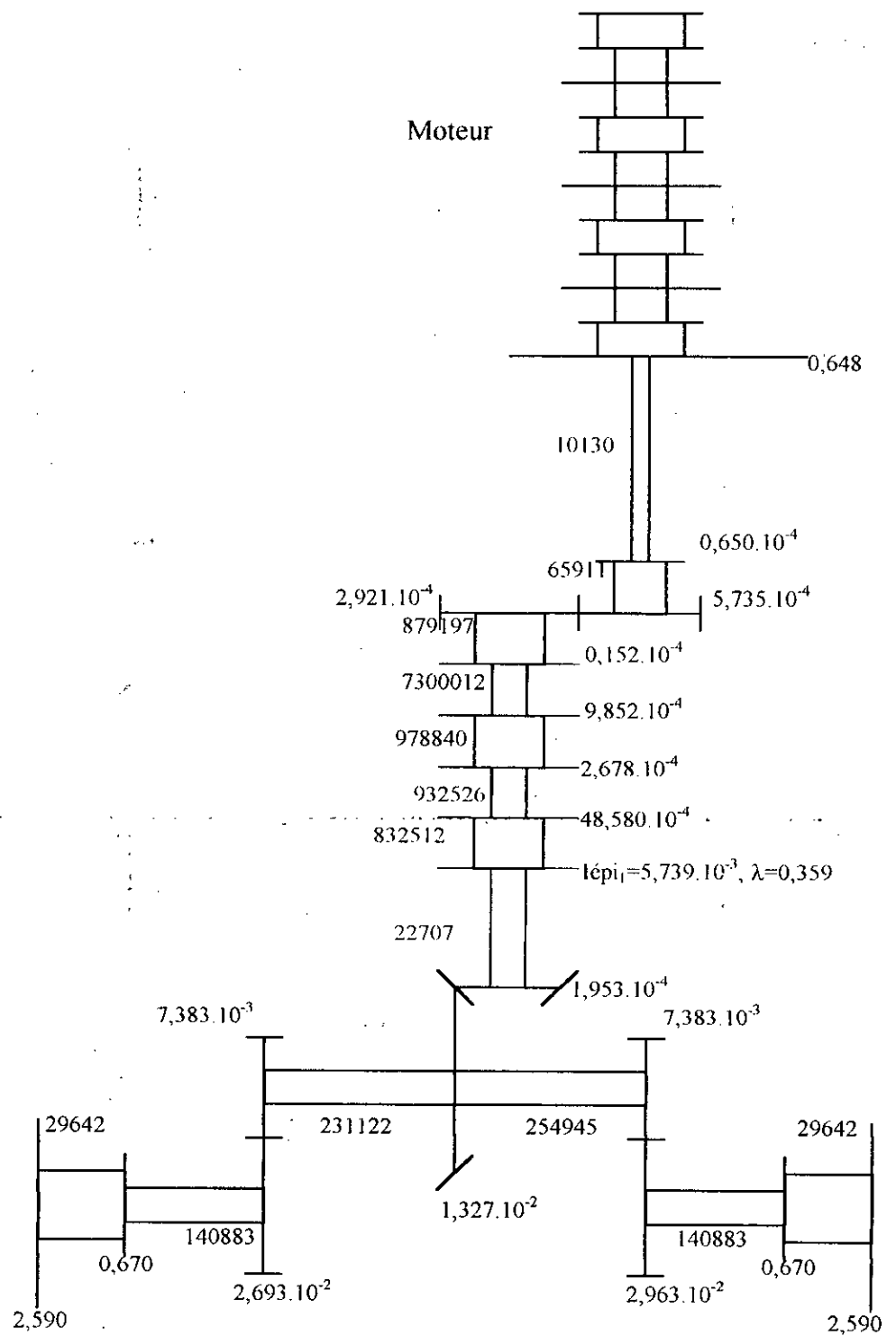


Fig. III.24 : Modèle de la chaîne cinématique 2ème Lente (II L) du Mini-tracteur 2.R.M

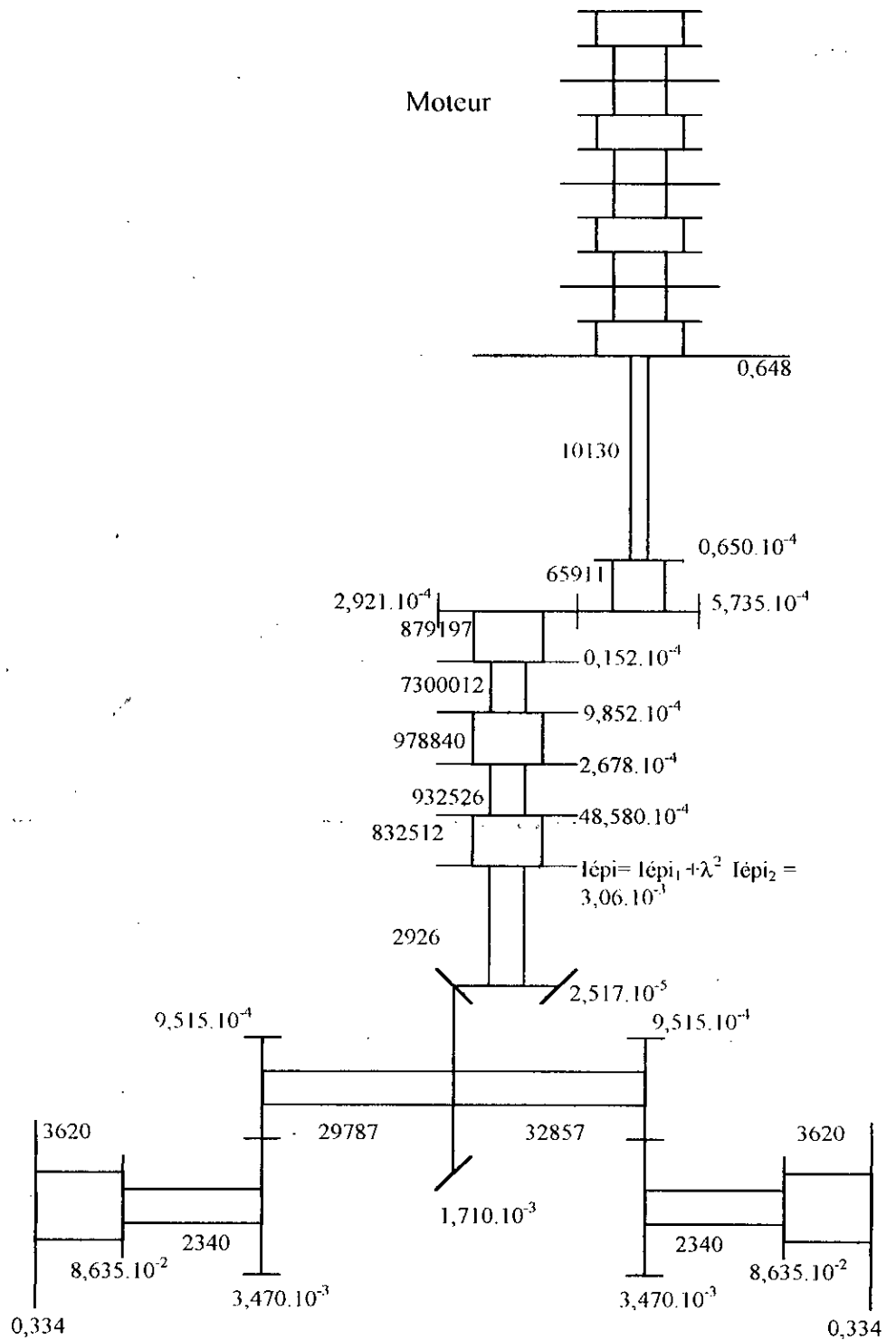


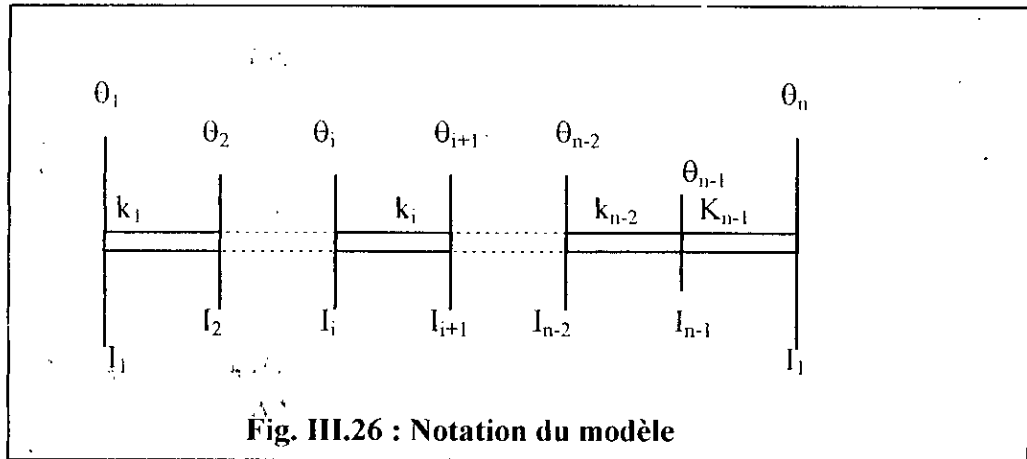
Fig. III.25 : Modèle de la chaîne cinématique 2ème Lente (II K) du Mini-tracteur 2.R.M

III) RECHERCHE DES MODES PROPRES ET DES VITESSES DANGEREUSES

III.1) Moteur

Il est intéressant de s'intéresser dans un premier temps au moteur seul, car un tracteur passe un grand temps de son utilisation avec le moteur en marche mais débrayé de la chaîne cinématique. On peut aussi justifier à l'aide de cette étude la nécessité de l'emplacement d'un damper à l'avant du moteur.

Le moteur est représenté par une ligne d'arbre non ramifiée comme le montre la figure (III.26), [GIR90], [LAL80].



- où: θ_i (rad) rotation du disque i par rapport au référentiel.
- I_i (N.m.S²) moment d'inertie du disque i par rapport à son axe.
- k_i (N.m/rd) rigidité torsionnelle du ressort séparant les disques.

La mise en équation est faite à partir de la figure (III.26)

- La force vive du système:

$$2T = \sum_{i=1}^{i=n} I_i \theta_i^2 \tag{III.10}$$

- Fonction de force:

$$U = -\frac{k_1}{2} (\theta_1 - \theta_2)^2 - \sum_{i=2}^{i=n-2} \frac{k_i}{2} (\theta_i - \theta_{i+1})^2 - \frac{k_{n-1}}{2} (\theta_{n-1} - \theta_n)^2 \tag{III.11}$$

- Equation de Lagrange:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}_i} - \frac{\partial T}{\partial \theta_i} = \frac{\partial U}{\partial \theta_i} \tag{III.12}$$

Les équations de Lagrange sont applicables car il n'existe pas de relations entre les paramètres; on peut donc déduire le système différentiel du second ordre, à coefficients constants, sans second membre:

$$\left. \begin{aligned}
 I_1 \ddot{\theta}_1 + k_1 \theta_1 - k_1 \theta_2 &= 0 \\
 \dots\dots\dots \\
 I_i \ddot{\theta}_i - k_{i-1} \theta_i + (k_{i-1} + k_i) \theta_i - k_i \theta_{i+1} &= 0 \quad \forall i \in [2, n-1] \\
 \dots\dots\dots \\
 I_n \ddot{\theta}_n - k_{n-1} \theta_n + k_{n-1} \theta_n &= 0
 \end{aligned} \right\} \quad \text{(III.13)}$$

Le système différentiel (III.13) peut se mettre sous la forme matricielle suivante:

$$[I](\ddot{\theta}) + [k](\theta) = (0) \quad \text{(III.14)}$$

- où:
- (θ) est la matrice colonne des d.d.l du système.
 - [I] est la matrice carré des moments d'inertie.
 - [k] est la matrice carré des raideurs torsionnelles.

Les n pulsations propres ω_i sont alors les valeurs propres de la matrice $[I]^{-1} \cdot [k]$, la solution étant, au mode i, de la forme:

$$(\theta) = (X_i) \sin(\omega_i t + \phi)$$

où les vecteurs (Xi) sont les vecteurs propres de $[I]^{-1} \cdot [k]$, ils représentent les amplitudes relatives de vibration des disques pour le mode i, et définissent la « déformée modale » de la ligne d'arbre, ou l'on repérera en particulier les noeuds de vibration, sièges de déformations en torsions importantes. On retiendra qu'à chaque mode propre i, tous les disques vibrent à la même pulsation ω_i .

Le modèle est bien sûr d'autant plus précis que le nombre n de degrés de liberté est élevé.

Remarque:

L'introduction dans le modèle de coefficients d'amortissement ne modifierait que légèrement les fréquences propres [GIR90], [AUG88].

La recherche des pulsations propres nécessite l'élaboration d'un programme basé essentiellement sur la méthode de Rutishauser car elle présente l'avantage d'être précise et rapidement convergente.

- Les pulsations propres obtenues sont données par le tableau (III.3):

N°	Pulsations (rd/s) et (tr/mn)			
	Moteur du tracteur C6006 (rd/s) (tr/mn)		Moteur du mini-tracteur (rd/s) (tr/mn)	
1	216,14	2070,76	30,42	290,62
2	1178,84	11262,80	1308,12	12497,86
3	3441,61	32881,62	3897,50	32737,26
4	5325,19	50877,61	5709,47	54544,58
5	7147,28	68286,11	7979,44	76236,68
6	9438,90	90180,57	9252,00	88394,90
7	10302,64	98432,86	16703,58	159582,80
8	18313,62	174970,89	18405,28	175846,62
9	20103,73	192073,85	27400,23	261785,63
10	21758,82	207886,81	27632,95	264000,08
11	26281,93	251101,24	28024,95	267754,30
12	26736,72	255446,36		
13	27476,10	262510,50		
14	28010,24	267613,75		

Tab. III.3 : Pulsations propres du moteur seul du tracteur C6006 ainsi que celles du mini- tracteur

Remarque :

Les pulsations propres sont usuellement exprimées en tr/mn sans qu'il n'y ait pour autant de lien direct avec les vitesses de rotation du moteur; cette précision ayant en particulier son importance lors de la recherche des vitesses de rotation critiques du moteur.

Les amplitudes relatives pour chaque mode, définissant les déformées modales, figurent en annexe « 3 »; elles sont représentées ici sous forme graphique, à la figure (III.27) et (III.28) respectivement pour le tracteur C6006 et le mini- tracteur.

Justifier l'installation d'un damper, repose sur la recherche des vitesses de rotation du moteur pour lesquelles le couple moteur (périodique du fait qu'il s'agit d'un moteur à explosion) est susceptible d'exciter un mode propre.

Pour un équipage mobile quelconque, le couple exercé sur la manivelle de vilebrequin peut en effet s'exprimer ainsi [GIR90], [BRU84]:

$$C_i(t) = C_{im} + \sum D_{iq} \sin(q\Omega t + \phi_{iq}) \tag{III.16}$$

- où: Ω est la vitesse de rotation du moteur.
- q est l'ordre du couple harmonique d'amplitude D_{iq}
- C_{im} est le couple moyen.

Une vitesse moteur Ω pourra donc être considérée comme dangereuse s'il existe un harmonique q et une pulsation propre ω_i tels que:

$$q\Omega \approx \omega_i \tag{III.17}$$

Lorsqu'on prend en compte tous les attelages mobiles, il convient d'examiner comment se combinent les différents couples harmoniques des différents cylindres (interviennent donc le maillage du vilebrequin et l'ordre d'allumage) avec les amplitudes relatives de vibration au mode i , pour ne retenir que les harmoniques développant les travaux W les plus importants; c'est ce que traduisent les « diagrammes des phases » [BRU84].

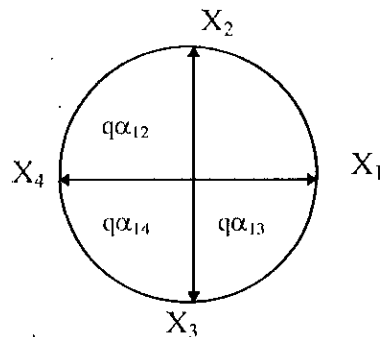
Pour un moteur à 4 temps, il faut vérifier les harmoniques d'ordre inférieur à $18/2$, les harmoniques de rang supérieur ont des amplitudes négligeables c'est à dire: $q=1/2, 1, 3/2, \dots, 9$.

- Cas du moteur du tracteur C6006

Nombre de cylindres: $N=4$

Ordre d'allumage: 1 - 3 - 4 - 2.

Harmonique : $q = 0,5$ on aura:



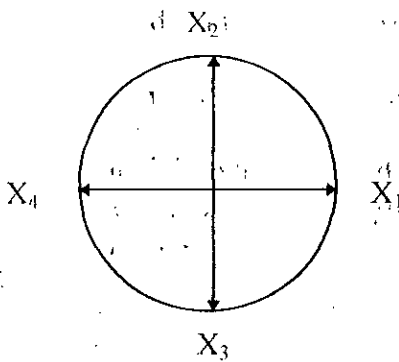
X_i : travail fournit par le cylindre

α_{1i} : angle entre le maneton 1 et le maneton i

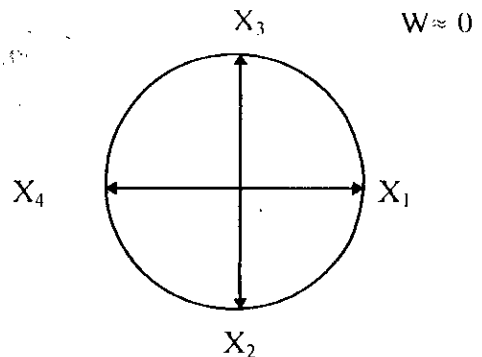
de même pour les autres on a:

$q = 1/2, 5/2, 9/2, 13/2, 17/2$

$q = 3/2, 7/2, 11/2, 15/2$



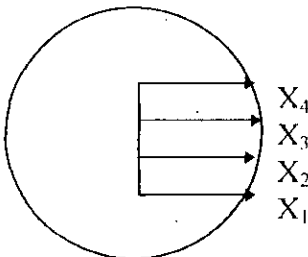
$W \approx 0$



$W \approx 0$

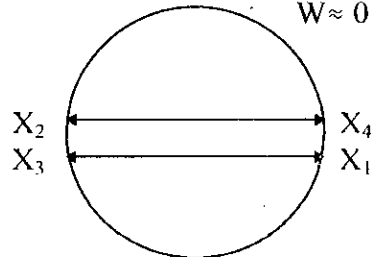
$q = 2, 4, 6, 8$

W_{max}



$q = 1, 3, 5, 7, 9$

$W \approx 0$



Donc les harmoniques dangereux sont: $q = 2, 4, 6, 8$ car ils développent un travail maximum.

Les vitesses dangereuses à considérer sont celles comprises dans la plage de fonctionnement du moteur. Il convient donc de tracer le diagramme de « Compbell » pour le mode N°1 car il est le plus susceptible d'être excité [AUG88].

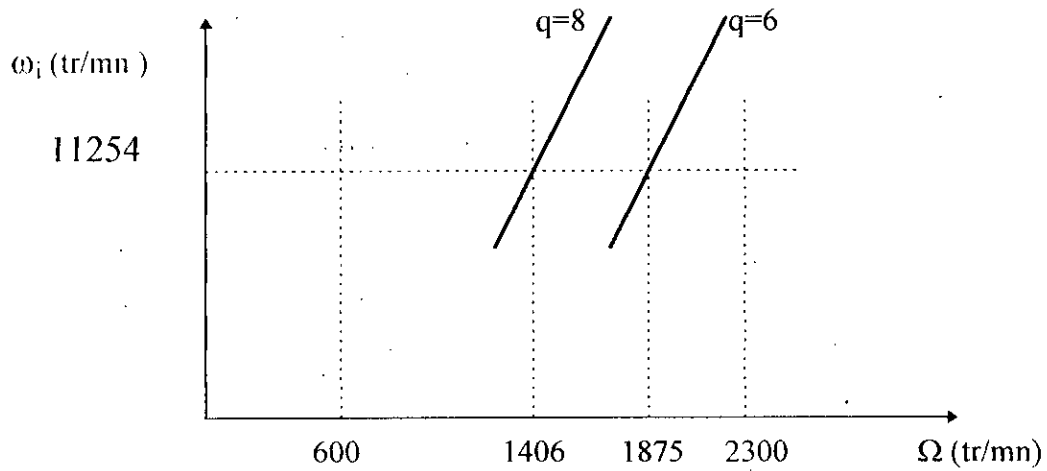


Diagramme de Campbell pour les vitesses dangereuses correspondantes au 1er mode du moteur du tracteur C6006

Ainsi apparaissent pour le premier mode les vitesses dangereuses suivantes:

- * 1406 tr/mn
- * 1875 tr/mn

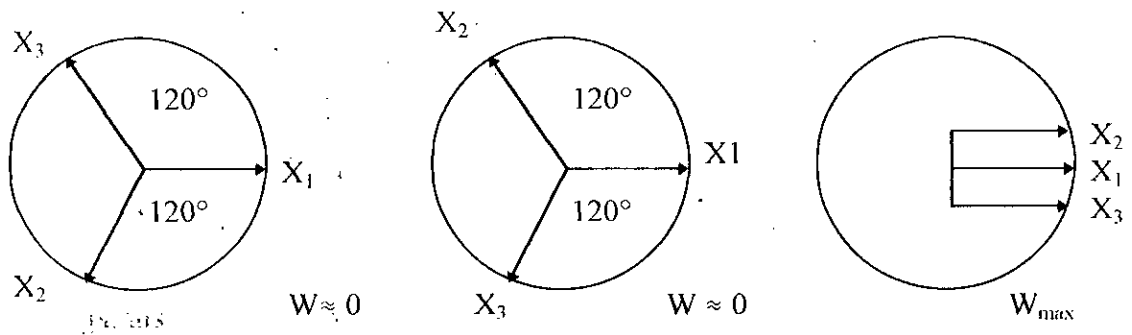
- Cas du moteur du mini-tracteur

Nombre de cylindres: $N^{\circ}=3$
 Ordre d'allumage: 1 - 3 - 2

$q=1/2, 2, 7/2, 5, 13/2, 8$

$q=1, 5/2, 4, 11/2, 7, 17/2$

$q=3/2, 3, 9/2, 6, 15/2, 9$



Donc les harmoniques dangereux sont: $q = 3/2, 3, 9/2, 6, 15/2, 9$.

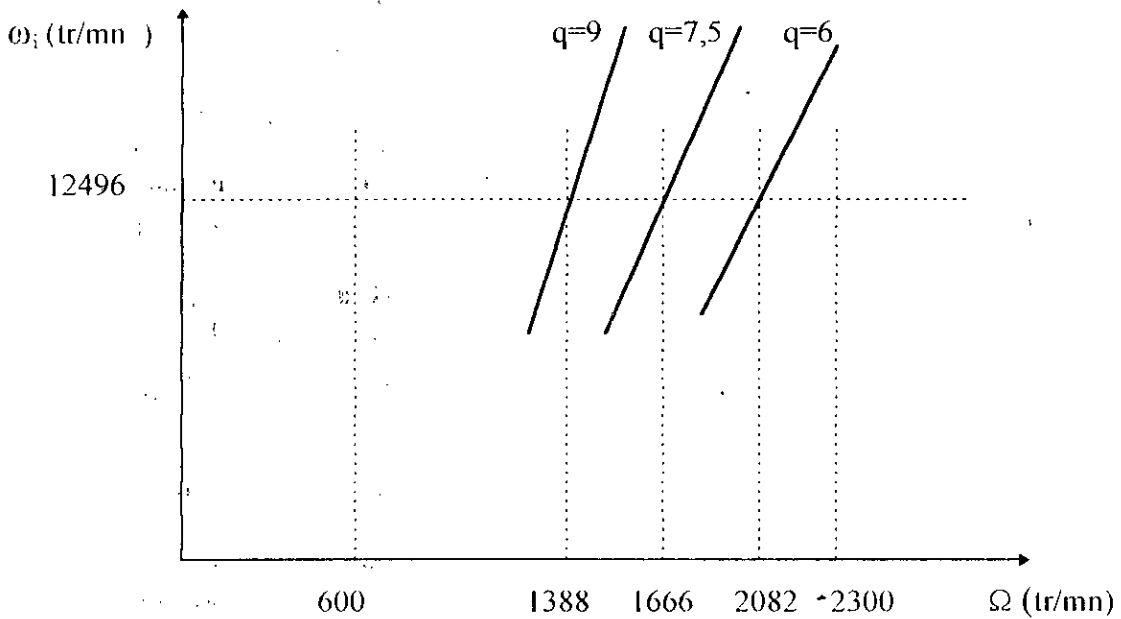


Diagramme de Compbell pour les vitesses dangereuses correspondantes au 1er mode du moteur du mini-tracteur

Ainsi apparaissent pour le premier mode les vitesses dangereuses suivantes:

- * 1388 tr/mn
- * 1666 tr/mn
- * 2082 tr/mn

Remarque :

Il n'est pas nécessaire de rechercher les autres harmoniques dangereux pour les modes supérieurs au premier (par le tracé des autres diagrammes des phases, compte tenue des noeuds dans le vilebrequin), car on aura jamais le travail maximal.

En conclusion, seul le premier mode propre ($\omega_1=11254$ tri/mn pour le tracteur C6006 et $\omega_2=12496$ tr/mn pour le mini- tracteur) est susceptible d'être dangereusement excité dans la plage de fonctionnement du moteur lors des passages par les vitesses dangereuses.

Un damper est donc requis, pour encaisser et amortir les vibrations de grandes amplitudes qui prendront naissance.

On montre [GIR90], [BOU82], que l'on obtient un amortissement optimum lorsque le damper est « accordé » au voisinage du mode propre à traiter, c'est à dire lorsque la pulsation propre du damper ($\omega_d = 2\pi\sqrt{K_d/I_d}$) est proche, ici, de ω_1 .

Un dimensionnement possible du damper à installer est donc par exemple:

	Tracteur C6006	Mini-tracteur
I_d (kg.m ²)	0,005	0,004
K_d (N.m/rd)	6940	9840

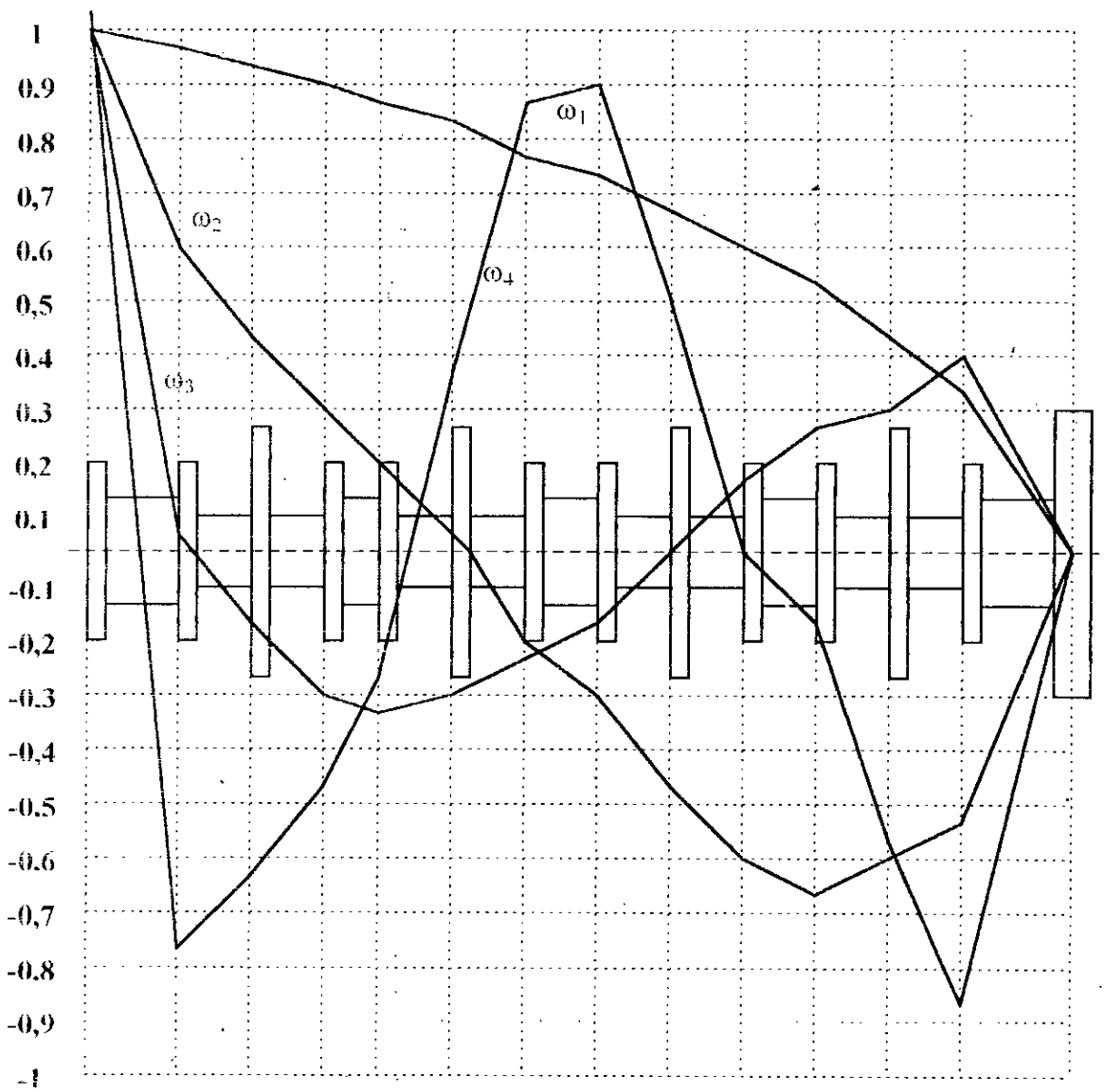


Fig. III.27 : Moteur seul du tracteur C6006 « Déformées modales »

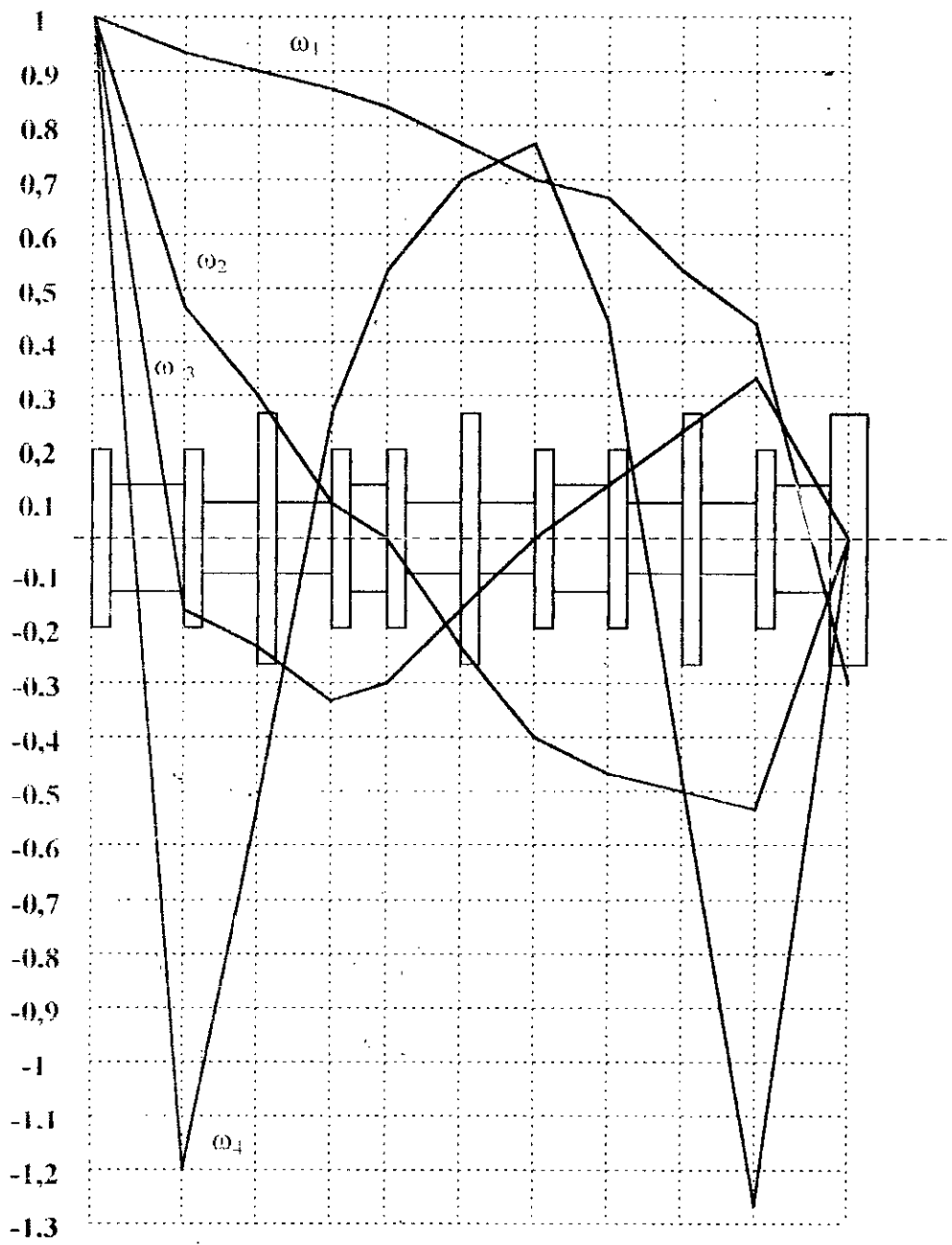


Fig. III.28 : Moteur seul du mini-tracteur « Déformées modales ».

III.2) Chaîne cinématique

La recherche des pulsations propres est presque impossible avec les méthodes classiques telle que la méthode d'Holzer. Pour cela on a choisit une méthode matricielle qui permet de calculer les pulsations propres des systèmes ramifiés avec une rapidité importante et une précision acceptable.

III.2.1) Méthode matricielle et mise en équation

Dans ce qui suit, on donne seulement l'idée générale de la méthode matricielle; pour plus de détails voir annexe « 3 », [DAO87].

Un système ramifié comporte plusieurs branches liées par des noeuds de ramifications comme le montre la figure suivante:

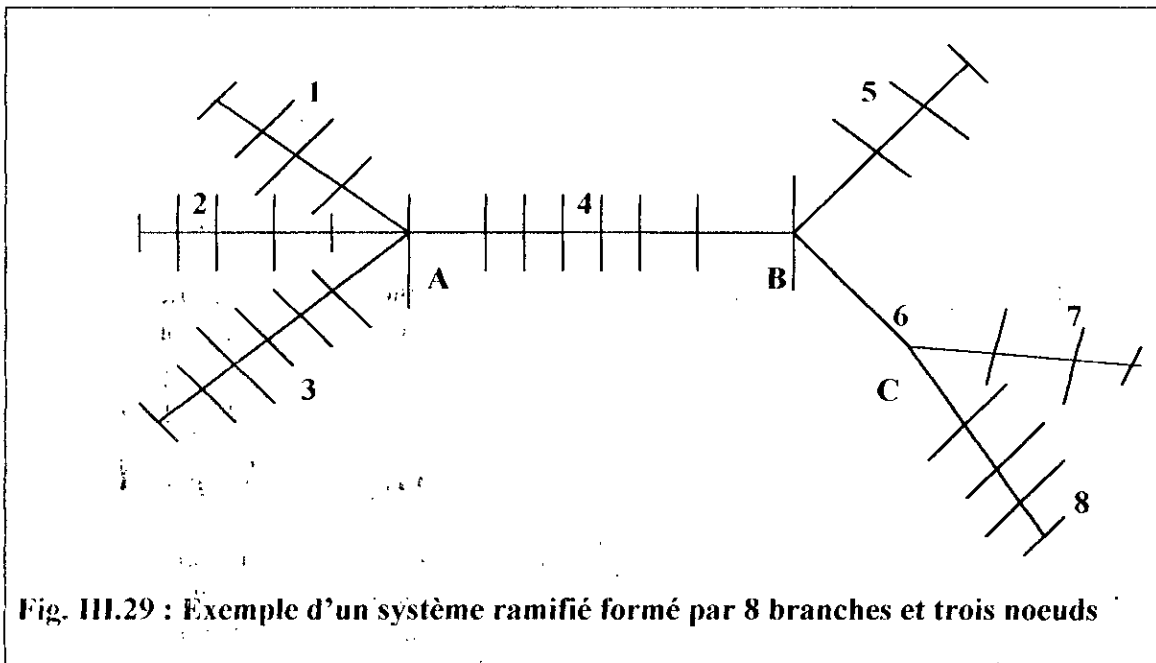


Fig. III.29 : Exemple d'un système ramifié formé par 8 branches et trois noeuds

La mise en équation du système nécessite de le diviser en trois types de branches:

a. Branche de type I

Branche située à gauche d'un noeud dont l'extrémité gauche est libre ou encastree (fig. III.30).

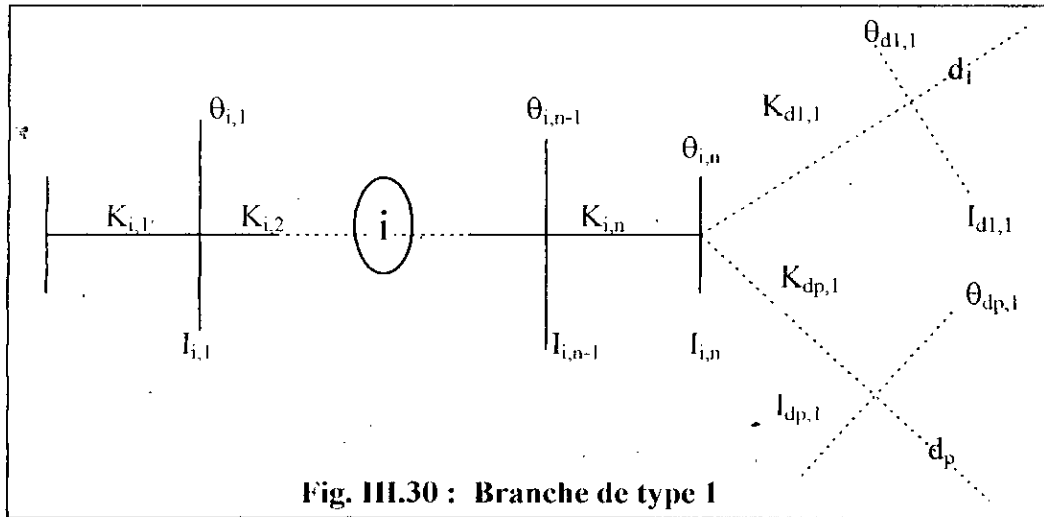


Fig. III.30 : Branche de type I

La branche \$i\$ de type I comporte \$n\$ disques. Il existe \$p\$ branches: \$d_1, \dots, d_p\$ situées à droite du nœud.

- La force vive des disques de la branche \$i\$ est:

$$2T = \sum_{j=1}^n I_{i,j} \dot{\theta}_{i,j}^2 \tag{III.18}$$

- La fonction de force s'écrit:

$$U = -\frac{k_{i,1}}{2} \theta_{i,1}^2 - \frac{1}{2} \sum_{j=2}^n K_{i,j} (\theta_{i,j-1} - \theta_{i,j})^2 - \frac{1}{2} \sum_{j=1}^p K_{d_j,1} (\theta_{i,n} - \theta_{d_j,1})^2 \tag{III.19}$$

En appliquant l'équation de Lagrange on aura:

$$\begin{cases} I_{i,1} \ddot{\theta}_{i,1} + (K_{i,1} + K_{i,2})\theta_{i,1} - K_{i,2}\theta_{i,2} = 0 \\ I_{i,j} \ddot{\theta}_{i,j} - K_{i,j}\theta_{i,j-1} + (K_{i,j} + K_{i,j+1})\theta_{i,j} - K_{i,j+1}\theta_{i,j+1} = 0 \\ \hspace{10em} \forall j \in [2, n-1] \\ I_{i,n} \ddot{\theta}_{i,n} + K_{i,n}(\theta_{i,n-1} - \theta_{i,n}) - \sum_{l=1}^p K_{d_l,1}(\theta_{i,n} - \theta_{d_l,1}) = 0 \end{cases} \tag{III.20}$$

III.2.1) Résultats de l'application de la méthode matricielle sur les différentes chaînes cinématique

La mise sous forme matricielle des systèmes d'équations différentielles et leur résolution, a nécessité l'élaboration d'un programme ayant essentiellement pour rôle la construction de la matrice masse.

Le programme utilise enfin la méthode de Jacobi [PAZ85] pour la recherche des pulsations et vecteurs propres. Les pulsations ainsi que leurs déformées modales de toutes les configurations des chaînes cinématique du tracteur C6006 et du mini-tracteur sont présentées en annexe « 3 ».

a. Tracteur C6006 version 2S, deux roues motrices

Pulsations et vitesses dangereuses				
ω_i (tr/mn)	Harmoniques dangereux			
	2	4	6	8
$\omega_1 = \omega_2 = 659$	-	-	-	-
$\omega_3 = 2828$	1414	707	-	-
$\omega_4 = 2875$	1437	718	-	-
$\omega_5 = 4528$	2264	1132	754	-
$\omega_6 = 11254$	-	-	1875	1406

- On remarque que les modes « 1 » et « 2 » ne provoquent aucune vitesse dangereuse.

b. Tracteur C6006 version 2S, quatre roues motrices

Pulsations et vitesses dangereuses				
ω_i (tr/mn)	Harmoniques dangereux			
	2	4	6	8
$\omega_1 = \omega_2 = 659$	-	-	-	-
$\omega_3 = 984$	-	-	-	-
$\omega_4 = 1022$	-	-	-	-
$\omega_5 = 2761$	1380	690	-	-
$\omega_6 = 2875$	1437	718	-	-

- Les modes « 1 », « 2 », « 3 » et « 4 » ne provoquent aucune vitesse dangereuse, cela peut s'expliquer par la division du couple moteur entre le pont arrière et avant.

c. Tracteur C6006 version 2L, deux roues motrices

Pulsations et vitesses dangereuses				
ω_i (tr/mn)	Harmoniques dangereux			
	2	4	6	8
$\omega_1 = \omega_2 = 659$	-	-	-	-
$\omega_3 = \omega_4 = 2875$	1437	718	-	-
$\omega_5 = 7375$	-	1843	1229	921
$\omega_6 = 11254$	-	-	1877	1408

- Les modes « 1 » et « 2 » ne provoquent aucune vitesse dangereuse.

d. Tracteur C6006 version 2L, quatre roues motrices

Pulsations et vitesses dangereuses				
ω_i (tr/mn)	Harmoniques dangereux			
	2	4	6	8
$\omega_1 = \omega_2 = 659$	-	-	-	-
$\omega_3 = 984$	-	-	-	-
$\omega_4 = 1022$	-	-	-	-
$\omega_5 = 2761$	1433	716	-	-
$\omega_6 = 2875$	-	1440	960	720

- Les modes « 1 », « 2 », « 3 » et « 4 » ne provoquent aucune vitesse dangereuse.

e. Mini-tracteur version 2S, deux roues motrices

Pulsations et vitesses dangereuses						
ω_i (tr/mn)	Harmoniques dangereux					
	1,5	3	4,5	6	7,5	9
$\omega_1 = \omega_2 = 601$	-	-	-	-	-	-
$\omega_3 = \omega_4 = 2665$	1777	888	-	-	-	-
$\omega_5 = 6898$	-	2299	1532	1149	919	766
$\omega_6 = 12506$	-	-	-	2084	1667	1389

f. Mini-tracteur version 2S, quatre roues motrices

Pulsations et vitesses dangereuses						
ω_i (tr/mn)	Harmoniques dangereux					
	1,5	3	4,5	6	7,5	9
$\omega_1 = \omega_2 = 601$	-	-	-	-	-	-
$\omega_3 = \omega_4 = 840$	-	-	-	-	-	-
$\omega_5 = 2159$	1439	719	-	-	-	-
$\omega_6 = 2675$	1783	891	-	-	-	-

- Les quatre premiers modes ne provoquent aucune vitesse dangereuse.

g. Mini-tracteur version 2L, deux roues motrices

Pulsations et vitesses dangereuses						
ω_i (tr/mn)	Harmoniques dangereux					
	1,5	3	4,5	6	7,5	9
$\omega_1 = \omega_2 = 601$	-	-	-	-	-	-
$\omega_3 = \omega_4 = 2684$	1789	894	-	-	-	-
$\omega_5 = 12449$	-	-	-	2074	1659	1383
$\omega_6 = 13853$	-	-	-	-	1847	1539

h. Mini-tracteur version 2L, quatre roues motrices

Pulsations et vitesses dangereuses						
ω_i (tr/mn)	Harmoniques dangereux					
	1,5	3	4,5	6	7,5	9
$\omega_1 = \omega_2 = 601$	-	-	-	-	-	-
$\omega_3 = 840$	-	-	-	-	-	-
$\omega_4 = 850$	-	-	-	-	-	-
$\omega_5 = \omega_6 = 2684$	1789	894	-	-	-	-

i. Mini-tracteur version 2K, deux roues motrices

Pulsations et vitesses dangereuses						
ω_i (tr/mn)	Harmoniques dangereux					
	1,5	3	4,5	6	7,5	9
$\omega_1 = \omega_2 = 592$	-	-	-	-	-	-
$\omega_3 = \omega_4 = 2617$	1754	872	-	-	-	-
$\omega_5 = 12477$	-	-	-	2079	1663	1386
$\omega_6 = 15964$	-	-	-	-	2128	1773

Remarque :

On a cherché les vitesses dangereuses seulement pour les six modes car pour ces derniers il n'y a pas apparition de noeuds de vibration sur le moteur, donc il y a une possibilité qu'un des harmoniques dangereux excite une de ces pulsations.

Conclusion

Cette étude nous a permis d'avoir un aperçu général sur le comportement de la chaîne cinématique. Nous avons déterminés toutes les pulsations propres et leurs déformées modales autrement dit l'emplacement des noeuds de vibration sur la structure de la chaîne cinématique car ces derniers caractérisent les zones où il y a possibilité de rupture; en plus on a déterminé les vitesses dangereuses qui peuvent exciter chaque mode. On remarque que le tracteur à quatre roues motrices est beaucoup plus stable que celui à deux roues motrices car aucune vitesse dans la plage de fonctionnement ne peut exciter un de ces quatre premiers modes et cela peut s'expliquer par la division du couple moteur entre le pont arrière et avant.

Dans ce chapitre, on n'a pas tenu compte de la fluctuation du couple au niveau des roues qui est due essentiellement à l'effort de la charrue ainsi que des amortissements dus aux pneus. On propose dans le chapitre suivant une méthode globale de modélisation du tracteur qui tiendra compte du maximum de facteurs.

Cette étude s'inscrivant en fait dans un programme plus vaste de modélisation du système tracteur-outil, il a paru plus important de s'intéresser aux sollicitations dynamiques en torsion engendrées par les fluctuations des couples aux roues motrices, fluctuations issues des variations de l'effort requis par l'outil tracté (charrue, herse).

Cet objectif suppose donc l'élaboration d'un modèle global du tracteur où seront pris en compte:

- Les caractéristiques dynamiques (inerties, raideurs torsionnelles, amortissements) de la chaîne cinématique. Cela correspond au modèle établi dans la troisième partie de l'étude.
- Les caractéristiques dynamiques des pneumatiques: raideurs torsionnelles, et verticales, amortissements correspondants.
- Le comportement en traction des pneumatiques .
- Les caractéristiques dynamiques du tracteur: masse, moment d'inertie.

Après mise en place de tous les éléments du modèle et mise en équations du comportement, la résolution a nécessité l'élaboration d'un programme mettant en oeuvre une méthode de résolution numérique.

1) MODELISATION

1.1) Principe

En premier lieu, la modélisation considère le tracteur comme symétrique par rapport à son plan médian vertical, ce qui suppose une évolution sur un terrain horizontal, et des efforts au niveau de l'attelage s'exerçant dans ce plan de symétrie.

Tous les efforts et couples sur les 2 roues d'un même essieu seront donc identiques, les différentiels étant en outre considérés bloqués.

Dans le but de simplifier la mise en équations, le nombre de d.d.l du modèle de la chaîne cinématique, établi dans le troisième chapitre, a été réduit de façon importante [SUM86], en considérant les raideurs torsionnelles les plus élevées comme infinies, les inerties ainsi reliées ne faisant plus l'objet que d'une inertie équivalente, figure (IV.1).

Ainsi subsistent un disque d'inertie équivalente:

- I_m pour le moteur, dont la position angulaire est définie par θ_m
- I_b pour la b.d.v, repéré par θ_b
- I_{d_1} pour le couple conique du pont AV, repéré par θ_a .
- I_1 pour l'ensemble des 2 réducteurs épicycloïdaux et des 2 jantes AV, repéré par θ_1
- I_{d_2} pour le couple conique AR, les 2 disques de frein et les 2 réducteurs cylindriques.
- I_2 pour les 2 jantes AR, repéré par θ_2 .

- **K_e** de l'embrayage et de l'arbre d'entrée de b.d.v.
- **K_a** de l'arbre d'entraînement de pont AV.
- **K_{a1}** des 2 demi arbres de pont AV.
- **K_d** de l'arbre reliant la boîte de vitesse au pont AR.
- **K_{a2}** des 2 demi-arbres de pont AR.

Les pneumatiques sont réduits, 2 par 2 (pour chaque essieu), à :

- Un disque d'inertie **I_{p1}** ou **I_{p2}**, repéré par **θ_{p1}** ou **θ_{p2}**, somme des moments d'inertie des 2 pneus considérés.
- Un ressort de torsion **K_{p1}** ou **K_{p2}** regroupant les 2 raideurs torsionnelles.
- Un amortissement de torsion **C_{p1}** ou **C_{p2}**, également relatif aux 2 pneus.

Mais aussi :

- Un ressort vertical **K₁** ou **K₂** relatif à un seul pneu .
- Un amortissement vertical **C₁** ou **C₂**, également relatif à un pneu.

Le modèle de l'ensemble de la chaîne cinématique, une fois ramené à un seul niveau de vitesse (celui du moteur), peut se présenter comme à la figure (IV.2) et (IV.3) respectivement pour le tracteur à 4 RM et 2 RM, avec les notations suivantes :

$$\theta'_a = \theta_a / \alpha_b \cdot \alpha_a$$

$$\theta'_1 = \theta_1 / \alpha_b \alpha_a \alpha_{d1} \cdot \lambda_1$$

$$\theta'_{p1} = \theta_{p1} / \alpha_b \alpha_a \alpha_{d1} \cdot \lambda_1$$

$$\theta'_{p2} = \theta_{p2} / \alpha_b \alpha_a$$

$$\left\{ \begin{array}{l} I' b = I b + (\alpha_b)^2 I d_2 \end{array} \right. \quad \text{« Pour le cas du 4 R.M »}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} I' b = I b \dots \dots \dots \end{array} \right. \quad \text{« Pour le cas du 2 R.M »}$$

$$I' d_1 = (\alpha_b \cdot \alpha_a)^2 \cdot I d_1$$

$$I' d_2 = (\alpha_b)^2 \cdot I d_2 \quad \text{« Pour le cas du 2 R.M »}$$

$$I' 1 = (\alpha_b \cdot \alpha_a \alpha_{d1})^2 \cdot I_1$$

$$I' p_1 = (\alpha_b \cdot \alpha_a \alpha_{d1} \cdot \lambda_1)^2 I p_1$$

$$I' 2 = (\alpha_b \cdot \alpha_{d2})^2 I_2$$

$$I' p_2 = (\alpha_b \cdot \alpha_{d2})^2 I p_2$$

$$K' a = (\alpha_b \cdot \alpha_a)^2 K a$$

$$K' a_1 = (\alpha_b \cdot \alpha_a \alpha_{d1})^2 K a_1$$

$$K' d = (\alpha_b)^2 K d \quad \text{« Seulement pour le cas du 2 R.M »}$$

$$K' p_1 = (\alpha_b \cdot \alpha_a \alpha_{d1} \cdot \lambda_1)^2 K p_1$$

$$K' a_2 = (\alpha_b \cdot \alpha_{d2}) K a_2$$

$$K' p_2 = (\alpha_b \cdot \alpha_{d2}) K p_2$$

$$C' p_1 = (\alpha_b \cdot \alpha_a \alpha_{d1} \cdot \lambda_1) C p_1$$

$$C' p_2 = (\alpha_b \cdot \alpha_{d2}) C p_2$$

$$\beta_1 = \alpha_b \cdot \alpha_a \cdot \alpha_{d1} \cdot \lambda_1$$

$$\beta_2 = \alpha_b \cdot \alpha_{d2}$$

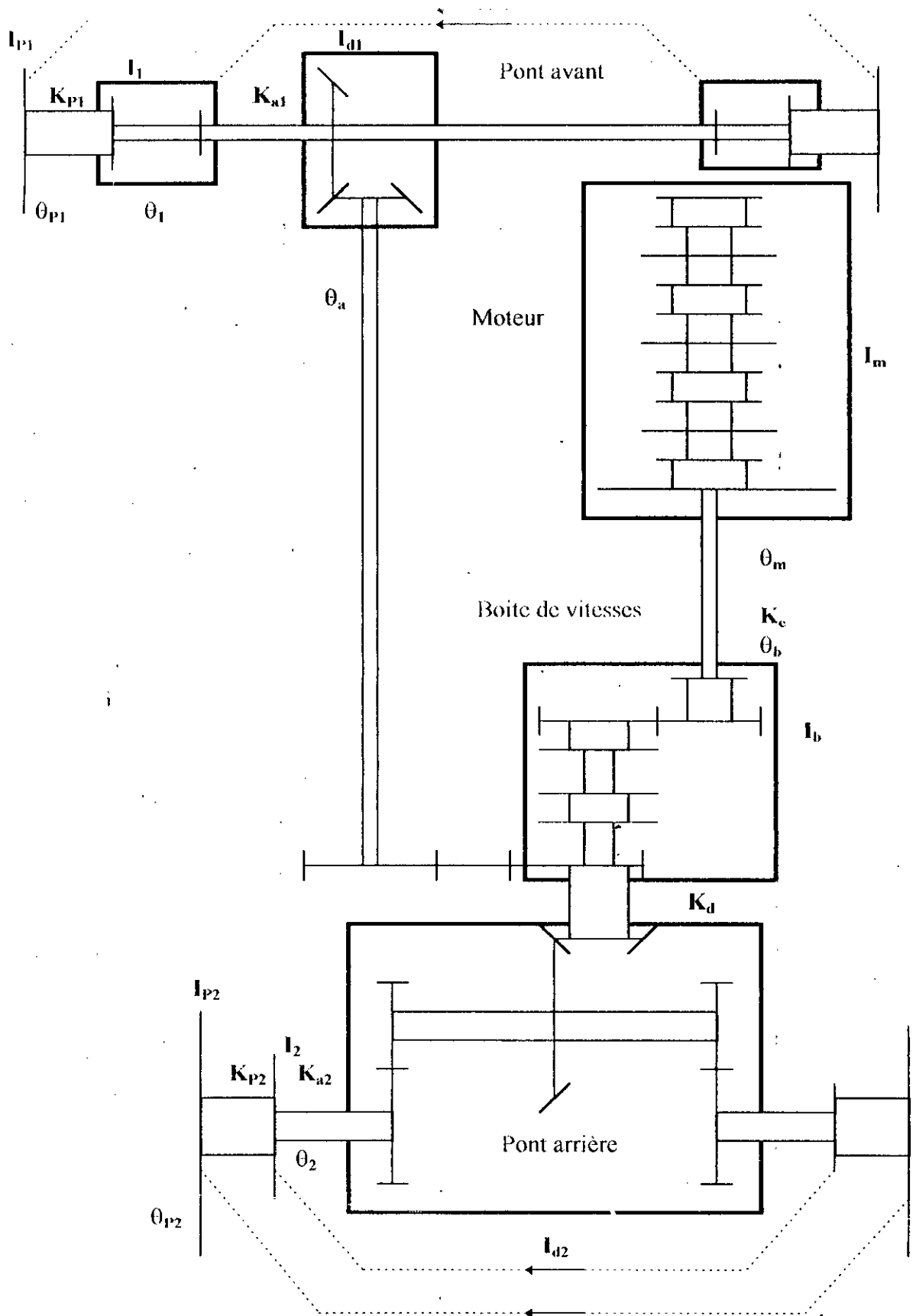


Fig. VI.1 : Chaîne cinématique modèle simplifié

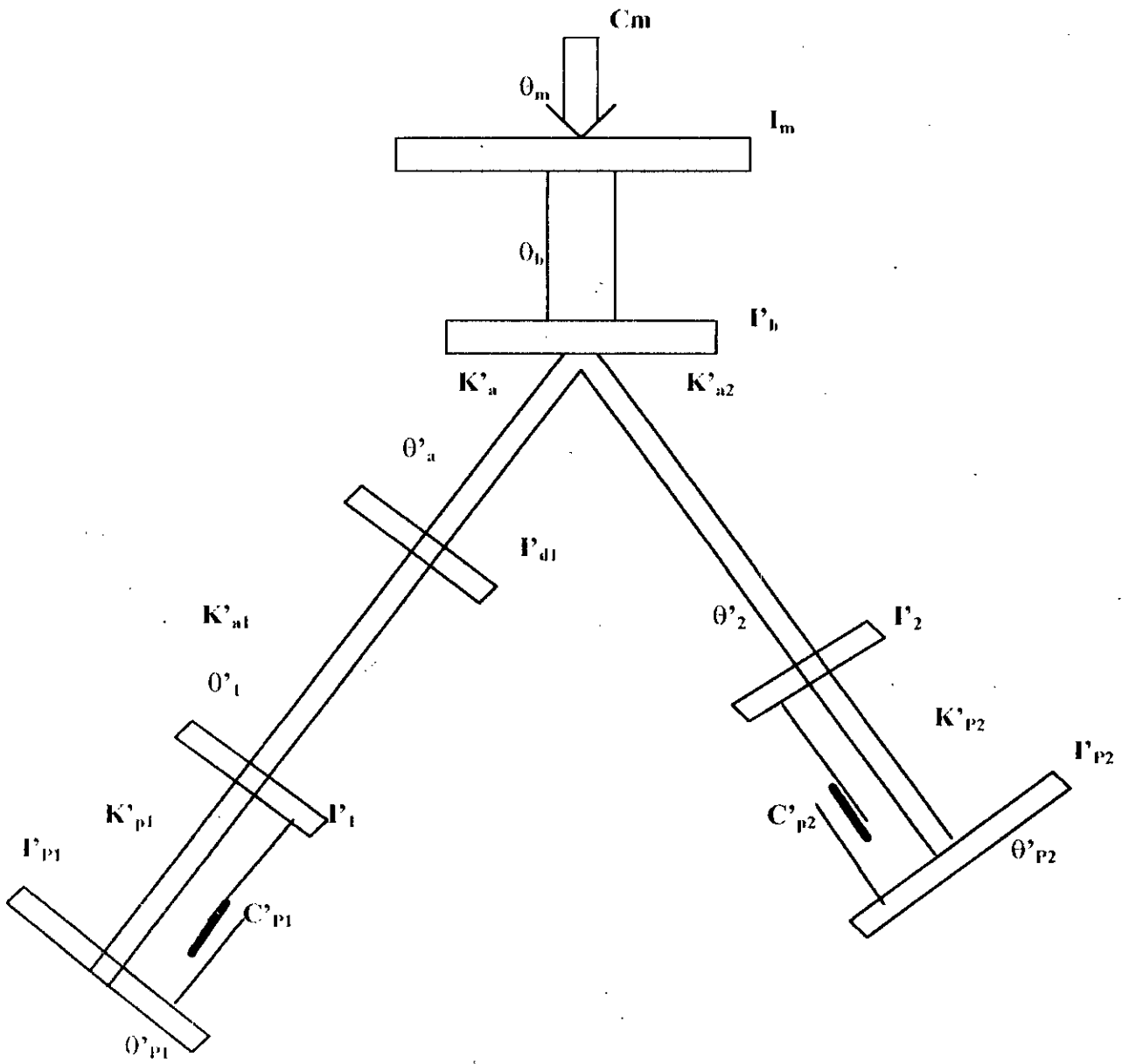


Fig. VI.2 : Modèle équivalent du tracteur à 4 . R.M

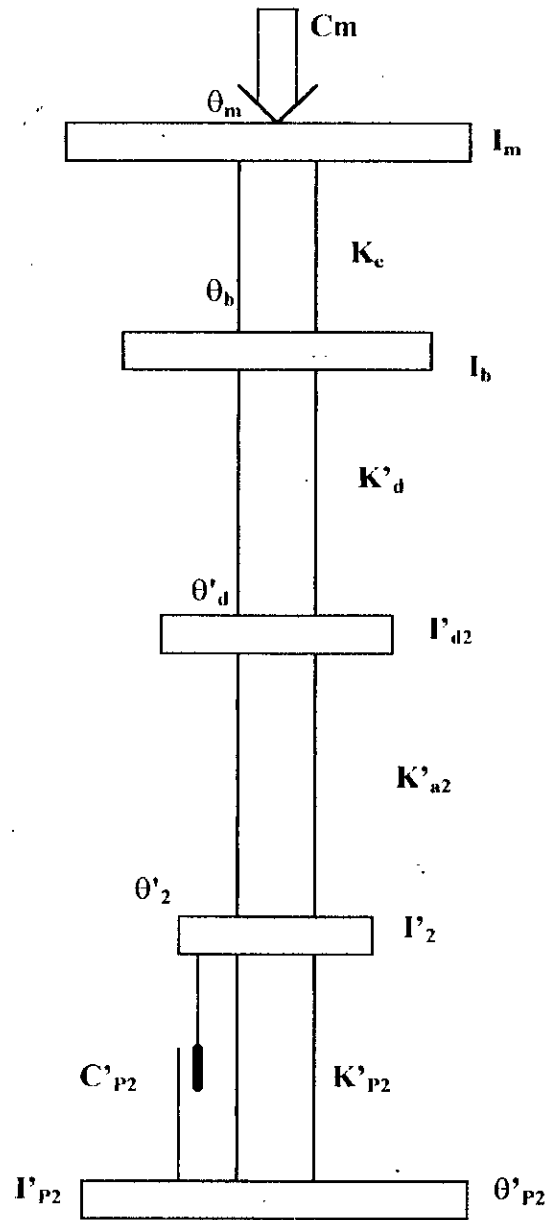


Fig. VI.3 : Modèle équivalent du tracteur².R.M

de vitesse, boîte de transfert, pont AV, réducteur épicycloïdal AV et pont AR.

On trouvera en Annexe « 4 » la détermination des valeurs numériques de toutes les raideurs et inerties.

Le modèle « extérieur » [SAK87], [STA84] du tracteur dans son ensemble se présente comme le montrer la figure (IV.4), où le châssis, repéré par l'abscisse X , la cote Z du centre de gravité et l'angle de tangage \varnothing , intervient par la masse M et le moment d'inertie transversal I_G de l'ensemble.

Les paramètres cinématique, définissant la configuration du système à tout instant, sont donc les suivants :

- Cas du 4 R.M

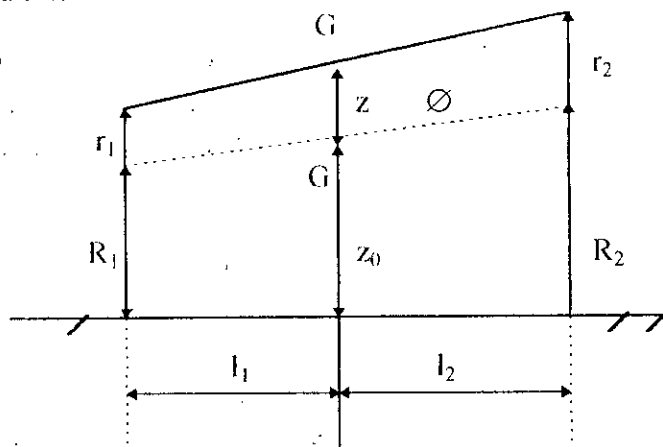
$$\theta'_m, \theta'_b, \theta'_a, \theta'_1, \theta'_{p1}, \theta'_2, \theta'_{p2}, Z, \varnothing, X$$

- Cas du 2 R.M

$$\theta'_m, \theta'_b, \theta'_{d1}, \theta'_2, \theta'_{p2}, Z, \varnothing, X$$

Il est utile également de connaître les paramètres r_1, r_2 , définissant la position verticale du centre des roues.

Les paramètres Z et \varnothing sont définis par rapport à une origine correspondant à la position d'équilibre du tracteur.



R_1 et R_2 désignent les rayons des roues à l'équilibre.

r_1 et r_2 , définis par rapport à cette origine, représentent alors les variations des rayons AV et AR, et peuvent être déduits de z et \varnothing par les relations :

$$\begin{cases} r_1 & z - l_1 \cdot \varnothing \\ r_2 & z + l_2 \cdot \varnothing \end{cases} \quad (IV.1)$$

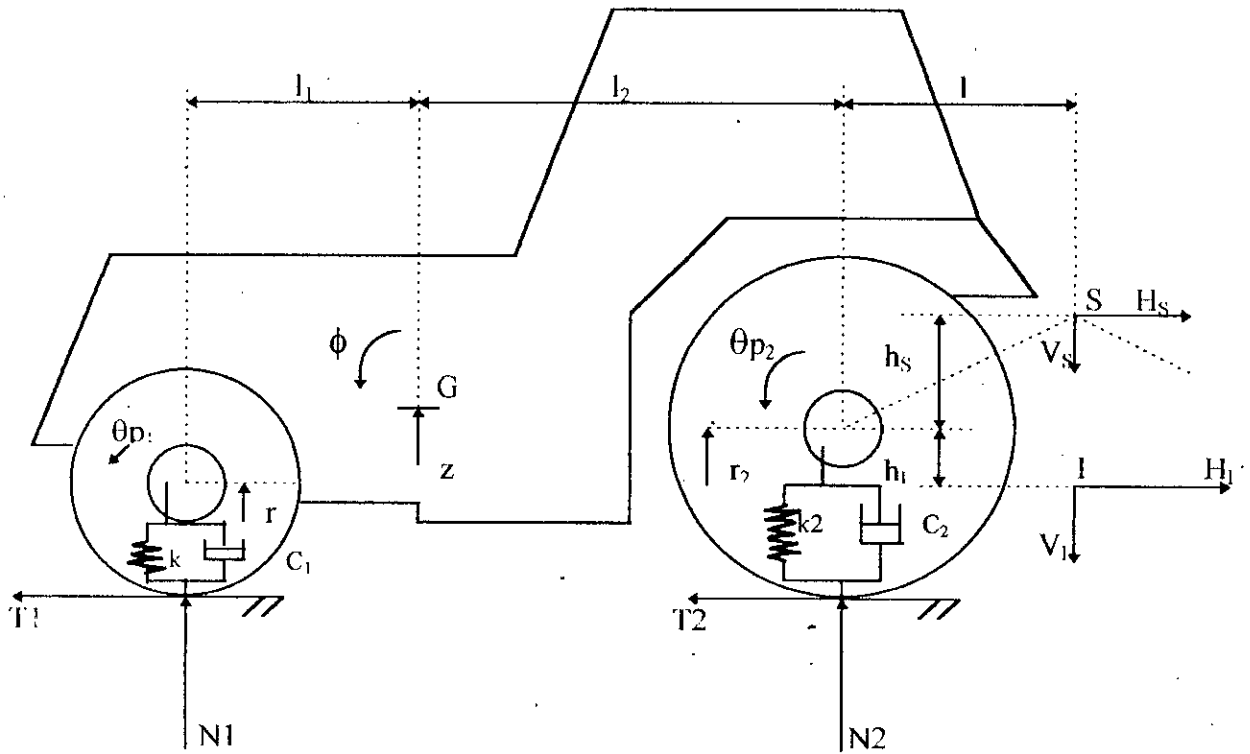


fig.IV.4 : Modèle global

1.2.1) Le couple moteur

Au niveau de l'inertie I_m représentative du moteur est imposé le couple moteur C_m , dont il sera fait abstraction des couples harmoniques, le moteur sera considéré comme évoluant constamment à pleine charge, condition dans laquelle on connaît la courbe de couple expérimentalement Fig. (IV.5), interpolée ici selon un polynôme de degré 2, dans la plage de fonctionnement .

Tracteur C 6006	$- 134.10^{-5} \dot{\theta}_m^2 + 0,38 \dot{\theta}_m + 185,39$	(IV.2)
Mini- tracteur	$- 143.10^{-5} \dot{\theta}_m^2 + 0,399 \dot{\theta}_m + 101,57$	

Au delà du régime maxi (2300 tr/mm), la courbe est complétée par une droite faisant chuter le couple à 0 pour $\dot{\theta}_m \approx 2400$ tr / mm :

Tracteur C 6006	$- 19 \dot{\theta}_m + 4 774,47$	(IV.3)
Mini- tracteur	$- 11,07 \dot{\theta}_m + 2783,11$	

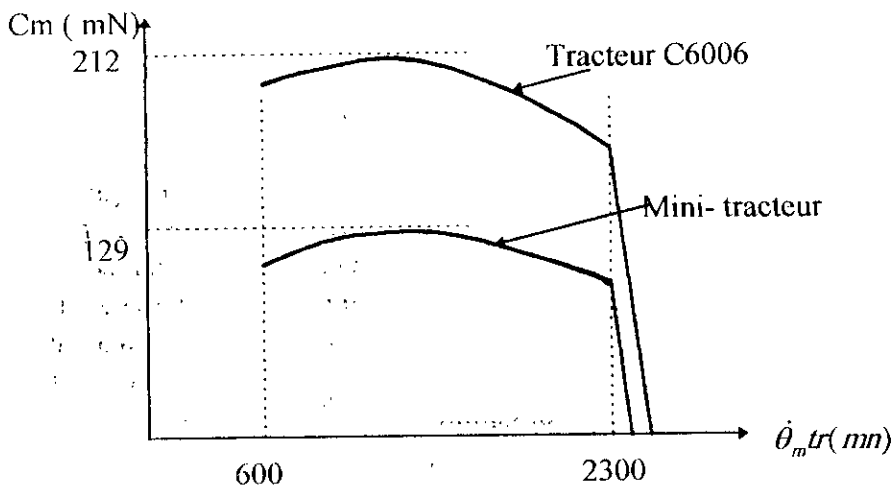


Fig. IV.5 : Variation du couple moteur en fonction de la vitesse

1.2.2) Les efforts à l'attelage

Les efforts exercés par l'outil tracté s'appliquent en 2 points appartenant au plan de symétrie du modèle, et positionnés par les distances (fixes) l , h_s et h_l .

Le point inférieur l est représentatif de la barre de traction, où s'exercent les composantes horizontale H_l et verticale V_l .

Au «3^{eme} point » S s'exerce un effort dirigé selon la barre supérieure de l'attelage, qui travail en traction - compression - dont l'inclinaison est supposée constante . La composante verticale V_s pourra donc se déduire de l'horizontale H_s :

$$V_s = - H_s \cdot \text{tg } \gamma \approx - 0,4225 H_s \tag{IV.3}$$

Les efforts imposés consisteront en une excitation sinusoïdale fictive, de pulsation donnée, permettant un « balayage » des réponses fréquentielles du système :

$$\begin{cases} H_s = H_{Sm} + H_{SO} \cos(\Omega t) \\ H_l = H_{lm} + H_{lO} \cos(\Omega t) \\ V_l = V_{lm} + V_{lO} \cos(\Omega t) \end{cases} \tag{IV.4}$$

Pour plus de détails sur la détermination de H_s , H_l , V_l voir [31]

Cette partie a été bien détaillée dans le chapitre « I ». Néanmoins il faut la compléter. Sur la figure (IV.4) ont été mis en place les efforts s'exerçant au niveau des roues, conformément aux conventions suivantes :

- Efforts de traction T_1, T_2 (définis pour un pneu)
- Charges verticales N_1, N_2
- Couples Q_{p1}, Q_{p2} , appliqués aux Inerties $I_{p1,2}$

Alors, la modélisation retenue [LUT74] pour le comportement des pneumatiques s'exprime comme suit :

$$\frac{T_i}{N_i} = 0,75(1 - e^{-0,3Cn_i g_i}) - (1,2 / cn_i + 0,04) \tag{IV.5}$$

$$\frac{Q_{pi}}{(R_i + r_i)N_i} = 0,75(1 - e^{-0,3Cn_i g_i}) \quad \text{pour } i=1,2 \tag{IV.6}$$

g_1 et g_2 sont respectivement les glissements des roues AV et AR, ils s'expriment à partir des paramètres cinématiques θ_{pi} , x et r_i :

$$g_i = 1 - \frac{X}{(R_i + r_i)\theta_{pi}} \quad ; i=1,2 \tag{IV.7}$$

Cn_1 et Cn_2 , caractérisant les couples pneu- sol, s'écrivent ici :

$$Cn_i = \frac{Cl \cdot B_i \cdot D_i}{N_i} \tag{IV.8}$$

Où : Cl est le cône index : [N/m²]

B_i, D_i sont respectivement la largeur et le diamètre extérieur du pneu

Ainsi :

$$\begin{aligned} T_i &= N_i [(0,71 - 1,2 / Cn_i) - 0,75 e^{-0,3 cni gi}] \\ Q_{pi} &= 0,75 N_i (R_i + r_i) (1 - e^{-0,3 cni gi}) \end{aligned} \quad i = 1,2 \tag{IV.9}$$

Les charges verticales étant déterminées par l'écrasement des pneus :

$$N_i = K_i (\delta_i - r_i) - c_i r_i \tag{IV.10}$$

Où : δ_1, δ_2 sont les flèches initiales (ou statiques) des pneus :

$$\delta_1 = \frac{M \cdot g \cdot L_2}{2 \cdot k_1 \cdot e}, \delta_2 = \frac{M \cdot g \cdot L_2}{2 \cdot k_2 \cdot e} \tag{IV.11}$$

Remarque : D_i est le diamètre extérieur du pneu « libre », le rayon statique est :

$$\begin{cases} R_1 = D_i/2 - \delta_i \\ r_1 = Z - L_1 \cdot \dot{\theta} \\ r_2 = Z + L_2 \cdot \dot{\theta} \end{cases} \tag{IV.12}$$

1.3) Mise en équations

Les équations du mouvement s'appliquent aux paramètres cinématique mis en place, elles donnent donc lieu à un système différentiel de 10 équations pour le cas du tracteur à 4 R.M et de 8 équations pour le cas du tracteur à 2 R.M.

* Système d'équations décrivant le comportement d'un tracteur à 4 R.M

$$\left\{ \begin{array}{l}
 C_m - K_c(\theta_m - \theta_b) = I_m \ddot{\theta}_m \\
 -K_c(\theta_b - \theta_m) - K'_a(\theta_b - \theta'_a) - K'_{a2}(\theta_b - \theta'_2) = I_b \ddot{\theta}_b \\
 -K'_a(\theta'_a - \theta_b) - K'_{a1}(\theta'_a - \theta'_1) = I'_{a1} \ddot{\theta}'_a \\
 -K'_{a1}(\theta'_1 - \theta'_a) - K'_{p1}(\theta'_1 - \theta'_{p1}) - C'_{p1}(\dot{\theta}'_1 - \dot{\theta}'_{p1}) = I'_{p1} \ddot{\theta}'_1 \\
 -K'_{p1}(\theta'_{p1} - \theta'_1) - C'_{p1}(\dot{\theta}'_{p1} - \dot{\theta}'_1) + \beta_1 Q_{p1} = I'_{p1} \ddot{\theta}'_{p1} + \beta_1 I'_{p1} \ddot{\phi} \\
 -K'_{a2}(\theta'_2 - \theta_b) - K'_{p2}(\theta'_2 - \theta'_{p2}) - C'_{p2}(\dot{\theta}'_2 - \dot{\theta}'_{p2}) = I'_{p2} \ddot{\theta}'_2 \\
 -K'_{p2}(\theta'_{p2} - \theta'_2) - C'_{p2}(\dot{\theta}'_{p2} - \dot{\theta}'_2) + \beta_2 Q_{p2} = I'_{p2} \ddot{\theta}'_{p2} + \beta_2 I'_{p2} \ddot{\phi} \\
 N_1 + 2N_2 - Mg - V_S - V_I = M\ddot{Z} \\
 2T_1 + 2T_2 - H_S - H_I = M\ddot{X} \\
 -2I_1 N_1 + 2I_2 N_2 - 2(Z_0 + Z)(T_1 + T_2) - (I_2 + L)(V_S + V_I) - [R_2 + r_2 + h_S - (Z + Z_0)]H_S + [(Z_0 + Z) - (R_2 + r_2 - h_I)]H_I = I_G \ddot{\phi}
 \end{array} \right. \quad (IV.13)$$

Où : $Q_{p1,2}$, $N_{1,2}$, $T_{1,2}$ ont les expressions précédemment définies .

* Système d'équations décrivant le comportement d'un tracteur à 2 R.M

$$\left\{ \begin{array}{l}
 C_m - K_c(\theta_m - \theta_b) = I_m \ddot{\theta}_m \\
 -K_c(\theta_b - \theta_m) - K'_d(\theta_b - \theta'_d) = I_b \ddot{\theta}_b \\
 -K'_d(\theta'_d - \theta_b) - K'_{d2}(\theta'_d - \theta'_2) = I'_{d2} \ddot{\theta}'_{d2} \\
 -K'_{d2}(\theta'_2 - \theta'_d) - K'_{p2}(\theta'_2 - \theta'_{p2}) - C'_{p2}(\dot{\theta}'_2 - \dot{\theta}'_{p2}) = I'_{p2} \ddot{\theta}'_2 \\
 -K'_{p2}(\theta'_{p2} - \theta'_2) - C'_{p2}(\dot{\theta}'_{p2} - \dot{\theta}'_2) + \beta_2 Q_{p2} = I'_{p2} \ddot{\theta}'_{p2} + \beta_2 I'_{p2} \ddot{\phi} \\
 2N_1 + 2N_2 - Mg - V_S - V_I = M\ddot{Z} \\
 2T_1 + 2T_2 - H_S - H_I = M\ddot{X} \\
 -2I_1 N_1 + 2I_2 N_2 - 2(Z_0 + Z)(T_2 - T_1) - (I_2 + L)(V_S + V_I) - [R_2 + r_2 + h_S - (Z + Z_0)]H_S + [(Z_0 + Z) - (R_2 + r_2 - h_I)]H_I = I_G \ddot{\phi}
 \end{array} \right. \quad (IV.14)$$

II) RESOLUTION NUMERIQUE

Le système différentiel obtenu, non linéaire (du fait de l'expression des sollicitations aux roues) ne peut être résolu que numériquement.

La méthode adoptée est celle de « Runge- Kutta », fréquemment employée pour ce type de problèmes.

II.1) Méthode de Runge- Kutta : Principe

Elle permet la résolution de systèmes différentiels du premier ordre, que l'on peut écrire sous la forme :

$$Y'(t) = f(t, Y(t)), \text{ où :}$$

$$\begin{pmatrix} Y_1'(t) \\ \vdots \\ Y_n'(t) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} f_1(t, Y_1, \dots, Y_n) \\ \vdots \\ f_n(t, Y_1, \dots, Y_n) \end{pmatrix}$$

Où : Y est le vecteur des n fonctions du temps inconnues.

L'algorithme de résolution s'écrit ainsi

$$Y_{i+1} = Y_i + \frac{h}{6}(K0_i + 2K1_i + 2K2_i + K3_i)$$

$$\begin{pmatrix} Y_1 \\ \vdots \\ Y_n \end{pmatrix}_{i+1} = \begin{pmatrix} Y_1 \\ \vdots \\ Y_n \end{pmatrix}_i + \frac{h}{6} \left[\begin{pmatrix} K0_1 \\ \vdots \\ K0_n \end{pmatrix} + 2 \begin{pmatrix} K1_1 \\ \vdots \\ K1_n \end{pmatrix} + 2 \begin{pmatrix} K2_1 \\ \vdots \\ K2_n \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} K3_1 \\ \vdots \\ K3_n \end{pmatrix} \right]$$

Où : Y_i représente la solution approchée au temps $t = ih$, h étant le pas de temps.

Les coefficients K_i ont pour expressions :

$$\begin{pmatrix} K0_1 \\ \vdots \\ K0_n \end{pmatrix}_i = \begin{pmatrix} f_1(t_i, Y_1, \dots, Y_n)_i \\ \vdots \\ f_n(t_i, Y_1, \dots, Y_n)_i \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} K1_1 \\ \vdots \\ K1_n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} f_1(t+h/2, Y_1 + K0_1 h/2, \dots, Y_n + K0_n h/2)_i \\ \vdots \\ f_n(t+h/2, Y_1 + K0_1 h/2, \dots, Y_n + K0_n h/2)_i \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} K2_1 \\ \vdots \\ K2_n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} f_1(t+h/2, Y_1 + K1_1 h/2, \dots, Y_n + K1_n h/2)_i \\ \vdots \\ f_n(t+h/2, Y_1 + K1_1 h/2, \dots, Y_n + K1_n h/2)_i \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} K3_1 \\ \vdots \\ K3_n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} f_1(t+h/2, Y_1 + K2_1 h, \dots, Y_n + K2_n h)_i \\ \vdots \\ f_n(t+h/2, Y_1 + K2_1 h, \dots, Y_n + K2_n h)_i \end{pmatrix}$$

La resolution d'un systeme differentiel du second ordre necessite un changement de fonction inconnues , ainsi, pour le systeme

$$\begin{pmatrix} Y''_1 \\ \vdots \\ Y''_n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} f_1(t, Y_1, \dots, Y_n, Y'_1, \dots, Y'_n) \\ \vdots \\ f_n(t, Y_1, \dots, Y_n, Y'_1, \dots, Y'_n) \end{pmatrix}$$

on suposera :

$$\begin{pmatrix} Z_1 \\ \vdots \\ Z_n \\ Z_{n+1} \\ \vdots \\ Z_{2n} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} Y_1 \\ \vdots \\ Y_n \\ Y'_1 \\ \vdots \\ Y'_n \end{pmatrix}$$

On sera alors ramene au systeme du premier ordre :

$$\begin{pmatrix} Z'_1 \\ \vdots \\ Z'_n \\ Z'_{n+1} \\ \vdots \\ Z'_{2n} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} Z_{n+1} \\ \vdots \\ Z_{2n} \\ f_1(t, Z_1, \dots, Z_{2n}) \\ \vdots \\ f_n(t, Z_1, \dots, Z_{2n}) \end{pmatrix}$$

11.2) Application

Le système différentiel établi auparavant, étant du second ordre, sa résolution par la méthode de Runge - Kutta suppose donc le changement de variable:

$$\begin{array}{ll}
 Z_1 = \theta_m & Z_{11} = \dot{\theta}_m \\
 Z_2 = \theta_b & Z_{12} = \dot{\theta}_b \\
 Z_3 = \theta'_a & Z_{13} = \dot{\theta}'_a \\
 Z_4 = \theta'_1 & Z_{14} = \dot{\theta}'_1 \\
 Z_5 = \theta'_{p1} & Z_{15} = \dot{\theta}'_{p1} \\
 Z_6 = \theta'_2 & Z_{16} = \dot{\theta}'_2 \\
 Z_7 = \theta'_{p2} & Z_{17} = \dot{\theta}'_{p2} \\
 Z_8 = Z & Z_{18} = \dot{Z} \\
 Z_9 = \phi & Z_{19} = \dot{\phi} \\
 Z_{10} = X & Z_{20} = \dot{X}
 \end{array}$$

Remarque : Ici on ne montre l'application de la méthode de Runge Kutta que sur le cas du tracteur à 4 R.M

Ainsi :

$$\left\{ \begin{array}{l}
 I_m F_1 = -K_e (Z_1 - Z_2) + C_m \\
 I_b F_2 = -K_e (Z_2 - Z_1) - K'_a (Z_2 - Z_3) - K'_{a2} (Z_2 - Z_6) \\
 I_d F_3 = -K'_a (Z_3 - Z_2) - K'_{a1} (Z_3 - Z_4) \\
 I_1 F_4 = -K'_{a1} (Z_4 - Z_3) - K'_{p1} (Z_4 - Z_5) - C'_{p1} (Z_{14} - Z_{15}) \\
 I_G F_9 = -2L_1 N_1 + 2L_2 N_2 - 2(Z_0 + Z_8)(T_1 + T_2) \\
 \quad \quad \quad - (L_2 + L)(V_S + V_I) \\
 \quad \quad \quad - (R_2 - Z_0 + h_S + L_2 Z_9) H_S \\
 \quad \quad \quad - (R_2 - Z_0 - h_I + L_2 Z_9) H_I \\
 I_{p1} F_5 = -K'_{p1} (Z_5 - Z_4) - C'_{p1} (Z_{15} - Z_{14}) + \beta_1 Q_{p1} - \beta_{11} I_{p1} F_9 \\
 I_2 F_6 = -K'_{a2} (Z_6 - Z_2) - K'_{p2} (Z_6 - Z_7) - C'_{p2} (Z_{16} - Z_{17}) \\
 I_{p2} F_7 = -K'_{p2} (Z_7 - Z_6) - C'_{p2} (Z_{17} - Z_{16}) + \beta_2 Q_{p2} - \beta_{21} I_{p2} F_9 \\
 M F_8 = 2N_1 + 2N_2 - V_S - V_I - Mg \\
 M F_{10} = 2T_1 + 2T_2 - H_S - H_I
 \end{array} \right. \quad (IV.15)$$

La solution numérique peut donc s'écrire comme suit:

$$(Z)_{t+h} = (Z)_t + (h/6)[(K_0) + 2(K_1) + 2(K_2) + (K_3)] \quad (\text{IV.16})$$

Les vecteurs (K_0) , (K_1) , (K_2) , (K_3) étant définis par:

$$\begin{pmatrix} K0_1 \\ \vdots \\ K0_{10} \\ K0_{11} \\ \vdots \\ K0_{20} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} Z_{11} \\ \vdots \\ Z_{20} \\ F_1(t, Z_1, \dots, Z_{20}) \\ \vdots \\ F_{10}(t, Z_1, \dots, Z_{20}) \end{pmatrix} \quad (\text{IV.17})$$

$$\begin{pmatrix} K1_1 \\ \vdots \\ K1_{10} \\ K1_{11} \\ \vdots \\ K1_{20} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} Z_{11} + K0_{11} h/2 \\ \vdots \\ Z_{20} + K0_{20} h/2 \\ F_1(t + h/2, Z_1 + K0_1 h/2, \dots, Z_{20} + K0_{20} h/2) \\ \vdots \\ F_{10}(t + h/2, Z_1 + K0_1 h/2, \dots, Z_{20} + K0_{20} h/2) \end{pmatrix} \quad (\text{IV.18})$$

$$\begin{pmatrix} K2_1 \\ \vdots \\ K2_{10} \\ K2_{11} \\ \vdots \\ K2_{20} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} Z_{11} + K1_{11} h/2 \\ \vdots \\ Z_{20} + K1_{20} h/2 \\ F_1(t + h/2, Z_1 + K1_1 h/2, \dots, Z_{20} + K1_{20} h/2) \\ \vdots \\ F_{10}(t + h/2, Z_1 + K1_1 h/2, \dots, Z_{20} + K1_{20} h/2) \end{pmatrix} \quad (\text{IV.19})$$

$$\begin{pmatrix} K3_1 \\ \vdots \\ K3_{10} \\ K3_{11} \\ \vdots \\ K3_{20} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} Z_{11} + K2_{11} h \\ \vdots \\ Z_{20} + K2_{20} h \\ F_1(t + h, Z_1 + K2_1 h, \dots, Z_{20} + K2_{20} h) \\ \vdots \\ F_{10}(t + h, Z_1 + K2_1 h, \dots, Z_{20} + K2_{20} h) \end{pmatrix} \quad (\text{IV.20})$$

II.3) Conditions initiales

Les conditions initiales imposées au système, à partir desquelles l'algorithme de calcul déterminera l'évolution temporelle des paramètres cinématique, ont été définies comme suit :

- $\theta_m(0) = \theta_b(0) = \dots = \theta_{p2}(0) = 0$
- $\dot{\theta}_m(0) = \dot{\theta}_b(0) = \dots = \dot{\theta}_{p2}(0) = \Omega_0$
- $X(0) = Z(0) = \phi(0) = 0$
- $\dot{X}(0) = V_0$ définie telle que $g_2(0) = 0 : V_0 = R_2 \dot{\theta}_{p2}(0)$.

D'un point de vue physique, cela revient en quelque sorte à poser le tracteur au sol alors que toute sa chaîne cinématique est animée d'un mouvement de rotation uniforme, et que lui-même est animé d'une vitesse de translation V_0 calculée sur la base d'un non glissement - arbitraire - des roues arrière.

On verra alors que l'évolution des paramètres passe par une phase transitoire d'adaptation aux conditions extérieures imposées (résistances au roulement, efforts à l'attelage,...), conséquence, modification du régime moteur jusqu'à stabilisation en un point de fonctionnement sur la courbe de couple, oscillations du tracteur sur ses pneus,.....

II.4) Informatisation

Le programme établi mettant en oeuvre la méthode de « Runge Kutta », fournit l'évolution temporelle des paramètres cinématiques Z_1 à Z_{10} , et de leurs dérivées Z_{11} à Z_{20} .

Mais il est aussi possible de connaître d'autre paramètres ou sollicitations. Les résultats recueillis permettront de tracer les séries de courbes suivantes :

- $\dot{\theta}_n(t), \dot{\theta}_b(t), \dots, \dot{\theta}_{p2}(t)$
- $\dot{X}(t), g_1(t), g_2(t), T_1(t), T_2(t)$
- $N_1(t), N_2(t), T_1(t), T_2(t), Q_{p1}(t), Q_{p2}(t)$

Torsions - de l'arbre d'entrée de b.v :	$\theta_m - \theta_b$
- de l'arbre interpoints :	$\alpha_b \theta_b - \alpha_a \theta_a$
- des demi - arbres de pont AV :	$\alpha_{d1} (\theta_a - \theta_1 / \lambda_1)$
- des pneus AV :	$\beta_1 (\theta_1 - \theta_{p1})$
- des demi-arbres de pont AR :	$\beta_2 (\theta_b - \theta_2)$
- des pneus AR :	$\beta_2 (\theta_2 - \theta_{p2})$

Pendant la résolution du système, il s'est avéré que l'algorithme ne convergeait que pour un pas de temps inférieur à 1.10^{-3} S.

III) DONNEES NUMERIQUES

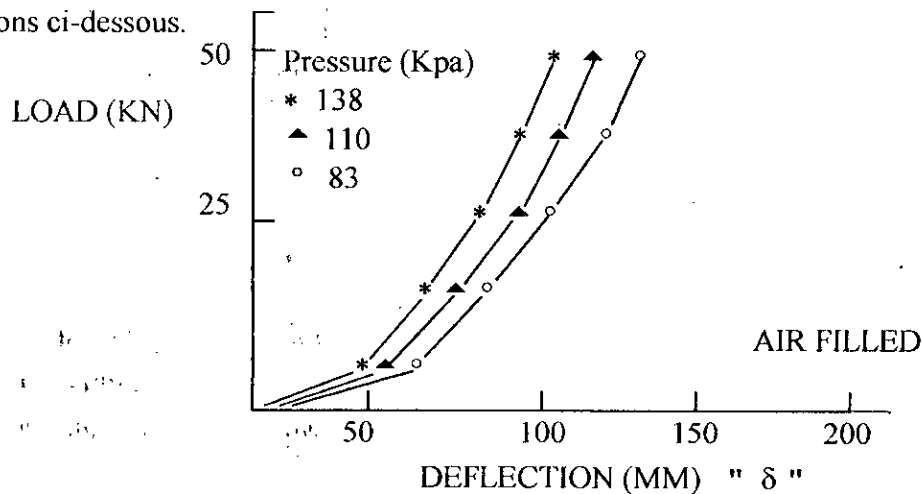
Raideurs torsionnelles et moments d'inerties de la chaîne cinématique ont été définis dans le premier chapitre, les valeurs numériques figurent en Annexe « 4 ».

Mais subsistent certaines caractéristiques dont les valeurs numériques n'ont pas été définies.

III.1) Raideurs verticales des pneumatiques

Ces caractéristiques sont obtenues sur les résultats d'essais, publiés par le manufacturier Américain BF Goordrich [GOO85].

Ces résultats font apparaître la raideur vertical d'un pneu comme croissante avec l'écrasement du pneu, ainsi que le montre l'allure « parabolique » des courbes charges-déflexions ci-dessous.



La raideur est alors définie par l'expression:

$$K = -38,14 + 2,10 p + 3,5 \delta - 1,41 \cdot 10^{-2} \delta^2 \quad (V.21)$$

Tracteurs C6006	$K_1 = 379000$	$K_2 = 383000$	[N/m]
Mini- Tracteur	$K_1 = 304000$	$K_2 = 372000$	

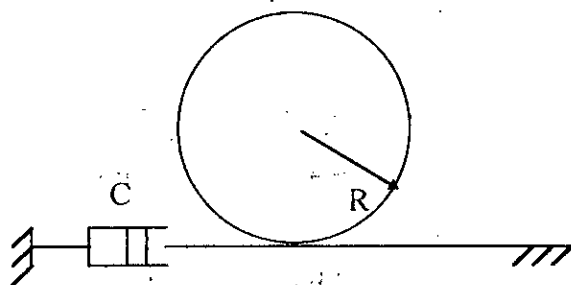
III.2) Amortissements verticaux

Des valeurs mentionnées dans la publication [SAK87] ont été utilisées:

Tracteur C6006	$C_1 = 3000$	$C_2 = 3600$	[N/m]
Mini-Tracteur	$C_1 = 2500$	$C_2 = 3000$	

III.3) Amortissements de torsion

Dans la publication mentionnée ci- dessous était également rapporté un amortissement « Circumférentiel », qu'il est possible d'exprimer sous forme d'un amortissement de torsion, en prenant en compte le rayon de la roue:



C [N.S/m]

CR [N.S/rd]

On obtient:

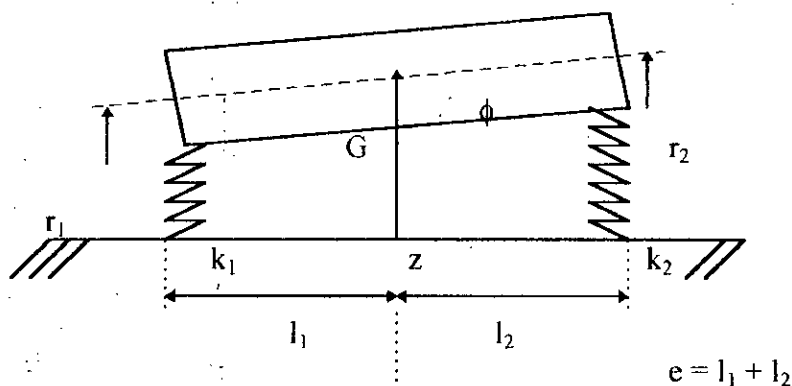
Tracteur C 6006	$C_{p1} = 2000$	$C_{p2} = 3000$
Mini- Tracteur	$C_{p1} = 1640$	$C_{p2} = 2000$

On conviendra qu'il s'agit là d'estimations bien imprécises, cela remettra en cause certains résultats numériques de la simulation, sans toutefois altérer le modèle dans son principe.

III.4) Moment d'inertie transversal du tracteur

C'est une donnée qui ne semble pas être connue par P.M.A.

Une première estimation peut toutefois être faite, on se basant sur la connaissance des 2 plus basses fréquences propres de vibration du tracteur « sur ses pneus », dont on sait qu'elles se situe aux alentours de 2 à 3 Hz [AUG88].



$$\begin{cases} M\ddot{z} + (K_1 + K_2)z - (K_1l_1 - K_2l_2)\phi = 0 \\ I_G\ddot{\phi} + (K_1l_1^2 + K_2l_2^2)\phi - (K_1l_1 - K_2l_2)z = 0 \end{cases}$$

équation caractéristique :

$$\omega^4 - \left(\frac{k_1 + k_2}{M} + \frac{k_1l_1^2 + k_2l_2^2}{I_G} \right) \omega^2 + \frac{k_1k_2e^2}{MI_G} = 0 \quad (IV.22)$$

La résolution de l'équation donne les 2 pulsations propres ω_i , ainsi on peut déduire I_G , à partir de l'une des pulsations ω_i

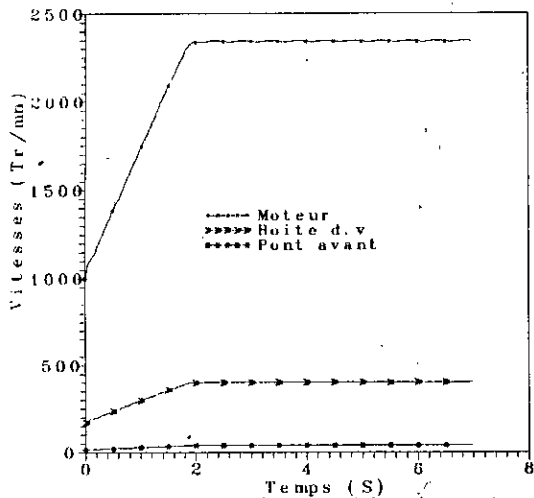
$$I_G = \frac{(k_1l_1^2 + k_2l_2^2)M\omega_i^2 - k_1k_2e^2}{M\omega_i^4 - (k_1 + k_2)\omega_i^2}$$

[Kg.m²]

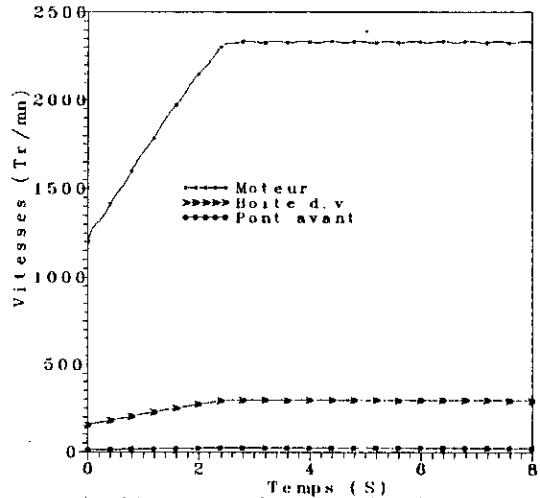
Fréquences		2 Hz	2,5 Hz	3 Hz
Tracteur C6006,	$I_G =$	6920	4150	4390
Mini-tracteur,	$I_G =$	2770	1750	1225

III.5) Tableau récapitulatif de toutes les données numériques

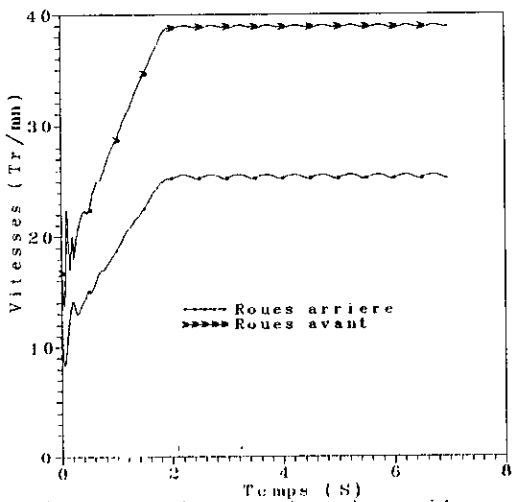
Paramètre	tracteur C6006 à 4 R M		Mini-tracteur à 4 R M	
	Version 2S	Version 2L	Version 2S	Version 2 L
M (Kg)	2300		1165	
IG (Kg.m ²)	4150		1750	
l ₁ (m)	1,021		0,91	
l ₂ (m)	1,389		0,70	
h _S (m)	0,5		0,40	
h ₁ (m)	0,3		0,25	
Z ₀ (m)	0,62		0,43	
B ₁ (m)	0,25		0,20	
B ₂ (m)	0,40		0,30	
D ₁ (m)	0,98		0,73	
D ₂ (m)	1,50		1,016	
H _{sm} (daN)	0	482	0	280
H _{lm} (daN)	1500	925	700	562
V _{sm} (daN)	0	224	0	130
V _{lm} (daN)	449		262	
Ω (rd/S)	10-20		10-20	
CI (N/ m ²)	2500	800	2500	800
K ₁ (N/m)	379000		304000	
K ₂ (N/m)	383000		372000	
C ₁ (N.S/m)	3000		2000	
C ₂ (N.S/m)	3600		2500	
θ _m (0) (1r/mn)	1200		1200	
I _m (Kg . m ²)	1,11		0,901	
I _b (Kg . m ²)	0,060	0,016	012	72,05.10 ⁻⁴
I _{d1} (Kg . m ²)	10,15.10 ⁻³		16,02.10 ⁻⁴	0,206.10 ⁻³
I ₁ (Kg.m ²)	0,803		0,818	10,54.10 ⁻²
I _{p1} (Kg . m ²)	37,8		26,19	3,37
I _{d2}	57,15.10 ⁻³		9,54.10 ⁻³	1,23. 10 ⁻³
I ₂ (Kg . m ²)	16,8		10,4	1,34
I _{p2} (Kg . m ²)	68		40,2	5,18
Ke (N.m/rd)	8536		8452	
K _a (N.m/rd)	25000		24000	5186
K _{a1} (N.m/rd)	80948		133972	17266
K _{p1} (N.m/rd)	4,4.10 ⁵		255548	32933
K _{a2} (N.m/rd)	640754		281766	36314
K _{p2} (N.m/rd)	7,8.10 ⁵		4,6. 10 ⁵	59284
C _{p1} (N.m/rd)	2000		1640	400
C _{p2} (N.m/rd)	3000		2000	500
α _b	0,50	0,217	0,446	0,446
α _a	0,788		0,793	
α _{d1}	0,237		0,179	
α _{d2}	0,050		0,0495	
λ ₁	0,401		0,478	
Pas de temps TD (S)	0,001		0,0005	
Intervalle TF (S)	10		10	



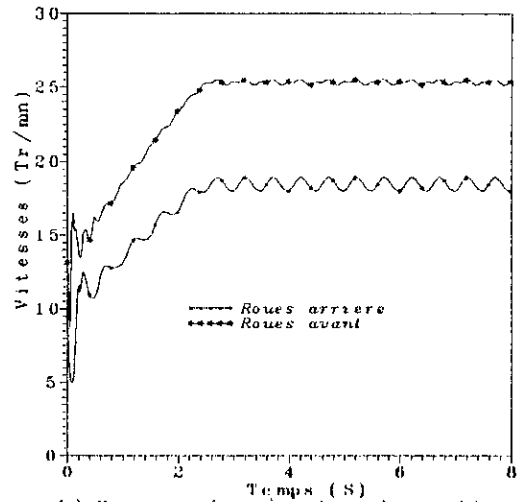
a) Vitesses a la sortie du moteur, b. d. v et pont avant.



a) vitesse a la sortie du moteur, b. d. v et pont avant.



b) Comparaison entre les vitesses des roues avant et arriere



b) Comparaison entre les vitesses des roues avant et arriere

Fig. IV. 6: Vitesses a differents niveaux de la chaine cinematique du C6006

Fig. IV. 7- Vitesses a differents niveaux de la chaine cinematique du mini-tracteur

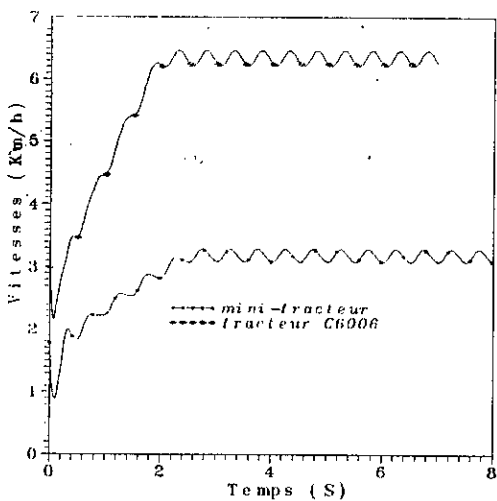


Fig. IV. 8. a
Comparaison entre la vitesse lineaire du mini-tracteur et celle du C6006

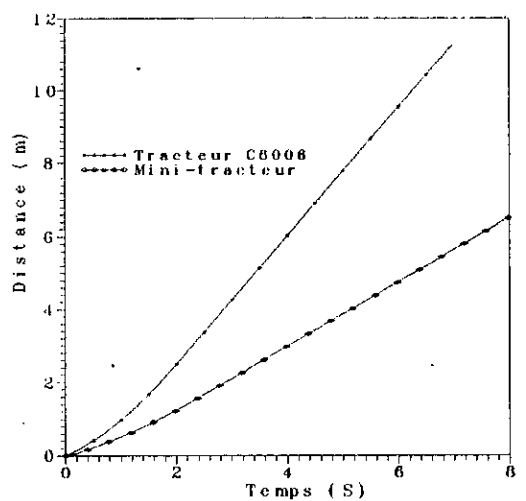
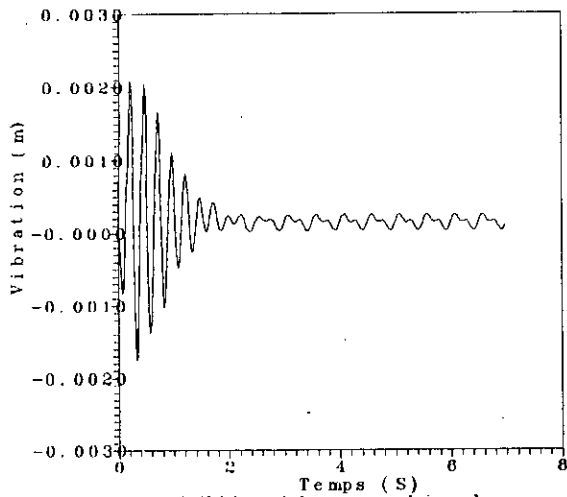
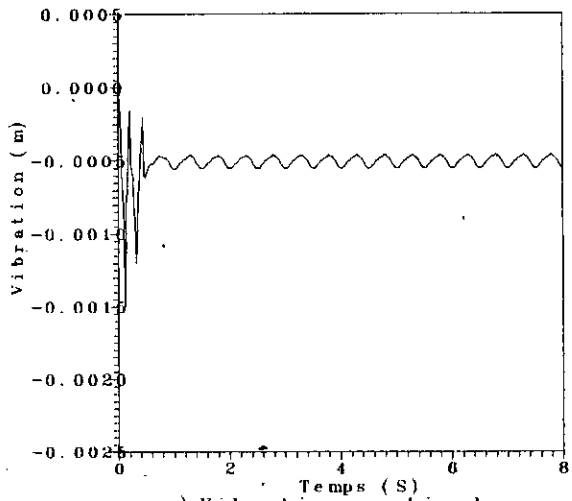


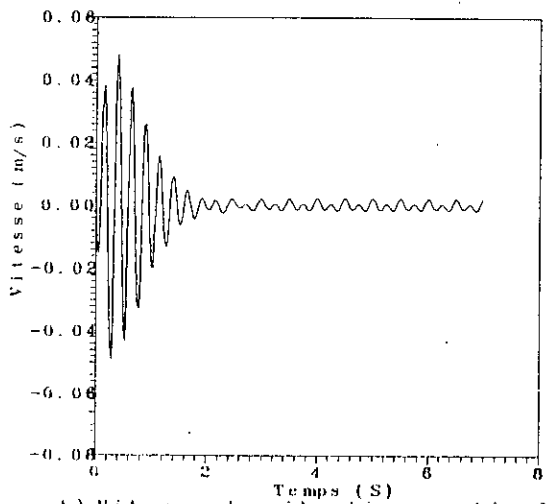
Fig. IV. 8. b
Comparaison entre la distance parcourue par le mini-tracteur et le C6006



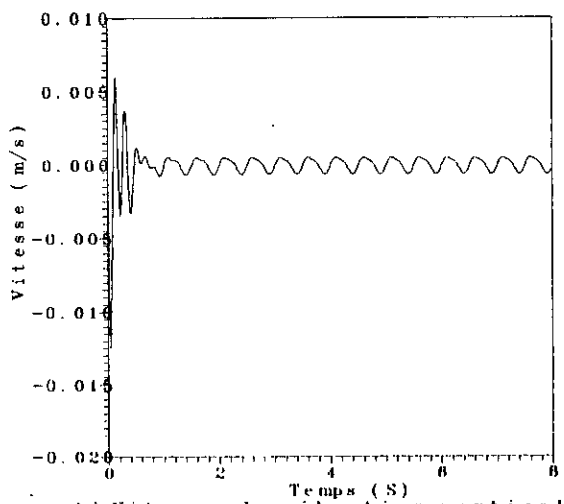
a) Vibration verticale du centre de gravite



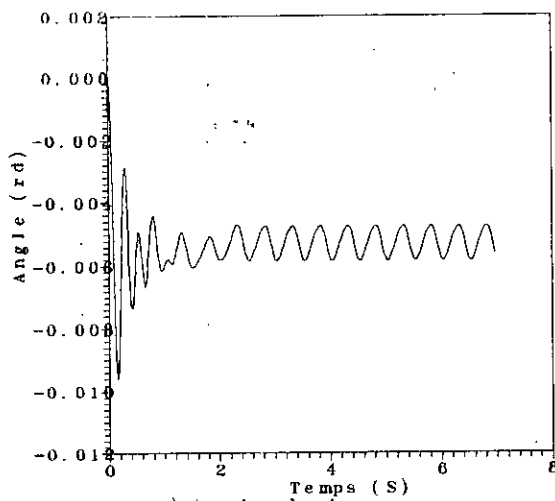
a) Vibration verticale du centre de gravite



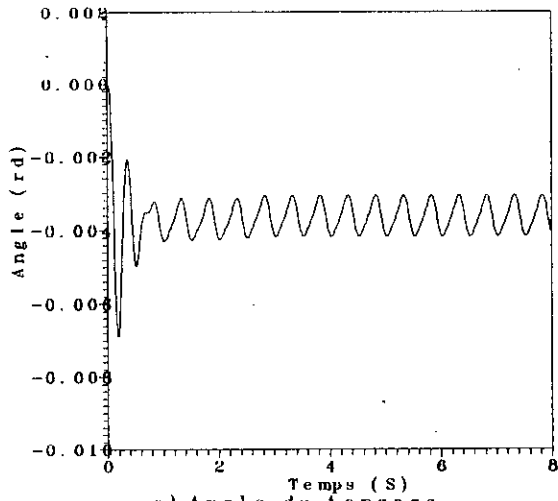
b) Vitesse de vibration verticale du centre de gravite



b) Vitesse de vibration verticale du centre de gravite



c) Angle de tangage



c) Angle de tangage

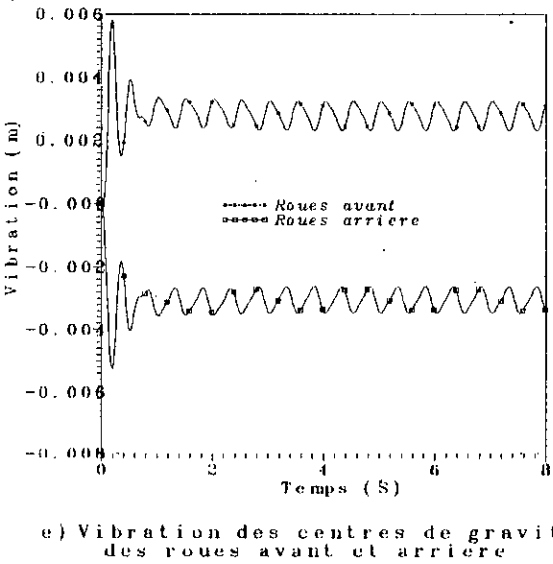
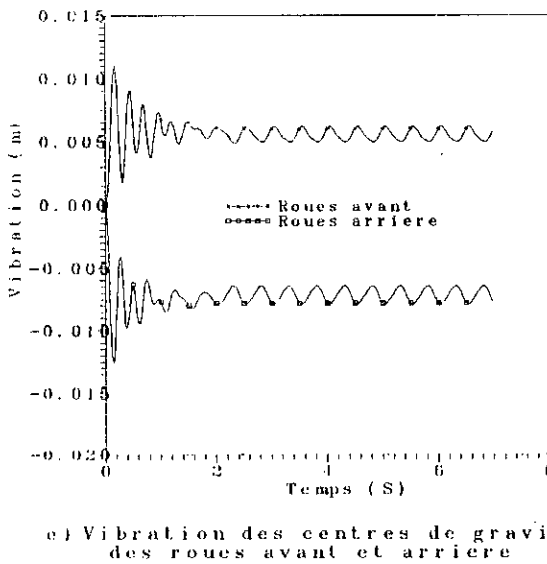
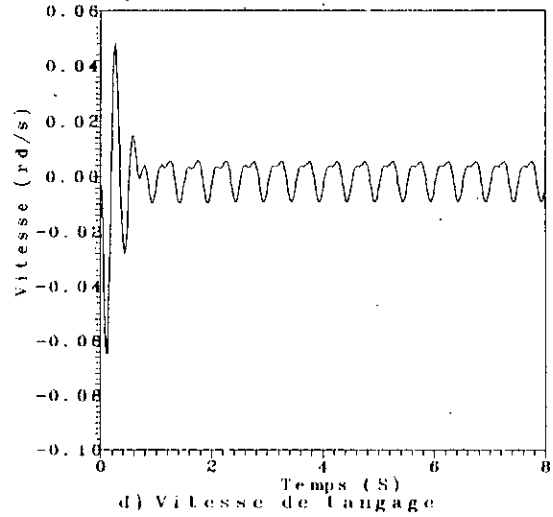
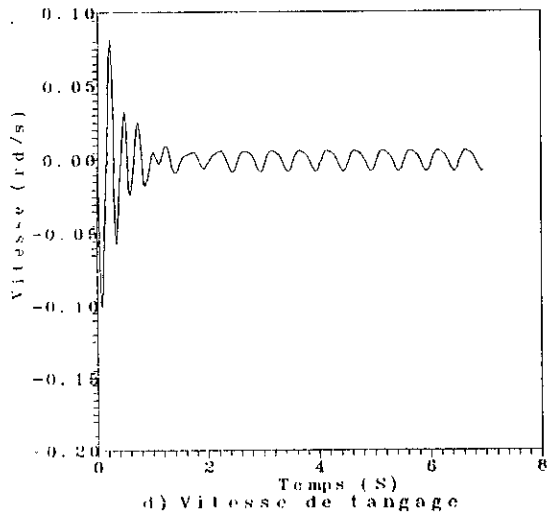
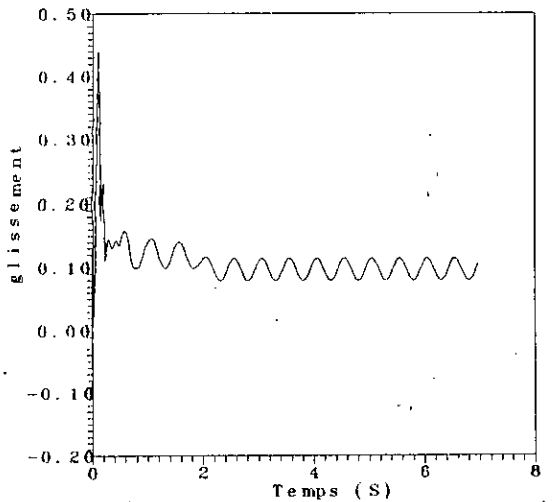
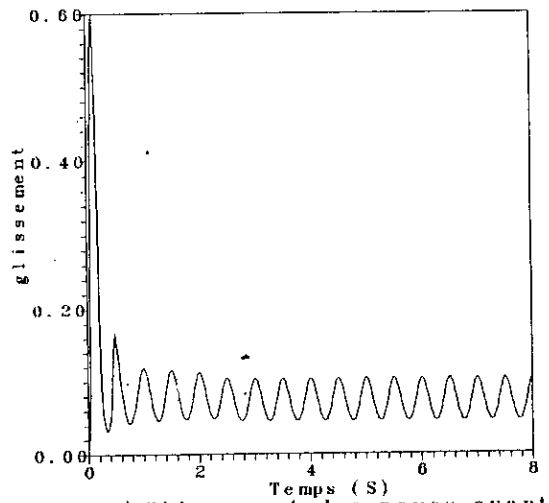


Fig. IV.9: Vibrations exterieures du tracteur C6006

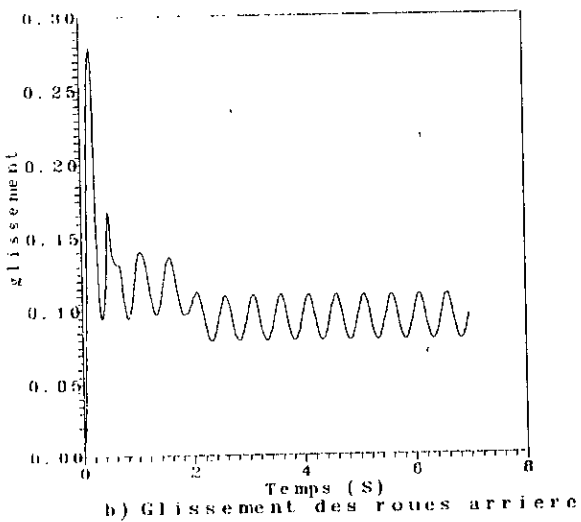
Fig. IV.10: Vibrations exterieures du mini-tracteur



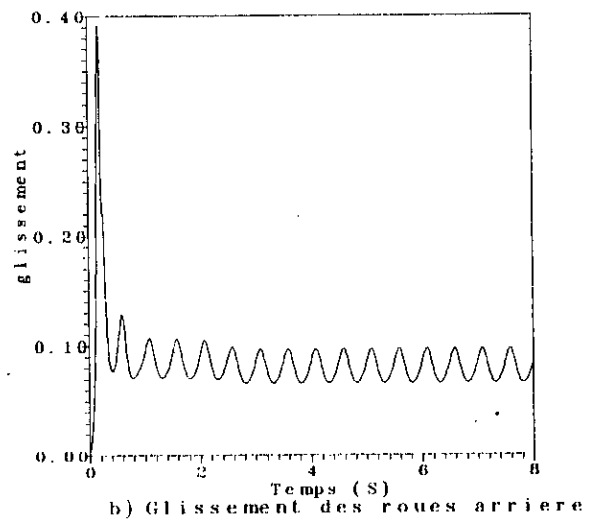
a) Glissement des roues avant



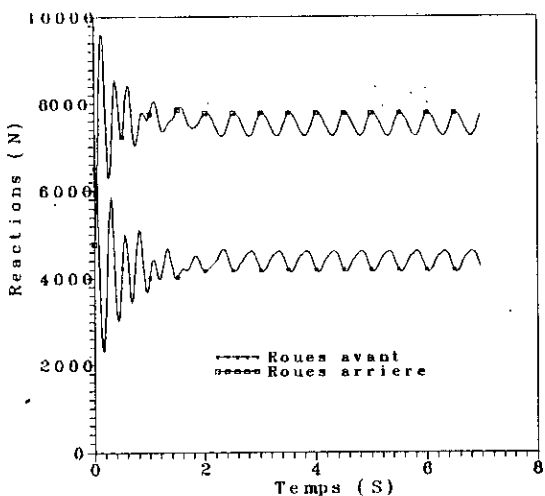
a) Glissement des roues avant



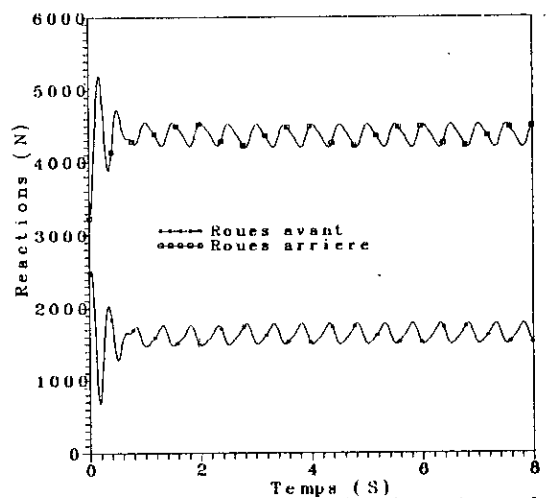
b) Glissement des roues arriere



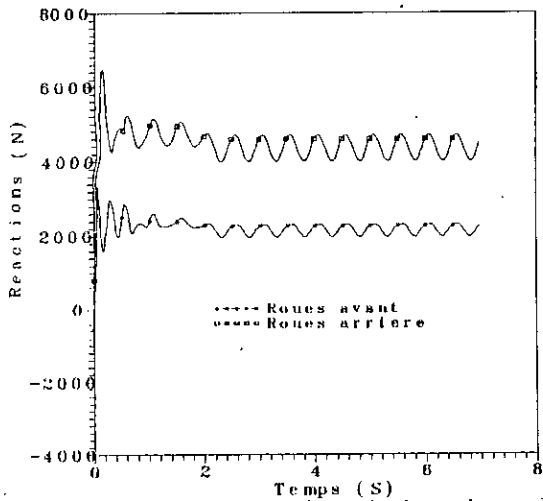
b) Glissement des roues arriere



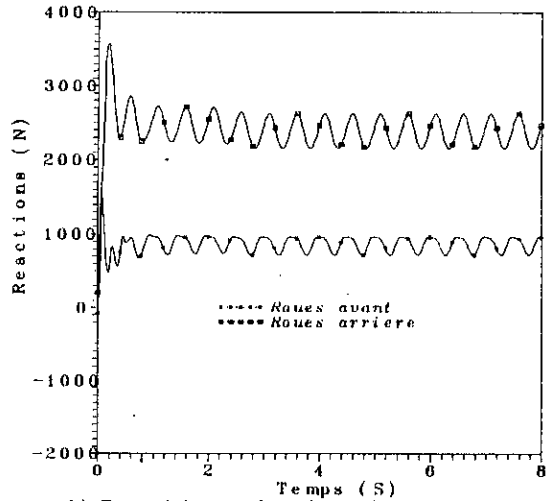
c) Reactions verticales du sol sur les roues avant et arriere



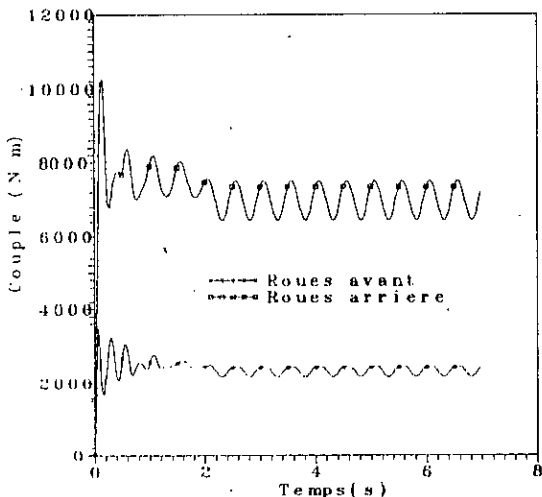
c) Reactions verticales du sol sur les roues avant et arriere



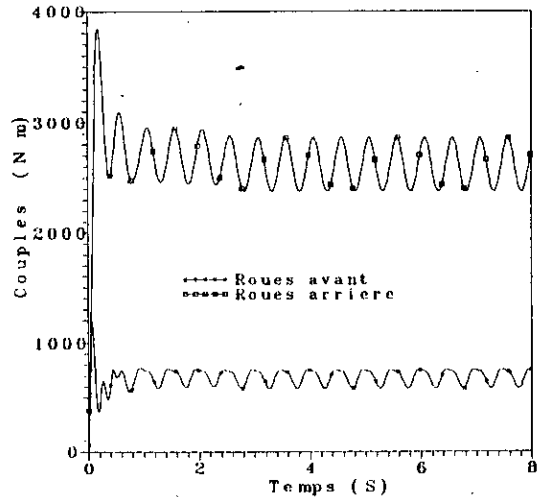
d) Reactions horizontales du sol sur les roues avant et arriere



d) Reactions horizontales du sol sur les roues avant et arriere



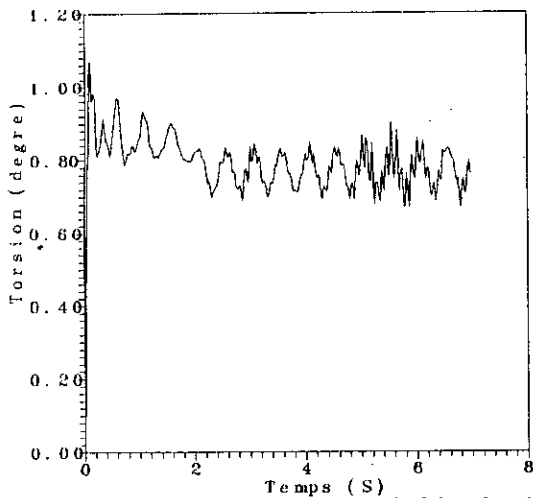
e) Couples sur les roues avant et arriere



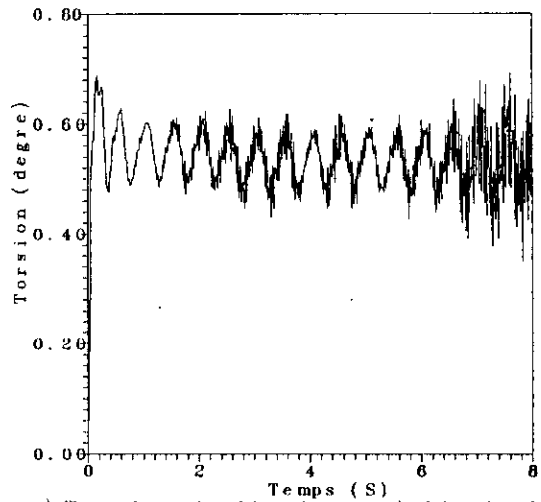
e) Couples sur les roues avant et arriere

Fig. IV. 11
Efforts et glissements sur roues du tracteur C6006

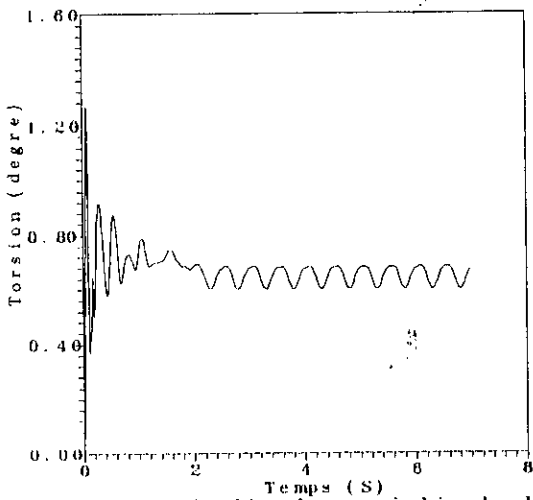
Fig. IV. 12
Efforts et glissements sur les roues du mini-tracteur



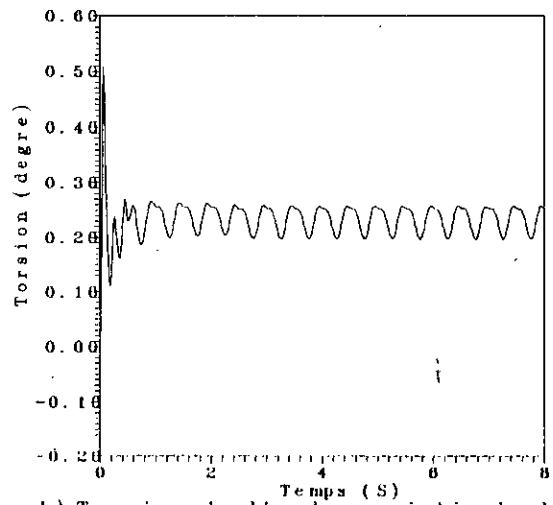
a) Torsion de l'arbre qui lie la boîte de vitesses au moteur



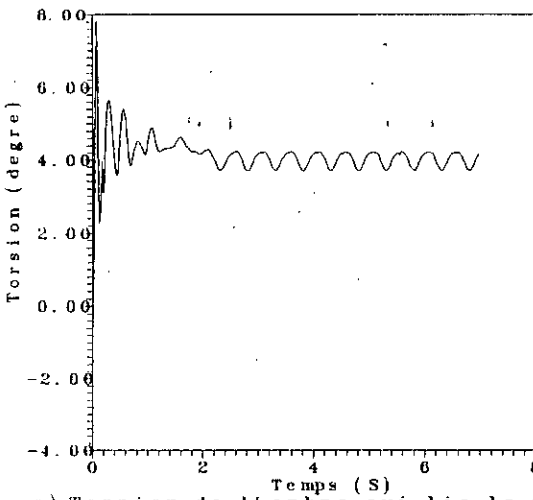
a) Torsion de l'arbre qui lie la boîte de vitesses au moteur



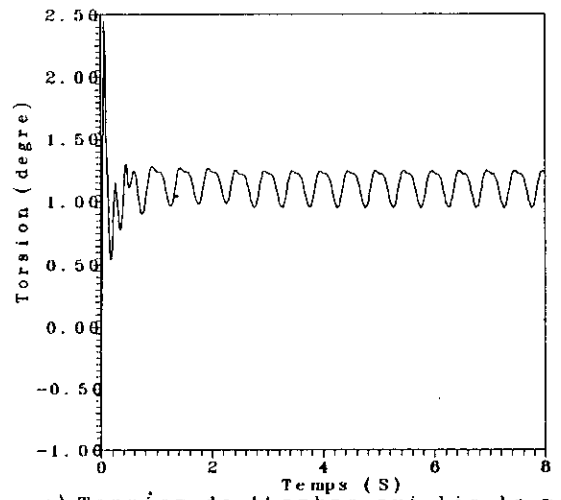
b) Torsion de l'arbre qui lie la boîte de transfert au pont avant



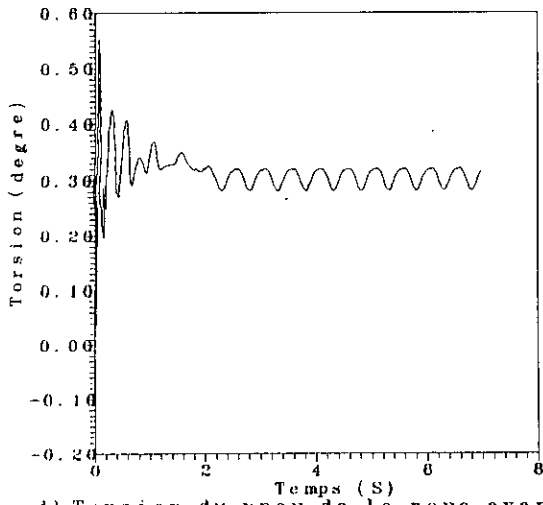
b) Torsion de l'arbre qui lie la boîte de transfert au pont avant



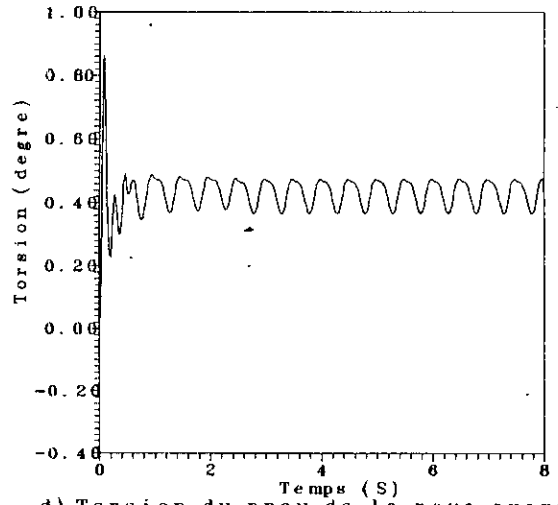
c) Torsion de l'arbre qui lie le pont avant à la jante avant



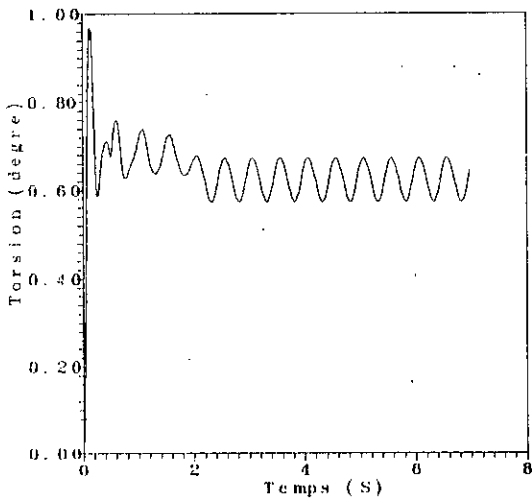
c) Torsion de l'arbre qui lie le pont avant à la jante avant



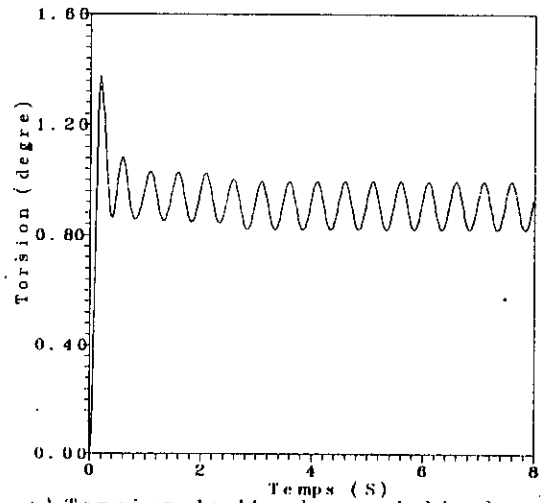
d) Torsion du pneu de la roue avant



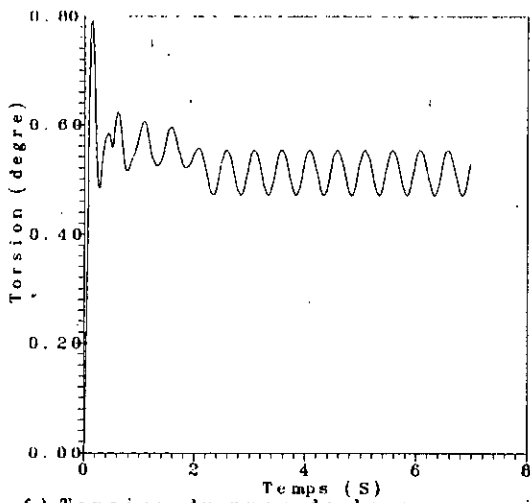
d) Torsion du pneu de la roue avant



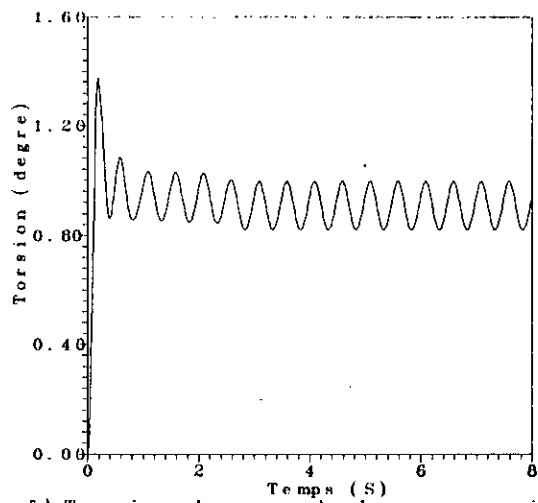
c) Torsion de l'arbre qui lie le pont arriere a la jante arriere



e) Torsion de l'arbre qui lie le pont arriere a la jante arriere



f) Torsion du pneu de la roue arriere



f) Torsion du pneu de la roue arriere

Fig. IV. 13
Torsion des arbres de la chaine cinematique du tracteur C6006

Fig. IV. 14
Torsion des arbres de la chaine cinematique du mini-tracteur

V) Interprétation et conclusion

Les courbes obtenues montrent que les paramètres évoluent dans un premier temps selon une phase transitoire, avant de se stabiliser à des valeurs constantes mais elles restent périodiques.

Au bout de 10 secondes, on peut considérer que ces conditions stabilisées sont atteintes. Ainsi, le régime moteur s'adapte sur un point de fonctionnement où il ne développe plus que la puissance nécessaire à vaincre la résistance au roulement et l'effort requis par l'outil tracté, après avoir accéléré le tracteur à partir des conditions initiales imposées.

Toutes les autres vitesses à différents niveaux de la chaîne de transmission se stabilisent également, de même que les torsions des arbres.

Le tracteur après quelques oscillations sur ses pneus, revient presque à sa position d'équilibre $r_1 \approx r_2 \approx 0$.

Pendant la période transitoire le patinage des roues est frottement élevé, après stabilisation sa valeur diminue et oscille faiblement au tour d'une valeur approximative de 10%.

L'objectif poursuivi dans cette étude a surtout été de mettre en place les grandes lignes selon lesquelles pouvait s'effectuer une modélisation globale du tracteur, permettant de simuler le comportement de la chaîne cinématique vis-à-vis des sollicitations aux roues.

Le modèle établi, pour être exploitable quantitativement, devra tout d'abord être précisé en ce qui concerne les données numériques entachées pour l'instant d'une certaine incertitude :

- Moment d'inertie transversal du tracteur.
- Raideurs verticales, et surtout torsionnelles, des pneus.
- Amortissements.

Si ces derniers ne sont pas utiles à la mise en évidence des fréquences propres, ils sont en revanche indispensables à l'obtention d'amplitudes de torsion faible.

Par ailleurs, de nouveaux cas de sollicitations, plus critiques quant au comportement vibratoire de la transmission, semblent intéressants à simuler :

- Rupture brutale de la charge.
- Patinage d'une roue.

Il sera alors nécessaire de perfectionner le modèle :

- Prise en compte du comportement des dentures d'engrenages, afin de détecter l'apparition d'éventuels entre-choquements.
- Suppression de la symétrie « droite - gauche » du modèle, et des blocages de différentiel.

Enfin, il pourrait être souhaitable de prendre en considération les harmoniques du couple moteur.

Le modèle établi, ainsi que le programme de simulation numérique, devrait cependant constituer une base à partir de laquelle il sera possible d'effectuer ces différents développements.

CONCLUSION GENERALE

Ce travail constitue une approche pour l'élaboration d'une méthode générale apte à réaliser la conception de n'importe quel type de tracteur et de simuler son comportement sur divers sols agricoles. L'outil informatique a rendu la méthode efficace et rapide, ce qui a permis d'effectuer un grand nombre de changements de données et de comparer entre les différents résultats obtenus. Pour arriver à ces possibilités, nous avons développé les points suivants :

1) Étude préliminaire pour la conception d'un tracteur. la méthode détermine la structure extérieure adéquate du tracteur ainsi que son moteur convenable, afin qu'il puisse effectuer sa tâche avec une bonne stabilité, par conséquent on a constaté la bonne aptitude du mini-tracteur à labourer sur les collines et les petites parcelles de terrain en raison de sa bonne stabilité au cabrage, résultats confirmés par la comparaison de son comportement par rapport à celui du tracteur C6006.

On peut dire que, relativement à son poids et à son couple moteur, le mini - tracteur offre une meilleure performance que celle du C6006.

2) Conception de la chaîne de transmission du tracteur. la méthode établie permet le dimensionnement de n'importe quel type de chaîne de transmission. Pour la boîte de vitesses le programme conçu peut calculer n'importe quelle configuration comportant G_n gamme donnant chacune V_{q_i} vitesses ($i=1,n$), le calcul d'engrenages détermine toutes les caractéristiques cinématique telles que, le module de fonctionnement, angle de pression de fonctionnement, les rayons de fonctionnement, les déports, les rapports de conduite et tient compte des vérifications nécessaires, au conditions de résistance et à l'interférence. Les arbres ont été dimensionnés pour les différentes sollicitations (flexion déviée et torsion), de même les efforts sur les paliers ont été déterminés. Le programme propose aussi la possibilité de l'emplacement d'un réducteur épicycloïdale simple ou double comme option pour la boîte de vitesses. Le dimensionnement des engrenages et des arbres des ponts avant et arrière a été réalisé pour toutes les configurations couramment rencontrées sur les différents types de tracteurs.

3) Étude des vibrations de torsion de la chaîne cinématique du tracteur. Cette partie s'intéresse à une nouvelle approche prenant en compte des phénomènes dynamiques jusqu'ici occultés, de la conception des transmissions des tracteurs agricoles. Plus précisément, il s'agit ici de rendre compte des vibrations de torsion dont peuvent être responsable certaines sollicitations périodiques au sein de la chaîne cinématique comme la vibration périodique du couple moteur, les défauts éventuels d'éléments de la transmission (balourds).

Cette étude nous a permis d'avoir un aperçu général sur le comportement de la chaîne cinématique. Nous avons déterminé toutes les pulsations propres et leurs déformées modales, autrement dit, l'emplacement des noeuds de vibration sur la structure de la chaîne cinématique car ces derniers caractérisent les zones où il y a possibilité de rupture, en plus, on a déterminé les vitesses dangereuses qui peuvent exciter chaque mode. On a remarqué lors de cette partie d'étude que le tracteur à quatre roues motrices est beaucoup plus stable que celui à deux roues motrices car, dans la plage de fonctionnement du moteur, aucune vitesse de rotation ne provoque de résonance correspondant aux quatre premières fréquences.

4) Modélisation globale du tracteur. cet objectif suppose donc l'élaboration d'un modèle global du tracteur ou seront pris en compte les caractéristiques dynamiques de la chaîne cinématique (inerties, raideurs, amortissement), des pneumatiques (raideurs et amortissements verticaux) et du tracteur (masse, moment d'inertie). Après mise en équations et en tenant compte également des sollicitations sur les roues, on aboutit à un résultat exprimé sous forme de plusieurs graphes permettant de constater l'évolution des vitesses à différents niveaux de la chaîne cinématique , les vibrations de la structure extérieure du tracteur (châssis, pneus), les efforts et glissements sur les roues et la torsion des arbres à l'intérieure de la chaîne de transmission .

Faute de données précises sur les caractéristiques dynamiques des pneumatiques (non disponible chez.CMT), nous présentons dans cette dernière partie de l'étude des résultats qui sont obtenus à partir de paramètres que nous avons retirés des articles, [SAK87], [GOO85]. Toute fois, le changement de données ne remet pas en cause le principe de calcul appliqué.

Enfin, il serait souhaitable de perfectionner cette étude on ajoutant un dimensionnement par éléments finis de la caisse du tracteur.

1	2
3	4
5	6
7	8
9	10
11	12
13	14
15	16
17	18
19	20
21	22
23	24
25	26
27	28
29	30
31	32
33	34
35	36
37	38
39	40
41	42
43	44
45	46
47	48
49	50
51	52
53	54
55	56
57	58
59	60
61	62
63	64
65	66
67	68
69	70
71	72
73	74
75	76
77	78
79	80
81	82
83	84
85	86
87	88
89	90
91	92
93	94
95	96
97	98
99	100

BIBLIOGRAPHIE

- [AUG88] P.AUGAGE : Modélisation de la chaîne cinématique d'un tracteur. D.E.U.A, 1988, E.NSAM, Paris.
- [BAI95] D. BAIZE : Guide pour la description des sols, INRA, 1995, Paris.
- [BAR82] M.BARREAU : Calculer vos engrenage, Technique et documentation Lavoisier, 1988, Paris.
- [BAU67] R. BAUDIER : Calcul d'engrenage, Technique de l'ingénieur, B 885, 1967.
- [BEK69] M. BEKKER : Introduction to terrain vehicle systems, University of Michigan Press, 1969, USA.
- [BEL78] V.BELOUSOV : Géologie structurale, Edition Mir, 1978, Moscou.
- [BER84] K.BERTRAND : Atlas mondial, Delagrave, 1984, Paris.
- [BOL86] B.BOLOTOV : Manuel du tractoriste, Edition Mir, 1986, Moscou.
- [BOU82] M. BOUKABACHE : Etude des vibrations de torsion du groupe moto propulseur des camions SNVI - Sonacome, Thèse de Magister, E.N.P, 1982, Alger.
- [BRU84] R.BRUN : Science et technique du moteur diesel industriel et de transport, Publication de l'institut Français du Pétrole, 1984, Paris.
- [CAT78] P.CATCHPOLE : Torsional vibrations of a vehicul drive line, Cranfield institute of technology school of automative studies, England 1978.
- [CAT] Catalogues publicitaires de quelques tracteurs produits par le constructeur Italien Ferrari, C.M.T de Constantine.
- [DAO87] N. DAOUD : Etude de la vibration de torsion des chaînes cinématiques ramifiées, P-F-E, E.N.P, 1987, Alger.
- [DES74] M. DESMEDET : Vibration d'un vilebrequin sur ses paliers, P.E.F, E.N.S.A.M, 1987, Paris.
- [DUC83] P. DUCHAUFOUR : Pédogenèse et classification, Edition Masson, 1983, Paris.
- [GIE87] A.GIET : Résistance des matériaux, Dunod, 1987, Paris.

- [GIR90] B.GIRONET, G.LOURADOUR : Vibration de torsion et vitesse dangereuse de torsion des liges d'arbres, Technique de l'ingénieur, 1990.
- [GOO85] B.F.GOODRICH : Stiffnes proprieties of agricultural types, Iternational conference on sol dynamics, 1985.
- [HEN80] G.HENRIOT : Traité théorique et pratique des engrenages, Dunod, 1980.
- [HOO80] R.J. Hooker : A modèle for the radical dynamyc behaviour of pneumatic types, Departement of engineering, University of Queensland, 1980.
- [INA95] . Référentiel pédologique, Institut national de la recherche agronomique, 1995, Paris.
- [KAL90] M. KALLA : Cours de géologie générale, INES des science de la terre Tebessa, O.P.U, 1990.
- [KIB90] R. KIBBOUA : Etude dimensionnelle d'une boite de vitesse, P-F-E, ENP, 1990, Alger.
- [LAL80] M.LALANE : Mécanique des vibrations, I.N.S.A, 1980, Lyon.
- [LAR77] R. LAROCHE : Vibrations forcées de torsion, E.N.S.A.M, 1977, Paris.
- [LUT74] H.J. LUTM, R.D. WEISMER : Off road traction prediction of wheeled vehicules, Transaction of the A.S.A.E, 1974.
- [MIL83] V.MILINTCHOUK : Géologie générale, Edition Mir, 1983, Moscou.
- [MIR86] I. MIROLIOBOV : Résistance des matériaux, Edition Mir, 1986, Moscou.
- [MOT95] Motorisation agricole, Revue mensuelle, 1995, France.
- [NAK88] M. NAKIB : Cours de tracteur polycopie, INA, 1988, El Harrach.
- [PAZ85] M. PAZ : Structural Dynamics, theory and computation, 1985, Canada.
- [REB92] A. REBAI : Conception d'une boite de transfert automatique au profit du C6006, P.F.E, 1992, INES. D'Oum El Bouaghi.
- [SAK87] K.ŞAKAI : The dynamic behaviour of a tractor- vibrating subsoiler system and the effect of the virtual hitch point, 1987, Departement of agricultural engineering Hohaido University, Sapporo, Japon.

[SED90] B. SEDIK : Conception d'un pont de transmission, P.F.E, 1990, E.N.P, Alger.

[SUM86] J.D. SUMMERS, R.EKSTROM : Development of a tractor performance simulation model, American Society of agricultural engineers, 1986.

[STA84] R.M. STAYNER, T.S.COLLINS : Tractor ride vibration simulation as an aid to design, The British society for research in agricultural engeneering, 1984.

[VER89] S.VERMA : Contribution à la modélisation du comportement au labour d'un ensemble tracteur- charrue, These de doctorat, 1989, INA, Paris.

Travaux entrant dans le cadre de la préparation de cette thèse

Les P.F.E. suivants ont été proposés et dirigés sous ma direction :

[FEN96] A. Fendi, T. Tiaiba : Dimensionnement d'une boite de vitesse quelconque, P.F.E, 1996, INES d'Oum El Bouaghi.

[LAM96] A. Lamri, Z. Zardoum : Conception d'un mini- tracteur à 4 roues motrice de puissance 26 KW, P.F.E, 1996, INES, O.E.B.

[SAI95] S. Habri, A. Sai : Transformation du tracteur C6006 deux roues motrices en un tracteur 4 roues motrices, P.F.E, 1995, INES. O.E.B.

[BER94] W. Berkani: Calcul des pulsations propres et des vitesses dangereuses d'un moteur à explosion. Application au moteur F4L 912 fabriquer par C.M.T, P.F.E, 1994, INES. O.E.B.

[LAS95] K. Lasfar, A. Soufi : Calcul des pulsations propres de la chaîne cinématique du tracteur C6006, P.F.E, 1995, INES, O.E.B.

[KHO95] C. Khoudja, M. Oussaib : Modélisation globale d'un tracteur, Application au tracteur C6006, P.F.E, 1995, INES, O.E.B.

[RAM94] A. Ramdane, A. Fethallah : Dimensionnement d'une boite à vitesses et d'un pont, P.F.E , 1994, INES, O.E.B.

[BOU97] S. Bouzid , Y. Ramdani : Élaboration d'une méthode générale de dimensionnement d'une chaîne cinématique, P.F.E, 1997 (en cours), INES , O.E.B

[TAD97] S.Tadger, A. Rahabi : Etude de la vibration de torsion de la chaîne cinématique d'un tracteur, P.F.E, 1997 (en cours), INES , O.E.B.